Machine Translated by Google

je
T
P.

une revue en libre accès publiée par MDPI

Facteur d'impact 1,3
CiteScore 2.3

Revue internationale de Turbomachines, Propulsion et Puissance

mdpi.com/
journal/
ijtpp

EUROTURBO
european turbomachinery society

Machine Translated by Google

Message du rédacteur en chef

La Revue Internationale de Turbomachines, Propulsion and Power (IJTPP, ISSN 2504-186X) appartient à Euroturbo (www.euroturbo.eu), une organisation scientifique internationale à but non lucratif légalement créée en février 2012. Euroturbo a été fondée par un groupe de scientifiques et ingénieurs qui ont activement contribué au succès de plusieurs projets scientifiques

événements dans le domaine des turbomachines au cours des vingt-cinq dernières années. La Revue a été conçue comme un outil de diffusion interdisciplinaire et, bien que l'essentiel de la Revue se concentre sur conception, le Journal s'occupe également de l'analyse, de la modélisation et des tests de turbomachines et de systèmes de propulsion et de conversion d'énergie basés sur des turbomachines. L'innovation technologique au niveau des systèmes et des composants, le développement et l'application de nouveaux concepts de flux ainsi que les techniques expérimentales et numériques avancées s'inscrivent naturellement dans ce cadre. La Revue accueille des manuscrits de haute qualité scientifique abordant les questions fondamentales et appliquées des flux des turbomachines.

Rédacteur en chef
Professeur Marcello Manna

Rédacteurs associés
Prof. Dr. Tony Arts
Prof. Dr Gérard Bois
Prof. Dr. Cengiz Camci
Dr Ruud Eggels
Prof. Dr. Peter Ireland
Prof. Dr Reinhard Niehuis
Professeur Dr Kenichiro Takeishi

Objectifs

L'International Journal of Turbomachinery, Propulsion and Power se concentre sur le développement scientifique et technologique actuel et futur des turbomachines dans les domaines connexes de la propulsion et des systèmes d'alimentation basés sur des turbomachines. La thermodynamique, la mécanique des fluides, le transfert de chaleur et la combustion appliquée des dispositifs et systèmes énergétiques aérospatiaux, marins et industriels sont d'un intérêt primordial, tant du point de vue des composants que du système. De même, des études fondamentales et appliquées de systèmes de conversion d'énergie basés sur des écoulements de fluides monophasiques ou multiphasiques, mono ou multi-espèces, impliquant une ou plusieurs turbomachines sont sollicitées.

L' IJTPP est destiné à offrir un outil de diffusion de recherche et développement de haute qualité aux collègues s'intéressant principalement aux turbomachines du monde universitaire, des instituts de recherche et de l'industrie.

Machine Translated by Google

Portée

- Turbomachines
- Propulsion aérospatiale
- Propulsion marine
- Turbocompresseurs
- Production d'énergie
- Thermodynamique
- Mécanique des fluides
- Transfert de chaleur
- Vibrations
- Aéro-acoustique
- Combustion appliquée (aéronautique, aérospatiale, systèmes d'alimentation stationnaires)
- L'énergie éolienne
- Energie marine

Avantages pour l'auteur

Accès libre

Accès illimité et gratuit pour les lecteurs

Aucune contrainte de droits d'auteur

Conservez les droits d'auteur de votre travail et la libre utilisation de votre article

Examen approfondi par les pairs

Réductions sur les frais de traitement des articles (APC)

Si vous appartenez à un institut qui participe au MDPI Institutional Open Access Programme

Aucune contrainte d'espace, aucun espace supplémentaire ou Frais de couleur

Aucune restriction sur la longueur maximale des papiers, le nombre de figures ou de couleurs

Publication rapide

Une première décision est communiquée aux auteurs environ 63,9 jours après la soumission ; l'acceptation de la publication se fait en 27,6 jours (valeurs médianes des articles publiés dans cette revue au premier semestre 2024)

Machine Translated by Google

MDPI est membre de













Société partenaire :
Société européenne des turbomachines (Euroturbo)



Bureau de rédaction
ijtpp@mdpi.com
MDPI
Grosspeteranlage 5 4052
Bâle, Suisse Tél. : +41 61 683
77 34 mdpi.com



juillet 2024

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Article

Caractérisation du flux de fuite instable dans un ventilateur axial †

Matteo Dellacasagrande *, Édouard Canepa ‡, Andrea Cattanei ‡ et Mehrdad Moradi ‡

Département d'ingénierie mécanique, énergétique, de gestion et de transport (DIME), Université de Gênes, 16145 Gênes, Italie ; edward.canepa@unige.it (CE) ; andrea.cattanei@unige.it (AC) ; mehrdad.moradi@edu.unige.it (MM)
* Correspondance : matteo.dellacasagrande@edu.unige.it Cet
† article est une version étendue de notre document de réunion ETC15-187 publié lors de la 15e Conférence européenne sur les turbomachines, Budapest, Hongrie, du 24 au 28 avril 2023. ‡ Ces auteurs ont contribué à parts égales à ce document. travail.

Résumé : Le présent travail rend compte d'une étude expérimentale du débit de fuite dans un anneau de ventilateur à basse vitesse. Les mesures existantes de vélocimétrie par image de particules (PIV) 2D prises dans un plan méridional devant l'espace du rotor ont été traitées et analysées davantage au moyen de la décomposition orthogonale appropriée (POD). Trois valeurs de l'augmentation de pression sans dimension à travers le rotor ont été étudiées. En effet, l'attention s'est portée sur le cas intermédiaire, celui pour lequel une forte oscillation radiale du débit de fuite a été observée : les résultats du POD ont montré que, dans cette condition, le débit de fuite présente des oscillations radiales périodiques qui ne sont pas corrélées au débit de fuite. passage périodique de la lame. De plus, il a été constaté que de tels mouvements cohérents favorisent le transport des turbulences à différentes positions radiales, alors que les oscillations liées au rotor ont un effet négligeable
La présente procédure POD peut être appliquée de manière générale aux écoulements de turbomachines pour caractériser leur comportement instationnaire en plus des méthodes classiques de moyenne de phase basées sur des grandeurs liées au rotor.
La présente approche est nouvelle pour l'étude de la dynamique des écoulements de fuite dans les ventilateurs axiaux.

Mots-clés : ventilateur à flux axial ; carénage rotatif ; débit de fuite ; PIV ; COSSE

check for updates

Citation : Dellacasagrande, M. ; Canépa, E. ; Cattanei, A. ; Moradi, M. Caractérisation du flux de fuite instable dans un ventilateur axial. Int. J. Turbomachine. Propulse. Puissance 2023, 8, 34. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030034

Rédacteur académique : Antoine Dazin

Reçu : 10 juillet 2023
Révisé : 4 septembre 2023
Accepté : 7 septembre 2023
Publié : 13 septembre 2023

Copyright : © 2023 par les auteurs. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.
Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Introduction

Les ventilateurs axiaux utilisés dans les systèmes de refroidissement automobile sont généralement équipés d'un carénage rotatif, un anneau reliant les extrémités des pales qui améliore l'efficacité volumétrique et renforce également l'ensemble de l'ensemble. Malheureusement, cela provoque une forte augmentation du bruit rayonné en raison de la présence de structures d'écoulement cohérentes (Longhouse [1]) qui sont contenues dans le flux de fuite libéré par l'espace entre l'anneau et l'enceinte fixe et qui sont finalement réintégrées. ingéré par le rotor. Un tel bruit est souvent prédominant dans la gamme des basses et moyennes fréquences et peut également constituer la contribution majeure à la puissance rayonnée, par exemple voir Canepa et al. [2,3]. Les caractéristiques qualitatives du débit de fuite sont connues, voir par exemple Fukano et al. [4], Fukano et Jang [5], Piellard et al. [6], Magne et al. [7], Moreau et Sanjose [8], Zenger et al. [9], Na et al. [10], Canépa et al. [11-13], Cependant, les structures d'écoulement cohérentes constituent généralement un problème de dynamique des fluides assez compliqué et, dans le cas présent, leurs propriétés ne sont pas complètement connues : le fait que des bosses de bruit aux sous-harmoniques de la fréquence de passage des pales apparaissent indique qu'elles sont co-rotatives, mais la relation avec la géométrie de l'espace et le point de fonctionnement n'est pas tout à fait claire. Afin de trouver des solutions efficaces pour la réduction du bruit et également de fournir des cas de test fiables pour les simulations numériques, une compréhension plus approfondie de ces aspects est nécessaire.

Le présent article poursuit l'enquête aérodynamique rapportée dans Canepa et al. [13], qui s'appuie sur des mesures PIV 2D prises dans le plan méridien. Dans cette étude, une analyse détaillée de l'effet du point de fonctionnement sur le schéma d'écoulement des fuites a été rapportée. En particulier, il a été montré que, autour du point de fonctionnement de conception, une modification soudaine du schéma d'écoulement se produit, affectant fortement le bruit rayonné. Cette modification consiste

Machine Translated by Google

d'un interrupteur entre un flux de recirculation fixé sur la lèvre de l'anneau et directement ré-ingéré par le rotor et un flux radial qui se mélange au flux entrant du rotor principal après avoir quitté radialement le domaine de mesure. Au moyen de moyennes conditionnelles, il a également été montré que, lorsque la modification a lieu, les deux modèles d'écoulement sont présents ainsi que tous les modèles intermédiaires. Cependant, il n'a pas été possible d'approfondir les caractéristiques de la transition ni de déterminer si ces modèles suivent une séquence temporelle régulière ou s'ils alternent de manière aléatoire. Dans le présent ouvrage, qui est une version étendue du document de conférence des auteurs, Dellacasagrande et al. [15], les structures d'écoulement cohérentes intégrées dans l'écoulement sont étudiées au moyen d'une procédure basée sur le POD qui utilise la technique de moyenne de phase présentée précédemment dans Lengani et al. [16]. Cette approche a permis d'identifier la dynamique périodique du débit de fuite qui n'est pas nécessairement corrélée à la position du rotor.

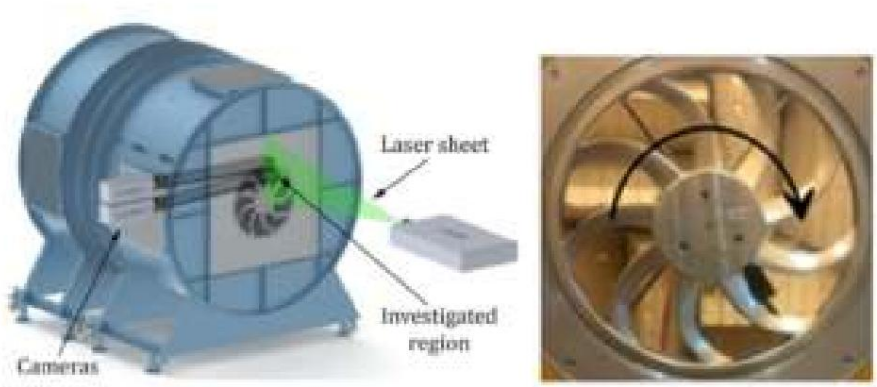
2. Configuration expérimentale et techniques de mesure

Les données présentées ici font partie de la base de données expérimentale collectée dans le travail des auteurs précédents, Canepa et al. [13]. La campagne de mesures a été réalisée dans le laboratoire DIME Aéroacoustique avec le ventilateur monté sur un banc d'essai conçu selon les normes ISO 5801 ; voir la figure 1a. Le rotor testé est un prototype à neuf pales en aluminium obtenu au moyen d'une fraiseuse à commande numérique (Figure 1b). La rigidité du rotor empêche la modification de la géométrie par la charge aérodynamique et la force centrifuge, évitant ainsi les effets croisés sur la modification du débit de fuite, par exemple voir Canepa et al. [11].

Le rotor a un rayon de pointe rtip de 222 mm, un rapport de rayon moyeu à pointe rhub/rtip de 0,374 et une corde qui varie entre 43 mm et 50 mm d'un moyeu à l'autre. Au point de conception, le coefficient de débit est $\Phi des = Qdes/(utip\pi r\,tip) = 0,0869$, et le coefficient d'augmentation de pression est $tip) = 0,0993$, avec Q le débit volumique $\Psi des = \Delta pdes/(0,5\rho 0u^2$ et Δp l'augmentation de la pression du ventilateur (pression statique de sortie moins pression d'entrée un au total). Les mesures ont été effectuées à une vitesse de rotation constante Ω de 2400 tr/min ; selon le point de fonctionnement, le nombre de Reynolds basé sur les cordes se situe approximativement entre 31 000 et 41 000 au moyeu et entre 186 000 et 188 000 à la pointe. Pendant les tests, Δp et Ω ont été mesurés en continu. La vitesse de rotation a été contrôlée au moyen d'un tachymètre optique et d'une bande de bande réfléchissante collée sur une pale du rotor, générant ainsi un signal TTL un par tour. L'espace entre la bague tournante et le boîtier fixe est constitué de parties axiales et radiales de 5 mm de largeur ; voir la figure 1c. Afin d'étudier l'effet de l'augmentation de pression sur la dynamique du débit de fuite, trois valeurs Ψ ont été prises en compte sur les 12 précédemment étudiées dans Canepa et al. [13], c'est-à-dire $\psi = 0,0788, 0,0899, 0,103$. C'est à ces points de fonctionnement que le comportement le plus intéressant du débit de fuite a été observé.

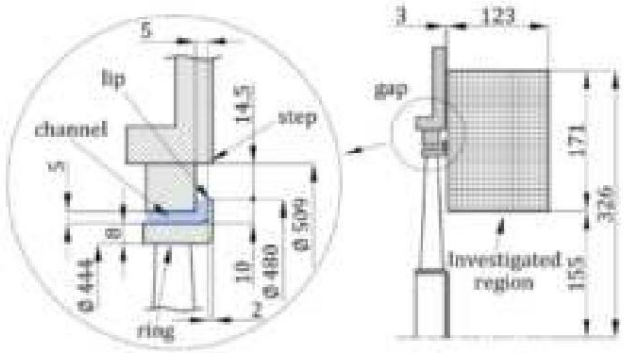
Le champ d'écoulement a été étudié dans le plan méridional proche du tip gap au moyen d'un système 2D-PIV, à savoir dans une zone rectangulaire située à x = 3 mm de l' anneau avec une extension de Lx = 123 mm et Lr = 171. mm, c'est-à-dire r/rtip = 0,698 − 1,468 et x/rtip = 0,014 − 0,581 ; voir la figure 1c. Les mesures ont été effectuées à l'aide de deux caméras avec une fréquence d'images maximale de 6 Hz. Les composantes de vitesse axiale (u) et radiale (v) ont été obtenues à l'aide d'une fonction de corrélation croisée spatiale donnant des champs vectoriels instantanés constitués de 83 × 116 points sur une grille carrée de pas $\Delta x = \Delta r = 1,5$ mm. Dans la présente campagne de mesure, 2000 champs vectoriels instantanés ont été collectés et le signal TTL généré par le tachymètre optique a été utilisé comme signal de référence pour la technique de moyenne d'ensemble basée sur le rotor. Étant donné que le système PIV adopté ne permet pas d'utiliser le signal TTL pour déclencher l'acquisition PIV, les instantanés PIV ont été commandés a posteriori pour le calcul du champ moyenné en phase basé sur le rotor. Les champs de vecteurs instantanés ont été triés en 90 cases de phase par tour. Afin d'augmenter la fiabilité statistique, les données ont été moyennées sur un pas de pale, donnant 10 distributions méridionales basées sur environ 198 échantillons. D'autres détails sur le dispositif expérimental et la technique de mesure peuvent être trouvés dans Canepa et al. [13].

Machine Translated by Google



(a) Banc d'essai de la norme ISO 5801.

(b) Ventilateur en aluminium à 9 pales.



(c) Géométrie de la région d'écart et champ de vision PIV.

Figure 1. (a) Installation expérimentale ; (b) un prototype de ventilateur en aluminium testé ; (c) géométrie de la région d'entrefer du rotor et champ de vision de mesure.

3. Champ de débit moyenné dans le temps

La figure 2 fournit les champs de vitesse moyenne dans le temps avec le tracé de contour de l' énergie cinétique turbulente globale (TKE) superposé. Pour le cas Ψ = 0,0788, le débit de fuite est directement réingéré par le rotor. Ceci, combiné à la région de TKE élevée observée à environ 1 < r/rtip < 1,15, fait de cette condition de fonctionnement la plus critique en termes de production de bruit (voir Canepa et al. [3]). Un scénario complètement différent caractérise le cas d'écoulement à Ψ = 0,103 : le flux sortant de l'espace se déplace radialement vers l'extérieur et sort du plan de mesure avant d'entrer dans le rotor. Par conséquent, le flux de fuite n'interagit pas directement avec les pales du rotor puisqu'il se mélange d'abord au flux entrant à des rayons plus grands. De plus, des valeurs plus faibles de TKE sont observées, les valeurs maximales se produisant pour r/rtip > 1,1.

La condition la plus intéressante est le cas Ψ = 0,0899. Ici, la vitesse radiale moyenne dans le temps (v) est positive pour r/rtip > 1, conduisant ainsi à une région de recirculation plus grande par rapport au cas Ψ = 0,0788. Cependant, le flux de fuite entre dans le rotor avant de quitter le plan de mesure, contrairement au cas Ψ = 0,103. Comme le montre ce qui suit, une oscillation radiale marquée du débit de fuite est responsable de la région élargie des valeurs élevées de TKE pour Ψ = 0,0899 (voir également Canepa et al. [13]). Par ailleurs, les conditions Ψ = 0,0788 et 0,103 se sont révélées significativement plus stables en termes de dynamique d'écoulement de fuite. Sur la base des observations rapportées ci-dessus, le présent travail se concentre sur l' analyse du cas Ψ = 0,0899 et du comportement instationnaire associé de l'écoulement de fuite.

L'objectif est d'inspecter toutes les sources possibles d'instabilité périodique affectant la dynamique des écoulements de fuite, et qui ne pourraient pas être nécessairement liées à la position angulaire du rotor. À cette fin, une technique de moyenne de phase basée sur le POD est utilisée pour l'étude détaillée des mouvements cohérents affectant le flux de fuite pour ce cas de flux spécifique.

Machine Translated by Google

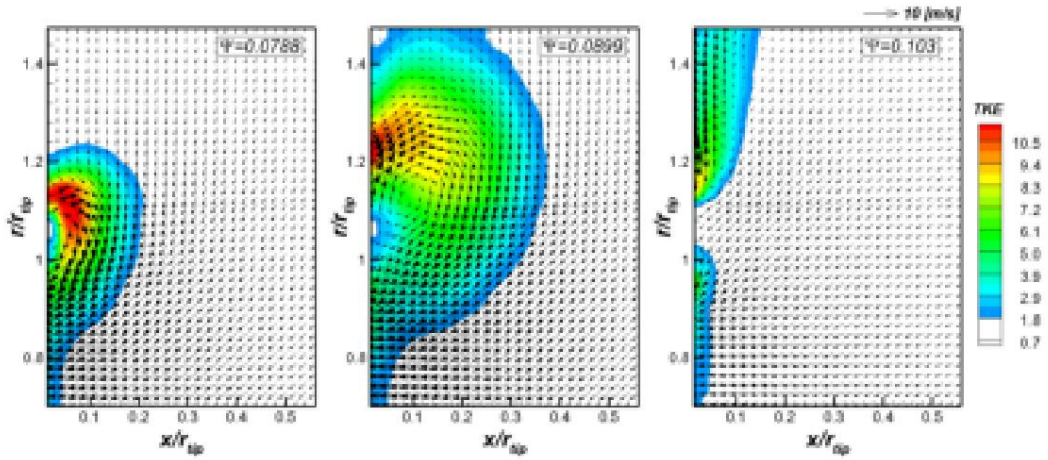


Figure 2. Représentation vectorielle du champ d'écoulement moyen temporel avec le tracé de contour du TKE global [m2/s 2] superposé. Les cas Ψ = 0,0788, 0,0899 et 0,103 sont présentés.

4. Décomposition orthogonale appropriée d'un écoulement de fuite instable 4.1. Cadre mathématique POD

La décomposition orthogonale appropriée a été proposée pour la première fois par Lumley [17] pour l' analyse des écoulements turbulents. Étant donné un certain champ de vitesse (c'est-à-dire u(x, t)), la procédure POD fournit des modes spatiaux ζ(x) (ressemblant aux structures d'écoulement) et des coefficients temporels χ(t) (conservant la dynamique des modes). Selon la formulation originale de Lumley [17], les modes POD sont calculés comme les vecteurs propres du tenseur de corrélation croisée spatiale des échantillons de flux. Dans le présent travail, la formulation successive de Sirovich [18] a été adoptée, dans laquelle les coefficients POD sont directement obtenus comme vecteurs propres de la matrice de corrélation croisée temporelle C :

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

où C = UTU, U est la matrice instantanée contenant les réalisations instantanées du champ, X est la matrice contenant les vecteurs propres de C et Λ est une matrice diagonale avec les valeurs propres triées. Une fois les coefficients temporels POD calculés à partir de l'équation (1), les modes spatiaux correspondants sont obtenus par projection comme

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

où Z est la matrice contenant les modes POD ζ(x) normalisés avec leurs valeurs propres correspondantes. POD peut également être utilisé pour construire des modèles d'ordre réduit fournissant une matrice instantanée filtrée UK qui conserve uniquement la contribution des K premiers modes. Cela se fait en inversant l'équation (2) :

$$U_{K} = Z\Lambda^{\frac{1}{2}}X^{T} \tag{3}$$

où les Nt − K dernières colonnes de Z sont mises à zéro.

Une fois les modes POD calculés, une technique de moyenne de phase basée sur le POD a été appliquée, où le signal de référence est directement extrait des modes principaux (voir Lengani et al. [16]). En particulier, si des structures convectives périodiques apparaissent au sein de l'écoulement, des modes couplés sont généralement observés, c'est-à-dire des modes avec un contenu énergétique et une distribution spatiale similaires (voir Legrand et al. [19]). Par conséquent, les modèles d'ordre inférieur correspondants peuvent être utilisés pour trier les instantanés instantanés en fonction de la période principale mise en évidence par les modes. D'après l'équation (3), la contribution du kième mode POD au ième instantané PIV peut s'écrire sous la forme

$$^{toi}(k)\,(x,r,ti) = \zeta\,(k)\,(x,r)\lambda\,(k)\quad ^{-1}\!\chi\,(k)\,(je) \tag{4}$$

Machine Translated by Google

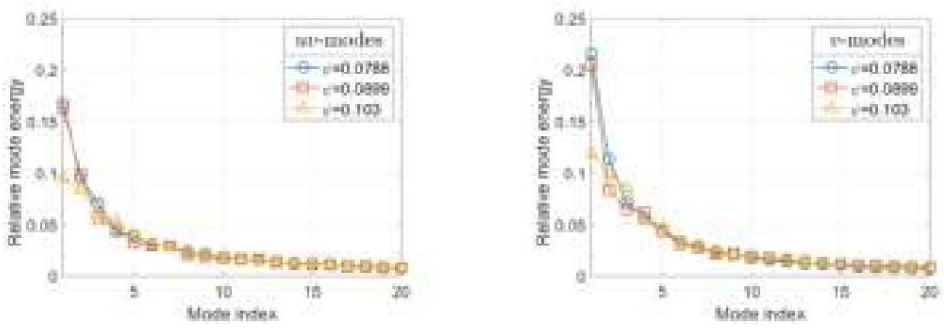
χ sont (k) (i) est le ième élément du kième coefficient POD. Ensuite, si le kième et le (k + 1)ième où les modes couplés et représentatifs des mêmes structures convectives, l'angle de phase θi du ième enregistrement est défini comme

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

où (x1,r1) et (x2,r2) sont des points de contrôle utilisés pour le calcul de chaque phase d'instantané. Selon le procédé mentionné ci-dessus, tous les instantanés peuvent être triés sur la base de leur angle de phase correspondant, et un champ de vitesse moyenné en phase basé sur le POD peut être calculé. Puisque ce travail vise à caractériser les mouvements radiaux impliquant le flux de fuite, les modes POD de la composante de vitesse radiale sont pris comme référence pour la présente analyse POD. Cette dernière a été réalisée en considérant la part du champ de vitesse fluctuant, qui n'est pas affecté par la position du rotor. À savoir, les composantes périodiques obtenues à partir de la procédure de moyenne de phase basée sur le rotor ont été supprimées des instantanés d'origine avant d'appliquer la procédure POD. Cela a été fait parce que le champ moyenné en phase basé sur le rotor, non représenté ici par souci de concision, n'a montré aucune oscillation radiale de l'écoulement sortant de l'espace ; voir Canepa et al. [13].

4.2. Analyse POD des fluctuations non liées au rotor

Les mouvements cohérents dominants qui ne sont pas liés à la position du rotor sont étudiés dans cette section au moyen de la décomposition orthogonale appropriée. La figure 3 représente le pourcentage d'énergie des 20 premiers modes POD obtenus à partir du noyau total POD (c'est-à-dire en remplissant la matrice U avec les modes u et v, uv) et à partir de la vitesse radiale uniquement (modes v). Pour les cas Ψ = 0,0788 et 0,0899, le premier mode du noyau total capture plus de 16 % de l'énergie globale des fluctuations, tandis que pour Ψ = 0,103, l'énergie du mode principal est nettement plus petite. Cela indique que pour les cas Ψ = 0,0788 et 0,0899, les fluctuations non liées au rotor sont dominées par quelques grands modèles cohérents, qui capturent un quota plus élevé d'énergie cinétique turbulente par rapport au cas Ψ = 0,103. Des considérations similaires s'appliquent toujours aux modes POD de la composante de vitesse radiale. Fait intéressant, les modes 3 et 4 de v montrent un contenu énergétique similaire pour le cas Ψ = 0,0899 (Figure 3b), contrairement aux autres cas. Comme discuté dans ce qui suit, ces modes sont représentatifs des mêmes structures cohérentes, et ils sont utilisés pour l'analyse du comportement instationnaire caractérisant le débit de fuite pour cette condition de fonctionnement.



(un) (b)

Figure 3. Énergie des modes (a) uv et (b) v-modes pour ψ = 0,0788, 0,0889 et 0,103. Les résultats POD sont obtenus en considérant le quota de fluctuations de vitesse qui ne sont pas liées à la position du rotor.

La figure 4 montre des exemples de modes du noyau total pour les trois valeurs de Ψ considérées ici. Ces modes ont été choisis parmi les 10 premiers pour mettre en évidence les principaux modèles cohérents au sein du champ de vitesse fluctuant sans rapport avec le rotor. Les modes parmi les 10 premiers présentant des modèles similaires à ceux représentés sur la figure 4 ne sont pas présentés ici par souci de concision. De plus, l'indice de mode dépend strictement du cas de flux a

Machine Translated by Google

Outre les modes POD dominants, la fonction de densité de probabilité (pd f) de l'apparition de structures tourbillonnaires est représentée pour chaque cas sous forme de surfaces grises (tracés du bas). De telles distributions pd f ont été obtenues au moyen d'une technique d'identification de vortex basée sur les ondelettes (voir Simoni et al. [20]) appliquée au champ de vitesse fluctuant global, c'est-à-dire en conservant également l'instabilité liée au rotor, contrairement à ce qui a été observé. été fait pour le calcul des modes. Par conséquent, la comparaison entre les distributions des modes pd f et POD fournit des informations sur la localisation spatiale des structures tourbillonnaires liées ou non à la position du rotor. En particulier, on peut clairement voir qu'un pic pd f dominant se produit dans tous les cas aux positions spatiales où les structures cohérentes à grande échelle sont mises en évidence par les modes. La plupart des événements tourbillonnaires observés dans le présent plan de mesure ne sont donc pas nécessairement liés à la position du rotor.

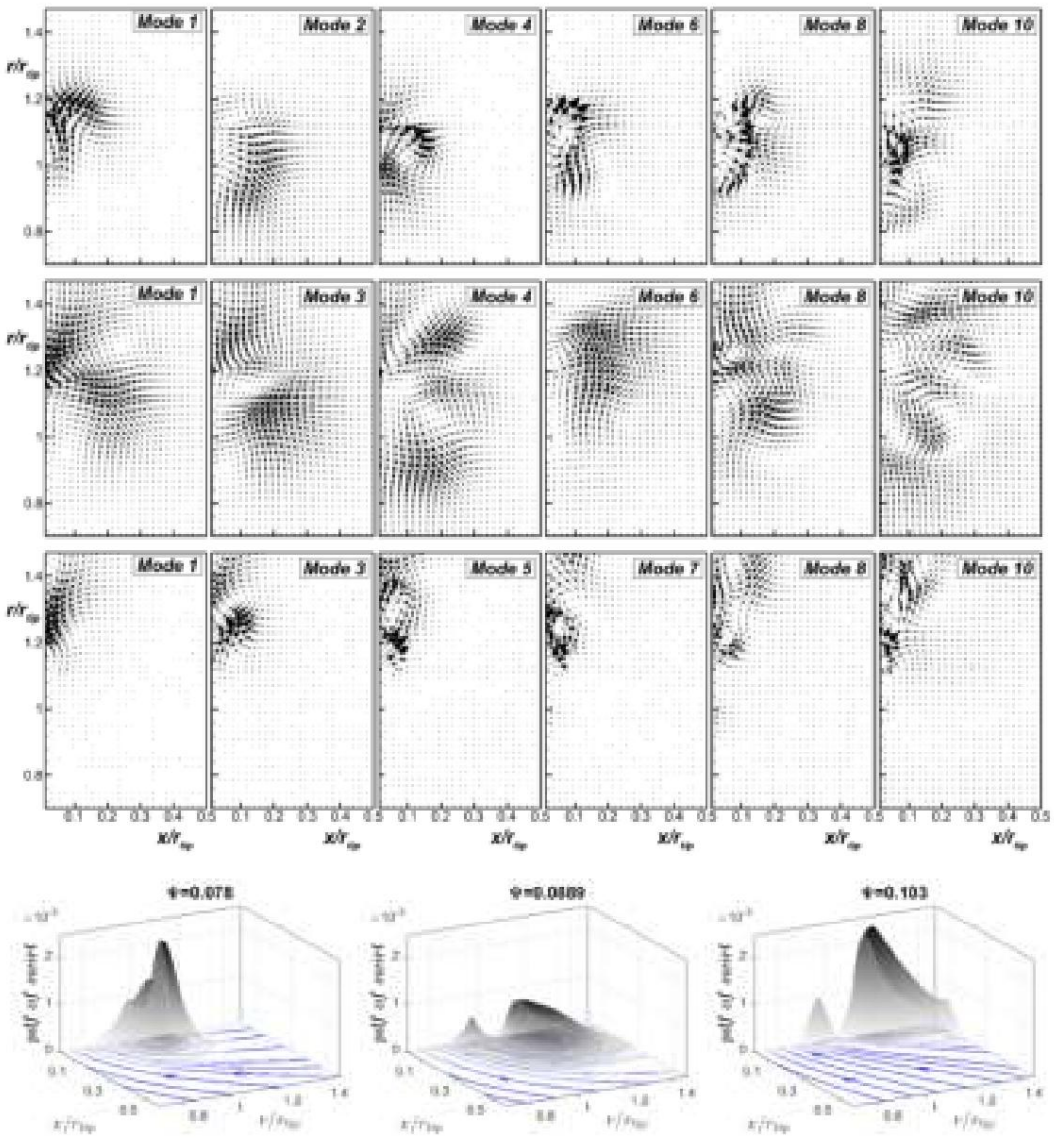


Figure 4. (Tracés du haut) : modes POD vectoriels de fluctuations non liées au rotor (de haut en bas Ψ = 0,0788, 0,0899 et 0,103). (Tracés du bas) : pd f des événements vorticaux superposés aux lignes de courant d'écoulement moyen temporel ; les fonctions de densité de probabilité sont calculées en tenant compte du champ de vitesse fluctuant global.

Pour le cas Ψ = 0,0788, les modes POD dominants ressemblent à des structures tourbillonnaires près de l'entrefer du rotor et de la pointe de la pale. Ils sont représentatifs des fluctuations cohérentes du débit de fuite qui, dans le cas présent, reste accroché à l'anneau du rotor. En reva

Machine Translated by Google

Les modes POD pour le cas ψ = 0,103 montrent des régions de tourbillon élevé pour r/rtip > 1, alors que l' énergie des modes est presque nulle devant les pales du rotor. Cela indique clairement que pour Ψ = 0,103, le pic mineur de pd f observé dans la région de la pale (c'est-à-dire, r/rtip < 1) est sensiblement lié à l'instabilité liée au rotor.

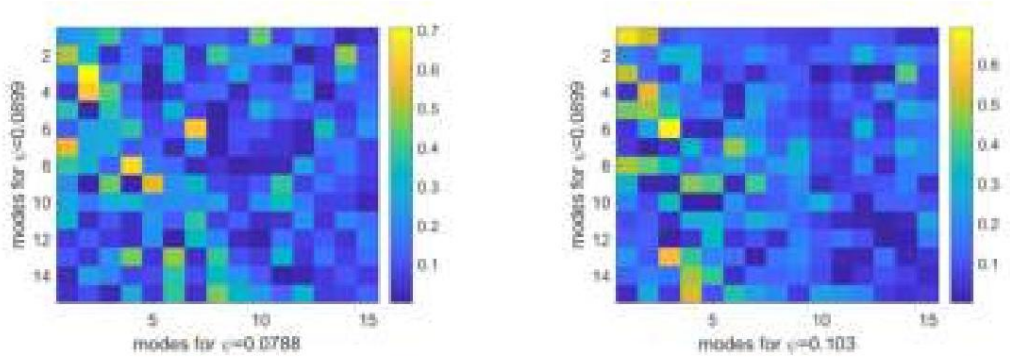
Les modes calculés pour le cas ψ = 0,0899 représentent des fluctuations cohérentes couvrant une région spatiale plus large que pour les autres cas ; des noyaux de tourbillon sont en effet observés dans la région des pales ainsi qu'au-dessus de l'entrefer du rotor, montrant ainsi des similitudes avec les cas aux valeurs Ψ les plus basses et les plus élevées . Ceci est cohérent avec l'incrément de la variance pd f (c'est-à-dire la superficie de base). Notez que puisque les modes POD représentés sur la figure 4 sont obtenus à partir de l'instabilité non liée au rotor, les modèles d'écoulement capturés ne sont pas liés à la position du rotor. Les caractéristiques d'écoulement mises en évidence par les modes devant la pale du rotor devraient donc être liées à une autre source d'instabilité provoquant le mouvement radial de l'écoulement sortant de l'espace. En conséquence, le pic pd f observé dans la région des pales pour ψ = 0, 0899 est dû à la superposition de structures tourbillonnaires cohérentes liées au rotor et non liées. Il est mentionné ici que, sur la base de la tridimensionnalité inhérente au champ d'écoulement provoqué, les noyaux de tourbillon observés dans le plan de mesure actuel peuvent être la trace de tubes de tourbillon s'étendant dans la direction circonférentielle, comme décrit dans le travail des auteurs précédents Canepa. et coll. [3]. Néanmoins, les mouvements radiaux impliquant le débit de fuite pour la valeur intermédiaire du coefficient d'augmentation de pression s'avèrent bien capturés par le présent ensemble de mesures. D'autres mesures sont en cours pour étudier l'évolution des fluctuations du débit de fuite dans la direction tangentielle.

Les modes POD présentés dans la figure 4 ont mis en évidence les similitudes existantes entre les conditions testées. Plus précisément, il a été démontré que les modes calculés pour le coefficient de pression moyenne ressemblent partiellement aux modèles cohérents mis en évidence par les modes principaux obtenus pour les augmentations de pression les plus faibles et les plus élevées. Cela suggère que, pour le coefficient de pression intermédiaire, le débit de fuite oscille entre une configuration de type attaché (comme pour Ψ = 0,0788) et une configuration de type radial (similaire au cas Ψ = 0,103). Afin de fournir une vue quantitative des similitudes existantes entre les caractéristiques d'écoulement dominantes se produisant dans le cas ψ = 0,0899 et pour les deux autres conditions de fonctionnement, nous avons calculé la matrice de corrélation croisée des modes spatiaux POD obtenue indépendamment pour chaque valeur du coefficient de pression. À cette fin, les modes POD ont été normalisés afin que leur produit scalaire fournisse une mesure directe de la similarité des modes. La figure 5a représente la valeur absolue de la matrice de corrélation entre les 15 premiers modes obtenus pour les cas ψ = 0,0899 et 0,0788, où les modes 3 et 2, respectivement, montrent le degré de corrélation le plus élevé. En revanche, les modes 6 et 3 présentent la similarité la plus élevée lors du calcul de la matrice de corrélation POD pour les cas ψ = 0,0899 et 0,103 (Figure 5b).
L'inspection des distributions spatiales des modes de corrélation mis en évidence ici (voir Figure 4) met en évidence les similitudes entre les cas de flux. Le mode 3 pour le cas ψ = 0,0899 représente des fluctuations cohérentes à proximité de l'entrefer du rotor, comme dans le mode 2 pour le cas ψ = 0,0788. Sinon, le mode 6 est représentatif des noyaux de tourbillon qui se produisent pour r/rtip > 1, de la même manière que le mode 3 pour le cas ψ = 0,103. Le quatrième mode calculé pour le coefficient de pression intermédiaire montre par contre des mouvements cohérents affectant l'ensemble du plan de mesure, étant ainsi représentatif de l'oscillation du débit de fuite.

Selon l'équation (4), les coefficients temporels POD conservent la contribution des modes correspondants à chacun des instantanés PIV. L'inspection des coefficients 3 et 6 pour le cas ψ = 0,0899 fournit donc la répartition statistique des champs de vitesse acquis entre les deux états d'écoulement mis en évidence par les modes correspondants, qui se sont révélés ressembler aux conditions les plus attachées et les plus radiales. . En ce sens, tous les instantanés PIV collectés pour l'augmentation de pression intermédiaire peuvent être rapportés dans un plan 2D (6) − χ (3) défini par les coefficients POD χ enregistrement de débit est exprimé (6) (i), χ (3) (je) - Ceci est illustré sur la figure 6a, où, en termes un instantané PIV différent dans le système d'ensemble de coordonnées χ, chaque symbole représente de coordonnées défini par les coefficients temporels choisis. Ces derniers sont calculés par la projection de la matrice instantanée sur les modes normalisés ; ainsi, leurs normes conservent l'énergie des fluctuations. C'est

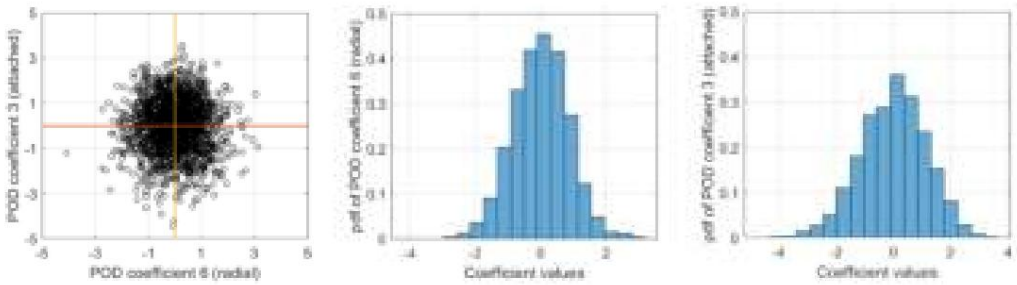
Machine Translated by Google

il convient de noter que les instantanés acquis pour le cas ψ = 0,0899 présentent une distribution quasi-gaussienne sur les deux coefficients (voir Figure 6b, c). Par conséquent, la projection des instantanés acquis sur le sous-espace POD défini par les coefficients 3 et 6 ne met en évidence aucune distribution bimodale pouvant indiquer l'apparition de clusters bien définis au sein des données associées à un modèle de flux intermittent. Le débit de fuite devrait donc osciller continuellement entre différents états qui atteignent rarement une configuration purement radiale et attachée. Dans la section suivante, la procédure POD présentée dans la section 4.1 est utilisée pour mettre en lumière les mouvements cohérents à l'origine des fluctuations radiales de l'écoulement sortant de l'espace.



(un) (b)

Figure 5. Matrice de corrélation croisée des modes POD pour les cas (a) ψ = 0,0788-0,0899 et (b) ψ = 0,103-0,0899.



(un) (b) (c)

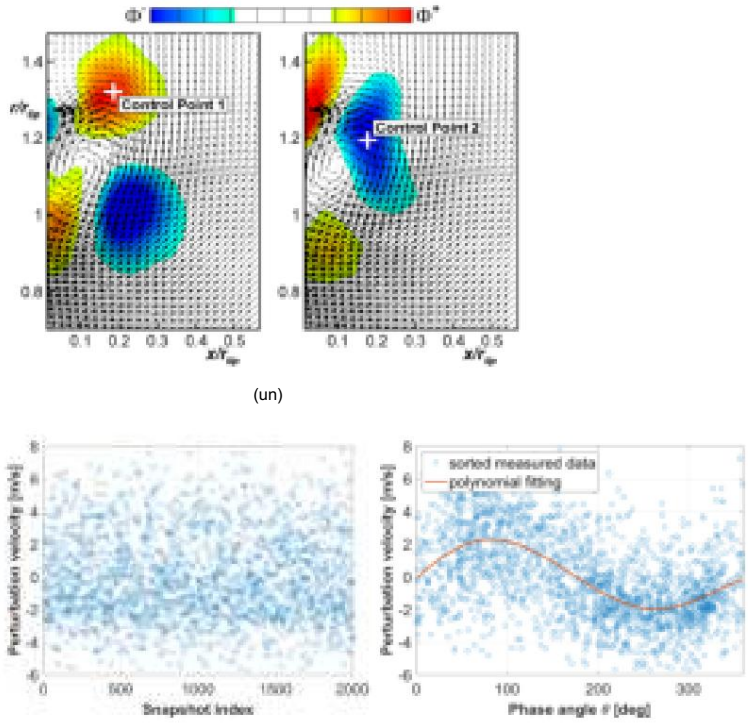
Figure 6. (a) Nuage de points des coefficients POD 6 et 3 pour le cas ψ = 0,0899 ; chaque symbole fait référence à un instantané PIV différent, qui dans le système de coordonnées actuel est défini par les valeurs de coefficient correspondantes. (b) Fonction de densité de probabilité du coefficient 6 pour tous les instantanés ; (c) fonction de densité de probabilité du coefficient 3 pour tous les instantanés.

4.3. Caractérisation de la dynamique des écoulements de fuite pour le cas Ψ = 0,0899

Afin d'étudier le comportement oscillant du débit de fuite pour le cas Ψ = 0,0899, les modes de v sont traités plus en détail dans cette section. En particulier, il a été démontré que les modes 3 et 4 sont couplés en termes de contenu énergétique (voir le tracé de droite de la figure 3, symboles carrés) et que leurs distributions spatiales, qui sont rapportées dans la figure 7a, sont similaires mais décalées dans le flux moyen. direction. Selon Legrand et al. [19], ces modes sont donc représentatifs des mêmes structures convectives périodiques et peuvent être utilisés pour le calcul d'un champ de vitesse moyenné en phase basé sur le POD. Cela peut mettre en évidence le lien existant entre les motifs périodiques capturés par les modes et le comportement oscillant caractérisant le débit de fuite pour Ψ = 0,0899. D'après l'équation (5), la phase liée à chaque instantané a été calculée sur la base des modes 3 et 4. Pour ce faire, deux points de contrôle ont été choisis dans les régions de signe opposé des modes (voir les croix blanches sur la figure 7a).). Une fois que l'angle de phase correct est attribué à chaque enregistrement de flux, les instantanés PIV peuvent être réorganisés, puis le champ moyenné de phase correspondant peut être calculé. La figure 7b rapporte les fluctuations non liées au rotor dans la direction r

Machine Translated by Google

sondé au point de contrôle 1. Notez que les instantanés PIV ont été acquis avec un taux d'échantillonnage nettement inférieur aux fréquences caractéristiques du champ d'écoulement ; ainsi, les enregistrements de flux sont positionnés aléatoirement dans la période principale mise en évidence par les modes. Au lieu de cela, la figure 7c présente les valeurs de vitesse triées tracées par rapport à l' angle de phase attribué aux instantanés correspondants. De plus, les valeurs moyennes en phase obtenues au moyen d'un ajustement polynomial du cinquième ordre aux données de vitesse triées par phase sont signalées par une ligne rouge continue, montrant un motif périodique bien défini. La présente méthode a été appliquée à tous les points de mesure pour calculer un champ moyenné en phase basé sur le POD conservant les mouvements cohérents périodiques qui ne sont pas liés à la position angulaire du rotor.



(un)

(b) (c)

Figure 7. (a) Tracés de contour des modes normalisés 3 et 4 de la composante de vitesse radiale superposés à la représentation vectorielle du champ de vitesse moyenne temporelle ; (b) valeurs de vitesse de perturbation non triées sondées au point de contrôle 1 ; (c) valeurs de vitesse de perturbation triées sondées au point de contrôle 1, tracées en fonction de l'angle de phase θ.

Le tracé du haut de la figure 8 indique le champ de vitesse fluctuant moyenné par phase basé sur le POD (uˆ, vˆ) à différents angles de phase, tandis que dans le tracé du bas, la contribution de la vitesse moyenne dans le temps est également incluse, c'est-à-dire $\overline{(u\hat{} + u}, \overline{v\hat{} + v})$. Le tracé de contour de vˆ est également superposé aux champs vectoriels correspondants. Il est mentionné ici que même si l'angle de phase de chaque instantané est calculé en référence aux modes 3 et 4 de la vitesse radiale uniquement, le champ moyenné en phase est calculé en considérant tous les modes dominants.
Les instantanés rapportés dans les tracés supérieurs de la figure 8 représentent des vortex contrarotatifs qui se forment près de la pointe de la pale (voir les cercles rouges et bleus dans les tracés). Ce sont les signatures des tubes de tourbillon qui évoluent dans la direction tangentielle comme décrit par Canepa et al. [3]. Une fois formés, ils tournent puis se déplacent vers la section d'entrée du rotor (voir les tracés à θ = 120◦ et 300◦). Pour 300◦ < θ < 360◦, une nouvelle structure de type vortex devrait se produire en dehors du plan de mesure (r/rtip > 1,3). Une telle structure se déplace selon des rayons inférieurs, conduisant au modèle d'écoulement observé dans le premier tracé (θ = 0 ◦). Il convient de noter que les fluctuations périodiques mises en évidence par la présente procédure sont caractérisées par l'inversion de la composante de vitesse radiale depuis les plus grandes valeurs positives observées pour θ = 60◦ jusqu'aux plus négatives se produisant pour θ = 240◦ . Ceci est davantage mis en évidence sur la figure 9, montrant les données de vitesse sondées au-dessus de la pointe de la pale à x/rtip = 0,05 et r/rtip = 1,3. La mêm

Machine Translated by Google

n'a pas été observé à la place dans le champ moyenné en phase basé sur le rotor (voir Canepa et al. [3]). Il est intéressant de noter que lorsque les fluctuations périodiques représentées dans les tracés du haut de la figure 8 sont ajoutées au champ de vitesse moyenne temporelle (tracés du bas), ce dernier présente un mouvement vertical marqué dans la zone environnante de l'entrefer du rotor. La structure tourbillonnaire à grandeéchelle centrée à environ r/rtip = 1,1 pour θ = 0 ◦ s'étend dans la direction verticale, et v passe à nouveau de valeurs négatives à positives pour r/rtip >1,22. Les présents résultats indiquent clairement que le comportement oscillant et la déformation moyenne de l'écoulement observés pour ψ = 0,0889 sont liés au mouvement périodique des structures cohérentes lié aux modes 3 et 4 de v, indépendant de la position du rotor. Le calcul de sa propre fréquence serait donc d'une grande pertin Néanmoins, il se peut qu'il ne soit pas directement fourni à partir du présent ensemble de mesures en raison du faible taux d'échantillonnage adopté. Des investigations plus approfondies seront menées dans le cadre d'un travail dédié à l'inspection détaillée du contenu fréquentiel des modèles d'écoulement représentés sur la figure 8.

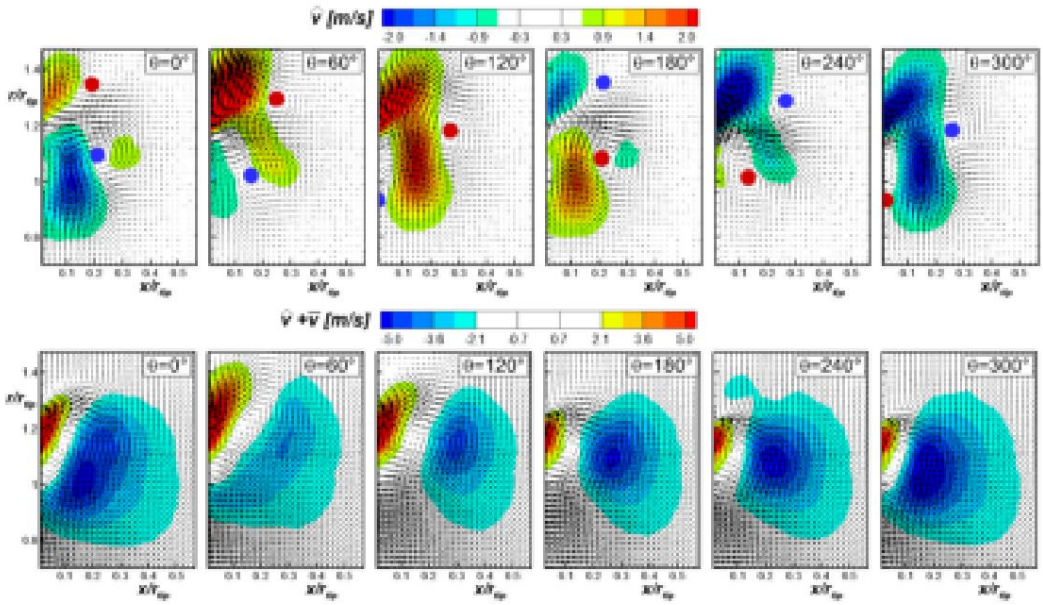


Figure 8. (En haut) : champ moyenné en phase basé sur le POD de l'instabilité non liée au rotor à des angles de phase fixes. (En bas) : champ moyenné en phase basé sur le POD de l'instabilité non liée au rotor résumé au champ de vitesse moyenne dans le temps.

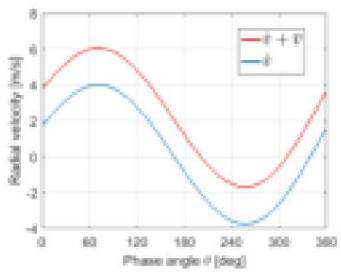


Figure 9. Composante radiale du POD moyenne de la vitesse non résolue vˆ avec (rouge) et sans (bleu) la contribution du champ moyenné dans le temps. Les données sont sondées à x/rtip = 0,05 et r/rtip = 1,3.

Dans le but d'inspecter les régions du plan de mesure qui sont les plus affectées par les mouvements cohérents intégrés dans l'écoulement, l'énergie des fluctuations périodiques fournies par les procédures de moyenne de phase basées sur le rotor et sur le POD a été calculée. Les distributions d'énergie ainsi dérivées sont comparées sur les figures 10 et 11 avec l'énergie des vitesses fluctuantes axiales et radiales globales. L'énergie la plus élevée du champ phasé du rotor (rotor indice) se trouve dans les régions de pale et d'espace pour les deux composantes de vitesse. En revanche, l'énergie des mouvements périodiques mis en évidence sur la figure 8 est maximale au-dessus de l'entrefer du rotor. Cela met encore plus en évidence le rôle du rotor non lié

Machine Translated by Google

des fluctuations favorisant le mouvement vertical du flux de fuite au-dessus de la région d'espacement. De plus, l'énergie des fluctuations radiales phasées du POD est nettement supérieure à celles phasées avec la période du rotor. En comparant les contributions dues aux sources périodiques d'instabilité avec l'énergie globale des fluctuations, on constate que cette dernière est beaucoup plus importante que les autres. Cela indique que l'instabilité non résolue joue un rôle clé dans la définition de l'énergie globale des fluctuations, notamment en ce qui concerne la composante de vitesse radiale. Dans la section suivante, les champs moyennés en phase du POD et basés sur le rotor sont utilisés pour le calcul des distributions moyennées en phase de l'énergie cinétique quasi turbulente et de sa production, montrant ainsi les effets des différentes sources périodiques d'instabilité sur la turbulence. production et transp

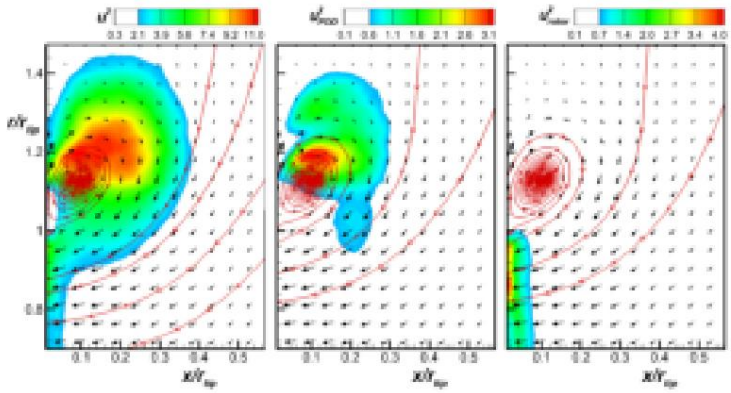


Figure 10. Courbes de contour de l'énergie des fluctuations de vitesse axiale calculées à partir du champ de vitesse global (à gauche, u 2), à partir du champ moyenné de phase POD (centre, u 2 POD), et du rotor lié fluctuations (à droite, vous 2 rotor). Le champ vectoriel moyen temporel est rapporté. Les lignes de courant moyennes temporelles sont représentées avec la couleur rouge.

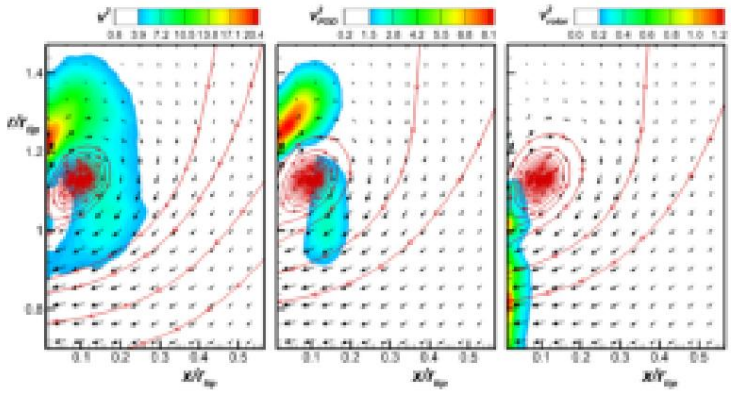


Figure 11. Courbes de contour de l'énergie des fluctuations de vitesse radiale calculées à partir du champ de vitesse global (à gauche, v 2), à partir du champ moyenné de phase POD (centre, v 2 POD), et du rotor associé fluctuations (à droite, v de 2 rotor). Le champ vectoriel moyen temporel est rapporté. Les lignes de courant moyennes temporelles sont représentées couleur rouge.

4.4. Distributions moyennes de phase de l'énergie cinétique quasi turbulente et de sa production.

Cette section rend compte des distributions TKE moyennes en phase en fonction de la période de la pale et du mouvement périodique extrait par les modes. De plus, la production de TKE a été calculée sur la base des quantités moyennes de phase (voir par exemple Michelassi et Wissink [21]) :

$$\text{PTKE} = \text{vous}\overline{'^2}\ \frac{\partial \hat{u}}{\partial x} + v\ \overline{'^2}\ \frac{\partial \hat{v}}{\partial r} + \text{tu}\ \overline{'v'}\ \frac{\partial \hat{u}}{\partial r} + \frac{\partial \hat{v}}{\partial x} \quad (6)$$

où · désigne les quantités dépendantes de la phase, (u) est le champ de vitesse turbulent et (uˆ, vˆ) est celui moyenné en phase. Les termes de contrainte apparaissant dans l'équation (6) ont été

Machine Translated by Google

calculé à partir de l'instabilité non périodique, qui a été obtenue en soustrayant les champs moyennés en phase basés sur le rotor et le POD de la vitesse fluctuante globale. Ensuite, les données mesurées ont été triées en fonction de l'indice de phase correspondant des deux modèles périodiques, puis combinées avec le tenseur de déformation tenant compte de la déformation des champs moyens et dépendants de la phase.

La figure 12 montre les tracés de contour de l'énergie cinétique turbulente moyenne en phase basée sur le rotor (TKEROT) et de sa production associée (PTKEROT). Les tracés sont représentés aux angles de phase θ = 0 144◦ 216◦ et 288◦ . De plus, les vecteurs gradients de uˆ et vˆ sont représentés respectivement en noir et en rouge pour mettre en évidence les régions de forte déformation. ° 72◦,

Il est intéressant de noter que TKEROT et PTKEROT présentent des variations négligeables en termes d'angle de phase ; ainsi, l'énergie cinétique turbulente et sa production ne dépendent pas de la phase du rotor. De plus, le maximum des deux quantités est observé dans la région d'intervalle où se produisent les plus grands gradients du champ moyenné en phase. La production de turbulence est donc due à la combinaison de niveaux élevés de déformation dépendante de la phase et de contraintes turbulent Il convient de noter que des valeurs positives et négatives de PTKEROT sont observées pour tous les angles de phase. L'apparition d' un PTKEROT négatif indique un retour d'énergie du champ instable non résolu vers le champ moyenné en phase correspondant. Cependant, la valeur intégrale de PTKEROT est positive, conduisant ainsi à une augmentation du niveau global de turbulence dans le champ d'écoulement.

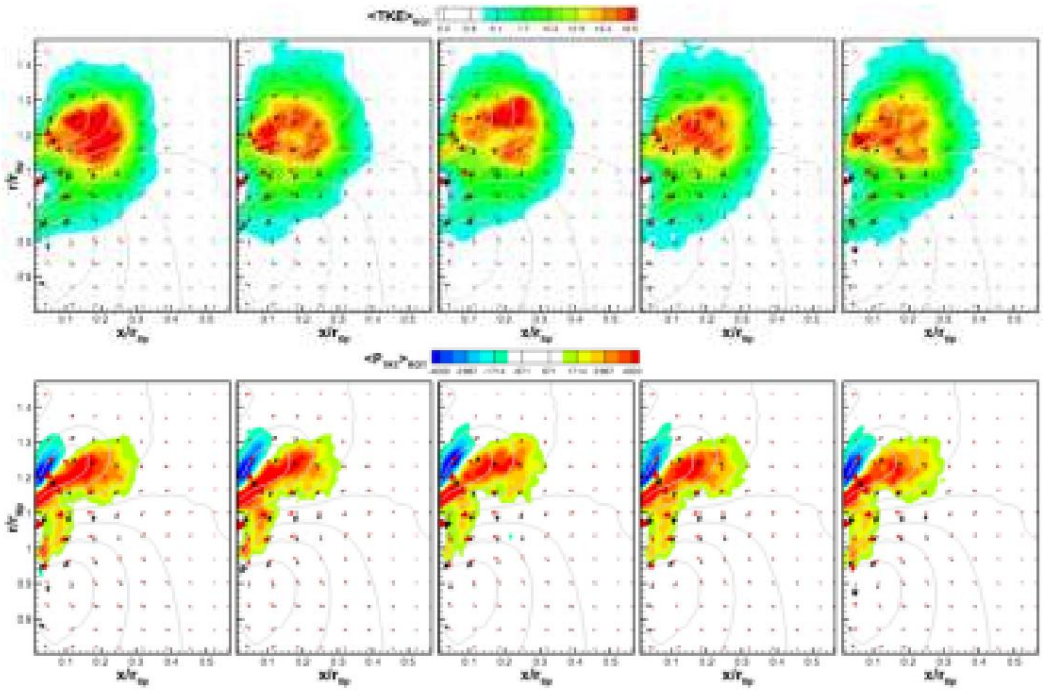
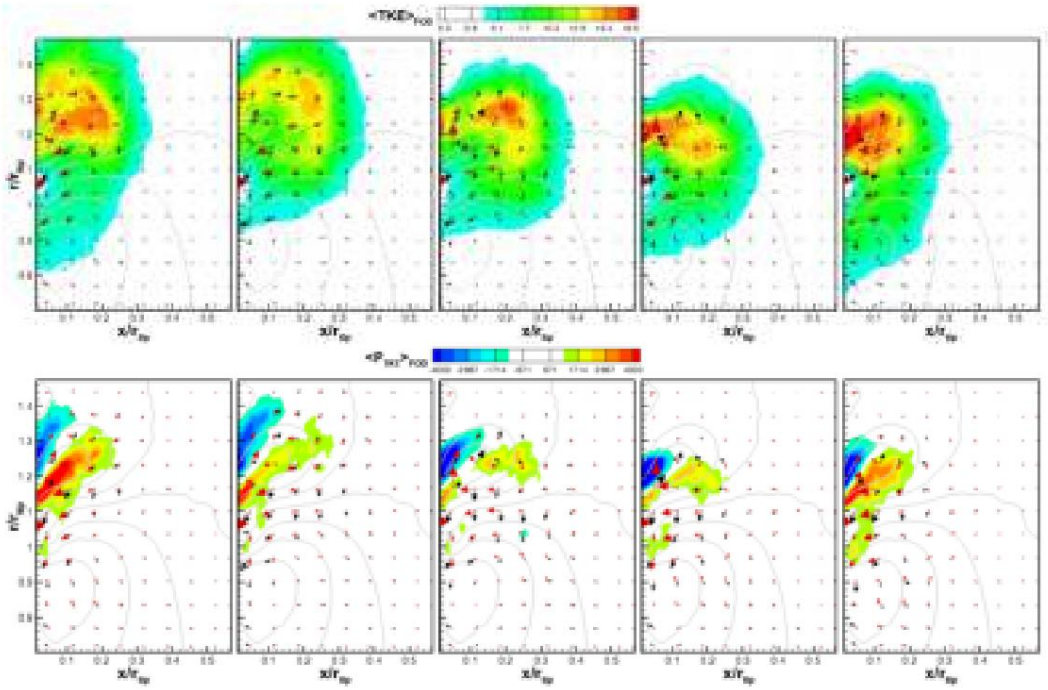


Figure 12. (en haut) : tracé de contour de l'énergie cinétique turbulente moyenne en phase basée sur le rotor, basée sur la période des pales TKEROT [m2/s 2]. (En bas) : tracé de contour de la production d'énergie cinétique turbulente moyenne en phase basée sur la période de pale PTKEROT[m2/s 3]. Les tracés sont affichés aux angles de phase θ = 0 °, 72◦, 144◦, 216◦ et 288◦ . Les vecteurs noirs et rouges représentent respectivement les gradients de vitesse axiale et radiale du champ moyenné en phase. Les courbes de niveau de la vitesse axiale moyenne dans le temps sont affichées en gris.

Un scénario complètement différent caractérise le TKE moyenné en phase basé sur le POD (TKEPOD) et la production associée (PTKEPOD), voir Figure 13. La distribution du TKEPOD montre une forte dépendance à l'égard de l'angle de phase en termes de ses valeurs maximales et de leurs positions spatiales. Les valeurs les plus élevées de TKEPOD se produisent toujours pour r/rtip > 1, tandis que les plus faibles sont observées devant la pale. De plus, la région de TKE maximale se déplace selon différents rayons au cours de la période de référence. Ce comportement ressemble bien à celui observé dans le champ moyenné en phase rapporté sur la figure 8. Cela indique que le motif périod

Machine Translated by Google

mis en évidence par l'analyse POD peut provoquer un transport de turbulences à différents emplacements radiaux. Étant donné que l'interaction entre l'instabilité d'écoulement générée par l'écoulement de fuite et le rotor peut produire différents niveaux de bruit selon la région où l'interaction se produit, la capacité de la procédure actuellement adoptée à mettre en évidence le transport de turbulence dû à des mouvements cohérents au sein de l'écoulement pourrait être utile pour l'optimisation acoustique du composant aérodynamique testée ici. Il est intéressant de noter que les valeurs négatives de PTKEPOD dominent ; ainsi, le mouvement périodique capturé par les modes POD est principalement responsable du transfert d'énergie du champ de vitesse moyenné par phases non résolu vers le champ de vitesse moyen phasé basé sur le POD. Ce comportement est différent de ce qui a été trouvé sur la base de la procédure de moyenne de phase basée sur le rotor.



POD Figure 13. (En haut) : tracé de contour de l'énergie cinétique turbulente moyenne en phase basée sur le TKEPOD[m2/s 2]. (En bas) : tracé de contour de la production d'énergie cinétique turbulente moyenne en phase basée sur le POD PTKEPOD[m2/s 3]. Les tracés sont représentés aux angles de phase θ = 0 °, 72◦, 144◦, 216◦ et 288◦ . Les vecteurs noirs et rouges représentent respectivement les gradients de vitesse axiale et radiale du champ moyenné en phase. Les courbes de niveau de la vitesse axiale moyenne dans le temps sont affichées en gris.

5. Conclusions

Le présent travail présente une analyse basée sur le POD du débit de fuite instable d'un ventilateur axial équipé d'un carénage rotatif. Trois valeurs des coefficients de chargement ont été examinées, parmi lesquelles celle du chargement intermédiaire a montré un comportement fortement instationnaire de l'écoulement à la sortie de l'espace. Pour cette condition de fonctionnement, le débit de fuite s'est avéré se déplacer dans différentes positions radiales, alors qu'il est significativement plus stable pour les autres cas. La technique basée sur le POD adoptée ici a clairement montré que ce comportement est régi par l'apparition de structures tourbillonnaires cohérentes caractérisées par une périodicité marquée différente de la période de passage des pales. En effet, le champ moyenné en phase basé sur le rotor n'a montré aucun mouvement cohérent affectant la fuite. Ici, les distributions TKE et PTKE moyennes en phase basées sur le POD ont été calculées puis comparées à celles obtenues sur la base de la référence du rotor. Il a été démontré que des fluctuations non liées au rotor provoquent un transport de turbulences élevées à différentes positions radiales, affectant ainsi éventuellement la génération de bruit du rotor. La procédure de moyenne de phase adoptée ici est donc considérée comme fonctionnelle pour l'optimisation acoustique d'une large gamme de composants aérodynamiques, autres que celui testé ici.

Machine Translated by Google

Contributions des auteurs : Conceptualisation, EC et AC ; méthodologie, EC et MM ; logiciel, MD; validation, MD et EC ; rédaction – préparation de l'ébauche originale, MD et AC ; rédaction – révision et édition, MD Tous les auteurs ont lu et accepté la version publiée du manuscrit.

Financement : Cette recherche n'a reçu aucun financement externe.

Déclaration du comité d'examen institutionnel : sans objet.

Déclaration de consentement éclairé : sans objet.

Déclaration de disponibilité des données : Les données sont disponibles sur demande raisonnable auprès des auteurs.

Conflits d'intérêts : Les auteurs ne déclarent aucun conflit d'intérêts.

Abréviations

Les abréviations suivantes sont utilisées dans ce manuscrit :

Vélocimétrie par image de particules PIV
Décomposition orthogonale appropriée du POD
Vélocimétrie laser Doppler LDV
Énergie cinétique turbulente TKE
Production PTKE d'énergie cinétique turbulente
Rotor pourriture

Références

1. Longhouse, R. Contrôle du bruit de pointe-vortex des ventilateurs à flux axial par des carénages rotatifs. J. Son Vib. 1978, 58, 201-214. [Référence croisée]
2. Canépa, E. ; Cattanei, A. ; Zecchin, FM; Milanais, G. ; Parodi, D. Une étude expérimentale sur le bruit de fuite à la pointe des ventilateurs à flux axial avec carénage rotatif. J. Son Vib. 2016, 375, 115-131. [Référence croisée]
3. Canépa, E. ; Cattanei, A. ; Mazzocut Zecchin, F. Bruit de fuite et schéma d'écoulement associé dans un ventilateur axial à basse vitesse avec rotation envelopper. Int. J. Turbomach. Propulse. Puissance 2019, 4, 17. [CrossRef]
4. Fukano, T. ; Takamatsu, Y. ; Kodama, Y. Les effets du jeu de pointe sur le bruit des ventilateurs axiaux et à flux mixte basse pression. J. Vibreur sonore. 1986, 105, 291-308. [Référence croisée]
5. Fukano, T. ; Jang, CM Bruit de dégagement de pointe des ventilateurs axiaux fonctionnant dans les conditions de conception et hors conception. J. Son Vib. 2004, 275, 1027-1050. [Référence croisée]
6. Piellard, M. ; Coutty, BB ; Le Goff, V. ; Vidal, V. ; Perot, F. Simulation aéroacoustique directe du système de ventilateur de refroidissement d'un moteur automobile : effet de la géométrie en amont sur le bruit à large bande. Dans les actes de la 20e conférence aéroacoustique AIAA/CEAS, Atlanta, GA, États-Unis, 16-20 juin 2014 ; p. 2455.
7. Magne, S. ; Moreau, S. ; Berry, A. Bruit tonal sous-harmonique provenant de vortex de reflux rayonnés par un ventilateur annulaire à basse vitesse dans un flux d'entrée uniforme. J. Acoustique. Soc. Suis. 2015, 137, 228-237. [Référence croisée]
8. Moreau, S. ; Sanjose, M. Bosses à large bande sous-harmoniques et bruit de pointe dans les ventilateurs annulaires à basse vitesse. J. Acoustique. Soc. Suis. 2016, 139, 118-127. [Référence croisée]
9. Zenger, FJ; Renz, A. ; Bécher, M. ; Becker, S. Enquête expérimentale sur l'émission sonore des ventilateurs axiaux dans des conditions d'écoulement déformées. J. Son Vib. 2016, 383, 124-145. [Référence croisée]
10. Na , GD ; Kameier, F. ; Springer, N. ; Mauss, M. ; Paschereit, C. Simulations URANS et études expérimentales sur les effets aérodynamiques instables dans la région de l'extrémité des pales d'une configuration de ventilateur caréné. Turbo Expo Puissance Terre Mer Air. Suis. Soc. Mécanique. Ing. 2017, 50770, V001T09A003.
11. Canépa, E. ; Cattanei, A. ; Jafelice, F. ; Zecchin, FM; Parodi, D. Effet de la déformation du rotor et du chargement des pales sur le bruit de fuite dans les ventilateurs axiaux à basse vitesse. J. Son Vib. 2018, 433, 99-123. [Référence croisée]
12. Canépa, E. ; Cattanei, A. ; Zecchin, FM; Parodi, D. Structures d'écoulement instables à grande échelle dans l'écoulement de fuite d'un axe axial à basse vitesse ventilateur avec carénage rotatif. Exp. Thermie. Scie fluide. 2019, 102, 1-19. [Référence croisée]
13. Canépa, E. ; Cattanei, A. ; Moradi, M. ; Nilberto, A. Étude expérimentale du débit de fuite dans un ventilateur à flux axial à vitesse variable Chargement. Int. J. Turbomach. Propulse. Puissance 2021, 6, 40. [CrossRef]
14. Zhu, T. ; Lallier-Daniels, D. ; Sanjosé, M. ; Moreau, S. ; Carolus, T. Rotation des structures d'écoulement cohérentes comme source de pointe à bande étroite bruit de dégagement des ventilateurs axiaux. J. Son Vib. 2018, 417, 198-215. [Référence croisée]
15. Dellacasagrande, M. ; Canépa, E. ; Cattanei, A. ; Moradi, M. Caractérisation de l'écoulement de fuite instationnaire dans un ventilateur axial. Dans Actes de la 15e Conférence européenne sur les turbomachines, article n. ETC2023-187, Budapest, Hongrie, 24-28 avril 2023. Disponible en ligne : https://www.euroturbo.eu/publications/conference-proceedings-repository/ (consulté le 3 septembre 2023).
16. Lengani, D. ; Simoni, D. ; Ubaldi, M. ; Zunino, P. Analyse POD du comportement instationnaire d'une bulle de séparation laminaire. Exp. Thermie. Scie fluide. 2014, 58, 70-79. [Référence croisée]
17. Lumley, JL Outils stochastiques en turbulence. Appl. Mathématiques. Mécanique. 1970, 12, 1-194.
18. Sirovich, L. Turbulence et dynamique des structures cohérentes. Partie I à III. Q. Appl. Mathématiques. 1987, 45, 561-590. [Référence croisée]

Machine Translated by Google

19. Legrand, M. ; Nogueira, J. ; Lecuona, A. Reconstruction temporelle de flux à partir de données non résolues dans le temps, partie I : Fondements mathématiques contes. Exp. Fluides 2011, 51, 1047-1055. [Référence croisée]
20. Simoni, D. ; Lengani, D. ; Guida, R. Une technique de détection d'intermittence basée sur les ondelettes issue d'enquêtes PIV dans les couches limites de transition. Exp. Fluides 2016, 57, 145. [CrossRef]
21. Michelassi, V. ; Wissink, JG Production d'énergie cinétique turbulente dans l'aube d'une cascade de turbines linéaires basse pression avec les réveils entrants. Int. J. Rotat. Mach. 2015, 2015, 650783. [Réf. croisée]

Avis de non-responsabilité/Note de l'éditeur : Les déclarations, opinions et données contenues dans toutes les publications sont uniquement celles du ou des auteurs et contributeurs individuels et non de MDPI et/ou du ou des éditeurs. MDPI et/ou le(s) éditeur(s) déclinent toute responsabilité pour tout préjudice corporel ou matériel résultant des idées, méthodes, instructions ou produits mentionnés dans le contenu.

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Article

Conditions limites acoustiques pour les chambres de combustion can-annulaires †

James Brind

Laboratoire Whittle, Université de Cambridge, Cambridge CB3 0DY, Royaume-Uni ; jb753@cam.ac.uk

† Cet article est une version étendue de notre article ETC15-140 publié dans les actes de la 15e Conférence européenne sur les turbomachines, Budapest, Hongrie, du 24 au 28 avril 2023.

Résumé : Cet article dérive et valide un modèle analytique pour les conditions aux limites acoustiques sur un système de combustion de turbine à gaz can-annulaire composé de canettes discrètes connectées à un anneau ouvert en amont d'une turbine. Le modèle analytique prend un paramètre empirique : une impédance de connexion entre des boîtes adjacentes. Cette impédance est extraite de calculs temporels de secteurs à deux réservoirs de chambres de combustion représentatives. Les calculs montrent que la réactance suit la conductivité de Rayleigh, tandis que la résistance prend une valeur d'ordre 0,1 comme fonction faible de la géométrie.
Avec une valeur calibrée de résistance acoustique, le modèle analytique reproduit les fonctions de transfert de canette à canette prédites par les calculs de l'anneau complet avec une magnitude de 0,03 près à des fréquences compactes. En faisant varier la longueur de l'espace entre la chambre de combustion et la turbine, le modèle et les calculs présentent un minimum d'énergie réfléchie, qui diminue de 63 % par rapport à l'espace de référence. Une étude paramétrique donne une ligne directrice de conception pour la longueur de l'espace à l'énergie réfléchie minimale, permettant au concepteur de maximiser la transmission du système de combustion et de réduire les exigences d'amortissement.

Mots-clés : can-annulaire ; chambre de combustion ; turbine; impédance acoustique; aéroacoustique

1. Introduction

Dans les chambres de combustion des turbines à gaz, l'instabilité thermoacoustique est une oscillation auto-excitée provoquée par une rétroaction entre un dégagement de chaleur instable et des ondes acoustiques. Les grandes fluctuations de pression qui en résultent ne sont pas souhaitables pour des raisons de bruit et de conception structurelle. Les perturbations de pression et de dégagement de chaleur en phase agissent comme une source d'énergie acoustique, qu'un concepteur équilibre avec les pertes acoustiques par transmission à travers la turbine et les dispositifs d'amortissement. Par conséquent, la prévision de l'instabilité thermoacoustique nécessite un modèle de chambre de combustion avec des conditions aux limites précises pour caractériser les ondes réfléchies par l'interface de la turbine.

Les turbines à gaz industrielles utilisent des systèmes de combustion annulaires, dans lesquels des conduits de transition relient des brûleurs discrets à un espace axial en amont de l'aube directrice de la tuyère de la turbine. En raison de la symétrie de rotation, les pratiques de conception historiques ont supposé qu'une seule canette était un bon modèle de l'ensemble du système de combustion. Cette simplification est pratique, car les coûts expérimentaux ou informatiques évoluent avec le nombre de boîtes testées, mais néglige le couplage entre boîtes adjacentes par des ondes azimutales.

Kaufmann et coll. [1] ont mesuré un pic dans les spectres de fluctuation de pression d'un appareil annulaire qui n'était pas présent dans un test avec un seul bidon. Les calculs thermoacoustiques sur quart d'anneau ont été suffisants pour capturer le pic supplémentaire et ont révélé qu'il correspond à un mode « push-pull » dans lequel les boîtes adjacentes oscillent en antiphase. Venkatesan et coll. [2] ont montré expérimentalement que le blocage de la zone de connexion dans l'espace entre la chambre de combustion et la turbine supprimait le mode « push-pull » dans leur appareil de test à deux cartouches.

Ghirardo et coll. [3] ont réalisé des simulations de Helmholtz d'une chambre de combustion annulaire et ont fourni des preuves expérimentales de leurs formes de mode azimutal prédites. Les simulations ont donné des conditions aux limites adaptées à la modélisation thermoacoustique : des fonctions de transfert d'ondes acoustiques entre toutes les paires de boîtes possibles. Ils soulignent que la stabilité est une propriété du système et ne peut être déterminée que par un modèle thermoacoustique du système comprenant un anneau de brûleurs réactifs reliés par un ensemble complet de fonctions de transfert de canette à canette.

check for updates

Citation : Brind, J. Limite acoustique Conditions pour Can-Annulaire Chambres de combustion. Int. J. Turbomach. Propulse. Pouvoir 2023, 8, 32. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030032

Rédacteur académique : Antoine Dazin

Reçu : 8 juin 2023
Révisé : 11 juillet 2023
Accepté : 4 septembre 2023
Publié : 8 septembre 2023

Droit d'auteur : © 2023 par l'auteur. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.

Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

Machine Translated by Google

Dans un processus de conception itératif, un modèle d'ordre inférieur est utile pour compléter des tests expérimentaux ou des calculs numériques qui prennent plus de temps. von Saldern et coll. [4] ont utilisé la conservation de masse sur un espace compact et une conductivité de Rayleigh pour l' impédance de connexion entre des boîtes adjacentes afin de développer des expressions analytiques pour les fonctions de transfert de boîtes à basses fréquences réduites. Leurs prédictions sont qualitativement similaires aux fonctions de transfert de données des simulations de Ghirardo et al. [3]. Fournier et coll. [5] ont montré que l'augmentation de la conductivité de Rayleigh avec une longueur caractéristique, fonction du mode azimutal ajusté empiriquement à partir de simulations bidimensionnelles de Helmholtz, correspond aux résultats de phase d'impédance acoustique à 2 % près.

Dans l'ensemble, la littérature montre qu'un modèle de chambre de combustion à canette unique, dépourvu de communication entre les canettes, n'est pas représentatif d'un modèle de chambre de combustion à canette annulaire. Le modèle d'impédance de connexion de von Saldern et al. [4] est prometteur ; les fréquences d'instabilité dans les grandes turbines à gaz industrielles sont généralement faibles et en régime compact. Cependant, le paramètre empirique d'impédance de connexion n'a pas été caractérisé dans des configurations entièrement représentatives.

Le présent travail détermine d'abord la sensibilité de l'impédance de connexion à la géométrie en extrayant des valeurs à partir de calculs non linéaires de marche temporelle de secteurs de chambre de combustion à deux boîtiers . Ensuite, les prédictions analytiques et numériques des fonctions de transfert de boîtes de conserve sont comparées. Enfin, le modèle analytique est utilisé pour explorer l' espace de conception de la chambre de combustion can-annulaire.

Cet article, une version étendue d'une soumission de conférence précédente [6], apporte les contributions suivantes :

- Validation de l'étude de von Saldern et al. [4] modèle d'impédance de connexion dans une chambre de combustion can-annulaire représentative industriellement ;
- Clarification de l'importance de la résistance acoustique intra-canette dans la prévision des fonctions de transfert de canette à canette ;
- Une nouvelle ligne directrice de conception pour la sélection de l'espace entre la chambre de combustion et la turbine afin de minimiser l'énergie réfléchie, atténuant ainsi les problèmes de stabilité en réduisant l'amortissement requis.

2. Modèle analytique d'impédance de connexion

Le modèle analytique actuel suit la méthode proposée par von Saldern et al. [4] et étendu plus tard par Orchini [7]. Cette section donne une dérivation qui inclut l'effet d'une impédance générale en aval sans autres complications. En résumé : le modèle conserve la masse sur l'espace entre la chambre de combustion et la turbine, une impédance de connexion empirique relie les vitesses intra-canons aux fluctuations de pression dans les canettes adjacentes, et une série de Fourier relie la pression dans les canettes adjacentes par un déphasage.

Le modèle fait quatre hypothèses : (i) la longueur d'onde acoustique est beaucoup plus grande que les sections transversales de la boîte ou de l'espace, de sorte que l'espace soit compact ; (ii) la chambre de combustion comprend N canettes identiques, chacune présentant une symétrie par rapport à un plan à θ constant ; (iii) il n'y a pas de débit moyen dans l'intervalle ; (iv) la chambre de combustion se connecte à une turbine avec une impédance acoustique (non dimensionnelle) connue aux ondes de pression planes, $Z_{plane} = p'/\rho a v_d$.

Bien que d'autres modèles analytiques soient disponibles pour Zplane, dans cet article, l' impédance de la turbine en aval est prescrite à l'aide des résultats CFD pour le forçage des ondes planes dans un anneau ouvert d'après Brind et Pullan [8], isolant les erreurs dans le modèle de chambre de combustion des erreurs possibles dans un modèle analytique de turbine.

La figure 1 montre la notation requise pour la dérivation. La géométrie tridimensionnelle réelle de la chambre de combustion et de la turbine de la figure 1a est modélisée comme le réseau représenté sur la figure 1b. Chacune des boîtes de combustion possède un volume de contrôle, CVn, défini sur son secteur de l'espace chambre de combustion-turbine. Le modèle analytique fournit une impédance acoustique au bord d'attaque de CVn à utiliser comme condition aux limites dans un calcul thermoacoustique séparé des boîtes de combustion.

Machine Translated by Google

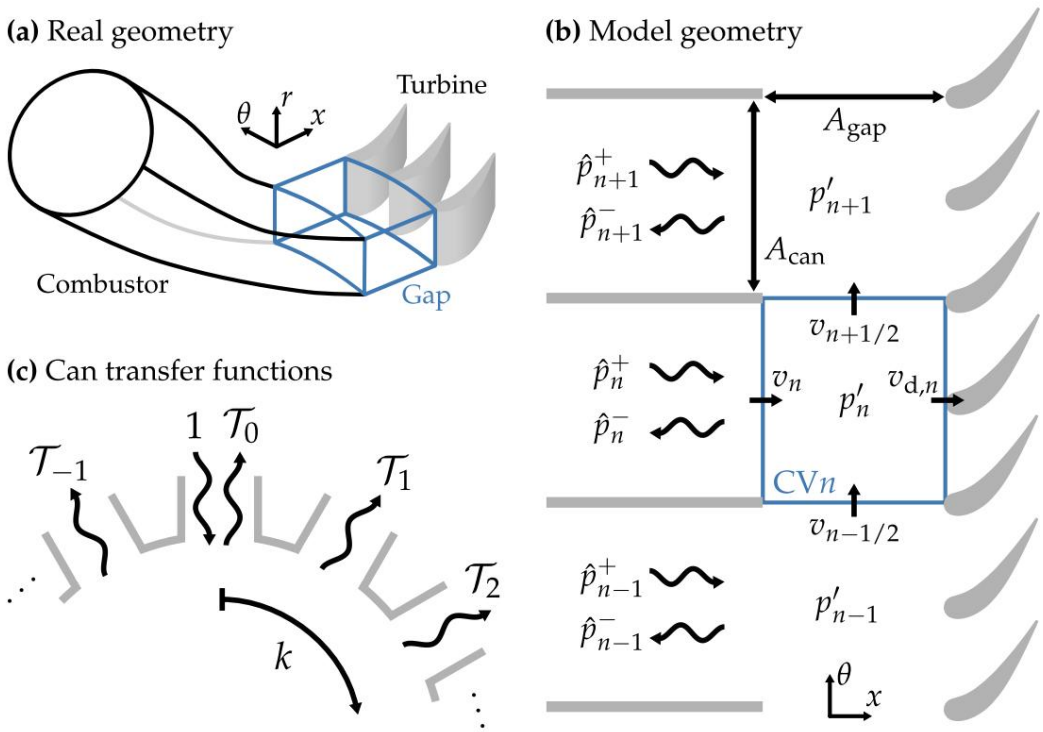


Figure 1. Notation pour le modèle analytique d'impédance de connexion : (a) géométrie réelle de la chambre de combustion et de la turbine, avec volume de contrôle ; (b) la géométrie du modèle avec les quantités requises pour la dérivation ; (c) définition des fonctions de transfert de can Tk . A noter que les canettes peuvent être orientées axialement ou radialement.

En régime compact, la perturbation de la pression acoustique p ' est uniforme sur chaque volume de contrôle, et les perturbations de vitesse v sont uniformes sur chacune des quatre surfaces de contrôle englobantes. Dans les hypothèses du modèle, les fonctions de transfert de canette sont indépendantes de la forme détaillée de la chambre de combustion, et deux zones Acan et Agap suffisent pour caractériser la géométrie. Cela signifie que les boîtes peuvent être orientées axialement ou radialement.

Avec les quantités définies sur la figure 1b, la conservation de la masse dans le volume de contrôle CVn nécessite

$$A_{can}\, v_n - v_{d,n} + A_{gap}\, v_{n-1/2} - v_{n+1/2} = 0 \,. \tag{1}$$

Pour évaluer les vitesses intra-canettes, définir une impédance adimensionnelle des connexions entre canettes,

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

et remplacer dans l'équation (1),

$$A_{can}\, v_n - v_{d,n} + \zeta \left(-\frac{1}{\rho a} A_{gap} \left(p'_{n-1} - 2p'_n + p'_{n+1} \right) \right) = 0 \,. \tag{3}$$

En invoquant la linéarité, une distribution circonférentielle générale des fluctuations de pression peut être exprimé sous forme de série de Fourier,

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

où un tilde désigne les amplitudes des harmoniques azimutales. En mode azimutal fixe m, les pressions dans deux boîtes adjacentes espacées d'un angle $\Delta\theta = 2\pi/N$ sont liées par une phase

Machine Translated by Google

$p'_{n+1} = p'_n \exp(im\Delta\theta)$. Remplacement du déphasage dans l'équation (3) et simplification en utilisant des identités trigonométriques,

$$\rho a \left(\frac{v'_n}{p'_n} - \frac{v_{d,n}}{p'_n} \right) - \frac{4}{A_{can}} A_{gap} \sin^2 \zeta \frac{m\pi}{N} = 0 . \quad (5)$$

Ensuite, en réorganisant l'impédance globale pour un mode azimutal donné,

$$Z_m = \frac{1}{\rho a} \frac{p'_n}{v'_n} = \left(\frac{1}{Z_{plane}} + \frac{1}{Z_{can,m}} \right)^{-1} \quad Z_{can,m} = 4 \sin^2 \frac{m\pi}{N} \frac{A_{can}}{A_{gap}} \zeta \text{ avec} . \quad (6)$$

Lors de la construction d'un modèle thermoacoustique, il est plus pratique de travailler avec des fonctions de transfert de données T_k, comme le montre la figure 1c, plutôt qu'avec des impédances modales Z_m. La kième fonction de transfert est définie pour les ondes réfléchies dans une boîte arbitraire, des ondes incidentes dans une autre boîte décalées de k positions,

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

où un chapeau désigne les amplitudes d'ondes caractéristiques,

$$\hat{p}^{\pm} = \frac{1}{2} \left(p' \pm y \frac{v'_u}{u_n} \right) . \quad (8)$$

À la suite de Ghirardo et al. [3], les fonctions de transfert can sont données par la transformée de Fourier discrète inverse des coefficients de réflexion modale Rm,

$$\text{Merci} = \frac{1}{N} \sum_m R_m \exp(-ikm\Delta\theta) \text{ où } R_m = \frac{\tilde{p}^-_m}{\tilde{p}^+_m} = \frac{Z_m - 1}{Z_m + 1} . \quad (9)$$

L'équation (9) est justifiée comme suit. Forcer une seule canette équivaut à une impulsion dans le domaine de la canette et excite donc tous les modes azimutaux de la même manière. La réponse acoustique dans le domaine modal est pondérée par les coefficients de réflexion à chaque harmonique. Prendre la transformée de Fourier inverse revient au domaine de la boîte et produit les ondes réfléchies dans chaque boîte résultant de l'impulsion d'origine.

3. Approche informatique chronologique

Cette section décrit l'approche computationnelle de la dynamique des fluides du présent travail, suivant les méthodes développées par Brind et Pullan [8]. L'application du forçage à des calculs non linéaires temporels et l'analyse de la réponse acoustique résultante permettent de calculer des fonctions de transfert.

3.1. Domaine et conditions aux limites La

chambre de combustion et la turbine considérées sont représentatives d'une grande turbine à gaz industrielle. La chambre de combustion comprend N = 20 boîtes cylindriques, chacune identique et symétrique par rapport à un plan à θ constant , reliées par des conduits de transition à un anneau ouvert en amont de la turbine. Le modèle analytique ne décrit pas le comportement acoustique en amont du bord de fuite du boîtier, donc une géométrie simplifiée du boîtier omettant les injecteurs de carburant et les flux de refroidissement est suffisante pour ces calculs de validation. Un espace axial de longueur Lgap/cx = 0,9 sépare la chambre de combustion et la turbine. La figure 2 illustre schématiquement le domaine de calcul et les conditions aux limites.

Machine Translated by Google

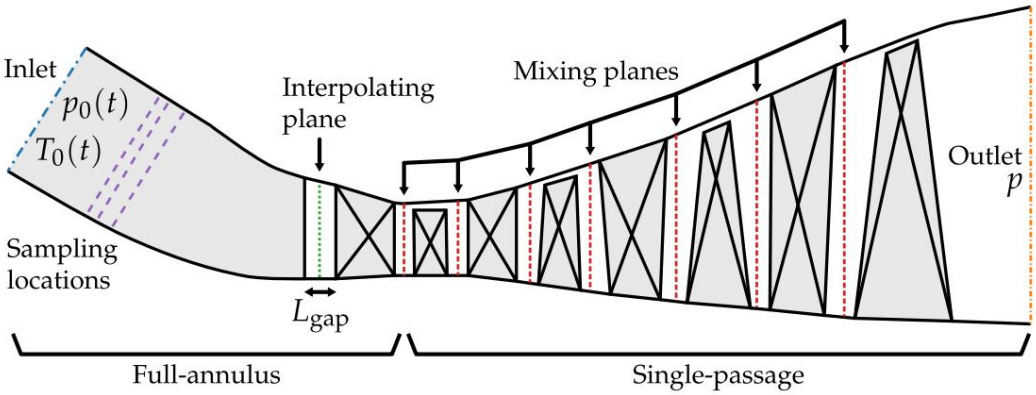


Figure 2. Domaine et conditions aux limites pour les simulations CFD couplées de chambre de combustion et de turbine.

La conception de la turbine est une géométrie réaliste à quatre étages avec des flux de liquide de refroidissement, des flux de fuite et des aubes tridimensionnelles. Les taches de surface, imposant des flux supplémentaires de masse, de quantité de mouvement et d'énergie, injectent un débit total de liquide de refroidissement de l'ordre de 25 % du débit massique à l'entrée de la turbine. L'écoulement est subsonique, avec un nombre de Mach de Ma ≈ 0,1 dans la chambre de combustion et un nombre de Mach en sortie d'aube de Ma ≈ 0,7. Le nombre de Reynolds, basé sur la corde axiale des aubes directrices de la buse et la vitesse de sortie, est de l'ordre Re ≈ 4 × 106 .

Pour capturer tous les modes azimutaux possibles, le modèle informatique associe la chambre de combustion et l'aube directrice de la buse dans une configuration à anneau complet, jointe à des représentations à passage unique des rangées d'aubes en aval à l'aide de plans de mélange. Alternativement, même avec N, les modèles informatiques à deux canettes fournissent des données suffisantes pour extraire une valeur d'impédance de connexion à un coût de calcul réduit (ζ est indépendant de m).

Le domaine est circonférentiellement périodique. Les conditions aux limites d'entrée sont des valeurs uniformes prescrites de pression et de température de stagnation ; la condition aux limites de sortie est une pression statique prescrite, avec des variations dans le sens de l'envergure supposant un équilibre radial (Figure 2). Bien que spatialement uniformes, les conditions aux limites de l'entrée sont fonction du temps. Étant donné que la turbine à plusieurs étages permet une transmission négligeable en amont, les réflexions provenant de la limite de sortie n'ont aucune influence sur la solution dans la chambre de combustion. Les réflexions provenant des limites d'entrée sont prises en compte et corrigées lors du post-traitement.

Un plan d'interpolation circonférentiel relie les grilles d'aubes directrices de la chambre de combustion et de la buse au niveau d'une interface située dans l'espace entre la chambre de combustion et la turbine (Figure 2). L'interpolation dissocie les densités de grille de pas de la chambre de combustion et de la turbine. Des plans de mélange relient les rangées suivantes de la turbine ; ce modèle permet une réduction du coût de calcul d'un ordre de grandeur avec une perte de précision négligeable par rapport à une turbine entièrement à anneau complet. Pour confirmer ce fait, les calculs avec les trois premières rangées de turbines à anneau complet obtenus peuvent transférer des fonctions dans une plage de 2 % par rapport au modèle à aubes directrices de tuyère uniquement.

3.2. Détails du calcul Les

simulations ont été réalisées à l'aide de TURBOSTREAM 3, un solveur Navier–Stokes multibloc structuré, compressible et instable à moyenne de Reynolds développé par Brandvik et Pullan [9]. Le code utilise une formulation de volumes finis qui est précise au second ordre dans l'espace et un double pas de temps implicite avec un schéma de différence arrière précis au second ordre. Les simulations utilisent un modèle algébrique de turbulence de longueur de mélange : un choix peu coûteux en termes de calcul qui donne des résultats précis lorsqu'il est calibré par rapport aux mesures. Néanmoins, les simulations se concentrent sur la propagation des ondes non visqueuses, car les effets visqueux acoustiques sont confinés à une fine couche limite d'épaisseur d' ordre v/π f /cx = 1,6 × 10−3 . Le modèle de turbulence doit uniquement établir un débit moyen représentatif, et les prédictions quantitatives des performances de la turbine ne sont pas essentielles. Une fonction de mur entièrement turbulente produit une contrainte de cisaillement sur les frontières solides, à une distance Δy ≈ 30 en unités murales. Les études de résolution ont confirmé l'indépendance de discrétisation avec au moins 100 points de grille par longueur d'onde acoustique et 72 pas de temps par période acoustique. Cela nécessite de l'ordre

Machine Translated by Google

106 nœuds dans chaque boîtier de combustion et passage de lame. La duplication de la chambre de combustion et de la buse pour former un secteur à anneau complet donne un maillage de 58 × 106 nœuds.

Dans les calculs forcés, les conditions aux limites d'entrée prennent la forme

$$\frac{p0(t)}{p0} = 1 + F(t) \text{ et } \frac{T0(t)}{T0} = \left(\frac{p0(t)}{p0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}, \text{ avec } F(t) = \delta \sin\left(2\pi \sum_{j=2}^{J} f0t\right). \quad (10)$$

Dans l'équation (10), δ = 0,1 % est un paramètre d'amplitude faible, et les valeurs de f0 et J sont sélectionnées pour couvrir une plage de fréquences réduite 0,02 ≤ κ ≤ 0,1, où κ = f cx/a. Cette gamme de fréquences est typique de l'instabilité de combustion dans les grandes machines industrielles.

Dans les calculs sur l'anneau complet, pour exciter tous les modes azimutaux, un ensemble arbitraire d'indices de boîte n = {1, 7, 8, 14, 16} est forcé, tandis que δ = 0 dans les autres boîtes. Des simulations préliminaires ont montré que les fonctions de transfert calculées étaient indépendantes du modèle de forçage, confirmant que le problème est linéaire. Dans les calculs à deux boîtiers, les deux boîtiers sont forcés en antiphase, excitant uniquement le mode m = N/2.

Les calculs instationnaires sont démarrés à partir d'une solution stationnaire convergée et exécutés pendant huit périodes de forçage, puis les données du champ d'écoulement sont échantillonnées pendant huit périodes de forçage supplémentaires. Un cas nécessite deux jours d'horloge murale sur quatre unités de traitement graphique Nvidia A100.

3.3. Post-traitement pour les fonctions de transfert de canettes

Cette section décrit le calcul des fonctions de transfert Can Tk à partir des résultats CFD à comparer avec le modèle analytique. Le solveur génère des données de champ d'écoulement instable sur trois plans d'échantillonnage de section transversale, illustrés à la figure 2, pour chacune des N boîtes de combustion. A chaque instant, les fluctuations de pression sont moyennées sur les plans d'échantillonnage pour donner des quantités scalaires mais instationnaires.

La technique de séparation d'ondes multi-microphones par les moindres carrés de Poinsot et al. [10] donne des amplitudes d'onde caractéristiques en amont et en aval dans tous les N canettes, $\hat{p}^-_n$ et $\hat{p}^+_n$, à partir des fluctuations de pression sur les trois plans d'échantillonnage dans chaque canette, compte tenu des espacements entre les plans et de la vitesse acoustique. Les ondes de déphasage vers le centre de l' espace chambre de combustion-turbine garantissent la cohérence avec le modèle analytique. L' approche de segmentation de Miles [11,12] tient compte de la variation de surface le long du conduit de transition.

En forçant la (n − k)ième boîte seule, d'après l'équation (9), l'onde réfléchie dans la nième boîte est $\hat{p}^-_n = \hat{p}^+_{n-k}$ Merci . En général, l'onde totale réfléchie est une superposition linéaire de contributions − de toutes les canettes. En résumant k,

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

L'équation (11) est par définition une convolution discrète, d'un vecteur périodique de N transfert + pour fonctions T avec un vecteur périodique de N ondes incidentes $\hat{p}^+$ de N faire un vecteur périodique des ondes réfléchies $\hat{p}^-$. D'après le théorème de convolution, la solution de l'équation (11) est ($F(\hat{p}^-)/F(\hat{p}^+)$ $T = F^{-1}$), où F désigne l'opérateur de transformée de Fourier discrète.
La formulation de l'équation (11) ne nécessite pas l'hypothèse d'une entrée non réfléchissante frontières.

3.4. Extraction de l'impédance de

connexion Il existe deux manières de post-traiter l'impédance de connexion, ζ, à partir d'une solution CFD. La méthode directe consiste à évaluer l'équation (2) en utilisant des quantités transformées de Fourier moyennes en surface : pression statique sur un plan au niveau du bord de fuite de la boîte et vitesse acoustique azimutale sur un plan couvrant l'espace. La méthode indirecte utilise un forçage « push-pull » en mode azimutal fixe m = N/2. La séparation des ondes sur les plans d'échantillonnage éloignés du bord arrière de la boîte, où l'acoustique est unidimensionnelle, produit des amplitudes d'onde caractéristiques

Machine Translated by Google

et un coefficient de réflexion RN/2 = p˜ −/p˜ +|m=N/2 pour ce mode. Conversion de RN/2 en une impédance ZN/2 comme dans l'équation (9), réglage de m = N/2 et réorganisation de l'équation (6),

$$\zeta = \frac{4Agap}{Acan}\left(\frac{1}{ZN/2} - \frac{1}{Zplane}\right)^{-1}. \quad (12)$$

La méthode directe implique une procédure de moyenne arbitraire qui n'est pas strictement cohérente avec l'hypothèse d'une acoustique unidimensionnelle mais s'applique à toutes les fréquences. La méthode indirecte n'a pas de moyenne de zone mais suppose la validité du modèle analytique et ne s'applique donc qu'à des fréquences compactes. Cet article cite les réactances calculées à l'aide de la méthode directe pour capturer les tendances de fréquence et les résistances à l'aide de la méthode indirecte pour une plus grande cohérence avec le modèle analytique.

4. Quantification des impédances acoustiques de connexion

Le modèle analytique prend un paramètre empirique : une impédance de connexion ζ entre des boîtes adjacentes, définie dans l'équation (2). Cette section utilise des simulations temporelles de modèles informatiques à deux canettes pour extraire les valeurs des parties résistives (avec perte) et réactives (inertielle) de ζ = ξ + iη et déterminer sa sensibilité à la géométrie. La figure 3 montre quatre géométries utilisées pour cette étude. Le cas « Datum » est pleinement représentatif. La géométrie « cadencée » est la donnée pivotée d'un demi-pas d'aube pour aligner les parois de la chambre de combustion avec le passage médian de la buse. Les géométries « Slip » et « Thick » ont des corps de combustion carrés de section constante, avec une paroi non visqueuse d'épaisseur nulle et une paroi de largeur 0,36 cx.

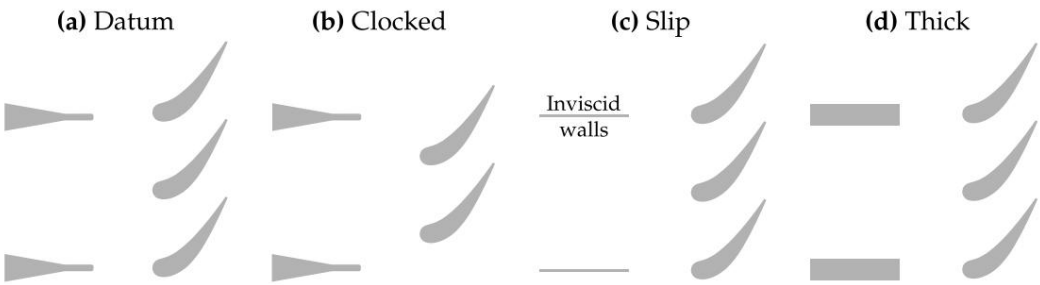


Figure 3. Quatre géométries de boîte de combustion : (a) boîte de référence et conduit de transition, (b) référence cadencée par un demi-pas d'aube, (c) carré avec de fines parois non visqueuses, (d) carré avec bord de fuite épais. Pas à l'échelle.

4.1. Réactance acoustique

La figure 4a montre les réactances acoustiques, η, pour les quatre géométries de chambre de combustion en fonction de la fréquence réduite κ = f cx/a. Pour les cas de référence et de glissement, η est proportionnel à la fréquence, comme prévu pour un effet inertiel, et à moins de 6 % de la conductivité Rayleigh classique ηRay = 2π f Agap/a. La réactance cadencée a une pente de deux fois la conductivité de Rayleigh.
Lorsque la paroi de la chambre de combustion n'est pas alignée circonférentiellement avec les bords d'attaque des aubes, le volume de fluide en mouvement et donc l'inertie est supérieur à une ouverture idéale à paroi mince pour laquelle la conductivité de Rayleigh est dérivée.

La chambre de combustion épaisse a une réactance similaire à celle des cas Datum et Slip pour κ ≤ 0,06. À des fréquences réduites élevées, la réactance épaisse s'écarte d'une tendance linéaire lorsque le vortex du bord de fuite se verrouille sur la fréquence de forçage. Le rejet du vortex amplifie le mouvement acoustique et agit pour réduire l'inertie effective. Dans les chambres de combustion réelles, avec des bords de fuite minces représentatifs w/cx < 0,1, l'effet de perte de vortex est négligeable aux fréquences d'instabilité de combustion typiques κ ≤ 0,1.

Machine Translated by Google

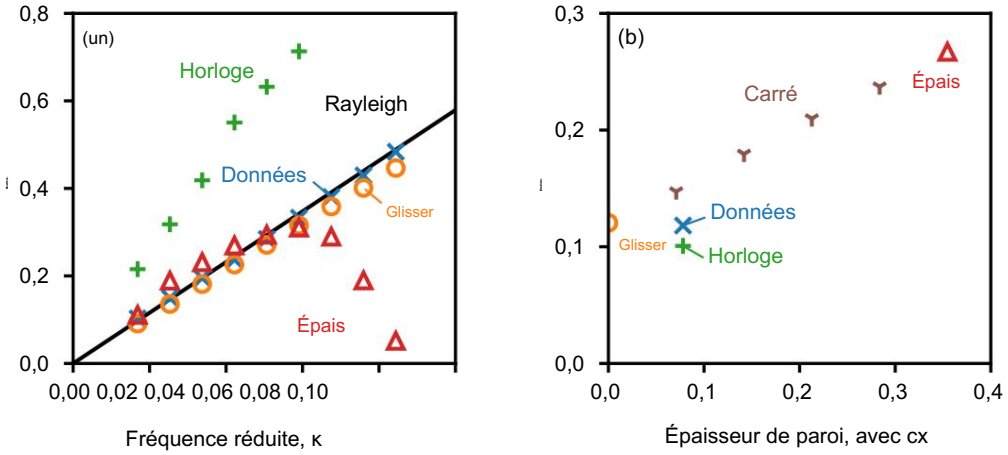


Figure 4. Impédance de connexion pour différentes géométries de chambre de combustion : (a) partie réelle, réactance acoustique ; (b) partie imaginaire, résistance acoustique à κ = 0,017. Pour des cas représentatifs, la réactance se situe dans les 6 % de la conductivité classique de Rayleigh. La résistance augmente linéairement avec l'épaisseur de la paroi de la chambre de combustion.

4.2. Résistance acoustique

La figure 4b montre les résistances acoustiques pour les quatre cas de la figure 3, ainsi que des chambres de combustion carrées supplémentaires avec une épaisseur de paroi variable. Les résistances sont calculées par la méthode indirecte à une fréquence réduite de κ = 0,017 et tracées en fonction de l' épaisseur de la paroi.

Toutes les résistances avec des épaisseurs de paroi w/cx ≤ 0,1 se situent dans la plage 0,1 ≤ ξ ≤ 0,15, soit une variation de ±20 % par rapport à la moyenne. La résistance non nulle du boîtier Slip montre que la perte acoustique ne nécessite pas de sillage visqueux derrière la paroi de la chambre de combustion, ce qui suggère qu'un effet non visqueux en est responsable. Pour la famille des géométries de chambre de combustion carrées allant de 0 ≤ w/cx ≤ 0,36, la résistance augmente linéairement de ξ = 0,121 à ξ = 0,267. Une augmentation linéaire de la résistance est cohérente avec un effet qui évolue avec le volume de connexion. Pour la même épaisseur de paroi, les géométries Datum et Clocked ont des valeurs de résistance acoustique plus faibles par rapport aux chambres de combustion carrées, ce qui montre que l'effet de la forme du bord de fuite de la chambre de combustion et du synchronisme avec la turbine ne peut être négligé.

4.3. Effet de la longueur de l'espace entre la chambre de combustion et la turbine

La longueur de l'espace entre la chambre de combustion et la turbine est un degré de liberté dont dispose le concepteur, choisi par compromis entre la taille globale de la machine et la non-uniformité du champ d'écoulement à l'entrée de la turbine. Si l'impédance de connexion était fortement fonction de la longueur de l'espace, le modèle analytique nécessiterait plusieurs étalonnages pour étudier l'influence de la longueur de l'espace sur les fonctions de transfert des boîtes.

La translation de la chambre de combustion dans la direction axiale et l'extraction des résistances acoustiques pour chaque longueur à partir de calculs à deux boîtes donnent les points indiqués dans la figure 5. Sur la plage 0,15 ≤ Lgap/cx ≤ 2,35, la résistance acoustique varie de ±15 % par rapport à la valeur représentative Lgap/cx = 0,92. L'insensibilité de la résistance acoustique sur cette large plage suggère que le modèle actuel peut atteindre une bonne précision avec un étalonnage sur une seule longueur d'intervalle.

Machine Translated by Google

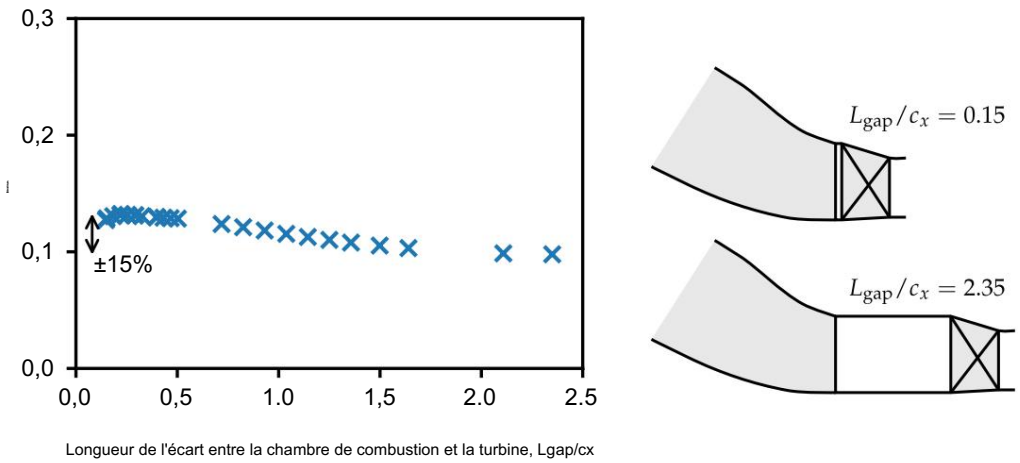


Figure 5. Résistance acoustique de la chambre de combustion Datum avec un écart axial chambre-turbine varié. La résistance est insensible à la longueur de l'intervalle, variant de ±15 % sur toute la plage simulée.

4.4. Mécanisme physique

Pour identifier le mécanisme physique de la résistance acoustique, il faut suivre l'acoustique l'énergie au niveau local. Morfey [13] a défini un flux d'énergie acoustique généralisé,

$$N_{je}^{*} = p \quad {}' {}_{p\,\rho a} \quad \overline{Vi\,'2\,vi + 2} + \sum_{j} 2p_{un} \quad {}' vj + \rho Vj\, vivj\,, \tag{13}$$

où pa sont la ' et vi sont des fluctuations des composantes de pression statique et de vitesse, tandis que ρ, Vi et densité moyenne, les composantes de vitesse et la vitesse acoustique. Le premier terme de l'équation (13) est le flux d'énergie acoustique classique d'après Kirchoff, qui n'est conservé que dans un milieu uniforme stationnaire ; les termes restants représentent un support en mouvement. L'équation de moyenne temporelle (13) donne l'intensité acoustique généralisée, I = N et la production locale d' énergie acoustique i est ·I un flux irrotationnel, non visqueux et à entropie uniforme.

*

. Comme Morfey [13] l'a montré, ·I i = 0 au deuxième ordre dans

La figure 6 montre la production d'énergie acoustique, ·I*, au-dessus du plan médian de la chambre de combustion Datum. Hormis une région en aval de la paroi de la chambre de combustion, la perte d'énergie acoustique est négligeable. Dans la région d' interaction ·I négative entre l'écoulement moyen dans le sens du courant et les fluctuations acoustiques azimutales, cela conduit à un puits d'énergie acoustique dans les fluctuations du tourbillon (comme un écoulement rasant au-dessus d'un orifice).

La perte acoustique due à l'interaction du flux moyen dans le sens du courant est un mécanisme distinct des interactions avec la perte de vortex du bord de fuite de la chambre de combustion. Si la perte de vortex du bord de fuite était dominante, la région de production d'énergie acoustique négative serait située du côté amont de l'espace - la perte par perte n'est pas cohérente avec les contours de la figure 6. La fréquence de perte est cinq fois supérieure à la fréquence acoustique, il n'y a donc aucune interaction dans cette géométrie de référence avec un bord de fuite fin.

Machine Translated by Google

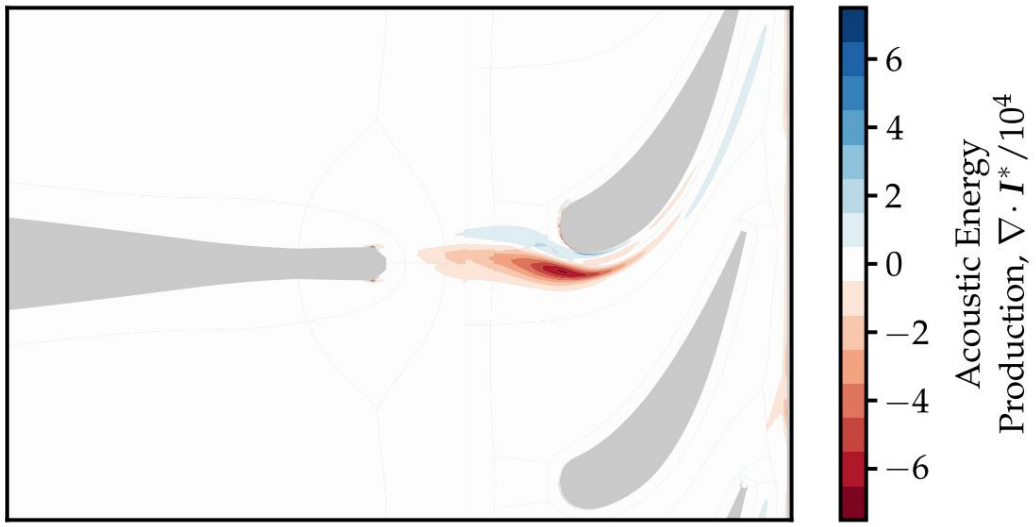


Figure 6. Production d'énergie acoustique dans l'espace chambre de combustion-turbine à mi-portée de la géométrie Datum, à fréquence réduite κ = 0,017. Les pertes sont concentrées en aval de la paroi de la chambre de combustion.

5. Peut transférer des prédictions de fonctions

La section précédente a montré que, pour des chambres de combustion annulaires représentatives, la réactance acoustique entre les boîtes est proche de la conductivité de Rayleigh et la résistance acoustique est d'environ ξ = 0,12 avec une faible sensibilité à la géométrie, variant jusqu'à 20 % sur une large plage. variété de cas. Cette section compare les résultats CFD sur l'anneau complet pour les fonctions de transfert de la géométrie de référence avec les prédictions du modèle analytique. Pour calibrer l'impédance de connexion, la réactance est réglée sur la valeur de Rayleigh et la résistance est réglée sur la valeur extraite d'un calcul à deux boîtes.

La figure 7 illustre l'importance de la modélisation de la communication entre canettes et de la prise en compte de la résistance acoustique. Appliquer naïvement le coefficient de réflexion d'onde plane Rplane au bord de fuite du boîtier de combustion, en excluant la transmission vers les autres boîtiers, est une erreur d'un facteur deux par rapport au coefficient de réflexion du boîtier T0. Fixer ξ = 0 pour un modèle de conductivité de Rayleigh pur d'après von Saldern et al. [4] ignore la résistance acoustique et surestime |T0| jusqu'à 68 %.

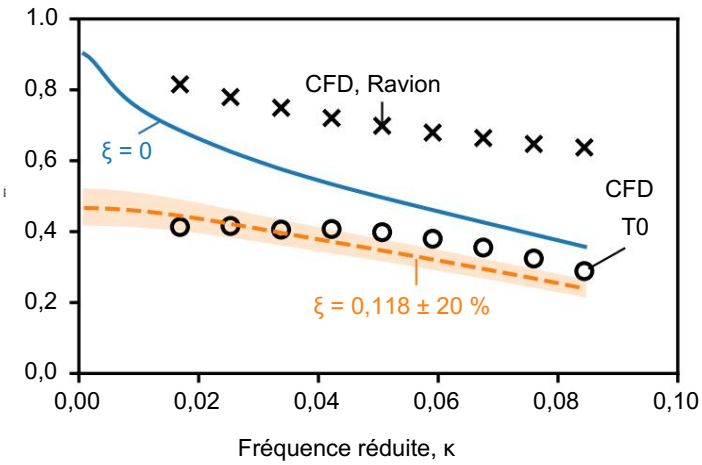


Figure 7. Magnitudes des coefficients de réflexion du plan et de la boîte pour la chambre de combustion de référence, le modèle (lignes) et le CFD (symboles). Le modèle de conductivité de Rayleigh avec ξ = 0 surprédit T0 jusqu'à 68 % ; l'utilisation de la résistance acoustique ξ = 0,118 extraite d'une simulation à deux canettes correspond au CFD à 23 % près.

L'utilisation de la valeur de résistance ξ = 0,118 extraite d'un calcul à deux boîtes de cette géométrie correspond au CFD à 23 % près et est précis à 8 % au format compact réduit.

Machine Translated by Google

fréquence κ = 0,017. La bande ombrée de la figure 7 montre la sensibilité des prédictions de T0 à la plage de variation de ξ observée dans des géométries représentatives avec w/cx ≤ 0,1 sur la figure 4b. Une perturbation de 20 % de ξ entraîne une variation de 12 % de T0 — les amplitudes prévues de la fonction de transfert de capacité sont robustes aux imprécisions de la résistance acoustique.

La stabilité thermoacoustique d'un anneau canette-annulaire de chambres de combustion dépend de toutes les fonctions de transfert de canette Tk . Avec la valeur calibrée de la résistance acoustique ξ = 0,118, la figure 8 montre les fonctions de transfert possibles pour k = 0, 1, 2, 3 en fonction de la fréquence réduite. À mesure que k augmente, le transfert vers des boîtes plus éloignées diminue, justifiant de se concentrer sur les petits k (par symétrie T−k = Tk).

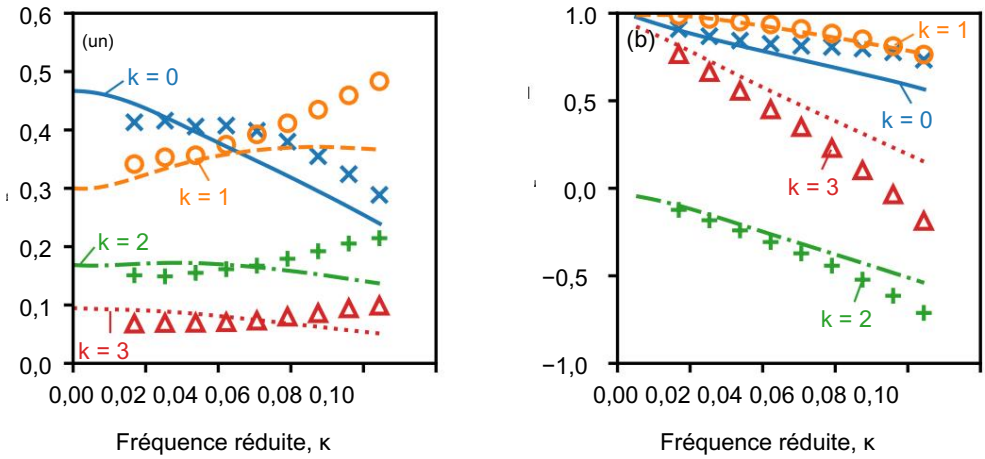


Figure 8. Peut transférer des fonctions pour la chambre de combustion de référence : (a) amplitude, (b) phase. Comparaison du modèle analytique (lignes) aux simulations CFD (symboles). Avec une résistance acoustique calibrée ξ = 0,118, le modèle analytique s'accorde avec une magnitude de 0,03 près à κ = 0,017.

Les calculs CFD et le modèle analytique s'accordent avec une magnitude de 0,03 à une fréquence faiblement réduite κ = 0,017 ; voir la figure 8a. L'écart est toutefois supposé compact dans le modèle analytique, ce qui entraîne des erreurs d'amplitude du premier ordre aux fréquences réduites élevées κ ≥ 0,05. La compacité est l'hypothèse la plus fondamentale et la plus solide du modèle. La prise en compte des effets non compacts nécessiterait une solution bidimensionnelle plus fidèle du champ acoustique dans l'espace entre la chambre de combustion et la turbine. Les prédictions de phase de la figure 8b s'accordent à 0,15 rad près à κ = 0,017 et correspondent qualitativement à la tendance.

La figure 9 montre l'effet de la longueur de l'espace entre la chambre de combustion et la turbine sur les fonctions de transfert de boîte. L'hypothèse de compacité restreint l'analyse à une fréquence faiblement réduite κ = 0,017. Le modèle capture quantitativement les variations des fonctions de transfert, y compris un minimum |T0| près de Lgap/cx = 0,2 ; voir la figure 9a. Une résistance acoustique constante ξ = 0,118 au niveau de l'espace représentatif est suffisante pour donner un bon accord sur toute la plage des espaces (les résultats complets de la figure 5 ne sont pas utilisés). Si des calculs d'anneau complet pour une longueur d'espace sont disponibles, l'ajustement de la résistance a posteriori basé sur |T0| donne un accord plus étroit, et le |T0| les minima coïncident entre le CFD et le modèle analytique (résultats non présentés).

En revenant à l'équation (6), l'impédance totale est donnée par les contributions de la turbine et de la chambre de combustion en parallèle. À fréquence fixe et en mode azimutal, il existe une valeur de ζAcan/Agap où ces deux contributions s'alignent en interférence destructrice, donnant une faible impédance totale. Bien que les fonctions de transfert de canettes soient une combinaison de réflexions modales (équation (9)), le déphasage marqué de T0 sur la figure 9b près du point d'inflexion conforte cette explication de l'existence du minimum.

Machine Translated by Google

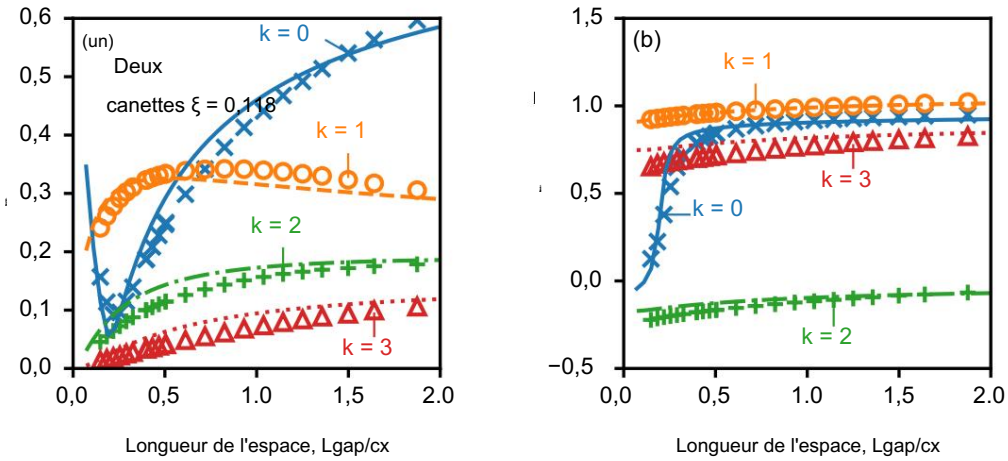


Figure 9. Effet de la longueur de l'espace entre la chambre de combustion et la turbine sur les fonctions de transfert de données pour la chambre de combustion de référence à κ = 0,017, modèle (lignes) et CFD (symboles) : (a) amplitude, (b) phase. En utilisant une valeur de résistance acoustique ξ = 0,118 calibrée au niveau de l'écart de référence, le modèle capture quantitativement les tendances. Un minimum T0 se produit proche de Lgap/cx ≈ 0,2.

6. Étude de l'espace de conception – Minimisation de l'énergie réfléchie

Les simulations CFD et le modèle analytique identifient sur la figure 9 un coefficient de réflexion minimal se produisant à une longueur d'intervalle non nulle. Cette section utilise le modèle analytique pour déterminer les paramètres affectant ce minimum et les implications pour la conception couplée de la chambre de combustion et de la turbine.

Le plus grand avantage en matière de stabilité thermoacoustique correspond à une acoustique réfléchie minimale . énergie, calculée comme $E = \sum_k |Tk|^2$ Avec moins d'énergie réfléchie, la chambre de combustion nécessite moins amortissement acoustique pour maintenir la stabilité. La somme de toutes les canettes explique le fait qu'un minimum dans T0 seulement peut correspondre à une redistribution de la transmission vers d'autres canettes, plutôt qu'à une augmentation de la transmission à travers la turbine.

Pour le cas présenté sur la figure 9, à la longueur d'intervalle représentative Lgap/cx = 0,9, l'énergie réfléchie prend une valeur E = 0,43. Réduire la longueur de l'espace jusqu'à ce qu'un minimum soit atteint à L, soit une baisse de 63 % par rapport à l'espace représentatif. écart/cx = 0,15, l'énergie réfléchie se réduit à un minimum de E = 0,16 ,

Le modèle analytique de l'équation (6) contient quatre paramètres indépendants :

$$E = \text{fonction } Acan/Agap,\ \zeta,\ Rplan,\ \kappa. \quad (14)$$

Fixer le rayon moyen de l'anneau et le rapport entre le rayon moyeu et pointe, et faire varier le nombre de boîtes, est une façon de changer Acan/Agap. Le choix du rapport moyeu/pointe est arbitraire car Acan et Agap sont proportionnels à la hauteur de l'anneau. Comme pour les prédictions présentées jusqu'à présent, la réactance acoustique est fixée à la valeur de Rayleigh, tandis que la résistance acoustique est un paramètre libre. Cette étude de conception suppose une fréquence réduite constante, κ = 0,02, dans le régime compact où le modèle analytique est le plus précis. L'étude de conception suppose également un coefficient de réflexion aval réel Rplane sans déphasage, une simplification valable dans le régime compact.

La figure 10a illustre la variation de la longueur de l'espace à l'énergie réfléchie minimale, $L^*_{écart,}$ lorsque les trois paramètres non dimensionnels restants sont perturbés par rapport à une condition de base représentative des grandes turbines à gaz industrielles. L est inversement proportionnel au nombre de canettes. Parce que Acan 1/N et Agap Lgap, cela correspond aux minima se produisant à une valeur constante de Acan/Agap 1/(NLgap), lorsque d'autres paramètres sont fixés. La figure 10a montre également que L est directement proportionnel à la résistance acoustique et au coefficient de réflexion de la turbine en aval.

La figure 10b représente l'énergie réfléchie minimale, E , en fonction des paramètres en Équation (14). Le nombre de canettes a un effet faible, avec E augmentant de 21% lorsque N diminue

Machine Translated by Google

de la donnée 20 à 7. À mesure que la résistance acoustique chute vers zéro, E augmente rapidement - l' existence d'un minimum nécessite une résistance non nulle et ne serait pas capturée par un modèle de conductivité de Rayleigh pur. L'énergie réfléchie minimale augmente à mesure que la turbine en aval devient plus réfléchissante, ce qui est cohérent avec la forme parallèle de l'équation (6).

Les relations de la figure 10a impliquent que la longueur d'espacement optimale correspond à

$$\xi R_{plan} A_{can}/A_{gap} = \text{constante} = 1{,}91 \pm 12\ \%\ , \qquad (15)$$

où une modélisation analytique sur tout l'espace de conception de la figure 10 a été utilisée pour calculer la constante, à une fréquence réduite compacte κ = 0,02. Augmenter la fréquence réduite à κ = 0,05 augmente la constante de 13 %. L'équation (15) est une ligne directrice de conception qui éclaire la sélection de l'espace chambre de combustion-turbine pour une réflexion minimale et une perte acoustique maximale du système de combustion.

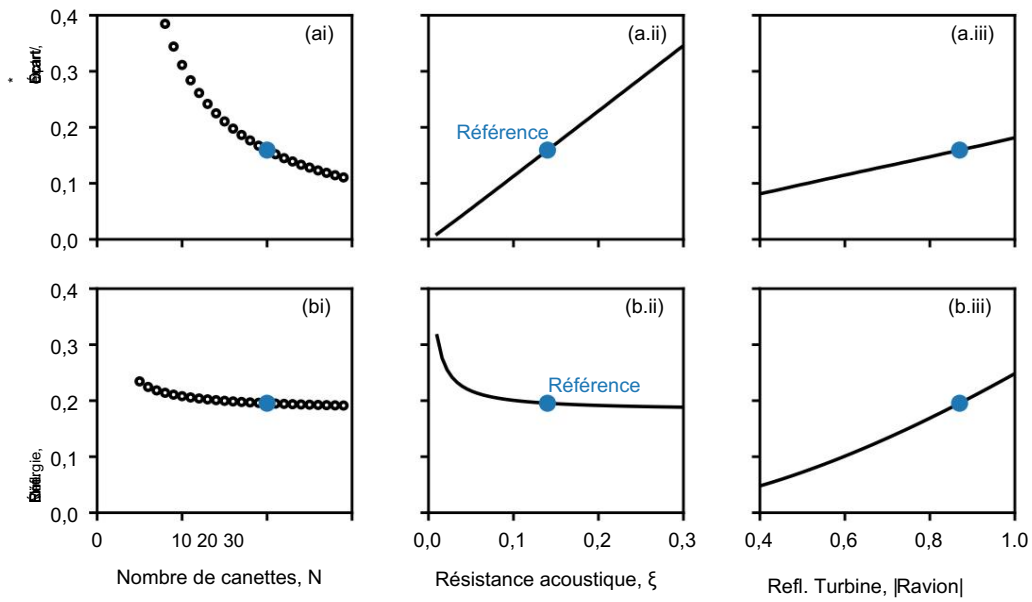


Figure 10. Effet des paramètres de conception (i) nombre de canettes, N ; (ii) résistance acoustique, ξ ; et (iii) le coefficient de réflexion de la turbine, |Rplane| sur (a) la longueur optimale de l'espace entre la chambre de combustion et la turbine, (b) l'énergie réfléchie minimale . La longueur optimale de l'espace L est inversement proportionnelle à N et proportionnelle à ξ et à l'espace $|R_{plane}^{*}|$.

Pour utiliser la directive dans la pratique, un ingénieur dispose de plusieurs options pour attribuer une résistance acoustique. En l'absence de calculs disponibles, une première estimation basée sur l'expérience passée pourrait être ξ ≈ 0,1. Un calcul à deux canettes d'une nouvelle géométrie fournit une résistance plus précise et, si nécessaire, une réactance. L'ajustement à un calcul à anneau complet donne la valeur la plus précise pour ζ. Ensuite, en réorganisant l'équation (15) pour Agap et en divisant par la hauteur de l'anneau, on obtient la longueur d'espace optimale.

7. Conclusions

Cet article a appliqué la CFD temporelle et un modèle analytique pour prédire les fonctions de transfert entre les ondes incidentes et réfléchies dans une chambre de combustion annulaire. Ces fonctions de transfert sont des conditions aux limites nécessaires pour qu'un modèle thermoacoustique détermine la stabilité du système de combustion. Les résultats montrent : 1. Le modèle analytique d'impédance de connexion de von Saldern et al. [4] nécessite une résistance acoustique d'ordre ξ 0,1 pour que les fonctions de transfert puissent correspondre aux simulations CFD d'une chambre de combustion de turbine à gaz représentative. La résistance apparaît en raison de l'écoulement moyen dans le sens du courant et, pour les épaisseurs de paroi représentatives de la chambre de combustion, elle est faiblement fonction de la géométrie de la chambre de combustion.

Machine Translated by Google

2. Avec une résistance acoustique calibrée, le modèle analytique reproduit l'anneau complet
Le CFD peut transférer des fonctions jusqu'à une amplitude de 0,03 et une phase de 0,15 rad dans le compact régime, indiquant la validité des hypothèses de modélisation. Les erreurs de prédiction augmentent rapidement pour κ ≥ 0,05 en raison des effets non compacts.

3. À mesure que la longueur de l'espace entre la chambre de combustion et la turbine varie, pour une fréquence compacte donnée, il existe une énergie réfléchie minimale à une longueur d'intervalle non nulle. Dans le cas des données, reflété l'énergie chute de 63 % à Lgap/cx = 0,15 par rapport à la donnée Lgap/cx = 0,9. Le minimum, où les contributions de la turbine en aval et des autres canettes s'alignent dans l'antiphase, est capturée à la fois par les simulations CFD et par le modèle analytique.

4. Exploration analytique de l'espace de conception couplé chambre de combustion-turbine canette-annulaire donne une ligne directrice pour l'énergie réfléchie minimale : à la longueur d'intervalle optimale,

$$\xi \text{RplanAcan/Agap} \approx 1{,}91 \ .$$

Le présent modèle analytique s'avère être un outil utile pour estimer les conditions aux limites acoustiques dans un processus de conception de chambre de combustion rapide et itératif, sous réserve de deux limitations. Premièrement, la valeur de la résistance acoustique doit être calibrée ; cependant, les fonctions de transfert ne sont pas fortement sensibles à ce paramètre. Deuxièmement, le modèle suppose une faible réduction fréquences, typiques de l'instabilité des grandes machines industrielles mais qui ne peuvent pas être supposé en général. Le mécanisme des contributions séparées d'impédance des boîtes et des turbines ce qui entraîne une longueur d'intervalle optimale qui restera à des fréquences plus élevées.

Financement : Cette recherche a été financée par Mitsubishi Heavy Industries, numéro de subvention G106034.

Déclaration de disponibilité des données : l'auteur n'est pas autorisé à partager des données.

Remerciements : L'auteur remercie Mitsubishi Heavy Industries pour le financement de ce projet, en particulier S. Uchida, K. Saitoh et T. Koda pour leur intérêt et leur soutien. L'auteur remercie G. Pullan pour ses commentaires sur une ébauche de ce manuscrit.

Conflits d'intérêts : L'auteur ne déclare aucun conflit d'intérêts.

Nomenclature

romain

a [m s−1]	Vitesse de l'onde acoustique
A [m2] cx	Zone
[m] f [Hz]	Corde axiale de l'aube
[–] i k [–]	Fréquence
	Unité imaginaire
	Peut compenser l'indice
Lécart [m]	Écart entre la chambre de combustion et la turbine
m [–] [–]	Indice de mode azimutal
n	Peut indexer
N [–]	Nombre de canettes
p [Pa]	Pression
R [–]	Coefficient de réflexion
T [K]	Température
T [–]	Coefficient de transmission
V [m s−1]	Vitesse
w [m]	Épaisseur de la paroi de la chambre de combustion
Z [–]	Non-dim'l. impédance

grec

y [–]	Rapport de chaleur spécifique
E [–] [–] ζ	Énergie acoustique réfléchie
[–]	Impédance de connexion
η [rad] θ [–]	Réactance acoustique
[m2 s	Coordonnée angulaire
κ	Fréquence réduite
v −1]	Viscosité cinématique
ξ [–] [kg	Résistance acoustique
ρ m−3]	Densité

Indices et accents

Q	Conditions de stagnation
	Vague caractéristique
'	Perturbation par rapport à la moyenne
~ ±	En amont ou en aval
—	Mode azimutal
	Moyenne temporelle
*	Énergie acoustique réfléchie minimale

Machine Translated by Google

Références

1. Kaufmann, P. ; Krebs, W. ; Valdés, R. ; Wever, U. Propriétés thermoacoustiques 3D des chambres de combustion à canette unique et multi-canette Configurations. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo ; ASME : New York, NY, États-Unis, 2008. [CrossRef]
2. Venkatesan, K. ; Croix, A. ; Yoon, C. ; Han, F. ; Bethke, S. Étude dynamique de la combustion des turbines à gaz robustes utilisant un système de combustion à deux canettes. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo ; ASME : New York, NY, États-Unis, 2019. [CrossRef]
3. Ghirardo, G. ; Di Giovine, C. ; Moeck, JP; Bothien, MR Thermoacoustique des chambres de combustion Can-Annular. J. Ing. Puissance des turbines à gaz 2019, 141, 011007. [CrossRef] 4. von Saldern,

JGR ; Orchini, A. ; Moeck, JP Analyse des modes thermoacoustiques dans les chambres de combustion can-annulaires utilisant des Conditions aux limites de type Bloch. J. Ing. Puissance des turbines à gaz 2021, 143, 071019. [CrossRef]

5. Fournier, GJJ; Meindl, M. ; Silva, CF; Ghirardo, G. ; Bothien, MR ; Polifke, W. Modélisation d'ordre inférieur des chambres de combustion can-annulaires. J. Ing. Puissance des turbines à gaz 2021, 143, 121004. [CrossRef]
6. Brind, J. Conditions aux limites acoustiques pour les chambres de combustion can-annulaires. Dans Actes de la 15e Conférence européenne sur les turbomachines, document n° ETC2023-140, Budapest, Hongrie, 24-28 avril 2023.
7. Orchini, A. Une impédance efficace pour modéliser le couplage aéroacoustique de conduits connectés via des ouvertures. J. Son Vib. 2022, 520, 116622. [Réf. croisée]

8. Brind, J. ; Pullan, G. Modélisation de l'impédance acoustique des turbines. Int. J. Turbomach. Propulse. Puissance 2021, 6, 18. [CrossRef]
9. Brandvik, T. ; Pullan, G. Un solveur Navier-Stokes 3D accéléré pour les flux dans les turbomachines. J. Turbomach. 2011, 133, 021025. [Référence croisée]
10. Poinsot, T. ; Le Chatelier, C. ; Bougie, S. ; Esposito, E. Détermination expérimentale du coefficient de réflexion d'une flamme prémélangée dans un conduit. J. Son Vib. 1986, 107, 265-278. [Référence croisée]
11. Miles, JH Matrice de transmission acoustique d'un conduit ou d'une buse à surface variable transportant un flux subsonique compressible. J. Acoustique. Soc. Suis. 1981, 69, 1577-1586. [Référence croisée]
12. Miles, réponse de l'auteur JH. J. Son Vib. 1995, 182, 328-335. [Référence croisée]
13. Morfey, C. Énergie acoustique dans des flux non uniformes. J. Son Vib. 1971, 14, 159-170. [Référence croisée]

Avis de non-responsabilité/Note de l'éditeur : Les déclarations, opinions et données contenues dans toutes les publications sont uniquement celles du ou des auteurs et contributeurs individuels et non de MDPI et/ou du ou des éditeurs. MDPI et/ou le(s) éditeur(s) déclinent toute responsabilité pour tout préjudice corporel ou matériel résultant des idées, méthodes, instructions ou produits mentionnés dans le contenu.

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Article

Potentiel de récupération de la pression statique du rotor uniquement Ventilateurs axiaux basse pression †

Hauke Witte*, Christoph Bode et Jens Friedrichs

Institut de propulsion à réaction et de turbomachines, Technische Universität Braunschweig,
Hermann-Blenk-Str. 37, 38108 Brunswick, Allemagne ; chr.bode@ifas.tu-braunschweig.de (CB);
j.friedrichs@ifas.tu-braunschweig.de (JF)
* Correspondance : h.witte@ifas.tu-braunschweig.de ; Tél. : +49-531-391-94229
† Ce manuscrit est une version étendue du document de réunion ETC2023-157 publié dans les actes de la 15e Conférence européenne sur les turbomachines, Budapest, Hongrie, du 24 au 28 avril 2023.

Résumé : Généralement installés dans une configuration à rotor uniquement, les ventilateurs axiaux basse pression se déchargent directement dans une atmosphère libre et la décharge présente une forte composante tourbillonnaire. Étant donné que de telles conceptions, sans aubes directrices, ne peuvent pas reconvertir la pression dynamique dans le composant de tourbillon en pression statique, la pression dynamique est généralement considérée comme une perte. Cependant, l'équilibre radial montre qu'une partie significative de l'énergie cinétique contenue dans cette composante tourbillonnaire est récupérée sous forme de pression statique dans l'atmosphère libre. Cette augmentation de pression supplémentaire
Une comparaison entre deux configurations avec et sans aubes directrices de sortie permet de formuler un critère d'évaluation de la configuration rotor seul. En utilisant ce critère d'évaluation, l'étude des profils de vitesse correspondant aux conceptions génériques de rotors s'avère prometteuse en termes de récupération de pression pour les nouvelles conceptions.

Mots-clés : ventilateurs axiaux basse pression ; récupération de pression; décharge gratuite

check for updates

Référence : Witte, H. ; Bode, C. ; Friedrichs, J. Potentiel de récupération de la pression statique des ventilateurs axiaux basse pression à rotor uniquement. Int. J. Turbomachine. Propulse. Pouvoir 2023, 8, 33. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030033

Rédacteur académique : Colin Scrivener

Reçu : 22 mai 2023
Révisé : 21 août 2023
Accepté : 4 septembre 2023
Publié : 8 septembre 2023

Copyright : © 2023 par les auteurs. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.
Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Introduction

Dans une large gamme d'applications, les ventilateurs axiaux basse pression sont conçus pour atteindre des débits volumétriques élevés tout en maintenant de faibles rapports de pression. Généralement, en raison de contraintes de coût et d'espace, ces ventilateurs sont installés dans une configuration à rotor uniquement, déchargeant un jet tourbillonnant dans une atmosphère libre. Une telle conception, sans aubes directrices de sortie, ne peut pas reconvertir la pression dynamique du composant tourbillonnaire en pression statique. Cela réduit la pression statique à la sortie des machines. Cependant, des considérations simples montrent que dans cette décharge libre, une reprise de pression statique a lieu. En effet, une partie importante de l'augmentation de la pression totale-statique provenant des ventilateurs axiaux basse pression peut avoir lieu au refoulement ; ainsi, une évaluation approfondie de cette récupération de pression en ce qui concerne la conception du ventilateur est nécessaire.

Les recherches expérimentales disponibles sur la récupération de pression statique réalisable en aval des ventilateurs axiaux à rotor uniquement sont présentées pour la première fois dans [1]. Ici, une conception de vortex libre avec un rapport moyeu/pointe de v = 0,5 est utilisée. Pour cette machine, la récupération de pression statique mesurée en refoulement libre correspond à une augmentation du rendement de 4 à 7 %. Il est très intéressant de noter que le potentiel d'augmentation de l'efficacité via les aubes directrices en aval pour de telles machines est indiqué dans [2] entre 4 et 12 %, ce qui se situe dans des ordres de grandeur similaires.

Dans [3], une étude sur la maximisation de l'efficacité des ventilateurs axiaux a été réalisée. Les auteurs ont utilisé une méthode CFD entraînée par les réseaux de neurones de [4], qui a été couplée à un algorithme d'optimisation évolutive. Le principal résultat de leur étude numérique a été une efficacité totale/statique maximale de 68 %, en tenant compte de certains critères de conception géométrique tels que l'angle de balayage fixe ou l'espace de conception axial. En revanche, les rendements totaux à statiques typiques des machines industrielles ont tendance à être de 50 à 55 %.

Machine Translated by Google

Dans le reste de la littérature pertinente, l'accent n'a pas été mis sur la quantité intégrale de récupération de pression. Au lieu de cela, le champ d'écoulement de la décharge lui-même a été étudié de manière très détaillée.

Des études expérimentales du champ d'écoulement en aval des ventilateurs axiaux à rotor uniquement sont réalisées dans [5]. Ici, les mesures optiques d'un ventilateur se déchargeant dans un tuyau montrent qu'un écoulement turbulent fortement hétérogène et non uniforme se forme, caractérisé par des intensités de turbulence élevées, en particulier dans le noyau du vortex en formation, révélant la complexité des écoulements de décharge du ventilateur.

Dans [6], des études numériques de l'écoulement proche en aval d'un ventilateur axial à rotor uniquement à faibles débits ont été réalisées. Les études montrent que le débit aval en champ proche, qui a une influence directe sur la reprise en pression, dépend fortement du débit. Ce dernier a à son tour une influence directe sur les phénomènes d'écoulement au sein du passage des aubes, qui varient en fonction de la méthode de conception.

Compte tenu des études disponibles, le comportement de la récupération de pression statique reste une question ouverte. En particulier, deux questions sont étudiées dans ce travail, qui correspond à notre article publié lors de la 15e Conférence européenne sur les turbomachines [7] : 1. Quel est l'effet maximal pouvant être obtenu via une récupération optimale de la pression statique et comment peut-on l'évaluer ?

2. Dans quelle mesure la récupération de la pression statique peut-elle être influencée par les caractéristiques géométriques de la machine et la conception du vortex ?

2. Récupération de la pression statique des ventilateurs axiaux basse pression à rotor uniquement

2.1. Hypothèses et mécanisme général

La figure 1 montre une configuration de ventilateur axial à rotor uniquement se déchargeant dans une atmosphère libre avec les profils radiaux qualitatifs de la vitesse circonférentielle vθ (bleu) et de la pression statique p (rouge). Comme expliqué dans la section 1, le champ d'écoulement est généralement fortement hétérogène et non uniforme. Par conséquent, plusieurs hypothèses sont nécessaires pour les dérivations présentées dans cet article :

1. À l'emplacement 0, immédiatement en aval du bord de fuite, l'écoulement est axisymétrique, non visqueux et n'a aucune composante de vitesse radiale ni aucune courbure méridionale des lignes de courant de sortie ; 2. La pression ambiante pamb est imprimée sur la couche de cisaillement entre la décharge du ventilateur et l'atmosphère libre (c'est-à-dire au niveau du cisaillement) ; 3. L'emplacement 1 est positionné suffisamment loin en aval de l'emplacement 0, de sorte que la composante de vitesse circonférentielle de la décharge ait entièrement disparu via un échange de quantité de mouvement (c'est-à-dire un mélange) avec l'environnement ;
4. L'atmosphère libre est suffisamment grande pour que les murs et autres obstacles n'influencent pas l'échappement libre ; 5. L'écoulement est supposé stable et incompressible.

Sous les hypothèses 1 et 2, les distributions radiales de la pression statique p et de la Les composantes de vitesse circonférentielle vθ sont couplées via l'équilibre radial :

$$p(r) = \int_{r_{cisaillement}}^{r} \rho \frac{v_\theta(r)^2}{r} dr + p_{amb}. \quad (1)$$

En considérant l'emplacement 0 de la figure 1, la décharge montre une distribution radiale non nulle de la vitesse circonférentielle. L'évaluation de l'équation (1) avec une telle distribution donne une distribution de pression statique croissante de manière monotone avec pamb comme valeur maximale au niveau de la couche de cisaillement. Par conséquent, la pression statique moyenne à l'emplacement 0 est inférieure à la pression ambiante.

Plus en aval à l'emplacement 1, la vitesse circonférentielle a disparu selon l'hypothèse 3. En considérant à nouveau l'équation (1) , cela se traduit par une pression statique constante sur le rayon et, par la suite, la pression moyenne à l'emplacement 1 est égale à la pression ambiante. . Suite à cette argumentation, la pression statique moyenne doit avoir

Machine Translated by Google

augmenté de l'emplacement 0 à l'emplacement 1. En fait, de l'emplacement 0 à l'emplacement 1, une quantité considérable de l'énergie cinétique contenue dans la décharge du ventilateur est convertie en énergie potentielle sous la forme d'une augmentation de la pression statique. Par conséquent, l'atmosphère libre agit comme une aube directrice de sortie.

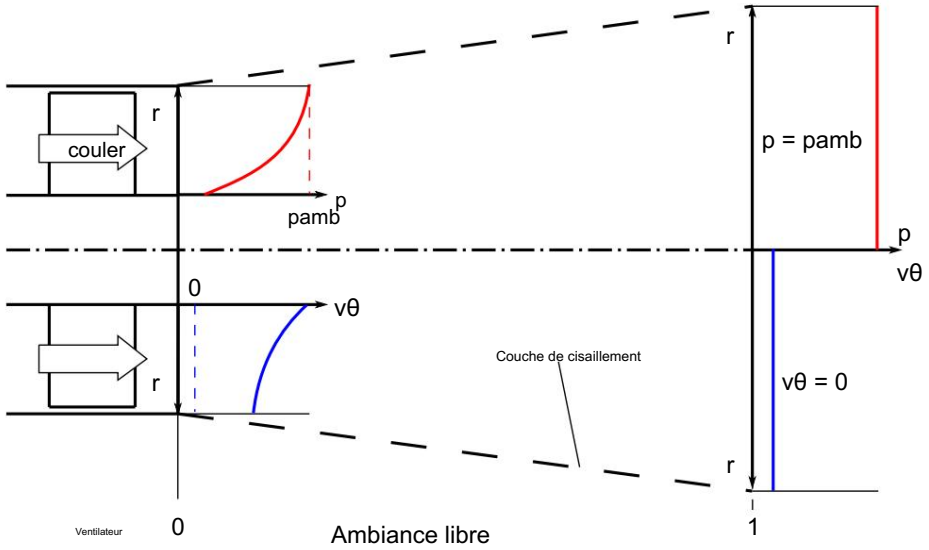


Figure 1. Distributions radiales schématiques de la pression statique (rouge) et de la vitesse circonférentielle (bleu) à deux endroits de la décharge du ventilateur.

2.2. Critère d'évaluation de la récupération de la pression statique

Pour étudier le potentiel de récupération de la pression statique dans l'atmosphère libre, il doit être correctement évalué. Un critère d'évaluation raisonnable devrait permettre de comparer différentes conceptions de ventilateurs, quels que soient leur conception de vortex, leur point de fonctionnement et leurs caractéristiques géométriques.

Pour dériver un tel critère d'évaluation, la configuration à rotor uniquement de la figure 1 est comparée à une configuration avec aubes directrices de sortie, visualisée schématiquement sur la figure 2. Les progressions axiales de la pression totale et statique moyenne de l'entrée à l'emplacement 1 sont indiquées en rouge et vert, respectivement. Ces courbes sont hautement idéalisées dans le sens où les pertes dans les conduits en amont et en aval du rotor et du stator sont négligées.

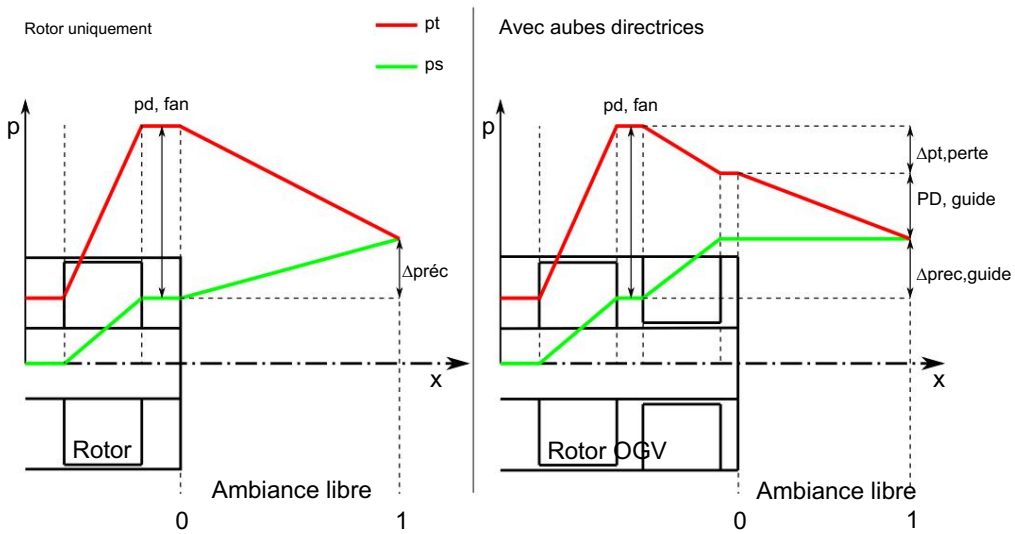


Figure 2. Comparaison de deux configurations de ventilateurs : une configuration à rotor uniquement (à gauche) et une configuration avec des aubes directrices en aval (à droite) – et leurs progressions de pression totale (rouge) et statique (verte) correspondantes depuis l'entrée jusqu'à l'emplacement 1.

Machine Translated by Google

Dans la configuration à rotor uniquement (côté gauche de la figure 2), le ventilateur augmente le débit moyen pression statique et totale provenant des conditions d'afflux, ce qui entraîne la pression dynamique dans le décharge du ventilateur pd, ventilateur an. Dans l'atmosphère libre en aval du ventilateur, la pression statique augmente de Δprec et la pression totale diminue jusqu'à ce que finalement la pression dynamique est égal à zéro.

Le côté droit de la figure 2 montre une configuration avec des aubes directrices de sortie en aval. du ventilateur. Dans cette configuration, le ventilateur est supposé être équivalent au cas du rotor uniquement, obtenir la même augmentation de pression et, par conséquent, la même pression dynamique pd, f an. Contrairement au cas du rotor uniquement, la composante de vitesse circonférentielle de la décharge est décélérée dans les aubes directrices de sortie et, en conséquence, la pression statique est augmentée de Δprec,guide. Le refoulement des aubes directrices a une pression dynamique moyenne de pd,guide. De plus, les aubes directrices de sortie introduisent une perte de charge totale Δpt, perte dans le débit. Le la décharge des aubes directrices dans l'atmosphère libre ne conduit pas à une pression statique récupération, puisqu'elle n'a, par sa définition idéalisée, aucune composante de vitesse circonférentielle et, par conséquent, le mécanisme d'augmentation de la pression statique décrit précédemment ne s'applique pas. De manière analogue au cas du rotor uniquement, la pression dynamique résiduelle dans l'atmosphère libre sera tend finalement vers zéro à l'emplacement 1 par dissipation.

Du côté droit de la figure 2, il apparaît que dans le cas de la prise installée aubes directrices, la pression dynamique du ventilateur pd, f an est divisée exactement en pression totale perte des aubes directrices Δpt,perte, la pression dynamique en aval des aubes directrices de sortie pd,guide, et la pression statique augmentent les aubes directrices Δprec,guide, comme dans

$$\text{fan} = \Delta pt,\text{perte} + pd,\text{guide} + \Delta prec,\text{guide}.\ pd, \quad (2)$$

Un critère d'évaluation peut en être déduit lorsqu'il est nécessaire d'augmenter la pression. des aubes directrices Δprec,guide doit être égal à la reprise de pression statique du rotor seul configuration:

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

En adaptant cela dans l'équation (2) et en isolant la perte de pression totale des aubes directrices Δpt, rendement des pertes

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

Plus précisément, les aubes directrices de sortie qui induisent une perte de charge totale de Δpt,loss, comme calculé par l'équation (4) pour le système, obtenez exactement la même quantité de pression statique augmenter comme le fait une configuration correspondante à rotor uniquement dans l'atmosphère libre. À augmenter la comparabilité entre les différentes conceptions, cette perte de pression totale peut être formulée en un coefficient de perte de charge totale conduisant au critère d'évaluation souhaité de la statique récupération de pression par

$$\xi\text{guide} = \frac{\Delta pt,\text{perte}}{pd,\text{f an} - pd,\text{guide}}. \quad (5)$$

Le remplacement de la perte de pression totale des aubes directrices par l'équation (4) donne finalement

$$\xi\text{guide} = 1 - \frac{\Delta \text{préc}}{pd,\text{f an} - pd,\text{guide}}. \quad (6)$$

Lors de la comparaison de différents ventilateurs dans une configuration à rotor uniquement et du calcul du ξguide pour Dans chaque conception, les conceptions de ventilateurs avec de faibles valeurs de ξguide permettent d'obtenir une meilleure récupération de pression statique que la conception avec des valeurs élevées de ξguide. D'un point de vue différent, les conceptions de ventilateurs dans une configuration à rotor uniquement, pour laquelle une certaine valeur de ξguide est déterminée, obtiennent le même résultat. la pression totale à statique augmente dans les configurations avec aubes directrices, où les aubes directrices avoir un coefficient de perte de charge totale exactement ξguide.

Machine Translated by Google

2.3. Modélisation de la récupération de pression statique

Pour utiliser ξguide comme critère d'évaluation d'un point de vue conception, il est nécessaire de pouvoir l'évaluer directement à partir des paramètres de conception du ventilateur. Les paramètres centraux de la conception du ventilateur sont les profils radiaux de la vitesse axiale (vx(r)) et circonférentielle (vθ (r)) en aval du ventilateur, qui sont définis par la conception du vortex. Avec la connaissance des profils de vitesse, toutes les pressions entrant dans ξguide peuvent être calculées comme décrit ci-dessous.

La pression dynamique locale à la décharge du ventilateur pd, f an(r) est fonction de l'amplitude de la vitesse locale v(r) et donc fonction de vx(r) et vθ (r) uniquement. La moyenne pondérée du débit massique de la pression dynamique donne finalement

$$pd,\ fan = \frac{2\pi}{\rho \dot{V}} \int_{rhub}^{rtip} \rho\, r\, vx(r)\, 2 - vx(r)^2 + v\theta(r)^2\, dr. \tag{7}$$

Pour calculer pd,guide, le débit de la configuration avec aubes directrices est supposé constant sur le rayon et purement axial. Par conséquent, la pression dynamique en aval des aubes directrices de sortie pd,guide peut être simplifiée en fonction du débit volumique et de la géométrie :

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

an Pour calculer le coefficient de perte de pression totale ξguide via l'équation (6), la récupération de pression dans l'atmosphère libre de la configuration rotor uniquement Δprec est encore inconnue et doit être estimée. Généralement, cette récupération de pression est définie comme la différence entre la pression moyenne à l'emplacement 1 et à l'emplacement 0 :

$$\Delta prec = p1 - p0. \tag{9}$$

Comme décrit dans la section 2.1, la pression moyenne à l'emplacement 1 est égale à la pression ambiante. Pour estimer la pression statique moyenne à l'emplacement 0, l'équation (1) est récapitulée, reliant la pression statique à la vitesse circonférentielle. Puisque p0 est une pression statique, la pression moyenne p0 est dérivée d'une moyenne surfacique pondérée. En plaçant la moyenne pondérée de surface de p0(r) calculée par l'équation (1) dans l'équation (9), la récupération de la pression statique dans l'atmosphère libre est

$$\Delta prec = -\frac{1}{Af\ un}\int_{rhub}^{rtip} 2\pi r \int_{r}^{rtip} \rho\,\frac{v\theta(r)}{r}\,2\,Dr\,Dr. \tag{10}$$

Finalement, avec toutes les pressions correspondantes définies dans l'équation (6), ξguide est donné en fonction de vx et vθ par

$$\xi guide = 1 - \frac{-\frac{1}{Af\ un}\int_{rhub}^{rtip} 2\pi r \int_{r}^{rtip} \rho\,\frac{v\theta(r)}{r}\,2\ docteurs}{\frac{2\pi}{\rho \dot{V}}\int_{rhub}^{rtip} \rho\, r\, vx(r)\, 2 - vx(r)^2 + v\theta(r)^2\, \rho dr - \frac{\dot{V}}{Af\ un}^2}. \tag{11}$$

3. Méthodologie 3.1.

Conception de référence idéalisée

Pour explorer un espace de conception défini plus tard dans ce travail vers le potentiel de ξguide, une conception de référence idéalisée est générée comme point de départ. Pour calculer ξguide, seuls les profils de vitesse en aval et le rayon du moyeu et de la pointe sont nécessaires. Par conséquent, aucune conception de ventilateur réelle, mais uniquement les profils de vitesse en aval résultants, sont pris en compte dans ce travail, impliquant la conception du profil aérodynamique correspondant. Pour que ces profils de vitesse en aval restent aussi simples que possible, l'écoulement est fortement idéalisé dans le sens où les couches limites et les écoulements secondaires sont négligés. La référence idéalisée

Machine Translated by Google

la conception est alors supposée être une conception à vortex libre, caractérisée par un vitesse circonférentielle proportionnelle à 1/r. Compte tenu de l'équilibre radial, cela donne une vitesse axiale constante sur le rayon :

$$v\theta,re\ f(r) = \frac{c\theta}{r} \qquad \text{et } vx,re\ f(r) = cx. \tag{12}$$

Le niveau global des profils (ou la valeur des constantes cθ et cx, respectivement) est ajusté pour correspondre au point de fonctionnement. Le point de fonctionnement du modèle de référence est défini en termes de coefficient de débit et de coefficient de travail total à total ψ par

$$= \frac{V\cdot}{Af\,an \cdot utip} \qquad \text{et } \psi t = \frac{2\cdot \overline{\Delta pt}}{\rho\cdot u_{conseil}^{2}}. \tag{13}$$

L'augmentation de pression totale à totale $\overline{\Delta pt}$ est dérivée du travail d'Euler moyenné en masse et est donc fonction des profils de vitesse. La vitesse circonférentielle de l'afflux est supposée être nul. La vitesse de pointe de la lame utip est donnée par le rayon de pointe rtip et la vitesse de rotation. De plus, un rapport moyeu/pointe v est donné pour évaluer le rayon du moyeu. Le tableau 1 résume les point de fonctionnement et les paramètres géométriques, qui sont réglés aux valeurs des valeurs conventionnelles ventilateurs axiaux basse pression. Les rapports moyeu-pointe étudiés de 0,3 et 0,5 représentent le limites inférieures et supérieures des conceptions habituelles.

Tableau 1. Point de fonctionnement et paramètres géométriques.

Paramètre		ψt	conseil	RPM	v
Valeur	0,215	0,300	0,250 m 1350 min−1		0,3, 0,5

3.2. Espace de conception bidimensionnel

Avec les profils de vitesse en aval de la conception de référence idéalisée, un espace de conception bidimensionnel peut être ouvert en faisant varier individuellement les axes axial et profils de vitesse circonférentielle, bien que, comme nous le verrons plus tard, cela conduise à des conception. Cette variation des profils de vitesse est obtenue en ajoutant le décalage linéaire fonctions sx(r) et sθ (r).

Puisque les fonctions de décalage sx(r) et sθ (r) sont linéaires, elles sont entièrement définies par leur gradients radiaux dsx/dr et dsθ/dr et constantes cx,op et cθ,op. Valeurs positives de dsx/dr et dsθ/dr génèrent des profils de vitesse décalés vers le boîtier, et des valeurs négatives génèrent les profils de vitesse se sont déplacés vers le moyeu, respectivement. Pendant le processus de changement de vitesse profils, leur niveau global est ajusté respectivement par cx,op et cθ,op, pour garantir que le Le point de fonctionnement en termes de et ψ est constant pour tous les profils générés. Ajout du linéaire fonctions de décalage vers les profils de vitesse du modèle de référence dans l'équation (12), le décalage les profils de vitesse en aval sont donnés par

$$v\theta,shi\ f\ ted(r) = \frac{c\theta}{r} + \frac{ds\theta}{dr}\cdot r + c\theta,op, \tag{14}$$

$$vx,shi\ f\ ted(r) = cx + \frac{dsx}{docteur}\cdot r + cx,op. \tag{15}$$

Par conséquent, dsx/dr et dsθ/dr sont les paramètres couvrant une échelle bidimensionnelle. espace de conception pour la variation des profils de vitesse, alors que cθ et cx restent constants aux valeurs de la conception vortex sans référence. Ces deux paramètres varient indépendamment . Évidemment, pour les ventilateurs axiaux, une telle variation indépendante est impossible à réaliser.

En fait, l'équation (14) est analogue à une conception de vortex plus générale, où le terme cθ/r représente un vortex libre et le terme dsθ/dr.r désigne le vortex solide. En variant la partie solide du vortex en faisant varier dsθ/dr, chaque profil de vitesse circonférentielle résultant est couplé à un profil de vitesse axiale spécifique via l'équilibre radial simple isentropique. Le profil de vitesse axial résultant, à son tour, peut être approché par un profil linéaire et

Machine Translated by Google

ensuite lié à une certaine valeur de dsx/dr. Cela donne une seule ligne de profils de vitesse théoriquement réalisables de ventilateurs axiaux dans l'espace de conception bidimensionnel de dsθ/dr et dsx/dr, qui seront discutés plus loin dans ce travail. Théoriquement, des écarts par rapport à cette ligne pourraient être possibles lors de l'ouverture de l'espace de conception à des machines diagonales ou radiales qui induisent une courbure aérodynamique considérable, mais cela ne sera pas pris en compte dans ce travail.

Les limites supérieure et inférieure du gradient de la fonction de déplacement axial dsx/dr sont définies de telle sorte que la vitesse axiale atteigne zéro au niveau du carter ou du moyeu, respectivement, aux limites de l'espace de conception. Les valeurs minimales et maximales de dsθ/dr sont fixées égales aux extrêmes de dsx/dr. Enfin, dsx/dr et dsθ/dr sont normalisés par leurs extrêmes de telle sorte que les vecteurs de l'espace de conception bidimensionnel dsx,norm/dr et dsθ,norm/dr soient définis sur [−1, 1].

La figure 3 montre des échantillons des profils de vitesse dans l'espace de conception. En abscisse figure dsx,norm/dr. Pour les profils de vitesse du côté gauche de la figure 3, où dsx,norm/dr est négatif, le débit massique est concentré au niveau du moyeu, et par la suite, pour les profils du côté droit, dsx,norm/dr il est positif et le le débit massique est concentré au niveau du boîtier. L'ordonnée montre dsθ,norm/dr, ressemblant à la partie vortex solide de l'équation (14). Pour les profils de vitesse du côté inférieur de la figure 3, où dsθ,norm/dr est négatif, le travail d'Euler est augmenté au niveau du moyeu, et par la suite, pour les profils du côté supérieur, dsθ,norm/dr il est positif et le Le travail d'Euler est augmenté vers le boîtier. Les profils de vitesse aux coordonnées (0, 0) sur la figure 3 correspondent à la conception de vortex sans référence de l'équation (12).

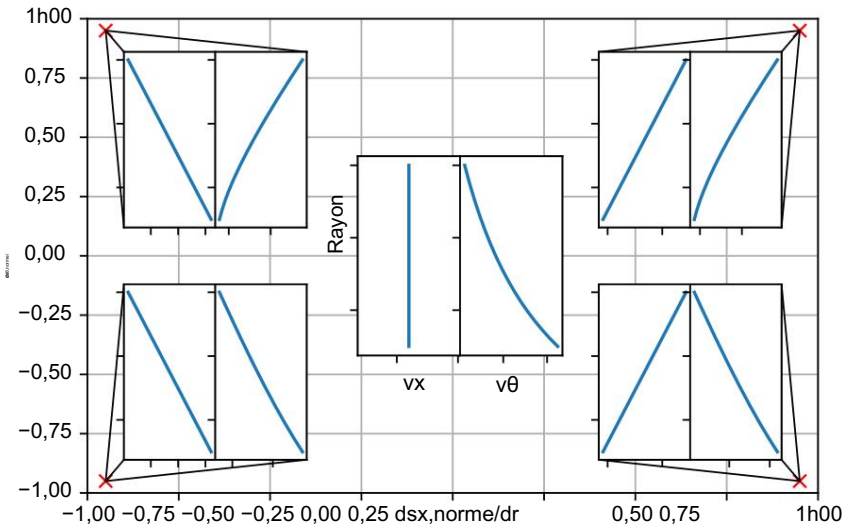


Figure 3. Échantillons de profil de vitesse de l'espace de conception formé par les gradients normalisés des fonctions de décalage linéaire. Les profils en (0, 0) correspondent à une conception de vortex libre. Les profils de vitesse résultants aux coins de l'espace de conception (croix rouges) sont affichés à des fins de comparaison.

4. Résultats de l'exploration de l'espace de conception

Puisque chaque point de l'espace de conception bidimensionnel représente un ensemble de profils de vitesse impliquant une conception de ventilateur, ξguide peut être évalué pour chaque point, indépendamment du fait que certains profils ne soient pas physiques. Cela donne un tracé de contour de ξguide sur dsx,norm/dr et dsθ,norm/dr, comme le montre la figure 4 pour deux valeurs du rapport moyeu/pointe v de 0,3 (à gauche) et 0,5 (à droite). Dans ces contours, les lignes noires représentent les points auxquels les profils de vitesse obéissent à l'équilibre radial simple isentropique et qui sont donc théoriquement réalisables dans les conceptions de ventilateurs axiaux. Les croix rouges marquent la valeur optimale, c'est-à-dire minimale, de ξguide sur ces lignes.

Machine Translated by Google

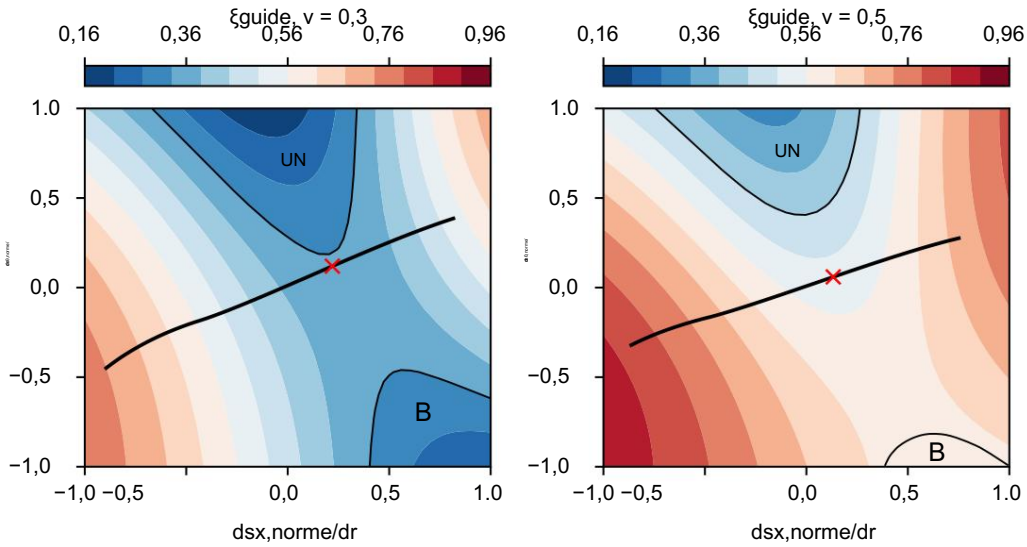


Figure 4. Contours de ξguide sur l'espace de conception pour un rapport moyeu/pointe v de 0,3 (à gauche) et 0,5 (à droite). Les profils de vitesse obéissant à l'équilibre radial simple isentropique sont représentés en noir, tandis que le rouge la croix marque le point optimal sur cette ligne.

En considérant, tout d'abord, l'ensemble du contour des deux rapports moyeu-pointe, il est évident que : généralement, la valeur inférieure de v = 0,3 (à gauche) donne des valeurs inférieures (c'est-à-dire meilleures) de ξguide. En fait, la valeur minimale globale de ξguide est d'environ 0,18 pour v = 0,3, alors que pour v = 0,5, elle est 0,31. Les meilleures valeurs de ξguide pour les conceptions d'éventails réalisables (lignes noires) sont 0,35 et 0,53. pour v = 0,3 et v = 0,5, respectivement.

Outre les différences quantitatives, des observations qualitatives peuvent également être faites pour les deux rapports moyeu/pointe. Les conceptions de ventilateurs généralement favorables en termes de ξguide se trouvent dans deux régions distinctes, A et B, des tracés de contour. Région A en haut au centre avec

$$\frac{ds_{x,norme,A}}{ds_{docteur}} \approx 0 \text{ et } \frac{ds_{\theta,norme,A}}{ds_{docteur}} > 0 \quad (16)$$

correspond à des conceptions de ventilateurs avec une vitesse axiale aval constante et un diamètre circonférentiel la vitesse s'est déplacée vers le boîtier. Région B vers le bas à droite avec

$$\frac{ds_{x,norme,B}}{dr} > 0 \text{ et } \frac{ds_{\theta,norme,B}}{jour} < 0 \quad (17)$$

correspond à des conceptions de ventilateurs avec une vitesse axiale aval décalée vers le carter et une vitesse circonférentielle décalée vers le moyeu.

Se concentrer sur l'ensemble des profils de vitesse en aval qui obéissent au simple isentropique équilibre radial (lignes noires sur la figure 4), de fortes variations de ξguide peuvent être observées. Pour les conceptions avec un rapport moyeu-pointe de v = 0,3, la valeur optimale de ξguide est de 0,35, tandis que les conceptions défavorables n'atteignent que des valeurs autour de 0,76. Dans le cas de v = 0,5, la valeur optimale des conceptions réalisables est de 0,53, tandis que les autres conceptions chutent à des valeurs de 0,84. Ces durs les différences indiquent en effet qu'il est important de considérer la récupération de la pression statique dans l'atmosphère libre déjà dans la conception vortex du ventilateur. La conception optimale du vortex dans les termes de ξguide (croix rouges sur la figure 4) semblent être légèrement décalés par rapport à un vortex libre pur conception (coordonnées (0, 0)) vers une conception avec un mélange de vortex libre et de vortex solide.

5. Discussion

L'interprétation physique pour des rapports moyeu-pointe plus petits donnant des valeurs favorables de ξguide est un canal annulaire plus grand qui contient plus de masse en rotation. Par conséquent, plus la masse en rotation entraîne des forces d'inertie (c'est-à-dire centrifuges) plus élevées, qui provoquent initialement

Machine Translated by Google

la pression inférieure à la pression atmosphérique dans la décharge du ventilateur. Ainsi, la différence avec l'environnement la pression dans la décharge du ventilateur est plus forte.

La raison pour laquelle les régions A et B de l'espace de conception sont favorables devient évidente en considérant la figure 5, qui représente les tracés de contour de la récupération de pression statique Δprec et la pression dynamique aval du ventilateur pd, f an. Pour réitérer l'équation (6), ces deux pressions sont les grandeurs centrales définissant ξguide, alors que pd,guide est constant pour un point de fonctionnement fixe selon les hypothèses retenues. L'équation (6) montre que les valeurs de Δprec et les faibles valeurs de pd, f donnent de bonnes (c'est-à-dire faibles) valeurs de ξguide.

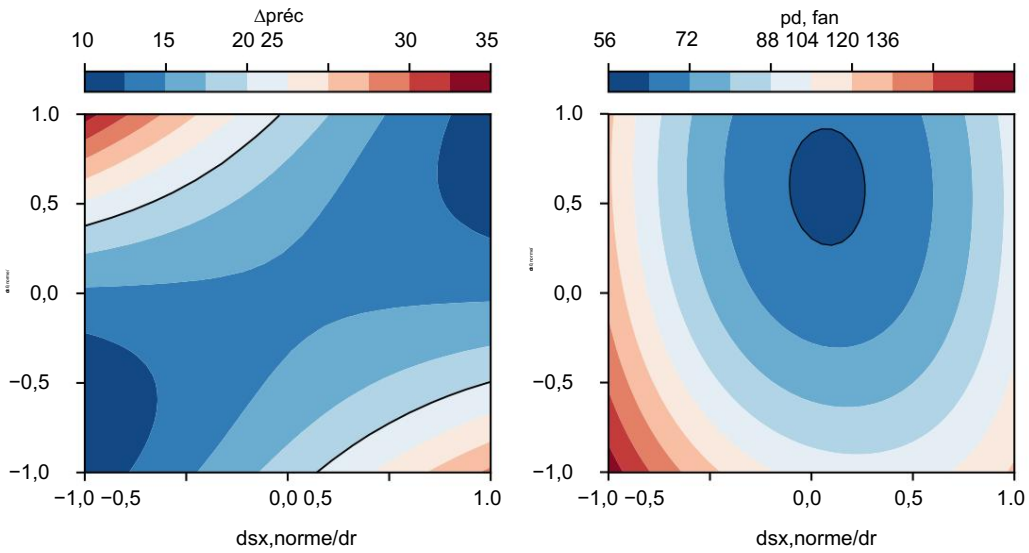


Figure 5. Contour de la récupération de la pression statique (à gauche) et de la pression dynamique au refoulement du ventilateur (à droite) pour v = 0,5. Des lignes noires encerclent les zones favorables de l'espace de conception.

En considérant tout d'abord le contour de Δprec sur le côté gauche de la figure 5, les régions se trouvent en haut à gauche et en bas à droite de l'espace de conception. Dans la région supérieure gauche de l'espace de conception, la vitesse circonférentielle est décalée vers le boîtier. Cela se traduit par des pressions plus faibles aux rayons extérieurs et, simultanément, des pressions plus élevées aux rayons intérieurs par rapport à la conception de référence. Lorsqu'une zone faisant la moyenne de la pression statique sur la rayon pour calculer Δprec, les pressions inférieures au niveau du boîtier l'emportent sur les pressions supérieures au hub puisqu'ils agissent sur une zone plus vaste. De plus, dans cette région, la masse le flux est concentré dans les régions où la vitesse circonférentielle est la plus faible, c'est-à-dire la plus faible Travail d'Euler. Lorsque l'on exige que le travail d'Euler moyenné en masse soit égal pour toutes les vitesses profils, cela nécessite une augmentation globale de la vitesse circonférentielle. Finalement, les deux les effets entraînent des valeurs plus élevées de Δprec. Dans la région inférieure droite de l'espace de conception, la vitesse circonférentielle est décalée vers le moyeu. Ici, l'effet est opposé à celui région en haut à gauche. Bien qu'il existe des pressions plus élevées au niveau des rayons extérieurs, agissant sur sur des surfaces plus grandes, les valeurs minimales des pressions qui apparaissent au niveau du moyeu compensent ce. De plus, dans cette région, la même augmentation globale de vθ est nécessaire en raison de l'effet analogique raisons, comme dans la région supérieure gauche de l'espace de conception. Ainsi, au total, les valeurs plus élevées de Δprec sont réalisés dans cette région. En fait, la conception de référence de vortex libre aux coordonnées (0, 0) permet d'obtenir valeurs assez faibles de récupération de pression statique si l'on considère l'ensemble de l'espace de conception. Dans contrairement au contour de Δprec, le contour de pd, f an ne montre qu'un singulier favorable région de valeurs minimales en haut au centre de l'espace de conception. Cela est dû à la fois à l'axe et les vitesses circonférentielles étant approximativement constantes sur le rayon dans ce région. Les profils à vitesse constante entraînent une pression dynamique moyenne minimale en raison de l'influence quadratique de la vitesse sur la pression dynamique. Cette influence quadratique conduit au fait que les profils non constants, avec leur maximum correspondant plus élevé valeurs, entraînent des pressions dynamiques moyennes plus élevées. La combinaison de ces différents

Machine Translated by Google

les régions favorables de ∆prec et pd, f an dans l'espace de conception aboutissent finalement aux régions favorables A et B dans le contour de ξguide.

6. Conclusions

Le mécanisme général de récupération de pression décrit dans la section 2.1 découle directement d'une forte composante de vitesse circonférentielle présente dans la décharge du ventilateur, produisant une pression subatmosphérique qui disparaît en aval dans l' atmosphère libre. Compte tenu de ce mécanisme, les deux questions présentées dans l'introduction trouvent leur réponse dans cet article :

Le coefficient de perte de pression totale ξguide dérivé dans ce travail fournit une métrique permettant d'évaluer la récupération de la pression statique dans l'atmosphère libre. Les valeurs minimales de ξguide sont respectivement de 0,35 et 0,53 pour des rapports moyeu-pointe de v = 0,3 et v = 0,5, lorsque l'on considère les profils de vitesse obéissant à l'équilibre radial isentropique simple. Les deux valeurs de ces coefficients de perte de pression totale sont assez élevées, d'autant plus qu'il s'agit de valeurs optimales. Par conséquent, ces résultats indiquent qu'il est généralement possible de concevoir des aubes directrices de sortie pour les ventilateurs axiaux basse pression qui améliorent l'augmentation de la pression totale à statique par rapport à la configuration à rotor uniquemen

Le rapport moyeu/pointe v et la conception du vortex de la machine ont un impact significatif sur l' augmentation de la pression statique. D'après les deux rapports moyeu-pointe étudiés, la plus petite valeur de v entraîne généralement de meilleures récupérations de pression statique. En effet, pour un v = 0,5 fixe, les valeurs de ξguide varient entre 0,53 et 0,84 en fonction du design du vortex. Pour v = 0,3, ces ξguide atteignent des valeurs comprises entre 0,35 et 0,76. Ainsi, même si généralement les aubes directrices de sortie, qui sont correctement conçues en termes de perte de pression totale, sont bénéfiques à l'augmentation de la pression totale à la pression statique, ces résultats indiquent qu'il est en effet important de prendre en compte la récupération de la pression statique déjà dans le vortex. conception du ventilateur lorsque les OGV ne sont pas une option en raison de contraintes externes. Dans les deux cas, la conception optimale du vortex en termes de récupération de pression statique est proche d'un vortex libre pur avec le léger ajout d'une partie de vortex solide où le facteur de mélange exact dépend du rapport moyeu/pointe. En ce qui concerne la conception de ventilateurs réels, il est important de souligner que pour de faibles rapports moyeu-pointe, il est de plus en plus difficile de réaliser de telles conceptions de vortex en raison de la grande déviation du flux requise vers le moyeu.

Contributions des auteurs : Conceptualisation, HW et CB ; méthodologie, matériel et CB ; logiciel, matériel informatique ; validation, matériel ; analyse formelle, matériel ; enquête, HW; ressources, CB; conservation des données, matériel ; rédaction – préparation du projet original, HW ; rédaction – révision et édition, CB et JF ; visualisation, matériel; supervision, CB et JF ; administration de projet, JF; acquisition de financement, JF Tous les auteurs ont lu et accepté la version publiée du manuscrit.

Financement : Cette recherche a été financée par la Forschungsvereinigung für Luft- und Trocknungstechnik (FLT) (IGF-Nr. 59 EWN). La FLT fait partie de la Fédération allemande des associations de recherche industrielle (AiF) et les projets sont financés par le ministère fédéral allemand de l'Économie et de l'Action climatique (BMWK).

Déclaration de disponibilité des données : Les données présentées dans cette étude sont disponibles sur demande auprès de l' auteur correspondant.

Conflits d'intérêts : Les auteurs ne déclarent aucun conflit d'intérêts.

Références

1. Marcinowski, H. Optimalprobleme bei Axialventilatoren. doctorat Thèse, Technische Hochschule Karlsruhe, Karlsruhe, Allemagne beaucoup, 1957.
2. Marcinowski, H. Druck- und Geschwindigkeitsverteilung Hinter dem Laufrad eines Axialventilators. Voith Forsch. Et Konstr. 1957, 2, 5 :1–5 :17
3. Bamberger, K. ; Carolus, T. Efficacité totale à statique réalisable des ventilateurs axiaux basse pression. Dans les Actes de l'Internationale Conférence sur le bruit des ventilateurs, la technologie des ventilateurs et les méthodes numériques, Lyon, France, 15-17 avril 2015.
4. Bamberger, K. ; Carolus, T. Prédiction des performances des ventilateurs axiaux par des méta-modèles formés par CFD. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo 2014 : Conférence technique et exposition sur les turbines, Düsseldorf, Allemagne, 16-20 juin 2014.

Machine Translated by Google

5. Cantrak, Đ.S. ; Jankovi´c N. Laser Insight sur le flux tourbillonnant turbulent derrière le ventilateur à flux axial. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo 2014 : Conférence technique et exposition sur les turbines, Düsseldorf, Allemagne, 16-20 juin 2014.
6. Louw, FG; von Backström, TW; van der Spuy, SJ Enquête sur le champ d'écoulement à proximité d'un ventilateur à écoulement axial lors de faibles débits. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo 2014 : Conférence technique et exposition sur les turbines, Düsseldorf, Allemagne, 16-20 juin 2014.
7. Witte, H. ; Bode, C. ; Friedrichs, J. Potentiel de récupération de la pression statique des ventilateurs axiaux basse pression à rotor uniquement. Dans Actes de la 15e Conférence européenne sur les turbomachines, article n. ETC2023-157, Budapest, Hongrie, 24-28 avril 2023. Disponible en ligne : https://www.euroturbo.eu/publications/conference-proceedings-repository/ (consulté le 6 septembre 2023).

Avis de non-responsabilité/Note de l'éditeur : Les déclarations, opinions et données contenues dans toutes les publications sont uniquement celles du ou des auteurs et contributeurs individuels et non de MDPI et/ou du ou des éditeurs. MDPI et/ou le(s) éditeur(s) déclinent toute responsabilité pour tout préjudice corporel ou matériel résultant des idées, méthodes, instructions ou produits mentionnés dans le contenu.

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Article

Validation expérimentale d'un environnement de couplage numérique Application de FEM et CFD †

Christopher Hartmann 1,* , Julia Schweikert [1], François Cottier [2], SEI Israël [2], Jochen Gier [2] et Jens von Wolfersdorf [1]

[1] Institut de thermodynamique aérospatiale (ITLR), Université de Stuttgart, Pfaffenwaldring 31, 70569 Stuttgart, Allemagne ; julia.schweikert@itlr.uni-stuttgart.de (JS) ; jens.vonwolfersdorf@itlr.uni-stuttgart.de (JvW)

[2] MTU Aero Engines AG, Dachauer Strasse 665, 80995 München, Allemagne ; francois.cottier@mtu.de (FC) ; ute.israel@mtu.de (UI) ; jochen.gier@mtu.de (JG)

* Correspondance : christopher.hartmann@itlr.uni-stuttgart.de Cet

† article est une version étendue de notre document de réunion publié lors de la 15e Conférence européenne sur les turbomachines, Budapest, Hongrie, du 24 au 28 avril 2023.

Résumé : Les résultats expérimentaux pour les caractéristiques de transfert de chaleur transitoire sur une plaque plate et sur une plaque avec des nervures en forme de V ont été comparés aux résultats numériques d'un environnement de couplage appliquant FEM et CFD. Afin de simuler les effets transitoires du processus de refroidissement des composants du moteur lors de missions de vol typiques, la température et la vitesse à l'entrée du canal ont varié au fil du temps. La distribution transitoire de température au niveau de la plaque a été mesurée par thermographie infrarouge. Cinq matériaux de plaques différents (plexiglas, PEEK, quartz, aluminium et acier) ont été considérés pour étudier l'influence de la conduction thermique sur le transfert de chaleur entre solide et fluide en fonction du nombre de Biot. Les résultats expérimentaux représentent une base de données de référence pour un environnement de couplage basé sur Python appliquant CalculiX (FEM) et ANSYS CFX (CFD). Les résultats ont en outre été comparés aux résultats numériques simulant le transfert thermique conjugué transitoire complet avec CFD. Un bon accord entre les résultats numériques et expérimentaux a été obtenu en utilisant différentes tailles de couplage à différents nombres de Biot pour la plaque plate et la plaque à nervures en forme de V.

Mots-clés : transitoire; conjuguer; transfert de chaleur; IRT ; couplage; CHT

check for updates

Référence : Hartmann, C. ; Schweikert, J. ; Cottier, F. ; Israël, États-Unis ; Gier, J. ; von Wolfersdorf, J. Validation expérimentale d'un environnement de couplage numérique appliquant FEM et CFD. Int. J. Turbomachine. Propulse. Pouvoir 2023, 8, 31. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030031

Rédacteur académique : Michel Dumas

Reçu : 20 juin 2023
Révisé : 25 juin 2023
Accepté : 29 août 2023
Publié : 4 septembre 2023

Copyright : © 2023 par les auteurs. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.

Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Introduction

Une tâche essentielle dans le processus de développement des moteurs aéronautiques modernes est consacrée aux mécanismes de refroidissement des composants du moteur soumis à de fortes contraintes thermiques. La durée de vie des composants – et par conséquent celle du moteur dans son ensemble – dépend fortement de la température des matériaux et nécessite donc une prévision fiable des températures des matériaux pour des missions de vol typiques. Le transfert de chaleur conjugué (CHT), formulé pour la première fois par Perelman [1], considère l'interaction entre solide et fluide. Les conditions d'écoulement influencent fortement les températures des matériaux et les interactions thermiques. Ainsi, des flux secondaires se produisent dans les cavités des compresseurs et des turbines. Pour une conception optimale, les processus transitoires et l'interaction solide-fluide , ainsi que la disparité temporelle thermique entre le solide et le fluide, doivent être
Les analyses transitoires de la température et des répartitions de contraintes dans les composants de turbines utilisent généralement la méthode des éléments finis. Les charges thermiques apparaissant sont décrites par des modèles de conditions aux limites simplifiés à partir de corrélations empiriques utilisant des modèles unidimensionnels advectifs , tels que présentés par Fiedler et al. [2]. Heselhaus et Vogel [3] ont montré que, grâce à des simulations transitoires, d'écoulement conjugué et de transfert de chaleur qui prennent en compte les effets tridimensionnels , une amélioration significative de la précision peut être obtenue sans recourir à des corrélations empiriques. Ainsi, la prévision des températures des composants peut être considérablement améliorée, comme Felippa et al. [4] l'ont montré. Modélisation inappropriée des effets tran

Machine Translated by Google

les changements de vol peuvent en revanche conduire à des dégagements critiques ou à des contraintes thermiques, comme Sun et al. [5] et Amirante et al. [6] ont rapporté. Les disparités thermiques dans le temps rendent les simulations conjuguées de transfert de chaleur d'une mission complète, toutes échelles de temps confondues, extrêmement coûteuses car le transfert de chaleur par convection dans le fluide est jusqu'à 104 fois plus rapide que la conduction thermique solide, ce qui a été rapporté par He et Oldfield [7].

Afin de réduire l'effort de calcul, Errera et Baqué [8] et Sun et al. [5] ont introduit des méthodes aérothermomécaniques couplées, où des programmes optimisés sont utilisés pour simuler indépendamment le transfert de chaleur dans le fluide et le solide. Ce couplage dit faible permet de calculer le comportement thermique du solide à l'aide d'un code FEM, tandis que l'écoulement adjacent est calculé au moyen de CFD. Afin de garantir une solution physique, précise et stable pour le système conjugué, les codes FEM et CFD doivent échanger des informations au niveau de leur interface commune. Pour cela, différentes stratégies existent dans la littérature. Errera et Duchaine [9] ont étudié différents coefficients de couplage et la continuité des variables d'échange pour des simulations aérothermiques. Ils ont montré que si un critère basé sur le rapport des résistances thermiques à l'interface est respecté, la procédure de transmission Dirichlet – Robin conduit à une convergence stable et rapide. Giménez et al. [10], Khoury et al. [11], et Moretti et al. [12]) ont présenté des approches mettant à jour les conditions aux limites entre les points de couplage. Ils ont montré qu'une méthode de couplage quasi-dynamique avec des calculs transitoires pour les solides et les fluides stationnaires est la plus prometteuse en termes de précision et d'efficacité. De plus, Giménez et al. [10] ont démontré qu'une valeur du paramètre de relaxation proche du coefficient de transfert thermique est bénéfique. Pour les problèmes de transfert de chaleur conjugués, le nombre de Biot est un paramètre clé pour la stabilité du schéma de couplage, comme l'ont identifié Verstraete et Scholl [13] .

Sun et coll. [14] ont évalué l'applicabilité d'une telle approche aux changements de point de fonctionnement dans une cavité de turbine basse pression, Verdicchio et al. [15] pour les disques de turbine, Dixon et al. [16] pour les interactions entre les chemins de gaz de l'anneau principal, et Ganine et al. [17] pour un système d'air interne à cavités multiples. Errera et Baqué [8] ont utilisé cette approche pour étudier la conduction thermique transitoire dans une plaque plane soumise à un écoulement variable dans le temps. Pour ce cas particulier, un gain de temps de calcul allant jusqu'à 90 % par rapport au couplage fort a été documenté avec une bonne précision.

Dans ce contexte, une interface de couplage externe basée sur Python a été développée à l'Institut de thermodynamique aérospatiale (ITLR) par Schindler et al. [18]. L'interface couple le code FEM open source CalculiX introduit par Dhondt [19] en mode transitoire avec une simulation CFD en régime permanent pour le fluide. Pour la présente étude, le logiciel commercial CFD ANSYS CFX a été utilisé. Afin de qualifier l'interface de couplage, une base de données de référence a été générée à partir de mesures transitoires. La configuration expérimentale impliquait un écoulement de canal sur une plaque plate, ainsi qu'un agencement de cinq nervures en V périodiques. Alors que la plupart des installations d'essai permettent de réguler une seule condition aux limites, la configuration actuelle permet le réglage indépendant des conditions d'entrée de température et de vitesse variables dans le temps.

Avec une IRT simultanée à haute résolution spatiale et temporelle, la température de la paroi peut être mesurée et le flux thermique de la paroi à l'interface solide-fluide peut être calculé avec l' approche semi-analytique décrite par Estorf [20]. Ainsi, un ensemble de données de référence avec lequel l'environnement de couplage peut être stressé en termes de différents paramètres peut être généré lorsque les changements dans les conditions aux limites tels qu'ils peuvent se produire dans des applications réelles sont pris en compte. Israël et coll. [21] ont montré l'applicabilité de l'environnement de couplage présenté pour des utilisations liées à l'industrie.

Le but de cette étude était de générer et de démontrer les capacités de l' installation expérimentale en tant que validation pour les simulations CHT et un environnement de couplage avec différents nombres de Biot, différentes géométries et différentes conditions aux limites d'entrée dépendant du temps en tant que version étendue de Hartmann. et coll. [22].

2. Configuration

expérimentale Une installation de test expérimental pour les mesures locales de transfert de chaleur transitoire résolues dans le temps a été conçue par Liu et al. [23]. Brack et coll. [24] a modifié la configuration de base

Machine Translated by Google

pour étudier le transfert de chaleur par convection instable sous contrôle de la vitesse du flux d'air et de la variation de température.

Pour le présent travail, le banc d'essai a été adapté pour mesurer les phénomènes de transfert de chaleur transitoires résolus dans le temps pour différents matériaux et géométries de turbulateurs dans des conditions de fonctionnement génériques et liées à l'industrie. La configuration expérimentale est présentée à la figure 1. Une pompe à vide a été utilisée pour aspirer l'air de l'environnement ambiant à travers un filtre à poussière. L'air est chauffé par un réchauffeur à mailles et pénètre dans une section d'essai de section constante de 0,12 m × 0,15 m. La température et la vitesse, variables dans le temps, à l'entrée du canal peuvent être réglées indépendamment à l'aide d'une routine LabVIEW, qui ajuste la puissance des mailles chauffantes électriques et le positionnement des aubes rotatives à l'extrémité du canal (voir Brack et al. [24]). Avec deux anémomètres à fil chaud de SVMtec, les conditions aux limites d'entrée ont été surveillées, l'un fonctionnant en mode courant constant pour mesurer la température d'entrée (CCT) et l'autre en mode température constante pour mesurer la vitesse d'entrée (CTA). Les deux étaient situés à 0,205 m en amont de la plaque plate. La plaque de dimensions 0,92 m × 0,12 m × 0,03 m a été positionnée au centre du canal, divisant la section d'essai en deux sous-canaux. Un fil déclencheur au début de la plaque plate assure un écoulement turbulent. Au sommet de la section de test, une fenêtre CaF2 de 5 mm d'épaisseur a été installée pour offrir un accès optique à la caméra IRT, une FLIR SC7600, qui mesurait le rayonnement de surface dans une plage spectrale de 1,5 µm à 5,1 µm à 25 Hz. Pour garantir une émissivité constante et égale, la plaque de test a été pulvérisée avec une peinture noire (type SPB100 de Hallcrest). Pour l'étalonnage in situ des données IRT, deux thermocouples de surface ont été insérés dans la plaque pour mesurer la température de surface.

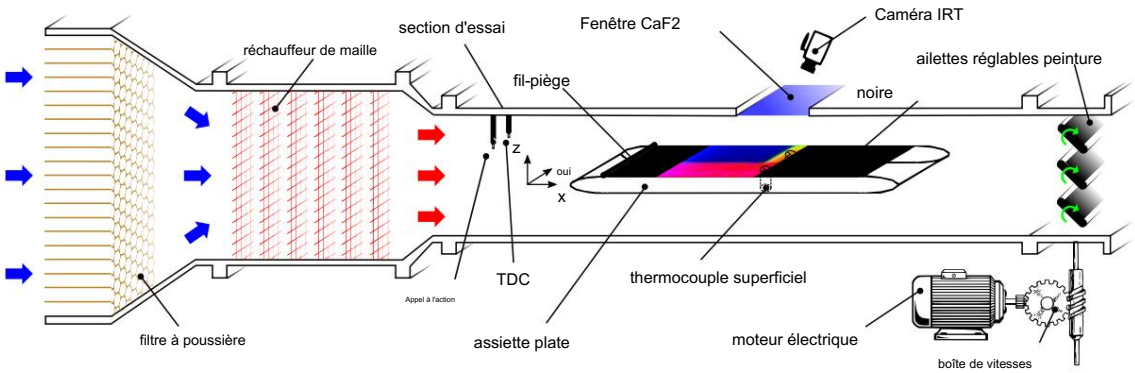


Figure 1. Configuration expérimentale.

Pour la configuration de base, la plaque plate était en plexiglas. Afin d'étudier l'influence de la conduction thermique sur la convection entre le solide et le fluide, le matériau de la plaque a été varié dans une section de dimensions 0,25 m × 0,06 m × 0,015 m. Comme le montre la figure 2a, le matériau a été modifié à l'aide de deux incrustations, l'une étant toujours en plexiglas pour garantir la répétabilité. Le champ de vision (FOV) de la caméra IRT commençait à 110 mm derrière le début des inlays et incluait les thermocouples pour l'étalonnage in situ. Outre la plaque plate, une plaque comportant cinq nervures en forme de V a été étudiée plus en détail , comme le montre la figure 2b. Les nervures carrées de 90◦ de dimensions e = 10 mm ont été collées sur la plaque d'essai avec un pas de p = 0,1 m, ce qui a donné deux nervures visibles pour la caméra IRT. Les deux géométries ont été étudiées dans cinq cas de test différents, illustrés à la figure 3. Tout d'abord, des cas de test génériques ont été étudiés, notamment un saut de température (saut), une rampe de température (rampe A) à vitesse constante et une rampe de vitesse (rampe B) à température constante. Ensuite, deux cycles transitoires ont été étudiés. L'une était typique d'une mission de vol, avec des changements opposés de température et de vitesse (cycle A), et l'autre utilisait une inversion du flux thermique pour amplifier la situation conjuguée (cycle B).

Machine Translated by Google

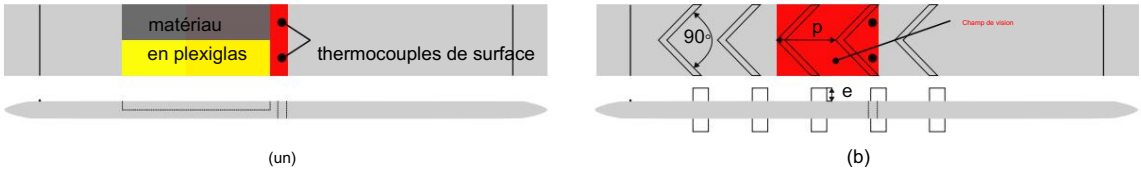


Figure 2. Géométries de test : (a) plaque plate, (b) plaque avec nervures en forme de V.

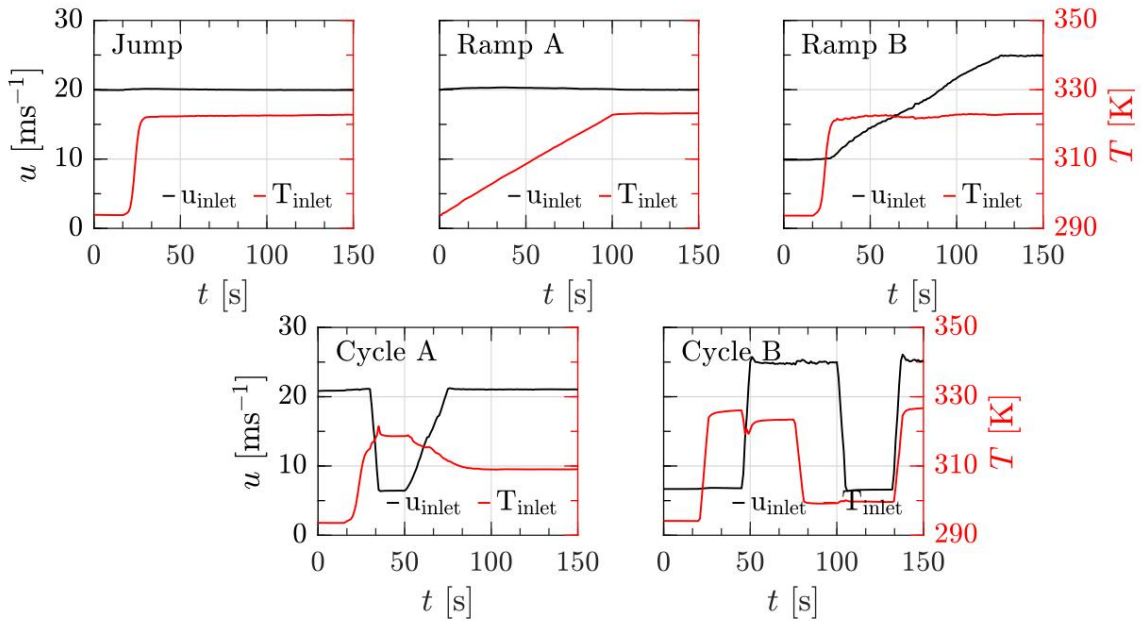


Figure 3. Conditions aux limites.

3. Configuration

numérique La configuration numérique comprenait une partie du canal, y compris la plaque de test complète, comme le montre la figure 4a. L'entrée du domaine fluide était située à 0,25 m en amont de la plaque. L'exutoire était positionné à 0,25 m en aval de la plaque. Seule la moitié de la hauteur du canal a été simulée, en utilisant une condition de symétrie à z = 0. La plaque plate a divisé la hauteur du canal (0,15 m) en deux sous-canaux, chacun mesurant 0,06 m de haut. Cela a abouti à un rapport hauteur / largeur de 2: 1 pour chaque sous-canal. En raison de l'absence d'effets d'écoulement latéral dans le cas de la plaque plate, les parois latérales et les effets latéraux étaient négligeables et une configuration 2D a été simulée. Pour valider davantage cela, une configuration 3D pour le cas de la plaque plate a été étudiée lors d'un pré-test, montrant des différences négligeables dans les résultats. Pour le cas de cinq nervures en V, une configuration 3D a été utilisée. Le domaine fluide a été discrétisé avec une grille C ou H structurée en blocs dans ANSYS ICEM 20.2. La distance sans dimension du premier nœud près du mur était inférieure à 1. Pour la géométrie nervurée, la y^+_1 région directement derrière et devant les nervures a été finement maillée avec une grille en forme de C pour garantir la résolution requise près du mur et pour considérer les effets de la couche limite. Pour les simulations CHT dans le solveur multigrille couplé entièrement implicite ANSYS CFX, le domaine solide a été discrétisé avec une grille structurée en blocs dans ANSYS ICEM, résultant en une connexion maillée 1:1 au niveau de l'interface. Pour le couplage avec CalculiX, le domaine solide était constitué d'éléments tétraédriques à quatre nœuds, comme le montre la figure 4b, tandis que le maillage fluide était identique. Le transfert de données entre les deux maillages utilisés pour l'environnement de couplage a été réalisé en transformant la grille respective en un format universel. Là, chaque point de données a été attribué à un point cartésien. La cartographie entre les deux grilles a ensuite été réalisée à l'aide de la fonction griddata et d'un algorithme d'interpolation du plus proche voisin.

Machine Translated by Google

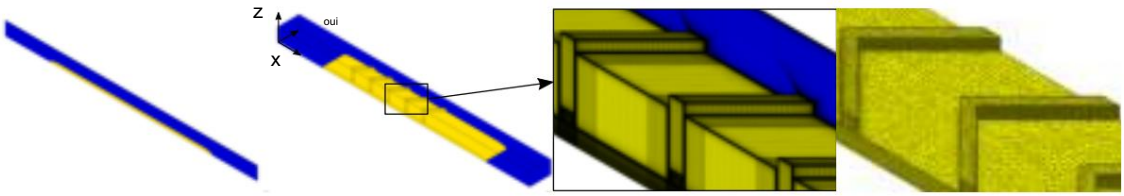


Figure 4. Configuration numérique : (a) plaque plate (à gauche) et nervures en forme de V (à droite). (b) Maillage CFX (à gauche) et CCX (à droite).

Pour résoudre les équations instationnaires de Navier – Stokes moyennées par Reynolds, le modèle de turbulence SST développé par Menter [25] a été utilisé, qui offre un bon compromis entre haute précision et temps de calcul acceptable. Pour la géométrie des nervures, la modification du rattachement et la correction de la courbure ont été activées, car le modèle SST standard a tendance à surestimer la région de séparation d'un écoulement détaché (voir Menter et al. [26]). Les termes d'advection ont été discrétisés avec le schéma de discrétisation par défaut de quasi-second ordre dans CFX, appelé haute résolution. Les termes transitoires ont été discrétisés avec un schéma d'Euler arrière du second ordre, tandis que les critères de convergence étaient de type racine quadratique moyenne pour les équations de conservation ciblées sur 10−7 . La configuration modifiée a montré de bons résultats dans des canaux de refroidissement complexes comparables (voir Göhring et al. [27]). A l'entrée, les conditions aux limites transitoires de température et de vitesse ont été prises en fonction des mesures au fil chaud. En sortie, une pression constante a été imposée comme valeur moyenne issue de l'expérience. Pour les simulations CHT, un pas de temps de tCHT = 1 s a été utilisé pour simuler toute la durée expérimentale de ttotal = 150 s. Même si la taille du pas de temps était relativement grande, une solution stable a été obtenue et les résultats de l' approche monolithique étaient destinés à servir de référence pour le couplage. Les parois du canal ont été définies comme adiabatiques et le fluide a été modélisé comme un gaz parfait. La viscosité dynamique η et la conductivité thermique k ont été modélisées comme dépendantes de la température en utilisant la formule présentée par Sutherland [28] avec les coefficients présentés par White [29]. Les quantités de matériaux pour le domaine solide respectif, provenant des fabricants, sont résumées dans le tableau 1.

Tableau 1. Quantités de matériaux.

	Plexiglas	COUP D'OEIL	Quartz	Acier	Aluminium
ρ kg m−3 cp	1190	1310	2200	7900	2700
J kg−1 K−1 k W	1470	1340	670	500	888
m−1 K−1	0,19	0,25	1.4	15	237

4. Environnement de couplage

L'environnement de couplage, développé par Schindler et al. [18], contrôle la communication entre le solveur thermique FEM CalculiX pour le domaine solide et un

Solveur FVM pour le domaine fluide. Pour la présente étude, le solveur commercial ANSYS CFX V21.1 a été utilisé, qui est un outil courant pour les applications industrielles (Cottier et al. [30]).

Avec l'environnement de couplage basé sur Python, les effets transitoires à l'intérieur du solide ont été simulés à l'aide de CalculiX. Cela a donné l'évolution de la température résolue spatialement et temporellement dans la structure. Grâce à des simulations CFD en régime permanent à des moments sélectionnés, le retour thermique, le débit et une mise à jour de l'interface ont été activés. La procédure de l'algorithme de couplage est illustrée à la figure 5. Après l'initialisation des deux codes (1), CalculiX s'est exécuté en mode transitoire avec un intervalle de temps de Δtccx = 0,2 s (2) jusqu'à ce que l'intervalle de temps de couplage tcpl soit atteint. atteint. Au cours de cela, une condition Robin v solid(t) = h v (t) T v solid(t) − T v ref(t) a été imposée à l'interface côté solide. Pour la première sous-itération q˙ v = 1, une constante T et h v basées sur ti−1 ont été utilisées. A chaque point de couplage, réf

Machine Translated by Google

les résultats de la FEA ont ensuite été imposés comme une condition de Dirichlet du côté fluide pour le régime stable. CFD $T_{v\ fluide(ti)} = T_{v\ solide(ti)}$. Ainsi, une combinaison de conditions de Dirichlet et de Robin pour échanger Tref ou h (via q˙), respectivement, à l'interface entre fluide et solide adjacents domaines ont été utilisés (3). Utilisation d'une évaluation quadratique moyenne de $T^{v}_{fluide\ fluide} - T^{v-1}_{fluide\ fluide}$ à l'interface pour tous les points de l'interface, la convergence a été vérifiée (4). Si aucune convergence n'était atteint, Tref et h ont été mis à jour avec une interpolation linéaire à partir des valeurs convergées de l'ancienne étape de couplage à ti−1 (5). Ensuite, CalculiX a été exécuté avec le Robin transitoire mis à jour condition. Cela a été répété jusqu'à ce que $< \ _{max}$ ou le nombre maximum de sous-itérations v a été atteint (6). Ainsi, l'intervalle de couplage dépendait de la variation des conditions aux limites. Pour accélérer encore la convergence, une méthode de relaxation proposée par Aitken [31] a été implémenté.

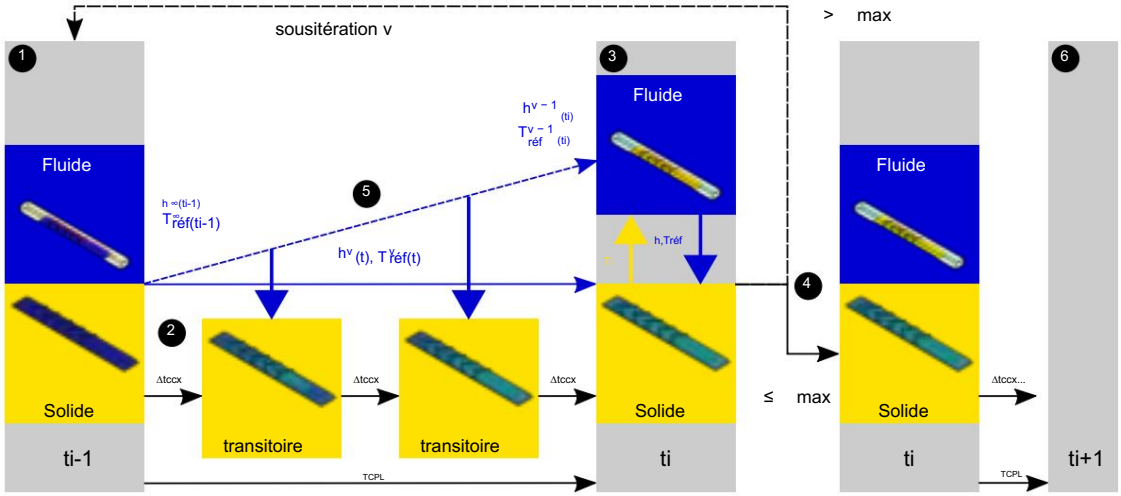


Figure 5. Schéma de couplage.

Un aperçu des géométries étudiées, des approches numériques, des cas de test et des matériaux étudiés est donné dans le tableau 2.

Tableau 2. Aperçu des géométries, approches, cas et matériaux étudiés.

Géométrie	Approche			Cas de test					Matériel				
	Exp	CHT	Cpje	Saut	Rampe UN	Rampe B	Faire du vélo UN	Faire du vélo B	Perspex	PEEK	Quartz	Aluminium	Acier
Plat plaque	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Côtes en V	X	X	X	X	X	X	X	X	X				

5. Réduction et évaluation des données

A l'aide des deux anémomètres à fil chaud à l'entrée du canal, les conditions aux limites Tinlet et uinlet ont été mesurés avec une fréquence de 4 000 Hz. La température de paroi Tw était résolu temporellement et spatialement avec une fréquence de 25 Hz et une résolution spatiale de 0,4 mm/pixel pour text = 150 s. Les données ont été filtrées au moyen d'un filtre gaussien 3D et, pour une meilleure manipulation, la fréquence de toutes les mesures a ensuite été réduite à 5 Hz. Même avec une fréquence de 5 Hz, il a été garanti que le pas change dans la limite les conditions (voir Figure 3), qui se produisent toujours dans un délai de 5 s, pourraient être suffisamment résolues et n'a pas affecté les résultats. Évaluer le flux thermique des murs résolu temporellement et spatialement q˙w, une méthode développée par Estorf [20] a été utilisée. La méthode garantit l'égalité des flux de chaleur dans le solide et dans le fluide. Il est basé sur la solution analytique du transitoire équation de transfert de chaleur dans le mur pour des propriétés matérielles constantes et prend en compte la 3D

Machine Translated by Google

effets de conduction thermique latérale en prenant en compte la température de surface transitoire d'une zone entourant chaque point d'évaluation dans l'image infrarouge. Pour la validité de la méthode, des conditions initiales isothermes pour l'ensemble du dispositif expérimental doivent être assurées. Ainsi, la plaque était à température ambiante au début de chaque expérience et était ensuite chauffée par un flux chaud dépendant du temps. Deuxièmement, le mur doit être semi-infini, ce qui limite la durée de l'expérience à

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

comme l'indiquent Vogel et Weigand [32]. Ce critère assure un écart par rapport à la solution analytique pour un backside adiabatique inférieur à 2 % (cf. Wagner et al. [33]). Pour les matériaux étudiés donnés dans le tableau 1, cela a abouti à des temps d'évaluation valides pour le flux thermique des murs allant de moins de 1 s pour l'aluminium à plus de 500 s pour le plexiglas (voir tableau 3). Avec Tw, $\dot{q}_w$ et la température d'entrée comme température de référence du fluide (Tref = Tinlet), le coefficient de transfert thermique de la paroi hw peut être calculé à l'aide de la loi de refroidissement de Newton :

$$h_w = \frac{\dot{q}_w}{T_w - T_{réf}}. \quad (2)$$

Pour étudier l'influence de la conduction thermique sur le transfert de chaleur entre solide et fluide, le nombre de Biot,

$$Bi = \frac{hL}{k}, \quad (3)$$

était varié. Avec un coefficient de transfert de chaleur typique pour une plaque plane aux vitesses d'écoulement $^{-1}$ données de 60 W m−2 K (cf. Kays et al. [34]) et une longueur caractéristique de L = 0,015 m, une large gamme de nombres de Biot pourrait être étudié avec les matériaux choisis (voir tableau 3).

Tableau 3. Temps d'évaluation semi-infini et nombres de Biot pour les matériaux étudiés.

	Plexiglas	COUP D'OEIL	Quartz	Acier	Aluminium
t∞ (s)	517.9	395,0	59.2	14.8	0,6
Bi hw = 60 W m−2 K−1	4.7	3.6	0,64	0,06	0,0038

Les grandeurs mesurées Tinlet, uinlet et Tw, ainsi que celles évaluées, $\dot{q}_w$ et hw, étaient sujettes à des incertitudes. Les sondes à fil chaud ont été étalonnées directement par le fabricant à 0,1 ms−1 (CTA) ou in situ à 0,1 K (CCT). Les thermocouples de surface ont été calibrés avec un calibrateur à bloc sec (AMETEK RTC-159B) avec une incertitude de 0,1 K. Sur la base de la méthode décrite par Moffat [35], les incertitudes relatives pour $\delta\dot{q}_w/\dot{q}$ et δhw/hw varient entre 10 % et 15 % selon la mission, la position d'évaluation et le temps (voir Brack et al. [24] pour plus de détails). La figure 6 montre le champ de vision de la caméra IRT, y compris les positions pour l'évaluation finale de la plaque plate et de la géométrie nervurée.

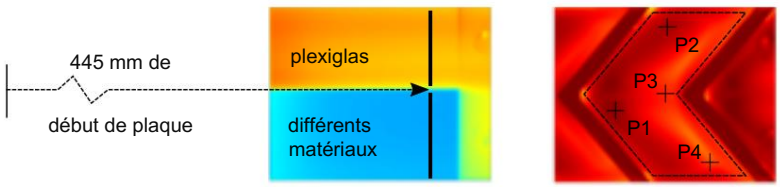


Figure 6. Postes pour l'évaluation finale.

La méthode utilisée par Estorf [20] pour calculer le flux thermique a été dérivée pour des bords adiabatiques rectangulaires. Afin de minimiser les incertitudes de la méthode près des bords, pour la plaque plane, les résultats ont été moyennés dans la direction latérale à x = 445 mm, en négligeant la région proche de la paroi et la région proche de l'interface entre les différentes incrustations de matériaux.

Machine Translated by Google

Pour la géométrie nervurée, la surface entre les deux nervures visibles a été prise en compte. Dans ce contexte, les évaluations ont été réalisées avec quatre pixels sélectionnés.

6. Résultats

Dans un premier temps, une comparaison des résultats expérimentaux et numériques pour la plaque plane avec différents matériaux a été entreprise. En termes de validation, l'étape de couplage a été fixée constante avec tcpl = 1 s. L'étape de couplage a ensuite été modifiée au fil du temps, en fonction des conditions aux limites d'entrée de la plaque en plexiglas. Par la suite, les résultats ont été transférés à la géométrie nervurée, où les caractéristiques d'écoulement et de transfert de chaleur étaient plus complexes.

6.1. Assiette Plate

Pour la validation de l'environnement de couplage, les résultats du FEM et du CFD ont été couplés toutes les tcpl = 1 s. La taille du pas de temps physique dans les simulations CHT a été définie sur tCHT = 1 s pour modéliser en conséquence les effets transitoires dans le couplage. Une réduction supplémentaire du tCHT n'a montré aucun effet sur le comportement transitoire. Sur la figure 7, les distributions locales de température des parois résultantes pour les conditions d'entrée étudiées présentées sur la figure 3 sont tracées. La ligne continue avec les symboles étoiles montre les résultats expérimentaux. La ligne pointillée décrit la solution CHT et la ligne pointillée et pointillée l'environnement de coup
Les différents matériaux sont présentés dans différentes couleurs. Les tests ayant été réalisés à des jours différents, la température ambiante au début des tests n'était pas exactement identique, mais cela a été pris en compte dans les simulations numériques. Les résultats numériques pour Tw étaient en bon accord avec les données expérimentales pour toutes les conditions et tous les matériaux d'entrée étudiés. Cela montre que, avec la taille du pas de temps choisi, les caractéristiques transitoires de transfert de chaleur à l'interface pourraient être capturées. Entre les simulations numériques (CHT et couplage), aucune différence n'était visible dans aucun des deux cas. Même pour les matériaux à faible indice de Biot, comme l'acier et l'aluminium, les valeurs numériques correspondent avec précision aux valeurs expérimentales.

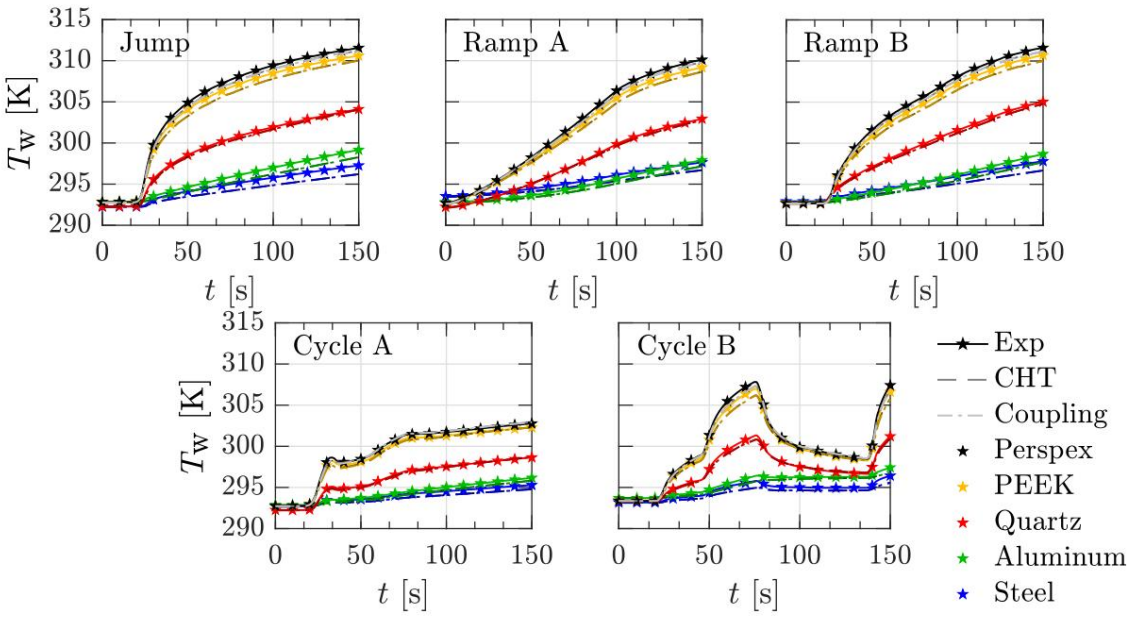


Figure 7. Température de paroi transitoire à x = 455 mm pour la plaque plane avec différents matériaux.

Le q˙w correspondant est donné sur la figure 8. L'accord global entre l'expérience et les simulations numériques était bon et les données numériques étaient identiques.
Pour l'évaluation expérimentale du flux thermique des parois, la méthode décrite par Estorf [20] a montré un bon accord pour tous les matériaux étudiés, tant que ses hypothèses étaient valides.
Comme l'hypothèse de paroi semi-infinie n'était pas valable pour l'acier et l'aluminium (voir tableau 3),

Machine Translated by Google

aucun résultat expérimental n'est présenté. Selon Vogel et Weigand [32], la limite pour le quartz est atteinte 60 s après l'imposition d'un flux thermique. Pour les cas génériques, cela a entraîné des flux de chaleur divergents montrés par des valeurs expérimentales et numériques 60 s après le saut de température initial, ce qui correspondait à 85 s depuis le début. Comme l' écart de température de conduite pour le cycle A était plus faible, les écarts étaient moins prononcés. Pour le cycle B, il était visible que, même pour un flux thermique négatif, le temps d'hypothèse de paroi semi-infini n'était pas prolongé et l'accord entre l'expérience et les simulations numériques restait.
Le nombre de Biot étant une définition typique utilisée pour caractériser les systèmes thermiques conjugués, on peut résumer que la stabilité de l'environnement de couplage a été prouvée avec une large gamme de nombres de Biot et validée par des données expérimentales à caractère générique, ainsi que pour des cycles transitoires.

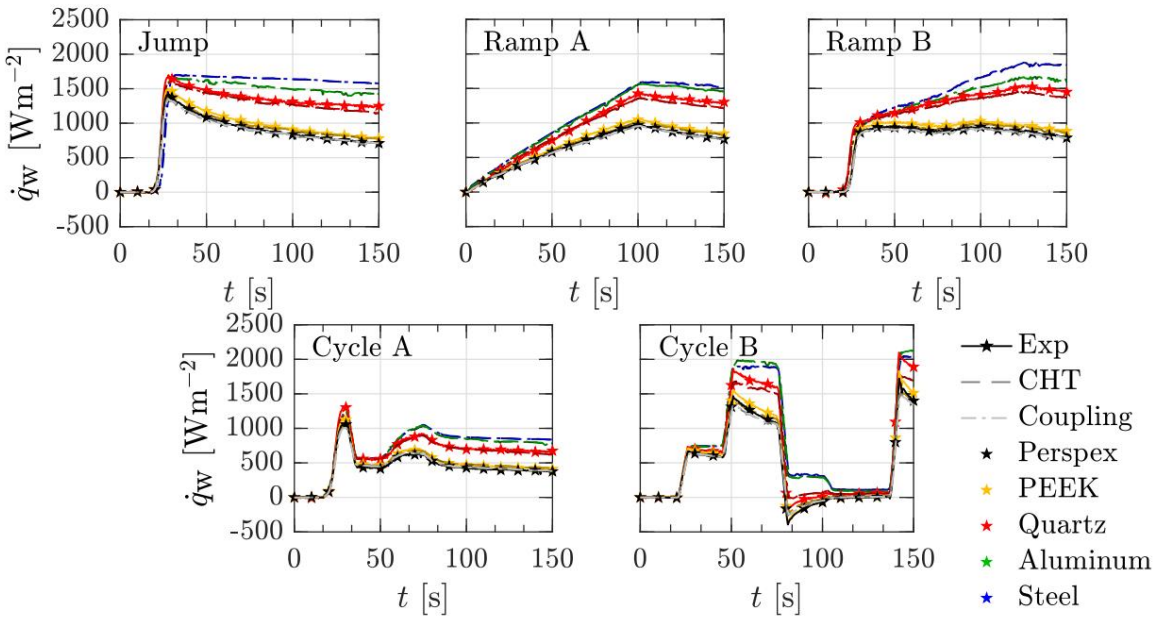


Figure 8. Flux thermique transitoire du mur à x = 455 mm pour la plaque plane avec différents matériaux.

Afin de réduire le temps de calcul, l'environnement de couplage offre la possibilité de coupler le FEM et le CFD uniquement à des points de couplage spécifiques. À cet égard, un point de couplage a été défini à chaque changement progressif des conditions aux limites d'entrée. Pour évaluer la qualité du schéma de couplage, seuls les résultats pour le perspex sont discutés. Sur la figure 9, les valeurs expérimentales de Tw et q˙w, ainsi que les valeurs numériques, issues du couplage avec des tailles de couplage variables sont présentées. Les points de couplage sont marqués par de

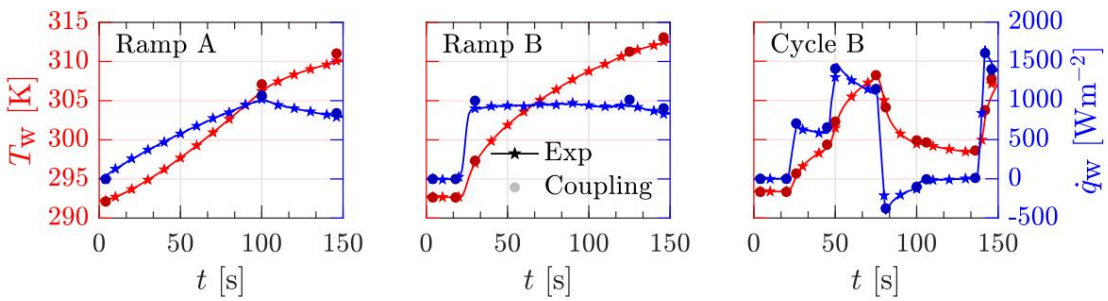


Figure 9. Température de paroi transitoire et flux thermique de paroi transitoire à x = 455 mm pour la plaque plate avec des tailles de couplage variables pour différents cas de test.

Pour tous les cas de test, la simulation numérique a montré un bon accord avec les résultats expérimentaux. Par rapport à un pas de temps de couplage constant de tcpl = 1 s, le temps de simulation a été réduit à 10 % ou moins. En résumé, l'environnement de couplage avec son environnement inter

Machine Translated by Google

Les sous-itérations et le changement linéaire des conditions aux limites ont été validés pour différents matériaux avec des tailles de couplage variables pour des conditions aux limites d'entrée à changement linéaire au niveau de la plaque plate.

6.2. Plaque avec nervures en

forme de V Afin d'obtenir une compréhension plus approfondie des phénomènes de transfert de chaleur, les températures locales des parois de deux nervures du CHT et de l'expérience sont tracées sur la figure 10a à t = 50 s. L'accord global était bon, mais dans les résultats numériques, la région avec les températures les plus élevées dans la zone de rattachement était légèrement décalée vers la nervure amont. L'augmentation du transfert de chaleur dans la région proche des parois a également été surestimée par rapport aux résultats expérimentaux. Une comparaison du comportement transitoire de Tw et q˙w en quatre points sélectionnés est présentée à la figure 10b pour le cycle A. L'accord global était passable. Par rapport à l'expérience, un écart plus important dans la température et le flux thermique pour P4 s'est produit, alors que les différences entre les données numériques étaient négligeables.

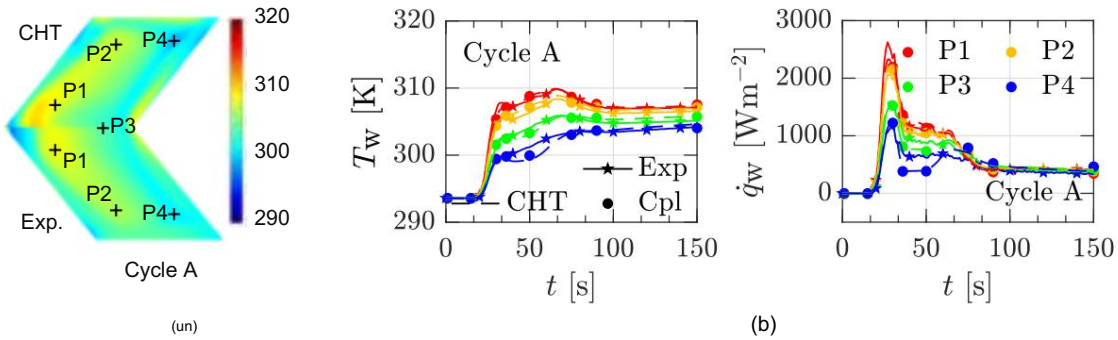
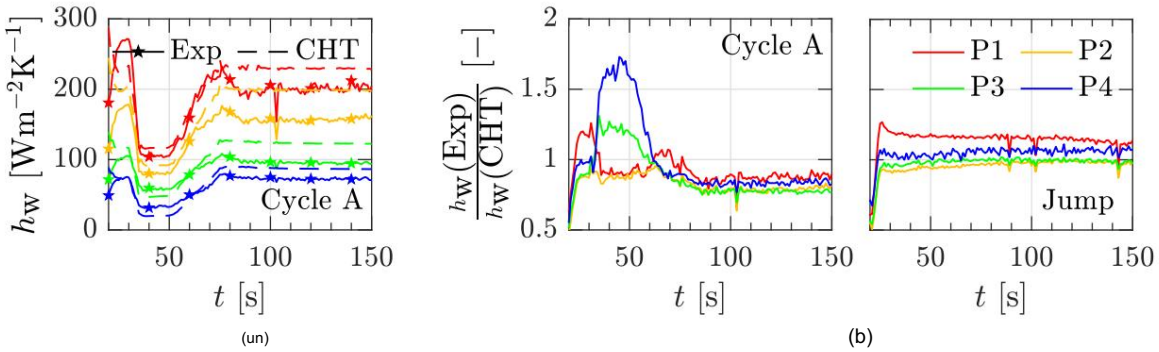


Figure 10. Comparaison des résultats expérimentaux et numériques pour les nervures en forme de V : (a) tracé de surface à t = 50 s ; (b) température thermique du mur (à gauche) et flux thermique du mur (à droite).

Pour approfondir cela, le coefficient de transfert de chaleur pour l'expérience et le CHT est présenté sur la figure 11a. Au début de l'expérience, Tw était égal à Tref, le coefficient de transfert thermique n'était donc pas défini. Il variait avec le changement de vitesse à l'entrée, et l'écart entre l'expérience et le CHT était plus prononcé dans la région des faibles vitesses (voir Figure 3). La figure 11b montre le rapport des coefficients de transfert thermique de l' expérience et du CHT pour le cycle A et le saut. Même si elle est restée constante autour de l'unité pour le saut, la force à faible vitesse a été en partie surestimée par les données numériques. Cela pourrait s'expliquer par une prédiction incorrecte de la génération d'entropie dans le modèle de turbulence. En raison de la situation d'écoulement complexe, différents emplacements de sonde peuvent être influencés différemment par les effets visqueux, de sorte que la dissipation en fonction des structures d'écoulement locales peut être influencée par les vortex. La sonde P4, en particulier, se trouvait dans une zone présentant des tourbillons instables et instables combinés à une séparation des écoulements avant la nervure suivante, tandis que pour P3, où les structures d'écoulement étaient relativement stables, les modèles de turbulence SST ont montré de bons résultats par rapport à l'expérience. Selon Esfahani et Jafarian [36], pour les faibles vitesses, la composante thermique de la génération d'entropie domine la composante de friction dans la couche limite et a une contribution importante, en particulier au niveau de la paroi. Cela introduit également des changements dans la dissipation locale, qui ne sont pas bien pris en compte dans le modèle numérique, quel que soit le CHT ou les simulations couplées, et conduit à des difficultés pour prédire les caractéristiques correctes d'écoulement et de transfert de chaleur avec le modèle SST utilisé (voir Herwig [37]). Après t = 75 s, hw était moins fiable en raison des petites différences de Tw et Tref pour le cycle A, ce qui explique les écarts de la figure 11b.

Machine Translated by Google



(un) (b)

Figure 11. Coefficient de transfert thermique transitoire des parois pour différents cas de test : (a) eau transitoire pour le cycle A ; (b) rapport des coefficients de transfert de chaleur expérimentaux et numériques pour le cycle A (à gauche) et le saut (à droite).

Cependant, l'idée d'une rampe linéaire des conditions aux limites entre les points de couplage a fonctionné pour tous les points d'évaluation avec des changements modérés dans les conditions aux limites d'entrée, comme illustré à la figure 12 pour différents cas de test utilisant des points de couplage. Les points de couplage ont été à nouveau définis à chaque changement d'étape dans les conditions aux limites d'entrée. L'accord global pour tous les points d'évaluation et les cas de test était juste, même pour des temps de couplage longs de tcpl = 120 s (saut), des changements de vitesse linéaires (rampe B) et des changements opposés des conditions aux limites (cycle B).

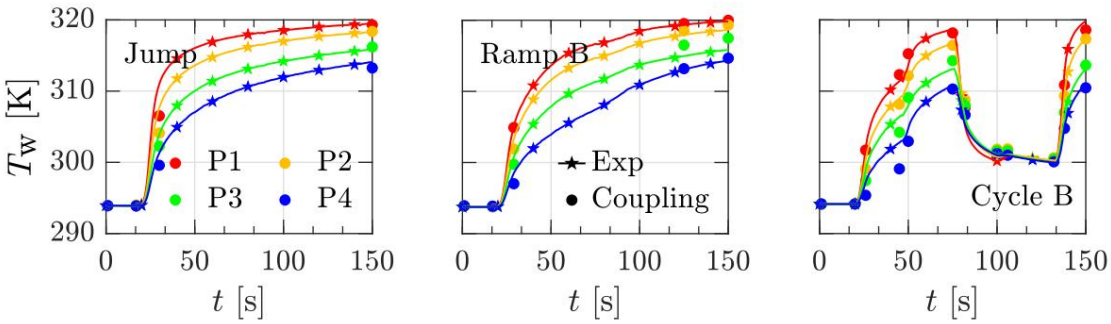


Figure 12. Température de paroi transitoire pour différents cas de test utilisant des points de couplage.

7. Conclusions

Un banc d'essai expérimental pour les mesures de transfert de chaleur conjugué transitoire utilisant l'IRT a été présenté afin de valider les simulations numériques avec un environnement de couplage pour différents nombres de Biot. Un écoulement en canal sur une plaque plate et une plaque avec des nervures en forme de V a été étudié. L'approche linéaire permettant de coupler efficacement le code FEM transitoire et le solveur FVM en régime permanent a été démontrée avec succès. Il a été montré que la stabilité du processus de couplage était garantie sur une large gamme de nombres de Biot. Pour la comparaison des résultats expérimentaux et numériques, aucune différence significative n'a été trouvée pour la plaque plane. Dans le cas des nervures en forme de V, le montage numérique a montré des difficultés de simulation de parties des effets turbulents anisotropes. L'accord global avec l'expérimentation les résultats étaient toujours satisfaisants. Avec l'environnement de couplage et sa possibilité de couplage le FEM et le FVM uniquement à des points définis, le temps de calcul peut être extrêmement réduit tout en conservant une bonne prévision de la température. À l'avenir, la procédure décrite peut être étendu pour inclure plusieurs conditions aux limites indépendantes plus complexes grâce à l'introduction de courbes de transition. Pour les moteurs aéronautiques modernes, en utilisant les données de température transitoire du solveur FEM, l'analyse structurelle et le calcul des contraintes peuvent être améliorés et la durée de vie opérationnelle des composants du moteur soumis à des contraintes thermiques élevées peut être augmentée. De plus, les résultats soulignent les capacités de l'installation expérimentale en tant que validation des phénomènes transitoires de transfert de chaleur conjugués.

Machine Translated by Google

Contributions des auteurs : Conceptualisation, CH et JvW ; méthodologie, CH, JS et FC ; logiciels, CH et UI ; validation, CH et FC ; analyse formelle, CH; enquête, CH; ressources, JvW ; conservation des données, CH et FC ; rédaction – préparation de l'ébauche originale, CH ; rédaction : révision et édition, JS, FC et JvW ; visualisation, CH; supervision, JG et JvW ; administration de projet, JG et JvW ; acquisition de financement, JvW Tous les auteurs ont lu et accepté la version publiée du manuscrit.

Financement : Les recherches ont été menées dans le cadre du programme de recherche commun KuepLe dans le cadre d'AG Turbo. Les travaux ont été soutenus par le ministère fédéral de l'Économie et de l'Action climatique (BMWK), conformément à la résolution du Parlement fédéral allemand sous le numéro de subvention 0324358I.

Déclaration du comité d'examen institutionnel : sans objet.

Déclaration de consentement éclairé : sans objet.

Déclaration de disponibilité des données : sans objet.

Remerciements : Sans objet.

Conflits d'intérêts : sans objet.

Nomenclature et abréviations

La nomenclature suivante est utilisée dans ce manuscrit :
Personnages romains

c_p	capacité thermique spécifique en J kg−1 K−1
e	hauteur caractéristique des nervures en m coefficient de transfert thermique en W m−2
$_{Salut}$	indice K−1
k	conductivité thermique en W m−1 K−1 longueur
L	en m pas des
p	nervures en m pression en kg m−1 s flux thermique $^{-2}$ en W m−2
$pq`t$	temps en s
T	température en K
$_{toi}$	vitesse en m s−1
coordonnées x, y, z en m	
$_{oui}^{+}$	distance de mur sans dimension

Caractères grecs
norme

η viscosité dynamique en kg m−1 s $^{-1}$
v numéro de sous-itération

ρ densité en kg m−3

Indices ccx
CalculiX cpl

couplage réf
référence w mur

Les abréviations suivantes sont utilisées dans ce manuscrit :

Thermométrie à courant constant CCT

Dynamique des fluides computationnelle CFD

Transfert de chaleur conjugué CHT

Anémométrie à température constante CTA

Expérience d'expérience
Méthode des éléments finis FEM

Champ de vision FOV

Méthode des volumes finis FVM

Thermographie infrarouge IRT

Transport de contrainte de cisaillement SST

Machine Translated by Google

Références

1. Perelman, T. Sur les problèmes conjugués de transfert de chaleur. Int. J. Transfert de masse thermique. 1961, 3, 293-303. [Référence croisée] 2. Fidler, B. ; Müller, Y. ; Voigt, M. ; Mailach, R. Comparaison de deux méthodes pour l'analyse de sensibilité d'un réseau de flux de refroidissement unidimensionnel d'une aube de turbine haute pression. Dans le tome 2D : Turbomachines ; Société américaine des ingénieurs en mécanique : New York, NY, États-Unis, 2020. [CrossRef]
3. Heselhaus, A. ; Vogel, D. Simulation numérique du refroidissement des aubes de turbine en ce qui concerne les profils de conduction thermique des aubes et de température d'entrée. Dans Actes de la 31e conférence et exposition conjointes sur la propulsion, San Diego, Californie, États-Unis, 10-12 juillet 1995. [Référence croisée]
4. Felippa, Californie ; Parc, K. ; Farhat, C. Analyse partitionnée des systèmes mécaniques couplés. Calculer. Méthodes Appl. Mécanique. Ing. 2001, 190, 3247-3270. [Référence croisée]
5. Soleil, Z. ; Mâcher, JW ; Hills, New Jersey ; Lewis, L. ; Mabilat, C. Simulation aérothermomécanique couplée pour un disque de turbine à travers un Cycle transitoire complet. J. Turbomach. 2011, 134, 011014. [Réf. croisée]
6. Amirante, D. ; Hills, New Jersey ; Barnes, CJ Analyse thermomécanique par éléments finis/Couplage informatique de la dynamique des fluides de une cavité d'étanchéité inter-étage utilisant l'analogie du ressort de torsion. J. Turbomach. 2012, 134, 051015. [Réf. croisée]
7. Lui, L. ; Oldfield, MLG Modélisation du transfert de chaleur conjugué instable. J. Turbomach. 2010, 133, 031022. [Réf. croisée] 8. Errera, député; Baqué, B. Une procédure quasi-dynamique pour les simulations thermiques couplées. Int. J. Numéro. Méthodes Fluides 2013, 72, 1183-1206. [Référence croisée]
9. Errera, député; Duchaine, F. Étude comparative des coefficients de couplage dans la procédure de Dirichlet – Robin pour les simulations aérothermiques fluide-structure. J. Informatique. Phys. 2016, 312, 218-234. [Référence croisée]
10. Giménez, G. ; Errera, député; Baillis, D. ; Smith, Y. ; Pardo, F. Une méthodologie numérique de couplage pour la chaleur conjuguée faiblement transitoire problèmes de transfert. Int. J. Transfert de masse thermique. 2016, 97, 975-989. [Référence croisée]
11. Khoury, RRE; Errera, député; Khoury, KE; Nemer, M. Efficacité des schémas de couplage pour le traitement des fluides en régime permanent interactions thermiques de structure. Int. J.Therm. Sci. 2017, 115, 225-235. [Référence croisée]
12. Moretti, R. ; Errera, député; Feyel, F. Méthodes d'interpolation temporelle pour le CHT transitoire. Dans Actes du forum AIAA Scitech 2019 , San Diego, Californie, États-Unis, 7-11 janvier 2019 ; Institut américain d'aéronautique et d'astronautique : Reston, VI, États-Unis, 2019. [Référence croisée]
13. Verstraete, T. ; Scholl, S. Analyse de stabilité des méthodes partitionnées pour prédire le transfert de chaleur conjugué. Int. J. Transfert de masse thermique. 2016, 101, 852-869. [Référence croisée]
14. Soleil, Z. ; Mâcher, J. ; Collines, N. ; Volkov, K. ; Barnes, C. Analyse par éléments finis efficace/ couplage thermique informatique de la dynamique des fluides pour les applications d'ingénierie. J. Turbomach. 2010, 132, 031016. [Réf. croisée]
15. Verdicchio, JA; Mâcher, JW ; Hills, NJ, calcul de transfert de chaleur couplé fluide/solide pour les disques de turbine. Dans le tome 3 : Transfert de chaleur ; Énergie électrique ; Industriel et Cogénération ; Société américaine des ingénieurs en mécanique : New York, NY, États-Unis, 2001. [Référence croisée]
16. Dixon, JA; Valence, AG; Coren, D. ; Eastwood, D. ; Interactions entre le chemin de gaz de l'anneau principal et Long, C. - Chaleur du puits du stator de la turbine Transfert. J. Turbomach. 2013, 136, 021010. [Réf. croisée]
17. Ganine, V. ; Javiya, U. ; Collines, N. ; Chew, J. Analyse thermique transitoire couplée fluide-structure de l'air interne d'une turbine à gaz Système à plusieurs cavités. J. Ing. Puissance des turbines à gaz 2012, 134, 102508. [CrossRef]
18. Schindler, AP; Brack, S. ; von Wolfersdorf, J. Analyse couplée FE-CFD du transfert de chaleur conjugué transitoire. Dans Actes de la 13e Conférence européenne sur la dynamique des fluides et la thermodynamique des turbomachines, Lausanne, Suisse, 8-12 avril 2019. [Référence croisée]
19. Dhondt, G. La méthode des éléments finis pour les applications thermomécaniques tridimensionnelles ; Wiley : Hoboken, New Jersey, États-Unis, 2004.
20. Estorf, M. Calcul du taux de chauffage basé sur l'image à partir de données thermographiques prenant en compte la conduction thermique latérale. Int. J. Masse thermique Transf. 2006, 49, 2545-2556. . [Référence croisée]
21. Israël, États-Unis ; Cottier, F. ; Hartmann, C. ; von Wolfersdorf, J. Méthode d' analyse des interactions fluide-structure partitionnées en régime transitoire et stable dans le transfert de chaleur conjugué pour les applications de moteurs aéronautiques. Dans Actes de la 15e Conférence européenne sur la dynamique des fluides et la thermodynamique des turbomachines, Budapest, Hongrie, 24-28 avril 2023. [CrossRef]
22. Hartmann, C. ; Schweikert, J. ; Cottier, F. ; Israël, États-Unis ; Gier, J. ; von Wolfersdorf, J. Validation expérimentale d'un environnement de couplage numérique entre FEM et CFD. Dans Actes de la 15e Conférence européenne sur la dynamique des fluides et la thermodynamique des turbomachines, Budapest, Hongrie, 24-28 avril 2023. [CrossRef]
23. Liu, C. ; von Wolfersdorf, J. ; Zhai, Y. Caractéristiques de transfert de chaleur résolues dans le temps pour un écoulement turbulent constant avec des températures d'écoulement changeantes et pulsées périodiquement. Int. J. Transfert de masse thermique. 2014, 76, 184-198. [Référence croisée]
24. Brack, S. ; Poseur, R. ; von Wolfersdorf, J. Enquête expérimentale sur le transfert de chaleur par convection instable sous la vitesse du flux d'air et les variations de température. Mesures. Sci. Technologie. 2021, 33, 015106. [Réf. croisée]
25. Menter, FR Modèles de turbulence à viscosité de Foucault à deux équations pour les applications d'ingénierie. AIAA J. 1994, 32, 1598-1605. [Référence croisée]
26. Menter, FR; Kuntz, M. ; Langtry, R. Dix ans d'expérience industrielle avec le modèle de turbulence SST. Transfert de masse thermique. 2003, 4, 625-632.

Machine Translated by Google

27. Gohring, M. ; Krille, T. ; Feile, J. ; von Wolfersdorf, J. Prédictions de transfert de chaleur dans des canaux de refroidissement à deux passes lisses et nervurés dans des conditions stationnaires et rotatives. Dans Actes du 16e Symposium international sur les phénomènes de transport et la dynamique des machines tournantes, Honolulu, HI, USA, 10-15 avril 2016. Disponible en ligne : https://hal.archives-ouvertes.fr/hal- 01884254 (consulté le 13 avril 2021).

28. Sutherland, W. LII. La viscosité des gaz et la force moléculaire. Londres. Edinb. Dublin Philos. Mag. J. Sci. 1893, 36, 507-531. [Référence croisée]

29. White, F. Débit de fluide visqueux ; McGraw-Hill Higher Education : New York, NY, États-Unis, 2006.

30. Cottier, F. ; Pinchaud, P. ; Dumas, G. Prédictions aérothermiques des interactions chambre de combustion/turbine à l'aide d' une modélisation avancée de la turbulence. Dans Actes de la 13e Conférence européenne sur la dynamique des fluides et la thermodynamique des turbomachines, Lausanne, Suisse, 8-12 avril 2019. [CrossRef]

31. Aitken, AC Sur la solution numérique des équations algébriques de Bernoulli. Proc. R. Soc. Edinb. 1927, 46, 289-305. [Référence croisée]

32. Vogel, G. ; Weigand, B. Une nouvelle méthode d'évaluation pour les expériences transitoires sur les cristaux liquides. Dans les actes du National 2001 Conférence sur le transfert de chaleur, ASME, Anaheim, Californie, États-Unis, 10-12 juin 2001.

33. Wagner, G. ; Kotulla, M. ; Ott, P. ; Weigand, B. ; von Wolfersdorf, J. La technique des cristaux liquides transitoires : influence de la courbure de la surface et de l'épaisseur de la paroi finie. J. Turbomach. 2005, 127, 175-182. [Référence croisée]

34. Kays, W. ; Crawford, M. ; Weigand, B. Chaleur convective et transfert de masse ; Série McGraw-Hill en génie mécanique : nouveau York, New York, États-Unis, 2005 ; Tome 30.

35. Moffat, RJ Contributions à la théorie de l'analyse de l'incertitude sur un échantillon unique. J. Fluides Ing. 1982, 104, 250-258. [Référence croisée]

36. Esfahani, JA; Jafarian, MM Analyse de génération d'entropie d'une couche limite de plaque plate avec diverses méthodes de solution. Sci. L'Iran. 2005, 12, 233-240.

37. Herwig, H. Le rôle de la génération d'entropie dans l'impulsion et le transfert de chaleur. J. Transfert de chaleur. 2012, 134, 031003. [Référence croisée]

Avis de non-responsabilité/Note de l'éditeur : Les déclarations, opinions et données contenues dans toutes les publications sont uniquement celles du ou des auteurs et contributeurs individuels et non de MDPI et/ou du ou des éditeurs. MDPI et/ou le(s) éditeur(s) déclinent toute responsabilité pour tout préjudice corporel ou matériel résultant des idées, méthodes, instructions ou produits mentionnés dans le contenu.

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Article

Effet de la taille de l'écart de pointe sur les performances d'un axial Étage de compresseur avec et sans contrôle actif du débit †

Clémence Rannou 1,2,*, Julien Marty [1], Geoffroy Tanguy [2] 2 et Antoine Dazin

[1] Département Aérodynamique, Aéroélasticité, Acoustique, Office National d'Études et de Recherches Aérospatiales (ONERA), Université Paris Saclay, F-92190 Meudon, France ; julien.marty@onera.fr
[2] Université Lille, Centre National de la Recherche Scientifique (CNRS), ONERA, Institut de Technologie Arts et Métiers, Centrale Lille Institut, LMFL, Laboratoire de Mécanique des Fluides de Lille—Kampé de Fériet, F-59000 Lille, France ; geoffrey.tanguy@onera.fr (GT) ; antoine.dazin@ensam.eu (AD)
* Correspondance : clemence.rannou@onera.fr
† Ce manuscrit est une version étendue du document de réunion ETC2023-207 publié dans les actes de la 15e Conférence européenne sur les turbomachines, Budapest, Hongrie, du 24 au 28 avril 2023.

Résumé : La région de l'espace de pointe d'un rotor de compresseur axial est une source d'écoulements complexes, induisant des pertes et des problèmes de stabilité. Des travaux récents ont prouvé la capacité de souffler des jets à grande vitesse dans la région de la pointe pour améliorer la marge de pompage d'un étage de compresseur axial avec une configuration d'espacement de pointe étroit. Cependant, la taille de l'espace entre les pointes peut évoluer au cours de la durée de vie du compresseur, affectant éventuellement ses performances et son fonctionnement. L'objectif est d'évaluer les performances d'un système de contrôle de débit actif sur un compresseur avec différentes tailles d'écart de pointe. Le présent travail s'appuie sur le compresseur mono-étage CME2 situé au Laboratoire de Mécanique des Fluides de Lille et équipé d'actionneurs soufflant en bord d'attaque de la pointe du rotor. Des configurations avec deux valeurs différentes du rapport entre l'écart de pointe et la corde (0,6 % et 2,4 %) sont testées expérimentalement. Des simulations RANS sont également effectuées. L'effet des tailles d'espace de pointe et du soufflage de pointe sur la topologie d'écoulement et les performances du compresseur est évalué (amélioration de la marge de pompage de l'ordre de 200 % pour la taille d'espace de pointe plus grande).

Mots-clés : compresseur axial ; contrôle actif du débit ; marge de surtension

check for updates

Référence : Rannou, C. ; Marty, J. ; Tanguy, G. ; Dazin, A. Effet de la taille de l'écart de pointe sur les performances d'un étage de compresseur axial avec et sans contrôle de débit actif. Int. J. Turbomachine. Propulse. Pouvoir 2023, 8, 30. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030030

Rédacteur académique : Francesco Martelli

Reçu : 12 juin 2023
Révisé : 25 juin 2023
Accepté : 7 août 2023
Publié : 1 septembre 2023

Copyright : © 2023 par les auteurs. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.
Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Introduction

L'Air Transport Action Group s'est fixé pour objectif d'atteindre zéro émission nette de carbone d'ici 2050 [1]. Cela passe, entre autres solutions, par l'amélioration des performances des moteurs d'avion. L'amélioration du rapport de pression des étages de compresseurs axiaux constitue un défi important en raison des limitations de la plage de fonctionnement causées par les instabilités de débit telles que le décrochage rotatif et les surtensions. Le décrochage en rotation se produit généralement dans la région de dégagement entre les pales et le boîtier lorsque le flux de fuite à la pointe interagit avec le flux principal. Pour surmonter ces limitations, les systèmes de contrôle qui manipulent le débit à proximité du carter se sont révélés efficaces pour augmenter la marge de sécurité contre le décrochage et, ainsi, pour étendre la plage de fonctionnement du compresseur.

Ces systèmes de contrôle peuvent être passifs (modifiant la géométrie sans énergie externe) ou actifs (nécessitant une source d'énergie externe). Des recherches récentes ont démontré qu'un contrôle actif, en injectant spécifiquement de l'air en amont du bord d'attaque de la pointe du rotor, peut retarder le début du décrochage. En effet, le contrôle actif offre une option plus polyvalente par rapport au contrôle passif, car il peut être adapté au point de fonctionnement de la machine et peut s'adapter aux problèmes de cyclage et d'usure du moteur. Des travaux antérieurs ont étudié expérimentalement l'influence des principaux paramètres géométriques et fluidiques qui ont une influence sur les performances d'injection [2,3]. Les calculs CFD ont également été utilisés pour évaluer la capacité de tels systèmes à réduire les pertes et à augmenter la marge de pompage du compresseur. Marty et coll. [4] ont analysé l'intérêt du soufflage et l'effet de l'aspiration de la pointe de la pale. Neuhaus et coll. [5] se sont concentrés sur le soufflage continu pour réduire le bruit de dégagement de la pointe avec diverses configurations.

Machine Translated by Google

Néanmoins, tous les travaux cités ci-dessus se sont concentrés sur une géométrie fixe du compresseur, alors que le jeu en pointe d'un compresseur évolue avec l'âge de la machine et dépend de l'emplacement du rotor et des variations de vitesse, et qu'il est bien établi qu'une modification du jeu en pointe la taille a un fort impact sur les performances du compresseur [6,7].

À titre d'exemple, l'efficacité isentropique est considérablement réduite lorsque le rapport R (=), défini par la taille de l'espace de pointe, τ, sur la corde axiale, c, passe de 0,9 % à 3,4 % [6].

La zone de fonctionnement est également minimisée du fait d'une réduction de près de 10 % de la marge de sécurité au décrochage [6]. Selon les travaux de [7], la taille de l'espace de pointe est inversement proportionnelle à l' augmentation maximale de pression d'une aube : pour chaque pourcentage d'augmentation de la taille de l'espace de pointe, 4 % de pertes de pression supplémentaires sont observées.

L'objectif principal du présent article est d'évaluer les performances d'un système de contrôle de débit actif sur un compresseur avec différentes tailles d'espace de pointe et d'étudier le comportement du fluide au bout de l'aube avec une injection d'air continue. Le CME2, un compresseur mono-étage situé au Laboratoire de Mécanique des Fluides de Lille (LMFL), est utilisé pour cette étude.

Des travaux antérieurs ont étudié expérimentalement et numériquement le rapport de taille de l'intervalle de pointe, R, à R = 0,6 % [8,9] pour le CME2. Cet article présente l'effet du contrôle sur un jeu de pointe plus grand défini comme R = 2,4 %. L'article est organisé comme suit : tout d'abord, le banc de test et la méthodologie CFD sont décrits. Ensuite, un cas de référence est présenté. Enfin, l'impact des paramètres de contrôle de flux actif est discuté. Ce manuscrit correspond à notre article publié dans les Actes de la 15e Conférence européenne sur les turbomachines [10].

2. Matériels et méthodes 2.1.

Installation expérimentale et système de contrôle actif du débit

L'installation expérimentale considérée est le CME2, un compresseur axial mono-étagé exploité au Laboratoire de Mécanique des Fluides de Lille [11]. Tous les tests présentés ont été réalisés à la vitesse de rotation Ω = 3200 tr/min. Le CME2 est périodique 2π/10 avec 30 pales pour le rotor et 40 pales pour le stator. Le rapport de pression de stagnation est de 1,03 à Ω et le débit massique nominal est égal à 5,3 kg/s. La vitesse à la pointe du rotor est de 94 m/s.

La vitesse axiale de conception au bord d'attaque est de 43 m/s.

Plus de détails sur la configuration géométrique sont donnés dans [11]. Comme le montre la figure 1, le système de soufflage CME2 comprend 20 paires d'actionneurs, situés autour de la circonférence du CME2. Le centre de l'injecteur est en amont du bord d'attaque du rotor, à -10 mm. Les injecteurs ont été conçus pour bénéficier de l'effet Coand˘a, et le jet est fixé au boîtier mural pour interagir efficacement avec le flux à la pointe des pales du rotor. Les caractéristiques du contrôle actif sont résumées dans la figure 1.

Les injecteurs sont alimentés par un système de compression externe qui permet d'ajuster le débit massique injecté par le système de contrôle. L'angle absolu d'injection est également réglable et est défini comme suit : l'angle est positif lorsque la composante de vitesse tangentielle du jet est dans le même sens que la vitesse de rotation (Figure 2).

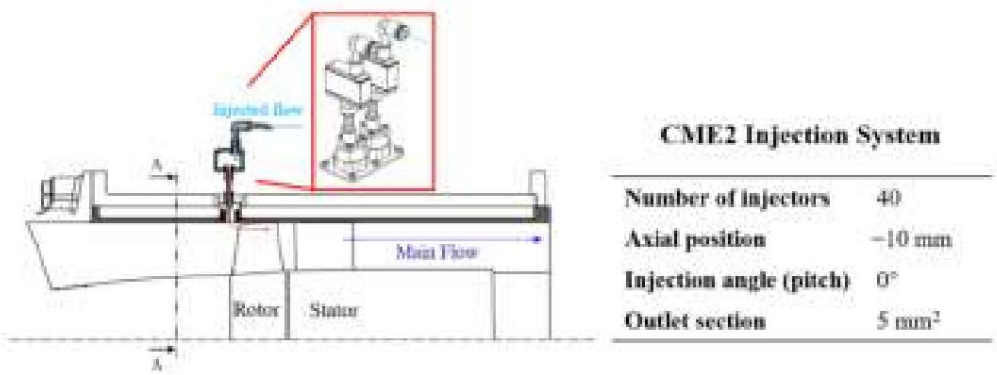


Figure 1. Système d'injection d'air CME2.

Machine Translated by Google

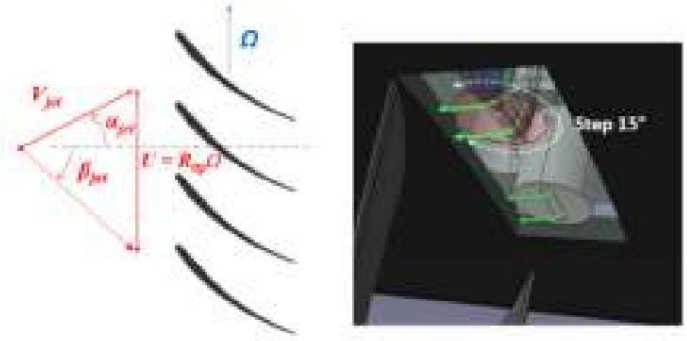


Figure 2. Définition de l'angle absolu d'injection et vue CAO de l'angle de soufflage de lacet réglable des injecteurs.

2.2. Configuration

numérique 2.2.1. Présentation des configurations 2π/10 Un

domaine de calcul préliminaire a été conçu pour obtenir une configuration 2π/10 en utilisant la périodicité naturelle de la machine (Figure 3). Il s'agit d'un canal à une seule pale composé d'une pale de rotor et d'une pale de stator avec une paire d'actionneurs fluidiques.

L'ensemble du maillage est composé de 7 × 106 nœuds. Les valeurs y + au niveau de la paroi de la lame sont inférieures à 1 dans tout le domaine. Lorsque la taille de l'espace entre les extrémités est modifiée, le nombre de points est ajusté pour conserver le rapport hauteur/largeur des cellules. Il est présenté dans [12] que pour le plus petit écart de pointe (R = 0,6%), les configurations à canal monopale (SBC) et 2π/10 donnent des résultats très similaires des conditions nominales aux conditions de décrochage, qui sont très proches des conditions expérimentales. donné Cependant, pour l'écart de pointe plus grand (R = 2,4 %), les simulations SBC ne parviennent pas à prédire le débit de masse critique dans des conditions de décrochage. Par conséquent, dans le présent article, les résultats de la configuration RANS 2π/10 sont présentés.

Concernant les injecteurs, les éléments de prismes, pyramides et tétraèdres constituent le maillage de l'interface entre l'injecteur et le canal (parties amont, rotor et stator). Le canal est maillé avec des blocs structurés utilisant une topologie « O-nH ». Enfin, le logiciel Pointwise® a permis la conversion du maillage hexaèdre des injecteurs en
blocs non structurés.

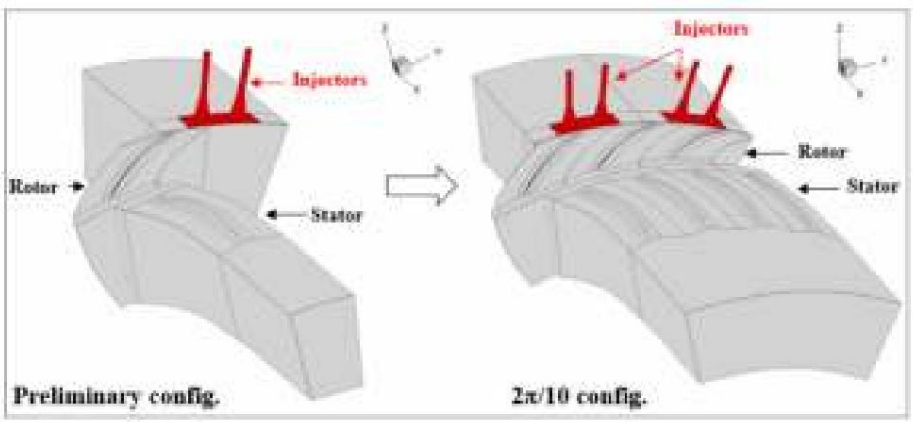


Figure 3. Configurations préliminaires et 2π/10.

2.2.2. Paramètres généraux

Les calculs RANS 2π/10 sont réalisés avec le solveur elsA, développé à l'ONERA et copropriété de l'ONERA et de SAFRAN [13]. Ce code s'appuie sur une discrétisation en volumes finis centrée sur les cellules sur des maillages multiblocs structurés et non structurés. Une étude de convergence basée sur deux types de maillage pour une configuration de canal monolame sans injecteurs, l'un à 106 et l'autre à 3 × 106 nœuds, a été réalisée dans [14]. Le dernier maillage a été retenu car il présentait un bon compromis entre coût numérique et fiabilité.

Machine Translated by Google

Les lois des gaz parfaits, de Sutherland (pour la viscosité du fluide) et de Fourier (pour les flux de chaleur) sont utilisées conjointement avec les équations de Navier-Stokes (RANS) moyennées par Reynolds pour simuler l'écoulement compressible dans le compresseur CME2. Les équations RANS sont résolues en utilisant le schéma de Roe au vent du second ordre pour les flux convectifs, à la fois pour les équations de transport des modèles de turbulence et les équations de Navier – Stokes, et un schéma classique centré sur le second ordre pour les flux diffusifs. Le modèle Spalart – Allmaras [15] est appliqué à la modélisation de la turbulence. Un schéma d'Euler arrière est utilisé pour l'intégration temporelle avec un pas de temps local afin d'améliorer le taux de convergence dans l'état d'écoulement constant. Pour la phase implicite, ceci est associé à un schéma de surrelaxation successive symétrique inférieur-supérieur (LU-SSOR).

Le tableau 1 présente toutes les conditions aux limites pour les simulations. Un plan de mélange est utilisé afin de résoudre l'interface rotor-stator et de connecter ces rangées d'aubes dans les calculs RANS. De plus, une condition de sortie subsonique est utilisée en aval du domaine : une pression statique est imposée avec une loi d'équilibre radial définie par une loi de vanne (Ps = Pre f) basée sur un coefficient de vanne, αrelax, permettant de définir de nouvelles conditions de fonctionnement. conditions avec un débit massique spécifique (Pre f = 10,0 kg/s). + αrelax(m˙ /mi˙ − 1) 2 = 101 325 Pa, m˙ ré f

Différents maillages sont réalisés afin d'évaluer l'influence de l'absolu angle d'injection des jets (0◦ ; −30◦) sur les performances à la vitesse de rotation définie de 3200 tr/min. Les maillages hybrides considérés sont caractérisés sur la figure 4, illustrant le maillage de l'injecteur pour chaque angle d'injection, αinj : 0◦ , −30◦ .

Tableau 1. Conditions aux limites.

En amont	- État d'entrée subsonique avec pression totale prescrite - Sens d'écoulement axial, Pt = 101 325 Pa, Tt = 288,15 K Aubes, carter, moyeu - État de paroi adiabatique
	- État de paroi fixe pour le carter et une partie du moyeu - État de paroi mobile pour le moyeu et pales - Condition de sortie subsonique avec équilibre radial utilisant une loi de valve sur pression statique
En aval	
Entrée de l'injecteur	- Condition d'entrée subsonique avec débit massique prescrit, Qinj - Sens d'écoulement normal à la limite, Tt = 288 K
Parois d'injecteur	- Conditions de paroi adiabatique

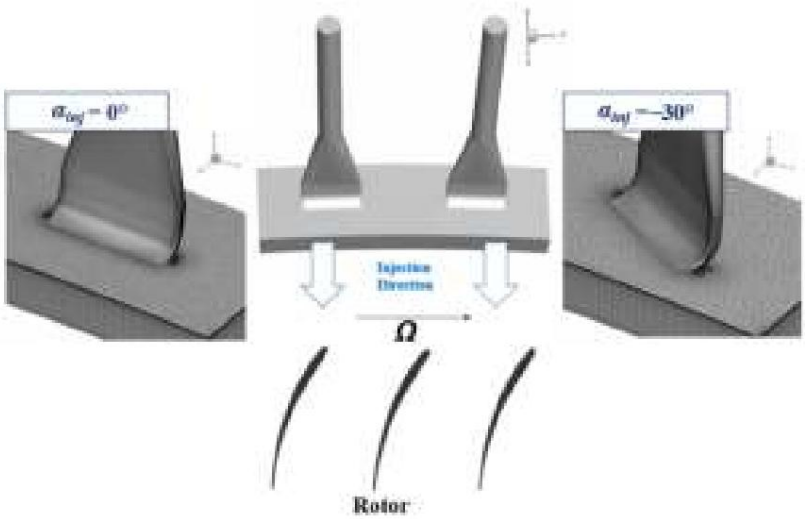


Figure 4. Différentes configurations de maillage à αinj = 0◦, −30◦ .

3. Résultats et discussion 3.1.

Référence sans contrôle : évaluation des performances de base

Premièrement, pour évaluer l'accord entre les données expérimentales et les résultats numériques, des simulations ont été réalisées sans contrôle avec des configurations 2π/10 pour un écart de pointe étroit.

Machine Translated by Google

taille à R = 0,6% et une plus grande à R = 2,4%. La campagne de tests a été menée sur les deux tailles de tip gap sans contrôle sur le CME2. Une vanne a été étranglée progressivement depuis les conditions nominales jusqu'aux conditions de décrochage. Pour R = 0,6%, les données expérimentales sont fournies par [9]. A titre de cas de référence, les simulations ont été comparées à la même configuration des données expérimentales, avec les injecteurs orientés à αinj = 0◦ sans soufflage (Figure 5).

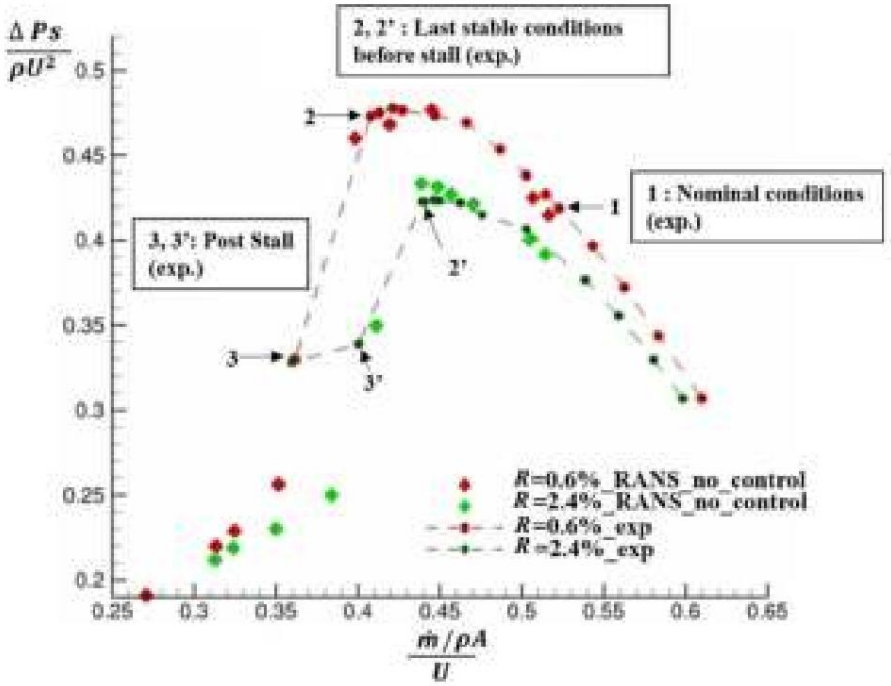


Figure 5. Carte des performances CME2 à deux tailles d'écart de pointe (R = 2,4 % et R = 0,6 %) pour une configuration avec des injecteurs à αinj = 0◦ sans soufflage pour les tests expérimentaux et les résultats numériques.

3.1.1. Conditions de fonctionnement spécifiques pour le rapport R = 0,6 % et R = 2,4 %

Le coefficient de débit du compresseur de conception est de 0,53. Le débit critique pour lequel le compresseur rencontre un décrochage est respectivement de 0,41 et 0,44 à R = 0,6 % et R = 2,4 % (Figure 5).
Une gamme de coefficients de débit massique allant de 0,25 à 0,53 est étudiée. Parmi les conditions considérées, plusieurs points de fonctionnement sont identifiés comme suit : (i) conditions nominales (φ1 = 0,53) ; (ii) dernières conditions stables avant décrochage : le dernier point expérimental (S) avant une rupture nette de la pente de la courbe de performance (à φS2 et φS2 ′) ; et (iii) des conditions post-décrochage à un débit massique inférieur à φS.

3.1.2. Résultats des conditions nominales aux dernières conditions stables au rapport R = 0,6 % et R = 2,4 %

Le tableau de performances est fourni avec les résultats numériques RANS pour les deux tailles d'écart de pointe (R = 0,6 % et R = 2,4 %) et avec les données expérimentales (Figure 5). Les simulations 2π/10 fournissent d'excellents résultats lorsqu'elles sont comparées aux données expérimentales à R = 0,6 %. En particulier, elle donne des écarts inférieurs à 1% aux dernières conditions stables pour R = 0,6%, même si les résultats numériques sous-estiment légèrement Ψ = de φ = 0,53 à ρU2 φ = 0,45. De même, pour R = 2,4 %, les résultats numériques donnent des données de performances acceptables pour ce jeu de pointe plus grand. En effet, de φ = 0,53 à φ = 0,45, les simulations RANS 2π/10 produisent des écarts inférieurs à 1 %. Le plus grand écart par rapport aux données expérimentales est lié aux conditions proches du décrochage. Pour R = 0,6 %, le débit de masse critique expérimental est φS2 = 0,41, alors que les simulations numériques prédisent les caractéristiques de discontinuité de pente à φS = 0,39. De plus, les résultats numériques sous-estiment légèrement Ψ par rapport aux données expérimentales en haut de la courbe, mais ils capturent bien la même tendance de performance juste avant le décrochage. De la même manière, pour R = 2,4%, les résultats RANS semblent définir un dernier point stable à un débit massique plus faible mais proche de φS2 ′ = 0,44. La montée en pression du compresseur juste avant le décrochage est légèrement surévaluée.

Machine Translated by Google

3.2. Performance du contrôle de débit à différentes tailles d'espacement de pointe

L'impact du contrôle actif du débit est étudié en soufflage continu à 3200 RPM avec 40 injecteurs activés à R = 0,6% et 2,4%, avec l'angle d'injection réglé à αinj = −30◦ .
L'angle d'injection absolu a été choisi comme référence pour R = 0,6%, car cela correspond aux performances optimales du compresseur en termes d'amélioration de la marge au décrochage selon [9].

Les cartes de performances expérimentales et numériques du compresseur sont présentées dans la figure 6. Le débit de soufflage est fixé dans la simulation à Qinj = 2,0 % pour correspondre aux résultats expérimentaux. Le débit massique injecté, Qinj, est défini comme le pourcentage du débit massique du compresseur au dernier point de fonctionnement sans contrôle pour la géométrie nominale, R = 0,6 %. Si l'on choisit le dernier point de fonctionnement sans contrôle pour R = 2,4 %, on observe un léger écart de 0,025 %, c'est pourquoi, pour comparer chaque cas, R = 0,6 % est pris comme référence. De plus, selon [16], le débit massique injecté dans chaque paire de vannes d'injection a été observé comme constant avec une légère variation de 1 %, quelle que soit la paire considérée.

Comme déjà observé expérimentalement dans [9,16], pour R = 0,6%, le système de contrôle prouve sa capacité à repousser la limite de stabilité vers des débits inférieurs (φS diminue de 0,41 à 0,32) et améliore la montée en pression statique dans le compresseur. . Pour la plus grande taille d'espace, R = 2,4 %, l'effet du soufflage est encore plus efficace que la limite de décrochage, le contrôle étant φS = 0,335, ce qui est très proche de celui observé pour la taille d'espace étroite. De plus, par rapport aux courbes caractéristiques de base, les cas contrôlés présentent une augmentation du rapport de pression statique, la pente des courbes devenant positive, notamment pour R = 2

Concernant les prédictions CFD, la chute de pression statique est également retardée en raison des débits massiques plus faibles par rapport aux cas sans contrôle des jeux des deux pointes. Les simulations 2π/10 fournissent une tendance de performance contrôlée similaire, mais elles sous-estiment le coefficient de pression, Ψ, lorsque les courbes des données expérimentales s'aplatissent vers le haut de φ = 0,4 à φS = 0,335 pour R = 2,4 % et de φ = 0,41 à φS. = 0,32 pour R = 0,6%. Cela signifie que les simulations 2π/10 sont suffisantes pour prédire le changement de pente lorsque le décrochage se produit avec le contrôle du soufflage, mais manquent de précision pour la chute de pression statique soudaine capturée dans les expériences. Les simulations instationnaires du compresseur avec une configuration à 360° devraient capturer l'effet du soufflage avec plus de précision lorsque le débit massique est proche du décrochage.

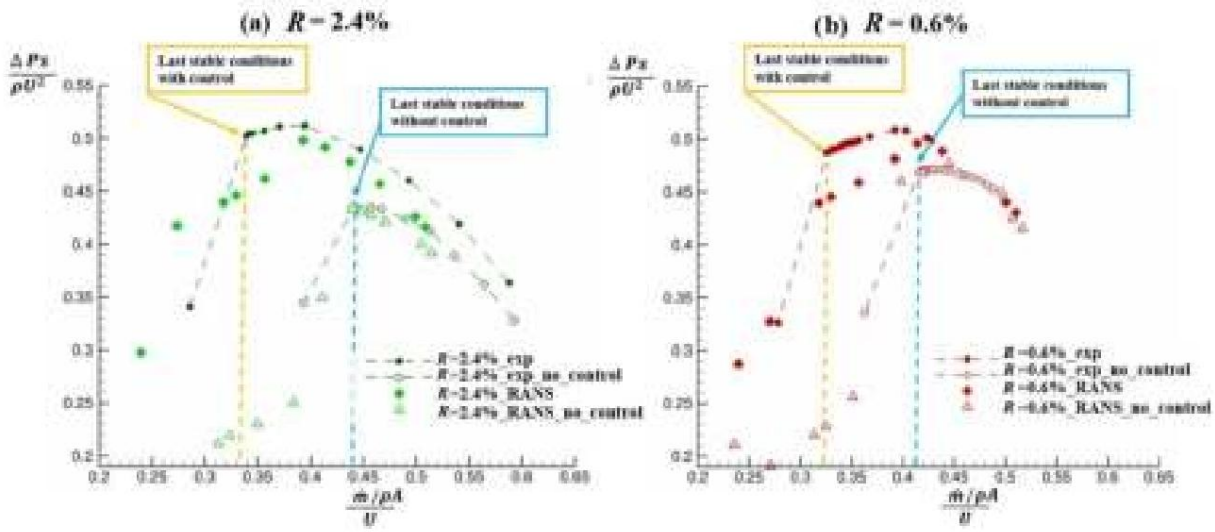


Figure 6. Carte des performances CME2 à (a) R = 2,4 %, (b) R = 0,6 %, avec αinj = −30◦ (Qinj = 2,0 %).

Pour illustrer l'effet du soufflage sur l'écoulement à proximité du carter, les tranches de pression statique à 96 % de la hauteur des pales du rotor pour les conditions de fonctionnement spécifiques sont tracées (Figure 7). Une certaine variation de l'intensité de la pression statique entre les deux configurations avec et sans contrôle peut être observée. Pour la configuration sans contrôle, une région caractéristique de faible pression relative au bord d'attaque peut être observée (Figure 7a). Ce spécifiq

Machine Translated by Google

La région de chute de pression statique est associée à un écoulement tourbillonnaire de fuite à la pointe. Au dernier point stable sans contrôle, la figure 7b met en évidence la modification de l'incidence du vortex de fuite de pointe avec le cas nominal au fur et à mesure qu'il se déplace vers le bord d'attaque. Dans des conditions de décrochage (Figure 7c), il y a une baisse de la variation de pression statique indiquée sur la carte des performances, et le vortex de fuite de pointe n'est plus visible plus longtemps à mesure que l'écoulement se détache. Lorsque le soufflage est activé, à chaque condition de fonctionnement (Figure 7a – c), cette région de pression statique inférieure semble être confinée le long du côté aspiration du rotor, empêchant le décrochage du compress Ceci suggère que le CFD est capable de capturer l'effet principal du soufflage sur le débit de fuite et son effet sur le délai de décrochage.

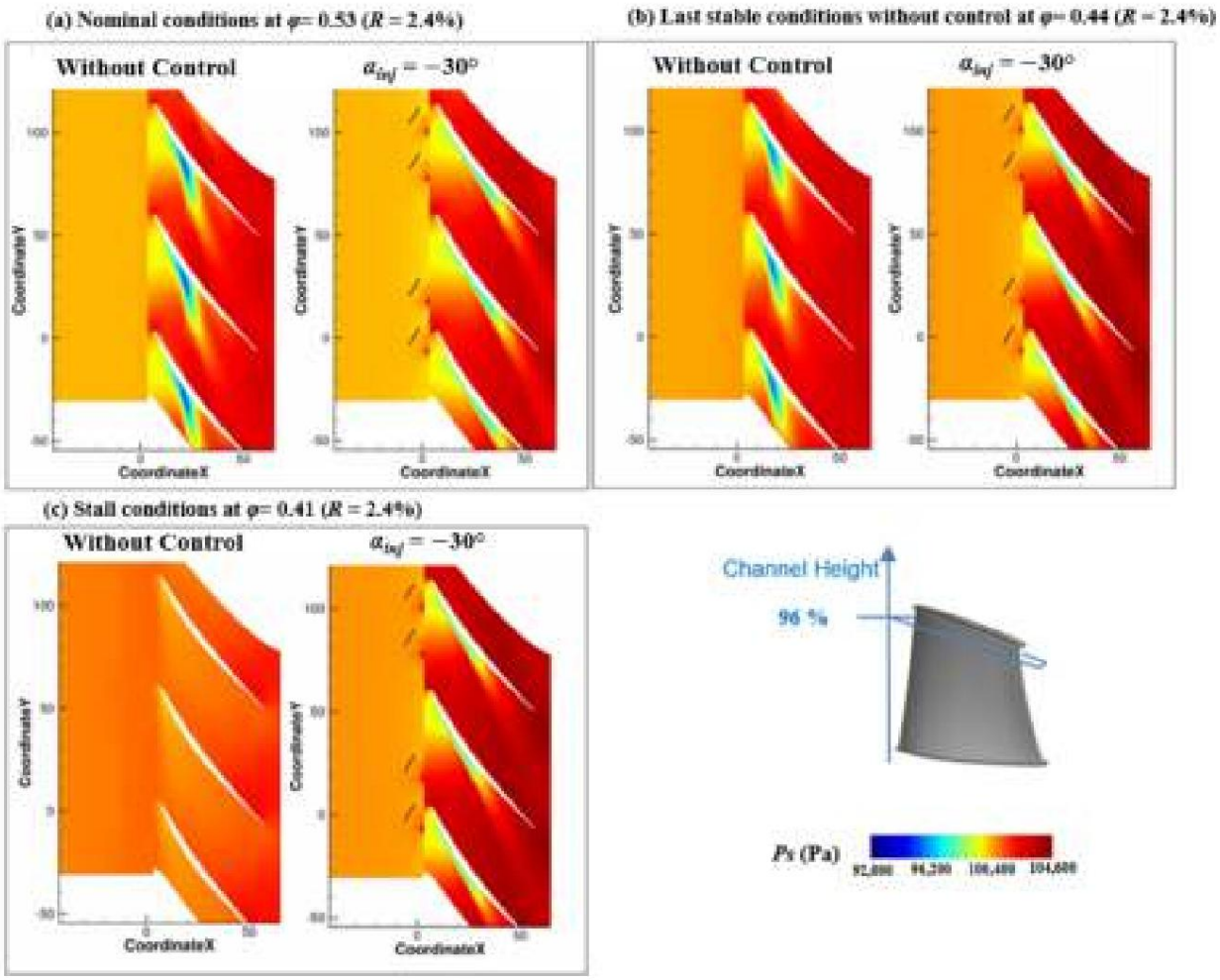


Figure 7. Champ de pression statique pour R = 2,4 % aux conditions nominales, de dernière stabilité et de décrochage pour les configurations : sans et avec contrôle (αinj = −30◦ et Qinj = 2,0 %).

Pour caractériser l'effet du système de contrôle sur les performances du compresseur, deux paramètres sont introduits : le bilan de puissance (équation (1)) [9] et le SMI (équation (4)) présenté par [17]. Le bilan de puissance moyenné en masse est défini comme la puissance totale supplémentaire fournie au débit par le compresseur en raison du contrôle. La pression totale à l'entrée inclut la pression dynamique du jet. Celui-ci peut être simplement défini par le bénéfice net (gain énergétique en termes de montée en pression dans l'étage compresseur - coût énergétique dû au système de soufflage) du système de contrôle.

$$\overline{PB} = \frac{(QS,B + Qinj)\,\rho C\,\frac{\Delta ptt,C,int}{} - (QS,B)\,\rho B\,\frac{\Delta ptt,B}{}}{P.} \times 100 \quad (1)$$

où P, Q et Δptt sont respectivement la puissance nominale du compresseur (P = 23 000 W), le débit massique et l'augmentation de pression totale à totale. Dans l'équation (1), les indices

Machine Translated by Google

reportez-vous à B pour le cas de référence sans contrôle, C pour le cas contrôlé, S pour le dernier point de fonctionnement stable avec le débit le plus bas avant le décrochage, inj est l'injection pour le débit massique global injecté, et int est l'interpolation pour le pression totale à totale contrôlée.

Avec une nomenclature similaire, le SMI est déterminé par le rapport de la marge de surtension avec contrôle, SMC, et sans contrôle, SMB (Figure 8a) :

$$SMB = ((\frac{\Delta ptt\,B}{QS,B})(\frac{Qnom}{pnom}) - 1) \times 100 \quad (2)$$

$$SMC = ((\frac{\Delta ptt\,C}{QS,C})(\frac{Qnom}{pnom}) - 1) \times 100 \quad (3)$$

$$SMI = \frac{SMC - PME}{PME} \times 100 \quad (4)$$

Contrairement à [9], la pression totale d'entrée, dans le cas contrôlé, contient l'énergie ajoutée par les jets. La figure 8b montre une comparaison SMI /équilibre de puissance entre les deux jeux de pointe à αinj = −30◦ pour les configurations avec le contrôle à 20 injecteurs et 40 injecteurs. Différents Qinj sont testés avec une plage allant de Qinj = 0,5 % à Qinj = 2,5 %. Les configurations intéressantes sont celles qui atteignent un SMI significatif et un bilan de puissance positif . Les points en haut et/ou à droite de la carte sont donc ciblés. Il semble que les configurations avec 40 injecteurs offrent les meilleurs résultats pour chaque taille de jeu de pointe par rapport à 20 injecteurs. Par conséquent, il permet une couverture angulaire acceptable autour de la circonférence du compresseur. Les cas à Qinj = 1% et 1,5% offrent des configurations applicatives intéressantes, car ils permettent d'obtenir un SMI satisfaisant et un bilan de puissance positif, atteignant 5,8% de la puissance nominale du compresseur. Les cas à Qinj = 2,5% correspondent au coût énergétique maximum, car celui-ci représente le nombre maximum d'injecteurs avec le débit maximum par injecteur. De plus, à R = 2,4 %, le SMI fournit d'excellents résultats par rapport à R = 0,6 % : le SMI et le bilan de puissance atteignent respectivement près de 200 % et 6 %. Néanmoins, il faut garder à l'esprit que le SMI est calculé en prenant le dernier point stable du cas de référence sans contrôle, comme le montre la figure 6 : la ligne de base à R = 2,4 % est inférieure à celle à R = 0,6 %. , ce qui est dû aux pertes plus élevées qui se produisent entre le carter et la pale du rotor de plus faible hauteur.

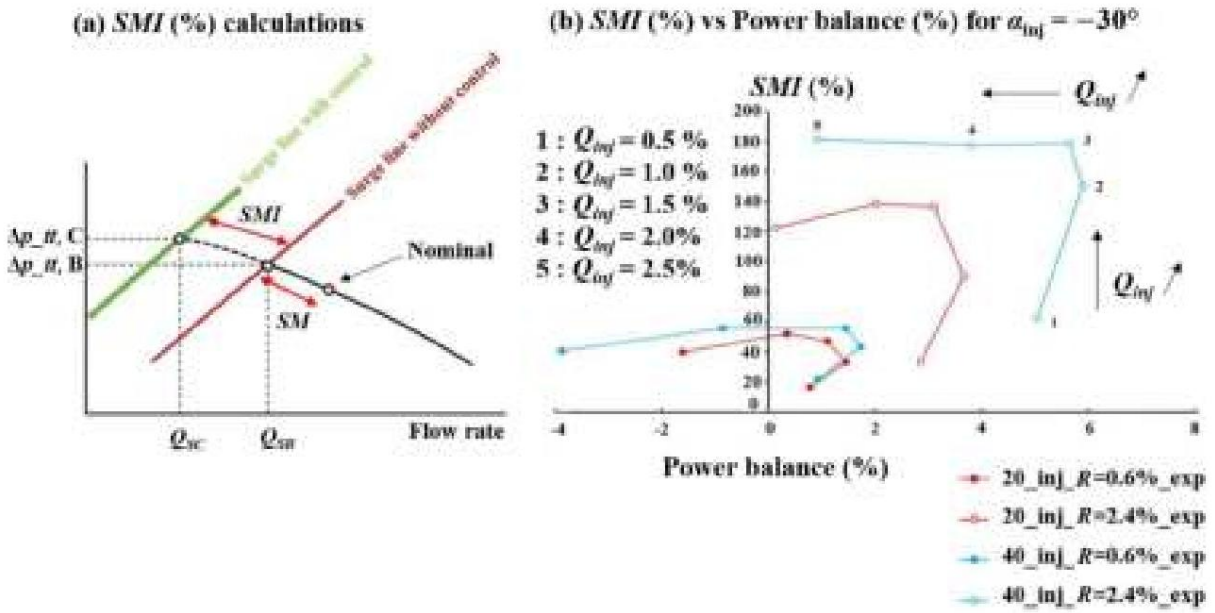


Figure 8. (a) Calculs SMI . (b) SMI (%) et bilan de puissance (%) du système de contrôle avec des données expérimentales à R = 0,6 % et 2,4 % pour αinj = −30◦ avec 20 et 40 injecteurs.

Machine Translated by Google

Enfin, il est montré que le contrôle actif avec αinj= −30◦ semble efficace car il retarde la limite de décrochage avec une diminution du débit massique de décrochage et une augmentation du rapport de pression.
Cela améliore le SMI, offrant une stratégie possible pour stabiliser la région de l'écart de pointe.

3.3. Impact des paramètres de contrôle d'injection

D'autres configurations sont explorées expérimentalement avec différents paramètres de contrôle. Dans cette section, le contrôle actif du débit pour un soufflage continu à 3 200 tr/min est testé avec 40 et 20 injecteurs activés et différents angles de débit absolus : les courbes de performances sont présentées avec αinj = 0◦ , −30◦ , −45◦ , −60◦ à Qinj = 1,5 % (Figure 9). . Pour les configurations à 40 injecteurs, les meilleurs résultats sont obtenus à αinj = −45◦ et avec 20 injecteurs, les meilleurs résultats sont obtenus à αinj = −30◦ . En effet, l'effet du contrôle du soufflage génère une montée en pression statique plus importante à ces angles. De plus, le début du décrochage est retardé, notamment pour la configuration à 40 injecteurs.

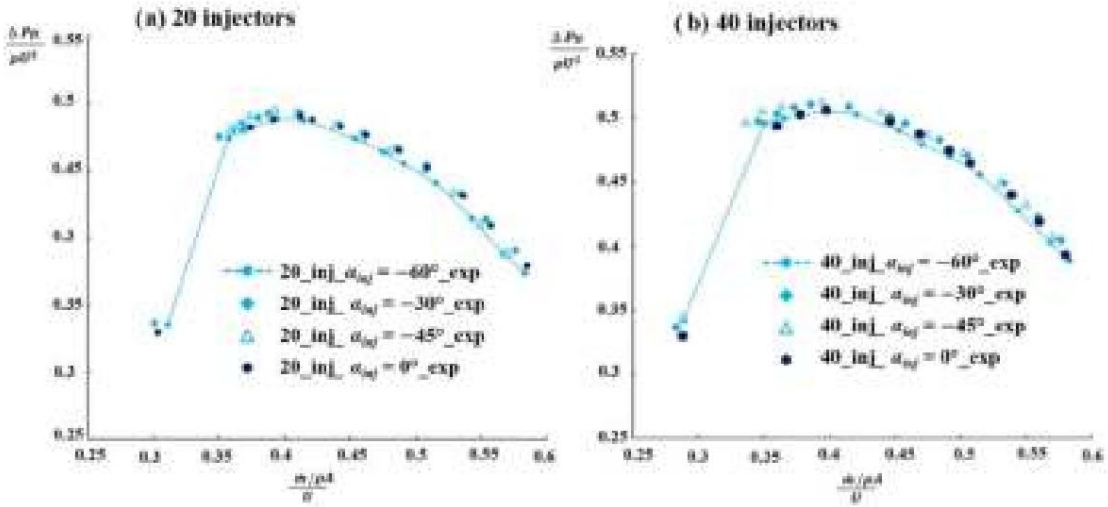


Figure 9. Carte de performances expérimentale CME2 pour R = 2,4 % à 0◦ , −30◦ , −45◦ , −60◦ : avec (a) 20 pojecteurs, (b) 40 injecteurs.

Les performances globales des autres paramètres fluidiques sont ensuite analysées en se concentrant sur les configurations à 40 injecteurs, car cette configuration donne les meilleurs résultats en termes de performances. Sur la figure 10a, l'équilibre de puissance par rapport au SMI est étudié pour un soufflage continu à des angles d'injection spécifiques. Comme prévu, les configurations de contrôle de soufflage permettent de fournir le meilleur SMI avec un bilan de puissance positif élevé avec αinj = −45◦ , notamment pour les débits massiques injectés à Qinj = 1 % et 1,5 %. Par conséquent, il semble que pour un espace de pointe plus grand, la meilleure configuration pour le contrôle actif est obtenue avec 40 injecteurs à αinj = −45◦ .

Sur la figure 10b, le SMI est indiqué en fonction de l'angle de soufflage relatif, β. Les résultats sont extraits pour différentes valeurs de V^* définies par la vitesse du jet mise à l'échelle par la vitesse des pales de la pointe du rotor à réaction (U). Le SMI présente clairement des maxima pour un angle de soufflage relatif autour de 60◦ (Figure 10b). Dans une étude précédente [9], à R = 0,6 %, cette valeur de l'angle de soufflage relatif permettait d'obtenir le meilleur SMI. De plus, cette valeur correspondait approximativement à l'angle des pales d'entrée à l'extrémité du compresseur CME2.

Machine Translated by Google

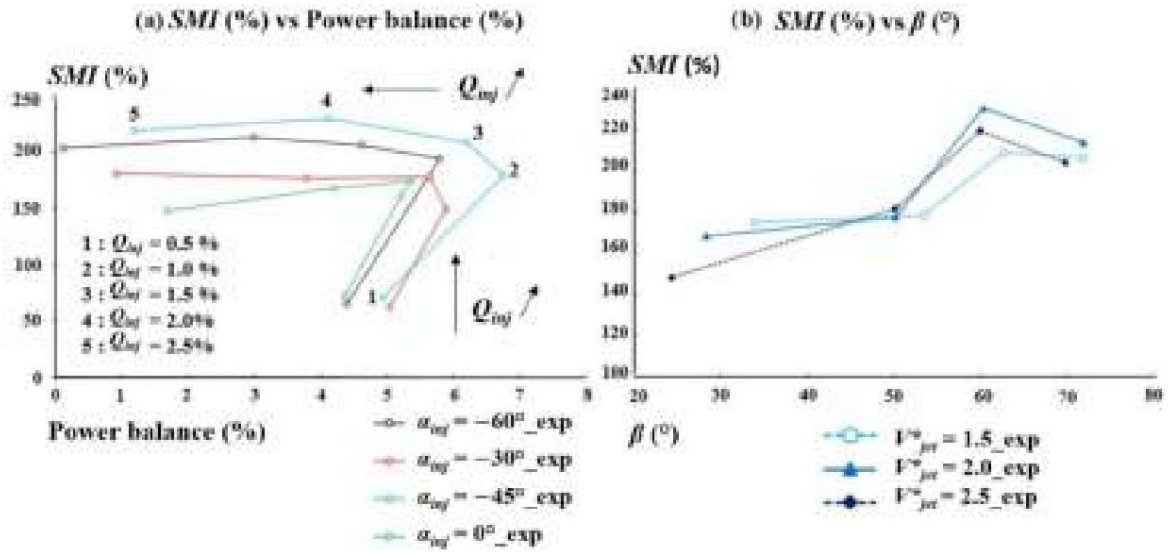


Figure 10. (a) SMI et bilan de puissance. (b) SMI (%) et β (◦) à R = 2,4 % pour αinj = 0◦ , −30◦ , −45◦ , −60◦ avec 40 injecteurs.

4. Conclusions

La présente étude a rapporté l'effet du contrôle actif du débit sur les tailles d'espacement de pointe étroites et grandes. La campagne expérimentale a été menée sur un banc d'essai de compresseur axial mono-étagé équipé d'actionneurs fluidiques sur la circonférence. Les mesures ont été réalisées depuis les conditions de conception jusqu'aux points de fonctionnement proches du décrochage pour des configurations avec et sans contrôle.

Par rapport aux études précédentes réalisées pour une taille de tip gap étroite sur le banc d'essai CME2 (R = 0,6 %), les présents travaux ont mis en évidence l'intérêt du contrôle actif du débit sur une taille de tip gap importante (R = 2,4 %). L'impact du soufflage a permis un délai plus long de déclenchement du décrochage (SMI de l'ordre de 200% et bilan de puissance jusqu'à près de 6%), ainsi qu'une augmentation de pression qui a permis un bilan de puissance net positif du système. Cette étude a également démontré que les configurations optimales de soufflage étaient basées sur l'angle d'injection spécifique (αinj = 45◦) et l'activation complète des injecteurs (40 injecteurs) autour de la circonférence du compresseur. Pour un jeu de pointe plus grand (R = 2,4 %), il semble que l'injection d'air limite mieux les pertes induites par le flux du jeu de pointe, générant un SMI plus élevé que pour un jeu de pointe étroit (R = 0,6 %).

D'autres tests expérimentaux devraient améliorer l'analyse de l'évolution du décrochage en contrôle actif, grâce aux mesures instationnaires, et attester de l'efficacité du soufflage de pointe conduisant à la stabilisation de l'écoulement de l'espace de pointe.

En parallèle, des simulations RANS 2π/10 ont été réalisées pour les mêmes configurations. Les simulations RANS 2π/10 ont prédit avec assez de précision la carte des performances sans contrôle (écarts inférieurs à 1 % entre les conditions nominales et les dernières conditions stables) et ont pu capter qualitativement l'amélioration des performances induite par le système de contrôle. L' analyse des cartes de pression statique à proximité du carter a montré que le soufflage confinait le vortex de fuite en pointe à proximité de la paroi de l'aube. Par conséquent, cela contribue au retard de décrochage.

Contributions des auteurs : Conceptualisation, CR, AD et JM ; méthodologie, CR, AD et JM ; logiciels, CR et JM ; validation, CR, AD, JM et GT ; analyse formelle, CR ; enquête, CR; ressources, AD, JM et GT ; conservation des données, CR, AD, JM et GT ; rédaction – préparation du projet original, CR ; rédaction – révision et édition, CR, JM, AD et GT ; visualisation, CR ; supervision, JM, AD et GT ; administration de projet, JM, AD et GT ; acquisition de financement, JM, AD et GT Tous les auteurs ont lu et accepté la version publiée de ce manuscrit.

Financement : Cette recherche a été financée par l'Agence française de l'innovation de défense (AID) et l' entreprise commune Clean Sky 2 dans le cadre du programme de recherche et d'innovation Horizon 2020 de l'Union européenne (numéro de subvention : 886352).

Déclaration du comité d'examen institutionnel : sans objet.

Machine Translated by Google

Déclaration de consentement éclairé : sans objet.

Déclaration de disponibilité des données : sans objet.

Remerciements : Ce travail a été soutenu par le CIRT (Consortium Industrie-Recherche en Turbomachines). Les auteurs souhaitent remercier les membres du projet ACONIT pour avoir fourni le base de données numérique. Les auteurs remercient l'Agence française de l'innovation de défense (AID) pour avoir cofinancé ce doctorat. Toutes les simulations ont été réalisées dans le cadre de l'accord elsA entre SAFRAN et l'ONERA, copropriétaires de ce logiciel.

Conflits d'intérêts : Les auteurs ne déclarent aucun conflit d'intérêts.

Abréviations

Les abréviations suivantes sont utilisées dans ce manuscrit :

UN	Surface de l'anneau à l'entrée du rotor (A = 0,1029 m2)
αinj	Angle d'injection (◦)
β	Angle de soufflage relatif (◦)
ρ	Densité (ρ = 1,225 kg/m3)
ΔPs	Variation de pression statique (Pa)
φ	Coefficient de débit : $(\frac{\dot{m}/\rho A}{U})$
$\dot{m}$	Débit massique (kg/s)
Ω	Vitesse de rotation (tr/min)
Ψ	Coefficient de pression : $(\frac{\Delta Ps}{\rho U2})$
P.	Puissance nominale du compresseur (W)
TVP	Pression statique totale (Pa)
P.B.	Bilan de puissance (%)
Qinj	Débit massique global injecté (kg/s)
Navier–Stokes en moyenne RANS Reynolds	
R.	Rapport (taille de l'espace de pointe sur la corde axiale) (%)
Canal SBC à lame unique	
Amélioration de la marge de décrochage SMI (%)	
Marge de décrochage SM (%)	
Tt	Température totale (K)
U	Vitesse de pointe du rotor (m/s)
V^*_{jet}	Vitesse du jet mise à l'échelle (-)

Références

1. Groupe d'action sur le transport aérien. Waypoint 2050. 2021. Disponible en ligne : https://www.atag.org/ (consulté le 11 juin 2023).
2. Suder, KL ; Hathaway, MD ; Thorp, SA ; Strazisar, AJ; Amélioration de la stabilité du compresseur Bright, MB à l'aide d'une pointe discrète Injection. J. Turbomach 2001, 123, 14. [CrossRef]
3. Li, J. ; Du, J. ; Geng, S. ; Li, F. ; Zhang, H. Astuce d'injection d'air pour étendre la marge de décrochage du compresseur à flux axial multi-étages avec entrée distorsion radiale. Aérosp. Sci. Technologie. Elsevier Masson SAS 2020, 96, 105554. [CrossRef]
4. Marty, J. ; Castillon, L. ; Boniface, JC; Burguburu, S. ; Godard, A. Enquêtes numériques et expérimentales sur le contrôle des flux dans Compresseurs axiaux. Aerospacelab J. 2013, 6, 1–13. [Référence croisée]
5. Neuhaus, L. ; Neise, W. Contrôle actif pour améliorer les performances aérodynamiques et réduire le bruit de dégagement de pointe de l'Axial Turbomachines. Dans les actes de la conférence AIAA Aeroacoustics, Monterey, Californie, États-Unis, 23-25 mai 2005.
6. Cumpsty, NA Aérodynamique du compresseur. Longman Sci. Technologie. 1989 . [Référence croisée]
7. Smith, H. L'effet du jeu de pointe sur l'augmentation de pression maximale des ventilateurs et compresseurs axiaux. Au Symposium ASME sur le décrochage ; Société américaine des ingénieurs en mécanique : New York, NY, États-Unis, 1958 ; Volume 149, pages 149 à 152.
8. Marty, J. ; Castillon, L. ; Joseph, P. Enquêtes numériques sur la stalle tournante dans un compresseur axial et son contrôle par débit Injection au boîtier. ASME. J. Turbomach. 2023, 145, 051009. [Référence croisée]
9. Moubogha, J. ; Margalida, G. ; Joseph, P. ; Roussette, O. ; Dazin, A. Amélioration de la marge de surtension par pointe continue et pulsée injection. Int. J. Turbomach. Propulse. Puissance 2022, 7, 10. [CrossRef]
10. Rannou, C. ; Marty, G. ; Dazin, A. Effet de la taille de l'écart de pointe sur les performances d'un étage de compresseur axial avec et sans actif Contrôle de flux. Dans les actes de la 15e Conférence européenne sur les turbomachines, Budapest, Hongrie, 24-28 avril 2023 ; Papier n. ETC2023-207. Disponible en ligne : https://www.euroturbo.eu/publications/conference-proceedings-repository/ (consulté sur 7 juin 2023)

Machine Translated by Google

11. Veglio, M. Etude Expérimentale et Numérique des Écoulements dans un étage de Compresseur Axial à Basse Vitesse en Régime de Fonctionnement Instable. doctorat Thèse, ENSAM, Paris, France, 2016.
12. Rannou, C. ; Dazin, A. ; Marty, J. ; Tanguy, G. ; Castillon, L. ; Moughoba, J. Effet de la taille du dégagement de la pointe du compresseur axial : performances et transition vers le décrochage rotatif. Dans Actes de l'ASME Turbo Expo 2022, Turbomachinery Technical Conference and Exposition (GT2022-80914), Rotterdam, Pays-Bas, 13-17 juin 2022. [CrossRef]
13. Cambier, L. ; Heib, S. ; Plot, S. Le logiciel Onera elsA CFD : apports issus de la recherche et retours d'expérience de l'industrie. Mécanique. Ind.2013 , 14, 159-174. [Référence croisée]
14. Baretter, A. ; Godard, B. ; Joseph, P. ; Roussette, O. ; Romano, F. ; Barrière, R. ; Dazin, A. Analyse expérimentale et numérique d'un Étage de compresseur sous distorsion de débit. Int. J. Turbomach. Propulse. Pouvoir 2021, 6, 621-656. [Référence croisée]
15. Spalart, P. ; Allmaras, S. Un modèle de turbulence à une équation pour l'écoulement aérodynamique. Dans Actes de la 30e réunion et exposition sur les sciences aérospatiales, Reno, NV, États-Unis, 6-9 janvier 1992 ; Volume 439, pp. 92-0439.
16. Margalida, G. ; Joseph, P. ; Roussette, O. ; Dazin, A. Contrôle actif du débit dans un compresseur axial pour améliorer la stabilité : sur le effet du contrôle du débit sur le début du décrochage. Exp. Fluides 2021, 62. [CrossRef]
17. Weigl, HJ; Paduano, JD; Fréchette, LG; Epstein, AH ; Greitzer, EM; Lumineux, MM ; Strazisar, AJ Stabilisation active du décrochage rotatif et des surtensions dans un compresseur axial transsonique à un étage. Dans Actes du congrès et exposition international ASME 1997 sur les turbines à gaz et les moteurs d'aviation, Orlando, FL, États-Unis, 2-5 juin 1997 ; Tome 4. [CrossRef]

Avis de non-responsabilité/Note de l'éditeur : Les déclarations, opinions et données contenues dans toutes les publications sont uniquement celles du ou des auteurs et contributeurs individuels et non de MDPI et/ou du ou des éditeurs. MDPI et/ou le(s) éditeur(s) déclinent toute responsabilité pour tout préjudice corporel ou matériel résultant des idées, méthodes, instructions ou produits mentionnés dans le contenu.

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Article

Adéquation d'un profil avec tubercules pour axial Pompes – Enquête utilisant la simulation de débit

Mareen Derda * , Ferdinand Neumann et Paul Uwe Thamsen

Chaire de dynamique des systèmes fluides, Institut de dynamique des fluides et d'acoustique technique, Technische Universität Berlin, Straße des 17. Juni 135, 10623 Berlin, Allemagne * Correspondance : mareen.derda@tu-berlin.de ; Tél. : +49-3031473206

Résumé : Même si les essais et simulations en soufflerie ont confirmé que les tubercules peuvent influencer la comportement d'un profilé, les recherches dans le domaine des pompes axiales ont jusqu'à présent fait défaut. Cependant, les études antérieures ne peuvent pas être transférées à l'application de pompes axiales, car les exigences en matière de géométrie du profil ainsi que de plage de nombres de Reynolds diffèrent. La présente étude vise à combler cette lacune en matière de recherche en effectuant une simulation CFD avec un profil commun aux pompes axiales, le Goe11K, testant quatre configurations de tubercules différentes. En même temps, cette simulation constitue une étude préliminaire à des tests expérimentaux. Les résultats montrent que certaines configurations de tubercules améliorent le comportement du profil dans la zone post-décrochage, c'est-à-dire augmentent la portance du profil aux grands angles d'attaque (α). En général, la courbe des profils avec tubercules est plus uniforme, sans chute drastique de la portar Cette propriété améliorée se fait au détriment d'une portance maximale inférieure et d'une traînée accrue à un α inférieur. En ce qui concerne l'utilisation de pompes axiales, on peut conclure qu'elles présentent des avantages, notamment dans la plage de charge partielle. Ceux-ci pourraient à terme élargir la plage de fonctionnement d'une pompe axiale.

Mots-clés : pompes axiales ; CFD ; tubercules

check for updates

Référence : Derda, M. ; Neumann, F. ; Thamsen, PU Adéquation d'un profil avec tubercules pour axial Pompes – Enquête utilisant la simulation de débit. Int. J. Turbomach. Propulse. Pouvoir 2023, 8, 29. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030029

Rédacteurs académiques : János Gábor Vad, Csaba Horváth et Tamás Benedek

Reçu : 11 février 2023
Révisé : 19 juillet 2023
Accepté : 9 août 2023
Publié : 1 septembre 2023

Copyright : © 2023 par les auteurs. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.

Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Introduction

Des recherches antérieures menées par Fish et al. [1] et bien d'autres ont déjà montré que les bords d'attaque sinusoïdaux des ailes, calqués sur le bord d'attaque des nageoires des baleines à bosse et appelés tubercules, peuvent fortement influencer le comportement de l'écoulement. L'étude susmentionnée a montré que les tubercules modifient le comportement de décrochage et après décrochage d'une aile, ce qui entraîne une séparation des flux plus douce et une portance accrue après décrochage [1].

Cependant, les recherches connues sur l'application des tubercules dans les pompes sont soit limitées, soit inexistantes pour les pompes axiales. En raison des différentes sélections de profils, les résultats des études existantes ne peuvent pas être fiables lors de la conception d'aubes de pompe axiales avec tubercules. Par conséquent, cette étude vise à combler cette lacune de recherche en utilisant des méthodes CFD sur une aube infinie utilisant un Goe11K, un profil couramment utilisé dans les pompes axiales, dans une plage de nombre de Reynolds (Re) de Re = 1,5 × 106 et un angle d'attaque (α–[◦]) de 0◦ à 24◦ les . Depuis axial pompes représentent un large domaine d'application et donc un domaine de recherche important, il s'agit d'un premier pas vers l'étude de l'adéquation des profils tuberculés pour les pompes axiales. Sur cette base, des investigations expérimentales doivent être menées.

2. État de la recherche

2.1. Mécanisme de base des tubercules

Dans la littérature de recherche précédente, quatre mécanismes d'action des tubercules sont principalement distingués. Le premier effet a été mentionné par van Nierop et al. [2]. Il a été affirmé que la répartition de la pression sur l'aile dans le sens de l'écoulement, qui est différente derrière les pointes et les vallées des tubercules, influence le comportement de séparation. En raison d'un gradient de pression plus élevé derrière les vallées des tubercules (comparer la figure 1), le flux s'y sépare d'abord tout en restant attaché derrière les pointes. Cela contribue aux caractéristiques de séparation plus douces d'une aile tuberculée.

Machine Translated by Google

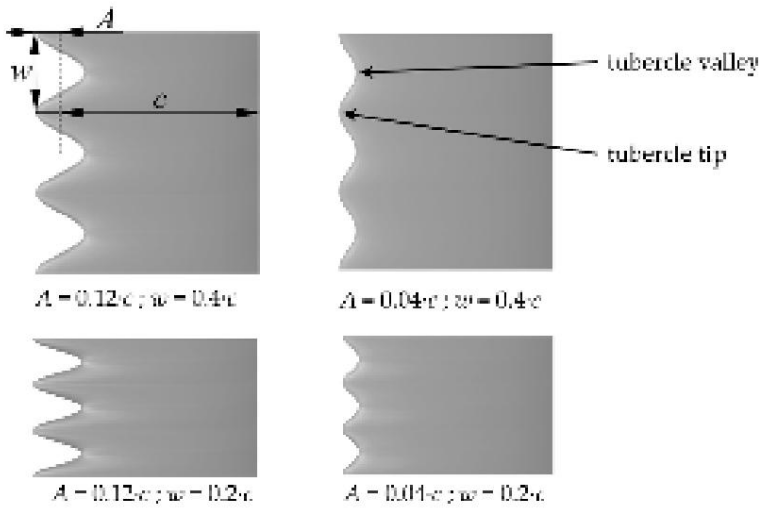


Figure 1. Configurations de tubercules sélectionnées.

Le deuxième effet a été mentionné par Miklosovic et al. [3]. On pense que les tourbillons résultants derrière les vallées tuberculeuses augmentent l'échange de quantité de mouvement entre la couche limite et le flux libre près du bord de fuite de l'aile, ce qui fait que le flux reste attaché dans ces régions à un α plus élevé. Ce mécanisme de fonctionnement est comparable à celui des « générateurs de vortex ».

Un troisième mécanisme de travail a été mentionné par Pedro et al. [4]. Les tourbillons qui apparaissent derrière les vallées tuberculeuses agissent comme une barrière à l'écoulement dans le sens de l'envergure sur les clôtures en forme d'ailes . Par conséquent, sur les ailes finies, les tubercules réduisent l'expansion des zones de séparation le long de l'envergure de l'aile, ce qui entraîne une portance accrue à un α élevé, où certaines parties d'une aile finie sont déjà bloquées. Il est important de noter que cet effet n'est visible que dans les expériences et les simulations avec des ailes finies avec des contours de profil changeants le long de l'envergure. En conséquence, ces phénomènes ne se produiront pas dans l'approche de simulation présentée, où le profil de l'aile est une aile infinie qui ne change pas le long de l'envergure. Par conséquent, on ne peut s'attendre à aucun gradient de pression dans le sens de la travée ni à aucun comportement de séparation variable le long de la travée, que les tubercules pourraient potentiellement contribuer à réduire.

Le quatrième effet a été décrit par Custodio [5]. L'auteur soutient que les vortex accélèrent l'écoulement sur l'aile, ce qui entraîne une pression et une portance plus faibles, souvent appelées « portance vortex » [5].

2.2. Influence des tubercules sur le comportement d'un

profil L'étude précitée de Miklosovic et al. [3] ont montré comment les tubercules peuvent améliorer l'écoulement autour d'une aile. Dans leurs recherches, une aile finie avec un profil NACA 0012, avec une épaisseur maximale de 12 % à 30 % de longueur de corde (c–[m]), a été testée en soufflerie dans une plage de nombres de Reynolds allant de Re = 1,35 × 105. jusqu'à Re = 5 × 105 . L'aile avec tubercules a montré une portance maximale augmentée de 6 % et une traînée réduite jusqu'à 32 % à un α élevé. De plus, les caractéristiques de décrochage de l'aile étaient plus douces sur l'aile avec tubercules que sur l'aile sans tubercules. À faible α, les tubercules n'ont montré aucun changement de portance et de traînée par rapport à l'aile non modifiée.

Une étude de Cai et al. [6] ont étudié l'influence des tubercules sur une aile infinie avec un profil NACA 634-021 au nombre de Reynolds Re = 2 × 105 en utilisant des méthodes CFD. Les résultats de cette recherche montrent une influence différente des tubercules sur les performances des ailes.
À un α élevé, où le flux sur l'aile non modifiée est toujours attaché, l'aile tuberculée a une traînée accrue et une portance réduite. L'aile tuberculée n'a montré un comportement d'écoulement amélioré que dans la région d'écoulement séparée, où la traînée correspond à celle de l' aile non modifiée et où la portance est augmentée.

Machine Translated by Google

Ces deux études mettent en évidence que l'influence des tubercules sur les caractéristiques de l'aile n'est pas la même pour toutes les applications mais dépend plutôt de paramètres tels que le profil aérodynamique sélectionné, le nombre de Reynolds et la configuration des tests.

L'influence des tubercules sur les caractéristiques d'écoulement dépend également de la géométrie des tubercules, qui est définie par l'amplitude du tubercule (A–[m]) et la longueur d'onde du tubercule (w–[m]). Les deux paramètres sont présentés dans la figure 1 pour une meilleure compréhension.

Les études de Johari [7] et Hansen et al. [8] démontrent qu'à des amplitudes plus élevées, l'écoulement autour de l'aile est davantage influencé par les tubercules ; par conséquent, la portance et la traînée sont davantage modifiées par rapport à une aile sans tubercules. Cela peut être vu dans l'étude de Johari [7], où une petite amplitude de A = 0,025·c ne réduit que légèrement la portance maximale et améliore légèrement la portance après décrochage, tandis que les versions avec une forte amplitude de A = 0,12·c ont une plus grande réduction de la portance maximale, mais également une portance plus élevée en régime post-décrochage.

L'influence de la longueur d'onde du tubercule ne semble pas aussi déterminante que celle de l'amplitude. De plus, aucune règle générale concernant l'influence de la longueur d'onde ne peut être trouvée dans les études présentées ici. Cependant, à des longueurs d'onde élevées, telles que w = 0,86·c, testées par Hansen et al. [8], le comportement de l'écoulement sur l'aile a tendance à être très similaire à celui de l' aile non modifiée.

2.3. Hypothèses

Même si les résultats de la recherche à ce jour ne peuvent pas être directement transférés à l'application dans les pompes axiales, en raison des exigences de profil complètement différentes, des hypothèses liées au sujet de l'étude peuvent toujours être

formulées. Ce sont : 1. Les profils avec tubercules n'atteignent pas le coefficient de portance maximum (cL)
du profil sans tubercules mais présentent un meilleur comportement en portance
dans la zone post-décrochage ; 2. Le coefficient de traînée (cD) des profils avec tubercules sera légèrement plus élevé
sans séparation des flux par rapport à l'aile de référence ;
3. Le comportement en portance du profilé à tubercules dépend de la configuration utilisée ;

un. Des amplitudes plus petites entraînent une portance maximale plus élevée, mais seulement des améliorations mineures dans la zone après décrochage ;

b. Des amplitudes plus grandes entraînent une portance maximale plus faible, mais un meilleur comportement après décrochage ; 4. On peut s'attendre à une caractéristique de décrochage plus douce sur les ailes tuberculées que sur les ailes tuberculées.
aile de base.

Ces hypothèses doivent être examinées dans la présente étude à l'aide d'une simulation CFD.

3. Méthode

Comme déjà mentionné, les résultats de recherches antérieures ne peuvent pas être transférés, en partie en raison des exigences différentes en matière de profil pour les pompes axiales. Par conséquent, la sélection du profil et la sélection des configurations de tubercules à simuler seront d'abord discutées ici avant de décrire la configuration de la simulation CFD.

3.1. Sélection de profil et configurations sélectionnées

Les principales exigences de profil pour les pompes à flux axial incluent la finesse combinée à une réserve d'épaisseur élevée, réduisant le pic d'aspiration au bord d'attaque et rendant ainsi les aubes de la pompe moins sujettes à la cavitation. De plus, une finesse maximale élevée au point de conception est souhaitée pour le rendement élevé de la pompe [9]. Le Goe11K sélectionné est illustré à la figure 2.

Ce profil répond à ces exigences [10] et a déjà été utilisé dans des pompes axiales au Département de dynamique des systèmes fluides de l'Université technique de Berlin ; par conséquent, les résultats des tests précédents peuvent être comparés.

Quatre configurations d'ailes tuberculées et la version de base ont été simulées pour étudier une variété de conceptions différentes tout en maintenant l'effort de calcul à un niveau raisonnable. Une présélection des amplitudes et des longueurs d'onde a été effectuée en tenant compte

Machine Translated by Google

l'analyse réalisée par Hansen et al. [8]. À partir de ces études, les configurations ont été sélectionnées pour rester dans une plage vraisemblablement prometteuse. Quatre configurations ont été créées en combinant deux valeurs d'amplitude avec deux valeurs de longueur d'onde. Les amplitudes sélectionnées sont A = 0,04·c et A = 0,12·c, et les longueurs d'onde sont w = 0,2·c et w = 0,4·c. Le bord d'attaque de l'aile de base a été pris comme axe autour duquel la sinusoïde définie oscillait.

Cela a été fait pour garantir que la surface projetée des ailes modifiées était la même que sur la référence. Les quatre configurations résultantes sont représentées sur la figure 1. Avec ces ailes, un rapport amplitude-longueur d'onde A/w de 0,1 pour les tubercules les plus lisses à 0,6 pour les tubercules les plus pointus est couvert. Chacune des quatre configurations et le profil de référence sans tubercules ont été simulés dans la plage α de 0◦ à 24◦ avec des pas de 3◦ , avec un nombre de Reynolds de Re = 1,5 × 106 .



Figure 2. Profil sélectionné Goe11K.

3.2. Configuration

CFD Le modèle CFD a été configuré avec l'utilisation d'OpenFOAM conformément aux informations générales et aux directives sur la configuration CFD, par exemple celles de Schwarze [11]. Le modèle CFD présenté reflète un état d'écoulement transitoire et incompressible et utilise l'approche RANS. La turbulence dans le domaine est modélisée à l'aide du modèle k – ω SST (comme décrit dans [11]), un modèle à deux équations qui reflète bien la turbulence dans l'écoulement libre et dans la couche limite. En ajoutant seulement deux nouvelles variables, l'énergie cinétique turbulente (k–[J/kg]) et le taux de dissipation spécifique (ω–[1/s]), le temps de calcul est maintenu à un niveau raisonnable tout en obtenant une bonne représentation de les turbulences dans le domaine. En raison de ces propriétés, il s'agit d'une norme industrielle utilisée dans cet article.

Le domaine de calcul (cf. Figure 3) a été conçu pour représenter une girouette infinie. Par conséquent, les deux parois latérales ont été placées dans une condition de symétrie.

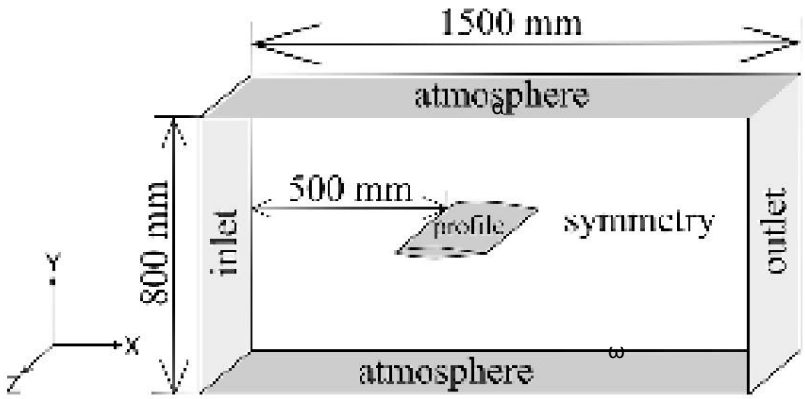


Figure 3. Domaine informatique.

Le maillage, créé avec le logiciel open source SALOME, est un maillage non structuré (comparer la figure 4) composé d'environ deux millions de cellules. Les cellules du flux libre sont des tétraèdres tandis que les couches limites autour de l'aile sont résolues à l'aide de couches de prismes. Puisqu'aucune fonction de mur n'a été utilisée, la résolution des couches limites était nécessaire pour garantir des prévisions précises de traînée et de portance. Le rapport hauteur/largeur maximum de tous les maillages générés était d'environ 90, et la non-orthogonalité maximale de tous les maillages était d'environ 65◦ . La qualité du maillage est donc suffisante pour l'usage prévu.

Machine Translated by Google

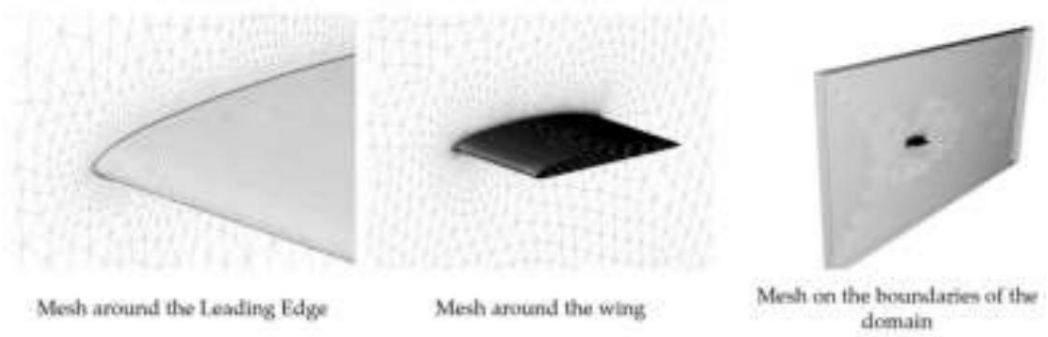


Figure 4. Structure maillée.

La résolution a été effectuée à l'aide du solveur pisoFoam, qui utilise l'algorithme PISO. Upwind linéaire, un schéma du second ordre [12], a été sélectionné pour la discrétisation des termes de divergence. Pour les termes laplaciens, l'interpolation linéaire a été choisie pour la diffusion coefficient et correction non orthogonale explicite avec le coefficient de correction défini sur 1 a été choisi pour les gradients de surface normaux. Pour aborder davantage la non-orthogonalité, deux des boucles correctrices non orthogonales de l'équation de pression ont été utilisées. L'interpolation linéaire Le schéma a également été utilisé pour les termes de gradient. Un schéma implicite, le Crank-Nicolson Un schéma, avec un facteur de mélange de 0,7, a été utilisé pour la discrétisation temporelle. Le pas de temps a été résolu avec un pas de temps réglable et un nombre CFL maximum fixe de 7 pour tous simulations. Le temps physique simulé était de 0,3 s. A la fin du temps simulé, un un état quasi-stationnaire ou une condition périodique a été atteint pour toutes les simulations.

3.3. Étude de maillage

Une étude de maillage a été réalisée pour s'assurer que les résultats étaient indépendants du maillage. Pour étudier l'influence de la résolution du maillage sur les résultats, quatre résolutions différentes ont été testés avec l'aile de base à α = 6◦ en utilisant la configuration transitoire décrite ci-dessus. À modifier la résolution du maillage, plusieurs paramètres comme le taux de croissance des cellules et l'épaisseur de la première couche des couches de prisme et, par conséquent, la distance de paroi sans dimension (y+), ont été adaptés. Pour de bons résultats, l'exigence y+ < 5 doit être atteinte dans toutes les cellules au niveau de la paroi pour maintenir les cellules dans la sous-couche visqueuse [11].

Le tableau 1 montre les coefficients de force moyennés dans le temps, l'erreur relative des deux coefficients par rapport au maillage le plus fin, et la valeur y+ maximale pour l'étude du maillage. On peut voir qu'une mauvaise résolution du maillage a une influence considérable sur la traînée calculée. Entre Dans les deux résolutions les plus élevées, la valeur de traînée ne varie pas de plus de deux pour cent, ce qui rend l'erreur qui se produit tolérable. Le y+ maximum pour cette résolution est supérieur à cinq. À gagner du temps de calcul, une résolution d'environ deux millions de cellules a été choisie pour cette étude, car seulement environ 0,5 % des cellules sur la surface de l'aile avaient une valeur y+ supérieure à cinq.

Tableau 1. Aperçu de l'étude de maillage.

Nombre de cellules dans Million	Max y+	CD [-]	cL [-]	Erreur dans le CD [%]	Erreur dans cL [%]
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	-	-

Le modèle de simulation construit a été validé en comparant la portance simulée et comportement de traînée du profil de base Goe11K avec les données de profil de Riegels [10]. Le les résultats, visibles sur la figure 5, montrent un bon accord pour la portance et un accord raisonnable pour la traînée, l'erreur de prédiction la plus élevée étant de 34 % à α = 0◦ .

Machine Translated by Google

α
α

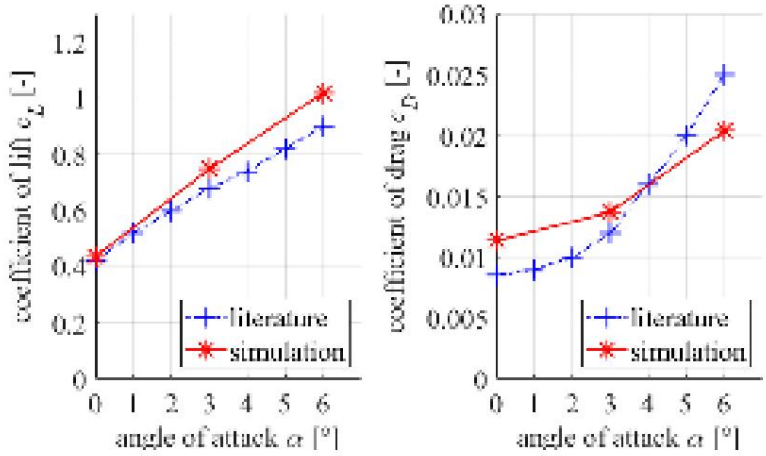


Figure 5. Comparaison entre les résultats de simulation et les données de profil de Riegels [10].

4. Résultats

Tout d'abord, les résultats de la simulation sont présentés à l'aide des coefficients calculés et une évaluation qualitative est ensuite réalisée à l'aide de la répartition de pression simulée.

ffi
ffi

4.1. Évaluation quantitative ffi La figure

6 montre les résultats pour les coefficients de portance cL de toutes les versions de tubercule et ffi de l'aile de base de la simulation sur la plage α simulée de 0° à 24◦ α . Comme on peut le voir, la portance de l'aile de base augmente avec α jusqu'à atteindre α , où la portance maximale de 18◦ cL = 1,6. Une augmentation supplémentaire de α entraîne une séparation des flux au bord d'attaque de l'aile. La portance maximale réalisable par les configurations de tubercules n'est que de cL = 1,2.
Selon la configuration des tubercules, cela correspond à une perte de portance maximale d'environ 35 %. En outre, il a été constaté que toutes les configurations de tubercules présentent un comportement de séparation plus fluide que la ligne de base.

α
α
α

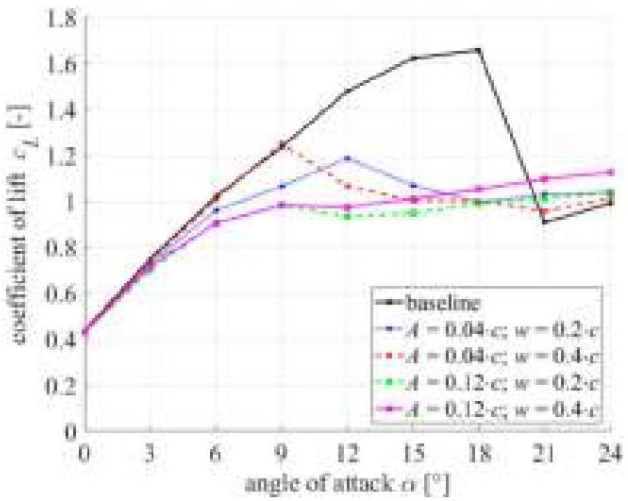


Figure 6. Coefficient de portance cL calculé pour les configurations tuberculées et la ligne de base.

ffi
ffi

En dehors de cela, toutes les configurations de tubercules ont un coefficient de portance cL plus élevé dans la zone post-décrochage que l'aile de référence. L'amélioration de la portance après décrochage est la plus importante à α = 21◦, où les tubercules améliorent la portance jusqu'à 20 %.

La figure 7 montre le coefficient de traînée cD, qui a été calculé dans les simulations pour toutes les versions avec bord d'attaque modifié. L'aile de référence a été tracée sur la plage α . On constate que la traînée de toutes les configurations entre 9◦ et 18◦ est plus élevée que sur l'aile non modifiée. Dans la région post-décrochage de l'aile de base, trois des quatre configurations de tubercules testées permettent d'obtenir une traînée inférieure à celle de l'aile non modifiée.

Machine Translated by Google

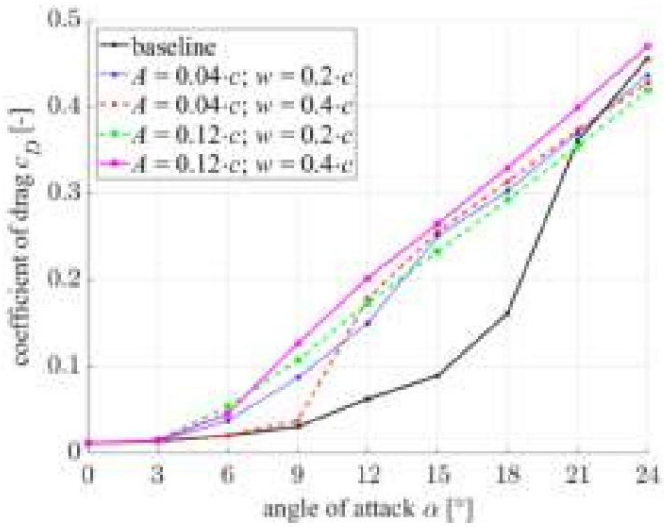


Figure 7. Coefficient de traînée cD calculé pour les configurations tuberculées et la ligne de base.

L'évaluation quantitative a montré que les coefficients aérodynamiques sont fortement influencés par l'application des tubercules. La section suivante étudie les raisons de ce changement dans le comportement des écoulements.

4.2. Évaluation qualitative

Dans cette section, l'écoulement autour de l'aile tuberculée est analysé à l'aide d'images créées après post-traitement des données de simulation. L'enquête commence à un faible α et décrit les changements dans le champ d'écoulement à mesure que α augmente jusqu'à et au-delà de l'angle de séparation de l' aile de référence.

La figure 8 compare la répartition de la pression du côté aspiration de l'aile de base (l'aile supérieure de la figure 7) avec celle d'une configuration sélectionnée pour α = 3◦ . Pour cette comparaison, la surface est colorée en fonction de la pression locale, le bleu symbolisant les basses pressions et l'orange les hautes pressions. L'aile de référence a une répartition uniforme de la pression sur toute la largeur, tandis que l'aile tuberculée a une pression négative plus élevée dans les vallées tuberculées qu'aux extrémités. La pression négative observée dépasse également le pic de succion de l'aile de référence.

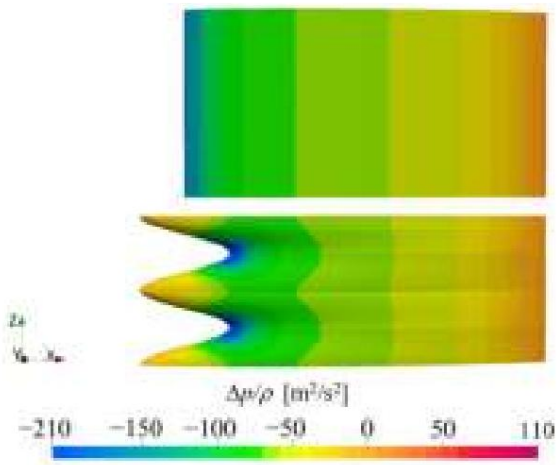


Figure 8. Répartition de la pression sur l'aile de base et configuration du tubercule avec A = 0,12·c et w = 0,2·c à α = 3◦ .

En examinant les résultats de la simulation, il a été constaté que, sur les ailes simulées avec une amplitude de A = 0,12·c, une paire de tourbillons, visible sur la figure 9, ne commence à se développer que derrière les vallées tuberculées lors de l'aspiration. côté à α = 6◦ et plus. Figure 9

Machine Translated by Google

montre la surface de la configuration de tubercules sélectionnée, qui est colorée en fonction de la pression locale. De plus, les lignes aérodynamiques sont représentées en gris pour mettre en évidence l'écoulement au-dessus de l'aile et pour montrer le vortex derrière la vallée tuberculeuse. Ces vortex, bien qu'ils créent une certaine pression négative et donc une portance vortex à la surface, sont à l'origine de la réduction de la portance, puisque la portance vortex est inférieure à la portance présente sur les ailes avec un flux entièrement attaché ; ils sont également à l'origine de l'augmentation de la traînée observée sur les figures 6 et 7 pour ces configurations. Ces tourbillons grandissent à mesure que α augmente.

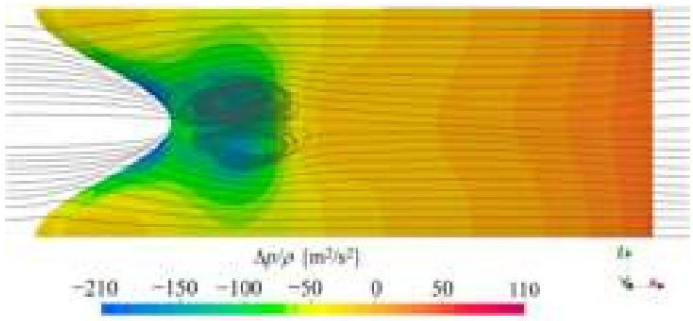


Figure 9. Paire de vortex sur la configuration avec A = 0,12·c et w = 0,2·c à α = 6◦ visualisés par des traits de couleur constante.

Concernant le comportement de séparation, il a été constaté que certaines configurations perdent déjà du cL par rapport à l'aile de base à α = 6◦ résultant des tourbillons mentionnés. Cependant, le flux sur la configuration avec le rapport amplitude/longueur d'onde le plus faible de A/w = 0,1, qui est la version avec les tubercules les plus lisses, reste complètement attaché jusqu'à α = 9◦ . À α = 12◦ le flux est séparé sur une grande partie de cette aile, comme le montre la figure , Figure 10, mais une pression négative élevée est toujours présente aux extrémités des tubercules.

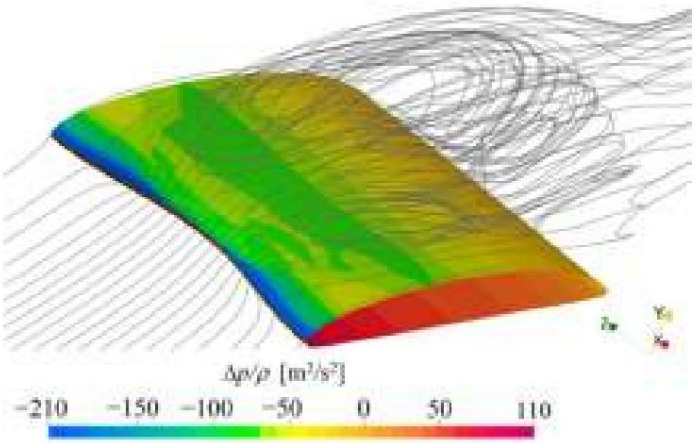


Figure 10. Flux sur la configuration avec A = 0,04·c et w = 0,4·c à α = 12◦ visualisé par des lignes aérodynamiques de couleur constante.

Le flux sur l'aile de référence reste fixé jusqu'à un α = 18◦ . À mesure que α augmente, la pression d'aspiration sur le bord d'attaque augmente jusqu'à atteindre des valeurs très élevées. Concernant ces pressions négatives simulées élevées, il convient de mentionner que de la cavitation pourrait apparaître à ces endroits lors d'une utilisation dans l'eau, ce qui influence fortement le comportement d'une pompe.

Au dessus de α = 18◦ , l'aile sans tubercules décroche et la portance obtenue est rapidement réduite. En comparaison, à ces valeurs α élevées , le flux sur l'aile tuberculée est toujours attaché à de petites parties de l'aile derrière les extrémités des tubercules (cf. Figure 11).

Machine Translated by Google

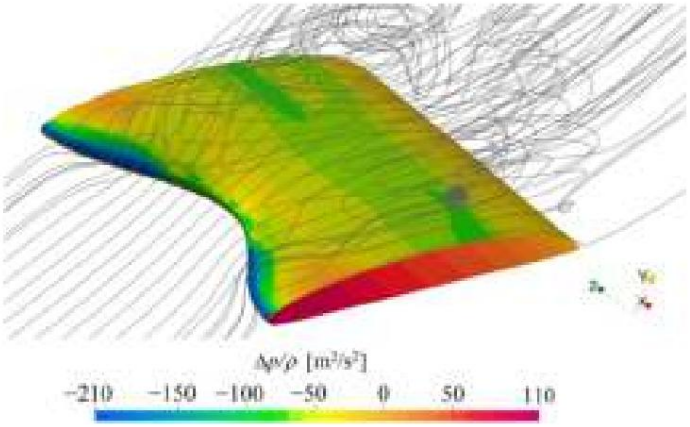


Figure 11. Écoulement partiellement attaché sur l'aile tuberculée avec A = 0,12·c et w = 0,2·c à α = 21° visualisé par des lignes aérodynamiques de couleur constante.

5. Discussion

Les résultats de la simulation montrent que, pour le profil sélectionné, des améliorations de la configuration et du nombre de Reynolds dans la portance après décrochage peuvent être trouvées, alors qu'il y a une perte à un α inférieur. La première hypothèse est donc confirmée. Cependant, l'ampleur de cette tendance a été sous-estimée et semble importante par rapport à la littérature, par exemple [6]. La perte de portance dans la région avant décrochage est importante, d'environ 35 %, tandis que l'amélioration dans la région après décrochage est plus faible, d'environ 10 à 20 %. La configuration la mieux testée est celle avec une amplitude de A/c = 0,12 et une longueur d'onde de w/c = 0,4. Bien que la perte de cette version aux angles faibles soit comparable à celle de la version avec la même amplitude de tubercule, la portance est la plus élevée pour toutes les configurations de tubercules à partir de α = 18◦ .

Concernant la deuxième hypothèse, étant donné que les valeurs de traînée dans la zone de l' écoulement adjacent devraient être légèrement plus élevées pour les versions tuberculées, on peut affirmer que, là encore, la tendance générale suit cette hypothèse, mais l'ampleur de l'augmentation de la traînée est plus grande. que prévu, avec une augmentation d'environ 50 % par rapport à la référence, ce qui est plus important que prévu. Par conséquent, l'hypothèse ne peut pas être vérifiée, car seule une légère augmentation de la traînée était attendue, mais les résultats ont montré une augmentation plutôt significative.

Les résultats différents, par rapport à la littérature, peuvent être attribués à plusieurs facteurs. Premièrement, le profil Goe11K choisi, avec une épaisseur de corde de 7,5%, est plus fin que les profils décrits dans la littérature. Il est conçu pour atteindre une finesse élevée à faible α Cela conduit à une augmentation significative de la traînée lorsque des tourbillons commencent à apparaître doublée (cf. vallées à derrière le tubercule où la traînée de deux configurations de tubercules est plus que Figure 6). Deuxièmement, l'approche des ailes infinies ne montre pas l'avantage des tubercules créés à l'aide de la suppression du flux dans le sens de l'envergure, comme le montrent les résultats de Miklosovic et al. [3] et Cai et al. [6]. Lors de l'utilisation du modèle d'aile infinie, le troisième mécanisme de travail des tubercules (voir section 2) n'améliore pas l'écoulement autour de l'aile car il n'y a pas d'écoulement dans le sens de l'envergure en raison de l'absence de gradient de pression dans le sens de l'envergure ou de forces à supprimer dans le sens de l'envergure. Cependant, les effets d'envergure attendus dans une pompe à flux axial diffèrent fondamentalement de ceux observés sur une aile finie typique, par exemple en raison du boîtier, qui supprime la formation de tourbillons d'extrémité. Par conséquent, les améliorations observées sur un modèle d'aile fini ne peuvent pas être transférées à cette application. Troisièmement, une étude de Dropkin et al. [13] ont montré que la portance maximale d'une aile tuberculée n'augmente pas de la même manière que la portance maximale d'une aile non modifiée à des nombres de Reynolds plus élevés Par conséquent, le nombre de Reynolds sélectionné, Re = 1, 5 × 106 , qui est élevé par rapport à la plupart des études sur l'application de tubercules, entraîne une plus grande différence de portance maximale entre les configurations d'aile de base et de tubercule. Enfin, il faut noter que la portance sur l'aile de base à un α élevé de 12◦ à 18◦ peut être en partie attribuée aux fortes pressions négatives simulées. Lors de l'utilisation de tubercules dans une pompe axiale avec de l'eau comme fluide de pompage, ces pressions négatives élevées pourraient conduire à une cavitation au bord d'attaque et donc la portance

Machine Translated by Google

être réduite. En conséquence, la différence de portance entre les configurations de tubercules et l' aile de base à ces valeurs α pourrait être plus petite en réalité.

La troisième hypothèse, selon laquelle le comportement de portance dépend de la configuration des tubercules sélectionnée, est confirmée par les résultats de la simulation. Les versions à faible amplitude suivent la pente de portance de l'aile non modifiée jusqu'à α = 9◦ et atteignent une portance maximale plus élevée dans la zone de pré-décrochage de la ligne de base que les versions à plus forte amplitude. De plus, ces configurations montrent une diminution soudaine de la portance à α = 9◦ ou α = 12◦ du fait que, à ces . Cela est dû au valeurs α , les décrochages des ailes ont une grande surface, diminuant la portance. Cet effet ne peut pas être observé avec les configurations de tubercules de plus forte amplitude. La portance n'augmente pas autant à un α faible que pour les autres versions, mais ne diminue pas non plus de manière notable à aucun α. Cela est dû au comportement de séparation plus fluide de ces ailes. Dans la région post-décrochage, seule la version de longueur d'onde avec w/c = 0,4 a une meilleure valeur de portance que les configurations de plus faible amplitude. Cela pourrait être dû au fait que le rapport amplitude/longueur d'onde est trop élevé pour la configuration avec A/c = 0,12 et w/c = 0,2.

La quatrième hypothèse, relative aux caractéristiques du décrochage, peut également être retenue. Le comportement de séparation des versions tuberculées est en effet plus fluide que celui de l' aile de base. Bien qu'aucune version tuberculée ne présente une diminution de portance rapide comme la ligne de base, les versions de faible amplitude avec A/c = 0,04·c montrent une légère diminution de portance à α = 9◦ et α = 12◦ , respectivement. En revanche, la courbe de portance des ailes de plus grande amplitude ne montre aucune diminution de portance à aucun α.

6. Conclusions

À partir des résultats de simulation et des études présentées dans la section 2, on peut conclure que l'avantage des tubercules se situe aux points de fonctionnement où une séparation des flux sur les ailes/pales non modifiées est probable. Pour les pompes à débit axial, c'est le cas à des points de fonctionnement bien en dessous du point de conception. La simulation a montré qu'une configuration optimisée des tubercules peut améliorer la portance de 20 % à ces points tout en conservant des valeurs de traînée similaires. En effet, les tubercules retardent non seulement la séparation des flux en dynamisant la couche limite au niveau du bord de fuite, mais confinent également localement les zones de séparation qui se produisent. En conséquence, le flux devrait rester attaché plus longtemps aux parties plus grandes des pales.

De plus, l'application de tubercules réduirait très probablement, voire effacerait complètement, le phénomène de « décrochage en rotation » décrit dans [9], où une région calée tourne dans le sens opposé à celui des pales. Cela est dû aux caractéristiques de séparation plus douces des pales tuberculées par rapport à la version avec bord d'attaque convention

Concernant le nombre de Reynolds, on peut conclure que le nombre de Reynolds sélectionné de Re = 1,5 × 106, qui a été choisi sur la base d'une pompe existante avec un diamètre extérieur de pompe (dA–[mm]) de dA = 149 mm, une longueur de corde moyenne d'environ c = 100 mm et une vitesse de rotation (n–[rpm]) de n = 2865 tr/min au point de conception, réduit l' effet positif des tubercules. L'utilisation de tubercules dans les pompes à flux axial avec un nombre de Reynolds inférieur, en raison de la longueur de corde des pales plus petite ou de la vitesse de rotation plus faible, pourrait être plus avantageuse.

Au point de conception, ce qui serait autour de α = 3◦, là où la finesse la plus élevée est atteinte sur l'aile de référence, la portance et la traînée des configurations tubercules ne changent pas beaucoup, et la finesse maximale est réduite de 54 à environ 50 selon la configuration choisie. Cependant, lorsque α est augmenté, l'efficacité et la portance de l'aile non modifiée ne peuvent pas être obtenues avec des tubercules. Par rapport aux études présentées dans la section 2, la différence entre les ailes non modifiées et tuberculées est plus grande dans la simulation présentée. Les raisons en étaient notamment la sélection du profil, le nombre de Reynolds et l'approche des ailes infinies. Concernant la sélection des profils, les tubercules semblent moins efficaces sur les profils nécessaires aux pompes à flux axial que sur les profils plus épais utilisés pour d'autr

En ce qui concerne le modèle d'aile infini choisi, il est vrai que les pales de pompe axiale n'ont pas de pointe libre comme sur les ailes d'avion, par exemple, où un écoulement dans le sens de l'envergure est à prévoir en raison de l'enveloppe autour des pales. Cependant, un certain écoulement transversal peut encore être attendu en raison des forces centrifuges ou d'une séparation partielle du flux au niveau des pales.

Machine Translated by Google

Une autre influence importante sur les pompes à flux axial est la cavitation. Il a déjà été brièvement mentionné au cours de la discussion que l'apparition de cavitation pourrait modifier les résultats. Cependant , la simulation n'a pas été conçue pour couvrir ce phénomène et, par conséquent, l'influence de la cavitation n'a pas pu être étudiée. Les recherches de Johari [7] suggèrent que les tubercules influencent le comportement de cavitation en fonction de la configuration sélectionnée. Dans cette étude [7], une aile avec un NACA 634-021 a été testée avec différentes configurations de tubercules à Re = 7,2 × 105 et en utilisant une plage de α de 12 à 24°. Pour les versions à faible amplitude et à longueur d'onde plus élevée, les caractéristiques de cavitation sont similaires à celles de l'aile de base. La cavitation en feuille se produit sur tout le bord d'attaque de l'aile et augmente en taille avec un α plus élevé. Pour les configurations avec des amplitudes plus élevées et des longueurs d'onde plus petites, la cavitation se produit plus tôt que sur l'aile de base, mais est confinée aux régions situées derrière les vallées tuberculeuses pour tout α. La cavitation en feuille n'est pas apparue sur ces ailes. Étant donné que seule la zone située derrière les vallées des tubercules est affectée par la cavitation sur ces ailes, la portance peut toujours être créée au niveau des extrémités des tubercules. Puisque la simulation a montré qu'une grande partie de la portance est créée dans la région affectée, il reste difficile de savoir si la portance totale créée par ces configurations dans des conditions de cavitation est réellement supérieure à celle d'une aile non modifi

Néanmoins, il est probable qu'un comportement de portance plus uniforme, dû à une séparation plus douce des ailes avec tubercules, élargit la plage de fonctionnement d'une pompe, ce qui profite à l'application.

Dans l'ensemble, les tubercules sur les pompes à flux axial devraient apporter une amélioration générale si une large plage de fonctionnement, un bon rendement et une hauteur d'aspiration sont requis, en particulier à basse vitesse bien en dessous du point de fonctionnement.

7. Résumé et perspectives

En raison du manque de recherche sur l'application des tubercules dans les pompes axiales, le but de cette étude était de déterminer les influences possibles des tubercules lorsqu'ils sont utilisés sur les aubes des pompes axiales. Le profil Goe11K a été sélectionné pour la simulation car il s'agit d'un profil mince avec une réserve d'épaisseur élevée et est donc bien adapté à une utilisation dans les pompes axiales.

Le nombre de Reynolds a été choisi comme étant Re = 1,5 × 106 sur la base d'une pompe axiale existante testée précédemment. Quatre ailes tuberculées ont été sélectionnées sur la base des résultats d' études antérieures [7,8], couvrant une bonne gamme d'amplitudes et de longueurs d'onde. La simulation a été configurée comme une simulation CFD transitoire et incompressible dans OpenFOAM. L'approche des ailes infinies a été utilisée. Cette configuration a été sélectionnée pour maintenir l'effort de calcul à un niveau raisonnable, permettant l'étude de quatre configurations de tubercules sur une large plage α . Une étude d'indépendance du maillage a été réalisée pour s'assurer que les résultats ne dépendaient pas de la discrétisation du domaine. Les résultats de la simulation ne montrent que de légères améliorations dans la région post-décrochage en raison des tubercules du bord d'attaque, tandis qu'une réduction significative de la portance maximale a été observée dans la région pré-décrochage. Cela a été attribué au nombre de Reynolds sélectionné, à la sélection du profil et au modèle d'aile infini. Au cours de la discussion, un aspect extérieur au modèle de simulation a également été pris en compte, à savoir le « décrochage de la rotation », ce qui a conduit à la conclusion que le bénéfice des tubercules à des nombres de Reynolds inférieurs pourrait être plus élevé que dans la simulation. De plus, les résultats de simulation ont montré que les ailes tuberculées ont un comportement de séparation plus fluide. Ce gain, conduisant à une plage de fonctionnement plus large, se fait toujours au prix d'une portance inférieure et d'une traînée plus élevée au point de c

Malgré cela, il a été avancé que les tubercules pourraient améliorer les pompes axiales utilisées à des nombres de Reynolds inférieurs lorsqu'une configuration de tubercules appropriée est sélectionnée et qu'une bonne hauteur d'aspiration est nécessaire à de faibles vitesses bien inférieures au point de conception.

D'autres études devraient déterminer si ces résultats peuvent être transférés comme prévu aux applications dans les pompes axiales, ou si d'autres effets non encore pris en compte, tels que les forces centrifuges, dominent le débit. À cet effet, un banc d'essai selon la norme ISO 9906 est actuellement mis en place au Département de dynamique des systèmes des fluides de la Technische Universität Berlin. Ceci sera utilisé pour étudier dans quelle mesure les tubercules sur le bord d'attaque des pales d'une roue de pompe axiale à trois pales avec le profil Goe11K utilisé dans la simulation modifient l'efficacité, la hauteur, la consommation d'énergie et le comportement de cavitation.

Machine Translated by Google

Contributions des auteurs : Conceptualisation, MD ; méthodologie, MD et FN ; logiciel, FN; validation , MD, FN et PUT ; analyse formelle, FN ; enquête, MD et FN; ressources, MD et PUT ; conservation des données, FN et MD ; rédaction – préparation de l'ébauche originale, MD et FN ; rédaction – révision et édition, MD et PUT ; visualisation, MD et FN ; surveillance, METTRE; administration du projet , MD Tous les auteurs ont lu et accepté la version publiée du manuscrit.

Financement : Cette recherche n'a reçu aucun financement externe.

Déclaration du comité d'examen institutionnel : sans objet.

Déclaration de consentement éclairé : sans objet.

Déclaration de disponibilité des données : les données sont contenues dans l'article. Des données et informations supplémentaires issues de cette étude sont disponibles sur demande auprès de l'auteur correspondant.

Conflits d'intérêts : Les auteurs ne déclarent aucun conflit d'intérêts.

Références

1. Poisson, FE ; Battle, JM Conception hydrodynamique du Flipper de baleine à bosse. J. Morphol. 1995, 225, 51-60. [Référence croisée] [Pub Med]
2. Van Nierop, EA; Alben, S. ; Brenner, député Comment les bosses sur les palmes de baleine retardent le décrochage : un modèle aérodynamique. Phys. Le révérend Lett. 2008, 100, 54502. [Réf. croisée] [Pub Med]
3. Miklosovic, DS ; Murray, MM; Hurle, LE ; Poissons, tubercules de pointe FE retardent le décrochage sur la baleine à bosse (Megaptera novaeangliae) Palmes. Phys. Fluides 2004, 16, L39-L42. [Référence croisée]
4. Pedro, C. ; Kobayashi, M. Étude numérique du délai de décrochage des nageoires des baleines à bosse. Dans les actes de la 46e AIAA Réunion et exposition sur les sciences aérospatiales, Reno, NV, États-Unis, 7-10 janvier 2008.
5. Custodio, D. L'effet des protubérances ressemblant à des baleines à bosse sur les performances des hydroptères. Mémoire de maîtrise, Worcester Polytechnic Institute, Worcester, MA, États-Unis, 2007.
6. Cai, C. ; Zuo, ZG ; Liu, SH; Wu, YL; Wang, FB Évaluations numériques de l'effet des protubérances de bord d'attaque sur les caractéristiques de décrochage statique et dynamique d'un profil aérodynamique. IOP Conf. Ser. Maître. Sci. Ing. 2013, 52, 52006. [Réf. croisée]
7. Johari, H. Effets des protubérances de pointe sur les performances du profil aérodynamique. AIAA J. 2007, 45, 2634-2642. [Référence croisée]
8. Hansen, KL; Kelso, RM; Dally, BB Variations de performances des tubercules de pointe pour des profils de profil aérodynamique distincts. AIAA J. 2011, 49, 185-194. [Référence croisée]
9. Pfleiderer, C. ; Petermann, H. Strömungsmaschinen, 7e éd.; Springer : Berlin/Heidelberg, Allemagne, 2005.
10. Riegels, sélections d'ailerons FW. Résultats des enquêtes en soufflerie ; Butterworth & Co : Londres, Royaume-Uni, 1961.
11. Schwarze, R. CFD-Modellierung ; Springer : Berlin/Heidelberg, Allemagne, 2013.
12. Schémas numériques d'OpenCFD Ltd., documentation OpenFOAM. 2023. Disponible en ligne : https://www.openfoam.com/documentation/guide-utilisateur/6-solving/6.2-numerical-schemes#x23-890115 (consulté le 8 juin 2023).
13. Dropkin, A. ; Custodio, D. ; Hénoch, CW; Johari, H. Calcul du champ d'écoulement autour d'un profil aérodynamique avec protuber de bord d'attaque-ances. J. Aircr. 2012, 49, 1345-1355. [Référence croisée]

Avis de non-responsabilité/Note de l'éditeur : Les déclarations, opinions et données contenues dans toutes les publications sont uniquement celles du ou des auteurs et contributeurs individuels et non de MDPI et/ou du ou des éditeurs. MDPI et/ou le(s) éditeur(s) déclinent toute responsabilité pour tout préjudice corporel ou matériel résultant des idées, méthodes, instructions ou produits mentionnés dans le contenu.

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Article

Simulation d'écoulement tridimensionnel par un biphasé hybride Solveur pour l'évaluation du transport de liquide/gaz dans un Pompe centrifuge à volute avec pales torsadées †

Markus Hundshagen [1,*], Kévin Rave [1], Michel Mansour [2,3], Dominique Thévenin [3] et Romuald Skoda [1]

[1] Chaire de machines à fluides hydrauliques, Université de la Ruhr à Bochum, Universitätsstr. 150, 44801 Bochum, Allemagne
[2] Département de génie mécanique et énergétique, Faculté d'ingénierie — Mattaria, Université Helwan, Le Caire 11718, Égypte
[3] Laboratoire de dynamique des fluides et d'écoulements techniques, Université de Magdebourg « Otto Von Guericke », 39106 Magdebourg, Allemagne
* Correspondance : markus .hundshagen@ruhr-uni-bochum.de

† Cet article a également été publié dans les Actes de la 15e Conférence européenne sur les turbomachines, Budapest, Hongrie, du 24 au 28 avril 2023.

Résumé : Un solveur d'écoulement diphasique hybride est proposé, basé sur un modèle à deux fluides d'Euler-Euler avec mélange continu d'une méthode de volume de fluide lorsque les interfaces de phase de poches de gaz cohérentes doivent être résolues. Dans une étude précédente sur une pompe de recherche à aubes bidimensionnelles à vitesse de rotation réduite, la transition d'un écoulement bouillonnant à des poches de gaz stables et cohérentes observée dans des expériences optiques avec un écoulement liquide/gaz pourrait être bien capturée par le solveur hybride. Dans la présente étude, les expériences et la validation du solveur sont étendues à une pompe centrifuge à l'échelle industrielle avec des pales tridimensionnelles torsadées et une vitesse de rotation de conception élevée. Le solveur est combiné à un modèle d'équilibre de population et un modèle de turbulence adaptatif à l'échelle est utilisé. Par rapport à la pompe à pales bidimensionnelle, la transition du flux de bulles agglomérées vers les poches de gaz attachées est décalée vers une charge de gaz plus importante, ce qui est bien capturé par la simulation. La chute de hauteur de pompe avec l'augmentation de la charge de gaz est également reproduite, montrant la validité du solveur hybride pour des conditions de fonctionnement réalistes de la pompe.

Mots clés : transport liquide/gaz ; pompes centrifuges radiales; dynamique des fluides computationnelle; solveur hybride biphasé ; modélisation de l'équilibre de la population ; simulation adaptative à l'échelle

check for updates

Citation : Hundshagen, M. ; Rave, K. ; Mansour, M. ; Thévenin, D. ; Skoda, R. Simulation de flux tridimensionnel par un solveur hybride biphasé pour l'évaluation du transport liquide/gaz dans une pompe centrifuge à volute à pales torsadées. Int. J. Turbomach. Propulse. Pouvoir 2023, 8, 28. https:// doi.org/10.3390/ijtpp8030028

Rédacteur académique : Gérard Bois

Reçu : 12 juin 2023
Révisé : 16 juin 2023
Accepté : 1er août 2023
Publié : 30 août 2023

Copyright : © 2023 par les auteurs. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.
Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Introduction

Les pompes centrifuges à volute radiale sont fréquemment nécessaires dans les processus industriels pour transporter des flux multiphasiques constitués de liquide et de gaz non condensables. Cependant, ils sont généralement conçus pour transporter des liquides purs et, par conséquent, même une petite charge de gaz, c'est-à-dire une fraction volumique de gaz d'entrée ε ≈ 3 % [1], peut provoquer une perturbation considérable du transport. Dans le pire des cas, même une panne complète de la tête de pompe peut se produire [2] et des instabilités de débit peuvent détruire les composants de la pompe.

La résolution des mesures expérimentales est intrinsèquement limitée [3,4]. Comme l'ont souligné par exemple Yin et al. [5] et De Santis et al. [6], la simulation numérique par dynamique des fluides (CFD) de l'écoulement liquide/gaz fournit une grande quantité d'informations sur l'écoulement local et peut compléter les résultats expérimentaux. Dans une étude précédente [7], nous avons présenté un solveur hybride biphasé (H2P) pour la simulation 3D d'un écoulement de pompe eau/air. Une pompe de recherche transparente avec une conception à pale cylindrique 2D a facilité l'accessibilité optique détaillée et une base de données de validation unique. Cependant, la vitesse de la roue a été réduite à n = 650 min−1 pour protéger le matériau transparent de la roue qui pourrait être endommagé. Il a été montré que la transition de la morphologie de l'écoulement d'un écoulement de bulles dispersées à un écoulement de poche ségrégué a été capturée par le solveur H2P. Dans la présente étude, les expériences et la validation du solveur H2P

Machine Translated by Google

à une pompe centrifuge de type volute à l'échelle industrielle avec des pales 3D torsadées et une vitesse de rotation de conception n = 1450 min¬1 qui est considérablement supérieure à la vitesse de conception correspondante de la pompe à pales 2D utilisée par Hundshagen et al. [7].

Les données de validation expérimentale sont essentielles pour évaluer les modèles CFD, et les données optiques du champ d'écoulement diphasique offrent une base de validation solide. Par exemple, Stel et coll. [8,9], He et al. [10], Zhang et al. [11], Parikh et al. [12] et, également, les présents auteurs [7] ont utilisé des données de mesure optique pour accéder à la prédiction de la distribution des gaz dans les roues à aubes 2D dans les études CFD. Des expériences récentes d'imagerie à grande vitesse [1, 13–18] ont confirmé l'existence de poches de gaz à l'intérieur des canaux de la turbine de la pompe, qui bloquent une partie du canal des pales, rendant le guidage du flux inefficace et provoquant une chute de charge. Sur la base de mesures optiques et des caractéristiques de chute de charge, plusieurs auteurs [1,8,13–15,19–24] ont fourni des cartes de performances du transport d'un mélange. En fonction du débit volumétrique et de la fraction volumique du gaz d'entrée, certains des auteurs présents [1, 13–15] ont observé une transition d'un écoulement bouillonnant à une accumulation constante de gaz dans le canal des pales et ont introduit une catégorisation en termes de régime d'écoulement. des cartes. Les études expérimentales de Mansour et al. [1,13–15], et les simulations correspondantes avec le solveur H2P de Hundshagen et al. [7], se limitaient cependant à une roue aubagée 2D à vitesse réduite, comme mentionné ci-dessus. Dans les études où des pales torsadées en 3D ont été utilisées, l'évaluation des modèles CFD s'est limitée aux caractéristiques intégrales de la pompe, telles que celles de la tête de pompe, ou à l'efficacité interne [25,26]. Dans cette étude, des mesures optiques d'une roue aubagée 3D, ayant une vitesse de conception élevée, ont été effectuées et utilisées pour la validation du solveur H2P, ce qui constitue une nouveauté majeure de cette étude.

Les résultats expérimentaux optiques fournis par Mansour et al. [15] et Parikh et al. [12] ont également souligné qu'il existe une variation significative de la taille des bulles de gaz à l'intérieur de la pompe. Chen et coll. [27] ont même conclu que la coalescence est l'un des principaux mécanismes de formation de poches de gaz. Inspiré des observations faites expérimentalement, le solveur H2P est étendu par un modèle d'équilibre de population (PBM) pour prendre en compte la polydispersité des bulles, ce qui constitue une autre nouveauté de cette étude. La méthode de classe de Lo [28] est adoptée, ainsi que les modèles de coalescence et de rupture.

Une forte instabilité de régions vides particulières a été observée dans les expériences de Mansour et al. [15] et Liao et al. [29], ce que confirme également l'examen des séquences vidéo de cette étude. Des poches instables alternées sont présentes dans la zone de transition entre les régimes d'écoulement bouillonnant et de poche. Même les régions vides adhérentes intrinsèquement stables dans le régime d'écoulement de poche présentent un sillage instable [7]. Les modèles statistiques de turbulence peuvent être inappropriés pour résoudre les régions d'écoulement très instables observées lors des expériences, de sorte qu'une approche de résolution à l'échelle de la turbulence est préférable. L'approche de simulation adaptative à l'échelle (SAS) d'Egorov & Menter [30], ainsi que le solveur hybride H2P, ont déjà été appliqués dans notre étude précédente [7]. Le traitement SAS de la turbulence est également adopté dans cette étude. Le flux liquide/gaz est étudié ci-après en termes d'un système eau/air . Ce manuscrit correspond à notre article publié dans les actes de la 15e Conférence européenne sur les turbomachines [31].

2. Expériences

2.1. Configuration expérimentale et caractéristiques de

la pompe Une vue 3D de la pompe et une photographie du banc d'essai sont fournies à la figure 1. Le corps de la pompe et la roue sont respectivement en verre acrylique transparent et en polycarbonate transparent pour permettre la visualisation du débit. Les modèles d'écoulement diphasique sont capturés à l'aide de deux caméras haute vitesse avec une résolution de 2016 × 2016 pixels. Les caméras sont situées dans des vues axiales (caméra 1) et isométriques (caméra 2), comme le montre la figure 1b.

Le verre acrylique, le polycarbonate et l'eau ont des indices de réfraction optiques différents. Dans cette étude, seules les images obtenues par la caméra 1 sont utilisées pour une comparaison directe avec les résultats de simulation, tandis que les images de la caméra 2 servent de moyen d'inspection visuelle supplémentaire des zones d'accumulation d'air. La disposition de la caméra 1 est orthogonale à la paroi du boîtier. On suppose donc que l'effet de la réfraction est mineur. Pour une analyse plus quantitative

Machine Translated by Google

Par comparaison, l'emplacement et la taille réels des bulles peuvent être calibrés et revérifiés, sur la base des dimensions géométriques de la pompe, telles que le diamètre de la roue et l'épaisseur de la pale. Cependant, cela sort du cadre de cette étude. Six lampes LED sont réparties autour du corps de la pompe pour éclairer le flux, comme le montre la figure 1a, rendant visibles les interfaces eau/air. Un rectangle en pointillés sur la figure 1a indique la fenêtre où les modèles d'écoulement diphasique sont observés. Une vitesse de rotation de n = 1450 min−1 est appliquée, ce qui donne une vitesse spécifique d'environ nq = 24 min−1 , selon la définition de Gülich [32], et correspondant à une vitesse spécifique adimensionnelle de Ns = 0,44. . Une roue semi-ouverte est appliquée et sa vue méridionale est esquissée dans la figure 2. Deux tailles d'écartement de pointe s sont étudiées dans les expériences : s/b2 = 2,5 % et s/b2 = 4,5 %, où b2 est la largeur de sortie. des pales de la turbine .

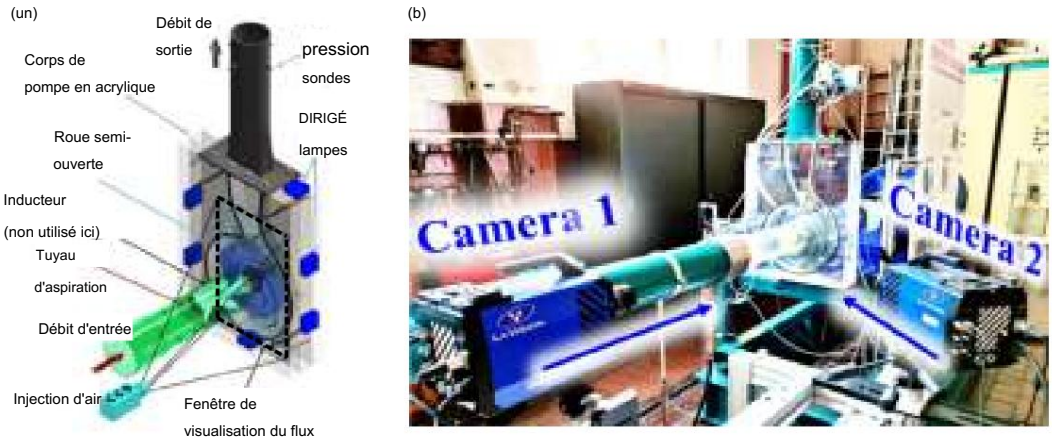


Figure 1. Banc d'essai (a) et photographie du banc d'essai (b).

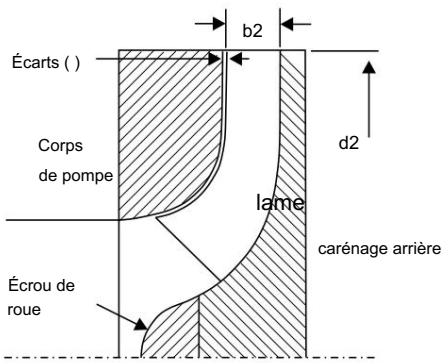


Figure 2. Croquis de la vue méridionale de la roue semi-ouverte.

Il s'avère que les modèles de vides ne sont pas affectés de manière significative par la taille du jeu de pointe. Par conséquent, cette étude se concentre sur l'écart de jeu plus petit. Les débits volumétriques d'air et d'eau, Qa et Qw, sont mesurés séparément pour calculer la fraction volumique d'air d'entrée ε. La différence de pression statique à travers la pompe est enregistrée pour calculer la hauteur de la pompe. Aucun spectre de taille de bulle n'est mesuré. Par conséquent, nous limitons nos investigations à une comparaison qualitative entre les résultats expérimentaux et de simulation. Les détails de la configuration expérimentale, des techniques de mesure et de l'évaluation des données sont fournis ailleurs [1,7,15,33].

2.2. Régimes

d'écoulement La carte du régime d'écoulement observée dans les expériences, en termes de hauteur de pompe H par rapport au débit total Qt, est représentée à la figure 3. L'écoulement bouillonnant, l'écoulement de bulles agglomérées, l'écoulement de poche alterné et le régime d'écoulement de poche sont perceptibles. La structure de base des régimes correspond essentiellement à celle de la pompe à aubes 2D de notre étude précédente [7]. On observe cependant des changements distinctifs dans les différents régimes.

Machine Translated by Google

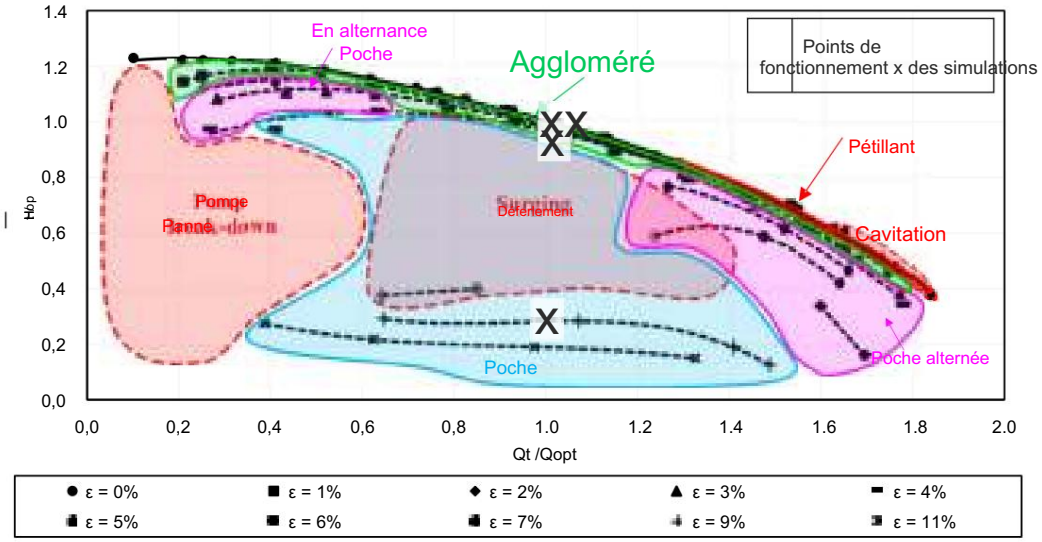


Figure 3. Carte des performances de la tête de pompe et régimes d'écoulement observés dans les expériences. L'opération les points étudiés dans les simulations sont marqués d'un « X ».

Une analyse détaillée de l'effet de la géométrie des pales et de la vitesse de conception de la roue sur le les régimes d'écoulement sortent du cadre de cette étude. Nous limitons notre discussion aux effets qui sont immédiatement utiles pour la validation du solveur. Par exemple, le régime d'écoulement bouillonnant est passé en conditions de surcharge, alors que le régime d'écoulement des bulles agglomérées est proche du débit nominal, probablement parce qu'une augmentation de la vitesse augmente les forces de Coriolis, de sorte que le gradient de pression dans le sens de l'écoulement transversal et tendance à l'agglomération des bulles sont également enrichis. De plus, le régime d'écoulement de poche est présent à des valeurs assez élevées de la fraction volumique d'air d'admission, ε ≥ 9 %. Une large plage de hausse entre 3 % < ε < 9 % est perceptible, ce qui signifie que la pompe saute d'avant en arrière entre deux opérations points. Des poches alternées se produisent uniquement à charge partielle et en surcharge, et à air modéré. chargement 3% < ε < 7%. Réf. [15] ont montré qu'en augmentant la vitesse de rotation, le le mélange eau/air et, par conséquent, les performances de la pompe biphasée sont améliorées. Par conséquent, il On suppose que le déplacement du flux de poche vers des niveaux plus élevés de ε peut être attribué à une augmentation de vitesse de conception. Il est intéressant de noter que le nombre de Reynolds évalué par la roue Le diamètre et la vitesse circonférentielle de sortie de la roue sont les mêmes pour la présente pompe et la pompe à aubes 2D de nos précédentes investigations [7], de sorte que le changement de régime d'écoulement les cartes vers des valeurs plus élevées de ε n'étaient pas un effet du nombre de Reynolds. Une analyse plus approfondie de les données expérimentales permettant d'évaluer les cartes de régime d'écoulement sont laissées à des études ultérieures. Dans cette étude, la validation de la méthode H2P pour une pompe à aubes 3D avec une vitesse de conception élevée est en cours la mise au point. Par conséquent, trois points de fonctionnement sont considérés avec ε = 1 %, 3 % et 9 %, marqué en plus sur la figure 3. ε = 1% et 3% correspondent aux bulles agglomérées régime d'écoulement, tandis que ε = 9% correspond au régime d'écoulement de poche.

3. Méthode de simulation

3.1. Solveur de flux

Le solveur H2P de nos études précédentes [7,34] est adopté, et ses principales fonctionnalités sont résumés ici. Il s'agit d'une extension du modèle Euler – Euler à deux fluides (EE2F) avec la possibilité d'activer en permanence les fonctionnalités de volume de fluide (VOF) pour une interface appropriée résolution de structures vides cohérentes. Selon Wardle & Weller [35], le solde les équations de masse et de quantité de mouvement pour chaque phase isotherme (eau et air) se lisent :

$$\frac{\partial \alpha}{\partial t} + \cdot \alpha \quad c \quad + \underbrace{C\alpha \quad \cdot cc\alpha \quad 1-\alpha}_{\text{compression d'interface}} = 0 \qquad (1)$$

Machine Translated by Google

$$\frac{\partial \alpha \rho c}{\partial t} + \cdot \alpha \rho c c^{T} + \cdot \alpha \rho R^{eff} = -\alpha p + C\beta MD, + Mvm, + Ms, . (2)$$

La fraction volumique, la densité et la vitesse de la phase sont symbolisées respectivement par α , ρ et c , et R représente le tenseur de contraintes combinant les contraintes de Reynolds (turbulentes) et visqueuses. Notez que le marquage des quantités moyennes de Reynolds est omis pour des raisons de commodité. Les deux phases partagent le même champ de pression statique p. L'eau et l'air sont traités comme des fluides incompressibles, ce qui améliore la stabilité du solveur [36]. Les termes d'échange de moment interfacial , c'est-à-dire la traînée et la force de masse virtuelle, sont symbolisés par MD, et Mvm, . Pour le premier, le modèle de traînée de Schiller & Naumann [37] et, pour le second, un coefficient de masse virtuelle constant de 0,5 [38], sont appliqués respectivement. La force Ms, est la force de tension superficielle , estimée comme une force continue, selon Brackbill et al. [39].

Le caractère hybride multi-échelle du solveur est facilité par deux fonctions de fusion pour le terme de compression d'interface dans l'équation (1) et la force de traînée MD, , respectivement. En suivant Hänsch et al. [40], la fonction de mélange pour la compression d'interface Cα s'écrit :

$$C\alpha = [\, 0{,}5 \tanh(aB(\alpha a - amin)) + 0{,}5 \,][\, 0{,}5 \tanh(aB\,(amax - \alpha a)) + 0{,}5 \,]. \quad (3)$$

Nous définissons les constantes aB, amin et amax sur 35, 0,1 et 0,9, respectivement. Si Cα est défini sur 0, la formulation originale EE2F est conservée, tandis qu'avec Cα = 1, une résolution d'interface de type VOF est obtenue, ce qui contrecarre la diffusion numérique à l'interface de phase en incluant la vitesse de compression cc dans l'équation (1). Les détails de l' évaluation cc peuvent être trouvés dans Wardle & Weller [35]. Une deuxième fonction de mélange Cβ mélange la force de traînée entre la formulation de [37] pour les bulles sphériques et un traitement de grandes structures d'air cohérentes où la traînée est fixée à une valeur finie faible de 10−4 . La fonction Cβ est présentée dans [7] et n'est pas répétée ici. Notez que l'application de deux fonctions de fusion différentes pour la compression d'interface et la force de traînée est attribuée à la complexité du débit de la pompe, car il serait plus cohérent d'utiliser la même fonction de fusion pour les deu Cependant, l'utilisation de l'équation (3) pour la force de traînée a également généré des problèmes de stabilité [7].

Les limites d'une approche monodispersée ont été soulignées par Hundshagen et al. [7]. Par conséquent, une distribution polydispersée de la taille des bulles est considérée ici. Une équation de transport supplémentaire pour la densité numérique spécifique nB(dB) des bulles est résolue dans chaque cellule de calcul et pas de temps. Au-delà du transport du nB(dB), les taux de natalité et de mortalité, dus à la coalescence et à la rupture, sont traités par termes de source et de puits. Ainsi, un diamètre de bulle variable dB est facilité, par exemple dans la force de traînée MD, . En adoptant l' approche de Kumar & Ramkrishna [41], l'équation du bilan de population est discrétisée en groupes de taille, conduisant à la méthode des classes de Lo [28]. Douze classes de taille, avec une duplication du volume des bulles entre classes consécutives, sont adoptées, ce qui donne un spectre de diamètres de bulles pour chaque classe de taille, allant d'environ 0,16 mm < dB < 2,00 mm.

Cette plage de diamètres de bulles correspond à celle observée par Barrios & Prado [20] dans le débit d'une pompe électrique submersible pour la variation de vitesse. Chaque classe de taille de bulle comprend la même vitesse, et les noyaux de coalescence et de rupture sont évalués pour chaque classe. Le noyau de coalescence de Prince & Blanch [42] et le noyau de rupture de Luo & Svendsen [43] sont choisis. Le noyau de coalescence est utilisé avec une extension pour un tassement maximal des bulles, comme proposé par [44], ce qui donne une formulation similaire à celle suggérée par Stel et al. [9] pour un écoulement à rotor centrifuge. Bien que les noyaux de rupture et de coalescence soient simplement adoptés à partir d'applications totalement différentes, par exemple des colonnes à bulles ou des récipients mélangeurs, ils ont également été adoptés dans d'autres études de pompes biphasiques, telles que celles de He et al. [10] et Yan et al. [25]. C'est donc également le cas dans cette étude. À partir de la distribution de taille de bulle résultante , le diamètre moyen de Sauter d32 est évalué, correspondant à une distribution temporelle et spatiale de dB.

L'approche SAS d'Egorov & Menter [30] est adoptée, basée sur le modèle de turbulence de transport de contraintes de cisaillement k-ω de Menter [45]. Un champ de turbulence distinct, dans

Machine Translated by Google

en termes d'énergie cinétique de turbulence k et de taux de dissipation spécifique ω , est calculé pour l'air et l'eau. Les fonctions de mur de Kalitzin et al. [46] sont utilisés pour les deux phases. Par conséquent, c , k et ω sont directement intégrés au mur ou calculés par la loi logarithmique du mur en fonction de la valeur de la distance adimensionnelle du mur y Le solveur multiphaseEulerFoam d'OpenFOAM-9 (https://github.com/OpenFOAM/OpenFOAM-9 consulté le 1er mai 2022) a été utilisé, personnalisé au moyen + w, .

de plusieurs extensions de modèle, comme décrit ci-dessus. L'algorithme de solution PIMPLE avec relâchement de pression a été choisi, qui est une combinaison de la méthode implicite de pression avec division des opérateurs (PISO) [47] et de la méthode semi-implicite pour l'équation liée à la pression (SIMPLE) [48] algorithmes. Le pas de temps est défini de telle manière que le nombre de Courant – Friedrich – Levy ne dépasse pas 0,75 au maximum, afin d'obtenir une stabilité numérique. Trois boucles d'itération PIMPLE externes se sont avérées produire une baisse des résidus non linéaires inférieures à 5 · 10−4 à chaque pas de temps. De plus, une baisse des résidus des solveurs linéaires inférieure à 10−8 est appliquée. Différents schémas de discrétisation pour les équations d'équilibre respectives sont utilisés, qui sont résumés dans le tableau 1.

Tableau 1. Schémas de discrétisation des simulations.

Terme	Schème
Discrétisation du temps	Euler implicite du premier ordre
Discrétisation des termes convectifs (équations de quantité de mouvement)	Schéma hybride de second ordre [49] : Schéma LUST de Weller [50] (Région de résolution d'échelle) ou Au vent de deuxième ordre de Warming & Beam [51] (région URANS)
Discrétisation des termes convectifs (équations de fraction de phase)	TVD de second ordre avec limiteur de Sweby [52] (interface de phase) ou upwind de premier ordre (région d'écoulement dispersé)
Discrétzation des termes convectifs (équations de fraction de taille)	TVD de second ordre avec limiteur de Sweby [52]
Discrétisation des termes convectifs (équations k et ω)	Au vent de premier ordre

3.2. Configuration de

simulation La configuration de simulation comprend les tuyaux d'aspiration et de refoulement, la volute, la chambre latérale et la roue à 360° pour refléter la géométrie entière de la pompe. Une vue éclatée du domaine de calcul est présentée à la figure 4. Les conditions aux limites d'entrée de Dirichlet constantes sont choisies pour c , α , dB, k et ω . La vitesse de phase est réglée en fonction du débit mesuré et l'eau et l'air ont la même vitesse d'entrée. Un diamètre de bulle constant de 0,5 mm est fixé à l'entrée, suivant l'estimation de Barrios & Prado [20]. Au niveau de la section transversale côté aspiration , c'est-à-dire la limite d'entrée du domaine de calcul, une valeur constante de α est prescrite. Une condition aux limites de Neumann avec un gradient nul est définie pour la pression à l'entrée, tandis qu'une pression statique constante est définie à la sortie. À la sortie, les conditions limites de Neumann à gradient nul sont définies pour c , α , dB, k et ω .

Numeca AutoGrid® est utilisé pour la génération de grille de turbine et de chambre latérale. Pour les tuyaux d'aspiration et de refoulement et la volute, Numeca HexPress® est utilisé et un raffinement local du réseau par des nœuds suspendus est utilisé. Les maillages sont optimisés en termes de non-orthogonalité, suivant la nomenclature OpenFOAM de Jasak [47]. De cette manière, des grilles d'une qualité raisonnablement élevée sont générées, en tenant compte de la complexité de la conception de la lame torsadée en 3D. Une étude de grille, en affinant les niveaux de grille G1 à G2, est réalisée et certains paramètres de grille sont résumés dans le tableau 2.

Machine Translated by Google

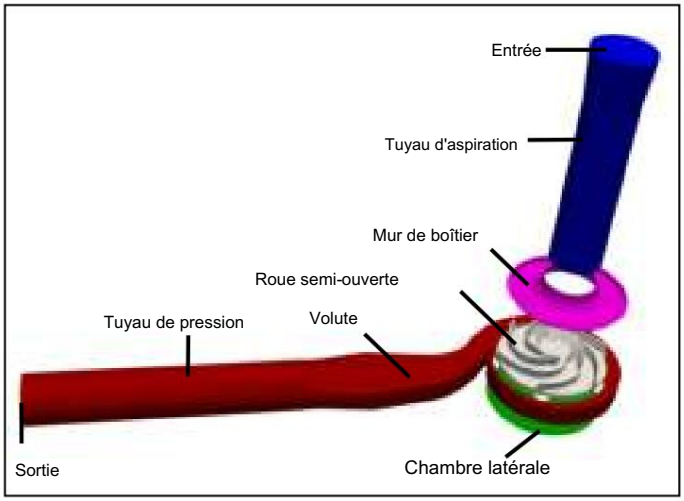


Figure 4. Vue éclatée du domaine informatique.

Tableau 2. Données de la grille de calcul.

Nom # de cellules (106)		Nombre de cellules Tip Gap $y^+_{w,\text{Lame}}$	$y^+_{w,\text{Volute}}$	Non-orthogonalité
G1	3,5	7	27 6	<70
G2	32,2	14	9 3	<70

Les résultats de la simulation monophasée, concernant la tête de pompe et l'efficacité interne pour la même géométrie de roue, mais avec une volute différente, ont été étudiés ailleurs [53,54]. Par conséquent, les résultats en une seule phase ne sont pas discutés ici en détail. Les résultats de simulation préliminaires ont montré que le changement de hauteur de pompe monophasée entre Les simulations G1 et G2 s'approchent à maximum 1,5% en conditions de surcharge et à moins de 0,5% en conditions nominales et à charge partielle. Concernant l'écoulement diphasique, au moyen d'un raffinement de la grille, des structures vides successivement plus fines sont résolues par le solveur H2P, qui transitions du mode EE2F vers un schéma de type VOF avec résolution d'interface de phase capacités. Ainsi, une dépendance inhérente des résultats à la grille ne peut être évitée. Le même est valable pour le SAS, puisqu'une partie de plus en plus grande du spectre de turbulence est directement résolu par la grille de calcul. Les détails d'une étude de réseau en deux phases sont omis ici par souci de brièveté, mais ont été présentés ailleurs [7], et on s'assure que les conclusions tirées Les résultats de simulation suivants ne sont pas affectés par la dépendance au réseau. Le G1 les résultats sont décrits ci-dessous.

4. Résultats et discussion

Dans la pompe à aubes 2D de notre étude précédente [7], les accumulations d'air s'étendaient sur la hauteur totale de la lame, ce qui a permis une comparaison directe entre les résultats expérimentaux dans le vue de face et tracés de contour de la fraction volumique d'air au milieu de la turbine. Ce cette hypothèse ne tient plus pour les lames torsadées en 3D. La figure 5 présente des tracés sur lignes situées près du moyeu, de l'envergure et du carénage au milieu d'une surface de pale à pale dans un exemple de canal de lame. La coordonnée alignée le long de la ligne est notée l, et lmax est la longueur de la ligne. On peut voir qu'il y a beaucoup moins d'air près du carénage. région plutôt qu'à proximité des régions Midspan ou Hub. Par conséquent, la distribution αa change la hauteur des pales et une comparaison directe de la répartition de l'air à partir des résultats de simulation les expériences sont facilitées par l'imagerie virtuelle de Schlieren. Cette technique de visualisation des résultats de simulation sont basés sur les gradients spatiaux de αa et décrits ailleurs par Nguyen et al. [34]. Les images virtuelles de Schlieren sont présentées à la figure 6, avec les images en niveaux de gris obtenues par la technique expérimentale de lumière diffusée. Zones blanches dans les images virtuelles de Schlieren et les résultats expérimentaux représentent des régions à haute chargement d'air dispersé. Les régions sombres indiquent des régions en phase continue d'eau ou

Machine Translated by Google

air. Des exemples d'instantanés du champ d'écoulement sont présentés et des flèches colorées sont représentées pour mettre en évidence les similitudes entre les résultats de simulation et de mesure dérivés d'une inspection intensive des séquences vidéo.

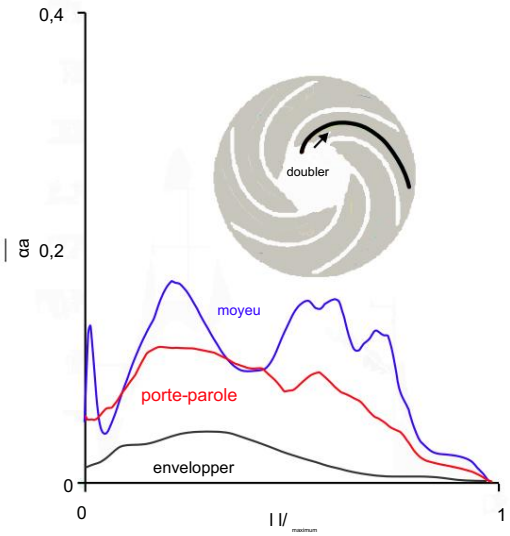


Figure 5. Graphiques de la fraction volumique d'air moyenne dans le temps α¯a le long de lignes arbitrairement choisies au milieu d'une surface de pale à pale près du moyeu, de la travée intermédiaire et du carénage pour le point de fonctionnement ε = 3 %.

Pour ε = 1% (Figure 6a), un maximum de charge d'air dispersé est visible près du côté aspiration de la pale (flèche rouge), tandis qu'un minimum est perceptible du côté pression (flèche bleue). Pour ε = 3% (Figure 6b), les régions de charge d'air dispersé augmentent en taille. Ainsi, la tendance de l'eau et de l'air à se séparer augmente avec une valeur croissante de ε. Pour ε = 9% (Figure 6c), une vaste région avec une phase aérienne continue est perceptible avec des maxima de charge dispersée en aval de cette région continue. Par conséquent, la distribution locale de l'air obtenue par les résultats virtuels de Schlieren à partir des simulations est en bon accord avec les résultats expérimentaux pour la plage de fonctionnement étudiée allant de ε = 1 % à ε = 9 %.

Les tracés de contour de la fraction volumique d'air moyenne dans le temps α¯a et de son écart type temporel αa,RMS sont présentés dans la travée médiane de la roue sur les figures 7a et b, respectivement. Même pour ε = 1 %, un niveau légèrement élevé de α¯a est perceptible près du côté aspiration de chaque pale, ce qui signifie qu'une légère tendance à la séparation de phases est présente. Cette tendance a déjà été observée sur la figure 6, et se confirme ici. Les valeurs les plus élevées de αa,RMS sont en corrélation avec les valeurs les plus élevées de α¯a. Ces caractéristiques temporelles et spatiales de la distribution de l'air indiquent la présence du régime d'écoulement de bulles agglomérées, selon la figure 3. Pour ε = 3 %, les pics de α¯a et αa,RMS augmentent de manière significative et s'étendent sur une plus grande région au sein de chaque canal de lame. Pour ε = 9%, le champ αa,RMS montre des minima dans la région des valeurs les plus élevées de α¯a, ce qui signifie que la corrélation entre α¯a et αa,RMS observée pour de faibles niveaux de ε s'inverse complètement. En aval de ces régions stationnaires, des sillages très instables se développent. Par conséquent, une poche d'air stable avec un sillage instable est observable. Ces caractéristiques peuvent être attribuées au régime d'écoulement de poche, selon la figure 3. L'analyse de la transition entre les régimes d'écoulement a été largement discutée par Hundshagen et al. [7] pour une pompe à aubes 2D à vitesse réduite. D'après notre brève discussion ici, il ressort clairement que, essentiellement, les mêmes processus de transition sont présents pour la pompe à aubes 3D avec une vitesse de conception élevée, bien qu'à des niveaux de ε plus élevés. Cette transition est bien capturée par l'approche de simulation H2P.

La distribution instantanée du diamètre moyen de Sauter d32 au milieu de la turbine est présentée à la figure 8. d32 augmente avec l'augmentation de ε, ce qui indique une activité de coalescence accrue, selon les conclusions de Chen et al. [27]. Un recoupement avec la figure 7a révèle que cela est plus prononcé pour ε = 9 %. L'emplacement des bulles de grand diamètre est en corrélation avec les zones d'accumulation d'air, c'est-à-dire que de préférence les grosses bulles s'accumulent, ce qui est en accord avec

Machine Translated by Google

avec des conclusions similaires de Zhang et al. [11]. De petites bulles sont présentes en aval de l' accumulation, indiquant que la débâcle se produit principalement dans le sillage de la zone d'accumulation. En raison de ces caractéristiques spatiales, la distribution d32 semble raisonnable.

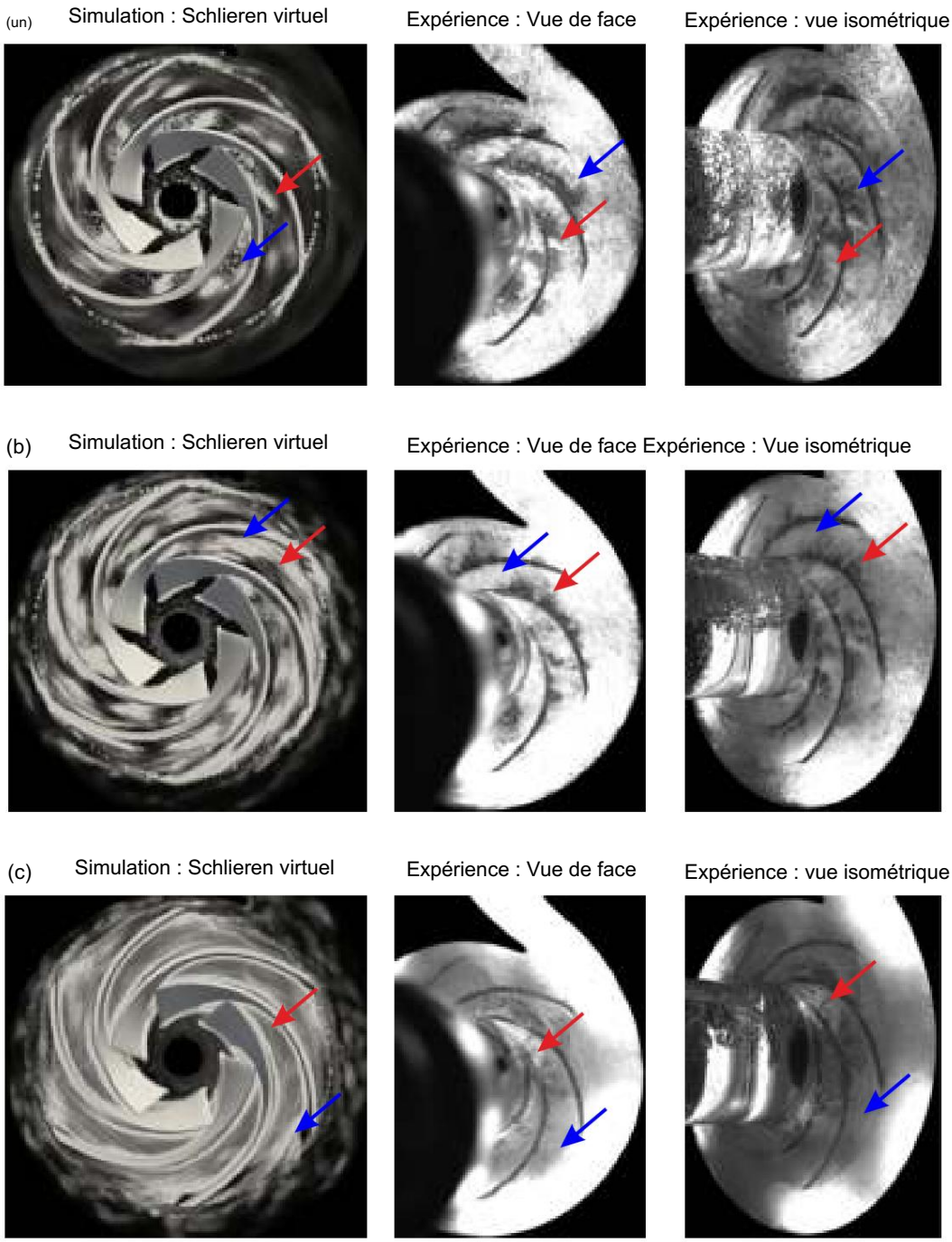


Figure 6. Comparaison entre les images Schlieren dérivées virtuellement (à gauche) et les résultats expérimentaux d'une analyse en niveaux de gris de la vue de face (au milieu) et de la vue isométrique (à droite) pour ε = 1 % (a), ε = 3 % (b), et ε = 9% (c). Les similitudes entre les résultats de simulation et les données de mesure sont marquées par des flèches rouges et bleues.

La hauteur de pompe moyenne dans le temps par rapport à la fraction volumique d'air d'admission est illustrée à la Figure 9. La tendance expérimentale de diminution de la hauteur de chute avec l'augmentation de ε et la chute de hauteur entre ε = 3 % et ε = 9 % sont bien reproduites. La transition des régimes d'écoulement, capturée par la nouvelle approche H2P, se reflète également dans une bonne reproduction des caractéristiques mesurées de la hauteur de pompe.

Machine Translated by Google

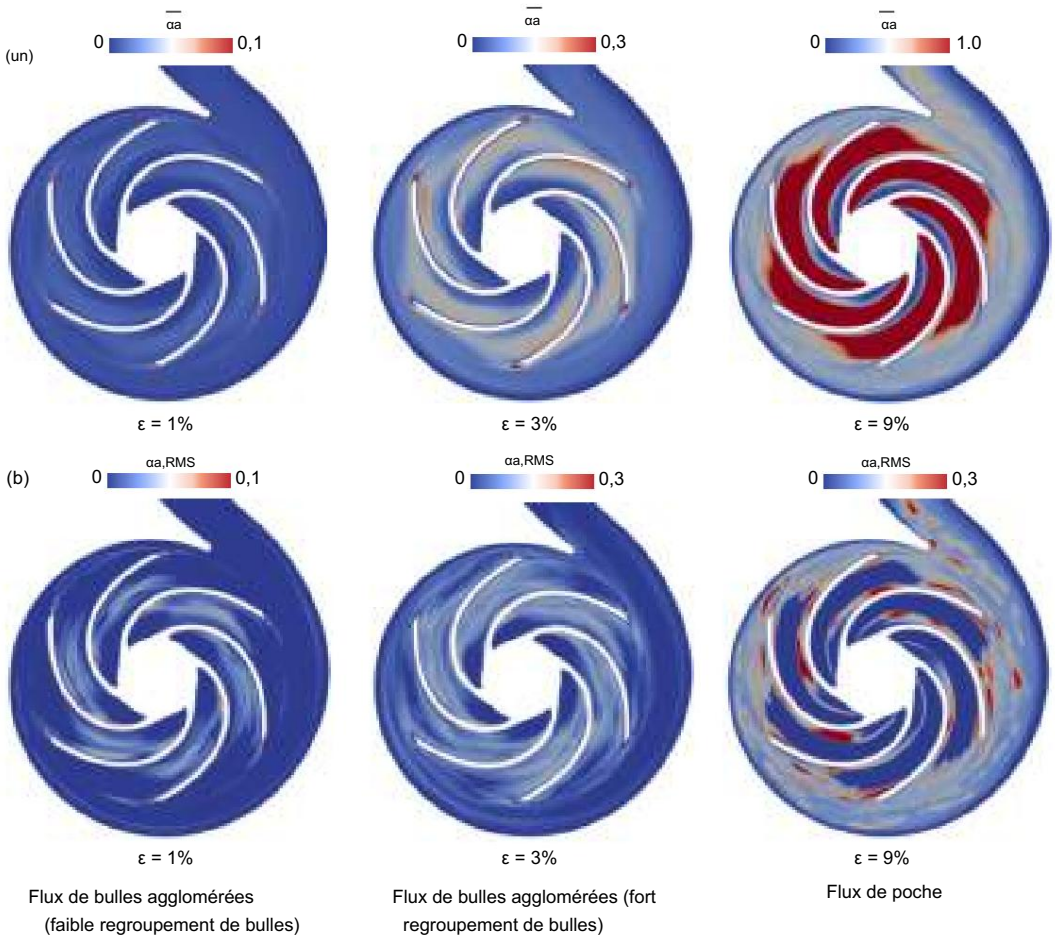


Figure 7. Courbes de contour au milieu de la turbine pour la fraction volumique d'air moyenne dans le temps $\overline{\alpha}a$ (a) et sa écart type temporel αa,RMS (b) pour ε = 1 %, ε = 3 % et ε = 9 % des résultats de simulation.

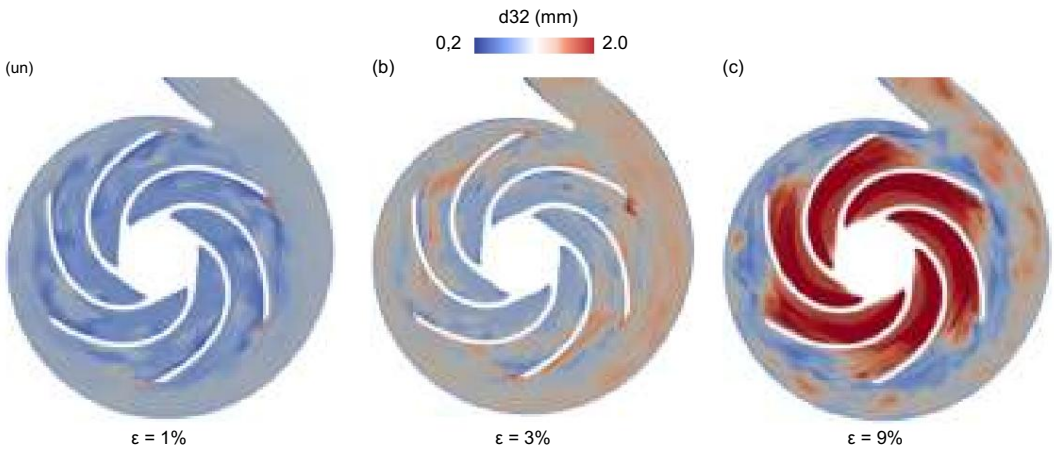


Figure 8. Courbes de contour du diamètre moyen de Sauter à mi-portée de la roue pour ε = 1 % (a), ε = 3 % (b), et ε = 9 % (c) résultats de simulation.

Machine Translated by Google

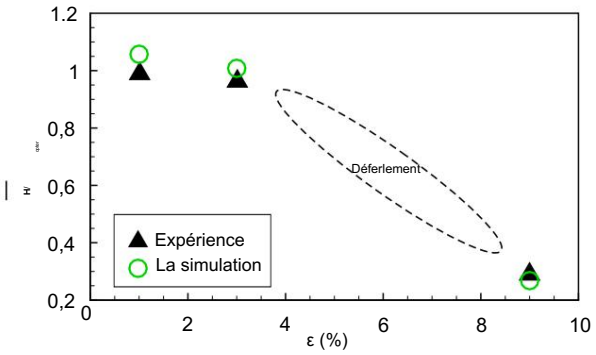


Figure 9. Hauteur de pompe biphasée moyenne dans le temps $\bar{H}$ par rapport à la fraction volumique d'air d'admission ε.

5. Conclusions

Un solveur hybride biphasé (H2P) pour la simulation du transport liquide/gaz a été présenté et évalué par des données de validation expérimentale d'un débit de pompe centrifuge à l'échelle industrielle avec des pales torsadées en 3D et une vitesse de conception de roue augmentée. Dans la continuité de notre étude précédente [7], c'est la vitesse élevée qui augmente la résistance de la pompe au chargement d'air [15], probablement en raison de son effet de mélange plus important, qui déplace le régime d'écoulement de poche vers des valeurs plus élevées de volume d'air d'entrée. fraction ε. Il a pu être démontré que la transition de l'écoulement bouillonnant vers les poches adhérentes est également reproduite par la méthode H2P pour une conception de pompe plus orientée vers l'industrie, c'est-à-dire des aubes 3D torsadées et une vitesse de conception élevée, ce qui constitue une nouveauté majeure de cette étude.

Une autre nouveauté de la méthode de simulation est l'inclusion d'un PBM pour capturer une variation de la taille des bulles. Il est intéressant de noter que la transition entre les régimes d'écoulement peut également être capturée par une approche monodispersée (non présentée ici), c'est-à-dire un diamètre constant, qui doit cependant être prescrit et n'est donc pas le résultat de la simulation. Grâce à l' approche polydispersée utilisée ici, une distribution raisonnable de la taille des bulles est obtenue.

L'approche hybride, en combinaison avec un traitement de turbulence adaptatif à l'échelle et un PBM, permet la description des processus dynamiques des fluides d'accumulation de gaz sur une base physique solide. Il s'agit d'une exigence de base pour des outils CFD plus prédictifs ainsi qu'une conception et une optimisation basées sur les connaissances des pompes centrifuges pour le transport de liquides chargés de gaz. Jusqu'à présent, les noyaux de coalescence et de rupture ont été adoptés pour des applications totalement différentes, telles que les colonnes à bulles ou les récipients mélangeurs. Pour une validation solide des spectres de bulles et le développement de noyaux améliorés, des expériences plus approfondies sont indispensables et devraient faire l'objet d'études futures.

Contributions des auteurs : Conceptualisation, MH et RS ; méthodologie, MH, KR et RS ; logiciels , MH et KR ; enquête, MH, MM, DT et RS ; rédaction – préparation du projet original, MH et RS ; rédaction – révision et édition, MH et RS ; supervision, DT et RS ; acquisition de financement , DT et RS Tous les auteurs ont lu et accepté la version publiée du manuscrit.

Financement : Le projet de recherche a été réalisé dans le cadre du programme de recherche collectif industriel (IGF n° 20638 BG). Il a été soutenu par le ministère fédéral de l'Économie et de l'Action climatique (BMWK) par l'intermédiaire de l'AiF (Fédération allemande des associations de recherche industrielle eV), sur la base d'une décision du Bundestag allemand. Les simulations ont été réalisées avec les ressources informatiques accordées par l'Université RWTH d'Aix-la-Chapelle dans le cadre du projet bund0013.

Remerciements : Les auteurs remercient également nos partenaires de projet Christian Hasse et Bich-Diep Nguyen (TU Darmstadt), pour leur précieuse contribution aux implémentations OpenFOAM-9 du solveur et pour avoir fourni l'outil de post-traitement pour les images virtuelles de Schlieren.

Conflits d'intérêts : Les auteurs ne déclarent aucun conflit d'intérêts.

Machine Translated by Google

Abréviations

La nomenclature suivante est utilisée dans ce manuscrit :

a(min,max,B)	Constantes du modèle pour Cα	(-)
b	Largeur de lame	(m)
c	Vecteur de vitesse	(m s−1)
Cα et Cβ	Fonctions de commutation	(-)
cc	Vitesse de compression	(m s−1)
d	Diamètre	(m)
d32	Diamètre moyen de Sauter	(m)
H	Hauteur de pompe (m)	
k	Énergie cinétique des turbulences	(m2 ·s −2)
je	Longueur de ligne (m)	
M.	Termes de transfert d'impulsion	(kg m s−2)
MS	Force de tension superficielle	(kg m s−2)
n	Vitesse de rotation	(s−1)
nq	Vitesse spécifique	s−1)
nB	Fonction de densité numérique	(-)
Ns	Vitesse spécifique adimensionnelle	(-)
p	Pression	
Q	Débit volumique	(m3 ·s (Pennsylvanie) −1)
Qeff		
R.	Tenseur de contraintes efficace	(kg m s−2)
s	Hauteur de l'espace entre les pointes (m)	
oui+ w	Distance du mur non dimensionnelle	(-)
α	Fraction volumique	(-)
ε	Fraction volumique d'air d'admission	(-)
ω	Dissipation spécifique	(s−1)
ρ	Densité (-)	(kg m−3)
	Opérateur de divergence	

Indices	
2	Zone de déchargement
un	air
B	Bulle
maximum	Maximum
optez	Point de fonctionnement optimal
pour	Total
w	Eau
	Phase

Les abréviations suivantes sont utilisées dans ce manuscrit :

2D	bidimensionnel
3D	tridimensionnel
CFD	Dynamique des fluides computationnelle
EE2F	Euler-Euler bifluide
Exp.	Résultat expérimental
Grilles de calcul	G1 et G2
H2P	Hybride biphasé
PBM	Modélisation du bilan démographique
SAS	Simulation adaptative à l'échelle
URANS	Instable, moyenne de Reynolds, Navier-Stokes
VOF	Volume de liquide

Machine Translated by Google

Références

1. Mansour, M. ; Wunderlich, B. ; Thévenin, D. Effet de l'espace de jeu en pointe et de l'inducteur sur le transport des écoulements diphasiques air-eau par des pompes centrifuges. Exp. Thermie. Scie fluide. 2018, 99, 487-509. [Référence croisée]
2. Murakami, M. ; Minemura, K. Effets de l'air entraîné sur les performances d'une pompe centrifuge : 1er rapport, performances et conditions de débit. Taureau. JSME 1974, 17, 1047-1055. [Référence croisée]
3. Poelma, C. Mesure dans les écoulements opaques : une revue des techniques de mesure pour les écoulements multiphasiques dispersés. Acta Mech. 2020, 231, 2089-2111. [Référence croisée] [Pub Med]
4. Perissinotto, RM; Monteverde, W. ; Biazussi, JL; Bulgarelli, NAV; Fonseca, WDP; de Castro, MS; de Moraes Franklin, E. ; Bannwart, Visualisation du débit AC dans les pompes centrifuges : revue des méthodes et études expérimentales. J. Pet. Sci. Ing. 2021, 203, 108582. [Réf. croisée]
5. Yin, J. ; Zhang, T. ; Krull, B. ; Meller, R. ; Schlegel, F. ; Lucas, D. ; Wang, D. ; Liao, Y. Une approche CFD pour la transition du régime d'écoulement dans un séparateur gaz-liquide à palettes. Int. J. Multiph. Flux 2023, 159, 104320. [CrossRef] 6. de Santis, A. ;
Hanson, Colombie-Britannique; Fairweather, M. Hydrodynamique des contacteurs centrifuges annulaires : une analyse CFD utilisant une nouvelle approche de modélisation d'écoulement multiphasique. Chimique. Ing. Sci. 2021, 242, 116729. [Réf. croisée]
7. Hundshagen, M. ; Rave, K. ; Nguyen, BD; Popp, S. ; Hasse, C. ; Mansour, M. ; Thévenin, D. ; Skoda, R. Simulations d'écoulement biphasé du transport liquide/gaz dans des pompes centrifuges radiales avec un accent particulier sur la transition des bulles aux accumulations de gaz adhérents. ASME J. Fluides Ing. 2022, 144, 101202. [Réf. croisée]
8. Stel, H. ; Ofuchi, EM; Alves, RF; Chiva, S. ; Morales, Analyse expérimentale REM des flux gaz-liquide dans un rotor centrifuge. ASME J. Fluides Ing. 2020, 142, 031101 . [Référence croisée]
9. Stel, H. ; Ofuchi, EM; Chiva, S. ; Morales, RE Simulation numérique des écoulements gaz-liquide dans un rotor centrifuge. Chimique. Ing. Sci. 2020, 221, 115692. [Réf. croisée]
10. Lui, D. ; Ge, Z. ; Bai, B. ; Guo, P. ; Luo, X. Performances biphasées gaz-liquide de la pompe centrifuge sous afflux de bulles basées sur le modèle de couplage modèle de dynamique des fluides computationnelle et d'équilibre de la population. ASME J. Fluides Ing. 2020, 142, 081402. [Réf. croisée]
11. Zhang, F. ; Zhu, L. ; Chen, K. ; Yan, W. ; Appiah, D. ; Hu, B. Simulation numérique des caractéristiques d'écoulement biphasé gaz-liquide d' une pompe centrifuge basée sur le CFD-PBM. Mathématiques 2020, 8, 769. [CrossRef]
12. Parikh, T. ; Mansour, M. ; Thévenin, D. Enquêtes sur l'effet de l'espace de dégagement de la pointe et de l'inducteur sur le transport air-eau écoulement diphasique par pompes centrifuges. Chimique. Ing. Sci. 2020, 218, 115554. [Réf. croisée]
13. Mansour, M. ; Wunderlich, B. ; Thévenin, D. Etude expérimentale de l'écoulement biphasé air/eau dans une pompe centrifuge fonctionnant avec une roue fermée ou semi-ouverte. Dans Actes de l'ASME Turbo Expo 2018 : Turbine Technical Conference and Exposition, Oslo, Norvège, 11-15 juin 2018. [CrossRef]
14. Mansour, M. ; Parikh, T. ; Thévenin, D. Influence de la forme du bord de fuite des pales de la roue sur les écoulements air-eau monophasés et diphasiques dans une pompe centrifuge. Dans Actes du Turbomachinery & Pump Symposia, Housten, Texas, États-Unis, 13-16 décembre 2020.
15. Mansour, M. ; Kopparthy, S. ; Thévenin, D. Enquêtes sur l'effet de la vitesse de rotation sur le transport diphasique air-eau s'écoule par des pompes centrifuges. Int. J. Débit de fluide thermique 2022, 94, 108939. [CrossRef]
16. Schäfer, T. ; Bieberlé, A. ; Neumann, M. ; Hampel, U. Application de la tomodensitométrie aux rayons gamma pour l'analyse des distributions de rétention de gaz dans les pompes centrifuges. Mesures de débit. Instrument. 2015, 46, 262-267. [Référence croisée]
17. Schäfer, T. ; Neumann-Kipping, M. ; Bieberlé, A. ; Bieberlé, M. ; Hampel, U. Imagerie par tomodensitométrie à rayons X ultrarapide pour les études hydrodynamiques de l'écoulement biphasique gaz-liquide dans les pompes centrifuges. ASME J. Fluides Ing. 2020, 142, 041502. [Référence croisée]
18. Neumann, M. ; Schäfer, T. ; Bieberlé, A. ; Hampel, U. Une étude expérimentale sur l'entraînement des gaz horizontalement et verticalement Pompes centrifuges installées. ASME J. Fluides Ing. 2016, 138, 12-19. [Référence croisée]
19. Gambao, J. ; Prado, MG Étude de visualisation de la répartition des performances en deux phases d'une pompe électrique submersible. Au vingt-sixième symposium international des utilisateurs de pompes, Texas, États-Unis ; Springer : Berlin/Heidelberg, Allemagne, 2010. [CrossRef]
20. Barrios, L. ; Prado, MG Visualisation expérimentale d'un écoulement biphasé à l'intérieur d'un étage de pompe submersible électrique. J. Énergie Ressource. Technologie. 2011, 133, 042901. [Référence croisée]
21. Trévisan, FE ; Prado, M. Enquête expérimentale sur l'effet visqueux sur les modèles d'écoulement biphasé et les performances hydrauliques des pompes électriques submersibles. J. Can. Animal de compagnie. Technologie. 2011, 50, 45-52. [Référence croisée]
22. Monteverde, W. ; Biazussi, JL; Sassim, NA; Bannwart, AC Étude expérimentale des modèles d'écoulement diphasique gaz-liquide au sein roues de pompes centrifuges. Exp. Thermie. Scie fluide. 2017, 85, 37-51. [Référence croisée]
23. Shao, C. ; Li, C. ; Zhou, J. Enquête expérimentale sur les modèles d'écoulement et les performances externes d'une pompe centrifuge qui transporte des mélanges biphasiques gaz-liquide. Int. J. Flux de fluide thermique 2018, 71, 460-469. [Référence croisée]
24. Zhao, L. ; Chang, Z. ; Zhang, Z. ; Huang, R. ; Lui, D. Visualisation du schéma d'écoulement gaz-liquide dans une roue de pompe centrifuge et son influence sur les performances de la pompe. Mesures. Sens.2021 , 13, 100033. [CrossRef]
25. Yan, S. ; Soleil, S. ; Luo, X. ; Chen, S. ; Li, C. ; Feng, J. Enquête numérique sur la distribution des bulles d'une centrifugeuse à plusieurs étages Pompe basée sur un modèle d'équilibre de la population. Énergies 2020, 13, 908. [CrossRef]
26. Si, Q. ; Asad, A. ; Wang, B. ; Wang, P. ; Bois, G. ; Jianping, Y. ; Kubar, AA Étude numérique sur les caractéristiques d'écoulement biphasé gaz-liquide d'une pompe submersible électrique à plusieurs étages à l'aide d'un nouveau modèle de groupe de tailles multiples (MUSIG). Phys. Fluides 2022, 34, 063311. [CrossRef]

Machine Translated by Google

27. Chen, Y. ; Patil, A. ; Chen, Y. ; Bai, C. ; Wang, Y. ; Morrison, G. Étude numérique sur la dégradation de la tête de premier étage dans une pompe submersible électrique avec modèle d'équilibre de population. J. Ressources énergétiques. Technologie. 2019, 141, 022003. [Réf. croisée]
28. Simon, L. Application du modèle MUSIG aux écoulements pétillants. AEAT-1096 Technologie AEA. 1996, 230, 826.
29. Liao, M. ; Si, Q. ; Fan, M. ; Wang, P. ; Liu, Z. ; Yuan, S. ; Cui, Q. ; Bois, G. Étude expérimentale sur le comportement d'écoulement des pompes centrifuges à turbine sans enveloppe dans des conditions d'entraînement d'air d'admission. Int. J. Turbomach. Propulse. Puissance 2021, 6, 31. [CrossRef]
30. Egorov, Y. ; Menter, F. Développement et application du modèle de turbulence SST-SAS dans le projet DESIDER. Dans Avancées de la modélisation hybride RANS-LES ; Peng, SH, Haase, W., éd. ; Notes sur la mécanique numérique des fluides et la conception multidisciplinaire ; Springer : Berlin/Heidelberg, Allemagne, 2008 ; Volume 97, pages 261 à 270. [Référence croisée]
31. Hundshagen, M. ; Rave, K. ; Mansour, M. ; Thévenin, D. ; Skoda, R. Simulation d'écoulement 3D par un solveur hybride diphasique pour l' évaluation du transport liquide/gaz dans une pompe centrifuge de type volute à pales torsadées. Dans Actes de la 15e Conférence européenne sur la dynamique des fluides et la thermodynamique des turbomachines, article n. ETC2023-326, Budapest, Hongrie, 24-28 avril 2023. Disponible en ligne : https://www.euroturbo.eu/publications/conference-proceedings-repository/ (consulté le 1er juin 2023).
32. Gülich, JF Pompes centrifuges ; Springer : Berlin/Heidelberg, Allemagne, 2010. [CrossRef]
33. Mansour, M. ; Parikh, T. ; Thévenin, D. Influence du pas des pales et du nombre de pales d'un inducteur de pompe sur les performances d'écoulement monophasé et biphasé . Dans les actes de l'ASME Turbo Expo 2020, New York, NY, États-Unis, 21-25 septembre 2020 ; Tome 9. [Référence croisée]
34. Nguyen, BD; Popp, S. ; Hundshagen, M. ; Skoda, R. ; Mansour, M. ; Thévenin, D. ; Hasse, C. Simulations à grandes échelles d' écoulements gaz-liquides turbulents dans un canal horizontal divergent à l'aide d'une approche multiphasique hybride. ASME J. Fluides Ing. 2023, 145, 031501. [Référence croisée]
35. Wardle, KE; Weller, HG Solveur CFD multiphase hybride pour les flux couplés dispersés/ségrégés dans l'extraction liquide-liquide. Int. J. Chem. Ing. 2013, 2013, 128936. [Réf. croisée]
36. Müller, T. ; Limbach, P. ; Skoda, R. Simulation numérique RANS 3D de l'écoulement gaz-liquide dans une pompe centrifuge avec un modèle biphasé Euler-Euler et une distribution de phase dispersée. Dans Actes de la 11e Conférence européenne sur la dynamique et la thermodynamique des fluides des turbomachines, Madrid, Espagne, 23-27 mars 2015.
37. Schiller, L. ; Naumann, A. Über die grundlegenden Berechnungen bei Schwerkraftaufbereitung. Z. Vereines Dtsch. Ingénieur 1933, 77, 318-321
38. Rzehak, R. ; Krepper, E. ; Liao, Y. ; Ziegenhein, T. ; Kriebitzsch, S. ; Lucas, D. Modèle de base pour la simulation des flux pétillants. Chimique. Ing. Technologie. 2015, 38, 1972-1978. [Référence croisée]
39. Brackbill, J. ; Kothe, D. ; Zemach, C. Une méthode continue pour modéliser la tension superficielle. J. Informatique. Phys. 1992, 100, 335-354. [Référence croisée]
40. Hansch, S. ; Lucas, D. ; Krepper, E. ; Höhne, T. Un concept multi-champs à deux fluides pour les transitions entre différentes échelles de structures interfaciales. Int. J. Multiph. Flux 2012, 47, 171-182. [Référence croisée]
41. Kumar, S. ; Ramkrishna, D. Sur la solution des équations de bilan de population par discrétisation — I. Une technique de pivot fixe. Chimique. Ing. Sci. 1996, 51, 1311-1332. [Référence croisée]
42. Prince, MJ ; Blanchir, coalescence des bulles HW et rupture dans des colonnes de bulles aspergées d'air. AIChE J. 1990, 36, 1485-1499. [Référence croisée]
43. Luo, H. ; Svendsen, HF Modèle théorique pour la rupture de gouttes et de bulles dans des dispersions turbulentes. AIChE J. 1996, 42, 1225-1233. [Référence croisée]
44. Liao, Y. ; Rzehak, R. ; Lucas, D. ; Krepper, E. Modèle de fermeture de base pour un écoulement pétillant dispersé : coalescence et rupture de bulles. Chimique. Ing. Sci. 2015, 122, 336-349. [Référence croisée]
45. Menter, F. Modèles de turbulence à viscosité de Foucault à deux équations pour les applications d'ingénierie. AIAA J. 1994, 32, 1598-1605. [Référence croisée]
46. Kalitzine, G. ; Médecin, G. ; Iaccarino, G. ; Durbin, P. Comportement près des parois des modèles de turbulence RANS et implications pour les fonctions des parois. J. Informatique. Phys. 2005, 204, 265-291. [Référence croisée]
47. Jasak, H. Analyse et estimation des erreurs pour la méthode des volumes finis avec applications aux écoulements de fluides. doctorat Thèse, Impériale Collège des sciences, technologies et médecine, Londres, Royaume-Uni, 1996.
48. Patankar, S. ; Spalding, D. Une procédure de calcul pour le transfert de chaleur, de masse et de quantité de mouvement dans des flux paraboliques tridimensionnels. Int. J. Transfert de masse thermique 1972, 15, 1787-1806. [Référence croisée]
49. Travin, A. ; Shur, M. ; Strélets, M. ; Spalart, PR Améliorations physiques et numériques dans la simulation de tourbillons détachés d' écoulements turbulents complexes. Dans Avancées dans les LES des flux complexes ; Moreau, R., Friedrich, R., Rodi, W., éd.; Mécanique des fluides et ses applications ; Springer : Dordrecht, Pays-Bas, 2002 ; Volume 65, pages 239 à 254. [Référence croisée]
50. Weller, H. Contrôle des modes de calcul de la grille C structurée arbitrairement. Lun. Météo. Rév.2012 , 140, 3220-3234. [Référence croisée]
51. Réchauffement, RF ; Beam, RM Upwind Schémas de différence de second ordre et applications dans les écoulements aérodynamiques. AIAA J. 1976, 14, 1241-1249. [Référence croisée]
52. Sweby, PK Schémas haute résolution utilisant des limiteurs de flux pour les lois de conservation hyperboliques. SIAM J. Numéro. Anal. 1984, 21, 995-1011. [Référence croisée]

Machine Translated by Google

53. Casimir, N. ; Zhu, X. ; Hundshagen, M. ; Ludwig, G. ; Skoda, R. Étude numérique de l'interaction rotor-stator d'une pompe centrifuge à charge partielle avec un accent particulier sur la charge instable des pales. ASME J. Fluides Ing. 2020, 142, 081203. [Réf. croisée]
54. Hundshagen, M. ; Casimir, N. ; Pesch, A. ; Falsafi, S. ; Skoda, R. Évaluation des modèles de turbulence adaptatifs à l'échelle pour le type volute pompes centrifuges en fonctionnement à charge partielle. Int. J. Débit de fluide caloporteur 2020, 85, 108621. [CrossRef]

Avis de non-responsabilité/Note de l'éditeur : Les déclarations, opinions et données contenues dans toutes les publications sont uniquement celles du ou des auteurs et contributeurs individuels et non de MDPI et/ou du ou des éditeurs. MDPI et/ou le(s) éditeur(s) déclinent toute responsabilité pour tout préjudice corporel ou matériel résultant des idées, méthodes, instructions ou produits mentionnés dans le contenu.

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Article

Effet de la fréquence de perte de von Karman sur le Hydrodynamique d'une turbine Francis fonctionnant à charge nominale †

Giacomo Zanetti 1,2,*, Giovanna Cavazzini [1] 2 et Alberto Santolín

[1] Département de génie industriel, Université de Padoue, Via Venezia 1, 35131 Padoue, Italie ; giovanna.cavazzini@unipd.it
[2] 45 Engineering Srl, Corte delle Filande 16, 36075 Montecchio Maggiore, Italie ; alberto.santolin@45-eng.com * Correspondance : giacomo.zanetti.4@phd.unipd.it ; Tél. : +39-349-344-2920

† Ce manuscrit est une version étendue de notre article publié dans les actes de la 15e Conférence européenne sur les turbomachines, Budapest, Hongrie, du 24 au 28 avril 2023 ; document n° ETC2023-137.

Résumé : Cet article présente une analyse numérique de l'influence de la perte du vortex de von Karman au bord de fuite des pales sur l'hydrodynamique d'une petite turbine hydroélectrique Francis récemment installée, manifestant des pulsations acoustiques très fortes et à haute fréquence lorsqu'elle fonctionne près de la charge nominale. Un modèle numérique réduit à un seul passage est développé pour réduire l' effort de calcul de la simulation tout en garantissant une grande précision dans l'évaluation de l'écoulement des fluides. La précision de l'approche numérique proposée est étudiée en comparant le spectre de fréquence de la fréquence acoustique acquise expérimentalement et les signaux numériques de pression, confirmant la nature des vibrations de la machine. Le modèle numérique validé représente un outil utile pour une analyse approfondie de l'hydrodynamique de la machine dans les phases de conception préliminaire. L'approche proposée représente une alternative valable à l'approche traditionnelle basée sur la corrélation pour l'évaluation de la fréquence de perte de von Karman avec moins d'effort de calcul par rapport à une simulation transitoire de la machine entière.

Mots-clés : turbines Francis; tourbillons interlames; les vortex de von Karman ; résonance mécanique

check for updates

Référence : Zanetti, G. ; Cavazzini, G. ; Santolin, A. Effet de la fréquence de délestage de von Karman sur l'hydrodynamique d'une turbine Francis fonctionnant à la charge nominale. Int. J. Turbomachine. Propulse. Pouvoir 2023, 8, 27. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030027

Rédacteur académique : Antoine Dazin

Reçu : 30 juin 2023
Révisé : 5 juillet 2023
Accepté : 3 août 2023
Publié : 7 août 2023

Copyright : © 2023 par les auteurs. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.

Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Introduction

Le contrôle des vibrations représente un enjeu clé dans le domaine des turbines hydrauliques. Bien que de nombreux types de vibrations puissent se produire, le phénomène vibratoire le plus courant est représenté par les vibrations induites par le délestage des vortex de von Karman à partir du bord de fuite de la pale [1]. Si la fréquence de déversement du vortex se synchronise également avec la fréquence structurelle du flux transversal [2], ce qui entraîne ce que l'on appelle la condition de « verrouillage », les vibrations deviennent encore plus sévères et s'accompagnent de sifflements. L'apparition d' un blocage entraîne une augmentation de la charge dynamique sur le bord de fuite de la pale avec l' apparition potentielle de dommages structurels dus à des phénomènes de fatigue.

Bien que des phénomènes de vibration puissent se produire dans tous les composants de la machine, la condition de verrouillage se produit le plus fréquemment sur les aubes de support car l'écoulement au niveau des bords de fuite est relativement uniforme et l'amortissement structurel est faible [3]. Un exemple de fissures dans les aubes de maintien induites par des tourbillons de sillage est rapporté dans [4], tandis que dans [5], la fréquence d'excitation de la fréquence de délestage de von Karman s'avère proche de la fréquence naturelle d'un coureur manifestant de graves dommages dus à effets de fatigue.

Dans l'approche traditionnelle, la fréquence de délestage des vortex est estimée par en supposant une valeur de référence pour le nombre de Strouhal, qui est définie comme suit :

$$S = \frac{fd}{v} \quad (1)$$

Machine Translated by Google

où f =

fréquence de déversement des vortex [Hz] ; v

= vitesse du fluide de référence (par exemple, vitesse du courant libre au point de séparation de la couche limite) [m/s] ; d =

épaisseur de référence (par exemple, épaisseur du sillage au point de séparation de la couche limite) [m].

Le nombre de Strouhal ainsi défini doit être indépendant de la géométrie et du nombre de Reynolds [6].

Une fois qu'une valeur raisonnable du nombre de Strouhal est attribuée, la fréquence du vortex de délestage est estimée puis comparée aux fréquences propres du composant : la machine est considérée comme à l'abri des vibrations induites par les vortex si la fréquence propre est au moins 30 % supérieure à la fréquence propre du composant. fréquence de perte [7]. Cependant, une estimation correcte du nombre de Strouhal pour les composants de turbines hydrauliques est assez difficile, et les valeurs suggérées dans la littérature (entre 0,16 et 0,24) [8] sont basées sur des études expérimentales réalisées sur des corps bluff, pour lesquels il Il est possible d'évaluer facilement la couche limite et le point de séparation, tels que les cylindres et les cônes.

Cette approche simplifiée a été utilisée avec succès dans le passé car les géométries étaient plus simples et le chanfreinage adopté dans le passé ressemblait plus à celui d'un corps bluff qu'à celui d'un profil aérodynamique. Cependant, les nouvelles stratégies de conception des machines hydrauliques ont augmenté la complexité de la géométrie et ont rendu cette approche simplifiée moins efficace, soulignant la nécessité d'une enquête plus approfondie, comme celle menée par Zobeiri et al. [9], sur l'influence de la géométrie du bord de fuite sur le développement du vortex de sillage.

Dans un scénario dans lequel la prédiction correcte de la fréquence de déversement des vortex représente un enjeu clé dans la stratégie de conception d'une turbine hydraulique, la dynamique des fluides computationnelle représente sans aucun doute un outil puissant pour soutenir la procédure de conception. Néanmoins, les simulations numériques peuvent nécessiter de gros efforts, tant en termes de ressources que de temps, ralentissant la phase de développement et augmentant les coûts.

Le but de cet article est de proposer un modèle numérique simple capable d'évaluer le comportement instationnaire de l'écoulement d'un fluide dans une turbine Francis avec un coût de calcul très faible.

A cet effet, un modèle numérique réduit d'une turbine Francis avec une hauteur de chute moyenne et une vitesse spécifique, présentant des phénomènes de résonance vraisemblablement dus à la fréquence de déversement des vortex en bord de fuite des aubes de la roue, a été créé afin de limiter la effort de calcul tout en garantissant une représentation détaillée de l' écoulement du fluide dans la turbine.

Cet article est organisé comme suit : La section 2 présente le modèle numérique de la machine hydraulique étudiée ; La section 3 rapporte les résultats de la procédure de validation effectuée en comparant l'efficacité hydraulique estimée numériquement avec les données expérimentales ; enfin, dans la section 5, le potentiel du modèle est démontré en analysant la capacité de reproduire les structures turbulentes d'écoulement de petite et grande dimension se produisant lorsque la machine fonctionne au point de conception. De plus, les fréquences d'excrétion de von Karman sont analysées en profondeur, en comparant la fréquence numérique d'excrétion avec les données expérimentales disponibles.

2. L'étude de cas

L'étude de cas de cette analyse concerne une petite centrale hydroélectrique au fil de l'eau construite en 2020, située sur une rivière au nord de la région de Vénétie (nord de l'Italie). La centrale électrique se compose de deux unités jumelles, d'une puissance nominale totale de 0,8 MW. Concernant les machines hydrauliques, les deux turbines Francis fournissent une puissance nominale de 400 kW chacune au débit nominal de 1,05 m3/s. La chute brute est égale à 39 m, tandis que la vitesse de rotation nominale est de 750 tr/min.

Dès le début, depuis la mise en service de l'unité, des sifflements forts et à haute fréquence ont été enregistrés dans la centrale lorsque les machines fonctionnaient près du débit nominal (1,05 m3/s). En conséquence, les exploitants de la centrale ont décidé de

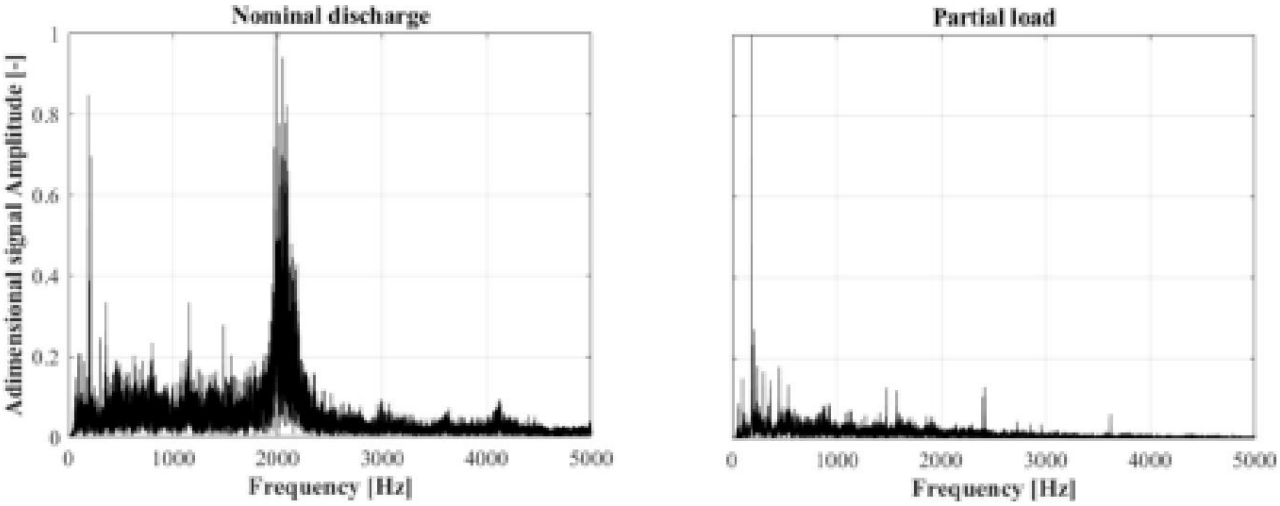
Machine Translated by Google

débit nominal de 1,05 m3 /s. La chute brute est égale à 39 m, tandis que la vitesse de rotation nominale est de 750 tr/min.

Dès le début, depuis la mise en service de l'unité, des Int. forts et hautes fréquences. ont été enregistrés dans la centrale lorsque les machines fonctionnaient près du débit nominal (1,05 m3 /s). En conséquence, les exploitants de la centrale ont décidé de limiter les plages de fonctionnement des machines à une plage de puissance inférieure à 300 kW par machine.

afin d'éviter le développement et la propagation de fissures de fatigue jusqu'à ordre correctif pour éviter le développement et la propagation de fissures de fatigue jusqu'à mesures correctives des mesures ont été effectuées sur les pièces de la turbine. ont été effectuées sur les pièces de turbine.

Pour caractériser l'émission sonore, les signaux acoustiques ont été acquis sur le terrain pendant Pour caractériser l'émission sonore, les signaux acoustiques ont été acquis sur le terrain pendant activité de maintenance à une fréquence d'échantillonnage de 44,1 kHz, et une analyse FFT a été effectuée activité de maintenance à une fréquence d'échantillonnage de 44,1 kHz, et une analyse FFT a été effectuée décharge nominale d'une machine était dominée par deux fréquences. décharge nominale d'une machine était dominée par deux pics de fréquence . La FFT à autour de 188 Hz et 2000 Hz (Figure 1a), alors que la charge partielle, la haute fréquence atteint un pic autour de 188 Hz et 2000 Hz (Figure 1a), alors que la charge partielle, la haute fréquence atteint est apparu en tant que pic de fréquence autour de 188 Hz, probablement dû à la disparition du signal est apparu en tant que pic de fréquence autour de 188 Hz, probablement dû à la disparition du signal interaction rotor-stator. En effet, le produit du nombre de pales du coureur, égal interaction rotor-stator. En effet, le produit du nombre de pales du coureur, égal à 15, et la vitesse de rotation met en évidence une interaction rotor-stator égale à 187,5 Hz. à 15, et la vitesse de rotation met en évidence une interaction rotor-stator égale à 187,5 Hz.



(un) (b)

Figure 1. Spectre de fréquence de l'émission acoustique de la machine : (a) décharge nominale, (b) charge partielle.

Figure 1. Spectre de fréquences de l'émission acoustique de la machine : (a) décharge nominale, (b) charge partielle.

La source de l'émission sonore à décharge nominale était très probablement un phénomène de vibration se produisant dans la roue, provoqué par la résonance entre les fréquences du système. La source de l'émission sonore à décharge nominale était très probablement une vibration fréquence et la fréquence de perte du vortex de von Karman au bord de fuite de la pale du coureur, phénomène se produisant dans le canal, provoqué par la résonance entre la fréquence du système. Dans des cas comme celui-ci, la seule option disponible pour les propriétaires d'usine est de démonter la fréquence du canal et la fréquence de perte du vortex de von Karman au niveau du bord de fuite de la pale du canal. et de retravailler le bord de fuite des pales, afin de faire varier la géométrie et le point de séparation. Dans de tels cas, la seule option qui s'offre aux exploitants d'installations est de démonter la roue et donc d'affecter la fréquence de déversement des vortex. Cependant, cette approche est extrêmement et de retravailler le bord de fuite des pales, de manière à faire varier la géométrie et le point de séparation. coûteuse en raison des coûts élevés des activités de maintenance. Cependant, cette approche consiste donc à affecter la fréquence de déversement des vortex. Cependant, cette approche est extrêmement coûteuse en raison des coûts élevés des activités de maintenance. Cependant, cette approche consiste à démonter la roue et

Machine Translated by Google

3. Le modèle numérique

La machine hydraulique étudiée est constituée d'une turbine Fran-cis à vitesse spécifique moyenne (ns = 157 tr/min m3/4s −1/2) caractérisée par une roue radiale carénée à 15 pales. Le distributeur comprend 16 aubes fixes et 16 aubes directrices tandis que le tube d'aspiration Int. J. Turbomach. Propulse. Power 2023, 8, 27 est un type à cône droit.

Le but de l'approche étant de réduire l'effort de calcul, un seul canal d'aube a été modélisé, incluant donc seulement 1/15 du domaine de la roue et 1/16 des aubes et des aubes directrices. En ce qui concerne les autres composants fixes, l'ensemble du tube d'aspiration était constitué d'ailettes et d'aubes directrices. En ce qui concerne les autres éléments fixes, l'ensemble du tube d'aspiration inclus, alors que le cas de la spirale n'a pas été pris en compte (Figure 2). a été inclus, tandis que le cas de la spirale n'a pas été pris en compte (Figure 2).

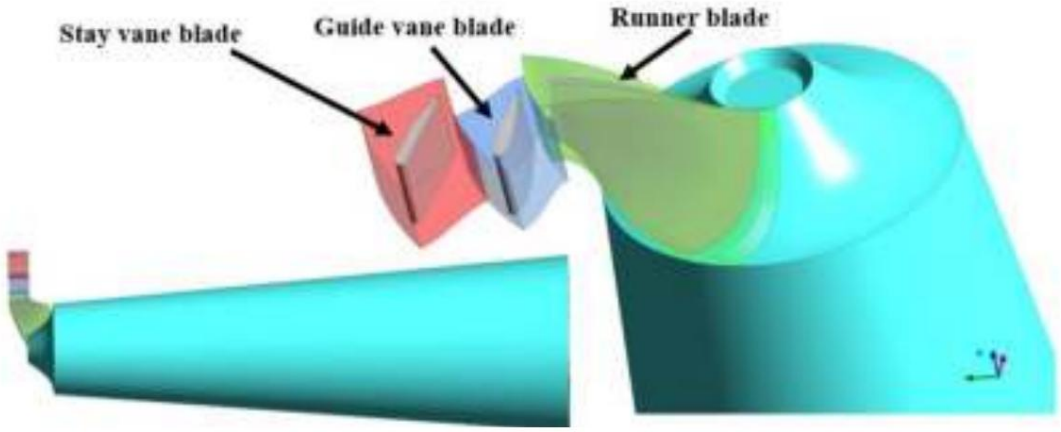


Figure 2. Domaine des fluides informatiques.

Figure2. Domaine des fluides informatiques.

Puisque le phénomène de perte du vortex de von Karman est significativement affecté par le Étant donné que le phénomène de perte du vortex de Von Karman est affecté de manière significative par l'épaisseur de la couche limite près du bord de fuite de la pale, une prédiction précise de la perte de vortex nécessite épaisseur de la couche limite près du bord de fuite de la pale, une prédiction précise de la une résolution élevée de la couche limite. Une attention particulière a donc été accordée à la perte qui nécessite une résolution élevée de la couche limite. Une attention particulière a donc été portée raffinement du maillage limite des aubes de maintien, des aubes directrices et de la roue, en adoptant un au le raffinement du maillage limite des aubes de maintien, des aubes directrices et de la roue, en adoptant maillage structuré avec une topologie en O-grid. Un maillage structuré a également été construit pour l'ébauche d'un maillage structuré avec une topologie en O-grid. Un maillage structuré a également été construit pour le tube avec le logiciel commercial ICEM CFD 2022, tandis que le tube à tirage doux Ansys Turbogrid 2022 avec le logiciel commercial ICEM CFD 2022, tandis que le tube Ansys Turbogrid ware a été adopté pour la discrétisation des domaines restants. Le logiciel 2022 a été adopté pour la discrétisation des domaines restants.

L'indépendance du maillage a été étudiée dans une analyse préliminaire en considérant quatre L'indépendance du maillage a été étudiée dans une analyse préliminaire en considérant quatre différentes résolutions de grille, appelées maillage plus grossier, grossier, moyen et fin (Tableau 1). Ensuite, différentes résolutions de grille, appelées maillage plus grossier, grossier, moyen et fin (Tableau 1). Alors, l'indépendance du maillage a été évaluée en comparant les valeurs H de la tête et le coureur l'indépendance du maillage a été évaluée en comparant les valeurs H de la tête et le coureur. couple T, en adoptant les paramètres de simulation rapportés dans la section suivante. Comme le montre la figure Couple T, en adoptant les paramètres de simulation rapportés dans la section suivante. Comme le montre la figure 3, les maillages informatiques comportant plus de 4 millions de nœuds présentent des différences négligeables, les maillages informatiques comportant plus de 4 millions de nœuds présentent des différences négligeables, et par conséquent, le maillage de taille moyenne a été sélectionné. La distribution des valeurs y+ pour chaque composant de domaine est présentée dans le tableau 2.

Tableau 1. Résumé de la discrétisation spatiale par composante de domaine.

Tableau 1. Résumé de la discrétisation spatiale par composante de domaine.

Composant	Nombre de nœuds, Maillage plus grossier	Nombre de nœuds, Maillage grossier	Nombre de nœuds, Maille moyenne	Nombre de nœuds, Maille fine
Reste girouette	1,25 × 105	3 × 105	3 × 105	3 × 105
Aube directrice	1,25 × 105	3 × 105	3 × 105	3 × 105
Coureur	4,5 × 105	1,2 × 106	2,2 × 106	3,5 × 106
Tube de tirage	1,2 × 106	1,2 × 106	1,2 × 106	1,2 × 106
Total	1,9 × 106	3 × 106	4 × 106	5,3 × 106

La distribution des valeurs y+ pour chaque composant de domaine est présentée dans le tableau 2.

Tableau 2. Résumé de la distribution y+ par composant de domaine.

Composant	Y+ Maille plus grossière			Maillage grossier Y+			Maille moyenne Y+			Maille fine Y+		
	Min	Moyenne	Max	Min	Ave	Max	Min	Ave	Max	Min	Ave	Max.
Reste girouette	13	37	87	1	9.2	20	1	9.2	20	1	9.2	20
Aube directrice	8	48	67	1.8	20	29	1.8	20	29	1.8	20	29
Coureur	0,7	12	400	0,2	11	360	0,07	7	238	0,02	4.6	180
Tube de tirage	21	102	240	21	102	240	7	44	200	7	44	200

Machine Translated by Google

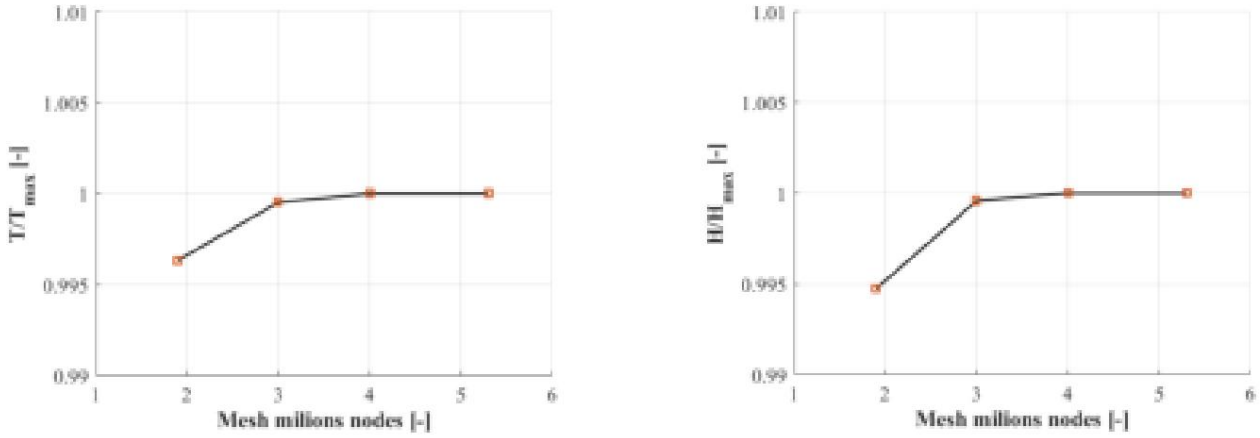


Figure 3. Etude de convergence du réseau basée sur la hauteur d'eau et le couple des roues : (a) couple des roues, (b) tête d'eau.
(b) la hauteur d'eau.

Concernant le modèle turbulent, les fonctions de murs ne sont pas adaptées à de telles applications, et une résolution de maillage très fine près de la paroi solide est nécessaire pour résoudre correctement l'écoulement comportement dans la région de la couche limite. Dans ce cas, un modèle de turbulence approprié est le k-ω, puisqu'il permet une intégration directe au mur sans avoir à subdiviser le domaine d'écoulement- puisqu'il permet une intégration directe au mur sans avoir à subdiviser le domaine d'écoulement régions à nombre de Reynolds faible et élevé, comme l'exige le modèle de turbulence k-ε , dans les modèles [10].

Bien que la formulation SST (Shear Stress Transport) des modèles de turbulence k-ω s'est également avéré valable dans l'évaluation des phénomènes de perte de von Karman [11],

Tableau 2. Résumé de la distribution Y+ et des nœuds RANS dans le domaine.

Composant	Y+ Maillage plus grossier	Y+ Maillage grossier	Y+ Maillage moyen	Y+ Maillage fin
	Min Moy Max	Min Moy Max	Min Moy Max	Min Moy Max
Aube de maintien	13 37 87	9 2 20	1 9 2 20	1 9 2 20
Aube directrice	8 48 67	1 8 20	29 1 8 20	29 1 8 20 29
Coureur	0 7 12	400 0 2	11 360 0 07	7 238 0 02 4 6 180
Tube de tirage	21 102 240	21 102 240	7 44 200	7 44 200

une approche hybride résolue à l'échelle URANS avec SAS-SST (Scale Adaptive Simulation–Shear Stress Transport) a été privilégié pour cette étude. En fait, comme le rapportent Neumann et al. [4], le Il a été prouvé que le modèle turbulent SAS donne une bonne précision dans la prédiction de fréquence, et il en résulte des amplitudes de force plus réalistes par rapport aux autres turbulences à deux équations modèles tels que le SST. De plus, une telle approche a été adoptée avec succès pour l'évaluation du comportement tridimensionnel de l'écoulement du fluide dans les turbines hydrauliques [12]. En effet, le modèle SAS permet d'adapter le modèle turbulent à la turbulence locale échelle de longueur en passant au modèle LES dans les régions à écoulement instable au RANS, en dans ce cas, le modèle SST, dans les modèles stables. Par rapport au modèle RANS-SST, plus petit les structures de turbulence peuvent être générées avec une résolution allant jusqu'à la taille de la grille [13].

Bien que la formulation SST (Shear Stress Transport) des modèles de turbulence k-ω se soit également révélée valable dans l'évaluation des phénomènes de délestage de von Karman .

[11], une approche hybride résolue à l'échelle URANS avec SAS-SST (Scale Adaptive Simulation–Stress Transport) a été préféré pour cette étude. En fait, comme le rapporte Neumann et al. [4], il a été prouvé que le modèle turbulent SAS donne une bonne précision en fréquence pré- En ce qui concerne diction et il en résulte des amplitudes de force plus réalistes par rapport aux autres sections à deux entrées égales modèles de turbulence de tion tels que le SST. De plus, une telle approche a été couronnée de succès. Une adopté pour l'évaluation du comportement tridimensionnel de l'écoulement du fluide en hydraulique pour le débit turbines [12]. En effet, le modèle SAS permet d'adapter le modèle turbulent au contexte local. Par la géométrie du échelle de longueur de turbulence en passant du modèle LES dans les régions d'écoulement instable au RANS, dans ce cas, le modèle SST, dans les modèles stables. Par rapport au modèle RANS-SST, adopté dans la des structures de turbulence plus petites peuvent être générées avec une résolution allant jusqu'à la taille de la grille [13].

Paramètres de simulation

Le logiciel commercial ANSYS CFX 20.0 a été utilisé pour effectuer une instationnaire instationnaire (Shear numérique d'écoulement turbulent du modèle réduit de machine.

Concernant les conditions aux limites, le débit massique a été appliqué au niveau de la girouette tandis que la pression statique relative était appliquée aux sections de sortie du tube d'aspiration. fluctuation stochastique des vitesses avec une intensité turbulente en courant libre de 5 % a été définie. massique d'entrée. Afin de reproduire l'effet induit sur les trajectoires des fluides cas en spirale, la vitesse du fluide à la section d'entrée du domaine a été inclinée, en référencement à la direction radiale, pour un angle égal à 32◦ représentant l'angle de conception procédure de conception des pales de support. Au niveau de la section de sortie du tube d'aspiration, une condition d'ouverture a été adoptée.

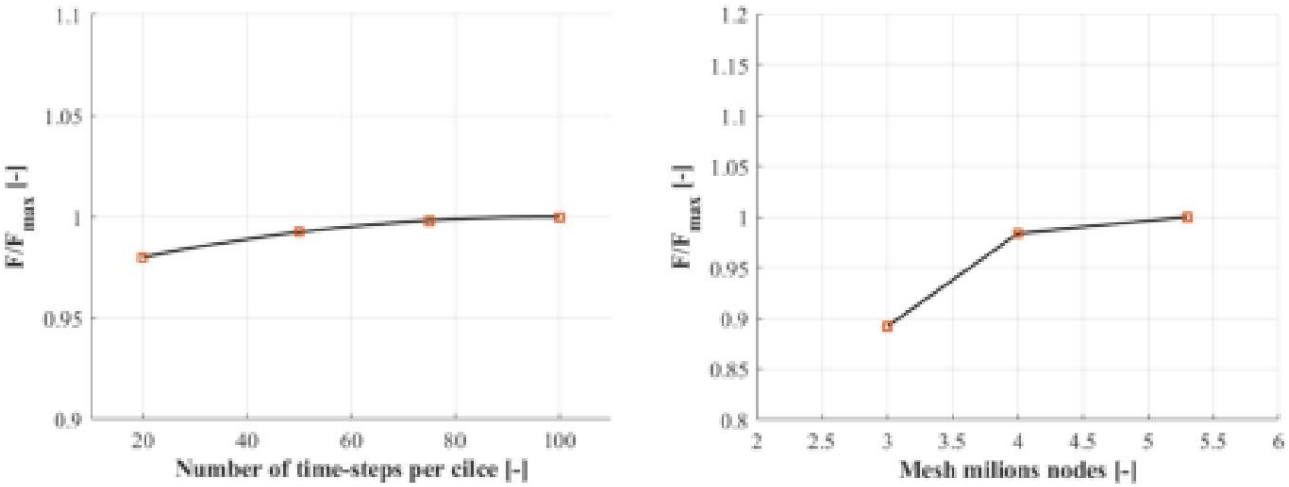
Les murs ont été définis comme des murs lisses et antidérapants, tandis que la pale, le moyeu et le les linceuls ont été définis comme des murs rotatifs. Des interfaces périodiques de rotation ont été adoptées entre domaines. Une interface générale de connexion a été mise en place entre la girouette et les domaines des aubes directrices, tandis qu'une interface de plan de mélange a été définie entre le coureur l'aube directrice. L'interface de scène (plan de mélange) a été adoptée pour réduire l'effet sur section d'entrée tandis que la pression statique relative était appliquée aux sections de sortie du tube d'aspiration. le couplage de domaine introduit par la position relative entre le coureur et le guide Une fluctuation stochastique des vitesses avec une intensité turbulente en courant libre de 5 % a été réglée sur les aubes. En effet, afin de réaliser le transfert de données entre régions, le plan de mélange pour le débit massique d'entrée. Afin de reproduire l'effet induit sur les trajectoires des fluides par la géométrie du boîtier en spirale, la vitesse du fluide au niveau de la section d'entrée du domaine a été inclinée, en

Machine Translated by Google

La méthode construit les conditions aux limites d'entrée et de sortie à l'interface, et les données aval dans une moyenne circonférentielle ou radiale [14].

pour l'intégration temporelle, et a été utilisé avec un objectif résiduel fixé à 1 × 10−5 pour les valeurs quadratiques moyennes (RMS) (impulsion u, impulsion v, impulsion w, énergie cinétique de turbulence).

Une analyse de sensibilité a également été réalisée pour évaluer l'influence de la valeur du pas de temps sur la fréquence de perte. Comme le montre la figure 4a, l'analyse a indiqué une variation négligée dans la fréquence de délestage après un pas de temps équivalant à 75 cycles par période (2000 Hz), équivalant à 0,03° de révolution du coureur par pas de temps. C'est pour cette raison que cette valeur a été fixée dans le simulations numériques.



(un) (b)

Figure 4. Influence de la taille du pas de temps et de la densité de la grille sur la fréquence de perte : (a) pas de temps, (b) densité de la grille.

Figure 4. Influence de la taille du pas de temps et de la densité de la grille sur la fréquence de délestage : (a) pas de temps, (b) densité de la grille.

Enfin, l'influence de la résolution de la grille a été évaluée en comparant le vortex fréquence de perte au bord de fuite de la pale du canal en correspondance avec la travée médiane (Figure 4b). En conséquence, le maillage plus grossier s'est avéré inadapté à l'analyse. puisqu'il n'était pas capable de capturer le dégagement du vortex. Parallèlement, une différence de 1,5% a été évalué entre la fréquence de perte des mailles moyenne et fine, témoignant de la haute sensibilité des phénomènes à la résolution de la grille des coureurs.

Avec ces paramètres, le nombre de Courant moyen de la simulation s'est avéré être en dessous de 0,2.

Grâce à cette approche, le modèle numérique est capable d'évaluer le phénomène de von Karman fréquence de perte dans un temps de calcul réduit d'environ 200 CPU h.

4. Validation du modèle numérique

Pour valider le modèle numérique, une série de simulations en régime permanent avec différents des ouvertures d'aubes directrices ont été réalisées pour reproduire la courbe d'efficacité expérimentale du machine. Concrètement, sept configurations avec aube directrice progressive à ouverture depuis 12◦ à 30◦ avec un pas de 3◦ ont été testés.

Une valeur de débit variable à la section d'entrée de la machine a été définie comme limite condition. Une routine de calcul a été implémentée dans le logiciel pour déterminer le bon valeur de débit pour chaque ouverture d'aube, correspondant à la hauteur nominale. Cette approche contourné les inconvénients de la condition aux limites de pression en termes de stabilité de la solution numérique en adoptant la condition de débit massique, qui en même temps garantit la valeur correcte pour la tête.

Machine Translated by Google

12° à 30° avec un pas de 3° ont été testés.

Une valeur de débit variable au niveau de la section d'entrée de la machine a été définie comme condition limite. Une routine de calcul a été implémentée dans le logiciel pour déterminer la valeur de débit correcte pour chaque ouverture d'aube, correspondant à la hauteur nominale. Cette approche contourne les inconvénients de la condition aux limites de pression en termes de stabilité de la solution numérique en adoptant la condition de débit massique, qui garantit en même temps la valeur correcte pour la hauteur.

Comme le montre la figure 5, le modèle numérique reproduit, avec une précision suffisante, le

Machine Translated by Google

le bord d'attaque de la lame en correspondance avec le côté pression de la lame. La séparation des flux se propage ensuite dans le canal inter-aubes du fait de l'advection du flux principal.

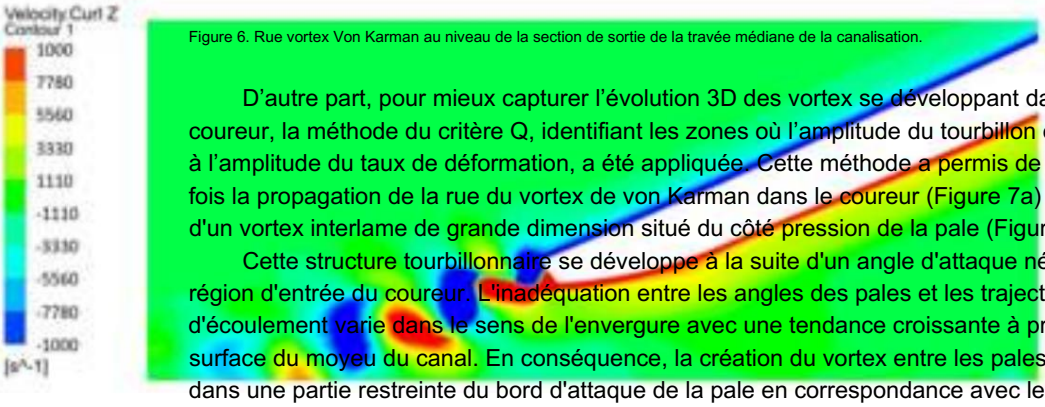
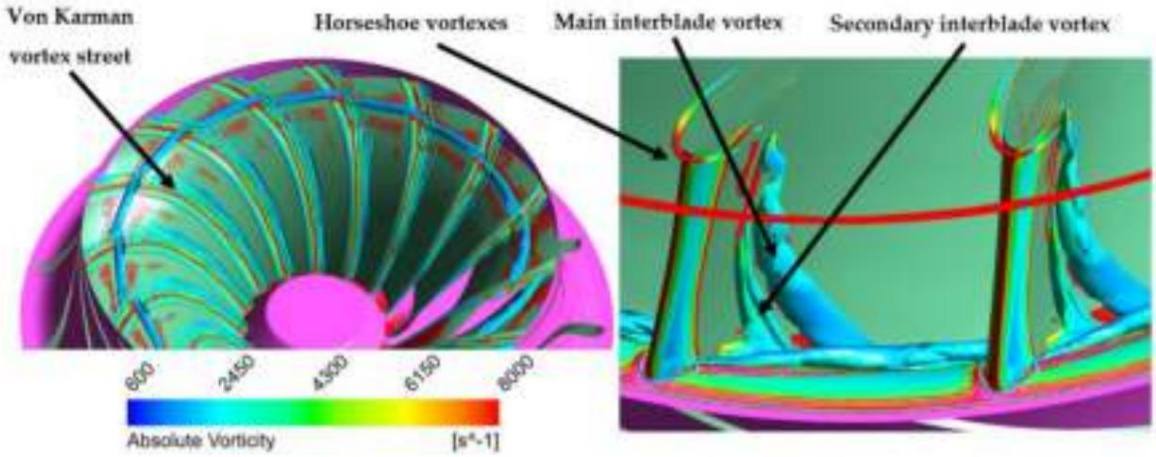


Figure 6. Rue vortex Von Karman au niveau de la section de sortie de la travée médiane de la canalisation.

D'autre part, pour mieux capturer l'évolution 3D des vortex se développant dans le coureur, la méthode du critère Q, identifiant les zones où l'amplitude du tourbillon est supérieure à l'amplitude du taux de déformation, a été appliquée. Cette méthode a permis de capturer à la fois la propagation de la rue du vortex de von Karman dans le coureur (Figure 7a) et la présence d'un vortex interlame de grande dimension situé du côté pression de la pale (Figure 7b).

Cette structure tourbillonnaire se développe à la suite d'un angle d'attaque négatif dans la région d'entrée du coureur. L'inadéquation entre les angles des pales et les trajectoires d'écoulement varie dans le sens de l'envergure avec une tendance croissante à proximité de la surface du moyeu du canal. En conséquence, la création du vortex entre les pales est confinée dans une partie restreinte du bord d'attaque de la pale en correspondance avec le côté pression de la pale. La séparation du flux se propage ensuite dans le canal inter-aubes du canal en raison de l'advection de la rue vortex principale.



(un) (b)

Figure 7. Surface critère Iso Q dans la rigole colorée en fonction du tourbillon absolu : (a) sortie section, (b) section d'entrée.

Bien que cette topologie de vortex interlame ait déjà été étudiée dans la littérature, cette analyse a permis d'identifier une deuxième structure tourbillonnaire, se développant à la jonction entre le bord d'attaque de la pale et la surface du carénage (Figure 7b). Il en va de même pour la structure du vortex a été identifiée par Zhou et al. [16], et on pensait que son origine était une structure apparentée identifiée par Zhou et al. [16], et son origine serait liée à la propagation du vortex en fer à cheval du carénage en aval dans le canal inter-aubes. la propagation du vortex en fer à cheval du carénage en aval dans le canal inter-aubes. Cependant, cet article suggère une nature différente de ce vortex, ce qui semble être le résultat. Cependant, cet article suggère une nature différente de ce vortex, qui semble être le résultat d'une interaction plus complexe entre différentes structures de vortex. d'une interaction plus complexe entre différentes structures de vortex.

De manière plus détaillée, comme le montre la figure 8 représentant les lignes aérodynamiques des différents vortex structures, le vortex principal interpale est composé de deux structures contrarotatives différentes : la première, marquée en bleu, se développe près de la surface du moyeu pour les structures mentionnées ci-dessus. raisons et se propage ensuite du moyeu au carénage, se déplaçant également vers l'aval dans le canal d'écoulement dû à l'advection du flux principal ; le deuxième, marqué en violet, se développe dans la même région puis se propage juste transversalement à la surface du linceul. Le l'incidence entre la deuxième structure et le carénage crée un interaube secondaire vortex indépendant du vortex en fer à cheval du carénage.

De plus, le vortex secondaire augmente de volume suite au mélange avec le écoulement principal, marqué en rouge sur la figure 8, et avec le vortex en fer à cheval, marqué en vert, donc se propageant dans tout le canal.

Machine Translated by Google

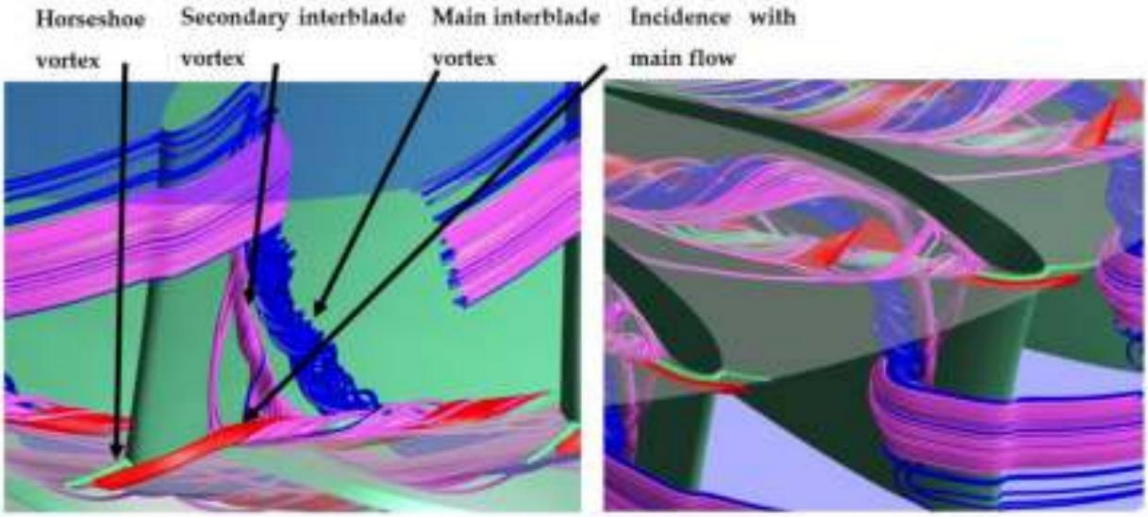


Figure 8. Vortex internales côté pression : vortex principal (ligne bleue) ; vortex secondaire (ligne violette) ; vortex en fer à cheval (ligne verte) ; flux principal (ligne rouge).

Par conséquent, concernant l'origine de deux régions de vortex interlames distinctes à proximité au bord d'attaque de la pale, proche du moyeu, le secondaire semble être consécutif au développement du vortex principal interpale. En effet, l'interaction entre le vortex principal interpale et la couche limite génère une région à faible densité d'énergie, qui est ensuite entraînée vers la surface de l'enveloppe par la force centrifuge, évoluant vers une structure vortex contrarotative.

Le caractère contrarotatif de ces deux structures turbulentes est mis en évidence sur la figure 9 montrant le contour de la vitesse z au niveau de la section médiane du canal.

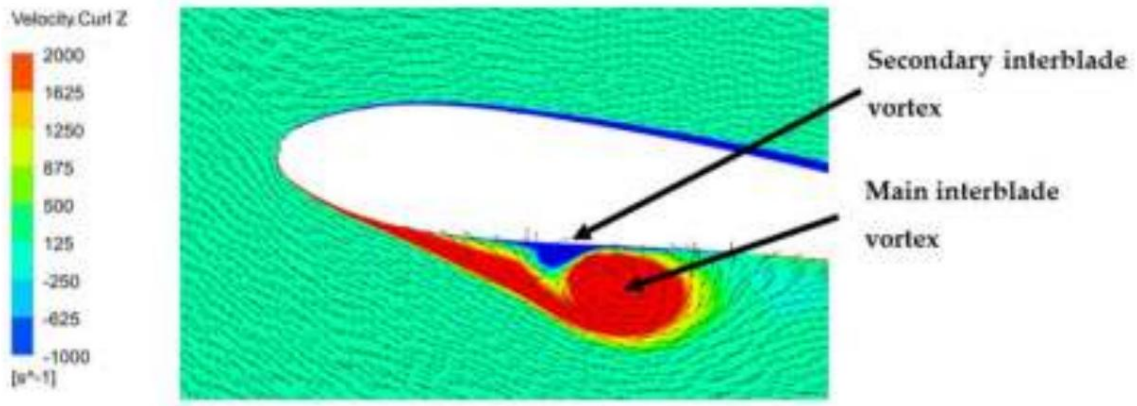


Figure 9. Vortex inter-aubes principal et secondaire au niveau de la section médiane du canal.

Le développement de la structure du vortex interpale influence également considérablement la répartition de la pression des pales due à l'apparition d'une zone de basse pression en correspondance du côté pression de la lame (Figure 10).

Malgré une zone dépressionnaire restreinte se développant en bord d'attaque en raison de la incidence du débit côté aspiration des pales, présence de l'inter-aube côté pression le vortex est clairement visible à partir de la répartition de la charge de portée de 25 %, avec une basse pression zone située à 12% de la coordonnée hydrographique. Cette zone se déplace ensuite progressivement en aval de 15% à 28% de la coordonnée fluviale passant de 50% à 75% dans le direction moyeu-carénage.

L'influence du vortex inter-aubes sur la répartition de la pression des pales est en raison de la position des structures turbulentes, qui semblent d'abord adhérer au côté pression. Deuxièmement, après l'impact avec la surface du carénage de la roue, le mouvement turbulent

Machine Translated by Google

Sur une telle succon se, nous obtenons une zone de basse pression située à proximité du bord de fuite, à proximité de la surface du carénage. En conséquence, la répartition de la pression à 90 % de l'envergure manifeste une dépression locale située à environ 80 % de la coordonnée dans le sens de l'envergure.

L'influence du vortex inter-aubes sur la répartition de la pression des pales est également visible en Int. J. Turbomach. Propulse.
Figure 11, qui montre la répartition de la pression statique côté pression et aspiration de la pale du coureur.
Dans ce scénario, il est possible d'affirmer que le développement du vortex inter-aubes influence négativement le comportement de cavitation de la machine hydraulique en créant une déstructuration locale qui se déplace progressivement dans le canal du canal puis adhère à l'aube suivante.
bande de pression à proximité du bord de fuite du patin (Figure 11a).
côté aspiration.

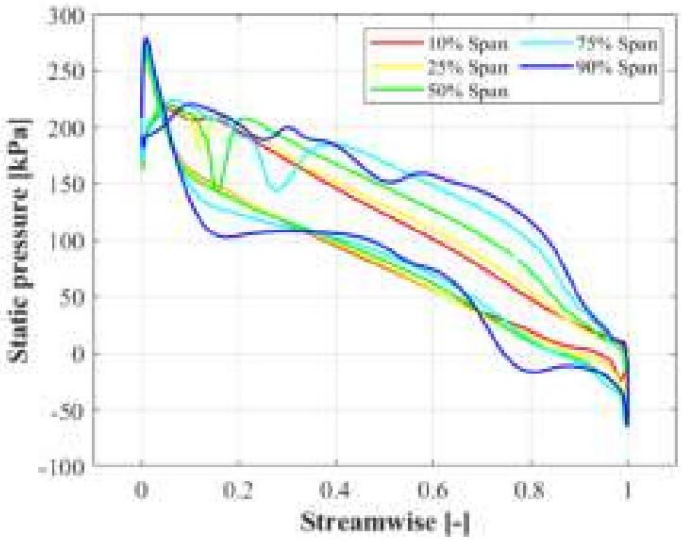


Figure 10. Figure R2. Répartition de la pression statique des pales de guidage pour différents emplacements dans le sens de l'envergure.
Répartition de la pression statique des pales de guidage pour différents emplacements dans le sens de l'envergure.

De ce fait, la présence du vortex inter-aube affecte également la répartition de la pression côté aspiration de l'aube avec l'apparition d'une zone de basse pression située à proximité du bord de fuite, à proximité de la surface du carénage. En conséquence, la pression la distribution à 90% d'étendue manifeste une dépression locale située à environ 80% de l'étendue coordonnée dans le sens de l'envergure.

L'influence du vortex inter-aubes sur la répartition de la pression des pales est également visible sur la figure 11, qui montre la répartition de la pression statique sur la pression de la pale du coureur et côté aspiration. Dans ce scénario, il est possible d'affirmer que le développement de l'interlame le vortex influence négativement le comportement de cavitation de la machine hydraulique en créant un bande de dépression locale à proximité du bord de fuite du coureur (Figure 11a).

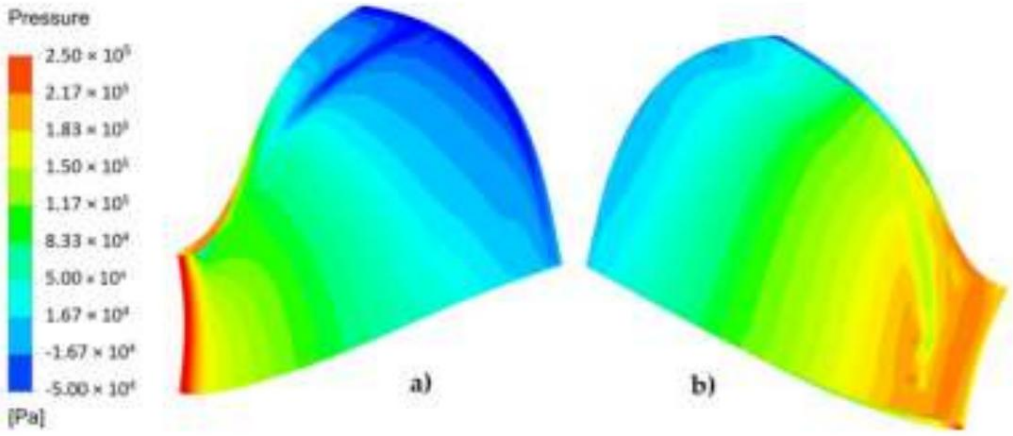


Figure 11. Répartition de la pression statique de la pale de coureur : (a) côté aspiration, (b) côté pression.
Figure 11. Répartition de la pression statique de la pale de coureur : (a) côté aspiration, (b) côté pression.

Néanmoins, la rue vortex de von Karman ne semble pas être perturbée par le. Néanmoins,
la rue vortex de von Karman ne semble pas être perturbée par le développement de ces structures turbulentes interpales à grande échelle, dont le
développement ex- développement de ces structures turbulentes interpales à grande échelle, dont le développeme
a un comportement presque stable.
présente un comportement presque stable.

5.2. L'analyse spectrale
5.2. L'analyse spectrale

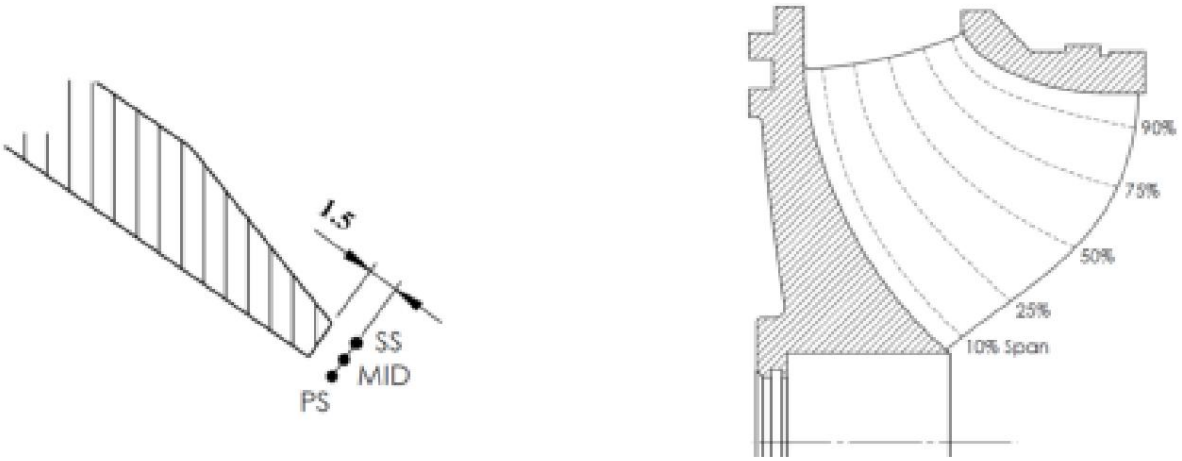
Une fois que nous avons vérifié l'efficacité du modèle à capturer qualitativement le von
Une fois que nous avons vérifié l'efficacité du modèle à capturer qualitativement le von
Déversement de vortex de Karman, l'approche numérique simplifiée a également été testée à
partir d'un déversement de vortex quantitatif. Karman, l'approche numérique simplifiée a également été
testée d'un point de vue quantitatif, en étudiant son efficacité pour identifier la fréquence de
déversement, point de vue tatatif, en étudiant son efficacité dans l'identification de la fréquence d'excrétion.
Par conséquent, pour étudier le contenu spectral de la machine et la corrélation avec le
comportement dynamique des fluides, trois points de contrôle ont été définis sur le bord de fuite
des pales (Figure 12a) dans cinq sections différentes dans le sens de l'envergure (Figure 12b).

Machine Translated by Google

Néanmoins, la rue tourbillonnaire de von Karman ne semble pas perturbée par le développement de ces structures turbulentes interpales à grande échelle, dont le développement présente un comportement presque régulier.

5.2. L'analyse spectrale

Une fois que nous avons vérifié l'efficacité du modèle à capturer qualitativement le von Déversement du vortex de Karman, l'approche numérique simplifiée a également été testée d'un point de vue quantitatif, en étudiant son efficacité pour identifier la fréquence de déversement dynamique des fluides. Par conséquent, pour étudier le contenu spectral de la machine et la corrélation avec le comportement fluide dynamique, trois points de contrôle ont été définis sur le bord de fuite des pales (Figure 12a) en cinq sections différentes dans le sens de l'envergure (Figure 12b).



(un) (b)

Figure 12. Points de contrôle de pression : (a) emplacement sur le bord de fuite de la pale ; (b) sections de pale sur la figure 12. Points de contrôle de pression : (a) emplacement sur le bord de fuite de la pale ; (b) les sections de pales dans le direction dans le sens de l'envergure.
direction dans le sens de l'envergure.

Comme clairement visible sur la Figure 13, l'analyse FFT effectuée sur les signaux de pression Comme clairement visible sur la Figure 13, l'analyse FFT effectuée sur les signaux de pression les acquisitions aux points de contrôle ont confirmé un pic dominant dans les spectres autour de 2000 Hz, les acquisitions aux points de contrôle ont confirmé un pic dominant dans les spectres autour de 2000 Hz, en accord avec les résultats expérimentaux (Figure 1) et, par conséquent, a démontré le en accord avec les résultats expérimentaux (Figure 1) et, par conséquent, a démontré le capacité de l'approche numérique simplifiée à capturer la source d'excitation par résonance. capacité de l'approche numérique simplifiée à capturer la source d'excitation par résonance. En particulier, la répartition de la pression côté pression semble être plus sensible à la En particulier, la répartition de la pression côté pression semble être plus sensible à la perte de la rue vortex. perte de la rue vortex.

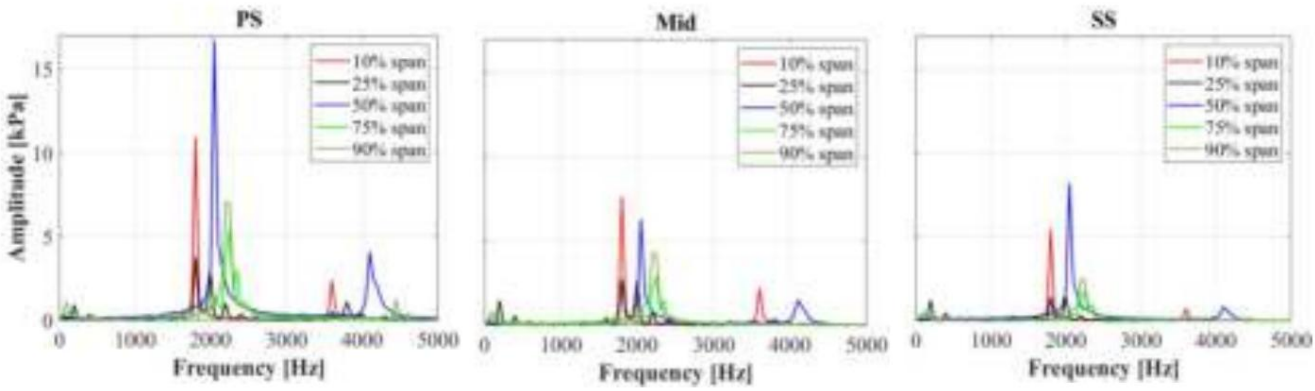


Figure 13. Spectre de fréquence des signaux de pression acquis au bord de fuite des pales. Figure 13. Spectre de fréquence des signaux de pression acquis au bord de fuite des pales.

De plus, le même pic peut également être observé dans le spectre de fréquence du couple. De plus, le même pic peut également être observé dans le spectre de fréquence du couple. agissant sur le signal de la lame de guidage (Figure 14). En effet, la perturbation de pression induite par induite agit sur le signal de la pale du coureur (Figure 14). En effet, la perturbation de pression induite par pale- la perte de la rue du vortex de von Karman influence la répartition de la pression de la pale, par la perte de la rue du vortex de von Karman influence la répartition de la pression de la pale, par conséquent, ce qui entraîne une fluctuation du couple de la lame. tion, ce qui entraîne une fluctuation du couple de la lame.

Afin de mieux décrire l'influence de la perturbation de pression sur le coureur couple, la figure 15b rapporte la répartition de la pression de la lame en correspondance avec le coureur section de bord de fuite médiane à deux instants différents, respectivement, liés à un pic et une vallée du signal de pression à mi-portée (figure 15a).

Les spectres de fréquence montrent également l'existence d'un spectre basse fréquence et de faible amplitude. phénomène qui se situe dans une gamme de fréquence comprise entre 110 Hz et 180 Hz et apparaît dans l'intervalle de 25 %, les signaux sont en presque bon accord avec le signal mesuré à 190 Hz (Figures 1a,b). Puisque cette perturbation reste inchangée dans différentes conditions d'écoulement,

Machine Translated by Google

Figure 13. Spectre de fréquence des signaux de pression acquis au bord de fuite des pales.

De plus, le même pic peut également être observé dans le spectre de fréquence du couple agissant sur le signal de la pale du coureur (Figure 14). En effet, la perturbation de pression induite par le délestage de la rue de vortex de von Karman influence la répartition de la pression de la pale, entraînant ainsi des fluctuations du couple de la pale.

Figure 13. Spectre de fréquence des signaux de pression acquis au bord de fuite des pales.

De plus, le même pic peut également être observé dans le spectre de fréquence du couple, on peut supposer que le phénomène est indépendant de la libération du vortex de von Karman, agissant sur le signal de la pale du coureur (Figure 14). En effet, la perturbation de pression induite par le délestage de la rue de passage des pales influence la répartition de la pression des pales, ce qui entraîne des fluctuations du couple de la lame.

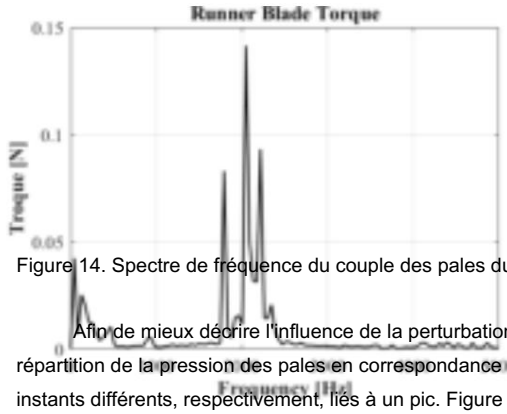


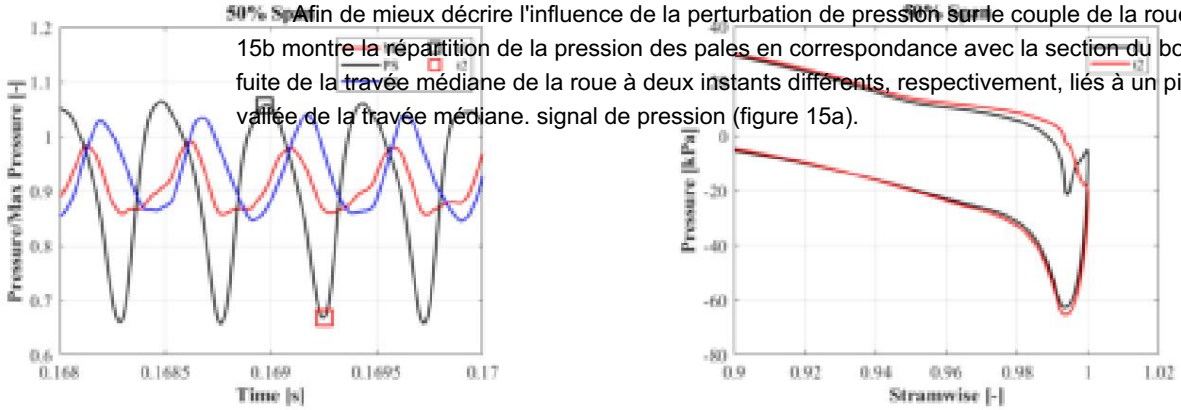
Figure 14. Spectre de fréquence du couple des pales du coureur.

Afin de mieux décrire l'influence de la perturbation de pression sur le couple de la roue, la figure 15b présente la répartition de la pression des pales en correspondance avec la section du bord de fuite à mi-travée de la roue à deux instants différents, respectivement, liés à un pic. Figure 14. Spectre de fréquence de le couple de la lame du coureur.

Figure 14. Spectre de fréquence du couple des pales du coureur.

et une vallée du signal de pression à mi-portée (figure 15a).

Afin de mieux décrire l'influence de la perturbation de pression sur le couple de la roue, la figure 15b montre la répartition de la pression des pales en correspondance avec la section du bord de fuite de la travée médiane de la roue à deux instants différents, respectivement, liés à un pic et à une vallée de la travée médiane. signal de pression (figure 15a).



(un) (b)

Figure 15. Effet de la fréquence de délestage sur la répartition de la pression en bord de fuite de la roue : Figure 15.
Effet de la fréquence de délestage sur la répartition de la pression en bord de fuite de la roue :
(a) tendance de la pression statique aux points de contrôle de l'envergure de 50 % ; (b) le détail de la répartition de la pression au niveau (a) de la tendance de la pression statique aux points de contrôle de l'étendue de 50 % ; (b) détail de la répartition de la pression au niveau du canal bord de fuite de la pale du coureur à deux instants différents.
bord de fuite de la pale à deux instants différents.

(un) (b)

La raison de l'approximation dans la détermination de la fréquence est la moyenne

Figure 15. Effet de la fréquence de délestage sur la répartition de la pression en bord de fuite de la roue : influence de (a) tendance de la pression statique aux points de contrôle de l'envergure de 50 % ; (b) le détail de la répartition de la bord de fuite de la pale du coureur à deux instants différents.

Interface étage sur le champ de pression total. Néanmoins, cette perturbation
pression au niveau de la n'apparaît pas dans les signaux de couple des pales du canal, soulignant ainsi un effet mineur par rapport à la perte de rue du vortex de von Karman.

Enfin, afin d'évaluer l'apport possible du bord de fuite des aubes lors de l'apparition de résonance, le contenu spectral d'un point de contrôle de pression situé dans la section médiane du bord de fuite de l'aube de support a été analysée, montrant un délestage fréquence égale à 500 Hz (Figure 16). Cependant, ce pic n'est pas présent chez le coureur signaux et, par conséquent, ne semble pas apporter une contribution significative à la résonance phénomènes. Ceci est également en accord avec les mesures expérimentales.

En résumant l'analyse fréquentielle, le nombre de Strouhal du coureur résultant du une simulation numérique a été déterminée. En particulier, compte tenu de l'évaluation numérique fréquence de délestage (2 070 Hz), largeur du bord de fuite de la pale et vitesse d'écoulement relative dans la section médiane du coureur, le résultat du numéro de Strouhal du coureur était de 0,186, ce qui tombe dans la plage suggérée pour les turbines Francis (0,16–0,24), soutenant ainsi la bonté de cette approche numérique.

Machine Translated by Google

par rapport à la perte de rue du vortex de von Karman.

Enfin, afin d'évaluer la contribution possible du bord de fuite des aubes sur l'apparition de résonance, le contenu spectral d'un point de contrôle de pression situé dans la section médiane du bord de fuite des aubes a été analysé, montrant une fréquence de délestage. égale à 500 Hz (Figure 16). Cependant, ce pic n'est pas présent dans les signaux des coureurs Int. J. Turbomach. Propulse. Power 2023, 8, 27 et ne semble donc pas apporter de contribution significative aux phénomènes de résonance. Ceci est également en accord avec les mesures expérimentales.

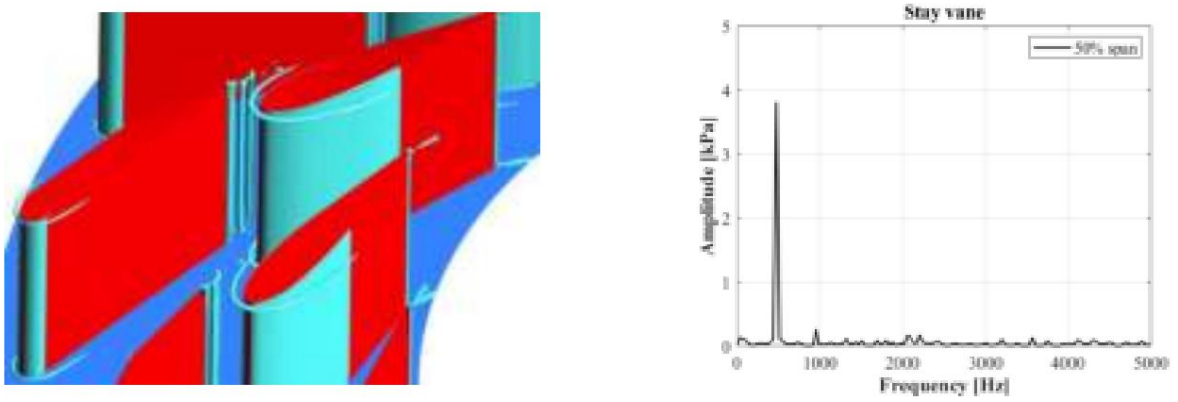


Figure 16. Rue tourbillonnaire au bord de fuite de l'aube de maintien : (a) iso-surface du critère Q ; (b) spectre de fréquences.

Figure 16. Rue tourbillonnaire au bord de fuite de l'aube de maintien : (a) iso-surface du critère Q ; (b) spectre de fréquences.

6. Conclusions

En résumant l'analyse de fréquence, le nombre de Strouhal du coureur résultant de la simulation numérique a été déterminé. En particulier, compte tenu de l'évaluation numérique- Ce travail représente la version étendue de l'article présenté par les auteurs à Selon la fréquence de perte (2 070 Hz), la largeur du bord de fuite de la pale et la vitesse d'écoulement relative la 15e Conférence européenne sur les turbomachines (ETC15) à Budapest, en Hongrie [17], au niveau de la section médiane de la roue, le résultat du nombre de Strouhal de la roue était de 0,186, ce qui Un modèle numérique simplifié à un seul passage a été développé pour évaluer l'effet se situe dans la plage suggérée pour les turbines Francis (0,16–0,24), soutenant ainsi le bien induit par la fréquence de délestage de von Karman au bord de fuite des pales sur le la pertinence de cette approche numérique.
comportement hydrodynamique d'une turbine Francis, nécessitant un effort de calcul réduit.

6. Conclusions

Le cas étudié concerne une turbine Francis à vitesse spécifique moyenne se manifestant
phénomènes de résonance structurelle lors du fonctionnement à la puissance nominale.

Ce travail représente la version étendue de l'article présenté par les auteurs lors de la 15e Conférence européenne sur les turbomachines (ETC15) à Budapest, en Hongrie [17].

phénomènes ding du point de vue de la dynamique des fluides et du spectre. En particulier,
Un modèle numérique simplifié à un seul passage a été développé pour évaluer l'effet. Le contenu spectral des signaux, acquis numériquement chez le coureur, s'est montré bon.
effet induit par la fréquence de délestage de von Karman au bord de fuite des pales en accord avec les valeurs acoustiques expérimentales, identifiant avec une bonne précision le comportement hydrodynamique d'une turbine Francis, nécessitant un effort de calcul réduit.
fréquence de perte de tex dans un temps de calcul réduit d'environ 200 CPU h en
Le cas étudié concerne une turbine Francis à vitesse spécifique moyenne manifestant une comparaison avec une simulation transitoire de l'ensemble de la machine.
phénomènes de résonance structurelle lors du fonctionnement à la puissance nominale.
De plus, le comportement hydrodynamique de la machine a été étudié en profondeur, donnant ainsi une idée
L'approche proposée a démontré son efficacité dans la capture du tourbillon - description détaillée des principales structures turbulentes caractérisant l'écoulement du fluide lorsque
phénomènes ding du point de vue de la dynamique des fluides et du spectre. En particulier, fonctionnement proche du débit nominal. Cela nous a notamment permis de déterminer
le contenu spectral des signaux, acquis numériquement chez le coureur, a montré la bonne existence de deux vortex internales et les causes du développement 3D du secondaire
accord avec les acoustiques expérimentales, identifiant avec une bonne précision le vortex vortex.

Bien qu'un modèle numérique plus simplifié puisse être construit en reconduisant le Géométrie de machine 3D dans un modèle 2D, l'approche numérique proposée représente un compromis entre l'effort de calcul et la précision des résultats. Il représente donc un outil utile à adopter dès la phase de conception préliminaire. En effet, grâce à cette approche, L'excrétion du vortex de von Karman pourrait également être capturée dans des conditions hors conception caractérisées par un flux 3D plus prononcé, qui ne peut être capturé par une approche 2D.

Contributions des auteurs : Conceptualisation, GZ et GC ; Analyse des données, GZ ; Méthodologie, GZ et CG ; Rédaction – préparation du projet original, GZ ; Rédaction : révision et édition, GC et AS ; Supervision, GC Tous les auteurs ont lu et accepté la version publiée du manuscrit.

Financement : Cette recherche n'a reçu aucun financement externe.

Déclaration sur la disponibilité des données : Des restrictions s'appliquent à la disponibilité des données présentées dans cette étude. Les données sont disponibles sur demande auprès des auteurs avec l'autorisation préalable de 45 Engineering Srl

Conflits d'intérêts : Les auteurs ne déclarent aucun conflit d'intérêts.

Références

1. Donaldson, RM Vibration des roues de turbine hydraulique. Trans. Suis. Soc. Mécanique. Ing. 1956, 78, 1141-1144. [Référence croisée]
2. Bourguet, R. ; Karniadakis, GE; Triantafyllou, MS Verrouillage des vibrations induites par les vortex d'une longue poutre tendue en cisaillement couler. J. Structure des fluides. 2011, 27, 838-847. [Référence croisée]

Machine Translated by Google

3. Nennemann, B. ; Monette, C. Prédiction des amplitudes de vibration sur des profils hydrauliques sous excitation vortex de Von Karman.
IOP Conf. Ser. Terre Environ. Sci. 2019, 240, 062004. [Réf. croisée]
4. Alexandre, AN; Gissoni, H. ; Gonçalves, M. ; Cardoso, R. ; Jung, A. ; Meneghini, J. Diagnostics techniques des fissures des aubes de séjour induites par des vortex dans une turbine Francis. IOP Conf. Ser. Terre Environ. Sci. 2016, 49, 072017.
5. Luna-Ramirez, A. ; Campos-Amezcua, A. ; Dorantes-Gómez, O. ; Mazur-Czerwiec, Z. ; Muñoz-Quezada, R. Analyse des échecs de pales de roue dans une turbine hydraulique Francis – Étude de cas. Ing. Échouer. Anal. 2016, 59, 314-325. [Référence croisée] 6.
Etter, S. ; Otto, A. ; Gummer, AN Avantages du chanfreinage des bords de fuite des aubes de turbine Francis. Barrages hydroélectriques 2007, 14, 68-72.
7. Neidhardt, T. ; Jung, A. ; Hyneck, S. ; Gummer, J. Une approche alternative au problème du vortex de Von Karman dans l'hydraulique moderne turbines. Barrages hydroélectriques 2018, 3, 58-62.
8. Hans, médecin généraliste ; Zanutto, JC; Ferreira, WP Diagnostic dynamique des machines des centrales hydrauliques. Vibration de choc. 2006, 13, 409-427. 9.
Zobeiri, A. Effet de la géométrie du bord de fuite des hydroptères sur la dynamique du sillage. doctorat Thèse, École Polytechnique Fédérale de Lausanne, Lausanne, Suisse, 2012.
10. Vu, T. ; Nennemann, B. ; Ausoni, P. ; Farhat, M. ; Avellan, F. Prédiction CFD instable de la perte du vortex de von Kármán en hydraulique aubes de support de turbine. Dans Actes de Hydro 2007, Grenade, Espagne, 15-17 octobre 2007.
11. Amalia, E. ; Moelyadi, MA; Ihsan, M. Effets du modèle de turbulence et des pas de temps numériques sur le comportement de l'écoulement de Von Karman et Faites glisser la précision du cylindre circulaire. IOP Conf. Ser. J. Phys. Conf. Ser. 2018, 1005, 012012. [Réf. croisée]
12. Zanetti, G. ; Cavazzini, G. ; Santolin, A. Evolution tridimensionnelle de l'instabilité d'écoulement en forme de S des pompes-turbines et sa corrélation avec la géométrie du coureur. J. Stockage d'énergie 2023, 57, 106176. [CrossRef]
13. Krappel, T. ; Ruprecht, A. ; Riedelbauch, S. ; Bouffon-Zuerker, R. ; Jung, A. Enquête sur les instabilités de charge partielle de la turbine Francis à l'aide de simulations d'écoulement avec un modèle de turbulence hybride RANS-LES. IOP Conf. Ser. Terre Environ. Sci. 2014, 22, 032001. [Réf. croisée]
14. Wang, S. ; Tan, J. ; Yu, Z. Étude sur l'influence des méthodes de traitement d'interface dynamique/statique sur les résultats de simulation CFD du pompe sanguine à flux axial. Av. Mécanique. Ing. 2020, 12, 1-12. [Référence croisée]
15. Osterwalder, J. ; Hippe, L. Lignes directrices pour le processus de mise à l'échelle de l'efficacité des turbomachines hydrauliques avec différentes rugosités techniques des passages d'écoulement. J. Hydraul. Rés. 1984, 22, 77-102. [Référence croisée]
16. Zhou, L. ; Liu, M. ; Wang, Z. ; Liu, DY; Zhao, Y. Simulation numérique des tourbillons de canal d'aube dans une roue de turbine Francis. Ing. Calculer. 2016, 34, 364-376. [Référence croisée]
17. Zanetti, G. ; Cavazzini, G. ; Santolin, A. Von Karman vibrations induites par vortex dans une turbine Francis : un modèle numérique réduit pour estimer la fréquence de délestage. Dans Actes de la 15e Conférence européenne sur la dynamique des fluides et la thermodynamique des turbomachines 2023, Budapest, Hongrie, 24-28 avril 2023 ; papier n.m. ETC2023-137. Disponible en ligne : https://www.euroturbo.eu/publications/conference-proceedings-repository (consulté le 29 juin 2023).

Avis de non-responsabilité/Note de l'éditeur : Les déclarations, opinions et données contenues dans toutes les publications sont uniquement celles du ou des auteurs et contributeurs individuels et non de MDPI et/ou du ou des éditeurs. MDPI et/ou le(s) éditeur(s) déclinent toute responsabilité pour tout préjudice corporel ou matériel résultant des idées, méthodes, instructions ou produits mentionnés dans le contenu.

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Article

Simulation RANS-LES hybride à résolution d'échelle d'un modèle Turbine Kaplan sur un maillage de 400 millions d'éléments †

Simon Joßberger * et Stefan Riedelbauch

Institut de mécanique des fluides et de machines hydrauliques, Université de Stuttgart, Pfaffenwaldring 10, 70569 Stuttgart, Allemagne ; stefan.riedelbauch@ihs.uni-stuttgart.de * Correspondance : simon.jossberger@ihs.uni-stuttgart.de

† Ce manuscrit est une version étendue du document de réunion ETC2023-343 publié dans les actes de la 15e Conférence européenne sur les turbomachines, Budapest , Hongrie, 24-28 avril 2023.

Résumé : Les turbines Kaplan à double régulation avec aubes directrices et pales de guidage réglables offrent un haut degré de flexibilité et un bon rendement pour une large gamme de points de fonctionnement. Cependant, cela conduit également à une géométrie et un guidage d'écoulement complexes avec, par exemple, des vortex de différentes tailles et forces. L'écoulement dans un tube d'aspiration est particulièrement difficile à simuler, principalement en raison de phénomènes d'écoulement, tels que le tourbillon, la séparation et les forts gradients de pression défavorables, ainsi que d'une forte dépendance aux conditions d'écoulement en amont. Les approches de simulation standard avec des modèles de turbulence RANS, un maillage grossier et un pas de temps important ne parviennent souvent pas à prédire correctement les performances et peuvent même conduire à de fausses tendances dans le comportement global. Pour révéler les phénomènes d'écoulement et les effets physiques, une simulation RANS-LES hybride à résolution d'échelle sur un maillage structuré en blocs d'environ 400 millions d'éléments hexaédriques d'un modèle de turbine Kaplan à cinq pales à double régulation est réalisée. Dans cet article, les résultats de la simulation en cours sont d'abord présentés. La majeure partie du domaine de simulation fonctionne en mode LES et semble correctement résolue. La validation des résultats de simulation avec les données expérimentales montre des écarts moyens inférieurs à 0,8% sur les résultats globaux, c'est-à-dire hauteur totale et puissance, et un bon accord visuel avec les mesures PIV tridimensionnelles de la vitesse dans le cône et des deux. canaux diffuseurs du tube d'aspiration. En particulier, la tendance de la hauteur totale et les résultats pour le tube d'aspiration diffèrent considérablement entre la simulation à résolution d'échelle et une simulation RANS standard. La simulation RANS standard présente un comportement d'écoulement très instable, qui n'est pas observé dans les expériences ou dans la simulation à résolution d'échelle.

Mots-clés : turbine Kaplan ; l'hydroélectricité; dynamique des fluides computationnelle; simulation à résolution d'échelle ; modélisation de turbulence hybride RANS-LES

check for updates

Citation : Jossberger, S. ; Riedelbauch, S. Simulation RANS-LES hybride à résolution d'échelle d'un modèle Kaplan Turbine sur 400 millions d'éléments Engrener. Int. J. Turbomach. Propulse. Pouvoir 2023, 8, 26. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030026

Rédacteur académique : Antoine Dazin

Reçu : 18 juin 2023
Révisé : 17 juillet 2023
Accepté : 20 juillet 2023
Publié : 2 août 2023

Copyright : © 2023 par les auteurs. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.

Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Introduction

L'utilisation croissante d'énergies renouvelables volatiles, comme l'énergie éolienne et solaire, a entraîné des fluctuations plus importantes de la puissance disponible sur le réseau électrique. L'hydroélectricité, en tant que source d'électricité prévisible et fiable, peut être utilisée pour compenser les fluctuations de la production d'électricité et stabiliser le réseau énergétique. Les turbines Kaplan à double régulation avec aubes directrices et pales réglables offrent un rendement élevé sur une large gamme de points de fonctionnement. Cette grande flexibilité opérationnelle nécessite une modification substantielle de l'ouverture des pales du canal.
Les espaces sur la pointe et le moyeu des pales du canal créent des tourbillons d'écoulement interagissant avec l'écoulement décéléré du tube d'aspiration. L'écoulement dans un tube d'aspiration est particulièrement difficile à simuler en raison des phénomènes d'écoulement, comme le tourbillon, la séparation et les forts gradients de pression défavorables (cf. [1]), et d'une forte dépendance aux conditions d'écoulement à l'entrée définies par la qualité et la fidélité. de la simulation en amont (cf. [2]). Les turbines Kaplan typiques sont utilisées pour les chutes petites à moyennes. Par conséquent, même de petites erreurs dans les pertes dépendant du débit peuvent conduire à des prévisions erronées des performances et de la plage de fonctionnement globale.

L'objectif global de cette enquête en cours est de détecter et de comprendre les phénomènes d'écoulement qui se produisent et d'identifier leur importance pour simuler avec précision les turbines Kaplan.

Machine Translated by Google

Pour y parvenir, une simulation hautement résolue avec un modèle de turbulence hybride RANS-LES sur un maillage très fin d'environ 400 millions d'éléments hexaédriques est réalisée. Les modèles de turbulence avancés ont démontré une amélioration des résultats et du niveau de détail (cf. [3–7]), mais leurs exigences numériques, par exemple la taille du pas de temps et la résolution du maillage, ont été généralement beaucoup plus élevées que les approches de simulation RANS standard et généralement trop coûteux pour les processus de développement industriel. Une comparaison de la simulation haute résolution avec différentes simulations moins complexes permet d'identifier les phénomènes d'écoulement importants et de déterminer comment les approches de simulation et les processus de développement standard peuvent être améliorés. Pour valider les résultats de la simulation, des valeurs expérimentales moyennes dans le temps pour la hauteur totale et la puissance du coureur sont disponibles, ainsi que des mesures PIV tridimensionnelles résolues en phase dans un plan juste en aval du coureur et dans un plan dans chacun des deux canaux diffuseurs du tube d'aspiration. Les détails de l' enquête expérimentale ont été publiés dans [8].

Dans cette partie de l'étude, une estimation de la résolution numérique obtenue et les premiers résultats de la simulation haute résolution sont décrits. De plus, une comparaison des données expérimentales et d'une simulation RANS standard sur un maillage de 20 millions d'éléments hexaédriques est présentée. Ce manuscrit est une version étendue du document de réunion ETC2023-343 publié dans les Actes de la 15e Conférence européenne sur les turbomachines, Budapest, Hongrie, 24-28 avril 2023 [9].

2. Configuration numérique et modèle de turbine

La turbine étudiée est une turbine Kaplan à l'échelle modèle. L'ensemble du domaine de simulation se compose de cinq sous-domaines (cf. Figure 1) et commence par la prise d'eau rectangulaire en demi-spirale, qui comprend deux piliers. Le sous-domaine suivant comprend 23 aubes fixes et 24 aubes directrices réglables. Le coureur se compose d'un moyeu et de cinq pales réglables. Aucune simplification géométrique n'est utilisée pour les pales de coureur. Le jeu de la pointe et du moyeu ainsi que les congés entre les pales du canal et le moyeu sont modélisés. Le point de fonctionnement actuellement étudié est un point sur la came, où les angles d'inclinaison des aubes directrices et des pales des roues correspondent. Un tube d'aspiration de type coudé avec un pilier mène au réservoir d'eau résiduaire. La géométrie du réservoir d'eau résiduaire correspond au dispositif d'essai sur modèle au laboratoire hydraulique. La sortie du domaine de simulation est définie à l'extrémité de la canalisation en aval du réservoir d'eau résiduaire. Cela minimise l'impact des conditions limites sur l'écoulement dans le tube d'aspiration et permet une évaluation précise des résultats même à l'extrémité du tube d'aspiration. Etant donné que le débit dans le réservoir d'eau résiduaire ne présente pas d' intérêt particulier, le réservoir d'eau résiduaire sera négligé dans la section 3 suivante.

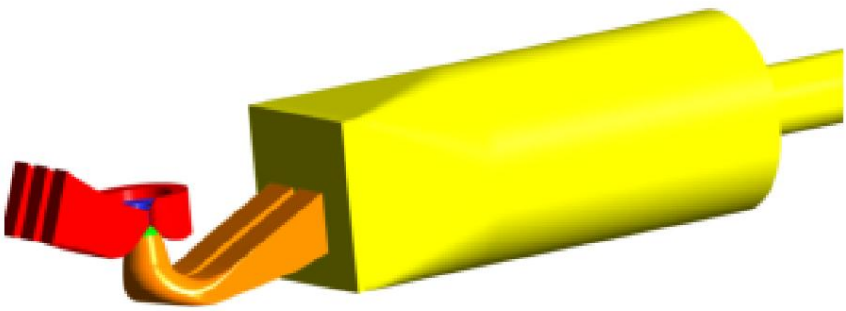


Figure 1. Domaine de simulation. Rouge : zone d'entrée et boîtier semi-spiral (SC). Bleu : aubes fixes et directrices (SVGV). Vert : coureur (RU). Orange : tube d'aspiration (DT). Jaune : réservoir d'eau résiduaire (TW).

ICEM CFD est utilisé pour générer le maillage hexaédrique structuré en blocs avec environ 20 et 400 millions d'éléments pour l'approche RANS standard et la simulation haute résolution , respectivement. Les principales différences entre les maillages de 20 millions d'éléments (20 M) et de 400 millions d'éléments (400 M) résident dans la résolution de la couche limite et la taille globale des éléments tout en préservant autant que possible la répartition des éléments. Pour résoudre correctement la couche limite sans utiliser de fonctions de mur, un maillage fin au niveau du mur et un

Machine Translated by Google

un faible taux de croissance normal pour le mur est requis (cf. Figure 2). Avec un global inchangé taille des éléments, cela conduit à un maillage d'environ 50 millions d'éléments. Pour la maille 400 M, la taille de l'élément est en outre réduite de moitié environ dans toutes les directions tout en conservant autant que possible la structure générale du bloc. Le nombre de cellules dans les cinq sous-domaines admission avec boîtier semi-spiral (SC), aubes de maintien et de guidage (SVGV), roue (RU), tube d'aspiration (DT) et le réservoir d'eau résiduaire (TW) pour les deux mailles sont répertoriés dans le tableau 1.



Figure 2. Distribution caractéristique du maillage au niveau du mur coloré par la vitesse moyenne dans le temps. (À gauche) Une simulation à 20 M avec fonction de mur de couche limite. (À droite) Une simulation de 400 M avec calcul direct de la couche limite.

Tableau 1. Nombre de cellules des sous-domaines en millions d'éléments.

Sim	Total	CS	SVGV	RU	DT	TW
20 M	19,8	2,1	7,0	4,7	4,9	1.1
400 M	399,5	29,8	78,6	63,3	218,2	9.6

Les simulations sont réalisées avec ANSYS CFX, version 19.5. Le traitement automatique des murs est activé pour la couche limite (cf. [10]). En fonction du local sans dimension distance du mur, y +, soit les fonctions du mur, soit le calcul direct de la couche limite est appliqué (cf. Figure 2). Les valeurs moyennes et maximales ainsi que le 95e percentile des valeurs temporelles en moyenne y+ des sous-domaines négligeant le réservoir d'eau résiduaire sont répertoriés dans le tableau 2. Dans la simulation de 20 M, la valeur moyenne y + se situe entre 57 et 82 en fonction de la sous-domaine. Cela conduit à l'utilisation de fonctions murales. Comme l'indique le 95e centile et la moyenne, la plupart des éléments de la simulation 400 M ont une valeur y + plus petite supérieur à 2. Cela devrait conduire à un calcul direct de la couche limite dans la plupart des parties du domaine. Dans les deux simulations, les mêmes distributions tridimensionnelles moyennes dans le temps de propriétés de vitesse et de turbulence issues d'une simulation instationnaire précédente de l'écoulement dans le le réservoir d'eau de tête sont spécifiés comme conditions aux limites d'entrée (cf. [8,11]). Une statique moyenne la pression est définie comme condition aux limites de sortie. Les interfaces de grille générale (GGI) sont utilisées entre les sous-domaines stationnaires. Les interfaces rotor-stator transitoires complètes à 360° se connectent le sous-domaine des canaux rotatifs avec le sous-domaine des aubes fixes et du tube d'aspiration.

Tableau 2. Moyenne, maximum et 95e percentile de y moyenné dans le temps + valeur dans les sous-domaines.

CS			SVGV			RU			DT		
Sim	Ave	Max	p95	Ave	Max	p95	Ave	Max	p95	Ave	Max	p95
20 M	62,1	145,1	99,9	81,7	267,1	132,9	57,0	135,1	88,5			
400 M	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

La turbulence est modélisée par le modèle RANS k − ω de transport par contrainte de cisaillement (SST) pour le Simulation 20 M et par le modèle hybride RANS-LES stress-blended eddy simulation (SBES)

Machine Translated by Google

pour la simulation 400 M. Le modèle SST combine les avantages du modèle k − ω dans les écoulements limités aux parois avec les avantages du modèle k − dans les écoulements à cisaillement libre (cf. [12]). Il s'agit d'un modèle RANS standard et est couramment appliqué à la simulation de turbomachines hydrauliques.
Le modèle SBES utilise une fonction de blindage inédite, fS, pour fusionner le tenseur de contraintes, τij, modélisé par les modèles RANS et LES (cf. [13]) :

$$\tau_{ij}^{SBES} = fS\tau_{ij}^{RANS} + (1 - fS)\tau_{ij}^{LES} \quad (1)$$

Dans cette étude, le modèle SST et le modèle de viscosité de Foucault local adapté aux parois (WALE) sont utilisés respectivement pour les parties RANS et LES. Par rapport aux autres approches hybrides RANS-LES, le modèle SBES présente l'avantage d'une transition rapide du mode RANS au mode LES et d'une distinction claire entre les deux régions par la fonction de blindage, fS (cf. [14]).

Pour la discrétisation spatiale, le schéma haute résolution est appliqué pour la simulation SST, et un schéma de différenciation centrale borné est utilisé pour la simulation SBES (cf. [10]).
Un schéma d'Euler arrière du second ordre est utilisé pour la discrétisation temporelle dans toutes les simulations (cf. [14]). Un nombre fixe de cinq boucles internes par pas de temps est utilisé. Avec la taille finale du pas de temps, cela conduit à des valeurs efficaces maximales des résidus d'environ 8,0 × 10−6 et 1,5 × 10−4 dans les simulations à 20 M et 400 M, respectivement. Un pas de temps de $\Delta t = 2 \times 10^{-4}$ s, qui équivaut à un tour de coureur de 1,8◦, est utilisé pour la simulation de 20 M. Il s'agit d'un ordre de grandeur typique pour les simulations RANS instationnaires de turbines hydroélectriques. La simulation instationnaire est initialisée avec une simulation SST en régime permanent sur le même maillage. En raison d'instabilités numériques, la simulation 400 M ne peut pas être initialisée avec une simulation en régime permanent, et les résultats d'une simulation instationnaire précédente doivent être utilisés. En théorie, le temps de préparation nécessaire pour obtenir des résultats statistiquement valides peut être réduit par une meilleure qualité des conditions initiales. Par conséquent, une simulation instationnaire avec le modèle de turbulence SBES sur le maillage de 20 millions d'éléments et un temps

un pas de $\Delta t = 1 \times 10^{-4}$ s, équivalent à un tour de coureur de 0,9◦, est utilisé comme conditions initiales. Après 10 tours, la taille du pas de temps diminue jusqu'à $\Delta t = 5 \times 10^{-5}$ s au cours d'environ 100 itérations. Après cinq tours supplémentaires, la taille du pas de temps est réduite jusqu'à une valeur finale de $\Delta t = 2{,}5 \times 10^{-5}$ s, équivalente à 0,225◦ de
révolution des coureurs.

Pour les deux simulations, la moyenne des données et l'évaluation des résultats démarrent après un temps de préparation de 20 tours. Cela équivaut respectivement à 4 000 et 15 920 pas de temps dans les simulations 20 M et 400 M, et correspond à environ deux flux convectifs depuis l'entrée du boîtier semi-spiral jusqu'à la sortie du tube d'aspiration. Le nombre d'itérations de construction est choisi par l'expérience avec des simulations similaires de turbines hydroélectriques et par la tendance des valeurs intégrales d'intérêt dans les sous-domaines. En raison du comportement instable de l'écoulement dans le tube d'aspiration dans la simulation à 20 M, ce sous-domaine est moins adapté à la prise en compte du temps de montée en puissance.

3. Résultats

Dans les sections suivantes, les 20 révolutions de build-up sont négligées et seuls les résultats de les révolutions ultérieures sont présentées.

3.1. Estimation de la résolution obtenue dans la simulation à 400 M

Pour dériver les équations RANS des équations de Navier – Stokes, les variables d'écoulement sont décomposées en une composante moyenne ou moyenne dans le temps et une composante turbulente fluctuante. Étant donné que cette dernière composante et la cascade d'énergie de turbulence qui en résulte sont presque entièrement modélisées par le modèle de turbulence, la taille du pas de temps d'une simulation RANS instationnaire est, en théorie, suffisamment petite lorsqu'elle est capable de capturer les fluctuations instationnaires des valeurs moyennes excitées par les influences externes, telles que les interactions entre les aubes directrices et les pales du canal. Contrairement à cela, dans une simulation LES, toutes les échelles turbulentes, sauf les plus petites, sont directement simulées. Pour éviter un amortissement excessif des turbulences dans la région LES, [14] recommande un nombre de Courant CFL ≈ 1 ou moins.

Machine Translated by Google

Dans le tableau 3, les valeurs moyennes et maximales ainsi que le 95e percentile du nombre de Courant moyenné dans le temps sont présentés. Les valeurs pour la simulation 400 M sont divisées dans la région LES et la région RANS. Dans la région LES de tous les sous-domaines, la moyenne Le numéro de Courant est inférieur à 1 et la plupart des éléments ont un numéro de Courant inférieur supérieur à 2, comme l'indique le 95e percentile. La partie gauche de la figure 3 montre la moyenne carré d'environ 30 tours du nombre de Courant sur une coupe traversant la turbine pour la simulation 400 M. Les zones dépassant la recommandation CFL ≤ 1 sont pour la plupart dans les régions avec une résolution de maillage fin, comme les bords d'attaque et de fuite et les espaces vides du lames de coureur. La taille du pas de temps devrait être réduite de moitié environ pour obtenir un Numéro de courant inférieur à 1 pour presque tous les éléments. Cela représenterait à son tour environ doubler le temps de calcul pour un tour. Avec la taille du pas de temps utilisé, un tour nécessite environ 240 000 heures de cœur ou environ 2,5 jours d'horloge murale sur 4 096 cœurs au niveau Centre de calcul haute performance de Stuttgart. Par conséquent, la taille du pas de temps final sélectionné de la simulation 400 M est un compromis entre précision et faisabilité.

Tableau 3. Moyenne, maximum et 95e centile du nombre de Courant moyenné dans le temps dans les sous-domaines.

	CS			SVGV			RU			DT		
Sim	Ave	Max	p95	Ave	Max	p95	Ave	Max	p95	Ave	Max	p95
20 M 0,07												
400 M Région	2,78	0,17	1.21	19,1	15h30	4.20	358	9,23	0,39	12,8	1,58	
RANS 0,02												
400 M Région LES 0,03	1,01	0,04	1,29	146	16h05	3.04	423	9,59	0,08	5,25	0,33	
	0,60	0,08	0,81	123	1,89	0,87	220	1,77	0,11	3.36	0,26	

La fonction de protection, fS, du modèle de turbulence SBES est utilisée pour visualiser si le modèle RANS ou LES est utilisé. Les lignes noires sur l'image de droite de la figure 3 représentent un valeur de fS = 0,99, et les lignes magenta représentent une valeur de fS = 0,01. Les régions à l'extérieur les lignes noires sont fondamentalement entièrement en mode RANS, tandis que les régions à l'intérieur du magenta les lignes sont en mode LES. Les petites régions situées entre les lignes sont les zones de transition entre les deux modèles. La transition du RANS au LES se produit principalement dans le semi-boîtier en spirale et aubes de séjour et de guidage. En aval des aubes directrices, la quasi-totalité des Le domaine de simulation est en mode LES. Dans le canal d'alimentation et le tube d'aspiration, seule la couche limite est en mode RANS, tandis que toutes les autres zones sont en mode LES. C'est l'état prévu pour un hybride Simulation RANS-LES. Dans la région LES, la quantité de turbulence modélisée, représentée par le rapport de viscosité de Foucault, vt/v, construit avec la viscosité turbulente, vt , et la dynamique la viscosité, v, est assez faible. Dans la région RANS, le rapport de viscosité est d'environ deux ordres de magnitude plus élevée. Cela peut également être vu sur la figure 4, où les structures turbulentes résolues dans le tube de tirage sont visualisés. Les structures turbulentes sont représentées par une isosurface du deuxième invariant du tenseur du gradient de vitesse, $Q = 0,5\ ||\Omega||2 - ||S||2 = 50$, construit avec le tenseur de tourbillon, $\Omega = 0,5\ (\partial ui/\partial uj - \partial uj/\partial ui)$, et le tenseur de vitesse de déformation, $S = 0,5\ (\partial ui/\partial uj + \partial uj/\partial ui)$, et coloré par le rapport de viscosité. Par rapport au 20 M simulation, la simulation 400 M résout des structures beaucoup plus fines et calcule l'énergie transfert dû à la turbulence à une échelle beaucoup plus fine.

Machine Translated by Google

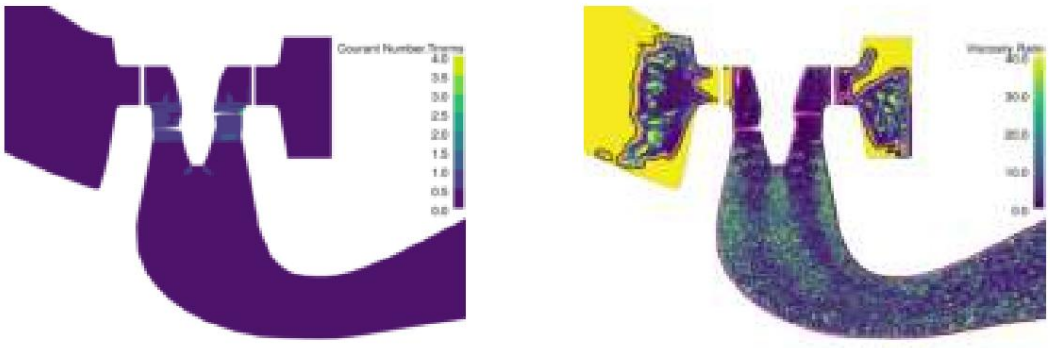


Figure 3. Coupe à travers la turbine pour une simulation de 400 M. (Gauche) Racine moyenne quadratique du nombre de Courant. (À droite) Rapport de viscosité, vt/v, et fonction de protection, fS, du modèle de turbulence SBES (ligne noire : fS = 0,99 ; ligne magenta : fS = 0,01).

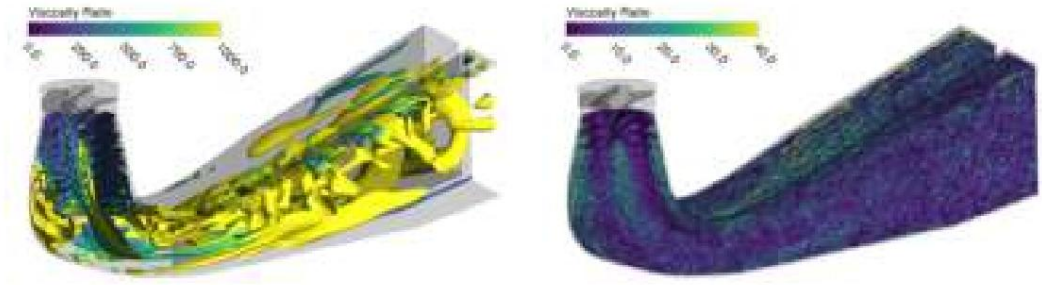


Figure 4. Isosurface instantanée de l'invariant de vitesse Q = 0,5 ||Ω||2 − ||S||2 = 50 pour représenter les structures turbulentes résolues colorées par le rapport de viscosité, vt/v. Différentes échelles sont utilisées pour le rapport de viscosité. (À gauche) Simulation 20 M. (À droite) Simulation 400 M.

3.2. Comparaison des simulations et des mesures La

partie gauche de la figure 5 montre la puissance et la partie droite la hauteur totale de la simulation 20 M et 400 M par rapport à la mesure. Les deux simulations correspondent très bien à la puissance mesurée, avec un petit avantage pour la simulation 20 M. La tendance de puissance de la simulation à 20 M ne présente que des oscillations mineures sans déviations aléatoires élevées.

En comparaison, la tendance de puissance de la simulation 400 M montre des oscillations légèrement plus élevées et un comportement globalement plus bruyant. Ceci est probablement dû aux résolutions temporelles et spatiales plus élevées et à la capacité du modèle SBES à résoudre des structures turbulentes beaucoup plus petites. Néanmoins, la tendance de puissance des deux simulations a atteint un état quasi stable. La tendance de la tête totale présente un comportement différent. Le résultat de la simulation à 400 M est en bon accord avec la mesure et atteint un état quasi stationnaire, qui a également été observé dans l'expérience. La tendance de la simulation à 20 M est très instable et surestime la hauteur de chute de plus de 6 % au maximum. Au cours de 50 révolutions supplémentaires calculées mais non affichées, la tendance ne se stabilise pas et ne semble donc pas être un événement singulier mais un comportement normal pour cette approche de simulation.

La figure 6 montre un champ de vitesse circonférentielle instantané sur le plan de mesure dans le cône du tube d'aspiration juste en aval des pales du canal. Les caractéristiques de base du flux, par exemple le sillage des pales du canal, sont visibles à la fois dans les simulations et dans les mesures. Cependant, la simulation à 20 M montre un champ d'écoulement très fluide. Le niveau de détail est beaucoup plus élevé pour la simulation à 400 M et la mesure, où les petites caractéristiques d'écoulement sont résolues. La granularité et l'ampleur des caractéristiques d'écoulement résolues sont tout à fait comparables entre la simulation à 400 M et la mesure.

La figure 7 montre la vitesse moyenne dans le temps et l'écart type correspondant sur le plan de mesure dans le canal diffuseur gauche du tube d'aspiration. Les données sous-jacentes utilisées pour construire le champ d'écoulement moyenné dans le temps sont très différentes entre les simulations et les mesures. Dans les simulations, tous les pas de temps d'environ 30 tours sont utilisés, ce qui conduit à 30 × 200 = 6 000 et 30 × 1 600 = 48 000 ensembles de données individuels dans les 20 M et 400 M.

Machine Translated by Google

simulations, respectivement. La mesure comprend 1 000 tours, mais seuls neuf ensembles de données par tour sont pris avec un décalage équivalent à un tour de coureur de 8◦ entre les ensembles de données suivants. Cela conduit à un total de 9 000 ensembles de données. Malgré la base de données différente, les résultats de la simulation à 400 M et de la mesure sont en bon accord. La vitesse et l'écart type présentent une distribution et un modèle similaires, ainsi que des magnitudes comparables. La distribution des vitesses de la simulation à 20 M diffère et présente un comportement beaucoup plus instable, comme le montre l'écart type plus élevé.
Les données du plan de mesure dans le canal diffuseur droit présentent des résultats comparables et ne sont donc pas présentées.

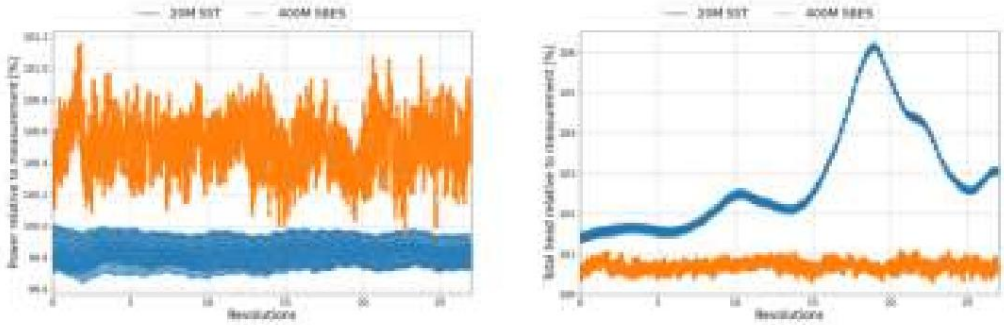


Figure 5. Puissance (à gauche) et tête totale (à droite) par rapport aux mesures.

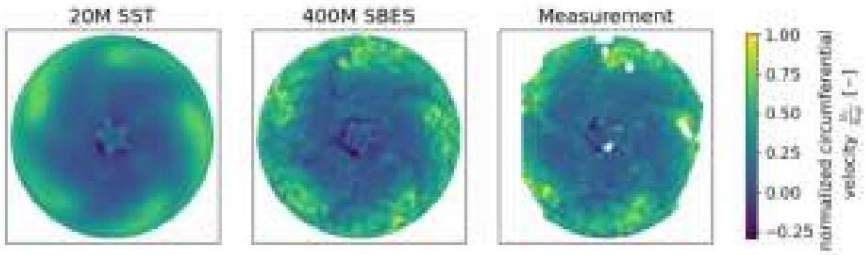


Figure 6. Vitesse circonférentielle instantanée sur le plan de mesure dans le cône du tube d'aspiration. Valeurs normalisées avec la valeur maximale de la simulation 400 M. (À gauche) Simulation 20 M. (Milieu) Simulation 400 M. Mesure (à droite).

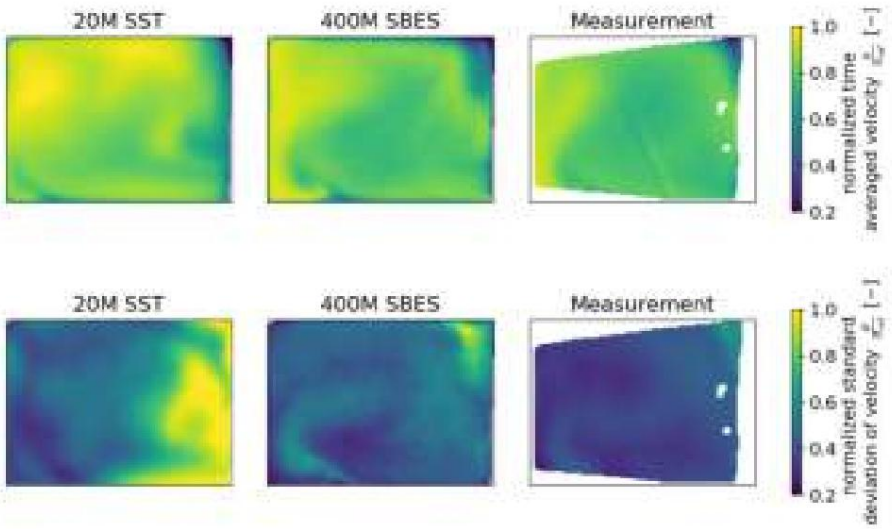


Figure 7. Vitesse moyenne dans le temps (rangée du haut) et écart type (rangée du bas) sur le plan de mesure dans le canal du diffuseur gauche. Valeurs normalisées avec la valeur maximale de la simulation 400 M. (À gauche) Simulation 20 M. (Milieu) Simulation 400 M. Mesure (à droite).

Machine Translated by Google

3.3. Comparaison des résultats résolus en temps pour les simulations à 20 M et 400 M

Pour identifier l'origine de la tendance instationnaire de la chute totale (cf. Figure 5), les pertes de charge des différents sous-domaines normalisées avec la moyenne correspondante de la simulation 400 M sont présentées dans la Figure 8. Il est évident que le comportement instationnaire de la hauteur totale dans la simulation de 20 M est principalement déterminée par les pertes dans le tube d'aspiration. Les autres sous-domaines présentent une évolution plus ou moins constante similaire à la puissance et atteignent des états quasi stationnaires. Par rapport à la simulation à 400 M, les pertes dans la simulation à 20 M sont plus élevées dans tous les sous-domaines mais présentent des oscillations plus faibles.

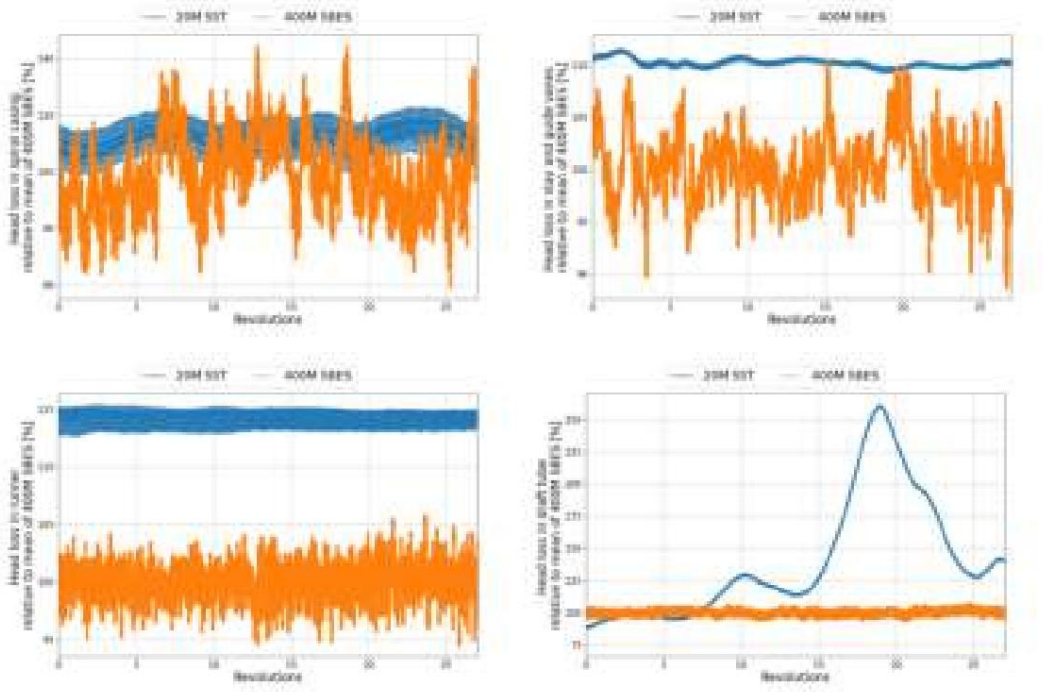


Figure 8. Perte de charge dans les sous-domaines individuels par rapport à la moyenne correspondante de la simulation 400 M. (En haut à gauche) boîtier en spirale. (En haut à droite) haubans et aubes directrices. (En bas à gauche) coureur. (En bas à droite) tube de tirage.

L'origine des pertes instationnaires dans le tube d'aspiration est ensuite isolée à l'aide d' avions de contrôle. Des variables spécifiques, comme la vitesse et la pression, sont enregistrées pour chaque itération sur différents plans de contrôle de la turbine. Les plans de contrôle utilisés dans l' analyse suivante sont illustrés à la figure 9 et sont situés vers l'aval comme suit : Runner Out est un plan de contrôle juste en aval des pales du canal au début du cône du tube d'aspiration. Cone Out se trouve à l'extrémité du cône et à la transition vers le coude. DT Left In et DT Right In se trouvent à proximité de l'entrée des canaux de diffusion gauche et droit du tube d'aspiration.
DT Left Out et DT Right Out se trouvent à la sortie des canaux de diffusion gauche et droit.

La figure 10 montre l'énergie cinétique et la pression moyennes en fonction du débit massique sur les plans de surveillance. La tendance de l'énergie cinétique sur le plan de contrôle du cône hors de la simulation de 20 M est très bien corrélée à la tendance de la perte de charge dans le tube d'aspiration de la figure 8. Une augmentation de l'énergie cinétique entraîne une augmentation de la perte de charge. Le changement d'énergie cinétique est transporté en aval vers les canaux diffuseurs avec un délai. Aucune influence en amont sur le coureur n'est observée. A la sortie du tube d'aspiration, la perturbation s'est en grande partie atténuée. L'évolution de la pression montre un comportement similaire avec deux différences majeures. La première différence est que les deux canaux diffuseurs présentent une tendance opposée. Une augmentation de la pression dans le cône entraîne une augmentation temporisée dans le canal gauche et une diminution temporisée dans le canal droit. La deuxième différence est qu'un changement de pression dans le cône entraîne un changement de pression opposé, retardé, dans la direction amont. Le montré

Machine Translated by Google

Les résultats conduisent à la conclusion que le comportement instationnaire du tube d'aspiration trouve son origine dans le cône du tube d'aspiration.

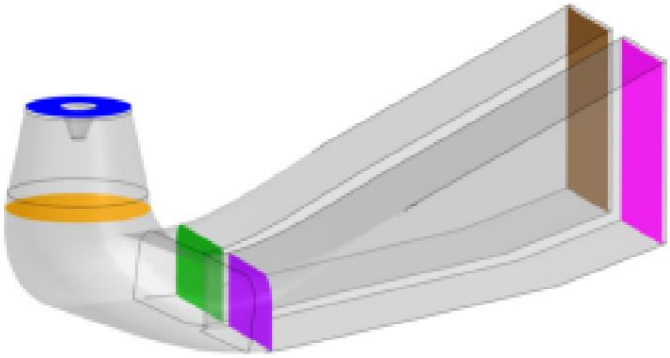


Figure 9. Surveiller les avions dans le tube d'aspiration.

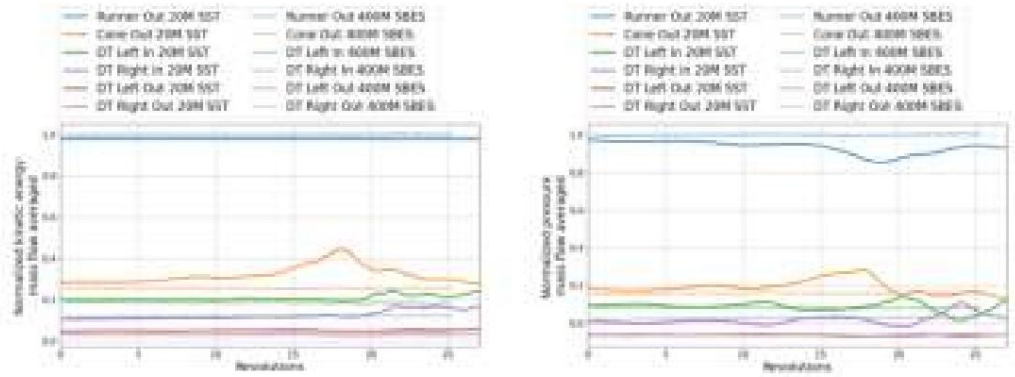


Figure 10. Énergie cinétique (à gauche) et pression (à droite) moyennes en fonction du débit massique sur différents plans de contrôle dans le tube d'aspiration (cf. Figure 9). Les valeurs sont normalisées avec la valeur respective du Runner Out 400 M SBES.

Cette conclusion est en outre confirmée par la figure 11, où les champs de vitesse instantanés sont représentés sur plusieurs plans de contrôle dans le tube d'aspiration pour différentes révolutions. Pour le cinquième tour, la perte de charge dans le tube d'aspiration (cf. Figure 8) a une valeur similaire pour les simulations 20 M et 400 M. Le champ d'écoulement dans le tube d'aspiration est largement comparable. De nombreuses caractéristiques d'écoulement, par exemple des vitesses plus élevées au sommet qu'au bas du coude, sont présentes dans les deux simulations. Dans le détail, il y a des différences. Ceux-ci sont particulièrement visibles sur le plan situé à l'extrémité du cône. La simulation à 20 M montre une région de faible vitesse près du mur, qui n'est pas présente dans la simulation à 400 M. De plus, la granularité globale est beaucoup plus fine dans les simulations 400 M. Les révolutions indiquées ci-dessous, de 15 à 25, constituent le pic majeur de la tendance de la charge totale et de la perte de charge dans le tube d'aspiration de la simulation de 20 M. La simulation 400 M ne change pas radicalement avec le temps. Les principales caractéristiques du débit restent préservées et seules des fluctuations spatiales limitées se produisent. Le flux de la simulation 20 M présente un comportement sensiblement différent. A partir du tour 15, la région à faibles vitesses à l'extrémité du cône devient instable et se détache de la paroi dans les tours suivants. Dans les deux dernières images présentées, le flux dans le cône se stabilise à nouveau. Le détachement est transporté vers l'aval et conduit à des tourbillons majeurs en aval du cône, particulièrement visibles sur le plan de contrôle du coude. Avec l'augmentation de la distance vers l'aval, l'impact du détachement sur le champ d'écoulement s'affaiblit. À la sortie du tube d'aspiration, seules des modifications mineures du champ d'écoulement sont visibles. Le débit en amont à l'entrée du cône n'est que peu influencé. L'instabilité illustrée explique les différences de vitesse et d'écart type sur les plans de mesure dans les canaux du diffuseur entre la simulation 20 M, la simulation 400 M et la mesure illustrée à la figure 7.

Machine Translated by Google

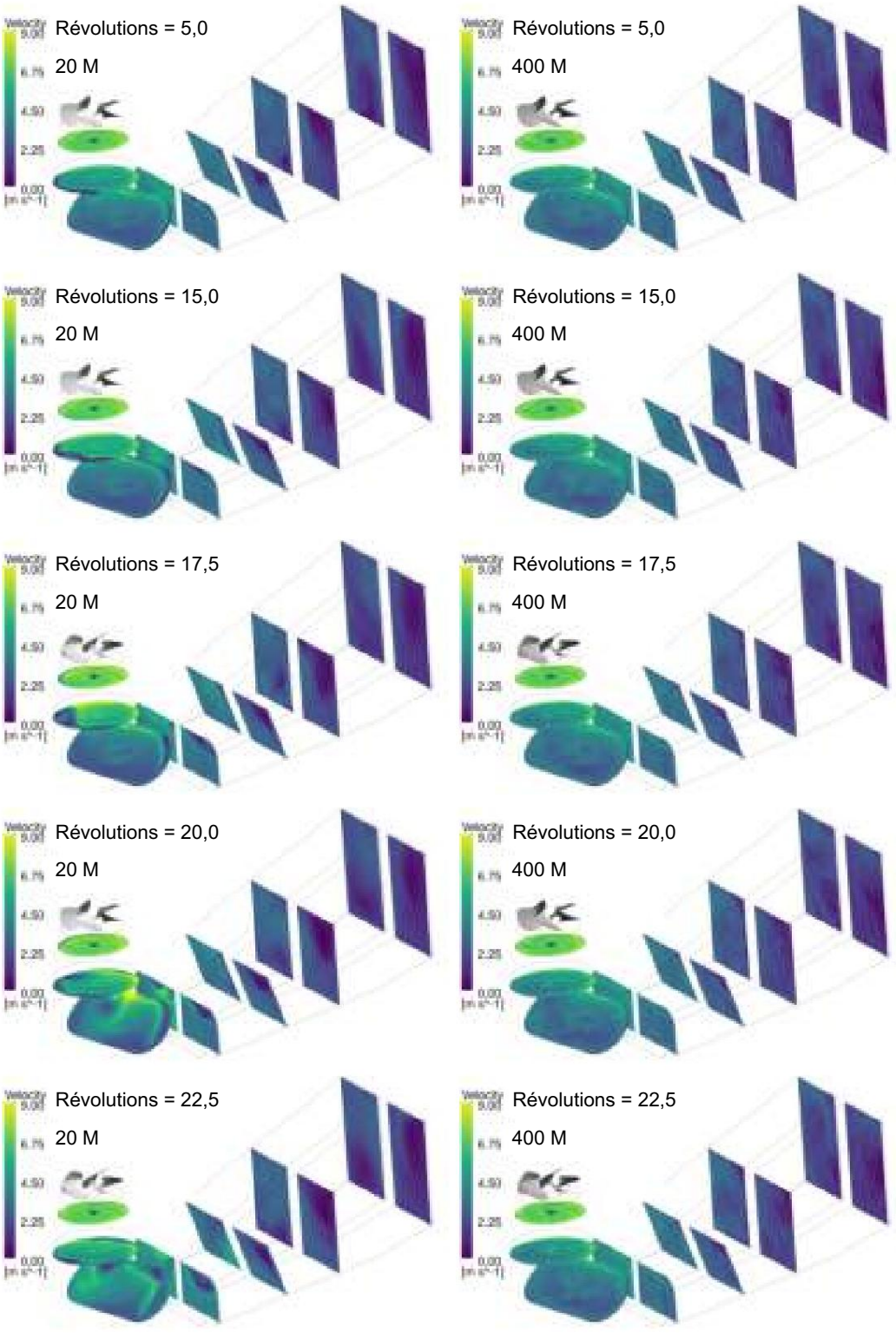


Figure 11. Suite.

Machine Translated by Google

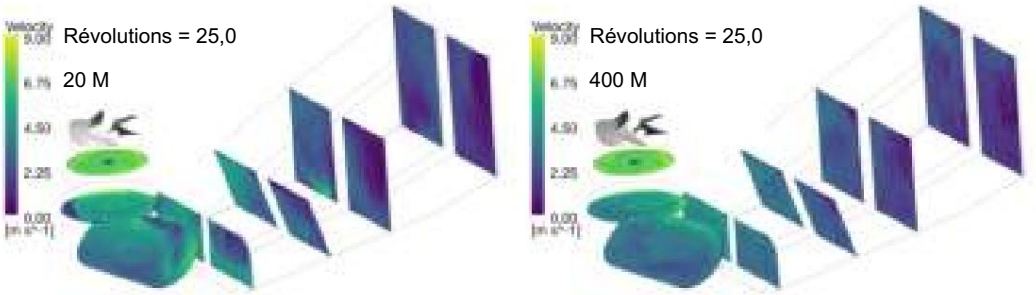


Figure 11. Champs de vitesse instantanés sur les plans de contrôle dans le tube d'aspiration à différentes révolutions. Rangées de gauche : simulation 20 M. Rangées de droite : simulation 400 M.

4. Conclusions et perspectives

Les premiers résultats d'une simulation hybride RANS-LES sur un maillage de 400 millions d' éléments hexaédriques et d'une simulation RANS standard de 20 millions d'éléments hexaédriques ont été présentés et comparés entre eux ainsi que des mesures. Les résultats de la simulation 400 M indiquent que la majeure partie du domaine de simulation s'est déroulée en mode LES et que les régions en mode LES ont été correctement résolues. De plus, les résultats sont en bon accord avec la mesure, et la simulation semble prédire avec précision le débit dans la turbine. Une analyse résolue en temps de la simulation 400 M montre que cette simulation a atteint un état quasi stable dans les valeurs intégrales et le champ d'écoulement, ce qui a également été observé dans l'expérience. La simulation 20 M a montré un comportement très instable dans le tube d'aspiration, conduisant à une tendance instable de la hauteur totale. Cette instabilité apparaissait dans le cône du tube d'aspiration et était transportée principalement vers l'aval.

Actuellement, les caractéristiques d'écoulement les plus cruciales et les principaux facteurs d'influence pour des simulations précises des turbines Kaplan, tels que le modèle de turbulence et la taille du pas de temps, restent flous. Afin de déterminer ces facteurs, une analyse complète est nécessaire, qui implique de comparer les simulations et les expériences actuelles et de réaliser des simulations supplémentaires avec des paramètres variés.

Contributions des auteurs : Conceptualisation, SJ et SR ; méthodologie, SJ et SR ; logiciel, SJ; validation, SJ et SR ; analyse formelle, SJ ; enquête, SJ ; ressources, SJ et SR ; conservation des données, SJ ; rédaction – préparation du projet original, SJ ; rédaction – révision et édition, SJ et SR ; visualisation, SJ ; supervision, SR; administration du projet, SJ et SR ; acquisition de financement, SR Tous les auteurs ont lu et accepté la version publiée du manuscrit.

Financement : Cette recherche n'a reçu aucun financement externe.

Déclaration sur la disponibilité des données : Des restrictions s'appliquent à la disponibilité des données présentées dans cette étude. Les données sont disponibles sur demande auprès des auteurs avec l'autorisation préalable de Voith Hydro Holding GmbH.

Remerciements : La recherche ayant conduit aux résultats présentés dans cet article faisait partie d'un projet de recherche commun de l'Université de Stuttgart et de Voith Hydro Holding GmbH. Les auteurs remercient le Centre de calcul haute performance de Stuttgart pour son soutien et la fourniture de temps de calcul.
Les auteurs remercient Euroturbo pour avoir couvert les frais de publication de la Revue.

Conflits d'intérêts : Les auteurs ne déclarent aucun conflit d'intérêts.

Nomenclature et abréviations

y^+	Distance au mur sans dimension
Δt	Taille du pas de temps
ν_t	Viscosité turbulente
ν	Viscosité dynamique

Machine Translated by Google

FS	Fonction de protection du modèle de turbulence SBES
Q	Critère Q - deuxième invariant du tenseur du gradient de vitesse
S	Tenseur du taux de déformation
Ω	Tenseur de tourbillon

Simulation 20 M sur un maillage de 20 millions d'éléments

Simulation 400 M sur un maillage de 400 millions d'éléments

Navier – Stokes en moyenne RANS Reynolds (équation)

LES	Simulation de grands tourbillons

Simulation de tourbillons à contrainte mélangée SBES

PIV	Vélocimétrie par image de particules
CS	Boîtier en spirale

SVGV Aube de maintien et aube directrice

Coureur RU

DT	Tube de tirage

Eau arrière TW

Références

1. Cervantès, M. ; Engström, T. ; Gustavsson, L. Turbine-99 III. Dans les actes du troisième atelier IAHR/ERCOFTAC sur le projet Tube Flows, Porjus, Suède, 8 et 9 décembre 2005.
2. Nilsson, H. ; Cervantes, M. Effets des conditions aux limites d'entrée sur le débit calculé dans le tube d'aspiration de la Turbine-99, en utilisant OpenFOAM et CFX. IOP Conf. Ser. Terre Environ. Sci. 2012, 15, 032002. [Réf. croisée]
3. Jošt, D. ; Kerlavaj, A. ; Lipej, A. Amélioration de la prévision de l'efficacité d'une turbine Kaplan avec des modèles de turbulence avancés. Stroj. Vestn./J. Mécanique. Ing. 2014, 60, 124-134. [Référence croisée]
4. Krappel, T. ; Riedelbauch, S. Simulations de flux à résolution d'échelle d'une turbine Francis à l'aide de simulations CFD hautement parallèles. Haut Effectuer. Calculer. Sci. Ing. 2016, 16, 499-510.
5. Krappel, T. ; Riedelbauch, S. ; Bouffon-Zuerker, R. ; Jung, A. ; Flurl, B. ; Unger, F. ; Galpin, P. Simulations d'écoulement résolvant les turbulences d'une turbine Francis en charge partielle à l'aide de simulations CFD hautement parallèles. Haute performance. Calculer. Sci. Ing. 2016, 49, 421-433. [Référence croisée]
6. Javadi, A. ; Nilsson, H. Étude numérique détaillée d'une turbine Kaplan avec interaction rotor-stator à l'aide de simulations de résolution de turbulence. Int. J. Débit de fluide thermique 2017, 63, 1–13. [Référence croisée]
7. Minakov, A. ; Platonov, D. ; Litvinov, I. ; Shtork, S. ; Hanjalic, K. Cordes Vortex dans le tube d'aspiration d'une hydroturbine Kaplan de laboratoire à faible charge : un examen expérimental et LES des modèles informatiques RANS et DES. J. Hydraul. Rés. 2017, 55, 668-685. [Référence croisée]
8. Beck, J. ; Jossberger, S. ; Bouffon-Zürker, R. ; Riedelbauch, S. Mesures PIV sur une turbine Kaplan et comparaison avec une analyse numérique adaptative à l'échelle. IOP Conf. Ser. Terre Environ. Sci. 2019, 405, 012024. [Réf. croisée]
9. Jossberger, S. ; Riedelbauch, S. Simulation hybride RANS-LES à résolution d'échelle d'un modèle de turbine Kaplan sur un élément de 400 millions engrener. Dans Actes de la 15e Conférence européenne sur les turbomachines, document N. ETC2023-343, Budapest, Hongrie, 24-28 avril 2023. Disponible en ligne : https://www.euroturbo.eu/publications/conference-proceedings-repository (consulté le 17 juin 2023).
10. ANSYS Inc. Guide de modélisation ANSYS CFX-Solver version 19.5 ; Rapport technique ; ANSYS Inc. : Canonsburg, PA, États-Unis, 2019.
11. Jossberger, S. ; Riedelbauch, S. Influence des conditions aux limites d'entrée sur les simulations numériques d'écoulement d'un modèle Kaplan Turbine. Dans Actes de la 13e Conférence européenne sur les turbomachines, la dynamique des fluides et la thermodynamique, Lausanne, Suisse, 8-12 avril 2019.
12. ANSYS Inc. Guide théorique ANSYS CFX-Solver version 19.5 ; Rapport technique ; ANSYS Inc. : Canonsburg, PA, États-Unis, 2019.
13. Menter, F. Stress-Blended Eddy Simulation (SBES) — Un nouveau paradigme de modélisation hybride RANS-LES. Numéro de notes. Mécanique fluide. Multidisciplinaire. Des. 2016, 137, 27-37.
14. Menter, F. Meilleures pratiques : simulations à résolution d'échelle dans ANSYS CFD – version 2.0 ; Rapport technique ; ANSYS Allemagne GmbH : Darmstadt, Allemagne, 2015.

Avis de non-responsabilité/Note de l'éditeur : Les déclarations, opinions et données contenues dans toutes les publications sont uniquement celles de l'individu. auteur(s) et contributeur(s) et non de MDPI et/ou du ou des éditeurs. MDPI et/ou le(s) éditeur(s) déclinent toute responsabilité pour tout préjudice causé à des personnes ou des biens résultant de toute idée, méthode, instruction ou produit mentionné dans le contenu.

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Article

Étude numérique du développement de l'instabilité rotative dans un compresseur centrifuge à large intervalle de pointe †

Xavier Fleté 1,2,*, Nicolas Binder 2, Yannick Bousquet 2 et Sandrine Cros 1

1 Liebherr-Aerospace Toulouse SAS, 408 Avenue des Etats Unis, 31016 Toulouse, France ISAE-
2 SUPAERO, 10 Av. Édouard Belin, 31400 Toulouse, France ; nicolas.binder@isae-supaero.fr (NB) ;
yannick.bousquet@isae-supaero.fr (YB)
* Correspondance : xavier.flete@isae-supaero.fr
† Ce manuscrit est une version étendue de notre article publié dans les actes de la 15e Conférence européenne sur les turbomachines, Budapest, Hongrie, du 24 au 28 avril 2023.

Résumé : Dans la présente étude, des simulations instationnaires complètes ont été réalisées pour étudier les mécanismes de création d'instabilité rotative dans un compresseur centrifuge à jeu de pointe particulièrement important doté d'un diffuseur sans aubes et d'une volute. Quatre points de fonctionnement le long d'une ligne de vitesse ont été analysés pour comprendre l'influence de la réduction du débit massique sur les structures d'écoulement. Près de l'efficacité maximale, une interaction instable entre les tourbillons de dégagement de pointe et les pales de séparation a été observée. En considérant d'autres études, l'influence de la taille de l'écart de pointe a été analysée. Ensuite, un vortex à grande échelle s'échappant des bords d'attaque des pales principales a été détecté lorsque l'étage fonctionnait près du rapport de pression maximal. Il a été démontré que les tourbillons de déversement étaient provoqués par la combinaison du gradient radial de la vitesse tangentielle sous le vortex de pointe et du reflux inverse près du tubage. Des études antérieures sur les compresseurs axiaux font référence à ces structures tourbillonnaires sous le nom de vortex de reflux. Ces tourbillons provoquent une augmentation significative de l'angle d'incidence dans la région de la pointe.

Mots-clés : tourbillons de reflux; compresseur centrifuge; instabilité tournante; débit de fuite de la pointe ; large dégagement de pointe

check for updates

Citation : Fleté, X. ; Classeur, N. ; Bousquet, Y. ; Cros, S. Enquête numérique sur le développement de l'instabilité rotative dans un compresseur centrifuge à large intervalle de pointe. Int. J. Turbomachine. Propulse. Pouvoir 2023, 8, 25. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030025

Rédacteur académique : Antoine Dazin

Reçu : 8 juin 2023
Révisé : 20 juin 2023
Accepté : 13 juillet 2023
Publié : 1 août 2023

Copyright : © 2023 par les auteurs. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.
Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Introduction

L'industrie automobile est toujours intéressée par la conception de compresseurs centrifuges avec une plage de fonctionnement et une compacité toujours croissantes. Cependant, la taille du jeu en pointe reste constante en raison du choix technologique, tandis que la taille de la roue diminue. En conséquence, les nouveaux compresseurs automobiles présentent des écarts de pointe relativement importants par rapport à l'envergure des pales. Mais, comme le montre la littérature, les écoulements de fuite aux pointes ont un rôle prédominant dans l'émergence d'instabilités d'écoulement.

Inoue et Kuroumaru [1] ont démontré que dans un compresseur axial, l'interaction entre le débit de fuite en pointe et le flux principal conduit à la formation de tourbillons de fuite en pointe. À mesure que le jeu augmente, un flux inverse dû au vortex se développe près de la paroi du tubage. D'autres travaux d'Inoue et al. [2–4] ont montré que lorsque les écarts entre les pointes étaient importants, l' écoulement au bord d'attaque devenait instable et dégénérait en une séparation du bord d'attaq
Ils ont proposé une théorie basée sur un vortex semblable à une tornade s'étendant radialement vers l'intérieur, depuis le carénage jusqu'au côté aspiration de la pale, ce qui conduit à l'apparition de cellules de décrochage de courte longueur. D'autres tourbillons de dégagement de pointe ont été observés par März et al. [5] dans des conditions de pré-décrochage. Ces structures tourbillonnaires, confinées à la région de la pointe d'un rotor, se sont déplacées du côté aspiration vers le côté pression de la pale voisine. Selon Mailach et al. [6] et les travaux cités ci-dessus, ces perturbations instables sont identifiées comme des « instabilités tournantes » dans lesquelles le compresseur fonctionne dans des conditions de « léger décrochage ». En 2008, Vo et coll. [7] ont suggéré qu'un tel flux de pointe pourrait être lié à l'apparition de décrochages rotatifs à courte échelle. Cette hypothèse a été confirmée par les recherches numériques de Pullan et al. [8], qui ont démontré que le décrochage à courte échelle de longueur est causé par une séparation au niveau du bord d'attaque due à une forte

Machine Translated by Google

incidence provoquant l'émergence de vortex de tornade. Ils ont également décrit la propagation de ces structures selon les mécanismes observés par März en y ajoutant l'idée d'un mécanisme auto-entretenu.

Bousquet et coll. [9] ont observé un dégagement de vortex similaire au bord d'attaque d'un compresseur centrifuge doté d'un diffuseur à aubes sans volute dans des conditions de quasi-décrochage. L'interaction entre la séparation du bord d'attaque et le flux entrant a entraîné une instabilité de Kelvin – Helmholtz induisant la libération du vortex de tornade. Cependant, dans cette configuration, la trajectoire des vortex était telle qu'aucune perturbation de rotation à courte échelle n'a été obs

Plus récemment, un mécanisme de Kelvin – Helmholtz similaire a été mentionné par Cao et al. [10] pour expliquer l'apparition d'un dégagement massif de vortex à partir d'un processus de rupture du flux de fuite à la pointe proche des bords d'attaque. Cette étude numérique et expérimentale d'un compresseur centrifuge doté d'un diffuseur sans aube et d'une volute met en évidence l'émergence de tubes vortex qui se propagent circonférentiellement et qui interagissent fortement avec le bord d'attaque de l'aube suivante. La principale différence entre les observations de Bousquet et al. et celles de Cao et al. est la direction des structures tourbillonnaires. Ceux évoqués par Cao sont des tubes orientés dans le sens pale à pale et dépendent du champ de pression aval imposé par la languette de la volute. De tels phénomènes rappellent les résidus du vortex de fuite de la pointe principale brisée décrit par Iwakiri et al. [11] à la suite de simulations à une seu
Comme les auteurs précédents, Tomita et al. [12] ont lié ces instabilités de débit de fuite en pointe à la dégradation des performances du compresseur. Cependant, ils ont également démontré que la rupture du vortex de fuite à la pointe peut stabiliser le champ d'écoulement et augmenter la plage de fonctionnement à faible débit massique en accélérant le flux entrant près du moyeu, sans être affecté par les structures tourbillonnaires.

En tant que version étendue de l'étude présentée par Flete et al. [13] lors de la 15ème Conférence Européenne des Turbomachines, le présent travail complète les études récentes sur les instabilités d'écoulement dans les compresseurs centrifuges appartenant à la famille des turbocompresseurs de la manière suivante :

- Il met en évidence l'interaction entre les tourbillons de fuite en pointe et les aubes de séparation (liées à un grand jeu de pointe), ce qui dégrade les performances proches du rendement maximal.
- Il propose un mécanisme de démarrage pour la perte des tubes vortex décrit par Cao et al. [10] selon l'enquête menée par Chen et al. [14].

Tout d'abord, le compresseur étudié et la méthode numérique sont présentés. La partie suivante présente une analyse détaillée de l'évolution progressive de la topologie de l'écoulement provoquée par la réduction du débit massique. Des simulations complètes sont utilisées pour mettre en évidence le comportement du vortex de dégagement de pointe et l'émergence d'instabilités rotatives dans des conditions de quasi-décrochage. En particulier, la propagation de vortex massifs orientés perpendiculairement à la direction du courant est très similaire à ceux observés par Cao et al. [10] est décrit. Compte tenu de la distribution des vitesses , ces structures tourbillonnaires sont identifiées comme des tourbillons de reflux selon des études antérieures sur des machines axiales. Cependant, les mécanismes de création proposés par Cao et al. pour les configurations centrifuges et Chen et al. car les configurations axiales sont différentes et des questions demeurent sur l'origine de telles structures. Par conséquent, la dernière partie de la présente étude vise à clarifier le processus de développement de ce déversement de tubes vortex.

2. Méthodologie 2.1.

Géométrie du cas de test

Le compresseur centrifuge étudié a été conçu par Liebherr-Aerospace Toulouse pour alimenter en air une pile à combustible automobile. Deux des exigences les plus importantes sont une large plage de fonctionnement et un petit diamètre. Pour répondre à ces spécifications, une roue à aubes divisées suivie d'un diffuseur court sans aubes et d'une volute a été conçue. Compte tenu du champ d'écoulement dans des conditions d'étranglement, les bords d'attaque des pales de séparation sont situés à une position méridionale relative de Mx = 0,31. Cette métrique a été définie en fonction des bords d'attaque des pales principales (Mx = 0) jusqu'aux bords de fuite (Mx = 1). Des simulations numériques ont été effectuées sur la configuration à étage complet illustrée à la figure 1. Le tableau 1 décrit les principaux paramètres de fonctionnement du compresseur. La particularité de la turbine est

Machine Translated by Google

large jeu en pointe passant du bord d'attaque (6 % de l'envergure de la pale) au bord de fuite (18 %).



Figure 1. Domaine informatique.

Tableau 1. Principales caractéristiques du compresseur.

Paramètre	Valeur
Numéro de lame	7 + 7
Taux de rotation de conception	100 krpm
Débit massique de conception	0,1 kg/s 2
Rapport de pression de conception	
Rapport du rayon du diffuseur	1,4
Rapport de largeur du diffuseur	0,07

2.2. Solveur de flux

Les simulations ont été réalisées par Siemens, STAR-CCM+ à l'aide d'un solveur de volumes finis, et ainsi, les équations de Navier-Stokes compressibles instationnaires tridimensionnelles moyennées par Reynolds ont été résolues sur des maillages non structurés. La viscosité de Foucault a été calculée avec le modèle de turbulence à deux équations k − ω SST de Menter [15]. Cette version améliorée du k − ω original combinait les bonnes performances à proximité des parois pour les couches limites sous des gradients de pression défavorables avec la précision k − en écoulement libre. Un solveur de flux couplé a été utilisé pour résoudre simultanément les équations de conservation de la masse et de la quantité de mouvement en utilisant une approche pseudo-temporelle. Les flux convectifs et diffusifs ont été calculés avec un schéma implicite de second ordre au vent. La marche temporelle a été réalisée avec un schéma de discrétisation implicite du second ordre, et les équations déterminantes ont été résolues dans le cadre de référence absolu pour éviter une dissipation artificielle conduisant à un flux rotationnel non physique dans la région du champ lointain. Chaque révolution de la turbine a été décrite par 860 pas de temps physiques , correspondant à 122 pas de temps par passage de l'aube principale, et 30 itérations internes ont été effectuées à chaque pas de temps.

2.3. Engrener

Le domaine de calcul de l'anneau complet a été discrétisé avec un maillage polyédrique non structuré utilisant un maillage de couches de prismes proches des parois. La taille de la première cellule a été fixée à + en dessous de 1,3 et généralement entre 0 et 0,6. 1,5 études de convergence de maillage, le meilleur compromis entre temps µm, garantissant une distance de paroi normalisée . Après plusieurs de calcul et précision de la solution a été trouvé pour 48 × 106 cellules dans la roue avec une moyenne de 33 cellules dans la hauteur de l'espace de pointe. Le diffuseur sans aube et la volute ont été discrétisés en 14 × 106 cellules. Le transfert d'informations entre la roue et le diffuseur a été géré

Machine Translated by Google

par une interface à maillage coulissant, considérée comme la méthode la plus précise pour simuler les interactions rotor-stator.

2.4. Conditions aux limites

Les conditions de stagnation sont appliquées uniformément à la section d'entrée. Cette méthode impose la pression totale, la température et le sens d'écoulement et calcule d'autres grandeurs en utilisant les relations isentropiques. Une étude de Kulak et al. [16] ont démontré qu'une condition aux limites d'écoulement massique tend à surstabiliser l'écoulement et, ainsi, à étouffer les initiations d'instabilités.
De plus, une condition de sortie de pression statique uniforme empêche d'atteindre un débit massique inférieur au plus élevé de la section à pente nulle. Par conséquent, toutes les simulations de cette étude
utilisé une loi des gaz comme condition de sortie.

Cette condition met à jour la pression statique de sortie PSout à chaque pas de temps selon la relation suivante :

$$PSout(t + \Delta t) = PS0 + \lambda \cdot \dot{m}^{2}(t) \quad (1)$$

où PS0 est la pression statique de référence, λ le paramètre d'étranglement et $\dot{m}$ le débit massique à travers la section de sortie. Une telle condition aux limites permet de réguler la pression de sortie en fonction du débit massique et donne suffisamment de liberté pour se déplacer le long de la partie plate de la courbe caractéristique.

2.5. Validation

Une validation globale des performances a été réalisée chez Liebherr Aerospace. La pression statique en sortie d'étage a été mesurée en aval de la volute. Ainsi, la comparaison entre les mesures et les données numériques est basée sur un rapport de pression totale sur pression statique normalisé par la valeur maximale locale et tracé en fonction du débit massique corrigé . La figure 2 montre un bon accord entre l'expérience et les simulations numériques pour une vitesse de rotation fixée à 97% de celle étudiée dans le présent article. De plus, la limite de stabilité est atteinte à un débit massique similaire. Ce dernier résultat démontre la fiabilité de la méthode numérique utilisée pour décrire les mécanismes de déstabilisation d

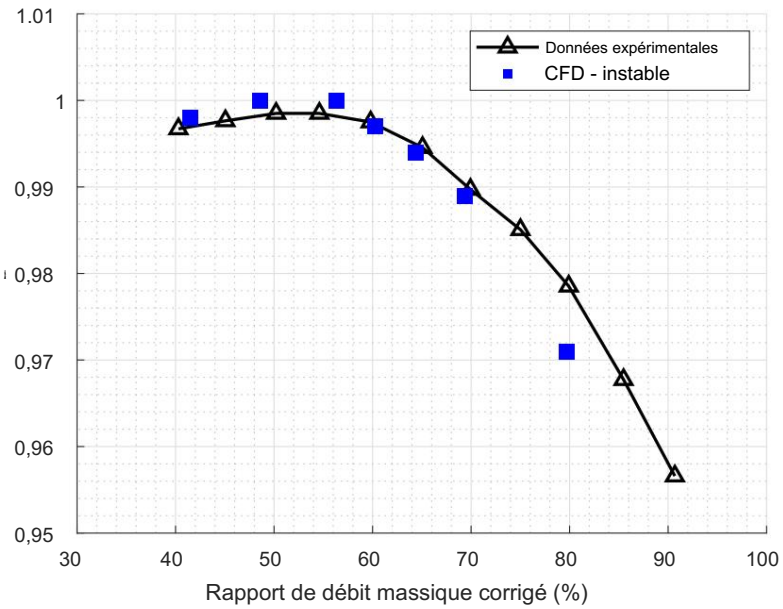


Figure 2. Comparaison des données expérimentales et des résultats CFD.

Machine Translated by Google

3. Phénomène instable près du rendement maximal Quatre

points de fonctionnement (OP1, OP2, OP3 et OP4) le long d'une ligne de vitesse décrivent le développement d'instabilités dans la roue. Le premier point de fonctionnement, OP1, illustre le champ d'écoulement dans la roue du présent compresseur dans les conditions de conception. Le second, OP2, correspond au débit massique auquel les tourbillons de fuite en pointe frappent les bords d'attaque des pales du séparateur, provoquant un comportement instable inattendu à proximité du pic d'efficacité. En réduisant le débit massique, le compresseur fonctionne à OP3, où des tubes vortex similaires à ceux observés par Cao et al. émergent sous les tourbillons de fuite de pointe. Enfin, le dernier point de fonctionnement OP4 décrit montre la topologie du champ d'écoulement dans des conditions de décrochage. Chacun est situé sur la figure 3, représentant le rapport de pression totale sur totale de l'étage et l'efficacité isentropique en fonction du débit massique. Ces quantités sont normalisées par leurs valeurs moyennes respectives au pic d'efficacité.

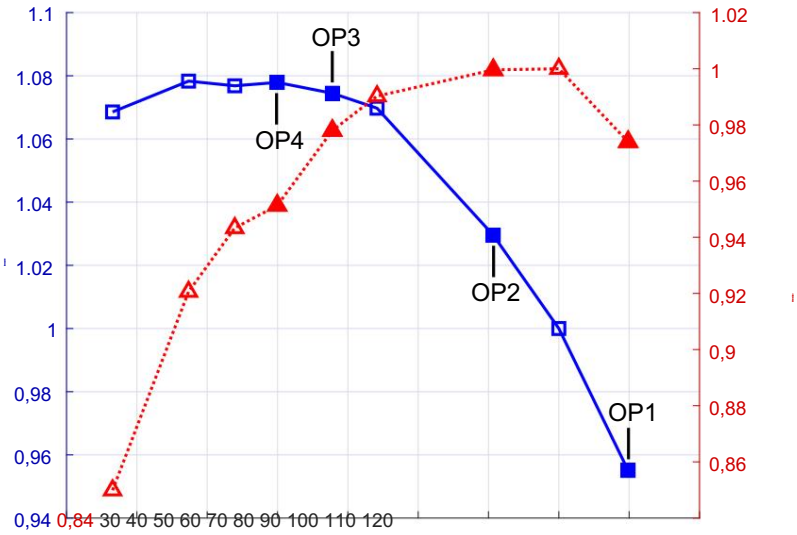


Figure 3. Emplacements des points de fonctionnement étudiés sur la caractéristique du compresseur.

3.1. Structures d'écoulement à proximité de conditions d'étranglement

Au débit massique OP1 le plus élevé, le fort débit de fuite en pointe est confiné à la partie inférieure du demi-passage près des bords de fuite (Mx > 0,65). La recirculation du flux de fuite dans le passage conduit à une accumulation de fluide à faible impulsion près de la paroi du boîtier, ce qui, associé au gradient de pression défavorable du diffuseur sans aube, provoque un reflux près du carénage dans la région de l'extrémité de sortie de la roue. Cependant, ce flux inverse de pointe s'affaiblit dans la direction méridionale avant d'atteindre les bords d'attaque de la lame fendeuse. À l'exception du voisinage du bord de fuite, le champ d'écoulement est généralement stable. En utilisant le critère λ2 , il est possible de visualiser les structures tourbillonnaires dans la roue. λ2 est la deuxième valeur propre de la somme des tenseurs de vitesse de déformation au carré et du tenseur de spin au carré lorsqu'ils sont triés du minimum au maximum. Selon Jeong et Hussain [17], ses valeurs négatives peuvent être interprétées comme des régions vortex, tandis que les valeurs égales ou supérieures à zéro n'ont aucune signification physique. Les iso-surfaces instantanées de λ2 sont illustrées à la figure 4. Elles mettent en évidence des tourbillons de fuite de pointe (TLV) entièrement développés qui s'enroulent à mi-chemin entre les bords d'attaque des pales principales et des pales de séparation et s'étendent jusqu'au demi-passage aval. Dans ces demi-passages, un autre vortex de fuite de pointe émerge de l'espace de pointe de la lame fendeu
A ce point de fonctionnement, les deux larges structures sont stables et ne semblent pas interagir.

Machine Translated by Google

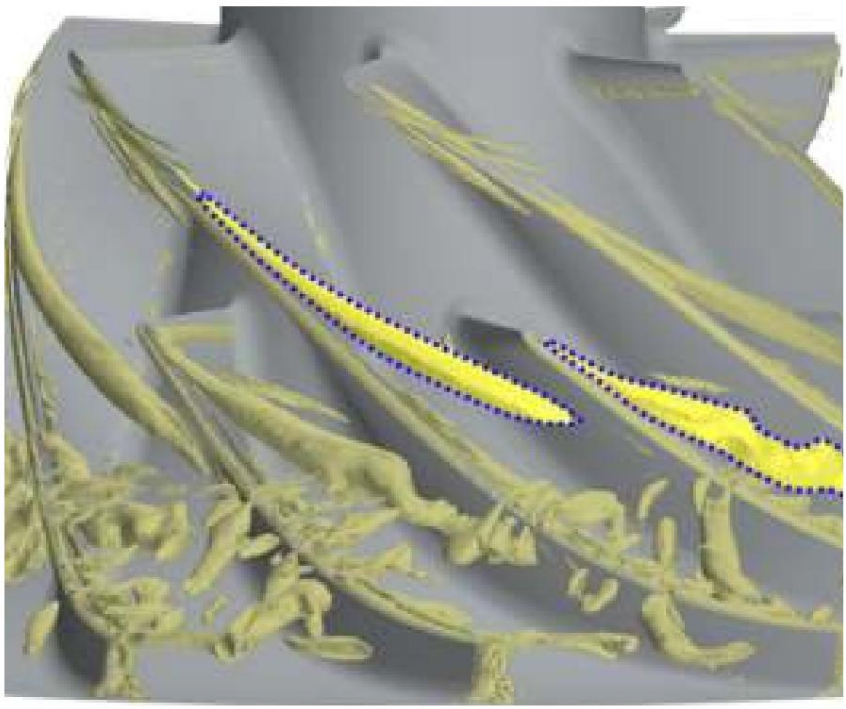


Figure 4. Iso-surfaces du critère λ2 en OP1.

À OP2, la région de fort écoulement de fuite dépasse les bords d'attaque des pales de séparation en raison de l'augmentation défavorable du gradient de pression. Ainsi, l'interface entre le jeu de pointe et le flux entrant sous-jacent se situe en diagonale entre Mx = 0,1 et Mx = 0,25. La figure 5 montre que dans cette configuration, les positions initiales d'enroulement du vortex de fuite de pointe ont migré, et les trajectoires se sont redressées vers l'amont de telle sorte que les tourbillons issus des pales principales heurtent les bords d'attaque de la pale séparatrice, brisant ainsi la seconde. TLV. Même si la partie supérieure du passage (Mx < 0,3) est majoritairement stationnaire, l' interaction entre la queue du TLV de la pale principale et le bord d'attaque de la pale fendeuse conduit à l'émergence d'un vortex en fer à cheval qui s'effondre plus en aval. Ces tourbillons de déversement pénètrent dans l'espace de pointe de l'aube suivante sous l'influence du fort flux de fuite de pointe. Ils perturbent ainsi le vortex en fer à cheval voisin avant d'être transportés par le flux principal vers le diffuseur. Ce phénomène local de déversement de vortex instable est observé de manière quasi identique à chaque passage de pale mais n'affecte pas de manière significative les performances scéniques. Ces perturbations peuvent être observées sur le spectre de pression statique, comme illustré sur la figure 6. Les spectres tracés proviennent d'une sonde située à proximité de la paroi du boîtier à Mx = 0,42. A OP2, le phénomène décrit précédemment provoque une augmentation des oscillations de pression dans la plage de fréquence comprise entre les fréquences de passage des pales séparatrices et des pales principales. Lors d'un étranglement supplémentaire, le TLV principal s'éloigne de la pale de séparation, entraînant le compresseur vers un point de fonctionnement stable, tout en restant dans la section de pente négative de la courbe caractéristique. Ainsi, le spectre lié au signal OP3 révèle un champ d'écoulement stabilisé dans lequel les fluctuations de pression restent inférieures à celles observées à OP2. Par conséquent, même si la perturbation observée près du pic d'efficacité semble présenter des caractéristiques d'instabilité tournante, elle ne doit pas être interprétée comme une signature précurseur de décrochage.

Machine Translated by Google

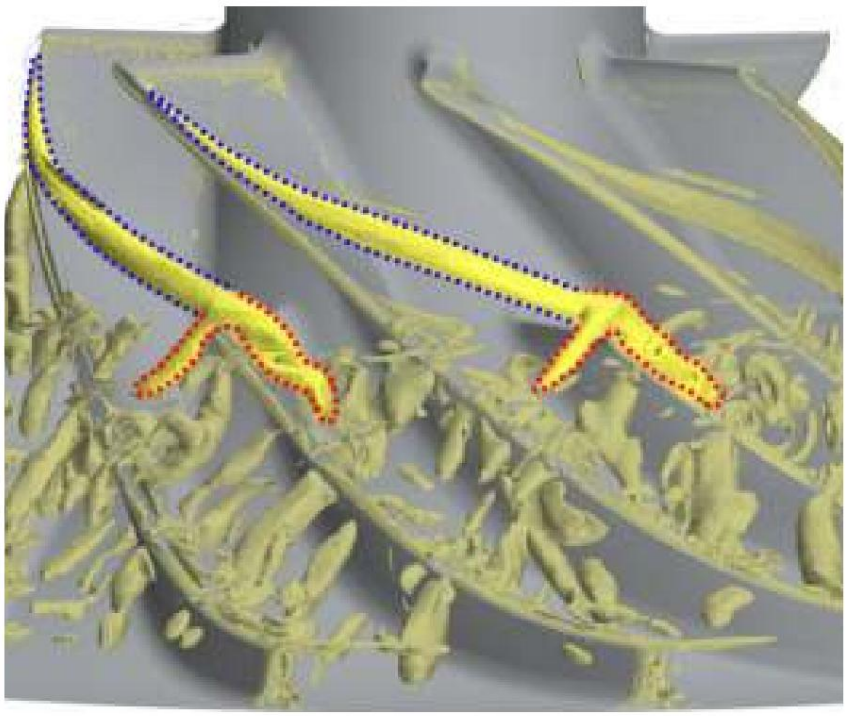


Figure 5. Iso-surfaces du critère λ2 à OP2.

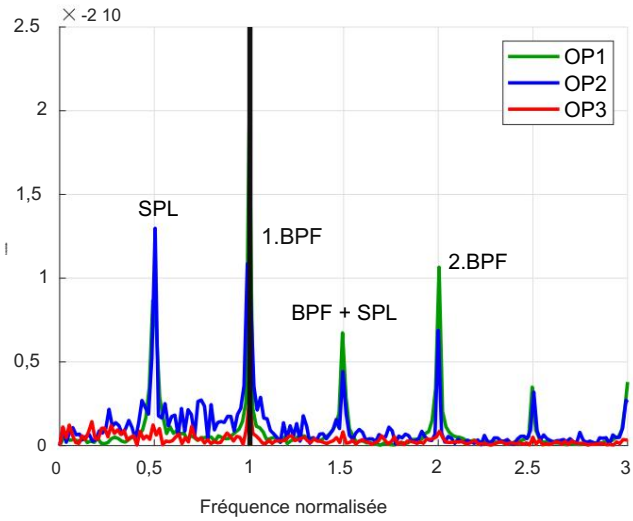


Figure 6. Spectres de pression statique de la région du bord d'attaque de la lame fendeuse (Mx = 0,42).

3.2. Structures de flux dans les conditions de conception

Cette interaction a été observée dans les simulations d'Iwakiri et al. [11] dans une roue d' un compresseur transsonique dans des conditions de quasi-décrochage. Néanmoins, cette étude précédente a identifié ce phénomène comme l'une des causes de la réduction des performances du compresseur proche de la partie pente nulle de la courbe caractéristique. Dans le cas présent, ces structures tourbillonnaires se sont produites plus tôt sur la courbe caractéristique du compresseur que celles mentionnées par les chercheurs de Mitsubishi. Cela pourrait s'expliquer par les différences géométriques entre les deux configurations. En effet, le compresseur actuel a un écart de pointe plus large que la roue analysée par Iwakiri. Par rapport à la hauteur des pales, la géométrie actuelle présente un jeu en pointe plus de cinq fois plus grand à l'entrée de la roue et environ deux fois plus grand à la sortie. Grâce à de grandes simulations de tourbillons, You et al. [18] ont démontré que l'augmentation de la taille de l'espace entre les pointes augmente l'angle entre la pale et le vortex de fuite de la pointe. Cela pourrait expliquer pourquoi le compresseur actuel a présenté cette interaction instable pl

Machine Translated by Google

courbe caractéristique que celle étudiée par Iwakiri. De plus, les lames de séparation actuelles sont plus courtes que celles utilisées dans la configuration décrite par Iwakiri. En conséquence, les mécanismes de perte au niveau OP2 sont confinés à la région située sous les bords d'attaque des aubes de séparation (Mx > 0,31), tandis que ceux observés dans le compresseur de Mitsubishi se sont produits sur la majeure partie de la longueur du passage. Cela explique également pourquoi le compresseur actuel fonctionnant à OP2 fournit suffisamment de travail pour maintenir la pente caractéristique inchangée, alors que celui étudié par Iwakiri présente des réductions de performances. Cependant, compte tenu de la proximité du point de fonctionnement le plus efficace, on peut supposer que OP2 serait le point d'efficacité maximale sans ce phénomène. Par conséquent, l'angle entre le vortex de fuite de la pointe et le côté aspiration de la pale doit être pris en compte lors de la conception des pales de séparation, en particulier pour les turbines avec un jeu de pointe large.

4. Émergence de tourbillons de reflux 4.1. Structures d'écoulement dans des conditions de quasi-décrochage

Avec la diminution du débit massique, le compresseur actuel atteint le point de fonctionnement, OP3, dans lequel le TLV s'enroule plus tôt près du bord d'attaque de l'aube principale et devient plus court que ceux observés à OP2. Selon Tan et al. [19], l'angle définissant la trajectoire du vortex de fuite de pointe à partir du côté aspiration de la pale principale augmente avec la charge de la pale. De plus, comme le rapportent Zhang et al. [20], le flux de dégagement de pointe inversé à la sortie de la roue s'étend plus en amont jusqu'à atteindre une position méridionale de Mx = 0,1. La figure 7 montre qu'à ce point de fonctionnement, quelques vortex notables émergent devant la queue du TLV avant de se propager dans le passage. Les extrémités amont des tourbillons libérés sont légèrement orientées vers l'amont, tandis que les extrémités inférieures restent fixées à l'extrados de la pale. De cette manière, ces grandes structures, orientées perpendiculairement à la direction du cours d'eau, se propagent vers l'aval jusqu'à heurter les bords d'attaque des pales fendeuses. De plus, ce phénomène s'avère périodique, et pour le débit massique actuel, ces tourbillons frappent le bord d'attaque de la pale de fenda
Lors de l'écoulement venant en sens inverse, ces tubes vortex se produisant à Mx = 0,2 occupent environ 15 % de la portée. De tels vortex sont très similaires aux structures d'écoulement résultant de la rupture de l'écoulement de fuite en pointe décrite par Cao et al. [10]. Cependant, le cas présent montre la coexistence de ces larges vortex avec un vortex de fuite de pointe établi.

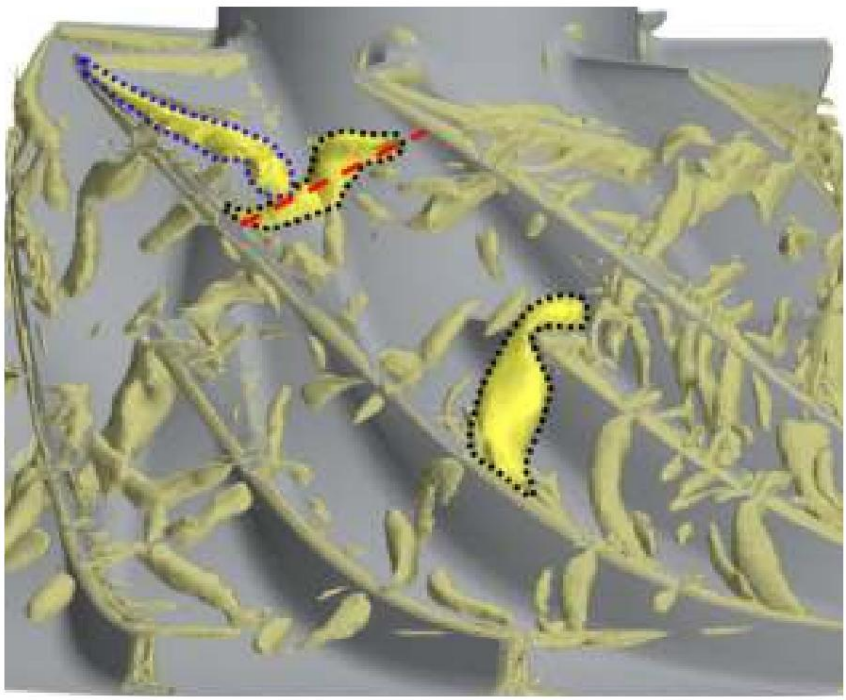


Figure 7. Iso-surfaces du critère λ2 à OP3.

Machine Translated by Google

4.2. Structures de flux dans des conditions de décrochage

Avec un étranglement supplémentaire, le compresseur atteint le point de fonctionnement OP4, où l'interface entre le jeu de pointe et les flux entrants est parallèle aux bords d'attaque.
Pour ce débit massique, le TLV s'enroule toujours au niveau du bord d'attaque de la pale principale, mais il est plus court et a tendance à s'aligner avec le plan des bords d'attaque. De plus, le flux de dégagement de pointe inversé se déplace plus en amont jusqu'à atteindre les bords d'attaque des pales principales. Dans ces conditions, le vortex de fuite de pointe est cisaillé par l'écoulement axial sous-jacent et le reflux de l'espace de pointe. En conséquence, les vortex de fuite de pointe se brisent dans certains passages, provoquant la perte massive de vortex illustrée à la figure 8. La topologie d'écoulement à ce point de fonctionnement ressemble beaucoup aux structures de champ décrites par Cao et al. Les tourbillons de déversement sont similaires à ceux observés à OP3, mais ils s'enroulent plus près de l'entrée de la roue (Mx = 0,08), sont orientés plus en diagonale vers l'amont et sont plus grands d'environ 33 % pour les plus grands. En outre, la fréquence d'émergence de tourbillons à grande échelle a augmenté, de sorte que les tourbillons de déversement frappent les bords d'attaque des pales de séparation entre deux et trois fois par tour. De plus, l'extrémité amont est désormais associée à une zone de vitesse tangentielle élevée et se propage circonférentiellement. Ainsi, cette partie atteint le côté pression de l'aube adjacente avant de traverser l'espace de pointe et de perturber les structures d'écoulement au passage suivant.

Ce nouveau mécanisme perturbant le champ d'écoulement dans le passage voisin est illustré sur la figure 9. En (t0), un tube vortex (noir) émerge sous le vortex de fuite en pointe (bleu). A (t0 + 40Δt), sa partie supérieure s'est déplacée circonférentiellement, tandis que son extrémité aval est advectée par l'écoulement principal. À (t0 + 80Δt), la partie amont passe par l'intervalle de pointe suivant. A (t0 + 120Δt), la partie restant dans le premier passage est advectée vers l'aval vers le bord d'attaque de la lame fendeuse, tandis que l'autre interagit avec le TLV voisin. Ainsi, cette interaction brise le vortex de fuite de pointe suivant et contribue à la création d'un nouveau grand vortex orienté perpendiculairement à la pale lors du passage suivant. Dans le même temps, les parties aval des vortex advectées heurtent les bords d'attaque des pales de séparation, provoquant d'importantes fluctuations de pression.

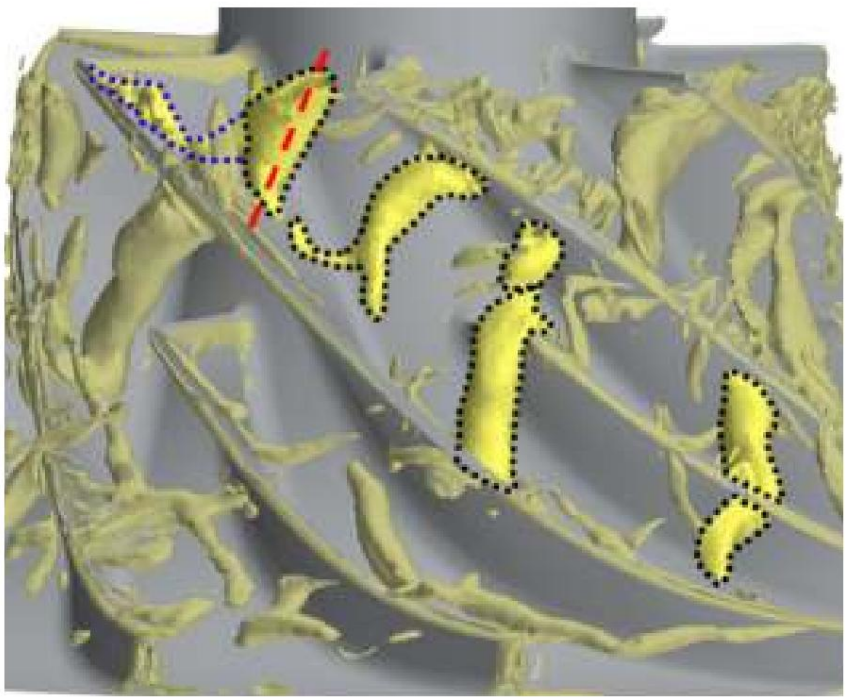


Figure 8. Iso-surfaces du critère λ2 à OP4.

Machine Translated by Google

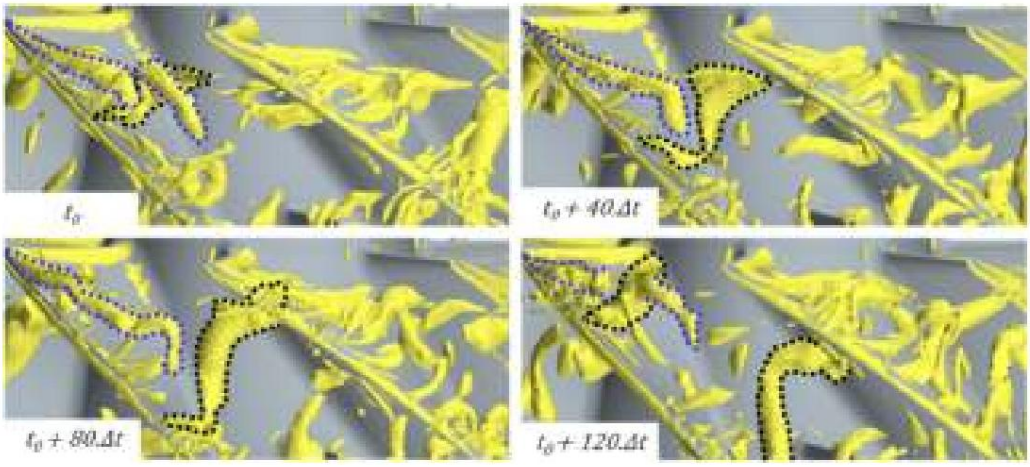


Figure 9. Vortex à grande échelle perturbant le passage voisin (OP4).

Des travaux antérieurs [2,4–6,21] sur les configurations axiales ont qualifié ces types de perturbations avant le décrochage d'instabilité rotative. Ces instabilités sont principalement rencontrées dans les compresseurs à large jeu aux extrémités fonctionnant dans des conditions proches du décrochage. Comme le rapporte Day [22], ils sont définis par leur petite taille (environ un pas), des points de basse pression se déplaçant de l'aspiration d'une pale vers le côté pression de la suivante, et par une bosse caractéristique (environ un pas). un tiers de la fréquence de passage de la pale) sur les spectres de fréquence. Une transformée de Fourier a été réalisée sur le signal de pression enregistré par une sonde fixe située à Mx = 0,09 pour identifier les instabilités présentes. La figure 10 montre le spectre de fréquence associé dans lequel l'abscisse a été normalisée par la fréquence de passage de la pale principale (BPF). Une bosse distinctive est observée autour d'un tiers du BPF, renforçant l' hypothèse d'instabilité tournante. Le pic discret situé juste en dessous du tiers du BPF est lié au passage des tubes vortex qui se propagent circonférentiellement à proximité des bords d'attaque.

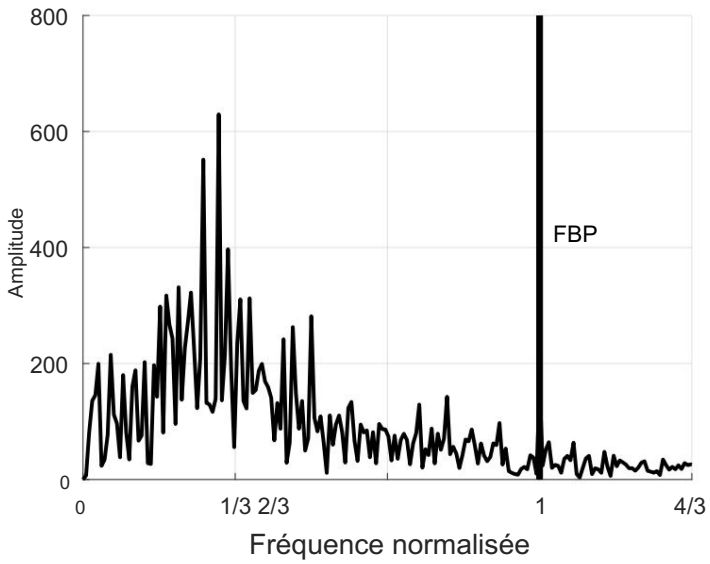


Figure 10. Spectre de pression statique de la région de la pointe du passage de la pale principale à OP4 (Mx = 0,09).

Certains passages sont en avance sur le développement des instabilités. En effet, les passages coexistent simultanément avec des tourbillons de fuite à pointe effondrée et avec des TLV stables dans la roue. Il a été noté que les passages avec TLV brisé étaient associés à de grandes structures tourbillonnaires alignées avec le plan des bords d'attaque. En revanche, les passages liés au TLV ininterrom

Machine Translated by Google

contiennent de fines structures qui s'enroulent plus en aval. Cette dernière topologie d'écoulement est similaire au champ d'écoulement observé à un débit massique plus élevé lorsque le compresseur fonctionne à OP3. Ce phénomène est dû à la non-uniformité de la répartition de pression induite par la volute dans le diffuseur sans ailettes. L'asymétrie de la volute conduit à une zone de haute pression devant la langue de la volute, suivie d'une zone de basse pression. La figure 11 décrit la non-uniformité du champ d'écoulement dans le diffuseur sans pales en traçant les variations de pression statique moyennes dans le temps, PS, autour de la roue, où PS(θ, tk) est la pression statique dans le diffuseursans pales à tk et PS. (tk) est la moyenne circonférentielle de PS(θ, tk).

Cette distorsion en aval qui s'accentue avec la réduction du débit massique provoque une perturbation périodique qui entraîne le développement d'instabilités dans les passages de la roue. En accord avec Zhang et al. [20], l'effet potentiel se propage vers l'amont à travers l'écoulement subsonique jusqu'à atteindre le plan des bords d'attaque des pales principales. Ce mécanisme explique la disparité instantanée des comportements des tourbillons de fuite en pointe dans les différents passages du rotor.

$$PS(\theta) = \sum_{k=i}^{N} \frac{1}{(N-i+1)} \frac{PS(\theta, tk) - \overline{PS(tk)}}{\overline{PS\ (merci)}}$$

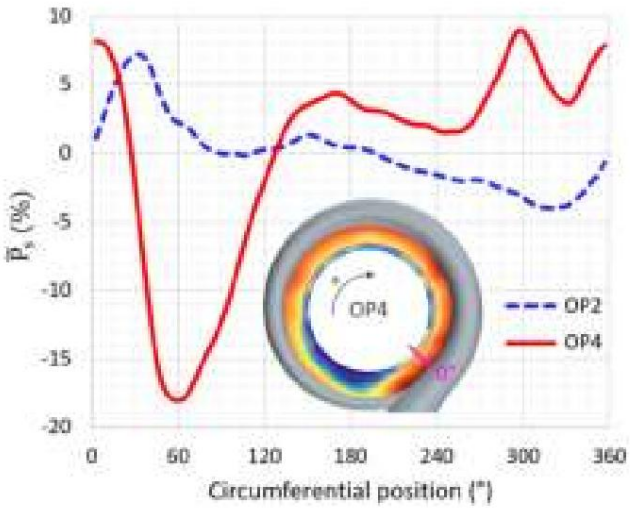


Figure 11. Influence de la volute sur la répartition de la pression dans le diffuseur près des bords de fuite de la roue.

4.3. Mécanismes de création des tourbillons de reflux

Cao et coll. [10] ont supposé que ces grands vortex sont induits par une instabilité de Kelvin – Helmholtz de la couche de cisaillement formée entre l'écoulement du courant principal et l'écoulement de fuite de pointe. Cependant, cette théorie n'explique pas l'orientation du tube vortex. Le premier enroulement de vortex provoqué par une instabilité de Kelvin – Helmholtz d'une couche de cisaillement dans un compresseur centrifuge a été décrit par Bousquet et al. [9]. Dans ce travail, les tourbillons de foule s'étendaient radialement du côté aspiration de la pale jusqu'à la paroi du carter sans croître en diagonale vers l'amont ni être alignés perpendiculairement à la pale. De plus, le processus de rupture du flux de fuite à la pointe décrit par Cao est incompatible avec la coexistence d'un TLV stable et d'un délestage de tube vortex, comme observé à OP3. Ce fait a encouragé une étude plus approfondie des mécanismes à l'origine des structures de flux actuelles. Un schéma d'écoulement similaire a été observé expérimentalement dans un compresseur axial par Chen et al. [14]. Ils appellent cette structure tourbillonnaire le vortex de reflux (BFV) et la décrivent comme un filament qui émerge du bas du TLV, près du bord d'attaque de la pale. L'explication avancée dans cette étude est qu'il existe une couche de cisaillement sous le vortex de fuite de pointe dont la direction principale du tourbillon est telle que si cette couche doit s'enrouler, elle s'enroulera perpendiculairement à la pale. Ils suggèrent également que l'enroulement de la couche de cisaillement est déclenché par l'interaction entre le flux principal entrant en dessous et le flux inverse à proximité du carénage, d'où le nom de vortex de reflux.

Pour comparer le champ d'écoulement actuel (à OP3) avec celui analysé par l' équipe de recherche de Baltimore, les composantes de vitesse relative autour du vortex de fuite de pointe sont présentées à la figure 12. Les composantes affichées sont exprimées dans le référentiel rotatif (er , eθ , ex) et sont normalisés par une vitesse de lame de référence définie comme Ure f = ω · rtip. Conformément

Machine Translated by Google

l'analyse menée par Chen et al. [14] sur la configuration axiale, la figure 12 révèle la coexistence de deux régions distinctes A et B autour du vortex de fuite en pointe. Le premier, situé près du centre TLV, est caractérisé par une vitesse tangentielle relative élevée Wθ et une vitesse axiale négative Wx. La seconde est observée sous le TLV et, contrairement à la région A, présente une faible composante tangentielle associée à une forte composante axiale liée à l'effet de blocage induit par le vortex de fuite en pointe. Les deux ont des vitesses radiales similaires, mais il existe des gradients radiaux significatifs en Wθ et Wx entre les deux zones. La figure 12 montre également que la vitesse relative résultante (entre B et A) WB−A est parallèle au côté aspiration de la pale. Comme le tourbillon est défini par la courbure du champ de vitesse, la résultante des composantes du tourbillon autour de la couche de cisaillement est alignée perpendiculairement à la pale. De plus, la distribution Wx démontre que, dans notre cas, l'enroulement de la couche de cisaillement est probablement provoqué par l'influence de l'écoulement inverse supérieur provenant du dégagement de la pointe et de l'écoulement principal vers l'avant situé en dessous. Ce schéma d'écoulement, très similaire à celui mis en évidence par Chen, est en accord avec les structures tourbillonnaires observées dans le compresseur centrifuge actuel. Ainsi, désormais, les tubes vortex massifs observés en OP3 et OP4 alignés perpendiculairement à la pale seront appelés « vortex de reflux ».

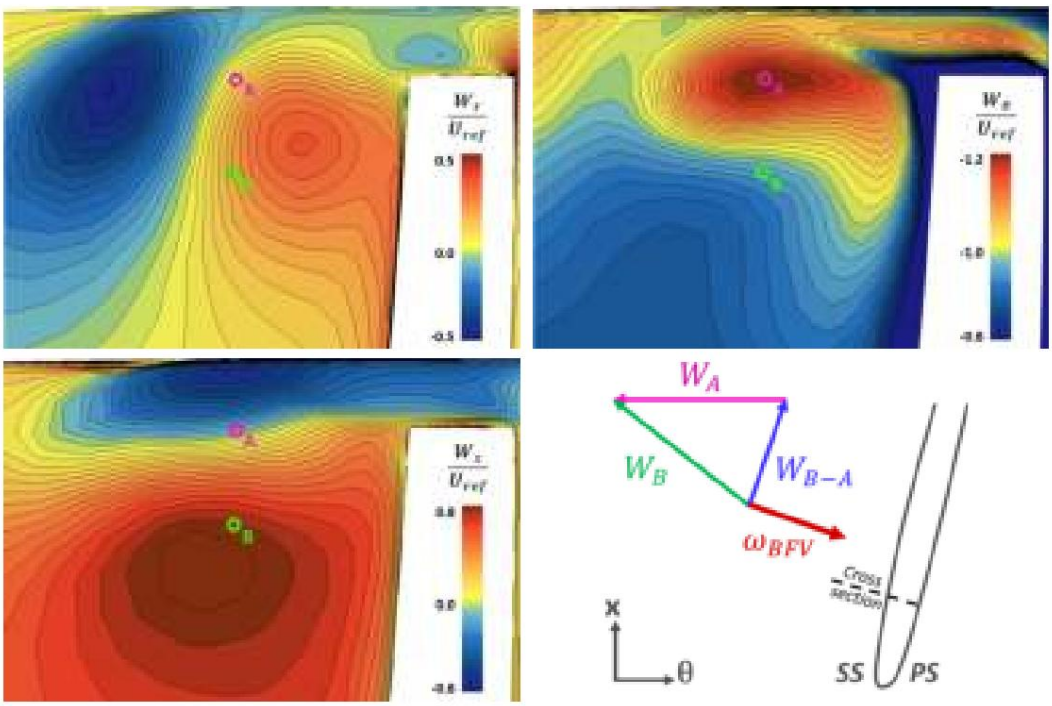


Figure 12. Composantes de vitesse relative tracées sur une coupe transversale dans la région de la pointe (OP3 − Mx = 0,08).

5. Conclusions

Sur la base des mécanismes d'écoulement rapportés ici, des calculs tridimensionnels instationnaires de l'étage complet du compresseur sont nécessaires pour simuler le début de l'instabilité rotative. La première analyse des points de fonctionnement a montré que même dans les conditions de conception, ce type de géométrie avec de larges jeux en pointe conduit à des mécanismes de perte instables dus à l'interaction entre le vortex en pointe de la pale principale et la pale séparatrice. Ensuite, à des débits massiques plus faibles, la mise en évidence du gradient radial de vitesse tangentielle relative sous le TLV complète l'étude précédente sur le rejet de vortex à grande échelle réa
De plus, il a été mis en évidence que la forme de la volute a un impact significatif sur l'équilibre axisymétrique qui entraîne le développement d'instabilités dans les passages de la roue.
Les tourbillons rapportés ici conduisent à une augmentation significative de l'angle d'incidence dans la région de la pointe. Il est donc intéressant d'étudier le rôle de ces structures dans la mise en place du décrochage.

Machine Translated by Google

Contributions des auteurs : Conceptualisation, XF, NB, YB et SC ; méthodologie, XF, NB, YB et SC ; validation, XF, NB, YB et SC ; analyse formelle, XF ; enquête, XF; conservation de données, XF ; écriture – préparation du brouillon original, XF ; rédaction – révision et édition, XF, NB, YB et SC ; visualisation, XF ; supervision, NB, YB et SC; administration de projet, NB, YB et SC; acquisition de financement, NB, YB et SC Tous les auteurs ont lu et accepté la version publiée du manuscrit.

Financement : Ce travail a été financé par Liebherr-Aerospace Toulouse SAS

Déclaration de disponibilité des données : Les données présentées dans cette étude sont disponibles sur demande auprès de l' auteur correspondant.

Remerciements : Les auteurs tiennent à remercier Liebherr Aerospace Toulouse SAS pour son soutien au présent programme de recherche. Les chercheurs ont eu accès aux ressources HPC du CINES sous l'allocation 2023-A0132A06879 accordée par GENCI et aux ressources HPC du centre de calcul CALMIP sous l'allocation 2023-P18021.

Conflits d'intérêts : Les auteurs ne déclarent aucun conflit d'intérêts.

Abréviations

Les abréviations suivantes sont utilisées dans ce manuscrit :

Vortex à reflux BFV.

Fréquence de passage de la lame BPF.
Lame de séparation SPL.
Vortex de fuite de pointe TLV.
Vi Composante de vitesse absolue dans la direction 'i'.
Wi Composante de vitesse relative dans la direction 'i'.
Mx Position méridionale relative. ωBFV Vorticité
primaire du vortex de reflux.

Références

1. Inoué, M. ; Kuroumaru, M. Structure du flux de jeu de pointe dans un rotor de compresseur axial isolé. J. Turbomach. 1989, 111, 250-256. [Référence croisée]
2. Inoué, M. ; Kuroumaru, M. ; Iwamoto, T. ; Ando, Y. Détection d'un précurseur de décrochage rotatif dans un compresseur à flux axial isolé Rotors. J. Turbomach. 1991, 113, 281-287. [Référence croisée]
3. Inoué, M. ; Kuroumaru, M. ; Tanino, T. ; Furukawa, M. Propagation de plusieurs cellules de décrochage à courte échelle dans un rotor de compresseur axial. J. Turbomach. 1999, 122, 45-54. [Référence croisée]
4. Inoué, M. ; Kuroumaru, M. ; Tanino, T. ; Yoshida, S. ; Furukawa, M. Études comparatives sur les cellules de décrochage à courte et longue longueur Propagation dans un rotor de compresseur axial. J. Turbomach. 2000, 123, 24-30. [Référence croisée]
5. Marz, J. ; Hah, C. ; Neise, W. Une enquête expérimentale et numérique sur les mécanismes de l'instabilité tournante. J. Turbomachine. 2002, 124, 367-374. [Référence croisée]
6. Mailach, R. ; Lehmann, moi; Vogeler, K. Instabilités rotatives dans un compresseur axial provenant de la pointe de la pale fluctuante Vortex. J. Turbomach. 2000, 123, 453-460. [Référence croisée]
7. Vo, HD ; Tan, CS ; Greitzer, EM Critères pour le décrochage rotatif déclenché par des pointes. J. Turbomach. 2008, 130, 011023. [Réf. croisée] 8. Pullan, G. ; Jeune, UN M; Jour, IJ ; Greitzer, EM; Spakovszky, ZS Origines et structure de la stalle rotative à pointes. J. Turbomach. 2015, 137, 051007. [Référence croisée]
9. Bousquet, Y. ; Classeur, N. ; Dufour, G. ; Carbonneau, X. ; Rouméas, M. ; Trébinjac, I. Simulation numérique des mécanismes de démarrage du décrochage dans un compresseur centrifuge à diffuseur à aubes. J. Turbomach. 2016, 138, 121005. [Réf. croisée]
10. Cao, T. ; Kanzaka, T. ; Xu, L. ; Brandvik, T. Instabilité du débit de fuite de pointe dans un compresseur centrifuge. J. Ing. Puissance des turbines à gaz 2021, 143, 041012. [CrossRef]
11. Iwakiri, K. ; Furukawa, M. ; Ibaraki, S. ; Tomita, I. Phénomènes d'écoulement instables et tridimensionnels dans une roue de compresseur centrifuge transsonique au décrochage rotatif. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo 2009 : Power for Land, Sea, and Air, Orlando, FL, États-Unis, 8-12 juin 2009 ; Volume 48883, pages 1611-1622. [Référence croisée]
12. Tomita, moi ; Ibaraki, S. ; Furukawa, M. ; Yamada, K. L'effet du vortex de fuite de pointe pour l'amélioration de la plage de fonctionnement de Compresseur centrifuge. J. Turbomach. 2013, 135, 051020. [Réf. croisée]
13. Fleté, X. ; Classeur, N. ; Bousquet, Y. ; Cros, S. Enquête numérique sur le développement d'instabilités rotatives dans un compresseur centrifuge à large intervalle de pointe. Dans les actes de la 15e Conférence européenne sur les turbomachines, Budapest, Hongrie, 24-28 avril 2023 ; Papier n. ETC2023-119. Disponible en ligne : https://www.euroturbo.eu/publications/conference-proceedings-repository/ (consulté le 7 juin 2023)

Machine Translated by Google

14. Chen, H. ; Li, Y. ; Tan, D. ; Katz, J. Visualisations des structures d'écoulement dans le passage du rotor d'un compresseur axial au début du décrochage . Dans Actes de l'ASME Turbo Expo 2016 : Conférence technique et exposition sur les turbomachines, Séoul, République de Corée, 13-17 juin 2016. [CrossRef]

15. Menter, FR Modèles de turbulence à viscosité de Foucault à deux équations pour les applications d'ingénierie. AIAA J. 1994, 32, 1598-1605.
16. Koulak, M. ; Grapow, F. ; Li´skiewicz, G. Analyse numérique d'un compresseur centrifuge fonctionnant dans des conditions de quasi-surtension. J. Phys. Conf. Ser. 2018, 1101, 012017. [Réf. croisée]
17. Jeong, J. ; Hussain, F. Sur l'identification d'un vortex. J. Mécanique Fluide. 1995, 285, 69-94. [Référence croisée]
18. Vous, D. ; Wang, M. ; Moin, P. ; Mittal, R. Effets de la taille de l'écart de pointe sur le débit de fuite de pointe dans une cascade de turbomachines. Phys. Fluides 2006, 18, 105102. [CrossRef]
19. Tan, D. ; Li, Y. ; Chen, H. ; Wilkes, moi; Katz, J. La structure d'écoulement tridimensionnelle et la turbulence dans la région de pointe d'un compresseur à écoulement axial. Dans Actes de l'ASME Turbo Expo 2015 : Conférence et exposition techniques sur les turbines, Montréal, QC, Canada, 15-19 juin 2015. [CrossRef]

20. Zhang, H. ; Yang, C. ; Shi, X. ; Yang, C. ; Chen, J. Deux étages de décrochage dans un compresseur centrifuge avec diffuseur sans pales. Aérosp. Sci. Technologie. 2021, 110, 106496. [Réf. croisée]
21. Jeune, A. ; Jour, moi.; Pullan, G. Avertissement de décrochage par analyse de signature de pression de lame. J. Turbomach. 2012, 135, 011033. [Réf. croisée]
22. Day, I. Décrochage, poussée et 75 ans de recherche. J. Turbomach. 2016, 138, 011001. [Réf. croisée]

Avis de non-responsabilité/Note de l'éditeur : Les déclarations, opinions et données contenues dans toutes les publications sont uniquement celles du ou des auteurs et contributeurs individuels et non de MDPI et/ou du ou des éditeurs. MDPI et/ou le(s) éditeur(s) déclinent toute responsabilité pour tout préjudice corporel ou matériel résultant des idées, méthodes, instructions ou produits mentionnés dans le contenu.

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Article

Analyse du transfert thermique d'une haute pression carénée endommagée †
Pales de rotor de turbine

Mario Carta 1,*, Tiziano Ghisu [1] et Shahrokh Shahpar [2]

[1] Département de génie mécanique, chimique et des matériaux, Université de Cagliari, 09123 Cagliari, Italie ; t.ghisu@unica.it
[2] Rolls-Royce plc, Innovation Hub—Future Methods, Derby DE24 8BJ, Royaume-Uni ; shahrokh.shahpar@rolls-royce.com * Correspondance :
† mario.carta@unica.it Ce manuscrit est une version étendue du document de réunion ETC2023-321 publié dans les actes de la 15e Conférence européenne sur les turbomachines, Budapest, Hongrie, 24-28. Avril 2023.

Résumé : En raison des températures d'entrée de turbine de plus en plus élevées, l'analyse du transfert de chaleur est aujourd'hui plus que jamais un élément essentiel de la conception et de l'optimisation des pales de rotor de turbine haute pression d'un moteur à réaction moderne. La présente étude visait à découvrir comment les écarts de forme et la détérioration en service affectent les modèles d'échange thermique sur la pale du rotor. Les géométries du rotor utilisées pour cette analyse sont représentées par un ensemble de balayages de lumière structurée 3D haute résolution de pales avec le même nombre d'heures de service. Une technique de maillage automatique a été utilisée pour générer des maillages haute résolution directement sur les géométries du rotor numérisées, qui ont capturé toutes les caractéristiques de la surface avec une haute fidélité. Des simulations d'écoulement RANS 3D à l'état d'équilibre avec un modèle de turbulence k-ω SST ont été réalisées sur un domaine de calcul à un étage et demi des géométries numérisées. Tout d'abord, la répartition du coefficient de transfert thermique a été calculée pour chaque pale ; Ensuite, une corrélation a été recherchée entre le coefficient de transfert thermique et l'écart de forme paramétré, afin d'évaluer l'impact de chaque paramètre sur les niveaux de HTC.

Mots clés : turbine haute pression ; transfert de chaleur ; lame enveloppée; maillage d'ensembles de niveaux ; simulation multi-fidélité

check for updates

Référence : Carta, M. ; Ghisu, T. ; Shahpar, S. Analyse du transfert de chaleur des pales de rotor de turbine haute pression carénées endommagées. Int. J. Turbomachine. Propulse. Pouvoir 2023, 8, 24. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030024

Reçu : 8 juin 2023
Révisé : 17 juillet 2023
Accepté : 21 juillet 2023
Publié : 1 août 2023

Copyright : © 2022 par les auteurs. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.
Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Introduction

Pour atteindre des rendements de cycle élevés et maximiser la puissance de sortie, les moteurs à turbine à gaz modernes utilisent des températures d'entrée de turbine de plus en plus élevées, dépassant 2 000 K [1]. Ces températures sont nettement supérieures au point de fusion du métal, qui est d'environ 1 400 K [2]. Une surchauffe prolongée de la surface de la lame, même d'une valeur relativement faible de l'ordre des dizaines de Kelvins, peut conduire à une accélération spectaculaire de l' érosion du revêtement de barrière thermique (TBC) et de la fusion de l'alliage métallique. Les rotors des turbines haute pression (HPT) sont connus pour subir les conditions thermiques les plus difficiles, en particulier vers la région de la pointe [3]. Des températures supérieures à la valeur nominale peuvent accélérer localement le processus de fluage [4] et il a été démontré qu'elles dégradent l'alliage métallique au niveau microstructural [5]. Pour ces raisons, la température des composants HP doit être gérée avec soin grâce à l' utilisation de mécanismes de refroidissement internes et externes sophistiqués. La quantité de liquide de refroidissement injectée doit être réduite au minimum, afin de limiter les pertes de mélange et les pertes globales du cycle dues à la purge du compresseur. Par conséquent, les systèmes de transfert de chaleur doivent être hautement efficaces et finement optimisés pour remplir leur fonction.

Ces systèmes sont conçus autour de géométries nominales de « fonctionnement » et d'un ensemble de conditions de fonctionnement (généralement décollage et croisière), dans lesquelles ils fonctionnent à des performances optimales. Il existe cependant un certain nombre de facteurs qui peuvent conduire à des écarts par rapport à la valeur nominale. Ceux-ci incluent des modifications géométriques dues à des variations de fabrication [6,7], des défauts et des dommages de manipulation, un encrassement près des trous de refroidissement du film, ainsi que des variations dans les conditions de fonctionnement telles que la polarisation de traversée hors-bord [8], ou un sur-étranglement du moteur dû à une globale

Machine Translated by Google

déficit de performance. Le « but » de la présente analyse était d'étudier la corrélation entre l'écart géométrique par rapport à l'intention de conception et la distribution du coefficient de transfert de chaleur de surface, pour un large ensemble de pales de rotor de turbine HP carénées en service d'un moteur à réaction moderne résultant de scans optiques à lumière structurée en 3D haute résolution. Les résultats thermiques ont été obtenus grâce à l'utilisation d'une méthodologie CFD publiée par Maffulli et He (Maffulli et He, 2013, 2014), qui calcule le coefficient de transfert thermique (HTC) en ajustant une relation quadratique entre la température locale de la paroi et le flux thermique. Cette technique est décrite plus en détail dans la section Méthodologie de cet article. Ce processus d'ajustement non linéaire en trois points nécessite trois simulations CFD de l'écoulement autour de la même géométrie de pale, avec des températures de paroi prescrites. Des travaux antérieurs [9] se sont concentrés sur l'étude de la corrélation entre la perte d'efficacité aérodynamique et la déviation géométrique paramétrée, et sur la compréhension des principaux mécanismes de perte qui caractérisent le champ d'écoulement autour des aubes de turbine HP en service. L'objectif de cette analyse était de déterminer si une détérioration en service, en induisant une modification de la géométrie des aubes et des conditions d'écoulement, peut entraîner une augmentation du coefficient de transfert thermique dans des zones critiques telles que le carénage de l'aube, conduisant les pales subissent une accélération conséquente de leur processus de dégradation.

2. Méthodologie 2.1. Géométries

Les géométries de rotor prises en compte pour cette analyse avaient une conception à pointe carénée. Par rapport à son homologue non caréné, la conception carénée (voir Figure 1A) présente son principal avantage dans l'efficacité de l'étage aérodynamique plus élevée en raison de fuites réduites au niveau des pointes. Cependant , cela a un prix : une difficulté accrue à refroidir la région du carénage [10]. Un ensemble de géométries de rotors carénés HP en service sont analysées dans la présente étude. Les pales appartenaient à un seul moteur « d'essai » qui fonctionnait sur un banc expérimental au-delà de sa durée de vie normale, dans le but de déterminer les modes et le taux de détérioration.



(UN) (B)

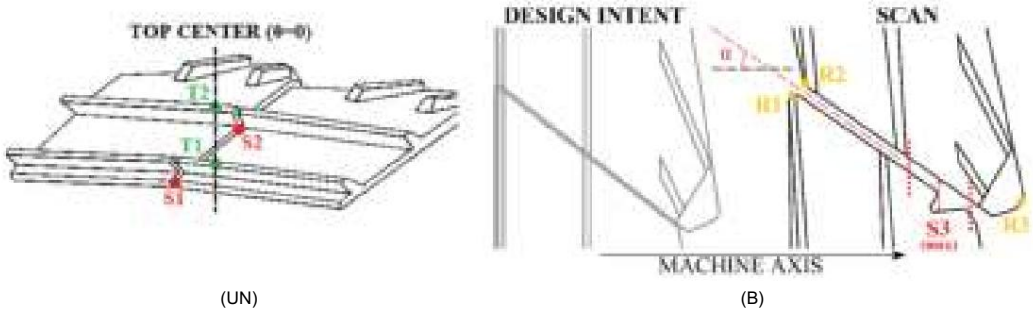
Figure 1. Aubes du rotor de la turbine HP : valeur nominale (A) et balayage à la lumière bleue (B) (images déformées).

Cette section présente une description des géométries et des méthodes qui ont été utilisées pour quantifier l'ampleur des dommages. Le domaine du rotor de chaque cas individuel constituait une répétition circonférentielle unique de la même géométrie, pour permettre une analyse CFD en un seul passage avec des limites périodiques. Toutes les mesures pale à pale décrites dans cette section ont été effectuées entre deux pales identiques avec un décalage angulaire égal à l' angle de périodicité.

Ces géométries (voir Figure 1B) ont été obtenues grâce à un balayage à lumière bleue haute résolution , réalisé à l'aide de la métrologie GOM (scans GOM). Les pales présentaient différents degrés de détérioration en service, comprenant généralement un allongement, une torsion, une érosion et une perte locale du revêtement de barrière thermique. Sur cet ensemble d'aubes, c'est au niveau du carénage que l'on a constaté le plus de dégâts, avec une augmentation de tous les jeux (espaces en bout et inter-plateformes)

Machine Translated by Google

lacunes). Des mesures prises dans la région de carénage de chaque pale ont été utilisées pour quantifier la déformation de la région de carénage. Les mesures comprenaient les deux jeux de pointe, T1, T2, et les trois espaces entre les carénages inter-plateformes, S1, S2 et S3max, comme illustré sur la figure 2. Sur cet ensemble de scans, une ouverture en forme de V a pu être observée dans le moitié arrière de la région de la plate-forme. Pour quantifier l'étendue de cette ouverture sur chaque pale, la distance entre les plates-formes a été mesurée dans toute la moitié arrière du carénage (entre les lignes pointillées de la figure 2B) et la valeur de distance maximale est exportée sous la forme S3max. À l'inverse, les mesures d'espacement des carénages S1 et S2 ont été prises pour toutes les pales à deux positions axiales fixes. T1 et T2 ont été mesurés comme les distances radiales entre la pointe de l'aileron respectif et le boîtier prévu par la conception en position centrale supérieure. L'orientation relative des ailerons du carénage sur la figure 2B indique également que l'analyse typique affiche une torsion de la plate-forme par rapport à la géométrie prévue par la conception. Cette torsion dans le sens inverse des aiguilles d'une montre était en partie responsable de l'augmentation de l'espacement du carénage, comme discuté dans une étude précédente [9]. Pour quantifier cela, un paramètre appelé « angle du carénage » a été mesuré sur toutes les pales, comme l'angle formé par la ligne moyenne de l'espacement du carénage avec la direction axiale. Pour quantifier l'allongement, le rayon de la pale en trois points, R1, R2 et R3, sur la face supérieure de la plate-forme de carénage a été mesuré, comme le montre la figure 2B.



(UN) (B)

Figure 2. Représentation de deux haubans voisins de face (A) et de dessus (B).
Points de mesure des écarts du carénage. S1 , S2 et S3 , entre les pales voisines, les jeux de pointe T1 et T2 , l'angle du carénage α et les rayons de la plate-forme du carénage R1 , R2 et R3 .

Enfin, le volume de la moitié arrière de l'espace entre les carénages inter-plateformes a été mesuré directement sur les grilles de calcul en calculant le volume du maillage entre les deux plates-formes de carénage voisines. Pour ce faire, trois points, R1, R2 et R3, ainsi que l'angle du carénage sur chaque pale, ont été utilisés comme référence pour placer un cuboïde dans la région de l'espace. Le cuboïde comprend l'espace d'espacement et le métal de la plate-forme latérale de deux pales voisines. Le volume occupé par le maillage fluide à l'intérieur du cuboïde a ensuite été calculé dans le logiciel exclusif Rolls-Royce SS02 basé sur Paraview. Cette mesure est proportionnelle au volume de métal perdu par érosion dans la région de l'espace entre le carénage arrière (entre les lignes pointillées sur la figure 2B). Le tableau 1 présente tous les paramètres utilisés pour quantifier l'écart géométrique dans la présente analyse.

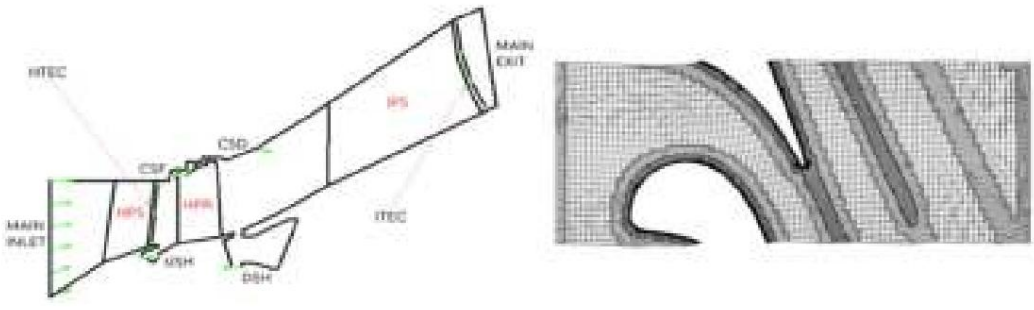
Machine Translated by Google

Tableau 1. Paramétrage des dommages.

Paramètre	Description
S1	Écart de carénage avant entre les plates-formes
S2	Écart de carénage intermédiaire entre les plates-formes
S3max	Espace de carénage maximal entre les plates-formes arrière
T1	Dégagement entre la pointe de l'aileron avant et le boîtier
T2	Dégagement entre la pointe de l'aileron arrière et le boîtier
α α	Angle du carénage par rapport à l'axe de la machine
R1	Rayon de la plateforme de carénage dans le coin avant côté aspiration
R2	Rayon de la plateforme de carénage dans le coin avant côté pression
R3	Rayon de la plateforme de carénage au-dessus du bord de fuite de la pale
V	Volume perdu à cause de l'érosion

2.2. Technique de modélisation CFD

Le domaine informatique utilisé dans la présente étude était une étape et demie comprenant un stator HP, un rotor HP et un stator IP, comme le montre la figure 3A. Simulation CFD ont été menés sur diverses combinaisons de ce domaine informatique où, pour chaque Dans ce cas, la pale du rotor (HPR sur la figure 3A) était représentée par une géométrie en service différente. Le cas avec la géométrie du rotor prévue par la conception a également été simulé pour servir de référence. Les géométries du stator (HPS, IPS) étaient, dans tous les cas, les intentions de conception. Avant le maillage, une transformation du froid au chaud a été appliquée aux géométries, afin de les adapter à conditions de fonctionnement/de fonctionnement. Cette transformation comprenait une translation axiale et 3D mise à l'échelle par trois facteurs différents (x, y et z). Le stator HP (HPS) et le rotor HP (HPR) ont été équipés de termes sources appelés « modèles en bandes » pour remplacer la présence de plusieurs rangées de trous de refroidissement éjectant le liquide de refroidissement du circuit de refroidissement interne. Les deux domaines du stator présentait des fentes de flux de refroidissement sur les bords de fuite. Le domaine du rotor comprenait également le cavités de moyeu avant et arrière, avec leurs entrées de fuites respectives (USH et DSH). Enveloppe les fuites en amont (CSF) et en aval (CSD) ont également été incluses dans le modèle. Le trois rangées ont été connectées à l'aide d'interfaces de plan de mélange.



(UN) (B)

Figure 3. Représentation schématique du domaine de calcul en 1 à 2 étapes avec des flèches indiquant les sigles des entrées de débit (A) sont définis dans la section nomenclature ; une vue en coupe dans le sens de l'envergure du Maille du rotor BOXER (B) (images déformées et non à l'échelle).

La pratique standard pour le maillage CFD des domaines de turbine chez Rolls-Royce consiste à utiliser le outil interne PADRAM (Parametric Design and Rapid Meshing) [11], un outil qui permet la génération rapide de maillages de haute qualité à l'aide de modèles, ainsi que la déformation de géométries existantes en utilisant un riche ensemble de paramètres. Les deux domaines statoriques sont maillés en PADRAM avec une approche structurée multi-blocs HOH, avec un processus nécessitant seulement quelques secondes pour terminer. A l'inverse, BOXER [12] est adopté pour le maillage des domaines de rotor dans tous les cas, avec une approche non structurée basée sur l'octree. Cela permet

Machine Translated by Google

les surfaces dégradées doivent être maillées directement, capturant ainsi toutes les caractéristiques de surface à petite échelle qui caractérisent les géométries numérisées. Vingt couches prismatiques structurées sont générées sur les surfaces murales. Différents paramètres de raffinement du maillage sont utilisés dans BOXER pour augmenter localement la densité du maillage dans les zones critiques telles que le carénage, le TE, les cavités et les régions de sillage. Une solution issue d'une analyse CFD préliminaire a été utilisée pour identifier l' emplacement physique approximatif (dans le volume du domaine du rotor) des principales caractéristiques de l'écoulement telles que le sillage, les écoulements dans les cavités, les écoulements de fuite et les principales structures tourbillonnaires. Une fois ces entités localisées, le domaine a été remaillé avec des « coques de raffinement » positionnées à chaque emplacement, afin d'affiner localement le maillage pour une meilleure résolution des entités de flux. En moyenne, les mailles du rotor BOXER comportent 35 millions d'éléments. Le processus de maillage est exécuté automatiquement sur toutes les lames via un script. La figure 3B montre une section du maillage BOXER sur la géométrie du rotor d'intention de conception. Le maillage complet du domaine CFD à plusieurs rangées contient en moyenne environ 40 millions d'éléments. Une étude de vérification de cette technique de modélisation a été réalisée précédemment [9] et est donc omise ici.

Des simulations RANS tridimensionnelles en régime permanent de l'écoulement compressible ont été réalisées à l'aide du solveur à volumes finis exclusif de Rolls-Royce, HYDRA [13], avec une modélisation de turbulence k-ω SST et un schéma de marche temporelle implicite. La convergence des simulations CFD a été suivie à la fois en termes de résidus des équations de moment (convergence pour R ≤ 10−12 et baisse de 4 ordres de grandeur par rapport aux valeurs initiales) et de stabilisation des quantités d'intérêt. Les conditions aux limites utilisées pour la présente analyse sont représentatives du point de fonctionnement « croisière » du moteur. Les distributions radiales unidimensionnelles de pression totale et de température totale sont spécifiées à l'entrée du stator HP.

Les entrées secondaires illustrées à la figure 3A (USH, DSH, CSF, CSD, HTEC et ITEC), avec des flèches vertes équipées de conditions limites d'afflux de masse prescrites. Une condition aux limites de sortie non réfléchissante a été attribuée à la sortie du stator IP, où une distribution radiale unidimensionnelle de la pression statique a été spécifiée. Afin de collecter des informations sur l' efficacité de la scène isentropique, des moniteurs ont été placés sur les entrées et sorties de flux, comme le montre la figure 3A, et à la limite de sortie du domaine du rotor HP. Chaque moniteur a été utilisé pour obtenir les valeurs convergées du débit massique et de l'enthalpie totale, cette dernière étant calculée en faisant la moyenne massique des valeurs totales de pression et de température. La formule utilisée pour calculer l'efficacité de l'étage est détaillée dans l'équation (1), où le terme de sortie d'enthalpie totale idéal au dénominateur est calculé comme celui résultant de la dilatation isentropique de chaque flux de gaz jusqu'à la pression moyenne en masse totale de la sortie du rotor principal. . Le modèle de gaz utilisé a été sélectionné dans la bibliothèque BS29 d'HYDRA [14] pour être le mélange de gaz d'échappement kérosène-air. Pour ce modèle de gaz, le rapport des chaleurs spécifiques et les capacités calorifiques du gaz variaient de manière non linéaire avec la température.

$$\eta = \frac{\sum_{i=\text{entrées}} \dot{m}H0_{je} - \dot{m}H0_{dehors}}{\sum_{i=\text{entrées}} \dot{m}H0_{je} - \dot{m}H0_{mH0_idéal\ dehors}} \quad (1)$$

2.3. Technique de calcul du coefficient de transfert de

chaleur L'expression qui définit le coefficient de transfert de chaleur est dérivée de la loi de refroidissement de Newton, comme indiqué dans l'équation (2) : le flux de chaleur sur le côté gauche est défini comme le produit du coefficient de transfert de chaleur « h ». et la différence entre la température de paroi Tw et la température de récupération (ou température de paroi adiabatique) Trec.

$$\dot{q} = h(Tw - Trec) \quad (2)$$

L'équation (2) peut être utilisée pour estimer le coefficient de transfert de chaleur sur une aube de turbine, en effectuant deux analyses CFD. La première est la simulation de l'écoulement, en supposant des surfaces de parois adiabatiques, qui permet de calculer la répartition de la température de récupération sur la pale. La seconde est un essai à température de paroi prescrite, où la température de surface de la pale est spécifiée comme condition aux limites. Cette distribution de température prescrite peut être obtenue en compensant la distribution de température de récupération dérivée de la

Machine Translated by Google

adiabatique géré par quelques dizaines de Kelvins. Cependant, cette méthode repose sur l'hypothèse que le coefficient de transfert thermique est indépendant de la température de la paroi, ce qui est souvent peu réaliste [15,16]. Une nouvelle méthode non linéaire en trois points a été publiée par Maffulli et He [17] pour tenir compte de la dépendance du HTC à la température de la paroi en introduisant une relation linéaire entre le transfert de chaleur et la différence de température.

$$\dot{q} = (h0 + j1Tw)(Tw - Trec) \quad (3)$$

$$\dot{q}_{1,2} = (h + j)(T_{w1,2} - T_{rec}) \quad \dot{q}_{w1} = (h0 + j1Tw1)(Tw1 - Trec) \quad \dot{q}_{w2} = (h0 + j1Tw2)(Tw2 - Trec) \quad (4)$$

Cette nouvelle formulation est rapportée dans l'équation (3), où la valeur HTC corrigée localement (avec les termes de correction linéaire « j ») est représentée par le premier terme du côté droit . Pour résoudre l'équation (3) pour le HTC, trois exécutions CFD sont nécessaires. Le premier est toujours représenté par le cas adiabatique pour les calculs initiaux de la température de récupération, et les deux autres consistent en deux essais distincts de température de paroi prescrite. La distribution HTC sur les surfaces des pales est ensuite calculée en résolvant le système de l'équation (4) où les solutions d'écoulement fournissent les valeurs des termes q et T , permettant le calcul des inconnues (h0 et j1). Dans la présente étude, les conditions limites de température de paroi spécifiées pour les deux cas répertoriés dans l'équation (4) sont créées en compensant la température de surface de récupération calculée pendant l'exécution adiabatique, de +50 K e Cette quantité est choisie comme un compromis entre la précision de l'ajustement (nécessitant idéalement le plus petit décalage possible) et la stabilité du processus d'ajustement, qui, à son tour, devient moins robuste à mesure que les deux valeurs de température prescrites sont proches.

3. Résultats

Les aubes numérisées présentaient des différences notables par rapport à la valeur nominale, à la fois en termes de géométrie et de transfert de chaleur, en particulier dans la région du carénage. La figure 4 montre une comparaison des modèles de transfert de chaleur sur le rotor prévu par la conception et sur des analyses en service typiques de l'ensemble actuel. L'inspection visuelle des résultats du HTC à partir des simulations d'écoulement effectuées sur les scans permet de constater que des zones de transfert de chaleur supérieures à la valeur nominale se sont formées en raison de la détérioration et de la modification des conditions d'écoulement. On peut voir sur la figure 4A que les nombreux angles vifs de la géométrie intentionnelle de conception sont marqués comme des zones à haute densité thermique, ce qui est attendu puisque le transfert de chaleur est généralement plus élevé dans les points de stagnation et de virage brusque. Ces mêmes coins semblent avoir été arrondis par l'érosion de la composante en service. Dans la conception de base, l'espace entre les carénages entre les plates-formes est proche de zéro et aucun débit significatif ne le traverse.

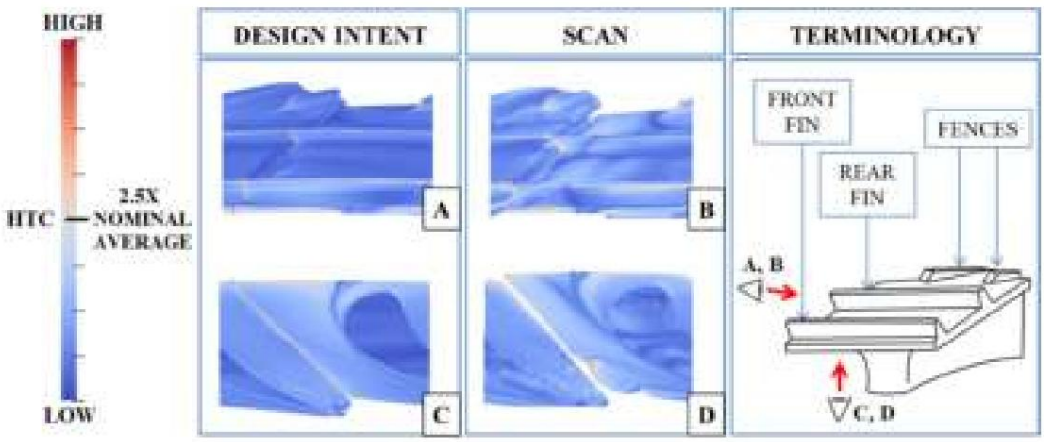


Figure 4. Comparaison des contours HTC sur le cas d'intention de conception (à gauche) avec les mêmes contours sur l'un des scans (à droite), affichant les surfaces externe (A, B) et interne (C, D) du carénage, où la lame a été sectionnée pour obtenir une vue complète du carénage (images déformées).

Machine Translated by Google

Les chiffres montrent qu'il y a eu une augmentation globale notable du carénage HTC en raison des dommages. Il a été constaté que le HTC global du carénage (calculé comme le HTC moyen sur l'ensemble de la région du carénage) sur les lames numérisées était environ 11 % plus élevé que la valeur nominale correspondante. La géométrie endommagée illustrée aux figures 4B et D présente également une zone à haute teneur en HTC dans la partie arrière de l'espace du carénage, où l'érosion a creusé l'ouverture en forme de V susmentionnée dans la plate-forme côté aspiration. Cette tache est clairement visible lorsque l'on regarde le carénage par le bas (Figure 4D). Les contours de la figure 5 montrent les températures statiques du gaz à proximité de la paroi pour les mêmes pales utilisées dans la figure 4. Dans le boîtier du rotor numérisé (figure 5B, D), le gaz qui entre en contact avec la face supérieure de la plate-forme de carénage est de 25 K à 50 K plus chaud par rapport au boîtier nominal.

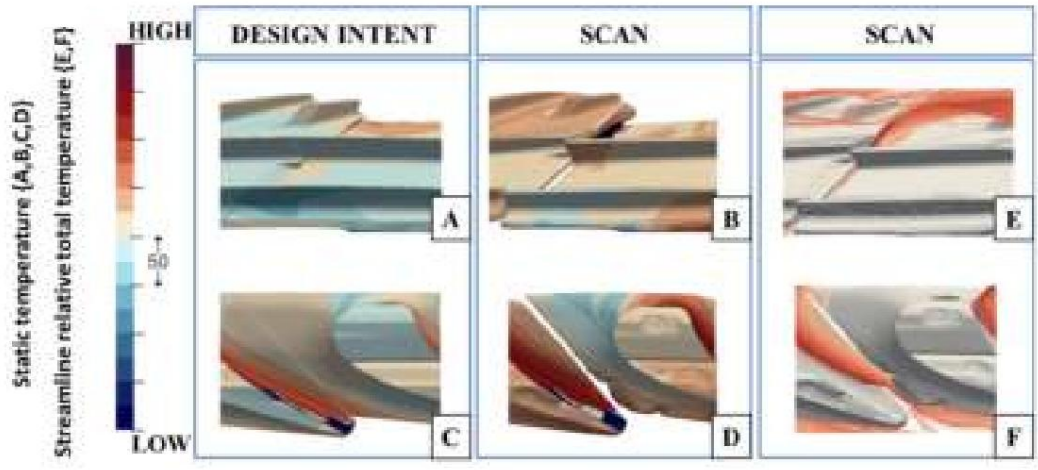


Figure 5. Comparaison en termes de températures statiques des gaz à proximité des parois sur l'intention de conception (A, C) et le même balayage présenté en (B, D) : trajectoires des particules d'écoulement traversant l'espace de protection dans la partie arrière de la plate-forme. sont également affichés (E, F) (images déformées).

En regardant les contours de la face inférieure (Figure 5A, C), on peut voir qu'un flux de gaz à haute température provenant du passage principal atteint et traverse la partie arrière de l' espace entre les carénages inter-plateformes, où la plupart des l'érosion est en train de se produire. Ceci est confirmé par la visualisation simplifiée de la figure 5E, F, montrant les trajectoires des particules du flux passant à travers l'ouverture de l'espace du carénage arrière. Cette région particulière du carénage présente une combinaison de températures élevées de HTC et de gaz à proximité des parois, ce qui peut accélérer le processus d'érosion.

L'érosion progressive et la formation de l'ouverture sont visibles sur les vues de la face inférieure du carénage affichées sur la figure 6, où les contours HTC sont représentés pour trois pales en service nommées « A », « B » et « C ». , représentant respectivement les niveaux HTC bas, moyen et élevé de l'ensemble. Les niveaux de HTC s'aggravent de plus en plus avec les dommages, à mesure que la quantité de flux de passage chaud capable de traverser l'ouverture de l'espace augmente. Ceci, pour l'ensemble actuel de pales et les conditions d'écoulement, indique un processus dégénératif.

Une analyse de corrélation linéaire a été réalisée pour déterminer l'effet des paramètres répertoriés dans le tableau 1 sur le transfert de chaleur du carénage. La métrique utilisée pour quantifier le niveau de HTC sur les plates-formes de carénage des pales en service est la fraction de surface avec une valeur HTC supérieure à 2,5 fois la valeur moyenne sur le carénage nominal. Une corrélation linéaire entre cette métrique et les paramètres du tableau 1 a été recherchée au moyen de plusieurs exécutions d'un algorithme de recherche aléatoire. Une variable de combinaison linéaire a été formulée avec l'ensemble de coefficients atteignant le meilleur R (variable de dommages au carénage pour la ^{2}. La combinaison linéaire la mieux ajustée résultante appelée « SDVHTC » corrélation HTC) qui a obtenu une bonne corrélation (R et est rapportée dans l'équation (5), où les ^{2} = 0,8706) termes qui ont fini par avoir une valeur proche de zéro (< 0,01) sont supprimés.

$$SDVHTC = 0,2 \cdot S1 + 0,39 \cdot S3max + 0,04 \cdot T2 + 0,13 \cdot R1 + 0,24 \cdot V \quad (5)$$

Machine Translated by Google

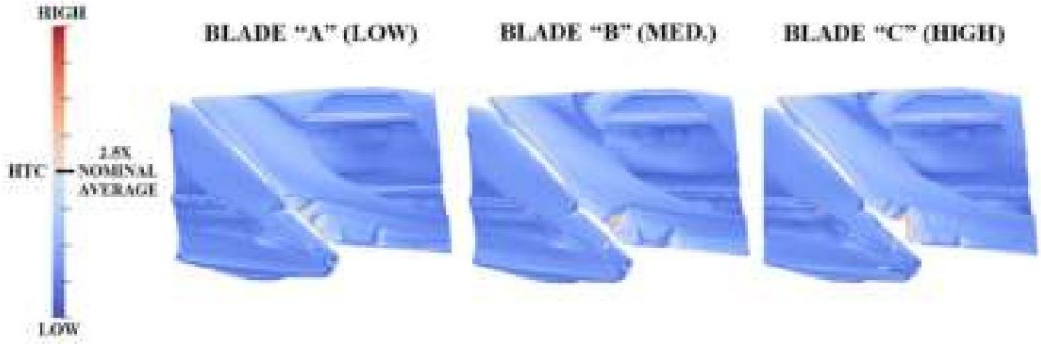


Figure 6. Vues de la plate-forme de protection depuis le bas dans trois cas de faible (A), moyen (B) et élevé (C) HTC. La surface est colorée par la valeur HTC (images déformées).

= 0,2 · + 0,39 · + 0,04 · + 0,13 · + 0,24 ·

Les résultats présentés dans la figure 7 indiquent qu'il existe une corrélation linéaire significative entre la variable combinée SDVHTC et la surface du carénage avec un HTC élevé.
Les valeurs des coefficients indiquent également quels paramètres sont les plus associés au formation de régions à haute teneur en HTC sur la surface du carénage. L'amplitude maximale de l'espacement du carénage dans la moitié arrière de la plateforme (S3max) et la perte de volume (V) sont les plus importantes paramètres avec des coefficients égaux à 0,33 et 0,2, respectivement. Ceci est en accord avec ce que l'on peut voir sur les contours de la figure 6, où sont associés les niveaux HTC les plus élevés avec de grandes quantités d'érosion dans la partie arrière de l'espace entre les carénages inter-plateformes, à la fois dans en termes de profondeur de l'ouverture en V et de perte de volume métallique.

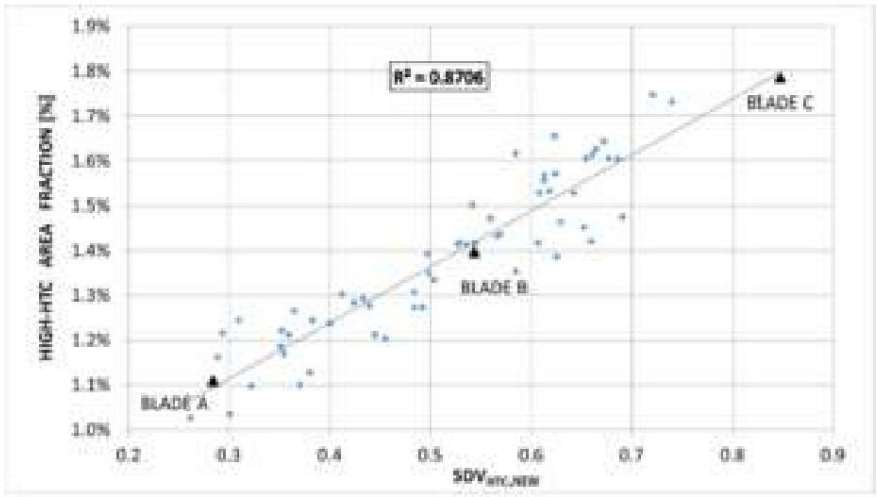


Figure 7. Distribution de la variable de combinaison SDV par rapport à la fraction du carénage High-HTC superficie des rotors numérisés. La ligne de tendance et le score de linéarité sont également affichés dans le graphique. Les trois lames, A, B et C, utilisées dans la figure 6 sont mises en évidence.

Les géométries numérisées utilisées dans la présente analyse souffraient également de différences degrés de perte de performances aérodynamiques. Efficacité de l'étage isentropique (équation (1)) pour l'ensemble actuel de pales a été corrélé aux dommages causés par le carénage, en utilisant le même paramétrisation utilisée dans la section précédente pour l'analyse HTC. De même, un linéaire La variable de combinaison a été construite grâce à une combinaison des paramètres de dommage avec un ensemble de coefficients les mieux adaptés, comme indiqué dans l'équation (6).

= 0,04 · + 0,27 · + 0,03 · + 0,03 · + 0,2 · + 0,01 ·

$$SDVETA = 0{,}04 \cdot S1 + 0{,}27 \cdot S2 + 0{,}03 \cdot S3max + 0{,}03 \cdot T1 + 0{,}2 \cdot T2 + 0{,}01 \cdot \alpha + \quad (6)$$

+ 0,08 · + 0,06 · + 0,24 · + 0,04 · 0,08·R1 + 0,06·R2

$$+ 0{,}24 \cdot R3 + 0{,}04 \cdot V$$

La figure 8 présente la distribution de l'efficacité de l'étage isentropique pour les géométries numérisées en fonction de la variable « SDVETA » . De la même manière que ce qui a été observé avec le HTC

Machine Translated by Google

Dans l'étude de corrélation, il y avait une corrélation significative entre la variable SDVETA et la perte d'efficacité de l'étage isentropique par rapport au nominal, avec un R de 0,754. Dans ce cas, cependant, le paramètre le plus pertinent pour les performances aérodynamiques est l' écartement du carénage à mi-corde « S2 ». Cette découverte est conforme à celle observée dans les travaux antérieurs menés par les auteurs : une différence de pression importante peut être trouvée à cette position particulière entre les écoulements de passage et de cavité supérieure. Cela crée une grande quantité de fuites à travers l' espace entre les carénages entre les plates-formes, ce qui nuit gravement aux performances aérodynamiques. Une description plus détaillée de ce mécanisme de perte peut être trouvée dans [9].

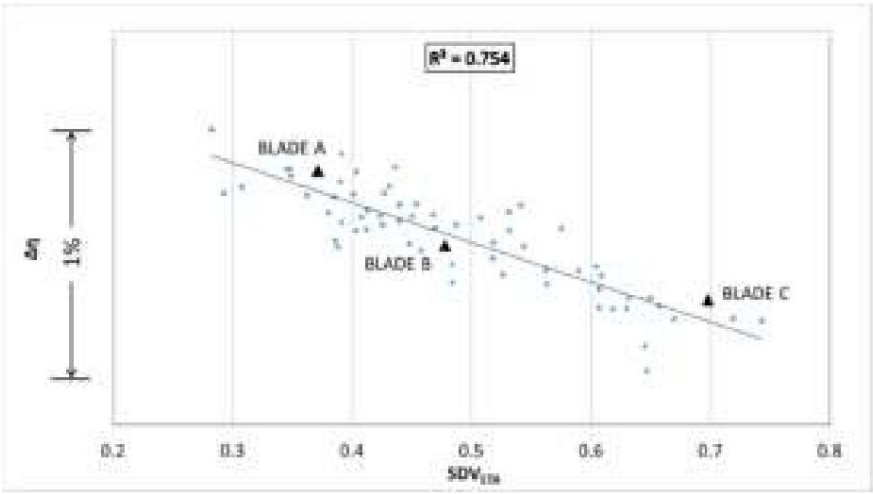


Figure 8. Distribution de la variable combinée SDVETA par rapport aux valeurs d'efficacité de l'étage isentropique des rotors scannés. La ligne de tendance et le score de linéarité sont également affichés dans le graphique. Les trois lames, A, B et C, utilisées dans la figure 6 sont mises en évidence.

L'allongement du bord de fuite, R3, et l'espace entre les extrémités des ailerons arrière sont également associés à un impact relativement élevé sur l'efficacité de cet ensemble de pales. Contrairement à ce qui a été présenté dans la section précédente pour le transfert thermique, il apparaît que la profondeur de l'ouverture en V (paramètre S3max) a un faible impact sur les performances aérodynamiques. Sur la figure 8, les points relatifs aux trois pales « A », « B » et « C », représentées sur la figure 6 sont également mis en évidence. Il est intéressant de noter que les variables de combinaison SDV (Figures 7 et 8) classent ces pales dans le même ordre en termes de dommages paramétriques par rapport aux performances, indiquant qu'une faible performance aérodynamique est également associée à un transfert de chaleur élevé.
On suppose que la torsion des pales est à l'origine de la rotation initiale des carénages, ce qui, à son tour, entraîne un espacement plus large entre les carénages. À ce stade, les aubes qui affichent les valeurs les plus élevées du coefficient de transfert thermique (HTC) sont celles où le flux s'échappant à travers l'interstice a pu creuser une ouverture dans les côtés des plates-formes, par érosion progressive du métal. L'impact de la torsion des pales et son effet sur l' aérodynamique du composant ont été évalués dans une étude précédente [9]. Un paramètre exprimant la quantité de torsion mesurée sur les pales a été inclus dans le présent travail sous le nom d'« angle de haubanage ». Ceci représente l'angle formé par la plate-forme du carénage avec l'axe de la machine, et ce paramètre est directement affecté par la rotation (torsion) des sections de pales sous le carénage. Dans la présente étude, il a été constaté que la torsion elle-même a un impact négligeable sur le HTC sur le carénage de la pale, comme le démontre le fait que le coefficient de corrélation correspondant était proche de zéro et a donc été omis dans l'équation (5).

4. Conclusions

Ce travail représente la version étendue de l'article présenté par les auteurs à la 15e Conférence européenne sur les turbomachines (ETC15) à Budapest, en Hongrie [18].

Une série de simulations CFD a été réalisée sur un ensemble de balayages optiques en lumière bleue de la géométrie du rotor d'une turbine HP en service provenant d'un moteur à réaction moderne, dans le but de

Machine Translated by Google

identifier les modes de dommages associés à un transfert de chaleur accru dans la région de l'enveloppe. Toutes les pales appartenant à cet ensemble affichent des valeurs HTC sur le carénage globalement plus élevées (+11%) par rapport à la valeur moyenne mesurée sur la zone nominale du carénage. Tous les angles vifs présents à l'origine dans la conception nominale semblent avoir été arrondis dans les pales en service, à la suite de l'érosion. De plus, des augmentations significatives du HTC ont été observées localement, en particulier dans la région du carénage. Les niveaux de dommages aux carénages sur le présent ensemble de pales ont été mesurés en termes d'un ensemble de paramètres comprenant les écarts entre les carénages, les écarts aux pointes, l'allongement et la perte volumétrique. Une analyse de corrélation a ensuite été réalisée pour évaluer l'impact de chaque paramètre sur les niveaux de HTC, entendus comme la fraction de surface du carénage avec un HTC 2,5 fois supérieur à la valeur moyenne sur la surface nominale du carénage. Une corrélation linéaire entre cette mesure et recherchée, obtenant une ^{2} l'ensemble des paramètres était de 0,871, les coefficients les plus élevés étant ceux re amplitude R de l'espace du carénage dans la partie arrière de la plateforme, et de la perte de volume métallique due à l'érosion dans la même région. Une perte notable d'efficacité de l'étage isentropique a été observée avec une variabilité de 1 % au sein de l'ensemble. Une étude de corrélation linéaire a été menée entre l'efficacité et l'ensemble des paramètres, atteignant un R^2 de 0,754, le coefficient le plus élevé étant l' écart de carénage inter-plateforme S2 au niveau de la corde médiane. Cette découverte est conforme aux résultats de travaux antérieurs menés par les auteurs sur un ensemble similaire de géométries numéri

Il est intéressant de noter que les aspects thermiques et aérodynamiques sont très sensibles aux dommages dans différentes zones du carénage : l'écart médian pour les performances aérodynamiques et l'écart maximal de la plate-forme arrière pour les performances d'échange thermique. On suppose qu'en raison d'une torsion initiale des plates-formes de carénage due à la rotation des pales, les pales subissent une augmentation de l'espace entre les carénages entre les plates-formes. Par conséquent, un flux de gaz de passage chaud est capable de traverser l'espace de protection et d'atteindre la cavité supérieure. Au fil du temps, le flux de fuite à travers la partie arrière de l'espace du carénage creuse une ouverture en forme de V dans le côté aspiration de la plate-forme du carénage, exposant une plus grande surface de l'alliage interne au processus d'érosion. L'analyse des résultats CFD a révélé qu'une augmentation de la taille de l'ouverture entraîne des valeurs locales de HTC plus élevées, ce qui augmente encore l'échange thermique et peut conduire à une accélération dégénérative du processus d'érosion. Cette étude s'est concentrée sur un cas industriel spécifique ; cependant, il décrit un processus que l'on retrouve dans les turbines des moteurs à réaction modernes en général, en raison des températures d'entrée de turbine extrêmement élevées qui caractérisent ces moteurs et de la tendance des pales modernes à subir une forte perte de performances lors d'un fonctionnement réel. .

En raison d'interactions multidisciplinaires entre les équipes de Rolls-Royce plc, les auteurs ont découvert que de nombreuses aubes HPT de différents moteurs subissaient ce que l'on peut définir comme un « cercle vicieux », où la détérioration des aubes HPT (déformation et érosion)) se traduit par des taux de détérioration encore plus rapides lors des prochains cycles de fonctionnement du moteur. Par exemple, les écarts géométriques initiaux par rapport à la valeur nominale des composants peuvent entraîner une perte de performances aérodynamiques (et donc un déficit de poussée), qui est compensée par un sur-étranglement du moteur pour obtenir la poussée souhaitée, mais cela entraîne des températures plus élevées sur l'extrémité chaude. , ce qui accélère les taux de détérioration en provoquant des dommages supplémentaires et des déviations géométriques. Le déclencheur de ce mécanisme de détérioration aérothermique a été identifié comme étant la torsion initiale de la pale sous la plate-forme de carénage ; par conséquent, il est recommandé de surveiller périodiquement ce paramètre pendant le service. Ceci pourrait être réalisé avec des techniques moins invasives (par exemple, analyse par endoscope). La répartition de la température fournie par la chambre de combustion joue également un rôle clé dans ce phénomène. En déplaçant le pic de distribution vers les rayons intérieurs, la température des courants d'écoulement qui finissent par traverser l'espace de protection peut être réduite. Cela fera l'objet d' études d'optimisation ultérieures.

Contributions des auteurs : Conceptualisation, MC, SS et TG ; méthodologie, MC, SS et TG ; logiciel, SS; validation, MC, SS et TG ; analyse formelle, MC, SS et TG ; enquête, MC; ressources, SS et TG ; conservation de données, MC ; rédaction – préparation du projet original, MC ; rédaction – révision et édition, MC, SS et TG ; visualisation, MC; supervision, SS et TG ;

Machine Translated by Google

administration, SS et TG ; acquisition de financement, SS et TG Tous les auteurs ont lu et accepté la version publiée du manuscrit.

Financement : Ce travail a été réalisé dans le cadre du projet NEXTAIR. Le projet NEXTAIR a reçu un financement du programme de recherche et d'innovation Horizon Europe de l'Union européenne dans le cadre de la convention de subvention n° 101056732. Les points de vue et opinions exprimés sont cependant ceux du ou des auteurs uniquement et ne reflètent pas nécessairement ceux de l'Union européenne. Ni l'Union européenne ni l'autorité qui l'accorde ne peuvent en être tenues responsables.

Déclaration de disponibilité des données : Les données sont protégées en raison de leur pertinence industrielle. Pour toute demande de renseignements sur les données présentées dans cet article, veuillez contacter l'auteur correspondant.

Remerciements : Les auteurs souhaitent remercier Rolls-Royce plc pour leur soutien et leur autorisation de publier ce travail.

Conflits d'intérêts : Les auteurs ne déclarent aucun conflit d'intérêts.

Nomenclature

Refroidissement du carter CSD en aval de la pale du rotor
LCR Refroidissement du carter en amont de la pale du rotor
Entrée de la cavité du moyeu DSH en aval de la pale du rotor
Rotor haute pression HPR
Stator haute pression HPS
Emplacement de refroidissement du bord de fuite HTEC HPS
IPS Stator à pression intermédiaire
Emplacement de refroidissement du bord arrière ITEC IPS
LE, TE Bord d'attaque, bord de fuite
PS, SS Côté pression, côté aspiration
Navier–Stokes en moyenne RANS Reynolds
Revêtement barrière thermique à confirmer
Entrée de la cavité du moyeu USH en amont de la pale du rotor

Références

1. Bunker, RS Intégration de nouvelles technologies aérothermiques et de combustion avec des philosophies de conception à long terme pour les moteurs à turbine à gaz. Dans Actes de l'atelier américano-ukrainien sur les technologies innovantes de combustion et d'aérothermie dans les systèmes énergétiques et électriques, Kiev, Ukraine, 21-26 mai 2001.
2. Harvey, NW Implications aérothermiques des pales sans carénage et carénées. Dans VKI LS 2004-02, conception de la pointe des aubes de turbine et traitement du dégagement des pointes ; Institut von Karman pour la dynamique des fluides : Rhode-St-Genese, Belgique, 2004 ; ISBN2-930389-51-6.
3. Colón, S. ; Ricklick, M. ; Nagy, D. ; Lafleur, A. Effets géométriques des dommages causés au revêtement de barrière thermique sur la température des aubes de turbine. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo : Conférence technique et exposition sur les turbomachines, Phoenix, AZ, États-Unis, 17-21 juin 2019.
4. Jarrett, A. ; Erukulla, VV ; Koul, AK Analyse du fluage sans torsion de la pale du premier étage d'une turbine à gaz. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo : Conférence technique et exposition sur les turbomachines, Phoenix, AZ, États-Unis, 17-21 juin 2019.
5. Guo, X. ; Zheng, W. ; Xiao, C. ; Li, L. ; Antonov, S. ; Zheng, Y. ; Feng, QC Évaluation de la dégradation microstructurale d'une aube de turbine à gaz défaillante due à une surchauffe. Ing. Échouer. Anal. 2019, 103, 308-318. [Référence croisée]
6. Kamenik, J. ; Shahpar, S. ; Keane, AJ; Hogner, L. ; Meyer, M. ; Toal, Modélisation DJJ et impact des variations des trous de refroidissement du film du bord de fuite des pales de turbine à haute pression . Dans Actes du forum AIAA Scitech 2020, Orlando, FL, États-Unis, 6-10 janvier 2020.
7. Sidwell, V. Sur l'impact de la variabilité et de l'assemblage sur le débit de refroidissement des aubes de turbine et la durée de vie d'oxydation. doctorat Thèse, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, MA, États-Unis, 2004.
8. Jean-Roch, J. ; Ni, NAM Une méthodologie et une étude de cas de détection de flammes transversales hors-bord sur des turbines à gaz aérodérivées. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo : Conférence technique et exposition sur les turbomachines, Phoenix, AZ, États-Unis, 17-21 juin 2019.
9. Carta, M. ; Ghisu, T. ; Shahpar, S. Analyse CFD haute fidélité des pales de rotor de turbine haute pression carénées en service. J. Turbomach. 2022, 144, 121001. [Réf. croisée]
10. Glézer, B. ; Arts, T. Facteurs de conception thermomécaniques affectant le jeu de l'extrémité des aubes de turbine. Dans VKI LS 2004-02, conception de la pointe des pales de turbine et traitement du dégagement des pointes ; Institut von Karman pour la dynamique des fluides : Rhode-St-Genese, Belgique, 2004 ; p. 1 à 23. ISBN2-930389-51-6.
11. Shahpar, S. ; Lapworth, L. PADRAM : Parametric Design and Rapid Meshing System for Turbomachinery Optimisation, GT2003-38698. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo et de la International Joint Power Generation Conference, Atlanta, GA, États-Unis, 16-19 juin 2003 ; pp. 579-590.

Machine Translated by Google

12. Demargne, AJ; Evans, RO ; Tiller, PJ ; Dawes, WN Génération de maillage pratique et fiable pour les géométries complexes du monde réel. Dans Actes de la 52e réunion des sciences aérospatiales de l'AIAA, National Harbor, MD, États-Unis, 13-17 janvier 2014.
13. Lapworth, L. Hydra CFD : Un cadre pour le développement collaboratif de CFD. Dans Actes de la Conférence internationale sur le calcul scientifique et technique (IC-SEC), Singapour, 30 juin-2 juillet 2004.
14. Cobell, PA Guide des programmeurs informatiques pour les sous-programmes thermodynamiques compatibles BS09/BS29 — RRAP — Numéro 7 ; CUG BS09 ; Rapport interne de Rolls-Royce plc ; Rolls-Royce plc. : Derby, Royaume-Uni, 1996.
15. Fitt, A. ; En avant, C. ; Robertson, B. ; Jones, T. Effets du rapport de température dans les couches limites turbulentes compressibles. Int. J. Transfert de masse thermique. 1986, 29, 159-164. [Référence croisée]
16. Kays, W. ; Crawford, M. Chaleur convective et transfert de masse, 2e éd.; Tata Mc Graw Hill Publishing Co., Ltd. : New York, NY, États-Unis, 1983.
17. Maffulli, R. ; He, L. Dépendance du coefficient de transfert de chaleur externe et de l'aérodynamique sur la température de la paroi pour le passage des aubes de turbine 3D — GT2014-26763. Dans les actes de l'Asme Turbo Expo, Düsseldorf, Allemagne, 16-20 juin 2014.
18. Carta, M. ; Ghisu, T. ; Shahpar, S. Analyse du transfert de chaleur des pales de rotor de turbine haute pression carénées endommagées. Dans Actes de la 15e Conférence européenne sur la dynamique des fluides et la thermodynamique des turbomachines 2023, Budapest, Hongrie, 24-28 avril 2023 ; papier n.m. ETC2023-321. Disponible en ligne : https://www.euroturbo.eu/publications/conference-proceedings-repository/ (consulté le 7 juin 2023).

Avis de non-responsabilité/Note de l'éditeur : Les déclarations, opinions et données contenues dans toutes les publications sont uniquement celles du ou des auteurs et contributeurs individuels et non de MDPI et/ou du ou des éditeurs. MDPI et/ou le(s) éditeur(s) déclinent toute responsabilité pour tout préjudice corporel ou matériel résultant des idées, méthodes, instructions ou produits mentionnés dans le contenu.

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Article

Évaluation de la cascade du rotor dans des conditions hors conception : Une enquête aérodynamique sur le refroidissement des plates-formes †

Hamed Abdeh, Giovanna Barigozzi* et Nicoletta Francina

Département d'ingénierie et de sciences appliquées, Università degli Studi di Bergamo, 24044 Dalmine, Italie ; hamed.abdeh@unibg.it (HA) ; nicoletta.franchina@unibg.it (NF)
* Correspondance : giovanna.barigozzi@unibg.it ; Tél. : +39-035-2052317
† Ce manuscrit est une version étendue du document de réunion ETC2023-131 publié dans les actes de la 15e Conférence européenne sur les turbomachines, Budapest, Hongrie, du 24 au 28 avril 2023.

Résumé : L'état hors conception d'une cascade de pales de rotor avec et sans refroidissement de plate-forme a été étudié expérimentalement. La capacité de la turbine à gaz à fonctionner jusqu'à 50 à 20 % de son débit d'air d'admission nominal a une conséquence importante dans la modification de l'angle d'incidence à l'entrée, qui variait du nominal à −20◦ . Le refroidissement de la plate-forme via une fente en amont simulant l'espace d'interface stator-rotor a été envisagé. L'impact de la rotation sur l'injection du flux de purge a été simulé en installant des ailettes à l'intérieur de la fente pour donner au flux de liquide de refroidissement une direction tangentielle. Des mesures aérodynamiques pour quantifier la perte aérodynamique en cascade et les structures d'écoulement secondaire ont été effectuées à Ma2is = 0,55, en faisant varier le rapport débit massique du liquide de refroidissement sur le débit principal (MFR%) et l' angle d'incidence. Les résultats montrent que les pertes augmentent fortement avec le MFR. Une incidence négative permet une réduction de la perte globale même lorsque le liquide de refroidissement est injecté avec un MFR élevé. Plus l' incidence est négative, plus la réduction des pertes est importante.

Mots clés : turbine à gaz ; plate-forme; flux secondaires ; angle d'incidence

check for updates

Citation : Abdeh, H. ; Barigozzi, G. ; Francina, N. Évaluation de la cascade du rotor dans des conditions hors conception : une enquête aérodynamique sur le refroidissement de la plate-forme. Int. J. Turbomach. Propulse. Pouvoir 2023, 8, 23. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030023

Rédacteur académique : Sergio Lavagnoli

Reçu : 5 juin 2023
Révisé : 10 juillet 2023
Accepté : 21 juillet 2023
Publié : 22 juillet 2023

Copyright : © 2023 par les auteurs. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.
Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Introduction

Les tendances récentes en matière de production d'électricité visent à réduire l'impact environnemental des activités anthropiques, car les inquiétudes concernant les conséquences irréversibles du réchauffement climatique se sont accrues au cours des dernières années. La réduction des émissions de CO2 liées à l'énergie pour limiter le changement climatique est au cœur du scénario de transition énergétique [1]. La compétitivité des énergies renouvelables par rapport aux combustibles fossiles s'est accrue, notamment en ce qui concerne la production d'électricité. Les énergies primaires renouvelables (hors hydraulique) ont augmenté d'environ 5,1 EJ en 2021 dans le monde, ce qui correspond à un taux de croissance annuel de 15 %, supérieur aux 9 % de l'année précédente [2]. La contribution des énergies renouvelables devrait encore augmenter au cours de la prochaine décennie. À court terme, les moteurs à turbine à gaz seront le partenaire des énergies renouvelables et joueront un rôle clé dans la transformation du secteur énergétique mondial, passant d'une source d'énergie basée sur les combustibles fossiles à une source d'énergie neutre en carbone. Les turbines à gaz peuvent être utilisées pour équilibrer les fluctuations énergétiques des énergies renouvelables dans le réseau, ainsi que pour fournir des réductions immédiates des émissions en utilisant des carburants neutres en carbone comme l'ammoniac, l'hydrogène ou le biocarburant

Afin de rester compétitives sur le marché, les turbines de nouvelle génération doivent être conçues pour augmenter et diminuer la puissance rapidement, démarrer et s'arrêter rapidement et tolérer des réductions de puissance tout en respectant les réglementations en matière d'émissions. Des démarrages et arrêts rapides, avec des ajustements de charge fréquents jusqu'à une charge minimale réduite, conduisent les moteurs à fonctionner dans des conditions thermomécaniques plus critiques avec des distorsions métalliques, ce qui peut avoir un impact important sur la dynamique des fluides du système d'air secondaire (SAS) et, par conséquent. , tout le moteur.

Une meilleure compréhension des interactions aéro-thermo-mécaniques et des prévisions plus précises de l'aérodynamique, du transfert de chaleur et des flux de refroidissement en fonctionnement à charge variable

Machine Translated by Google

les conditions sont décisives pour la conception de moteurs modernes. Bien que les régimes transitoires puissent représenter une partie importante du temps de fonctionnement des turbines à gaz industrielles dans le prochain scénario de production d'énergie, la connaissance du comportement dans des conditions de charge minimale réduite des composants SAS typiques est actuellement limitée. Ceci est d'autant plus vrai pour leurs interactions avec la voie d'écoulement principale compte tenu des déformations des pièces stator/rotor. L'air de purge, soutiré des derniers étages du compresseur, est introduit dans l' espace de la roue de turbine selon un faible rayon avant de sortir par le joint de jante situé à la périphérie des disques, immédiatement en amont du fond d'aube. Les joints labyrinthes sont utilisés comme solutions sans contact pour limiter au maximum les fuites entre les composants fixes et rotatifs et pour contrôler l'alimentation en air de refroidissement des éléments se trouvant dans le trajet des gaz chauds [3]. De nombreuses études documentent les performances des joints à labyrinthe, rapportant principalement le coefficient de décharge en fonction des données de rapport de pression [4,5], à partir desquelles de simples corrélations de conception 1D peuvent être argumentées. Il a été démontré que l'écoulement à travers les joints à labyrinthe est très sensible aux variations géométriques dues aux changements de vitesse de rotation, et le coefficient de décharge varie considérablement lorsque le jeu du joint est modifié de seulement 2 % [6,7]. Des conditions d'écoulement hors conception dues à de grandes variations du jeu doivent être prises en compte pour améliorer davantage le système SAS et, par conséquent, les performances globales du moteur.

Le flux d'étanchéité émergeant du stator vers l'espace d'interface du rotor interagit avec le flux principal, influençant à la fois les performances aérodynamiques et thermiques de la cascade du rotor. Une revue exhaustive de la littérature disponible sur ce sujet peut être trouvée dans [8]. La perte pour la rangée de pales augmente avec le débit de purge (voir, par exemple, [9]) en raison du renforcement de la jambe latérale de pression du vortex en fer à cheval, qui emprisonne la majeure partie de l'air de purge. La charge thermique accrue sur le premier rotor a incité les concepteurs à utiliser ce flux de purge non seulement à des fins d'étanchéité mais également pour le refroidissement. En règle générale, un rapport entre le débit massique de purge et le débit principal compris entre 0,7 et 1,0 % est suffisant pour sceller efficacement la cavité du disque contre la pénétration de gaz chauds, mais des fractions massiques plus importantes peuvent être nécessaires pour le refroidissement. En effet, l'augmentation du débit massique (MFR) du liquide de refroidissement vers le courant principal a un effet positif sur le refroidissement de la plate-forme (voir, par exemple, [10]). Pour capturer pleinement tous les phénomènes d'écoulement et de transfert de chaleur liés à l'interaction entre la purge et l'écoulement principal à travers le rotor, des études sur les plates-formes rotatives ([11] entre autres) et les cascades de pales fixes (par exemple, [12]) ont été réalisées au fil des ans. Seuls quelques chercheurs ont étudié l'impact de la vitesse de rotation variable [13] et de la variation de la dimension et de la forme des fentes (par exemple, [14-19]). À la connaissance de l'auteur, l' impact de la variation de l'incidence dominante n'a jamais été étudié aupar

Les conditions de fonctionnement de la turbine peuvent changer en raison des différentes exigences de charge, mais également en raison des différentes conditions ambiantes. Quelle que soit la motivation, un débit massique réduit à vitesse de rotation fixe se traduit par une incidence négative sur la première cascade de pales du rotor pour une condition d'écoulement subsonique, entraînant une réduction des flux secondaires et des pertes associées [20]. Mais l'incidence le long de l'envergure des pales peut varier considérablement, en raison de l' écoulement complexe provenant du stator, résultant de l'interaction entre les gaz de combustion tourbillonnants , le flux de liquide de refroidissement émergeant de la chambre de combustion vers l'espace d'interface du stator et les écoulements secondaires du stator [21– 23]. Tout cela rend le schéma d'écoulement interagissant avec le flux d'étanchéité émergeant de l'espace d'interface stator-rotor très compliqué, ce qui a un impact sur ses capacités d'étanchéité et de refroidissement. Enfin, réduire l'opérabilité de la turbine à la charge minimale pourrait entraîner une inadéquation entre ce que le compresseur peut fournir au SAS et ce dont la turbine a besoin pour l'étanchéité, compromettant potentiellement le fonctionnement sûr de l' ensemble du moteur.

Cette étude étudie expérimentalement le comportement aérodynamique d'une cascade de pales de rotor avec refroidissement de la plate-forme à travers une fente en amont sous différents angles d'incidence allant du nominal à -20° , représentant d'éventuelles conditions d'écoulement hors conception jusqu'à la charge minimale. Pour des valeurs discrètes de ce paramètre, le débit massique MFR du liquide de refroidissement au courant principal a varié à un rapport de densité fixe DR = 1,0, un niveau d'intensité de turbulence d'entrée Tu1 = 7,5 % et un nombre de Mach en aval Ma2is = 0,55. La décision de maintenir le débit principal à un niveau fixe a été motivée par la volonté d'isoler l'effet d'incidence. En effet, en variant le

Machine Translated by Google

Le débit principal aurait entraîné une modification combinée du nombre de Reynolds Re2is et du nombre de Mach, rendant difficile l'identification des différentes contributions. D'autre part, les résultats présentés constituent le point de départ d'une enquête plus large dont le but est d' évaluer l'impact des conditions hors conception sur le comportement aérodynamique et de transfert de chaleur d'une cascade de pales de rotor, en considérant également les modifications géométriques des écarts. Ce manuscrit est une version étendue du document de réunion ETC2023-131, publié dans les actes de la 15e Conférence européenne sur les turbomachines, Budapest, Hongrie, 24-28 avril 2023

2. Configuration

expérimentale La campagne expérimentale a été réalisée dans la soufflerie à aspiration à fonctionnement continu pour les cascades de pales de rotor illustrée à la figure 1. Cette installation et le modèle de cascade (figure 2) ont été décrits en profondeur dans [25], même si certaines améliorations étaient mises en œuvre, principalement sur la section des ventilateurs, permettant d'atteindre un nombre de Mach de sortie beaucoup plus élevé. La section d'essai en soufflerie héberge une cascade à 7 pales typique des turbines haute pression de premier étage : la cascade est caractérisée par un rapport pas sur corde s/C de 0,637 et un rapport d'aspect H/C de 1,24 (Tableau 1). Le profil du profil aérodynamique cylindrique (Figure 2) reproduit la section du moyeu d' un premier profil aérodynamique de rotor industriel. De même, la jonction pale-moyeu est réalisée via un congé 3D, reproduisant la conception réelle du moteur.



Figure 1. Soufflerie.

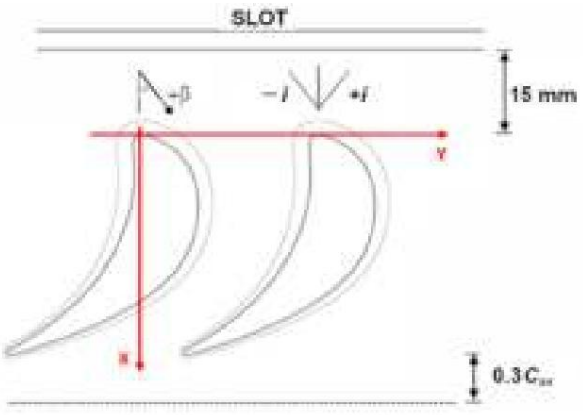


Figure 2. Cascade de pales de rotor.

Tableau 1. Géométrie de la cascade et conditions nominales de fonctionnement.

Géométrie en cascade	Conditions de fonctionnement
s/C = 0,637	Ma2is = 0,55
H/C = 1,24	Tu1 = 7,5 %
β1 = −30,87◦	Re2is = 1,51 × 106

Machine Translated by Google

Les tests ont été effectués à un nombre de Mach d'entrée fixe Ma1 = 0,24, correspondant à peu près à un nombre de Mach isentropique en aval Ma2is = 0,55, faisant varier l'angle d'écoulement d'entrée de ◦ d' fonctionnement jusqu'à −20◦ d'incidence, avec un pas régulier de 10◦ . Afin d'obtenir ces 0 variations d'incidence discrètes (−20◦ , −10◦ , 0◦), la section d'entrée de la soufflerie a été repensée. La figure 3 montre l'image de la configuration d'incidence testée la plus faible (i = −20◦).



Figure 3. Configuration pour i = −20◦ .

La soufflerie a fonctionné dans des conditions stables, augmentant artificiellement l' intensité des turbulences du courant libre. Ceci a été réalisé en installant une grille constituée de tiges cylindriques dans la section d'entrée. La décroissance de la turbulence était similaire à celles montrées dans [25], fournissant un Tu1 = 7,5 % au niveau du plan du bord d'attaque, comme vérifié par un vélocimètre laser Doppler à deux composants.

Les conditions d'écoulement d'entrée ont été surveillées à 1,0 Cax en amont du plan du bord d'attaque à l'aide d'une sonde aérodynamique à 3 trous, tandis que les conditions de sortie ont été surveillées par un ensemble de 31 prises de pression réparties sur quatre passages dans la direction tangentielle à une distance de 0,5 Cax du plan de fuite. plan de bord. Le profil de vitesse d'écoulement d'entrée et le contenu de turbulence ont été mesurés au moyen d'une sonde Pitot aplatie (δMa = ± 0,01) et d'une sonde à fil chaud à un seul fil. La figure 4 montre le profil de couche limite d'entrée résultant, à partir duquel les paramètres intégraux ont été calculés, tels que l'épaisseur de la couche limite δ, l'épaisseur de déplacement δ* et le facteur de forme H12, défini comme le rapport entre δ* et l'épaisseur de quantité de mouvement θ. L' intensité de la turbulence et l'échelle de longueur intégrale Λx sont également rapportées, cette dernière étant calculée numériquement intégrant la fonction d'autocorrélation du signal de fil chaud acquis. tt

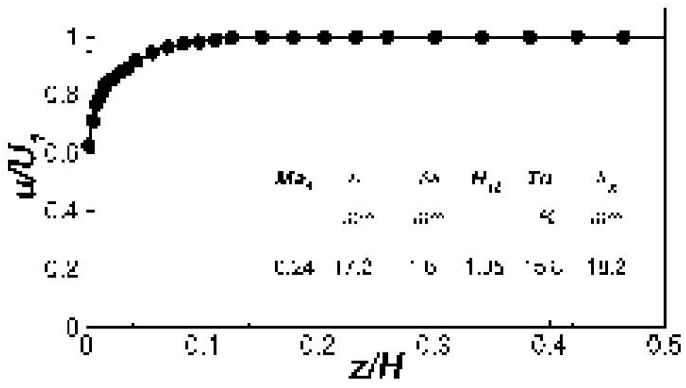


Figure 4. Couche limite d'entrée (X/Cax = −1).

Le refroidissement de la plate-forme du rotor est réalisé par une fente simulant l'espace d'interface stator-rotor (Figure 5). La largeur de la fente est de 0,042 C et elle est située à 0,158 Cax en amont du premier

Machine Translated by Google

plan de bord (voir Figure 2), couvrant trois passages et demi de lame. Afin de donner au flux de purge ff le bon angle d'injection, 8 ailettes ont été installées à l'intérieur de la fente. Le même schéma de refroidissement a été précédemment testé par les auteurs dans une cascade de pales de rotor différente à un Ma2is inférieur de 0,3 et un Tu1 de 0,6 % [26]. L'angle d'inclinaison de l'aileron doit être choisi pour simuler au plus près l'influence combinée de la rotation et des conditions d'injection. Généralement, doubler le MFR entraînerait à peu près également un doublement de l'angle d'injection tangentiel à une vitesse de rotation fixe. La valeur nominale de −10◦ considérée ici (voir Figure 5 à droite) représente approximativement la condition de fonctionnement du moteur de conception avec un MFR de 1,0 %.

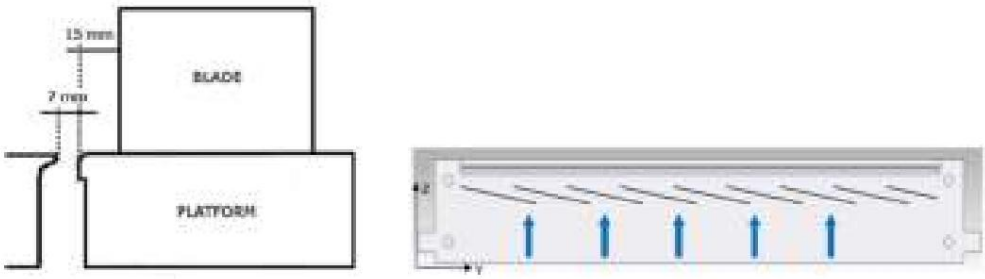


Figure 5. Schéma de refroidissement de la plate-forme.

Les conditions de test comprenaient des variations du MFR jusqu'à 2,0 % et l'injection d'air à température ambiante comme liquide de refroidissement. La gamme MFR étudiée est suffisamment large pour couvrir toutes les conditions possibles de fonctionnement du moteur. Le débit massique du liquide de refroidissement (dispositif à orifice −δmc < ±2,1 %), la pression totale du liquide de refroidissement (δpc = ±10 Pa) et la température (δTc = ±0,5 ◦C) à l'intérieur du plénum ont été surveillés pour contrôler les conditions d'injection. Un intervalle de confiance de 95 % a toujours été pris en compte pour toutes les évaluations d'incertitude.

3. Techniques de mesure

Chaque configuration de soufflerie a d'abord été testée pour évaluer l'angle réel du débit d'entrée et, par conséquent, l'incidence de la cascade. De plus, le débit de purge sortant de la fente a également été caractérisé dans la condition de cascade de conception lorsque MFR = 1 %. Il s'agit de vérifier son angle d'injection et sa répartition uniforme entre les passages adjacents. Le flux d'entrée vers le plan lame à lame à mi-portée et le flux sortant de la fente ont été caractérisés par un vélocimètre laser Doppler (LDV) à deux composants. Le système LDV est basé sur un laser Ar+ de 300 mW, avec de la fumée de sciure de bois utilisée comme particules d'ensemencement. Vingt mille signaux de rafale ont été acquis à chaque emplacement, garantissant des moyennes statistiquement précises : des incertitudes de ±0,14 % et ±1,0 % pour les valeurs moyennes et RMS, respectivement, ont été obtenues pour un niveau d'intensité de turbulence de 10 % et un niveau de confiance de 95 %.

L'impact combiné de l'incidence du courant principal et du refroidissement de la plate-forme sur l'aérodynamique de l'écoulement en cascade a été évalué en traversant une sonde de pression aérodynamique miniaturisée à 5 trous à 30 % de la corde axiale en aval du plan du bord de fuite. La sonde a été conçue en interne. La tête de sonde a été réalisée par frittage : elle présente un nez conique de 2 mm de diamètre, avancé de 50 mm de la tige. Il a été calibré en interne pour des angles de lacet et de tangage variables dans la plage de ±25◦ , faisant varier le nombre de Mach dans l'intervalle de 0,05 à 0,7.
Les traverses s'étendent sur deux pas, couvrant la moitié de l'envergure de la lame. Les distributions du coefficient de perte d'énergie cinétique (δζ = ±0,3 %), de l'angle de déviation β − βms (δβ = ±1 ◦) et du tourbillon longitudinal Ω ont été dérivées de données locales. Cette dernière a été normalisée en utilisant la vitesse du flux d'entrée et la vraie corde.

4. Résultats

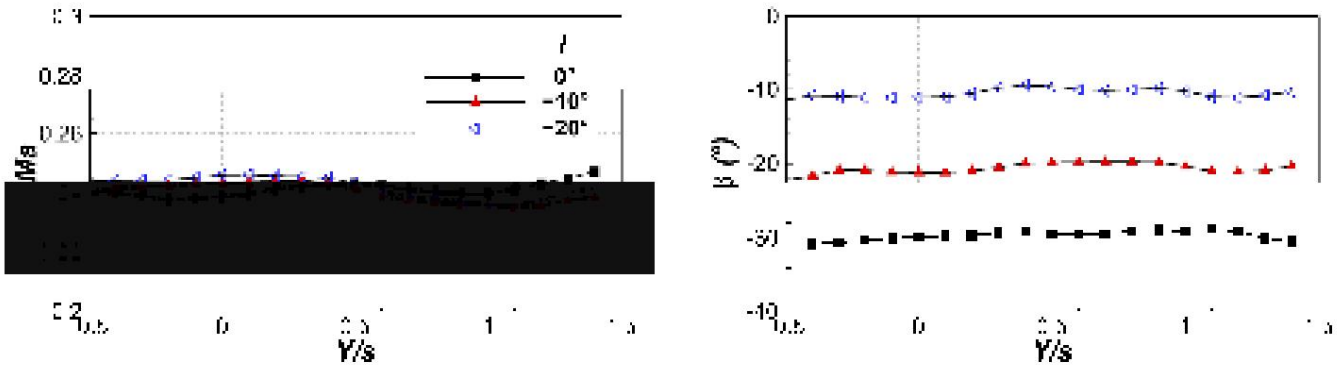
Les résultats expérimentaux ont mis en évidence le comportement aérodynamique du système de refroidissement de la plate-forme de rotor considéré à un MFR variable, compris entre 0,5 % et 2,0 %, et une incidence variable du débit d'entrée de la valeur nominale jusqu'à −20◦ . À titre indicatif, les caractérisations du flux d'entrée et du flux de sortie de fente sont d'abord décrites pour estimer l'incidence réelle du

Machine Translated by Google

cascade. L'influence de l'incidence sur les pertes de flux secondaires est ensuite discutée, en prenant le boîtier non refroidi comme référence.

4.1. Caractérisation du débit d'entrée en cascade

La figure 6 montre les distributions du nombre de Mach et de l'angle d'écoulement mesurées à X/Cax = −0,5 dans la direction tangentielle pour les trois valeurs d'incidence testées. Ce L'emplacement en amont a été choisi car il est suffisamment éloigné du bord d'attaque de la pale pour être pas influencé par l'effet de stagnation. L'angle de débit d'entrée β est défini par rapport au direction axiale : selon la définition de l'incidence de [27] , une incidence négative correspond à un angle de débit d'entrée plus grand ou moins négatif que dans le cas de conception. Le flux par pitch les distributions montrent une bonne stabilité. De plus, le nombre de Mach moyen d'entrée Ma1 était toujours proche de 0,24, avec une variation maximale de l'ordre de ±1,5% sur deux pas, montrant une bonne cohérence entre les trois cas d'incidence testés. Les distributions en fonction du pas ont été moyennées pour obtenir les angles d'incidence réels indiqués dans le tableau 2. L'angle mesuré au cas d'incidence théorique 0◦ est considéré comme référence. Le légèrement l'incidence négative mesurée au cas théorique 0◦ est probablement due à la turbulence générateur, qui induit une déviation de débit en amont de la cascade, similaire à [21,28].



(un) (b)

Figure 6. Approche de la caractérisation des flux (X/C hache = −0,5) : (a) Ma1 ; (b) β. β

Tableau 2. Angle d'incidence d'entrée pour des conditions de test variables.

i Théorique (◦)	β (°)	i Réel (◦)
	−29,8	−1,1
0	−20,8	−10,1
−10 −20	−10,6	−20,3

4.2. Caractérisation du flux de purge

Afin de vérifier la qualité de l'éjection du flux de purge depuis la fente, la vitesse du flux de liquide de refroidissement a été mesuré par le système LDV au niveau de la section médiane de sortie de la fente. Des tests ont été effectués pour un rapport du débit massique du liquide de refroidissement au courant principal MFR = 1,0 % à l'incidence de conception. Figure 7 montre que le flux de purge évacué par la fente est suffisamment périodique selon un pas direction. La variation de pas à pas dans les trois composantes de vitesse était toujours inférieure ±5,5%. L'effet de stagnation devant les pales est évident à Y/s = 0 et 1. La moyenne L'angle d'écoulement de purge dans le plan (Y, Z) était de 12◦, calculé en faisant la moyenne de la vitesse mesurée composants dans la direction du pas.

Machine Translated by Google

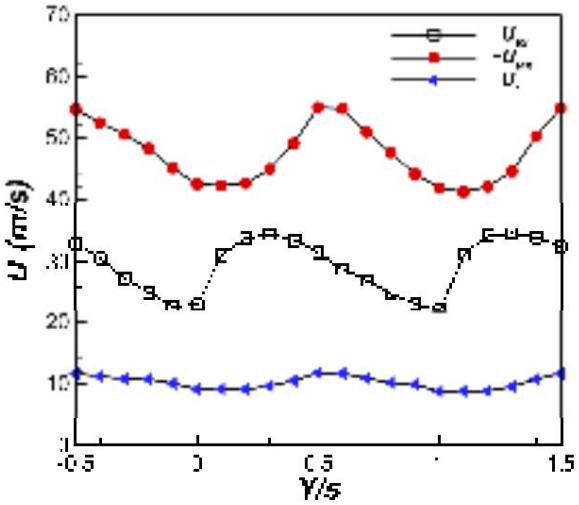
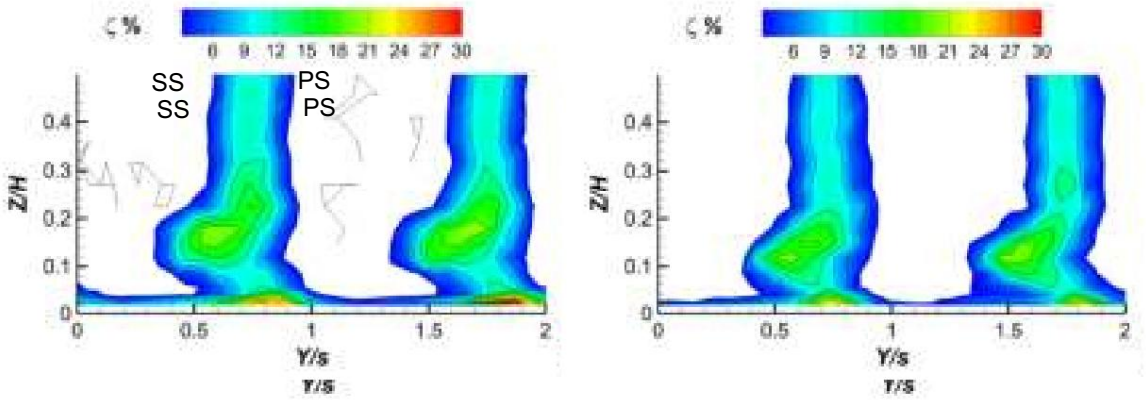


Figure 7. Caractérisation du flux de purge à la sortie du slot (i = 0◦).

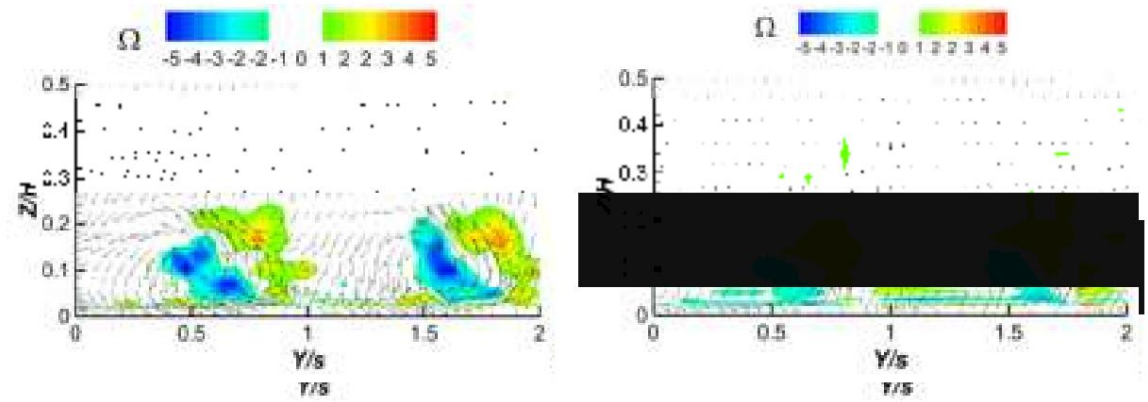
4.3. Comportement du flux local – Cascade non refroidie

Les figures 8 et 9 montrent les distributions du coefficient de perte d'énergie cinétique (ζ) et du tourbillon normalisé (Ω) avec superposés les vecteurs vitesse secondaires mesurés en aval du plan du bord de fuite pour la conception (i = 0◦) et l' angle d'incidence minimum testé de −20◦ avec une plate-forme continue (c'est-à-dire sans fente). Le cas d'incidence −10◦ n'est pas rapporté car il est proche du cas de conception. Ces données sont considérées comme référence pour l'enquête suivante sur la plateforme refroidie.



(un) (b)

Figure 8. Distributions des coefficients de perte d'énergie cinétique - cas non refroidi : (a) 0◦ ; (b) Incidence de −20◦ .



(un) (b)

Figure 9. Vecteurs de tourbillon et de vitesse secondaire – cas non refroidi : (a) 0◦ ; (b) Incidence de −20◦ .

Machine Translated by Google

Deux passages auraient évalué la périodicité du flux aux deux valeurs d'incidence testées. Il existe une variation maximale de pas à pas de l'ordre de $\Delta\zeta/\zeta = \pm 4$ %. À l'incidence de conception, l'écoulement en aval de la cascade est caractérisé par une structure de vortex de passage bien définie qui peut être facilement identifiée à la fois par la perte de concentration du côté aspiration des sillages entre Z = 0,1 H et 0,2 H (Figure 8a) et la région de tourbillon négatif sur la figure 9a. La structure tourbillonnaire tournant dans le sens inverse des aiguilles d'une montre avec le tourbillon positif correspondant lié au vortex du hangar arrière peut également être identifiée sur les figures 8a et 9a. On observe également la présence d'un vortex de coin, correspondant à une deuxième région de forte perte proche de la paroi. Un écoulement transversal important lié au vortex de passage peut également être identifié à proximité des parois.

Comme attendu, selon la littérature (voir par exemple [19]), une diminution de l'incidence des valeurs négatives entraîne une réduction des flux secondaires. Les pics de perte liés au vortex de passage gardent la même intensité mais se déplacent vers la paroi, tandis que l'intensité du vortex de coin diminue (Figure 8b). Le tourbillon s'atténue également avec l' écoulement transversal des parois d'extrémité (Figure 9b).

4.4. Comportement du flux local – Cascade refroidie

La figure 10 montre l'impact de la variation d'incidence (de 0◦ jusqu'à −20◦) dans des conditions de fonctionnement en cascade fixes (Ma1 = 0,24 et Tu1 = 7,5 %) pour les valeurs MFR du rapport de débit massique du liquide de refroidissement testé au courant principal (de 0,5 % à 2,0 %). Un seul pas est affiché, grâce à la bonne périodicité du débit. La figure 11 rapporte les distributions de tourbillon correspondantes avec des vecteurs de vitesse secondaires superposés. Pour un espace sûr, seules les données de tourbillon appartenant au plan (0◦) et à l'incidence −20◦ sont rapportées, car elles permettent de discuter de la tendance générale même pour le cas −10◦ .

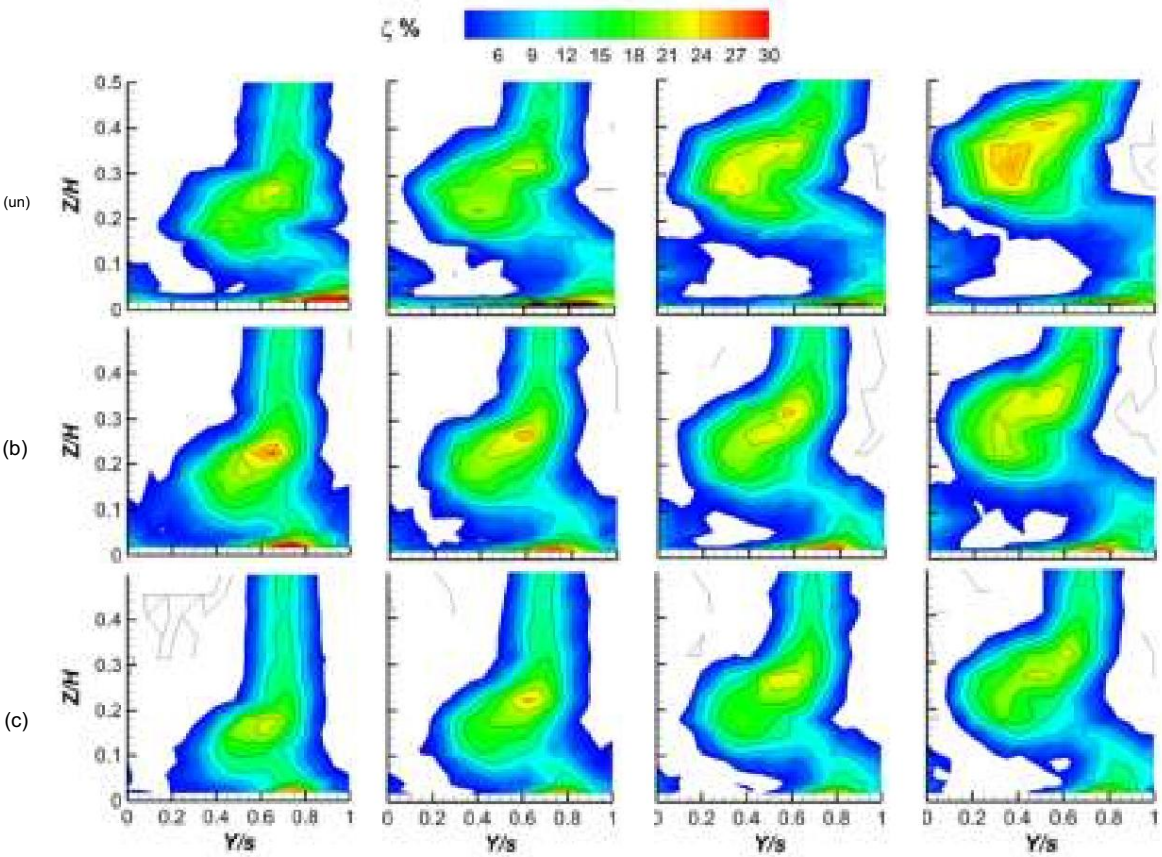
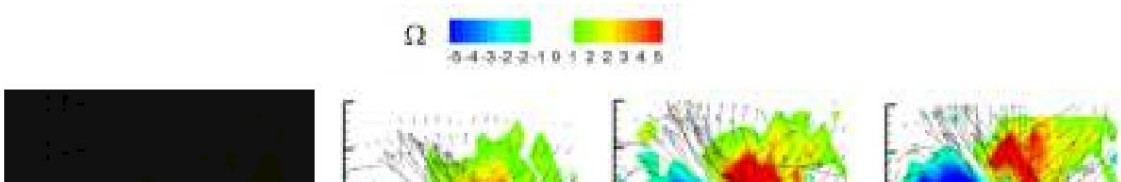


Figure 10. Distributions des coefficients de perte d'énergie cinétique pour la variable MFR : (a) 0◦ ; (b) −10◦ ; (c) Incidence de −20◦ .



Machine Translated by Google

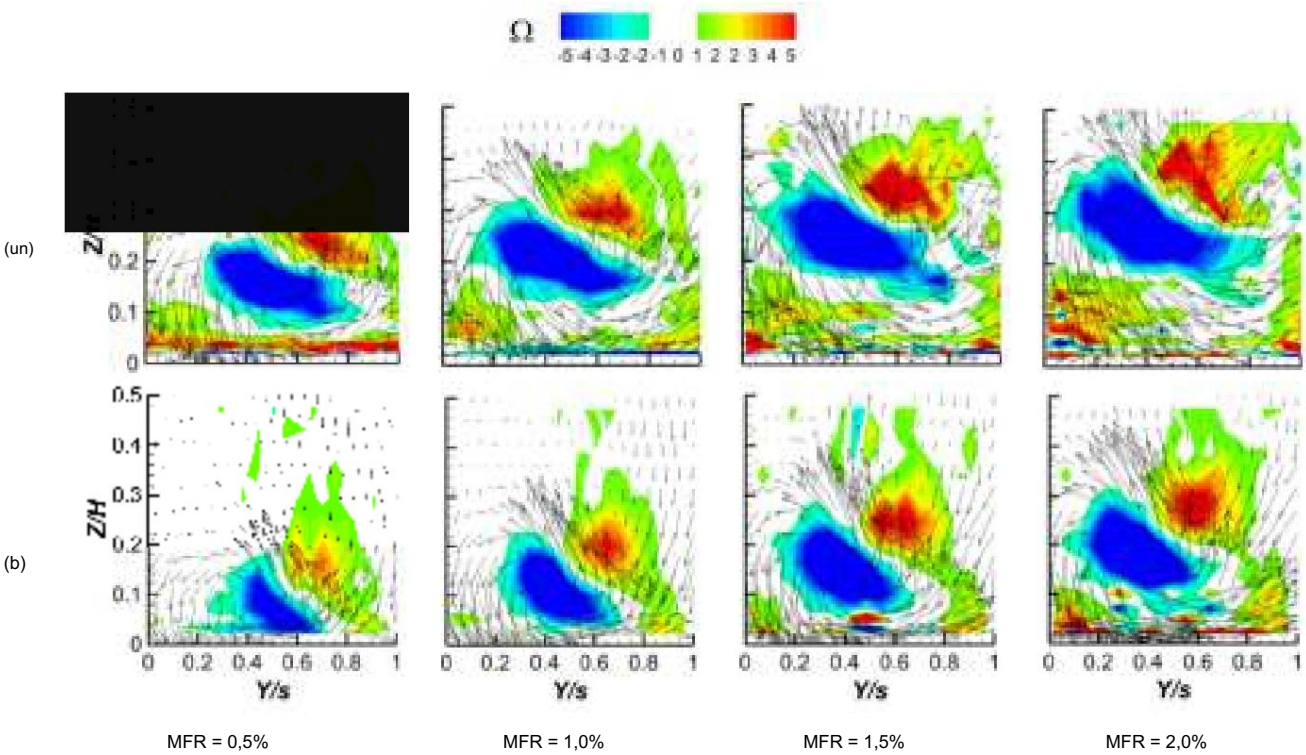


Figure 11. Distributions Ω pour la variable MFR : (a) 0◦ ; (b) Incidence de −20◦ .

Comme prévu [12, 18, 26], à l'incidence de conception (Figure 10a), l'injection de liquide de refroidissement augmente toujours les pertes d'énergie cinétique ; plus le débit massique injecté est important, plus il augmente. L'injection de liquide de refroidissement avec une composante de vitesse tangentielle négative (c'est-à-dire dans la même direction que l'écoulement transversal de la paroi d'extrémité liée au vortex de passage) renforce le vortex de passage qui se soulève de la paroi, ce qui entraîne une structure d'écoulement hautement tridimensionnelle quittant la cascade. Ce comportement est cohérent avec les distributions de tourbillon illustrées sur la figure 11a pour les mêmes conditions de test. Le plan de mesure est dominé par le mouvement du vortex de passage, fournissant au stator suivant un flux d'approche très asymétrique. Le noyau de tourbillon négatif correspondant au vortex de traînée s'élargit légèrement, augmentant l'injection, et se déplace vers le milieu de la travée, suivant le déplacement du vortex de passage.

La réduction de l'angle d'incidence à −10◦ et −20◦ entraîne un comportement similaire lors de l'injection du flux de purge à un MFR croissant (Figures 10b, c et 11b). Mais même si la tendance est similaire pour les deux valeurs d'incidence négative testées, l'impact sur le comportement en matière de sinistres est différent. Grâce à l'effet bénéfique de l'incidence négative, le noyau de perte lié au vortex de passage revient vers la paroi et diminue en intensité et en taille, réduisant ainsi i, comme le montrent également les cartes de contour de tourbillon de la figure 11b. Par exemple, avec un MFR de 2,0 %, le pic de perte diminue d'environ 25 % à 0◦ à 23 % à −10◦ jusqu'à environ 15 % à −20◦ . De plus, au même MFR de 2,0% et i de −20◦ , un sillage 2D s'établit au niveau de la section à mi-portée, même avec une extension radiale limitée. De plus, la trace du vortex de coin se déplace tangentiellement lorsque l'incidence diminue de 0◦ à −10◦ en raison de la réduction de l' écoulement transversal des parois d'extrémité. Une nouvelle réduction de l'incidence semble avoir un impact marginal sur le vortex de coin.

4.5. Perte moyenne et angle de déviation

Pour calculer les distributions moyennes du coefficient de perte d'énergie cinétique et de l'angle de déviation, les données locales provenant des figures 10 et 11 (figures 8 et 9 pour le cas solide) ont été moyennées en masse sur le pas. Les résultats sont présentés dans les figures 12 et 13.

Les données de référence relatives au boîtier non refroidi (pas d'espace – paroi d'extrémité solide) sont également rapportées (lignes pointillées). À une incidence de 0◦ , une augmentation du MFR a entraîné une augmentation du pic de perte du vortex de passage de 6 % à MFR = 0,5 % à 8,5 % à MFR = 2,0 %, et à sa migration vers la mi-portée. Les valeurs de renversement et de renversement augmentent jusqu'à

Machine Translated by Google

−/+6◦ , avec des variations d'angle sur toute la demi-portée étudiée. À une incidence de −10◦ , un comportement similaire est observé, même avec quelques différences : à de faibles débits d'injection, l'augmentation de l'angle de déviation est réduite par rapport au cas de conception. L'augmentation des pertes est similaire au cas 0◦ , mais le pic de perte lié au vortex de passage est plus proche de la paroi. À des débits d'injection élevés, un renversement et un renversement similaires sont observés, mais son extension dans le sens de l'envergure est réduite. Quelque chose de similaire se produit également dans le cas d'incidence −20◦ , avec une réduction supplémentaire des pertes (le pic de perte à MFR = 2,0 % est maintenant d'environ 7,5 % contre 8,5 % dans le cas 0◦) et un déplacement vers la paroi d'extrémité, ce qui caractérise également le renversement. et

Enfin, les figures 12d et 13d comparent l'angle de déviation moyenné et les variations du coefficient de perte le long de la portée à un MFR fixe = 1,0 % et une incidence variable. Ces images montrent clairement que l'injection du flux de purge à une incidence 0◦ entraîne une augmentation significative des pertes aérodynamiques et un changement énorme dans la distribution de l'angle d'écoulement moyen dans le sens de l'envergure à la sortie de la cascade, ce qui pourrait être préjudiciable au stator suivant. . La réduction de l'incidence semble être avantageuse car elle réduit les pertes et aide à limiter le changement d'angle de déviation à la région de la paroi d'extrémité.

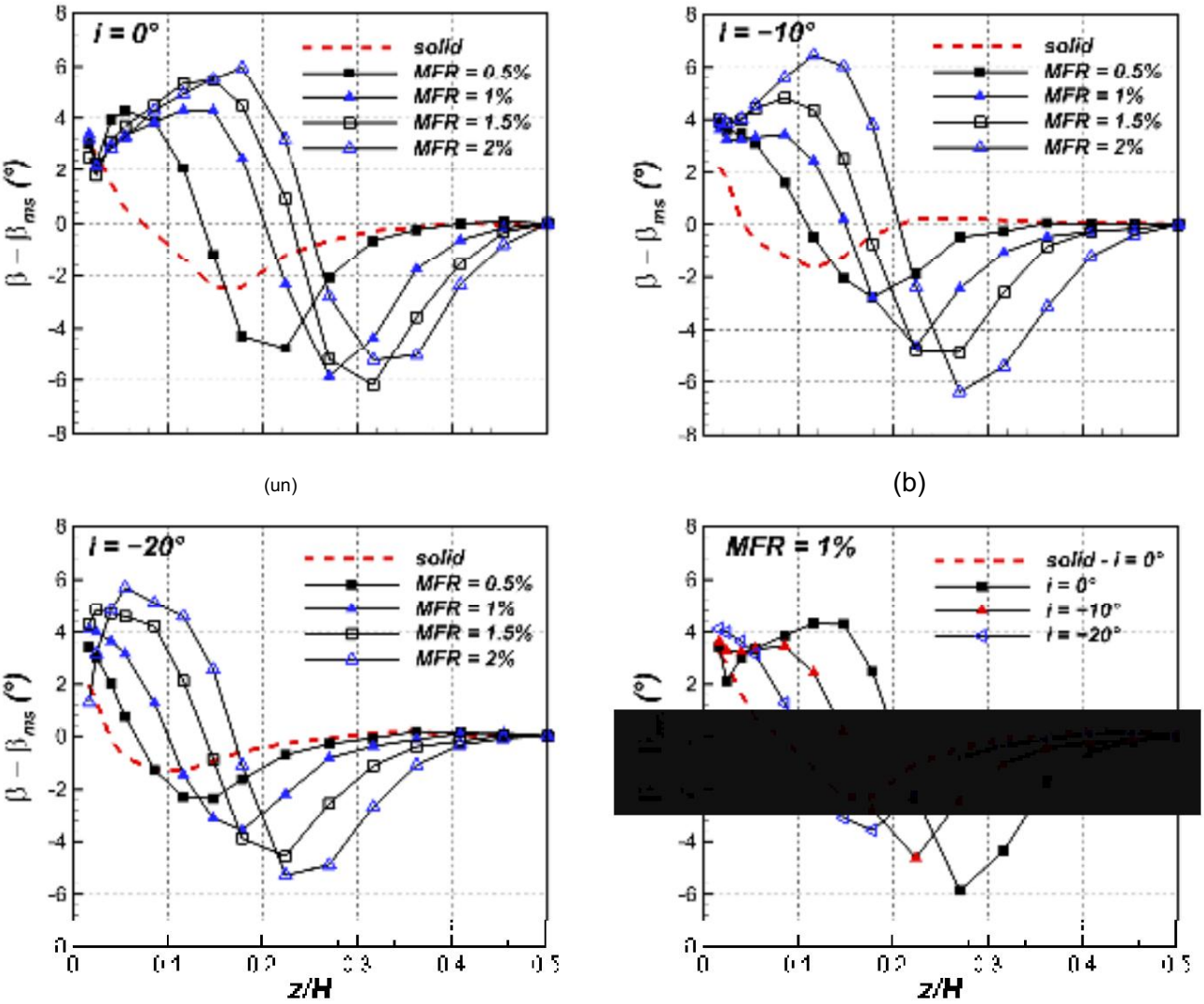
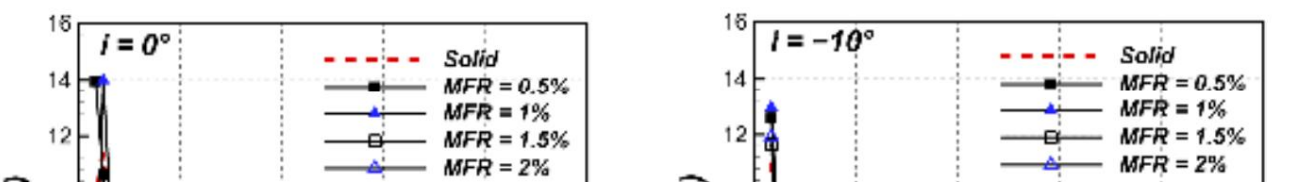
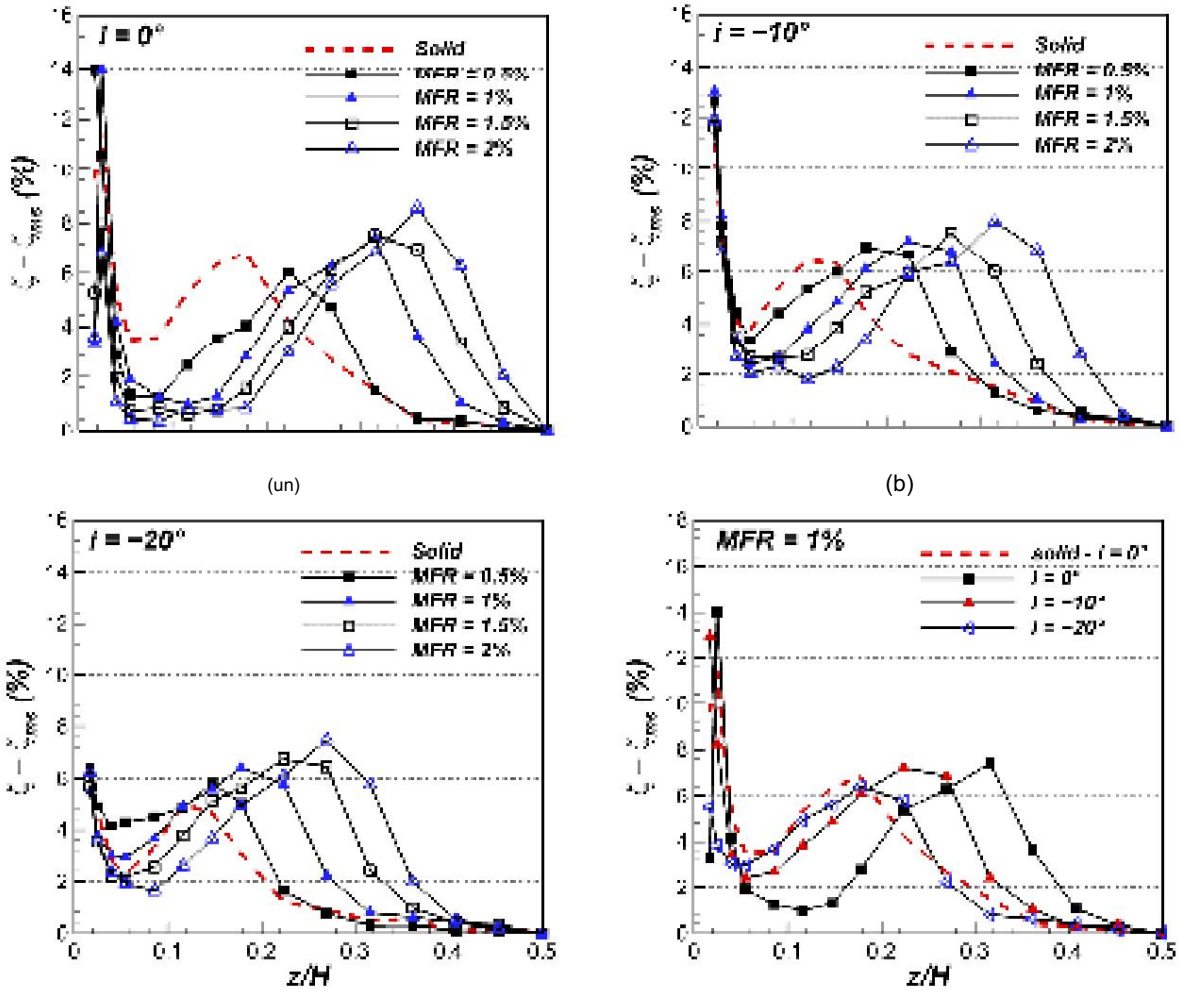


Figure 12. $\beta-\beta\beta-\beta_{MS}$ pour MFR variable : (a) 0◦ ; (b) −10◦ ; (c) −20◦ ; (d) à MFR fixe = 1,0 % et i variable.



Machine Translated by Google



(un) (b)

(c) (d)

Figure 13. ζ pour la variable MFR : (a) 0◦ ; (b) −10◦ ; (c) −20◦ ; (d) à MFR fixe = 1,0 % et i variable.

4.6. Perte globale

Afin de permettre une comparaison plus quantitative entre les conditions de fonctionnement testées , les coefficients globaux de perte d'énergie moyenne en masse ont été calculés à partir des données de champ d'écoulement. Le coefficient de perte dit primaire a été calculé comme suit :

$$= \frac{= 2 \quad = 2}{\overline{U}_{2\,\mathrm{est}} - 2\,\zeta, = \overline{U}_{2\mathrm{is,\,ms}}} \qquad (1)$$

Cette définition a été adoptée car les valeurs calculées coïncident presque avec la formulation des pertes thermodynamiques, qui inclut également les pertes internes du liquide de refroidissement. Une différence maximale de 0,44 % a été observée à MFR = 2,0 %. La figure 14 montre le coefficient de perte d'énergie cinétique moyenné en masse globale ffi pour un MFR variable à incidence constante. Le coefficient de perte global augmente continuellement, augmentant le MFR, comme dans [12]. Changer l' incidence vers des valeurs négatives ne modifie pas ce comportement général mais abaisse le niveau de perte, notamment à −20◦ . L'impact d'une incidence de −10◦ est limité, réduisant le coefficient de perte global = d'environ −0,5 %, quel que soit le MFR. La réduction des pertes à −20◦ est beaucoup plus élevée et non constante, atteignant −1,6 % à MFR = 2,0 %.

Machine Translated by Google

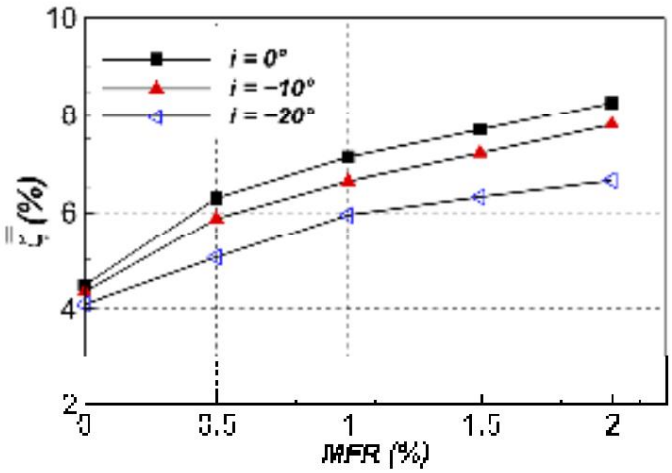


Figure 14. ζ global pour les variables MFR et i. ζ

5. Conclusions

Des mesures aérodynamiques ont été effectuées dans une cascade de rotors dans des conditions de moteur réalistes (Tu1 = 7,5 %, Ma2is = 0,55) pour évaluer les performances d'un système de refroidissement de plate-forme simulant l'écart d'interface stator-rotor à diverses valeurs MFR comprises entre 0,5 % et 2,0. % avec des angles d'incidence du flux principal de 0◦ et −20◦ . L'objectif était d'évaluer les performances aérodynamiques de cette cascade de pales refroidies en simulant certains effets de conditions de fonctionnement à faible charge. Les principaux points saillants de la présente étude sont les suivants : •

Comme prévu, l'incidence négative réduit la génération et le développement des flux secondaires à travers la cascade, réduit le flux transversal des parois d'extrémité et les pertes globales ; • Dans la gamme MFR étudiée , l'augmentation du débit de liquide de refroidissement est préjudiciable aux performances de la cascade ; plus le débit massique injecté est important, plus la perte est élevée. Et ce, quelle que soit l'incidence de la cascade. Dans le pire des cas, c'est-à-dire à l'incidence de conception, le doublement du MFR de 1 % à 2 % entraînait une augmentation des pertes de ∆ζ = +1,1 % ; • La combinaison de l'incidence négative et de l'injection de liquide de refroidissement ne réduit que marginalement la production de pertes à une incidence modérée de −10◦ (∆ζ = −0,5 % en moyenne) ; • Une diminution plus forte de i jusqu'à −20◦ entraîne une réduction significative des pertes globales, particulièrement significative à un MFR élevé. Lorsque MFR = 2,0 %, la réduction des pertes devient ∆ζ = −1,6 % ;

• En présence d'une incidence négative modérée, des valeurs MFR élevées pourraient non seulement d'une énorme perte générée mais également de la détérioration de la capacité de flux à l'approche du stator suivant en raison d'énormes variations dans la distribution dans le sens de l'envergure de β − βms. .

Contributions de l'auteur : Conceptualisation, GB et HA ; méthodologie, GB, HA et NF ; enquête , HA; conservation des données, GB ; rédaction – préparation du projet original, GB et NF ; rédaction – révision et édition, GB et NF ; visualisation, HA; supervision, GB Tous les auteurs ont lu et accepté la version publiée du manuscrit.

Financement : Cette recherche n'a reçu aucun financement externe.

Déclaration de disponibilité des données : Les données présentées dans cette étude sont disponibles sur demande auprès de l' auteur correspondant.

Conflits d'intérêts : Les auteurs ne déclarent aucun conflit d'intérêts.

Machine Translated by Google

Références

1. Ray, A. ; De, S. Production d'électricité renouvelable – Effet sur les émissions de GES. Dans Encyclopédie des matériaux renouvelables et durables ; Hashmi, S., Choudhury, IA, éd. ; Elsevier : Amsterdam, Pays-Bas, 2020 ; pp. 728-735.
2. BP Statistical Review of World Energy 2022, 71e édition. Disponible en ligne : https://www.bp.com/content/dam/bp/business-sites/en/global/corporate/pdfs/energy-nomics/statistical-review/bp-stats-review-2022-full-report .pdf (consulté le 1er février 2023).
3. Owen, JM Disques de turbine à gaz refroidis par air : un examen des recherches récentes. Int. J. Flux de fluide thermique 1988, 9, 354. [CrossRef] 4. Bozzi, L. ; D'Angelo, E. ; Facchini, B. ; Micio, M. ; Da Soghe, R. Enquête expérimentale sur les pertes par fuite et le transfert de chaleur dans un joint labyrinthe non conventionnel. Dans Actes de l'ASME Turbo Expo 2011 : Turbine Technical Conference and Exposition, Vancouver, BC, Canada, 6-10 juin 2011 ; Document n° GT2011-46362.
5. Szyma"nski, A. ; Wróblewski, W. ; Bochon, K. ; Majkut, M. ; Strozik, M. ; Marugi, K. Validation expérimentale de joints labyrinthes optimisés avec diverses structures de terrain. Int. J. Transfert de masse thermique. 2020, 158, 119930. [Réf. croisée]
6. Nayak, KC Effet de la rotation sur les fuites et le chauffage par dérive dans les joints labyrinthes avec des terres en nid d'abeilles. J. Ing. Puissance des turbines à gaz 2020, 142, 4047180. [CrossRef]
7. Fraczek, D. ; Bochon, K. ; Wroblewski, W. Influence de la géométrie des terres en nid d'abeille sur les performances des joints. Dans Actes de l' ASME Turbo Expo 2016 : Conférence technique et exposition sur les turbomachines, Séoul, République de Corée, 13-17 juin 2016 ; Document n° GT2016-57569.
8. Barigozzi, G. ; Abdeh, H. ; Rouina, S. ; Francina, N. Les performances aérothermiques du flux de purge et du refroidissement par film à trous discrets de la plate-forme de pales de rotor dans les turbines à gaz haute pression modernes : une revue. Int. J. Turbomach. Propulse. Pouvoir 2022, 7, 22. [Référence croisée]
9. Régina, K. ; Kalfas, AI Enquête expérimentale sur les effets du débit de purge sur un étage de turbine haute pression. J. Turbomach. 2015, 135, 041006. [Réf. croisée]
10. Narzary, DP ; Liu, KC ; Rallabandi, AP ; Han, JC Influence de la densité du liquide de refroidissement sur le refroidissement du film des aubes de turbine en utilisant la pression technique de peinture sensible. J. Turbomach. 2012, 134, 031006. [Réf. croisée]
11. Schuepbach, RS; Abhari, MG; Rose, T. ; Germain, moi ; Raab, JG Effets du débit de purge d'aspiration et d'injection sur les structures d'écoulement secondaire d'une turbine à travail élevé. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo 2008 : Power for Land, Sea, and Air, Berlin, Allemagne, 9-13 juin 2008 ; Document n° GT2008-50471.
12. Popovic, I. ; Hodson, HP Impact aérothermique de l'interaction entre les fuites du hub et les flux principaux dans des environnements très chargés aubes de turbine haute pression. J. Turbomach. 2013, 135, 061014. [Réf. croisée]
13. Suryanarayanan, A. ; Mhétras, SP ; Schobeiri, MT; Han, JC Efficacité du refroidissement du film sur une plate-forme à turbine rotative utilisant Technique de peinture sensible à la pression. J. Turbomach. 2010, 132, 041001. [Réf. croisée]
14. Schlienger, J. ; Pfau, A. ; Kalfas, AI; Abhari, RS Effets de la variation du joint labyrinthe sur le débit de la turbine axiale à plusieurs étages. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo 2003, Atlanta, GA, États-Unis, 16-19 juin 2003 ; Document n° GT2003-38270.
15. Lynch, SP; Thole, KA Transfert de chaleur et refroidissement par film sur une paroi d'extrémité de pale profilée avec fuite d'espace de plate-forme. J. Turbomach. 2017, 139, 051002. [Réf. croisée]
16. Barigozzi, G. ; Franchini, G. ; Perdichizzi, A. ; Maritano, M. ; Abram, R. Influence du débit de purge et de la géométrie de l'espace d'interface sur le performances aérothermiques d'une cascade de pales de rotor. Int. J. Débit de fluide thermique 2013, 44, 563-575. [Référence croisée]
17. MacIsaac, GD; Sjölander, SA ; Praisner, TJ; Grover, EA; Jurek, R. Effets du chevauchement simplifié de la plate-forme et de la géométrie de la cavité sur l'écoulement des parois d'extrémité : mesures et calculs dans une cascade de turbine linéaire à basse vitesse. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo 2013 : Power for Land, Sea, and Air, San Antonio, Texas, États-Unis, 3-7 juin 2013 ; Document n° GT2013-95670.
18. Popovic, I. ; Hodson, HP Les effets d'une variation paramétrique de la géométrie du joint de jante sur l'interaction entre les fuites du moyeu et les débits principaux dans les turbines HP. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo 2012 : Power for Land, Sea, and Air, Copenhague, Danemark, 11-15 juin 2012 ; Document n° GT2012-68025.
19. Zhang, Z. ; Zhang, Y. ; Dong, X. ; Qu, X. ; Lu, X. ; Zhang, Y. Mécanisme de flux entre le flux de purge et le courant dominant dans différents configurations de joints de jante de turbine. Menton. J. Aéronaute. 2020, 33, 2162. [Réf. croisée]
20. Perdichizzi, A. Effets du nombre de Mach sur le développement du flux secondaire en aval d'une cascade de turbine. Dans les actes du Congrès et exposition international sur les turbines à gaz et les moteurs d'aéronautique ASME 1989, Toronto, ON, Canada, 4-8 juin 1989.
21. Abdeh, H. ; Barigozzi, G. ; Perdichizzi, A. ; Henze, M. ; Krueckels, J. Effet d'incidence sur les performances aéro-thermiques d'un film Cascade de palettes de buses refroidies. J. Turbomach. 2019, 141, 4041923. [Réf. croisée]
22. Chen, AF; Shiau, CC; Han, JC Refroidissement par film de la plate-forme d'aube de turbine avec flux de purge tourbillonnaire simulé et conditions de fuite à face oblique. J. Turbomach. 2017, 139, 031012. [Réf. croisée]
23. Schreiner, BD; Wilson, M. ; Li, YS; Sangan, CM Effet de la purge sur le champ d'écoulement secondaire d'une rangée d'aubes de turbine à gaz. J. Turbomach. 2020, 142, 4047185. [Réf. croisée]
24. Abdeh, H. ; Barigozzi, G. ; Francina, N. Évaluation de la cascade du rotor dans des conditions hors conception : une enquête aérodynamique sur le refroidissement de la plate-forme. Dans Proceedings of the 15th European Turbomachinery Conference, Paper N. ETC2023-131, Budapest, Hongrie, 24-28 avril 2023. Disponible en ligne : https://www.euroturbo.eu/publications/conference-proceedings-repository (consulté le 4 juin 2023).

Machine Translated by Google

25. Barigozzi, G. ; Perdichizzi, A. ; Pestelli, L. ; Abram, R. Enquête expérimentale et numérique combinée sur les performances aéro-thermiques d'une cascade de pales de rotor avec refroidissement de la plate-forme. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo 2019 : Conférence technique et exposition sur les turbomachines, Phoenix, AZ, États-Unis, 17-21 juin 2019 ; Document n° GT2019-91601.
26. Barigozzi, G. ; Franchini, G. ; Perdichizzi, A. ; Maritano, M. ; Abram, R. Influence de l'angle d'injection du flux de purge sur les performances aérothermiques d'une cascade de pales de rotor. J. Turbomach. 2014, 136, 041012. [Réf. croisée]
27. Craig, GRH ; Cox, HJA Estimation des performances des turbines à flux axial. Proc. Inst. Mécanique. Ing. 1971, 187, 32-71. [Référence croisée]
28. Chávez, KF ; Packard, GR ; Esclaves, TN ; Bogard, DG Coefficient de transfert de chaleur externe déterminé expérimentalement d'une nouvelle conception de profil aérodynamique de turbine à différents angles d'incidence. Dans Actes du 16e Symposium international sur les phénomènes de transport et la dynamique des machines rotatives ISROMAC 2016, Honolulu, HI, États-Unis, 10-15 avril 2016.

Avis de non-responsabilité/Note de l'éditeur : Les déclarations, opinions et données contenues dans toutes les publications sont uniquement celles du ou des auteurs et contributeurs individuels et non de MDPI et/ou du ou des éditeurs. MDPI et/ou le(s) éditeur(s) déclinent toute responsabilité pour tout préjudice corporel ou matériel résultant des idées, méthodes, instructions ou produits mentionnés dans le contenu.

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Article

Évaluation des performances dans un système haute pression entièrement purgé Étage de turbine utilisant des mesures de concentration de gaz de semence †

Filippo Merli, Nicolas Krajnc, Asim Hafizovic et Emil Göttlich *

Institut des turbomachines thermiques et de la dynamique des machines, Université technologique de Graz, Inffeldgasse 25A, 8010 Graz,
Autriche * Correspondance : emil.goettlich@tugraz.at

† Ce manuscrit est une version étendue du document de réunion ETC2023-268 dans les actes de la 15e Conférence européenne sur les turbomachines, Budapest, Hongrie, 24-28 avril 2023.

Résumé : L'évaluation de l'efficacité d'un étage de turbine haute pression (HPT) est compliquée par la présence de flux de purge en amont et en aval. En fait, le calcul de l'efficacité est souvent basé sur des valeurs moyennes du débit massique de la température totale aux plans d'entrée et de sortie de l'étage. De plus, la répartition du débit de purge dans l'espace annulaire est généralement inconnue et est donc supposée uniform Cet article présente et applique une méthode alternative pour calculer l'efficacité d'un étage HPT entièrement purgé. Une telle définition repose sur des mesures de concentration de gaz d'amorçage au niveau du plan de sortie de l'étage HPT pour déterminer la distribution du débit de purge de sortie. Après avoir comparé la méthode alternative à la définition standard (basée sur l'hypothèse d'une purge uniforme) pour le cas de purge nominale, la variation d'efficacité entre le cas avec purge nominale et le cas sans purge est étudiée.

Mots-clés : haute pression ; turbine; cavité; purge; joint de jante; performance; efficacité; efficacité de la concentration ; gaz de semence

check for updates

Référence : Merli, F. ; Krajnc, N. ; Hafizovic, A. ; Göttlich, E. Évaluation des performances dans un étage de turbine haute pression entièrement purgé à l'aide de mesures de concentration de gaz de semence. Int. J. Turbomach Propulse. Puissance 2023, 8, 22. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030022

Rédacteur académique : Antoine Dazin

Reçu : 12 juin 2023
Révisé : 16 juin 2023
Accepté : 10 juillet 2023
Publié : 17 juillet 2023

Copyright : © 2023 par les auteurs. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.
Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Introduction

L'efficacité est l'un des paramètres les plus importants caractérisant les performances d'un étage de turbine, étant donné sa relation directe avec la quantité d'énergie extractible du flux. Lorsque l'étude des performances concerne les étages de turbines à haute pression (HPT), l'injection systématique de flux de refroidissement (à la fois depuis les surfaces aérodynamiques et les cavités stator-rotor) complique la définition du rendement de l'étage, générant des ambiguïtés dans les calculs de puissance réelle et idéale. . De nombreuses formulations d'efficacité sont disponibles dans la littérature ouverte. Hartsel [1] a proposé une première adaptation de la définition de l'efficacité des rangées d'aubes pour tenir compte de la présence de flux de refroidissement. Young et Horlock [2] se sont développés autour de la définition de Hartsel, suggérant de nouvelles versions de la puissance idéale pour mieux représenter la puissance maximale réalisable. Berdanier [3] a utilisé une formulation qui prend en compte la répartition du débit de refroidissement en sortie de turbine, grâce aux données d'efficacité du liquide de

Quelle que soit la définition adoptée, les études sur l'efficacité des cavités stator-rotor se concentrent principalement sur l'effet de purge du moyeu en amont (du rotor) dans un étage de 1 à 1,5 HPT. Ong et coll. [4] et Jenny et al. [5] ont décrit une intensification du vortex de passage du rotor du moyeu avec un débit massique de purge accru, combiné à une migration radiale de cette caractéristique vers le milieu de l'envergure. Un tel phénomène est généralement associé à une baisse de rendement ; Régina et coll. [6] l'ont quantifié à −0,8 % sur l'efficacité totale de l'étage isentropique par pourcentage du débit massique de la cavité injectée. De plus, Dahlqvist et Fridh [7] ont suggéré une expression analytique pour la génération d'entropie due à la purge et au mélange des flux principaux. Il existe très peu de travaux disponibles impliquant plus ou des cavités différentes que celle du moyeu amont ; par exemple, Zlatinov et al. [8] ont étudié numériquement l'effet de l'injection de purge du carénage en amont, concluant qu'elle récupérait partiellement les pertes associées en inhibant le débit de fuite à la pointe. Aussi, Merli et al. [9] ont étudié expérimentalement la perte de pression totale dans les conduits intermédiaires de la turbine, en faisant varier les taux d'injection dans un étage HPT entièrement purge

Machine Translated by Google

un examen approfondi de la littérature ouverte n'a donné lieu à aucune publication concernant les performances d'un étage HPT entièrement purgé. Cet article vise à combler cette lacune en analysant une étape HPT de pointe ; intégré dans une configuration de test à deux étages et à double bobine. En outre, les auteurs souhaitent fournir aux concepteurs de moteurs un paramètre de performance approprié et des informations utiles sur les effets locaux du refroidissement de la cavité stator-rotor. Au début de l'article, le dispositif expérimental et les techniques de mesure sont décrits. Ensuite, une définition de l'efficacité est introduite, qui prend en compte la distribution de la purge après qu'elle ait atteint l'espace annulaire. Après cela, le résultat de la définition mentionnée est examiné et comparé à l'efficacité totale standard. Enfin, l'écart de performances entre le cas de purge nominale et le cas sans purge est évalué. Ce manuscrit est une version étendue du document de réunion ETC2023-268, publié dans les actes de la 15e Conférence européenne sur les turbomachines, Budapest, Hongrie, 24-28 avril 2023 [10].

2. Configuration expérimentale

2.1. Installation de turbine d'essai transsonique (TTTF)

Les données expérimentales ont toutes été obtenues au Transonic Test Turbine Facility (TTTF) de l'Institut des turbomachines thermiques et de la dynamique des machines (ITTM, Université de technologie de Graz). Un schéma de l'installation est présenté à la figure 1. La section d'essai se compose de deux arbres de rotor indépendants (HPT et LPT) et est principalement alimentée par une station de compression de 3 MW (CS1) dans une configuration en circuit ouvert. Les deux puits sont en porte-à-faux pour faciliter les opérations de maintenance. De plus, l'ensemble du châssis du LPT peut se déplacer axialement, permettant une flexibilité dans la conception de la turbine et un accès simplifié aux rotors pendant les phases de montage et de démontage. L'arbre HPT entraîne un compresseur de frein radial (BC) à trois étages , qui fournit un débit massique supplémentaire au banc d'essai jusqu'à un maximum de 22 kg/s et 4 bars, tandis que la puissance extraite à l'arbre LPT est dissipée dans un débit de 700 Frein à eau kW (WB). Le ventilateur d'aspiration (SB) de 560 kW à la sortie LPT étend le rapport de pression global réalisable et découple la pression de sortie de la turbine des oscillations de pression ambiante.
Plus de détails sur le TTTF peuvent être trouvés dans Neumayer et al. [11] et Hubinka et al. [12].

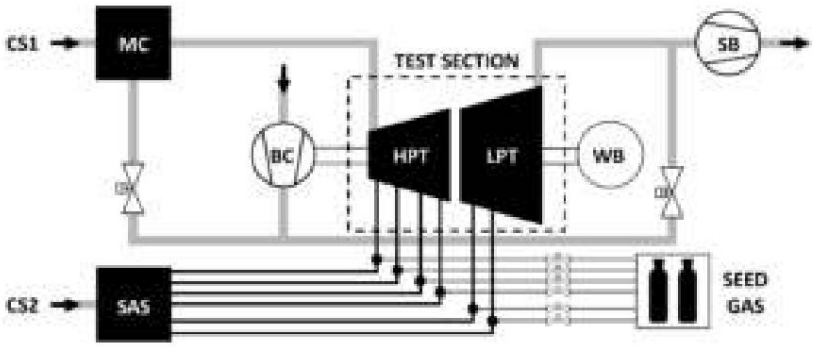


Figure 1. Disposition TTTF.

Pour obtenir des conditions représentatives du moteur en termes de débits de purge de la cavité rotor-stator, un système d'air secondaire (SAS) a été introduit en 2015 (voir Steiner et al. [13]). Le SAS est alimenté par une station de compression électrique de 1,1 MW (CS2). L'air secondaire, jusqu'à 2,5 kg/s et 12 bars, est divisé en un brin refroidi et un brin non refroidi, alimentant deux réservoirs distincts.
Un ensemble de servovalves de commande permet à l'opérateur d'aspirer indépendamment le rapport souhaité d'air chaud et d'air froid dans chaque ligne de cavité, fixant ainsi les températures de purge et les débits massiques requis. Comme introduit par Patinios et al. [14], le SAS a été modernisé en 2019 pour permettre l'injection de gaz traceurs dans les conduites de purge pour les mesures de concentration. Deux récipients sous pression, contenant respectivement du CO2 et du N2O, sont connectés aux conduites de purge via des vannes de commande actionnées à distance afin que chaque conduite puisse être ensemencée avec la concentration souhaitée de l'un de ces gaz.

Machine Translated by Google

2.2. Test du véhicule et conditions de fonctionnement

La configuration d'essai considérée pour cette étude est une turbine à deux étages, dont la coupe transversale et la vue méridionale sont reportées dans la figure 2. Elle est constituée d'un étage HPT, un conduit de turbine intermédiaire avec aubes tournantes et séparateur, appelé Turbine Vane Frame. (TVF) et une rangée de lames contrarotatives LPT. L'agencement est représentatif du dernier étage HPT et du premier étage LPT dans un turboréacteur à double flux de pointe, et comprend six cavités stator-rotor purgées : quatre dans l'étage HPT et deux dans l'étage LPT. Les cavités de moyeu HPT et LPT sont des joints de jante à jeu radial pertinents pour le moteur, tandis que les cavités de carénage sont des fentes axiales continues sur la circonférence. Parmi l'ensemble représenté sur la figure 2, cette enquête concentre son attention sur le côté HPT, en particulier sur le volume de contrôle bleu au contour en tiret. Le volume de contrôle est délimité radialement par la position de l'instrumentation de la cavité HPT et axialement par deux plans de mesure : le plan d'entrée HPT (plan A) et le plan de sortie HPT (plan B). La description détaillée de l' appareil de mesure dans le volume de contrôle est reportée à la section 3.

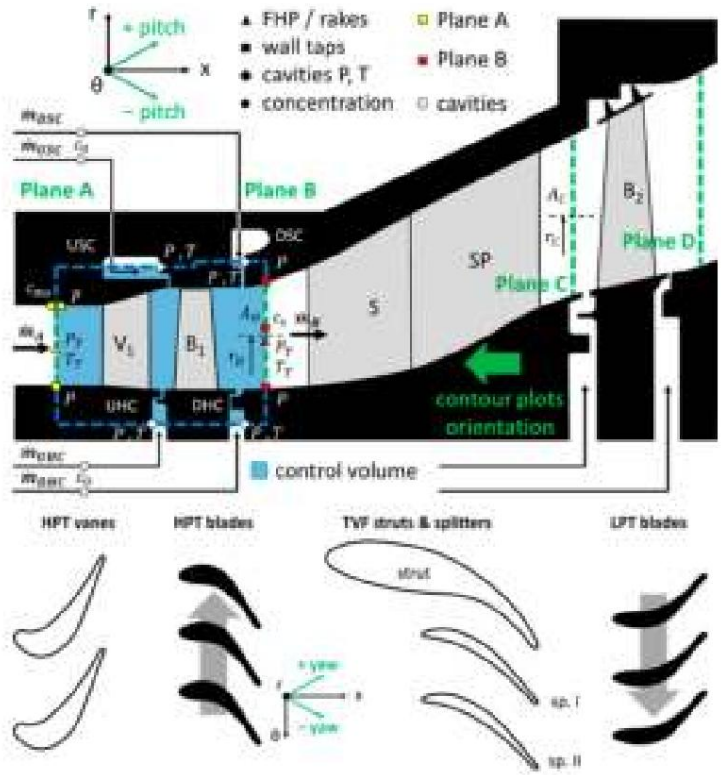


Figure 2. Coupe transversale du véhicule d'essai et vue méridionale.

Les conditions de fonctionnement nominales, à savoir le rapport de pression total HPT, le nombre de Mach de sortie HPT, le nombre de Reynolds TVF et les débits massiques de purge HPT, sont illustrées dans le tableau 1 (certaines sont données sous forme d'intervalles larges pour des raisons de confidentialité). Concernant les débits massiques de purge, ils sont exprimés en fractions de l'offre UHC, qui est de l'ordre de (0,5% − 1%) . mA. En plus du cas nominal, un cas hors conception a été testé, qui est (0,5 % - 1 %) obtenu en coupant l'alimentation de purge HPT tout en gardant les autres paramètres du tableau 1 inchangés. Dans le reste du document, le cas nominal sera appelé PFR 100 % et le cas sans purge HPT comme PFR 0 %, où le rapport de débit de purge est défini comme PFR = mpurge/ mpurge, nominal. Enfin, il convient de mentionner que les cavités LPT sont également alimentées en air de purge, et que leur alimentation est maintenue même lors des mesures PFR 0% et PFR 100%.

Machine Translated by Google

Tableau 1. Conditions de fonctionnement nominales du véhicule d'essai (PFR 100 %) pour les écoulements dans l'espace annulaire et dans la cavité./ %

Flux annulaire ,/, −	Valeur	Débit de purge	. . 100 purger/CUSm [%]
PT,A/PT,B [−] 2 − 2,5 Hub amont (UHC)	2 - 2,5		100 77
	0,5		77
MB [−] 0,5 Linceul amont (USC) 0−5 αB [◦] 0 − 5 Hub aval (DHC) 1,7 × 106 ReB = (ρv/μ)B		LBaC	102 102
[−] 10 1,7 Linceul aval (DSC) − (,/) =			113 113

3. Techniques de mesure

3.1. Mesures aérodynamiques

Les mesures aérodynamiques sont effectuées pour récupérer la pression, la température et les valeurs de débit massique à l'entrée de l'étage HPT (plan A), à la sortie de l'étage HPT (plan B), et à l'intérieur des cavités HPT.

Dans le plan A, la pression totale et la température totale sont acquises par deux Kiel-head râteaux. Les râteaux ont été conçus à l'ITTM et comportent chacun six têtes équidistantes, avec un angle de 90◦ par rapport à la tige radiale et de 0◦ par rapport à la direction axiale. La pression totale sont connectés à un scanner de pression NetScanner 9116, tandis que les thermocouples de type K dans les têtes de température sont connectées à un module d'entrée de température NI 9214. Pour chacun pression et température, 30 valeurs sont acquises à une fréquence d'échantillonnage de 5 Hz et puis moyenné, avec une incertitude combinée finale de ±5 mbar et ±1 K, respectivement. Les deux les râteaux peuvent être parcourus sur toute l' étendue de 360◦ ; cependant, l'uniformité circonférentielle de le débit d'entrée, évalué dans une campagne de tests différente, a permis de mesurer les profils radiaux à un emplacement fixe, avec un écart par rapport aux profils moyennés circonférentiellement dans le incertitude des instruments. Afin de capturer les fortes pentes dans le mur proche flux, le profil de râteau PT est intégré aux données des râteaux de couche limite (moyeu et carénage, six têtes chacun), ainsi que des robinets muraux (moyeu et carénage, sept robinets chacun). D'autre part, la température de la paroi d'extrémité est supposée égale à la température de la chambre de mélange (MC en Figure 1), du fait de la conduction thermique entre les carters. Les profils radiaux résultants PT,A(r) et TT,A(r) sont représentés sur la figure 3a pour le cas PFR 100 %.

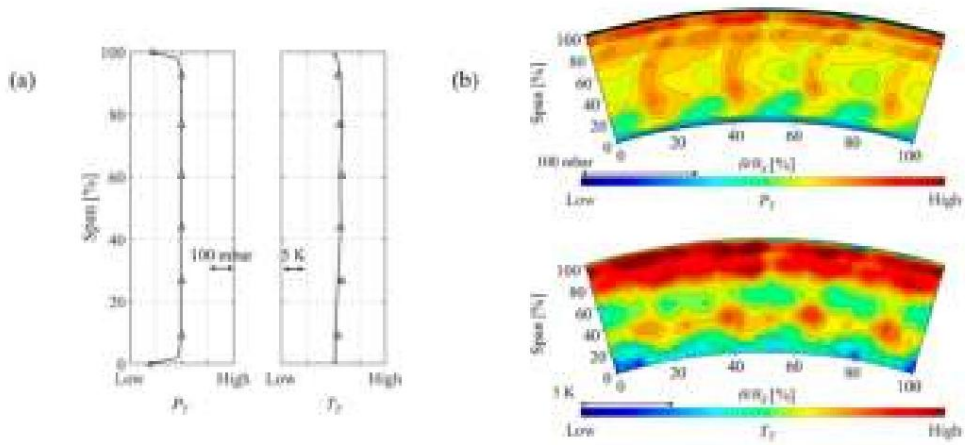


Figure 3. Mesures aérodynamiques : (a) Profils radiaux PT et TT dans le plan A. Les triangles et les carrés indiquent respectivement la position des têtes de râteau et des prises de pression murales ; (b) Contours PT et TT tracés dans le plan B.

La pression totale et la température totale du plan B sont acquises avec une sonde à cinq trous (FHP). Le FHP a été fabriqué et calibré à l'Institute of Jet Propulsion et Turbomachines (Université RWTH d'Aix-la-Chapelle). La tête est inclinée à 90◦ par rapport à la tige axe et est intégré à un thermocouple blindé et calibré de type K. Les 30 valeurs à 5 Hz pour chaque point de mesure sont acquis avec un scanner de pression NetScanner 9116 (conduites de pression) et un module d'entrée de température NI 9214 (thermocouple), pour un incertitude de ±3 mbar et ±0,8 K, respectivement. Lors des tests expérimentaux, la sonde

Machine Translated by Google

est parcouru à travers une grille de mesure 20 × 60 (radiale × tangentielle), qui couvre un pas de 1 TVF et environ 90 % de la hauteur du canal dans le plan B. Les données PT du FHP sont complétées par des lectures de râteaux de couche limite (moyeu et carénage râteaux, six têtes chacun) et des prises murales (parois du moyeu et du carénage, sept prises chacune), tandis que le profil de la couche limite TT est obtenu à partir d'une simulation RANS de l'étage HPT utilisant des conditions aux limites expérimentales. Les tracés de contour PT, B (r, θ) et TT, B (r, θ) résultants sont représentés à la figure 3

Les valeurs de pression et de température à l'intérieur des cavités HPT sont acquises avec un ensemble de trois prises murales et trois thermocouples de type K, uniformément espacés sur la circonférence aux positions radiales affichées sur la figure 2. La procédure d'acquisition (nombre de valeurs, taux d'échantillonnage et acquisition modules) est le même que celui décrit pour les autres plans. L'incertitude estimée est de ±5 mbar pour les mesures de pression et de ±1 K pour les mesures de température.

Enfin, le débit massique principal et le débit massique de purge sont mesurés en amont de la section d'essai : le premier est la somme des relevés de deux débitmètres Venturi (±2%), placés à la sortie de la station de compression et du compresseur de frein (voir Figure 1); ces derniers sont mesurés avec des débitmètres McCrometer V-Cone (± 0,5 %), un sur chaque conduite d'alimentation de purge. Il convient également de mentionner que toutes les mesures aérodynamiques décrites dans cette section sont prises au cours d'un seul test afin d'éviter l'application de corrections quotidiennes à l'ensemble de données.

3.2. Mesures de concentrations

Des mesures de concentration des gaz d'amorçage sont effectuées pour caractériser la répartition du débit de purge HPT en sortie de l'étage HPT. La technique comprend les étapes suivantes : Une certaine masse de gaz de traçage est introduite dans l'une des conduites d'alimentation de purge pour atteindre la concentration souhaitée dans la cavité stator-rotor (c0 ≈ 5 % vol. dans cette étude) La concentration préexistante de gaz de traçage le gaz dans le flux principal non ensemencé cms est acquis, ainsi que la concentration cs dans l'emplacement d'intérêt (c'est-à-dire le plan B). Enfin, l'efficacité du débit de purge est calculée avec :

$$\varepsilon(r, \theta) = \frac{cs(r, \theta) - cms}{c0 - cms}, \quad (1)$$

où (r, θ) indique chaque point de la grille de mesure 2D dans le plan B. En référence à l'équation (1), ε = 0 indique qu'aucune trace de flux de purge n'est présente dans l'échantillon analysé ; ε = 1 indique que l'échantillon est entièrement constitué de gaz de purge ; et 0 < ε < 1 indique que l'échantillon est un mélange de gaz principal et de gaz de purge. Au cours de la campagne de tests, cms a été échantillonné à travers l'une des têtes du râteau de couche limite du carénage du plan A, tandis que cs (r, θ) est obtenu en traversant une sonde Pitot à travers le même secteur annulaire du plan B couvert par le FHP. Les valeurs de concentration sont mesurées avec un analyseur de gaz Siemens Ultramat 6E. De tels dispositifs sont à double gaz (CO2, N2O), ce qui signifie que deux cavités peuvent être ensemencées au cours du même test et que les deux champs ε(r, θ) correspondants peuvent être récupérés à partir du même ensemble d'échantillons. L'incertitude estimée pour les valeurs d'efficacité résultantes est de ±0,003.

Après avoir appliqué la procédure décrite à toutes les cavités, l'efficacité combinée est calculée comme suit : εc = εUHC + εUSC + εDHC + εDSC et son tracé de contour est illustré à la figure 4. Une interprétation approfondie de la distribution de purge en amont et en aval du rotor dans le plan B est disponible dans Merli et al. [15] ; pour le bien de ce travail, il est important de souligner que la purge aval est responsable des bandes de haute efficacité à Span > 90 % et Span < 10 % (εc,max ≈ 0,2), tandis que la purge amont est entraînée dans le structures secondaires du rotor, il est donc beaucoup plus dilué avec le flux principal (εUHC+USC εDHC+DSC) et il se propage sur une plus grande partie de l'anneau (Span > 60 % et Span < 40 %).

Machine Translated by Google

0,2 ≈ ,μ

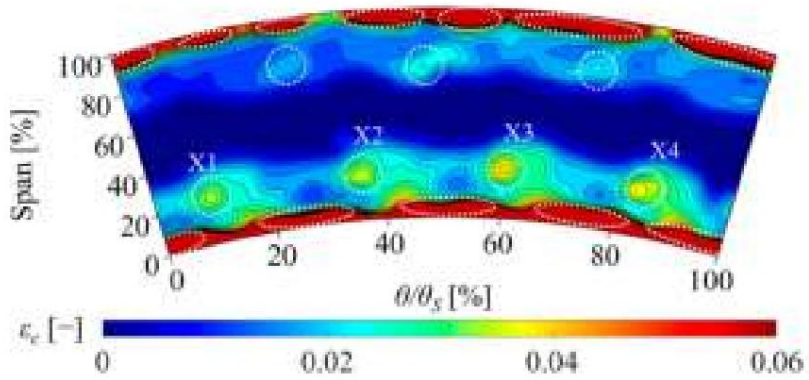


Figure 4. Tracé de contour εc d'efficacité combinée du plan B.

4. Méthodologie

La section 4 présente d'abord les définitions de l'efficience utilisées dans cette étude. La terminologie adoptée dans ces définitions fait référence à la figure 2. Ensuite, la stratégie de calcul de l'incertitude d'efficacité est expliquée.

4.1. Calcul de l'efficacité

L'efficacité de la turbine est généralement définie comme le rapport entre la puissance réelle et une puissance idéale hypothétique extraite du gaz de travail :

$$= \frac{\text{Préal}}{\text{Pidéal}} ; \text{Preal} = \text{Preal,ad} + \text{Pheat} = \text{Psha ft} + \text{Pmech} + \text{Pwindage} + \text{Pheat}, \eta = \quad (2)$$

où Pheat est la puissance dissipée par transfert de chaleur dans une étape non adiabatique ; Parbre est la puissance nette délivrée à l'arbre ; Pmech est la perte de puissance dans les éléments mécaniques (par exemple les roulements) ; et Pwindage est la perte de puissance due au frottement à l'intérieur des cavités rotor-stator.
Pour un étage adiabatique non refroidi à l'intérieur d'un agencement de turbine à plusieurs étages, le rendement adiabatique total à total est normalement adopté.

$$\eta TT \equiv \mu \frac{\text{Préal, annonce}}{\text{Pidéal}} = \frac{hT, \text{entrée} - hT, \text{sortie}}{hT, \text{entrée} - hT, \text{est, sortie}}. \quad (3)$$

Or, il convient de préciser que la turbine testée n'est pas adiabatique ; cependant, le présent travail vise à comparer différentes définitions d'efficacité et conditions de fonctionnement plutôt que de fournir des valeurs d'efficacité absolues. De plus, les conditions mentionnées ne diffèrent qu'en termes de PFR, c'est-à-dire en termes de débit massique relativement faible. Pour ces raisons, Pmech, Pwindage et Pheat sont supposés inchangés parmi les cas analysés et ne sont donc pas pris en compte dans le calcul de l'efficacité.

4.1.1. Efficacité de la turbine – basée sur l'hypothèse de purge uniforme (UP)

Appliquer la même approche derrière l'efficacité des rangées de pales refroidies de Hartsel (voir Hartsel [1])
Selon l'équation (3), le rendement total à total bien connu pour les étages refroidis est obtenu :

$$\eta UP(r, \theta) = mA \frac{\dot{m}A\, \overline{hT,A} - \overline{hT,B(r, \theta)} + \sum k=UHC,...,DSC\, \dot{m}k\, \overline{hk} - \overline{hT,B(r, \theta)}}{\dot{m}A\, \overline{hT,A} - \overline{hT,is,B(r, \theta)} + \sum k=UHC,...,DSC\, \dot{m}k\, \overline{hk} - \overline{hk,is,B(r, \theta)}}, \quad (4)$$

où hk,is,B dérive de l'expansion isentropique et non mélangée des flux de purge depuis leurs conditions d'alimentation initiales (à l'intérieur des cavités UHC, USC, DHC et DSC) jusqu'à la pression totale du plan B. Il convient de noter que, bien que le plan B soit représenté par des champs d'enthalpie 2D, il n'est pas possible d'avoir la même caractérisation pour les termes d'entrée du flux principal et du flux de purge, au moins sans effectuer au préalable un suivi des particules à travers l'étage HPT. Pour cette raison, $\overline{hT,A}$ et $\overline{hk}$ sont des valeurs scalaires moyennées. Pour éviter l'approximation parfaite des gaz

Machine Translated by Google

$\Delta h_{T,A-B} = c_{P,A-B} \Delta T_{T,A-B}$, ce qui conduit à des erreurs importantes sur cP pour les fortes chutes de température dans la turbine testée, les enthalpies sont calculées à l'aide des propriétés de l'air sec de la bibliothèque numérique gratuite CoolProp (Bell et al. [16]). Étant donné deux valeurs thermodynamiques, le logiciel peut renvoyer les autres propriétés du gaz souhaité, par exemple $h_{T,B} = f(P_{T,B}, T_{T,B})$ et $h_{T,is,B} = f(P_{T,B}, s_A)$.

La limitation fondamentale de l'hypothèse de purge uniforme (UP) est que les débits massiques globaux $\dot{m}_k$ sont associés à la chute d'enthalpie en chaque point (r, θ) . En d'autres termes , le débit massique principal et massique de purge sont supposés être entièrement mélangés dans le secteur mesuré. Une telle approximation, qui est loin d'être vraie dans les étages HPT réels d'un moteur, est nécessaire lorsqu'aucune information sur la répartition du débit de purge dans l'espace annulaire n'est disponible.

4.1.2. Efficacité de la turbine – basée sur la distribution de purge (PD) mesurée

Lorsque la répartition du débit de purge 2D en sortie HPT est évaluée expérimentalement ou numériquement, le débit massique associé à chaque point mesuré du plan B peut être séparé en plusieurs contributeurs : la fraction provenant du flux principal du plan A, qui subit la chute d'enthalpie $h_{T,A} - h_{T,B}$; les k fractions provenant de la cav

villes, qui subissent la chute $h_k - h_{T,B}$. Cela conduit à la définition de l'efficacité de l'équation (5), basée sur la distribution de purge (PD) mesurée :

$$\eta_{PD}(r,\theta) = \frac{\dot{m}_A(r,\theta)\,\overline{h_{T,A} - h_{T,B}}(r,\theta) + \sum_k \dot{m}_k(r,\theta)\,\overline{h_k - h_{T,B}}(r,\theta)}{\dot{m}_A(r,\theta)\,\overline{h_{T,A} - h_{T,is,B}}(r,\theta) + \sum_k \dot{m}_k(r,\theta)\,\overline{h_k - h_{is,B}}(r,\theta)}, \quad (5)$$

où $\dot{m}_A(r,\theta)$ et $\dot{m}_k(r,\theta)$ doivent remplir le bilan de masse pour chaque point de mesure et, par conséquent, le bilan de masse global :

$$\dot{m}_B(r,\theta) = \dot{m}_A(r,\theta) + \sum_k \dot{m}_k(r,\theta) \quad \overset{\sum i \sum j}{\rightarrow} \quad \dot{m}_B = \dot{m}_A + \sum_k \dot{m}_k \quad (6)$$

Dans ce cas, $\dot{m}_B(r,\theta) = (\rho v \Delta A)(r,\theta)$ est déterminé à l'aide des résultats FHP, tandis que pour $\dot{m}_k(r,\theta)$ on suppose que $\varepsilon_{c,k}(r,\theta) \approx x_k(r,\theta) = \dot{m}_k(r,\theta)/\dot{m}_B(r,\theta)$, c'est-à-dire que l' efficacité de la purge est analogue à la fraction massique de purge dans l'espace annulaire (l'effet de densité est considéré comme négligeable). $\dot{m}_A(r,\theta)$ peut alors être calculé comme suit $\dot{m}_B(r,\theta) - \sum_k \dot{m}_k(r,\theta)$.

Une approche similaire pour le calcul de l'efficacité a été proposée par Berdanier [3]. Dans ce travail, les données 1D de pression totale et de température totale sont utilisées à la fois à l'entrée et à la sortie de l'étage HPT . De plus, les profils d'efficacité sont empruntés à un autre étage de turbine. À la connaissance des auteurs, il s'agit de la première publication impliquant un ensemble de données FHP 2D complet à la sortie de l'étage HPT, également combiné à une distribution d'efficacité 2D complète mesurée dans le même plan.

Enfin, dans le scénario sans purge (PFR 0%), ηUP et ηPD s'effondrent dans le même équation, analogue à l'équation (3) :

$$\eta_{0\%}(r,\theta) = \dot{m}_A\,h_{T,A} \frac{\dot{m}_A\,\overline{h_{T,A} - h_{T,B}}(r,\theta)\,\eta_{PFR}}{\dot{m}_A\,\overline{h_{T,A} - h_{T,is,B}}(r,\theta) - \overline{h_k - h_{is,B}}(r,\theta)}. \quad (7)$$

4.2. Calcul de l'efficacité Il

est courant dans les applications d'ingénierie d'évaluer l'incertitude $U_Y = \pm\sigma_Y$ d'une variable dérivée $Y = f(X_1, \ldots, X_n)$ au moyen de (voir par exemple Holman [17])

$$\sigma_Y = \sqrt{\sum_{m=1}^{n} \left(\frac{\partial f}{\partial X_m}\sigma_{X_m}\right)^2}. \quad (8)$$

Machine Translated by Google

Dans le cas de l'étape HPT analysée, $\eta = f(PT,A, TT,A, PT,B, TT,B, Pk, Tk, mk, \dot{m}_c)$. Le grand nombre de variables impliquées et leurs dépendances non linéaires rendent l'évaluation des dérivées partielles plutôt lourde. L'incertitude est donc calculée numériquement par une approche de perturbation résultat : $\Delta Ym = f(X1, \ldots, Xm, \ldots, Xn) - f(X1, \ldots, Xm + \sigma Xm, \ldots, Xn)$ est calculé pour chaque variable Xm et, en supposant que $\partial f / \partial Xm \approx \Delta Ym / \sigma Xm$,

l'écart type devient

$$\sigma Y \approx \sqrt{\sum_{m=1}^{n} \Delta Ym^2}. \quad (9)$$

Une application analogue du processus de perturbation des résultats à l'évaluation de l' incertitude sur l'efficacité d'une étape HPT peut être trouvée dans Dénos et al. [18]. L' incertitude d'efficacité qui en résulte est $U\eta = \pm 1{,}28$ % pour le cas PFR 100 % avec la définition PD. Une analyse de sensibilité a révélé que TT,B et TT,A ont l'effet le plus élevé sur l'incertitude, suivis de PT,B et PT,A, tandis que l'impact des grandeurs liées à la purge est négligeable.

5. Résultats et discussion

La section 5 est divisée en trois sous-sections : dans la première, la carte 2D de l' efficacité de la PD est étudiée ; dans la seconde, les résultats des définitions d'efficacité PD et UP sont comparés ; et dans le troisième, l'effet de la variation du débit massique de purge sur l'efficacité de l'étage HPT est décrit. Les graphiques et tracés de contour présentés ci-dessous sont construits en interpolant les valeurs expérimentales, rapportées dans les graphiques sous forme de triangles blancs (FHP), sur une grille plus fine pour améliorer le rendu et la reconnaissance des formes. La grille interpolée comporte des pas circonférentiels de 0,1◦ et des pas radiaux de 0,1 mm, tandis que l'algorithme d'interpolation est le schéma cubique Akima modifié de MATLAB.

5.1. Carte 2D de l'efficacité de l'étape HPT

La figure 5 représente le tracé de contour de l'efficacité PD, calculé à l'aide de l'équation (5) pour le cas PFR 100 %. Les lignes pointillées noires superposées, rapportées par Merli et al. [15], isolent les régions de tourbillon hydrodynamique fortement positif et fortement négatif afin de comprendre l'impact des structures secondaires HPT sur la carte d'efficacité. Une bande circonférentielle à haute efficacité est située autour du milieu de la travée, entre 40 % et 70 % de la travée ; dans cette région centrale, le flux est le moins affecté par les vortex secondaires HPT, le travail extrait est donc plus élevé. D'autre part, les bandes adjacentes (20 à 40 % de Span et 70 à 80 % de Span) apparaissent comme des régions à faible efficacité, avec une baisse d'efficacité maximale à minimale pouvant atteindre 10 points entre le flux central et les bandes adjacentes. En fait, ces régions sont affectées par le vortex de passage inférieur (LPVB1) et le vortex de passage supérieur (UPVB1) du rotor HPT, qui sont connus pour nuire aux performances de la turbine. Pour Span > 80%, le rendement reste faible par rapport au débit cœur ; ceci est attribué au débit de fuite de pointe (TLF) chaud (voir Figure 3b) non dévié entre 80 % et 90 % d'envergure et au vortex de raclage (SV) associé à une envergure > 90 %. Il est intéressant de remarquer que les bandes LPVB1, UPVB1 et TLF ne sont pas uniformes sur la circonférence, comme on pourrait s'y attendre des structures en rotation étudiées avec des techniques en régime permanent, mais elles présentent un motif lobé. La raison en est l'influence en aval des aubes HPT, qui modulent les caractéristiques liées au rotor dans une direction circonférentielle. Un exemple clair de l'effet stator est visible en dessous de la portée de 20 %, où les cercles en pointillés blancs indiquent l'emplacement des aubes des tourbillons de passage inférieur (LPVV1) à $\theta/\theta S \approx 25$ %, 50 %, 75 % et 90 % . Enfin, l'analyse combinée des figures 4 et 5 montre que le flux riche en purge fournit généralement des valeurs d'efficacité inférieures par rapport au flux principal non dilué ; les cercles en pointillés blancs sont situés aux mêmes positions dans les deux graphiques, révélant que les maxima d'efficacité locale sont en fait couplés à des minima d'efficacité locale. Comme indiqué dans la section 1, cette connexion a déjà été observée dans des turbines partiellement purgées (purge UHC uniquement), et elle est également validée par la présente pour une turbine entièrement purgée.

Machine Translated by Google

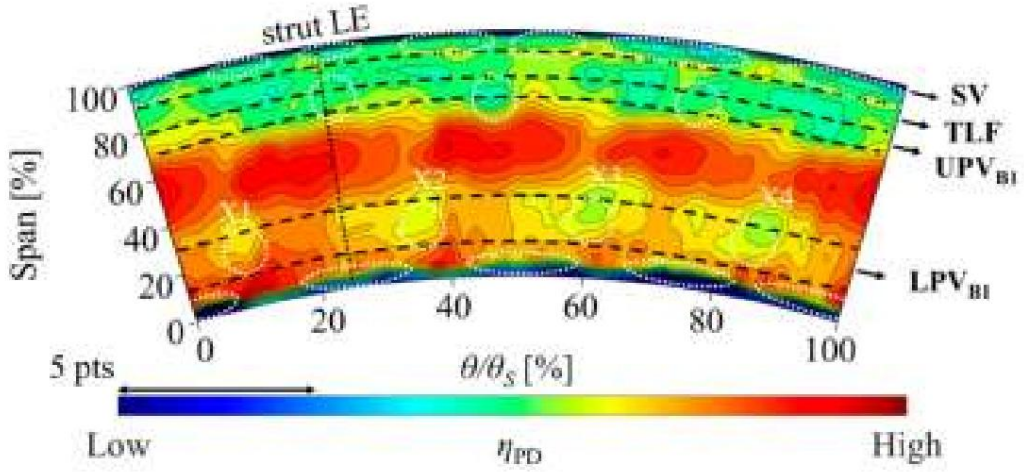


Figure 5. Tracé de contour ηPD de l'efficacité PD pour le cas PFR 100 %.

5.2. Effet de la définition de l'efficacité

Un aperçu plus approfondi de la relation entre la distribution de purge, les flux secondaires et L'efficacité peut être extraite de la discussion de la figure 6. La figure 6a représente les profils radiaux moyennés en masse de ηPD (ligne continue noire) et ηUP (ligne pointillée noire) pour le PFR. Cas à 100 %, selon les équations (4) et (5), respectivement. De plus, la moyenne régionale le profil radial de εc (trait plein gris) et la position radiale des flux secondaires sont représenté. Les différences locales entre ηPD et ηUP sont importantes, avec des pics au-dessus 1 pt. Les écarts les plus élevés se situent dans la région d'écoulement centrale, où εc ≈ 0, ainsi que comme pour Span > 90% et Span < 10%, où εc est élevé en raison de la présence importante de purge en aval. Ce comportement, également discuté par Berdanier [3], est associé au différentes interprétations de la chute d'enthalpie du plan A – du plan B en fonction de la situation locale purger le contenu du flux. Afin de mieux expliquer un tel concept, l'efficacité totalement mixte est tracé (ligne pointillée grise), où pour chaque cavité k :

$$\varepsilon_{k,fm} = \frac{c_{k,fm} - c_{ms}}{c_0 - c_{ms}}, \quad c_{k,fm} = \frac{\dot{m}_A c_{ms} + \dot{m}_k c_{k,0} + \sum_{l=1}^{\text{toutes les cavités}-k} \dot{m}_l c_{ms}}{\dot{m}_A + \sum_k \dot{m}_k}. \tag{10}$$

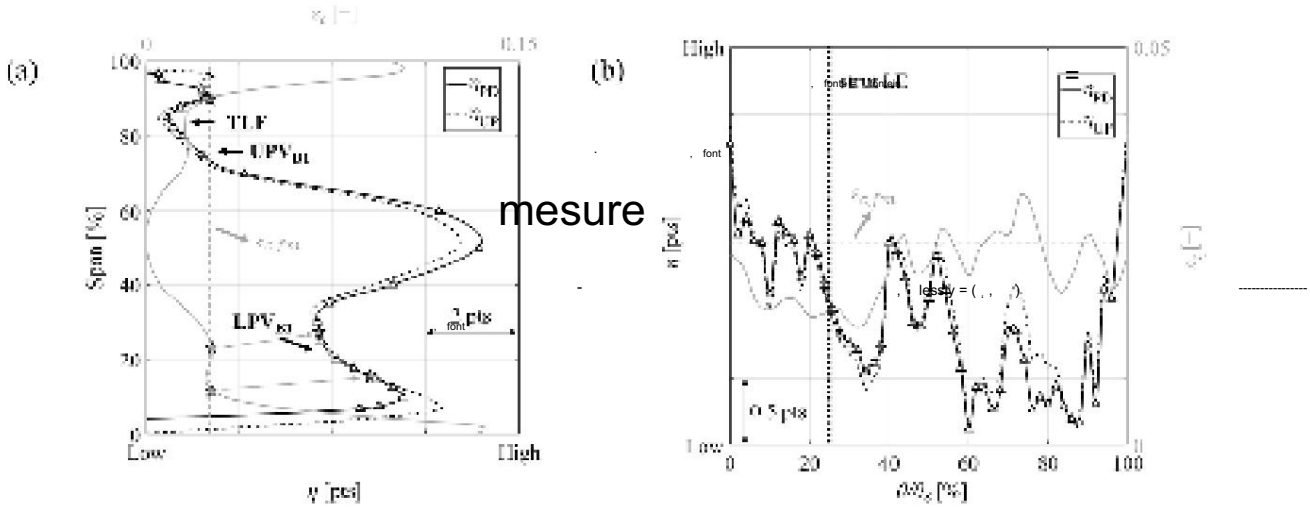


Figure 6. Effet de définition de l'efficacité : (a) profils radiaux ηPD, ηUP et εc ; (b) Profils circonférentiels ηPD, ηUP et εc . Les triangles représentent la grille de mesure FHP dans le plan B.

Machine Translated by Google

L'efficacité entièrement mixte représente la condition théorique dans laquelle la purge
les flux et les flux annulaires sont parfaitement amalgamés, c'est-à-dire que la répartition de la purge est uniforme
à travers le plan B. Par définition, si εc = εc, f m, alors ηPD = ηUP. Les données expérimentales dans
La figure 6a montre un bon accord avec cette affirmation : les interceptions entre ηPD et ηUP
et entre εc et εc, fm sont indiqués par des étoiles grises. Le léger décalage radial est attribué
aux faibles variations du débit massique de purge lorsque le gaz d'amorçage est injecté. Dans les régions où
εc > εc, f m, ηPD tient compte du fait qu'une fraction plus élevée de l'enthalpie locale entre dans
le mélange purge-flux principal au lieu d'être converti en puissance de sortie, donc
ηPD < ηUP (ηUP suppose εc(r, θ) = εc, fm r, θ). Vice versa, ηPD > ηUP où εc < εc, f m,
en raison de considérations opposées.

La figure 6b montre les profils circonférentiels moyennés en masse des mêmes quantités dans
Figure 6a, en préservant les couleurs et les styles de lignes. Encore une fois, l'écart le plus élevé entre ηPD
et ηUP se trouvent lorsque εc = εc, f m, en particulier ηPD < ηUP si εc > εc, fm et ηPD > ηUP
si εc < εc, f m, pour les mêmes raisons évoquées ci-dessus. On remarque également que le segment
10 % < θ/θS < 40 % a des valeurs d'efficacité inférieures à celles du segment symétrique
60 % < θ/θS < 90 %. La cause est l'effet potentiel du TVF strut LE, qui produit
pression de moyeu plus élevée à θ/θS ≈ 25 % (ligne pointillée noire), réduisant le débit de sortie
s'y accumulant et, à son tour, augmentant l'efficacité locale. Les mêmes considérations
peut être dessiné qualitativement en regardant les figures 4 et 5, où les lobes X1 – X2 ont
efficacité inférieure et efficacité supérieure à celle de X3 – X4. Enfin, il convient de mentionner que,
bien que les différences locales entre ηPD et ηUP soient significatives, elles ne sont que marginalement
affectant l'efficacité scalaire globale moyenne en masse puisque ΔηPD−UP = −0,06 pts.

5.3. Effet de variation du débit de purge

La figure 7 affiche le tracé de contour d'efficacité pour le cas PFR 0 %. Le noir pointillé
les lignes et les cercles pointillés blancs indiquent la position des structures d'écoulement secondaires
et des spots de haute efficacité dans le cas PFR 100% pour faciliter la visualisation des évolutions
de telles caractéristiques entre les deux conditions de fonctionnement. Le midspan, à haut rendement
La région d'écoulement du cœur semble être plus large dans le cas sans purge (de 30 % d'envergure à 75 %
Portée). Les bandes adjacentes à faible rendement, correspondant à LPVB1-LPVV1 et UPVB1-TLF-
SV, sont plutôt confinées dans des couloirs plus étroits, plus proches des murs d'extrémité (Span < 30% et
Portée > 75 %, respectivement). De plus, dans le cas PFR 0 %, les lobes à faible rendement X1–X4 sont tous
semblent décalés circonférentiellement dans le sens contraire du sens de rotation des pales HPT en raison
à une diminution de l'angle de lacet d'environ 5◦ dans la région de ces caractéristiques d'écoulement, calculée à l'aide de
les données du FHP. Ceci est une conséquence directe de l'absence de purge HPT, déjà constatée par
Sterzinger et coll. [19], à la sortie d'une étape similaire.

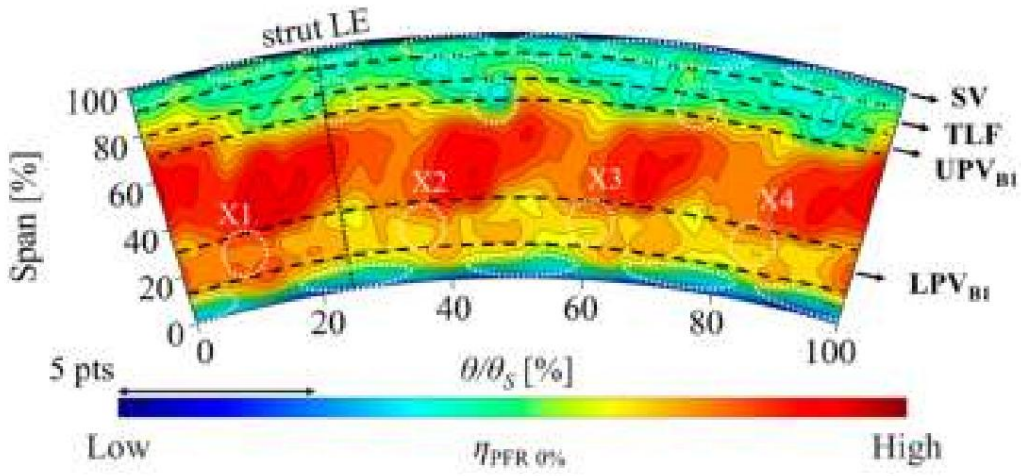


Figure 7. Courbe de contour d'efficacité pour le cas PFR 0 %.

Pour une analyse plus quantitative, les profils radiaux en masse moyennés de ηPFR 100 % et
ηPFR 0 % sont indiqués sur la figure 8a (lignes pleines noires et lignes pointillées noires, respectivement),

% / % font % pod

Machine Translated by Google

avec la distribution radiale de mA/ Mo (ligne grise). La définition de l'efficacité PD est utilisé pour ηPFR 100 %, tandis que ηPD et ηUP convergent vers l'équation (7) pour ηPFR 0 %. Il est intéressant de noter que la figure 8a montre que l'efficacité maximale du débit central est fondamentalement la même pour ηPFR 100 % et ηPFR 0% : la différence réside dans l'extension radiale de la bande d'écoulement du cœur, non perturbée par LPVB1 et UPVB1. En accord avec la littérature existante (Regina et al. [6] et Zerobin et al. [20], entre autres), la purge du hub amont est entraînée dans LPVB1 et UPVB1, les intensifiant et les poussant vers le milieu de l'envergure. Sur la figure 8a, la magnitude LPVB1 et le changement de position entre les cas entraîne des écarts d'efficacité locaux jusqu'à 2 points en faveur de ηPFR 0%, et à un décalage radial d'environ 10% Span. Cette tendance est toujours reconnaissable mais moins prononcé pour UPVB1, peut-être en raison de la présence du TLF, qui augmente la dilution de l'air de purge dans le gaz annulaire, étalant ainsi son effet. En même temps, la purge du carénage en amont semble supprimer partiellement les pertes liées au TLF, produisant des preuves expérimentales des découvertes numériques de Zlatinov et al. [8]. Finalement, c'est tout à fait surprenant de voir que ΔηPFR 100%−PFR 0% ≈ 1,5 pts 0 à environ 90% Span et 10 % de portée. Ceci s'explique par l'action de la purge en aval, qui dans le plan B est concentré dans les régions proches de l'extrémité du canal (Span > 90 % et Span < 10 %). Dans En effet, la purge aval, en combinaison avec la migration radiale des tourbillons de passage du rotor , force une redistribution du débit annulaire (voir les pics de mA/ % Courbe mB à 15% Portée et 85 % de portée). Le résultat est que cette veine de fluide principal et haute performance sont enfermés entre les tourbillons de passage du rotor et les parois d'extrémité. Un tel phénomène, % ---------- clairement reconnaissable également sur la figure 5 à 15% d'envergure, disparaît en l'absence de purge. Le L'explication ci-dessus justifierait également pourquoi, à la connaissance des auteurs, un tel Δη > 0 points n'ont jamais été décrits dans la littérature ouverte, qui se concentre principalement sur les Étages HPT, notamment avec purge du moyeu amont uniquement.

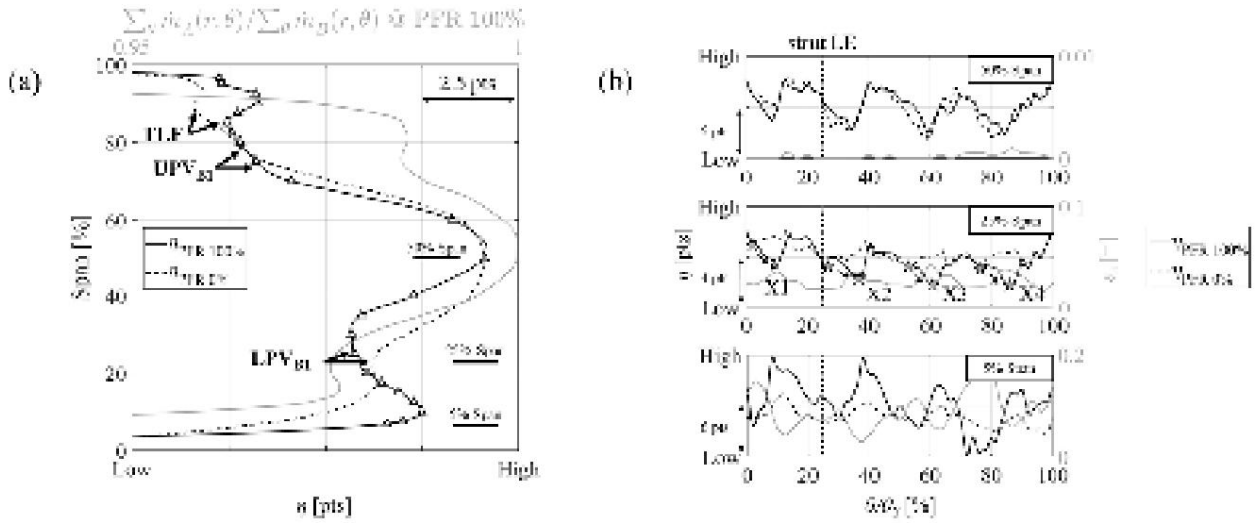


Figure 8. Effet de variation du débit de purge : (a) ηPFR 100 %, ηPFR 0 % et mA/ / mB à PFR 100% profils radiaux ; (b) profils circonférentiels % lassly ηPFR 100%, ηPFR 0% et εc à 5%, 25% et 50% Span. Les triangles %, représentent la grille de mesure FHP dans le plan B.

La figure 8b présente les profils d'efficacité circonférentiels pour les deux cas de purge à trois emplacements radiaux intéressants : 5% Span, où il y a une forte concentration d'aval purge; 25 % Span, où la purge amont est transportée à l'intérieur du LPVB1 ; et 50 % de portée, où presque aucun air de refroidissement n'est détecté. La ligne grise dans chaque tracé représente le profil εc à la position radiale correspondante. A 5% Span, ηPFR 100% suit un comportement sinusoïdal, en opposition de phase avec le profil d'efficacité et avec des oscillations spatiales plus importantes par rapport au cas ηPFR 0% . La tendance est produite par les aubes HPT puisque leur pression au moyeu La distribution synchronise circonférentiellement la sortie de purge en amont, affectant ainsi l'efficacité. Cependant, une deuxième contribution est visible sous la forme d'une valeur moyenne ηPFR 100 % plus élevée dans le segment 0% < θ/θS < 50%, qui est provoqué par le champ potentiel de

Machine Translated by Google

le support TVF LE (ligne pointillée noire), qui réduit localement la sortie de purge aval. À 25 % d'étendue, la tendance sinusoïdale de ηPFR 100 % persiste, mais les fluctuations ont une intensité plus faible et une uniformité circonférentielle plus grande. En fait, l'emplacement est principalement influencé par le flux de liquide de refroidissement du moyeu en amont, dont la sortie et la distribution sont moins affectées par le support TVF. De plus, les minima locaux ηPFR 100 % et ηPFR 0 % indiqués par des étoiles grises montrent le décalage circonférentiel des pics X1 à X4, également remarqué sur la figure 7. Pour conclure, à 50 % d'étendue, les valeurs d'efficacité sont faibles ; par conséquent, les lignes PFR 100 % et PFR 0 % sont pratiquement superposées, montrant une très bonne correspondance.

6. Conclusions

L'article étudie les performances d'un étage HPT entièrement purgé fonctionnant dans une configuration représentative du moteur à double corps. Une définition alternative (PD) de l'efficacité totale à totale de l'étage adiabatique est proposée, qui prend en compte la distribution de purge HPT en sortie d'étage, calculée à l'aide de mesures de concentration de gaz de traçage double. Une telle définition est comparée à la formulation standard basée sur Hartsel (UP). L'efficacité UP sous-estime les performances de l'étage dans le flux central, où les valeurs d'efficacité de purge sont inférieures au seuil de mélange complet, par rapport à la version PD. Dans le même temps, la définition UP surestime les performances des flux riches en purge car elle sous-estime la quantité d'énergie perdue dans le processus de mélange. Enfin, l'efficacité du cas PFR 100 % est comparée à l'un des cas PFR 0 %. La purge amont est entraînée dans les tourbillons de passage du rotor, amplifiant leurs pertes (différences locales jusqu'à 2 pts dans les profils radiaux) et les décalant vers le milieu de portée (décalage de 10 % de portée pour LPVB1). Cependant, les pertes supplémentaires liées à la purge du carénage sont atténuées par la suppression partielle du TLF. D'autre part, la purge en aval, collectée en couches minces à côté des parois d'extrémité, est responsable d'une redistribution du débit massique qui emprisonne des traînées d'écoulement annulaire à haute efficacité entre les tourbillons de passage du rotor et les parois.

La distribution circonférentielle dans la moitié inférieure du plan de sortie de l'étage HPT montre que, dans la région proche de la paroi d'extrémité, riche en air de purge en aval, l'effet potentiel du bord d'attaque de la jambe de force est bénéfique pour l'efficacité, réduisant localement la sortie du liquide de refroidissement ; déjà à 25 % d'envergure, l'effet du support est négligeable, tandis que la propagation des aubes HPT en aval détermine les maxima d'efficacité (c'est-à-dire les minima d'efficacité).

Les auteurs soutiennent que l'efficacité PD représente mieux la physique de l'écoulement à l'intérieur de l' étage de turbine, avec des écarts entre les profils radiaux moyens en masse des efficacités PD et UP allant jusqu'à 1 pt. Si les écarts locaux sont remarquables, il convient de noter que les valeurs globales d'efficacité scalaire n'apparaissent pas significativement différentes. Le principal inconvénient de la méthode proposée est la nécessité de mesures supplémentaires des gaz d'amorçage. Le problème pourrait être contourné en utilisant les résultats d'une simulation CFD pour calculer la distribution du débit massique de purge dans l'espace annulaire (par exemple, avec suivi des particules). Néanmoins, l'approche numérique introduirait un ensemble différent de problèmes d'incertitude, de modélisation et de coûts, qui devraient être soigneusement évalués pour comprendre si le calcul de la distribution de purge est plus ou moins pratique que l'hypothèse de purge uniforme. Un autre problème est que l'incertitude calculée est relativement élevée par rapport aux besoins typiques des constructeurs de moteurs (± 0,5 à 1 %). Cet aspect pourrait être amélioré en optimisant la chaîne de mesure de la température et en fournissant une estimation fiable des pertes mécaniques, par vent et par transfert thermique.

Contributions des auteurs : conceptualisation, FM et EG ; méthodologie, FM; logiciels, FM et NK ; validation, FM, NK et AH ; analyse formelle, FM et EG ; enquête, FM, NK et AH ; ressources, NK et AH ; conservation de données, FM ; rédaction – préparation du projet original, FM ; rédaction – révision et édition, EG ; visualisation, FM; supervision, EG; administration de projet, EG ; acquisition de financement, EG Tous les auteurs ont lu et accepté la version publiée du manuscrit.

Machine Translated by Google

Financement : Le projet à l'origine de cette candidature a reçu un financement du Clean Sky 2 Joint
Entreprise dans le cadre du programme de recherche et d'innovation Horizon 2020 de l'Union européenne (subvention
accord n° 785313).

Déclaration du comité d'examen institutionnel : sans objet.

Déclaration de consentement éclairé : sans objet.

Déclaration sur la disponibilité des données : Des restrictions s'appliquent à la disponibilité des données présentées dans cette étude. Le
les données sont disponibles sur demande auprès de l'auteur correspondant avec l'autorisation préalable de GE Aviation.

Remerciements : Les auteurs tiennent à remercier M. Daneri et F. Mangini pour leurs contributions
à l'exploitation de l'installation d'essai et à GE Aviation pour leur autorisation de publier ce document.

Conflits d'intérêts : Les auteurs ne déclarent aucun conflit d'intérêts. Les bailleurs de fonds n'ont joué aucun rôle dans la conception
de cette étude; dans la collecte, l'analyse ou l'interprétation des données ; dans la rédaction du manuscrit ; ou
dans la décision de publier les résultats.

Nomenclature

Abréviations	
HPT, LPT	turbine haute pression, basse pression
TVF	cadre d'aube de turbine
PFR	rapport de débit de purge
FHP	sonde à cinq trous
LE	bord d'attaque
LPV, UPV	vortex de passage inférieur et supérieur
TLF	débit de fuite de la pointe
SV	vortex de grattage
PD	distribution de purge
EN HAUT	purge uniforme
CHU, USC	Cavité moyeu/carénage amont
Symboles	
r, θ	coordonnée radiale et tangentielle
A, B, C, D	Plan A, B, C, D
PT, TT, HT	pression totale, température, enthalpie
L	longueur axiale
cP	capacité thermique spécifique à pression constante
η	efficacité
c	concentration
$\dot{m}$	débit massique
ε	efficacité
Concernant	Nombre de Reynolds
v, M	vitesse absolue, nombre de Mach
ρ, μ	densité, viscosité dynamique
s	entropie
Indices et exposants	
1, 2	Étape HPT, étape LPT
k, l	indices de cavité
0, ms, sc,	cavité, courant dominant, échantillon
fm	combiné, entièrement mélangé
	moyenne
est, ad	isentropique, adiabatique
vol	volumétrique

Références

1. Hartsel, J. Prédiction des effets du refroidissement par transfert de masse sur l'efficacité des rangées d'aubes des profils de turbine. Dans les actes du 10
Aerospace Sciences Meeting, San Diego, Californie, États-Unis, 17-19 janvier 1972. [CrossRef]

2. Jeune, JB ; Horlock, JH Définition de l'efficacité d'une turbine refroidie. J. Turbomach. 2006, 128, 658-667. [Référence croisée]

Machine Translated by Google

3. Berdanier, RA Calcul de l'efficacité d'une turbine refroidie avec des distributions pondérées du débit de refroidissement. J. Turbomach. 2023, 145, 061007. [Référence croisée]
4. Ong, J. ; Miller, RJ ; Uchida, S. L'effet de l'injection de liquide de refroidissement sur le débit des parois d'extrémité d'une turbine haute pression. J. Turbomach. 2012, 134, 051003. [Réf. croisée]
5. Jenny, P. ; Abhari, RS ; Rose, MG ; Brettschneider, M. ; Engel, K. ; Gier, J. Comportement instable du vortex de passage du moyeu du rotor dans le Présence de débit de purge dans une turbine axiale basse pression. J. Turbomach. 2013, 135, 051022. [Réf. croisée]
6. Régina, K. ; Kalfas, AI; Abhari, RS Enquête expérimentale sur les effets du débit de purge sur un étage de turbine haute pression. J. Turbomachine. 2014, 137, 041006. [Réf. croisée]
7. Dahlqvist, JE; Fridh, J. Études expérimentales sur le débit et les performances des écoulements de purge de cavité dans un étage de turbine à haute pression. Dans Actes de la 11e Conférence européenne sur la dynamique des fluides et la thermodynamique des turbomachines, ETC 2015, Madrid, Espagne, 23 mars 2015.
8. Zlatinov, MB; Tan, CS ; Montgomery, M. ; Islam, T. ; Harris, M. Mécanismes de perte de débit pour le moyeu de turbine et le carénage. J. Turbomachine. 2012, 134, 061027. [Réf. croisée]
9. Merli, F. ; Hafizovic, A. ; Krajnc, N. ; Schien, M. ; Peters, A. ; Heitmeir, F. ; Göttlich, E. Évaluation aérodynamique des cadres centraux de turbine et des cadres d'aubes de turbine sous l'influence des flux de purge. Dans Actes de l'ASME Turbo Expo 2022 : Conférence technique et exposition sur les turbomachines, Rotterdam, Pays-Bas, 13-17 juin 2022. [CrossRef]
10. Merli, F. ; Krajnc, N. ; Hafizovic, A. ; Göttlich, E. Évaluation des performances dans un étage de turbine haute pression entièrement purgé à l'aide de mesures de concentration de gaz de semence. Dans Actes de la 15e Conférence européenne sur les turbomachines, document N. ETC2023-268, Budapest, Hongrie, 24-28 avril 2023 ; Disponible en ligne : https://www.euroturbo.eu/publications/conference-proceedings-repository (consulté le 11 juin 2023).
11. Neumayer, F. ; Kulhanek, G. ; Pirker, H.-P. ; Jéricha, H. ; Seyr, A. ; Sanz, W. Comportement opérationnel d'une installation complexe de turbines d'essai transsonique. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo 2001 : Power for Land, Sea, and Air, La Nouvelle-Orléans, LA, États-Unis, 4-7 juin 2001. Document ASME n° GT2000-489. [Référence croisée]
12. Hubinka, J. ; Santner, C. ; Paradiso, B. ; Malzacher, F. ; Göttlich, E. ; Heitmeir, F. Conception et construction d'une turbine d'essai à deux arbres pour l'étude des écoulements au milieu du cadre de la turbine. Dans Actes de l'ISABE, Montréal, QC, Canada, 7-11 septembre 2009 ; p. 7-11.
13. Steiner, M. ; Zérobin, S. ; Bauinger, S. ; Heitmeir, F. ; Göttlich, E. Développement et mise en service d'un système de flux de purge dans une installation de test à deux bobines. Dans Actes de la 12e Conférence européenne sur la dynamique des fluides et la thermodynamique des turbomachines, Stockholm, Suède, 3-7 avril 2017. Document ETC n° ETC2017-115. [Référence croisée]
14. Patinios, M. ; Merli, F. ; Hafizovic, A. ; Göttlich, E. L'interaction des flux de purge avec les caractéristiques de flux secondaires dans les cadres centraux de turbine. Dans Actes de l'ASME Turbo Expo 2021 : Conférence technique et exposition sur les turbomachines, en ligne, du 7 au 11 juin 2021. [Référence croisée]
15. Merli, F. ; Hafizovic, A. ; Krajnc, N. ; Schien, M. ; Peters, A. ; Heitmeir, F. ; Göttlich, E. L'interaction du débit du flux principal et des débits de cavité dans les cadres centraux de turbine et les cadres d'aubes de turbine. J. Ing. Puissance des turbines à gaz 2022, 145, 021027. [CrossRef]
16. Bell, IH ; Wronski, J. ; Quoilin, S. ; Lemort, V. Évaluation des propriétés thermophysiques des fluides purs et pseudo-purs et bibliothèque de propriétés thermophysiques open source CoolProp. Ind. Ing. Chimique. Rés. 2014, 53, 2498-2508. [Référence croisée] [Pub Med]
17. Holman, JP Experimental Methods for Engineers, 7e éd.; Édition internationale; McGraw-Hill : New York, NY, États-Unis, 2001.
18. De´nos, R. ; Paniagua, G. ; Yasa, T. ; Fortugno, E. Détermination de l'efficacité d'une turbine HP refroidie dans une installation de tubes de compression. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo 2006 : Power for Land, Sea, and Air, Barcelone, Espagne, 8-11 mai 2006 ; pp. 607-618. [Référence croisée]
19. Sterzinger, PZ ; Zérobin, S. ; Merli, F. ; Wiesinger, L. ; Peters, A. ; Maini, G. ; Dellacasagrande, M. ; Heitmeir, F. ; Göttlich, E. Impact des différents débits de purge de turbine à haute et basse pression sur un cadre central de turbine et un système de turbine à basse pression. J. Turbomachine. 2020, 142, 101011. [Réf. croisée]
20. Zérobin, S. ; Peters, A. ; Bauinger, S. ; Ramesh, Alberta; Steiner, M. ; Heitmeir, F. ; Goettlich, E. Performances aérodynamiques des bâtis centraux de turbine avec des débits de purge — Partie I : L'influence des débits de purge de turbine. J. Turbomach. 2018, 140, 061009. [Réf. croisée]

Avis de non-responsabilité/Note de l'éditeur : Les déclarations, opinions et données contenues dans toutes les publications sont uniquement celles du ou des auteurs et contributeurs individuels et non de MDPI et/ou du ou des éditeurs. MDPI et/ou le(s) éditeur(s) déclinent toute responsabilité pour tout préjudice corporel ou matériel résultant des idées, méthodes, instructions ou produits mentionnés dans le contenu.

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Article

Analyse expérimentale de l'écoulement tridimensionnel dans un † Rotor de turbine de puits

Fabio Licheri *, Tiziano Ghisu, Francesco Cambuli et Pierpaolo Puddu

Département de génie mécanique, chimique et des matériaux, Université de Cagliari, Via Marengo 2, 09123 Cagliari, Italie ; t.ghisu@unica.it (TG) ; francesco.cambuli@unica.it (FC); puddu@unica.it (PP)
* Correspondance : fabio.licheri@unica.it
† Ce manuscrit est une version étendue du document de réunion ETC2023-148 publié dans les actes de la 15e Conférence européenne sur les turbomachines, Budapest, Hongrie, du 24 au 28 avril 2023.

Résumé : Une étude expérimentale du champ d'écoulement local dans une turbine Wells a été menée afin de produire une analyse détaillée des caractéristiques aérodynamiques du rotor et de soutenir la recherche de solutions optimisées. Les mesures ont été effectuées avec une sonde anémomètre à fil chaud (HWA), reconstruisant le champ d'écoulement tridimensionnel local en amont et en aval d'une turbine Wells à petite échelle. La technique multi-rotation a été appliquée pour mesurer les trois composantes de vitesse du champ d'écoulement pour une condition de fonctionnement fixe. Les résultats de l'enquête montrent les structures d'écoulement locales le long d'un pas de pale, mettant en évidence l'emplacement et l'extension radiale des tourbillons qui interagissent avec l'écoulement propre, dégradant ainsi les performances globales de la turb Certaines particularités de cette turbine ont également été montrées, et doivent être prises en compte afin de proposer des solutions modifiées pour améliorer ses performances.

Mots clés : Turbine de puits ; enquête expérimentale; reconstruction du champ d'écoulement ; anémomètre à fil chaud (HWA); représentation locale

check for updates

Citation : Licheri, F. ; Ghisu, T. ; Cambuli, F. ; Puddu, P. Analyse expérimentale de l'écoulement tridimensionnel dans un rotor de turbine de puits. Int. J. Turbomachine. Propulse. Pouvoir 2023, 8, 21. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030021

Rédacteur académique : Antoine Dazin

Reçu : 22 mai 2023
Révisé : 25 mai 2023
Accepté : 10 juillet 2023
Publié : 16 juillet 2023

Copyright : © 2023 par les auteurs. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.
Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Introduction

L'intérêt pour les sources d'énergie renouvelables s'est encore accru ces dernières années, en raison de leur importance pour la réduction des émissions. Parmi toutes les sources renouvelables, l'énergie houlomotrice est l'une des plus intéressantes, en raison de sa grande disponibilité et de sa prévisibilité relativement élevée [1]. Ainsi, au cours des dernières décennies, un certain nombre de solutions technologiques [2], basées sur différents principes physiques, ont été proposées pour récolter et convertir facilement cette source d'énergie.

Le principe de la colonne d'eau oscillante (OWC) est probablement l'un des plus appliqués dans les convertisseurs d'énergie des vagues (WEC), comme le souligne la réf. [3]. Un OWC typique se compose d'une chambre, partiellement immergée sous la surface libre de la mer et ouverte à son fond, qui génère un écoulement alternatif dans un conduit relié à la partie supérieure de la chambre, en raison du mouvement de la colonne d'eau à l'intérieur de la chambre. La grande majorité des dispositifs proposés utilisent une turbine pour convertir l'énergie de pression de ce flux d'air alternatif en énergie mécanique, à partir de laquelle de l'énergie électrique est produite au moyen d'un générateur.

La nature bidirectionnelle de ce flux d'air et son comportement instationnaire intrinsèque représentent des problèmes particuliers pour le fonctionnement de la turbine. La turbine Wells, proposée par le Dr AA Wells [4], offre simplicité de construction et fiabilité. Il se caractérise par un profil de pale symétrique décalé de 90 degrés par rapport à l'axe de rotation, qui confère au rotor un comportement auto-rectifiant : le sens du couple de sortie, donc le sens de rotation, est indépendant du sens du flux d'air. . Un certain nombre de chercheurs, comme Refs. [5–8], ont étudié les performances de la turbine Wells afin d'en comprendre les limites et de suggérer des améliorations. Néanmoins, le champ d'écoulement dans un rotor de Wells n'a pas encore été complètement expliqué et seules quelques analyses expérimentales détaillées ont été présentées. Plus récemment, Licheri et al. [9] ont présenté une reconstruction locale du champ d'écoulement dans une turbine Wells au moyen d'une sonde de pression aérodynamique, en supposant que l'écoulement

Machine Translated by Google

est bidimensionnel, c'est-à-dire qu'il néglige la composante de vitesse radiale. Avec une sonde similaire, Alves et al. [10] ont mené une enquête analogue pour une turbine Wells biplan.

Le présent travail, qui est une extension de notre document de réunion [11], vise à réduire le fossé existant dans la littérature avec une reconstruction précise du champ d'écoulement dans un rotor de Wells. Une enquête expérimentale est menée sur une turbine Wells de petite taille couplée à un simulateur OWC hébergé au Département de génie mécanique, chimique et des matériaux (DIMCM) de l'Université de Cagliari. Le champ d'écoulement est caractérisé dans un pas de pale en amont et en aval du rotor, à l'aide d'une sonde anémomètre à fil chaud miniaturisée (HWA) capable de capturer le champ d'écoulement tridimensionnel, à un point de fonctionnement fixe, correspondant à un champ d'écoulement relativement important. valeur du coefficient de débit, avant décrochage.

Le reste du document est structuré comme suit. Le dispositif expérimental hébergé au DIMCM est d'abord présenté, suivi d'une description de la sonde et de la technique de mesure adoptée. Par la suite, les résultats de la reconstruction de l'écoulement et la distribution radiale moyenne des composantes de vitesse sont présentés et analysés. Dans la dernière section, les résultats sont résumés et des remarques finales sont fournies.

2. Installation expérimentale

Des tests expérimentaux ont été menés dans un simulateur OWC hébergé au DIMCM à Cagliari. L'installation est schématisée sur la figure 1. Un piston, entraîné par un système hydraulique, est déplacé à l'intérieur d'une chambre cylindrique en acier, simulant le mouvement de la surface de l'eau tel qu'il se produit à l'intérieur d'un système OWC. Au sommet de la chambre est placée une turbine Wells dont les principales caractéristiques géométriques sont répertoriées dans le tableau 1.

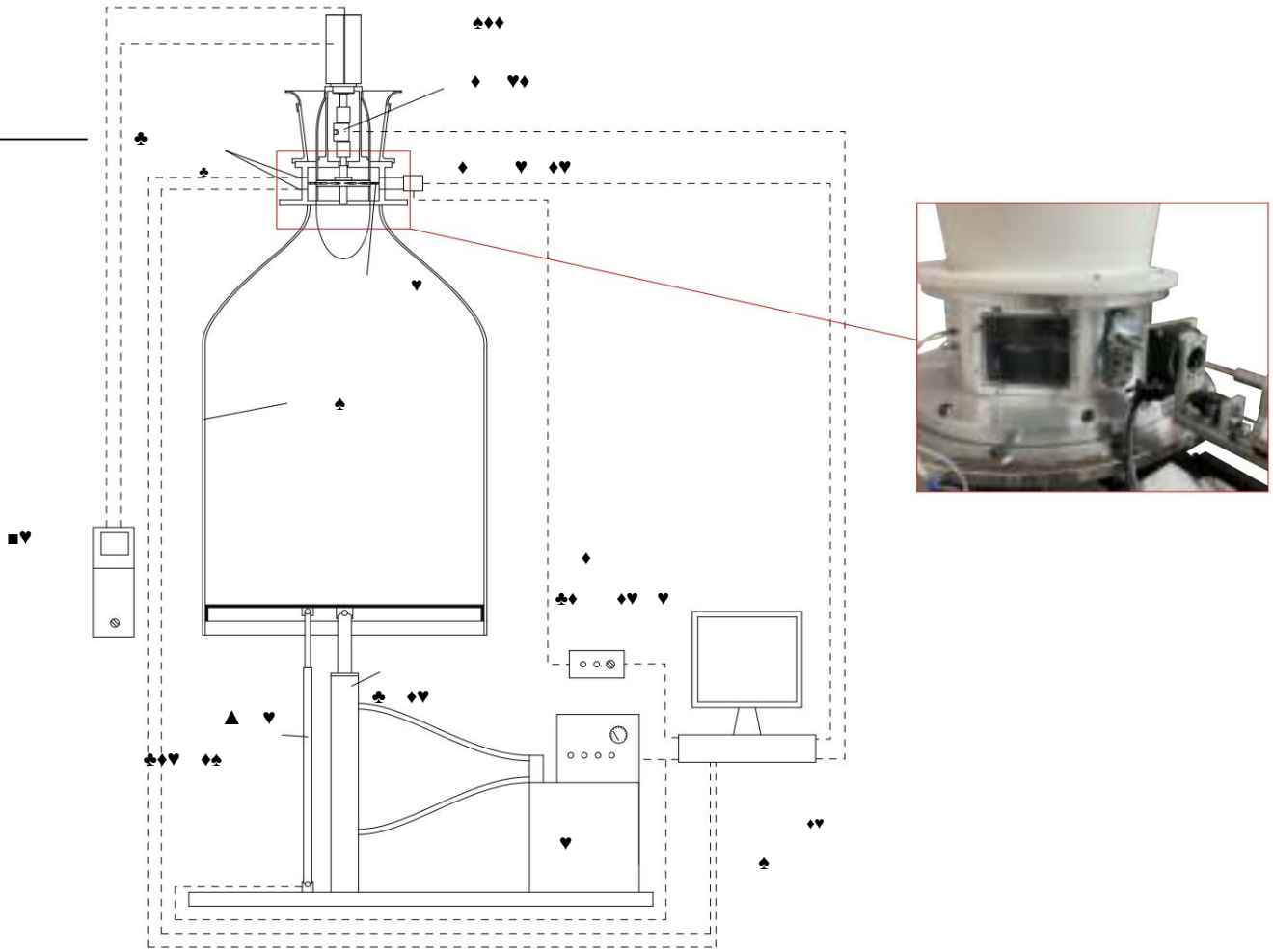


Figure 1. Schéma de configuration expérimentale et section de test.

Machine Translated by Google

Tableau 1. Paramètres géométriques de la turbine Wells.

diamètre de la pointe du	250 millimètres
rotor, Dtip diamètre du moyeu	190 millimètres
du rotor, Dhub	1 mm
longueur de corde de	36 mm
dégagement de la pointe, c	12
nombre de pales, z	CCNTA 0015
solidité du	0,625
profil du profil	0,5 (18/36)
aérodynamique rapport de balayage rapport moyeu-pointe, v	0,76

L'installation expérimentale est entièrement instrumentée : un potentiomètre à fil est utilisé pour enregistrer le déplacement du piston et pour contrôler par rétroaction l'unité hydraulique entraînant le mouvement du piston ; des prises de pression murales sont placées en amont et en aval du rotor ; un capteur de couple avec codeur intégré est placé entre les arbres turbine et moteur afin de mesurer le couple de sortie de la turbine et sa vitesse de rotation ; une fente a été réalisée dans la section de test, afin de simplifier l'insertion de la sonde à proximité du rotor. Les incertitudes maximales de ces variables mesurées ont été estimées comme suit :

- 0,3 % de la pleine échelle du transducteur (1 kPa) pour la mesure de la pression murale au côté ambiant ;
- 0,2 % de la pleine échelle du transducteur (7 kPa) pour la mesure de la pression de paroi au niveau du piston côté;
- 0,1 % de la pleine échelle du capteur (±2 Nm) pour le couple de sortie ; •
±0,1% de la pleine échelle du capteur (1000 mm) pour la position du piston.

La configuration de l'installation est adaptée pour reproduire différentes formes de mouvement du piston en régulant les paramètres de l'unité hydraulique. Un mouvement de piston sinusoïdal est généralement défini pour simuler une onde régulière, comme le font les réf. [9,12], tandis qu'un mouvement triangulaire est défini dans cette étude pour obtenir une vitesse d'écoulement constante pendant un intervalle de temps fini. L'amplitude et la période du mouvement du piston peuvent être ajustées via les réglages de l'unité hydraulique.

3. Technique de mesure

Le champ d'écoulement local à proximité du rotor, en amont et en aval, a été reconstitué au moyen d'une sonde anémomètre à fil chaud incliné (HWA), une DANTEC type 55P12. Le capteur a été placé à une distance axiale de 5,5 mm de la corde des pales, aussi bien en amont qu'en aval du rotor.

La technique HW inclinée rotative [13-15] a été adoptée pour la reconstruction du champ d'écoulement. Utilisant les relations proposées par Jøorgensen [16], la méthode permet de mesurer, dans un champ d'écoulement constant ou périodique donné, les trois composantes de vitesse de l'écoulement moyen et les six composantes du tenseur de contraintes de Reynolds. Comme cette technique de mesure utilise des sondes avec un seul capteur, la distorsion du débit due à la taille de la sonde est réduite [17]. Des mesures indépendantes sont obtenues en utilisant différentes orientations du capteur, en faisant tourner la sonde autour de sa tige sous différents angles. Plus de trois mesures différentes sont généralement utilisées, afin de réduire l'erreur liée à la réduction des données , nécessitant ainsi la résolution d'un système d'équations surdéterminé. Les mesures ont été effectuées uniquement pendant la phase d'écoulement, en balayant l'envergure des pales à 20 positions radiales non équidistantes afin de reconstruire correctement le champ d'écoulement dans la région de la couche limite près des parois. A chaque position radiale, sept positions angulaires différentes de la sonde ont été considérées. Un système motorisé a été utilisé pour déplacer la sonde radialement et pour orienter la sonde autour de son axe.

Les vitesses instantanées de refroidissement ont été obtenues à partir des signaux de tension instantanés, en utilisant une courbe d'étalonnage approximée avec une équation polynomiale du quatrième degré , obtenant ainsi une meilleure approximation et réduisant les incertitudes par rapport à l'inversion de la loi proposée par King [18], comme l'ont démontré Erriu et al. [19]. La loi de Jørgensen modifiée de la Réf. [20] a été utilisé pour relier les composantes de vitesse, en

Machine Translated by Google

le système de référentiel du capteur, avec la vitesse de refroidissement effective. Les valeurs des coefficients de sensibilité directionnelle ont été évaluées expérimentalement en effectuant l' étalonnage angulaire de la sonde dans une soufflerie ouverte. Des courbes d'étalonnage angulaire ont ainsi été utilisées pour calculer le coefficient de sensibilité angulaire de la loi de Jøorgensen, en fonction des angles de lacet et de tangage. Les coefficients de sensibilité directionnelle sont considérés comme dépendants des angles de tangage et de lacet, tandis que dans la réf. [16] on leur a proposé des constantes.

Plus de détails sur les relations utilisées pour représenter les courbes d'étalonnage angulaire peuvent être trouvés dans la réf. [20].

Les incertitudes dans les mesures au fil chaud ont été estimées selon la réf. [19], en considérant : (a) les erreurs introduites dans le processus d'étalonnage et liées à la mesure de la vitesse d'écoulement et des angles de rotation ; (b) les incertitudes dans l'expression polynomiale utilisée pour approximer la courbe d'étalonnage ; (c) les incertitudes dans le calcul des composantes de vitesse dans le système de référence du capteur. Les résultats des estimations d'incertitude

sont les suivants : • vitesse moyenne ±2,5 % de
la valeur réelle, • angle
• d'écoulement ±2 degrés, position radiale ±0,1 mm.

Afin d'utiliser correctement la technique multi-rotation, une condition d'écoulement fixe a été reproduite dans le simulateur OWC, en définissant un mouvement de piston triangulaire périodique dont les principaux paramètres sont résumés dans le tableau 2, ainsi que les autres paramètres utilisés pour les présentes expériences.

Tableau 2. Paramètres des tests expérimentaux.

amplitude de course du piston	≈850 millimètres
période du piston, Tw	7 s
fréquence de rotation de la turbine, f	65 Hz
coefficient de débit du débit moyen au rayon de la pointe du rotor, φ = Cz/(π f Dtip)	≈0,195
Nombre de Reynolds basé sur la corde de la pale et sur la vitesse relative moyenne de sortie	≈1,3 × 105

La variation linéaire de la position du piston assure une vitesse constante du piston, donc un débit constant à travers le rotor. La figure 2 montre le déplacement du piston lors d'un essai et sa vitesse en fonction de la période adimensionnelle du piston.

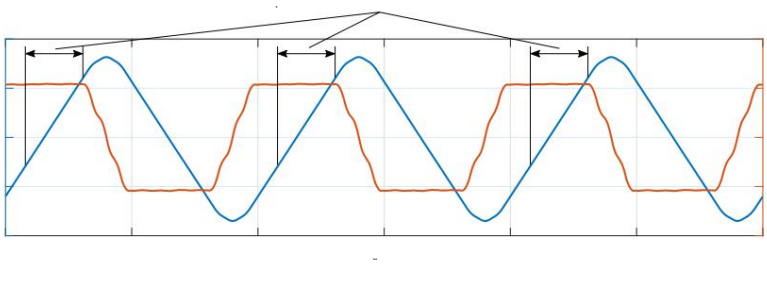


Figure 2. Caractéristiques de mouvement du piston lors d'un test.

Les signaux ont été acquis uniquement pendant les rampes du piston qui correspondent aux phases d'écoulement et les temps de mesure correspondants sont également indiqués sur la figure 2. Ils ont été sélectionnés afin de : (a) exclure les mesures proches de l'inversion du mouvement du piston et (b) acquérir à au moins 100 tours de rotor pour chaque période de piston (ainsi, en acquérant 3 rampes de piston, 300 tours ont été utilisés pour le calcul de la moyenne des phases). Le débit est calculé en fonction de la cylindrée du piston. Un taux d'échantillonnage de 100 kHz a été fixé, permettant de prendre au moins 150 points de mesure le long d'un pas de pale. Le signal anémomètre a été amplifié et filtré à 50 kHz avant acquisition et soumis à un test à verrouillage de phase.

Machine Translated by Google

technique de moyenne d'ensemble synchronisée avec le passage du rotor pour obtenir une distribution moyenne périodique de la vitesse d'écoulement dans un passage de pale.

Les performances de la turbine sont rapportées sur les figures 3a, b. Il est à noter que la condition de fonctionnement retenue pour la présente investigation (la croix rouge) se situe dans la zone stable, avant le point de décrochage, à distance de sécurité de ce dernier afin d'éviter des conditions de décrochage naissantes sur la pale associées à séparations de flux locales qui ne sont pas étudiées dans ce travail. La condition de fonctionnement choisie, c'est-à-dire avec φ ≈ 0,195, est caractérisée par un rendement global de la turbine de 48,1 %, ce qui est proche de son maximum, comme le montrent Licheri et al. [21].

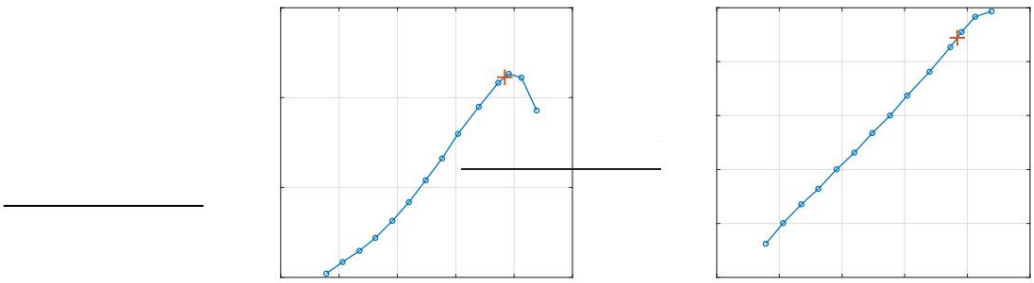


Figure 3. Performances adimensionnelles de la turbine sous écoulement stationnaire. (a) Coefficient de couple. (b) Coefficient de pression.

4. Résultats

Les caractéristiques d'écoulement sont présentées ici en termes de composantes de vitesse non dimensionnées par rapport à la vitesse Utip de la pointe de l'aube. Tous les résultats présents se réfèrent à une seule condition de fonctionnement, comme indiqué dans le tableau 2, avant décrochage et représentative du point d'efficacité maximale de la turbine testée [22].

4.1. Débit d'entrée

Une enquête préliminaire a été menée afin de caractériser l'écoulement à l' entrée de la turbine. Le flux d'entrée a été reconstitué dans un plan situé à une distance axiale de 5,5 mm du rotor. Les composantes de vitesse ont été moyennées en fonction de la masse dans la direction circonférentielle et les distributions de vitesse résultantes ont été rapportées sur la figure 4a. La distribution radiale pondérée en masse de l'intensité de turbulence Tu a également été rapportée sur la figure 4b. Notez que la position radiale, r a été non dimensionnée par rapport à la hauteur de la pale.

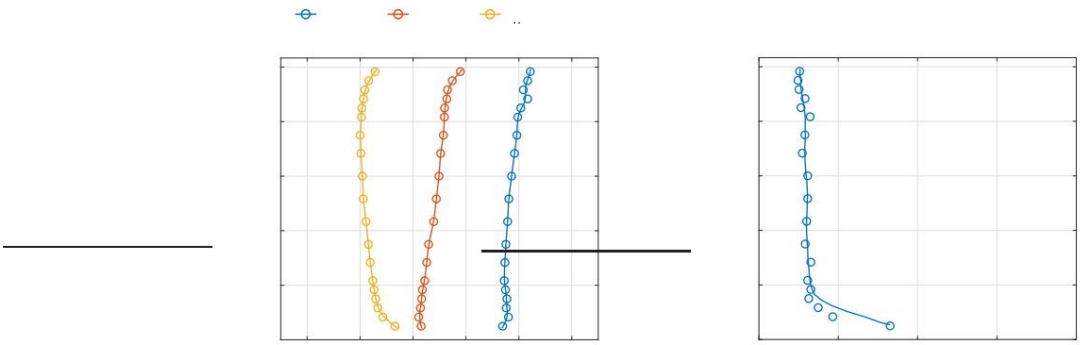


Figure 4. Caractéristiques de débit moyennées en masse en amont du rotor. (a) Composantes de vitesse absolue. (b) Intensité des turbulences.

Machine Translated by Google

Les résultats montrent une vitesse axiale presque constante le long de l'envergure des pales, avec des valeurs légèrement plus élevées à des rayons élevés où le pas des pales est plus grand et le débit massique rencontre une résistance plus faible à travers le rotor. Cet effet se traduit par une vitesse radiale positive plus élevée dans la région de la pointe. La vitesse tangentielle présente de petites valeurs négatives en raison de la présence d'un écoulement tourbillonnant généré par la phase d'afflux précédente, bien décrit par Puddu et al. [12].

Les mesures de l'intensité de turbulence Tu suggèrent qu'une valeur quasi constante de 3 % peut être supposée à l'entrée de la turbine lorsque le flux provient de la chambre, c'est-à-dire pendant la phase d'écoulement. Des valeurs plus élevées ont été détectées près des parois, notamment près du moyeu où le rotor présente la plus grande solidité. Ce résultat peut être utile pour mettre en place correctement des simulations numériques sur des études de cas similaires.

4.2. Structures d'écoulement à la sortie de la turbine

Une visualisation complète du champ d'écoulement relatif en aval du rotor est présentée sur la figure 5, sous la forme de tracés de contour des composantes de vitesse relative. Des cartes de vitesse ont été construites sur la base de distributions de pas avec superposition des contours des pales pour faciliter l'interprétation.

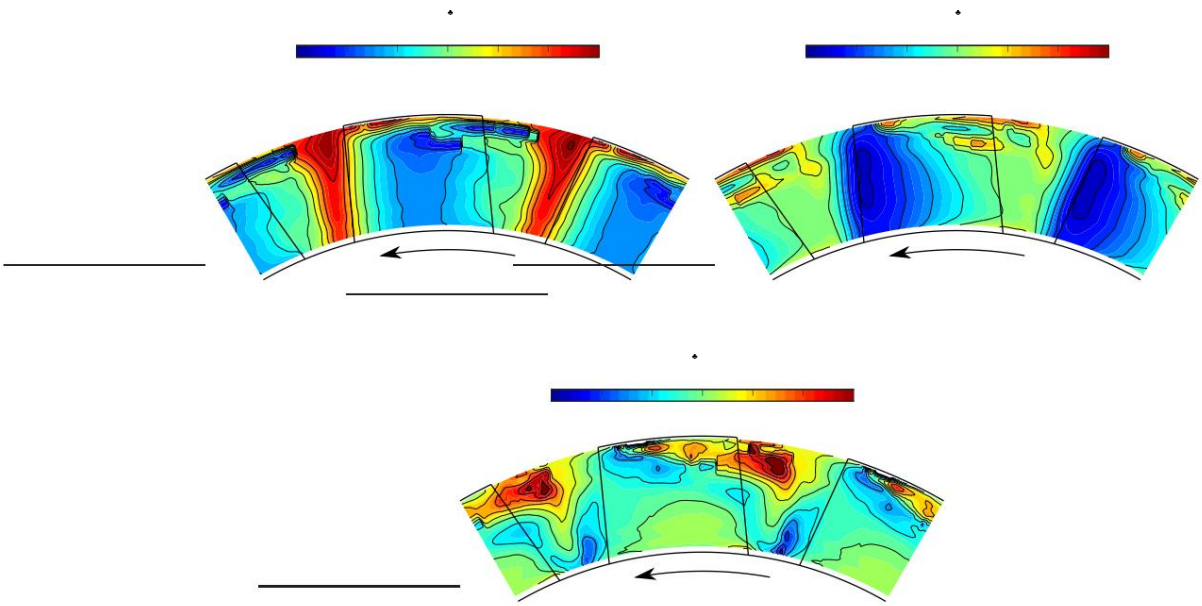


Figure 5. Courbes de contour des composantes de vitesse relative en aval du rotor dans deux passages de pales adjacents. (a) Vitesse axiale. (b) Vitesse tangentielle. (c) Vitesse radiale.

Les cartes donnent une représentation globale du champ d'écoulement dans une aube qui est fortement liée au décalage inhabituel de 90 degrés de l'aube de la turbine Wells. En fait, les cartes de la figure 5 représentent l'écoulement qui se développe côté aspiration des pales et la région de sillage typique en aval du bord de fuite (TE) ne peut être identifiée. De plus, l'interaction entre le sillage détaché d'un TE et l'écoulement sur le bord d'attaque (LE) de la pale adjacente complique l'interprétation de la structure de l'écoulement.

On peut observer comment le flux de fuite interagit avec le flux propre à proximité du bord de fuite de la pale à des rayons plus élevés, entraînant ainsi une distorsion du champ d'écoulement par rapport à toutes les composantes de vitesse. Une autre caractéristique particulière de l'écoulement réside dans les composantes de vitesse axiale proches de zéro dans la région proche du côté aspiration de la pale, qui sont présentes à ce coefficient d'écoulement élevé, même si un décrochage complet n'a pas encore été atteint. En conséquence, l'écoulement est forcé à travers une zone circonférentielle étroite, reconnaissable aux valeurs plus élevées de Wz. La présence d'une structure tourbillonnaire à des rayons plus élevés est plus facilement identifiable en se référant à la composante de vitesse radiale de la figure 5c, qui montre des valeurs négati

Machine Translated by Google

valeurs à proximité du bord d'attaque, probablement dues à l'effet de blocage de la pale. En se dirigeant vers le bord de fuite, le vortex de pointe se forme et se détache de la pale, comme le montrent les valeurs de vitesse radiale positives dans une zone proche de la pointe. A proximité du bord de fuite, le vortex se renforce et affecte une zone plus large, environ 30 % de la hauteur de la pale.

Près du moyeu, le vortex de passage formé du côté pression est forcé de passer dans la zone circonférentielle réduite avec une vitesse axiale plus élevée. Cela peut être déduit des changements rapides de vitesse radiale de valeurs fortement positives à fortement négatives qui peuvent être observées dans cette région. Ce vortex influence également le champ d'écoulement près du côté aspiration de la pale, car les effets du contre-vortex ne sont pas clairement visibles.

Dans une représentation plus quantitative, la figure 6 montre les composantes de vitesse relative, c'est-à-dire dans les directions axiale (Wz), radiale (Wr) et tangentielle (Wθ), à différentes positions circonférentielles, non dimensionnées par rapport au pas de pale t, et pour trois positions radiales différentes. Les emplacements TE et bord d'attaque LE ont également été reportés afin de faciliter la lecture des graphiques, ainsi que le sens de rotation.

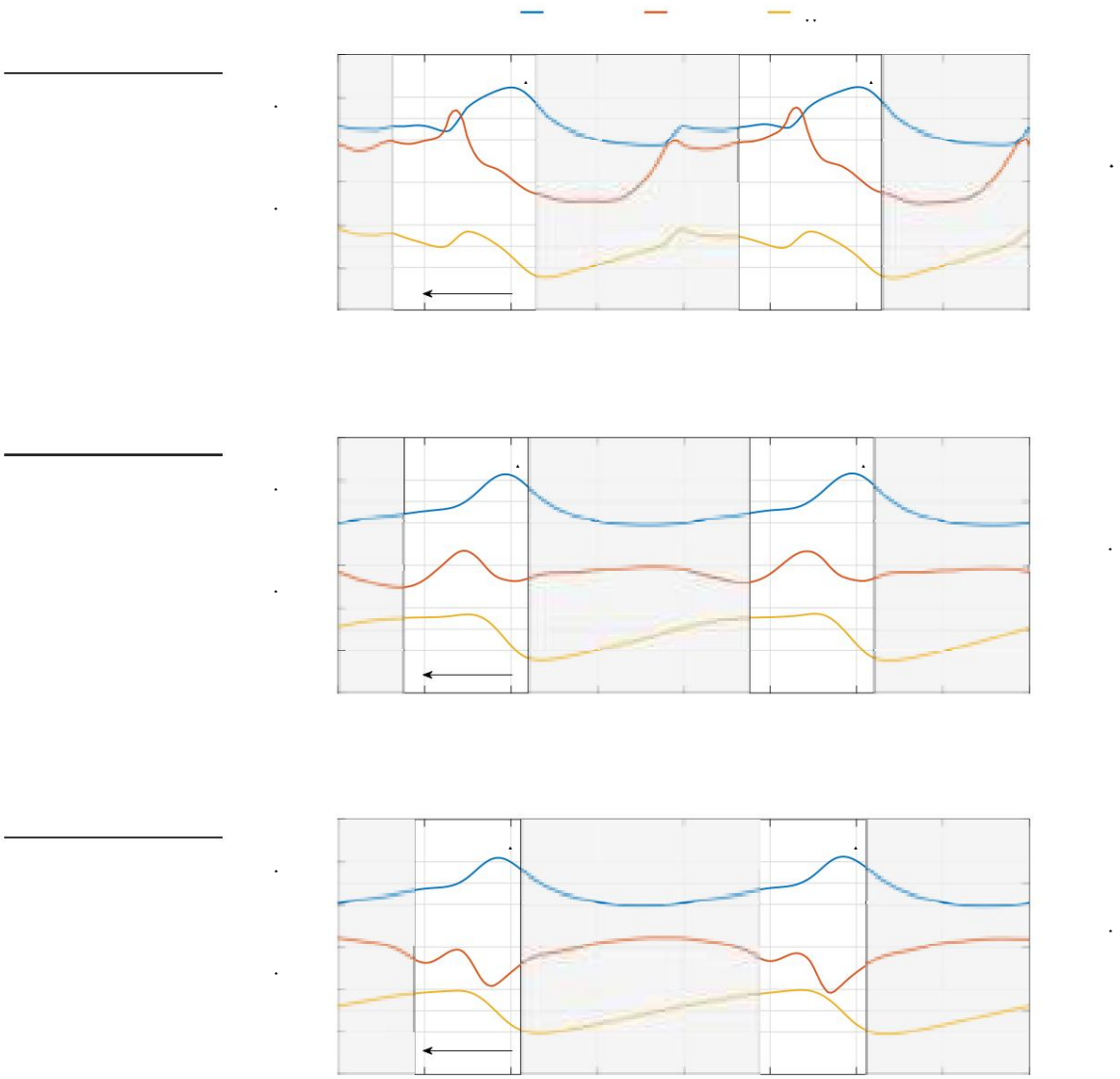


Figure 6. Répartition circonférentielle des composantes de vitesse relative en aval du rotor à (a) 80 % de l'envergure, (b) 50 % de l'envergure et (c) 20 % de l'envergure.

Machine Translated by Google

La vitesse axiale présente des valeurs plus élevées dans la région située entre deux pales adjacentes, avec un pic à proximité du LE, sur toute l'envergure de la pale, comme également souligné sur la figure 6a. Cette tendance, qui n'est pas courante pour les configurations typiques de turbines axiales, est due au décalage de 90 degrés des pales : le flux massique est forcé de traverser l'espace entre deux pales adjacentes, produisant ainsi un jet proche du LE, ce qui dynamise le sillage détaché du TE de la pale précédente. En passant du moyeu à la région de la pointe, c'est-à-dire à partir des figures 6a à c, des valeurs plus élevées de Wz sont détectées dans la région du jet alors que cette dernière a tendance à occuper une plus grande partie de l'espace libre entre deux pales. Cela est dû à la solidité réduite du rotor, qui laisse passer beaucoup plus de débit massique. La majeure partie de la distribution de la vitesse axiale dans le sens du pas est affectée par l'écoulement le long du côté aspiration de la pale où de faibles valeurs, proches de zéro, peuvent être observées. Près de la région de la pointe, des valeurs de vitesse axiale négative sont observées en raison de la présence du vortex de fuite, qui occupe une large partie de l'aube.

La composante de vitesse radiale, Wr , présente des valeurs plus faibles et des gradients limités dans les régions du moyeu et de la travée médiane, avec des valeurs négatives dans la région située entre deux pales, en particulier à faibles rayons, comme le montre la figure 6c. Les gradients et les valeurs absolues de Wr sont plus grands dans la région de la pointe où la présence du flux de fuite affecte fortement le comportement tridimensionnel du champ d'écoulement avec une composante radiale significative.

La composante de vitesse tangentielle, Wθ , est toujours négative, comme prévu, et son module diminue progressivement du bord d'attaque au bord de fuite, avec des gradients plus élevés près du bord d'attaque.

4.3. Distribution radiale du débit tangentiellement

moyenné Une moyenne pondérée en masse des composantes de vitesse relative a été effectuée dans la direction circonférentielle le long d'un pas de pale, afin de calculer leurs distributions radiales moyennes, comme le montre la figure 7.

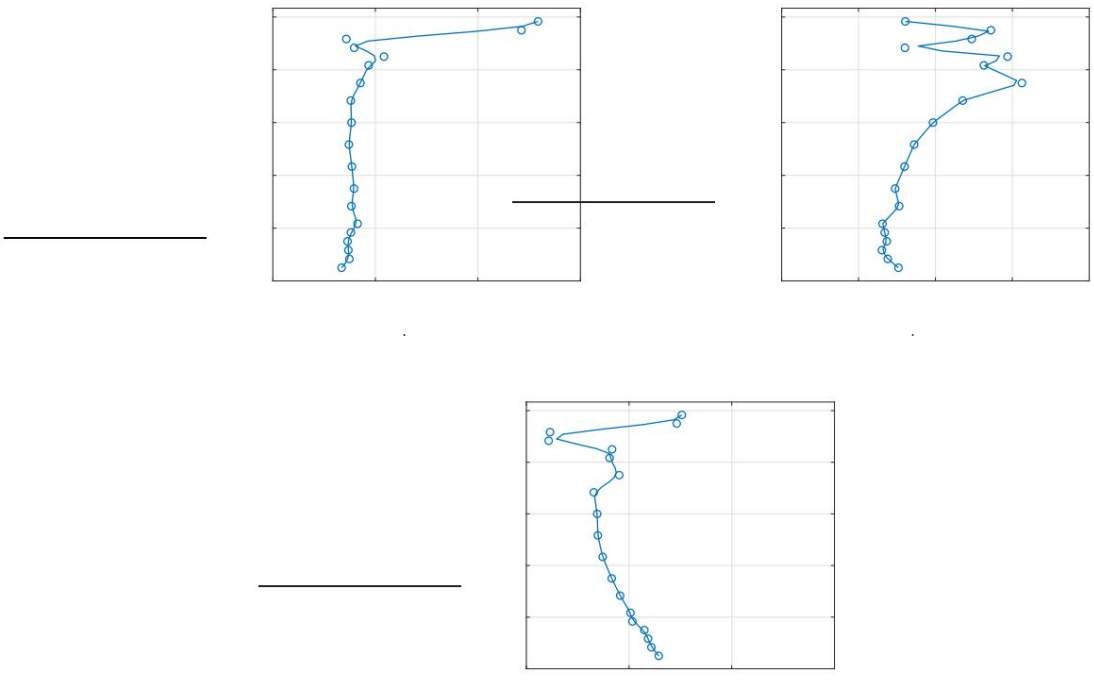


Figure 7. Composantes de vitesse relative à la sortie de la turbine moyennées sur un pas de pale. (a) Composante axiale . (b) Composante radiale. (c) Composante tangentielle.

La distribution radiale de la vitesse axiale relative Wz est caractérisée par une valeur presque constante pour r = 10–75 %. La région de pointe montre des valeurs (positives) plus grandes de Wz en raison

Machine Translated by Google

au débit de fuite qui affecte au moins 20 % de l'envergure de la pale. Des effets de paroi inférieure peuvent être observés près de la région du moyeu. Ces effets peuvent être mieux appréciés à partir de la composante radiale Wr qui est affectée par des gradients plus importants dans la région de la pointe que près du moyeu. Une valeur négative de Wr est observée du moyeu au milieu de la travée, où l'écoulement se déplace des rayons supérieurs vers les rayons inférieurs, en raison des pertes plus élevées dans la région du moyeu. Cette tendance s'inverse dans la partie supérieure de la hauteur de la pale, à proximité de 60% de l'envergure de la pale Cette tendance positive de la composante radiale peut être justifiée compte tenu du flux de fuite à la pointe, qui réduit considérablement la hauteur du canal de pale où peut passer le flux propre, introduisant ainsi un comportement hautement tridimensionnel du champ d'écoulement.

Sur la base des distributions de vitesses moyennes des figures 4 et 7, les vitesses d'entrée et de sortie des triangles peuvent être dessinés comme le montre la figure 8 à trois emplacements dans le sens de l'envergure.

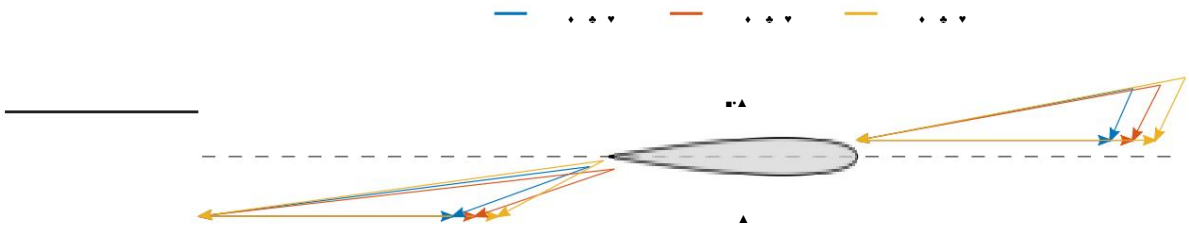


Figure 8. Triangles de vitesse aux sections d'entrée et de sortie du rotor.

Cette représentation permet de mettre en évidence quelques caractéristiques intéressantes : (a) la présence du tourbillon d'entrée, (b) la distribution non uniforme du débit massique et (c) la variation radiale du travail d'Euler (associée à la différence des composantes de vitesse tangentielles entre les entrée et sortie du rotor).

4.4. Performances du

rotor Les performances locales ont été évaluées à partir du champ d'écoulement reconstruit en sortie de turbine, en termes de coefficient de travail adimensionnel Λ qui est évalué comme le rapport entre le travail d'Euler et le carré de la vitesse en pointe de pale :

$$\Lambda = \frac{\text{je}}{\text{Astuce U2}} \quad (1)$$

Le coefficient de travail est reporté sur la figure 9 sous la forme d'une carte de contour dans deux aubes adjacentes.

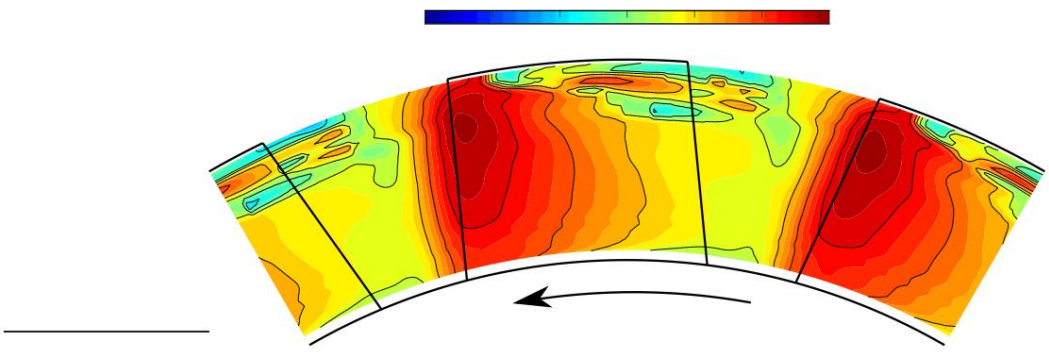


Figure 9. Courbes de contour du coefficient de travail dans deux passages de pales adjacents.

Le tracé de contour démontre que la région avec le travail échangé le plus élevé est située près du bord d'attaque et autour de 40 à 80 % de l'envergure de la pale. Cette valeur a tendance à diminuer jusqu'à des valeurs très faibles, mais toujours positives, en passant du bord d'attaque au bord de fuite. Ensuite, dans les régions caractérisées par la présence du flux de fuite en pointe, c'est-à-dire aux rayons élevés et à proximité du bord de fuite, le coefficient de travail prend des valeurs très faibles, proches de zéro,

Machine Translated by Google

soulignant ainsi la présence de pertes élevées. Le travail de sortie résultant de la turbine est réduit par la présence de cette large zone de pertes ; par conséquent, cette caractérisation locale peut aider à trouver des modifications géométriques du rotor afin d'améliorer son efficacité. Afin de mieux quantifier l'effet du vortex de fuite en pointe sur le travail de sortie, la figure 10 montre le coefficient de travail moyenné sur un pas de pale le long de l'envergure de la pale.

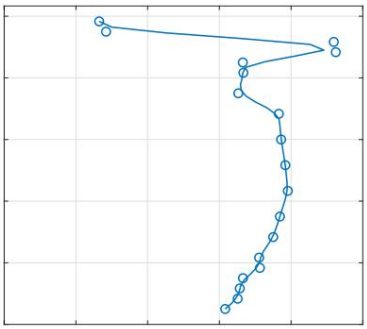


Figure 10. Coefficient de travail moyenné sur un pas de pale.

Cette représentation montre plus clairement que l'effet néfaste du vortex de fuite sur la réduction des performances occupe une partie importante de la hauteur de la pale. Il apparaît également clair que la distribution des coefficients de travail suit la même tendance que la vitesse tangentielle de la figure 7c.

5. Conclusions

Une étude expérimentale détaillée du champ d'écoulement local à l'intérieur d'un rotor Wells est présentée ici. La réponse haute fréquence et le faible caractère intrusif de la sonde HWA ont permis la reconstruction de l'écoulement dans un pas de pale et le long de son envergure comme jamais auparavant pour une turbine Wells. Les principaux résultats de cette enquête peuvent être résumés comme suit :

- Il a été démontré que le débit de fuite à la pointe joue un rôle important dans la modification de la distribution du flux propre en aval du rotor ; son interaction avec l'écoulement côté aspiration produit un vortex dans la région de la pointe qui englobe une partie pertinente du canal de pale, en raison du rapport moyeu/pointe relativement élevé du rotor testé.
- La solidité variable du rotor le long de l'envergure des pales contribue à la distorsion du champ d'écoulement à des rayons plus élevés, car le flux se déplace vers des rayons plus élevés où l'espace entre les pales est plus grand ;
- Les régions affectées par la présence du vortex de fuite entraînent des valeurs négatives du travail échangé, ainsi le travail global de sortie du rotor est sensiblement réduit.

Les présents résultats expérimentaux pourraient aider à définir les modifications de la géométrie du rotor qui peuvent améliorer les performances d'une turbine Wells. De plus, ces résultats peuvent fournir des données très utiles pour la validation des simulations numériques.

Contributions de l'auteur : Conceptualisation, PP ; méthodologie, FL et PP ; logiciels, FL et PP ; analyse formelle, FL et PP ; enquête, FL et PP ; conservation des données, FL et PP ; rédaction – préparation du projet original, FL ; rédaction – révision et édition, FL, TG, FC et PP ; visualisation, FL, TG, FC et PP ; supervision, PP; administration du projet, PP Tous les auteurs ont lu et accepté la version publiée du manuscrit.

Financement : Cette étude a été réalisée dans le cadre du « e.INS - Ecosystem of Innovation for Next Generation Sardinia » financé par le ministère italien de l'Université et de la Recherche dans le cadre du programme Next-Generation EU (Plan national de relance et de résilience – PNRR, M4C2, INVESTMENT 1.5—DD 1056 du 23/06/202, ECS00000038). Ce manuscrit reflète uniquement les points de vue et opinions des auteurs, ni l' Union européenne ni la Commission européenne ne peuvent en être considérées comme responsables.

Déclaration du comité d'examen institutionnel : sans objet.

Machine Translated by Google

Déclaration de consentement éclairé : sans objet.

Déclaration de disponibilité des données : Les données présentées dans cette étude sont disponibles sur demande auprès du auteur correspondant.

Conflits d'intérêts : Les auteurs ne déclarent aucun conflit d'intérêts.

Nomenclature

Acronymes
Anémomètre à fil chaud HWA

Colonne d'eau oscillante OWC

Convertisseur d'énergie houlomotrice WEC

Propriétés dimensionnelles

C	vitesse d'écoulement absolue
c	corde de lame
D	diamètre du rotor
fl	fréquence de rotation de la turbine
	= U(Cθ,1 − Cθ,2) Travail d'Euler

Ω vitesse angulaire

s	position circonférentielle
t	pas de pale

Période à deux pistons

U vitesse du rotor périphérique

Vitesse du piston Vp

W vitesse d'écoulement relative

XP	position du piston
z	nombre de lames

Propriétés non dimensionnelles

Λ coefficient de travail

v	rapport moyeu/pointe
φ	coefficient de débit
p w *	coefficient de chute de pression
Concernant	Le numéro de Reynolds
r	= (r − rhub)/(rtip − rhub) rayon de turbine non dimensionnel
T *	coefficient de couple
Ma	intensité des turbulences

Indices et exposants

1	entrée de la turbine
2	sortie de turbine
moyeu	moyeu de turbine
LE	bord d'attaque
r	direction radiale
réf	valeur de référence
TE	bord de fuite
	direction tangentielle
pointe θ	pointe de turbine
z	direction axiale

Références

1. Pelc, R. ; Fujita, R. Énergie renouvelable de l'océan. Politique de mars 2002, 26, 471-479. [Référence croisée]
2. Aderinto, T. ; Li, H. Convertisseurs d'énergie des vagues océaniques : état et défis. Énergies 2018, 11, 1250. [CrossRef]
3. Falcão, AFO Utilisation de l'énergie des vagues : une revue des technologies. Renouveler. Soutenir. Énergie Rev.2010 , 14, 899-918. [Référence croisée]
4. Wells, transducteur rotatif à fluide AA. Brevet BR 1595700, 13 novembre 1976.
5. Raghunathan, S. ; Tan, CP ; Ombaka, OO Performance de la turbine à air auto-rectifiante Wells. Aéronaute. J. 1985, 89, 369-379. [Référence croisée]
6. Curran, R. ; Gato, LMC Les performances de conversion d'énergie de plusieurs types de conceptions de turbines Wells. Proc. Inst. Mécanique. Ing. Partie A J. Power Energy 1997, 211, 133-145. [Référence croisée]
7. Paderi, M. ; Puddu, P. Enquête expérimentale dans une turbine Wells sous écoulement bidirectionnel. Renouveler. Énergie 2013, 57, 570-576. [Référence croisée]

Machine Translated by Google

8. Torresi, M. ; Stefanizzi, M. ; Gurnari, L. ; Filianoti, P. ; Camporeale, S. Caractérisation expérimentale du comportement de performance instable d'une turbine de puits fonctionnant à des coefficients de débit élevés. Dans Actes du 75e Congrès national italien ATI, Rome, Italie, 15-16 septembre 2020 ; Tome 197, p. 08009. [Réf. croisée]

9. Licheri, F. ; Ghisu, T. ; Cambuli, F. ; Puddu, P. Enquête détaillée du champ d'écoulement local dans une turbine Wells couplée à un simulateur OWC. Renouveler. Énergie 2022, 197, 583-593. [Référence croisée]

10. Alves, JS ; Chat, LMC ; Falcão, AFO; Henriques, JCC Étude expérimentale sur l'amélioration des performances des aubes directrices à plan médian dans une turbine Wells à rotor biplan pour la conversion de l'énergie des vagues. Renouveler. Soutenir. Energy Rev.2021 , 150, 111497. [CrossRef]

11. Licheri, F. ; Ghisu, T. ; Cambuli, F. ; Puddu, P. Analyse expérimentale de l'écoulement tridimensionnel dans un rotor de turbine de puits. Dans Actes de la 15e Conférence européenne sur les turbomachines, article n. ETC2023-148, Budapest, Hongrie, 24-28 avril 2023.
Disponible en ligne : https://www.euroturbo.eu/publications/conference-proceedings-repository/ (consulté le 21 mai 2023).

12. Puddu, P. ; Paderi, M. ; Manca, C. Caractérisation aérodynamique d'une turbine Wells sous flux d'air bidirectionnel. Dans Actes du 68e Congrès national italien ATI, Bologne, Italie, 11-13 septembre 2013 ; Volume 45, pages 278 à 287. [Référence croisée]

13. Fujita, H. ; Kovasznay, Mesure LSG de la contrainte de Reynolds par un anémomètre à fil chaud à rotation unique. Rév. Sci. Instruments 1968, 39, 1351-1355. [Référence croisée]

14. He, X. Mesure avec une sonde à capteur incliné rotative ; Informations Dantec ; Tonsbakken 16-18 DK-2740 Skovlunde Danemark ; DANTEC Elektronik : Copenhague, Danemark, 1988 ; p. 9-12.

15. Puddu, P. Caractéristiques du débit de fuite de la pointe en aval d'un ventilateur à flux axial. Dans Actes du congrès et exposition international ASME 1996 sur les turbines à gaz et les moteurs d'aviation, Birmingham, Royaume-Uni, 10-13 juin 1996 ; Tome 1. Turbomachines. [Référence croisée]

16. Jørgensen, FE Sensibilité directionnelle des sondes à fil et à film de fibre ; Technologie. Rep. DISA Information, N. 11 ; DISA Elektronik A/S, DK-2740 Skovlunde Danemark ; DANTEC Elektronik : Copenhague, Danemark, 1971 ; p. 11–31.

17. Lòpez Penã, F. ; Arts, T. L'anémomètre rotatif à fil chaud incliné en utilisation pratique. Dans Actes de la 2e Internationale Conférence sur la mécanique des fluides expérimentale (ICEFM '94), Turin, Italie, 4-8 juillet 1994 ; pp. 388-399.

18. Roi, LV ; Barnes, HT XII. Sur la convection de chaleur de petits cylindres dans un courant de fluide : Détermination des constantes de convection de petits fils de platine avec applications à l'anémométrie à fil chaud. Philos. Trans. R. Soc. Londres. Ser. Un Contenir. Bouillie. Mathématiques. Phys. Caractère 1914, 214, 373-432. [Référence croisée]

19. Erriu, N. ; Mandas, N. ; Puddu, P. Alcune considère la valorisation de l'incertitude dans la mise en œuvre avec un anémomètre à fil caldo. Dans Actes de la VIIe Conférence MIS-MAC, Quartu S. Elena, Italie, 21 avril 2001.

20. Nurzia, F. ; Puddu, P. Enquête expérimentale sur les flux secondaires dans un ventilateur à faible rapport moyeu-pointe. Dans les actes du congrès et exposition international ASME 1994 sur les turbines à gaz et les moteurs d'aviation, La Haye, Pays-Bas, 13-16 juin 1994 ; Tome 1. Turbomachines. [Référence croisée]

21. Licheri, F. ; Puddu, P. ; Cambuli, F. ; Ghisu, T. Enquête expérimentale sur une turbine à puits à vitesse contrôlée pour la conversion de l'énergie des vagues. Dans les actes de la 41e conférence internationale ASME 2022 sur l'ingénierie océanique, offshore et arctique, Hambourg, Allemagne, 5-10 juin 2022 ; Volume 8. Énergie renouvelable océanique. [Référence croisée]

22. Licheri, F. ; Cambuli, F. ; Puddu, P. ; Ghisu, T. Une comparaison de différentes approches pour estimer l'efficacité des turbines Wells. J. Fluides Ing. 2021, 143, 051205. [Réf. croisée]

Avis de non-responsabilité/Note de l'éditeur : Les déclarations, opinions et données contenues dans toutes les publications sont uniquement celles du ou des auteurs et contributeurs individuels et non de MDPI et/ou du ou des éditeurs. MDPI et/ou le(s) éditeur(s) déclinent toute responsabilité pour tout préjudice corporel ou matériel résultant des idées, méthodes, instructions ou produits mentionnés dans le contenu.

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Article

Aérodynamique et performances d'étanchéité de l'aval Joint de jante de moyeu dans un étage de turbine haute pression

Filippo Merli [1], Nicolas Krajnc [1], Asim Hafizovic [1], Marios Patinios [2] et Emil Göttlich 1,*

[1] Institut des turbomachines thermiques et de la dynamique des machines, Université technologique de Graz, Inffeldgasse 25A, 8010 Graz,
[2] Autriche GE Aviation, Freisinger Landstrasse 50, 85748 Garching bei München,
Allemagne * Correspondance : emil.goettlich@tugraz.at

Résumé : Le but de cet article est de caractériser le comportement aérodynamique d'un joint de jante de cavité de moyeu en aval du rotor dans un étage de turbine haute pression (HPT). Les données expérimentales sont acquises dans l'installation de turbine d'essai Transonic de l'université de technologie de Graz : la configuration de test comprend deux étages de turbine représentatifs du moteur (le dernier étage HPT et le premier étage LPT), avec le conduit de turbine intermédiaire entre les deux. Toutes les cavités du stator-rotor sont alimentées en flux de purge par un système d'air secondaire, qui simule l'air de purge des étages de compresseur du moteur réel. La cavité du moyeu aval HPT est équipée de robinets muraux et de tubes de Pitot à différents emplacements radiaux et circonférentiels, ce qui permet d'effectuer des mesures de pression constante et de concentration de gaz d'amorçage pour différents débits massiques de purge et positions d'horloge des aubes HPT. De plus, des transducteurs de pression miniaturisés sont adoptés pour évaluer la répartition instable de la pression, et une visualisation du débit d'huile est effectuée pour récupérer des informations supplémentaires sur les structures de l'espace des roues. L' asymétrie de pression dans l'espace annulaire dépend de la synchronisation des aubes HPT, mais cela s'avère avoir un impact négligeable sur le débit massique de purge minimum requis pour sceller la cavité. Cependant, le profil de pression du moyeu détermine la répartition de la sortie de la cavité dans le canal de la turbine. Le champ de pression instationnaire est dominé par les oscillations synchrones des pales. Aucune composante non synchrone d' intensité comparable n'est détectée.

Mots-clés : cavité; espace pour les roues ; purge; joint de jante; turbine; aérodynamique; efficacité de la concentration; visualisation du débit d'huile

check for updates

Référence : Merli, F. ; Krajnc, N. ; Hafizovic, A. ; Patinios, M. ; Gottlich, E. Aérodynamique et performances d'étanchéité du moyeu en aval Joint de jante dans un étage de turbine haute pression. Int. J. Turbomach. Propulse. Pouvoir 2023, 8, 20. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030020

Rédacteurs académiques : Tony Arts et Rodolfo Bontempo

Reçu : 9 mai 2023
Révisé : 11 juin 2023
Accepté : 23 juin 2023
Publié : 10 juillet 2023

Copyright : © 2023 par les auteurs. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.
Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Introduction

Dans le cadre d'un effort continu visant à atteindre des rendements thermiques plus élevés, les turboréacteurs à double flux modernes ont subi une augmentation significative des températures d'entrée des turbines au cours des dernières décennies. Cette tendance renforce l'importance des flux de refroidissement dans les turbines haute pression (HPT) et basse pression (LPT). Dans les turboréacteurs à double flux de pointe, un système d'air secondaire interne redirige le fluide du flux principal des différents étages du compresseur vers les cavités du stator et du rotor de la turbine. Une fraction de l'air secondaire, souvent appelée flux d'étanchéité ou de purge, est utilisée pour empêcher l'ingestion de gaz principal chaud à travers les joints de jante, normalement placés entre les disques du rotor et les plates-formes du stator. Il aide à maintenir les températures internes du métal dans une limite qui protège l'intégrité et la durée de vie des composants. On sait que l'interaction entre l'étanchéité et le débit principal produit une baisse de l'efficacité de la turbine.

Par conséquent, il est intéressant pour les concepteurs de moteurs d'utiliser le débit massique minimum de purge pour obturer les cavités. Dans le même temps, il est crucial d'étudier le comportement aérothermique à l'intérieur des cavités du stator-rotor, pour comprendre le mécanisme d'entrée et de sortie et réduire davantage la perte d'efficacité. Cette étude vise à répondre aux besoins des concepteurs mentionnés en :

• évaluer les performances d'étanchéité du joint de jante dans la cavité du moyeu aval du rotor (DHC) d'un étage de turbine haute
pression ; • caractériser l'aérodynamique à l'intérieur d'une même cavité HPT.

Machine Translated by Google

L'étage HPT est intégré dans une turbine à deux étages représentative du moteur, comprenant un conduit de turbine intermédiaire avec des jambes de force tournantes, pour garantir des conditions réalistes, notamment en termes de nombre de Mach annulaire. Des robinets muraux sont répartis à l'intérieur du DHC et sur la plateforme du moyeu du stator correspondante pour récupérer les données de pression et d'efficacité de concentration. De plus, des capteurs de pression instable et une visualisation du débit d'huile sont utilisés pour obtenir une vision plus approfondie du champ d'écoulement de la cavité. Plusieurs débits de purge sont analysés, ainsi que plusieurs paramètres de synchronisation des aubes et des supports HPT. Dans la mesure des connaissances des auteurs, la combinaison des techniques de mesure décrites avec le large éventail de conditions de fonctionnement appliquées au sein d'un véhicule d'essai aussi pertinent est un cas unique dans la littérature ouverte sur les turbomachines et devrait fournir des informations originales aux constructeurs de moteurs.

2. Brève revue de la littérature

Selon Owen [1], l'entrée d'air principal dans l'espace de roue peut être de trois types :

- Induit de l'extérieur, lorsqu'il est causé par des asymétries d'écoulement (externes) dans l'espace annulaire, par exemple, celles provoquées par la présence d'une rangée d'aubes dans un étage de turbine ;
- induit par rotation, lorsque le fluide en rotation dans la cavité génère un gradient de pression , tel qu'un écoulement radial se produit près du rotor (pompage à disque) et une entrée se produit près de la paroi du stator ;
- L'entrée combinée, lorsqu'elle est induite de l'extérieur et par rotation, est du même type. ordre de grandeur.

L'entrée à entraînement externe est généralement le type dominant dans les turbines conventionnelles, en particulier avec les joints à simple jante (les joints à double jante peuvent présenter une entrée induite par rotation pour l'intérieur).

Compte tenu de l'effet néfaste du débit d'étanchéité sur l'efficacité de la turbine (Regina et al. [2] ont estimé une baisse de 0,8 % pour chaque pourcentage de taux d'injection), de nombreux chercheurs se sont concentrés sur la prédiction du débit d'étanchéité minimum nécessaire pour empêcher toute pénétration induite de l'extérieur. . Phadke et Owen [3] ont constaté que, pour un écoulement externe non axisymétrique, le débit d'étanchéité adimensionnel minimum, $C_{0,min} = \dot{m}_{0,min}/\mu b$, est indépendant du nombre de Reynolds rotationnel, Re_Ω, et augmente avec le nombre de Reynolds rotationnel, Re_Ω. Nombre de Reynolds en vrac de l'anneau, Re_W.

Ils ont également obtenu une corrélation entre $C_{0,min}$, Re_W et l' asymétrie de pression adimensionnelle maximale $\Delta C_{P,max}$:

$$C_{0,min} = 2\pi K G_c Re_W (0{,}5\Delta C_{P,max})\ 0{,}5, \quad (1)$$

où le paramètre K = 0,6 produit un bon ajustement pour différentes géométries de joint dans un boîtier sans ailettes et sans pales. Bohn et Wolff [4] ont adopté la même corrélation dans une configuration de turbine avec des aubes et des pales. Ils ont constaté une dépendance plus élevée de K aux configurations de joints testées. Hamabe et Ishiba [5] ont fourni l'un des premiers exemples de modélisation d'entrée et de sortie par des orifices séparés, où les coefficients de débit associés ont été déterminés empiriquement. De nombreux groupes de recherche ont ensuite développé et ajusté des modèles d'orifices pour évaluer les performances du joint ([1,6] entre autres).

Plus récemment, Scobie et al. [7] ont étudié l'interaction entre le flux de sortie et le flux principal dans la cavité du moyeu aval d'un étage de turbine. Ils ont mesuré une répartition asymétrique des sorties dans l'espace annulaire au bord du jeu du joint, entraînée par le profil de pression de l'espace annulaire. Scobie et coll. [8] ont quantifié la réingestion de la purge de la cavité du moyeu amont dans celle aval, à l'aide de mesures de concentration de gaz d'amorçage. Ils ont conclu que l'injection en amont se mélange partiellement au flux d'air de l'espace annulaire à proximité du joint en aval, réduisant ainsi les effets néfastes de la pénétration. Quoi qu'il en soit, de nombreux travaux expérimentaux sur le sujet sont réalisés dans des installations fonctionnant à faible vitesse, avec un nombre de Mach annulaire allant approximativement de M = 0,2 à 0,4 en amont de la pale du rotor [9, 10] et M < 0,2 en aval [7 ,11].

En termes de champ d'écoulement instable de la cavité, de nombreuses études expérimentales et numériques [12–15] ont identifié des structures rotatives instables de joint de jante dont la fréquence n'est pas liée au passage de la pale ou à la fréquence du disque. Malgré la nature exacte de ces structures,

Machine Translated by Google

étant débattus, ils sont souvent attribués à des instabilités de Kelvin – Helmholtz [16] ou à des ondes d'inertie [17] au niveau de la région du joint de jante. Dans son article de synthèse, Chew [18] a observé que les joints axiaux simples à jeu élevé présentent normalement des fréquences non synchrones plus basses, tandis que l' inverse est vrai pour les joints plus complexes et plus étanches. Cependant, toute la littérature disponible ne correspond pas à cette tendance.

3. Configuration

expérimentale 3.1. Installation

et véhicule d'essai La campagne de mesure est réalisée dans son intégralité dans l' installation de turbines d'essai transsonique (TTTF) de l'université technologique de Graz (Institut des turbomachines thermiques et de la dynamique des machines, ITTM). Le TTTF est un banc d'essai continu à double bobine, en circuit ouvert, historiquement consacré à l'étude aérothermique des châssis de turbines intermédiaires [19-21]. Le flux principal est fourni à la turbine par une station de compression de 3 MW , tandis qu'une soufflante aspirante de 560 kW , placée en aval de la section d'essai, permet de diminuer et de stabiliser la contre-pression face aux variations des conditions ambiantes. Dans la configuration à deux étages , la vitesse de l'arbre haute pression du TTTF est contrôlée par un compresseur de frein radial, dont le débit est mélangé au débit de la station de compression dans une chambre de décantation, puis envoyé à la section d'essai. La pression maximale et le débit massique qui en résultent à l'entrée de la turbine sont respectivement de 4 bars et 22 kg/s . De l'autre côté, la vitesse de la turbine basse pression est régulée par un frein à eau de 700 kW.

Un système d'air secondaire, alimenté par un compresseur électrique de 1,1 kW , fournit jusqu'à 2,5 kg/s d'air de purge à six conduites différentes, avec un contrôle indépendant du débit massique et de la température . Chaque ligne de purge est reliée via des vannes de régulation indépendantes à deux réservoirs sous pression contenant respectivement du CO2 et du N2O. Ils sont utilisés pour amorcer les flux de cavité et effectuer des mesures de concentration, comme décrit dans la section Techniques de mesure. De plus amples détails sur le TTTF sont disponibles dans Hubinka et al. [22] et Steiner et al. [23].

La section d'essai, dans laquelle les mesures sont prises, est schématisée sur la figure 1. Elle se compose d'une turbine à deux étages entièrement purgée, aérodynamiquement représentative du dernier étage de la turbine haute pression (HPT), du conduit intermédiaire de la turbine et du premier étage de turbine basse pression (LPT) dans un turboréacteur à double flux de pointe. En particulier, le nombre d'aubes et de pales de l'étage HPT est indiqué respectivement par V et B1 , tandis que B2 est le nombre de pales de l'étage LPT. Le conduit intermédiaire de la turbine est peuplé de carénages à jambes de force en S , qui intègrent la fonction de rotation de la rangée d'aubes de l'étage LPT. Une telle configuration est communément connue sous le nom de cadre à aubes de turbine (TVF) ou cadre tournant à mi-turbine. Les entretoises TVF sont intercalées avec des séparateurs (SP), deux pour chaque passage d'entretoise, afin de réduire la charge des entretoises sans introduire de blocage excessif à l'entrée du conduit. L'étage HPT comporte quatre cavités stator-rotor : les cavités de moyeu amont et aval (UHC et DHC sur la figure) sont des joints de jante à jeu radial, tandis que les cavités de carénage amont et aval (USC et DSC) sont des fentes axiales continues à 360◦ . Tous peuvent être alimentés par des flux de purge indépendants, ainsi que par les cavités du moyeu LPT. Pour les besoins de cette étude, l'attention se porte sur le champ d'écoulement du DHC, mis en évidence par le rectangle rouge su

3.2. Géométrie et instrumentation des cavités

La géométrie détaillée du DHC est illustrée sur la figure 2a, qui comprend également la disposition radiale-axiale de l'instrumentation de la cavité. Le tableau sur le côté droit de la figure contient une liste de paramètres géométriques rendus adimensionnels à l'aide du rayon intérieur de la lèvre du rotor, b. Un joint axial interne, avec Gc,in > Gc,z, homogénéise le liquide de refroidissement avant de pénétrer dans la partie externe de la cavité. Enfin, la figure 2b rapporte l'occurrence circonférentielle de l'instrumentation présentée ci-dessous.

Machine Translated by Google

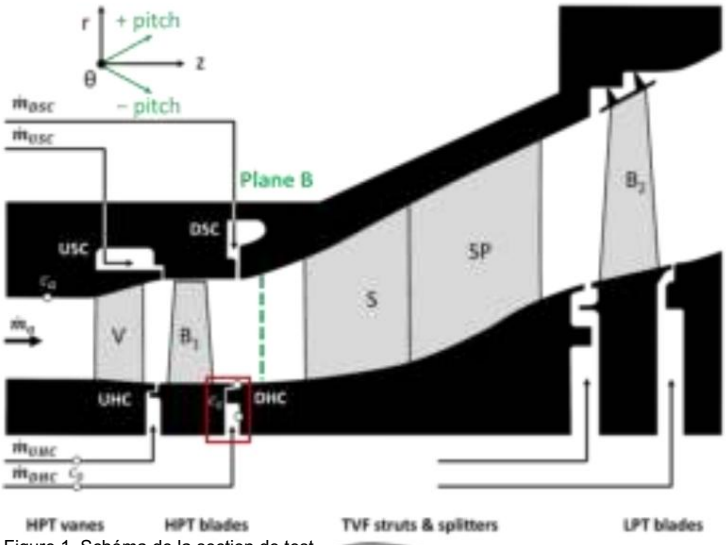


Figure 1. Schéma de la section de test.

3.2. Géométrie et instrumentation des cavités

La géométrie détaillée du DHC est illustrée sur la figure 2a, qui comprend également la disposition radiale-axiale de l'instrumentation de la cavité. Le tableau sur le côté droit de la figure contient une liste de paramètres géométriques rendus adimensionnels à l'aide du rayon intérieur de la lèvre du rotor, . Un joint axial interne, avec , homogénéise le liquide de refroidissement avant de pénétrer dans la partie externe de la cavité. Enfin, la figure 2b rapporte l'occurrence circonférentielle de l'instrumentation présentée ci-dessous.

Figure 1. Schéma de la section de test.

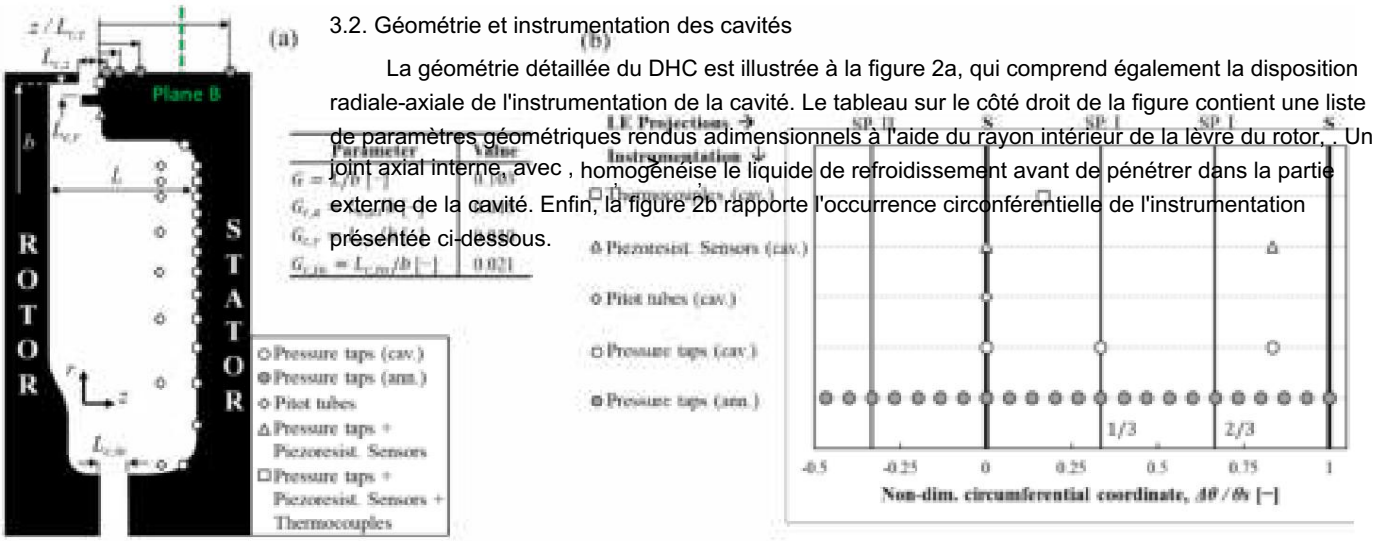


Figure 2. Disposition des instruments de la cavité du moyeu aval du HPT : (a) distribution radiale (à gauche), avec un liste des paramètres géométriques pertinents (en haut à droite) ; (b) distribution circonférentielle.

Disposition des instruments de la cavité du moyeu aval du HPT : (a) distribution radiale (à gauche), avec un liste des paramètres géométriques pertinents (en haut à droite) ; (b) distribution circonférentielle.

3.2.1. Mesures de pression moyennes dans le temps

Les valeurs de pression statique à l'intérieur du DHC sont obtenues à l'aide de robinets muraux situés sur le Plateforme statorique TVF. Trois rangées radiales de prises, positionnées circonférentiellement en correspondance avec le bord d'attaque de la jambe de force (LE), le séparateur I LE et le passage intermédiaire de la jambe de force du séparateur II , sont disponibles. En termes de coordonnées circonférentielles non dimensionnelles, elles sont à ΔθS/θS = (θ − θLE,S)/θS = 0, 1/3, 5/6 respectivement, où θS = 2π/S est le pas de la jambe de force a et θLE,S étant la position de la jambe de force LE. Chaque réseau de prises est constitué de 16 éléments (blanc cercles), distribué entre x = 0,74 et x = 1, où x = r/b est le nombre non dimensionnel coordonnée radiale. À ΔθS/θS = 0, un réseau radial de tubes de Pitot est placé en correspondance.

Machine Translated by Google

ence avec certaines des prises de pression murales, en échantillonnant le flux à 10 mm de la paroi du stator, comme indiqué par les losanges blancs sur la figure 2a. Sur la plate-forme du moyeu TVF, quatre réseaux circonférentiels, avec chacun 23 prises de pression murales (cercles gris), couvrent 1,5 · θS, aux coordonnées axiales non dimensionnelles z/Lc,z = 0,28, 0,71, 2,12, 6,36. Les pressions moyennes dans le temps sont acquises avec les scanners de pression NetScanner 9116 (FS 30 psi, incertitude ± 0,05 % FS). Pour chaque point de fonctionnement et emplacement de mesure, 30 valeurs sont échantillonnées à 5 Hz puis moyennées pour obtenir les lectures de pression souhaitées.

3.2.2. Mesures de concentrations

Des mesures de concentration sont effectuées pour calculer l'efficacité de la concentration ε . Après avoir amorcé le flux de purge DHC, les prises de pression murales (cercles blancs et gris sur la figure 2a) peuvent être connectées à un analyseur de gaz pour récupérer les valeurs de concentration. Dans cette campagne expérimentale, un analyseur de gaz Siemens Ultramat 6E est utilisé. Sa configuration à double canal permet la mesure simultanée de la concentration de deux gaz d'ensemencement (CO2 et N2O) à partir du même échantillon d'air. Les canaux sont calibrés en utilisant du N2 comme gaz zéro et l'analyseur est conservé dans une armoire climatisée pour éliminer l'effet des variations de température ambiante. La concentration en chaque point de mesure est la moyenne de 5 valeurs, acquises à 1 Hz. L'incertitude propagée sur l'efficacité peut être supposée : à peu près égale à 0,003 pour ε < 0,1, variant linéairement de 0,003 à 0,013 pour 0,1 ≤ ε ≤ 1. Plus de détails sur la technique de mesure sont fournis par Patinios et al. [24].

3.2.3. Mesures de pression résolues dans le temps

Le champ de pression instable dans le DHC est évalué via deux ensembles radiaux de transducteurs piézorésistifs miniaturisés Kulite XCQ-062-25D (FS 25 psi). Un ensemble est placé devant le mât LE (∆θS/θS = 0), tandis que l'autre est à ∆θS/θS = 1/3, devant le bord d'attaque du splitter I. Chaque réseau comprend trois capteurs, à x = 0,92, 0,98, 1, représentés par les triangles blancs sur la figure 2a. Les signaux instables sont amplifiés avec un Endevco modèle 136 puis acquis avec un périphérique d'E/S NI PCI-6123, avec les codeurs à arbre. La fréquence et la durée d'échantillonnage sont de 500 kHz et 2 s. Enfin, l'incertitude étendue associée aux mesures de pression résolues dans le temps est estimée à ± 0,2 % FS.

3.2.4. Visualisation du débit d'huile

Pour illustrer l'écoulement superficiel sur les parois de la cavité et sur la plateforme du moyeu TVF, une visualisation de l'écoulement d'huile est réalisée après les tests aérodynamiques et de concentration. Une fois les conditions de fonctionnement souhaitées définies, un mélange visqueux d'huile moteur et de dioxyde de titane (TiO2) est simultanément injecté dans le DHC à travers 10 des robinets muraux représentés sur la figure 2a. Le mélange doit être suffisamment liquide pour être transporté par l'écoulement superficiel à travers la paroi du stator, délimitant ainsi les trajectoires des contraintes de cisaillement. Dans le même temps, le mélange doit être suffisamment visqueux pour ne pas être immédiatement emporté par le flux dès son entrée dans la section d'essai. Après environ 20 minutes, lorsque l'huile a séché et que le pigment est fixé, l'installation est arrêtée, démontée et documentée avec des photo

3.3. Conditions de

fonctionnement Une large gamme de conditions de fonctionnement est considérée pour caractériser pleinement le comportement nominal et hors conception du DHC. Plus précisément, le coefficient d'écoulement annulaire et le nombre de Reynolds de rotation

$$FC = \frac{ReW}{Ré\Omega} = \frac{W}{\mu} \text{ et } Re\Omega = \Omega b \quad \frac{\rho \Omega b^{2}}{} \tag{2}$$

sont maintenus constants, tandis que 15 débits d'étanchéité différents sont étudiés, s'étendant de PFR = 0 à PFR = 2, où

$$PFR = \frac{\dot{m}0}{\dot{m}0,nominal} \tag{3}$$

Machine Translated by Google

et l'indice 0 fait référence au débit massique de purge injecté dans la cavité considérée.
Le débit massique à l'entrée de l'espace annulaire est mesuré avec deux débitmètres Venturi (incertitude ± 2 %).
quantifier les flux de la station de compression principale et du compresseur de frein HPT vers la turbine
admission. Les débits d'injection dans la cavité sont déterminés avec les débitmètres V-Cone de McCrometer
(±0,5 %), un pour chaque conduite d'alimentation de purge. En termes de paramètres d'étanchéité adimensionnels
et les paramètres d'écoulement turbulent,

$$\Phi 0 = \frac{C0}{2\pi GcRe\Omega} = \frac{.\, m0/(\mu b)}{2\pi GcRe\Omega} \text{ et } \lambda T = C0Re{-}0{,}8 \quad (4)$$

l' intervalle PFR précité correspond à Φ0 = 0 à 0,135 et λT = 0 à 0,249.

Le tableau 1 résume les conditions d'exploitation de cinq des systèmes d'exploitation considérés.
points (PFR = 0, 0,5, 1, 1,5, 2). Les valeurs nominales (PFR = 1) Φ0 et λT sont conformes à
la prédiction C0,min à partir de la relation simple

$$C0,min = 0,61Gc,rRe\Omega, \quad (5)$$

initialement développé par Bayley et Owen [25] pour les joints de jante à jeu axial et sans anneau
couler. D'après Daily et Nece [26], le rapport d'écart G et le rapport de Reynolds rotationnel testés
Le nombre ReΩ garantit un écoulement turbulent dans l'espace des roues, avec des couches limites séparées.
Le rapport de température cavité/anneau est compris entre 0,9 et 1,1, selon la température.
PFR. De plus, il est à noter que, même si les paramètres DHC varient, Φ0 et λT sont
maintenu au point nominal pour les autres cavités HPT et LPT purgées tout au long
tous les cas de tests considérés. La température totale d'entrée, la pression totale d'entrée à sortie
rapport, et les vitesses de rotation des deux rotors sont également maintenues constantes pour tous les tests,
avec une incertitude de ±0,3 ◦C, ±0,5 % et ±0,1 %, respectivement. En termes de flux principal
quantités, le nombre de Mach de l'anneau est d'environ M ≈ 0,5, bien supérieur au
valeurs rapportées dans [7,11].

Tableau 1. Conditions de fonctionnement du flux étudiées.

Cas	PFR = 0	PFR = 0,5	PFR = 1	PFR = 1,5	PFR = 2
FC [−]			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

En plus de la variante PFR, quatre positions différentes de synchronisation des aubes HPT sont
étudiées . Les aubes HPT sont en effet montées sur un boîtier rotatif, ce qui permet aux opérateurs de
modifier le déplacement relatif entretoise et aube et étudier son effet sur le champ d'écoulement de la cavité. Les
cas de synchronisation analysés, schématisés dans la figure 3, sont ΔθV/θV = (θ − θdes,V)/θV = 0, 0,2, 0,45, 0,7,
où θV = 2π/V est le pas des aubes HPT et θdes,V est la position de référence de conception. Au
enquêtes de synchronisation des jambes de force sont effectuées en comparant les résultats de différents
réseaux radiaux dans le DHC (avec position d'horloge fixe des aubes PFR et HPT).

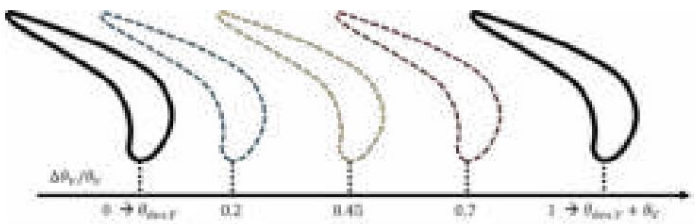


Figure 3. Schéma des positions de synchronisation des aubes HPT étudiées.

4. Méthodologie

Les valeurs de pression statique obtenues à partir des robinets répertoriés dans la section précédente
sont exprimées en termes de coefficient de pression :

$$= \frac{-}{0,5\ \Omega 2\ 2\ ,} \quad (6)$$

où est une valeur de pression de référence choisie arbitrairement par les auteurs et le

Machine Translated by Google

4. Méthodologie Les

valeurs de pression statique obtenues à partir des robinets listés dans la section précédente sont exprimées en termes de coefficient de pression :

$$CP = \frac{P - Pré\ f}{0{,}5\rho\Omega 2\ b\ 2}, \tag{6}$$

où Pre f est une valeur de pression de référence arbitrairement choisie par les auteurs et maintenue constante pendant toutes les conditions opératoires. Cependant, les mesures Pre f est différent entre les sélectionnées à l'intérieur (« cav. » sur la figure 2b) et à l'extérieur (« ann. ») du DHC. La vitesse tangentielle à l'intérieur de l'écoulement du noyau non visqueux dans la cavité est calculée avec

$$V\theta = \sqrt{\frac{2(PT - P)\ \rho}{}}, \tag{7}$$

en utilisant les lectures des tubes de Pitot et des prises de pression murales correspondantes. Le rapport de turbulence est alors calculé comme suit :

$$V\theta\beta = \overline{\Omega r} \tag{8}$$

Selon la théorie ISRE (Isentropic Simple Radial Equilibrium) [27], l' équation du moment radial pour le noyau en rotation renvoie

$$\frac{1}{\rho}\frac{dP}{Dr} = \frac{V\theta^2}{r}, \tag{9}$$

qui peut être intégré sur toute l'étendue radiale sondée (x = 0,74 − 1), pour obtenir une autre expression du rapport de tourbillon, dans ce cas, basée uniquement sur la distribution de pression statique de la paroi :

$$CP,x=1 - CP,x=0,74 = 2\int_{x=0,74}^{x=1} x\beta\ ^{2\ DX} \tag{10}$$

Les variations de pression circonférentielle, mesurées avec les robinetteries murales du TVF plate-forme, sont associés à la combinaison de deux sources : • la

propagation vers l'aval de la répartition de pression des aubes HPT ; • l'effet amont potentiel du mât TVF.

Merli et coll. [28] montrent que l'effet en amont des séparateurs est négligeable dans le plan B, proche des emplacements sondés dans cet article. Pour discerner l'impact des aubes HPT de l'une des entretoises sur la distribution de pression de la plate-forme du moyeu TVF, un modèle analytique est introduit. Le modèle (analogue à celui présenté dans [28]) interprète le profil de pression circonférentielle comme la superposition de deux contributions sinusoïdales, des aubes HPT et des entretoises TVF, avec une amplitude k, un déphasage et une périodicité différents :

$$CP(\theta) = \overline{CP} + kV\cos[V(\theta + \quad V)] + kS\cos[S(\theta + \quad S)] \tag{11}$$

Le modèle est ajusté aux données expérimentales dans MATLAB [29], en utilisant une procédure non linéaire des moindres carrés, pour estimer les valeurs de kV, kS, V et S. Il convient de mentionner que le cadencement géométrique des hélices est connu, donc V et S sont contraints à ±θV/2 et ±θS/2 autour de la valeur géométrique respective : cela résout l'incertitude liée au caractère périodique de la fonction sinusoïdale tandis que en gardant une certaine flexibilité sur V et S, pour tenir compte de la propagation non axiale des champs de pression des aubes et des entretoises. Il convient également de mentionner que, dans les graphiques montrant les variations circonférentielles des grandeurs, la direction positive de θ est contraire à la révolution du rotor, comme spécifié dans la figure 1.

Les profils d'efficacité de concentration, rapportés dans la section Résultats et discussion, sont obtenus à partir de

$$\varepsilon = \frac{cs - ca}{c0 - ca}, \tag{12}$$

Machine Translated by Google

où cs est la concentration de gaz d'amorçage extraite de l'air échantillonné dans la section d'essai, c0 est la concentration de gaz d'amorçage dans la conduite d'alimentation de purge (en amont de la cavité) et ca est la concentration de gaz d'amorçage dans le flux annulaire (non ensemencé artificiellement). . Les emplacements de mesure de c0 et ca sont spécifiés sur la figure 1. ε = 1 signifie que cs = c0, c'est-à-dire que l'échantillon contient un flux d'étanchéité non dilué, tandis que ε = 0 (cs = ca) signifie l'absence d' alimentation en cavité ensemencée. Les valeurs comprises entre 0 < ε < 1 indiquaient la présence d'un flux de purge dans l' air échantillonné, dilué avec le flux principal.

Enfin, les lectures de pression instable des capteurs piézorésistifs sont signalées comme fluctuations de pression adimensionnelles :

$$C_P(t) = \frac{P(t) - \overline{P}}{Pref} \quad (13)$$

et ils sont illustrés dans le domaine fréquentiel après l'application d'une transformée de Fourier discrète (TFD).

5. Résultats et discussion

La section Résultats et discussion est divisée en trois sous-sections : la première décrit le champ moyenné dans le temps à l'intérieur du DHC ; la seconde les mesures moyennées dans le temps sur la plateforme statorique en aval du DHC ; le troisième le champ de pression instationnaire caractérisant le DHC.

5.1. Débit moyenné dans le temps à l'intérieur du DHC

5.1.1. Effet du débit d'étanchéité

La figure 4a décrit l'impact du PFR sur le profil radial du coefficient de pression à ΔθS/θS = 0. Le niveau de pression moyen dans la cavité augmente avec des débits massiques de purge plus élevés, tandis que la pente des profils diminue avec une injection de liquide de refroidissement plus élevée. Ces deux effets réduisent la pénétration du flux annulaire à l'intérieur de l'espace de la roue, améliorant ainsi les performances d'étanchéité. En se concentrant sur les robinets à x = 0,98 et x = 1, respectivement à l'intérieur et à l'extérieur de la lèvre du joint, une grande différence de pression CP,x=1 − CP,x=0,98 > 0 est visible pour PFR = 0, signifiant une ingestion importante. du débit du cours d'eau principal. Le gradient de pression diminue progressivement vers PFR = 2, où la différence devient négative, suggérant que la pénétration est localement supprimée. Entre les deux extrêmes, il doit être possible de trouver le débit de purge minimum qui maximise l'efficacité de l'étanchéité.

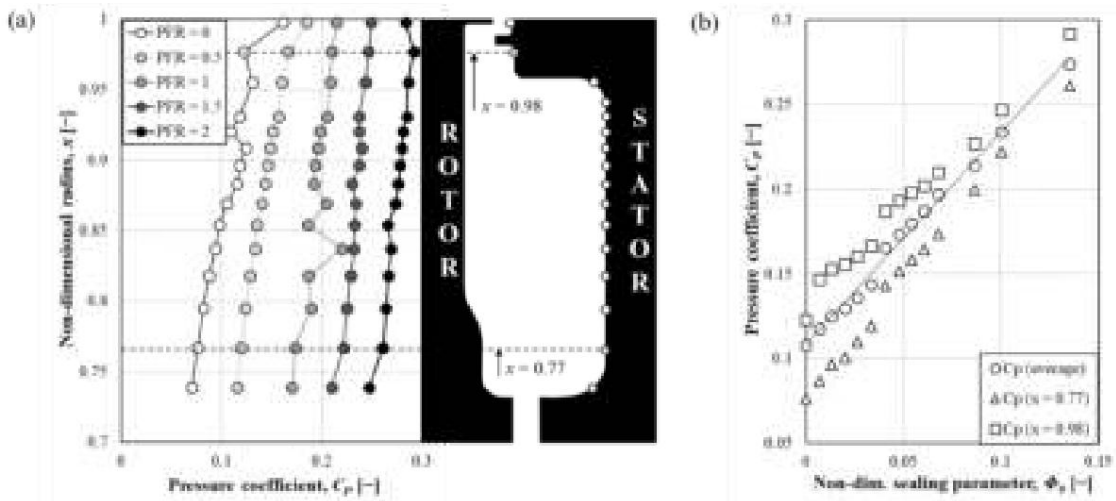


Figure 4. Coefficient de pression à l'intérieur du DHC : (a) profils radiaux avec PFR variable. Les données sont acquises à ΔθS/θS = 0 et ΔθV/θV = 0 ; (b) coefficient de pression en fonction du paramètre de débit d'étanchéité (valeurs radiales moyennes et locales à x = 0,77, 0,92).

Figure 4. Coefficient de pression à l'intérieur du DHC : (a) profils radiaux avec PFR variable. Les données sont acquises à ΔθS/θS = 0 et ΔθV/θV = 0 ; (b) coefficient de pression en fonction du paramètre de débit d'étanchéité (valeurs radiales moyennes et locales à x = 0,77, 0,92).

Le développement radial du rapport de tourbillon DHC est représenté sur la figure 5a. Les valeurs maximales sont atteintes pour = 0 (cercles blancs), avec une diminution globale du rapport de tourbillonnement à des valeurs plus élevées. Cette tendance a été rapportée, entre autres, par Sangan et al. [30] et Patinios et al. [31] pour plusieurs configurations de joints. Pour le cas sans injection, la moyenne entre = 0,79 et = 0,89 est de 0,41, se rapprochant de la théorique (0,44)

Machine Translated by Google

La figure 4b montre la variation du coefficient de pression moyenné radialement avec le paramètre d'étanchéité adimensionnelle (cercles blancs). En accord avec Beard et al. [15], les données acquises sont bien représentées par une droite (le coefficient de détermination de la régression linéaire est eter (moyenne radiale et valeurs locales à = 0,77, 0,92).

Figure 4. Coefficient de pression à l'intérieur du DHC : (a) profils radiaux avec PFR variable. Les données
à Δ/=0 et Δ/=0 ; (b) coefficient de pression en fonction du paramètre de débit d'étanchéité- 2 R

à des taux d'injection élevés. En effet, les marqueurs de CP,x=0,77 (triangles blancs) et CP,x=0,98 (triangles blancs) carrés) sont enfermés dans des intervalles relativement étroits autour des valeurs moyennes

Le développement radial du rapport de tourbillon DHC est représenté sur la figure 5a. Le développement les valeurs maximales sont radial maximales du rapport de tourbillonnement DHC β est représenté sur la figure 5a. Le atteintes pour = 0 (cercles blancs), avec une diminution globale du tourbillon les valeurs maximales sont atteintes pour PFR = 0 (cercles blancs), avec une diminution globale de rapport à travers à s plus élevé. Cette tendance a été rapportée, entre autres, par Sangan et le rapport de tourbillonnement sur x à des PFR plus élevés. Cette tendance a été signalée, entre autres, par al. [30] et Patinios et al. [31] pour plusieurs configurations de joints. Pour le cas sans injection, Sangan et al. [30] et Patinios et al. [31] pour plusieurs configurations de joints. Pour le cas sans

la moyenne entre = 0,79 et = 0,89 est de 0,41, se rapprochant de l'injection théorique (0,44) , la moyenne β entre x = 0,79 et x = 0,89 est de 0,41, se rapprochant de l'injection théorique et valeurs expérimentales (0,43) trouvées par Daily et Nece [26] dans un disque rotatif fermé (0,44) et valeurs expérimentales (0,43) trouvées par Daily et Nece [26] dans un disque rotatif fermé avec similaire et At = 0,74 et = 0,93, le profil s'écarte du disque théorique avec G et ReΩ similaires. À x = 0,74 et x = 0,93, le profil s'écarte du

seuil iqué en raison de la proximité des joints intérieur et extérieur, respectivement. Le seuil théorique de tourbillon en raison de la proximité des joints intérieur et extérieur, respectivement.

les données de rapport de la figure 5a sont basées sur Pitot, ce qui signifie qu'elles sont obtenues à la fois statiques.

Les données de rapport de tourbillon de la figure 5a sont basées sur Pitot, ce qui signifie qu'elles sont obtenues à la fois et des mesures de pression totale, selon les équations (7) et (8).

mesures de pression statique et totale, selon les équations (7) et (8).

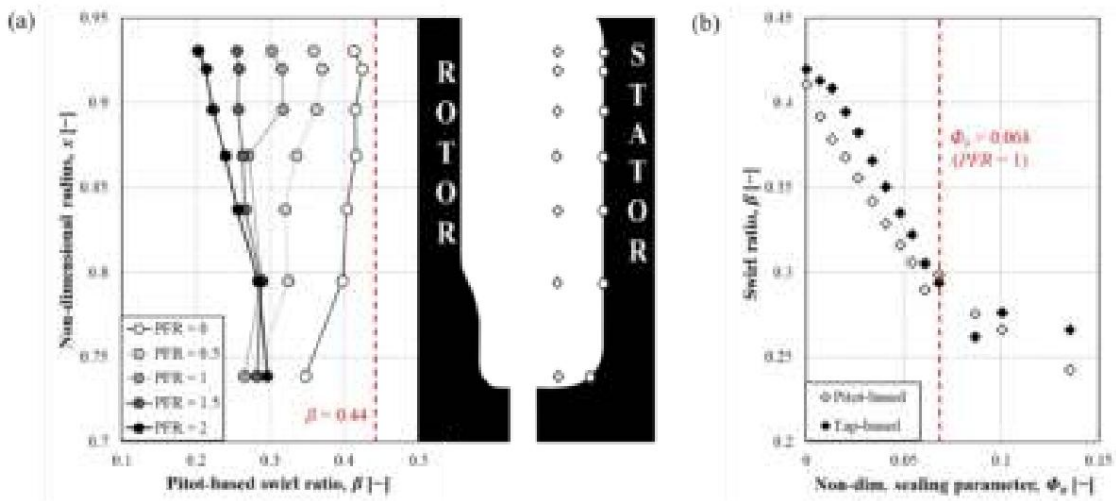


Figure 5. Rapport de tourbillon à l'intérieur du DHC : (a) profils radiaux avec PFR variable. Les données sont acquises à Figure 5. Rapport de tourbillon à l'intérieur du DHC : (a) profils radiaux avec PFR variable. Les données sont acquises à Δ/=0 et Δ/=0 ; (b) rapport de tourbillon moyenné radialement en fonction du paramètre de débit d'étanchéité (calculé basé sur Pitot et basé sur tap).

Δ/=0 et Δ/=0 ; (b) rapport de tourbillon moyenné radialement en fonction du paramètre de débit paramètre (calculé basé sur Pitot et basé sur tap).

La figure 5b affiche la comparaison entre le rapport de tourbillon basé sur Pitot (diamant blanc) , la figure 5b affiche la comparaison entre le rapport de tourbillon basé sur Pitot (losanges blancs), moyenne radiale) et le rapport de tourbillon estimé selon l'équation (9), c'est-à-dire uniquement sur la base moyenne radiale) et le rapport de tourbillon estimé selon l'équation (9), c'est-à-dire purement des lectures des robinets muraux (losanges noirs). Les résultats basés sur Pitot et Tap base sur les lectures des robinets muraux (losanges noirs). Les résultats basés sur Pitot et sur sont en bon accord, montrant la même réponse à la variation du PFR . Lorsque le scellement tap sont en bon accord, montrant la même réponse à la variation. Lorsque le débit augmente, le rapport de turbulence subit une forte baisse jusqu'à Φ0 ≈ 0,068 (PFR = 1), où les deux courbes s'aplatissent.

5.1.2. Effet de la synchronisation des palettes et des jambes de force

La figure 6a comprend les profils de coefficient de pression à l'intérieur du DHC pour le HPT testé arrangements de synchronisation des aubes à PFR = 0 et PFR = 1. Les données sont acquises à ΔθS/θS = 0, c'est-à-dire avec les tarauds alignés sur la jambe de force LE. L'effet de synchronisation des ailettes peut pénétrer dans le DHC jusqu'à x ≈ 0,96 sans injection, alors que pour x < 0,96 tous les cas de synchronisation s'effondrent sur le même profil. À PFR = 1, la pénétration est plus faible (jusqu'à x ≈ 0,98) et le maximum La variation de CP générée par le timing est plus petite. Bien que l'impact de l'individu les positions de chronométrage restent floues, le cas ΔθV/θV = 0,7 (marqueurs carrés) présente le pression la plus élevée à x = 1, pour les deux conditions de purge.

Machine Translated by Google

0, c'est-à-dire avec les tarauds alignés sur la jambe LE. L'effet de synchronisation des aubes peut pénétrer dans le DHC jusqu'à ≈ 0,96 sans injection, tandis que pour < 0,96, tous les boîtiers de synchronisation s'effondrent sur le même profil. À = 1, la pénétration est plus faible (jusqu'à ≈ 0,98) et la variation maximale générée par le timing est plus petite. Bien que l'impact des positions de synchronisation individuelles reste flou, le cas Δ / = 0,7 (marqueurs carrés) présente la pression la plus élevée à = 1, pour les deux conditions de purge.

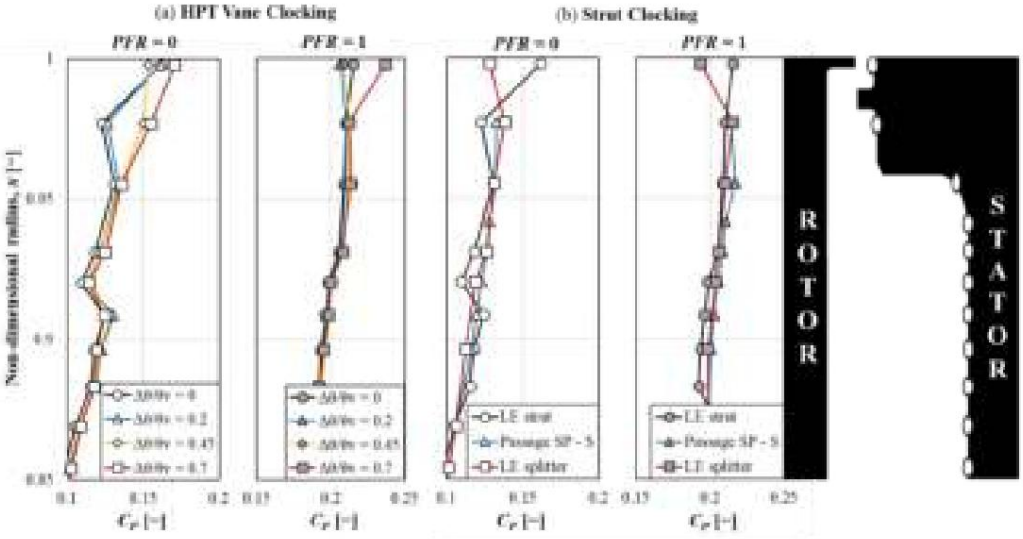


Figure 6. Profils de coefficient de pression radiale à l'intérieur du DHC : (a) avec une synchronisation variable des aubes HPT (Δθ/θ) ; (b) avec une synchronisation variable des jambes de force (Δ /). Les données à = 0 (à gauche) et = 1 (à droite) sont affichées pour les deux cas.

L'effet de synchronisation des jambes de force est évalué sur la figure 6b, à PFR = 0 et PFR = 1. Dans ce cas, la position de l'aube HPT est conservée nominale (Δθ/θ = 0). La pénétration apparaît plus élevée pour le cadencement des jambes que pour celui des pirouettes, avec des perturbations détectées jusqu'à ≈ 0,91 pour PFR = 0. Encore une fois, l'air d'étanchéité tend à supprimer l'influence de la cavité, réduisant la variation maximale de CP et sa pénétration dans la cavité, comme en témoignent les lignes radiales PFR = 1. La pression mesurée devant la jambe de force LE (repères carrés) est toujours supérieure à celle au niveau du passage médian de la jambe de force du séparateur II (repères circulaires) pour = 1, en raison de l'effet potentiel de la jambe de force (le robinet du séparateur LE n'est pas disponible pour comparaison). Bien que cela ne soit pas présenté dans l'article, les données à PFR = 2 sont également acquises et analysées, confirmant les tendances qualitatives observées entre la non-purge et la conditions nominales, à la fois en termes de synchronisation des aubes HPT et des jambes de force.

5.1.3. Performances d'étanchéité

L'efficacité d'étanchéité, calculée en prélevant du fluide DHC des robinets du stator à = 1 (marqueurs blancs) et = 0,93 (marqueurs noirs), sont tracés sur la figure 7a en fonction du paramètre de débit d'étanchéité pour tous les débits massiques de purge testés. Comme prévu, l'efficacité augmente généralement avec Φ0, et les valeurs obtenues en dehors du joint de jante sont généralement inférieures à celles à l'intérieur de la cavité, prises au même PFR. Tous les jeux de données représentés, correspondant à différentes configurations de synchronisation des aubes HPT montrent un plateau pour Φ0 > 0,068 (= 1). Cette valeur peut ainsi être associée au débit d'étanchéité minimum empêchant toute pénétration (Φ0 = Φ0,min ≈ 0,068). L'efficacité maximale à = 1 est ε ≈ 0,90 < 1, même avec des débits massiques de purge élevés. En revanche, l'efficacité maximale à = 0,93 est ε = 0,99 ≈ 1 (dans l'incertitude de l'analyseur). Donc le joint de jante est capable, avec une alimentation en air de ventilation appropriée, de garantir un fonctionnement totalement étanche dans le espace de roue. Le fait que Φ0,min soit proche du cas nominal signifie que le DHC est correctement conçu pour supprimer l'ingestion du flux annulaire chaud en fonctionnement normal. conditions sans injecter trop de liquide de refroidissement, ce qui diminuerait le rendement de la turbine. Φ0,min obtenue dans ce travail est bien supérieure à la valeur obtenue par Scobie et al. [7] pour un DHC similaire (Φ0,min ≈ 0,033) : la différence du nombre de Mach de l'anneau (M < 0,2 pour [7]) est identifié comme la principale cause de l'écart, entraînant une augmentation du ReW et du C0,min. En tant que contre-épreuve, le débit minimum d'étanchéité est plus proche du résultat de [10] (Φ0,min ≈ 0,09), obtenu pour un joint à jeu radial amont, mais avec M ≈ 0,4.

Machine Translated by Google

efficacité des turbines. Φ0, obtenue dans ce travail est bien supérieure à la valeur obtenue par Scobie et al. [7] pour un DHC similaire (Φ0, ≈ 0,033) : la différence de nombre de Mach dans l'anneau (< 0,2 pour [7]) est identifiée comme la cause principale de l'écart, conduisant à une augmentation de . En et $_{0,}$ guise de contre-preuve, le débit minimum d'étanchéité est plus proche du débit extérieur.

viennent de [10] (Φ0, ≈ 0,09), obtenu pour un joint à jeu radial amont, mais avec ≈ 0,4.

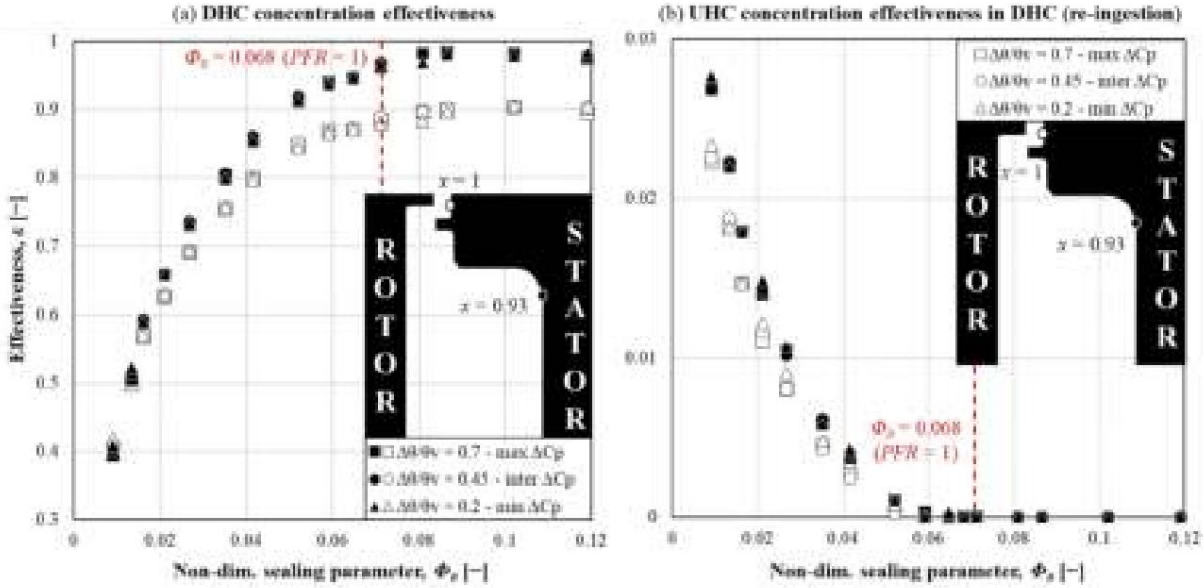


Figure 7. Efficacité de la concentration en fonction du paramètre de débit d'étanchéité DHC (a) dans le DHC ; (b) au CHU. Les données sont acquises dans le DHC à x = 0,931 pour les deux cas.

Les formes des marqueurs sur la figure 7a symbolisent différentes positions de synchronisation des aubes, qui s'effondrent pratiquement toutes sur les mêmes courbes, une pour chaque emplacement de mesure. Comme indiqué dans la légende du tracé, les positions de synchronisation correspondent à différents ΔCP,max = max[CP(θ)] − , = où CP(θ) sont les coefficients de pression récupérés du premier réseau de murs max[( )] − min[( )], où ( ) sont les coefficients de pression récupérés des prises sur la paroi du moyeu TVF (z/Lc,z = 0,28). Dans la section suivante, on montrera que premier réseau de robinetterie murale sur la paroi du hub TVF (/ = 0,28). Dans la section suivante, à PFR = 1, ΔθV/ θV = 0,2 renvoie le minimum ΔCP,max, ΔθV/θV = 0,7 le maximum être montré qu'à Δ / = 0,2 renvoie le minimum Δ Δ / = 0,7 , le maximum Δ. Contrairement aux modèles/corrélations traditionnels (voir la section Introduction), dans lesquels ΔCP,max, et ΔθV/θV = 0,45 un ΔCP,max intermédiaire. Contrairement à ce que l'on attend du le Φ0,min prédit , est proportionnel à Δ, les résultats révèlent l'insensibilité du dispositif de synchronisation des aubes, donc à ΔCP,max. attendu des modèles/corrélations traditionnels (voir la section Introduction), dans lesquels est proportionnel à ΔC , les résultats révèlent l'insensibilité des performances d'étanchéité à Un tel résultat est conforme aux conclusions P,max. performances d'étanchéité à l'agencement de synchronisation des aubes, donc à Δ . Un tel résultat de Hualca et al. [9], qui ont fait varier ΔCP,max en déplaçant axialement la rangée d'aubes en amont. Ce est conforme aux conclusions de Hualca et al. [9], qui ont fait varier Δ en déplaçant axialement, suggère que les modèles mentionnés ne fournissent peut-être pas la description la plus appropriée du la rangée d'aubes amont. Cela suggère que les modèles mentionnés peuvent ne pas fournir le phénomène d'entrée pour la configuration examinée, où la présence de flux en amont et en amont. description la plus appropriée du phénomène d'entrée pour la configuration examinée, les profils aérodynamiques en aval génèrent un champ d'écoulement de moyeu complexe, et l'anneau de Reynolds et Mach ou la présence de profils amont et aval génère un moyeu complexe, les flux sont relativement élevés. En ce sens, Graikos et al. [11] a récemment proposé une nouvelle interprétatio champ, et l'anneau Reynolds et Mach sont relativement élevés. En ce sens, Graikos et al. de pénétration, corrélé à la différence du rapport de turbulence entre l'espace annulaire et le jeu du joint de jante [11] ont récemment proposé une nouvelle interprétation de l'entrée, corrélée à la différence du rapport de turbulence plutôt qu'à ΔCP,max. Malheureusement, le véhicule d'essai n'est pas équipé pour le rapport de turbulence annulaire référence entre l'espace annulaire et le jeu du joint de jante plutôt qu'aux . Malheureusement, le mesures Δ à l'emplacement axial de l'espace DHC, ce qui pourrait étayer leur interprétation.

La configuration à double canal de l'analyseur de gaz est exploitée en ensemençant le HPT cavité de moyeu amont (UHC) avec un gaz différent afin d'évaluer la réingestion de purge UHC dans le DHC. Les résultats sont illustrés sur la figure 7b, avec différentes purges DHC débit massique. Pour toutes les données mesurées, le PFR UHC est maintenu à 1 (débit massique nominal). L'efficacité de l'UHC est maximale avec un faible Φ0 dans le DHC, ce qui indique un niveau relativement élevé. niveaux de réingestion lorsque peu ou pas de flux d'étanchéité DHC est injecté. Fait intéressant, ε à x = 0,93 apparaît plus élevé qu'à x = 1 : ceci est attribué à la présence de petites fuites entre le CHU et le DHC à travers les pieds des pales du rotor à x > 0,96, où le mastic silicone localement détérioré. Même pour le cas Φ0 = 0,009, où la fuite présente l'impact le plus élevé en sur la courbe d'efficacité, son débit massique est estimé marginal (< 1% de l'injection de DHC), donc aérodynamiquement négligeable. Enfin, la synchronisation des aubes HPT ne produit pas de données pertinentes. des changements dans la quantité de réingestion, comme cela a également été constaté pour l'efficacité de la purge DHC.

5.1.4. Visualisation du débit d'huile

Les pseudo-streamlines obtenus avec la visualisation du flux d'huile sont présentés dans Figure 8. Les images du rotor et du stator sont limitées à x < 0,6 et 0,7 < x < 1, respectivement,

Machine Translated by Google

oh toi necton, ence aeroynamcay negge. non, te vane coc-

la purge ne produit pas de changements pertinents dans la quantité de réingestion, comme cela a également été constaté pour l'efficacité de la purge DHC.

5.1.4. Visualisation du débit d'huile

Les pseudo-traits obtenus avec la visualisation du flux d'huile sont présentés dans la figure 8.

Les images du rotor et du stator sont limitées à < 0,6 et 0,7 < < 1, respectivement, cachant des détails mécaniques confidentiels. La figure 8a présente un schéma des structures de flux cachant des détails mécaniques confidentiels. La figure 8a présente un schéma des structures de flux attendu dans une cavité rotor-stator avec injection de flux d'étanchéité à comparer avec l'ex- attendu dans une cavité rotor-stator avec injection de flux d'étanchéité à comparer avec le résultats périmentaux. Le fait est que la configuration d'étanchéité dans le schéma est différente des résultats expérimentaux. Le fait que la configuration d'étanchéité dans le schéma soit différente de le joint de jante testé n'est pas pertinent pour la discussion actuelle. Une structure d'écoulement de type Batchelor, le joint de jante testé, n'est pas pertinente pour la discussion actuelle. Une structure de flux de type Batchelor est on pense qu'il se forme dans la cavité [30] : le fluide se déplace radialement vers l'intérieur sur la limite du stator - on pense qu'il se forme dans la cavité [30] : le fluide se déplace radialement vers l'intérieur sur la limite du stator couche aire et vers l'extérieur sur celle du rotor, tandis que le noyau non visque tourne à une fraction de la couche et vers l'extérieur sur celle du rotor, tandis que le noyau non visque tourne à une fraction du rotor vitesse du rotor et transporte le fluide de la couche limite du stator à celle du rotor. Accorde la vitesse et transporte le fluide de la couche limite du stator à celle du rotor. Selon Selon le théorème de Taylor-Proudman, aucun gradient de vitesse axial et tangentiel n'est présent dans le théorème de Taylor-Proudman, aucun gradient de vitesse axial et tangentiel n'est présent dans le théorème de Taylor-Proudman. envoyé dans le noyau, et la vitesse radiale est nulle. noyau, et la vitesse radiale est nulle.

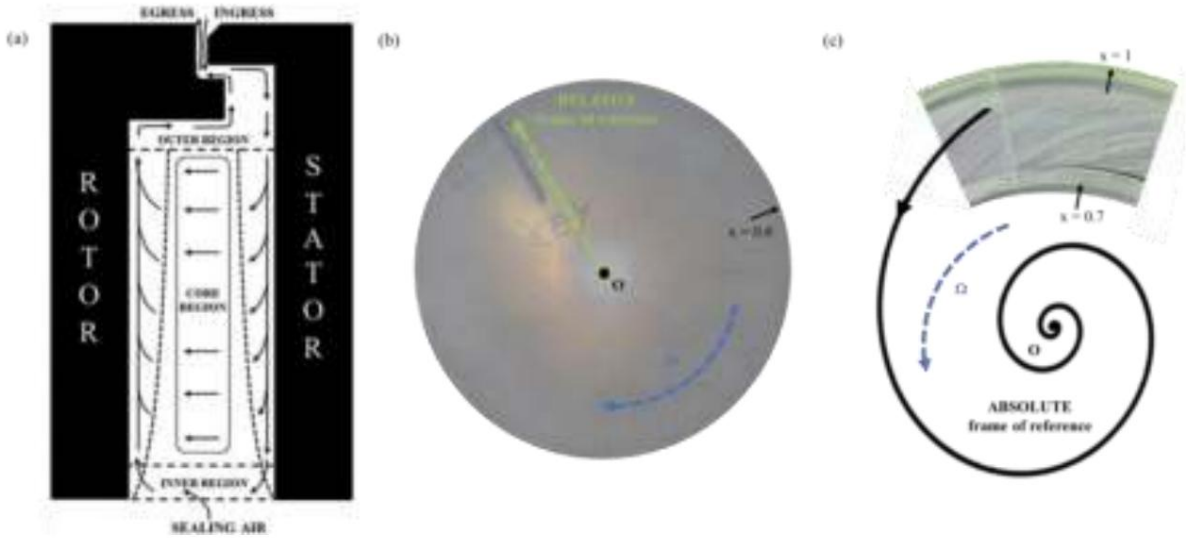


Figure 8. Structures de flux dans le DHC : (a) schéma théorique, adapté de Patinios et al. [31] ; (b) résultats de visualisation du débit d'huile (côté rotor) ; (c) résultats de visualisation du débit d'huile (côté stator). Résultats de Figure 8. Structures de flux dans le DHC : (a) schéma théorique, adapté de Patinios et al. [31] ; (b) visualisation du débit d'huile (côté rotor) ; (c) résultats de visualisation du débit d'huile (côté stator). Visualisation du débit d'huile La ualisation est effectuée à = 1 et Δ / Δ / = 0. est effectué à PFR = 1 et ΔθV/θV, ΔθS/θS = 0.

Les trajectoires des contraintes de cisaillement des parois sur la paroi du rotor (Figure 8b) apparaissent sous forme de lignes droites (flèche verte) partant du centre du rotor et s'étendant radialement vers l'extérieur en raison de Les trajectoires des contraintes de cisaillement des parois sur la paroi du rotor (Figure 8b) apparaissent sous forme de lignes droites. centre du rotor et s'étendant radialement vers l'extérieur en raison de l' effet de pompage du disque sur l'écoulement de la couche limite. Comme expliqué à la section 3.2.4, le rotor à l'effet de pompage du disque sur l'écoulement de la couche limite. Comme expliqué dans la section 3.2.4, pas été initialement peint avec de l'huile, ce qui signifie que le motif est produit par le stator. Le disque du rotor n'a pas été initialement peint avec de l'huile, ce qui signifie que le motif est produit par le disque n'a alimenté la couche limite du rotor. Étant sur le disque du rotor, les lignes droites air de la couche limite du stator, alimentant la couche limite du rotor. Étant sur le disque du rotor, l' air de la couche limite représenter le mouvement de l'écoulement dans le référentiel relatif : après avoir inclus la contribution de la vitesse du rotor (flèche bleue), les trajectoires de contraintes dans le référentiel absolu seraient apparaissent sous forme de spirales. Le motif pigmentaire sur la paroi du stator (Figure 8c) prend également la forme de spirales, produites par la combinaison de la vitesse tangentielle absolue du flux dans le même direction de la vitesse du rotor et de la vitesse radiale absolue, dirigée vers l'intérieur pour satisfaire la continuité au sein du DHC. Les pseudo-streamlines sont en accord avec le modèle théorique, et, à la connaissance des auteurs, ils constituent le premier exemple de littérature ouverte d'écoulement de pétrole visualisation à l'intérieur d'une cavité représentative du moteur.

5.2. Débit moyenné dans le temps sur la plate-forme du stator

5.2.1. Mesures de pression - Effet du débit d'étanchéité

Les profils de coefficient de pression circonférentielle, acquis à z/Lc,z = 0,28, sont affichés sur la figure 9a, pour PFR = 0, 0,5, 1, 1,5, 2. Bien que le rapport de pression totale de l'étage est maintenu constant pendant les tests, l'injection d'air secondaire provoque une couche limite locale mise sous tension sur la plateforme du hub TVF, entraînant une diminution de la pression statique lorsque le Le PFR augmente. Le modèle analytique, décrit par l'équation (11), a été adapté à tous les cas étudiés mais n'est rapporté ici que pour les extrêmes PFR = 0 (ligne pointillée) et PFR = 2 (ligne pointillée). L'accord avec les données expérimentales est très bon et le le coefficient de détermination ajusté, moyenné pour les PFR testés, est $R^2_{adj} \approx 0,9$. Le

Machine Translated by Google

En raison d'un taux de pression maintenu constant pendant les tests, l'injection d'air secondaire provoque une mise sous tension locale de la couche limite sur la plate-forme du moyeu TVF, entraînant une diminution de la pression statique lorsque celle-ci augmente. Le modèle analytique, décrit par l'équation (11), a été adapté à tous les cas étudiés mais est rapporté ici uniquement pour les extrêmes = 0 (ligne pointillée) et 2 (ligne pointillée). L'accord avec les données expérimentales est très bon et le coefficient de détermination ajusté, en moyenne sur les tests, est ≈ 0,9. Le modèle est capable de capturer les oscillations à basse fréquence spatiale liées aux entretoises TVF, tout comme le modèle est capable de capturer les oscillations à basse fréquence spatiale liées au TVF.

ainsi que les pics à haute fréquence spatiale dérivés des aubes HPT. En traçant les amstruts , ainsi que les pics à haute fréquence spatiale dérivés des aubes HPT. En traçant

rapport de pilitude / par rapport à Φ0 , comme sur la figure 9b, la contribution relative de la girouette et le rapport d'amplitude kV/kS par rapport à Φ0, comme sur la figure 9b, la contribution relative de la

les champs de pression des jambes de force sur la distribution circonférentielle du moyeu sont évalués. L'amplitude des champs de pression des girouettes et des jambes de force sur la distribution circonférentielle du moyeu est évaluée. Le

des oscillations de pression liées aux aubes (se propageant en aval) est systématiquement de l'ordre de l' amplitude des oscillations de pression liées aux aubes (se propageant en aval) est constituée de 30 % des

oscillations liées aux entretoises (se propageant en amont) pour Φ0 < 0,054 (= 0,8). environ 30 % des oscillations liées aux supports (se propageant vers l'amont) pour Φ0 < 0,054

Le rapport / connaît alors une chute brutale, le minimum se trouvant à Φ0 = (PFR = 0,8). Le rapport kV/kS connaît alors une chute brutale, avec le minimum retrouvé

Φ0 = 0,068 ≈ (= 1), où l'amplitude liée à l'aube n'est que de 20 % de l'entretoise-re-0,068 ≈ Φ0, à Φ0,min (PFR = 1), où l'amplitude liée à l'aube n'est que de 20 % de

amplitude réduite. Enfin, le rapport d'amplitude subit une forte augmentation pour Φ0 > Φ0, , l'amplitude liée au support. Enfin, le rapport d'amplitude subit une forte augmentation pour

atteignant environ 45 % à Φ0 = 0,135 (= 2). Φ0 > Φ0,min, atteignant environ 45 % à Φ0 = 0,135 (PFR = 2).

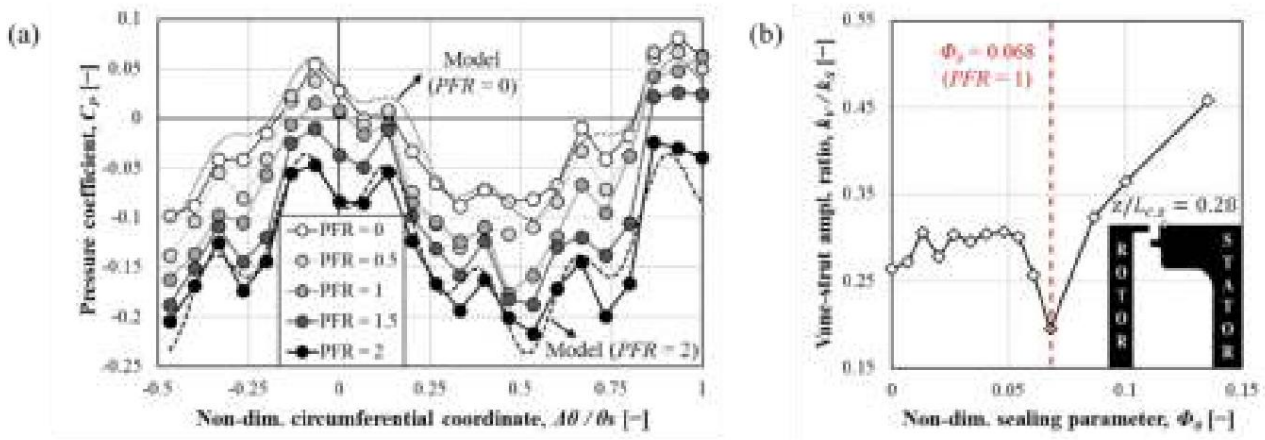


Figure 9. Coefficient de pression sur la plate-forme du moyeu TVF : (a) profils circonférentiels avec PFR variable ; (b) rapport d'amplitude aube jambe, estimé à partir du modèle analytique de l'équation (11), en fonction du paramètre de débit d'étanchéité. Les résultats expérimentaux et de modélisation pour z/Lc,z = 0,28 et Δ/ = 0.

Figure 9. Coefficient de pression sur la plate-forme du moyeu TVF : (a) profils circonférentiels avec (b) rapport d'amplitude aube jambe variable, estimé à partir du modèle analytique de l'équation (11) en fonction de le paramètre de débit d'étanchéité. Les résultats expérimentaux et de modélisation pour z/Lc,z = 0,28 et = 0,28 et Δ/ = 0.

Un comportement non monotone est également observé pour la variation de ΔCP,max sur Φ0, représenté par les losanges blancs sur la figure 10a. Le coefficient de pression de crête à traversante

Un comportement non monotone est également observé pour la variation de ΔCP,max sur Φ0, représenté par les losanges blancs sur la figure 10a. Le coefficient de pression de crête à traversante

lation atteint un maximum à Φ0 = 0,068 ≈ Φ0,min (PFR = 1). En d'autres termes, le débit d'étanchéité minimum pour empêcher l'entrée est celui qui fait face au plus grand ΔCP,max. Ce

var- débit d'étanchéité minimum pour empêcher l'entrée est celui qui fait face au plus grand ΔCP,max. Ce

connexion étroite entre Φ0,min et ΔCP,max, bien que la figure 7 semble

Le débit d'étanchéité maximal pour empêcher l'entrée est celui qui fait face au plus grand Δ. Ceci pour réfuter ΔCP,max comme principal facteur d'entrée. Le CP moyen (diamants noirs) a

au lieu de cela, une tendance décroissante monotone, déjà mise en évidence sur la figure 9a et associée à l'excitation de la couche limite de la plate-forme statorique. Plus précisément, pour une injection à faible purge taux, l'interaction entre les flux entrants et sortants est censée former un phénomène de recirculation zone [32] dans la région extérieure, entraînant un blocage accru en avant de la surface du moyeu du stator et donc une pression statique plus élevée. Aux PFR élevés, la recirculation disparaît, la purge le flux circule radialement jusqu'à la lèvre d'étanchéité du rotor puis est dévié sur la plateforme du stator, soulevant le fluide annulaire et augmentant localement la vitesse dans la couche limite, avec un chute de pression correspondante.

La tendance du ΔCP,max et du CP moyen, se déplaçant axialement en aval de la cavité sur le plate-forme statorique, est représentée sur la figure 10b, pour cinq PFR. La différence entre la crête et le passage (repère carré) est maximum à proximité de la cavité, atteint un minimum entre z/Lc,z = 0,71 et z/Lc,z = 2,12, puis augmente à nouveau lorsque z/Lc,z est plus élevé. Ce développement est liée à la contribution de l'aube-jambe sur le profil de pression circonférentielle du moyeu : la la décroissance des amplitudes liées aux aubes est prédominante immédiatement en aval du DHC, provoquant le minimum local ; à l'approche des LE de jambe de force, les oscillations liées à la jambe de force intensifier et surcompenser l'effet décrit précédemment, conduisant à un ΔCP,max plus élevé. L' influence du PFR perd de sa force en s'éloignant de l'écart stator-rotor, devenant négligeable à z/Lc,z = 6,36. Le CP moyen (marqueurs diamant) monte rapidement sur le TVF plate-forme du moyeu, en cohérence avec la géométrie de l'anneau : en fait, la première courbure de la forme en S On sait que le conduit produit un gradient de pression du moyeu (+) vers le carénage (−) [33]. Fait intéressant, le la diminution de pression moyenne avec purge, observée sur la figure 10a, est complètement inversée dans

Machine Translated by Google

les oscillations retardées intensifient et surcompensent l'effet décrit précédemment, conduisant à un Δ plus élevé. L'influence perd de sa force en s'éloignant de l'espace stator-rotor, devenant négligeable à / = 6,36. La moyenne (repères en losange) augmente rapidement sur la plate-forme du moyeu TVF, en cohérence avec la géométrie de l'anneau : en fait, la première courbure du conduit en forme de S est connue pour produire un gradient de pression moyeu (+) vers carénage (−). [33]. Il est intéressant de noter que la diminution moyenne de la pression avec la purge, observée sur la figure 10a, est complètement inversée dans l'intervalle / après quoi elle augmente de = 0,71 - 2,12 s de plus. Le comportement est attribué à l'impact de l'injection de purge sur la vitesse tangentielle dans la région de la paroi proche de l'extrémité, qui affecte l'équilibre radial dans l'anneau.

les oscillations retardées intensifient et surcompensent l'effet décrit précédemment, conduisant à un Δ plus élevé. L'influence perd de sa force en s'éloignant de l'espace stator-rotor, devenant négligeable à / = 6,36. La moyenne (repères en losange) augmente rapidement sur la plate-forme du moyeu TVF, en cohérence avec la géométrie de l'anneau : en fait, la première courbure du conduit en forme de S est connue pour produire un gradient de pression moyeu (+) vers carénage (−). [33]. Il est intéressant de noter que la diminution moyenne de la pression avec la purge, observée sur la figure 10a, est complètement inversée dans l'intervalle / après quoi elle augmente de = 0,71 - 2,12 s de plus. Le comportement est attribué à l'impact de l'injection de purge sur la vitesse tangentielle dans la région de la paroi proche de l'extrémité, qui affecte l'équilibre radial dans l'anneau.

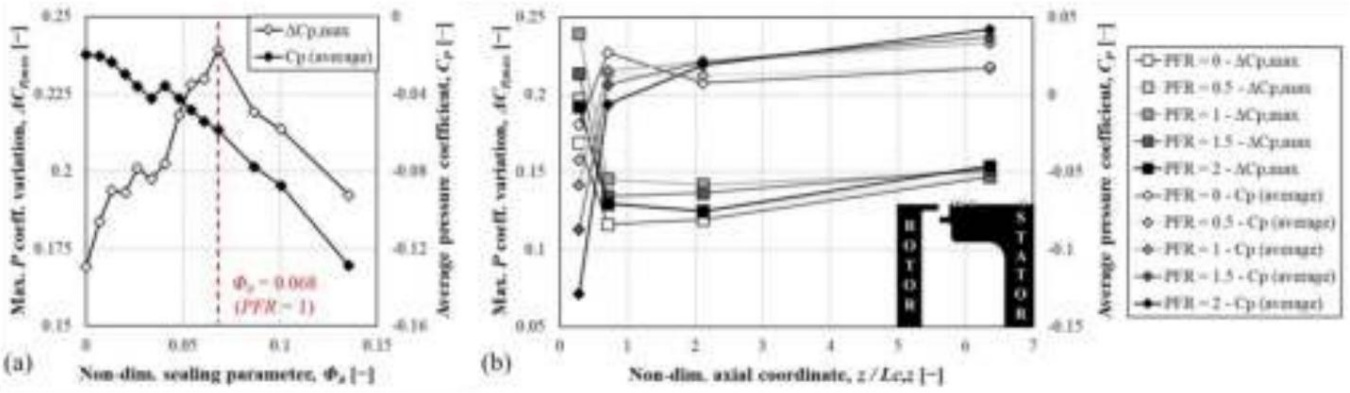


Figure 10. Coefficient de pression de l'anneau, variation du pic au creux et valeur moyenne : (a) à z/Lc,z = 0,28, à différents paramètres de débit d'étanchéité ; (b) en fonction de la distance axiale à la cavité, pour une sélection de PFR. Les données sont acquises à Δ / = 0.

5.2.2. Mesures de pression et d'efficacité – Effet de la synchronisation des palettes

La figure 11 comprend une comparaison côte à côte du coefficient de pression, mesuré sur la plate-forme du hub TVF à z/Lc,z = 0,28, et de la concentration de DHC correspondante, calculée à partir des mêmes robinets muraux. Les tracés nous permettent d'évaluer à la fois l'effet du débit d'étanchéité (PFR = 0, 1, 2) et l'effet du timing des aubes HPT. (Δ = 0, 0,2, 0,7). Puisqu'il n'est pas possible d'effectuer des mesures de concentration sans gaz d'amorçage, donc sans purge, le PFR = 0,2 est tracé sur la figure 11d au lieu de PFR = 0. Comme prévu dans la section 5.1.3, la figure 11b indique qu'à PFR = 1, ΔCP,max pour Δ / = 0,7 est environ 10 % plus grand que la même valeur pour Δ / = 0 et 25 % plus grand que la valeur pour Δ / = 0,2 (le cas Δ / = 0,45, non rapporté ici, est analogue au cas Δ = 0 en termes de ΔCP,max). La différence de pression point à point est élevée à certains emplacements (par exemple, autour de Δ = 0,5 sur la figure 11a). En fait, la résolution de mesure est limitée par la taille de la plate-forme du stator et des chemins de sortie des prises, qui doivent s'adapter à l'intérieur des entretoises creuses. Néanmoins, les courbes sont en bon accord avec les données analytiques. modèle dans l'équation (11), avec les valeurs appropriées des paramètres d'ajustement. L'augmentation des purges est responsable de la réduction du CP moyen sur la figure 11a – c (de gauche à droite), déjà décrit à la section 5.2.1. Dans le même temps, le niveau moyen de ε augmente (Figure 11d – f, de gauche à droite). Il est intéressant de noter que le cas du maximum global ΔCP,max, qui est PFR = 1 et Δ = 0,7 (ligne rouge sur la figure 11b), coïncident avec celui du maximum Δεmax (ligne rouge ligne de la figure 11e), où Δεmax = max[ε(θ)] − min[ε(θ)]. De plus, le rapport kV/kS était trouvé maximum pour PFR = 2 (voir section 5.2.1) : ceci explique pourquoi, dans les profils de Figure 11c, la périodicité liée aux aubes est plus prononcée que celle liée aux jambes de force. Le La tendance kV/kS influence également les courbes d'efficacité de la figure 11f, où la courbe périodique θS l'oscillation est à peine reconnaissable.

Lorsque l'on examine les asymétries tangentielles CP et ε , la tendance générale observée est la suivante : une basse pression correspond à une efficacité élevée et vice versa. Une telle tendance pourrait être meilleure apprécié dans la figure 12, où les données CP (marqueurs carrés) et ε (marqueurs circulaires) pour PFR = 1 et Δ = 0 sont distingués. Les deux profils s'opposent presque phase, avec seulement un léger décalage circonférentiel. Toutes les considérations ci-dessus mettent en évidence le conclusion que, bien que le profil du moyeu de pression ne semble pas affecter Φ0,min, il reste le principal moteur de la répartition de la sortie de la cavité à l'intérieur de l'anneau. La même conclusion est atteint par Scobie et al. [7], bien que, dans leurs expériences, les pics d'efficacité soient sont alignés avec les pics de haute pression.

Machine Translated by Google

, , qui est = 1 et Δ / = 0,7 (ligne rouge sur la figure 11b), coïncide avec celui du maximum Δ (ligne rouge sur la figure 11e), où Δ = max[( )] – min[( )].

De plus, le rapport / s'est avéré maximum pour = 2 (voir section 5.2.1) : ceci explique pourquoi, dans les profils de la figure 11c, la périodicité liée aux aubes est plus pro-

prononcé que celui lié à la jambe de force. La tendance / influence également les courbes d'efficacité de la figure 11f, où l'oscillation -périodique est à peine reconnaissable.

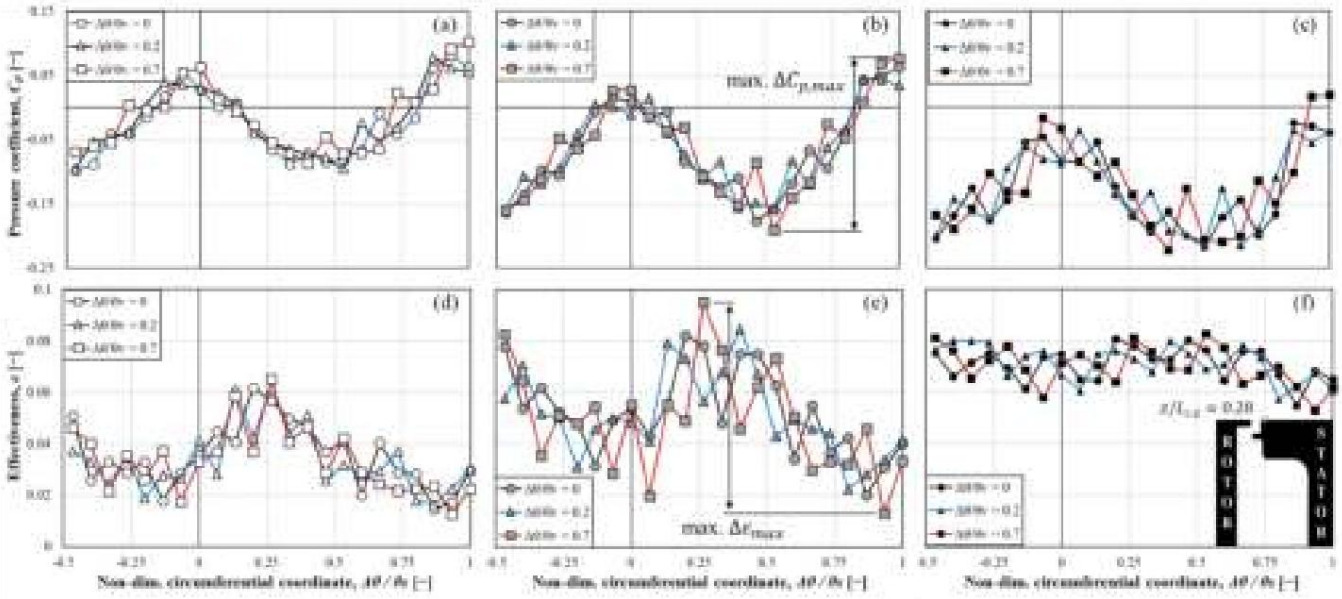


Figure 11. Profils circonférentiels du coefficient de pression de l'anneau pour : PFR = 0 (a), PFR = 1 (b) et Profil 2 (c). Profils circonférentiels d'efficacité de l'anneau pour PFR = 0, 1 (d), PFR = 1 (e) et PFR = 2 (f). Les données sont acquises à z/Lc = 0,28 et ΔθV/θV = 0, 0,2, 0,7.

En regardant la tangente et les asymétries, la tendance gén observ e pression correspond à une efficacité élevée et vice versa. Une telle tendance peut être x appré 12, où les données (marqueurs carrés) et (marqueurs circulaires) pour = 1 et Δ 7 = 0 so stinguées. Les de s sont presque en opposition de phase, avec seulement un léger décalage circonféren Toutes les conside s ci-dessus conduisent à la conclusion que, bien que le profil du moyeu de pre ne semble pas aff 00, , il reste le principal facteur de répartition de la sortie de la cavité à l'intérieur c nneau. La même co on est tirée par Scobie et al. [7], bien que, dans leurs expériences, les pics de hau acité soient aligné c les pics de haute pression.

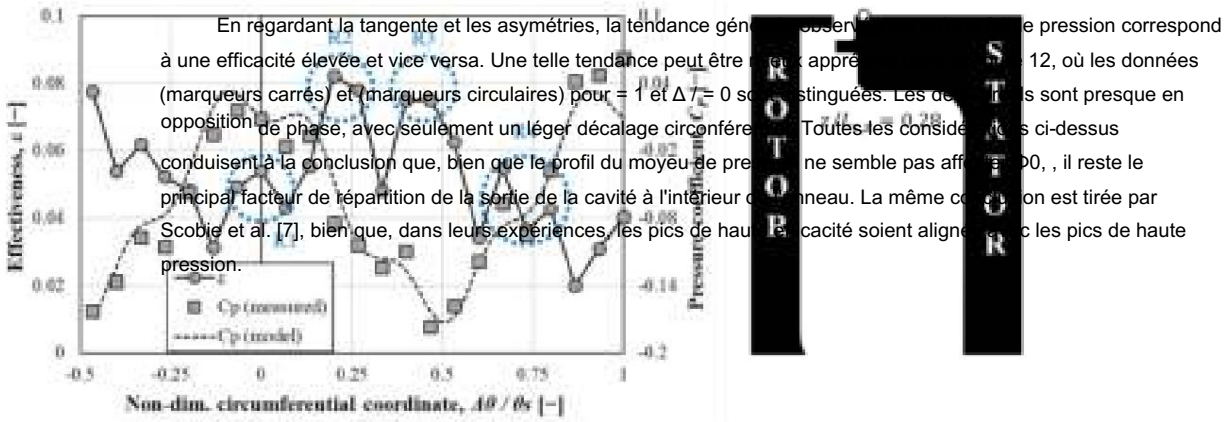


Figure 12. Le coefficient de pression de l'anneau et les profils d'efficacité circonférentielle sont acquis à z/ et ΔθV/θV = 0, 0,2 et 0,7. À la fois les mesures (carrés gris) et les modèles (cercles gris) ligne) les coefficients de pression sont tracés. Les pics de haute efficacité sont indiqués par les étiquettes R1 à R4.

5.2.3. Visualisation du débit d'huile

Une image des traces d'écoulement d'huile sur la paroi du moyeu TVF est présentée à la figure 13. Depuis le donné que le mélange huile-pigment est injecté à travers les robinets de la paroi du stator DHC (voir le plan expérimental section de configuration aval), le motif coloré représente la répartition du débit d'étanchéité sur le moyeu aval, surface sur un pas complet de jambe de force TVF (Δ7 = 0 – 1, comme indiqué par le texte rouge et les lignes pointillées). Une telle distribution peut donc être comparée au profil circonférentiel d'efficacité de concentration de la figure 12. Les figures montrent un bon accord dans correspondance entre les stries pigmentaires et les pics d'efficacité. Plus précis- termes de Généralement, quatre régions contenant de lourds résidus de pigment, intercalées par autant de zones non colorées, sont mises en évidence sur la figure 13 par les cercles en pointillés bleus et étiquetées R1 - R4. Le La position circonférentielle de R1 - R4 correspond à la position des maxima locaux sur la figure 12, qui suggère que la technique de visualisation adoptée est adaptée pour étudier qualitativement le phénomène de sortie.

Machine Translated by Google

eecveness crcumerena proe n gure . Les figures affichent un bon accord en termes de correspondance entre les stries pigmentaires et les pics d'efficacité. Plus précisément, quatre régions contenant de lourds résidus de pigment, entrecoupées d'autant de zones incolores, sont mises en évidence sur la figure 13 par les cercles en pointillés bleus et étiquetées 1 − 4. La position circonférentielle de 1 − 4 correspond à la position de la région locale. maxima dans la figure

12, suggérant que la technique de visualisation adoptée est adaptée pour étudier qualitativement le phénomène de sortie.

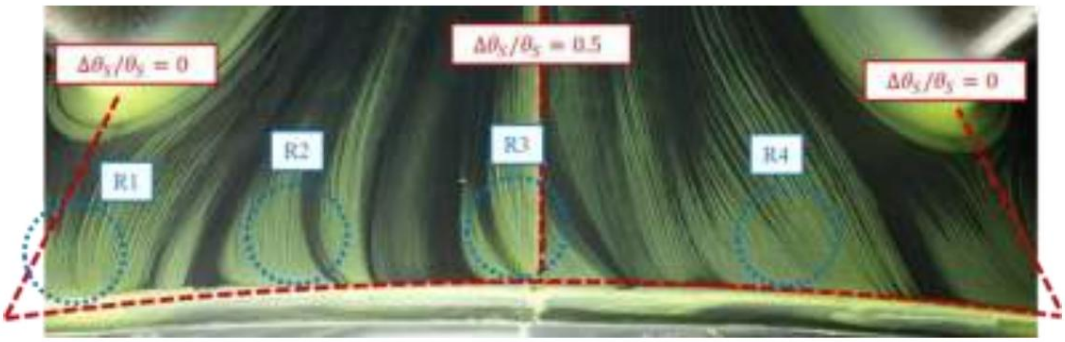


Figure 13. Visualisation du débit d'huile dans l'espace annulaire (plateforme du moyeu du stator) pour = 1 et Δ / = 0.
Figure 13. Visualisation du débit d'huile dans l'anneau (plate-forme du moyeu du stator) pour PFR = 1 et ΔθV/θV = 0.
Les régions à forte accumulation de pigments sont indiquées par les étiquettes R1 à R4.
Les régions à forte accumulation de pigments sont indiquées par les étiquettes R1 à R4.

5.3. Mesures de pression résolues dans le temps à l'intérieur du DHC

Les fluctuations de pression instationnaires, mesurées à = 1 et Δ / = 0, sont dé- Les fluctuations de pression instationnaires, mesurées à PFR = 1 et ΔθS/θS = 0, sont
sur la figure 14 pour trois positions radiales (x = 0,92, 0,98, 1). Tous les spectres sont domi- représentés
nés par la composante de fréquence de passage de la pale (1 · BPF), qui atteint jusqu'à dominée par la
2 = 2,6 % de la pression de référence, en fonction de l'emplacement radial du capteur. Les pics secondaires sont visibles au niveau des harmoniques supérieurs (2 · BPF, 3 · BPF, 4 · BPF). Tandis que les
les pressions radiales étudiées ne diffèrent pas de manière significative en amplitude, le capteur le plus
proche du bord d'attaque du stator (x = 1, à l'extérieur de la veine d'écoulement) mesure toujours l'amplitude la plus élevée au point
multiples BPF. Un pic mineur est repéré à = 0,63 BPF, ce qui correspond à un
fluctuations de pression avec la périodicité mentionnée dans l'espace annulaire, en amont du TVF
entretoises. Aucun composant non synchrone, qui pourrait être associé à des jambes de force rotatives.
les modes [18], sont détectés avec la configuration de mesure actuelle, du moins pas dans le même ordre.
ordre de grandeur que les composants liés
d'ampleur que les composantes liées au BPF.

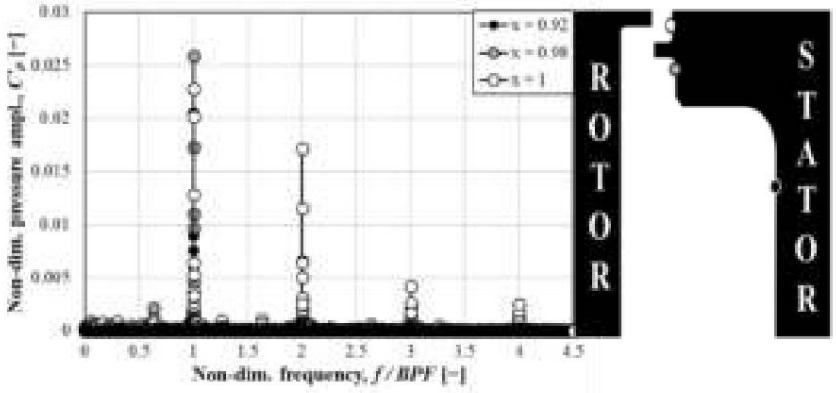


Figure 14. Spectres de pression non dimensionnels à différentes positions radiales dans le DHC. Les données sont
Figure 14. Spectres de pression non dimensionnels à différentes positions radiales dans le DHC. Les données sont
ac -acquises à PFR = 1, x = 0,92, 0,98, 1 et ΔθV/θV, ΔθS/θS = 0.
requis à = 1, = 0,92, 0,98, 1 et Δ / , Δ / = 0.

Les effets du débit d'étanchéité et de la synchronisation des entretoises sur la pression adimensionnelle du BPF
Les effets du débit d'étanchéité et de la synchronisation des entretoises sur le composant pré-
adimensionnel (C P,BPF) sont évalués dans la figure 15. En particulier, la figure compare C P,BPF
composant sûr (à ΔθS/) sont évalués dans la figure 15. En particulier, la figure compare à Δ / = 0
θS = 0 (entretoise LE, ligne noire) et ΔθS/θS = 1/3 (séparateur LE, ligne rouge) à travers le
(entretoise LE, ligne noire) et Δ / = 1/3 (séparateur LE, ligne rouge) sur la plage Φ0 étudiée . La
étudié la plage Φ0 . La figure 15a montre les résultats pour x = 0,92 : deux maxima locaux sont
figure 15a montre les résultats pour = 0,92 : deux maxima locaux sont trouvés
trouvé, à environ Φ0 = 0,02 et Φ0 = 0,068. L'effet de synchronisation des jambes de force ne semble pas
0,068. L'effet de synchronisation des jambes de force semble
pénétrer l'emplacement analysé à l'intérieur du DHC, car les deux courbes se chevauchent presque.
ne pas pénétrer dans l'endroit analysé à l'intérieur du DHC, car les deux courbes sont presque dépassées. La
figure 15b illustre les résultats pour x = 1 : les fluctuations à = sont
clapotis. La figure 15b illustre les résultats pour = 1 : les fluctuations à = sont généralement supérieures par rapport
au cas précédent et, en termes de synchronisation des jambes, les fluctuations à
généralement plus élevé par rapport au cas précédent et, en termes de synchronisation des jambes de force, les
fluctuations ΔθS/θS = 1/3 (ligne rouge) sont plus intenses. La tendance avec le PFR est diamétralement opposée
Les situations à Δ / = 1/3 (ligne rouge) sont plus intenses. La tendance est diamétralement opposée à celle
indiquée dans la figure 15a : faible C P,BPF les valeurs sont mesurées pour Φ0 = 0,02, alors
contrairement à ce qui est rapporté sur la figure 15a : des valeurs faibles sont mesurées pour Φ0 ≤ 0,02, les oscillations montent
jusqu'à un maximum avant Φ0 = 0,068, où une chute brutale est constatée.
puis les oscillations montent jusqu'à un maximum avant Φ0 = 0,068, où une chute soudaine est constatée.
Il est intéressant de noter qu'un tel comportement est analogue à la courbe / de la figure 9b, ce qui suggère
que l'instabilité périodique est provoquée par l'interaction du champ de pression constante de l'aube et de
la jambe de force avec la contribution de la pale en fonction du temps.

Machine Translated by Google

se trouvent, à environ Φ0 = 0,02 et Φ0 = 0,068. L'effet de synchronisation des jambes de force ne semble pas pénétrer l'emplacement analysé à l'intérieur du DHC, car les deux courbes se chevauchent presque. La figure 15b illustre les résultats pour = 1 : les fluctuations à = sont généralement plus élevées par rapport au cas précédent et, en termes de synchronisation des jambes, les fluctuations à Δ / = 1/3 (ligne rouge) sont plus intenses. La tendance est opposée à celle rapportée sur la figure 15a : des est diamétralement valeurs faibles sont mesurées pour Φ0 ≤ 0,02, puis les oscillations montent jusqu'à un maximum avant Φ0 = 0,068, où une chute soudaine est constatée. Il est intéressant de noter qu'un tel comportement est analogue à la courbe / de la figure 9b, ce qui suggère que indiquant que l'instabilité périodique est entraînée par l'interaction du champ de pression stable de l'aube et de l'aile champ de pression avec la contribution de la pale en fonction du temps. avec la contribution de la lame en fonction du temps.

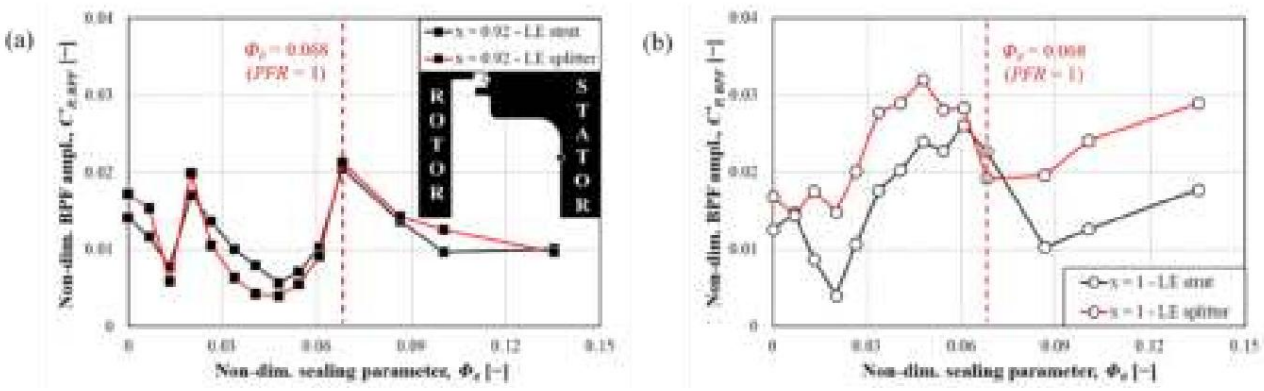


Figure 15. Amplitude de pression adimensionnelle à f = 1 · BPF en fonction du débit d'étanchéité pour deux positions de synchronisation des jambes de force (Δ / = 0, 2/3). (a) Résultats à x = 0,92. (b) Résultats à x = 1. Les données sont acquises à ΔV/θV = 0 pour les deux cas.

Figure 15. Amplitude de pression adimensionnelle à = 1 · BPF en fonction du paramètre de débit d'étanchéité pour deux positions de synchronisation des jambes de force (Δ / = 0, 2/3). (a) Résultats à = 0,92. (b) Résultats à = 1. Les données sont acquises à Δ / = 0 pour les deux cas.

Enfin, le C Spectres P avec différentes dispositions de synchronisation des aubes HPT (Δθ/θV = 0,2, 0,45, 0,7) sont tracés sur la figure 16. Comme prévu d'après l'analyse des mesures pneumatiques, aubes pneumatiques ne semble pas pénétrer. A l'inverse, à = 1 (Figure 16b), le changement significatif est percepible à x = 0,92 (Figure 16a), où la figuration Δ / le Δ intermédiaire montre une composante 1 environ 75% plus grande que les deux autres indiquées avec les marqueurs en diamant et correspondant à un ΔCP intermédiaire,max, montre un cas. 1 · Composante BPF environ 75 % plus grande que les deux autres cas.

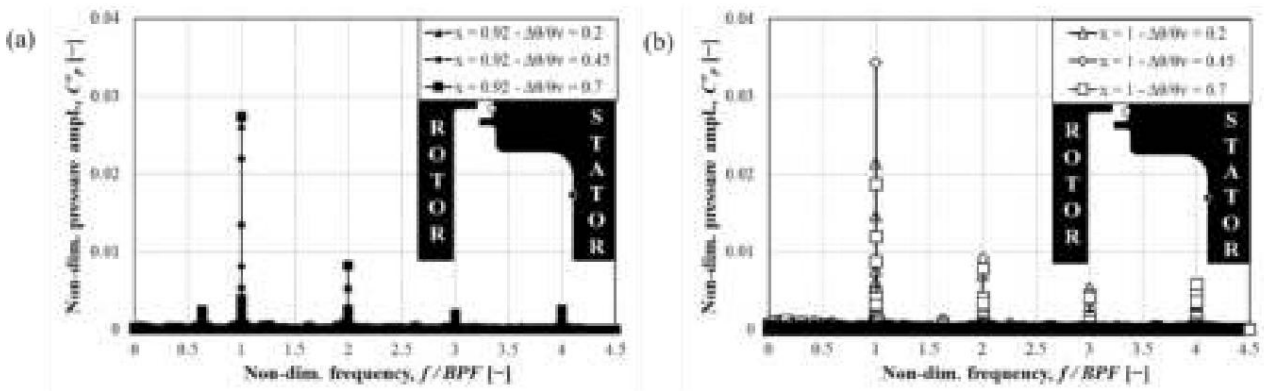


Figure 16. Spectres de pression adimensionnels à différentes positions d'horloge des aubes HPT (Δθ/θV = 0,2, 0,45, 0,7). (a) Résultats à x = 0,92. (b) Résultats à x = 1. Les données sont acquises à = 1 et Δ / = 0.

Figure 16. Spectres de pression adimensionnels à différentes positions d'horloge des aubes HPT (Δ / = 0,2, 0,45, 0,7). (a) Résultats à = 0,92. (b) Résultats à = 1. Les données sont acquises à = 1 et Δ / = 0.

6. Conclusions

6. Conclusions

L'article présente le résultat de mesures stables et instables à l'intérieur du cavité de moyeu en aval d'un étage HPT intégré dans une configuration de turbine à deux étages. Le pertinent pour le moteur et les conditions réalistes d'écoulement annulaire adoptées dans l'étude. constitue une nouveauté importante par rapport à la littérature disponible sur le sujet. Le véhicule d'essai pertinent pour le moteur et les conditions réalistes d'écoulement annulaire adoptées dans l'étude, les mesures stables comprennent à la fois des mesures aérodynamiques (pression) à l'intérieur du constituent une nouveauté importante par rapport à la littérature disponible sur le sujet. L' espace des roues et sur la plateforme statorique et mesures d'efficacité de concentration. les mesures stables comprennent à la fois des mesures aérodynamiques (pression) à l'intérieur du réservoir. De plus, des mesures de pression instable et une visualisation du débit d'huile sont effectuées. l'espace des roues et sur la plate-forme du stator et des mesures d'efficacité de la concentration. pour caractériser davantage les caractéristiques de l'écoulement dans la cavité. Un grand nombre de débits d'étanchéité est étudiées, s'étendant de PFR = 0 à PFR = 2. Les effets de la palette HPT et du TVF pour caractériser davantage les caractéristiques de l'écoulement dans la cavité. Un grand nombre de débits d'étanchéité et de synchronisation des entretoises sont également évalués, étudié, s'étendant de = 0 à = 2. Les effets de l'aube HPT et du TVF La pression statique sur la paroi du stator le timing des jambes de force est également évalué. DHC augmente linéairement avec le PFR, donc avec Φ0. Le rapport de tourbillonnement dans la cavité est maximum à PFR = 0 et diminue fortement avec le La pression statique sur la paroi du stator du DHC augmente linéairement avec ainsi un débit d'étanchéité jusqu'à Φ0 ≈ 0,068 (PFR = 1), là où sa sensibilité à l'injection diminue.

Φ0 . Le rapport de tourbillonnement dans la cavité est maximum à = 0 et diminue fortement avec le débit d'étanchéité jusqu'à Φ0 ≈ 0,068 (= 1), là où sa sensibilité à l'injection chute.

Pour le cas sans purge, la variation de pression due à la synchronisation des aubes et des jambes de force pénètre jusqu'à = 0,95 et = 0,9 à l'intérieur du DHC, respectivement. L'injection de purge réduit à la fois la pénétration radiale et l'intensité de la variation de pression.

Machine Translated by Google

Pour le cas sans purge, la variation de pression due à la synchronisation des aubes et des jambes de force pénètre jusqu'à x = 0,95 et x = 0,9 à l'intérieur du DHC, respectivement. L'injection de purge réduit à la fois la pénétration radiale et l'intensité de la variation de pression.

Les données d'efficacité de concentration révèlent que pour Φ0 ≥ 0,068 = Φ0,min (PFR ≥ 1), la pénétration est principalement confinée à la zone du joint de jante (x > 0,93), qui, dans les applications réelles du moteur , peut être protégée par de la chaleur. alliages résistants. De plus, la réingestion du flux d'étanchéité de la cavité du moyeu en amont est détectée pour les faibles débits d'injection de DHC.

La pression sur la plate-forme du moyeu TVF est adaptée à un modèle analytique, qui permet d'isoler les contributions des aubes et des jambes de force sur le profil circonférentiel mesuré. La pression moyenne dans l'anneau diminue avec des PFR plus élevés, tandis que la variation du pic au creux est maximisée à Φ0,min. De plus, ΔCP,max varie en fonction de la synchronisation des aubes HPT, mais il est démontré que cela a un impact négligeable sur la valeur de Φ0,min. Cela contraste avec les modèles d'entrée traditionnels, développés dans des environnements de test moins représentatifs des moteurs. Des analyses plus approfondies seraient nécessaires pour consolider les limites des modèles mentionnés dans des bancs d'essai de complexité similaire. Néanmoins, le profil de pression du moyeu détermine principalement la répartition de la sortie du DHC à l'intérieur de l'espace annulaire, comme le confirme l'efficacité des profils circonférentiels et la visualisation du flux d'huile.

Enfin, les spectres de pression instable sont dominés par le composant BPF et ses harmoniques pour chaque condition de purge et de synchronisation testée. Aucune oscillation non synchrone du même ordre de grandeur n'est identifiée. Les harmoniques supérieures du BPF sont particulièrement fortes à x = 1 et sont partiellement supprimées à l'intérieur de la cavité. Dans le même temps, la composante 1 · BPF montre des effets mineurs de synchronisation des jambes de force et des aubes à x = 0,92, en cohérence avec les mesures pneumatiques. De tels effets sont en revanche considérables à x = 1, où le capteur à ΔθS/θS = 2/3 et la position d'horloge de l'aube ΔθV/θV = 0,45 présentent les fluctuations périodiques BPF les plus élevées.

Contributions des auteurs : Conceptualisation, MP et EG ; méthodologie, FM et MP ; logiciels, FM et MP ; validation, FM, NK et AH ; analyse formelle, FM et MP ; enquête, FM, NK, AH et MP ; ressources, NK et AH ; conservation de données, FM ; rédaction – préparation du projet original, FM ; rédaction – révision et édition, MP et EG ; visualisation, FM; supervision, EG; administration de projet, EG ; acquisition de financement, EG Tous les auteurs ont lu et accepté la version publiée du manuscrit.

Financement : Le projet à l'origine de cette candidature a reçu un financement de l'entreprise commune Clean Sky 2 dans le cadre du programme de recherche et d'innovation Horizon 2020 de l'Union européenne (convention de subvention n° 785313).

Déclaration du comité d'examen institutionnel : sans objet.

Déclaration de consentement éclairé : sans objet.

Déclaration sur la disponibilité des données : Des restrictions s'appliquent à la disponibilité des données présentées dans cette étude. Les données sont disponibles sur demande auprès de l'auteur correspondant, autorisation préalable de GE Aviation.

Remerciements : Les auteurs tiennent à remercier F. Mangini pour sa contribution à l'exploitation de l' installation d'essai et GE Aviation pour l'autorisation de publier cet article.

Conflits d'intérêts : Les auteurs ne déclarent aucun conflit d'intérêts. Les bailleurs de fonds n'ont joué aucun rôle dans la conception de l'étude ; dans la collecte, l'analyse ou l'interprétation des données ; dans la rédaction du manuscrit ; ou dans la décision de publier les résultats.

Nomenclature

Abréviations

FBP	fréquence de passage des
TFD	pales transformée de Fourier discrète
HPT, LPT	bord d'attaque du conduit de turbine
ITD	intermédiaire de turbine haute
LE	pression et basse pression

Machine Translated by Google

PFR	rapport de débit de purge
TVF	cadre d'aube de turbine
CHU, USC	Cavité moyeu/carénage amont
DHC, DSC	cavité de moyeu/carénage aval
Symboles	
z, r, θ	coordonnée axiale, radiale, tangentielle
V, S, SPb	Palette HPT, jambe de force TVF, séparateur TVF
	rayon intérieur de la lèvre du rotor
c	concentration
C	coefficient adimensionnel
f, t	fréquence, heure
G	rapport d'écart
k,	amplitude, phase du modèle de pression
L	longueur
ṁ	débit massique
P.	pression
Concernant	Nombre de Reynolds
V	vitesse absolue du noyau
W, M	vitesse absolue de l'anneau
x	rayon adimensionnel
β	rapport de tourbillon
ε	efficacité de la concentration
λT	paramètre d'écoulement turbulent
ρ,μ	densité, viscosité dynamique
Φ	paramètre d'étanchéité adimensionnel
Ω	vitesse de rotation du disque
Indices	
et	
Exposants	
0, une, s	cavité, anneau, échantillon
c	autorisation
des	position de l'aube de conception
F	couler
dans	joint intérieur
min	débit d'étanchéité minimum
maximum	différence entre le sommet et le creux
P.	pression
T	total
W	anneau
Ω	rotation
'	composante moyenne
	composante dépendant du temps

Références

1. Owen, JM Prédiction de l'ingestion par les joints de jante de turbine - Partie II : Infiltration induite et combinée de l'extérieur. J. Turbomach. 2010, 133, 11. [Référence croisée]
2. Régina, K. ; Kalfas, AI; Abhari, RS Enquête expérimentale sur les effets du débit de purge sur un étage de turbine haute pression. J. Turbomachine. 2014, 137, 41006. [Référence croisée]
3. Phadke, EN HAUT ; Owen, JM Aspects aérodynamiques de l'étanchéité des systèmes rotor-stator de turbine à gaz : Partie 3 : L'effet de la nonaxisym- débit externe métrique sur les performances du joint. Int. J. Flux de fluide thermique 1988, 9, 113-117. [Référence croisée]
4. Bohn, D. ; Wolff, M. Formulation améliorée pour déterminer le débit d'étanchéité minimum (Cw, min) pour différentes configurations d'étanchéité. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo 2003, organisé en même temps que la conférence internationale conjointe sur la production d'électricité de 2003, à Atlanta, GA, États-Unis, 16-19 juin 2003 ; Tome 5.
5. Hamabé, K. ; Ishida, K. Expériences de joint de jante et analyse d'un système rotor-stator avec un flux principal non axisymétrique. Dans Actes du congrès et exposition international ASME 1992 sur les turbines à gaz et les moteurs d'aviation, Cologne, Allemagne, 1er-4 juin 1992 ; Tome 1 : Turbomachines.

Machine Translated by Google

6. Mâcher, JW ; Vert, T. ; Turner, AB Scellement des jantes des espaces de roues rotor-stator en présence d'un flux externe. Dans les actes du congrès et exposition international ASME 1994 sur les turbines à gaz et les moteurs d'aviation, La Haye, Pays-Bas, 13-16 juin 1994 ; Tome 1 : Turbomachines.

7. Scobie, JA; Hualca, FP; Sangan, CM; Verrouillage, interaction de sortie GD via les joints de jante de turbine. J. Ing. Puissance des turbines à gaz 2018, 140, 4. [CrossRef]

8. Scobie, JA; Hualca, FP; Patinios, M. ; Sangan, CM; Owen, JM; Lock, GD Réingestion de la sortie en amont dans une plate-forme de turbine à gaz à 1,5 étage. J. Ing. Puissance des turbines à gaz 2018, 140, 4. [CrossRef]

9. Hualca, FP; Horwood, JTM; Sangan, CM; Serrure, GD ; Scobie, JA L'effet des aubes et des pales sur la pénétration dans les turbines à gaz. J. Ing. Puissance des turbines à gaz 2020, 142, 1. [CrossRef]

10. Sangan, CM; Pountney, JO ; Zhou, K. ; Wilson, M. ; Owen, JM; Lock, GD Mesures expérimentales de l'ingestion à travers les joints de jante de turbine - Partie I : Infiltration induite de l'extérieur. J. Turbomach. 2012, 135, 11.

11. Graikos, D. ; Tang, H. ; Sangan, CM; Serrure, GD ; Scobie, JA Une nouvelle interprétation de la pénétration de gaz chauds à travers les joints de jante de turbine Influencé par le tourbillon annulaire grand public. J. Ing. Puissance des turbines à gaz 2022, 144, 9. [CrossRef]

12. Cao, C. ; Mâcher, JW ; Millington, RP ; Hogg, SI Interaction du joint de jante et des flux annulaires dans une turbine à flux axial. J. Ing. Gaz Puissance des turbines 2004, 126, 786-793. [Référence croisée]

13. Jakoby, R. ; Zierer, T. ; Lindblad, K. ; Larsson, J. ; Bohn, LDE; Funcke, J. ; Decker, A. Simulation numérique du champ d'écoulement instable dans une configuration de joint de jante de turbine à gaz axiale. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo 2004 : Power for Land, Sea, and Air, Vienne, Autriche, 14-17 juin 2004 ; Tome 4 : Turbo Expo 2004.

14. Roy, RP; Feng, J. ; Narzary, D. ; Paolillo, RE Expérience sur l'ingestion de gaz via des joints de jante de turbine à flux axial. J. Ing. Gaz Puissance des turbines 2005, 127, 573-582. [Référence croisée]

15. Barbe, PF ; Gao, F. ; Chana, KS ; Chew, J. Phénomènes d'écoulement instable dans les joints de jante de turbine. J. Ing. Puissance des turbines à gaz 2016, 139, 9.

16. Savov, SS ; Atkins, NR ; Uchida, S. Une comparaison des géométries de joints de jante à simple et double lèvre. J. Ing. Puissance des turbines à gaz 2017, 139, 7. [Référence croisée]

17. Gao, F. ; Mâcher, JW ; Marxen, O. Ondes d'inertie dans les écoulements des joints de jante de turbine. Phys. Rév. Fluides 2020, 5, 2. [CrossRef]

18. Mâcher, JW ; Gao, F. ; Palermo, DM Mécanismes d'écoulement dans l'étanchéité des jantes de turbine axiale. Proc. Inst. Mécanique. Ing. Partie C J. Mech. Ing. Sci. 2018, 233, 7637-7657. [Référence croisée]

19. Marn, A. ; Göttlich, E. ; Cadrecha, D. ; Pirker et HP raccourcissent la longueur du conduit de turbine intermédiaire en appliquant un Concept. J. Turbomach. 2009, 131, 7. [Réf. croisée]

20. Zérobin, S. ; Aldrien, C. ; Peters, A. ; Heitmeir, F. ; Göttlich, E. Impact des flux de purge individuels du rotor de turbine à haute pression sur l'aérodynamique du cadre central de la turbine. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo 2017 : Conférence technique et exposition sur les turbomachines, Charlotte, Caroline du Nord, États-Unis, 26-30 juin 2017.

21. Sterzinger, PZ ; Merli, F. ; Peters, A. ; Behré, S. ; Heitmeir, F. ; Göttlich, E. Impact de la synchronisation turbine-jambe sur les performances d'un Cadre central de turbine. J. Turbomach. 2021, 143, 51011. [Réf. croisée]

22. Hubinka, J. ; Santner, C. ; Paradiso, B. ; Malzacher, F. ; Göttlich, E. ; Heitmeir, F. Conception et construction d'une turbine d'essai à deux arbres pour l'étude des écoulements au milieu du cadre de la turbine. Dans Actes de l'ISABE, Montréal, QC, Canada, 7-11 septembre 2009 ; p. 7-11.

23. Steiner, M. ; Zérobin, S. ; Bauinger, S. ; Heitmeir, F. ; Göttlich, E. Développement et mise en service d'un système de flux de purge dans une installation de test à deux bobines. Dans Actes de la 2e Conférence européenne sur la dynamique des fluides et la thermodynamique des turbomachines, Stockholm, Suède, 3-7 avril 2017.

24. Patinios, M. ; Merli, F. ; Hafizovic, A. ; Göttlich, E. L'interaction des flux de purge avec les caractéristiques de flux secondaires dans les cadres centraux de turbine. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo 2021 : conférence technique et exposition sur les turbomachines, virtuelle, du 7 au 11 juin 2021 ; Volume 2C : Turbomachines – Méthodes de conception et modélisation CFD pour les turbomachines ; Interactions entre conduits, bruit et composants.

25. Bayley, FJ; Owen, JM La dynamique des fluides d'un système de disque enveloppé avec une sortie radiale de liquide de refroidissement. J. Ing. Pouvoir 1970, 92, 335-341. [Référence croisée]

26. Quotidien, JW ; Nece, Effets dimensionnels de la chambre RE sur l'écoulement induit et la résistance au frottement des disques rotatifs fermés. J.Basique Ing. 1960, 82, 217-230. [Référence croisée]

27. Childs, P. Flux rotatif ; Elsevier Science : Amsterdam, Pays-Bas, 2010.

28. Merli, F. ; Hafizovic, A. ; Krajnc, N. ; Schien, M. ; Peters, A. ; Heitmeir, F. ; Göttlich, E. L'interaction du débit du flux principal et des débits de cavité dans les cadres centraux de turbine et les cadres d'aubes de turbine. J. Ing. Puissance des turbines à gaz 2022, 145, 12.

29. MATLAB, version 9.7.0 (R2019b) ; The MathWorks Inc. : Natick, MA, États-Unis, 2019.

30. Sangan, CM; Lalwani, Y. ; Owen, JM; Lock, GD Mesures expérimentales de l'ingestion via les joints de jante de turbine : partie 5 – Dynamique des fluides de l'espace des roues. Dans Actes de l'ASME Turbo Expo 2013 : Turbine Technical Conference and Exposition, San Antonio, Texas, États-Unis, 3-7 juin 2013 ; Tome 3A : Transfert de chaleur.

31. Patinios, M. ; Scobie, JA; Sangan, CM; Owen, JM; Verrouillage, mesures GD et modélisation de l'entrée dans une nouvelle étape 1,5 Installation de recherche sur les turbines. J. Ing. Puissance des turbines à gaz 2016, 139, 8. [CrossRef]

32. Savov, SS ; Atkins, NR Un modèle d'entrée de joint de jante basé sur le transport turbulent. Dans Actes de l'ASME Turbo Expo 2017 : Conférence technique et exposition sur les turbomachines, Charlotte, Caroline du Nord, États-Unis, 26-30 juin 2017 ; Tome 5B : Transfert de chaleur.

Machine Translated by Google

33. Göttlich, E. Recherche sur l'aérodynamique des diffuseurs à turbine intermédiaire. Programme. Aérosp. Sci. 2011, 47, 249-279. [Référence croisée]
34. Merli, F. ; Krajnc, N. ; Hafizovic, A. ; Patinios, M. ; Göttlich, E. Enquête instable sur les conduits de turbine intermédiaires sous l' influence des flux de purge. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo 2023, Boston, MA, États-Unis, 26-30 juin 2023.

Avis de non-responsabilité/Note de l'éditeur : Les déclarations, opinions et données contenues dans toutes les publications sont uniquement celles du ou des auteurs et contributeurs individuels et non de MDPI et/ou du ou des éditeurs. MDPI et/ou le(s) éditeur(s) déclinent toute responsabilité pour tout préjudice corporel ou matériel résultant des idées, méthodes, instructions ou produits mentionnés dans le contenu.

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Article

Développement de pompes à eaux usées avec affichage numérique et Support expérimental

David Beck* et Paul Uwe Thamsen

Chaire de dynamique des systèmes fluides, Faculté de génie mécanique et des systèmes de transport, Technische Universität Berlin, 10623 Berlin,
Allemagne * Correspondance : david.beck@tu-berlin.de ; Tél. : +49-30-314-70941

Résumé : Surtout dans le domaine des pompes pour eaux usées, la conception des roues radiales se concentre non seulement sur une efficacité maximale mais également sur la fonctionnalité en termes de susceptibilité au colmatage par des milieux fibreux. En général, l'efficacité des turbines pour eaux usées est nettement inférieure à celle des turbines pour eaux claires. Ces turbines pour eaux usées sont conçues avec un faible nombre de pales pour garantir que les médias fibreux peuvent être pompés. Cet article décrit la méthodologie d'optimisation d'une turbine pour eaux usées. L'optimisation est réalisée sur une roue semi-ouverte à deux canaux à titre d'exemple. Par conséquent, une nouvelle roue est conçue pour une volute donnée. Sur la base d'une conception de base pour des conditions aux limites données, la roue est vérifiée au moyen d'une simulation numérique. La roue fabriquée est ensuite testée sur le banc d'essai pour vérifier la simulation. En ce qui concerne les investigations optiques, le comportement de colmatage de la roue est spécifiquement amélioré au cours de trois modifications différentes afin de présenter finalement une roue avec un bon rendement et une faible tendance au colmatage.

Mots-clés : turbine pour eaux usées ; CFD ; mesure optique

1. Introduction

Les pompes à eaux usées sont confrontées à des problèmes de fonctionnement accrus dus au colmatage, par exemple au colmatage de la roue ou de la volute, en fonction de la contamination accrue des solides dans les eaux usées. Cela représente la principale raison des temps d'arrêt, de l'usure et du travail manuel dans les stations d'épuration [1,2]. Ces solides, principalement responsables du colmatage des pompes, sont souvent des matériaux fibreux indéchirables, par exemple des lingettes humides. La figure 1 montre les composants d'un blocage de pompe, où les matériaux fibreux résistants à la déchirure sont le principal composant du blocage de la pompe, qui ont été trouvés dans [3].



Figure 1. Constituants du blocage de la pompe [3].

Contrairement aux pompes à eau douce, les pompes à eaux usées utilisent délibérément des roues avec un faible nombre de pales ou des formes de roue spéciales pour traiter les matières solides contenues dans les eaux usées aussi efficacement que possible. Les roues typiques pour le transport des eaux usées sont fermées et semi-ouvertes

check for updates

Référence : Beck, D. ; Thamsen, PU Développement de pompes à eaux usées avec support numérique et expérimental. Int. J. Turbomach. Propulse. Pouvoir 2023, 8, 18. https://doi.org/10.3390/ijtpp8020018

Rédacteurs académiques : János Gábor Vad, Csaba Horváth et Tamás Benedek

Reçu : 13 février 2023
Révisé : 3 mai 2023
Accepté : 21 mai 2023
Publié : 2 juin 2023

Copyright : © 2023 par les auteurs. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.
Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

Machine Translated by Google

des roues multicanaux, des roues monocanal fermées et semi-ouvertes, ainsi que des formes spéciales telles que la roue vortex [4].

Jusqu'à présent, les pompes étaient évaluées selon la norme DIN EN ISO 9906 uniquement en ce qui concerne leurs valeurs pour l'eau claire. Il n'existe pas de critère général concernant la susceptibilité au colmatage lors du pompage d'eaux usées contenant des solides [5].

Par rapport à l'approche classique décrite, le test de performance fonctionnelle a déjà été introduit dans [6], qui teste à la fois l'efficacité η et la susceptibilité au colmatage des pompes.

Dans cet article, la méthodologie d'optimisation d'une turbine pour eaux usées est décrite. A titre d'exemple, une roue semi-ouverte à deux canaux est conçue. Au moyen de simulations et de tests de performances fonctionnelles sur le banc d'essai, il s'agit de développer un système hydraulique qui, outre une bonne efficacité, devrait avoir une faible susceptibilité au colmatage. Une classification de la susceptibilité au colmatage pour la roue semi-ouverte à deux canaux est effectuée à l'aide des critères d'évaluation du test de performance fonctionnelle de longue durée.

2. Matériels et méthodes

2.1. Conception de

base La nouvelle roue est conçue comme une roue semi-ouverte à deux canaux. Contrairement aux roues fermées, qui possèdent à la fois un moyeu et un carénage, les roues semi-ouvertes n'ont pas de carénage rotatif. Pour cette roue, le carénage est installé de manière fixe dans le boîtier, ce qui crée un petit espace entre la roue et la volute. Cet espace facilitera l' évacuation des matériaux fibreux ajoutés.

La roue doit être conçue comme une roue radiale et se situer dans une plage de vitesse spécifique de nq = 30 . . . 50, ce qui est typique pour les roues radiales pour eaux usées [7]. La vitesse spécifique nq est calculée selon [8] comme suit, en utilisant la vitesse n (1/min), le débit Q (m3/s) et la hauteur H (m) :

$$Qnq = n \frac{\sqrt{\ }}{H3/4} \quad (1)$$

Le point de conception de cette roue est donné sous forme normalisée, car cet article se concentre principalement sur la méthodologie d'optimisation. Le point de conception est donné en continu pour l'écoulement avec Qdesign = 1,0 ; de manière analogue, la tête donne Hdesign = 1,0.

L'une des exigences de la roue est la variabilité maximale pour modifier la géométrie du bord d'attaque des pales. Des recherches antérieures ont montré que les roues à bords d'attaque classiques ont souvent tendance à augmenter le colmatage dans les roues à deux canaux. L'objectif de cette roue est de pouvoir incorporer une géométrie imprimée en 3D pour relier les bords d'attaque de la roue, appelés bords d'attaque connectés (CLE), avec une variabilité maximale pour la roue de base. La roue classique avec deux bords d'attaque et une conception possible de CLE sont représentées schématiquement dans la figure 2.

La partie supérieure de la figure 2 montre une approche classique pour une roue semi-ouverte à deux canaux . La partie inférieure de la figure montre deux variantes d'un contour méridional possible pour le CLE : (A) montre une forme convexe, destinée à suivre le tracé des largeurs de pales des pales d'origine. (B) montre un contour méridional pour CLE qui est plat et parallèle au côté aspiration de la pompe.

Pour la conception de base de la roue, la forme des deux bords d'attaque est choisie en fonction de la partie supérieure de la figure 2. La roue est conçue pour la vitesse spécifique maximale selon ladite plage avec une vitesse spécifique de nq,design = 50, puisqu'un déplacement du point de meilleur rendement (BEP) dû au CLE vers des débits plus petits est attendu. Ce déplacement du point de meilleur rendement vers des débits plus petits est dû, entre autres, au fait que la surface efficace du côté aspiration de la roue est réduite en raison d'un diamètre d'entrée décroissant ainsi que l'angle d'entrée des pales β1 . Il faut donc s'attendre à une courbe caractéristique plus raide pour la roue avec CLE par rapport à la roue avec deux

Machine Translated by Google

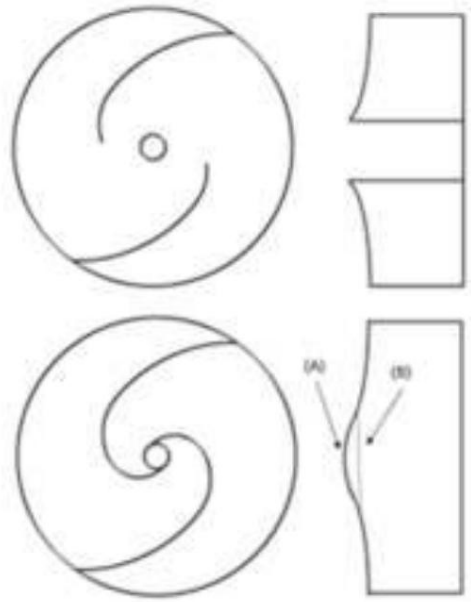


Figure 2. Coupe méridionale et vue en plan de la roue semi-ouverte à deux canaux avec deux bords d'attaque (en haut) et pour le CLE (en bas), avec une forme convexe (A) ainsi qu'une forme plate (B).

La roue est conçue pour une volute d'eaux usées donnée. Des investigations antérieures sur cette volute ont montré qu'elle est particulièrement résistante au colmatage. Ceci est nécessaire pour évaluer la roue en termes de susceptibilité au colmatage. Le colmatage dans la volute a une influence négative sur la sensibilité générale du système hydraulique et donc sur le résultat de la mesure, car la quantité totale de lingettes humides dans la pompe ne peut être mesurée qu'après la fin du test.

Le contour en spirale de la volute est circulaire. Le carénage stationnaire intégré est utilisé pour toutes les mesures.

La courbe d'étranglement théorique est calculée pour la roue selon [8]. Cependant, il ne s'agit que d'une référence et est vérifiée par la simulation ultérieure et les résultats de mesure des tests.

2.2. Support

numérique La roue à deux bords d'attaque est simulée avant la fabrication pour évaluer la conception.

Pour la simulation numérique, le logiciel ANSYS CFX est utilisé. Pour la roue, un maillage structuré est utilisé. La volute est maillée comme un maillage non structuré. La configuration incluant le maillage est illustrée à la figure 3. Les détails sur les qualités du maillage sont présentés dans le tableau 1.

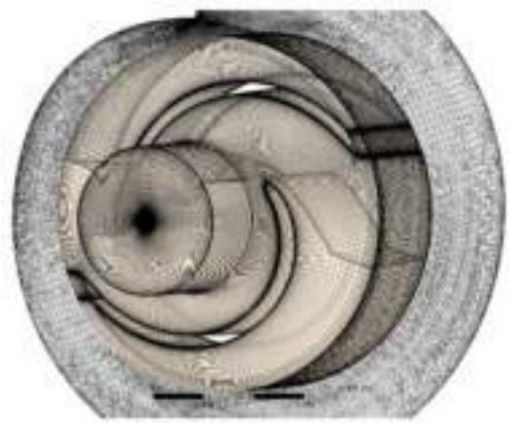


Figure 3. Maillage utilisé pour la simulation.

Machine Translated by Google

Tableau 1. Statistiques de maillage.

Partie	Éléments
Turbine	827 772
Volute	864 356

La simulation est calculée de manière stationnaire afin de raccourcir le temps de calcul. Le modèle de transport par contrainte de cisaillement (SST) est choisi comme modèle de turbulence afin de générer une bonne résolution et convergence à la fois dans les zones proches des parois et dans les écoulements libres [9].

Certaines simplifications sont appliquées pour la simulation : La roue, qui est conçue comme une roue semi-ouverte à deux canaux, est simulée sans l'espace entre les parois latérales, car la simulation est principalement utilisée pour estimer la conception générale. Il en va de même pour l'espace entre la roue et le carénage fixe, car la taille de l'espace a une influence sur le débit des lingettes humides, qui doit être déterminée expérimentalement. De même, les pertes par frottement des disques ne sont pas représentées dans leur intégralité par le montage.

En conséquence, la simulation se concentre sur la vérification de la géométrie de base de la roue. On peut supposer que les résultats simulés sont meilleurs que ceux de la roue fabriquée en raison des pertes négligées. Cela s'applique en particulier aux rendements pour des débits volumétriques plus élevés, car les pertes hydrauliques pour des débits volumétriques plus élevés ont une plus grande influence.

Dix points de fonctionnement sont simulés. Parmi ceux-ci, le point de conception ainsi que trois points de fonctionnement avec des débits plus faibles par rapport au point de conception et six points avec des débits plus élevés par rapport au point de conception sont simulés.

Étant donné que la roue est une roue semi-ouverte à deux canaux simulée sans espace, le carénage est supposé être une paroi contrarotative. De plus, la liaison arbre-moyeu du moyeu est supposée être une paroi antidérapante, car celle-ci n'existe pas dans le prototype, afin que le CLE décrit puisse être installé.

2.3. Prototypage de la roue

La roue de base avec deux bords d'attaque est en fonte, le seul changement de conception par rapport à la simulation est la connexion arbre-moyeu. La roue est fabriquée de telle manière qu'une fixation imprimée en 3D peut être placée sur la vis de l'arbre central pour relier les bords d'attaque.

La roue fabriquée en fonte est illustrée à la figure 4.



Figure 4. Modification 0 : turbine fabriquée.

Les attaches sont fabriquées à partir d'acide polylactique plastique (PLA) à l'aide d'une imprimante 3D, car cette fabrication est relativement peu coûteuse et rapide en termes de modifications de conception. De plus, des tests antérieurs ont montré que le PLA présente une résistance suffisante lorsqu'il est utilisé avec des eaux usées artificielles.

Machine Translated by Google

2.4. Procédure d'essai

Le banc d'essai pour les performances fonctionnelles de la chaire de dynamique des systèmes des fluides de la Technische Universität Berlin comprend deux réservoirs, le réservoir d'eaux usées (WWT) et le réservoir d'eau douce (FWT), chacun d'un volume de 4 m3. Deux tests de ·

colmatage différents peuvent être effectués. sur le banc d'essai à l'aide de lingettes humides indéchirables : le test de performance fonctionnelle et le test de performance fonctionnelle de longue durée. Le banc d'essai est équipé de vannes à manchon qui permettent de basculer entre les différents tests et d'arrêter la pompe. De plus, un filtre est installé dans le FWT, qui est découplé du système et élimine toutes les fibres résiduelles dans le banc d'essai. Les résultats de cet article sont générés avec le test de performance fonctionnelle à long terme. Pour les tests, des lingettes humides indéchirables selon les classes de contamination du tableau 2 sont utilisées.

Tableau 2. Classes de contamination.

Classe de contamination	Lingettes/m3
Eau claire (CW)	0
Faible contamination (L25)	25
Contamination moyenne (L50)	50
Contamination élevée (L100)	100

La figure 5 montre les lingettes humides utilisées pour l'expérience. Ceux-ci ont les dimensions de 22 × 30 cm et un grammage de 60 g/m2 .

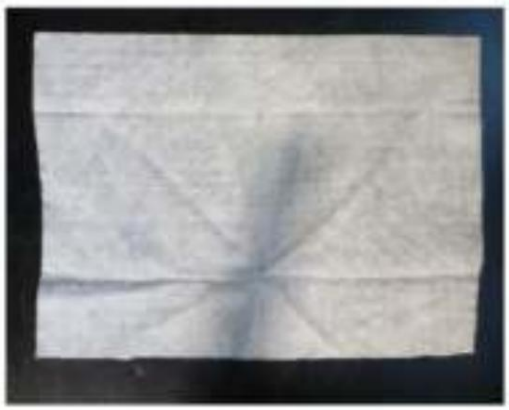


Figure 5. Lingettes humides utilisées pour les tests.

Généralement, pour les deux essais, les pompes sont testées à leur BEP, ainsi qu'à 80 % du BEP en charge partielle et à 120 % du BEP en surcharge. Au total, neuf mesures par roue sont ainsi effectuées sur le banc d'essai.

Test de performance fonctionnelle de longue durée :

Le test de performance fonctionnelle à long terme décrit le pompage de 60 minutes des eaux usées artificielles dans une boucle du WWT au WWT, illustré à la figure 6. Au cours du processus, les valeurs mesurées de la hauteur de chute, du débit et de la puissance électrique sont enregistrées. chaque seconde. L'efficacité η est déterminée à l'aide de ces données. Après le test, la pompe est arrêtée et ouverte, et les lingettes humides restantes sont documentées et retirées. À partir de là, le degré de performance fonctionnelle à long terme (DLTF) est déterminé selon l'équation (2) :

$$DLTF = 2 - \frac{1}{\frac{\eta test,0–60min[-]}{\eta CW,OP[-]}} 1 + 2 \frac{mW,total[g] - mW,pompe[g]}{mW,total[g]} \quad (2)$$

Ici, la première partie du DLTF représente le rapport entre l'efficacité moyenne sur la période de mesure de 60 minutes (ηtest,0–60min) et l'efficacité de l'eau claire au point de fonctionnement correspondant (ηCW,OP). Le deuxième terme du DLTF représente le rapport de la différence

Machine Translated by Google

entre la quantité totale de lingettes fournies (mW, total) et les lingettes restantes dans la pompe (mW, pompe) à la quantité totale de lingettes fournies.

Un DLTF de 0 indique que la roue est complètement bouchée et que le transport n'est plus possible, tandis qu'une valeur de 1 décrit un fonctionnement sans colmatage. Sur la base des tests déjà effectués, un DLTF d'au moins 0,7 est requis pour le prototype, car il a été démontré que les roues au-dessus d'une valeur de 0,7 présentent un bon comportement au colmatage et peuvent bien gérer le matériau fibreux ajouté.

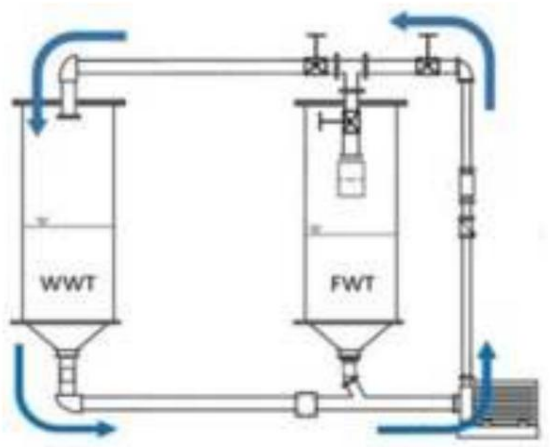


Figure 6. Cycle de test fonctionnel de longue durée.

2.5. Accès optique Le

banc d'essai dispose d'un accès optique côté aspiration, similaire à l'accès optique présenté dans [10]. Au moyen d'un endoscope, d'un anneau lumineux LED et d'une caméra haute vitesse , il est possible d'obtenir un aperçu plus précis de l'entrée de la turbine pendant le fonctionnement. La figure 7 montre l'accès installé.

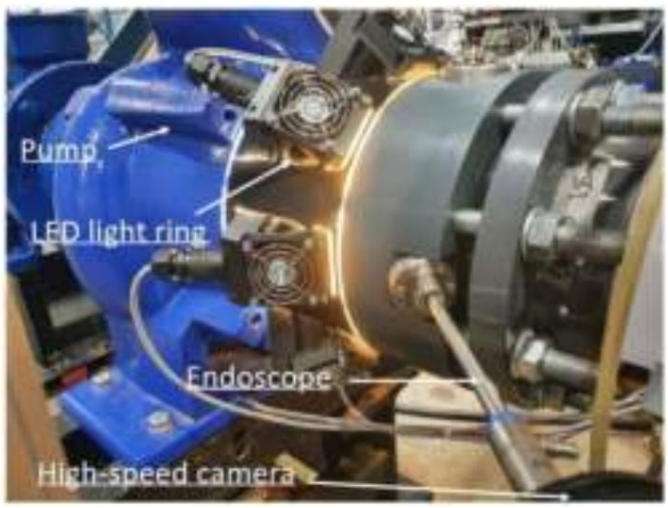


Figure 7. Configuration de test pour l'accès optique.

En tant que méthode de mesure supplémentaire, cette approche offre la possibilité de décrire l'interaction entre le flux et les lingettes humides pendant le fonctionnement et d'apporter des modifications ciblées à la géométrie à partir des résultats. Pour ces tests, la caméra enregistre à 1 000 images par seconde (fps) sur une période de 20 secondes avec une résolution de 768 × 768 pixels. Le cycle de test est analogue au test de performance fonctionnelle de longue durée, mais la classe de contamination est différente. Pour ces tests, dix lingettes humides sont utilisées par m3 d'eau , car il a été démontré qu'avec cette quantité, le comportement initial de colmatage peut être facilement observé, alors qu'il n'y a pas trop de lingettes pour nuire à la mesure optimale.

Machine Translated by Google

L'endoscope a un diamètre de 10 mm et une direction de visualisation de 45◦ . Grâce à la position d'installation qui en résulte, cet angle garantit que les lingettes ne se bouchent pas sur l' endoscope et qu'une alimentation uniforme des lingettes dans l'entrée de la pompe est ainsi possible.
Le champ de vision est de 88◦ . L'anneau lumineux LED se compose de huit LED individuelles qui fournissent chacune un flux lumineux de 5 595 lumens.

3. Résultats et discussion

3.1. Résultats—Simulation

Les résultats de simulation par rapport à la courbe de conception théorique sont présentés dans la figure 8. Pour les résultats de simulation, seules les courbes d'étranglement sont comparées entre elles, car aucune estimation du rendement n'a été réalisée.

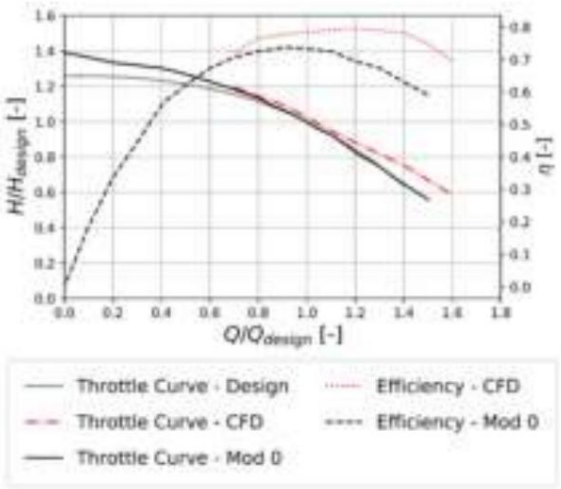


Figure 8. Modification 0 — courbes caractéristiques.

Les résultats de la simulation montrent la même tendance des caractéristiques de conception. La courbe d'étranglement simulée montre un niveau légèrement plus élevé et est supérieur à tous les points de fonctionnement calculés de la courbe d'étranglement de conception. Cela est dû, entre autres, aux simplifications de la simulation décrites ci-dessus. Cela peut également être dit du rendement, pour lequel une valeur de ηBEP,CFD = 79,5 % est obtenue dans la simulation. Cependant, on peut constater que le BEP de l'hydraulique avec QBEP,CFD = 1,2 est légèrement supérieur au point de conce

Globalement, cette comparaison montre que la conception est bien représentée par la simulation en ce qui concerne ses caractéristiques de conception. En raison des hypothèses simplifiées, l'efficacité atteint une valeur plus élevée dans la simulation que celle attendue lors de la mesure. En particulier, toutes les pertes hydrauliques ne sont pas prises en compte par les simplifications. Puisque ceux-ci augmentent avec des débits plus élevés, il faut s'attendre à un déplacement de l'efficacité optimale avec des débits plus faibles. De même, on peut supposer une efficacité réduite au BEP de la roue fabriquée.

3.2. Résultats - Modification 0 La

figure 8 montre en outre la mesure des courbes caractéristiques de la roue à deux bords d'attaque sur le banc d'essai par rapport aux résultats de simulation ainsi que la courbe d'étranglement de conception.

Les courbes caractéristiques mesurées montrent la même tendance que celle de la simulation autour du point de conception. Les courbes d'étranglement simulées et mesurées montrent une tendance presque identique, en particulier dans la direction des débits plus faibles du point de conception .

En cas de charge partielle et de surcharge importantes, la courbe d'accélérateur mesurée s'écarte de la courbe d'accélérateur de conception. Cependant, la courbe d'étranglement de conception ne représente qu'une tendance et doit principalement être supposée pour la plage de meilleur rendement.

Le rendement maximum de la roue mesurée est environ 5 % inférieur à la meilleure valeur de rendement de la simulation. Le BEP de la roue est donc à un débit de QBEP,0 = 0,9

Machine Translated by Google

avec une valeur d'efficacité de ηBEP,0 = 73,9 %. Cet écart est encore une fois dû aux hypothèses simplifiées de la simulation. Ce BEP donne lieu à une vitesse spécifique de nq,0 = 48 qui, compte tenu des conditions limites pour la vitesse spécifique, constitue un bon point de départ pour la suite du processus d'insertion d'une pièce imprimée pour CLE.

Pour obtenir une idée de la susceptibilité au colmatage de la roue de base, un test de fonctionnement de longue durée avec contamination moyenne (L50) est effectué pour la roue de la modification 0.

La roue se bouche avec un résultat de DLTF,0 = 0,32. La quantité de lingettes humides retirées de l'impulseur à la fin du test correspond à 72 % de la quantité de lingettes humides fournie. Le colmatage s'est accumulé sur les bords d'attaque pendant le test et s'est développé à partir de là. Le colmatage à l'intérieur de la roue après la fin du test de performance fonctionnelle de longue durée est visible sur la figure 9.



Figure 9. Modification 0 : colmatage après un test fonctionnel de longue durée (BEP, L50).

Cette géométrie de turbine n'est pas capable d'évacuer les lingettes humides. En raison de la haute risque de colmatage, aucun autre test de la roue n'est effectué.

3.3. Résultats - Modification

d'optimisation 1 : Pour la première modification, une pièce imprimée pour le CLE avec une forme fortement convexe dans la section méridionale comme le montre la figure 2, exemple (A), est utilisée, qui suit la progression en largeur des deux pales. Les courbes caractéristiques de la modification 1 par rapport à la modification 0 sont représentées sur la figure 10.

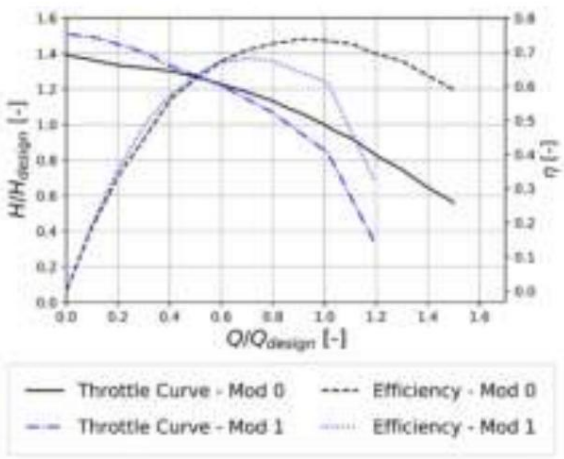


Figure 10. Modification 1 — courbes caractéristiques.

Les courbes caractéristiques de la Modification 1 montrent que le BEP se déplace vers des flux dus au CLE. Le rendement optimal de ηBEP,1 = 68,1% est atteint pour un débit de QBEP,1 = 0,7. La vitesse spécifique résultante est nq,1 = 37 et se situe donc dans les limites spécifiées.

Machine Translated by Google

Le test de performance fonctionnelle longue durée avec faible contamination (L25) au BEP montre un mauvais résultat de colmatage avec un DLTF,1 = 0,19, ce qui est insuffisant. Au total, 91 % des 310 g de lingettes humides fournies sont absorbées. En raison de ce résultat du test de performance fonctionnelle de longue durée, un transport des lingettes ne semble pas possible .

Le résultat du test fonctionnel de longue durée suggère que le transport des lingettes humides ne peut pas avoir lieu avec un grand nombre de lingettes humides arrivant simultanément dans la roue , ce qui obstrue la roue. De plus, la forme convexe du CLE s'étend très loin vers l'avant dans l'entrée, de sorte que les lingettes ne peuvent pas être évacuées via l'espace entre la roue et la volute dès que le colmatage a atteint un certain degré.

Sur la figure 11 du côté gauche, il est montré que l'accumulation des lingettes humides s'étend dans le tuyau d'aspiration. Dès que les lingettes reposent sur le CLE et ne sont pas acheminées, le colmatage s'agrandit en direction du tuyau d'aspiration. Dans ce cas, on ne peut plus s'attendre à un auto-nettoyage de la roue.



Figure 11. Modification 1 : colmatage après un test fonctionnel de longue durée (BEP, L25) (à gauche) et des investigations optiques (à droite).

La mesure optique montre dans quelle mesure les lingettes humides interagissent avec la turbine. L'enquête a montré que des lingettes humides individuelles se détachaient sur la partie imprimée du CLE mais étaient transportées en quelques tours. Une capture d'écran de l'enquête optique est présentée à la figure 11 sur le côté droit.

La turbine présente des caractéristiques de rinçage libre adaptées à l'arrivée de lingettes humides uniques, comme l'enquête l'a montré. Néanmoins, on peut dire que la turbine n'est plus capable d'évacuer les lingettes humides en cas de concentrations plus élevées de lingettes humides.

Modification 2 : La deuxième modification comporte une partie imprimée pour le CLE qui est plane et parallèle à l'entrée de la pompe, selon la forme (B) de la figure 2. Ceci est destiné à empêcher le débit de diminuer en raison de l'étranglement à l'aspiration. côté dans le tuyau d'admission à cause des lingettes humides, comme on peut le voir pour la modification 1.

En regardant les courbes caractéristiques de la figure 12, l'efficacité maximale de ηBEP,2 = 69,1 % est atteinte pour un débit de QBEP,2 = 0,7. En conséquence, la roue atteint une vitesse spécifique de nq,2 = 35. La courbe des gaz de la modification 2 montre un comportement similaire à la modification 1.

Le test de performance fonctionnelle à long terme pour la Modification 2 aboutit à un DLTF,2 = 0,43 pour le BEP à faible contamination (L25). Au total, 64 % des 309 g de lingettes humides fournies sont absorbées, ce qui montre une amélioration significative du colmatage par rapport à la Modification 1.

Le colmatage à l'intérieur de la roue après la fin du test de performance fonctionnelle de longue durée est visible sur la figure 13 sur le côté gauche.

Contrairement à la modification 1, les lingettes ne pénètrent pas dans le tuyau d'aspiration et n'étranglent pas le flux entrant. La turbine semble avoir un degré de saturation qui, une fois atteint, ne peut plus permettre d'autres nettoyages. Cela ressort particulièrement clairement du fait qu'une proportion nettement inférieure de lingettes humides est absorbée par rapport à la modification 1.

Machine Translated by Google

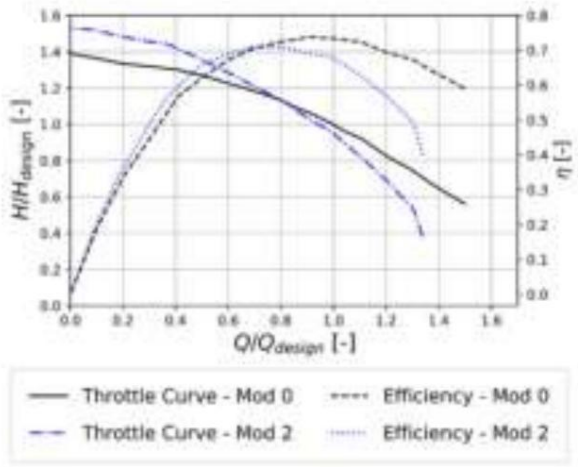


Figure 12. Modification 2 — courbes caractéristiques.

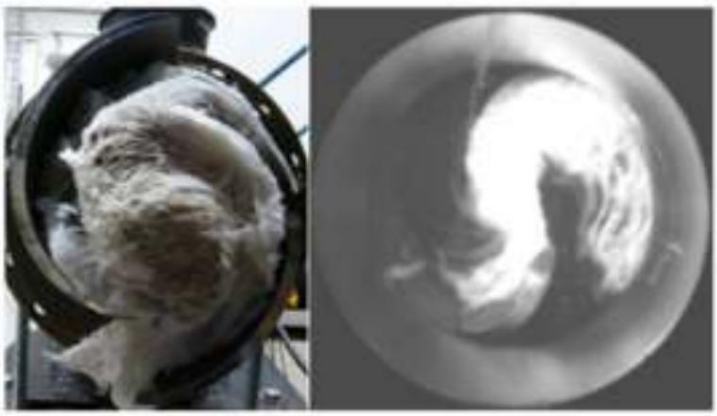


Figure 13. Modification 2 : colmatage après un test fonctionnel de longue durée (BEP, L25) (à gauche) et des investigations optiques (à droite).

Au moyen d'observations optiques, on peut voir sur la figure 13 à droite que les lingettes humides aspirées centralement frappent également le centre du CLE de manière analogue à la modification 1, où elles s'accumulent. De plus, le colmatage sur le CLE augmente entre le début et la fin du test, ce qui a pu être détecté grâce aux investigations optiques. La géométrie de la turbine ne permet pas d'évacuer les lingettes humides. De même, les lingettes humides ne peuvent pas être relâchées par l'impact de nouvelles lingettes humides entrantes. En conséquence, ce contour plat n'est pas non plus optimal pour le transport de lingettes humides et a tendance à se boucher, même si le résultat de colmatage est amélioré par rapport à la Modification 1.

Dans l'ensemble, la modification n'est pas capable de transporter des lingettes humides, même en petites concentrations, même si cette modification présente une saturation mineure des lingettes humides et a donc un DLTF plus élevé .

Modification 3 : Une autre pièce imprimée est fabriquée pour la troisième modification, qui combine les bonnes caractéristiques de transport de la Modification 1 avec les avantages de la longueur axiale de la Modification 2 concernant la quantité maximale de lingettes humides absorbées.

La troisième modification montre une forme convexe nettement plus petite par rapport à la modification 1 pour réduire la longueur axiale et maintenir les caractéristiques de transport. De manière analogue aux deux premières modifications, la figure 14 montre les courbes caractéristiques de la modification 3.

La modification 3 a son BEP ainsi que les deux autres modifications à QBEP,3 = 0,7. Le meilleur rendement pour cette modification est ηBEP,3 = 64,5 %. Cette modification se traduit par une vitesse spécifique de nq,3 = 37.

Machine Translated by Google

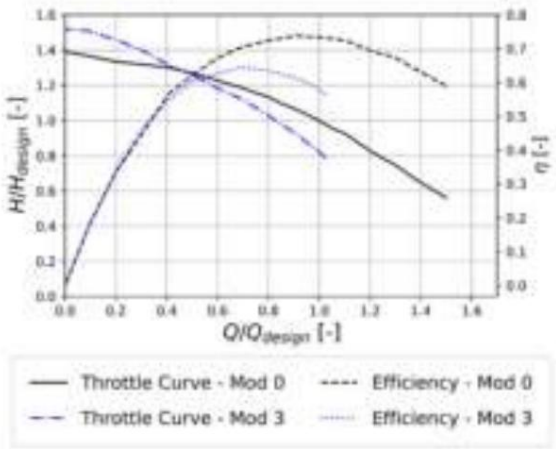


Figure 14. Modification 3 — courbes caractéristiques.

Un test de performance fonctionnelle longue durée avec faible contamination (L25) est également réalisé pour cette modification. La roue a atteint un DLTF,3 = 0,98. À la fin de la mesure, la turbine n'avait absorbé aucune lingette humide des 299 g fournis. Le
l'absence de 2 % du DLTF peut également être attribuée concernant l'équation (2) à un léger creux pendant le test, qui se produisent en raison de brefs blocages dans le test causés par l'humidité lingettes. Cependant, la turbine parvient à évacuer en continu les lingettes humides.

La turbine parvient à transporter les lingettes humides dans les canaux en continu sur la période de mesure pour ce type de CLE.

Le tableau 3 présente les résultats des tests de performance fonctionnelle à long terme pour les neuf configurations de mesure :

Tableau 3. Résultats de mesure : DLTF pour la Modification 3 pour trois points de fonctionnement.

Q/QBEP	L25	L50	L100
0,8	0,97	0,99	0,94
1,0	0,98	0,91	0,94
1,2	0,74	0,90	0,74

Aucune autre modification n'est nécessaire, car la roue dépasse le degré requis de performance fonctionnelle à long terme de 0,7 pour tous les points de mesure et a ainsi le
meilleur comportement de colmatage de toutes les modifications.

3.4. Comparaison des résultats

Globalement, l'optimisation montre une amélioration considérable du DLTF et donc du susceptibilité au colmatage, comme le montre la figure 15.

La modification 0 montre un mauvais résultat de colmatage pour la contamination du milieu avec deux bords d'attaque. En utilisant le CLE, la première modification aboutit également à un résultat insuffisant
dans le test de performance fonctionnelle de longue durée. Ceci est amélioré par des changements ciblés dans le géométrie grâce à la détection des points faibles au moyen de tests optiques ainsi que la test fonctionnel de longue durée.

La deuxième modification montre toujours une forte susceptibilité au colmatage avec des lingettes humides, même si le DLTF est beaucoup amélioré.

Grâce à une optimisation renouvelée basée sur les résultats des tests optiques et du test
résultats des deux modifications précédentes, une modification est testée qui fournit un résultat pour la faible contamination. De même, le DLTF requis supérieur à 0,7 sera atteint pour toutes contaminations, au BEP, en charge partielle et en surcharge.

Machine Translated by Google

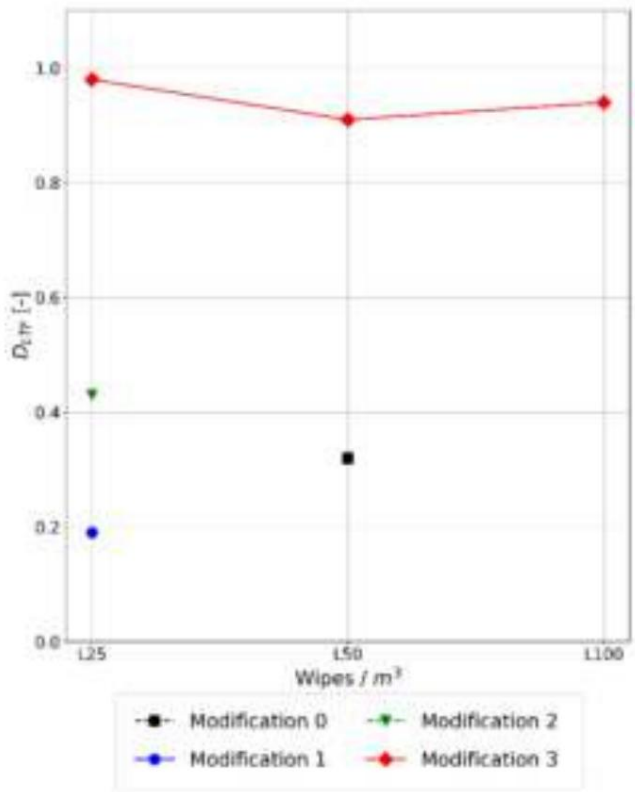


Figure 15. Présentation de DLTF pour les modifications testées pour Q/QBEP = 1.0.

4. Conclusions

L'utilisation de simulations pour une roue d'eaux usées calculée en combinaison avec un banc d'essai pour tester la susceptibilité au colmatage a montré que les roues des pompes à eaux usées peuvent être conçues et optimisées selon des critères spécifiques. L'utilisation de l'accès optique est particulièrement remarquable pour traiter spécifiquement l'interaction entre les lingettes humides et la turbine et pour apporter des modifications de conception spécifiques.

Contributions de l'auteur : conceptualisation, DB et PUT ; méthodologie, DB et PUT ; logiciel, base de données; validation, base de données et PUT ; analyse formelle, DB ; enquête, DB; ressources, DB et PUT ; conservation de données, base de données ; rédaction – préparation du projet original, DB ; rédaction – révision et édition, PUT ; visualisation, base de données ; surveillance, METTRE; administration du projet, PUT Tous les auteurs ont lu et accepté la version publiée du manuscrit.

Financement : Cette recherche n'a reçu aucun financement externe.

Déclaration de disponibilité des données : Les données présentées dans cette étude sont disponibles sur demande auprès de l' auteur correspondant. Les données ne sont pas accessibles au public car il s'agit de données standardisées qui ne prennent en charge que la méthodologie d'optimisation des roues pour eaux usées sur le banc d'essai en général.

Conflits d'intérêts : Les auteurs ne déclarent aucun conflit d'intérêts.

Références

1. Von Sperling, M. Caractéristiques, traitement et élimination des eaux usées ; IWA Publishing : Londres, Royaume-Uni, 2007 ; Tome 1.
2. Gerlach, S. ; Thamsen, PU La séquence de nettoyage compteurs de colmatage – Une évaluation quantitative dans des conditions de fonctionnement réelles d'une pompe à eaux usées. Dans les actes de la réunion d'été de la division d'ingénierie des fluides ASME 2017, Waikoloa, HI, États-Unis, 31 juillet-3 août 2017.
3. Mitchell, R.-L. Causes, effets et solutions des problèmes opérationnels dans les systèmes de traitement des eaux usées dus aux lingettes humides non tissées ; Mensch und Buch Verlag : Berlin, Allemagne, 2019.
4. Gülich, J. Pompes centrifuges, 3e éd. ; Springer : Berlin, Allemagne, 2008.
5. DIN EN ISO 9906 : 2013-03 ; Kreiselpumpen–Hydraulische Abnahmeprüfungen–Klassen 1, 2 et 3. Beuth Verlag : Berlin, Allemagne, 2013.

Machine Translated by Google

6. Pöhler, M. Experimentelle Entwicklung Eines Standardisierten Abnahmeverfahrens für Abwasserpumpen ; Mensch et Buch Verlag : Berlin, Allemagne, 2020.
7. Surek, D. Pumpen für Abwasser-und Kläranlagen : Auslegung und Praxisbeispiele ; Springer : Berlin/Heidelberg, Allemagne, 2014.
Pfleiderer, C. ; Petermann, H. Strömungsmaschinen, 7e éd.; Springer : Berlin/Heidelberg, Allemagne, 2006. 8.
9. Versteeg, Hong Kong ; Malalasekera, W. Une introduction à la dynamique des fluides computationnelle, 2e éd.; Pearson Education Limitée : Essex, Royaume-Uni, 2007.
10. Steffen, M. ; Thamsen, PU Visualisation des interactions entre la roue et le textile dans une pompe à eaux usées. Dans les actes du Réunion d'été de la division d'ingénierie des fluides ASME 2021, virtuelle, du 10 au 12 août 2021.

Avis de non-responsabilité/Note de l'éditeur : Les déclarations, opinions et données contenues dans toutes les publications sont uniquement celles du ou des auteurs et contributeurs individuels et non de MDPI et/ou du ou des éditeurs. MDPI et/ou le(s) éditeur(s) déclinent toute responsabilité pour tout préjudice corporel ou matériel résultant des idées, méthodes, instructions ou produits mentionnés dans le contenu.

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Article

Effets de la cavitation vortex de fuite de pointe sur le champ d'écoulement sous Instabilité de la cavitation

Youngkuk Yoon et Seung Jin Song*

Département de génie mécanique, Université nationale de Séoul, Séoul 08826, République de Corée ;
truesky1218@snu.ac.kr
* Correspondance : sjsong@snu.ac.kr

Résumé : Les instabilités de cavitation peuvent induire des vibrations axiales et circonférentielles, ainsi que du bruit dans les inducteurs de turbopompes. Par conséquent, le but de la présente étude est d'étudier le mécanisme d' instabilité de la cavitation. Le champ d'écoulement près du bord d'attaque de l'inducteur à deux pales sous cavitation à pales alternées a été étudié expérimentalement à l'aide de la vélocimétrie par image de particules (PIV). Il a été constaté que la cavitation du vortex de fuite à la pointe attire l'écoulement vers sa région d'effondrement et induit un changement négatif dans l'incidence sur la pale adjacente. De plus, cette interaction lame à lame a été identifiée comme la principale cause de cavitation alternée des lames. De plus, il a été démontré que cette interaction entre pales est plus forte lorsque l'effondrement de la cavité se produit dans la zone de la gorge de l'inducteur, où se trouve le bord d'attaque de la pale suivante.

Mots clés : inducteur de turbopompe ; instabilité de cavitation ; vélocimétrie par image de particules (PIV)

1. Introduction

Les instabilités de cavitation de l'inducteur peuvent provoquer des bruits et des vibrations importants, pouvant entraîner une défaillance du système de propulsion. Par conséquent, leurs types et leur identification ont reçu une attention particulière. Par exemple, Tsujimoto et al. [1] ont observé diverses instabilités de cavitation qui se produisaient dans un inducteur à trois pales et les ont classées en instabilités locales telles que la cavitation rotative supersynchrone et en instabilités globales telles que la surtension de cavitation. De même, Cervone et al. [2] ont observé expérimentalement une instabilité de cavitation appelée cavitation à pales alternées dans un inducteur à deux pales. Ces diverses instabilités de cavitation ont différentes caractéristiques de fréquence et de mode spatial, qui peuvent être identifiées à l'aide de la transformation de Fourier et des mesures de pression instationnaire circonférentielle.

Divers modèles analytiques ont été proposés pour prédire l'instabilité de la cavitation et analyser son mécanisme. Tsujimoto et coll. [3] ont utilisé une méthode de disque actionneur pour prédire la cavitation rotative, où des paramètres groupés quasi stables, tels que le facteur de gain de débit massique et la conformité de la cavitation, ont été introduits. L'étude a montré que le facteur de gain de débit massique joue un rôle clé dans l'instabilité de la cavitation. De même, Watanabe et al. [4] et Horiguchi et al. [5] ont effectué une analyse de stabilité en utilisant la méthode des singularités, prédisant diverses instabilités de cavitation, y compris la cavitation rotative se propageant vers l'avant et vers l'a
Cependant, ces méthodes ne peuvent pas refléter de manière adéquate la nature tridimensionnelle de la cavitation inductrice, qui est principalement composée de cavitation tourbillonnaire à fuite de pointe (TLVC). Des études antérieures ont montré que le TLVC possède une structure 3D très complexe comprenant de fortes turbulences, plutôt que d'avoir une caractéristique quasi stable avec des surfaces brillantes qui peuvent être observées dans des cavités de type feuille 2D . Cheng et coll. [6] ont suggéré que le développement du TLVC modifierait considérablement la distribution d'énergie cinétique du tourbillon et de la turbulence du champ d'écoulement, et qu'en raison des caractéristiques complexes de l'écoulement, il n'existe toujours pas de moyen simple de contrôler le TLVC. De plus, Cheng et al. [7] ont réalisé une simulation aux grandes échelles (LES) et ont montré qu'une grande quantité d' énergie cinétique turbulente est produite autour de la région TLVC en raison de l'interaction entre trois structures de vortex différentes (vortex de fuite de pointe, vortex de séparation de pointe et vortex induit).

check for updates

Citation : Yoon, Y. ; Song, SJ Effets de la cavitation vortex de fuite de pointe sur Champ d'écoulement sous cavitation Instabilité. Int. J. Turbomach. Propulse. Pouvoir 2023, 8, 17. https://doi.org/10.3390/ijtpp8020017

Rédacteurs académiques : János Gábor Vad, Csaba Horváth et Tamás Benedek

Reçu : 13 février 2023
Révisé : 18 avril 2023
Accepté : 4 mai 2023
Publié : 1 juin 2023

Copyright : © 2023 par les auteurs. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.
Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

Machine Translated by Google

Par conséquent, des approches et des expériences numériques 3D ont été menées pour étudier le mécanisme d'instabilité de la cavitation. Par exemple, Kang et al. [8] ont mené des simulations numériques 3D , montrant que les instabilités de cavitation commencent à se produire lorsque la cavité d'une pale interagit avec le bord d'attaque de la pale adjacente. De plus, Kim et Song [9] ont mené une enquête expérimentale sur la cavitation rotative, démontrant que la cavitation réduit l'incidence de la lame suivante en utilisant la vélocimétrie par image de particules (PIV) et la visualisation à grande vitesse . Néanmoins, bien que ces études aient proposé le mécanisme d' interaction lame à lame pour l'instabilité de cavitation, seuls quelques cas sélectionnés ont été examinés dans la recherche.

Par conséquent, la présente recherche étudie l'interaction entre la cavité et le champ d'écoulement dans diverses conditions de fonctionnement pour un inducteur à deux pales, en utilisant le PIV pour quantifier le changement du champ de vitesse autour du bord d'attaque de la pale. De plus, l' étude vise à analyser l'interaction lame à lame sous cavitation alternée de lame.

2. Configuration

expérimentale Des expériences ont été menées dans le tunnel d'eau de l'Université nationale de Séoul (SNU-WT), comme le montre schématiquement la figure 1. Le SNU-WT comprend un réservoir d'eau, un chauffage électrique, un débitmètre, une pompe de surpression, une vanne de régulation et un section de test d'inducteur, qui permet le contrôle indépendant du coefficient de débit et du nombre de cavitation. De plus, pour empêcher les particules de taille supérieure à 1 micron de pénétrer dans l'installation de test, une chambre de filtration a été incorporée. Pour une description détaillée de l'installation, se référer à Kim et Song [9].

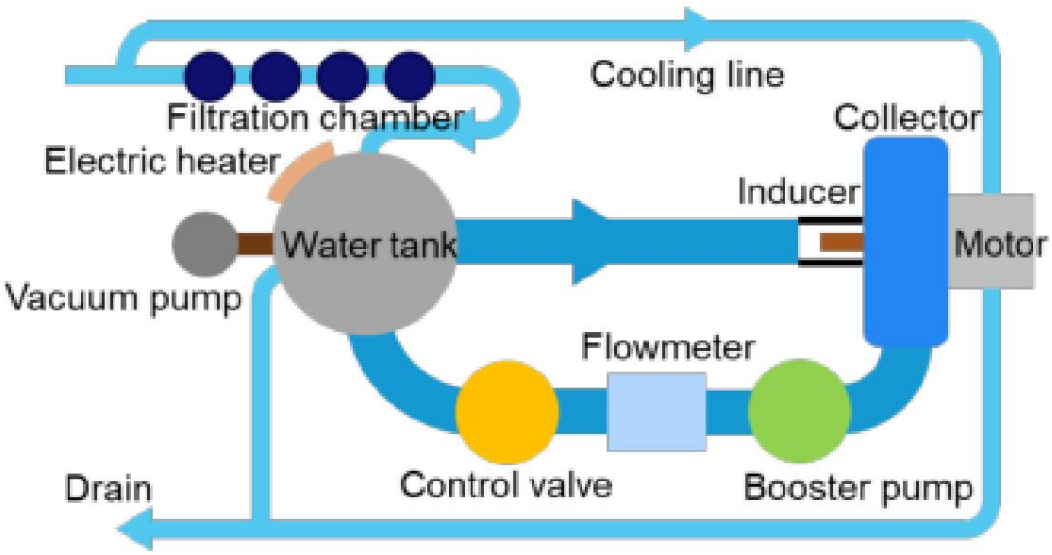


Figure 1. Diagramme schématique du tunnel aquatique de l'Université nationale de Séoul.

Pour déterminer le nombre de cavitation et identifier l'instabilité de la cavitation, des mesures de pression stable et instable ont été effectuées. Quatre capteurs de pression pneumatique (Druck PMP 5073) ont été montés à l'entrée et à la sortie de l'inducteur, tandis que cinq transducteurs de pression instable (Kulite HKM-375) ont été encastrés dans le boîtier d'entrée de l'inducteur. De plus, pour la mesure PIV, le boîtier de l'inducteur a été construit en acrylique transparent. Le champ d'écoulement a été mesuré à l'aide d'un laser Litron L 200-15 PIV et d'une caméra Phantom v2640.

Dans la présente étude, un inducteur à deux pales (Figure 2) a été examiné. Des détails sur l' inducteur peuvent être trouvés dans [10]. Toutes les expériences ont été menées sous le coefficient d'écoulement de conception , et le nombre de cavitation a été progressivement réduit de l'état sans cavitation à un état proche de super-cavitation, ce qui a induit une cavitation alternée sévère des pales.

Machine Translated by Google



Figure 2. Géométrie de l'inducteur de test.

3. Résultats de l'expérience et discussion

Pour quantifier l'interaction de pale à pale, le champ d'écoulement près du bord d'attaque de la pale a été obtenu dans des conditions sans cavitation et moyenné sur une région d'intérêt, comme le montre la figure 3.

L'image d'arrière-plan de la figure 3 est une image brute capturée sous un éclairage continu à l'aide d'une caméra à grande vitesse. Des images de particules superposées ont été obtenues sous un éclairage laser pulsé et les vecteurs vitesse résultants sont affichés en vert. La case en pointillés rouges indique la zone sur laquelle les vecteurs vitesse ont été moyennés pour déterminer le vecteur vitesse moyen près du bord d'attaque de la pale.

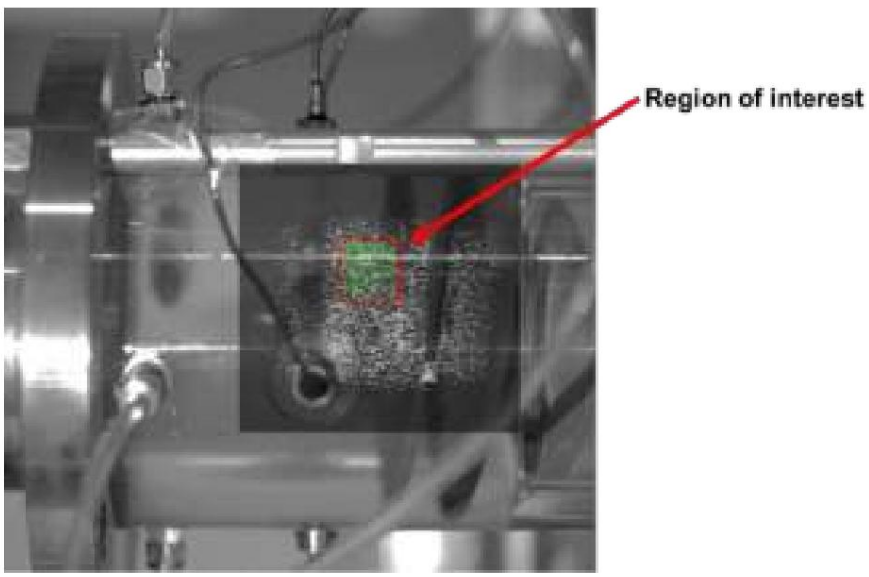


Figure 3. Région d'intérêt PIV.

Dans des conditions de cavitation, le même calcul a été effectué et la différence entre les vecteurs vitesses moyennes a été obtenue. Sous cavitation alternée des pales, les bords d'attaque des deux pales ont été traités séparément en raison de l'asymétrie de la cavité. Enfin, ces différences de vitesse ont été converties en changements d'incidence dans le référentiel tournant, Δα. Dans la présente étude, Δα a été utilisé pour représenter la différence de lame à lame. Δα Δα (Dans cette étude, l'incidence (angle α1 différence numérique entre les deux valeurs α_1'), qui est définie comme la différence entre le débit est faible en raison du petit angle de cambrure $\Delta\alpha_1'$), a été utilisé à la place de l'angle d'attaque. Bien que le de la pale de l'inducteur, l'incidence est plus adaptée à l'analyse des turbomachines effectuée dans ce document).

α_1 α_1

Machine Translated by Google

Dans cette étude, l'apparition d'une cavitation alternative des pales a été examinée à l'aide de mesures de pression instable à l'entrée du boîtier de l'inducteur. À une distance de 0,15 D en amont du bord d'attaque de la pointe de l'inducteur (où D est le diamètre du boîtier de l'inducteur), un transducteur de pression instable a été encastré et les données ont été échantillonnées à 2 000 échantillons par seconde. À mesure que le nombre de cavitation diminuait au cours de l'expérience, le signal de pression instable, avec sa composante continue filtrée, a été transformé par Fourier pour examiner la cavitation alternative de la lame. Les résultats de la transformation de Fourier sont présentés respectivement sur les figures 4 et 5 pour une cavitation de longueur égale et une cavitation à pales alternées. Dans les deux cas, un pic a été observé à une fréquence normalisée de 2 en raison de la fréquence de passage des pales de l'inducteur à deux pales. Cependant, si le système était soumis à une cavitation alternée des pales, comme le montre la figure 5, un pic à une fréquence normalisée de 1 (qui est égale à la fréquence de rotation de l'arbre) était excité en raison de l'asymétrie de la cavitation alternée des pales.

La figure 6 montre visuellement l'asymétrie du développement de la cavité sous cavitation alternée des pales, où des cavités longues et courtes sont développées sur différentes pales, formant un motif asymétrique qui reste stationnaire dans le cadre rotatif. Par conséquent, le pic à une fréquence normalisée de 1 a été utilisé pour déterminer si une cavitation alternative de la lame s'était produite et son ampleur représentait la force de l'instabilité. Dans l'expérience, l'ampleur du coefficient de Fourier et la différence entre les deux longueurs de cavité ont montré la même tendance, et les deux ont donc été utilisées pour représenter l'ampleur de la cavitation alternative des pales.

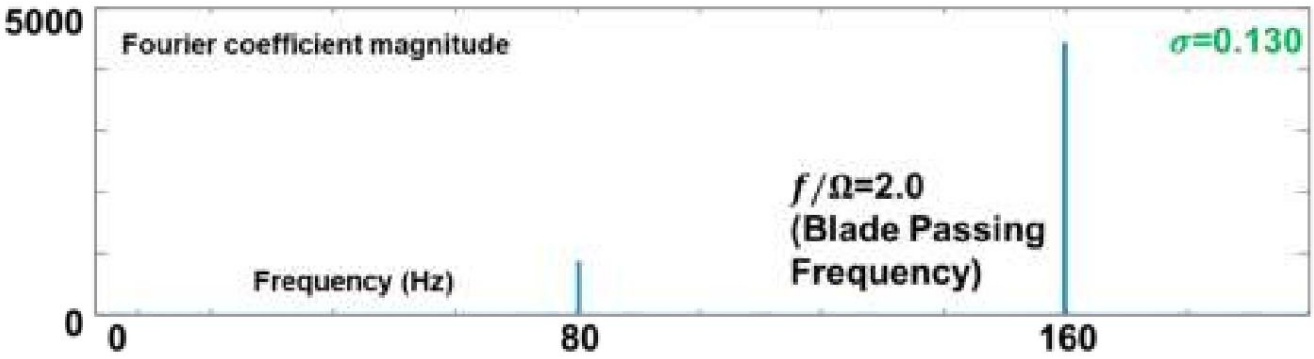


Figure 4. Traces de fréquence typiques sous cavitation de longueur égale.

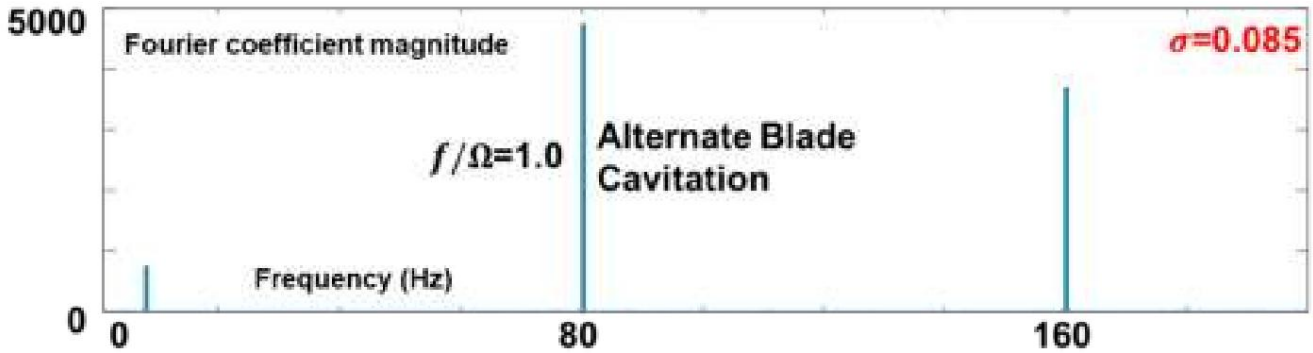


Figure 5. Traces de fréquence typiques sous cavitation à lame alternative d'inducteur à deux pales.

La figure 6 montre également la nature 3D de la cavité sur l'inducteur de courant. En raison du bord d'attaque balayé vers l'arrière de l'inducteur, la cavité de type feuille 2D au niveau de la région du moyeu est supprimée et la majeure partie de la cavité est développée au niveau de la région de la pointe. Au niveau de la région de la pointe, la différence de pression entre le côté pression et le côté aspiration de la pale entraîne le fluide à traverser l'espace libre de la pointe. Ce flux de dégagement de pointe crée une couche de cisaillement avec le flux principal et, par conséquent, un vortex est généré (vortex de dégagement de pointe). Alors qu'une région de basse pression est créée au cœur du vortex, une cavitation se produit à l'intérieur du vortex (TLVC). De plus, le TLVC présente un comportement très intermittent en raison de la grande énergie cinétique turbulente au niveau

Machine Translated by Google

région vortex [5,6]. Ainsi, plutôt qu'une surface brillante, la surface bouillonnante est observée comme une région lumineuse lors de la visualisation à grande vitesse. La cavitation au niveau de la région du vortex de séparation des pointes illustrée sur le côté droit de la figure 6 indique en outre que le flux de dégagement de la pointe est la principale source de cavitation pour l'inducteur de test.

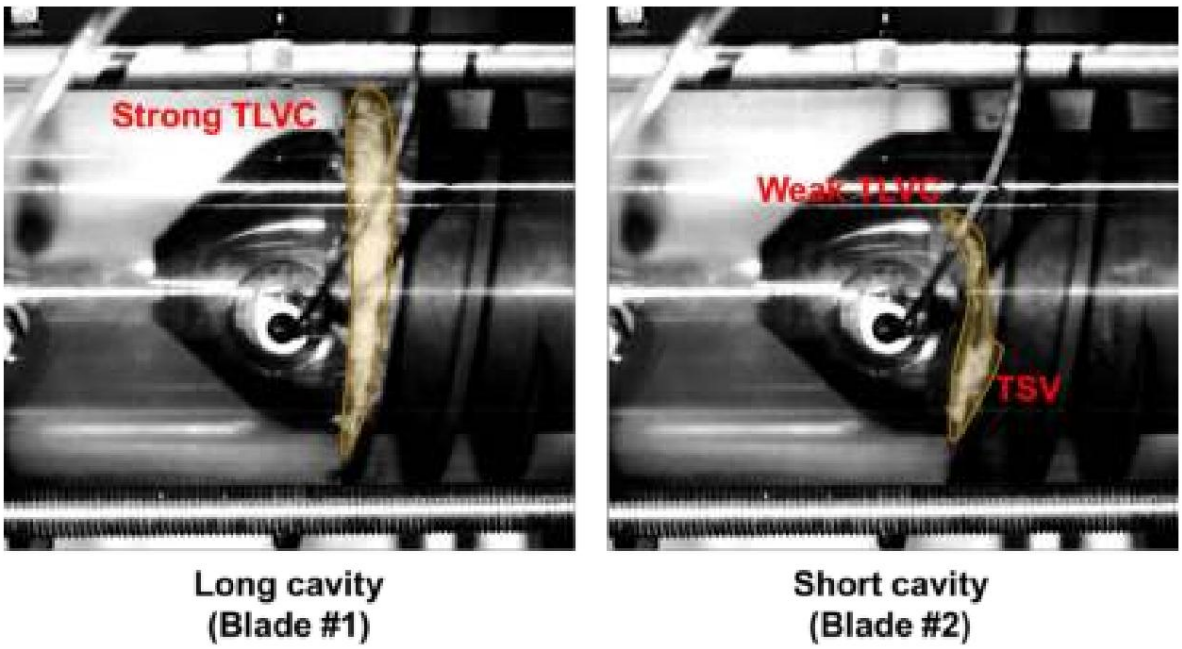


Figure 6. Visualisation de la cavitation alternative de la lame.

En raison du fort flux axial induit par l'effondrement de la cavité, $\Delta\alpha$ a un signe négatif dans la plupart des situations. Les figures 7 à 9 montrent les tracés vectoriels du champ d'écoulement au niveau de la région d'intérêt PIV dans des conditions sans cavitation et avec une cavitation alternée des pales. L' axe des x et l' axe des y des tracés vectoriels sont normalisés avec la largeur et la hauteur de la région d'intérêt (illustré sur la figure 3). Ainsi, le carré défini par les coordonnées (0,0) et (1,1) correspond à toute la région d'intérêt. Sur les figures 8 et 9, les deux pales 1 et 2 sont représentées pour comparer l'effet des cavités plus grandes et plus petites. Sur la figure 7, on peut voir que le reflux se développe près du bord d'attaque de la pale en raison du gradient de pression défavorable de l'inducteur.
Sur la figure 8, une structure d'écoulement similaire est développée près du bord d'attaque de la pale 1 (les pales sont numérotées 1 et 2, correspondant à la pale avec une cavité plus grande et une cavité plus petite sous cavitation alternée de pale, respectivement). Par conséquent, la cavité plus petite induite au niveau de la pale 2 n'est pas suffisamment développée pour interagir avec le bord d'attaque de la pale suivante.

Cependant, comme le montre la figure 9, un fort écoulement axial se développe au niveau du bord d'attaque de l'aube 2. Ceci est le résultat de l'effondrement de la cavité se produisant près du bord d'attaque de l'aube 2. La cavité développée au niveau de l'aube 1 est suffisamment grande pour interagir avec le bord d'attaque de la lame suivante . Par conséquent, il s'effondre en raison de la haute pression au niveau de la gorge et entraîne le fluide environnant pour créer un fort écoulement axial. Ce flux axial réduit l'incidence de la pale suivante et inhibe le développement de la cavité.

L'existence d'une longueur critique de cavité permettant à la cavité d'interagir avec le bord d'attaque de l'aube suivante peut également être confirmée au cours des premières étapes du développement de la cavité. Aux nombres de cavitation de 0,130 et 0,115, la longueur normalisée de la cavité est inférieure à 0,5 et la cavité se développe sous la forme d'une cavitation de longueur égale (la même cavité se développe au niveau des deux pales). Les figures 10 et 11 visualisent la cavité dans les deux nombres de cavitation On constate que les cavités ne sont pas assez grandes pour atteindre le bord d'attaque de la pale suivante, et aucun impact n'est exercé sur l'incidence. En ce qui concerne la pale suivante, ces cavités sont les mêmes que la condition non cavitaire.

Machine Translated by Google

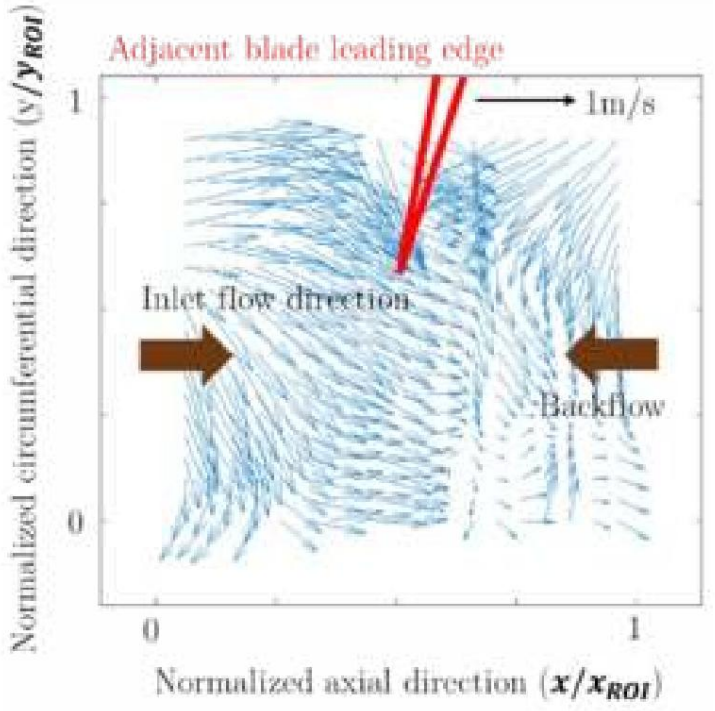


Figure 7. Champ d'écoulement près du bord d'attaque de la pale dans des conditions sans cavitation.

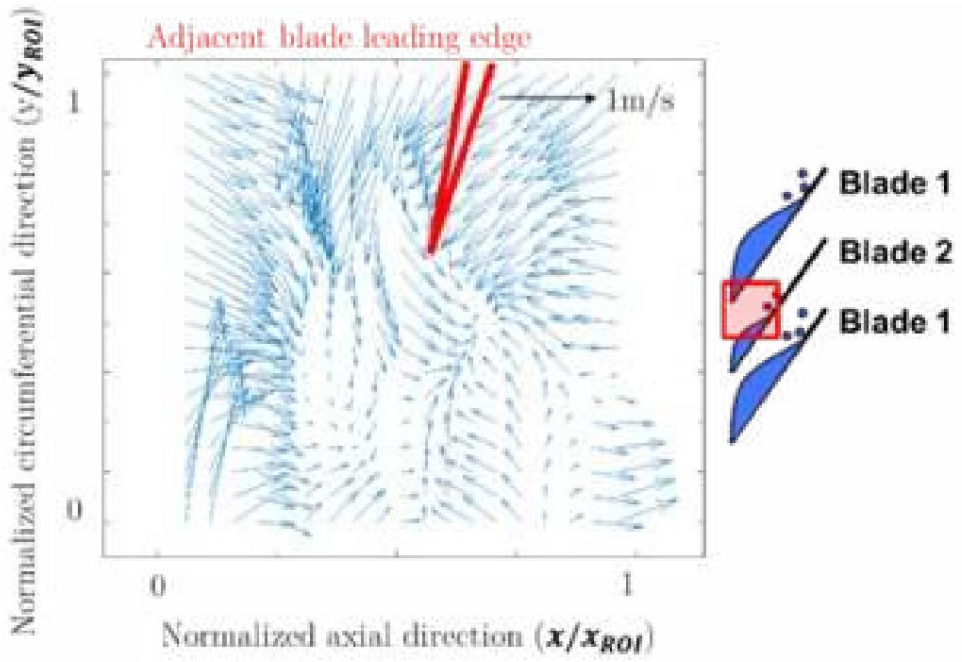


Figure 8. Champ d'écoulement près du bord d'attaque de la pale 1 pendant une cavitation alternée de la pale.

Machine Translated by Google

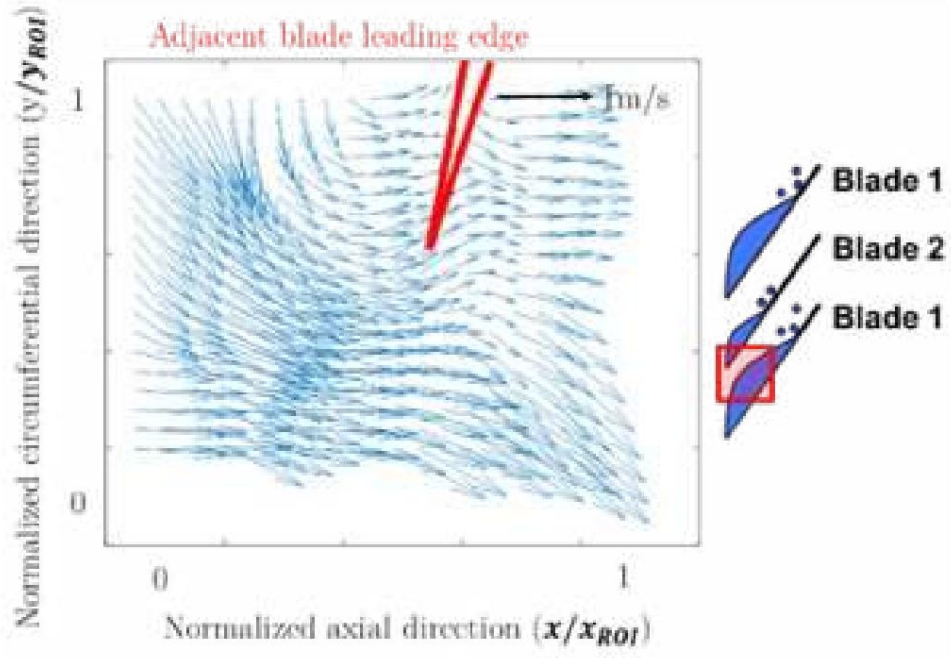


Figure 9. Champ d'écoulement près du bord d'attaque de la pale 2 pendant une cavitation alternée de la pale.

La figure 12 résume les résultats de l'expérience sous différents nombres de cavitation, définis comme suit :

$$\sigma = \frac{p_{inlet} - p_{v\,1\,2}}{-\rho U2_{conseil}}. \quad (1)$$

L'ordonnée de la figure 12 est la longueur normalisée de la cavité, qui est la longueur de la cavité divisée par la longueur de la corde de la gorge de l'inducteur, comme illustré dans l'encadré droit de la figure 12. Lorsque le nombre de cavitation descend en dessous de 0,110, le graphique de la longueur de la cavité bifurque, et la différence maximale se produit à environ σ = 0,085. La ligne rouge représente la longueur de cavité la plus longue, tandis que la ligne bleue représente la longueur la plus courte. La figure 12 montre qu'après le début d'une cavitation alternée des pales, l'amplitude (ou la différence entre les deux longueurs de cavité) augmente jusqu'à atteindre un certain nombre de cavitation, après quoi elle recommence à diminuer.

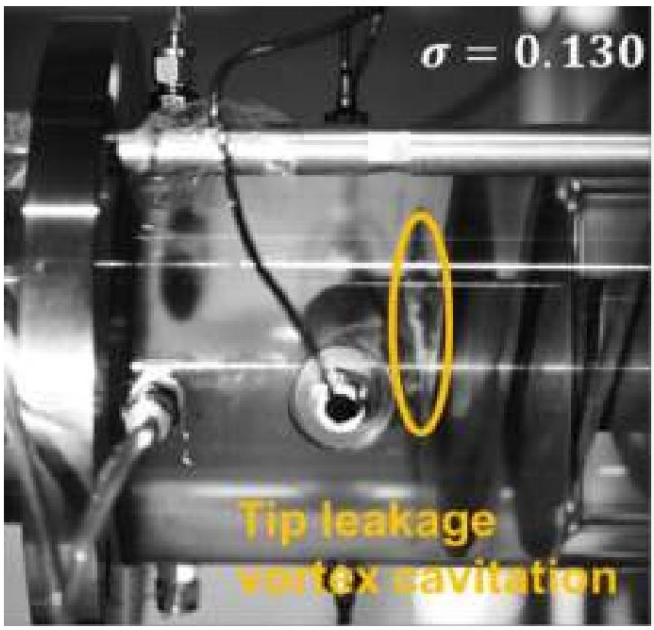


Figure 10. Visualisation à grande vitesse de la cavité à σ = 0,130. = 0,130

Machine Translated by Google

= 0,130

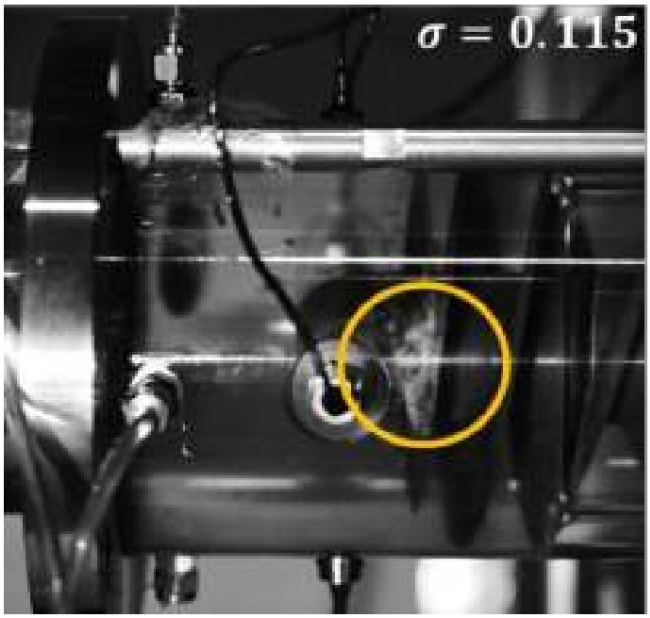


Figure 11. Visualisation à grande vitesse de la cavité à σ = 0,115. = 0,115

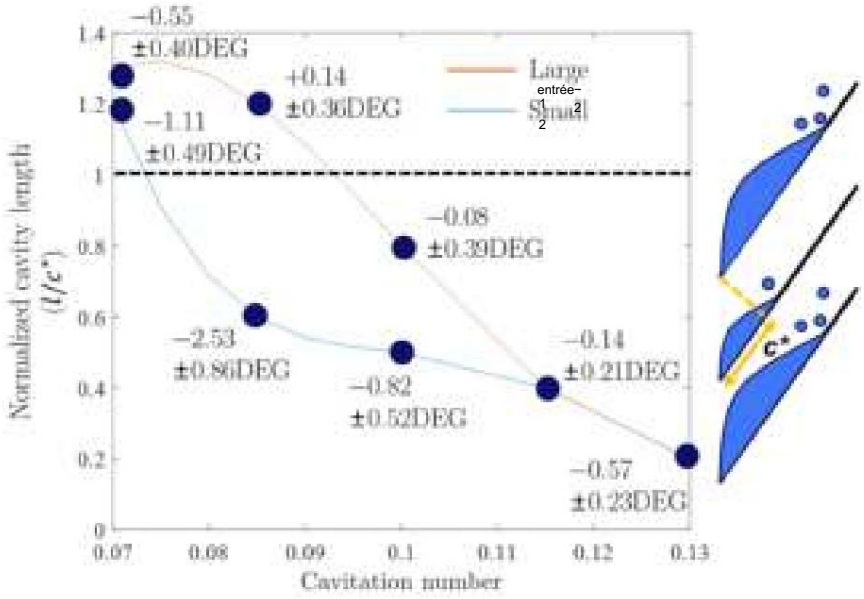


Figure 12. Longueur de la cavité et changement d'incidence sous différents nombres de cavitation.

Les points bleu foncé et les légendes de la figure 12 représentent Δαs au nombre de cavitation et à la lame donnés. La cavitation alternée des pales est provoquée par une incidence inégale pour chaque pale, comme le montrent les figures 8 et 9. La cavité sur la branche rouge est suffisamment grande pour interagir avec le bord d'attaque de la pale suivante, et elle induit un fort écoulement axial, conduisant à une diminution de l'incidence de la lame suivante. En conséquence, la charge de la pale suivante (branche bleue) diminue et l'étendue de la cavitation tourbillonnaire de fuite à la pointe (TLVC) diminue également. Les Δαs mesurés à différents nombres de cavitation peuvent expliquer l' ampleur changeante de la cavitation alternative de la lame, comme l'ont également observé Huang et al. [11]. La cavitation alternative de la lame atteint son ampleur maximale lorsque la longueur normalisée de la plus grande cavité est d'environ 1. La diminution de l'incidence due à la plus grande cavité devient plus petite avant et après ce point. Par conséquent, on peut conclure que l'amplitude de Δα est à son maximum lorsque la longueur normalisée de la cavité est*, où c * est proche de 1 (l ≈ c la longueur de corde entre le bord d'attaque de la pale et la gorge). À mesure que le nombre de cavitation diminue, la longueur de la cavité augmente, ce qui entraîne une augmentation de l'am

Machine Translated by Google

de Δα et la cavitation alternative de la lame jusqu'à ce que la longueur de la cavité atteigne l^*. Une fois la cavité l^* c , la longueur atteigne c Δα et la cavitation alternative de la lame commence à diminuer.

Physiquement, le Δα maximisé à $l \approx c$ peut s'expliquer par la position de l'effondrement de la cavité. Lorsque la bulle de la cavité au bord de fuite du TLVC s'effondre, elle induit un écoulement axial important et diminue l'incidence de la pale suivante. Selon Kang et al. [8], la position du bord arrière du TLVC joue un rôle clé. Par conséquent, si la position de l'effondrement de la cavité coïncide avec le bord d'attaque de la pale suivante, Δα est maximisé et la cavitation de la pale alternative devient la plus forte. Cela est visible plus clairement sur les figures 13 et 14. La figure 13 montre une cavité plus grande à σ = 0,085, et la figure 14 montre une cavité plus grande à σ = 0,070. À σ = 0,085, la plupart des cavités s'effondrent près du bord d'attaque de l'aube suivante. Cependant, à σ = 0,070, le TLVC s'étend davantage jusqu'à l/c = 1,3, et beaucoup moins de cavités s'effondrent près du bord d'attaque de la pale suivante. Ceci réduit le flux axial induit et, par conséquent, diminue moins l'incidence de la pale suivante.

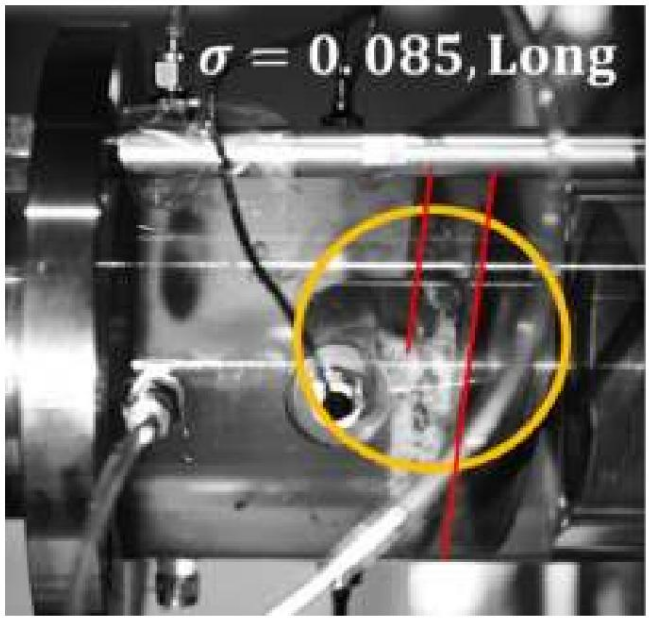


Figure 13. Visualisation de la cavité à $\sigma = 0{,}085$ 0,085.

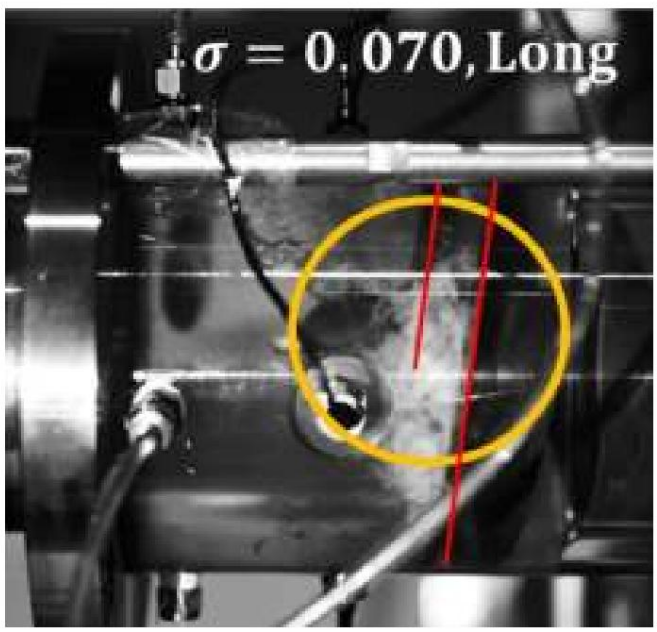


Figure 14. Visualisation de la cavité à $\sigma = 0{,}070$ 0,070.

Machine Translated by Google

4. Résumé et conclusions

En résumé, cette étude explore la relation entre la cavité et son interaction avec la pale suivante dans un inducteur à deux pales. L'étude utilise des techniques expérimentales telles que la PIV et la visualisation à grande vitesse de la cavité pour quantifier l'interaction et ses effets sur l'étendue du TLVC de la pale suivante. Les résultats montrent que l' effondrement de la cavité diminue l'incidence de la lame suivante, ce qui entraîne une cavitation alternative de la lame . L'étude explique en outre que l'ampleur maximale de la cavitation alternative de la pale se produit lorsque la longueur normalisée de la cavité est d'environ 1 et que la cavité s'effondre près du bord d'attaque de la pale suivante.

Contributions des auteurs : Conceptualisation, YY et SJS ; Méthodologie, YY ; Logiciel, AA ; Validation , YY ; Analyse formelle, YY ; Enquête, YY ; Ressources, SJS ; Conservation des données, YY ; Rédaction – Préparation du brouillon original, YY ; Rédaction – Révision et édition, YY et SJS ; Visualisation, YY ; Surveillance, SJS ; Administration de projet, SJS ; Financement Acquisition, SJS Tous les auteurs ont lu et accepté la version publiée du manuscrit.

Financement : Cette recherche n'a reçu aucun financement externe.

Déclaration du comité d'examen institutionnel : sans objet.

Déclaration de consentement éclairé : sans objet.

Déclaration de disponibilité des données : sans objet.

Remerciements : Ce travail a été soutenu par le programme BK21+ et l'Institut des machines avancées et de conception de l'Université nationale de Séoul (SNU-IAMD).

Conflits d'intérêts : Les auteurs ne déclarent aucun conflit d'intérêts.

Références

1. Tsujimoto, Y. ; Yoshida, Y. ; Maekawa, Y. ; Watanabe, S. ; Hashimoto, T. Observation de la cavitation oscillante d'un inducteur. J. Fluides Ing. Trans. ASME 1997, 119, 775-781. [Référence croisée]
2. Cervone, A. ; Bramanti, C. ; Rapposelli, E. ; Torre, L. ; d'Agostino, L. Caractérisation expérimentale des instabilités de cavitation dans un Inducteur axial à deux pales. J. Propuls. Pouvoir 2006, 22, 1389-1395. [Référence croisée]
3. Tsujimoto, Y. ; Kamijo, K. ; Yoshida, Y. Une analyse théorique de la cavitation rotative dans les inducteurs. J. Fluides Ing. Trans. ASME 1993, 115, 135-141. [Référence croisée]
4. Watanabe, S. ; Sato, K. ; Tsujimoto, Y. ; Kamijo, K. Analyse de la cavitation rotative dans une cascade à pas fini à l'aide d'une cavité fermée Modèle et méthode de singularité. J. Fluides Ing. Trans. ASME 1999, 121, 834-840. [Référence croisée]
5. Horiguchi, H. ; Watanabe, S. ; Tsujimoto, Y. Une analyse de stabilité linéaire de la cavitation dans une turbine à nombre de pales fini. J. Fluides Ing. Trans. ASME 2000, 122, 798-805. [Référence croisée]
6. Cheng, H. ; Ji, B. ; Longue, X. ; Huai, W. ; Farhat, M. Un examen de la cavitation dans le flux de fuite de pointe et son contrôle. J. Hydrodyn. 2021, 33, 226-242. [Référence croisée]
7. Cheng, H. ; Bai, X. ; Longue, X. ; Ji, B. ; Peng, X. Simulation à grandes échelles du flux cavitaire à fuite de pointe avec un aperçu de la façon dont La cavitation influence le tourbillon et la turbulence. Appl. Mathématiques. Modèle. 2020, 77, 788-809. [Référence croisée]
8. Kang, D. ; Yonezawa, K. ; Horiguchi, H. ; Kawata, Y. ; Tsujimoto, Y. Cause des instabilités de cavitation dans un inducteur tridimensionnel. Int. J. Fluide Mach. Système. 2009, 2, 206-214. [Référence croisée]
9. Kim, J. ; Song, SJ Visualisation du mécanisme d'oscillation par cavitation rotative dans un inducteur de turbopompe. J. Fluides Ing. Trans. ASME 2019, 141, 091103. [CrossRef]
10. Yoon, Y. ; Kim, J. ; Song, SJ Identification des instabilités de cavitation inductrice à l'aide de la visualisation à grande vitesse. Exp. Thermie. Scie fluide. 2022, 132, 110548. [Réf. croisée]
11. Huang, J.-D. ; Aoki, M. ; Zhang, J.-T. Cavitation de lame alternative sur l'inducteur. JSME Int. J. Ser. B Fluides Therm. Ing. 1998, 41, 1–6. [Référence croisée]

Avis de non-responsabilité/Note de l'éditeur : Les déclarations, opinions et données contenues dans toutes les publications sont uniquement celles du ou des auteurs et contributeurs individuels et non de MDPI et/ou du ou des éditeurs. MDPI et/ou le(s) éditeur(s) déclinent toute responsabilité pour tout préjudice corporel ou matériel résultant des idées, méthodes, instructions ou produits mentionnés dans le contenu.

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Revoir

Refroidissement avancé des turbines à gaz pour l'ère neutre en carbone

Kenichiro Takeishi 1,* et Robert Krewinkel 2

1 Département des sciences et de l'ingénierie mécaniques, École supérieure des sciences de l'ingénieur, Université d'Osaka, Toyonaka 560-8531, Faculté
2 japonaise d'ingénierie mécanique et des sciences économiques, Université de technologie de Graz, Inffeldgasse 25, 8010 Graz, Autriche ; robert.krewinkel@tugraz.at *
Correspondance : takeishi@mech.eng.osaka-u.ac.jp

Résumé : Dans la prochaine ère neutre en carbone, les turbines à gaz industrielles (GT) continueront à jouer un rôle important en tant qu'équipement de conversion d'énergie à haut rendement thermique et en tant que stabilisateur du réseau électrique. En raison de la transition vers un carburant propre, comme l'hydrogène ou l'ammoniac, les principales modifications concerneront la chambre de combustion. On peut s'attendre à ce que les turbines à gaz de petite et moyenne taille consomment moins de combustibles de qualité inférieure et que le champ des activités de cogénération pour lesquelles elles sont utilisées soit élargi. Les cycles de turbines à gaz industrielles, y compris les CCGT, adaptés à l'ère neutre en carbone, sont étudiés du point de vue de la thermodynamique. L'utilisation de carburants propres et le captage et stockage du carbone (CSC) augmenteront inévitablement le coût unitaire de la production d'électricité. Le premier objectif est donc de présenter des cycles thermodynamiques répondant à ces exigences, ainsi que leurs essais de vérificat L'une des conclusions est qu'il est nécessaire de réaliser le cycle oxy-combustible comme méthode permettant d'utiliser les combustibles lourds en carbone et la biomasse et de ne pas générer de NOx provenant de la combustion d'hydrogène à haute température. Le deuxième objectif des auteurs est de montrer la morphologie requise des structures de refroidissement dans les profils aérodynamiques, qui permettent des turbines à gaz industrielles avec un rendement plus élevé. Pour y parvenir, une étude de l' évolution historique des méthodes de refroidissement existantes est d'abord présentée. CastCool® et les pales de liaison de plaquettes et de diffusion sont discutées en tant que technologies de refroidissement de turbine applicables aux futurs GT. Sur cette base , de nouveaux modèles déjà en cours de développement sont présentés. L'essentiel de cette impulsion vient du développement de profils d'aviation, qui peuvent être plus facilement appliqués aux turbines à gaz industrielles car leur fonctionnement deviendra plus similaire. Des aubes de refroidissement à double paroi (DWC) peuvent être envisagées pour ces futures turbines à gaz industrielles. Il sera possible dans un avenir proche de fabriquer les structures DWC souhaitées par les concepteurs de systèmes de refroidissement de turbines grâce à la fabrication additive (FA). Une autre conclusion est que le DWC fabriqué de manière additive constitue la meilleure technique de refroidissement pour ces futures turbines à gaz. Cependant, à l' heure actuelle, les recherches dans ce domaine et les données générées sont dispersées et il n'est pas encore possible pour les concepteurs de systèmes de transfert de chaleur de fabriquer des structures de refroidissement avec la précision souhaitée.

Mots-clés : neutralité carbone ; turbine à gaz industrielle; refroidissement des turbines ; refroidissement à double paroi ; fabrication additive ; hydrogène; ammoniac; CCG; CICG ; Oxycombustion ; Cycle CHAPEAU

check for updates

Citation : Takeishi, K. ; Krewinkel, R. Refroidissement avancé des turbines à gaz pour l'ère neutre en carbone. Int. J. Turbomachine. Propulse. Pouvoir 2023, 8, 19. https://doi.org/10.3390/ijtpp8030019

Rédacteurs académiques : Tony Arts et Rodolfo Bontempo

Reçu : 29 janvier 2023
Révisé : 2 mai 2023
Accepté : 12 juin 2023
Publié : 24 juin 2023

Copyright : © 2023 par les auteurs. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.
Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Introduction

L'Accord de Paris, un cadre international sur le changement climatique, a été adopté lors de la Conférence des parties à la Convention-cadre des Nations Unies sur les changements climatiques (COP21) en 2015 et est entré en vigueur en 2016. Le premier alinéa (a) de l'article 2 de l'Accord de Paris stipule que les signataires « maintiendront l'augmentation de la température moyenne mondiale bien en dessous de 2 ◦C au-dessus des niveaux préindustriels et poursuivront leurs efforts pour limiter l'augmentation de la température à 1,5 ◦C au-dessus des niveaux préindustriels, reconnaissant que cela réduirait considérablement les risques et les impacts du changement climatique » [1].

En réponse à l'Accord de Paris, toutes les parties à l'accord sont tenues de préparer et de soumettre tous les cinq ans des objectifs de contribution déterminée au niveau national (CDN) pour la réduction des émissions de gaz à effet de serre , en fonction de leur propre situation nationale. Sur la base de cet accord, les parties ont préparé un portail de stratégies à long terme [2]. Cette section décrit le long ter

Machine Translated by Google

stratégies du Japon et de l'Allemagne, auxquelles appartiennent les auteurs. Le Japon vise à réduire ses émissions de gaz à effet de serre (GES) de 46 % en 2030 (par rapport à 2013) et à atteindre zéro émission nette en 2050. L'Allemagne, quant à elle, vise une réduction de ses émissions de GES de 65 % en 2030. (par rapport à 1990), zéro net en 2045 et émissions négatives après 2050.

Au Japon, le Cabinet a approuvé la « Stratégie à long terme en tant que stratégie de croissance basée sur l'Accord de Paris » en octobre 2021. La section énergétique de cette stratégie appelle le Japon à utiliser 50 à 60 % d'énergie renouvelable et 30 à 40 % d'énergie nucléaire. et l'énergie thermique avec captage, utilisation et stockage du carbone (CCUS) et 10 % d'hydrogène ou d'ammoniac comme énergie en 2050 [3]. En Allemagne, les efforts s'alignent et doivent être considérés dans le contexte des objectifs et des mesures de l'Union européenne. Il s'agit notamment du Green Deal européen [4], qui a été inscrit dans un cadre juridique par la loi européenne sur le climat [5]. Le Green Deal définit le gaz naturel et l'énergie nucléaire comme des technologies vertes (de transition). L'UE soutient la construction de centrales de cogénération à condition qu'elles respectent la norme de performance en matière d'émissions de 250 g de CO2/kWh, même si des combustibles fossiles sont utilisés [6]. À l'avenir, ces centrales seront converties pour brûler de l'hydrogène ou d'autres combustibles neutres en carbone ou, alternativement, équipées de CSC. Bien que des directives générales soient définies par l'UE, la réalisation des objectifs qui y sont définis relève de la tâche des différents pays. L'Allemagne prévoit de produire toute son électricité à partir d'énergies renouvelables en 2050. L'électricité sera principalement produite par un mélange d'énergie photovoltaïque, éolienne et un peu d'énergie géothermique ; L'énergie nucléaire ne fera pas partie du mix énergétique, mais un certain nombre d'autres pays de l'UE envisagent de développer de nouvelles capacités nucléaires. Les fluctuations seront compensées par des cycles combinés et des centrales de production combinée de chaleur et d'électricité brûlant de l'hydrogène ou du biogaz.

Les stratégies à long terme des deux pays indiquent que les sources d'énergie renouvelables continueront à croître de manière significative afin d'atteindre la neutralité carbone. Cependant, à mesure que la part des énergies renouvelables, soumises aux fluctuations de charge, augmente, les énergies thermique et nucléaire, qui ont de l'inertie, seront nécessaires pour stabiliser une certaine proportion de l' approvisionnement électrique. L'énergie nucléaire étant un système de production d'électricité qui ne permet pas de s'adapter aux fluctuations de charge à court terme, c'est l'énergie thermique qui doit jouer exclusivement ce rôle, qui représente aujourd'hui environ la moitié des énergies renouvelables.

Actuellement, la turbine à gaz à cycle combiné (CCGT) la plus avancée, qui constitue le système de production d'électricité à grande échelle le plus efficace, a un rendement thermique de 64 % (LHV), soit environ 40 % plus efficace que la production d'électricité au charbon. et peut réduire les émissions de CO2 à environ un tiers de celles des centrales au charbon [7,8]. Cependant, même les CCGT devront subir d'autres changements et développements pour devenir une source majeure de production d'électricité et atteindre la neutralité carbone en 2050.

Le but de cet article est de décrire la tendance du transfert de chaleur vers les profils aérodynamiques et les technologies de refroidissement pour les turbines à gaz industrielles dans un environnement neutre en carbone. Pour y parvenir, il faut d'abord décrire clairement les différences de caractéristiques entre les turbines à gaz industrielles et les réacteurs d'aviation. La première caractéristique des turbines à gaz industrielles est la diversité des types de combustibles. En particulier, de petites turbines à gaz industrielles sont utilisées pour la cogénération, qui est relativement peu coûteuse et permet d'utiliser des combustibles de qualité inférieure. La deuxième caractéristique est que dans les turbines à gaz industrielles, il n'y a pas de limite de poids et n'importe quel liquide de refroidissement peut être utilisé. Cette fonctionnalité permet à l'air de refroidissement extrait de la sortie du compresseur de refroidir les aubes de la turbine à l'aide d'un échangeur de chaleur. De plus, un liquide de refroidissement différent du fluide de travail, tel que l'eau, qui présente d'excellentes performances de refroidissement, peut également être utilisé. La troisième différence est que la turbine à gaz industrielle peut être configurée avec une variété de cycles, dont certains sont alignés sur la deuxième caractéristique. L'un de ces cycles thermiques, le CCGT, est déjà utilisé en pratique. Comprendre ces trois caractéristiques majeures des turbines à gaz industrielles est nécessaire pour envisager les tendances futures des aubes fixes et des pales de rotor des t

En plus des caractéristiques ci-dessus, une CCGT neutre en carbone doit avoir la capacité d' ajuster sa production d'électricité en fonction des fluctuations de charge, comme mentionné ci-dessus. Compte tenu de l'augmentation du coût des nouveaux CCUS pour les TGCC classiques alimentées au gaz naturel et de l'augmentation du coût de production de nouveaux combustibles, comme l'hydrogène ou l'ammoniac, par rapport au gaz naturel, il est nécessaire d'améliorer encore l'efficacité thermique des TGCC actuelles. . Ce

Machine Translated by Google

Il faudra augmenter la température d'entrée de la turbine pour la faire passer de la température actuelle des grandes turbines à gaz industrielles de classe 1 600 ◦C au niveau 1 900 ◦C – 2 000 ◦C. Cette flexibilité de charge est exactement la même que celle que possèdent les moteurs à réaction d'aviation. La principale différence est que les profils aérodynamiques d'une grande turbine à gaz industrielle sont environ quatre fois plus grands que ceux d'un moteur à réaction d'aviation et ont une très grande capacité thermique (plus de quatre à la puissance trois). Il est donc nécessaire de développer de nouvelles conceptions de refroidissement. .

Dans cet article de synthèse, comme étape préliminaire pour discuter de la tendance des technologies de transfert de chaleur et de refroidissement pour les turbines à gaz industrielles, nous examinons d'abord les profils aérodynamiques refroidis appliqués aux turbines à gaz industrielles. À chaque étape de développement, des systèmes de production d'électricité et de cogénération optimaux ont été développés pour les turbines à gaz industrielles en tirant parti des trois caractéristiques ci-dessus. En outre, de nombreux cycles thermodynamiques ont été réalisés dans des installations de démonstration mais ne sont pas encore utilisés en pratique. Connaissant cet héritage, nous pensons qu'il s'agit d'une approche légitime pour discuter des turbines à gaz industrielles à l' ère neutre en carbone et des aubes de refroidissement des turbines, qui seront utilisées pour elles.

Sur la base des idées ci-dessus, les aubes de refroidissement de turbine recherchées et développées jusqu'à présent ont été examinées, et les résultats montrent que CastCool® et les profils aérodynamiques de liaison de plaquettes et de diffusion conviennent aux futures turbines à gaz industrielles. A la lumière de ces études, le refroidissement à double paroi développé à partir de la structure à pales CastCool® est très prometteur. Il est également clair que la capacité à fabriquer des structures de refroidissement de turbine complexes, telles que le refroidissement à double paroi (DWC), à l'aide de méthodes de fabrication additive (FA), est essentielle. Cependant, aucune aube DWC pour les futures turbines à gaz à ultra haute température n'a été présentée à ce jour dans la littérature ouverte, et la fabrication d'aubes et d'aubes avec des structures de refroidissement simples utilisant la fabrication additive vient tout juste de commencer. De plus, l'épaisseur standard des couches AM est d'environ 0,6 mm, ce qui rend impossible la fabrication de trous de refroidissement de film et de trous de buse d'impact élaborés. En conséquence, cet article passe en revue l'état actuel de la recherche sur les pales DWC et la méthode AM. L'état de fabrication des pales de refroidissement à double paroi est également examiné, tout comme les études de transfert de chaleur sur les méthodes de refroidissement qui composent cette structure de refroidissement, telles que le refroidissement par impact interne, le refroidissement par film à couverture complète et le refroi Enfin, les tendances en matière de structures de refroidissement neutres en carbone pour les aubes de turbine et les pales de rotor des turbines à gaz industrielles sont résumées.

Le document passe également en revue les résultats des études de faisabilité et de R&D de divers cycles thermiques basés sur des turbines à gaz afin de répondre à la diversification des combustibles et à l'amélioration des performances. Il est également conclu qu'un cycle oxy-combustible convient comme cycle avec des turbines à gaz comme principale source de chaleur.

Notez que chaque fois que l'on parle d'aubes fixes et de pales de rotor, il est supposé qu'une « aube » est stationnaire et qu'une « pale » tourne. Lorsqu'une déclaration est applicable aux deux, le terme « profils aérodynamiques » sera utilisé.

2. Développement historique des turbines à gaz industrielles 2.1.

Développement de grandes turbines à gaz industrielles à ce jour Sous la

direction d'Aurel Stodola, la première turbine à gaz industrielle au monde a été mise en service commercial pour la production d'électricité à Neuchâtel, en Suisse, en 1939 [9,10].

La turbine à gaz a été fabriquée par Brown, Boveri & Company (BBC) avec une vitesse de 3 000 tr/min, une température d'entrée de turbine de 550 ◦C, un rendement thermique de 17,4 % et une puissance de 4 000 kW. Cette période a coïncidé avec le développement réussi du premier moteur à réaction pour l'aviation par Whittle et Hans Von Ohain [11,12]. Depuis lors, les moteurs d'avions à réaction ont fait de grands progrès. Cependant, les améliorations de l'efficacité thermique des turbines à gaz industrielles ne pouvaient rivaliser avec la rapidité avec laquelle l'efficacité thermique des turbines à vapeur s'est améliorée dans les années 1950 et 1960. Dans les années 1960, les turbines à vapeur commencent à utiliser de la vapeur à pression supercritique et deviennent des moteurs thermiques avec des rendements thermiques supérieurs à 40 % (PCP). D'autre part, de grandes turbines à gaz industrielles ont été développées avec des températures d'entrée de turbine de l' ordre de 900 ◦C, et le rendement thermique autonome des turbines à gaz a atteint la moitié supérieure de la plage de 20 % (LHV). Leur efficacité thermique étant inférieure à celle des turbines à vapeur, elles étaient presque exclusivement utilisées pour l'écrêtement des pointes.

Machine Translated by Google

Dans les années 1970, trois constructeurs de moteurs d'avion ont commencé le développement d'un moteur d'avion de classe 1 250 ◦C destiné à être installé sur le Boeing 747. Les moteurs d'avion ont ensuite évolué jusqu'à 1 350 ◦C. Suivant cette tendance technologique, quatre constructeurs de grandes turbines à gaz industrielles (General Electric Corporation (GE), Westinghouse Electric Corporation (WH), Siemens, Brown, Boveri & Company (BBC, plus tard ABB/ Alstom)) ont réussi à développer un grand 1 100 ◦ Turbine à gaz industrielle de classe C à la fin des années 1970.

Divers systèmes de production d'électricité et cycles thermiques de cogénération utilisant des turbines à gaz industrielles comme moteur principal ont été étudiés [13]. Parmi ces cycles thermiques, la turbine à gaz à cycle combiné (CCGT), qui combine une turbine à gaz à cycle Brayton et une turbine à vapeur à cycle Rankine, s'est avérée avoir une configuration d'équipement simple et produire de l'électricité avec un rendement thermique élevé [14,15]. La CCGT a été créée en réponse aux deux crises pétrolières survenues dans les années 1970.

L'un des premiers exemples de développement de grandes CCGT est la centrale électrique à cycle combiné de Tohoku Electric Power Co. La turbine à gaz utilisée dans cette CCGT était une turbine à gaz 701 D avec une fréquence de 50 Hz conçue et fabriquée par Mitsubishi Heavy Industries Ltd. .(MHI), Takasago, Japon. La turbine à gaz a été développée par MHI sur la base de la turbine à gaz 60 Hz 501D5 développée par WH, dont la température d'entrée de la turbine était de 1154 ◦C [16]. L'efficacité thermique de la CCGT utilisant cette turbine à gaz était supérieure à 48 % (PCI), soit plus de 10 % de plus que l'efficacité thermique des systèmes de production d'énergie thermique au charbon les plus avancés de l'époque. L'utilisation de gaz naturel liquéfié (GNL) comme combustible a réduit les émissions de dioxyde de carbone d'environ 20 % par rapport à la production d'électricité au charbon [17]. Les problèmes de développement comprenaient la technologie de refroidissement des turbines pour garantir la fiabilité des profils aérodynamiques, même pendant les longues périodes entre les révisions majeures, et la technologie de combustion pour une chambre de combustion à faibles émissions de NOx, conforme aux réglementations environnementales japonaises. La première chambre de combustion à prémélange au monde a donc été développée pour le 701D.

En réponse à la forte demande mondiale de CCGT, les fabricants de turbines à gaz se sont concentrés sur le développement de turbines à gaz industrielles plus grandes avec des températures et des pressions plus élevées. Cela a conduit au développement de la turbine à gaz de type F de classe 1 300 ◦C et des turbines à gaz de type G et H de classe 1 500 ◦C. Le rendement thermique (PAC) des CCGT utilisant ces turbines à gaz est présenté sur la figure 1 [18]. La figure 2 montre également la transition d'efficacité thermique pour le cas où la turbine à gaz est utilisée dans un fonctionnement à cycle simple [18]. Les symboles A, B et C sur la figure 2 sont les mêmes que ceux de la figure 1, et le symbole D est tiré de la référence 20 ci

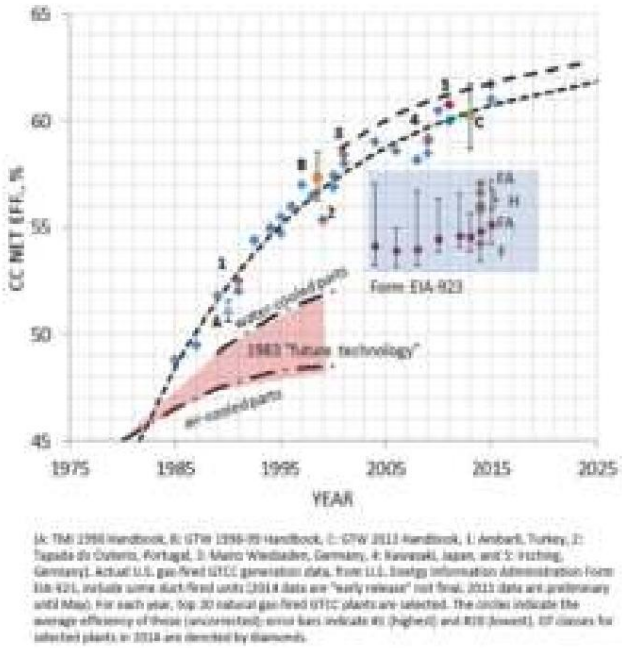


Figure 1. Évolution de l'efficacité des CCGT entre 1985 et 2015. Évolution des CCGT, 1985-2015 [18].

Machine Translated by Google

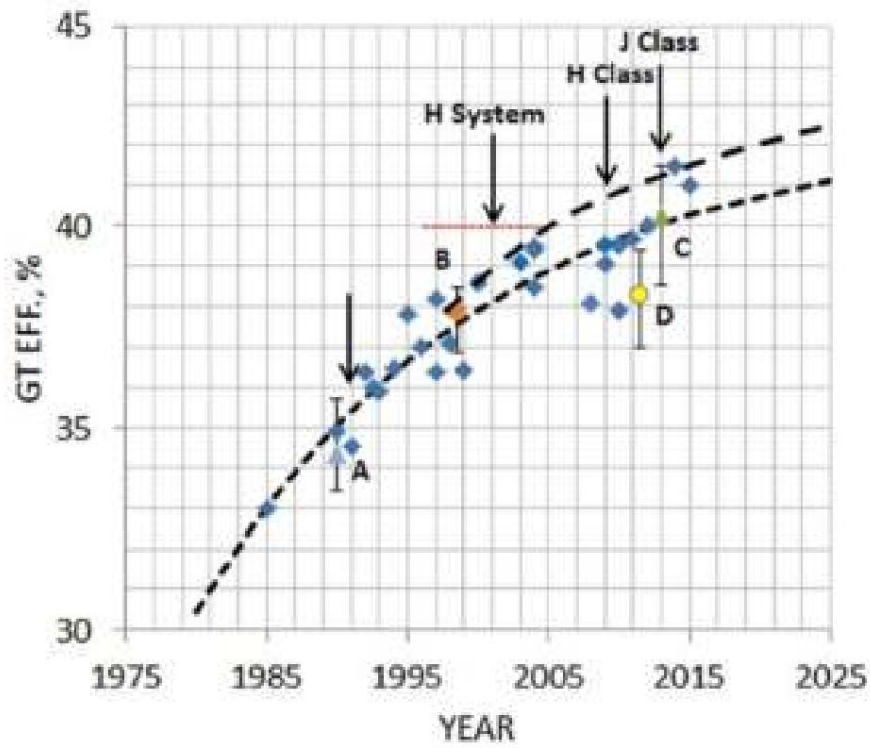


Figure 2. Évolution du rendement des grandes turbines à gaz industrielles entre 1985 et 2015 [18].

Le tableau 1 montre l'état de développement des turbines à gaz de type F avec une entrée de turbine température de 1300 ◦C par quatre OEM [19,20]. Tout d'abord, GE a développé la turbine à gaz Frame 7F, suivi de WH. Les deux turbines à gaz avaient la même température d'entrée de turbine, mais le refroidissement la conception des aubes de turbine du premier étage était différente : GE fabriquait de grandes aubes directionnelles pales de rotor de premier étage solidifiées (DS) et refroidissement interne utilisé avec des chemins d'écoulement en serpentin et pas de refroidissement du film. WH et MHI ont collaboré au développement du gaz de type F turbine. MHI était en charge de la conception du refroidissement et du développement du système à faible émission de NOx. chambre de combustion. Dans cette conception, les pales du rotor du premier étage ont été fabriquées par CC et a utilisé le premier film de refroidissement au monde pour une turbine à gaz industrielle dans le refroidissement en serpentine chemin d'écoulement.

Tableau 1. Westinghouse, Siemens et ABB réagissent au « Frame 7F » de GE [19].

Entreprise	Turbine Modèle	Capacités		Efficacités (%)		Dates clés	Capacités
		GT	CCG	GT	CCG	Première commande annoncée	
GE	Cadre 7F	150 MW	230 MW	34,2	53	1987	1987
Westinghouse	501F	150 MW	230 MW	35,4	54	1989	1989
Siemens	V94.3	200 MW	300 MW	35,7	54	1990	1992
ABB	GT13E2	164 MW	250 MW	35,7	54,7	1992	1992
	GT24	165 MW	250 MW	37,5	57,5	1993	1993

Comme le montre le tableau 1, l'efficacité thermique des CCGT d'ABB utilisant leur GT24/26 est remarquablement élevée, même si la température à l'entrée de la turbine n'est que de 1 300 ◦C. Le L'entreprise a réussi à atteindre un rendement aussi élevé en adoptant un cycle de réchauffage. Le L'utilisation du cycle de réchauffage dans les turbines à gaz a été proposée par Rice [21-23]. Le rapport de pression de la turbine à gaz GT24 a été réglée à 30, de sorte que la température du gaz entrant dans le la recombustion entre les turbines haute et moyenne pression serait faible. La conception de la chambre de combustion secondaire nécessitait une technologie de refroidissement très sophistiquée.

Les CCGT alimentées au gaz naturel utilisant des turbines à gaz de type F étaient très efficaces en termes de puissance génération et contribué à la réduction des émissions de CO2, conduisant à une réduction mondiale

Machine Translated by Google

se précipiter pour construire de telles usines. Les fabricants de turbines à gaz prévoyaient tous de développer des turbines à gaz hautes performances, qui permettraient d'atteindre l'efficacité thermique des CCGT de nouvelle génération. de 60 % (LHV) [24], et le projet ATS du DOE américain (1992-2001) a été mis en œuvre pour atteindre ce. Dans ce projet, GE s'est concentré sur un système de refroidissement avec refroidissement à la vapeur en boucle fermée de les aubes et pales du premier et du deuxième étage. Le GT avancé avec vapeur en boucle fermée le refroidissement des aubes de turbine à la température d'entrée de la turbine (TIT) de 1 500 ◦C a été appelé la classe H.

La puissance de sortie et l'efficacité thermique d'une turbine à gaz sont déterminées par l'entrée température au niveau des pales du premier étage. Par conséquent, le rapport entre l'air utilisé pour la combustion et l'air utilisé pour refroidir les aubes du premier étage est indépendant des performances et de la puissance de sortie, car tant que la température du gaz des aubes du premier étage est la même. Cependant, comme le montant d'air utilisé pour refroidir les aubes du premier étage augmente, la température des gaz dans la chambre de combustion augmente, ce qui augmente les émissions de NOx. Par conséquent, le système d'utilisation de la vapeur extraite du cycle de fond pour refroidir les aubes et les pales, les parois de la chambre de combustion et la transition les murs en morceaux étaient une méthode révolutionnaire du point de vue de l'établissement d'un faible niveau de NOx chambre de combustion. De plus, du point de vue de la turbine à vapeur en cycle de fond, le refroidissement des composants à haute température de la turbine à gaz avec de la vapeur surchauffe le vapeur, améliorant ainsi l'efficacité thermique du CC. Tandis que le système fermé refroidi à la vapeur Le cycle GT présente l'avantage d'augmenter la puissance thermique et l'efficacité thermique du CCGT, elle pose également un problème difficile à résoudre en termes de fiabilité et de durée de vie des les composants refroidis à la vapeur. De plus, toute perte de vapeur dans le cycle de la turbine à gaz pendant les besoins de refroidissement doivent être compensés par de l'eau d'appoint. Cela peut devenir un problème financier car l'eau du cycle vapeur doit être déminéralisée.

La vapeur a des performances de refroidissement supérieures à celles de l'air, de sorte que la structure de refroidissement de l'aube de refroidissement de la turbine n'a pas besoin d'être compliqué pour obtenir un refroidissement élevé performance. GE a résolu ce problème en utilisant de grandes pièces moulées monocristallines pour les ailes . Un autre problème est que le coefficient de transfert de chaleur par condensation de la vapeur d'eau est extrêmement élevée, à environ 105 kW/m2K. Lorsque la température du métal du rotor est inférieure que la température à laquelle la vapeur d'eau se condense, l'eau s'écoule à la surface de les parties chaudes en rotation, qui peuvent dans certains cas provoquer une déformation thermique du rotor, ce qui entraîne des problèmes de vibrations. Pour éviter cela, il a fallu chauffer le rotor massif d'un gros GT industriel à une température supérieure à la température de condensation de la vapeur et de démarrer le flux de vapeur seulement une fois que le corps en rotation était suffisamment chaud. La nécessité de chauffer les pièces rotatives signifiait que, même si la CCGT bénéficiait des avantages d'une puissance élevée et performant, il perdait l'avantage d'être capable d'un démarrage rapide. Cependant, GE a développé le Frame 7H/9H GT [25], qui a atteint un rendement thermique de 60 % (LHV). pour les CCGT, comme indiqué dans le tableau 2 [19].

Tableau 2. La GT24 annonce une autre nouvelle génération de turbines à gaz [19].

Entreprise	Turbine Modèle	Capacités		Efficacités (%)		Dates clés	
		GT	CCG	GT	CCG	Première commande annoncée	
ABB	GT24	165 MW	250 MW	37,5	57,5	1993	1993
Westinghouse	501G	230 MW	345 MW	38,5	58	1994	1997
Siemens	V84.3A	170 MW	245 MW	38	58	1995	1995
GE	Cadre 7G	240 MW	350 MW	s.o. 39,5	58	1995	aucun
	Cadre 7H		400 MW	n/d/d	60	1995	2004
	Cadre 9H	s.o.	480 MW		60	1995	1998

WH a également étudié une turbine à gaz dotée d'un système de refroidissement à vapeur en boucle fermée dans l'ATS. projet. Cependant, ils n'ont pas finalisé le développement. Au lieu de cela, WH a opté pour un 1 500 ◦C turbine à gaz de classe G en collaboration avec MHI. WH était responsable de la conception de la section turbine et le refroidissement ont été développés en coopération avec Rolls-Royce [19]. Les figures 3 et 4 montrent la structure de refroidissement des pales du premier étage de cette turbine [26].

Machine Translated by Google

Siemens a acquis la division de production d'électricité de WH en 2001. Cela a permis à Siemens de reprendre la conception du 501F/G pour améliorer la technologie à haute température du GT et a également rendu disponible la technologie de refroidissement par vapeur développée pour le programme ATS du gouvernement américain [19].

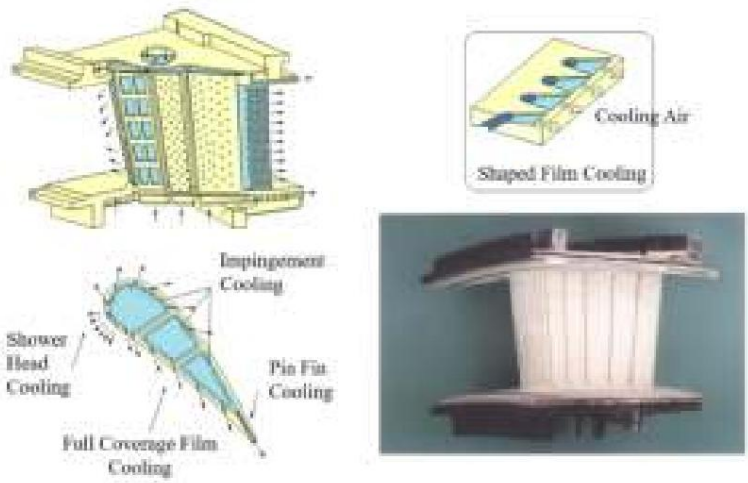


Figure 3. Première aube d'une turbine à gaz de classe G à 1 500 °C [26].

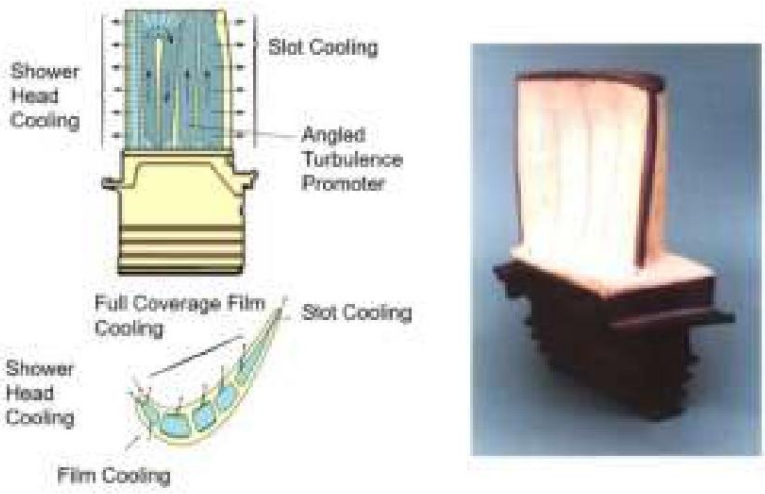


Figure 4. Première pale d' une turbine à gaz de classe G de 1 500 ◦C [26].

Au cours du nouveau millénaire, MHI a développé indépendamment une turbine à gaz de type J avec un TIT de 1 600 ◦C. Cela reflète les résultats d'un projet national japonais lancé en 2004 pour développer les technologies nécessaires à une turbine à gaz avec un TIT de 1 700 ◦C. Lorsque le TIT des turbines à gaz a été augmenté, l'augmentation parallèle requise de la consommation de liquide de refroidissement a contrecarré l'amélioration théorique de l'efficacité thermique [27]. Dans un projet national japonais, une géométrie révolutionnaire des trous de refroidissement par film a été développée, ce qui a considérablement réduit la quantité de liquide de refroidissement nécessaire [28]. La turbine à gaz de type J utilisait de la vapeur pour refroidir les parois de la chambre de combustion et la pièce de transition. Le système de refroidissement à vapeur a été abandonné et une turbine à gaz de type JAC (refroidie par air de classe J) avec un TIT de 1 650 ◦C a ensuite été développée et utilisée dans une usine à cycle combiné [8]. GE a introduit la turbine à gaz HA, une version entièrement modifiée du système H, dotée d'un système de refroidissement à l'air libre [29]. La turbine à gaz HA utilise un système dans lequel tous les composants chauds sont refroidis par l'air provenant de la décharge du compresseur. En utilisant la même définition de la température d'entrée de la turbine (c'est-à-dire la température totale moyenne à l'entrée des aubes du premier étage) que MHI, la température de la turbine à gaz HA de GE est estimée à 1 670 ◦C [30]. L'efficacité thermi

Machine Translated by Google

composé de la turbine à gaz de type HA de GE et de la turbine à gaz de type JAC de MHI a atteint 64 % (LHV). Grâce à l'utilisation du gaz naturel comme combustible et à leur efficacité thermique élevée, ces centrales CCGT ont réussi à réduire les émissions de CO2 à environ un tiers de celles émises par les centrales électriques au charbon de pointe.

L'histoire du développement des structures de refroidissement pour les pales de turbine utilisées dans les grands Les turbines à gaz industrielles, décrites dans cette section, sont décrites en détail dans la réf. [31].

2.2. Développement de petites et moyennes turbines à gaz industrielles à ce jour

Dans cet article, les turbines à gaz d'une puissance de 50 MW ou moins seront définies comme des turbines à gaz petites et moyennes. Il n'est pas économique d'utiliser de petites turbines à gaz de cette taille dans un cycle combiné. La durée d'amortissement des coûts d'investissement de la turbine à vapeur et du générateur de vapeur est trop longue. Cela ne signifie pas que les petites turbines sont normalement utilisées dans un cycle simple. Ils sont plutôt utilisés dans une certaine forme d'application de production combinée de chaleur et d'électricité (CHP).

La base de la plupart des turbines à gaz de petite et moyenne taille était la technologie des moteurs aéronautiques, mais modifiée pour plus de robustesse et de simplicité [32]. Au fil des ans , une multitude d'entreprises ont fabriqué des turbines à gaz de petite et moyenne taille (voir Réf. [33]). La plupart d'entre elles sont des microturbines à gaz d'une puissance bien inférieure à 1 MW. Ceux-ci ne seront pas discutés davantage, car ils ne comportent généralement pas d'aubes ni d'aubes refroidies.

Dans les années 1970, les petites turbines à gaz sont devenues populaires comme source d'énergie pour les installations de production d'électricité de secours en raison de leur taille compacte, du fait qu'elles ne nécessitaient pas d'eau de refroidissement et de leurs temps de démarrage courts. Jusqu'au début des années 1970, les profils aérodynamiques pouvaient être constitués d'alliages super résistants à la chaleur, non refroidis, ce qui les rendait compétitifs par rapport aux moteurs à gaz, ce qui contribuait à leur utilisation généralisée. Dans les années 1980, le développement de turbines à gaz de petite et moyenne taille utilisées pour les applications de cogénération a commencé. Les turbines à gaz sont ainsi utilisées pour produire de l'électricité dans diverses combinaisons avec de l'eau chaude, de la vapeur, à la fois de l'eau chaude et de la vapeur, ou de l'eau glacée via des refroidisseurs à absorption. La caractéristique la plus distinctive des turbines à gaz de petite et moyenne taille est qu'elles permettent une fourniture optimale d'électricité et de chaleur en fonction des besoins de la partie centrale du système de cogénération [34]

Le développement des turbines à gaz de petite et moyenne taille dépend de la concurrence avec les moteurs à gaz en termes de coût et d'efficacité thermique. Si le rapport puissance/chaleur (PHR) (demande de puissance totale divisée par la demande de chaleur totale) de l'application est inférieur à env. 0,8, le processus est appelé thermique et une turbine à gaz est généralement utilisée. Si ce rapport est dépassé, le processus est considéré comme motorisé et un moteur à combustion interne (rendement en cycle simple > 45 %) est utilisé [35]. Même lorsque le PHR est supérieur à 0,8, une petite turbine à gaz peut être utilisée lorsque de la vapeur à haute température est requise. Les usines utilisant des moteurs thermiques ne peuvent pas générer de vapeur à haute température en raison de la température intrinsèquement basse des gaz d'échappement du moteur.

S'il y a un excès de vapeur produite par la chaudière à gaz d'échappement, elle peut être introduite dans la chambre de combustion de la turbine à gaz, permettant l'utilisation du cycle de turbine à gaz à injection de vapeur (STIG) ou cycle Cheng, qui permet un rapport variable d'électricité. chauffer [36]. Le cycle de Cheng est illustré à la figure 5.

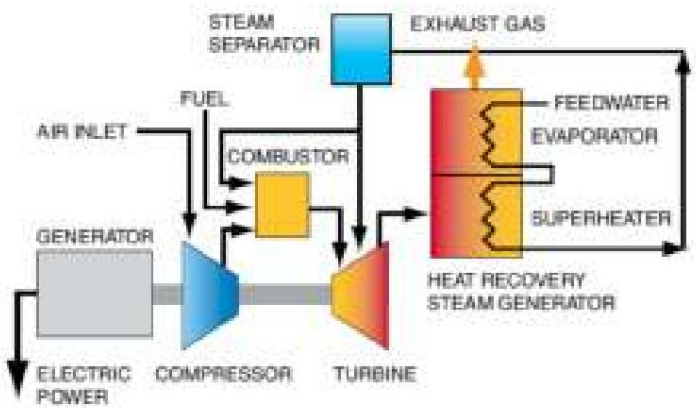


Figure 5. Cycle de turbine à gaz à injection de vapeur (STIG, cycle Cheng) [36].

Machine Translated by Google

Étant donné que la plupart des applications des petites turbines à gaz sont alimentées par la chaleur, une grande importance est accordée à la fois à la masse et à la température des gaz d'échappement. Par conséquent, le rendement du cycle simple de la turbine à gaz est moins pertinent, et les turbines avec un débit de gaz d'échappement important et chaud peuvent fournir une solution supérieure à celle fournie par les turbines avec un rendement du cycle simple plus élevé [37].

En raison des contraintes de coût et de la taille des petites et moyennes turbines à gaz, le niveau de technologie haute température, exprimé principalement en termes de température d'entrée de la turbine, est inférieur à celui d'un moteur à réaction d'avion de taille similaire ou de grandes turbines à gaz industrielles. . Cependant, la température à l'entrée de ces turbines à gaz a augmenté au fil des années, passant du niveau de 800 ◦C à 900 ◦C, auquel des aubes de turbine non refroidies sont utilisées, jusqu'à un TIT de 1 300 ◦C actuellement en fonctionnement [38]. Un carburant plus propre est d'une grande importance pour ces turbines à gaz ; par conséquent, le développement de chambres de combustion pouvant utiliser des carburants tels que l'hydrogène et l'ammoniac est la clé du succès.

Certaines petites et moyennes turbines à gaz sont encore utilisées en cycles simples. Cela englobe celles utilisées comme secours d'urgence, ainsi que les turbines à double arbre utilisées dans l'industrie pétrolière et gazière comme entraînements mécaniques. Aucun de ces groupes ne sera abordé plus en détail ici car les premiers occupent un créneau où, en général, la fiabilité l'emporte sur l'efficacité, et les seconds sont largement couverts par la discussion de leurs homologues utilisés dans la production d'électricité. Cela étant dit, il se pourrait bien que les petites SCGT redeviennent plus courantes à mesure que leur importance pour l'équilibrage de charge augmente : ces turbines peuvent démarrer plus rapidement car aucun cycle de vapeur n'est inclus.

2.3. Technologies à cycle combiné de gazéification intégrée (IGCC)

Le charbon est une source d'énergie très abondante, avec des réserves environ quatre fois supérieures à celles du pétrole et du gaz naturel réunis. En 2020, environ 85 % de la consommation énergétique mondiale provenait de combustibles fossiles, dont environ 28 % provenaient du charbon. La même année, les combustibles fossiles représentaient environ 60 % de la production mondiale d'électricité, dont environ 35 % étaient alimentés au charbon. Comme le montre la figure 6, l'IAE estime que la part des combustibles fossiles dans la production d'électricité en 2030 et 2050 sera respectivement de 40 % et 20 %, et que la part du charbon diminuera à environ 20 % et 8 % [39] .

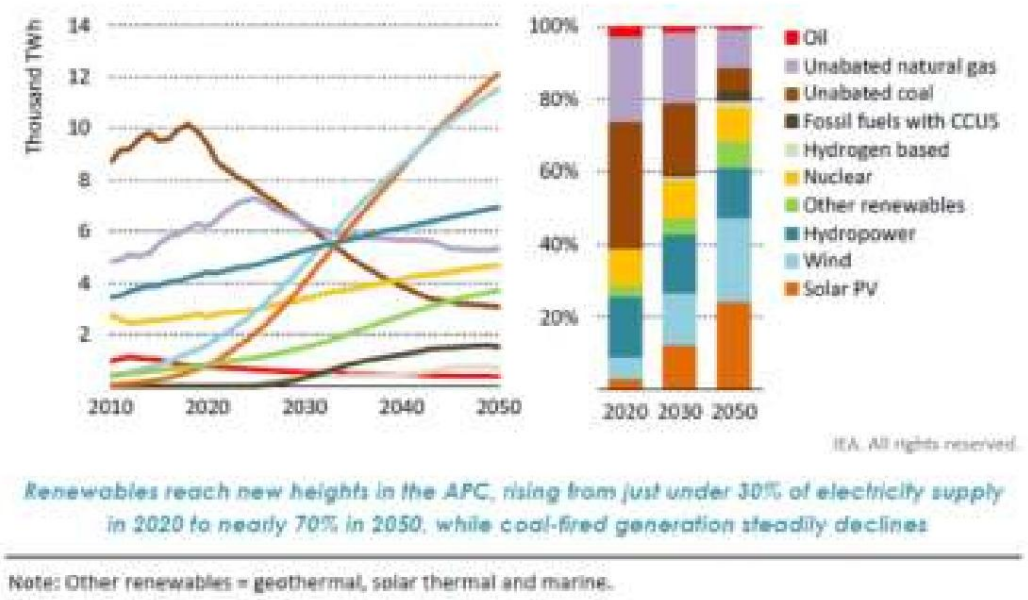


Figure 6. Production mondiale d'électricité par source dans l'APC [39].

La recherche sur un système permettant de produire de l'électricité à partir du charbon de manière propre et efficace avec une turbine à gaz a commencé au milieu des années 1960 par GE. À la fin des années 1970, une centrale à cycle combiné alimentée au charbon a été étudiée grâce au financement de l'EPRI. En outre, GE a étudié les turbines à gaz en circuit fermé refroidies par eau dans le cadre du projet HTTT du DOE. GE a envisagé le refroidissement par eau

Machine Translated by Google

pour les turbines à gaz de gazéification du charbon, car la température des pales doit être maintenue en dessous de 538 ◦C pour empêcher l'adhésion des cendres aux profils aérodynamiques et pour empêcher la corrosion de l'alliage super résistant à la chaleur. Le projet HTTT avait également un plan de développement pour augmenter progressivement le TIT à 1100 ◦C, 1400 ◦C et 1600 ◦C [40]. À la fin des années 1970, le développement de turbines à gaz industrielles constituées de circuits refroidis à l'air libre avec des TIT de 1 100 ◦C avait commencé. Cependant, la quantité d'air nécessaire pour refroidir les aubes des turbines à gaz des classes 1 400 ◦C et 1 600 ◦C utilisant la technologie de refroidissement de l'époque aurait été beaucoup trop élevée. De plus, il était impossible d'atteindre une température du métal de 538 ◦C en utilisant la technologie de refroidissement par air.

GE savait que les profils aérodynamiques fabriqués à partir d'alliages super résistants à la chaleur avec refroidissement interne par eau ne pouvaient pas respecter la durée de vie prévue en raison de la fatigue thermique provoquée par de grands gradients de température dans le sens de l'épaisseur des parois. C'est pourquoi l'entreprise a développé des profils aérodynamiques en alliage de cuivre. Les pales ont été développées avec un système dans lequel l'eau de refroidissement est expulsée des extrémités des pales et collectée au niveau du carénage. Les détails de ces problèmes sont expliqués dans la réf. [41]. En raison des difficultés rencontrées pour résoudre des problèmes tels que l'érosion de l'eau dans les canaux de refroidissement et les problèmes de vibrations provoqués par l'ébullition de l' eau de refroidissement, la turbine à gaz refroidie par eau de gazéification du charbon n'a jamais été mise en pratique. La technologie de refroidissement à la vapeur en circuit fermé pour les pièces chaudes utilisée dans le projet comme solution de secours pour le refroidissement par eau a ensuite été développée par GE et commercialisée sous le nom de système H. Ceci a déjà été décrit dans la section CCGT.

Dans les années 1980, la R&D sur l'IGCC utilisant des turbines à gaz commerciales s'est poursuivie aux États-Unis . Le premier de ces projets était le projet Coolwater [42]. Une turbine à gaz de classe 1 100 ◦C modifiée à partir du type 7001 E de GE a été utilisée. Depuis, de nombreux projets de R&D ont été menés en Europe et aux États-Unis [43].

Au Japon, le projet IGCC de Nakoso, utilisant une turbine à gaz 701DA avec un TIT de 1 200 ◦C, a été utilisé pour la production d'électricité. Le cycle Nakoso IGCC est présenté dans la figure 7 et ses spécifications dans le tableau 3 [44]. La centrale a atteint un rendement thermique de 42 % (PCB net) ou plus après avoir effectué avec succès 2 000 h de fonctionnement continu et 5 000 h d'essais d'endurance à une puissance de 250 MW [45]. Actuellement, le développement d'une usine IGCC à Negishi utilisant une turbine à gaz 701F avec un TIT de 1400 ◦C est en cours [43]. Comme le montre la figure 8, il est considéré comme possible pour l'IGCC de produire de l'électricité avec un rendement thermique supérieur à 50 % (PCP net) en utilisant des turbines à gaz industrielles à très haute température avec une température d'entrée de turbine de 1 600◦ à 1 700 °C. l'avenir si du charbon propre gazéifié est disponible [46].

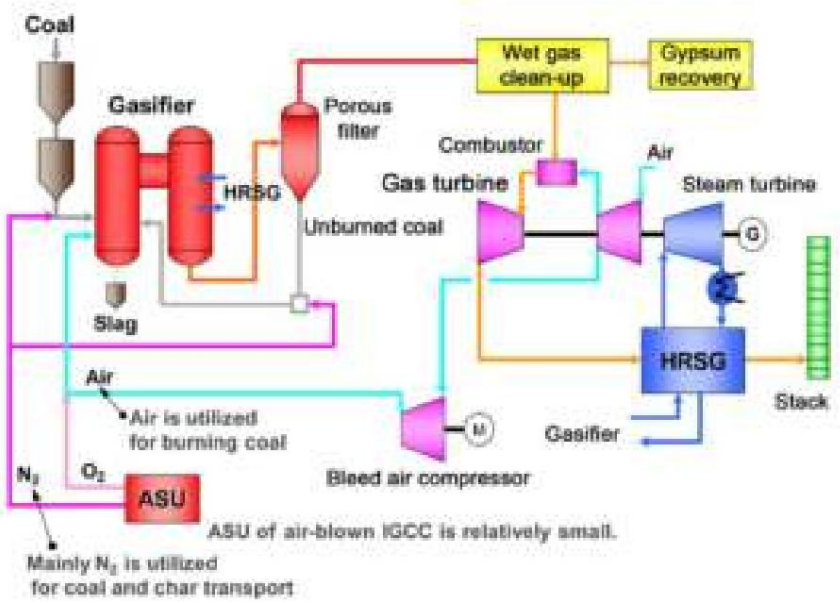


Figure 7. Diagramme schématique d'une usine de démonstration IGCC soufflée par air [44].

Machine Translated by Google

Tableau 3. Spécifications de l'usine de démonstration IGCC de Nakoso [44].

Capacité	250 MWe bruts		
Consommation de charbon	environ 1700 tonnes/jour		
Système	Gazogène	Aliment soufflé et sec	
	Gaz traitement	Humide (MDEA) + récupération de gypse	
	Turbine à gaz	Classe 1200◦C (50 Hz)	
Efficacité (Valeurs cibles)	Brut	48% (PCG)	46% (PCS)
	Filet	42% (PCG)	40,5% (PCS)
Propriétés des gaz de combustion (valeurs cibles)	SOx	8 ppm	(16% base 02)
	NOx	5 ppm	
	Particules	4 mg/m3N	
CPE	Mitsubishi Heavy Industries (MHI)		

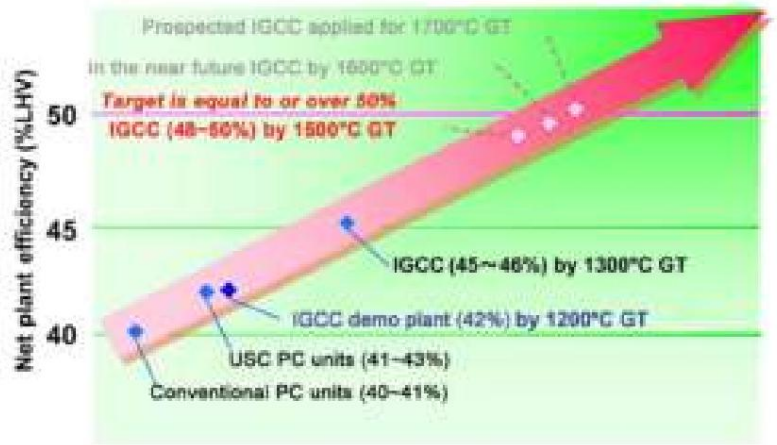


Figure 8. Amélioration de l'efficacité thermique d'un IGCC soufflé par air [46].

Un IGCC peut être établi en ajoutant un gazogène et un équipement d'épuration des gaz en amont. du cycle combiné qui a fait ses preuves et, si nécessaire, de la séparation de l'air. Ces les modifications apportées au CCGT sont considérées comme importantes à l'ère de la neutralité carbone car l'énergie les installations de production, qui élargissent les possibilités de brûler des combustibles sales, comme les raffineries résidus, biomasse, résidus d'huiles alimentaires et déchets plastiques.

Le charbon contient des composants tels que du soufre, du chlore, différents alcalis et du vanadium, ce qui peut provoquer une corrosion à haute température des pièces chaudes. Dans un IGCC, le gaz combustible pour la turbine à gaz est produite par un gazogène, qui convertit le charbon en gaz de synthèse, et le nettoie équipement qui élimine les composants corrosifs et les cendres. La viabilité d'une IGCC car une installation de production d'électricité dépend des performances du gazogène et du nettoyage équipement. En outre, la question est de savoir si l'efficacité thermique de l'IGCC et le Le coût total de l'IGCC et du CSC associé peut rivaliser avec celui d'autres installations de production d'électricité. La technologie des gazéificateurs, la technologie de nettoyage et la technologie CSC progressent rapidement. Les coûts du carburant ne peuvent pas être prévus pour le moment, mais un certain nombre de pays seront utiliser des combustibles fossiles dans un avenir prévisible, et ces technologies permettraient toujours de production d'électricité neutre en carbone. Cependant, le coût de l'IGCC est actuellement plus élevé que celui d'autres installations de production d'électricité, et les tests de recherche, de développement et de démonstration sont menée uniquement avec le soutien financier des gouvernements et d'autres organisations.

Machine Translated by Google

2.4. Développement futur des CCGT, ou qu'est-ce qu'une CCGT en phase avec l'ère de la neutralité carbone ?

Dans la prochaine ère neutre en carbone, les installations de production d'électricité basées sur des turbines à gaz continueront de jouer un rôle important en raison de leur efficacité de conversion énergétique élevée et de leur capacité à utiliser une variété de combustibles.

Considérons d'abord les spécifications que devrait avoir une turbine à gaz industrielle utilisée de manière neutre en carbone. Lorsqu'une turbine à gaz fonctionne à partir de combustibles fossiles, l'ajout d'une installation CCUS est obligatoire. En revanche, si l'hydrogène ou l'ammoniac sont utilisés comme combustibles, les émissions de CO2 peuvent être réduites à zéro, mais le coût unitaire de la production d'électricité sera considérablement plus élevé que celui du gaz naturel. La seule façon de résoudre ces problèmes est d'améliorer encore l'efficacité thermique des CCGT équipées de grandes turbines à gaz industrielles. Nous souhaitons viser un rendement thermique de 70 % (PCC), soit environ 10 % supérieur au rendement thermique des CCGT actuelles. Cela implique un TIT de 1900 ◦C à 2000 ◦C et un rapport de pression d'environ 30.

En plus d'améliorer les performances des turbines à gaz, il est également nécessaire de considérer les fonctions que devraient avoir les turbines à gaz industrielles pour l'environnement dans lequel elles sont utilisées. Comme mentionné dans l'introduction, environ la moitié de l'électricité produite dans un monde neutre en carbone proviendra d'énergies renouvelables. Ces sources d'énergie sont sensibles aux conditions météorologiques et aux fluctuations de charge. Afin de fournir une alimentation électrique stable, des installations de production d'énergie thermique ou nucléaire à inertie sont indispensables. Le problème de la stabilité de l'approvisionnement électrique a déjà commencé : il constitue déjà un défi pour les gestionnaires de réseau dans les pays et les réseaux électriques où la distribution d'énergies renouvelables est prior La figure 9 illustre la variabilité croissante de la production d'électricité en Californie [47]. Les auteurs de Réf. [47] examinent les options permettant de fournir des centrales de production distribuées flexibles avec des puissances allant de 25 MW à 300 MW. Les mesures proposées supposent que les grandes CCGT fonctionnent à charge nominale. Dans une grande CCGT, il est difficile de modifier rapidement la charge de la turbine à vapeur, il est donc nécessaire de développer une CCGT, qui ne peut modifier la charge qu'avec la turbine à gaz lorsque la turbine à vapeur est à ou proche de la charge nominale. Cela peut impliquer une exploitation prolongée avec admission partielle ou l'utilisation de turbines à gaz à deux arbres.

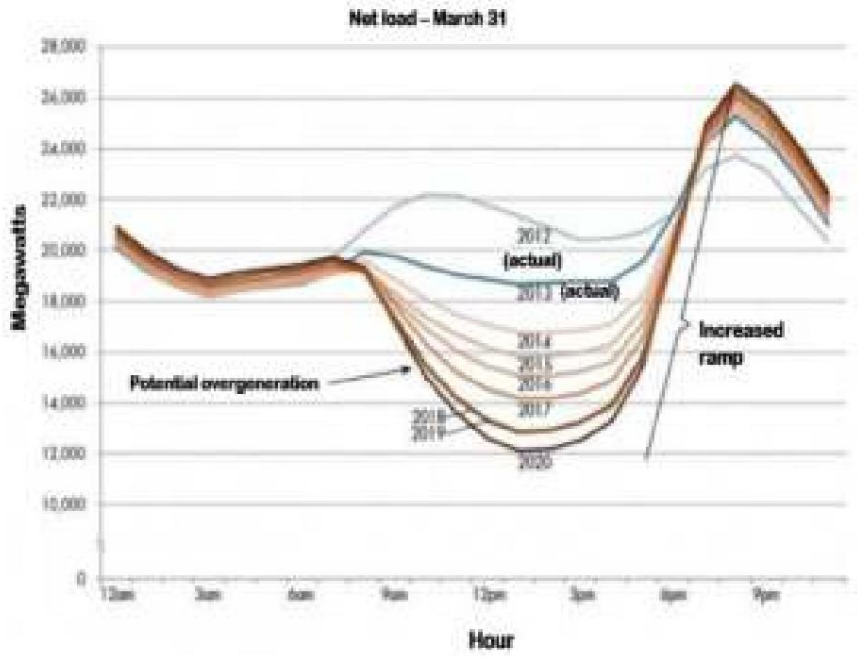


Figure 9. La « courbe de canard » ISO de Californie illustrant l'impact de la production intermittente d'énergie renouvelable [47].

La grande turbine à gaz industrielle utilisée dans une telle CCGT devrait avoir la fonctionnalité d' un moteur à réaction, capable de gérer des changements de charge rapides. Par conséquent, la structure de la turbine, depuis les pales jusqu'aux disques, doit être conçue pour réduire les contraintes thermiques lors des transitoires.

Machine Translated by Google

changements. Les turbines à gaz industrielles actuellement utilisées dans les CCGT sont conçues pour atteindre le rendement le plus élevé à charge nominale. Cependant, les grandes turbines à gaz industrielles utilisées dans des applications neutres en carbone doivent maintenir un rendement élevé même à charge partielle [18].

Cependant, toutes les grandes turbines à gaz industrielles ne doivent pas nécessairement être capables de suivre les fluctuations de charge, car il existe des différences régionales dans la quantité d'électricité produite par les énergies renouvelables. De plus, les turbines à gaz utilisées pour l'IGCC doivent fonctionner à charge nominale.

Pour les installations de production d'électricité basées sur des turbines à gaz, divers systèmes de cycle thermique ont été étudiés dans le but d'atteindre le rendement thermique le plus élevé [48,49]. Les résultats de ces études indiquent que des cycles complexes sont nécessaires. En particulier, le fonctionnement d'un système de refroidissement en circuit fermé est très efficace, mais il n'est pas adapté à l'ère neutre en carbone en raison du temps nécessaire aux composants de l'installation combinée pour atteindre l'équilibre thermique. Sur la base d'un examen de l'état de R&D des systèmes thermiques à turbine à gaz développés à ce jour et de l'estimation des spécifications futures, nous concluons qu'un cycle combiné composé d'une simple grande turbine à gaz et d'une turbine à vapeur avec refroidissement des parties chaudes par le L'air de refoulement actuel du compresseur est le plus adapté à la

En revanche, pour les turbines à gaz industrielles de petite et moyenne taille, le passage à des carburants sans CO2, comme l'hydrogène ou l'ammoniac, signifie que les restrictions actuelles sur la conception (de refroidissement) imposées par l'utilisation éventuelle de carburants de qualité inférieure sera supprimé. Cela implique qu'une structure de refroidissement similaire à celle des pales des moteurs d'avion avec les mêmes dimensions géométriques sera possible. Les turbines à gaz de petite et moyenne taille utilisées comme turbines à gaz autonomes, en raison de leur capacité de démarrage rapide et de fluctuation de charge, peuvent servir de stabilisateur pour le réseau électrique. Cela permettra d' augmenter le TIT de ces turbines à gaz si les profils aérodynamiques refroidis peuvent être fabriqués à moindre coût, ce qui entraînera une amélioration spectaculaire de l'efficacité thermique. Étant donné que ces turbines à gaz ne sont pas utilisées dans les applications à cycle combiné, elles peuvent être conçues pour offrir un rendement thermique élevé avec un rapport de pression élevé et une température des gaz d'échappement suffisamment basse. Parallèlement, les turbines à gaz de petite et moyenne taille devraient continuer à être utilisées comme systèmes de cogénération.

3. Turbines à gaz industrielles du futur

Pour atteindre la neutralité carbone, il faut soit capter les émissions de CO2 , soit brûler un carburant qui ne contient pas de carbone (supplémentaire). Cette dernière consiste actuellement à brûler soit de l'hydrogène vert, soit de l'ammoniac à base d'hydrogène vert, soit des biocarburants. Même si la disponibilité [50] et la faisabilité économique [51] d'une société basée sur l'hydrogène vert ont été remises en question, ces défis seront probablement surmontés, et il faut préparer dès maintenant la technologie nécessaire à l'ère neutre en carbone et non seulement lorsque des remèdes à toutes les objections auront été trouvés.

Tout d'abord, nous considérons l'utilisation de turbines à gaz industrielles alimentées par de l'hydrogène sans CO2. ou de l'ammoniaque.

Parmi les différents cycles de turbines à gaz, cette section aborde ceux qui ont été envisagés pour une utilisation dans la future ère neutre en carbone, ou les cycles avancés de turbines à gaz pour lesquels des centrales spécifiques ont été construites pour démontrer leurs performances.

3.1. Hydrogène et ammoniac comme carburants pour

turbines à gaz Il est techniquement possible de produire du CH4 à partir de H2 et de CO2 (réaction de Sabatier), mais cela n'est pas économiquement viable pour le moment. Par conséquent, un carburant sans CO2 signifie actuellement brûler soit de l'hydrogène vert, soit de l'ammoniac à base d'hydrogène vert, soit des biocarburants.

Les biocarburants sous leur forme pure peuvent contenir des contaminants, tels que du soufre, mais ceux-ci peuvent être éliminés relativement facilement [52]. Cela signifie que l'utilisation de ces carburants devrait avoir peu d'impact sur le système de combustion et la conception du refroidissement. L'utilisation de l'hydrogène ou de l'ammoniac comme combustible pour les turbines à gaz est envisagée depuis longtemps [53,54], et ces combustibles devraient être utilisés pour les turbines à gaz, les chaudières, les moteurs à combustion interne, les fours industriels et autres sources d'énergie et de chaleur existantes [55 –62]. Les principaux composants d'une turbine à gaz peuvent rester en grande partie les mêmes, à l'exception de la chambre de combustion, qui diffère des turbines à gaz industrielles alimentées au gaz naturel actuellement en fonctionnement [63-66]. En dehors de

Machine Translated by Google

les modifications du système de combustion pour tenir compte de la vitesse de flamme plus élevée des l'hydrogène et les temps de réaction longs de l'ammoniac par rapport à ceux du méthane, le TIT va changer aussi.

L'hydrogène a un pouvoir calorifique de seulement 3,0 MJ/m3 , mais cela équivaut à 120 MJ/kg. Le gaz naturel (« gaz L »), quant à lui, a un pouvoir calorifique de 31 MJ/m3 , ce qui est équivalent à seulement 32 MJ/kg. Cela signifie que le débit massique global traversant la turbine, c'est-à-dire que l'air et le carburant diminueront lors de la combustion de H2. Les constituants du gaz combustible également changement : il n'y aura plus de CO2, mais du H2O supplémentaire . La capacité thermique spécifique moyenne de CO2 est d'env. 1,2 kJ/kgK et celle de la vapeur d'eau est d'env. 2,4 kJ/kgK. L'absolu changements dans la fraction massique des constituants combinés aux différences de spécificités la chaleur s'annule, ce qui signifie que la capacité thermique du flux d'échappement ne change que marginalement. Du côté du transfert de chaleur, il faut tenir compte du fait que le CO2 et la vapeur d'eau rayonne. Encore une fois, les changements s'annulent largement. Néanmoins, le les différences de pouvoir calorifique et de débit massique global entraînent des modifications du TIT :

- Si la puissance et la température des gaz d'échappement doivent rester constantes en brûlant 100% d'hydrogène, le TIT augmente de plusieurs dizaines de degrés avec l'impact ultérieur sur la température moyenne des composants.
- Si le TIT et la température des gaz d'échappement restent constants, la puissance de sortie du la turbine à gaz diminuera de plus de 10 %, mais le rendement augmentera légèrement et le débit massique des gaz d'échappement est sensiblement.
- Si la puissance de sortie et le TIT restent constants, la température des gaz d'échappement diminuera de près de 20 K, mais là encore, le rendement de la turbine à gaz augmentera légèrement et le débit massique des gaz d'échappement est sensiblement.

Il est possible de trouver une solution thermodynamiquement optimale dans les limites mentionné ci-dessus en faisant varier les trois paramètres. Quelques ajustements néanmoins au niveau du refroidissement une conception sera nécessaire, en particulier en combinaison avec la conception modifiée de la chambre de combustion, ce qui conduira à un profil TIT différent, des échelles de longueur turbulentes et des turbulences.

Il convient de noter que la discussion ci-dessus se concentre uniquement sur la thermodynamique. aspects de la combustion de l'hydrogène. Il faudra peut-être considérer l'impact d'une augmentation vapeur d'eau sur le comportement à l'oxydation des alliages et des céramiques. Dynamique de combustion, NOx les émissions et les retours de flamme doivent également être pris en compte. Par conséquent, une dévaluation du une turbine à gaz peut être nécessaire pour d'autres raisons.

Les propriétés thermophysiques et les caractéristiques de combustion de l'hydrogène et l'ammoniac sont présentés dans le tableau 4 [67]. L'hydrogène a une faible température de liquéfaction de 20 K, ce qui rend difficile le transport et le stockage. De plus, il est nécessaire de développer une chambre de combustion, qui ne produira pas trop de NOx thermiques et gérera la vitesse de flamme turbulente élevée cela peut provoquer un retour de flamme. L'ammoniac, quant à lui, se liquéfie à environ 10 atmosphères à températures ambiantes courantes, ce qui facilite la manipulation pour le transport et le stockage que le GNL. Cependant, sa vitesse de flamme turbulente est très faible et la présence d'azote dans le carburant peut provoquer des NOx de carburant.

Tableau 4. Propriétés thermiques et caractéristiques fondamentales de combustion des combustibles ammoniac et hydrocarbures [67].

Carburant	NH3	H2	CH4	C3H8
Température d'ébullition à 1 atm (◦C)	−33,4	−253	−161	−42,1
Pression de condensation à 25 ◦C (atm)	9h90	N / A	N / A	9h40
Pouvoir calorifique inférieur, PCI (MJ/kg)	18.6	120	50,0	46.4
Limite d'inflammabilité (rapport d'équivalence)	0,63-1,40	0,10-7,1	0,50-1,7	0,5 à 2,5
Température de flamme adiabatique (◦C)	1800	2110	1950	2000
Vitesse de combustion laminaire maximale (m/s)	0,07	2,91	0,37	0,43
Température minimale d'auto-inflammation (◦C)	650	520	630	450

Machine Translated by Google

Étant donné que la chaîne de production et d'approvisionnement de l'hydrogène et de l'ammoniac en est encore à ses premiers stades de développement, l'exploitation de turbines à gaz utilisant ces carburants est encore expérimentale. MHI a exploité une installation de démonstration CCGT utilisant une turbine à gaz de type J de 1 600 ◦C avec 30 % vol d'hydrogène mélangé à du gaz naturel pour démontrer la production d'électricité CCGT [68]. KHI a exploité avec succès une turbine à gaz M1A-17 de 2 MW avec 100 % d'hydrogène à pleine charge [69], et IHI a exploité avec succès une turbine à gaz IM270 de 2 MW avec 100 % d'ammoniac à pleine charge [70]. En Europe et aux États-Unis, des centrales électriques alimentées à 100 % à l'hydrogène sont actuellement en construction pour les CCGT utilisant de grandes turbines à gaz industrielles, et ces centrales devraient être mises en service à mesure que l'infrastructure de production et d'approvisionnement en hydrogène se développe.

3.2. Turbine à combustion à cycle oxy-carburant et hydrogène-oxy

Le problème avec la combustion de H2, cependant, est que les chambres de combustion alimentées à l'hydrogène, qui ont tendance à avoir des températures de flamme plus élevées, devraient émettre plus de NOx que les chambres de combustion alimentées au gaz naturel [71] si elles utilisent de l'air. Le refroidissement par vapeur peut être utilisé pour augmenter la quantité d'air de combustion disponible et abaisser la température de combustion afin d'obtenir de faibles émissions de NOx. Les CCGT neutres en carbone verront une augmentation supplémentaire de 200 ◦C à 300 ◦C de la température de sortie de la chambre de combustion pour atteindre leurs objectifs d'efficacité. Les auteurs estiment que le système de combustion actuel utilisant l'air comme comburant atteint sa limite pour une combustion à faible teneur en NOx. Une méthode de combustion qui ne génère aucun NOx est le cycle oxy-combustible (OFC), qui sépare l'oxygène de l'air. Ce cycle a été initialement proposé pour le captage du CO2 issu de la combustion du charbon dans la production d'énergie thermique [72,73]. Le cycle oxy-combustible peut être utilisé pour une large gamme de combustibles, notamment le gaz naturel, le gaz de gazéification du charbon, la biomasse, etc. Il est donc possible de développer l'OFC de manière thermodynamique sans difficulté, bien qu'il soit nécessaire de reconcevoir le compresseur, la chambre de combustion. et turbine basées sur la technologie CCGT existante pour les rendre adaptées au cycle. Cette section décrit uniquement l'application de l'OFC à la CCGT [74].

Il existe un inconvénient en termes d'efficacité thermique, dans la mesure où une énergie supplémentaire est nécessaire pour le processus de séparation de l'oxygène de l'air. Cependant, en adoptant l'OFC, le TIT peut être augmenté jusqu'à 1 900 ◦C – 2 000 ◦C, et la turbine à gaz peut fonctionner sans produire de NOx malgré cette température de combustion élevée. À l'avenir, lorsque l'hydrogène et l'oxygène seront produits par électrolyse à l'aide d'énergies renouvelables, l'hydrogène sera utilisé comme carburant et l'excès d'oxygène pourra être utilisé efficacement dans ce cycle.

Le diagramme de cycle de l'OFC est illustré à la figure 10 [75]. Les composants des gaz d'échappement sont le CO2 et la vapeur d'eau. La capture du CO2 peut être réalisée très facilement à pression atmosphérique car lorsque la vapeur d'eau est convertie en eau dans le condenseur, du CO2 gazeux reste. Lorsque le CO2 gazeux ainsi obtenu est recirculé, cela devient un cycle de Brayton, tandis que lorsque l'eau condensée circule, cela devient un cycle de Rankine [76]. Dans la section suivante, nous discuterons de l'OFC lorsque le cycle de Brayton est utilisé comme turbine à gaz.

Différents taux de recirculation de H2O et de CO2 ont été étudiés pour les CCGT oxy-combustibles afin de trouver les spécifications optimales du compresseur, de la chambre de combustion et de la turbine [77]. Dans le cas d'une CCGT avec recirculation du CO2, le rapport de pression du compresseur doit être environ doublé afin d'atteindre la même température des gaz d'échappement dans le HRSG que dans une CCGT alimentée au gaz naturel. La puissance de sortie et l'efficacité thermique des CCGT ont également été étudiées en calculant une CCGT oxy-combustible avec la quantité de liquide de refroidissement pour les profils aérodynamiques comme paramètre [78,79]. L' application du système de circulation de CO2 de l'oxy-combustible dans une CCGT alimentée au gaz naturel avec une turbine à gaz GE modèle 9H a été étudiée [80]. Selon les résultats de cette étude, le rendement thermique de l'OFC était de 51,3 % (PCP net), soit 8,1 % inférieur à celui d'une CCGT au gaz naturel. Cette efficacité inférieure se compare favorablement à l'efficacité inférieure de la capture du CO2 à l'aide du processus de récupération des amines. Cependant, comme il s'agit d'un système de circulation de CO2, la turbine à gaz 9H actuelle ne peut pas être utilisée sous sa forme actuelle et une nouvelle conception est nécessaire pour tous les composants. Le flux principal est un flux mixte de CO2 et de vapeur surchauffée, qui assure un fort transfert de chaleur radiative vers les parties chaudes

Machine Translated by Google

les profils aérodynamiques refroidis doivent être évalués en tenant compte du transfert de chaleur radiatif. Les performances de refroidissement des pièces chaudes dans le système de circulation de CO2 oxy-combustible sont supérieures à celles du refroidissement par air, car le dioxyde de carbone issu de la décharge du compresseur est utilisé.

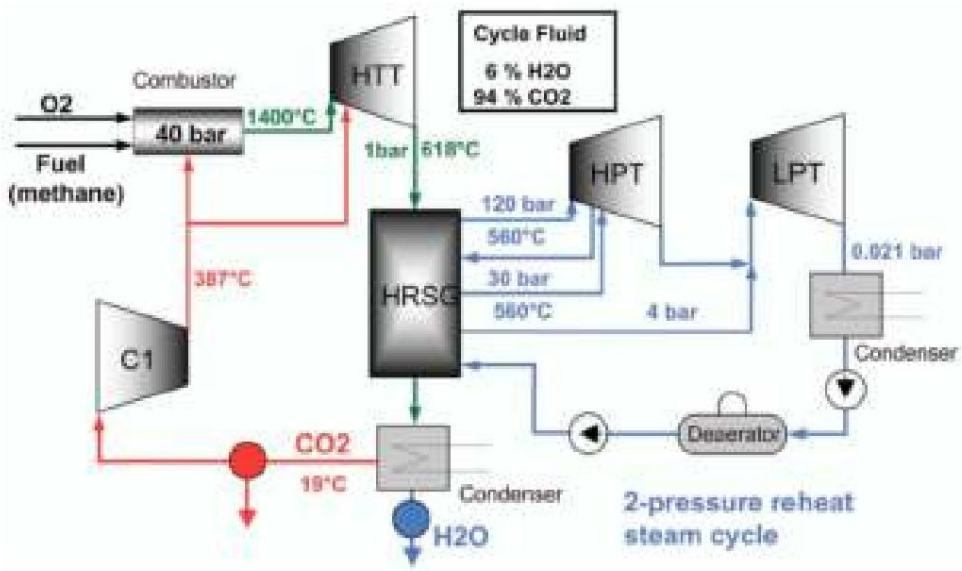


Figure 10. Principe du schéma d'écoulement du cycle oxy-combustible [75].

Jericha et d'autres de l'Université de technologie de Graz en Autriche ont proposé un cycle combiné très efficace utilisant la combustion hydrogène-oxygène. Ce cycle a été baptisé « Cycle de Graz » par des chercheurs japonais impliqués dans le projet WE-NET [81]. La configuration de base du cycle de Graz est illustrée à la figure 11 [82], dans laquelle le gaz naturel est brûlé avec de l'oxygène pur [83]. Il en résulte un fluide de travail composé exclusivement de vapeur et de CO2, ce dernier pouvant être facilement séparé de la vapeur. Les gaz d'échappement sont utilisés pour générer de la vapeur dans un échangeur de chaleur régénératif, et la vapeur basse pression est utilisée pour entraîner le cycle de Rankine et comme vapeur d'entrée du compresseur dans le cycle de Brayt Depuis sa création, un flux constant de publications ont affiné le concept [75,82,84,85]. L'analyse du cycle a montré que l'efficacité thermique du cycle de Graz est supérieure de plus de 10 % à celle d'une CCGT alimentée au gaz naturel avec le même TIT. Le cycle de Graz est très efficace car les pertes exergétiques de combustion sont réduites en augmentant la pression et la température de combustion [85].

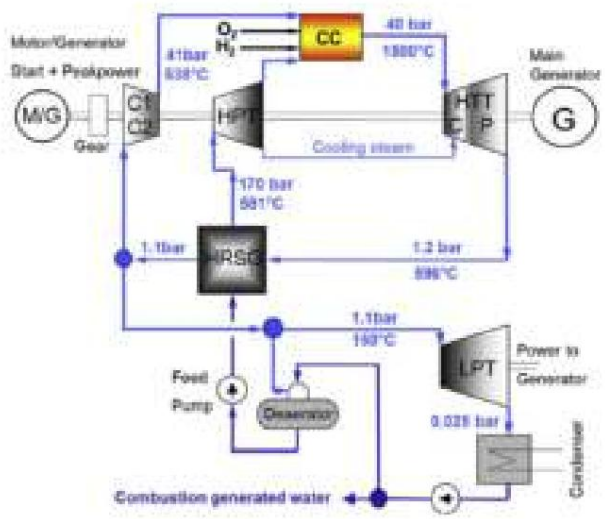


Figure 11. Principe du schéma d'écoulement du cycle oxy-combustible [82].

Machine Translated by Google

Une bonne revue d'un certain nombre d'autres cycles fermés peut être trouvée dans la réf. [86].

3.3. Le cycle HAT Dans

la CCGT, les fluides de travail du cycle de turbine à gaz de tête et du cycle de turbine à vapeur de descente sont physiquement séparés. Il existe cependant de nombreuses options pour convertir l'eau liquide en vapeur et la combiner avec le fluide de travail de la turbine à gaz. Le cycle de Cheng pour les petites installations, dans lequel la chaleur d'échappement de la turbine à gaz est utilisée pour générer de la vapeur surchauffée dans un générateur de vapeur à récupération de chaleur (HRSG), a déjà été décrit.

Les cycles de récupération jouissaient d'une certaine popularité il y a quelques décennies, lorsque le rapport de pression global des turbines à gaz était encore assez faible. Les gaz d'échappement étaient utilisés pour préchauffer l' air de refoulement du compresseur avant qu'il n'entre dans la chambre de combustion. La chaleur inférieure à la température de l'air de refoulement du compresseur ne peut pas être récupérée à partir des gaz d'échappement de la turbine au sein du cycle de la turbine à gaz. Lorsque le TIT est augmenté pour obtenir des performances plus élevées, il est nécessaire d'augmenter le rapport de pression en conséquence. Par conséquent, la quantité de chaleur récupérée à l'aide du récupérateur diminue et les gaz d'échappement sont rejetés dans l'atmosphère à une température plus élevée, entraînant une perte de chaleur.

D'autre part, la chaleur spécifique de la vapeur d'eau est environ deux fois plus grande que celle de l'air et elle possède une grande capacité de récupération de chaleur. Grâce à cette propriété de la vapeur, un air à température relativement basse et à humidité élevée peut être utilisé pour la récupération de chaleur dans un régénérateur. Dans ce cas, un cycle peut être construit pour récupérer la chaleur des gaz d'échappement jusqu'à près de 100 ◦C, où la vapeur se condense à pression atmosphérique [87, 88]. Un exemple typique de ce cycle de turbine à gaz régénérative à haute humidité est le cycle de turbine à air humide (HAT) illustré à la figure 12 [89]. Ce cycle a été développé par Nakamura en 1981 comme application des technologies de récupération de chaleur à moyenne et basse température dans les turbines à gaz [90]. Il a été reconnu que ce cycle devrait améliorer l'efficacité thermique d'env. 3 à 4 % (valeur absolue) par rapport à un cycle combiné normal [91]. Pour atteindre ses performances, il a fallu développer un nouveau type de turbine à gaz avec des compresseurs séparés et un refroidisseur intermédiaire. Contrairement au cycle HAT, Hatamiya a conçu le cycle AHAT ; sa séquence est représentée sur la figure 13 [92]. Ce système de production d'électricité vise à atteindre un rendement élevé sans avoir besoin de rapports de pression élevés et de températures de combustion élevées, qui sont actuellement la norme dans les systèmes à cycle combiné à haut rendement. Dans le cycle AHAT, l'air d'admission est refroidi en installant un conduit d'air d'admission (appelé refroidisseur final), qui pulvérise de fines gouttelettes d'eau dans l'air d'admission du compresseur. Cela abaisse la température de l'air d'admission par évaporation avant que l'air n'atteigne les premiers étages du compresseur. Les gouttelettes d'eau restantes s'évaporent pendant le processus de compression, supprimant ainsi l'augmentation de la température de l' air. L'air de refoulement du compresseur s'écoule dans la tour d'humidification (appelée saturateur), où il entre en contact direct avec l'eau chaude et devient de l'air très humide. Le taux d'humidification est d'environ 15 à 20 % en poids du débit d'air d'admission.

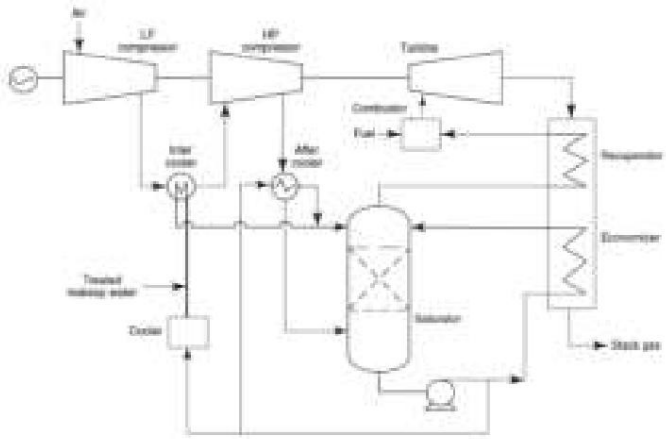


Figure 12. Cycle HAT [89].

Machine Translated by Google

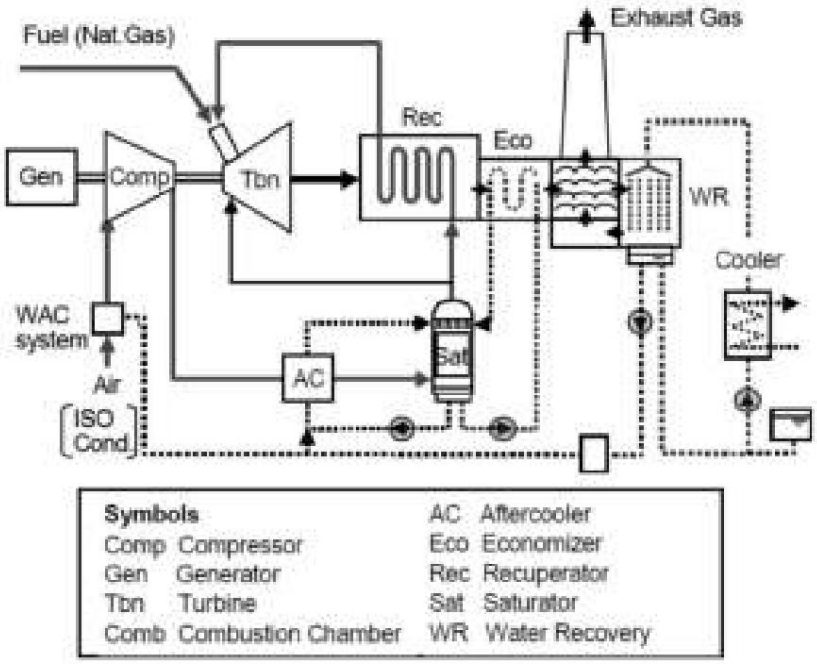


Figure 13. Cycle AHAT [92].

Hitachi a construit une usine expérimentale pour vérifier si le concept de cycle du système AHAT et les performances cibles pouvaient être atteints en utilisant une turbine à gaz de classe 3 MW et a mené des tests de démonstration [93]. Une puissance de 4,0 MW et un rendement thermique de 40 % PCI ont été atteints. Ces résultats montrent que si le cycle AHAT est conçu dans des conditions optimales, l'efficacité de la production d'électricité dépassera celle d'un cycle combiné.
La différence de rendement est particulièrement importante pour les turbines à gaz de petite et moyenne taille. La figure 14 montre un exemple d'estimation de l'efficacité d'un cycle AHAT par rapport aux systèmes de production d'électricité à turbine à gaz existants [92].

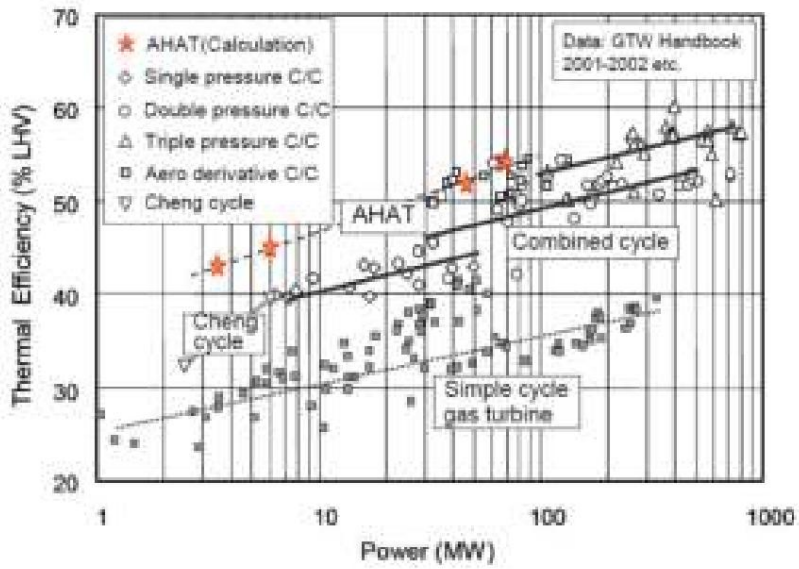


Figure 14. Comparaison des rendements thermiques des cycles de turbines à gaz [92].

Le cycle AHAT peut être considéré comme l'un des meilleurs systèmes pour les turbines à gaz de petite et moyenne taille à l'ère de la neutralité carbone. Par ailleurs, il est souhaitable d'envisager un cycle AHAT utilisant des carburants renouvelables, comme l'hydrogène et l'ammoniac, au lieu du gaz naturel.

Machine Translated by Google

4. Structure de refroidissement pour les pales de turbines à gaz d'importance future

La section 2 décrit l'état actuel des turbines à gaz industrielles en fonctionnement. Dans la section 3, plusieurs cycles possibles et le cycle de turbine à gaz industriel préféré ou idéal pour l'ère neutre en carbone ont été discutés. Cette section décrit les structures de refroidissement qui devraient être adoptées. Tout d'abord, les méthodes de refroidissement actuelles pour les derniers profils aérodynamiques refroidis à 1 650 °C sont décrites. Ensuite, les stratégies de refroidissement des aubes et des pales qui ont été recherchées et développées jusqu'à présent sont discutées. Ensuite, les structures de refroidissement et les méthodes de production qui peuvent être appliquées aux profils aérodynamiques à l'ère neutre en carbone sont décrites sur la base de ces structures et méthodes de production. Il convient de noter que le besoin quantitatif de refroidissement dépendra, dans une certaine mesure, du cycle thermodynamique. Même si la température sera la même, la composition des gaz d'échappement sera différente, ce qui entraînera des charges thermiques et des besoins de refroidissement différents.

Les aubes et les aubes de turbine du premier étage d'une turbine à gaz de classe G à 1 500 °C sont représentées respectivement sur les figures 4 et 5. La structure de refroidissement des aubes et des aubes de turbine ne diffère pas de manière significative de celle d'une turbine haute pression d'un moteur à réaction avec le même TIT. Il convient toutefois de noter que les pales d'une grande turbine à gaz industrielle sont environ quatre fois plus grandes que celles d'un moteur à réaction. Bien que cela ne soit pas illustré dans cet article, l'air de refroidissement utilisé pour refroidir les aubes du rotor de la turbine à gaz WH-MHI ne reflète pas le fait que l'air de refoulement du compresseur est retiré du système et refroidi avec de l'eau provenant du cycle de fond. En d'autres termes, l'air utilisé pour refroidir les pales est refroidi à environ 150 ◦C. Selon la figure 4, cet air de refroidissement froid est évacué directement vers la surface extérieure de la pale sous forme de film de refroidissement à travers un court canal de refroidissement interne. Dans les aubes du premier étage de turbine de type F conçues par MHI, l'air de refroidissement est utilisé autant que possible en interne, et une fois que la température a augmenté autant que possible, il est évacué de la surface de l'aube sous forme de film de refroidissement - un concept unique aux turbines à gaz industrielles [31]. Toutes les pales de la turbine à gaz de classe G de 1 500 ◦C conçue par WH ont été modifiées par MHI pour obtenir la géométrie de refroidissement optimale pour une turbine à gaz industrielle basée sur le concept ci-dessus.

Le refroidissement par impact, utilisé dans les aubes, est une méthode permettant de refroidir efficacement la surface intérieure de l'aube au niveau du bord d'attaque et de la section centrale du profil aérodynamique (le long de la corde). Avec un passage d'écoulement en serpentin, utilisé dans les pales, la répartition de la température le long de la hauteur de la pale est presque incontrôlable, alors qu'elle peut être facilement contrôlée en adoptant un refroidissement par impact et en ajustant le nombre de trous de refroidissement par impact.

Dans la structure de refroidissement de l'aube illustrée à la figure 3, le refroidissement par impaction est assuré à partir de la surface interne en plaçant un insert dans plusieurs cavités d'une structure à paroi mince. Le nombre de cavités a tendance à augmenter à mesure que le TIT augmente ; dans la turbine à gaz de type D de 1 150 ° C conçue par Westinghouse pour le refroidissement, le nombre de cavités dans les aubes du premier étage était de deux. Cependant, le nombre de cavités dans le premier étage d'une turbine à gaz de type DA de classe 1 200 ◦C modifiée par MHI a été porté à trois. Le nombre de cavités dans les aubes du premier étage des turbines de type F à 1 350 ◦C et de type G à 1 500 ◦C est également de trois, mais le nombre de cavités d'impact dans la turbine de type J à 1 600 ◦C est de cinq. [31]. L'augmentation du nombre de cavités est fondée sur la nécessité d'optimiser la pression d'alimentation en air de refroidissement et la vitesse de sortie du film de refroidissement à la surface de l' aube. La répartition de la pression statique sur la surface varie à la fois le long de la corde et de la portée, et le refroidissement est adapté en conséquence. Il est possible de former des cavités au moyen d'une structure d'étanchéité entre l'insert et la surface interne de l'aube, plutôt que de cloisons à l'intérieur de l'aube, pour générer le nombre de cavités. Un joint étanche sur toute la longueur des aubes garantit des performances de refroidissement élevées et une grande fiabilité. Cependant, à mesure que le TIT augmente, des formes d'aubes tridimensionnelles sont nécessaires pour améliorer les performances aérodynamiques, ce qui rend extrêmement difficile la conception d'une structure d'étanchéité avec un contact précis entre les surfaces. Dans la section combinée de refroidissement par impaction et par film, une attention particulière doit être portée à la face ventrale de l'aube de la turbine. Le refroidissement par film sur une surface avec un petit rayon de courbure favorise le mélange de l'air refroidi par film avec le courant principal grâce aux vortex de Görtler sur une surface concave. Pour éviter ce mélange, la surface de pression est composée de sections

Machine Translated by Google

avec un grand rayon de courbure. Le bord d'attaque de l'aube du premier étage, en revanche , présente le plus grand rayon de bord d'attaque possible afin de réduire le coefficient de transfert thermique du courant principal. Le refroidissement par ailettes est utilisé pour les bords de fuite des aubes de turbine où le refroidissement par impaction n'est pas possible en raison de la difficulté d'incorporer des inserts.

La structure de refroidissement des aubes de turbine illustrée à la figure 4, qui utilise un refroidissement par film dans le trajet d'écoulement en serpentin tabulé, est la même que celle d'un moteur à réaction. Le refroidissement par pomme de douche du bord d'attaque est conçu pour répartir le liquide de refroidissement des deux côtés autour du point de stagnation. D'autre part, un refroidissement par ailettes est utilisé sur le bord de fuite des pales.

Le rapport d'aspect du canal serpentin de la pale de rotor de turbine illustré à la figure 4, qui a été conçu sur la base d'un moteur d'avion, est proche de l'unité, ce qui constitue une excellente conception de refroidissement lorsqu'on la considère uniquement du point de vue du transfert de chaleur. Lorsque WH-MHI a conçu de grandes turbines à gaz industrielles des classes D, F et G, ils ont adopté la même disposition de turbine à quatre étages. Cela implique que la charge sur les pales du rotor augmente avec l' augmentation du TIT car la charge est répartie sur le même nombre d'étages. Ceci, à son tour, signifie que la forme de la lame passe d'un type de réaction à un type d'impulsion. Cela tend à augmenter le rapport d'aspect du canal serpentin : la pale devient plus épaisse, ce qui signifie que la surface des parois de séparation internes devient plus grande que celle des parois internes réelles sur les côtés pression et aspiration du profil aérodynamique. Étant donné que les nervures d'un canal serpentin sont généralement installées sur ce qui est maintenant le côté court de la section transversale rectangulaire, une forme de canal serpentin avec un rapport d'aspect élevé est inefficace en termes de refroidissement.

L'amélioration de l'efficacité thermique du cycle est à peu près proportionnelle à la quantité de réduction du liquide de refroidissement, étant donné que la réduction réduit les pertes par pompage et réduit moins la température du courant principal. Pour cette raison, la conception du refroidissement des pales doit évoluer vers un refroidissement plus avancé, ce qui permet une répartition plus uniforme de la température dans le sens de l'envergure et adaptée aux exigences de résistance à la rupture par fluage le long de la hauteur de la pale. Étant donné que la pale tourne par définition, la température du gaz autour d'elle peut être considérée comme la valeur moyenne circonférentielle de la température du gaz principal. La résistance au fluage d'une aube est déterminée par la force centrifuge agissant sur elle en combinaison avec la température moyenne du métal de sa section transversale. Pour que la résistance au fluage maximale soit atteinte, la répartition de la température du gaz doit être conçue de telle sorte que la température la plus élevée se situe à environ 50 à 60 % de la portée. Étant donné que le pied de pale présente la section transversale présentant la contrainte centrifuge la plus élevée, il doit être suffisamment refroidi pour répondre aux exigences de résistance, même si la température des gaz est inférieure à celle à mi-portée. La conception de refroidissement depuis la mi-portée jusqu'à l'extrémité de la pale pourrait permettre une réduction progressive de la quantité de liquide de refroidissement pour atteindre une température moyenne du métal, ce qui aligne la résistance au fluage avec la décroissance de la force centrifuge. Le refroidissement des aubes de turbine par des canaux serpentins ne peut pas contrôler la température moyenne du métal dans le sens de la hauteur des aubes. Cependant, si une méthode de refroidissement combinant le refroidissement par impaction et par film est utilisée pour les aubes de rotor de turbine, il est possible d'y parvenir.

Le refroidissement par impaction en introduisant un insert dans la lame est une excellente méthode de refroidissement en termes de contrôle de la température locale du métal. Cependant, deux problèmes existent.
Premièrement, étant donné que l'angle d'entrée d'une pale change dans la direction radiale, le profil aérodynamique est tordu. Lorsque la lame tourne, la force centrifuge la fait se dévriller dans une certaine mesure. Par conséquent, l'insert doit être installé dans un endroit où il est peu probable que la position relative de la paroi intérieure et de l'insert change. Ensuite, la surface nervurée qui maintient l'insert en place et l'insert lui-même doivent être en contact l'un avec l'autre à une pression constante. Cependant, même si les surfaces d'étanchéité sont fabriquées de manière très précise, des dommages peuvent survenir en raison de l'usure par contact en raison du mouvement relatif provoqué par le mouvement de rotation et les différences d'allongement thermique. Dans la pale du premier étage de la turbine haute pression du moteur à réaction Pratt & Whitney 1250 ◦C de classe JT9D-7A, un refroidissement par impaction avec un seul insert intégré dans une seule cavité a été utilisé. Cependant, PW a abandonné l'utilisation du refroidissement par impaction pour la lame en raison de l'usure par contact mentionnée ci-dessus. Pour le JT9D-59

Machine Translated by Google

température d'entrée de la turbine du moteur JT9D à 1 360 ◦C, une structure de refroidissement combinant des canaux en serpentin et un refroidissement par film a été adoptée. Le refroidissement par impaction de la région médiane de la corde n'était plus utilisé. Actuellement, le refroidissement par impact reste utilisé pour le bord d'attaque, où les buses à impact peuvent être produites par moulage de précision.

La conception de refroidissement des profils aérodynamiques trouve ses racines dans le moulage de précision. Dans la perspective de rechercher une structure de refroidissement plus fiable, ayant une efficacité de refroidissement plus élevée et permettant un contrôle local de la température du métal, de nouvelles méthodes de fabrication en rupture avec ce concept doivent être conçues. L'une des techniques développées dans le passé pour les moteurs d'avion est le refroidissement par fonte ; un autre est la plaquette et la lame liée par diffusion. Les voilures des grandes turbines à gaz industrielles sont donc bien plus grandes que celles pour lesquelles ces technologies étaient initialement prévues, et on ne peut donc pas simplement les appliquer. Comme indiqué précédemment, la capacité thermique des pales des grandes turbines à gaz est beaucoup plus grande, ce qui nécessite une conception modifiée prenant en compte la modification de la contrainte thermique. Étant donné que les dimensions des pales des turbines à gaz industrielles de petite et moyenne taille et celles des moteurs d'avion sont approximativement les mêmes, il est possible d'appliquer également cette technologie à ces turbines à gaz industrielles. Étant donné que les turbines industrielles fonctionneront à l' avenir de manière plus similaire à celle des moteurs d'avion, les règles et critères de conception devraient également converger, faisant de ces technologies une option intéressante. Pour ces petites turbines à gaz, le principal défi sera de maintenir les coûts de fabrication au plus bas possible.

Tout d'abord, nous discuterons des profils aérodynamiques refroidis par fonte. Dans les chambres de combustion des moteurs à réaction, les dimensions de la chambre de combustion sont réduites pour réduire le poids, et la combustion par diffusion utilisant du carburant liquide est la norme. Pour cette raison, les conceptions capables de refroidir efficacement la paroi de la chambre de combustion avec une faible perte de pression et une petite quantité de liquide de refroidissement ont été au centre des efforts de R&D. Une structure de paroi de chambre de combustion ayant une telle fonction est Lamilloy®, qui possède une structure de refroidissement à double paroi [94-96]. Il est constitué d'une paroi extérieure, d'une paroi intérieure (côté combustion) et d'une structure à ailettes, qui favorisent le transfert de chaleur entre elles. La paroi interne et la structure des ailettes sont fabriquées par photogravure, et la paroi externe est liée par diffusion à la structure interne. Comme son nom l'indique, CastCool® est une pale de premier étage à haute pression fabriquée par moulage de précision de la structure de refroidissement de Lamilloy®. La pale CastCool® du premier étage est illustrée à la figure 15 [97,98] ; cela donne également un bon aperçu des caractéristiques générales et de la conception des profils aérodynamiques CastCool®. Dans la pale CastCool®, le refroidissement par impaction et sa position relative par rapport aux trous de refroidissement du film peuvent être fabriqués conformément à l'intention de conception. Cette structure de refroidissement permet de contrôler le coefficient de transfert thermique de refroidissement par impaction et le taux de soufflage de refroidissement par film, même avec des charges de turbine fluctuantes. De plus, la combinaison des deux méthodes de refroidissement garantit qu'il existe une contre- pression pour le refroidissement du film sans reflux et que des températures de métal uniformes sur le bord d'attaque peuvent être obtenues avec un débit massique minimal de liquide de refroidissement. La figure 16 montre un exemple d'application de la méthode de refroidissement ci-dessus, qui empêche le flux inverse en fonctionnement à charge partielle dans la cavité du bord d'attaque [9

Les lames de liaison de tranches et de diffusion sont ensuite abordées. Les structures des pales du premier étage développées par ERDA, un projet né du programme HTTT du DOE, sont présentées respectivement dans les figures 17 et 18 [100]. Encore une fois, ces chiffres ont été choisis pour donner également un aperçu de la conception de ces profils aérodynamiques en général. L'aube du premier étage a été fabriquée en formant une fine structure de refroidissement sur une plaque mince constituée d'un alliage super résistant à la chaleur par photogravure, puis en superposant les tranches dans le sens radial et en les intégrant par liaison par diffusion. La pale a été fabriquée de la même manière que celle de la giroue Cependant, les surfaces sont liées par diffusion dans la direction dans laquelle la force centrifuge n'agit pas, c'est-à-dire dans la direction axiale. Dans le même projet HTTT, EPRI a développé des aubes de turbine appelées Shell/Spar. La figure 19 montre la structure de la pale Shell/Spar du premier étage [101].

Machine Translated by Google

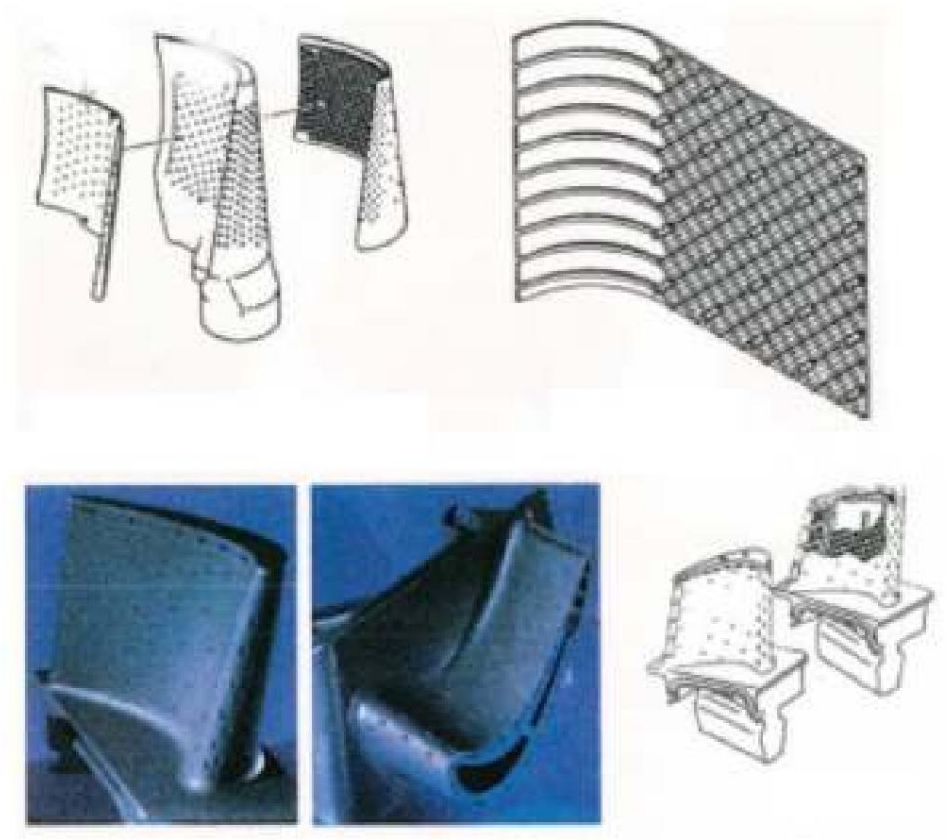


Figure 15. Une aube de turbine CastCool® [97].

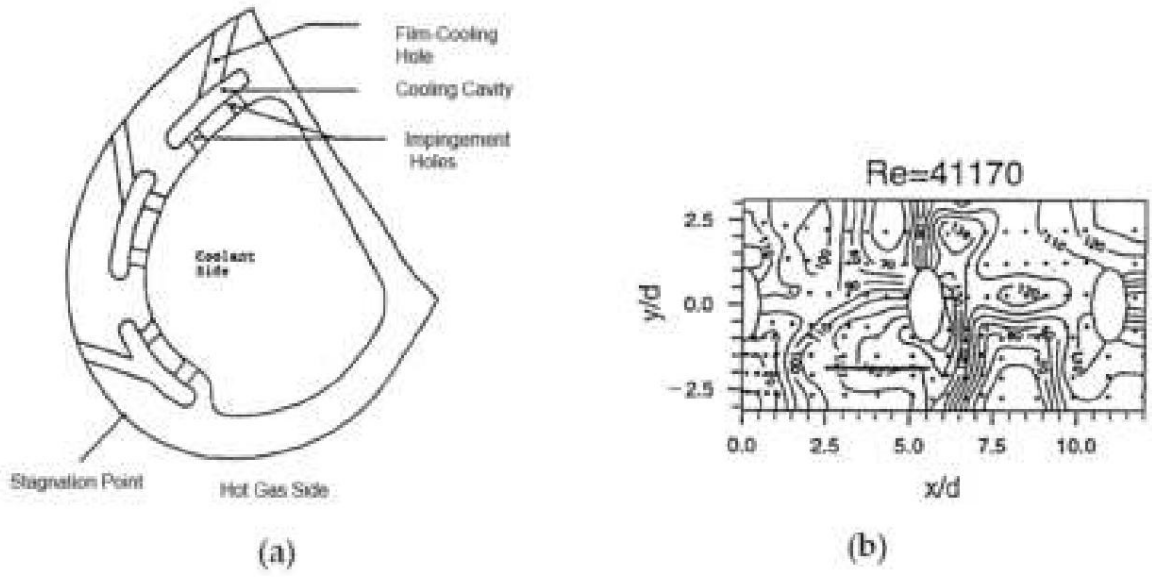


Figure 16. Bord d'attaque refroidi par impact d'un CastCool® : (a) Aube de turbine avec passage intégralement moulé ; (b) Distribution du nombre de Nusselt sur la surface cible [99].

Machine Translated by Google



Figure 17. Configuration de refroidissement des aubes de tranche par ERDA — moteurs industriels avancés [100].

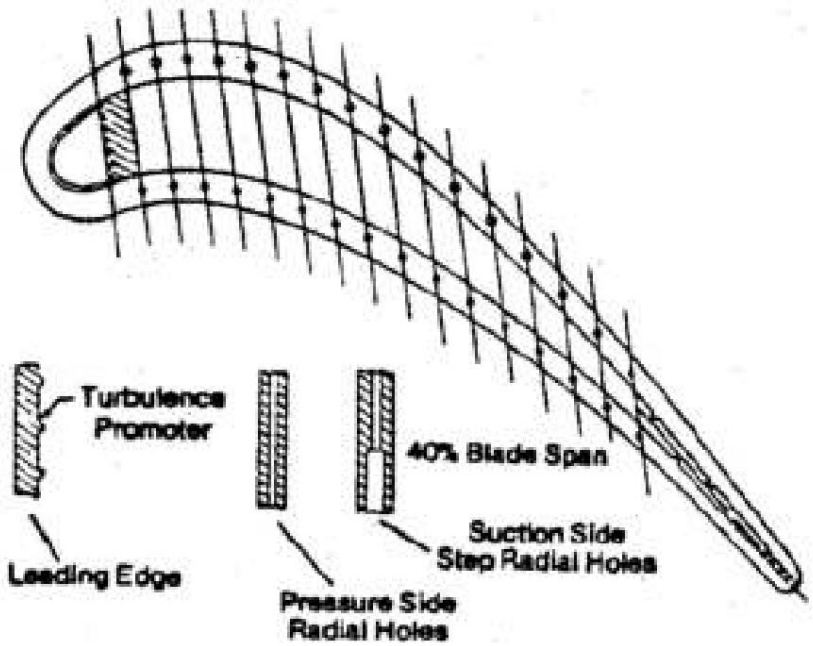


Figure 18. Configuration de refroidissement des pales de plaquette pour les moteurs industriels avancés ERDA [100].

La structure de refroidissement Lamilloy® décrite ci-dessus est actuellement utilisée pour les parois de chambre de combustion des réacteurs. Les profils aérodynamiques CastCool® ne sont pas encore mis en service. La photogravure et le collage par diffusion offrent une méthode de refroidissement supérieure, qui peut améliorer les défauts des profils aérodynamiques refroidis modernes, mais ils n'ont pas encore été commercialisés en raison de leur coût élevé. La seule aube de turbine haute pression commercialisée produite par liaison de tranches et par diffusion est utilisée dans le moteur d'avion de combat F100 [102].

Sur cette base, la structure de refroidissement des aubes utilisées dans les turbines à gaz industrielles à l'ère de la neutralité carbone est ensuite examinée. Le refroidissement interne seul ne suffira pas, même si son efficacité peut être considérablement augmentée. Un réseau dense de refroidissement par effusion sera nécessaire pour protéger le matériau de la température des gaz chauds. Comme mentionné ci-dessus, les turbines à gaz industrielles doivent fonctionner comme un régulateur pour stabiliser l'alimentation électrique. Pour remplir cette fonction, ils doivent être capables de maintenir la durée de vie en fatigue thermique des pales et des disques même en cas de brusques fluctuations de charge. Afin d'améliorer la fiabilité des aubes de turbine en fonctionnement à charge partielle, il est nécessaire d'adopter une structure de refroidissement qui ne permet pas au courant principal de pénétrer dans la cavité de refroidissement même si la répartition de la pression statique autour des aubes de turbine change. Ceci est contraire au concept de conception au point

Machine Translated by Google

d'efficacité maximale de refroidissement par film (par exemple, l'efficacité de refroidissement par film atteint son maximum autour de M = 0,5 dans le cas d'un refroidissement par film à trous circulaires) en réduisant la quantité d' air de refroidissement. Actuellement, une conception avec une certaine marge de contre-pression est utilisée pour empêcher l' apparition d'un reflux.

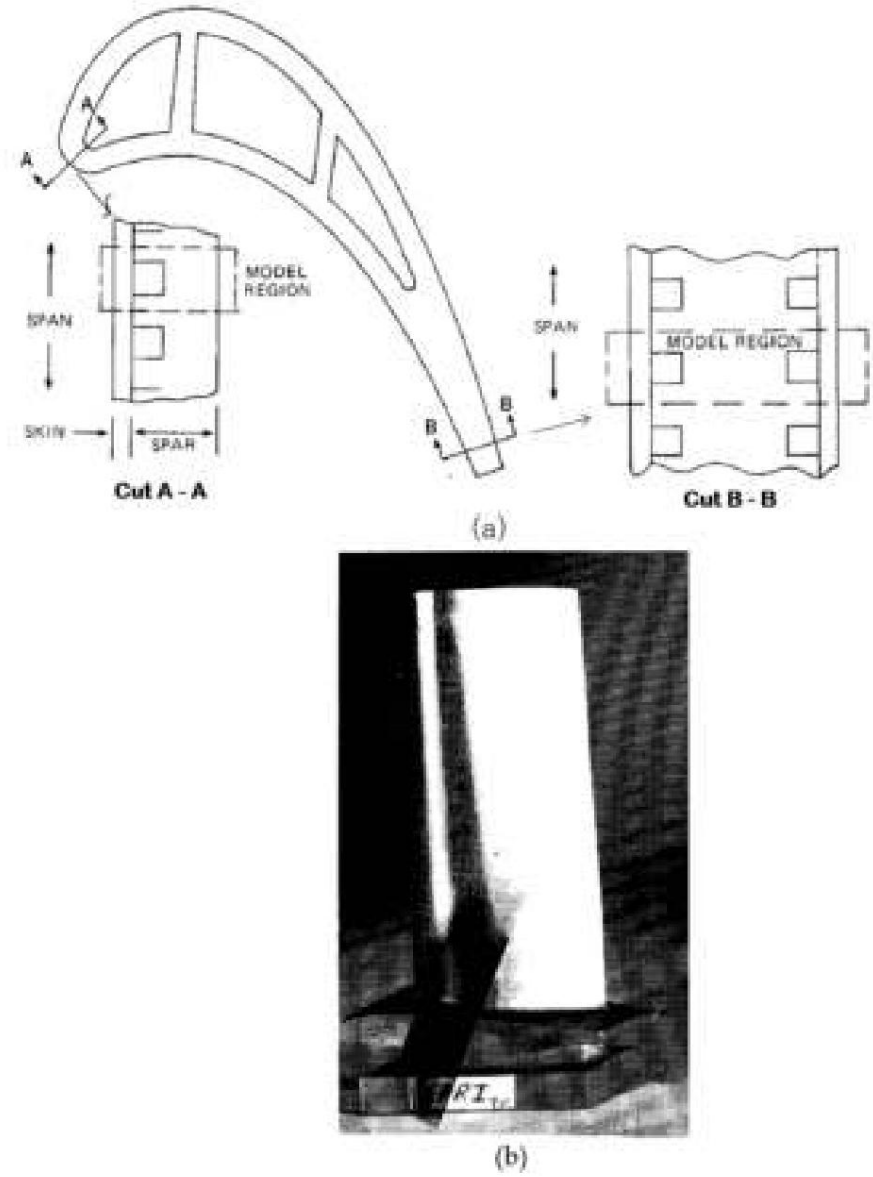


Figure 19. Configuration de refroidissement de la coque/du longeron : (a) Configuration de refroidissement ; (b) Lame de démonstration de fabrication [101].

Les aubes refroidies ont évolué en réponse à l'augmentation des températures d'entrée de la turbine. Les auteurs ont proposé une température d'entrée de turbine de 1 900 à 2 000 ◦C et un rapport de pression de 30 pour les grandes turbines à gaz et un TIT de 1 500 à 1 600 ◦C pour les turbines à gaz de petite et moyenne taille. La recherche et le développement de profils aérodynamiques adaptés à ces turbines à gaz devraient être poursuivis de manière intensive. Ron Bunker a proposé un « micro » refroidissement [103,104] et un refroidissement à double paroi [105], illustrés à la figure 20, comme structures de refroidissement pour les futurs profils aérodynamiques destinés aux applications aéronautiques. Ces structures sont une évolution des profils Shell/Spar et Lamilloy® décrits ci-dessus.

Machine Translated by Google

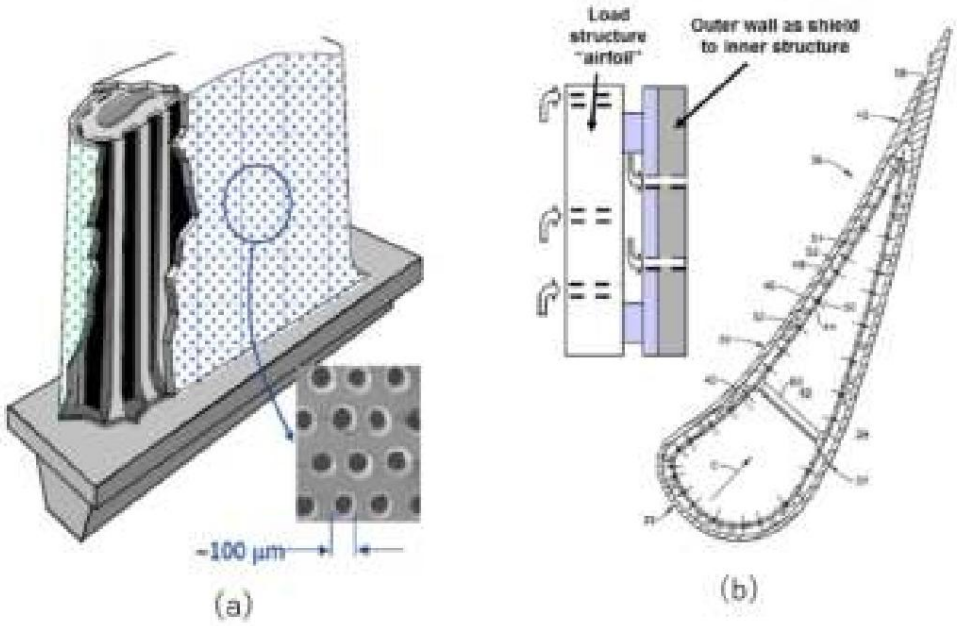


Figure 20. Avenir du refroidissement des turbines : (a) « micro » refroidissement [103,104] ; (b) Un exemple de refroidissement à double paroi [105].

La technologie permettant de fabriquer de telles structures de refroidissement complexes en métal par fabrication additive (FA) est en cours de développement et est déjà utilisée pour produire des composants à haute température pour moteurs à réaction. Les structures fabriquées avant d'utiliser toutes les différentes technologies mentionnées ci-dessus peuvent désormais être réalisées de manière relativement simple et rentable. Les profils aérodynamiques d'une grande turbine à gaz industrielle sont environ quatre fois plus grands que ceux d'un moteur à réaction. Une lame solide aurait donc une capacité thermique 43 fois supérieure. Même pour des profils aérodynamiques aussi grands, la différence de température à travers le profil aérodynamique peut être réduite et le temps de réponse transitoire peut être modifié pour maintenir constante la température du métal le long de la corde lors de changements rapides de charge. Pour cela, il faut adopter une structure à faible capacité thermique mais à haute résistance. La réponse peut être retardée en augmentant l'épaisseur du bord d'attaque, où le coefficient de transfert de chaleur du côté principal est élevé. L'épaisseur de la section broche-ailette au niveau du bord de fuite ne peut pas être augmentée et, par conséquent, une structure de refroidissement à réseau serré (ou matriciel) est considérée comme efficace. Le refroidissement matriciel a été développé à l'origine dans l'ex-Union soviétique et a été utilisé dans certaines turbines à gaz industrielles modernes, par exemple dans certains moteurs Finspong de Siemens et les GT24/26 d'ABB. Certains travaux ont également été réalisés à ce sujet dans d'autres pays (par exemple, réf. [106-108]), mais les difficultés de fabrication et les pertes de charge relativement élevées ont conduit à un nombre limité d'applications, qui pourraient changer lorsque ces structures pourront être fabriqué de manière additive. Un avantage supplémentaire de cette technique de refroidissement est sa grande capacité thermique par rapport, par exemple, au refroidissement à ailettes. Cela signifie que, lorsqu'elle est appliquée au bord de fuite, l'inertie thermique des bords d'attaque et de fuite se rapproche davantage.

Par conséquent, le refroidissement interne permet d'obtenir une température optimale aux points extrêmes du profil aérodynamique grâce à des conceptions de refroidissement complexes, tandis que le refroidissement par film maintient le niveau global de la structure à un niveau acceptable.

La fabrication d'aubes et d'aubes de turbine avec une structure de refroidissement simple utilisant la méthode AM a déjà commencé. De nombreuses études ont été menées pour évaluer les caractéristiques de transfert de chaleur des géométries de refroidissement AM. Les structures de refroidissement actuelles qui peuvent être produites par FA ne peuvent pas répondre à la précision dimensionnelle ou à la rugosité de surface souhaité Cependant, à mesure que de plus en plus de composants seront produits de cette manière, le procédé sera amélioré jusqu'à atteindre un niveau satisfaisant. Avec le « refroidissement à double paroi », l'insert et la paroi de la lame sont intégrés dans une seule géométrie.

Machine Translated by Google

Une première aube DWC fabriquée de manière additive (pour un aperçu du principe, voir Figure 21a) a été testée dans une turbine à gaz à grand châssis par Réf. [109]. La conception elle-même et la comparaison avec l'aube traditionnellement coulée et la conception de refroidissement normale sont présentées dans la figure 21. L'aube AM présente une température de surface beaucoup plus homogène. Cela peut être principalement attribué à la conception de refroidissement à double paroi adoptée dans l'aube AM, avec un nombre plus élevé de cavités d'impact en plus de l'extension globale du refroidissement par film sur toute la surface. Chaque rangée de trous de refroidissement du film est reliée à une cavité interne dédiée, permettant une meilleure répartition de la pression d'alimentation et des taux de soufflage globalement plus faibles. Le résultat est une contrainte thermique très faible et une structure à paroi mince, très résistante aux transitoires. Ceci étant dit, il est important de souligner que la turbine à gaz en question appartenait à la classe F et avait donc un TIT qui ne dépassait probablement pas 1400 ◦C, ce qui est bien loin des 1900 ◦C envisagés. Néanmoins, la faisabilité du concept peut être considérée comme prouvée en principe.

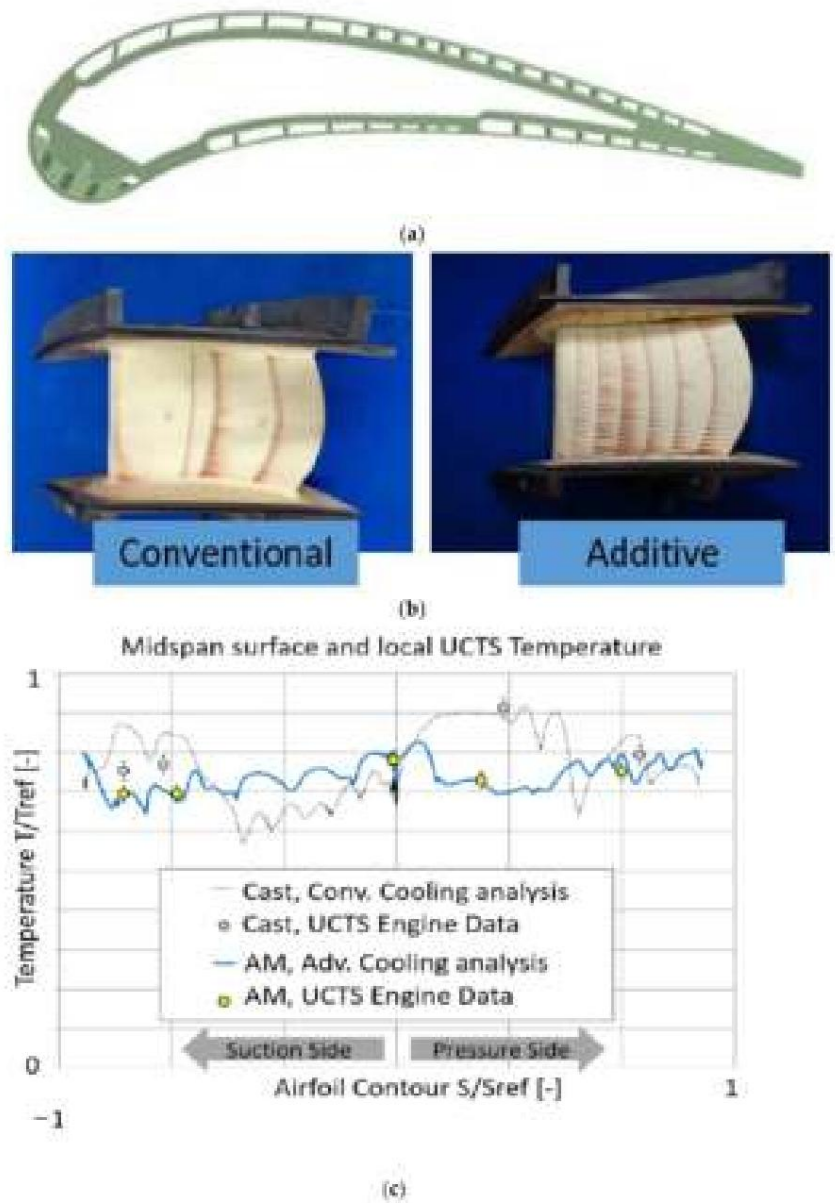


Figure 21. Comparaison de l'efficacité de refroidissement des buses de turbine à gaz de type F [109] : (a) Concept de conception de refroidissement de la première buse de type F de conception de refroidissement interne imprimée en 3D ; (b) Buses fabriquées par moulage conventionnel et fabrication additive ; (c) Résultats de distribution de l'efficacité du refroidissement d'une conception de refroidissement conventionnelle et additive.

Machine Translated by Google

Dans les deux sections suivantes, les résultats de recherche sur les caractéristiques de transfert de chaleur des géométries de refroidissement AM et celles du refroidissement à double paroi (pas nécessairement des échantillons fabriqués par AM) sont décrits.

5. Fabrication additive

La fabrication additive (FA) a été saluée comme un tournant dans la conception des géométries de refroidissement [105], car elle fera passer le paradigme de la conception pour la fabrication à la conception pour la fonction. La réalité est qu'il existe de sévères restrictions sur les géométries qui peuvent être imprimées ; la hauteur des couches imprimées est actuellement typiquement de 0,6 mm (bien que 0,3 mm soit possible). Ce chiffre est continuellement réduit et des designs plus raffinés seront disponibles à l'avenir. Une multitude de défis dans les domaines de la science et de la fabrication des matériaux ont jusqu'à présent empêché l'utilisation généralisée de cette technologie dans les applications à haute température . À mesure que la base de données des matériaux s'étoffera et que les premiers essais de longue durée du moteur seront effectués, les ingénieurs gagneront en confiance et élargiront la gamme d'applications.

Un inconvénient majeur est que les concepteurs sont encore prisonniers d'anciennes règles de conception basées sur la conception destinée à la fabrication, et que les humains ne peuvent pas facilement gérer la complexité qu'impliquerait une conception fonctionnelle véritablement innovante. Un exemple de cette dernière solution serait une conception de refroidissement qui prend en compte la répartition des contraintes dans une pale. L'IA/l'apprentissage automatique n'est pas entravé par ces restrictions mais a besoin de données offrant les détails requis, d'une base de données plus large et, surtout, de données adaptées aux possibilités qu'offre l'AM. Tout cela peut être développé sur la base des connaissances actuelles sur ce que serait une bonne conception de refroidissement. Ce n'est peut-être pas la solution optimale au début, mais cela peut constituer la base d'un développement ultérieur au cours des prochaines décennies. En outre, les outils nécessaires pour exploiter pleinement le potentiel de la fabrication additive (par exemple, des outils de conception de structures cellulaires creuses au lieu de structures solides) sont encore en cours de développement. Étant donné que la demande de l'ensemble de l'industrie , c'est-à-dire pas seulement des fabricants de turbomachines, est importante, des progrès substantiels peuvent également être attendus dans ce domaine. Surtout, à l'heure actuelle, les coûts des composants FA haute température sont du même ordre de grandeur que ceux de leurs équivalents moulés lorsque l' on prend en compte le traitement thermique et l'usinage nécessaires. Les coûts (en particulier ceux du matériel d'impression) diminueront progressivement mais continuellement au cours des prochaines années, rendant les composants FA plus compétitifs. Ceci, combiné aux caractéristiques de refroidissement supérieures qu'il permet, conduira certainement à la percée de cette technologie dans un avenir prévisible.

Dans les sections suivantes, un bref aperçu de l'état de l'art de la fabrication additive sera donné. Cela montrera les domaines de recherche actuels, qui concernent la technologie en soi et son application dans certaines techniques de refroidissement ; il exclut tous les sujets relatifs à l'apprentissage automatique, car il s'agirait d'un domaine complètement différent et vaste.

Comme mentionné précédemment, la taille des composants des turbines à gaz de petite et, dans une certaine mesure, de taille moyenne limite également les possibilités d'une conception de refroidissement rentable et simultanément innovante en utilisant les techniques de fabrication commerciales actuelles. Actuellement, le TIT des turbines à grand châssis peut dépasser 1 600 ◦C [110], mais il dépasse rarement 1 300 ◦C pour les petites turbines à gaz industrielles. Alors que la limite pour les gros châssis est repoussée vers 1900 ◦C, celle des petits moteurs augmentera jusqu'à 1600 ◦C. Le développement à court terme de systèmes de refroidissement totalement nouveaux pour ces moteurs est discutable d'un point de vue économique. Au contraire, il peut être plus viable d'optimiser les géométries existantes pour réduire les coûts et augmenter progressivement leur efficacité de refroidissement. Cette approche implique la fabrication par FA de composants et de géométries, qui seraient normalement moulés à la cire perdue ou très proches d'une telle forme. À moyen terme, c'est-à-dire d'ici plus de 10 ans, les conceptions des moteurs d'avion et des turbines de grande taille seront adaptées aux moteurs de petite et moyenne taille.

5.1. Science des matériaux

Les profils aérodynamiques conçus pour la FA doivent bien entendu avoir des propriétés matérielles qui permettront la durée de vie souhaitée. Ces propriétés sont fonction de la température du matériau,

Machine Translated by Google

donc un meilleur refroidissement permet de pires propriétés des matériaux, mais pour l'instant, on ferait preuve de prudence et définirait que celles des matériaux AM doivent être au moins équivalentes à celles des matériaux coulés. Lorsqu'on parle de la science des matériaux (ou même des conceptions de refroidissement), il convient de garder à l'esprit que la fabrication additive est essentiellement une forme de soudage, avec toutes les implications que cela implique pour la sélection et la structure des matériaux. Ainsi, un profil aérodynamique fabriqué de manière additive se caractérise par la structure granulaire fine du métal. En d'autres termes, c'est l' opposé diamétralement opposé des profils aérodynamiques solidifiés directionnellement ou monocristallins, qui ont été développés il y a quelques décennies pour améliorer les caractéristiques des matériaux : les matériaux SC ont été développés pour donner aux aubes et aubes une plus grande résistance dans la direction la plus élevée. charger. Si la FA veut rivaliser avec ces matériaux, elle doit être considérablement plus rentable et offrir une efficacité de refroidissement largement supérieure à celle d'un profil aérodynamique moulé pour compenser la diminution de résistance due à la température plus basse. Une mise en garde s'impose ici : il faut considérer que les tests de matériaux actuellement menés portent sur des matériaux solides. Cependant, les analyses par éléments finis basées sur les théories de la mécanique des solides et de la résistance des matériaux ne s'appliquent pas aux matériaux creux, ni à ces matériaux, qui ont des gradients inhérents. Justement, ces tests sont envisagés pour les futurs profils aérodynamiques.

Actuellement, la fabrication additive est utilisée dans une conception en série de composants à basse température [111], et son adéquation aux composants à haute température est en cours d'évaluation [109,112]. Les incertitudes restantes, en particulier pour les composants à haute température, concernent l'impression de matériaux contenant des phases γ' [113], traditionnellement considérées comme non soudables. De plus, leur susceptibilité à la fissuration est bien connue et fortement dépendante de la géométrie et des paramètres de mise en œuvre [114]. Ces dernières années, l'attention s'est tournée vers ce que l'on pourrait appeler les effets secondaires de la fabrication additive : une influence plus ou moins nette du processus de fabrication additive sur les propriétés des matériaux. C'est d'abord l'impact du sens d'impression. Pour les matériaux à base de nickel, les propriétés sont meilleures lorsque les échantillons sont imprimés « dans le plan », c'est-à-dire posés sur la plaque, alors que cela ne peut pas être dit de manière concluante pour les matériaux à base de cobalt. Deuxièmement, les effets de rugosité influencent également les propriétés matérielles des composants de fabrication additive. Comme l'a montré la Réf. [115] et on peut le voir sur la figure 22, lorsque la surface est restée « telle qu'imprimée », de multiples fissures ont été initiées en raison de la charge cyclique, et celles-ci se sont développées le long des joints de grains, entraînant une croissance des fissures beaucoup plus rapide et une durée de vie LCF plus courte que pour échantillons polis. Pour ces derniers, l' initialisation des fissures était limitée et les fissures se développaient d'abord au sein des grains, ce qui se traduisait par une durée de vie du LCF bien améliorée. Les implications pour les composants AM dotés de fonctionnalités de refroidissement internes devraient être claires.

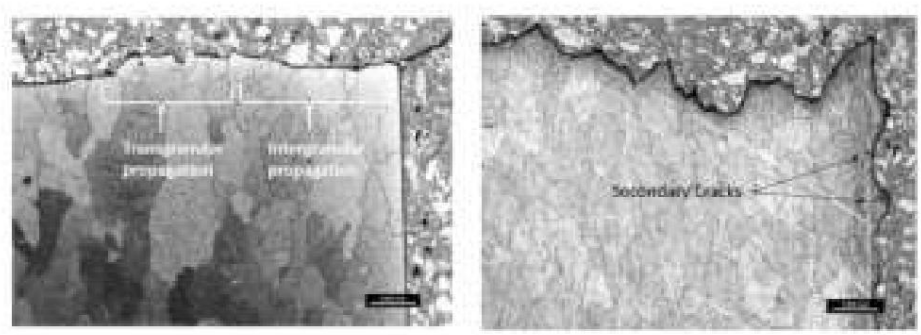


Figure 22. Propagation de fissures à travers des échantillons de FA tels qu'imprimés et polis [115].

Un certain nombre de matériaux ont été étudiés pour la fabrication additive. De manière générale, on a tendance à s'éloigner des alliages à base de cobalt (le cobalt est un composant essentiel des batteries lithium-ion). Par conséquent, la majorité des matériaux sont à base de nickel. Néanmoins, les aubes utilisées dans la Réf. [116] ont été fabriqués à partir de MAR M-509 car ils ont été utilisés en comparaison directe avec les GNV coulés, qui étaient également fabriqués à partir de ce matériau. D'autres ont étudié l'IN939 [109], qui a montré que les paramètres matériels des pièces AM différaient considérablement de ceux moulés ou de ceux fabriqués en IN738. Ce dernier matériau a reçu une certaine attention, mais son utilisation est encore à un stade expérimental [117,118]. L'accent principal a été

Machine Translated by Google

fermement sur IN718 [113, 114, 119-122], même si ce matériau ne possède pas les meilleures propriétés matérielles des alliages de nickel disponibles (mais présente un durcissement par précipitation très lent).

Toutes ces études ont utilisé des poudres d'alliages, soit identiques dans leur composition aux alliages utilisés en fonderie, soit légèrement modifiées. Récemment, de tout nouveaux alliages ont été développés exclusivement pour la FA, par exemple l'ABD900® [123,124]. Dans la Réf. [124], une analyse de fluage de l'ABD900® a été réalisée et les résultats ont été comparés à ceux des IN939 et IN738 coulé Comme le montre la figure 23, en général, l'ABD900® a montré des valeurs supérieures, mais un effet de la direction d'impression sur les résultats a été observé. De plus, le matériau présente une ductilité élevée d'env. 10 %, et la déformation par fluage est environ deux ordres de grandeur plus élevée pour les échantillons transversaux que pour les échantillons longitudinaux. Ces types de matériaux représentent l'avenir de la fabrication additive pour les applications à haute température, car ils permettent une bien meilleure soudabilité, ce qui entraîne moins de défauts de matériaux et de meilleures propriétés de matériaux.

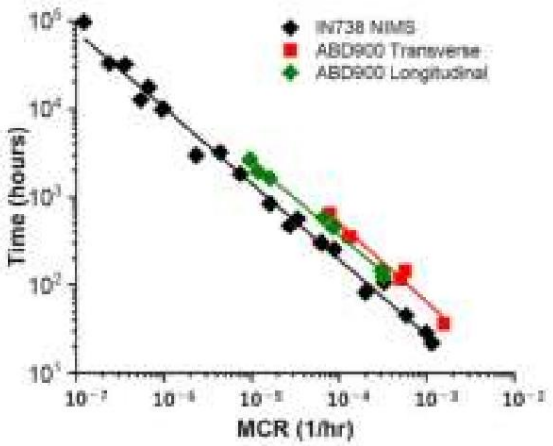


Figure 23. Comparaison de la résistance au fluage de différents matériaux, dont l'ABD900, avec différentes directions d'impression [124].

5.2. Refroidissement par

impact La fabrication additive permet d'intensifier les techniques de refroidissement existantes. Une grande partie de l'attention est portée sur le refroidissement à double paroi, comme indiqué dans la section suivante. Cependant, comme mentionné précédemment, un refroidissement par impact « simple » dans une pale AM peut également augmenter considérablement l'efficacité du refroidissement et contrôler le profil de température sur la hauteur et la corde de la pale. Si la cavité d'impaction est divisée en segments, le refroidissement du film peut être ajusté au profil de pression principal. Cela entraînerait moins de contraintes et de déformations structurelles (voir également la section suivante) que le DWC avec des ailettes à broches.

Un développement prometteur est la combinaison du refroidissement par impaction et des turbulateurs . Comme indiqué par la Réf. [125], rendre rugueuse ou façonner la paroi cible ne modifie pas, en général, la perte de charge sur le système d'impaction. Lors de l'utilisation de la fabrication additive, la buse et les turbulateurs peuvent être positionnés bien mieux et de manière plus cohérente les uns par rapport aux autres que lors de la combinaison d'une pièce moulée et d'un insert. Deux volets de recherche peuvent être distingués : l'un dans lequel les trous de refroidissement par impact sont approximativement de la même taille que les turbulateurs et l'autre dans lequel la paroi cible a une "microstructure", c'est-à-dire que les turbulateurs sont nettement plus petits que le refroidissement par impact. trous. La combinaison de l'impaction avec les turbulateurs a été étudiée de manière assez détaillée, par exemple, Réf. [126-129]. La valeur donnée dans la Réf. [126] pour l'augmentation du nombre de Nusselt moyen par zone en raison des caractéristiques en forme de côtes e Un bon aperçu du potentiel offert par ces innovations, notamment en ce qui concerne la fabrication additive, est donné dans la réf. [130]. Les auteurs couvrent la forme des orifices, les turbulateurs et le flux transversal.

Les petits turbulateurs cubiques de la Réf. [128] entrent dans la catégorie des microstructures. Il est montré que même si le transfert de chaleur du jet incident diminue (Nu : −6 %), le flux thermique résultant sera plus que compensé par l'augmentation de la surface cible (+48 %). Les auteurs de Réf. [131] ont montré qu'augmenter la hauteur des microstructures cubiques peut augmenter

Machine Translated by Google

le nombre de Nusselt, mais la majorité de l'amélioration vient de l'introduction des structures elles-mêmes (en particulier pour les nombres de Reynolds plus élevés). Certaines publications de Virginia Tech se sont également penchées sur ce type de turbulateurs [132,133]. Trois microformes différentes ont été étudiées : cylindrique, cubique et concentrique (voir Figure 24). Ces derniers présentaient une amélioration supérieure du transfert de chaleur pour toutes les distances de plaque cible testées (la distance de z/d avec l'amélioration la plus élevée). Dans la Réf. [133], quelques corrélations sont données.

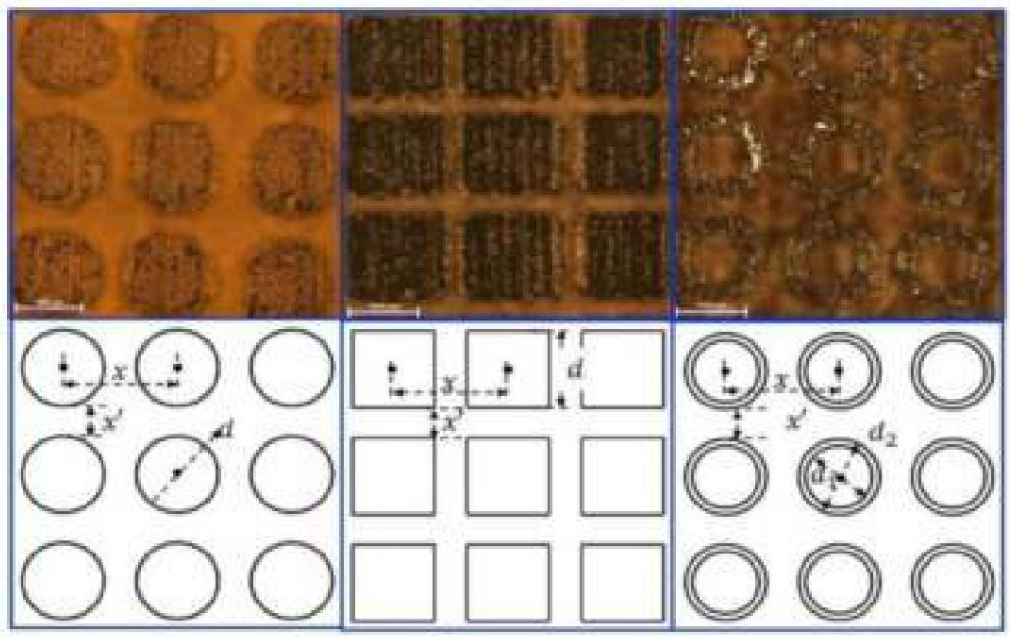


Figure 24. Différentes formes de microrugosité sur la plaque cible pour le refroidissement par impaction, selon la réf. [133].

Takeishi et coll. [134] discutent des études expérimentales de plusieurs variations géométriques des turbulateurs circulaires et des générateurs de vortex (voir Figure 25). Les turbulateurs présentent l'amélioration du transfert de chaleur la plus élevée lorsqu'ils sont relativement proches du point de stagnation du refroidissement par impaction. L'efficacité des générateurs de vortex augmente avec l'augmentation de la hauteur, mais l'étude s'est limitée à ceux qui se trouvent à l'intérieur ou légèrement au-dessus de l'épaisseur de la couche limite. Ceux-ci ont montré une très bonne performance, en ligne avec les résultats de la Réf. [135]. Des ailettes plus hautes s'étendent dans le flux de recirculation, et cette zone est donc presque totalement inefficace. Des turbulateurs à position radiale ont été utilisés par Réf. [136] également . Dans la Réf. [137], la forme des jets impactants est modifiée. Les trous en forme de « V » présentaient l'augmentation du transfert de chaleur la plus élevée, mais également des pertes de pression assez élevées pour le liquide de refroidissement. Annerfeldt et coll. [127] suggèrent que protéger le jet du flux croisé venant en sens inverse avec des caractéristiques géométriques sur la plaque cible peut également être bénéfique. Dans la Réf. [138], une approche différente est choisie et une plaque d'impact AM a Les suggestions des Réf. [136, 138] ont été étudiés par Réf. [139]. La combinaison de fossettes avec refroidissement par impaction a été suggérée, entre autres, par la réf. [140], mais ce n'est pas le point central des recherches actuelles.

Machine Translated by Google

Figure 24. Différentes formes de micro-rugosité sur la plaque cible pour le refroidissement par impaction, selon la réf. [133].

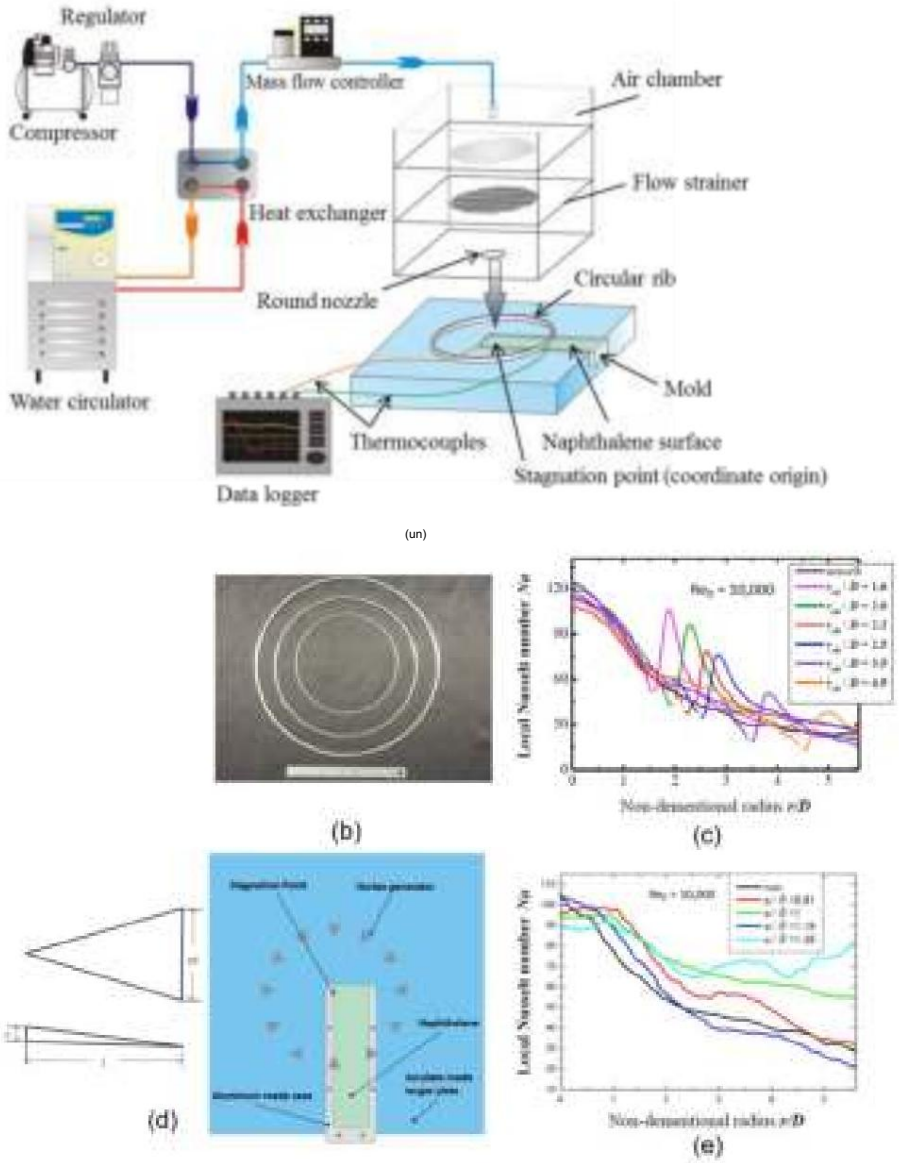


Figure 25. Amélioration du transfert de chaleur du refroidissement par impaction à l'aide de nervures circulaires et de générateurs de vortex [134] : (a) Appareil expérimental, (b) Nervures circulaires, (c) Distribution Nu des nervures circulaires, (d) Générateur de vortex et disposition des VG sur la plaque cible, (e) Nu distribution des VG.

5.3. Refroidissement

interne Les canaux de refroidissement internes ont reçu une attention considérable car ils constituent une partie essentielle des futures conceptions de pales. Cela n'implique pas nécessairement que les canaux serpentins resteront aussi dominants qu'ils le sont aujourd'hui car (comme discuté précédemment) une pale combinée impact/refroidissement par film aurait un profil de température supérieur dans le sens de l'envergure. D'une part, ils resteront pertinents à court et moyen terme pour les petites turbines à gaz jusqu'à ce que les nouvelles conceptions basées sur les profils aérodynamiques des moteurs d'avion soient appliquées aux turbines industrielles. En revanche, ils peuvent être intégrés dans des conceptions plus sophistiquées. En fait, on peut affirmer qu'ils constituent un élément essentiel des configurations avancées d'impaction/refroidissement de film.

Comme le souligne la Réf. [141], un grand potentiel d'optimisation existe non seulement pour les composants refroidis des chemins de gaz chauds mais aussi pour les échangeurs de chaleur en général. Les auteurs de Réf. [142] ont examiné des conceptions d'échangeurs de chaleur de diverses complexités et ont conclu que des conceptions plus complexes ne conduisent pas nécessairement à de meilleures performances de transfert de chaleur, c'est-à-dire un transfert de chaleur par unité de perte de pression. Cela a été, dans une certaine mesure, corroboré par la réf. [14

Machine Translated by Google

dont les auteurs ont étudié un vide rempli d'une « structure en treillis ». Même si l'intention était de simuler une géométrie de refroidissement à double paroi, on pourrait également imaginer intégrer une telle structure dans un chemin de refroidissement interne. Les résultats ont montré que la structure plus complexe augmentait effectivement le transfert de chaleur, mais au prix d'une perte de charge considérablement accrue. Par conséquent, la structure la plus complexe avait des performances de transfert de chaleur inférieures à celles des géométries plus simples ou même traditionnelles. Dans les réf. [144,145], un canal de refroidissement en serpentin traditionnel a été optimisé pour la fabrication additive en utilisant des méthodes de prédiction de l'élimination des sédiments. Dans la première publication, un canal de refroidissement turbulé a été optimisé pour la perte de pression et le transfert de chaleur, et la réf. [145] se sont concentrés sur le virage en U. Des nervures plus complexes en forme de V adaptées à l'AM ont été étudiées dans [146].

S'éloignant des considérations théoriques pour se tourner vers des considérations plus pratiques, un bref aperçu de l'application des composants FA refroidis intérieurement dans les turbines à gaz est proposé. Bien que les aubes bénéficieraient davantage des conceptions AM (les aubes sont déjà bien refroidies grâce au refroidissement par impaction), compte tenu des préoccupations concernant les propriétés matérielles des pièces AM, la plupart des travaux ont été effectués sur des composants fixes [109, 116, 147-150]. Dans la Réf. [116], des GNV fabriqués de manière additive ont été testés. L'impression de l'insert très fin pour le refroidissement par impaction a posé des difficultés considérables, ce qui met en évidence les limites de la fabricabilité des conceptions de refroidissement à double paroi, qui doivent être surmontées. Les résultats des tests n'ont montré aucune différence appréciable entre les deux en termes de température de surface. Dans la Réf. [147], le refroidissement de la pomme de douche au bord d'attaque a été optimisé en tenant compte des possibilités de la fabrication additive. Le GNV conçu en Réf. [148] se concentre sur des conceptions encore plus innovantes, par exemple un refroidissement par jet rapide. Cela place cette conception davantage dans le domaine des turbines à gaz à grand châssis. De plus, ce type de refroidissement n'a pas été testé en fonctionnement réel avec toutes les vibrations associées, etc. Cette technique prometteuse ne sera donc probablement mise en œuvre qu'à moyen ou long terme. Les auteurs de Réf. [149, 150] se sont concentrés sur le segment de boîtier opposé à la pale du premier étage. Ils ont évalué cela d'un point de vue dynamique structurel et ont montré l'impact de l'inclusion de micro-canaux ondulés dans la conception. Cela a réduit la température moyenne du matériau par rapport à la conception de base de plus de 11 %. Cela souligne l'applicabilité pratique de la technologie.

Les auteurs de Réf. [151] ont effectué une analyse CFD et FE d'une conception pour une aube AM carénée non refroidie et ont montré la faisabilité de son application. Dans les réf. [152,153], des conceptions de pales refroidies ont également été étudiées. La publication précédente étudiait une configuration à double paroi, un refroidissement matriciel et un refroidissement par ailettes pour une petite turbine à gaz et donnait une première impression sur leur faisabilité. Pour cette dernière publication, un certain nombre de configurations de refroidissement ont également été conçues : refroidissement par impact, en serpentin et à double pa
Ceux-ci ont été testés dans des conditions sans rotation et le refroidissement à double paroi s'est avéré à peine meilleur que celui des systèmes conventionnels. Les écarts entre la prévision et le test pour le refroidissement à double paroi n'étaient pas négligeables. Cela montre que, premièrement, les conceptions DWC ne sont pas meilleures par définition et nécessitent une optimisation. Deuxièmement, cette optimisation ne peut, pour l'instant, pas être basée sur la CFD standard car celle-ci est validée et calibrée pour des cas conventionnels.

Relativement peu de travaux ont été menés sur la fabrication additive d' ailerons à broches. Cela peut être dû au fait que la taille des ailettes des broches se situe, du moins pour les petites turbines à gaz, dans une plage où leur forme ne peut plus être contrôlée : leur diamètre est de 1 à 1,5 mm, tandis que l'épaisseur de la couche de l'AM est d'environ . 0,6 mm. Une enquête [154] a montré que les pertes par frottement des ailettes AM dépassaient de loin celles de leurs équivalents moulés.
Cette augmentation est fortement fonction de la densité du réseau pin-fin. Le transfert de chaleur des ailettes des broches AM a également augmenté, mais pas au point que l'efficacité thermique (transfert de chaleur par unité de perte de pression) se rapproche de celle des ailettes moulées. D'autres auteurs [116] n'ont constaté aucune différence appréciable de température dans la région avec des ailettes à broches dans les GNV fabriqués et coulés de manière additive. Cela peut également être attribué à la relative rareté du réseau pin-fin utilisé. On peut encore envisager des géométries plus avancées, qui ont un

Machine Translated by Google

un transfert de chaleur plus élevé avec une perte de pression plus faible, par exemple une paroi d'extrémité ondulée avec des ailettes inclinées [155, 156] (voir Figure 26), qui ne peut pas être coulée mais peut être fabriquée de manière additive.

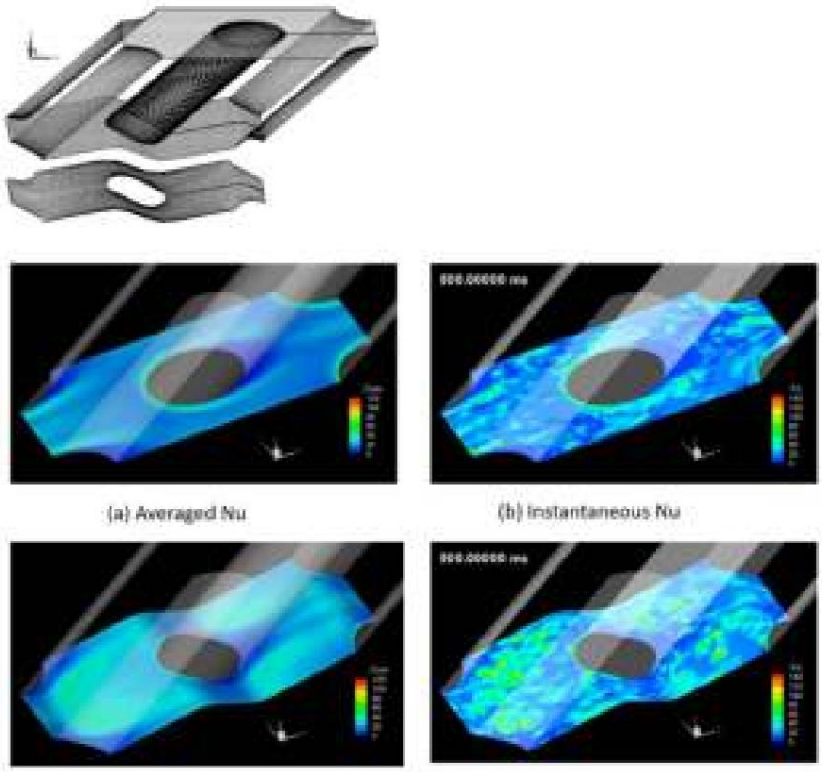


Figure 26. Grille de calcul et distribution des nombres de Nusselt pour un réseau pin-fin avec une paroi d'extrémité ondulée [155].

Dans la Réf. [157], l'hypothèse de Townsend, à savoir que les informations sur la rugosité ne sont pas transmises au-delà de la couche limite et que, par conséquent, l'écoulement dans un canal avec des parois de rugosité différente peut être simulé en utilisant les stratégies de modélisation actuelles, est testée. Les auteurs ont trouvé des preuves à l'appui de cette hypothèse.

5.4. Refroidissement

par film À mesure que la charge thermique sur les pales des turbines augmentait, les méthodes de refroidissement par film appliquées ont été améliorées et des structures de refroidissement par film plus efficaces ont été développées avec moins d'air de refroidissement. Bunker résume le développement historique du refroidissement par film dans la figure 27 (Réf. [104, 105]), et l'objectif actuel de la technologie de refroidissement par film appliquée dans le DWC est d' atteindre une efficacité de refroidissement globale de 0,75 à 0,8.

Il y a lieu de penser que le refroidissement du film deviendra encore plus important qu'il ne l'est aujourd'hui en raison des TIT plus élevés. Par conséquent, les futurs profils aérodynamiques seront largement refroidis par film ou par épanchement, ce qui entraînerait une réduction considérable des coûts si les trous pouvaient être imprimés plutôt qu'usinés.

Le refroidissement par effusion peut être quelque peu simplifié, défini comme étant constitué d'un réseau très dense de petits trous de refroidissement par film à partir desquels le liquide de refroidissement est éjecté avec un rapport de soufflage très faible, c'est-à-dire M = 0,5 ou moins. Il a été utilisé principalement dans les chambres de combustion, mais son utilisation pour les profils aérodynamiques a été envisagée depuis presque aussi longtemps que le refroidissement par film lui-même existe. L' importance croissante et les faibles taux de soufflage nécessitent une stratégie de modélisation précise.

Machine Translated by Google

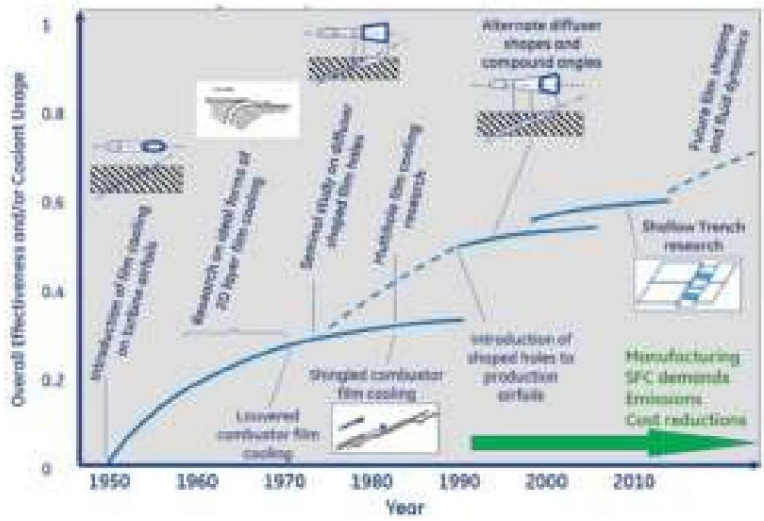


Figure 27. Développement historique du refroidissement par film dans les turbines à gaz [104,105].

Il n'est pas rare d'utiliser le principe de superposition de Sellers pour modéliser des réseaux de refroidissement par film et par épanchement. Cette méthode a ses inconvénients, mais elle fonctionne raisonnablement bien sur des plaques plates avec un faible rapport de soufflage. Son utilisation pour les profils aérodynamiques est contestée, car le flux montre ici des effets tridimensionnels qu'une approche simple ne peut pas représenter. Un certain nombre de corrélations ont été développées, mais elles ne sont généralement valables que pour la géométrie sur laquelle elles ont été développées. Bien que la CFD corresponde rarement exactement aux expériences, elle permet un bien meilleur travail de calcul de la charge thermique sur une surface « aléatoire » que les deux approches mentionnées précédemment.

En raison de la difficulté de maillage de grands réseaux de refroidissement et du temps de calcul que cela nécessite, de nombreuses stratégies de modélisation du refroidissement par épanchement en tant que terme source ont été développées. Normalement, les termes sources de masse, de quantité de mouvement, d'énergie et de turbulence sont requis. Ceux-ci peuvent être appliqués soit directement sur le mur, soit sous forme de termes sources volumétriques dans les cellules de la couche limite. Un aperçu [158] a rapporté une meilleure prédiction du coefficient de transfert de chaleur et de l'efficacité du refroidissement du film pour le modèle volumétrique.
Les auteurs de Réf. [159] ont proposé un modèle de terme source dans lequel les écoulements entrant et sortant étaient modélisés séparément et ont montré de bons résultats pour de faibles rapports de vitesse (c'est-à-dire les jets attachés) et de faibles vitesses d'écoulement transversal. La répartition des sources est souvent uniforme, mais les Réf. [160,161] ont présenté un ensemble de corrélations semi-empiriques pour la distribution des termes sources sur le volume avec de très bons résultats. Certaines autres approches ont été suivies, par exemple Réf. [162] ont discuté d'une décomposition spectrale du problème, où le nombre de trous simulés est réduit, semblable à une FFT. Leurs résultats ont été très bons et l'approche est particulièrement adaptée à un très grand nombre de trous.

Des simulations conjuguées sont nécessaires pour capturer l'effet combiné du film et du refroidissement interne. Dans ce contexte, les simulations instationnaires conjuguées, pour lesquelles des travaux pionniers ont été réalisés par le laboratoire Osney à Oxford [163,164], doivent être soulignées.
Le premier a prouvé la possibilité d'effectuer des calculs conjugués instationnaires basés sur une décomposition FFT de la composante de température fluctuante. Leurs considérations théoriques montrent que le maillage près de l'interface fluide/solide doit être beaucoup plus dense côté solide que pour les calculs stationnaires. Leurs calculs pratiques ont montré que ne pas prendre en compte la composante fluctuante du flux conduit à une surestimation de la température du solide, c'est-à-dire qu'elle est conservatrice. Les auteurs de Réf. [165] ont soulevé le problème selon lequel le flux de chaleur ne dépend pas strictement linéairement de la différence entre les températures du fluide et de la paroi et ont suggéré une approximation non linéaire (essentiellement quadratique).

L'utilisation accrue de méthodes conjuguées a également déclenché un intérêt limité pour la conception d'expériences pour la validation des données, en se concentrant sur le nombre de Biot, le rapport entre le HTC interne et externe et le refroidissement de l'alésage [165, 166].

Les parois rugueuses des trous de refroidissement lors de l'utilisation de la fabrication additive ont déjà été soulignées, mais l'entrée des trous de refroidissement du film est également importante. Ce dernier n'est peut-être pas bien défini

Machine Translated by Google

lorsque vous utilisez AM. L'afflux dans les trous de refroidissement et le flux dans les trous eux-mêmes doivent être modélisés correctement sur la base d'expériences de qualité CFD. De par sa nature même, l'écoulement dans un trou est difficile à visualiser expérimentalement. Le peu de preuves expérimentales et les nombreuses preuves numériques montrent qu'une bulle de séparation se forme, qui détermine le coefficient de décharge. Certaines mesures ont été enregistrées, par exemple par Refs. [167, 168] par IRM, et par Réf. [169] en utilisant la mesure PIV du débit dans le trou. Les résultats de Réf. [169] ont été corrélés directement avec des ERP de très haute fidélité avec des résultats très satisfaisants.

Un bon aperçu de l'état de l'art en matière de fabrication de trous de refroidissement, qui prend en compte les techniques les plus importantes disponibles dans le commerce, est donné dans la réf. [170]. Tous ces éléments ont leurs inconvénients. De plus, il faut garder à l'esprit que la fabrication de trous de refroidissement du film dans un profil aérodynamique DWC sera un défi car, quelle que soit la méthode de fabrication (EDM, perçage laser, . . .), il sera difficile d'éviter le contact entre le l'outil de perçage et le mur arrière. Il s'agit du mur d'impact, des ailettes à broches et des parois de séparation. Par conséquent, la fabrication additive de trous de refroidissement de film semble une alternative intéressante. Cependant, il convient de garder à l'esprit que le diamètre des trous de refroidissement du film est du même ordre de grandeur que l'épaisseur de la couche en FA, en particulier pour les turbines à gaz de petite et moyenne taille. Cela présente ses propres défis en matière de précision géométrique et de rugosité. Les trous auront tendance à se rapprocher d'une certaine géométrie (par exemple, ronds) et, si l'on prend en compte l'effet de couche, la rugosité de la surface sera de l' ordre de grandeur du diamètre du trou.

Un volet de recherche étudie l'impact de la FA sur les trous de refroidissement des films traditionnels [171,172]. La publication précédente portait sur des trous d'un diamètre nominal compris entre 1,26 et 2,45 mm. Les trous de refroidissement fabriqués par EDM présentaient une rugosité nettement inférieure à celle des trous AM, et les petits trous fabriqués de manière additive, positionnés à un angle par rapport à la direction de construction, étaient presque complètement bloqués. Pour les trous qui n'étaient pas obstrués, la rugosité supplémentaire dans le trou de refroidissement a contribué de manière significative à l'efficacité globale du refroidissement, car le transfert de chaleur à l'intérieur du trou de refroidissement a augmenté.

L'étude a été étendue à une variété de formes de trous différentes [172] où la susceptibilité aux écarts entre l'intention de conception et la géométrie obtenue a été confirmée, tout comme l' influence de la rugosité sur les résultats globaux.

Un autre volet s'intéresse au blocage possible de trous plus petits [173-175]. Dans la première publication, l'impact du blocage des trous de refroidissement de petite taille (0,4 mm) a été étudié sur la base de statistiques. Dans la Réf. [174] un certain nombre de configurations différentes de trous de refroidissement ont été testées. Exceptionnellement, les auteurs ont non seulement testé les performances thermiques, mais ils ont également étudié la résistance à la traction des structures perforées. Sans surprise, les structures présentant le plus grand pas entre les trous présentaient la plus grande résistance. L' étude thermique a été étendue à un certain nombre de géométries et étudiée expérimentalement dans la réf. [176]. Quant aux grands trous, la surface interne a contribué de manière significative à l'efficacité globale du refroidissement. Les conceptions AM, qui abandonnaient complètement la conception classique des trous et ressemblaient à des sphères remplies, à un treillis métallique ou inspiré des vaisseaux sanguins, étaient particulièrement bonnes. Par conséquent, alors qu'une grande partie des études précédentes soulignaient les limites à surmonter et l'impact sur les conceptions de refroidissement existantes, cette dernière étude ouvre la voie à de véritables nouvelles façons de penser.

Le refroidissement à double paroi implique l'utilisation d'un refroidissement par film, et un refroidissement par film conventionnel peut être appliqué. Une amélioration possible est le refroidissement par film tourbillonnant [176]. Un tourbillon peut être induit à l'aide d'une buse à impact incliné, d'un générateur de vortex, etc. ; si la structure à double paroi comporte une cavité par trou de refroidissement du film, il devient plus facile d'obtenir le tourbillon « correct ». Avec ce tourbillon, l'efficacité de refroidissement du film a une valeur maximale à faible M. Avec cette combinaison, le rapport de soufflage peut être réduit de M = 1,0. . . 2,0 à aussi peu que M = 0,5.

5.5. Déviations, tolérances et rugosité

Il ressort clairement des discussions précédentes que l'un des défis les plus importants à surmonter du point de vue du refroidissement concerne les écarts par rapport aux dimensions nominales des caractéristiques de refroidissement. Dans un environnement de recherche, plus souvent que

Machine Translated by Google

non, des géométries idéales à plus grande échelle sont étudiées. Dans la fabrication réelle de moteurs, des tolérances entrent en jeu et doivent être prises en compte. Le transfert de chaleur et la température des parois sont donnés dans la réf. [177]. Ces tolérances résultent du processus de fabrication (coulée de précision) d'une part et de l'usinage ultérieur d'autre part. Le noyau lui-même et son positionnement par rapport au casting présentent une certaine variabilité. De plus, les pièces brutes doivent être fixées pour l'usinage, ce qui entraîne également des écarts. Ceci est exacerbé par la relation parfois opaque entre les différents paramètres qui déterminent les écarts et par le fait que ceux-ci peuvent suivre une distribution non gaussienne. Par conséquent, ceux-ci doivent être quantifiés [178, 179]. La plupart de ces problèmes peuvent être éliminés lorsque la fabrication additive est utilisée, car les étapes impliquées sont beaucoup moins nombreuses. Du point de vue du refroidissement, l'épaisseur de la couche de fabrication additive doit être réduite pour permettre des caractéristiques plus fines et réduire la rugosité en général. Cependant, la rugosité est différente selon les surfaces, en fonction de leur angle d'inclinaison par rapport à la direction de construction. Cela devrait également être réduit car cet angle ne peut pas toujours être contrôlé et il est difficile d'en tenir compte dans le processus de conception. Comme nous l'avons vu, cela influence également la solidité du composant.

Certains auteurs [180] ont étudié les facteurs pertinents pour la FA, tels que les différents modèles fabriqués sur différentes machines, à différentes positions sur la plaque de construction, avec différentes épaisseurs de couche et à différents angles par rapport à la plaque. Tous ces paramètres ont un effet, tout comme l'épaisseur de paroi (si elle est inférieure à 0,6 mm, un effet est visible ; voir aussi Réf. [116]). En résumé, le lieu de construction a un impact appréciable sur la rugosité ; l'épaisseur de la couche, en revanche, n'a d'impact que sur les surfaces où se produit un effet de « marche en escalier » distinct. Heureusement, les machines n'ont pas un grand impact.

Les problèmes liés à la rugosité des surfaces internes ont conduit à un grand nombre de publications expérimentales et numériques sur cette question. Les premiers sont au centre de l'attention des chercheurs de la Penn State University, même si d'autres y contribuent de plus en plus [181-188]. Stimpson et coll. [187] soulignent l'augmentation de la rugosité de surface des pièces FA. Dans la Réf. [188], il est montré que toutes les caractéristiques en surplomb, telles que les turbulateurs, sont vouées à s'écarter de la géométrie nominale en raison des contraintes inhérentes à la FA.

La classification et la modélisation numérique de la rugosité sont une question extrêmement complexe avec une longue tradition [189]. Cette recherche constitue la base d'investigations en combinaison avec la FA. Beaucoup a été réalisé par Refs. [181,190] qui ont appliqué le modèle de rugosité d'Aupoix à la fois aux pertes de pression [191] et au transfert de chaleur [192], comme le montre la figure 28, et ont validé leurs résultats avec une quantité substantielle de données du groupe Penn State. D'autres ont, par exemple, appliqué le modèle de rugosité des éléments distribués à ces géométries [193], avec des résultats raisonnables. Cela conduira, dans un avenir proche, à des modèles numériques adaptés aux particularités des surfaces AM. Cela servira également de base à des modèles CHT détaillés, qui prendront en compte le transfert de chaleur accru sur les surfaces AM.

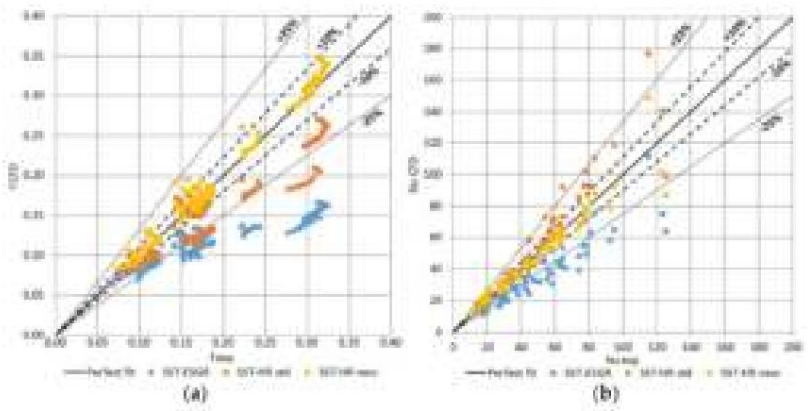


Figure 28. Référence sur le facteur de frottement prévu et le nombre de Nusselt [181] : (a) Corrélation entre les facteurs de frottement calculés et mesurés ; (b) Nombres d'expériences Nusselt et CFD.

Machine Translated by Google

6. Refroidissement à double

paroi Les cycles innovants, ainsi que les cycles avec un TIT plus élevé, nécessitent des profils aérodynamiques adaptés aux conditions limites modifiées. L'état actuel de la technique des pales refroidies est résumé succinctement dans la réf. [194]. Il se compose d'un refroidissement en serpentin dans les régions du bord d'attaque et au milieu de la corde et d'un banc d'ailettes dans le bord de fuite. Ceci est combiné partout avec un refroidissement par film.

Le nombre d'articles du domaine public consacrés aux technologies de refroidissement innovantes rendues possibles par la fabrication additive ne cesse d'augmenter. La majorité d'entre eux concernent le refroidissement à double paroi. Ce concept n'est pas nouveau en tant que tel ; il crée un vide entre une paroi intérieure et une paroi extérieure (chemin de gaz chaud), ce qui signifie qu'une combinaison de refroidissement par impact, à ailettes et par film peut être appliquée. Des concepts similaires ont été poursuivis dans les années 1970, par exemple avec Lamilloy® [94]. L'une des premières séries d'articles, qui discutait de nouvelles conceptions potentielles adaptées aux nouvelles conditions aux limites du chemin des gaz chauds, était la réf. [195,196], où les auteurs ont déjà discuté des avantages du refroidissement à double paroi par rapport au refroidissement serpentin classique ; la température des parois a diminué jusqu'à 100 K.

Un groupe qui a étudié très tôt les précurseurs du refroidissement à double paroi était basé à l'Université de Leeds. L'enquête expérimentale décrite dans la réf. [197] se sont concentrés sur le nombre optimal de trous de refroidissement par impaction pour un nombre donné de trous de refroidissement par épanchement. Cela a été constaté lorsque le nombre de trous pour les deux techniques de refroidissement était le même et qu'il y avait exactement un demi-pas de distance dans le sens du courant et dans la direction latérale entre les trous de refroidissement par impaction et par épanchement. Dans une autre excellente enquête expérimentale, Réf. [198], le même groupe a fait varier le nombre et la taille des trous de refroidissement des épanchements. Tant que les jets d'épanchement refroidissant étaient fixés à la surface (M < 0,5), le nombre de trous avait un effet limité. Une fois le décollage effectué, l'importance du refroidissement par impaction a considérablement augmenté. Le concept a également été étudié à l'Université Yonsei. Le modèle de trous de refroidissement par impaction et par épanchement a été optimisé à la fois expérimentalement et numériquement dans la réf. [199], et l'effet du flux croisé a été quantifié dans la réf. [200]. Les auteurs ont noté que l'effet de l'impaction était considérablement réduit lorsque le rapport de flux transversal dépassait 0,5, mais cela est également courant pour le refroidissement par impaction normal et ne devrait normalement pas se produire dans les configurations combinées impaction/refroidissement par film (DWC).
Le même groupe a suggéré d'introduire des ailettes dans l'espace entre les plaques de refroidissement par impaction et par épanchement pour augmenter le transfert de chaleur [201]. En outre, ils ont examiné les effets de la rotation sur l'écoulement dans l'espace entre les deux plaques [202], ce qui est bien entendu très pertinent pour l'application du DWC aux pales. Des recherches de ce type ont donné lieu à un certain nombre de brevets [203-206] avant que les possibilités de la fabrication additive ne soient largement reconnues.

Le concept de double paroi a gagné en popularité avec l'avènement de la fabrication additive, car ces géométries peuvent désormais être fabriquées beaucoup plus facilement. Actuellement, de nombreux travaux sont menés à l'Université d'Oxford [207-211]. Comme le montre la réf. [209], la modélisation du refroidissement par épanchement avec la méthodologie de superposition de Sellers est un défi , bien qu'elle fournisse une solution rapide (sinon entièrement précise). Cela devient pertinent lors de la modélisation du refroidissement à double paroi [210]. Dans ce dernier article, les auteurs ont étudié plusieurs géométries et ont proposé une configuration variable de refroidissement à double paroi, adaptée aux conditions limites aérodynamiques et thermiques locales dans l'écoulement principal.
Il convient de souligner ici que les expériences ont été réalisées avec des nombres de Reynolds pertinents pour le moteur, mais que les échantillons d'essai ont été mis à l'échelle d'un facteur 10. Lors de l'optimisation de l' interaction des jets de refroidissement par épanchement, les distances dans le sens du courant et de l'envergure doivent varier indépendamment d'un un autre pour obtenir la meilleure solution [208]. La modélisation de ces géométries complexes avec CFD ou même CHT est encore trop coûteuse en calcul. Par conséquent, le groupe a également fourni (validés expérimentalement) des modèles simplifiés de géométries de refroidissement à double paroi [207, 211].

Pour les turbines à gaz industrielles qui utilisent un système qui refroidit l'air de refroidissement en utilisant l'eau du cycle de fond, il peut être difficile d'augmenter suffisamment la température de l'air de refroidissement pour atteindre une efficacité thermodynamique et de refroidissement optimale avec cette combinaison de refroidissement par impact. et refroidissement du film. Dans de tels cas, un refroidissement

Machine Translated by Google

Un mécanisme est nécessaire pour augmenter la température à un niveau approprié en utilisant le liquide de refroidissement pour réduire la température de la surface intérieure de la lame avant le refroidissement par impaction. Une telle structure de refroidissement, qui sert également de passage d'alimentation pour l' air d'impact, peut être appelée refroidissement à triple paroi. De plus, il est nécessaire de concevoir une structure optimale, qui satisfasse à la résistance à la fatigue, au moyen d'une analyse conjuguée de la surface de la pale, de la cavité comprenant la buse d'impactement, et du refroidissement interne et de la structure des nervures par le biais d'analyses thermiques en régime permanent et transitoire.

Les efforts du groupe de l'Université Yonsei mentionnés précédemment se sont poursuivis en mettant l'accent sur les géométries fabriquées de manière additive [212, 213]. Des tests et des simulations ont été effectués sur des sections à plus grande échelle, dans lesquelles le trou de refroidissement par impaction fonctionne simultanément comme une ailette de broche dans un système multicouche. Le système étant constitué de trois plaques et de deux vides, la distance entre ces plaques est un paramètre qui peut varier. Les performances de transfert de chaleur les plus élevées ont été observées dans un système où le vide « côté froid » était petit et le vide « côté chaud » était grand [212] (voir Figure 29).

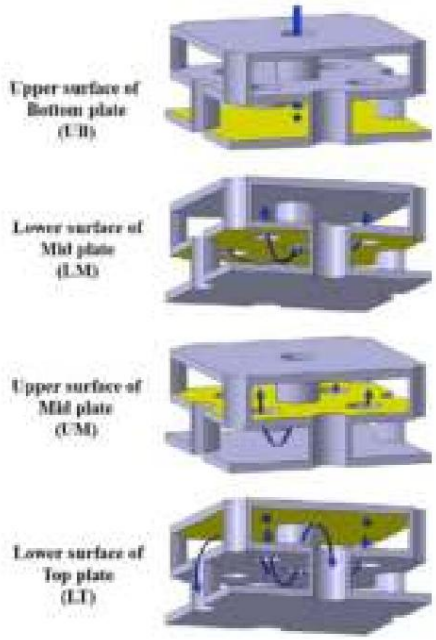


Figure 29. La configuration de refroidissement à double paroi conçue par Réf. [213].

Un premier exemple d'analyse FE de la paroi d'épanchement est la réf. [214]. Les caractéristiques de fluage d'une éprouvette simulée à double paroi ont été étudiées par la réf. [215]. Ils ont conclu que les trous d'impaction et la distribution des ailettes étaient plus importants pour les caractéristiques de fluage que les trous de refroidissement par épanchement. Elmukashfi et coll. [216], en revanche , ont étudié l'ensemble du système à l'aide de cellules unitaires (une approche également utilisée pour le refroidissement par épanchement, cf. Réf. [217]) et ont montré que la zone de charge maximale change en fonction de la force relative des différents éléments. composants de l'ensemble du système, c'est-à-dire l'impaction, les ailettes et le refroidissement par épanchement. Un certain nombre d'autres publications (Réf. [218-222]) se sont également concentrées sur l'ensemble du système à double paroi appliqué à une pale. Il a été montré dans la réf. [218] qu'il existe un gradient de température important dans le système à double paroi, ce qui entraîne une contrainte thermique. La fatigue à faible cycle d'une aube avec refroidissement à double paroi est due aux contraintes thermiques et centrifuges autour des trous de refroidissement en raison du facteur de concentration des contraintes, qui fonctionne ici. Les mêmes auteurs ont discuté de l'optimisation des contraintes résultantes dans la réf. [219] et recommande d'espacer les ailettes des broches assez étroitement. Si les épaisseurs de la paroi extérieure augmentent, la contrainte diminue ici, mais elle augmente dans la paroi intérieure. Dans la Réf. [220], l'impact de l'angle du trou de refroidissement a été évalué (car un angle moins prononcé par rapport à la surface extérieure est bénéfique). Dans les derniers articles de la série (Réf. [221, 222]), les auteurs ont examiné la courbure convexe et concave (voir Figure 30) et ont introduit la courbure dépend

Machine Translated by Google

propriétés thermoélastiques. Ils soulignent que les contraintes de compression sur les ailettes des broches au niveau de la paroi chaude peuvent devenir extrêmement importantes et que, par conséquent, un diamètre minimum des ailettes des broches est requis. En conclusion, les auteurs suggèrent un rapport variable entre les épaisseurs de paroi interne et externe le long de la corde de la pale.

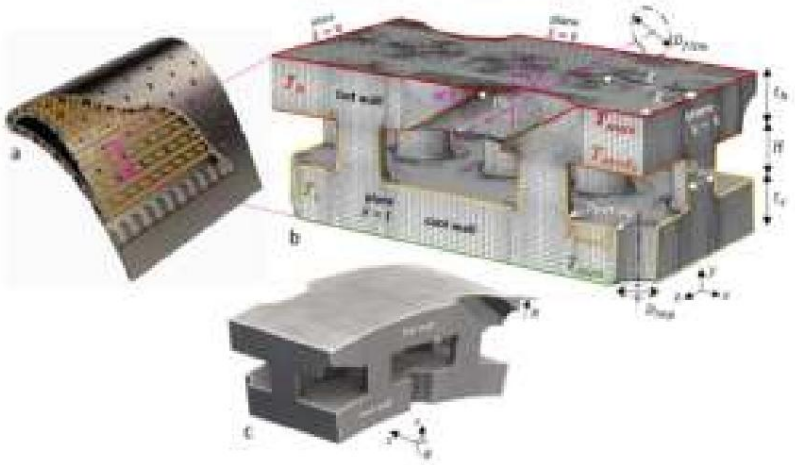


Figure 30. La zone considérée pour l'analyse FE dans la réf. [221] : (a) Un système typique de refroidissement par transpiration à double paroi (DWTC) pour une aube de turbine à gaz ; (b) Cellule unitaire répétitive pour un système DWTC plat ; (c) Vue arrière d'une version incurvée de la cellule unitaire en (b).

Tant pour la FEA que pour le calcul précis des températures du liquide de refroidissement et de l'efficacité du refroidissement du DWC, des analyses conjuguées sur des composants grandeur nature avec la structuration de surface correcte seront nécessaires.

D'autres travaux portent sur l'empiétement dans des canaux étroits [223]. Ici, il est montré que la configuration optimale dépend, par exemple, du diamètre et de l'espacement des jets, les diamètres plus petits ayant un rapport optimal D/H plus petit. De plus, comme vu précédemment, l'optimisation numérique ne prédit pas toujours la meilleure configuration en pratique, même pour ces géométries relativement simples. La fabrication additive de tels micro-canaux permet de générer une connexion angulaire entre les canaux individuels, ce qui est étudié dans la réf. [224] et illustré à la figure 31. Les auteurs montrent que cela améliore considérablement le transfert de chaleur.

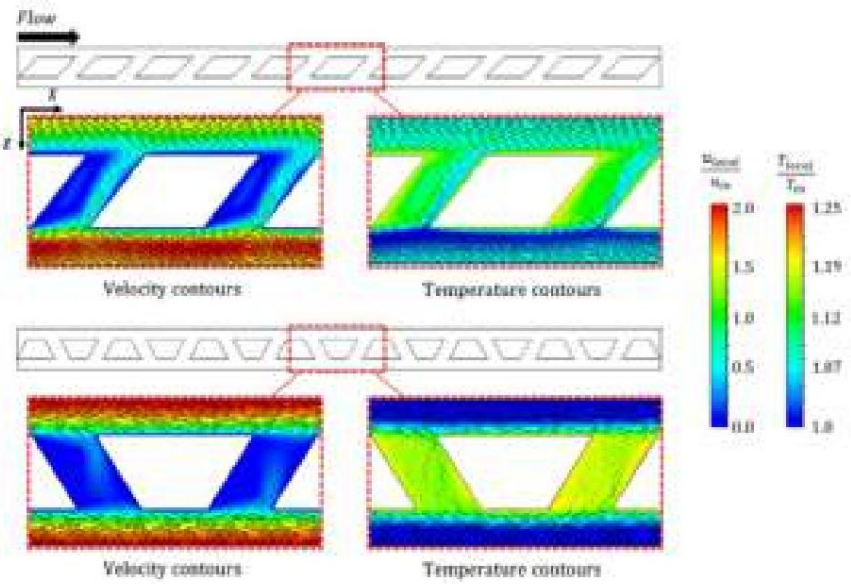


Figure 31. Traces de contours de vitesse et de température dérivés numériquement le long de la hauteur de la section médiane du canal dans la connexion angulaire entre les micro-canaux [224].

Machine Translated by Google

En raison de la forte courbure des parois, le bord d'attaque mérite une discussion séparée [131]. Les auteurs de Réf. [225] ont noté que les ailettes des broches avaient peu d'influence sur le transfert de chaleur sur la paroi cible fortement incurvée elle-même, mais que le transfert de chaleur vers les broches dépendait de leur position et de leur taille. Ils suggèrent que la structure du Lamilloy® doit être optimisée pour le cas présent. L'injection de liquide de refroidissement dans une section de 90◦ d'un cylindre représentatif d' un bord d'attaque a été étudiée dans la Réf. [226]. L'angle d'injection a un impact notable sur le transfert de chaleur.

7. Conclusions

L'article traite des configurations des profils aérodynamiques pour les turbines à gaz industrielles utilisées à l'ère neutre en carbone. Premièrement, l'évolution des méthodes de refroidissement des turbines à gaz industrielles, qui jouent désormais un rôle majeur dans la société en tant qu'équipement de conversion d'énergie, est étudiée. L'état de la recherche sur les profils aérodynamiques refroidis, les pales refroidies par coulée et les pales liées par tranches et par diffusion, qui n'ont pas été commercialisées mais offrent des performances et une fiabilité élevées, a également été étudié. Recherche sur de nouveaux cycles basés sur les turbines à gaz, comme l'utilisation de combustibles sans carbone (hydrogène ou ammoniac), l'utilisation propre de combustibles fossiles (dont le charbon) dans le cycle des turbines à gaz, méthode qui ne génère pas de NOx lors de la combustion se produit à des températures élevées et un nouveau cycle de turbine à gaz avec CSC facile a été discuté. Les recherches et les essais de démonstration de nouveaux cycles utilisant des turbines à gaz ont été étudiés. En conséquence, des turbines à gaz industrielles et des configurations de refroidissement de voilure adaptées à l'ère neutre en carbone ont été identifiées.

Les turbines à gaz industrielles deviendront de plus en plus importantes en tant que source de production d'électricité pour stabiliser les fluctuations. Pour cette raison, les turbines à gaz doivent être capables de gérer des démarrages rapides et des fluctuations de charge et de maintenir des performances élevées même sous charge partielle. La nécessité d'utiliser des carburants sans carbone ou CSC augmentera le coût unitaire de la production d'électricité. Pour répondre à cette problématique, il faudra développer des turbines à gaz performantes avec un TIT de 1900 à 2000 ◦C et un rapport de pression de 30 pour les grandes turbines à gaz industrielles et de 1500 à 1600 ◦C pour les turbines à gaz de taille moyenne. Le cycle oxycombustible, qui inclut l'hydrogène comme combustible, pourrait être utile comme contre-mesure contre la génération de NOx avec la combustion de l'hydrogène et comme système de production d'électricité sans carbone pour les combustibles fossiles, y compris le charbon.

Lors de la combustion d'hydrogène ou d'ammoniac, des turbines à gaz industrielles de petite et moyenne taille peuvent être utilisées pour un fonctionnement rapide et flexible, à la fois dans les applications de cogénération et (peut-être plus qu'aujourd'hui) comme SCGT. L'introduction de la fabrication additive réduira les coûts de fabrication et augmentera simultanément l'efficacité du refroidissement, permettant des gradients de charge plus importants que ceux actuellement jugés acceptables.

La structure de refroidissement préférée à utiliser dans les futures turbines à gaz industrielles décrites ci-dessus est le refroidissement à double paroi. Diverses structures de refroidissement DWC ont été proposées et leurs caractéristiques de transfert de chaleur ont été étudiées. Parmi elles, la structure combinant le refroidissement par impaction avec le refroidissement par film ou le refroidissement par épanchement est considérée comme la meilleure. La fabrication additive est considérée comme la meilleure solution pour fabriquer ces structures de refroidissement DWC. Comme cela a été souligné, trois questions majeures doivent être abordées : la disponibilité de matériaux appropriés et la détermination de leurs propriétés à haute température, la maîtrise du procédé de fabrication additive en tant que tel (épaisseur de couche, rugosité de surface) et les coûts. Afin de réaliser des pales DWC fabriquées par AM, des recherches comprenant une analyse conjuguée de la structure de refroidissement et une évaluation de la durée de vie via des analyses de structure thermique en régime permanent et transitoire doivent être menées.

Contributions de l'auteur : Conceptualisation, KT ; rédaction : préparation du projet original, KT et RK ; rédaction – révision et édition, KT et RK Tous les auteurs ont lu et accepté la version publiée du manuscrit.

Financement : Cette recherche n'a reçu aucun financement externe.

Conflits d'intérêts : Les auteurs ne déclarent aucun conflit d'intérêts.

Machine Translated by Google

Nomenclature et acronymes

D	Diamètre du trou de refroidissement par impaction
d	diamètre du trou de refroidissement du film
M.	rapport de soufflage du trou de refroidissement du film : ρcuc/ρ∞u∞
Nu	Numéro Nusselt
Concernant	Nombre de Reynolds
toi	vitesse
x	axe/direction horizontal (dans le plan) de la plaque plate
oui	axe/direction horizontal (dans le plan) de la plaque plate
z	axe/direction vertical (hors plan) de la plaque plate
δ	épaisseur de la couche limite
ρ	densité
Indices	
c	liquide de refroidissement
f	film
∞	flux de courrier
Abréviations	
ABB	Asea Brown Boveri
AHAT	turbine à air humide
SUIS	fabrication additive
APC	cas de promesses de dons annoncées
ATS	systèmes de turbines avancés
BBC	Brown, Boveri & Compagnie
CC	coulée conventionnelle
CC	cycle combiné
CCG	turbine à gaz à cycle combiné
CFD	dynamique des fluides computationnelle
cogénération	chaleur et électricité combinées
CSC	captage et stockage du carbone
CCUS	utilisation et stockage du captage du carbone
FLIC	Conférence des Parties
BICHE	département de l'énergie
DS	dictionnaire solidifié
DWC	refroidissement à double paroi
DWTC	refroidissement par transpiration à double paroi
GED	usinage par électroérosion
EPRI	Institut de recherche sur l'énergie électrique
ERDA	Administration de la recherche et du développement énergétiques
FE	Élément fini
FEA	analyse par éléments finis
FFT	Transformée de Fourier rapide
GE	Société électrique générale
GES	émissions de gaz à effet de serre
GT	turbine à gaz
GTW	monde des turbines à gaz
CHAPEAU	turbine à air humide
PCS	pouvoir calorifique élevé
HRSS	générateur de vapeur à récupération de chaleur
HTTP	Technologie de turbine haute température
AIE	Agence internationale de l'énergie
CICG	cycle combiné à gazéification intégrée
LCF	fatigue à faible cycle
GNL	gaz naturel liquéfié
PCI	faible pouvoir calorifique
IMH	Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.
IRM	imagerie par résonance magnétique

Machine Translated by Google

CDN	contribution déterminée au niveau national
GNV	aube directrice de la buse
OEM	fabrication d'équipement d'origine
OFC	cycle oxycombustible
PIV	vélocimétrie par image de particules
PHR	rapport puissance/chaleur
PW	Pratt et Whitney
SCGT	turbine à gaz refroidissant la vapeur
GDT	fusion sélective au laser
STIG	turbine à gaz à injection de vapeur
À confirmer	revêtement barrière thermique
MÉSANGE	température d'entrée de la turbine
UCT	capteurs de température à cristaux uniformes
VG	générateur de vortex
WH	Compagnie électrique Westinghouse

Références

1. Actions des Nations Unies pour le climat. L'Accord de Paris. Disponible en ligne : https://www.un.org/en/climatechange/paris-accord (consulté le 24 décembre 2022).
2. Changement climatique des Nations Unies. Portail des stratégies à long terme. Disponible en ligne : https://unfccc.int/process/the-paris-agreement/stratégies à long terme (consulté le 24 décembre 2022).
3. Le gouvernement du Japon. La stratégie à long terme dans le cadre de l'Accord de Paris. 2021. Disponible en ligne : https://unfccc.int/sites/par défaut/files/resource/Japan_LTS2021.pdf (consulté le 9 octobre 2022).
4. Règlement (UE) 2021/1119 du Parlement européen et du Conseil du 30 juin 2021 établissant le cadre pour Atteindre la neutralité climatique et modifier les règlements (CE) n° 401/2009 et (UE) 2018/1999 (« loi européenne sur le climat »). Disponible en ligne : https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=CELEX:32021R1119 (consulté le 24 décembre 2022).
5. Un pacte vert européen. S'efforcer d'être le premier continent climatiquement neutre. 2019. Disponible en ligne : https://commission.europa.eu/strategy-and-policy/priorities-2019-2024/european-green-deal_fr (consulté le 24 décembre 2022).
6. Feuille de route de la banque climatique du Groupe BEI 2021-2025. 2020. Disponible en ligne : https://www.eib.org/en/publications/the-eib-group-climate-bank-roadmap (consulté le 24 décembre 2022).
7. Les usines 7 HA et 9 HA de GE ont une efficacité CC supérieure à 61 %. Disponible en ligne : https://www.mcilvainecompany.com (consulté le 24 décembre 2022).
8. Takamura, K. ; Iijima, T. ; Wakazono, S. ; Hada, S. ; Youri, M. ; Kataoka, M. Développement du JAC de nouvelle génération de classe 1650 ◦C Turbine à gaz basée sur J Experience. Mitsubishi Heavy Ind. Rév. 2019, 56, 1–9. Disponible en ligne : https://www.mhi.co.jp/technologie/review/pdf/e563/e563020.pdf (consulté le 11 octobre 2022).
9. ASME. La première turbine à gaz industrielle au monde installée à Neuchâtel (1939), un monument historique international de la construction mécanique , 2 septembre 1988, Neuchâtel, Suisse. Disponible en ligne : https://www.asme.org/wwwasmeorg/media/resourcefiles/aboutasme/who%20we%20are/engineering%20history/landmarks/135-neuchatel-gas-turbine.pdf (consulté le 24 décembre 2022).
10. Wettstein, HE 80 ans de développement GT ouvert à Baden. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo 2019, Phoenix, AZ, États-Unis, 17-21 juin 2019 ; Document n° GT2019-90177. [Référence croisée]
11. Meher-Homji, CB Le développement du turboréacteur Whittle. ASME J. Ing. Puissance des turbines à gaz 1998, 120, 249-256. [Référence croisée]
12. Meher-Homji, CB ; Prisell, E. Développements pionniers de turboréacteurs du Dr Hans Von Ohain — Du HeS 1 au HeS 011. J. Eng. Puissance des turbines à gaz 2000, 122, 191-201. [Référence croisée]
13. Horlock, J. Cycles avancés de turbines à gaz ; Elsevier Science Ltd. : Oxford, Royaume-Uni, 2003, ISBN 0-08-044273-0.
14. Horlock, J. Centrales électriques combinées, y compris les centrales à turbine à gaz à cycle combiné (CCGT) ; Pergamon Press : Oxford, Royaume-Uni, 1992, ISBN0-08-040502-9.
15. Horlock, J. Centrales électriques combinées : passées, présentes et futures. J. Ing. Puissance des turbines à gaz 1995, 117, 608-616. [Référence croisée]
16. Yamakawa, A. ; Araki, R. ; Saito, I. Conception et construction d'une centrale à cycle combiné gaz-vapeur pour Higashi Niigata Thermal Centrale électrique n° 3. Dans les actes du Congrès international des turbines à gaz de Tokyo de 1983, Tokyo, Japon, 23-29 octobre 1983 ; Document n° IGTC-107.
17. Sudo, Y. ; Sato, M. ; Kobayashi, Y. Construction et exploitation d'une centrale à cycle combiné gaz-vapeur pour Higashi Niigata Thermal Centrale électrique n° 3. Dans les actes de la conférence et exposition internationale sur les turbines à gaz ASME 1986, Düsseldorf, Allemagne, 8-12 juin 1986 ; Papier n° 86-GT-236. [Référence croisée]
18. Gülen, SC Étude sur les centrales électriques à cycle combiné à turbine à gaz – 20 prochaines années. J. Ing. Puissance des turbines à gaz 2015, 138, 051701. [Référence croisée]
19. Bergek, A. ; Dites, F. ; Berggren, C. ; Watson, J. Capacités technologiques et bouleversements tardifs : dynamique industrielle dans les pays avancés industrie des turbines à gaz, 1987-2002. Ind. Corp. 2008, 17, 335-392. [Référence croisée]
20. Ol'khovskii, GG; Radin, YA; Mel'nikov, VA ; Tuz, NE ; Mironenko, AV Tests thermiques de l'unité de turbine à gaz 9FB produits par General Electric. Thermie. Ing. 2013, 60, 607-612. [Référence croisée]

Machine Translated by Google

21. Rice, I. Le cycle combiné turbine à gaz de réchauffage/turbine à vapeur : partie IA, analyse critique du gaz de réchauffage combiné Cycle Turbine/Turbine à Vapeur. J. Ing. Puissance des turbines à gaz 1980, 102, 35-41. [Référence croisée]
22. Rice, I. Le cycle combiné turbine à gaz de réchauffage/turbine à vapeur : Partie II - Le générateur de gaz LM 5000 appliqué au système combiné Réchauffer le cycle de turbine à gaz/turbine à vapeur. J. Ing. Puissance des turbines à gaz 1980, 102, 42-49. [Référence croisée]
23. Rice, I. La turbine à gaz de réchauffage avec refroidissement par pales à vapeur - Un moyen d'augmenter la pression de réchauffage, le débit et le cycle combiné Efficacité. J. Ing. Puissance des turbines à gaz 1982, 104, 9-22. [Référence croisée]
24. Briesch, M. ; Bannister, R. ; Diakunchak, I. ; Huber, D. Un cycle combiné conçu pour atteindre une efficacité supérieure à 60 pour cent. J. Ing. Puissance des turbines à gaz 1995, 117, 734-741. [Référence croisée]
25. Pritchard, mise à jour technologique J. H SystemTM . Dans les actes de l'ASME Turbo Expo, Atlanta, GA, États-Unis, 16-19 juin 2003 ; Document n° GT2003-38711. [Référence croisée]
26. Southall, L. ; McQuiggan, G. Nouvelle turbine à combustion de classe 501G de 200 MW. J. Ing. Puissance des turbines à gaz 1996, 118, 572-577. [Référence croisée]
27. Horlock, J. ; Watson, D. ; Jones, T. Limitations des performances des turbines à gaz imposées par les grands débits de refroidissement des turbines. J. Ing. Gaz Puissance des turbines 2001, 123, 487-494. [Référence croisée]
28. Takeishi, K. ; Komiyama, M. ; Oda, Y. ; Mori, S. ; Kitamura, T. Étude sur les champs thermiques et d'écoulement des trous de refroidissement de film façonné. Transfert de chaleur. Rés. 2011, 42, 83-100. [Référence croisée]
29. Vandervort, C. Avancées dans les turbines à gaz de classe H et les centrales électriques à cycle combiné. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo, Oslo, Norvège, 11-15 juin 2018 ; Document n° : GT2018-76911. [Référence croisée]
30. Gülen, S. Centrales électriques à cycle combiné à turbine à gaz ; CRC Press : Boca Raton, FL, États-Unis, 2019, ISBN 9780429244360. [CrossRef]
31. Takeishi, K. Évolution des aubes et pales refroidies par turbine appliquées aux grandes turbines à gaz industrielles et sa tendance vers la neutralité carbone. Énergies 2022, 15, 8935. [CrossRef]
32. Otsuki, Y. Développement, histoire et état de l'art des turbines à gaz Kawasaki. Dans des sujets choisis sur les turbomachines et la propulsion à réaction ; Bohn, D., éd.; Université RWTH Aachen : Aix-la-Chapelle, Allemagne, 2004. Disponible en ligne : https://www.ikdg.rwth-aachen.de/ cms/ikdg/Studium/Wintersemester/~olev/Ausgewaehlte-Kapitel-der-Turbomaschinen/?lidx=1 (consulté le 24 décembre 2022).
33. Hunt, R. Le développement et l'histoire de la turbine à gaz à des fins de production d'électricité, industrielles et marines, 1ère éd.; Power + Energy Associates Ltd. : Morpeth, Royaume-Uni, 2019, ISBN 13 9781527239401.
34. Saïdi, K. ; Orth, U. ; Boje, S. ; Frekers, C. Une étude comparative des systèmes combinés de chaleur et d'électricité pour une application typique de l'industrie alimentaire. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo, Düsseldorf, Allemagne, 16-20 juin 2014 ; Document n° GT2014-26234. [Référence croisée]
35. Cerceaux, H. ; Saidi, K. Une étude comparative d'une turbine à gaz et d'un moteur à gaz concernant l'efficacité et la flexibilité des processus combinés typiques de chaleur et d'électricité. Gwf Gaz Energie 2017, 6, 1–10. Disponible en ligne : https://www.man-es.com/docs/default-source/energy-storage/orchestrate-heat-and-power/man-es_mgt_technical_paper_preview.pdf?sfvrsn=51cf6dd6_6 (consulté le 11 octobre 2022).
36. Brun, K. ; Kurz, R. Introduction à la théorie des turbines à gaz, 3e éd.; Solar Turbines Incorporated : San Diego, Californie, États-Unis, 2019, ISBN 978-0-578-48386-3.
37. Krewinkel, R. MAN ExpertTalk : Bases et applications des turbines à gaz, Oberhausen. 2021. Disponible en ligne : https://www.man-es.com/digitalcenter/MAN-ExpertTalk-center/2021/06/23/webinar/gas-turbines{-}{-}basics-applications (consulté le 24 décembre 2022).
38. Tanaka, R. ; Koji, T. ; Ryû, M. ; Matsuoka, A. ; Okuto, A. Développement d'une turbine à gaz de classe 30 MW à haut rendement, la Kawasaki L30A. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo, Copenhague, Danemark, 11-15 juin 2012 ; Document n° GT2012-68668. [Référence croisée]
39. AIE. Net Zero d'ici 2050 : Une feuille de route pour le secteur mondial de l'énergie – Un rapport spécial de l'Agence internationale de l'énergie, Agence internationale de l'énergie. 2021. Disponible en ligne : https://iea.blob.core.windows.net/assets/deebef5d-0c34-4539-9d0c-10b1 3d840027/NetZeroby2050-ARoadmapfortheGlobalEnergySector_CORR.pdf (consulté le 24 décembre 2022).
40. Cohn, A. Résumé du développement des turbines à gaz refroidies à l'eau. Dans les actes de la conférence conjointe sur la production d'électricité : GT Papers, Denver, Colorado, États-Unis, 17-21 octobre 1982 ; Papier n° 82-JPGC-GT-5. [Référence croisée]
41. Caruvana, A. ; Jour, W. ; Cincotta, G. ; Rose, R. État du système de la turbine à gaz refroidie à l'eau pour le programme de technologie des turbines à haute température. Dans Actes de la Conférence et exposition internationales sur les turbines à gaz et de la Conférence sur l'énergie solaire, San Diego, Californie, États-Unis, 12-15 mars 1979 ; Papier n° 79-GT-39. [Référence croisée]
42. Plumley, D. Gazéification du charbon à eau froide – Un rapport d'étape. J. Ing. Puissance des turbines à gaz 1985, 107, 856-860. [Référence croisée]
43. Phillips, J. ; Booras, G. ; Marasigan, J. L'histoire des centrales électriques à cycle combiné à gazéification intégrée. Dans les actes de l' ASME Turbo Expo, Charlotte, Caroline du Nord, États-Unis, 26-30 juin 2017 ; Document n° GT2017-64507. [Référence croisée]
44. Asano, A. Étude de cas : Centrale électrique IGCC de Nakoso au Japon. Dans les technologies à cycle combiné de gazéification intégrée (IGCC); Wang, T., Stiegel, G., éd.; Woodhead Publishing : Kidlington, Royaume-Uni, 2017 ; pp. 799-816, ISBN 978-0-08-100185-1.
45. Shinada, O. ; Yamada, A. ; Koyama, Y. Le développement de technologies énergétiques avancées au Japon : IGCC : une technologie clé pour le 21e siècle. Convertisseurs d'énergie. Gérer. 2002, 43, 1221-1233. [Référence croisée]
46. Wang, T. ; Stiegel, G. Technologies à cycle combiné de gazéification intégrée (IGCC); Woodhead Publishing : Kidlington, Royaume-Uni, 2017, ISBN978-0-08-100185-1.
47. Welch, M. ; Pym, A. Améliorer la flexibilité et l'efficacité des centrales électriques distribuées basées sur des turbines à gaz. Dans Actes de l' avenir de la technologie des turbines à gaz, 8e Conférence internationale sur les turbines à gaz, Bruxelles, Belgique, 12-13 octobre 2016 ; Papier n°

Machine Translated by Google

08-IGTC16. Disponible en ligne : https://etn.global/wp-content/uploads/2018/09/Improving-the-flexibility-and-efficiency-of-gas-turbine-based-distrivuted-power-plant.pdf (consulté le 10 juillet 2022).

48. Bhargava, R. ; Campanari, S. ; Monténégro, G. ; Bianchi, M. ; De Pascale, A. ; Peretto, A. Cycles électriques basés sur des turbines à gaz à haut rendement — Une étude des solutions les plus prometteuses : Partie 1 — Un examen de la technologie. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo, Berlin, Allemagne, 9-13 juin 2008 ; Document n° GT2008-51275. [Référence croisée]
49. Bhargava, R. ; Campanari, S. ; Monténégro, G. ; Bianchi, M. ; De Pascale, A. ; Peretto, A. Cycles électriques basés sur des turbines à gaz à haut rendement — Une étude des solutions les plus prometteuses : Partie 2 — Une évaluation paramétrique des performances. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo, Berlin, Allemagne, 9-13 juin 2008 ; Document n° GT2008-51277. [Référence croisée]
50. Gülen, S. Turbines à gaz alimentées par de l'hydrogène vert : les chiffres ne s'additionnent pas, Gas Turbine World. 2022. Disponible en ligne : https://gasturbineworld.com/gas-turbines-burning-green-hydrogen/ (consulté le 24 décembre 2022).
51. Bossel, U. ; Eliasson, B. Énergie et économie de l'hydrogène. 2003. Disponible en ligne : https://afdc.energy.gov/files/pdfs/hyd_economie_bossel_eliasson.pdf (consulté le 12 juillet 2022).
52. Becker, C. ; Marder, M. ; Junges, E. ; Konrad, O. Technologies pour la désulfuration du biogaz : un aperçu des études récentes. Renouveler. Soutenir. Energy Rev.2022 , 159, 112205. [CrossRef]
53. Newhall, H. ; Starkman, E. Performance théorique de l'ammoniac en tant que carburant pour turbine à gaz ; Documents techniques SAE ; SAE International : Warrendale, Pennsylvanie, États-Unis, 1966 ; Papier n° 660768. [CrossRef]
54. Verkamp, F. ; Hardin, M. ; Williams, J. Propriétés de combustion de l'ammoniac et performances des brûleurs à turbine à gaz. Symp. Brûler. 1967, 11, 985-992. [Référence croisée]
55. Gupta, R. (Ed.) Carburant hydrogène : production, transport et stockage ; CRC Press : Boca Raton, FL, États-Unis, 2009, ISBN 978-1-4200-4575-8.
56. Chiesa, P. ; Lozza, G. ; Mazzocchi, L. Utilisation de l'hydrogène comme carburant pour turbine à gaz. J. Ing. Puissance des turbines à gaz 2005, 127, 73-80. [Référence croisée]
57. Winkler-Goldstein, R. ; Rastetter, A. Power to Gas : la percée finale pour l'économie de l'hydrogène ? Vert 2013, 3, 69-78. [Référence croisée]
58. Capurso, T. ; Stefanizzi, M. ; Torresi, M. ; Camporeale, S. Perspective du rôle de l'hydrogène dans la transition énergétique du 21e siècle. Convertisseurs d'énergie. Gérer. 2022, 251, 114898. [Réf. croisée]
59. Aziz, M. ; TriWijayanta, A. ; Nandiyanto, A. L'ammoniac comme stockage efficace de l'hydrogène : une revue de la production, du stockage et Utilisation. Énergies 2020, 13, 3062. [CrossRef]
60. Césaro, Z. ; Ives, M. ; Nayak-Luke, R. ; Maçon, M. ; Bañares-Alcántara, R. L'ammoniac au pouvoir : prévision du coût actualisé de l'électricité produite à partir de l'ammoniac vert dans les centrales électriques à grande échelle. Appl. Énergie Partie A 2021, 282, 116009. [CrossRef]
61. Yapicioglu, A. ; Dincer, I. Une revue sur l'ammoniac propre comme carburant potentiel pour les générateurs électriques. Renouveler. Soutenir. Énergie Rév. 2019, 103, 96-108. [Référence croisée]
62. Valera-Medina, A. ; Xiao, H. ; Owen-Jones, M. ; David, W. ; Bowen, P. Ammoniac pour l'électricité. Programme. Combustion d'énergie. Sci. 2018, 69, 63-102. [Référence croisée]
63. Pilavachi, P. ; Stéphanidis, S. ; Pappas, V. ; Afgan, N. Évaluation multicritères d'une centrale électrique alimentée à l'hydrogène et au gaz naturel Technologies. Appl. Thermie. Ing. 2019, 29, 2228-2234. [Référence croisée]
64. Nez, M. ; Nakamura, S. ; Kataoka, M. ; Kawakami, T. ; Kuroki, H. ; Yuri, M. Développement d'une turbine à gaz alimentée à l'hydrogène et à l'ammoniac pour une société décarbonisée. Mitsubishi Heavy Ind. Rév. 2021, 3, 1-11. Disponible en ligne : https://www.mhi.co.jp/ technologie/revue/pdf/e583/e583030.pdf (consulté le 10 octobre 2022).
65. Ditaranto, M. ; Li, H. ; Løvås, T. Concept de cycle de turbine à gaz alimentée à l'hydrogène avec recirculation des gaz d'échappement : évaluation de Performances de combustion et d'émissions. Int. J. Greenh. Contrôle du gaz 2015, 37, 377-383. [Référence croisée]
66. Keller, M. ; Koshi, M. ; Otomo, H. ; Iwasaki, H. ; Mitsumori, T. ; Yamada, K. Évaluation thermodynamique d'un processus de turbine à gaz à cycle combiné alimenté à l'ammoniac exploité dans des conditions riches en carburant. Énergie 2020, 194, 116894. [CrossRef]
67. Kobayashi, H. ; Hayakawa, A. ; Somarathne, K. ; Okafor, E. Science et technologie de la combustion de l'ammoniac. Proc. Brûler. Inst. 2019, 37, 109-133. [Référence croisée]
68. Inoué, K. ; Miyamoto, K. ; Domen, S. ; Tamura, moi; Kawakami, T. ; Tanimura, S. Développement d'une turbine à gaz co-combustion d'hydrogène et de gaz naturel . Mitsubishi Heavy Ind. Rév. 2018, 53, 1–6. Disponible en ligne : https://power.mhi.com/randd/technical-review/ pdf/index_66e.pdf (consulté le 4 juillet 2022).
69. Horikawa, A. ; Yamaguchi, M. ; Aoki, S. ; Fukue, H. ; Kusterer, K. ; Wirsum, M. Développements de chambres de combustion 100 % hydrogène sèches à faible teneur en NOx pour les essais de démonstration de turbines à gaz et de moteurs de classe 2 MW. J. Société de turbines à gaz. Jpn. 2021, 49, 1–10. Disponible en ligne : https://www.gtsj.or.jp/technical/contents/vol49no4-02.pdf (consulté le 21 octobre 2022). (En japonais)
70. Ito, S. ; Uchida, M. ; Suda, T. ; Fujimori, T. Développement de la technologie de cogénération par turbine à gaz ammoniac. IHI Ing. Rév. 2020, 53, 1–6. Disponible en ligne : https://www.ihi.co.jp/en/technology/review_library/review_en/2020/_cms_conf01/__icsFiles/ afieldfile/2021/01/14/Vol53No1_H.pdf (consulté le 4 juillet 2022).
71. Ditaranto, M. ; Heggset, T. ; Berstad, D. Concept de cycle de turbine à gaz alimenté à l'hydrogène avec recirculation des gaz d'échappement : évaluation des performances du processus. Énergie 2020, 192, 116646. [CrossRef]
72. Zheng, L. (Ed.) Oxy-combustion pour la production d'électricité et la capture du dioxyde de carbone (CO2) ; Éditions Woodhead Limitée : Cambridge, Royaume-Uni, 2011, ISBN 978-1-84569-671-9.
73. Stanger, R. ; Mur, T. ; Spörl, R. ; Paneru, M. ; Grathwohl, S. ; Weidmann, M. ; Scheffknecht, G. ; McDonald, D. ; Myöhänen, K. ; Ritvanen, J. ; et coll. Oxycombustion pour le captage du CO2 dans les centrales électriques. Int. J. Greenh. Contrôle du gaz 2015, 40, 55-125. [Référence croisée]

Machine Translated by Google

74. Kvamsdal, H. ; Jordal, K. ; Bolland, O. Une comparaison quantitative des cycles de turbines à gaz avec le captage du CO2. Énergie 2007, 32, 10-24. [Référence croisée]

75. Sanz, W. ; Jéricha, H. ; Bauer, B. ; Göttlich, E. Comparaison qualitative et quantitative de deux cycles d'alimentation oxy-carburant prometteurs pour le captage du CO2. J. Ing. Puissance des turbines à gaz 2008, 130, 031702. [CrossRef]

76. Richards, G. ; Casleton, K. ; Chorpening, B. Combustion d'oxy-carburant dilué CO2 et H2O pour une énergie sans émission. Proc. Inst. Mécanique. Ing. Partie A J. Power Energy 2005, 219, 121-126. [Référence croisée]

77. Sundkvist, S. ; Dahlquist, A. ; Janczewski, J. ; Sjödin, M. ; Bysveen, M. ; Ditaranto, M. ; Langørgen, O. ; Seljeskog, M. ; Siljan, M. Concept pour un système de combustion dans les cycles combinés de turbines à gaz oxycombustibles. J. Ing. Puissance des turbines à gaz 2014, 136, 101513. [Référence croisée]

78. Fiaschi, D. ; Manfrida, G. ; Mathieu, P. ; Tempesti, D. Performance d'un cycle d'alimentation au CO2 à combustion oxy-combustible, y compris la lame Refroidissement. Énergie 2009, 34, 2240-2247. [Référence croisée]

79. Corchero, G. ; Timón, V. ; Montañés, J. Un cycle combiné semi-fermé oxy-carburant au gaz naturel pour zéro émission de CO2 : une optimisation thermodynamique. Proc. Inst. Mécanique. Ing. Partie A J. Power Energy 2011, 225, 377-388. [Référence croisée]

80. Amann, J. ; Kanniche, M. ; Bouallou, C. Centrale électrique à cycle combiné au gaz naturel modifiée en cycle O2/CO2 pour le captage du CO2. Convertisseurs d'énergie. Gérer. 2009, 50, 510-521. [Référence croisée]

81. Jéricha, H. ; Fesharaki, M. Le cycle de Graz -1 500 ◦C Potentiel de température maximale H2-O2 capté le CO2 alimenté avec le CH4-O2 . Dans les actes de la conférence ASME Cogen-Turbo Power, Vienne, Autriche, 23-25 août 1995 ; Papier n° 95-GTP-75. Disponible en ligne : http://www.graz-cycle.tugraz.at/pdfs/grazcycle_asme_1995.pdf (consulté le 7 octobre 2022).

82. Sanz, W. ; Braun, M. ; Jéricha, H. ; Platzer, M. Adaptation du cycle de Graz à zéro émission pour la combustion de l'hydrogène et étude de son comportement à charge partielle. Int. J. Hydrog. Énergie 2018, 43, 5737-5746. [Référence croisée]

83. Heitmeir, F. ; Sanz, W. ; Jericha, H. Graz Cycle—Une centrale électrique à zéro émission de la plus haute efficacité. Dans le manuel des turbines à gaz NETL ; Institut des turbomachines thermiques et de la dynamique des machines, Université technologique de Graz : Graz, Autriche, 2006 ; pp. 81-95. Disponible en ligne : https://netl.doe.gov/sites/default/files/gas-turbine-handbook/1-3-1-1.pdf (consulté le 10 juillet 2022).

84. Mitterrutzner, B. ; Sanz, W. ; Nord, L. Une analyse de charge partielle et des stratégies de contrôle pour le cycle de Graz. Int. J. Greenh. Contrôle du gaz 2022, 113, 103521. [CrossRef]

85. Yamashita, S. ; Yajima, A. ; Yoshimura, K. ; Nishimura, M. Analyse exergétique sur une turbine à combustion oxy-hydrogène. J. Société de turbines à gaz. Jpn. 2017, 40, 170-177. Disponible en ligne : https://www.gtsj.or.jp/technical/contents/vol45no3-02.pdf (consulté le 7 octobre 2022). (En japonais)

86. Rogalev, N. ; Rogalev, A. ; Kindra, V. ; Zlyvko, O. ; Bryzgunov, P. Examen des cycles électriques fermés de SCO2 et d'oxy-combustion semi-fermés pour la production d'électricité à plusieurs échelles en termes d'énergie, d'écologie et d'efficacité économique. Énergies 2022, 15, 9226. [Référence croisée]

87. Macchi, E. ; Consonni, S. ; Lozza, G. ; Chiesa, P. Une évaluation des performances thermodynamiques des cycles mixtes gaz-vapeur : Partie A—Cycles à refroidissement intermédiaire et à injection de vapeur. J. Ing. Puissance des turbines à gaz 1995, 117, 489-498. [Référence croisée]

88. Chiesa, P. ; Lozza, G. ; Macchi, E. ; Consonni, S. Une évaluation des performances thermodynamiques des cycles mixtes gaz-vapeur : Partie B—Cycles d'injection d'eau et HAT. J. Ing. Puissance des turbines à gaz 1995, 117, 499-508. [Référence croisée]

89. Rao, A. Cycles de turbine à gaz évaporative (EvGT)/turbine à air humide (HAT). Dans Manuel des systèmes d'énergie propre ; Yan, J., éd.; Wiley : Hoboken, NJ, États-Unis, 2014. [CrossRef]

90. Mori, Y. ; Nakamura, H. ; Takahashi, T. ; Yamamoto, K. Un système de turbine à gaz régénérative très efficace grâce à une nouvelle méthode de récupération de chaleur avec injection d'eau. Dans Actes du Congrès et exposition international sur les turbines à gaz, Tokyo, Japon, 23-29 octobre 1983 ; Document n° IGTC-38.

91. Rao, A. ; Francuz, V. ; Shen, J. ; West, E. Une comparaison des turbines à air humide (HAT) et des centrales électriques à cycle combiné ; Rapport final du projet IE-7300 2999-7 ; EPRI : Palo Alto, Californie, États-Unis, 1991.

92. Hatamiya, S. ; Araki, H. ; Higuchi, S. Une évaluation du système avancé de turbine à air humide avec récupération d'eau. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo, Vienne, Autriche, 14-17 juin 2004 ; Document n° GT2004-54031. [Référence croisée]

93. Araki, H. ; Koganezawa, T. ; Myouren, C. ; Higuchi, S. ; Takahashi, T. ; Eta, T. Étude expérimentale et analytique sur l'opération Caractéristiques du système AHAT. J. Ing. Puissance des turbines à gaz 2012, 134, 051701. [CrossRef]

94. Nealy, D. ; Reider, S. Évaluation des matériaux de paroi poreuse stratifiés pour le refroidissement du revêtement de la chambre de combustion. J. Ing. Puissance des turbines à gaz 1980, 102, 268-276. [Référence croisée]

95. Sweeney, P. ; Rhodes, J. Une technique infrarouge pour évaluer les conceptions de refroidissement des profils aérodynamiques des turbines. J. Turbomach. 2000, 122, 170-177. [Référence croisée]

96. Essman, D. ; Vogel, R. ; Tomlinson, J. ; Novick, A. Test de mission accéléré TF41/Lamilloy® . J. Aircr. 1983, 20, 70-75. [Référence croisée]

97. Halsey, J. ; Avertit, R. ; Weisbrod, W. Allison Cycle moteur des systèmes de turbine avancés (ATS). Dans les actes de l'ASME Turbo Expo, Orlando, FL, États-Unis, 2-5 juin 1997 ; Papier n° 97-GT-195. [Référence croisée]

98. Broomfield, R. ; Ford, D. ; Bhagu, moi.; Thomas, M. ; Frasier, D. ; Burkholder, P. ; Harris, K. ; Erickson, G. ; Wahl, J. Développement et performances des moteurs à turbine de trois superalliages avancés contenant du rhénium pour aubes et aubes monocristallines et solidifiées de manière directionnelle . J. Ing. Puissance des turbines à gaz 1998, 120, 595-608. [Référence croisée]

99. Gillespie, D. ; Wang, Z. ; Irlande, P. ; Kohler, S. Mesures du coefficient de transfert de chaleur local sur toute la surface dans un modèle d'un Géométrie de refroidissement par impaction intégralement moulée. J. Turbomach. 1998, 120, 92-99. [Référence croisée]

Machine Translated by Google

100. Vendeurs, R. ; Dahlberg, D. ; Calvert, G. Nouvelles approches du refroidissement et de la fabrication des pales des turbines. Dans les actes de la 13e conférence sur la propulsion AIAA/SAE, Orlando, FL, États-Unis, 11-13 juillet 1977 ; Papier n° 77-948. [Référence croisée]
101. George, D. ; Brun, B. ; Cox, A. L'application de superalliages à taux de solidification rapide aux aubes de turbine à plaquettes radiales. Dans les actes de la 15e conférence conjointe sur la propulsion AIAA/SAE/ASME, Las Vegas, NV, États-Unis, 18-20 juin 1979 ; Papier n° 79-1226. [Référence croisée]
102. Levari, G. ; Sauer, J. ; Cohn, A. La conception d'un premier étage refroidi avancé pour une turbine à combustion utilitaire à grande échelle. Dans Actes de l'ASME Turbo Expo, Londres, Royaume-Uni, 18-22 mars 1982 ; Papier n° 82-GT-207. [Référence croisée]
103. Bunker, R. Transfert de chaleur par turbine à gaz : 10 défis restants du chemin des gaz chauds. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo, Barcelone, Espagne, 8-11 mai 2006 ; Document n° GT2006-90002. [Référence croisée]
104. Bunker, R. Transfert de chaleur et refroidissement des turbines : un aperçu. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo, San Antonio, Texas, États-Unis, 3-7 juin 2013 ; Document n° GT2013-94174.
105. Bunker, R. Évolution du refroidissement des turbines. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo, Charlotte, Caroline du Nord, États-Unis, 26-30 juin 2017 ; Papier N° GT2017-63205. [Référence croisée]
106. Oh, je.; Kim, K. ; Lee, D. ; Parc, J. ; Cho, H. Mesure locale du transfert de chaleur/de masse et de la perte par friction dans un canal de refroidissement à matrice rotative. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo, Orlando, FL, États-Unis, 8-12 juin 2009 ; Document n° GT2009-59873. [Référence croisée]
107. Tsuru, T. ; Ishida, K. ; Fujita, J. ; Takeishi, K. Visualisation tridimensionnelle des caractéristiques d'écoulement à l'aide d'une résonance magnétique Imagerie (IRM) dans un canal de refroidissement en treillis. J. Turbomach. 2019, 141, 061003. [Réf. croisée]
108. Tsuru, T. ; Morozumi, R. ; Takeishi, K. Étude sur les caractéristiques thermofluidiques d'un canal de refroidissement en réseau. Int. J. Turbine à gaz Propulse. Système d'alimentation. 2020, 11, 1–8. [Référence croisée]
109. Torkaman, A. ; Vogel, G. ; Houck, L. Conception, développement et validation d'aubes de turbine de premier étage fabriquées de manière additive pour turbine à gaz industrielle de classe F. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo, virtuel, du 7 au 11 juin 2021 ; Document n° GT2021-60201. [Référence croisée]
110. Hada, S. ; Youri, M. ; Massada, J. ; Ito, E. ; Tsukagoshi, K. Évolution et tendance future des turbines à gaz à grand châssis, une nouvelle turbine à gaz de classe J à 1 600 degrés C. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo, Copenhague, Danemark, 11-15 juin 2012 ; Document n° GT2012-68574. [Référence croisée]
111. Bayar, T. L'avenir de l'impression 3D est arrivé. Ingénierie de puissance. Int. 2016, 24, 2-7. Disponible en ligne : https://www.powerengineeringint.com/coal-fired/equipment-coal-fired/le-futur-de-l-impression-3d-est-arrivé/ (consulté le 22 avril 2022).
112. Adair, D. ; Kirka, M. ; Ryan, D. Fabrication additive d'aubes de turbine prototypes pour la validation des performances des moteurs à chaud Essais. Dans Actes de l'ASME Turbo Expo 2019, Phoenix, AZ, États-Unis, 17-21 juin 2019. [CrossRef]
113. Trosch, T. ; Strössner, J. ; Volkl, R. ; Glatzel, U. Microstructure et propriétés mécaniques de l'Inconel 718 fondu au laser sélectif Comparé au forgeage et au moulage. Maître. Lett. 2016, 164, 428-431. [Référence croisée]
114. Babu, S. ; Raghavan, N. ; Raplée, J. ; Favoriser, S. ; Frédéric, C. ; Haines, M. ; Dinwiddie, R. ; Kirka, M. ; Plotkowski, A. ; Lee, Y. ; et coll. Fabrication additive de superalliages de nickel : opportunités d'innovation et défis liés à la qualification. Métal. Maître. Trans. A 2018, 49, 3764-3780. [Référence croisée]
115. Torkaman, A. ; Bhattu, R. Caractérisation de la fatigue par cycle faible d'un échantillon fabriqué par additif avec une rugosité de surface imprimée fabriquée à partir de plusieurs superalliages à base de nickel. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo, Rotterdam, Pays-Bas, 13-17 juin 2022 ; Document n° GT2022-82484. [Référence croisée]
116. Krewinkel, R. ; Tel, A. ; Torre, A. ; Wiedermann, A. ; Castillo, D. ; Rodriguez, S. ; Schleifenbaum, J. ; Blaswich, M. Conception et caractérisation de GNV fabriqués de manière additive et exploités dans une petite turbine à gaz industrielle. Int. J. Propulsion de turbine à gaz. Système d'alimentation . 2020, 11, 36-44. [Référence croisée] [Pub Med]
117. Risse, J. Fabrication additive de superalliage à base de nickel IN738LC par Laser Powder Bed Fusion. 2019. Disponible en ligne : http://publications.rwth-aachen.de/record/764478/files/764478.pdf (consulté le 22 avril 2022).
118. Menon, N. ; Mahdi, T. ; Basak, A. Microstructure de l'IN738LC fabriquée à l'aide de la fabrication additive par fusion sur lit de poudre laser. J. Turbomach. 2022, 144, 031011. [Réf. croisée]
119. Stössner, J. ; Terock, M. ; Glatzel, U. Étude mécanique et microstructurale du superalliage à base de nickel IN718 fabriqué par fusion sélective au laser (SLM). Av. Ing. Maître. 2015, 17, 1099-1105. [Référence croisée]
120. Wang, X. ; Keya, T. ; Chou, K. Effet de hauteur de construction sur les pièces en Inconel 718 fabriquées par fusion sélective au laser. Procedia Manuf. 2016, 5, 1006-1017. [Référence croisée]
121. Wang, Z. ; Guan, K. ; Gao, M. ; Li, X. ; Chen, X. ; Zeng, X. La microstructure et les propriétés mécaniques du dépôt-IN718 par Fusion laser sélective. J. Alliages Compd. 2012, 513, 518-523. [Référence croisée]
122. Mostafa, A. ; Rubio, moi; Brailovski, V. ; Jahazi, M. ; Medraj, M. Structure, texture et phases en alliage IN718 imprimé en 3D soumis à Homogénéisation et traitements HIP. Métaux 2017, 7, 196. [CrossRef]
123. Waugh, moi ; Moore, E. ; Greig, A. ; Macfarlane, J. ; Dick-Cleland, W. Fabrication additive de chambre de combustion de moteur-fusée utilisant le superalliage de nickel ABD®-900AM. Dans Actes de la 7e édition de la Space Proplusion Conference, conférence virtuelle , 17-19 mars 2021. Disponible en ligne : https://www.researchgate.net/profile/Iain-Waugh/publication/350278621_Additive_ fabrication_of_rocket_engine_combustion_chambers_using_the_ABDR-900AM_nickel_superalloy/links/60588a1c299bf173675caf79/Additive-fabrication-of-rocket-engine-combustion-chambers-using-the-ABDR-900AM-nickel-superalloy.pdf (consulté le 22 avril 2022).

Machine Translated by Google

124. Ponts, A. ; Bardeaudecker, J. ; Clark, J. ; Crudden, D. Analyse de fluage et évaluation microstructurale d'un nouveau superalliage à base de nickel fabriqué de manière additive (ABD®-900AM). J. Ing. Puissance des turbines à gaz 2023, 145, 061005. [CrossRef]
125. Bunker, R. ; Dees, J. ; Palafox, P. Refroidissement par impaction dans les turbines à gaz : conception, applications et limites. Dans le jet d'impact Refroidissement dans les turbines à gaz ; Sunden, B., Amano, A., éd. ; WIT Press : Southampton, Royaume-Uni, 2014.
126. Schlünder, E. ; Gnielinski, V. Wärme- und Stoffübertragung zwischen Gut et aufprallendem Düsenstrahl. Chimique. Ing. Technologie. 1967, 39, 578-584. [Référence croisée]
127. Annerfeldt, M. ; Persson, J. ; Torisson, T. Enquête expérimentale sur le refroidissement par impaction avec des turbulateurs ou des éléments d'agrandissement de surface. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo, La Nouvelle-Orléans, LA, États-Unis, 4-7 juin 2001 ; Document n° 2001-GT-0149. [Référence croisée]
128. Brakmann, R. ; Chen, L. ; Weigand, B. ; Crawford, M. Enquête expérimentale et numérique sur le transfert de chaleur d'un jet incident Réseau sur une plaque cible rendue rugueuse par des ailettes cubiques à micro-broches. J. Turbomach. 2016, 138, 111010. [Réf. croisée]
129. Oda, Y. ; Takeishi, K. Simulation simultanée à grandes échelles du transfert de chaleur à jet mural améliorée par un promoteur de turbulence systématiquement déformé. Dans Actes de la 15e Conférence internationale sur le transfert de chaleur IHTC15, Kyoto, Japon, 10-15 août 2014 ; Document n° IHTC15-9516. [Référence croisée]

130. Dutta, S. ; Singh, P. Innovations et améliorations du transfert de chaleur par impact : une discussion sur certaines caractéristiques géométriques. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo, virtuel, du 7 au 11 juin 2021 ; Document n° GT2021-59394. [Référence croisée]
131. Ren, Z. ; Yang, X. ; Lu, X. ; Li, X. ; Ren, J. Enquête expérimentale sur les micro-unités de refroidissement sur la perte de pression du débit du réseau de jets par impact et les caractéristiques de transfert de chaleur. Énergies 2021, 14, 4757. [CrossRef]
132. Singh, P. ; Zhang, M. ; Ahmed, S. ; Ekkad, S. Effet de l'espacement buse-cible sur l'efficacité des ailettes et le coefficient de transfert de chaleur par convection pour l'impact des jets de réseau sur de nouvelles structures de micro-rugosité. Dans Actes de l'IMECE2018, Pittsburgh, PA, États-Unis, 9-15 novembre 2018 ; Document n° IMECE2018-86501. [Référence croisée]
133. Singh, P. ; Zhang, M. ; Ahmed, S. ; Ramakrishnan, K. ; Ekkad, S. Effet des formes de micro-rugosité sur le transfert de chaleur par impact de jet et l'efficacité des ailettes. Int. J. Transfert de masse thermique. 2019, 132, 80-95. [Référence croisée]
134. Takeishi, K. ; Krewinkel, R. ; Oda, Y. ; Ichikawa, Y. Amélioration du transfert de chaleur du refroidissement par impact en adoptant des nervures circulaires ou des générateurs de vortex dans la région du jet mural d'un jet à impact rond. Int. J. Turbomach. Propulse. Puissance 2019, 5, 17. [CrossRef]
135. Sugimoto, S. ; Takeishi, K. ; Oda, Y. ; Harada, T. Une étude sur l'amélioration du transfert de chaleur du refroidissement par impaction des jets par les promoteurs de turbulence. Dans Actes du Congrès international des turbines à gaz 2007 Tokyo, Tokyo, Japon, 2-7 décembre 2007 ; Papier n° TS-116.

136. Domnick, C. Dispositif pour refroidir un composant d'une turbine à gaz/turbomachine au moyen d'un refroidissement par impact. NOUS Brevet 11280216, 22 mars 2022. Disponible en ligne : https://patents.google.com/patent/US11280216B2/en (consulté le 24 décembre 2022).

137. Singh, P. ; Ravi, B. ; Ekkad, S. Enquête expérimentale sur l'augmentation du transfert de chaleur par différentes formes de trous d'impact de jet sous un flux transversal maximal. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo, Séoul, République de Corée, 13-17 juin 2016 ; Document n° GT2016-57874. [Référence croisée]

138. Krewinkel, R. Moteur à turbine à gaz comportant un ensemble conducteur d'écoulement formé de buses pour diriger le fluide de refroidissement sur une surface. Brevet américain 10787927, 29 septembre 2020. Disponible en ligne : https://patents.justia.com/patent/10787927 (consulté le 24 décembre 2022).

139. Yalcikkaya, O. ; Durmaz, U. ; Tepe, A. ; Uysal, U. ; Özel, M. Effet des broches en forme de fente sur les performances de transfert de chaleur dans le domaine étendu Refroidissement par impaction par jet. Int. J. Sci. 2022, 179, 107698. [Réf. croisée]
140. Khalatov, A. ; Nam, C. Technologies de vortex aérothermique en génie aérospatial. J. Société coréenne. Mar. Ing. 2004, 28, 163-184. Disponible en ligne : http://www.koreascience.or.kr/article/JAKO200411922191209.page (consulté le 24 décembre 2022).
141. Zhang, C. ; Wang, S. ; Li, J. ; Zhu, Y. ; Peng, T. ; Yang, H. Fabrication additive de produits dotés de canaux de fluides fonctionnels : A Revoir. Ajouter. Fab. 2020, 36, 101490. [Réf. croisée]
142. Alsulami, M. ; Mortazavi, M. ; Niknam, S. ; Li, D. Complexité de conception et analyse des performances dans la chaleur fabriquée de manière additive Échangeurs. Int. J.Adv. Fab. Technologie. 2020, 110, 865-873. [Référence croisée]
143. Parbat, S. ; Min, Z. ; Yang, L. ; Chyu, M.-K. Analyse expérimentale et numérique de coupons Inconel 718 fabriqués de manière additive avec structure en treillis. J. Turbomach. 2020, 142, 061004. [Réf. croisée]
144. Pietropaoli, M. ; Ahlfeld, R. ; Montomoli, F. ; Ciani, A. ; D'Ercole, M. Conception pour l'optimisation additive des canaux internes. J. Ing. Gaz Turbines Power 2017, 139, 102101. [CrossRef]
145. Pietropaoli, M. ; Montomoli, F. ; Gaymann, A. Optimisation de la topologie fluide tridimensionnelle pour le transfert de chaleur. Structure. Multidisciplinaire. Optimale. 2018, 59, 801-812. [Référence croisée]
146. Chen, I.-L. ; Sahin, moi; Wright, L. ; Han, J.-C. ; Krewinkel, R. Transfert de chaleur dans un canal de refroidissement rotatif à deux passes et à rapport d'aspect variable avec nervures profilées en forme de V. J. Turbomach. 2021, 143, 081013. [Réf. croisée]
147. Smith, R. ; Dutta, S. Conjuguer l'optimisation thermique avec l'apprentissage automatique non supervisé. J. Transfert de chaleur. 2021, 143, 052901. [Référence croisée]
148. Hossain, M. ; Ameri, A. ; Grégory, J. ; Bons, J. Enquête expérimentale sur des schémas de refroidissement innovants sur un système additif Aube de guidage de buse de turbine à échelle de moteur fabriquée. J. Turbomach. 2021, 143, 051004. [Réf. croisée]
149. Wimmer, T. ; Rühmer, T. ; Mich, Y. ; Wanf, L. ; Weigand, B. Enquête expérimentale et numérique sur un segment annulaire de turbine à gaz fabriqué de manière additive avec un système de refroidissement intégré. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo, Phoenix, Arizona, États-Unis, 17-21 juin 2019 ; p. GT2019-90227. [Référence croisée]

Machine Translated by Google

150. Rühmer, T. ; Wimmer, T. ; Gampé, U. ; Fischer, K. ; Haberland, C. Évaluation de l'intégrité structurelle et test du moteur d'un segment annulaire de premier étage fabriqué par additif d'une grande turbine à gaz Siemens. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo, Phoenix, Arizona, États-Unis, 17-21 juin 2019 ; p. GT2019-90344. [Référence croisée]

151. Pinelli, L. ; Amédée, A. ; Méli, E. ; Vanti, F. ; Romani, B. ; Benvenuti, G. ; Fabbrini, M. ; Morganti, N. ; Rindi, A. ; Arnone, A. Conception innovante, optimisation structurelle et fabrication additive d'aubes de turbine de nouvelle génération. J. Turbomach. 2022, 144, 011006. [Référence croisée]

152. Magarramova, L. ; Kinzburskiy, V. ; Vasilyev, B. Nouvelles conceptions d'aubes de turbine pour la fabrication additive. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo, Séoul, République de Corée, du 13 au 17 juin 2016 ; Document n° GT2016-56084. [Référence croisée]

153. Straub, D. ; Ramesh, S. ; Searly, M. ; Robey, E. ; Floyd, T. ; Roy, A. ; Ames, F. Frmance de profils aérodynamiques refroidis intérieurement fabriqués de manière additive pour les petites turbines à gaz industrielles. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo, Rotterdam, Pays-Bas, 13-17 juin 2022 ; Document n° GT2022-83333. [Référence croisée]

154. Kirsch, K. ; Thole, K. Perte de pression et performances de transfert de chaleur pour les ailettes fabriquées de manière additive et conventionnelle Tableaux. Int. J. Transfert de masse thermique. 2017, 108 partie B, 2502-2513. [Référence croisée]

155. Takeishi, K. ; Oda, Y. ; Miyaka, Y. ; Motoda, Y. Transfert de chaleur par convection et perte de pression dans des conduits rectangulaires avec ailette inclinée sur une paroi d'extrémité ondulée. J. Ing. Puissance des turbines à gaz 2013, 135, 061902. [CrossRef]

156. Saglam, S. ; Fujitai, J. ; Takeishi, K. ; Oda, Y. Mesures de champ de vitesse tridimensionnelle d'un canal rectangulaire avec un réseau de broches-ailerons incliné sur une paroi d'extrémité plate et ondulée à l'aide de la vélocimétrie par résonance magnétique. Dans Actes du Congrès asiatique sur les turbines à gaz 2018, Morioka, Japon, 22-24 août 2018 ; Document n° ACGT2018-TS78.

157. McClain, S. ; Hanson, D. ; Cannelle, E. ; Snyder, J. ; Kunz, R. ; Thole, K. Écoulement dans un canal de refroidissement d'aube de turbine simulé avec une rugosité spatialement variable causée par l'orientation de la fabrication additive. J. Turbomach. 2021, 143, 071013. [Réf. croisée]

158. Mazzei, L. ; Andereini, A. ; Facchini, B. Évaluation des stratégies de modélisation pour le refroidissement par film. Int. J. Numéro. Méthodes Débit de fluide caloporteur 2017, 27, 1118-1127. [Référence croisée]

159. Zhang, Z. ; Chen, Z. ; Su, X. ; Yuan, X. Modèle de terme source non uniforme pour le refroidissement par film avec flux transversal interne. Dans Actes de l'ASME Turbo Expo, virtuel, 22-26 juin 2020 ; Document n° GT2020-14404. [Référence croisée]

160. Kamp, T. ; Völker, S. ; Zehe, F. Un modèle pour le refroidissement par film à trous cylindriques : partie I – Une corrélation pour le flux-jet avec une application au refroidissement par film. J. Turbomach. 2012, 134, 061010. [Réf. croisée]

161. Kamp, T. ; Völker, S. Un modèle pour le refroidissement par film à trous cylindriques : partie II – Formulation, mise en œuvre et résultats du modèle. J. Turbomachine. 2012, 134, 061011. [Réf. croisée]

162. Lui, L. Approche spectrale de bloc de la modélisation du refroidissement par film. J. Turbomach. 2012, 134, 021018. [Réf. croisée]

163. Lui, L. ; Oldfield, M. Modélisation du transfert de chaleur conjugué instable. J. Turbomach. 2011, 133, 031022. [Réf. croisée]

164. Maffulli, R. ; He, L. Impact de la température des parois sur le coefficient de transfert de chaleur et l'aérodynamique pour une turbine tridimensionnelle Passage de lame. J.Therm. Sci. Ing. Appl. 2017, 9, 041002. [Réf. croisée]

165. Dyson, T. ; Winka, J. ; Helmer, D. Mise à l'échelle conjuguée en présence d'un refroidissement de l'alésage. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo, Montréal, Canada, 15-19 juin 2015 ; Document n° GT2015-43625. [Référence croisée]

166. Stewart, W. ; Dyson, T. Mise à l'échelle du transfert de chaleur conjuguée pour l'Inconel 718. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo, Charlotte, Caroline du Nord, États-Unis, 26-30 juin 2017 ; Document n° GT2017-64873. [Référence croisée]

167. Issakhanian, E. ; Elkins, C. ; Eaton, J. Mesures de la vitesse dans le trou et dans le flux principal des jets à faible impulsion dans un flux transversal Émanant de trous courts. Exp. Fluides 2012, 53, 1765-1778. [Référence croisée]

168. Milani, P. ; Gunady, moi; Ching, D. ; Banko, A. ; Elkins, C. ; Eaton, J. Enrichissement des données de débit moyen IRM des jets inclinés en flux transversal avec Simulations de grands tourbillons. Int. J. Débit de fluide thermique 2019, 80, 108472. [CrossRef]

169. Peterson, S. ; Plesniak, M. Champ de vitesse du jet à flux croisé à trous courts et sa relation avec les performances de refroidissement du film. Exp. Fluides 2002, 33, 889-898. [Référence croisée]

170. Li, Z. ; Wei, T. ; Guo, Y. ; Sealy, M. État de l'art, défis et perspectives sur la fabrication de trous de refroidissement pour les aubes de turbine. Mach. Sci. Technologie. 2015, 19, 361-399. [Référence croisée]

171. Stimpson, C. ; Snyder, J. ; Thole, K. ; Mongillo, D. Mesures d'efficacité des trous de refroidissement de films fabriqués de manière additive. J. Turbomachine. 2018, 140, 011009. [Réf. croisée]

172. Snyder, J. ; Thole, K. Performance des géométries de refroidissement public produites par fabrication additive. J. Turbomach. 2020, 142, 051009. [Réf. croisée]

173. Yang, L. ; Min, Z. ; Parbat, S. ; Chyu, M.-K. Effet du blocage des pores sur le refroidissement par transpiration avec des trous perforés additifs pouvant être fabriqués. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo, Oslo, Norvège, 11-15 juin 2018 ; Document n° : GT2018-75310. [Référence croisée]

174. Min, Z. ; Parbat, S. ; Yang, L. ; Chyu, M.-K. Enquêtes sur les fluides thermiques et mécaniques des géométries fabriquées de manière additive pour le refroidissement par transpiration. Dans Actes de l'ASME Turbo Expo, Phoenix, Arizona, États-Unis, 17-21 juin 2019. [CrossRef]

175. Min, Z. ; Huang, G. ; Parbat, S. ; Yang, L. ; Chyu, M.-K. Enquête expérimentale sur la transpiration fabriquée de manière additive et Structures de refroidissement par film. J. Turbomach. 2019, 141, 031009. [Réf. croisée]

176. Takeishi, K. ; Komiyama, M. ; Oda, Y. ; Egawa, Y. Enquêtes aérothermiques sur le champ d'écoulement de mélange du refroidissement par film avec un écoulement tourbillonnant de liquide de refroidissement. J. Turbomach. 2014, 136, 051001. [Réf. croisée]

177. Bunker, R. Les effets des tolérances de fabrication sur le refroidissement des turbines à gaz. J. Turbomach. 2009, 131, 041018. [Référence croisée]

178. Högner, L. ; Voigt, M. ; Mailach, R. ; Meyer, M. ; Gerstberger, U. Analyse probabiliste par éléments finis des aubes de turbine haute pression refroidies — Partie A : Description holistique de la variabilité de fabrication. J. Turbomach. 2020, 142, 101008. [Réf. croisée]

Machine Translated by Google

179. Högner, L. ; Voigt, M. ; Mailach, R. ; Meyer, M. ; Gerstberger, U. Analyse probabiliste par éléments finis de la haute pression refroidie Aubes de turbine – Partie B : Analyse probabiliste. J. Turbomach. 2020, 142, 101009. [Réf. croisée]

180. Oie sauvage, A. ; Thole, K. ; Subramanien, R. ; Kersting, L. ; Kulkarni, A. Impacts du processus de fabrication additive sur le Rugosité des aubes du moteur et des canaux de refroidissement. J. Turbomach. 2023, 145, 041013. [Réf. croisée]

181. Mazzei, L. ; Soghe, R. ; Bianchini, C. Calibrage d'une méthodologie computationnelle de dynamique des fluides pour la simulation des effets de rugosité sur la friction et le transfert de chaleur dans les composants fabriqués de manière additive. J. Turbomach. 2022, 144, 081002. [Réf. croisée]

182. Oie sauvage, A. ; Thole, K. Transfert de chaleur et perte de pression des canaux de refroidissement internes fabriqués de manière additive avec divers Formes. J. Turbomach. 2023, 145, 071011. [Réf. croisée]

183. Snyder, J. ; Stimpson, C. ; Thole, K. ; Mongillo, D. Effets de direction de construction sur la tolérance des microcanaux et la rugosité de surface. J. Mécanique. Des. 2015, 137, 111411. [Réf. croisée]

184. Stimpson, C. ; Snyder, J. ; Thole, K. ; Mongillo, D. Effets de rugosité sur l'écoulement et le transfert de chaleur pour les canaux fabriqués de manière additive. J. Turbomach. 2016, 138, 051008. [Réf. croisée]

185. Kirsch, K. ; Thole, K. Mesures de transfert de chaleur et de perte de pression dans des microcanaux ondulés fabriqués de manière additive. J. Turbomachine. 2016, 139, 011007. [Réf. croisée]

186. Luscher, P. ; Deflorin, M. ; Vogesser, M. ; Stuber, M. ; Galoul, V. ; Ko, M. Mesure du transfert de chaleur interne sur des canaux fabriqués de manière additive à base de métal à l'aide d'une technique transitoire. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo, Rotterdam, Pays -Bas, 13-17 juin 2022 ; Document n° GT2022-79547. [Référence croisée]

187. Stimpson, C. ; Snyder, J. ; Thole, K. ; Mongillo, D. Mise à l'échelle des effets de rugosité sur la perte de pression et le transfert de chaleur de l'additif Canaux fabriqués. J. Turbomach. 2016, 139, 021003. [Réf. croisée]

188. Ferster, K. ; Kirsch, K. ; Thole, K. Effets de la géométrie et de l'espacement dans les réseaux d'ailerons à broches à microcanaux fabriqués de manière additive. J. Turbomachine. 2018, 140, 011007. [Réf. croisée]

189. Bons, J. Un examen des effets de rugosité de surface dans les turbines à gaz. J. Turbomach. 2010, 132, 021004. [Réf. croisée]

190. Mazzei, L. ; Soghe, R. ; Bianchini, C. Calibrage d'une méthodologie CFD pour la simulation de composants fabriqués de manière additive tenant compte des effets du diamètre et de la direction d'impression sur la friction et le transfert de chaleur. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo, Rotterdam, Pays-Bas, 13-17 juin 2022 ; Document n° GT2022-82391. [Référence croisée]

191. Aupoix, B. Amélioration des prévisions de transfert de chaleur sur les surfaces rugueuses. Int. J. Flux de fluide thermique 2015, 56, 160-171. [Référence croisée]

192. Aupoix, B. Corrections de rugosité pour le modèle de transport de contrainte de cisaillement k – ω : état et propositions. J. Fluides Ing. 2014, 137, 021202. [Référence croisée]

193. Altland, S. ; Yang, X. ; Thole, K. ; Kunz, R. ; McClain, S. Application d'un modèle de rugosité d'éléments distribués aux canaux de refroidissement internes fabriqués de manière additive. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo, Rotterdam, Pays-Bas, 13-17 juin 2022 ; Document n° GT2022-81218. [Référence croisée]

194. Ville, J. ; Straub, D. ; Noir, J. ; Thole, K. ; Shih, T. Technologie de refroidissement de pointe pour une pale de rotor de turbine. J. Turbomach. 2018, 140, 071007. [Réf. croisée]

195. Chyu, M.-K. ; Siw, S. ; Karaïnov, V. ; Abattage, W. ; Alvin, M. Défis aérothermiques dans le gaz de synthèse, l'hydrogène et l'oxycarburant Turbines—Partie II : Effets du transfert de chaleur interne. J.Therm. Sci. Ing. Appl. 2009, 1, 011003. [Réf. croisée]

196. Chyu, M.-K. ; Alvin, M. Caractéristiques aérothermiques de la voilure de la turbine dans les futurs systèmes de production d'électricité à base de charbon et de gaz. Chaleur Transf. Rés. 2010, 41, 737-752. [Référence croisée]

197. Dabagh, A. ; Andrews, G. ; Husain, R. ; Husain, C. ; Nazari, A. ; Wu, J. Refroidissement par impact/épanchement : l'influence du nombre des trous d'impaction et de la perte de pression sur le coefficient de transfert de chaleur. J. Turbomach. 1990, 112, 467-476. [Référence croisée]

198. Andrews, G. ; Dabagh, A. ; Asère, A. ; Bazdidi-Therani, F. ; Mkpadi, M. ; Nazari, A. Refroidissement par impaction/effusion, transfert de chaleur et refroidissement dans les turbines à gaz, AGARD-CP-527, 1993 ; p. 30.1-30.10. Disponible en ligne : https://www.sto.nato.int/publications/ AGARD/Forms/AllItems.aspx? RootFolder=%2Fpublications%2FAGARD%2FAGARD-CP-527&FolderCTID=0x0120D5200078 F9E87043356C409A0D30823AFA16F60B00B8BCE98BB37EB24A8258823D6B11F157&View=%7B7E9C814C-056A-4D31-8392-7 C6752B2AF2B%7D (consulté le 24 décembre 2022).

199. Cho, H. ; Rhée, D. ; Goldstein, R. Effets de la disposition des trous sur le transfert local de chaleur/de masse pour le refroidissement par impact/épanchement avec un petit espacement des trous. J. Turbomach. 2008, 130, 041003. [Réf. croisée]

200. Rhee, D. ; Choi, J. ; Cho, J. Caractéristiques de transfert de débit et de chaleur (masse) dans un système de refroidissement par impact/épanchement avec Flux croisé. J. Turbomach. 2003, 125, 74-82. [Référence croisée]

201. Hong, S. ; Rhée, D. ; Cho, H. Effets des formes et des dispositions des ailettes sur le transfert de chaleur pour le refroidissement par impact/épanchement avec flux transversal. J. Transfert de chaleur. 2007, 129, 1697-1707. [Référence croisée]

202. Hong, S. ; Cho, H. Effet de la rotation sur le transfert de chaleur/masse pour un système de refroidissement par impact/épanchement. J. Transfert de chaleur. 2010, 132, 114501. [Réf. croisée]

203. Dailey, G. ; Evans, P. ; McCall, R. Profil aérodynamique refroidi pour un moteur à turbine à gaz. Brevet européen EP 1 022 432 B1, 23 mars 2005.

204. Lutum, E. ; Semmler, K. ; Wolfersdorf, J. Pale refroidie pour une turbine à gaz. Brevet américain 2001/0016162 A1, 23 août 2001.

205. Liang, G. Aube de stator avec micro-canaux de refroidissement intégrés près du mur. Brevet américain 8 414 263 B1, 9 avril 2013.

206. Liang, G. Profil aérodynamique de turbine avec refroidissement à plusieurs compartiments proches de la paroi. Brevet américain 7 556 476 B1, 7 juillet 2009.

207. Ngetich, G. ; Irlande, P. ; Murray, A. ; Romero, E. Une approche conjuguée tridimensionnelle pour analyser une paroi à double paroi Aube de turbine refroidie par efffusion. J. Turbomach. 2019, 141, 011002. [Réf. croisée]

Machine Translated by Google

208. Courtis, M. ; Murray, A. ; Coulton, B. ; Irlande, P. ; Mayo, I. Influence de l'espacement des trous de film dans le sens de l'envergure et dans le sens du flux sur l'efficacité du film adiabatique pour les aubes de turbine à gaz refroidies par efffusion. Int. J. Turbomach. Propulse. Puissance 2021, 6, 37. [CrossRef]
209. Murray, A. ; Irlande, P. ; Wong, T. ; Tang, S. ; Rawlinson, A. Méthodes expérimentales et informatiques haute résolution pour la modélisation des performances de refroidissement par effusion à plusieurs rangées. Int. J. Turbomach. Propulse. Puissance 2018, 3, 4. [CrossRef]
210. Murray, A. ; Irlande, P. ; Romero, E. Méthodes expérimentales et informatiques pour l'évaluation du refroidissement par effusion à double paroi Systèmes. J. Turbomach. 2020, 142, 111003. [Réf. croisée]
211. Murray, A. ; Irlande, P. ; Romero, E. Un modèle d'ordre inférieur validé expérimentalement de la réponse thermique d'une double paroi Systèmes de refroidissement par effusion pour aubes de turbines à haute pression. J. Turbomach. 2021, 143, 111015. [Réf. croisée]
212. Bang, M. ; Kim, S. ; Parc, H. ; Kim, T. ; Rhée, D. ; Cho, H. Refroidissement par impact/effusion avec une structure de cylindre creux pour la fabrication additive : effet de la hauteur de l'espacement des canaux. Int. J. Transfert de masse thermique. 2021, 175, 121420. [Réf. croisée]
213. Bang, M. ; Kim, S. ; Choi, S. ; Sohn, H. ; Cho, H. Refroidissement par impact/épanchement avec une structure de cylindre creux pour additif Fabrication. Int. J. Transfert de masse thermique. 2020, 155, 119786. [Réf. croisée]
214. Hahn, W. ; Urner, G. Verbundvorhaben Schadstoffe in der Luftfahrt : Untersuchungen zur Kühlung von Brennkammerelementen. Forschungsbericht BMFT-20 T 9104t, 1995.
215. Li, L. ; Wan, H. ; Gao, W. ; Tong, F. ; Sun, S. Enquête sur les caractéristiques de fluage d'un échantillon de refroidissement à double paroi en alliage monocristallin à base de nickel . Dans les actes de l'ASME Turbo Expo, Oslo, Norvège, 11-15 juin 2018 ; Document n° : GT2018-76285. [Référence croisée]
216. Elmukashfi, E. ; Murray, A. ; Irlande, P. ; Cocks, A. Analyse des contraintes thermomécaniques dans un épanchement à double paroi refroidi Systèmes. J. Turbomach. 2020, 142, 051002. [Réf. croisée]
217. Laschet, G. ; Krewinkel, R. ; Hul, P. ; Bohn, D. Analyse conjuguée et conductivité thermique efficace des sections de pales multicouches refroidies par effusion . Int. J. Transfert de masse thermique. 2013, 57, 812-821. [Référence croisée]
218. Skamniotis, C. ; Courtis, M. ; Cocks, A. Analyse multi-échelle des contraintes thermomécaniques dans le refroidissement par transpiration à double paroi Systèmes pour pales de turbines à gaz. Int. J. Mech. Sci. 2021, 207, 106657. [Réf. croisée]
219. Skamniotis, C. ; Cocks, A. Minimiser les contraintes dans les composants refroidis par transpiration à double paroi pour les applications à haute température tion. Int. J. Mech. Sci. 2021, 189, 105983. [Réf. croisée]
220. Skamniotis, C. ; Cocks, A. Conception contre les contraintes sévères au niveau des trous de refroidissement composés de la transpiration à double paroi refroidie Composants du moteur. Aérosp. Sci. Technologie. 2021, 116, 106856. [Réf. croisée]
221. Skamniotis, C. ; Cocks, A. Contraintes thermiques et centrifuges dans les composants refroidis par transpiration à double paroi incurvée avec Propriétés thermoélastiques dépendant de la température. Int. J. Structure des solides. 2022, 234-235, 111273. [CrossRef]
222. Skamniotis, C. ; Cocks, A. Phénomènes thermoélastiques 2D et 3D dans les systèmes de refroidissement par transpiration à double paroi pour les pales de turbine à gaz et le vol hypersonique. Aérosp. Sci. Technologie. 2021, 113, 106610. [Réf. croisée]
223. Stoakes, P. ; Ekkad, S. Configurations d'impact optimisées pour les applications de refroidissement à double paroi. Dans les actes du ASME Turbo Expo, Vancouver, BC, Canada, 6-10 juin 2011. [CrossRef]
224. Panse, S. ; Ekkad, S. Refroidissement par convection forcée de microcanaux améliorés à simple et double couche fabriqués de manière additive. Int. J. Transfert de masse thermique. 2021, 168, 120881. [Réf. croisée]
225. Luo, L. ; Zhang, Y. ; Wang, C. ; Wang, S. ; Sunden, B. Sur les caractéristiques de transfert de chaleur d'une structure de refroidissement Lamilloy avec Courbures avec différentes configurations d'ailettes de broches. Int. J. Num. Méthodes Débit de fluide thermique 2021, 31, 1268-1394. [Référence croisée]
226. Yu, Z. ; Xu, T. ; Li, J. ; Maman, L. ; Xu, T. Comparaison d'une série de modèles à double chambre avec différents angles de trou pour améliorer l'efficacité du refroidissement. Int. Commun. Transfert de masse thermique. 2013, 44, 38-44. [Référence croisée]

Avis de non-responsabilité/Note de l'éditeur : Les déclarations, opinions et données contenues dans toutes les publications sont uniquement celles du ou des auteurs et contributeurs individuels et non de MDPI et/ou du ou des éditeurs. MDPI et/ou le(s) éditeur(s) déclinent toute responsabilité pour tout préjudice corporel ou matériel résultant des idées, méthodes, instructions ou produits mentionnés dans le contenu.

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Revoir

État de l'art sur les flux liquide/gaz biphasés non miscibles Analyse du transport dans les pompes centrifuges radiales - Partie A : Considérations générales sur les écoulements liquide/gaz biphasés dans Pompes centrifuges

Gérard Bois

Institut Polytechnique des Arts et Métiers, Université de Lille, CNRS, ONERA, Centrale Lille, UMR CNRS 9014-LMFL-Laboratoire de Mécanique des Fluides de Lille-Kampé de Fériet, 59000 Lille, France ; gerard.bois@ensam.eu

Résumé : Les mélanges gaz-liquide sont présents dans de nombreuses applications industrielles, telles que l' industrie de transformation, la production pétrolière et le transport du gaz naturel, l'extraction en haute mer et l'irrigation. Toute pompe peut devoir véhiculer des flux multiphasiques. Cependant, le présent document concerne l'analyse du transport de flux de liquide/gaz non miscibles dans les pompes centrifuges, car ce sujet peut être une tâche plus difficile par rapport aux machines à flux axial et mixte en raison de la force spécifique du corps et des actions de flottabilité et des grandes différences de densité entre les pompes centrifuges. étapes. Le présent document présente d'abord les principales définitions et simplifications habituelles des gaz-liquides biphasés. Une analyse dimensionnelle présente les principales variables et paramètres de débit utilisés pour les pompes. Les aspects physiques de base du mouvement d'écoulement dans un canal de roue sont expliqués, et une description rapide des modèles d'écoulement diphasique dans les pompes à débit radial est décrite. Enfin, une revue des modèles analytiques empiriques et semi-empiriques simplifiés est proposée avec leurs limites.

Mots-clés : biphasé ; pompes; analyse dimensionnelle; modèles analytiques

check for updates

Citation : Bois, G. Etat de l'art sur Liquide/gaz biphasé non miscible Analyse du transport de flux en radial Pompes centrifuges - Partie A : Généralités Considérations sur les deux phases Flux de liquide/gaz dans les pompes centrifuges. Int. J. Turbomach. Propulse. Pouvoir 2023, 8, 16. https://doi.org/10.3390/ijtpp8020016

Rédacteurs académiques : Tony Arts et Rodolfo Bontempo

Reçu : 15 décembre 2022
Révisé : 12 avril 2023
Accepté : 25 avril 2023
Publié : 10 mai 2023

Droit d'auteur : © 2023 par l'auteur. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.

Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Introduction

La capacité des pompes à transporter un mélange diphasique dépend en premier lieu du fait que le gaz et le liquide forment un mélange homogène ou du degré de séparation des deux phases. Les fines bulles de gaz dispersées dans un liquide peuvent être considérées comme un mélange quasi homogène . Les bulles sont censées être entraînées par l'écoulement du liquide, mais il existe un certain glissement entre les phases, ce qui peut entraîner des pertes supplémentaires.

Cependant, dans un canal droit, les gradients de pression dans le sens d'écoulement sont généralement modérés et le champ de pression dans une roue en rotation influence fortement la répartition des phases. Une bulle de gaz se déplace toujours dans un champ de pression jusqu'à l'emplacement de la pression la plus basse. Le transport de mélanges contenant des fractions élevées de gaz par des pompes est une tâche difficile car le gaz et le liquide ont tendance à se séparer en raison de leurs grandes différences de densité. Cela peut s'avérer très inefficace, voire impossible, lorsque la séparation des phases est renforcée en raison de gradients de pression intenses perpendiculaires à la direction d'écoulement principale, comme dans les machines centrifuges par rapport aux machines axiales. En fonction de la forme d'entrée de la turbine (par exemple, deux pales radiales ou formes de pales 3D), différentes vitesses de phase se produisent à proximité de la région de la surface d'aspiration au niveau de la partie inducteur de la turbine. En raison d'un gradient de pression négatif , les bulles se déplacent plus rapidement que l'eau. Ainsi, dans l'espace juste après cette région, les répartitions de la fraction de vides obtenues sont plus élevées et inégales. La modification de la répartition de la pression due à l'admission d'air est également particulièrement visible dans la zone d'entrée de la roue. Ces changements entraînent une altération de l'ensemble du schéma d'écoulement dans la roue et provoquent une baisse des performances de la pompe. Avec des fractions volumiques de gaz plus importantes, l'écoulement de bulles n'est plus possible car les petites bulles ont tendance à fusionner pour former un ga

Machine Translated by Google

accumulations (comme dans le cas d'un écoulement en bouchon ou en bouchon dans un tuyau). Lorsque du gaz s'accumule dans la pompe, le débit peut être interrompu et la pompe devient « bloquée par le gaz ».

Les gouttelettes de liquide transportées à l'intérieur d'un gaz principal peuvent également être considérées comme un mélange homogène mais ne sont pas prises en compte ici.

2. Paramètres biphasés pour les applications de pompes Les

paramètres habituellement utilisés pour les pompes sont répertoriés ci-dessous. Ces paramètres sont déduits de définitions de base en deux phases mais avec plusieurs hypothèses. Tous les détails sont donnés en annexe A.1.

1. Fraction gazeuse x :

$$x = \frac{\dot{m}_G}{\dot{m}_L + \dot{m}_G}, \text{ en supposant un état d'équilibre.} \quad (1)$$

2. Fraction vide α :

$$\alpha = \frac{Q_G}{Q_G + Q_L} \text{ en supposant un état stationnaire.} \quad (2)$$

3. Rapport de glissement entre phases SV :

$$SV = \frac{V_G}{V_L}$$

$$\text{ou } SV = \frac{W_G}{W_L} \text{ selon le repère absolu ou relatif.} \quad (3)$$

4. Flux massique G :

$$G = \frac{\dot{m}_L + \dot{m}_G}{A} \text{ en kg/s/m2} \quad (4)$$

5. Densité biphasée homogène ρtp :

$$\rho_{tp} = \alpha_V \rho_G + (1 - \alpha_V)\rho_L \quad (5)$$

3. Application de l'analyse dimensionnelle dans les pompes

Lorsqu'un mélange gaz-liquide diphasique est présent dans une machine tournante, l'augmentation de pression dans la pompe Δptp peut s'écrire en fonction de plusieurs variables listées ci-dessous : - Une longueur caractéristique du pompe, c'est-à-dire le diamètre de la roue ; - La vitesse de rotation n ; -
Les débits de gaz et de liquide,
respectivement, QG et QL ; - Les densités de gaz et de liquide ρG et ρL ; -
Les viscosités cinématiques gaz et liquide υG et υL ; -
La tension superficielle σ ; - L'accélération gravitationnelle.

$$\Delta p_{tp} = F(\text{dimp}, n, Q_L, Q_G, \rho_L, \rho_G, \upsilon_L, \upsilon_G, \sigma, g) \quad (6)$$

Cela suggère que la pression et la température d'entrée ne sont pas prises en compte ici, non pas parce qu'elles ne sont pas des paramètres importants mais parce que leurs influences sont négligées dans la présente approche. Par conséquent, les effets de cavitation sont exclus ici, bien qu'ils appartiennent effectivement à la catégorie des écoulements diphasiques qui affectent également les performances de la pompe mais sont régis par une physique différente.

Machine Translated by Google

Si l'on prend dimp, n et ρL (*) comme variables fondamentales, il est possible de définir huit groupes adimensionnels et d'écrire :

$$\Delta ptp/\rho L((ndimp)^2) = F\,'\,QL/(nd3\ imp),\ QG/(nd3\ imp),\ \rho G,\ /\rho L,\ (nd2\ imp)/uL,(nd2\ imp)/uG,\ n\ 2dimp/g,\ \rho Ln\ 2d\ 3\ imp/\sigma \quad (7)$$

(*) Notez que la densité du liquide apparaît ici à la place de la densité du mélange (qu'il faut également définir). La phase liquide est donc supposée être le débit primaire qui régit le principal champ de pression résultant dans la pompe. - nd2 imp/uGL est lié au nombre de

Reynolds de la phase liquide. Les valeurs typiques atteignent ce qui signifie que les effets visqueux sont 2×10^6 , principalement concentrés à l'intérieur des limites

couches. Les effets visqueux peuvent être négligés par rapport aux termes

d'inertie. - nd2 imp/uG est lié au nombre de Reynolds de la phase gazeuse, et les valeurs typiques sont proches de 1×10^5 .

- ρLn 2d 3 imp/σ est lié au nombre de Weber. Les valeurs typiques sont d'environ 3×10^6 . Cela signifie que les effets de tension superficielle peuvent être considérés comme négligeables par rapport aux effets d'inertie du liquide.
- $\frac{g}{\quad}$ est lié au rapport entre la gravitation et les forces centrifuges, souvent représenté par le nombre de Froude. L'ordre de grandeur est d'environ 5×10^{-2} . L' accélération centrifuge peut être considérée comme la plus importante par rapport à l' accélération gravitationnelle à l'intérieur des parties rotatives de la pompe. est proche de 10^{-3}
- $\frac{\rho G}{\rho L}$, si un mélange air-eau est considéré. Cela suggère que le plus les effets importants sur le champ de pression sont dominés par la phase liquide, comme déjà mentionné. A noter que, dans certains cas, ce rapport de densité peut être contrôlé et ne peut pas être négligé.

En reprenant toutes les hypothèses et simplifications ci-dessus, on peut écrire :

$$\Delta pT,tp/\rho L((ndimp)^2) = F\,"(QL/(nd3\ imp),\ \frac{\rho G}{\rho L}) \quad (8)$$

Pour tous les autres termes dépendant d'une autre variable $\beta = \frac{QL}{QG}$, $\frac{QG}{QL}$ est introduit de telle sorte que :

$$\alpha V = \frac{QG}{QG + QL} \quad (9)$$

$$\alpha V\ 1 + \beta\ \alpha V\ \frac{1}{\quad} = \frac{}{\beta\ 1 + \beta} \quad (10)$$

Donc, β = et (1 − αV)(1 + β) = 1. 1−αV La relation (8) peut s'écrire comme suit :

$$\Delta pT,tp/\rho L((ndimp)^2) = F\,"'((1 + \frac{QG}{QL}) \times sd3_{lutin,}\ \alpha V) \quad (11)$$

ou:

$$\Delta pT,tp/\rho tp((ndimp)^2) = F\,"'((1 + \frac{QG}{QL}) \times QLnd3_{lutin,}\ \alpha V) \quad (12)$$

$$\text{avec } \rho tp = (1 - \alpha)\rho L + \alpha\rho G \quad (13)$$

Cela signifie que l'augmentation de la pression dans une pompe dans des conditions diphasiques est principalement dépend du coefficient d'écoulement et de la fraction de vide locale.

Notez que la fraction de vide locale peut changer à l'intérieur de la pompe, en fonction du coefficient de débit. La séparation des variables proposée dans cette dimension

Machine Translated by Google

L'analyse est donc discutable. Dans la section 5.1, la méthode proposée par Mikielewicz pour corréler les caractéristiques de performance des pompes sous écoulements diphasiques conduit à la même identification de ces deux paramètres majeurs.

4. Représentation des performances biphasées des pompes – Aspects physiques de base

Les recherches sur les écoulements diphasiques dans les pompes sont souvent comparées aux conditions de liquide monophasique en utilisant la fraction vide de la pompe d'entrée ε au lieu de la fraction générale ment inconnue et résulte de la façon dont le mélange d'écoulement évolue à l'intérieur de chaque pompe des parties fixes ou tournantes.

Le coefficient de charge totale ψT et le coefficient de débit sont introduits comme suit : (,

$\frac{gHT}{U2^2}$ α), pour un écoulement incompressible et une condition iso thermique.

ou

$$\psi T = \frac{gHT}{U2^2} = F\ ^1(\ ,\varepsilon) \quad (14)$$

Les courbes de performances des pompes considèrent généralement la pompe comme une « boîte noire ».

La figure 1 donne un exemple de telles courbes. (Données de Gamboa et Prado [1]). La hauteur de la pompe diminue pour augmenter les valeurs de fraction de vide à l'entrée ε. Le pompage de la pompe correspond au début d'une forte diminution de la hauteur d'élévation dont la localisation dépend du débit du liquide. Les zones de sas à gaz sont liées à des valeurs de hauteur constantes sur le côté gauche.

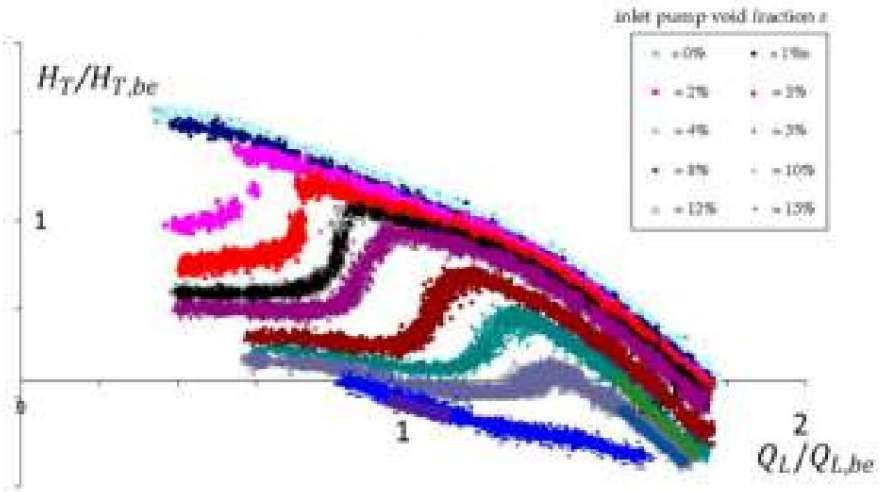


Figure 1. Résultats expérimentaux des performances de l'étage de pompe submersible électrique (ESP) diphasée au meilleur point d'efficacité (be). Hauteur de chute adimensionnelle en fonction du débit de liquide pour plusieurs valeurs de fraction de vide d'entrée ε. (Données de Gamboa et Prado [1]).

En fonction de la conception de la pompe et du point de fonctionnement, la section moyenne du vide on observe toujours que la fraction α à l'intérieur de la pompe est supérieure à la valeur d'entrée ε.

La façon dont le débit de liquide (qui est finalement délivré par la pompe) évolue dépend directement du niveau de perte à l'intérieur des canaux de la pompe, qui est également lié à l'augmentation de la fraction de vide à l'entrée. Estevam et coll. [2] et Barrios [3] proposent le tracé dit de « cartographie en deux phases » (Figure 2) pour montrer comment le débit de liquide peut être lié au débit de gaz en association avec des modèles d'écoulement qui ont été identifiés par plusieurs auteurs et décrits dans la section suivante.

4.1. Modèles d'écoulement biphasé à l'intérieur d'une pompe

La description et l'identification des schémas d'écoulement locaux à l'intérieur d'une pompe sont envisagées par analogie avec ce qui a été observé dans les canalisations horizontales ou verticales (Section 5.2), même si les phénomènes physiques qui agissent sur le débit principal dans les pompes sont différents pour les canalisations (non effets de rotation).

Machine Translated by Google

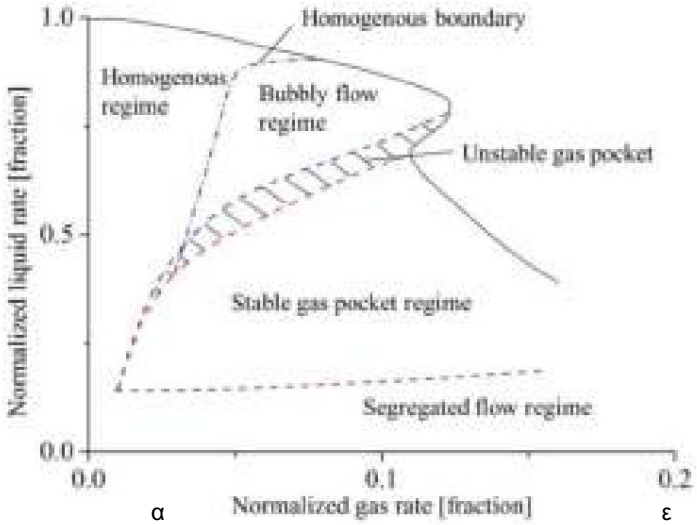


Figure 2. Exemple de cartographie en deux phases (Données d'Estevam et al. [2] et Barrios [3] pour les pompes ESP.

Quatre modèles de flux différents sont détectés. Résumé par Verde et al. [4], le schéma
La représentation de chaque modèle d'écoulement est illustrée à la figure 3 (fraction de vide d'entrée croissante de gauche à droite). Pour une faible fraction de vide d'admission, le régime d'écoulement présente des valeurs minuscules et uniformes. bulles dispersées à l'intérieur des canaux de la turbine, comme le montre la figure 3a. Sous ce régime, le les bulles sont censées se déplacer avec la phase liquide également à l'intérieur de la roue (la le glissement entre le gaz et le liquide est faible).

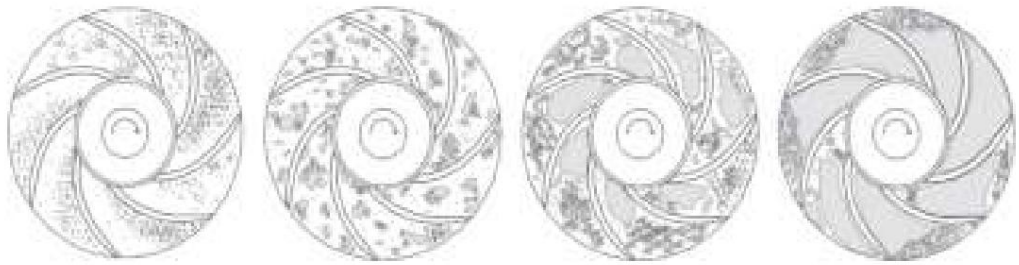


Figure 3. Modèles de régime d'écoulement diphasique à l'intérieur de la roue avec une fraction de vide d'entrée croissante (de gauche à droite) : (a) pétillant ; (b) agglomérer pétillant ; (c) poche de gaz ; d) séparés. (Données de Verde et al. [4]).

À mesure que la fraction vide d'admission augmente, les minuscules bulles ont tendance à entrer en collision et à s'agréger pour en former de plus grosses. Contrairement au régime d'écoulement bouillonnant, le glissement de phase entre le gaz et le liquide, correspondant à un régime d'aggloméré bouillonnant (illustré sur la figure 3b), ne peuvent pas ne plus être négligée. Ainsi, en fonction de la fraction de vides d'admission, la fraction de vides locale α, sous écoulement bouillonnant, devient supérieur à ε. Une augmentation supplémentaire de la fraction vide d'entrée induit collision plus grave et agrégation de bulles de sorte que de grandes poches de gaz se forment, y compris flux de bulles agglomérées (figure 3b), flux de poches de gaz (figure 3c) et flux séparé (Figure 3d). L'intensité de la dégradation des performances de la pompe est directement influencée par le modèle d'écoulement à l'intérieur de la turbine. L'apparition du schéma d'écoulement des poches de gaz est liée à l'intensification de la détérioration des performances de la pompe et à l'apparition de instabilités de fonctionnement. De plus, les schémas de flux ségrégués correspondent aux une grave dégradation des performances, qui rend la pompe incapable de générer de la pression.

Chaque modèle de débit peut généralement être associé à des modifications spécifiques de la pompe. détérioration des performances en fonction du changement de débit de liquide. Plus de détails peuvent également être trouvé dans l'article de synthèse de Zhu et Zhang [5].

Ces détériorations dépendent également de la conception de la pompe, du rapport de débit, de la vitesse de rotation, et la fraction de vide d'entrée. Le diamètre de la bulle d'entrée n'est pas pris en compte ici. Une analyse statistique

Machine Translated by Google

basé sur des résultats expérimentaux en deux phases réalisés sur plusieurs pompes centrifuges conventionnelles proches des conditions de conception (Jiang et al. [6]) donne des estimations approximatives de la fraction de vide d'entrée maximale admissible pour laquelle une hypothèse homogène reste valable à l'intérieur de la roue. Ceci est illustré sur la figure 4, où trois lignes droites colorées sont représentées pour les pentes de tête petites, intermédiaires et fortes par rapport à la fraction de vide d'entrée. Les deux premières pentes correspondent à un écoulement quasi homogène à l'intérieur du canal de la rou Le maintien d'un tel modèle jusqu'à un taux de vide d'entrée de 7 % n'est possible que dans quelques cas (formes d'entrée de roue torsadée en 3D et vitesses de rotation élevées).

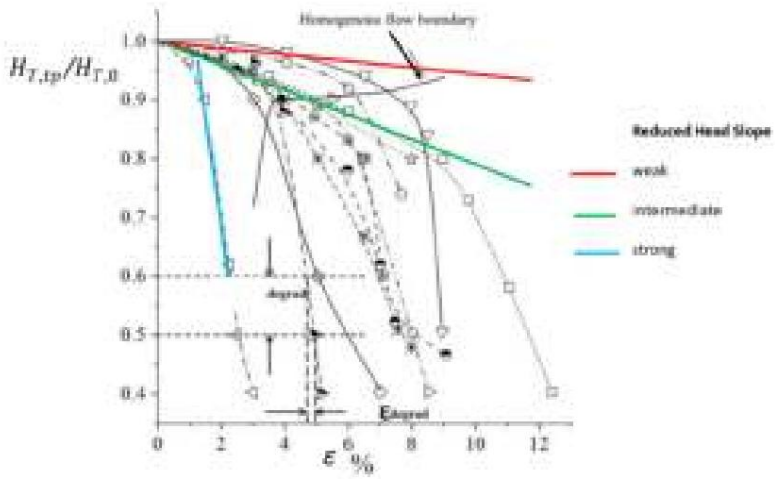


Figure 4. Taux de dégradation de la tête de pompe par rapport à la fraction de vide à l'entrée. Chaque courbe et symbole correspondent à des résultats individuels publiés au moment de la conception de la pompe par différents auteurs que l'on peut trouver dans Jiang et al. [6].

Un rapport de hauteur de 50 % est atteint pour un taux de vide d'entrée maximal admissible εdegrad de 11 à 12 % dans les conditions de conception, comme le montre la figure 4. Ceci peut être observé pour des vitesses de rotation élevées (au-dessus de 2 500 tr/min) ou pour un grand rayon de sortie de roue. R (jusqu'à U2 = 25 m/s). Cependant, pour les faibles vitesses de rotation et les conceptions d'aubes 2D, une pente plus forte est observée (ligne bleue) correspondant à des modèles d'écoulement rapide et de bouchons à l'intérieur de la roue ou même au niveau du tuyau d'entrée de la roue. Ces boîtiers ne sont capables de pomper que des mélanges de débit allant jusqu'à 3 à 5 % pour le même niveau de dégradation de la hauteur de tête. Ceci est résumé dans la figure 5.

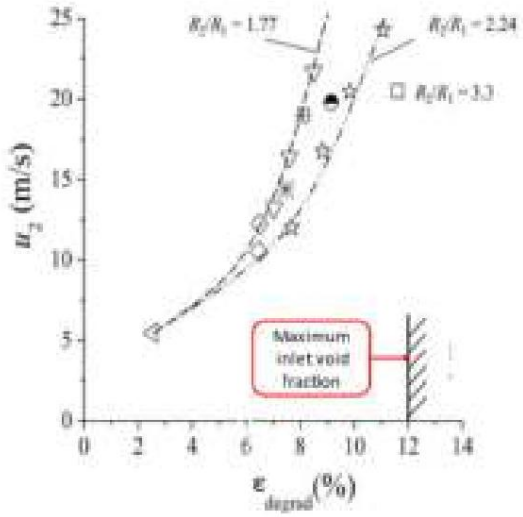


Figure 5. Effets de la vitesse de rotation en sortie de roue sur la valeur de εdegrad. Chaque courbe et symbole correspondent à des résultats individuels publiés au moment de la conception de la pompe par différents auteurs que l'on peut trouver dans Jiang et al. [6].

Machine Translated by Google

4.2. Analogie avec le modèle d'écoulement à l'intérieur d'un tube

Le modèle d'écoulement observé sur la figure 3 est souvent comparé à ceux trouvés dans des tubes verticaux ou horizontaux, comme sur la figure 6, extraits de Baker [7]. Cette analogie est purement descriptive, comme déjà souligné dans la section précédente. Cependant, un tel schéma d'écoulement doit être détecté et bien connu au niveau du tube d'entrée de toute pompe travaillant avec des mélanges diphasiques, en particulier lorsque des tuyaux d'entrée horizontaux sont utilisés. En fonction du débit de liquide, le modèle d'écoulement de la pompe d'entrée peut ne pas toujours être un régime d'écoulement bouillonnant homogène comme on le suppose fréquemment ou comme défini pour les conditions limites d'entrée.

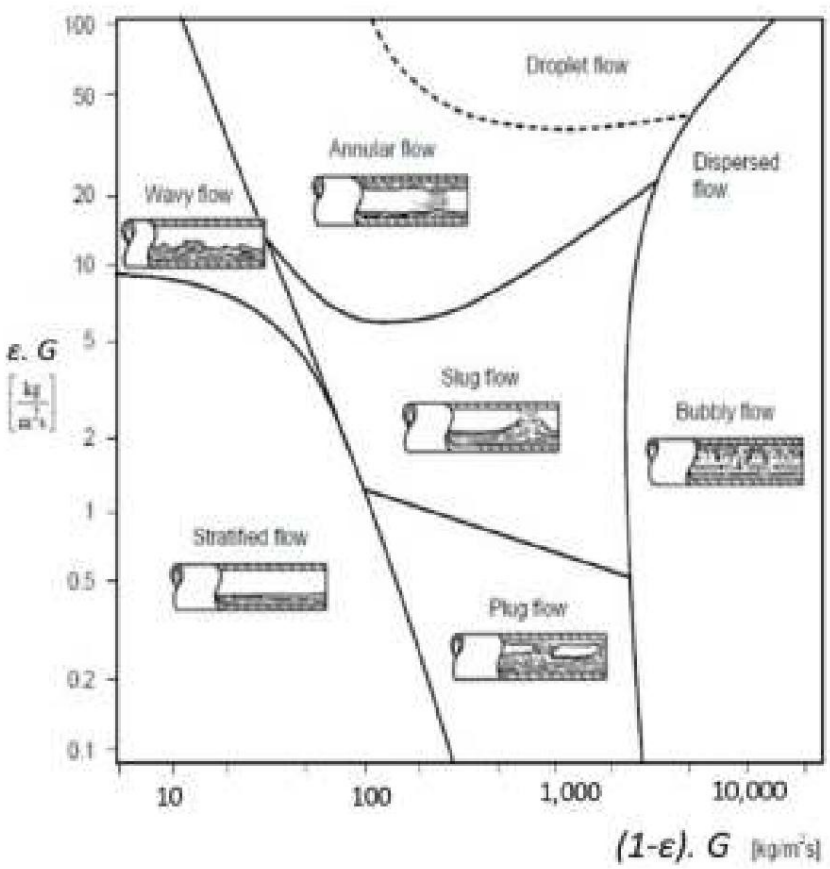


Figure 6. Modèles d'écoulement diphasique à l'intérieur de tuyaux horizontaux (données de Baker [7]).

Pour une pompe donnée et un coefficient de débit d'entrée donné, le débit et la hauteur manométrique dépendent de la vitesse de rotation. Si, pour quelque raison que ce soit, le débit devient inférieur au débit nominal, les conditions d'écoulement diphasique dans la conduite d'admission peuvent passer d'un régime de bulles homogène à des régimes bouchonnés ou même stratifiés. Ainsi, la vitesse de rotation peut également avoir un effet indirect sur les performances de la pompe en raison des modèles diphasiques d'entrée variables, comme décrit ci-dessus. Dans de nombreux résultats expérimentaux, il est très difficile de distinguer si les performances de la pompe sont affectées par des conditions d'entrée non homogènes ou par la variation du taux de vide interne. Shaoa et coll. [8] ont présenté une analyse liée à ce problème, mais celle-ci est rarement étudiée dans la littérature ouverte.

4.3. Mécanisme physique — Conditions monophasées Considérons

l'équilibre des forces agissant sur une particule monophasée située à → + → −2 sin . point M à l'intérieur d'un passage de roue centrifuge. Pour des conditions stables, →
en négligeant les contraintes de cisaillement et l'échange de quantité de mouvement entre les lignes de courant, le gradient de pression est égal à la somme de l'inertie et des forces centrifuges résultant de la rotation de l'écoulement plus les forces centrifuges dues à la fois à la rotation et aux forces de Coriolis.

Machine Translated by Google

Cela peut être exprimé sur le plan de pale à pale (voir Figure 7) en utilisant les coordonnées de la ligne de courant (s, n, b), où s est le long de la ligne de courant, n est normal à la ligne de courant dans la surface de pale à pale. , et b est la binormale perpendiculaire à s et n :

$$\frac{1}{\rho}\ \underset{\text{diplôme}}{\overrightarrow{p}} = -\ \underset{W}{\overrightarrow{\ }}\ \frac{\delta W}{\delta S}\ \underset{\text{est}}{\overrightarrow{\ }}\ \pm\ \frac{W2}{Rb}\ \underset{\text{dans}}{\overrightarrow{\ }}\ 2+\omega\ R.\ -2\omega\ \underset{\text{Gagner}}{\overrightarrow{\text{péché}}} \tag{15}$$

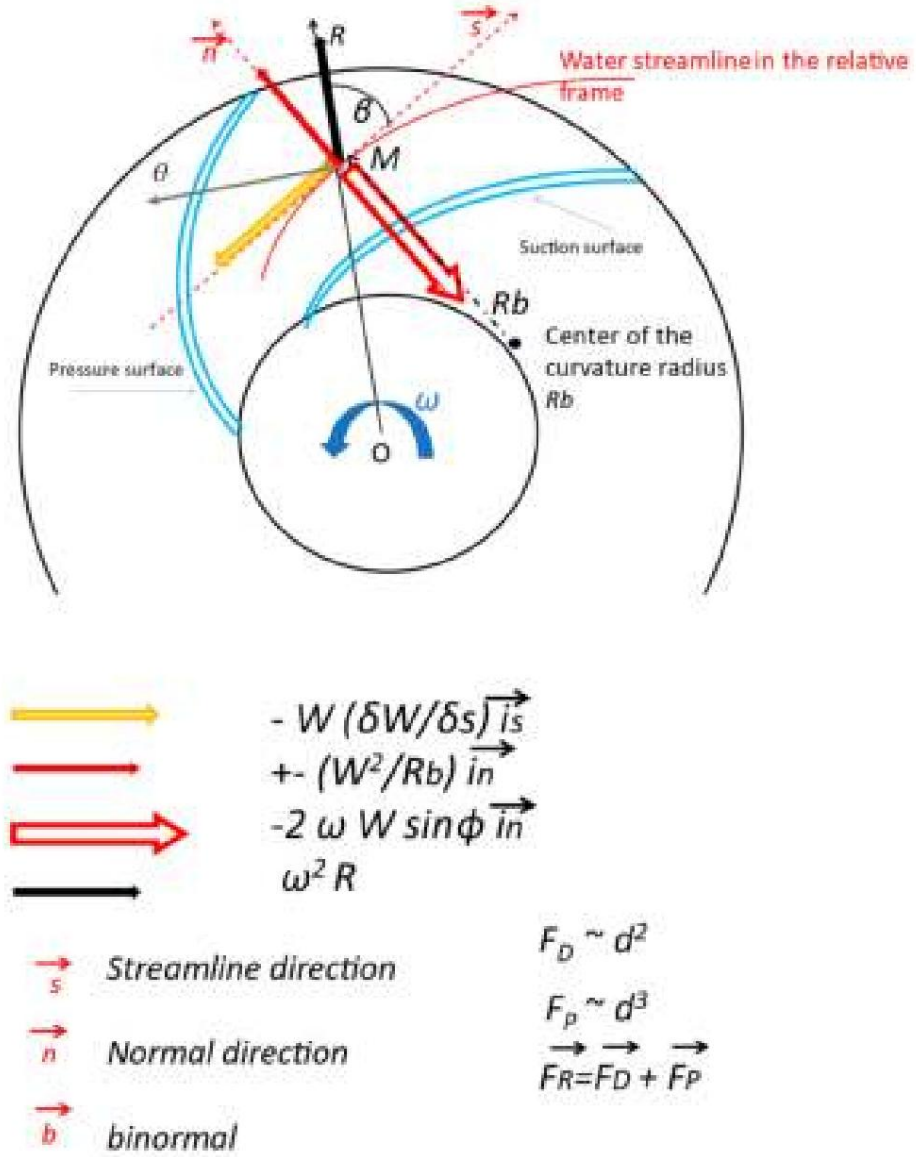


Figure 7. Plan pale à pale d'une roue centrifuge à pales en flèche vers l'arrière.

Les termes de droite correspondent respectivement à la force d'inertie du courant, à la force centrifuge due à la courbure, à la force centrifuge et à la force de Coriolis. Le signe positif du terme de courbure correspond à un trait de carène convexe, tandis que le signe négatif correspond à un trait de carène concave.

En considérant les conceptions de pales en flèche vers l'arrière, le rayon de courbure Rb est grand et le terme de Coriolis est plus grand que le terme centrifuge. Un gradient de pression transversal est généré avec la pression élevée du côté pression en raison du terme de force de Coriolis.

Dans le plan méridional illustré à la figure 8, où la courbure 1/Rm est grande au niveau des régions d'entrée des roues, tandis que la vitesse tangentielle absolue est petite (la composante de vitesse tangentielle est normale au plan méridien (Z, R)), une pression dégradé du linceul

Machine Translated by Google

Le moyeu équilibre la force centrifuge en raison de la courbure méridionale simplifiée. L' équilibre des forces selon la direction normale nm conduit à :

$$\frac{\overline{1}\rho\ \Delta p}{\delta nm} = (V\ ^{2}_{\theta}/R)\cos\ - (V\ ^{2}_{m}/Rm) \quad (16)$$

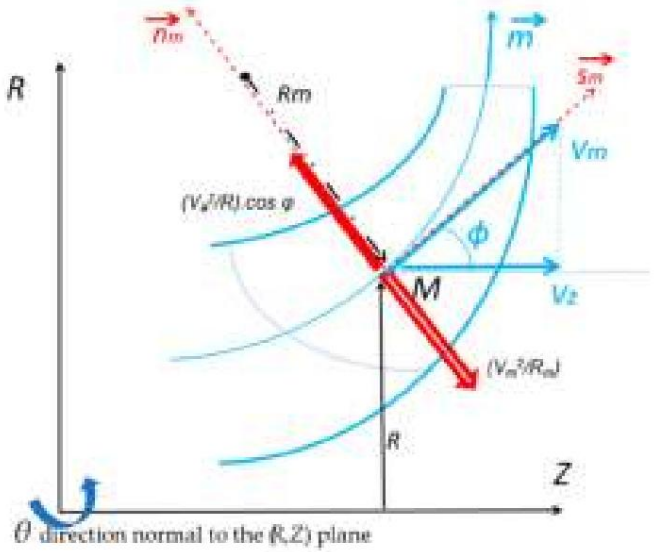


Figure 8. Plan méridional d'une roue centrifuge.

Par conséquent, l'équilibre non visqueux des forces conduit à une augmentation de la vitesse du moyeu au carénage. Le débit de la turbine est contrôlé par les forces non visqueuses dans la région d'entrée, où les effets visqueux ne sont pas encore développés. Dans les parties radiales de la roue, les deux termes du côté droit de l'équation (16) deviendront petits et tendront vers zéro.

4.4. Mécanisme physique : forces agissant sur une seule bulle à l'intérieur du flux principal dans une turbine axiale et centrifuge

Pour un champ de pression arbitraire, une bulle de gaz a toujours tendance à être poussée par le flux liquide principal environnant. Ce résultat est lié à la traînée dynamique fluide FD, que le liquide exerce sur la bulle, comme le montrent les figures 9 et 10.

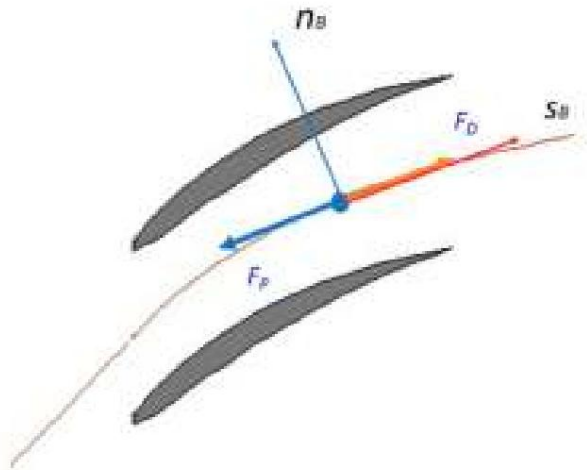


Figure 9. Passage de la turbine à flux axial d'aube à aube.

Machine Translated by Google

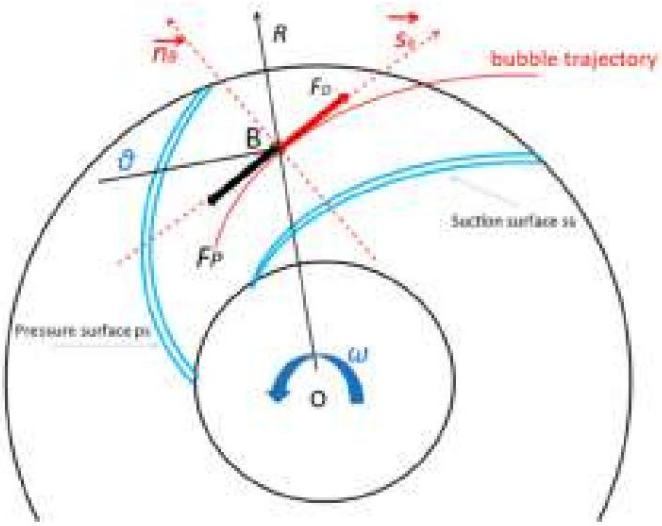


Figure 10. Passage de la turbine à flux radial d'aube à aube.

En supposant que la bulle est principalement affectée par la force de traînée et la force du gradient de pression, ainsi que par son mouvement, l'équilibre des forces sur la bulle à un instant donné est :

$$\frac{mB\delta \rightarrow VB}{\delta t} = \rightarrow FP + \rightarrow FD \quad (17)$$

Le terme de gauche contient la masse des bulles et peut être négligé en raison de la différence entre les densités des bulles et du liquide.

Par conséquent, la vitesse d'une bulle de gaz par rapport au liquide avec un champ de pression δp exprimé par le gradient peut être exprimée par la relation suivante : δsB

$$,, \quad =1- \quad , \quad \text{tanné} \quad (VL - VG)^2 \quad \frac{\delta p}{\delta sB} \quad \frac{2dB}{\rho L} \quad CD \quad (18)$$

où CD est le coefficient de traînée et dB est le diamètre de la bulle. Un développement détaillé peut être trouvé dans la partie C.

Dans un passage de turbine à écoulement axial, la décélération de la vitesse relative induit un gradient de pression moindre vers la sortie par rapport aux machines radiales. Un gradient de pression plus fort peut avoir une influence lorsque la trajectoire de la bulle s'écarte de sa trajectoire initiale. Les flux secondaires ont également un impact sur les trajectoires des bulles et le changement de vitesse en raison de la combinaison des courbures méridionales et lame à lame (Gülich [9], chapitre 5).

La trajectoire des bulles de gaz a été étudiée expérimentalement et numériquement dans une turbine centrifuge par Stel et al. [10] et, plus récemment, par Ofuchi et al. [11]. Stel et coll. [10] ont constaté que les trajectoires des bulles à l'intérieur du passage de la turbine sont très sensibles au diamètre des bulles. Lorsque le diamètre de la bulle augmente, sa trajectoire a tendance à se déplacer vers le côté pression de l'aube en quittant la deuxième zone inter-aubes de la gorge.

Les lignes de liquide et de bulles diffèrent également en fonction de l'emplacement entre les pales. D'autres facteurs, tels que la vitesse de rotation, le débit et les paramètres de conception de la turbine, influencent les trajectoires des bulles. Une déformation des bulles a également été observée avec des conséquences plus importantes sur la traînée et les trajectoires.

Cependant, dans des situations réelles, le mélange air-liquide contient plusieurs bulles qui interagissent entre elles et rendent leur comportement plus compliqué. En fonction du rapport de débit, une forte décélération peut se produire du côté pression, à proximité de la section d'entrée des pales, à un débit élevé. À un faible rapport de débit, une forte décélération se produit du côté aspiration de la roue, généralement après la zone de la gorge d'entrée de la roue. Dans les deux cas, les bulles ont tendance à fusionner et une fraction volumique de gaz critique peut être atteinte, créant un blocage du canal gazeux et une dégradation de la tête. La coalescence des bulles crée une augmentation du diamètre des bu

Machine Translated by Google

interactions de bulles. L'analyse physique effectuée pour une seule bulle n'est plus valable en cas de séparation de phases. L'échange d'impulsion entre chaque phase et les effets du rapport de glissement doivent être pris en compte.

Enfin, notons que la force de traînée est proportionnelle à la surface de la bulle, alors que la force de pression est proportionnelle au volume de la bulle. Si le diamètre de la bulle augmente, la force de pression augmente plus vite que la force de traînée. Chaque tendance de trajectoire de bulle est ainsi renforcée.

5. Approches simplifiées pour la prévision des performances biphasées des pompes 5.1. Corrélation semi-empirique

Mikielewicz et coll. [12] ont développé une méthode pour corréler les caractéristiques de performance des pompes dans des écoulements diphasiques produisant un « rapport de perte de charge » qui correspond à la perte de charge apparente dans une condition diphasique divisée par la perte de charge dans un régime monophasique. état des phases.

Pour chaque phase, des équations d'Euler sont développées afin que la perte de charge puisse être extraite de la tête théorique et la tête réelle pour les conditions biphasées.

Le coefficient de charge théorique obtenu dans des conditions d'écoulement diphasique peut s'écrire comme suit :

$$\psi t,th,tp = 1 - ftp,2 \quad \tan \beta 2 \text{ en supposant qu'il n'y a pas de vitesse absolue tangentielle d'entrée} \tag{19}$$

Présentation de la fonction biphasée, a :

$$une = \frac{\alpha}{1-\alpha} \cdot \frac{\rho G}{\rho L} \tag{20}$$

ftp est ainsi défini comme :

$$ftp = \frac{(1+a)\,1+as2^{\,v}}{1+asv^{\,2}} \tag{21}$$

Notez que ftp = 1, lorsque sv = 1.

On suppose généralement que la plupart des pertes de charge dues aux modèles d'écoulement diphasique se produisent principalement à l'intérieur du passage de la turbine et dans la volute, mais dans une moindre mesure.

Les pertes totales diphasiques sont définies comme la somme des pertes par frottement des parois et des pertes par écoulement de séparation. Les pertes de flux de séparation peuvent être approchées comme étant proportionnelles au carré du débit réel Qtp moins le meilleur rendement Qbe.

Cela conduit à ce qui suit :

$$\Delta p^{\,PERTE}_{tp,sept.} = Ksep \left(\frac{QL}{QTP} - \frac{Qbe}{QTP} \right)^{2} Q^{2}_{à\,tp} \tag{22}$$

Ksep est une constante pour la corrélation des pertes séparées qui peut être obtenue ou prédite pour des conditions monophasées.

L'expression de la perte de charge totale pour une pompe donnée peut s'écrire :

$$\Delta p^{\,PERTE}_{t} = \Delta pt,th,tp - \Delta pt,tp \tag{23}$$

qui est exprimée comme la différence entre l'augmentation de pression théorique biphasique dans la pompe Δpt,th,tp et l'augmentation de pression réelle Δpt,tp.

$$\Delta p^{\,PERTE}_{t} = fsp \frac{R \cdot L}{A2} dhyd \frac{\rho tp}{\rho L} Q^{2}_{2\,tp\rho L_2} + K' \left(\frac{1-\alpha}{1-\alpha+\alpha sV} - \frac{Qbe}{QTP} \right)^{2} Q^{2}_{à\,tp} \tag{24}$$

Dans l'expression ci-dessus, le premier terme du deuxième membre est directement lié au les pertes de charge dues au frottement des parois et la seconde aux pertes de séparation.

Machine Translated by Google

- fsp correspond au facteur de frottement monophasé habituel qui dépend du nombre de Reynolds de la pompe et du facteur de rugosité des parois, comme on peut le trouver sur le célèbre diagramme de Moody.
- L est une longueur approximative du canal (roue ou volute).
- A est une zone caractéristique de la
- pompe. dhyd est le diamètre hydraulique (roue ou volute).
- $R = \left(\frac{1-x}{1-\alpha}\right)^2$
- $\frac{QL}{Qbe} = \frac{1-\alpha}{1-\alpha+\alpha sV}$.

Notons que pour un mélange air-liquide et pour sV = 1, x est de l'ordre de 10−4 lorsque α< 30 %. Par conséquent, R peut être approximé par $R' \quad 1/(1-\alpha)^2$.

Cela signifie que les pertes de charge diphasiques dues au frottement peuvent être modifiées d'un facteur $1/(1-\alpha)^2$

Pour un point de fonctionnement de la pompe donné, considérons que la hauteur de la pompe biphasée correspond à la courbe de résistance du

système de sorte que : $Htp^2 = Ksp\,(QG + QL)$ ce qui suggère que la hauteur de la pompe est uniquement proportionnelle au carré du débit volumique total. taux.

On peut alors l'approximer par :

$Htp = Ksp\,(1+\beta)^2 \quad ^2 = Ksp.\,QL \quad ^2(1/(1-\alpha))2 = KspQL\,2R'$, ce qui équivaut à

Relation précédente QL sauf pour les fractions de vides élevées.

L'expression finale du rapport de tête H*, telle que proposée par Michielewicz et al. [12], peut s'écrire ainsi :

$$H = \frac{\Delta HLOSS\ t,tp}{\Delta HLOSS\ t,sp} = \frac{\Delta Ht,tp,th-\Delta Ht,tp}{\Delta Ht,sp,th-\Delta Ht,sp} = \left(\frac{1+un}{(1+comme)}\right)^2 + K \quad \frac{1-\alpha}{1-\alpha+\alpha sV} \quad Q \quad \frac{}{QTP}^2 \quad Qbe\,/\,(1-\alpha)(1+a)(1+K\,1-\quad \frac{}{QTP}^2) \tag{25}$$

Dans cette dernière relation, K est une combinaison de la constante géométrique de n'importe quelle pompe et d'une fonction du régime d'écoulement, qui dépend directement de α.

Par conséquent, H est principalement fonction du taux de vide et du coefficient d'écoulement, mais également de fonction de la vitesse de rotation et du taux de glissement.

L'hypothèse principale concernant cette approche unidimensionnelle est que chaque phase entre dans le rotor avec le même angle absolu et sort de la roue avec le même angle relatif.

Il est toujours possible de vérifier cette hypothèse, mais seulement lorsque les pertes externes au pompage (frottement des disques et pertes par fuite) sont correctement évaluées à partir de mesures expérimentales de couple (Gülich [9]).

Plus le régime d'écoulement est homogène, plus les pertes relatives se rapprochent des valeurs monophasiques. Par conséquent, l'existence de régimes d'écoulement autres qu'homogènes est le principal facteur déterminant pour la prédiction des caractéristiques d'un écoulement diphasique . Cela inclut le problème de la prédiction des pertes dues à la variation du diamètre des bulles, à l'agglomération des bulles et à la séparation de phases avec l'évaluation du rapport de glissement associée.

5.2. Approches analytiques

Des approches analytiques ont été développées sur la base d'hypothèses unidimensionnelles considérant l'écoulement

comme : (a) Un mélange moyen d'écoulement pétillant
homogène. (b) Considérant des phases séparées appelées modélisation en deux phases.

Les deux approches conduisent à la résolution d'équations différentielles permettant essentiellement de déterminer l'évolution de la fraction de vide locale et de la vitesse de glissement en fonction du débit ; par conséquent, elle donne des caractéristiques de flux plus détaillées par rapport à l'approche semi-empirique présentée précédemment.

Machine Translated by Google

Tous les développements détaillés de ces méthodes peuvent être trouvés directement dans les références associées indiquées ci-dessous. Cependant, les principales définitions, hypothèses et relations de clôture qui sont soumises à chaque modèle sont présentées à l'annexe A. (a)

Modélisation unidimensionnelle et biphasée de l'écoulement pétillant

Une méthode analytique a été proposée par Furuya et al. [13] avec une hypothèse d'écoulement non visqueux pour étudier la dégradation de la hauteur de charge due au pompage diphasique. La méthode est appliquée dans un volume de contrôle délimité par deux lignes de courant successives séparées par une distance dn, où l'équation du moment est développée, puis intégrée des sections d'entrée à la sortie de la roue en supposant que la trajectoire du liquide est identique à celle des bulles. Une simple force interfaciale est introduite à l'aide de l'équation du moment appliquée à une bulle. L'équation différentielle finale s'écrit comme suit (voir l'annexe B) :

$$(\dot{m}_L^2/(\rho L d_n^2))\frac{1}{1-\alpha}\frac{\delta\alpha}{\delta s} - \left(\frac{1}{1\ jour}\right)\left(\frac{\delta dn}{\delta s}\right) + (\dot{m}_G^2/(\rho G d_n^2))((1-\alpha)/\alpha^2)(1/\alpha)\frac{\delta\alpha}{\delta s} - \left(\frac{1}{1\ jour}\right)\left(\frac{\delta dn}{\delta s}\right) + 0{,}5\rho L_{(\dot{m}G/\rho G dn\alpha)^2}\frac{1}{\alpha}\frac{\delta\alpha}{\delta s} + \left(\frac{1}{1\ jour}\right)\left(\frac{\delta dn}{\delta s}\right) + (mL/(\rho L\ dn(1-\alpha)))^2\frac{1}{1-\alpha}\frac{\delta\alpha}{\delta s} - \left(\frac{1}{1\ jour}\right)\left(\frac{\delta dn}{\delta s}\right) = (\rho L - \rho G)(1-\alpha)r\omega 2\sin\beta\cos - (3/8)(CD/RB)\rho L\ .\ mL/(\rho L\ dn(1-\alpha)) - (\dot{m}G/\rho G dn\alpha)\ .\ mL/(\rho L\ dn(1-\alpha)) - (\dot{m}G/\rho G dn\alpha) \quad (26)$$

Avec les équations de conservation de masse suivantes :

$$\dot{m}tp = (\ .\ .\ mL)\ \dot{m}G +$$

$$\dot{m}tp = dn(1-\alpha)WL\rho tp$$

$$\dot{m}L = dn(1-\alpha)WL\rho L$$

$$\dot{m}G = dn\alpha WG\rho G$$

Cette équation différentielle ne contient qu'une seule variable α. Toutes les autres quantités ici sont soit constantes, soit connues en fonction de s. Par conséquent, si les conditions aux limites au niveau de la section d'entrée de la roue sont connues, l'équation différentielle ordinaire (26) peut être résolue pour α le long de s. Une fois α(s) obtenu, tous les autres paramètres peuvent être résolus. De plus, la vitesse relative de chaque phase est déterminée à partir des équations de conservation de masse.

La comparaison avec les données expérimentales proposées par Furuya et al. [13] montre que la dégradation de la hauteur de charge est principalement causée par une accélération en phase liquide et une décélération en phase gazeuse plus élevées que dans le cas d'écoulements monophasiques. Aucun modèle d'angle de déviation relatif de sortie n'étant proposé (ni facteur de glissement), les résultats ne semblent valables que lorsque des bulles restent dans le flux principal (ou à proximité du côté aspiration de la roue), ce qui correspond aux schémas d'écoulement observés en flux axial et mixte.

machines à flux. (b) Modélisation unidimensionnelle à deux fluides (Minemura et al. [14])

Cette approche ressemble à celle proposée par Furuya et al. [13] mais introduit des fonctions analytiques pour les pertes par frottement des parois, les pertes par choc, l'expansion rapide, les pertes par mélange à la sortie de la roue d'un côté et le coefficient de glissement de l'autre côté pour déterminer la vitesse tangentielle absolue absolue utilisée pour l'évaluation de la hauteur théorique. Il est donc potentiellement plus applicable aux pompes centrifuges.

De plus, plusieurs modèles de coefficient de frottement interfacial et de coefficient de masse virtuelle cients sont proposés et adaptés lorsqu'ils sont appliqués à des cas réels.

Les équations constitutives permettent de calculer le changement de performance effectif dans des conditions d'écoulement diphasique en utilisant les vitesses et les fractions de vides calculées sous écoulement bouillonnant avec glissement entre les deux phases. Il est démontré que la tête est à peine affectée par le diamètre des bulles dans la roue et le facteur de frottement entre les deux phases pour une plage réduite de fraction de vide (α inférieure à 25%), alors qu'elle était plus affectée par les différences de vitesse relative de sortie en utilisant le modèle de Furuya. approche mais pour une plage plus large de α.

Machine Translated by Google

Minemura et coll. [14] ont également présenté les résultats de leur modèle, en regardant l'évolution des principaux paramètres le long du passage de la roue d'une pompe centrifuge. Les figures 11 et 12 suivantes donnent une compréhension intéressante de ce qui devrait se produire localement sur le rapport de glissement, le coefficient de tête et la fraction de vide à l'intérieur de la roue, comme dans la figure 11 (pour le meilleur point d'efficacité), et les variations de perte sans dimension par rapport à la fraction de vide à l'entrée pour deux. différents coefficients de débit, comme dans la figure 12.

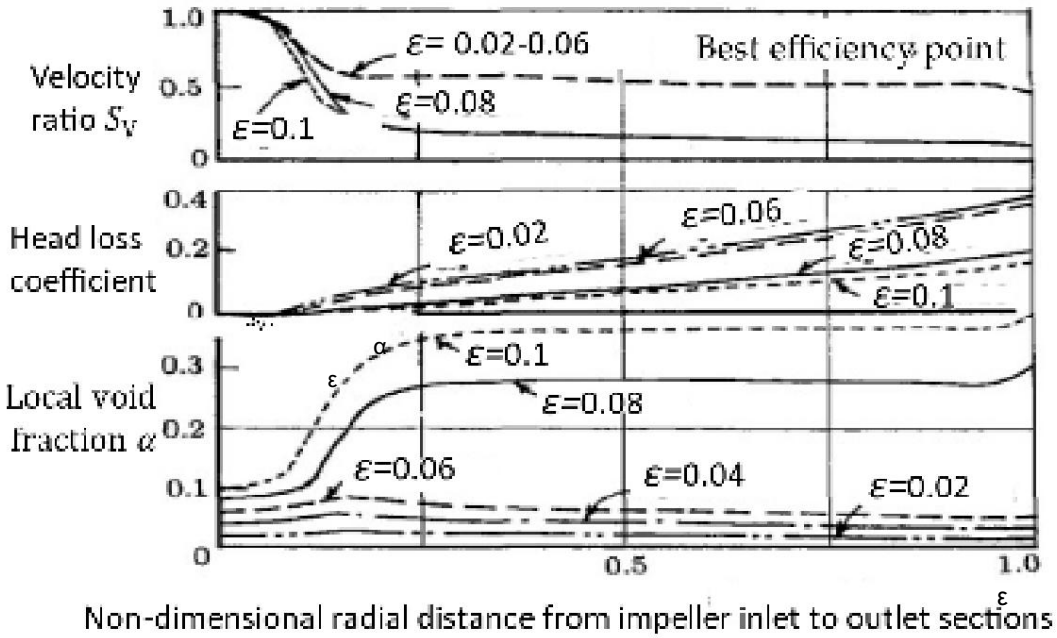


Figure 11. De haut en bas : exemple d'évolutions radiales du rapport de vitesse SV, du coefficient de perte de charge et de la fraction de vide α à l'intérieur d'un canal de roue au meilleur point d'efficacité pour différentes valeurs de la fraction de vide à l'entrée ε (Données de Minemura et al. [14]).

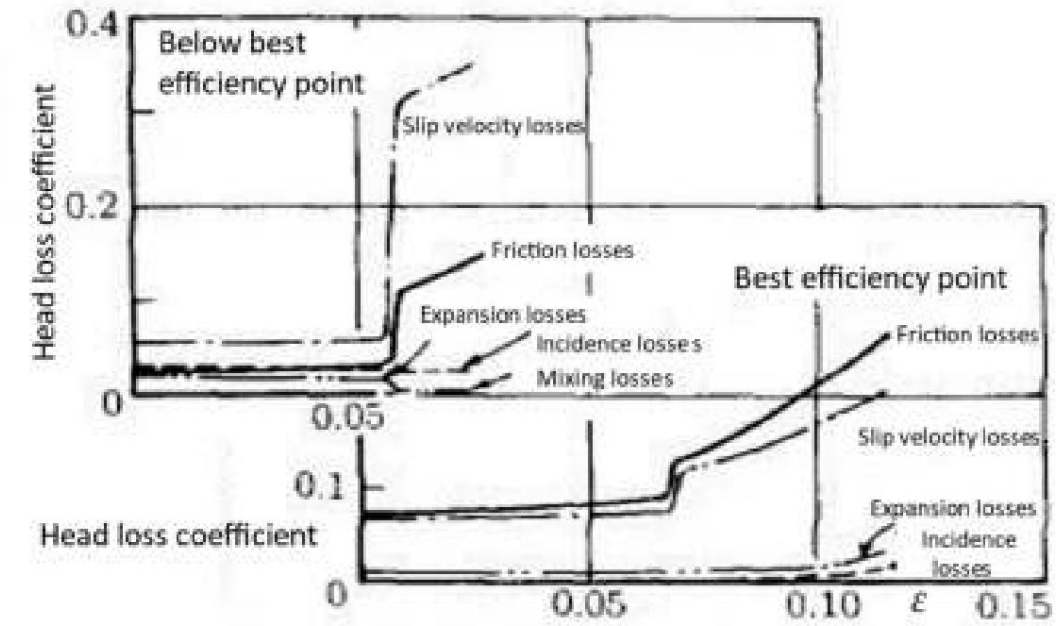


Figure 12. Evolutions de plusieurs coefficients de perte de charge en fonction du taux de vide à l'entrée pour deux coefficients de débit différents : figure du haut : en dessous du point de meilleur rendement, figure du bas : point de meilleur rendement. (Données de Minemura et al. [14]).

Sur la figure 11, le taux de vide atteint ses valeurs maximales après la première zone du col de la roue et reste presque constant (environ trois fois la valeur d'entrée). Une augmentation significative

Machine Translated by Google

peut être détecté lorsque la fraction de vide d'entrée ε est supérieure à 0,06. Une diminution rapide du rapport des vitesses est également observée et correspond à l'augmentation du coefficient de perte de charge.

Sur la figure 12, on peut observer que la charge de perte par frottement est la plus élevée parmi toutes les pertes et augmente remarquablement à proximité de la condition de panne. La fraction de vide dans la région de sortie de la turbine est si grande que la vitesse de la phase liquide est bien supérieure à la vitesse de la phase gazeuse. Toutes les autres pertes sont plutôt faibles pour les deux débits. Le changement soudain de l'évolution de la courbe de perte correspond à une valeur seuil donnée de ε choisie pour correspondre aux résultats expérimentaux. Le premier changement brusque correspond au coefficient de traînée des bulles d'un modèle d'écoulement homogène à un modèle d'écoulement en bouchons proposé par Hench et Johnston [15], et le second, d'un modèle d'écoulement en bouchons à un modèle d'écoulement en baratte, est proposé par Zuber et Hench [16].

5.3. Détection des critères de surtension

Un modèle intéressant pour prédire les conditions de fonctionnement qui provoquent le pompage des pompes diphasiques est proposé par Barrios et Prado [17]. Dans cette approche, la tension superficielle et la vitesse de rotation sont impliquées dans la détermination des modèles d'écoulement et dans la prévision de l' apparition de bulles stagnantes à l'entrée du canal. Ces deux variables n'étaient pas présentes dans les modèles présentés dans les sections précédentes du présent article. Ce modèle dépend de deux variables importantes, à savoir la taille des bulles stagnantes et le coefficient de traînée des bulles Une corrélation de taille de bulle est présentée avec une nouvelle corrélation pour le coefficient de traînée en fonction de la vitesse de rotation et du nombre de Reynolds. Peu d'auteurs font référence à un tel ouvrage.

6. Conclusions

La présente partie A rassemble les principales définitions d'écoulement diphasique habituellement utilisées pour les pompes et les différentes approches basées sur des modèles de corrélation et unidimensionnels proposées dans la littérature ouverte.

Proches du meilleur point d'efficacité, ces modèles peuvent prédire avec précision les performances des pompes dans des conditions d'écoulement diphasique lorsque des conditions homogènes sont présentes. Pour des conditions hors conception et un taux de vide d'entrée élevé, la seule façon de prédire les performances avec une erreur de ± 20 % est d'adapter les modèles de perte interfaciale et d'angle de sortie de déviation.

Pour les pompes centrifuges, en raison des forts effets 3D, l'approche unidimensionnelle est limitée à une petite plage de fractions de vides et dépend fortement de la taille des bulles qui régissent les pertes interfaciales. Les canaux d'écoulement de la turbine radiale présentent une non-uniformité significative dans la distribution des fractions de vides dans les directions transversale et méridionale. Cela signifie qu'un écoulement turbulent et un écoulement bouillonnant à faible fraction de vide peuvent coexister à un endroit donné.

C'est la raison pour laquelle une approche CFD 3D appropriée est nécessaire pour obtenir une meilleure compréhension de l'écoulement local (voir Partie C) en association avec l'analyse expérimentale locale présentée dans la Partie B.

Financement : Cette recherche n'a reçu aucun financement externe.

Déclaration de disponibilité des données : sans objet.

Conflits d'intérêts : L'auteur ne déclare aucun conflit d'intérêts.

Nomenclature

$_{un}$	$1-\alpha)\rho G$ fonction diphasée, $a = \frac{(\overline{\alpha}}{\rho L}$
UN	zone transversale
b	largeur de la roue de sortie - direction binormale (système de coordonnées intrinsèque)
CD -D	Diamètre du coefficient de traînée dépendant de Reynolds
D	dérivée totale
F^x	fonction
G	flux de masse

Machine Translated by Google

g	tête d'accélération gravitationnelle
H	
H	taux de perte de charge
h *	constante d'enthalpie
K.m	débit massique par unité de temps
m	masse
n	direction normale à s (coordonnée intrinsèque système)
n	vitesse de rotation
p	pression
Q	volume débit
R.	rayon
r	direction vectorielle radiale
s	direction d'un courant. (Intrinsèque système de coordonnées)
S V	rapport de glissement de phase
t	pas de pale, vitesse
U	de rotation temporelle,
V	vitesse absolue volume
W	Fraction de gaz à
x	vitesse relative – direction axiale
z	de la qualité du gaz
α	fraction de vide locale, rapport gaz/liquide de l'angle d'écoulement absolu, dérivée de l'angle
βδ	d'écoulement relatif
Δ	incrément, différence fraction
ε	de vide d'entrée
= = = = 2πR2b2U2 = Q 2πωR22b 2	Coefficient de débit Q ,
φ	viscosité dynamique
μ	de l'angle méridional
υ	viscosité cinématique = μ / ρ
ζ	coefficient de perte
θ	densité dans la direction
ρ	tangentielle
ψ	coefficient de tête, Δψ = g Δ H U22
η	efficacité
ω	vitesse angulaire
σ	tension superficielle
Indices	
être	bulle de meilleure
B	efficacité
cs	coupe transversale
dégrader	lié à une diminution de la tête de 50%.
D	gaz
G	de
H	traînée homogène hydraulique
diablotin hyd	liquide de
L	turbine
PERTE	liés aux pertes
m	méridional
optez	optimal
pour p	grâce au gradient de pression
ps	résultante côté
R.	pression

Machine Translated by Google

rapport	par rapport à la phase liquide côté
ss	aspiration
sp t	monophasé total
le	théorique
tp	biphasé
v	volumétrique
0	par rapport à α = 0
1	section d'entrée de la roue
2	section de sortie de la roue

Annexe A

Annexe A.1. Définitions de base en deux phases

Les définitions de base suivantes sont obtenues dans tous les canaux dans lesquels existent des phases gazeuse et liquide, qu'elles soient séparées ou non. (a) Fraction de gaz (ou qualité du gaz) x

$$x = mG/(mG + ml) \quad (A1)$$

Pour l'état stable,

$$X = \quad . mG/(. . mL). mG + \quad (A2)$$

(b) Fraction vide

$$\alpha = \frac{G}{t} = G/(G + L) \quad (A3)$$

Si l'on suppose un état stationnaire, alors :

$$\alpha V = QG/(QG + QL), \text{ est appelée fraction de vide volumétrique} \quad (A4)$$

β Q correspond au débit volumique de chaque phase.
Avec l'hypothèse de flux 1D, on peut écrire :

$$\alpha cs = AG/(AG + AL) \quad (A5)$$

αcs est ainsi appelé fraction de vide transversale. AG est l'aire de la section transversale d' un canal occupé par la gazeuse, et AL est celle de la phase liquide. Par souci de simplicité, la fraction de vide transversale est appelée α.

On voit que la fraction volumétrique de vides introduit la notion de deux sections efficaces séparées par une petite différence de temps Δt. (c) Fraction de vide transversale

La définition de fraction de vide la plus largement utilisée est la fraction de vide moyenne transversale , qui est basée sur les surfaces transversales relatives occupées par les phases respectives. Ils sont prédits à l'aide de plusieurs types d'approches, telles que les suivantes : - Modèle homogène, qui suppose que les deux phases se déplacent à la même vitesse.
- Des modèles unidimensionnels qui tiennent compte des vitesses différentes des deux phases.
- Modèles bidimensionnels intégrant la distribution normale de la fraction de vide locale et des vitesses.

- Modèles basés sur la physique de régimes d'écoulement spécifiques.
- Méthodes empiriques et semi-empiriques.

Machine Translated by Google

Annexe A.2. Modèle homogène et rapport de vitesse (a)

Fraction de vide homogène

A partir de la définition de la fraction de vide de section transversale d'un canal de zone A, les vitesses moyennes du gaz et du liquide VG et VL sont données ci-dessous en utilisant la qualité du gaz x et les débits volumiques du gaz et du liquide, respectivement, QG. et QL

$$VG = \frac{QG}{A\varepsilon} = \frac{\dot{m}}{\rho G}\left(\frac{x}{\varepsilon}\right) \tag{A6}$$

$$VL = \frac{QL}{UNE(1-\varepsilon)} = \frac{\dot{m}}{\rho L}\left(\frac{1-x}{1-\varepsilon}\right) \tag{A7}$$

La base du modèle homogène est qu'il suppose que les deux phases se déplacent aux mêmes vitesses. Ainsi, égaliser les équations ci-dessus pour des vitesses égales VG = VL conduit à

$$\varepsilon H = \left(\frac{x}{\rho G}\right)/\left(\frac{x}{\rho G} + \frac{(1-x)}{\rho L}\right) \tag{A8}$$

ou

$$\varepsilon H = 1/\left(1 + \frac{1-x}{x}\right)(\rho G/\rho L) \tag{A9}$$

Le modèle de fraction de vide homogène est raisonnablement précis pour des cas limités. Les meilleurs accords se trouvent pour les gouttelettes ou les flux de brouillard pétillants et dispersés. Notez que pour un écoulement bouillonnant, la phase continue est liquide et le gaz est celui entraîné. Pour le flux de brouillard, la phase continue est le gaz et la phase entraînée est l'eau.

A l'approche de la pression critique d'un mélange donné, la différence entre les densités de chaque phase disparaît. Le modèle de fraction de vide homogène est également valable pour des vitesses de masse très élevées et des qualités de vapeur élevées. (b) Rapport de

vitesse : SV.

Le rapport des vitesses est un concept utilisé dans les modèles d'écoulement séparés, où l'on suppose que les deux phases se déplacent à deux vitesses différentes VG et VL. Il est également souvent appelé taux de glissement. De plus, une discontinuité ne peut physiquement exister entre les vitesses de phase puisqu'une couche limite se forme aux interfaces des deux phases. Le rapport de glissement décrit les vitesses moyennes relatives des phases coexistantes par souci de simplicité.

$$SV = VG/VL \tag{A10}$$

$$\text{Alors } \varepsilon = 1/\left(1 + \frac{1-X}{x}\,SV\,\frac{\rho G}{\rho L}\right)$$

$$\text{et } x = \frac{1}{1 + \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon}\left(\frac{\rho L}{\rho G}\right)SV}$$

$$SV = \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon}\,\frac{x}{1-X}\,(\rho L/\rho G)$$

Pour des vitesses égales, l'expression de ε revient à la même expression obtenue pour l'expression du modèle homogène.

La valeur du rapport des vitesses dépend de la configuration du mélange. Pour les flux à co-courant ascendant et horizontal, VG est presque toujours supérieur à VL. Pour les écoulements verticaux descendants, VG peut être plus petit que VL en raison des effets de gravité. De nombreux modèles analytiques et corrélations empiriques ont été proposés pour la détermination du taux de glissement dans la littérature ouverte.

(c) Flux massique G.

Machine Translated by Google

$$G = \dot{m}/A \tag{A11}$$

(d) Densité homogène biphasée ρtp

$$\rho tp = \alpha V \rho G + (1 - \alpha V)\rho L = \rho L + \frac{1}{1/(\ )x\ \rho L(\rho G - \rho L)x\ \rho G - \rho L} \tag{A12}$$

Annexe B.

Une méthode analytique a été proposée par Furuya [13] en 1985, avec une hypothèse d'écoulement non visqueux, pour étudier la dégradation de la hauteur de charge due au pompage diphasique. La méthode a été appliquée dans un volume de contrôle où l'équation de quantité de mouvement est développée, puis intégrée des sections d'entrée à sortie de la roue en supposant que la trajectoire du liquide est identique à celle des bulles (désignée ici par l'indice G) de sorte que le volume de contrôle est délimité par deux lignes de courant successives séparées par la distance dn normale à s. On a :

$$(1 - \alpha)\rho LWL \cdot \delta WL/\delta s + \alpha \rho GWG \cdot \delta WG/\delta s = (\rho L(1 - \alpha) + \alpha \rho G)R\omega^{2} - \delta p/\delta s \tag{A13}$$

L'équation (13) peut s'écrire :

$$\begin{aligned}(\delta/\delta s)\ \frac{(1-\alpha)\rho LW2 + 2}{2}\ \frac{\rho G\alpha W2\ G}{}\ - (\alpha\rho G + (1 - \alpha)\rho L)\cdot\ \frac{(r\omega)\ 2^{2}}{}\ + p \\ + \rho L(W2_{L} - (r\omega)^{2})/2 - \rho G(W^{2}_{G} - (r\omega)^{2})/2\ (\ \frac{}{\delta\alpha\delta s}) = 0.\end{aligned} \tag{A14}$$

Cette relation montre explicitement la dérivée de la fraction de vide α avec s et qu'il existe une différence entre les vitesses des deux phases. Cette option permet d'avoir des vitesses relatives de sortie différentes entre chaque phase. Ceci explique principalement la diminution de la hauteur de charge diphasique due aux différentes vitesses tangentielles absolues de chaque phase par rapport aux conditions monophasées. Les effets de condensation et de compressibilité sont négligés par souci de simplicité afin que la densité de chaque phase reste constante. La force externe agissant sur le volume de contrôle est considérée comme égale à la force radiale et à la force de pression, comme sur la figure 9.

Il peut être intégré entre les sections de turbine d'entrée (indice 1) et de sortie (indice 2), en supposant que toutes les quantités varient le long d'une ligne de courant. C'est équivalent à l'équation de Bernoulli écrite dans le référentiel relatif. Cela conduit à l'équation suivante appliquée le long d'une ligne de courant pour l'état stationnaire :

$$\begin{aligned}&\frac{(1-\alpha 2)\rho L(W2\ 2L - U2\ 2\ )}{2}\ \frac{\alpha 2\rho G(W2\ 2G - U2}{2\ ) + + p2 -}\ \frac{(1-\alpha 1)\rho L(W2\ 1L - U2\ 1\ )}{2}\ \frac{\alpha 1\rho G(W2\ 1G - U2\ 1\ )}{2} + + p1 + \\ &\int_{1}^{2}\ \frac{\rho L(W2\ L - U2\ )}{2}\ -\ \frac{\rho G(W2\ G - U2\ )}{2}\ \cdot\ \frac{}{\delta\alpha\delta s}\cdot ds = 0\end{aligned} \tag{A15}$$

La différence (p2 − p1) peut être remplacée par la hauteur totale biphasée définie comme :

$$\Delta Ht.tp = \frac{p2 - p1}{g\rho tp^{*}} + \frac{V^{2}_{L2} - V^{2}_{L1}\cdot(1 - x)}{2g} + \frac{V^{2}_{G2} - V^{2}_{G1}\cdot x}{2g} \tag{A16}$$

Avec:

$\rho tp^{*} = mtp/(QL + QG)$,

$QL = dn(1 - \alpha)WL$,

$QG = dn\alpha WG$

$X = (mG/.mtp)$.

Noter que:

$$\rho tp^{*} = \rho tp = (1 - \alpha)\rho L + \alpha \rho G, \text{ lorsque } WL = WG$$

Machine Translated by Google

En introduisant chaque phase, l'augmentation de la hauteur de charge totale Ht,G et Ht,L est la suivante :

$$\Delta Ht,G = \frac{p2 - p1}{g\rho G} + (V_{G2}^2 - V_{G1}^2)/2g \quad (A17)$$

$$\Delta Ht,L = \frac{p2 - p1}{g\rho L} + (V_{L2}^2 - V_{L1}^2)/2g \quad (A18)$$

L'augmentation de hauteur diphasée entre la section de turbine d'entrée et de sortie peut s'écrire comme suit :

$$\Delta Ht,tp = (\Delta Ht,L \; . \; mG)/ \; . \; mL + \Delta Ht,G \; mtp \quad (A19)$$

et conduit à l'expression finale donnée ci-dessous :

$$\Delta Ht,tp = \Delta H_{t,sp}^{W,L} - \Delta HW,2 - \Delta Hs - \Delta H\alpha \quad (A20)$$

avec:

$$\Delta H_{sp}^{W,L} = (1 - x) \cdot \frac{V_{U,2L}^{sp} - V_{U,1L}^{sp}}{g} - \frac{V_{U2,G}^{spx} - V_{U,1G}^{sp}}{g} \quad (A21)$$

$\Delta H_{sp}^{W,L}$ est différent de ΔHsp, défini à la section 5.1. Cela reflète seulement que les vitesses tangentielles absolues à la sortie de la roue sont différentes pour chaque phase, comme pour le jet et le sillage dans des conditions monophasées. Cela suppose implicitement que chaque phase est bien séparée, ce qui est généralement la condition obtenue pour des taux de vides élevés. La comparaison avec les données expérimentales semble effectivement meilleure pour les fractions de vide supérieures à 30 % et pour les pompes axiales à

flux mixte. ΔHW,2 représente la modification de la vitesse relative de phase à la sortie de la pompe provoquée par la condition d'écoulement diphasique :

$$= \text{avec } \Delta VU,2 = V_{U,2}^{sp} - VU,2 + \frac{(1 - x)U2\Delta VU,2L \; xU2\Delta VU,2G \; \Delta HW,2}{gg} \quad (A22)$$

ΔHs est lié à la vitesse de glissement entre les phases liquide et gazeuse :

$$\Delta Hs = (1 - x) \; \alpha 2 \; \frac{W2,G}{W2,L} \; 2,L - U2 \; \frac{W2}{2 - 1 \cdot - \alpha 1 \; 2g} \; \frac{W1,G}{W1,L} - 1 \cdot \frac{W2\,1,L - U2}{1\,2g} + x(1 - \alpha 2) \; \frac{W2,L}{W2,G} - 1 \cdot \frac{W2\,2,G - U2\,2,G}{2g} + (1 - \alpha 1) \; \frac{W1,L}{W1,G} - 1 \cdot \frac{W2\,1,G - U2\,1,G}{2g} \quad (A23)$$

ΔHα est dû à la variation de la fraction de vide le long du passage d'écoulement entre les aubes.

$$\Delta H\alpha = (1/g\rho tp) \int_1^2 \left(\frac{\rho L \; W2^{-U2}}{L2} - \frac{\rho GW2^{-U2}}{G2} \right) \frac{\delta\alpha}{\delta s} \cdot ds \quad (A24)$$

Enfin, l'équation (A19) peut être écrite comme suit, en introduisant l'ensemble d'équations ci-dessus

$$\frac{Ht,tp}{H_{t,sp}^{W,L}} = 1 - (\Delta HW,2 + \Delta HS + \Delta H\alpha)/\Delta H_{t,sp}^{W \cdot L} \quad (A25)$$

Pour calculer toutes les quantités des termes corrects de l'équation (A24), il est nécessaire de connaître l'évolution des vitesses relatives pour les phases liquide et gazeuse, ainsi que la fraction de vides le long du trajet du canal de la roue.

L'ajout d'un modèle analytique de perte pour une bulle est proposé en utilisant l' équation du moment, selon Hench et Johnston [13].

L'équation de quantité de mouvement appliquée à une bulle de gaz est la suivante :

$$\rho GWG \; \frac{DWG}{Dt} = \rho GWG \; \frac{\delta WG}{\delta t} + GT \; \frac{\delta WG}{\delta s} = \sum Fs \quad (A26)$$

Machine Translated by Google

Cela conduit à introduire toutes les forces ∑ Fs agissant sur une bulle listées ci-dessous :

Force de pression : $-VG(\frac{\delta p}{\delta s})$;

Force centrifuge : $\rho GVGr\omega 2 \sin\beta\cos$;

Force de traînée : $CD\rho L(WL - WG)\cdot|WL - WG|\pi R_B^2$;

Force de masse virtuelle : $0{,}5\rho LVG(\frac{\delta WG}{} + GT\,\delta t \quad \frac{\delta WG}{\delta s} - \frac{\delta WL}{} - WL\delta t \quad \frac{\delta WL}{\delta s})$.

En combinant toutes les relations précédentes, si la forme de la bulle correspond à une sphère, on peut obtenir l'équation suivante qui peut être utilisée pour éliminer le terme δp/δs dans l'équation (A11).

$$\rho GWG + 0{,}5\rho LWG\ \rho GVGr\omega 2 \quad \frac{\delta WG}{\delta s} - WL \quad \frac{\delta WL}{\delta s} = \frac{\delta p}{\delta s} + \sin\beta\cos \quad + \left(\frac{3}{8}\right)\rho L\left(\frac{CD}{RB}\right)(WL - GT)|WL - GT| \tag{A27}$$

La valeur de CD dépend du nombre de Reynolds de la bulle.

L'équation différentielle finale est :

$$(ml^{2}/(\rho Ld_n^{2}))\ \frac{1}{1-\alpha}\ \frac{1}{\delta\alpha\delta s}[-(\ )(\ ) + (mG\ dn\ \delta s\ /(\rho Gd\ n^{2}))((1-\alpha)/\alpha^{2})\ (1/\alpha)\ \frac{1}{\delta\alpha\delta s}[-(\ )(\ ) + dn\ \frac{\delta dn}{\delta s}$$

$$0{,}5\rho L\ (mG/\rho Gdn\alpha)\ \frac{1}{1-\alpha}\ \frac{1}{\delta\alpha\delta s} + \left(\frac{1}{1\ jour}(\ ) + (mL/(\rho L\ dn(1-\alpha)))\ \delta s\right)^{2}\ \frac{1}{1-\alpha}\ \frac{1}{\delta\alpha\delta s} - \left(\frac{1}{1\ jour}(\ ) = \frac{\delta dn}{\delta s}\right) \tag{A28}$$

$$(\rho L - \rho G)(1-\alpha)r\omega 2\ \sin\beta\cos$$

$$-(3/8)(CD/RB)\rho L\ .\ mL/(\rho L\ dn(1-\alpha)) - (mG/\rho Gdn\alpha)\ .\ mL/(\rho L\ dn(1-\alpha)) - (mG/\rho Gdn\alpha)$$

Avec les équations de conservation de masse suivantes :

$$mtp = (\ .\ .\ mL)\ mG +$$

$$\dot{m}tp = dn(1-\alpha)WL\rho tp$$

$$\dot{m}L = dn(1-\alpha)WL\rho L$$

$$\dot{m}G = dn\alpha WG\rho G$$

Références

1. Gamboa, G. ; Prado, M. Étude expérimentale des performances biphasées d'un étage de pompe électrique submersible. SPE Prod. Opéra. 2012, 27, 414-421. [Référence croisée]
2. Estevam, V. ; France, FA; Alhanati, FJS Cartographie des performances des pompes centrifuges dans des conditions biphasées. Dans Actes du 17e Congrès de génie mécanique, COBEM 2003, Sao Paulo, Brésil, 10-14 novembre 2003.
3. Barrios, L. Visualisation des performances multiphasées à l'intérieur d'une pompe électrique submersible. doctorat Thèse, Université de Tulsa, Tulsa, OK, États-Unis, 2007.
4. Verde, WM; Biazussi, JL; Sassim, NA; Bannwart, AC Étude expérimentale des modèles d'écoulement diphasique gaz-liquide au sein roues de pompes centrifuges. Exp. Thermie. Scie fluide. 2017, 85, 37-51. [Référence croisée]
5. Zhu, ZJ; Zhang, QG Une revue des expériences et de la modélisation du flux gaz-liquide dans les pompes électriques submersibles. Énergies 2018, 11, 180. [Réf. croisée]
6. Jiang, Q. ; Heng Liu, X. ; Zhang, W. ; Bois, G. ; Si, Q. Un examen des considérations de conception de la capacité de la pompe centrifuge pour la gestion des flux biphasés gaz-liquide d'entrée. Énergies 2019, 12, 1078. [CrossRef]
7. Baker, O. Conception de pipelines pour un flux simultané de pétrole et de gaz. Pétrole Gaz J. 1954, 26.
8. Shaoa, C. ; Lia, C. ; Zhoua, J. Enquête expérimentale sur les modèles d'écoulement et les performances externes d'une pompe centrifuge qui transporte des mélanges diphasiques gaz-liquide. Int. J. Flux de fluide thermique 2018, 71, 460-469. [Référence croisée]
9. Gülich, JF Pompes centrifuges ; Springer : Berlin/Heidelberg, Allemagne, 2010 ; ISBN978-3-642-12823-3. [Référence croisée]
10. Stel, H. ; Ofuchi, EM; Sabino, RHG; Ancajima, FC; Bertoldi, D. ; Neto AM, M. ; Morales RE, M. Enquête sur la requête de Bulles dans une turbine de pompe centrifuge. ASME J. Fluides Ing. 2018, 141, 031203. [Réf. croisée]
11. Ofuchi, EM; Silva, HLV ; Bertoldi, D. ; Mancilla, E. ; Stel, H. ; Morales, REM Etude du mouvement des bulles dans un rotor centrifuge basé sur la visualisation dans un référentiel rotatif. Chimique. Ing. Sci. 2022, 259, 117829. [Réf. croisée]
12. Mikielewicz, J. ; Gordon Wilson, D. ; Chan, T. ; Chardonneret, A. Une méthode pour corréler les caractéristiques du pompage centrifuge Flux biphasé. J. Fluides Ing. Trans. ASME 1978, 100, 395-409. [Référence croisée]

Machine Translated by Google

13. Furuya, O. Un modèle analytique pour la prévision des performances des pompes à débit biphasées (non condensables). J. Fluides Ing. Trans. ASME 1985, 107, 139-147. [Référence croisée]

14. Minemura, K. Prédiction des performances d'écoulement biphasique air-eau d'une pompe centrifuge basée sur un modèle bidimensionnel à deux fluides. ASME J. Ingénierie des fluides. 1998, 120, 327-334. [Référence croisée]

15. Hench, JE; Johnston, JP Performance du diffuseur bidimensionnel avec débit air-eau subsonique biphasé. ASME J. Ingénierie de base. 1972, 94, 105-121. [Référence croisée]

16. Zuber, N. ; Hench, JE État d'équilibre et fraction de vide transitoire des systèmes bouillonnants et leurs limites de fonctionnement. (Partie I, Fonctionnement en régime permanent) ; Rapport technique n° 62GL100 ; General Electric Co. : Boston, MA, États-Unis, 1962 ; 334p.

17. Barrios, L. ; Prado, MG Visualisation expérimentale d'un écoulement biphasé à l'intérieur d'un étage de pompe submersible électrique. ASME J. Ressource énergétique. Technologie. 2011, 133, 042901. [Référence croisée]

Avis de non-responsabilité/Note de l'éditeur : Les déclarations, opinions et données contenues dans toutes les publications sont uniquement celles du ou des auteurs et contributeurs individuels et non de MDPI et/ou du ou des éditeurs. MDPI et/ou le(s) éditeur(s) déclinent toute responsabilité pour tout préjudice corporel ou matériel résultant des idées, méthodes, instructions ou produits mentionnés dans le contenu.

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Revoir

État de l'art sur les flux liquide/gaz biphasés non miscibles Analyse du transport dans les pompes centrifuges radiales, partie C : CFD Approches mettant l'accent sur des modèles améliorés

Markus Hundshagen et Romuald Skoda *

Chaire de machines à fluides hydrauliques, Université de la Ruhr à Bochum, Universitätsstr. 150, 44801 Bochum, Allemagne ; markus.hundshagen@ruhr-uni-bochum.de * Correspondance : romuald.skoda@ruhr-uni-bochum.de

Résumé : Prédire les performances des pompes et assurer leur fiabilité opérationnelle dans des conditions biphasiques est un objectif majeur de l'analyse tridimensionnelle (3D) de la dynamique des fluides computationnelle (CFD) des débits des pompes centrifuges radiales liquide/gaz. Par conséquent, les méthodes CFD 3D sont de plus en plus appliquées à de tels flux dans le monde universitaire et industriel. L'analyse CFD des flux de pompes liquides/gaz nécessite une sélection minutieuse de sous-modèles issus de plusieurs domaines de la CFD, tels que la modélisation diphasique et de turbulence, ainsi qu'un maillage de haute qualité de géométries complexes. Cet article présente un aperçu des stratégies actuelles de simulation CFD et décrit les progrès récents dans la modélisation en deux phases. Une attention particulière est accordée aux différentes approches pour les écoulements de bulles dispersées et les accumulations de gaz cohérentes. Pour les régions à écoulement bouillonnant dispersé, les modèles Euler – Euler à deux fluides sont discutés, y compris les modèles d'équilibre de population et d'interaction de bulles. Pour un écoulement cohérent de poches de gaz, des méthodes de capture du volume de fluide essentiellement par interface sont appliquées. Un modèle hybride est suggéré, c'est-à-dire une combinaison d'un modèle Euler-Euler à deux fluides avec des propriétés de capture d'interface, prédisant les régimes d'écoulement bouillonnant ainsi que les régimes avec des poches de gaz cohérentes. L'importance de considérer des modèles de turbulence à résolution d'échelle pour les régions d'écoulement diphasique hautement instables est soulignée.

Mots-clés : pompes centrifuges ; transport de liquide/gaz ; dynamique des fluides computationnelle; modélisation multiphase ; simulation adaptative à l'échelle ; modélisation de l'équilibre de la population

check for updates

Citation : Hundshagen, M. ; Skoda, R. État de l'art sur le biphasé Analyse du transport de flux de liquide/gaz non miscibles dans les pompes centrifuges radiales Partie C : approches CFD en mettant l'accent sur les modèles améliorés. Int. J. Turbomach. Propulse. Puissance 2023, 8, 15. https://doi.org/10.3390/ijtpp8020015

Rédacteurs académiques : Tony Arts et Rodolfo Bontempo

Reçu : 15 décembre 2022
Révisé : 11 avril 2023
Accepté : 18 avril 2023
Publié : 4 mai 2023

Copyright : © 2023 par les auteurs. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.
Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Introduction

Dans diverses applications industrielles et techniques, on rencontre un mélange de liquide et de gaz non condensables, comme l'air. Les pompes centrifuges, conçues pour le transport de liquides monophasiques, sont fréquemment nécessaires pour transporter des mélanges biphasiques. Les applications des pompes biphasées peuvent être trouvées dans les centrales nucléaires [1] et géothermiques [2] , dans l'industrie des pâtes et papiers [3] ou dans l'industrie pétrolière pour le levage artificiel [4]. Même une petite charge de gaz peut perturber considérablement le transport, et même provoquer une panne de la tête de pompe [5]. Comme discuté en détail dans la partie A de cette série d'articles de synthèse, une baisse de la tête de pompe est associée à une séparation de l'air et de l'eau dans les ca Dans les pompes à vitesses spécifiques élevées, en termes de pompes à débit axial et mixte, l'action de la force de Coriolis est dirigée du carénage vers le moyeu [9]. Ainsi, un écoulement secondaire est favorisé dans les canaux de pales, ce qui, dans une certaine mesure, contrecarre la séparation de phases. Dans les pompes circonférentielles, la force de Coriolis agit dans la direction du côté pression des pales. En conséquence, des gradients de pression se développent dans le sens du flux transversal. Étant donné que les densités du liquide et du gaz diffèrent considérablement, les gradients de pression conduisent à un glissement entre les phases et le gaz a tendance à s'accumuler du côté aspiration de la pale, en particulier dans des conditions de charge partielle, où l'incidence de l'écoulement au bord de fuite de la pale est élevée . 10].

Bien qu'il n'y ait en principe aucune différence dans l'interaction des forces corporelles dans le liquide et des gradients de pression, ce qui conduit finalement à une ségrégation de phases, l'effet sur la ségrégation est considérablement plus prononcé pour les pompes circonférentielles, en raison de la

Machine Translated by Google

direction des forces de Coriolis. Ainsi, cette revue des méthodes CFD se limite essentiellement à ce type de pompe, à quelques exceptions près. Dans la section 2, un examen des méthodes CFD est fourni. Contrairement à la revue, par exemple, de Zhu et Zhang [11], qui ont fourni un aperçu assez large des techniques de simulation 3D des pompes submersibles, nous nous concentrons essentiellement sur les aspects de la modélisation multiphasique. La section 2 commence par le raisonnement physique des hypothèses du modèle obtenues à partir d'expériences haute fidélité. Sur la base d' observations expérimentales, deux branches principales des modèles multiphasiques peuvent être identifiées en termes de la méthode Euler – Euler Two-Fluid (EE2F), d'une part, et de la méthode Volume-of-Fluid (VoF), d'autre part. . L'état de l'art et les limites des deux approches sont présentés dans les sections 2.2 et 2.3, ainsi que des exemples de résultats tirés de la littérature. Il est important de noter que la cavitation, en termes de changement de phase rapide, est omise ici. Bien que la cavitation et le simple transport d'une phase gazeuse dans un liquide soient étroitement liés d'un point de vue physique [12-15], les approches de modélisation sont encore séparées, nous limitons donc notre revue à cette dernière. Une discussion sur la cavitation dans les pompes circonférentielles est fournie ailleurs, par exemple dans les réf. [16-23].

2. Examen des méthodes CFD pour l'écoulement multiphasique dans les pompes

2.1. Raisonnement physique

Nous commençons notre examen par des observations importantes tirées d'expériences. Des techniques expérimentales récentes d'optique [24-27], Gamma [28-31] et X-Ray [32] fournissent des vues détaillées des champs d'écoulement multiphasiques dans les systèmes rotatifs. Sur la base du champ d'écoulement multiphasique, ainsi que des caractéristiques de chute de charge, plusieurs auteurs [4,24-27,33-38] fournissent des cartes de performances du transport du mélange. Sous réserve du point de fonctionnement et de la charge d'air, Mansour et al. [24–27] ont observé une transition d'un écoulement bouillonnant vers des accumulations d'air constantes dans le canal des pales et ont introduit une catégorisation en termes de cartes de régime d'écoulement. Quatre régimes d'écoulement différents sont illustrés dans la carte des performances de la tête de pompe présentée à la figure 1 Il est à noter que, pour une roue fermée, comme l'ont étudié Mansour et al. [24,25], un cinquième régime, en termes de régimes d'écoulement ségrégués, a été observé, où une poche d'air est attachée sur toute l'étendue de la pale. Ce régime d'écoulement séparé n'est pas présent dans une roue semi-ouverte en raison du fort effet de mélange, qui élimine une partie des poches d'air attachées. Les régimes d'écoulement dans les roues semi-ouvertes peuvent être résumés comme suit :

1. Écoulement bouillonnant : les bulles d'air sont dispersées partout dans la roue.
2. Flux de bulles agglomérées : les bulles d'air commencent à s'accumuler en petits amas de bulles.
3. Flux de poches alterné : des poches d'air très instables, de tailles et d'emplacements très variables, apparaissent au niveau des aubes de la turbine mais ne sont pas localisées au niveau de chaque aube.
4. Flux de poches : des poches d'air stables et régulières sont situées du côté aspiration de chaque lame.

Les différents régimes d'écoulement imposent diverses exigences à la méthode de simulation. Par exemple , la résolution directe de toutes les interfaces de phase dans le régime d'écoulement bouillonnant (1), où une multitude de bulles séparées sont dispersées dans le liquide, est associée à un énorme effort de calcul. Par conséquent, une approche de mélange homogène, avec traitement de bulles séparées à l'échelle de la sous-grille, est plus efficace lorsque de petites échelles interfaciales, en termes de bulles, sont présentes, et les études correspondantes sont résumées dans la sectio D'un autre côté, un grand régime d'air cohérent est présent dans le régime d'écoulement en poche (4), et les hypothèses d'une approche de mélange homogène sont violées. Au lieu de cela, une résolution nette de l'interface de phase au moyen, par exemple, d'un schéma VoF pourrait être plus appropriée. Les études correspondantes sont examinées à la section 2.3. Entre les deux, dans les régimes (2) et (3), une transition de morphologie de phase au sein de la roue est présente. De plus, même lorsqu'un régime d'écoulement en poche (4) s'est développé dans le passage des pales, un écoulement bouillonnant peut être présent en même temps, par exemple dans le tuyau d'aspiration. En raison de ces différents régimes d'écoulement présents dans la pompe, on peut conclure que la transition de la morphologie des phases d'un écoulement bouillonnant à des accumulations d'air cohérentes devrait être capturée par la méthode CFD. Cela nécessite une approche hybride, qui est résumée à la section 2.4.

Une autre observation expérimentale correspond à des régions vides très instables, décrites, par exemple, dans les réf. [24-27,39-44]. Comme indiqué ci-dessus, une alternance instable

Machine Translated by Google

des poches sont présentes dans la zone de transition entre les régimes d'écoulement de bulles et de poches. Même les régions vides adhérentes intrinsèquement stables dans le régime d'écoulement de poche montrent des sillages instables, qui sera discuté dans la section 4. Cette observation doit être prise en compte par des modèles de turbulence raisonnables. Pour les écoulements très instables, la validité de la moyenne de Reynolds pourrait être remise en question, et les modèles de résolution à l'échelle de la turbulence pourraient être plus complexes. précis. Par conséquent, un bref examen des simulations de résolution à l'échelle de la turbulence du débit de pompe est fourni à la section 2.5.

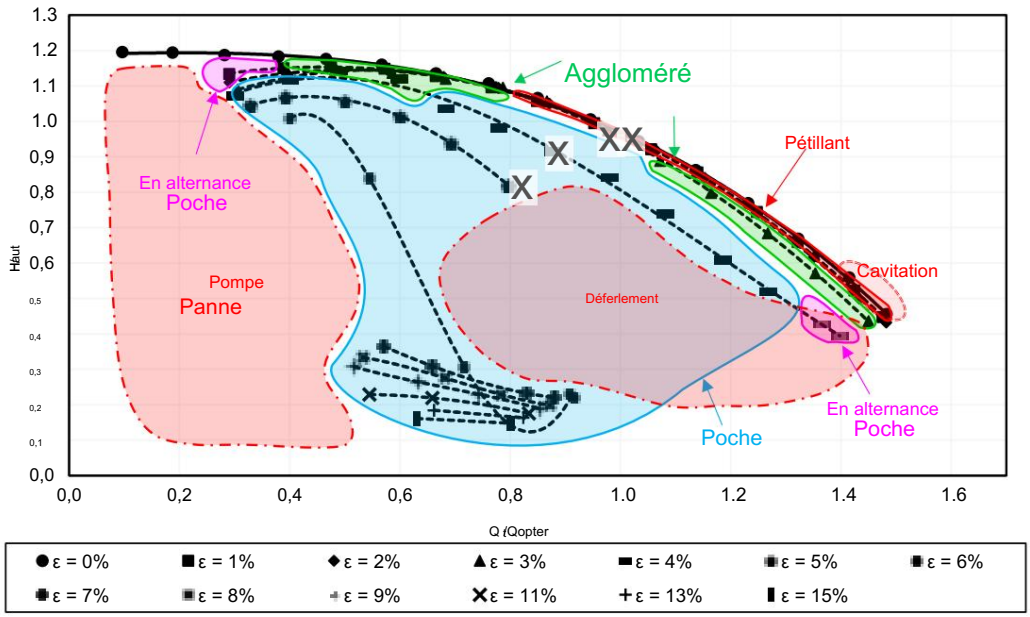


Figure 1. Carte de performances pour caractériser les régimes d'écoulement observés dans les expériences de Mansour et al. [27,39]. Certains points opérationnels sont marqués d'un « X » et sont légèrement écartés pour clarté due à leur proximité. Ils sont repris dans les simulations de flux plus loin.

2.2. Approche Euler – Euler à deux fluides (EE2F)

La plupart des études disponibles sur le débit des pompes centrifuges radiales ont été réalisées en utilisant la famille de modèles EE2F. Une approche eulérienne pour la phase dispersée est préférée à la Approche lagrangienne, puisqu'une dépendance plus modérée à la grille et une meilleure convergence statistique de l'approche eulérienne peuvent être supposées [45]. Premières simulations d'écoulement diphasique dans les pompes centrifuges par Pak et Lee [46] et Minemura et Uchiyama [47] ont souligné que les bulles se déplacent vers la pointe de la lame et s'accumulent du côté aspiration de la lame et que la chute de charge est associée à une séparation de phases et à de grandes zones d'accumulation d'air. Même avec une approche monodispersée simplifiée et des simulations monocanal, Müller et al. [48] obtenu un bon accord avec la chute de charge mesurée à faible charge d'air, tandis qu'avec un augmentation de la fraction volumique du gaz d'entrée, même une prévision qualitative n'a pas pu être obtenue, confirmant la conclusion de plusieurs études antérieures, par exemple [49–51]. Une influence significative de la qualité de la grille de calcul sur l'emplacement et la taille de l'accumulation de bulles a été trouvé par Müller et al. [52]. Si et al. [40–42] et Wang et al. [53] présenté validé résultats numériques d'une pompe centrifuge à aubes 3D dans un écoulement air-eau diphasique et comparaison de différentes conceptions de roue. Zhou et coll. [54] ont étudié les phénomènes transitoires, c'est-à-dire résolus dans le temps, caractéristiques de la force de pompe radiale, et Zhong et al. [55] ont analysé la pompe transitoire caractéristiques qui commencent lorsque l'air est injecté dans le tuyau d'aspiration. Le modèle EE2F a également été adopté dans nos études précédentes, comparant une roue fermée et une roue semi-ouverte [56–58]. Plusieurs auteurs ont utilisé la distribution polydispersée de la taille des bulles, ainsi que la modélisation de l'équilibre de la population (PBM) dans le cadre EE2F, permettant ainsi des analyses temporelles et spatiales. variation de la taille des bulles. Lui et coll. [59] ont souligné l'importance de considérer changement du diamètre des bulles pour les pompes centrifuges à volute et comparé ces résultats à

Machine Translated by Google

les résultats d'une simulation EE2F monodispersée. Un exemple de résultat obtenu par He et al. [59], en termes de distribution de la fraction volumique d'air αa, est donnée dans la figure 2. Une plus forte agrégation de l'air a été observée avec le modèle EE2F – PBM qu'avec l' approche monodispersée, soi-disant parce que le diamètre des bulles monodispersées choisi était trop petit.
L'avantage de l'utilisation d'un PBM en combinaison avec l'approche EE2F est souligné par une meilleure correspondance avec les données expérimentales.

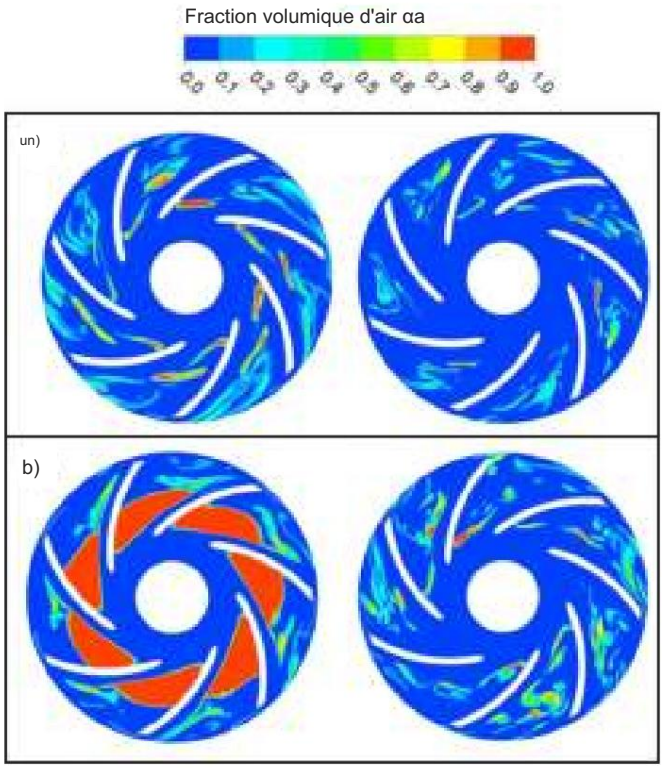


Figure 2. Développement des accumulations d'air, calculé par le modèle couplé EE2F – PBM (à gauche) et le modèle monodispersé EE2F (à droite) pour ε = 2,21 % (a) et ε = 4,86 % (b) à n = 1 500 1/min et Q = 7,7 m3/h. Le chiffre est adopté de He et al. [59].

Yan et coll. [60] ont confirmé cette conclusion. Sur la figure 3, le coefficient de pression de la pompe en fonction de la fraction volumique du gaz d'entrée est donné pour les résultats de simulation obtenus par un EE2F – PBM couplé et par un EE2F monodose. Pour ces derniers, le diamètre d de la bulle a été varié. Par un ajustement de d, les données expérimentales pourraient être approchées. Ainsi, d peut être considéré comme une sorte de paramètre d'étalonnage dans la variante monodispersée EE2F, qui n'est pas nécessaire pour le polydispersé EE2F – PBM. Avec ce modèle couplé EE2F – PBM, Yan et al. [60] ont analysé la distribution de la taille des bulles dans une pompe centrifuge multicellulaire.

Il est important de noter que le terme homogène (abrégé « Hom. » dans la figure 3) utilisé par les auteurs signifie qu'un champ de vitesse commun pour l'eau et l'air est supposé. Cela ne doit pas être confondu avec l'approche de mélange homogène, qui implique un traitement des bulles à l'échelle de la sous-maille et est inhérente à toute variante EE2F. L'inadéquation des données en utilisant un champ de vitesse commun (résultat appelé « Hom » sur la figure 3) souligne la nécessité de champs de vitesse distincts pour l'eau et l'air, afin de permettre la ségrégation des phases.

Dans les simulations de Stel et al. [61,62], les zones d'accumulation d'air à l'intérieur de la roue observées dans les expériences du même groupe de recherche de la Réf. [37] pourrait être reproduit. Zhang et coll. [63] ont observé de grandes tailles de bulles dans les régions à forte charge d'air à l'intérieur de la roue de la pompe. Chen et coll. [64] ont analysé la chute de charge du premier étage d'une pompe électrique submersible (ESP). Récemment, Si et al. [65] ont reproduit la chute de charge observée dans les mesures d'un ESP à cinq étages. Ils ont montré que la partie la plus importante de la chute de charge se produit dans les premier et deuxième étages dans des conditions d'écoulement diphasique, ce

Machine Translated by Google

est souligné par la figure 4, en termes de coefficient de tête d'étage Ψ. Pour monophasé, c'est-à-dire écoulement d'eau pure, le premier étage fait l'essentiel du travail, selon la figure 4a. Pour biphasé conditions et ε > 2 %, Ψ diminue de manière significative pour les étapes un et deux, selon la figure 4b.

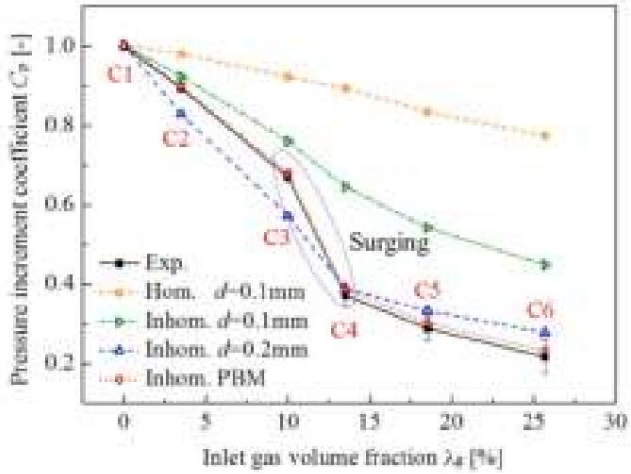


Figure 3. Coefficient de pression en fonction de la fraction volumique du gaz d'entrée pour différentes variantes du modèle EE2F et données expérimentales. Le chiffre est adopté de Yan et al. [60].

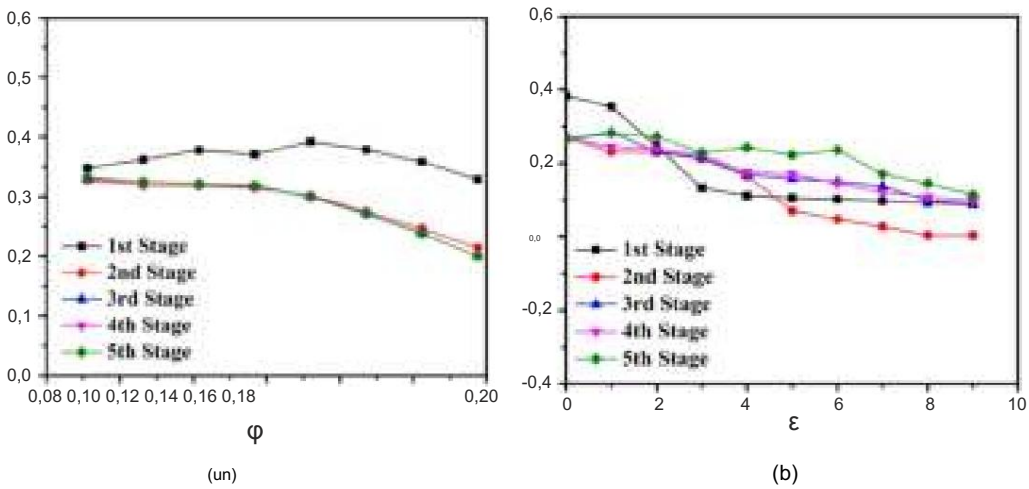


Figure 4. Résultats de simulation des performances de l'étage en termes de coefficient de charge Ψ pour (a) l'eau pure par rapport au coefficient de débit et pour (b) des conditions d'écoulement diphasique à = 0,152 par rapport au gaz d'entrée fraction volumique ε. La figure est adaptée de Si et al. [65].

Le modèle EE2F suppose intrinsèquement un écoulement bouillonnant dispersé [58], c'est-à-dire un écoulement homogène mélange d'eau et d'air au sein de chaque cellule informatique. Ainsi, on peut supposer que dans Dans l'approche EE2F, les accumulations d'air sont représentées par un regroupement d'éléments densément dispersés. des bulles. Cependant, dans les études expérimentales sur un écoulement diffuseur plan [66], une forte une interface entre l'eau et les accumulations d'air a été observée, ce qui met en évidence un structure d'air cohérente et attachée, plutôt qu'un regroupement de bulles séparées. C'est peut-être a conclu que des structures d'interface aussi grandes devraient être résolues par un VoF plutôt que par un Approche EE2F [67], qui est décrite ci-dessous.

2.3. Approche volume de fluide (VoF)

En utilisant une approche VoF, Parikh et al. [68] ont optimisé la conception d'un inducteur en employant une optimisation multi-objectif et ont évalué l'influence de la conception de l'inducteur sur le débit de la pompe. Les mêmes auteurs ont étudié la répartition de l'air pour différents turbines [69], et a comparé ces résultats de simulation avec les résultats expérimentaux de le même groupe de recherche [24,25,39]. Par exemple, la répartition de l'air est illustrée à la figure 5.

Machine Translated by Google

pour une variation de la fraction volumique du gaz d'entrée. Parikh et coll. [69] ont conclu que la distribution instantanée des régions vides observée dans les expériences par une lumière diffusée
La technique pourrait être bien reproduite par la distribution des fractions de vides dans la simulation.
Cependant, des accumulations d'air constantes se sont formées dans les canaux de la turbine pendant ε ≥ 3 %, selon aux expériences, qui n'ont pas été observées dans les résultats de la simulation VoF.

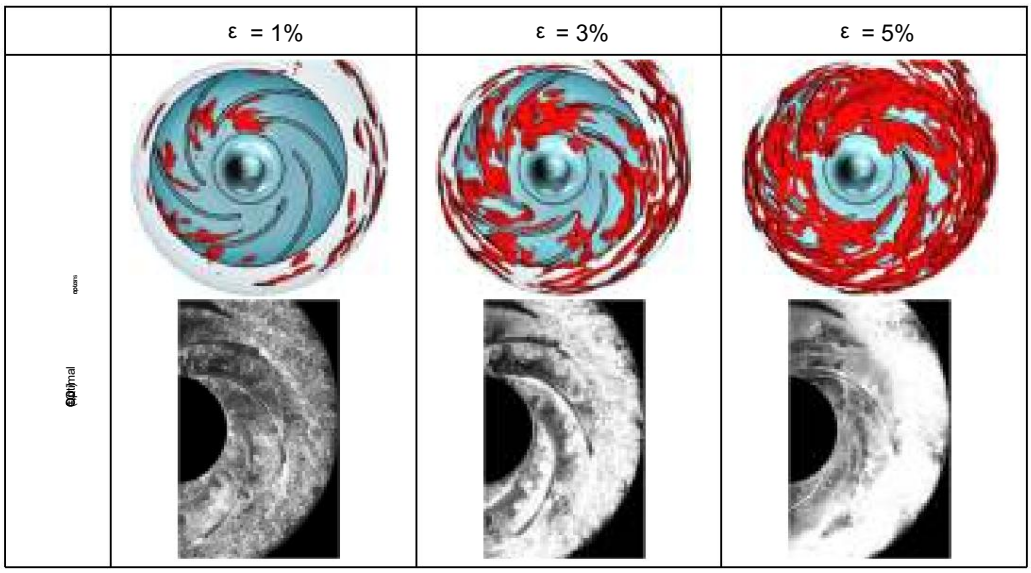


Figure 5. Distribution instantanée de l'air dans une roue semi-ouverte pour une variation du gaz d'entrée fraction volumique ε : images expérimentales (rangée du bas) et résultats numériques des simulations VoF (rangée du haut). Dans les simulations, les isosurfaces pour αa > 0,05 sont affichées. La figure est adaptée de Parikh et coll. [69].

Pineda et coll. [70] ont utilisé la méthode VoF pour les simulations de débit dans les ESP et ont constaté un écart allant jusqu'à 25 % par rapport aux résultats de la hauteur de pompe mesurée expérimentalement.
Zhu et coll. [71] ont conclu que le modèle VoF est inférieur au modèle EE2F pour la simulation des flux ESP. Mansour et coll. [72] ont découvert les mécanismes physiques importants de
atténuant les performances de la pompe et l'effet bénéfique d'un inducteur. Il reste cependant on ne sait pas si la limite de résolution spatiale permet une résolution adéquate des structures vides à l'intérieur les simulations VoF. Selon De Santis et al. [73], les méthodes VoF ne sont appropriées que pour capturer de grandes structures interfaciales, à condition qu'une haute résolution spatiale soit appliquée.
Hundshagen et coll. [74] ont montré que la résolution de la grille, réalisable en centrifugeuse
pompes, est de loin trop grossier pour résoudre toutes les petites échelles rencontrées dans les bulles dispersées régimes d'écoulement. Il convient de noter que, bien entendu, comme les méthodes VoF, les méthodes de définition de niveaux fournir une résolution d'interface. Toutefois, à la connaissance des auteurs, il existe aucune étude de débit de pompe centrifuge employant des méthodes d'établissement de niveaux.

2.4. Approche hybride en deux phases (H2P)

Lors de l'utilisation des approches EE2F et VOF, deux situations morphologiques limites,
rencontrés dans les pompes centrifuges radiales, sont abordés. Concernant le premier, on suppose un mélange homogène, ce qui signifie qu'une multitude de bulles sont dispersées à l'intérieur. chaque cellule de calcul et que le diamètre de la bulle est beaucoup plus petit que la taille de la cellule.
Cette hypothèse est particulièrement valable dans la région des écoulements bouillonnants, alors qu'elle est contestée pour poches d'air adhérentes. En particulier, la validité du modèle EE2F est remise en question lorsque la taille des bulles dépasse l'échelle de la grille, comme discuté par exemple par Marschall [75]. Hundshagen et al. [56–58] ont montré que des problèmes de convergence des solveurs peuvent survenir pour le modèle EE2F,
soit dans de grandes régions d'air cohérentes, soit si la grille de calcul est très fine, c'est-à-dire si la la taille des bulles dépasse localement la taille de la cellule de calcul. Concernant les dispositifs VoF, le la résolution de toutes les petites échelles rencontrées dans la région des écoulements bouillonnants n'est pas réalisable avec

Machine Translated by Google

ressources informatiques disponibles. Dans la Réf. [76], il a été montré qu'en adoptant un ansatz hybride pour les simulations d'écoulement de pompe, une transition d'écoulement bouillonnant vers des accumulations d'air cohérentes pouvait être prise en compte même sans l'énorme résolution de grille spatiale requise pour la capture d'interface par des schémas VoF purs. Dans les modèles hybrides de Hänsch et al. [77,78], Meller et al. [79], Yin et coll. [80], et Frederix et al. [81], l'air est traité soit comme une phase continue , soit comme une phase dispersée. Étant donné que les simulations CFD de pompes centrifuges comprennent des grilles complexes et sont coûteuses en calcul, une approche simple préférable d'un modèle hybride a été adoptée pour cette première application, ce qui signifie que l'air est traité comme une seule phase, quelle que soit sa morphologie. Ainsi, un mélange local des méthodes EE2F et VoF, en termes de compression d'interface, comme proposé par exemple par Wardle et Weller [82], Shonibare et Wardle [83] et Mathur et al. [84], semble être un choix approprié. Cette approche hybride comprend un seul ensemble d'équations de quantité de mouvement et de fraction volumique pour la phase air, ce qui signifie que la solution d' équations de quantité de mouvement et de fraction volumique supplémentaires pour la phase air est omise. Nous avons adopté le modèle hybride diphasique de Wardle et Weller [82], avec des extensions internes (appelé modèle H2P dans la suite), y compris le concept de compression d'interface, pour la simulation des débits de pompes centrifuges diphasiques . La capacité du modèle H2P a été démontrée sur une pompe de recherche où des données expérimentales optiques avaient été mesurées par Mansour et al. [26,27]. Sur la base de ces données, ainsi que des mesures de hauteur de charge, la transition d'un écoulement de bulles dispersées à des accumulations d'air, appelées respectivement régimes d'écoulement de bulles et d'écoulement de poche, a été catégorisée [26, 27], comme décrit ci-dessus dans la section 2.1 et résumé dans la figure. 1. Ainsi, une base de données de validation unique est disponible pour l'approche H2P, qui est décrite plus en détail dans la section 3 ci-dessous.

2.5. Approche de résolution à l'échelle de la turbulence et simulations adaptatives à l'échelle (SAS)

Nous supposons que les structures vides intrinsèquement instables ne peuvent être résolues que de manière imprécise par des modèles de turbulence statistiques, c'est-à-dire instables à moyenne de Reynolds Navier Stokes (URANS). Même pour les écoulements monophasiques, plusieurs études montrent les limites des modèles statistiques et les avantages des modèles à résolution d'échelle en termes de simulations aux grands tourbillons (LES). Des exemples sont la prédiction d'une distribution de débit inhomogène à charge partielle [85], les instabilités de charge [86], les instabilités de charge partielle et la séparation de flux [87-94], les tourbillons de pointe [95], les fluctuations de pression et de vitesse dues à l'interaction rotor-stator. [96-105], ainsi que la production d'entropie [106]. Selon les réf. [107,108], 80 % de l'énergie spectrale doit être résolue, donc une LES correctement résolue nécessite un nombre extrêmement élevé de cellules de calcul. Par conséquent, des schémas numériques très efficaces sont utilisés, par exemple en termes de méthodes de frontières immergées, comme proposé par Posa et al. [91,92], Kim et Choi [109] et Kye et al. [101], ou de petits nombres de Reynolds sont étudiés, par exemple [103,106].

Posa et coll. [97–100] et Kye et al. [101] ont utilisé des grilles de calcul cylindriques contenant jusqu'à 500 millions de cellules. Par une méthode d'éléments finis, avec des grilles surdimensionnées ajustées au corps, Pacot et al. [102] ont effectué des simulations à un nombre de Reynolds réduit et ont estimé le nombre de 600 · 109 cellules informatiques nécessaires pour une résolution adéquate à des nombres de Reynolds réalistes. Ces exemples illustrent les exigences élevées de la méthode de simulation et la résolution spatiale requise pour une LES adéquate.

Un problème principal concernant une LES résolue par paroi est la mauvaise prédiction du comportement près de la paroi des quantités résolues par un modèle à l'échelle sous-grille, qui peut être surmontée par des modèles de turbulence hybrides URANS-LES. Plusieurs méthodes hybrides en termes de simulation de tourbillons détachés (DES) [110,111], DES retardés (DDES) [112], Very LES [113], Navier–Stokes partiellement moyennés (PANS) [114,115] ou de modèle de transport partiellement intégré (PITM) [116] ont été proposés. Les modèles de turbulence hybrides et, en particulier, DES et DDES sont de plus en plus utilisés pour les simulations de débit de pompe car leurs exigences de calcul sont inférieures à celles des LES [117, 118]. Dans les approches hybrides et dans les régions proches du mur avec des couches limites attachées, un modèle URANS est utilisé, tandis que, loin du mur, une approche LES est utilisée. La densité du maillage local est utilisée comme critère de transition entre LES et URANS [119]. Un inconvénient du DES peut être les zones de séparation induites par le maillage [120].

Au-delà du DDES, ce problème a été résolu, par exemple, par des fonctions de blindage [121, 122]. Une différence-

Machine Translated by Google

Cette approche pour la résolution d'échelle est basée sur l'équation exacte longueur-échelle de Rotta [123]. Cette classe de modèles de turbulence adaptatifs à l'échelle peut être comprise comme une classe de modèles statistiques améliorés [124], qui peuvent résoudre les structures turbulentes jusqu'à la limite de la grille. Ceci est obtenu par une réduction locale de la viscosité de Foucault basée sur l'échelle de von Kárman et de longueur intégrale. Selon Jakirlic et al. [125], la résolution de la grille locale peut être considérée comme un autre paramètre de modèle dans les approches hybrides répertoriées ci-dessus. En lien avec cette évaluation, il est intéressant de noter que, pour le SAS, le filtre qui contrôle la résolution de la grille n'est pas immédiatement régi par la résolution locale de la grille mais plutôt par l' échelle de longueur locale de von Kármán. Une variante assez largement utilisée de ce modèle est le modèle k-ω-SST – SAS [126], qui peut être compris comme une extension du modèle URANS k-ω – SST [120, 127] vers une résolution à l'échelle. Le recours à une solution URANS dans les régions à flux stationnaire ou les régions à faible résolution spatiale et temporelle est un moyen particulièrement pratique d'éviter les incertitudes dans la résolution spectrale en énergie [128]. Plusieurs études ont montré le potentiel des simulations adaptatives à l'échelle (SAS) dans les écoulements de pompes hautement transitoires par rapport aux modèles statistiques de turbulence conventionnels, en termes de distributions de vitesse, de fluctuations de pression et de caractéristiques intégrales [89, 93, 129-132]. Les présents auteurs ont également démontré l'avantage des simulations adaptatives à l'échelle dans un écoulement monophasique dans une pompe centrifuge [133] et une pompe mélangeuse [134]. Il a été conclu que le SAS donne une prédiction solide du champ d'écoulement local avec un effort de calcul modérément amélioré par Cette observation a été confirmée pour un écoulement multiphasique dans une pompe centrifuge [74, 76] et un canal de turbine [58].

3. Amélioration récente des méthodes CFD

3.1. Résumé des algorithmes de méthode de pointe

Comme résumé dans la section 2, les schémas EE2F et VoF sont utilisés pour la simulation du transport à écoulement multiphasique dans les pompes circonférentielles. Les présents auteurs ont également utilisé les approches EE2F [48,52,56–58,135] et VoF [74] dans leurs études précédentes, et ces algorithmes sont brièvement résumés ici, avant de passer aux améliorations récentes, en termes d'approche H2P, dans Section 3.2. Concernant le modèle EE2F, une approche eulérienne pour la phase dispersée est utilisée. Une phase d'air pétillante dispersée est supposée être mélangée à une phase aqueuse continue, ce qui signifie que chaque cellule de calcul contient un mélange homogène de bulles dispersées. Des équations distinctes de bilan de masse et de quantité de mouvement pour l'eau et l'air sont résolues, produisant un champ de vitesse distinct pour chaque phase, selon Wardle et Weller [82] :

$$\frac{\partial}{\partial t} + \cdot \alpha \quad c \quad + \quad \cdot cc\alpha \underbrace{\quad 1 - \alpha \quad}_{\text{terme de compression d'interface}} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial \alpha \quad \rho \quad c}{\partial t} + \quad \cdot \alpha \quad \rho \quad c \quad c \quad ^{T} + \quad \cdot \alpha \quad \rho \quad R \quad ^{eff} = -\alpha \quad p + M \quad + Ms, \quad . \tag{2}$$

L'utilisation de champs de vitesses séparés est souvent qualifiée d'approche inhomogène dans la littérature, par exemple par Yan et al. [60], et ne doit pas être confondu avec l'hypothèse d'un mélange homogène de deux phases dans chaque cellule de calcul. L'utilisation de champs de vitesses séparés est indispensable pour prédire une séparation de phases et des accumulations d'air, et son omission conduit à une sous-estimation de la chute de charge, comme l'ont démontré Yan et al. [60] et illustré à la figure 3. Le transfert de masse entre les phases est négligé dans l'équation (1).
Notez que le terme de compression d'interface dans l'équation (1) est également omis dans le modèle EE2F pur, mais est noté ici pour faciliter le résumé de l'algorithme VoF plus loin. Le transport de masse diffusif est négligé, hypothèse justifiée par un nombre de Péclet supérieur à 100 pour le débit de pompe étudié. La fraction volumique, la densité et la vitesse de la phase sont symbolisées respectivement par α , ρ et c , et R représente le tenseur de contraintes combinant les contraintes de Reynolds (turbulentes) et visqueuses. Notez que l'indication des quantités moyennes de Reynolds est omise ici pour des raisons de commodité. Les ensembles d' équations de quantité de mouvement sont couplés par des forces de transfert de quantité de mouvement interfaciales. L'élan interfacial

Machine Translated by Google

les termes de transfert, c'est-à-dire la traînée et la force de masse virtuelle, sont représentés par M , tandis que Ms, est la force de tension superficielle. Concernant M , la force de traînée Ma,D et la force de masse virtuelle Ma,vm dominent toutes les autres forces interfaciales [37], de sorte que seules ces forces sont considérées ici. Dans le modèle EE2F pur, Ms, est fixé à zéro. Le coefficient de traînée est évalué selon Schiller et Naumann [136], et le coefficient de force de masse virtuelle est fixé constant à 0,5, selon les réf. [137,138]. Un champ de turbulence distinct est appliqué pour les deux phases, c'est-à-dire que les équations d'équilibre pour l'énergie cinétique de la turbulence k et la dissipation spécifique de la turbulence ω sont résolues pour les deux phases. Les deux phases partagent le même champ de pression, ce qui signifie qu'une seule équation de continuité du mélange, en termes d'équation de Poisson de pression, est résolue.

Ainsi, dans l'approche EE2F, ainsi que dans l'approche H2P (cette dernière étant présentée plus loin), deux ensembles d'équations de conservation sont résolus, ce qui signifie un ensemble pour chaque phase . Dans l'approche VoF, généralement, un seul ensemble d'équations de conservation est résolu, formellement obtenu en résumant les équations de quantité de mouvement des deux phases (équation (2)) et en définissant sur les propriétés du mélange, en supposant un champ de vitesse et de pression commun pour les deux phases. dans tout le domaine du flux. Une équation de bilan massique est résolue pour l'eau, tandis que la fraction volumique de la phase air est calculée par αa = 1 − αw. L'interface eau/air est nettement résolue par un processus d'accentuation de l'interface [82] (terme de compression d'interface dans l'équation (1)) qui contrecarre la diffusion numérique et qui est expliqué plus en détail dans la section 3.2. Pour VoF, la force de tension superficielle Ms, est considérée comme une force continue, selon Brackbill et al. [139], avec un facteur de tension superficielle constant entre l'eau et l'air de 0,07275 (voir également l'équation (5) dans la section 3.2), et M est fixé à zéro.

Pour les schémas EE2F et VoF, les deux phases sont traitées comme des fluides incompressibles avec une densité de ρw = 998 kg/m3 et ρa = 1,185 kg/m3 , ce qui a été justifié, par exemple, par Hundshagen et al. [56-58,74,76]. Les résultats ne s'écartent pratiquement pas lorsque la phase air est traitée compressible ou incompressible, ce qui a été montré par Müller et al. [48] pour l'approche EE2F, et qui est également supposé pour les approches VoF et H2P. Le flux est supposé isotherme, de sorte qu'une température constante de 25◦C a été choisie, en omettant l' équation de conservation de l'énergie. Les schémas EE2F et VoF ont été implémentés dans OpenFOAM dans différents solveurs, qui ont été personnalisés, le cas échéant, par exemple pour les capacités de grille mobile [74]. Les implémentations EE2F et VoF sont basées sur OpenFOAM version 6 dans les solveurs reactingMultiphaseEulerFoam et interFoam, respectivement.

3.2. Approche hybride en deux phases (H2P)

Récemment, nous avons présenté un modèle EE2F amélioré avec la capacité de résolution d'interface de phase locale [76,140], de sorte qu'il fonctionne localement comme un schéma VoF. La fonctionnalité de ce schéma hybride est mieux démontrée par le terme de compression d'interface dans l'équation (1).
Pour permettre une résolution d'interface, selon Wardle et Weller [82], un flux de correction à l'interface de phase est introduit en termes de compression d'interface. Ce flux de correction est ajouté dans l'équation (1) dans le terme de compression d'interface en introduisant la vitesse de compression cc et le terme de fraction volumique α 1 − α . La vitesse de compression cc neutralise la diffusion numérique à l'interface de phase pour interdire le maculage de l'interface et maintenir une interface nette. Elle est estimée par la fonction de mélange Cα et l'amplitude de la vitesse du mélange |cm| donnant :

$$cc = C\alpha\,|cm|\,\left|\frac{\alpha}{\alpha|}\right|. \tag{3}$$

Le rapport α/| α| affecte le fait que le terme de compression d'interface agit orthogonalement à l' interface de phase, tandis que α 1 − α dans l'équation (1) garantit que le terme de compression d'interface agit essentiellement à proximité de l'interface de phase. La vitesse du mélange cm est calculée par une fraction volumique moyenne de la vitesse de l'eau et de l'air. Pour l'évaluation de Cα dans l'équation (3), une fonction de mélange adoptée par Hänsch et al. [77] est implémenté :

$$C\alpha = [\,0{,}5\tanh(aB(\alpha a - amin)) + 0{,}5\,][\,0{,}5\tanh(aB\,(amax - \alpha a)) + 0{,}5\,]. \tag{4}$$

Machine Translated by Google

Dans le cas limite Cα = 0, la formulation originale EE2F est conservée, tandis qu'avec Cα = 1, une résolution d'interface de type VOF est appliquée. À ce stade, il est important de mentionner que pour les schémas VoF purs, tels que décrits à la section 3.1, aucun mélange pour Cα n'est appliqué. Par conséquent, une valeur constante de Cα = 1 est définie [141]. Une deuxième différence entre les schémas VoF purs et H2P est que, pour VoF, un seul ensemble d'équations de masse et de quantité de mouvement est résolu, tandis que pour H2P, une équation de masse et de quantité de mouvement est résolue pour chaque phase.

La force de tension superficielle Ms, dans l'équation (2) est considérée comme une force continue, selon Brackbill et al. [139], et lit :

$$\text{Ms,} = C\alpha\sigma\kappa \quad \alpha \quad . \tag{5}$$

Le facteur de tension superficielle pour un système eau/air et la courbure de l'interface sont σ = 0,07275 et κ = − [82]. Ms, $\frac{\alpha}{|\ \alpha}$ est également mélangé à Cα selon l'équation (5), de sorte que la force de tension superficielle n'est active que dans les régions où Cα diffère de la valeur zéro, ce qui signifie que le mode de résolution d'interface de phase est activé.

Dans la phase dispersée (indice = a), les bulles d'air dispersées sont mélangées au sein d'une phase aqueuse continue (indice = w). Les équations de moment (équation (2)) pour chacune des deux phases sont couplées par les forces M . Comme déjà noté pour le modèle EE2F dans la section 3.1, la force de traînée Ma,D et la force de masse virtuelle Ma,vm dominent toutes les autres forces interfaciales [62], donc seules ces forces ont été considérées ici. Alors que l'expression de Ma,vm est présentée ailleurs [76], on note, pour la force de traînée :

$$\text{Ma,D} = \frac{3}{4} C\beta \frac{\rho w}{dB} \alpha a CD|cw - ca|(cw - ca). \tag{6}$$

dB est le diamètre de la bulle et est expliqué plus en détail ci-dessous dans la section 3.3. Dans l'équation (6), une deuxième fonction de mélange Cβ est utilisée, adoptée à partir de la réf. [142] et personnalisé pour le solveur H2P dans la réf. [76]. Cβ s'écrit :

$$C\beta = \min \max \quad \frac{(1 - \alpha a)bmax}{(1 - bmax)\alpha a}, \frac{bmin}{\alpha a} \quad , 1 \quad . \tag{7}$$

Ce mélange par traînée affecte le fait que la formulation de traînée n'est active que dans la partie dispersée de l'écoulement et est désactivée dans les accumulations d'air, ce qui équivaut à l'hypothèse selon laquelle, à l'intérieur des accumulations d'air, seule une phase d'air continue est présente alors qu'il n'y a pas d'eau dispersée. sous forme de gouttelettes. Nous définissons les constantes sur bmin = 10−4 et bmax = 0,8.
Ainsi, les accumulations d'air ont été supposées être présentes dans une plage de fraction volumique d'air comprise entre 0,8 et 1,0.

En termes d'équations (4) et (7), différentes fonctions de fusion Cα et Cβ ont été utilisées pour la compression et la traînée d'interface. La fonctionnalité particulière et les constantes de Cα et Cβ ont été choisies et mises en œuvre pour obtenir la stabilité du débit complexe de la pompe centrifuge. L'utilisation de la même fonction de fusion pour la compression et le glissement de l'interface pourrait être plus cohérente, comme cela a été proposé, par exemple, par De Santis et al. [73,143] et Mathur et al. [84].
Pour être plus précis, nous avons utilisé deux fonctions de fusion différentes en termes de Cα et Cβ car nous avons également rencontré des problèmes de stabilité lors de l'utilisation de Cα pour la traînée. Ceci est dû au réseau complexe et au champ d'écoulement de la pompe centrifuge. Par conséquent, par souci de simplicité, nous avons limité la force de traînée dispersée à une valeur finie faible en écrêtant Cβ à 10−4 dans les régions d'accumulation d'air, c'est-à-dire αa > 0,8. Une optimisation supplémentaire de Cα et Cβ est laissée pour des travaux futurs

Le modèle hybride décrit ci-dessus a été implémenté dans les versions 6 et 9 d'OpenFOAM en tant qu'extension du modèle EE2F au sein du solveur réactif MultiphaseEulerFoam et multi-phaseEulerFoam. C'était la première fois qu'il était adopté pour le débit d'une pompe centrifuge et il laisse certainement un potentiel d'amélioration supplémentaire. Dans la littérature, des approches hybrides multiphases plus sophistiquées ont été rapportées, telles que l'approche de modélisation multiphase généralisée (GEMMA) de De Santis et al. et Colombo et coll. [73,143,144] et le modèle hybride multi-échelle de Meller et al. [79]. Le modèle GEMMA s'écarte fondamentalement de celui décrit ici en incluant une formulation de traînée interfaciale pour les grands

Machine Translated by Google

interfaces à grande échelle, qui a été proposée pour la première fois par Marschall [75] dans le cadre EE2F. Meller et coll. [79] ont couplé deux phases continues en appliquant un modèle de traînée de Štrubelj et Tiselj [145]. Le modèle GEMMA a également introduit un critère de résolution d'interface, décrit pour la première fois dans la réf. [83] et est basé sur le rapport entre la taille des cellules locales Vc et le diamètre moyen de Sauter de la phase dispersée d32. Le terme de compression interphase est activé lorsque le critère d32/Vc > Γ est rempli. La constante Γ est fixée à une valeur de dix [73,83,143], qui peut dépendre de la casse. Ainsi, le modèle GEMMA s'écarte également de notre approche en incluant la taille des gouttelettes dans la formulation de la fonction de mélange. Le modèle GEMMA et l'ansatz de Meller et al. [79] devraient être testés pour le débit de la pompe centrifuge dans les études futures.

3.3. Modèle de bilan démographique (PBM)

Les données de mesures optiques de Mansour et Parikh et al. [24–27,69], et décrits dans la partie B de cette série d'articles de synthèse, suggèrent une distribution polydispersée de la taille des bulles au sein de la pompe, ce qui signifie que les bulles dispersées ont un spectre de propriétés. Comme résumé dans la section 2.2, plusieurs auteurs [59–65] ont couplé une méthode EE2F avec un modèle d'équilibre de population (PBM) [146,147]. Ainsi, une équation de transport supplémentaire pour la densité numérique spécifique nB(dB) des bulles est résolue. Au-delà du transport de nB(dB), les taux de natalité et de mortalité dus à la coalescence et à la rupture de bulles de diamètre dB sont traités par termes de source et de puits. Nous avons adopté l'implémentation OpenFOAM du PBM de Lehnigk et al. [148] et le fusionner dans la partie dispersée du solveur hybride H2P. En adoptant l'approche de Kumar & Ramkrishna [149], l'équation du bilan de population est discrétisée en groupes de taille définie, conduisant à la méthode de classe de Lo [146], également appelée modèle de groupe multi-taille (MUSIG) [147,150]. . Le noyau de coalescence de Prince & Blanch [151] et le noyau de rupture de Luo & Svendsen [152] ont été choisis. Le modèle de coalescence a été étendu en suivant Liao et al. [153], aboutissant à une formulation similaire à celle suggérée par Stel et al. [61] pour la simulation d'un écoulement de rotor centrifuge liquide/gaz. Les noyaux comprennent des paramètres empiriques, qui n'ont pas été adaptés mais conservés aux valeurs originales suggérées par les réf. [151,152]. À partir de la distribution de taille de bulle résultante, une moyenne statistique, en termes de d32, est évaluée et entre dans la partie dispersée du H2P, comme, par exemple, dans l'équation (6).

3.4. Méthode de simulation

De préférence, des versions personnalisées d'OpenFOAM ont été utilisées comme plate-forme logicielle pour nos simulations CFD d'écoulement multiphasique dans des pompes centrifuges ou des mélangeurs de pompes [74,76,154]. L'implémentation a utilisé l'algorithme Pressure Implicit with Splitting of Operators (PISO) de Jasak [155]. Le schéma PISO fonctionne comme un solveur quasi-explicite et s'est révélé particulièrement efficace pour de petits pas de temps, correspondant à un nombre convectif de Courant – Friedrich – Lewy ne dépassant pas 0,5 [155]. Pour des pas de temps plus grands, des boucles d'itérations non linéaires et une sous-relaxation ont été réalisées, ce qui a abouti à l'algorithme PIMPLE bien établi , une combinaison du schéma PISO et Semi-Implicit Pressure Method for Pressure Linked Equations (SIMPLE), introduit par [156]. La discrétisation des termes convectifs a été réalisée par des schémas de diminution de variation totale (TVD) du deuxième ordre.

Un soin particulier a été apporté à l'utilisation de modèles de résolution d'échelle de turbulence, tels que SAS . Des schémas de discrétisation hybrides personnalisés sont utilisés pour une résolution d'échelle adéquate, comme décrit ailleurs [76,133].

4. Exemple d'application du modèle hybride biphasé (H2P) 4.1. Cas de test et configuration de simulation Une pompe

de recherche dotée d'une roue semi-ouverte et d'une aube 2D, c'est-à-dire six pales cylindriques (non torsadées), a été étudiée. La tête de pompe H = $\Delta p/(\rho w g) + \Delta z$ a été évaluée par la pression statique et la différence de hauteur Δp et Δz, respectivement, entre l'orifice d'aspiration et l'orifice de pression. Au-delà des mesures de hauteur de pompe et de débit, aboutissant à des cartes de performances, selon la figure 1, une visualisation à grande vitesse des structures d'écoulement diphasique a été réalisée au moyen de la technique de la lumière diffusée. Par conséquent, l'im-

Machine Translated by Google

le pelleter et le boîtier ont été fabriqués en verre acrylique transparent pour obtenir un accès optique. Les expériences ont été réalisées par Mansour et al. [26,27] à vitesse de rotation réduite n = 650 1/min pour éviter d'endommager les composants acryliques. Les détails des expériences sont fournis ailleurs [24–27,39,56,58,76], ainsi que dans la partie expérimentale B de cette série d'articles de synthèse.

Le domaine de simulation est représenté à la figure 6a. Une image de préférence réaliste de la géométrie réelle a été recherchée, de sorte que le domaine comprenne la roue, les tuyaux d'aspiration et de refoulement, la volute et la chambre latérale. Pour capturer l'interaction rotor-stator et tenir compte des effets instables, des simulations de pompes instables dans le cadre de référence absolu et avec un maillage de roue mobile ont été réalisées, et l'interface de maillage arbitraire de Farrell et Maddison [157] a été utilisée. Le modèle de turbulence SAS, tel que décrit à la section 2.5, a été appliqué. La vitesse et la pression ont été prescrites comme conditions aux limites de Dirichlet à l'entrée et à la sortie du domaine de calcul, respectivement. Des bulles d'air dispersées ont été supposées à l'entrée, qui ont été prescrites en termes de condition de Dirichlet pour α et dB = 0,5 mm. Les points de fonctionnement considérés dans la simulation sont indiqués ci-dessus dans la figure 1. Grâce à cette gamme de conditions de fonctionnement, tous les régimes d'écoulement, depuis l'écoulement bouillonnant via des bulles agglomérées et l'écoulement de poche alterné jusqu'à l'écoulement de poche pur, ont

Un soin particulier a été apporté à la génération de grilles de calcul. Grâce à un raffinement de la grille, tout d'abord, la précision du schéma de discrétisation a augmenté. Dans le même temps, le raffinement de la grille a également affecté les modèles de turbulence et diphasiques. D'une part, la capacité de résolution de l'échelle de turbulence du SAS a été améliorée, puisque les fluctuations turbulentes pouvaient être résolues jusqu'à la résolution de la grille locale. D'autre part, des structures de vides de plus en plus fines ont été résolues par le solveur H2P, qui a évolué vers un schéma de type VoF avec des capacités de résolution phase-interface. Ainsi, une dépendance inhérente des résultats à la grille ne pouvait être évitée. De plus, la géométrie complexe des pompes circonférentielles exigeait une attention particulière en ce qui concerne la qualité du réseau. Par exemple, le maillage de bords de fuite arrondis ou d'espaces étroits dans des roues semi-ouvertes est particulièrement exigeant [56-58]. Malgré les efforts considérables nécessaires à la génération de grilles, nous préférons les grilles de cellules hexaédriques partout où cela est possible en raison de leur plus grande précision que, par exemple, les cellules triangulaires. Les particularités de la génération de réseau sont fournies dans les réf. [56–58,76] et ne sont pas tous répétés ici. Une étude de grille a été réalisée et la grille de calcul préférée, pour laquelle les résultats sont présentés ci-dessous, comportait environ 16 millions de cellules. Une version plus grossière de la grille est présentée à la figure 6b – d. Visuellement, la douceur et l'orthogonalité semblent médiocres. Cependant, des critères de qualité de grille adimensionnelle , en termes de non-orthogonalité maximale et de rapport de volume facial minimum, ont été adoptés à partir de la nomenclature OpenFOAM [155] et ont indiqué une qualité assez élevée, compte tenu de la complexité de la géométrie de la pompe. Il a été assuré que les conclusions tirées des résultats de simulation n'étaient pas affectées par la dépendance au réseau. Les détails de la configuration de simulation et de l'étude de la grille sont présentés ailleurs [76].

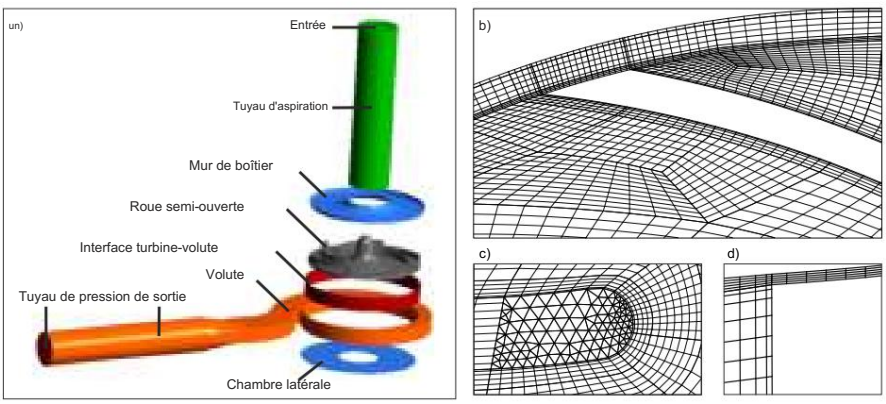


Figure 6. Vue éclatée du domaine informatique (a). Vue détaillée de la grille de la turbine près du bord de fuite de la pale au milieu de la portée (b), dans l'espace de dégagement de pointe au niveau du bord d'attaque depuis la direction de vue axiale (c) et dans l'espace de dégagement de pointe depuis la direction de vue radiale (d).

Machine Translated by Google

4.2. Résultats sélectionnés

Une sélection de résultats obtenus par le modèle H2P en combinaison avec le PBM sont présentés ici. Sur la figure 7, la chute de la hauteur de pompe due à une augmentation de la fraction volumique du gaz d'entrée ε est démontrée . Même s'il restait des différences par rapport au résultat expérimental, la tendance a été bien capturée dès la première tentative. Ceci est remarquable puisque, au moyen d'un ansatz monodispersé, le niveau de chute prévu dans la simulation peut être immédiatement ajusté aux données expérimentales en fonction de la taille de bulle prescrite en dB [56-58]. En fait, pour la résolution de grille appliquée, une valeur de dB = 2,0 mm a également donné une courbe de chute de charge raisonnable. De toute évidence, en utilisant le PBM, une distribution raisonnable de la taille des bulles a été obtenue sans nécessiter de réglage, ce qui affectait les caractéristiques de chute de charge appropriées. De plus, la robustesse du solveur a été améliorée par le PBM, par rapport à l'utilisation d'une valeur constante de dB, ce qui remonte au fait que, dans les régions d'écoulement avec des cellules de petite taille, le cisaillement et, par conséquent, la rupture des bulles ont été améliorés. et des bulles plus grosses que les cellules informatiques se produisaient moins souvent.

L'accumulation d'air est visualisée sur la figure 8a au moyen des résultats expérimentaux moyennés d'ensemble d'une analyse en échelle de gris. Avec l'augmentation de ε, l'air s'accumule successivement du côté aspiration de la pale, ce qui, à son tour, provoque une chute de hauteur. L'accumulation d'air n'était observable pour ε = 1% ni dans le résultat expérimental ni dans le résultat de simulation. Pour ε = 3%, l'air commence à s'agglomérer du côté aspiration de la pale. Pour ε = 4 %, la tendance de l'eau et de l'air à se séparer dans le canal de la pale a encore augmenté. Des accumulations d'air se sont formées du côté aspiration de la pale, près du bord d'attaque. Il est intéressant de noter que les accumulations étaient observables à chaque seconde pale dans le résultat de la simulation. Ce comportement reflète en fait le régime d'écoulement alterné des poches, comme discuté en détail par Hundshagen et al. [76].

Pour ε = 5%, les accumulations d'air se sont fixées à chaque pale et ont augmenté en taille, ce qui était, encore une fois, en bon accord avec la tendance observée expérimentalement. En résumé, la taille des accumulations d'air a été bien capturée par les simulations, selon la figure 8b.
Encore une fois, il convient de souligner que ces accumulations se sont développées sans ajustement supplémentaire des paramètres de simulation en termes, par exemple, de paramètres de coalescence et de rupture.

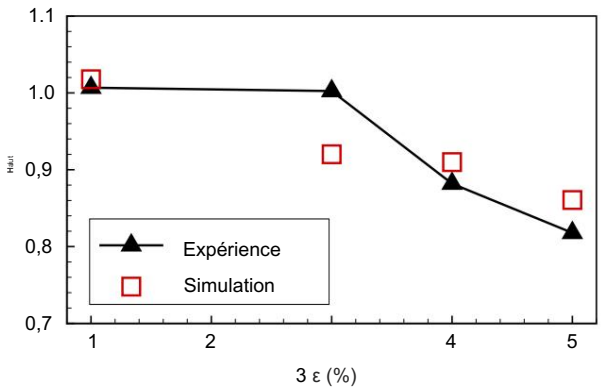


Figure 7. Hauteur de pompe normalisée H par rapport à la fraction volumique du gaz d'entrée ε. Les valeurs expérimentales sont tirées de Mansour et al. [27,39].

Ainsi, de ε = 1% à ε = 5%, une transition du régime d'écoulement de bulles au régime d'écoulement de bulles agglomérées jusqu'au régime d'écoulement de poches a été observée. Sur la figure 8c, l'écart type de la fraction volumique d'air, en termes de αa, RMS, est représenté. Dans le régime d'écoulement de bulles agglomérées pour ε = 3%, le regroupement de bulles était très instable puisque les valeurs les plus élevées de αa,RMS étaient observables dans les régions ayant les valeurs de αa les plus élevées. Dans le régime d'écoulement alterné de poches à ε = 4%, la poche d'air, fixée seulement toutes les deux pales, était stable en fonction du faible niveau αa,RMS dans la zone de fixation.
Sur les autres pales, des maxima locaux de αa,RMS étaient présents au même emplacement de pale (comme dans le régime d'écoulement de bulles agglomérées à chaque pale), ce qui reflétait en fait le comportement instable du régime d'écoulement alterné de poches. Avec une valeur croissante de ε de ε = 3% à ε = 5%, les valeurs de αa,RMS diminuent successivement dans la région des accumulations d'air,

Machine Translated by Google

ce qui signifiait que les accumulations devenaient de plus en plus régulières. Les valeurs les plus élevées de αa,RMS étaient présents à la suite des accumulations, ce qui correspondait à la observations expérimentales d'un sillage instable et a souligné l'intérêt de l'utilisation d'un modèle de turbulence à résolution d'échelle.

Sur la figure 9a, le diamètre moyen de Sauter d32 des bulles est représenté et est, encore une fois, évalué à partir des résultats de simulation à mi-portée. Un recoupement avec la figure 8b révèle que l'emplacement des bulles de grand diamètre était en corrélation avec les zones d'accumulation d'air, ce qui signifiait que de préférence de grosses bulles s'accumulaient. Un regard plus détaillé sur la coalescence Les résultats du noyau (non présentés ici) ont montré une activité élevée du noyau dans ces régions, de sorte qu'un un effet auto-énergisant était présent, conduisant à une croissance forcée de l'accumulation. Un regard à la fonction de mélange Cβ, selon l'équation (7), illustrée sur la figure 9b, par une isosurface Cβ = 0,8 a révélé que le solveur H2P fonctionnait dans un mode de type VoF dans les régions d'accumulation. Il est important de souligner que par la transition du solveur vers la VoF au sein des zones d'accumulation, le caractère dispersé du mélange avait localement s'est estompé et la signification physique de dB et, donc, de d32 a dégénéré. En fait, le diamètre muté en une variable purement numérique avec une rétroaction décroissante sur le flux local solution. Il est intéressant de noter qu'aucun moyen spécial n'a dû être appliqué pour améliorer le solveur. stabilité dans ces situations d'écoulement. Ainsi, les accumulations d'air ont été traitées de manière raisonnable manière par une combinaison d'une approche EE2F et VoF en termes de solveur H2P.

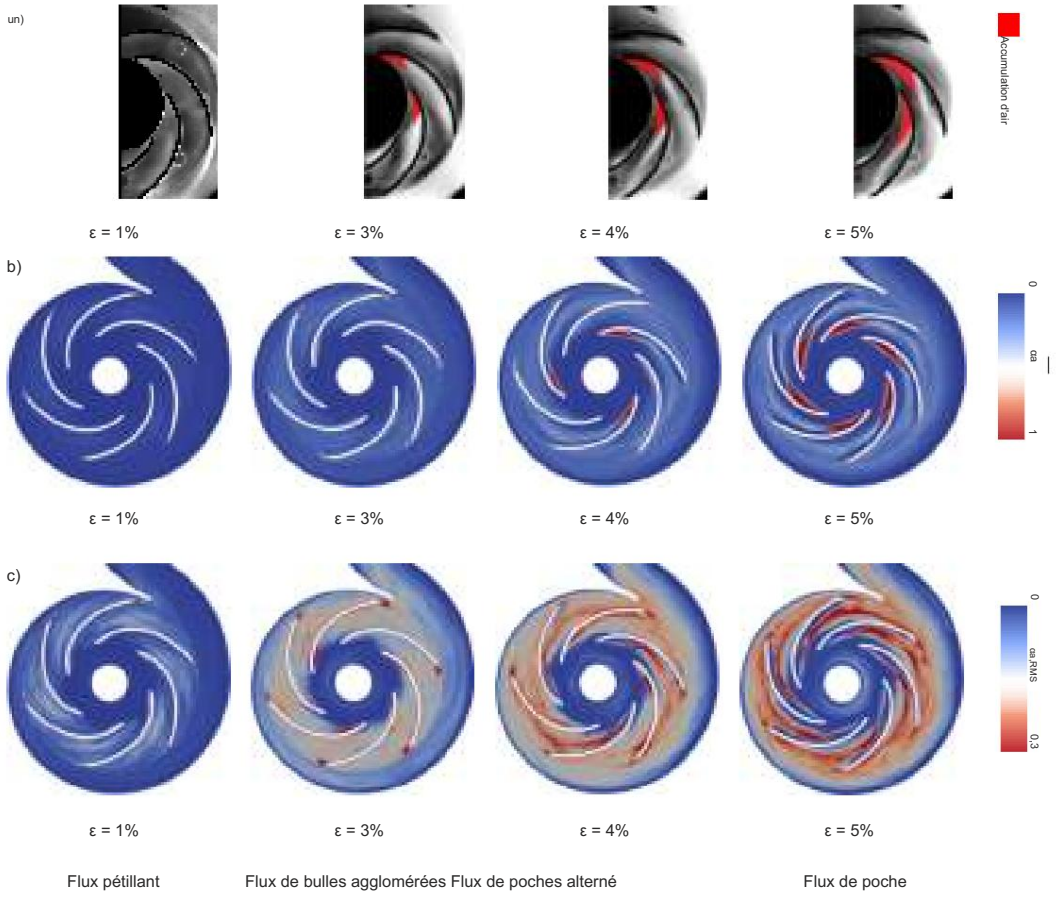


Figure 8. Répartition de l'air dans la turbine : résultats expérimentaux moyennés sur l'ensemble d'une échelle de gris analyse (a). Fraction volumique d'air moyenne dans le temps au milieu de la turbine (b) et son écart type (c), obtenus à partir des résultats de simulation.

Machine Translated by Google

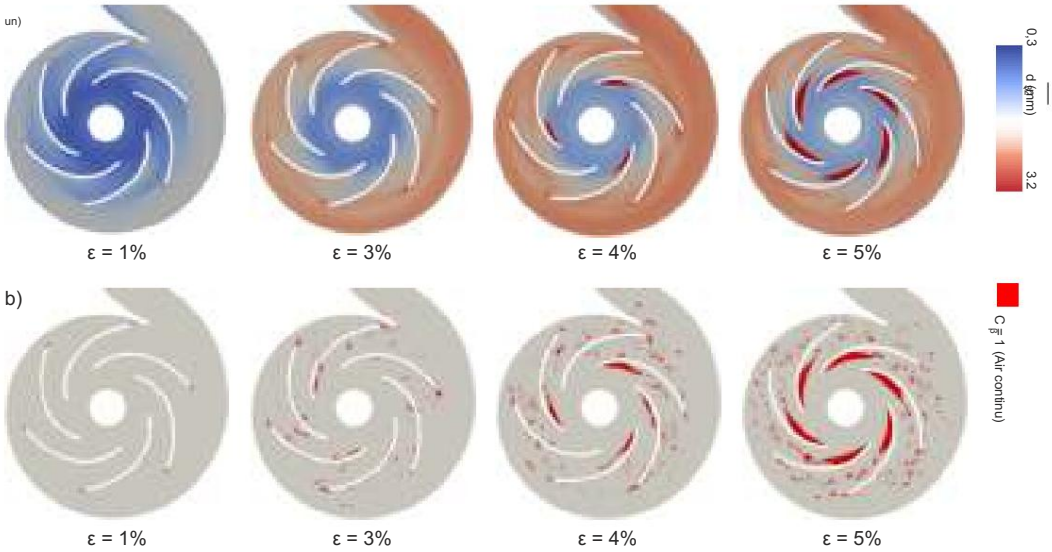


Figure 9. Courbes de contour au milieu de la turbine pour le diamètre moyen Sauter moyenné dans le temps d32 (a) et isosurfaces d'une valeur seuil de fonction de mélange Cβ = 1,0 (b).

5. Conclusions

Nous avons souligné les limites des approches récentes pour la simulation 3D des flux liquide/gaz dans les pompes centrifuges. D'une part, la résolution de toutes les interfaces de phase par Les méthodes de volume de fluide (VoF) ne sont pas réalisables, de sorte que ce type d'approche se limite au résolution de grandes accumulations d'air cohérentes. D'autre part, Euler – Euler Two-Fluid (EE2F) les modèles traitent les bulles dispersées au niveau d'une sous-grille. Inspiré des approches CFD issues de recherche en génie chimique et en génie des procédés [73,77-79,82-84,143,144,158,159], une méthode hybride (H2P) est suggéré, qui est basé sur un schéma EE2F dans la plupart des régions du champ d'écoulement, et passe à une résolution de type VoF, lorsque des accumulations d'air sont détectées. Le H2P est combiné avec un modèle d'équilibre de la population (PBM) pour capturer la distribution de la taille des bulles dans des régions d'écoulement avec des bulles dispersées, c'est-à-dire où le H2P fonctionne en mode pur EE2F. Il a été démontré que les activités de coalescence sont en corrélation avec les accumulations d'air, ce qui signifie que : dans les zones d'accumulation, les bulles se développent par coalescence, conduisant à de grandes poches d'air. Au moyen de cette approche, la transition des régimes d'écoulement de l'écoulement bouillonnant à l'écoulement en poche détectée dans le les expériences pourraient, pour la première fois, être reproduites dans des simulations d'écoulement 3D. L'importance d'une approche de turbulence à résolution d'échelle pour capturer les sillages instables en aval de l'air les poches ont été montrées. Malgré cette première application très prometteuse du dispositif H2P à pompes centrifuges [76], et flux diffuseurs plutôt génériques [140], améliorations, par exemple en ce qui concerne les fonctions de mélange, sont suggérées pour les travaux futurs. Le PBM, en particulier les noyaux de rupture et de coalescence ont, jusqu'à présent, simplement été adoptés de manière complètement différentes applications, telles que les colonnes à bulles, et doivent être adaptées à la pompe centrifuge applications de flux à l'avenir. Dans les études futures, il faudra également évaluer si le H2P En fait, la méthode converge vers une solution VoF avec un raffinement excessif de la grille.

Contributions des auteurs : Conceptualisation, MH et RS ; méthodologie, MH et RS ; logiciel, MH ; enquête, MH et RS ; rédaction – préparation du projet original, MH et RS ; en écrivant- révision et édition, MH et RS ; supervision, RS; acquisition de financement, RS Tous les auteurs ont lu et a accepté la version publiée du manuscrit.

Financement : Le projet de recherche a été réalisé dans le cadre du collectif industriel de recherche programme (IGF n° 20638 BG). Il a été soutenu par le ministère fédéral de l'Économie et de la Action pour le climat (BMWK) à travers l'AiF (Fédération allemande des associations de recherche industrielle eV), sur la base d'une décision prise par le Bundestag allemand. Des simulations de la section 4 ont été effectuées avec des ressources informatiques accordées par l'Université RWTH d'Aix-la-Chapelle dans le cadre du projet bund0013.

Remerciements : Nous remercions chaleureusement Michael Mansour et Dominique Thévenin (Université de Magdeburg "Otto-von-Güricke") pour avoir fourni les données de mesure de la pompe de recherche. Nous aussi

Machine Translated by Google

remercie chaleureusement Christian Hasse et Bich-Diep Nguyen (TU Darmstadt) pour leur précieux contribution au développement du solveur hybride.

Conflits d'intérêts : Les auteurs ne déclarent aucun conflit d'intérêts.

Nomenclature et abréviations

La nomenclature suivante est utilisée dans ce manuscrit :

Personnages romains

a(min,max,B)	Constantes du modèle pour Cα	(-)
b(min,max)	Constantes du modèle pour Cβ	(-)
c	Vecteur de vitesse	(MS)
Cα et Cβ	Fonctions de fusion	(-)
CD	Coefficient de traînée	(-)
CP	Coefficient d'incrément de pression	(-)
d	Diamètre	(m)
d32	Diamètre moyen de Sauter	(m)
H	Tête de pompe	(m)
k	Énergie cinétique des turbulences	(m2/s2)
M.	Conditions de transfert d'élan	(kg m/s2)
MS	Force de tension superficielle	(kg m/s2)
n	Vitesse de rotation	(1/s)
nB	Fonction de densité du nombre de bulles	(1/m3)
p	Pression	(Pennsylvanie)
	Débit volumique	(m3/s)
Reff	Tenseur de contraintes efficace	(kg m/s2)
Vc	Volume cellulaire	(m3)

Caractères grecs

α	Fraction volumique	(-)
$\frac{\partial}{\partial t}$	Dérivée temporelle	(1/s)
Δ	Différence	(-)
ε	Fraction volumique du gaz d'entrée	(-)
κ	Courbure	(1/mois)
λg	Fraction volumique du gaz d'entrée	(-)
	Opérateur de divergence	(1/mois)
ω	Dissipation spécifique	(1/s)
	Coefficient de débit	(-)
ρ	Densité	(kg/m3)
σ	Facteur de tension superficielle	(-)
Ψ	Coefficient de pression d'étage	(-)
Γ	Constante	(-)

Indices

un	Air
B	Bulle
Exp	Résultat expérimental
m	Mélange
optez pour	Optimal
Écart type	RMS
Sim	Résultat de la simulation
t	Total
w	Eau
	Phase arbitraire

Machine Translated by Google

Les abréviations suivantes sont utilisées dans ce manuscrit :

3D	Tridimensionnel
C1 à C6	Points opérationnels dans l'étude de Yan et al. [60]
CFD	Dynamique des fluides computationnelle
DES	Simulation de tourbillons détachés
DDES	DES retardé
EE2F	Euler – Euler à deux fluides
ESP	Pompe électrique submersible
GEMMA	Approche de modélisation multiphase généralisée
H2P	Hybride Biphasé
Hom.	Homogène
Inhom.	Inhomogène
LES	Simulation de grands tourbillons
MUSIG	Groupe multi-tailles
POÊLES	Navier – Stokes partiellement moyenné
PBM	Modélisation du bilan démographique
PIMPLE	Combinaison de l'algorithme PISO et SIMPLE
PISO	Pression implicite avec séparation des opérateurs
PITM	Modèle de transport partiellement intégré
SIMPLE	Méthode de pression semi-implicite pour les équations liées à la pression
SAS	Simulation adaptative à l'échelle
SST	Transport des contraintes de cisaillement
TVD	Variation totale diminuant
URANS	Instable, moyenne de Reynolds, Navier Stokes
VoF	Volume de liquide

Références

1. Chan, A. ; Kawaji, M. ; Nakamura, H. ; Kukita, Y. Étude expérimentale des performances d'une pompe diphasique utilisant un réacteur nucléaire grandeur nature pompe du réacteur. Nucl. Ing. Des. 1999, 193, 159-172. [Référence croisée]
2. Amoresano, A. ; Langella, G. ; Niola, V. ; Quaremba, G. Analyse d'image avancée d'un écoulement biphasé à l'intérieur d'une pompe centrifuge. Av. Mécanique. Ing. 2014, 6. [Référence croisée]
3. Cappelino, Californie ; Rouler, DR ; Wilson, G. Considérations de conception et directives d'application pour le pompage de liquides avec gaz à l'aide d'une pompe centrifuge à roue ouverte. Dans les actes du 9e Symposium international des utilisateurs de pompes, Houston, Texas, États-Unis, 24-27 septembre 2012 ; pp. 51-60. [Référence croisée]
4. Monteverde, W. ; Biazussi, JL; Sassim, NA; Bannwart, AC Étude expérimentale des modèles d'écoulement diphasique gaz-liquide au sein roues de pompes centrifuges. Exp. Thermie. Scie fluide. 2017, 85, 37-51. [Référence croisée]
5. Murakami, M. ; Minemura, K. Effets de l'air entraîné sur les performances d'une pompe centrifuge : 1er rapport, performances et Conditions d'écoulement. Taureau. JSME 1974, 17, 1047-1055. [Référence croisée]
6. Murakami, M. ; Minemura, K. ; Suehiro, H. Effets de l'air entraîné sur les performances des pompes centrifuges et axiales. Mémoire. Fac. Ing. Université de Kyushu. 1971 : 124-133.
7. Furukawa, A. ; Togoé, T. ; Sato, S. ; Takamatsu, Y. Études fondamentales sur une roue à aubes tandem d'écoulement diphasique gaz/liquide pompe centrifuge. Mémoire. Fac. Ing. Université de Kyushu. 1988, 48, 231-240. [Référence croisée]
8. Tillack, P. Förderverhalten von Kreiselpumpen bei viskosem, gasbeladenem Fördermedium. doctorat Thèse, Université Technique Kaiserslautern, Kaiserslautern, Allemagne, 1998.
9. Gülich, JF Pompes centrifuges ; Springer : Berlin/Heidelberg, Allemagne, 2010. [CrossRef]
10. Sato, S. ; Furukawa, A. ; Takamatsu, Y. Performances d'écoulement biphasique air-eau des roues de pompe centrifuge à différentes pales angles. JSME Int. J., Ser. B 1996, 39, 223-229. [Référence croisée]
11. Zhu, J. ; Zhang, QG Une revue des expériences et de la modélisation du flux gaz-liquide dans les pompes électriques submersibles. Énergies 2018, 11. [Référence croisée]
12. Iben, U. ; Loup, F. ; Freudigmann, HA; Fröhlich, J. ; Heller, W. Mesures optiques des bulles de gaz dans l'huile derrière un cavitation débit à micro-orifices. Exp. Fluides 2015, 56, 114. [CrossRef]
13. Freudigmann, HA; Iben, U. ; Pelz, PF Mesures du dégagement d'air du V-oil 1404 en aval d'un micro-orifice à écoulement étranglé conditions. J. Phys. Conf. Ser. 2015, 656, 12113. [Référence croisée]
14. Freudigmann, HA; Dörr, A. ; Iben, U. ; Pelz, PF Modélisation des phénomènes de libération d'air induits par la cavitation dans les flux de micro-orifices. ASME J. Fluides Ing. 2017, 139, 111301 . [Référence croisée]
15. Kowalski, K. ; Pollak, S. ; Skoda, R. ; Hussong, J. Étude expérimentale sur la libération d'air induite par la cavitation dans les écoulements d'orifices. ASME J. Fluides Ing. 2018, 140, 61201. [Réf. croisée]

Machine Translated by Google

16. Frobenius, M. ; Schilling, R. ; Friedrichs, J. ; Kosyna, G. Enquêtes numériques et expérimentales sur l'écoulement cavitaire dans une turbine de pompe centrifuge. Dans les actes de la conférence conjointe américano-européenne sur l'ingénierie des fluides 2002 de l'ASME, Montréal, QC, Canada, 14-18 juillet 2002 ; Rohatgi, États-Unis, éd. ; Société américaine des ingénieurs en mécanique : New York, NY, États-Unis, 2002 ; pp. 361-368. [Référence croisée]
17. Limbach, P. ; Kimoto, M. ; Deimel, C. ; Skoda, R. Simulation numérique 3D de l'écoulement cavitaire dans une pompe centrifuge à faible vitesse spécifique et évaluation de la hauteur d'aspiration. Dans Actes de l'ASME Turbo Expo 2014 : Turbine Technical Conference and Exposition, Düsseldorf, Allemagne, 16-20 juin 2014. [CrossRef]
18. Limbach, P. ; Müller, T. ; Blume, M. ; Skoda, R. Étude numérique et expérimentale de l'écoulement cavitaire dans une pompe centrifuge à faible vitesse spécifique et évaluation de l'influence de la rugosité de surface sur la prévision de la tête. Dans Actes du Symposium international sur les phénomènes et la dynamique des transports (ISROMAC), Honululu, HI, États-Unis, 10-15 avril 2016.
19. Limbach, P. ; Skoda, R. Analyse numérique et expérimentale de l'écoulement cavitaire dans une pompe centrifuge à faible vitesse spécifique avec différentes rugosités de surface. ASME J. Fluides Ing. 2017, 139, 101201. [Réf. croisée]
20. Liu, HI; Wang, J. ; Wang, Y. ; Zhang, H. ; Huang, H. Influence des coefficients empiriques du modèle de cavitation sur la prévision de la cavitation débit dans la pompe centrifuge. Int. J. Nav. Archit. Océan Ing. 2014, 6, 119-131. [Référence croisée]
21. Shi, W. ; Wang, C. ; Wang, W. ; Pei, B. Calcul numérique sur la pulsation de pression de cavitation dans une pompe centrifuge. Av. Mécanique. Ing. 2014, 6, 367631. [Réf. croisée]
22. Zhang, D. ; Shi, W. ; Poêle, D. ; Dubuisson, M. Enquête numérique et expérimentale sur les modèles de cavitation vortex de fuite de pointe et mécanismes dans une pompe à flux axial. ASME J. Fluides Ing. 2015, 137, 121103. [Réf. croisée]
23. Mousmoulis, G. ; Karlsen-Davies, N. ; Aggidis, G. ; Anagnostopoulos, J. ; Papantonis, D. Analyse expérimentale de l'apparition et du développement de la cavitation dans une pompe centrifuge. J. Phys. Conf. Ser. 2017, 813, 12044. [Réf. croisée]
24. Mansour, M. ; Wunderlich, B. ; Thévenin, D. Effet de l'espace de jeu en pointe et de l'inducteur sur le transport des écoulements diphasiques air-eau par des pompes centrifuges. Exp. Thermie. Scie fluide. 2018, 99, 487-509. [Référence croisée]
25. Mansour, M. ; Wunderlich, B. ; Thévenin, D. Etude expérimentale de l'écoulement biphasé air/eau dans une pompe centrifuge fonctionnant avec une roue fermée ou semi-ouverte. Dans Actes de l'ASME Turbo Expo 2018 : Conférence technique et exposition sur les turbines, Oslo, Norvège, 11-15 juin 2018 ; Société américaine des ingénieurs en mécanique : New York, NY, États-Unis, 2018. [CrossRef]
26. Mansour, M. ; Parikh, T. ; Thévenin, D. Influence de la forme du bord de fuite des pales de la roue sur les écoulements air-eau monophasés et diphasiques dans une pompe centrifuge. Dans Actes du Turbomachinery & Pump Symposia, Houston, Texas, États-Unis, 13-16 décembre 2020.
27. Mansour, M. ; Kopparthy, S. ; Thévenin, D. Enquêtes sur l'effet de la vitesse de rotation sur le transport diphasique air-eau s'écoule par des pompes centrifuges. Int. J. Débit de fluide thermique 2022, 94, 108939. [CrossRef]
28. Bieberlé, A. ; Schäfer, T. ; Neumann, M. ; Hampel, U. Validation de la tomodensitométrie gamma haute résolution pour les mesures quantitatives de rétention de gaz dans les pompes centrifuges. Mesures. Sci. Technologie. 2015, 26, 95304. [Réf. croisée]
29. Schäfer, T. ; Bieberlé, A. ; Neumann, M. ; Hampel, U. Application de la tomodensitométrie aux rayons gamma pour l'analyse de la rétention de gaz distributions dans les pompes centrifuges. Mesures de débit. Instrument. 2015, 46, 262-267. [Référence croisée]
30. Neumann, M. ; Schäfer, T. ; Bieberlé, A. ; Hampel, U. Une étude expérimentale sur l'entraînement des gaz horizontalement et verticalement Pompes centrifuges installées. ASME J. Fluides Ing. 2016, 138, 12-19. [Référence croisée]
31. Schäfer, T. ; Neumann, M. ; Bieberlé, A. ; Hampel, U. Enquêtes expérimentales sur une pompe centrifuge commune fonctionnant sous conditions d'entraînement des gaz. Nucl. Ing. Des. 2017, 316, 1–8. [Référence croisée]
32. Schäfer, T. ; Neumann-Kipping, M. ; Bieberlé, A. ; Bieberlé, M. ; Hampel, U. Imagerie par tomodensitométrie à rayons X ultrarapide pour les études hydrodynamiques de l'écoulement biphasique gaz-liquide dans les pompes centrifuges. ASME J. Fluides Ing. 2020, 142, 41502. [Référence croisée]
33. Gambao, J. ; Prado, MG Étude de visualisation de la répartition des performances en deux phases d'une pompe électrique submersible. Dans Actes du vingt-sixième Symposium international des utilisateurs de pompes, Houston, Texas, États-Unis, 26-28 septembre 2010. [Référence croisée]
34. Barrios, L. ; Prado, MG Visualisation expérimentale d'un écoulement biphasé à l'intérieur d'un étage de pompe submersible électrique. J. Énergie Ressource. Technologie. 2011, 133, 42901. [Référence croisée]
35. Trévisan, FE ; Prado, M. Enquête expérimentale sur l'effet visqueux sur les modèles d'écoulement biphasé et les performances hydrauliques des pompes électriques submersibles. J. Can. Animal de compagnie. Technologie. 2011, 50, 45-52. [Référence croisée]
36. Shao, C. ; Li, C. ; Zhou, J. Enquête expérimentale sur les modèles d'écoulement et les performances externes d'une pompe centrifuge qui transporte des mélanges biphasiques gaz-liquide. Int. J. Flux de fluide thermique 2018, 71, 460-469. [Référence croisée]
37. Stel, H. ; Ofuchi, EM; Alves, RF; Chiva, S. ; Morales, Analyse expérimentale REM des flux gaz-liquide dans un rotor centrifuge. ASME J. Fluides Ing. 2020, 142, 31101. [Réf. croisée]
38. Zhao, L. ; Chang, Z. ; Zhang, Z. ; Huang, R. ; Lui, D. Visualisation du schéma d'écoulement gaz-liquide dans une roue de pompe centrifuge et son influence sur les performances de la pompe. Mesures. Capteurs 2021, 13, 100033. [CrossRef]
39. Mansour, M. ; Parikh, T. ; Thévenin, D. Influence du pas des pales et du nombre de pales d'un inducteur de pompe sur les performances d'écoulement monophasé et biphasé . Dans les actes de l'ASME Turbo Expo 2020 ; Volume 9 : Applications pétrolières et gazières ; Systèmes électriques à cycle de Rankine organique ; Turbine à vapeur; Société américaine des ingénieurs en mécanique : New York, NY, États-Unis, 2020. [CrossRef]
40. Si, Q. ; Bois, G. ; Zhang, K. ; Yuan, J. Analyse expérimentale et numérique de l'écoulement diphasique air-eau dans une pompe centrifuge à faible vitesse spécifique. Dans Actes de la 12e Conférence européenne des turbomachines sur la dynamique et la thermodynamique des fluides des turbomachines, Stockholm, Suède, 3-7 avril 2017. [CrossRef]

Machine Translated by Google

41. Si, Q. ; Bois, G. ; Jiang, Q. ; Lui, W. ; Ali, A. ; Yuan, S. Enquête sur la capacité de manipulation des pompes centrifuges sous air-eau Entrée en deux phases : modèle et validation expérimentale. Énergies 2018, 11, 48. [CrossRef]
42. Si, Q. ; Bois, G. ; Liao, M. ; Zhang, H. ; Cui, Q. ; Yuan, S. Une étude comparative sur les conceptions de pompes centrifuges et l'écoulement biphasé Caractéristique dans les conditions d'entraînement des gaz d'entrée. Énergies 2020, 13, 65. [CrossRef]
43. Si, Q. ; Liao, M. ; Fan, M. ; Yuan, S. ; Cui, Q. ; Bois, G. Étude expérimentale sur le comportement d'écoulement de pompes centrifuges à roue sans carénage dans des conditions d'entraînement d'air d'admission. Dans les actes de la 14e conférence européenne sur les turbomachines sur la dynamique et la thermodynamique des fluides des turbomachines, Gdansk, Pologne, 12-16 avril 2021.
44. Liao, M. ; Si, Q. ; Fan, M. ; Wang, P. ; Liu, Z. ; Yuan, S. ; Cui, Q. ; Bois, G. Étude expérimentale sur le comportement d'écoulement des pompes centrifuges à turbine sans enveloppe dans des conditions d'entraînement d'air d'admission. Int. J. Turbomach. Propulse. Puissance 2021, 6, 31. [CrossRef]
45. Wan, Y. ; Peters, N. Mise à l'échelle de la pénétration du spray avec évaporation. Atomiser. Spr. 1999, 9, 111-132. [Référence croisée]
46. Pak, ET; Lee, JC Modifications des performances et de la répartition de la pression dans une pompe centrifuge sous écoulement diphasique. Proc. Inst. Mécanique. Ing. R : J. Power Energy 1998, 212, 165-171. [Référence croisée]
47. Minemura, K. ; Uchiyama, T. Prédiction des performances de la pompe sous un écoulement biphasique air-eau basé sur un modèle d'écoulement pétillant. ASME J. Fluides Ing. 1993, 115, 781-783. [Référence croisée]
48. Müller, T. ; Limbach, P. ; Skoda, R. Simulation numérique RANS 3D de l'écoulement gaz-liquide dans une pompe centrifuge avec un modèle biphasé Euler-Euler et une distribution de phase dispersée. Dans Actes de la 11e Conférence européenne sur la dynamique et la thermodynamique des fluides des turbomachines, Madrid, Espagne, 23-27 mars 2015.
49. Minemura, K. ; Uchiyama, T. Calcul tridimensionnel de l'écoulement biphasique air-eau dans une pompe centrifuge basée sur la turbine sur un modèle à flux pétillant. ASME J. Fluides Ing. 1993, 115, 766-771. [Référence croisée]
50. Caridad, J. ; Asuaje, M. ; Kenyery, F. ; Tremante, A. ; Aguillon, O. Caractérisation d'une roue de pompe centrifuge sous régime diphasique conditions d'écoulement. J. Pet. Sci. Ing. 2008, 63, 18-22. [Référence croisée]
51. Yu, ZY; Zhang, QZ; Huang, R. ; Cao, SL Analyse numérique du processus de transport mixte gaz-liquide dans une rotodynamique multiphasique pompe. IOP Conf. Ser. Terre Environ. Sci. 2012, 15, 32062. [Réf. croisée]
52. Müller, T. ; Limbach, P. ; Skoda, R. Influence des simplifications géométriques et des paramètres numériques dans les simulations 3D URANS de flux liquide-gaz d'une pompe radiale avec un modèle eulérien mono-dispersé biphasé. Dans Actes du Symposium international sur les phénomènes et la dynamique des transports (ISROMAC), Honululu, HI, États-Unis, 10-15 avril 2016.
53. Wang, B. ; Zhang, H. ; Deng, F. ; Wang, C. ; Si, Q. Effet de la disposition circonférentielle des lames courtes sur le gaz-liquide Performances d'écoulement biphasé de la pompe centrifuge. Processus 2020, 8, 1317. [CrossRef]
54. Zhou, L. ; Han, Y. ; Lv, W. ; Yang, Y. ; Zhu, Y. ; Song, X. Calcul numérique de la performance énergétique et des caractéristiques transitoires de pompe centrifuge dans des conditions biphasées gaz-liquide. Micromachines 2020, 11, 728. [CrossRef]
55. Zhong, G. ; Shao, C. ; Cheng, W. ; Zhao, Z. Simulation numérique et étude expérimentale de l'écoulement instable biphasique gaz-liquide dans une pompe centrifuge pendant le processus de transition. Proc. Inst. Mécanique. Ing. C : J. Mech. Ing. Sci. 2022, 236, 2224-2241. [Référence croisée]
56. Hundshagen, M. ; Mansour, M. ; Thévenin, D. ; Skoda, R. Étude numérique de l'écoulement air-eau diphasique dans une pompe centrifuge à roue fermée ou semi-ouverte. Dans Actes de la 13e Conférence européenne des turbomachines sur la dynamique et la thermodynamique des fluides des turbomachines, Lausanne, Suisse, 8-12 avril 2019. [CrossRef]
57. Hundshagen, M. ; Mansour, M. ; Thévenin, D. ; Skoda, R. Enquête expérimentale et simulation 3D-CFD de pompes centrifuges pour liquides chargés de gaz avec roues fermées et semi-ouvertes. Dans les actes de la 4e conférence internationale sur les équipements rotatifs, Wiesbaden, Allemagne, 24-25 septembre 2019.
58. Hundshagen, M. ; Mansour, M. ; Thévenin, D. ; Skoda, R. Simulation 3D des écoulements de liquides chargés de gaz dans les pompes centrifuges et le Évaluation des méthodes CFD à deux fluides. Exp. Calculer. Multiph. Flux 2021, 3, 186-207. [Référence croisée]
59. Lui, D. ; Ge, Z. ; Bai, B. ; Guo, P. ; Luo, X. Performances biphasées gaz-liquide de la pompe centrifuge sous afflux de bulles basées sur le modèle de couplage modèle de dynamique des fluides computationnelle et d'équilibre de la population. ASME J. Fluides Ing. 2020, 142, 81402. [Réf. croisée]
60. Yan, S. ; Soleil, S. ; Luo, X. ; Chen, S. ; Li, C. ; Feng, J. Enquête numérique sur la distribution des bulles d'une centrifugeuse à plusieurs étages Pompe basée sur un modèle d'équilibre de la population. Énergies 2020, 13, 908. [CrossRef]
61. Stel, H. ; Ofuchi, EM; Chiva, S. ; Morales, RE Simulation numérique des écoulements gaz-liquide dans un rotor centrifuge. Chimique. Ing. Sci. 2020, 221, 115692. [Réf. croisée]
62. Stel, H. ; Ofuchi, EM; Chiva, S. ; Morales, REM Évaluation numérique des caractéristiques de performance et de la dynamique d'écoulement diphasique d'un rotor centrifuge fonctionnant dans des conditions d'entraînement de gaz. Exp. Calculer. Multiph. Flux 2021, 17, 221-240. [Référence croisée]
63. Zhang, F. ; Zhu, L. ; Chen, K. ; Yan, W. ; Appiah, D. ; Hu, B. Simulation numérique des caractéristiques d'écoulement biphasé gaz-liquide d' une pompe centrifuge basée sur le CFD-PBM. Mathématiques 2020, 8, 769. [CrossRef]
64. Chen, Y. ; Patil, A. ; Chen, Y. ; Bai, C. ; Wang, Y. ; Morrison, G. Étude numérique sur la dégradation des têtes de premier étage dans un système électrique Pompe submersible avec modèle d'équilibre de la population. J. Ressources énergétiques. Technologie. 2019, 141. [Réf. croisée]
65. Si, Q. ; Asad, A. ; Wang, B. ; Wang, P. ; Bois, G. ; Jianping, Y. ; Kubar, AA Étude numérique sur les caractéristiques d'écoulement biphasé gaz-liquide d'une pompe submersible électrique à plusieurs étages à l'aide d'un nouveau modèle de groupe de tailles multiples (MUSIG). Phys. Fluides 2022, 34, 063311. [CrossRef]
66. Mansour, M. ; Kovats, P. ; Wunderlich, B. ; Thévenin, D. Etudes expérimentales d'un écoulement diphasique gaz/liquide dans un milieu divergent canal horizontal. Exp. Thermie. Scie fluide. 2018, 93, 210-217. [Référence croisée]

Machine Translated by Google

67. Kopparthy, S. ; Mansour, M. ; Janiga, G. ; Thévenin, D. Etudes numériques des écoulements turbulents monophasiques et diphasiques dans un diffuseur. Int. J. Flux multiphasique 2020, 130, 103333. [CrossRef]
68. Parikh, T. ; Mansour, M. ; Thévenin, D. Maximiser les performances des inducteurs de pompe à l'aide de l'optimisation multi-objectifs basée sur CFD . Structure. Multidisque. Optimale. 2022, 65, 9. [Réf. croisée]
69. Parikh, T. ; Mansour, M. ; Thévenin, D. Enquêtes sur l'effet de l'espace de dégagement de la pointe et de l'inducteur sur le transport air-eau écoulement diphasique par pompes centrifuges. Chimique. Ing. Sci. 2020, 218, 115554. [Réf. croisée]
70. Pineda, H. ; Biazussi, J. ; López, F. ; Oliveira, B. ; Carvalho, RD; Bannwart, AC; Ratkovich, N. Analyse de la distribution de phase dans une entrée de pompe électrique submersible (ESP) gérant un écoulement biphasique eau-air à l'aide de la dynamique des fluides computationnelle (CFD). J. Pet. Sci. Ing. 2016, 139, 49-61. [Référence croisée]
71. Zhu, J. ; Zhu, H. ; Zhang, J. ; Zhang, QG Une étude numérique sur les modèles d'écoulement à l'intérieur d'une pompe électrique submersible (ESP) et comparaison avec des expériences de visualisation. J. Pet. Sci. Ing. 2019, 173, 339-350. [Référence croisée]
72. Mansour, M. ; Parikh, T. ; Engel, S. ; Thévenin, D. Enquêtes numériques sur l'écoulement biphasé gaz/liquide dans un inducteur de pompe. ASME J. Fluides Ing. 2020, 142, 21302. [Référence croisée]
73. de Santis, A. ; Colombo, M. ; Hanson, Colombie-Britannique; Fairweather, M. Une approche de modélisation multiphase généralisée pour les flux multi-échelles. J. Informatique. Phys. 2021, 436, 110321. [Réf. croisée]
74. Hundshagen, M. ; Rave, K. ; Mansour, M. ; Thévenin, D. ; Skoda, R. Évaluation des méthodes CFD multiphasiques pour les écoulements de liquides chargés de gaz dans les pompes centrifuges avec un accent particulier sur le changement de morphologie de l'écoulement. Dans Actes de la 14e Conférence européenne des turbomachines sur la dynamique et la thermodynamique des fluides des turbomachines, Gdansk, Pologne, 12-16 avril 2021. [CrossRef]
75. Marschall, H. Vers la simulation numérique des écoulements biphasiques multi-échelles. doctorat Thèse, Technische Universität München, Munich, Allemagne, 2011.
76. Hundshagen, M. ; Rave, K. ; Nguyen, BD; Popp, S. ; Hasse, C. ; Mansour, M. ; Thévenin, D. ; Skoda, R. Simulations d'écoulement biphasé du transport liquide/gaz dans des pompes centrifuges radiales avec un accent particulier sur la transition des bulles aux accumulations de gaz adhérentes. ASME J. Fluides Ing. 2022, 144, 101202. [Réf. croisée]
77. Hansch, S. ; Lucas, D. ; Krepper, E. ; Höhne, T. Un concept multi-champs à deux fluides pour les transitions entre différentes échelles de structures interfaciales. Int. J. Flux multiphasique 2012, 47, 171-182. [Référence croisée]
78. Hansch, S. ; Lucas, D. ; Höhne, T. ; Krepper, E. Application d'un nouveau concept de structures interfaciales multi-échelles à la rupture de barrage cas avec un obstacle. Nucl. Ing. Des. 2014, 279, 171-181. [Référence croisée]
79. Meller, R. ; Schlegel, F. ; Lucas, D. Vérification de base d'un cadre numérique appliqué à un multichamp adaptatif à la morphologie modèle à deux fluides considérant les mouvements des bulles. Int. J. Numéro. Méth. Fluides 2021, 93, 748-773. [Référence croisée]
80. Yin, J. ; Zhang, T. ; Krull, B. ; Meller, R. ; Schlegel, F. ; Lucas, D. ; Wang, D. ; Liao, Y. Une approche CFD pour la transition du régime d'écoulement dans un séparateur gaz-liquide à palettes. Int. J. Flux multiphasique 2023, 159, 104320. [CrossRef]
81. Frédéric, E. ; Dovizio, D. ; Mathur, A. ; Komen, E. Modélisation d'écoulement diphasique tous régimes à l'aide d'une nouvelle grande interface à quatre champs approche de simulation. Int. J. Flux multiphasique 2021, 145. [CrossRef]
82. Wardle, KE; Weller, HG Solveur CFD multiphase hybride pour les flux couplés dispersés/ségrégés dans l'extraction liquide-liquide. Int. J. Chem. Ing. 2013, 2013, 128936. [Réf. croisée]
83. Shonibare, OY; Wardle, KE Enquête numérique sur un jet plongeant vertical à l'aide d'un solveur CFD multifluide hybride multiphase VOF . Int. J. Chem. Ing. 2015, 2015, 925639. [Réf. croisée]
84. Mathur, A. ; Dovizio, D. ; Frédéric, E. ; Komen, E. Un solveur hybride à grande interface dispersée pour la modélisation d'écoulement biphasique multi-échelle . Nucl. Ing. Des. 2019, 344, 69-82. [Référence croisée]
85. Byskov, RK; Jacobsen, CB; Pedersen, N. Débit dans une turbine de pompe centrifuge dans des conditions de conception et hors conception - Partie II : Simulations de grands tourbillons. ASME J. Fluides Ing. 2003, 125, 73-83. [Référence croisée]
86. Kato, C. ; Mukai, H. ; Manabe, A. Simulation à grandes échelles d'un écoulement instable dans une pompe à débit mixte. Int. J. Machine tournante. 2003, 9, 345-351. [Référence croisée]
87. Tang, X. ; Wang, F. ; Wu, Y. Une simulation améliorée de grands tourbillons d'écoulements diphasiques dans une roue de pompe. Acta Mech. Péché. 2007, 23, 635-643. [Référence croisée]
88. Tokyay, TE; Constantinescu, SG Validation d'un modèle de simulation à grands turbulences pour simuler le débit dans les admissions de pompes de manière réaliste Géométrie. J. Hydraul. Ing. 2006, 132, 1303-1315. .:12(1303). [Référence croisée]
89. Zhang, W. ; Yu, Y. ; Chen, H. Simulation numérique d'un écoulement instable dans une turbine de pompe centrifuge dans des conditions non conçues par des approches hybrides RANS/LES. En calcul et applications haute performance ; Hutchison, D., Kanade, T., Kittler, J., Kleinberg, JM, Mattern, F., Mitchell, JC, Naor, M., Nierstrasz, O., Pandu Rangan, C., Steffen, B., et al., éd.; Springer : Berlin/Heidelberg, Allemagne, 2010 ; Volume 5938, pages 571 à 578. ._80. [Référence croisée]
90. Wang, W. ; Wang, Y. Analyse du flux interne dans une pompe centrifuge à faible vitesse spécifique basée sur LES. J. Mech. Sci. Technologie. 2013, 27, 1619-1626. [Référence croisée]
91. Posa, A. ; Lippolis, A. ; Verzicco, R. ; Balaras, E. Simulations de grands tourbillons dans des pompes à débit mixte utilisant une limite immergée méthode. Calculer. Fluides 2011, 47, 33-43. [Référence croisée]
92. Posa, A. ; Lippolis, A. ; Balaras, E. Simulation à grandes échelles d'une pompe à débit mixte dans des conditions hors conception. ASME J. Fluides Ing. 2015, 137, 49. [Référence croisée]

Machine Translated by Google

93. Si, Q. ; Yuan, J. ; Yuan, S. ; Wang, W. ; Zhu, L. ; Bois, G. Enquête numérique sur la fluctuation de pression dans la volute de pompe centrifuge basée sur le modèle SAS et la validation expérimentale. Av. Mécanique. Ing. 2014, 6, 972081. [Réf. croisée]
94. Cui, B. ; Zhang, C. ; Zhang, Y. ; Zhu, Z. Influence de l'angle de coupe du bord de fuite de la pale sur un écoulement instable dans une pompe centrifuge Dans des conditions hors conception. Appl. Sci. 2020, 10, 580. [Réf. croisée]
95. Shen, JF; Li, YJ; Liu, ZQ; Tang, XL Prédiction du débit turbulent et des fluctuations de pression de la roue dans une pompe à débit axial basé sur les LES. IOP Conf. Sér. : Mater. Sci. Ing. 2013, 52, 032015. [Réf. croisée]
96. Posa, A. ; Lippolis, A. ; Balaras, E. Enquête sur les phénomènes de séparation dans une pompe radiale à débit réduit par simulation à grandes échelles. ASME J. Fluides Ing. 2016, 138, 121101. [Réf. croisée]
97. Posa, A. ; Lippolis, A. Une enquête LES sur les performances hors conception d'une pompe centrifuge avec diffuseur à géométrie variable. Int. J. Flux de fluide thermique 2018, 70, 299-314. [Référence croisée]
98. Posa, A. ; Lippolis, A. Effet des conditions de travail et de l'angle de réglage du diffuseur sur les fluctuations de pression dans une pompe centrifuge. Int. J. Flux de fluide thermique 2019, 75, 44-60. [Référence croisée]
99. Posa, A. Enquête LES sur la dépendance du débit traversant une pompe centrifuge sur la géométrie du diffuseur. Int. J. Fluide thermique Flux 2021, 87, 108750. [CrossRef]
100. Posa, A. Étude LES sur l'influence de l'angle d'entrée du diffuseur d'une pompe centrifuge sur les fluctuations de pression. Int. J. Fluide thermique Flux 2021, 89, 108804. [CrossRef]
101. Kye, B. ; Parc, K. ; Choi, H. ; Lee, M. ; Kim, JH Caractéristiques de débit dans une pompe centrifuge de type volute utilisant une simulation de grands tourbillons. Int. J. Flux de fluide thermique 2018, 72, 52-60. [Référence croisée]
102. Pacot, O. ; Kato, C. ; Guo, Y. ; Yamade, Y. ; Avellan, F. Simulation aux grandes échelles du décrochage rotatif dans une pompe-turbine exploitée en Mode de pompage dans des conditions de charge partielle. ASME J. Fluides Ing. 2016, 138. [Réf. croisée]
103. Zhang, N. ; Liu, X. ; Gao, B. ; Wang, X. ; Xia, B. Effets de la modification du profil du bord de fuite de la pale sur les pulsations de pression instables et structures d'écoulement dans une pompe centrifuge. Int. J. Flux de fluide thermique 2019, 75, 227-238. [Référence croisée]
104. Zhang, T. ; Wu, D. ; Qiu, S. ; Zhou, P. ; Ren, Y. ; Mou, J. Analyse LES des caractéristiques d'écoulement instable d'une pompe centrifuge Turbine. Fluide Dyna. Maître. Processus. 2022, 18, 1349-1361. [Référence croisée]
105. Zhou, P. ; Dai, J. ; Yan, C. ; Zheng, S. ; Oui, C. ; Zhang, X. Effet des cellules de décrochage sur les caractéristiques des fluctuations de pression dans une centrifugeuse Pompe. Symétrie 2019, 11, 1116. [CrossRef]
106. Sorguven, E. ; Incir, S. ; Highgate, J. Comprendre les mécanismes de génération de pertes dans une pompe centrifuge à l'aide de la simulation de grands tourbillons. Int. J. Débit de fluide thermique 2022, 96, 108994. [CrossRef]
107. Pope, SB Turbulent Flows ; Cambridge University Press : Cambridge, Royaume-Uni, 2000. [CrossRef]
108. Fröhlich, J. ; Mellen, CP; Rodi, W. ; Temmermann, L. ; Leschziner, MA Simulation hautement résolue de grands tourbillons d'un écoulement séparé dans un canal avec des étranglements périodiques dans le sens du courant. J. Mécanique Fluide. 2005, 526, 19-66. [Référence croisée]
109. Kim, D. ; Choi, H. Méthode des limites immergées pour l'écoulement autour d'un corps en mouvement arbitraire. J.Comp. Phys. 2006, 212, 662-680. [Référence croisée]
110. Spalart, PR ; Jou, WH; Strelets, M. Commentaires sur la faisabilité des LES pour les ailes et sur une approche hybride RANS/LES. Dans Avancées du DNS/LES ; Liu, C., Liu, Z., Sakell, L., éd. ; Greyden Press : Columbus, Ohio, États-Unis, 1997.
111. Spalart, PR Simulation de tourbillon détaché. Ann. Révérend Fluid Mech. 2009, 41, 181-202. . [Référence croisée]
112. Spalart, PR ; Pont, S. ; Shur, ML; Écuyers, KD ; Strelets, MK; Travin, A. Une nouvelle version de simulation de tourbillons détachés, résistante aux densités de grille ambiguës. Théorique. Calculer. Dynamique des fluides 2006, 20, 181-195. [Référence croisée]
113. Spéciale, Modélisation de la turbulence CG pour les RANS et VLES dépendants du temps : une revue. AIAA J. 1998, 36, 173-184. [Référence croisée]
114. Basara, B. ; Krajnović, S. ; Girimaji, S. ; Pavlovic, Z. Formulation proche du mur de la turbulence Navier Stokes partiellement moyenne Modèle. AIAA J. 2011, 49, 2627-2636. [Référence croisée]
115. Girimaji, SS Modèle Navier-Stokes à moyenne partielle pour la turbulence : un modèle Navier-Stokes à moyenne de Reynolds pour diriger les valeurs numériques Méthode de pontage par simulation. J.Appl. Mécanique. 2006, 73, 413-421. [Référence croisée]
116. Chaouat, B. ; Schiestel, R. Un nouveau modèle de transport partiellement intégré pour les contraintes à l'échelle du sous-réseau et le taux de dissipation pour les écoulements turbulents en développement. Phys. Fluides 2005, 17, 065106. [CrossRef]
117. Xin, T. ; Zhili, L. ; Meng, Z. ; Haotian, Y. ; Wei, J. ; Yuchuan, W. ; Diyi, C. Analyse des caractéristiques d'écoulement instable de la centrifugeuse Pompe sous charge partielle basée sur le modèle de turbulence DDES. Vibration de choc. 2021, 2021, 1-11. [Référence croisée]
118. Zhang, N. ; Liu, X. ; Gao, B. ; Xia, B. Analyse DDES de l'écoulement de sillage instable et de son évolution d'une pompe centrifuge. Renouveler. Énergie 2019, 141, 570-582. [Référence croisée]
119. Strelets, M. Simulation de tourbillons détachés d'écoulements massivement séparés. Dans les actes de la 39e réunion des sciences aérospatiales et Exposition; Institut américain d'aéronautique et d'astronautique : Reston, VA, États-Unis, 2001. [CrossRef]
120. Menter, F. ; Carregal Ferreira, J. ; Esch, T. ; Konno, B. Le modèle de turbulence SST avec traitement de paroi amélioré pour les prévisions de transfert de chaleur dans les turbines à gaz. Dans Actes du Congrès international des turbines à gaz, Tokyo, Japon, 2-7 novembre 2003.
121. Gritskevich, MS ; Garbaruk, AV; Schütze, J. ; Menter, FR Développement de formulations DDES et IDDES pour le modèle de transport de contrainte de cisaillement k-ω . Turbulence de flux. Brûler. 2012, 88, 431-449. [Référence croisée]
122. Menter, F. ; Hüppe, A. ; Matiouchenko, A. ; Kolmogorov, D. Un aperçu des modèles hybrides RANS-LES développés pour l'industrie CFD. Appl. Sci. 2021, 11, 2459. [CrossRef]
123. Rotta, JC Turbulente Strömungen : Eine Einführung in die Theorie und ihre Anwendung ; Vieweg+Teubner Verlag : Wiesbaden, Allemagne, 1972 ; Volume 15. [CrossRef]

Machine Translated by Google

124. Fröhlich, J. ; von Terzi, D. Méthodes hybrides LES/RANS pour la simulation d'écoulements turbulents. Programme. Aérosp. Sci. 2008, 44, 349-377. [Référence croisée]
125. Jakirlic, S. ; Bopp, M. ; Chang, CY; Kohler, F. ; Krumbein, B. ; Kutej, L. ; Kütemeier, D. ; Maden, moi; Maduta, R. ; Ullrich, M. ; et coll. Modélisation à sous-échelle basée sur RANS dans les méthodes de simulation à résolution de Foucault. ERCOFTAC Bull. 2019, 121, 5-16.
126. Egorov, Y. ; Menter, F. Développement et application du modèle de turbulence SST-SAS dans le projet DESIDER. Dans Avancées de la modélisation hybride RANS-LES ; Peng, SH, Haase, W., éd. ; Springer : Berlin/Heidelberg, Allemagne, 2008 ; Volume 97, pages 261 à 270. [Référence croisée]
127. Menter, F. Modèles de turbulence à viscosité de Foucault à deux équations pour les applications d'ingénierie. AIAA J. 1994, 32, 1598-1605. [Référence croisée]
128. Menter, F. ; Egorov, Y. La méthode de simulation adaptative à l'échelle pour les prévisions d'écoulements turbulents instables. Partie 1 : Théorie et Description du modèle. Turbulence de flux. Brûler. 2010, 85, 113-138. [Référence croisée]
129. Lucius, A. ; Brenner, G. Simulations CFD instables d'une pompe dans des conditions de charge partielle à l'aide d'une simulation adaptative à l'échelle. Int. J. Chaleur Fluid Flow 2010, 31, 1113-1118. [Référence croisée]
130. Schiffer-Rosenberger, J. ; Bodner, C. ; Jaberg, H. Analyse des performances d'une pompe à turbine monopale basée sur une simulation numérique 3D instable. Dans les actes de la 3e conférence internationale sur les équipements rotatifs, Düsseldorf, Allemagne, 14-15 septembre 2016 ; pp. 193-203.
131. Pavesi, G. ; Dazin, A. ; Cavazzini, G. ; Caignaert, G. ; Bois, G. ; Ardizzon, G. Enquête expérimentale et numérique sur l'instabilité non forcée dans un diffuseur radial sans aubes. Dans Actes de la 9e Conférence européenne sur la dynamique et la thermodynamique des fluides des turbomachines, Istanbul, Turquie, 21-25 mars 2011.
132. Zhao, X. ; Luo, Y. ; Wang, Z. ; Xiao, Y. ; Avellan, F. Simulations numériques à écoulement instable sur la dissipation d'énergie interne pour un Pompe centrifuge à faible hauteur de chute dans des conditions de fonctionnement à charge partielle. Énergies 2019, 12, 13. [CrossRef]
133. Hundshagen, M. ; Casimir, N. ; Pesch, A. ; Falsafi, S. ; Skoda, R. Évaluation des modèles de turbulence adaptatifs à l'échelle pour le type volute pompes centrifuges en fonctionnement à charge partielle. Int. J. Débit de fluide caloporteur 2020, 85, 108621. [CrossRef]
134. Rave, K. ; Lehmenkühler, M. ; Wirz, D. ; Bart, HJ ; Skoda, R. Simulation d'écoulement 3D d'un réservoir agité à chicanes pour une évaluation des simplifications géométriques et un modèle de turbulence adaptatif à l'échelle. Chimique. Ing. Sci. 2021, 231, 116262. [Réf. croisée]
135. Müller, T. ; Limbach, P. ; Skoda, R. Simulations d'écoulement liquide-gaz 3D d'une pompe radiale avec un modèle biphasé eulérien mono-dispersé . Dans Actes de la 3e Conférence internationale sur les équipements rotatifs, Düsseldorf, Allemagne, 14-15 septembre 2016.
136. Schiller, L. ; Naumann, A. Über die grundlegenden Berechnungen bei Schwerkraftaufbereitung. Z. Des Vereines Dtsch. Ingénieur 1933, 77, 318-320.
137. Auton, TR; Chasse, JCR ; Prud'Homme, M. La force exercée sur un corps dans un écoulement rotationnel instable et non uniforme non visqueux. J. Mécanique Fluide. 1988, 197, 241-257. [Référence croisée]
138. Rzehak, R. ; Krepper, E. ; Liao, Y. ; Ziegenhein, T. ; Kriebitzsch, S. ; Lucas, D. Modèle de base pour la simulation des flux pétillants. Chimique. Ing. Technologie. 2015, 38, 1972-1978. [Référence croisée]
139. Brackbill, J. ; Kothe, D. ; Zemach, C. Une méthode continue pour modéliser la tension superficielle. J. Informatique. Phys. 1992, 100, 335-354. [Référence croisée]
140. Nguyen, BD; Popp, S. ; Hundshagen, M. ; Skoda, R. ; Mansour, M. ; Thévenin, D. ; Hasse, C. Simulations à grandes échelles d' écoulements gaz-liquides turbulents dans un canal horizontal divergent à l'aide d'une approche multiphasique hybride. ASME J. Fluides Ing. 2023, 145, 31501. [Réf. croisée]
141. Blume, M. ; Schwarz, P. ; Rusche, H. ; Weiss, L. ; Wensing, M. ; Skoda, R. Simulation 3D d'écoulements turbulents et cavitaires pour l' analyse des mécanismes de rupture primaires dans des processus d'injection diesel réalistes. Atomiser. Spr. 2019, 29, 861-893. [Référence croisée]
142. Ansys Inc. Guide théorique ANSYS CFX-Solver, version 18.0 ; ANSYS, Inc. : Canonsburg, PA, États-Unis, 2017.
143. De Santis, A. ; Hanson, Colombie-Britannique; Fairweather, M. Hydrodynamique des contacteurs centrifuges annulaires : une analyse CFD utilisant une nouvelle approche de modélisation d'écoulement multiphasique. Chimique. Ing. Sci. 2021, 242, 116729. [Réf. croisée]
144. Colombo, M. ; de Santis, A. ; Hanson, Colombie-Britannique; Fairweather, M. Prédiction des régimes d'écoulement horizontal ségrégué gaz-liquide avec un modèle multifluide à régime tous flux. Processus 2022, 10, 920. [CrossRef]
145. Trubelj, L. ; Tiselj, I. Modèle à deux fluides avec affûtage d'interface. Int. J. Numéro. Méth. Ing. 2011, 85, 575-590. [Référence croisée]
146. Lo, S. Application du modèle MUSIG aux écoulements pétillants. Dans les actes de l'AEAT-1096, AEA Technology, Carlsbad, Californie, États-Unis, juin 1996.
147. Krepper, E. ; Franck, T. ; Lucas, D. ; Prasser, HM; Zwart, P. Modèle MUSIG inhomogène — Une approche d'équilibre de population pour les écoulements pétillants polydispersés. Dans Actes de la 6e Conférence internationale sur l'écoulement multiphasique, Leipzig, Allemagne, 9-13 juillet 2007.
148. Lehnigk, R. ; Bainbridge, W. ; Liao, Y. ; Lucas, D. ; Niemi, T. ; Peltola, J. ; Schlegel, F. Une modélisation open source de l'équilibre de la population cadre pour la simulation d'écoulements multiphasiques polydispersés. AIChE J. 2022, 68, e17539. [Référence croisée]
149. Kumar, S. ; Ramkrishna, D. Sur la solution des équations de bilan de population par discrétisation — I. Une technique de pivot fixe. Chimique. Ing. Sci. 1996, 51, 1311-1332. [Référence croisée]
150. Krepper, E. ; Lucas, D. ; Franck, T. ; Prasser, HM; Zwart, PJ Le modèle MUSIG inhomogène pour la simulation d' écoulements polydispersés. Nucl. Ing. Des. 2008, 238, 1690-1702. [Référence croisée]
151. Prince, MJ; Blanchir, coalescence des bulles HW et rupture dans des colonnes de bulles aspergées d'air. AIChE J. 1990, 36, 1485-1499. [Référence croisée]

Machine Translated by Google

152. Luo, H. ; Svendsen, HF Modèle théorique pour la rupture de gouttes et de bulles dans des dispersions turbulentes. AIChE J. 1996, 42, 1225-1233. [Référence croisée]

153. Liao, Y. ; Rzehak, R. ; Lucas, D. ; Krepper, E. Modèle de fermeture de base pour un écoulement pétillant dispersé : coalescence et rupture de bulles. Chimique. Ing. Sci. 2015, 122, 336-349. [Référence croisée]

154. Rave, K. ; Hermès, M. ; Wirz, D. ; Hundshagen, M. ; Friebel, A. ; von Harbou, E. ; Bart, HJ ; Skoda, R. Expériences et simulations d'écoulement 3D CFD-PBM entièrement couplées en régime transitoire d'un écoulement liquide-liquide dispersé dans un réservoir agité à chicanes. Chimique. Ing. Sci. 2022, 253, 117518. [Référence croisée]

155. Jasak, H. Analyse et estimation des erreurs pour la méthode des volumes finis avec applications aux écoulements de fluides. doctorat Thèse, Impériale Collège des sciences, technologies et médecine, Londres, Royaume-Uni, 1996.

156. Patankar, S. ; Spalding, D. Une procédure de calcul pour le transfert de chaleur, de masse et de quantité de mouvement dans des flux paraboliques tridimensionnels. Int. J. Transfert de masse thermique 1972, 15, 1787-1806. [Référence croisée]

157. Farrell, Î.-P.-É.; Maddison, JR Interpolation conservatrice entre maillages volumes par projection Galerkin locale. Calculer. Méthodes Appl. Mécanique. Ing. 2011, 200, 89-100. [Référence croisée]

J.Comp. Phys. 2001, 171, 776-804. Tiselj, I. Couplage du suivi d'interface et des modèles à deux fluides pour la simulation d'incompressibles 158. Cerne, G. ; Petelin, S. ; Flux biphasé. [Référence croisée]

159. Noroozi, MM; Maddahian, R. ; Ramezani, MH; Ansari, MR Un modèle de flux multiphase multi-échelle de type LES basé sur Phénomènes de rupture et de coalescence. J.Appl. Mécanique fluide. 2022, 15, 1073-1085. [Référence croisée]

Avis de non-responsabilité/Note de l'éditeur : Les déclarations, opinions et données contenues dans toutes les publications sont uniquement celles du ou des auteurs et contributeurs individuels et non de MDPI et/ou du ou des éditeurs. MDPI et/ou le(s) éditeur(s) déclinent toute responsabilité pour tout préjudice corporel ou matériel résultant des idées, méthodes, instructions ou produits mentionnés dans le contenu.

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Article

Analyse numérique de l'écoulement à l'aide d'un coureur libre †

En aval de la turbine Francis

Alin Ilie Bosioc 1,*, Raul-Alexandru Szakal [2], Adrien Stuparu 1,* et Roméo Susan-Resiga [1]

[1] Département de machines mécaniques, d'équipements et de transports, Université Politehnica Timis,oara, Bv. Mihai Viteazu, No.1, RO-300222 Timis,oara, Roumanie
[2] Académie roumaine – Branche de Timisoara, Bv. Mihai Viteazu, No. 24, RO-300223 Timis,oara, Roumanie * Correspondance : alin.bosioc@upt.ro (AIB) ; adrian.stuparu@upt.ro
(AS) † Cet article a été publié dans les actes de la 18e conférence sur la modélisation des écoulements de fluides (CMFF'22), Budapest, Hongrie, 30 août-2 septembre 2022.

Résumé : Les exigences actuelles des pays industrialisés nécessitent l'utilisation d'autant d'énergies renouvelables que possible. Un problème important avec les énergies renouvelables est que la puissance produite fluctue. Actuellement, la seule méthode disponible pour compenser l'énergie dans les plus brefs délais est celle des centrales hydroélectriques. En revanche, les centrales hydroélectriques (en particulier les centrales équipées de turbines hydrauliques à pales fixes) sont conçues pour fonctionner à proximité du point de fonctionnement optimal avec un écart maximum de ± 10 %. Le marché de l'énergie impose que les turbines hydrauliques fonctionnent dans une zone de plus en plus large comprise entre −35 % et 20 % du point de fonctionnement optimal. Le fonctionnement des turbines hydrauliques loin du point de fonctionnement optimal entraîne l'apparition en aval de la turbine d'un écoulement tourbillonnaire décéléré avec des instabilités hydrauliques (appelé dans la littérature corde vortex). L'objectif principal de cet article est d'étudier numériquement un nouveau concept utilisant une roue libre en aval de la turbine hydraulique principale, plus précisément dans le cône du tube d'aspiration. Le concept de coureur libre nécessite des rotations à une vitesse d'emballement avec un couple mécanique disparaissant. Le but principal est de redistribuer la pression totale et le moment entre l'arbre et la périphérie. De plus, la roue libre ne modifie pas le point de fonctionnement de la roue principale de la turbine hydraulique.

Mots-clés : concept de coureur libre ; turbines hydrauliques; simulation numérique; Mesures de vitesse laser Doppler ; cône de tube d'aspiration ; validation; corde vortex; visualisation; pression instable

check for updates

Citation : Bosioc, AI ; Szakal, R.-A.; Stuparu, A. ; Susan-Resiga, R. Analyse numérique de l'écoulement à l'aide d'un canal libre en aval de la turbine Francis. Int. J. Turbomach. Propulse. Puissance 2023, 8, 14. https:// doi.org/10.3390/ijtpp8020014

Rédacteurs académiques : János Gábor Vad, Csaba Horváth et Tamás Benedek

Reçu : 2 février 2023
Révisé : 5 avril 2023
Accepté : 7 avril 2023
Publié : 4 mai 2023

Copyright : © 2023 par les auteurs. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.
Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Introduction

La crise énergétique actuelle accroît le développement des énergies propres et renouvelables (éoliennes et solaires), ce qui fait de l'introduction du réseau électrique une composante importante et fluctuante. Par conséquent, de nombreuses centrales hydroélectriques sont exploitées pour atténuer les fluctuations de l'énergie éolienne et solaire. Bien qu'elles fonctionnent dans des conditions hors conception pour les services du réseau (charge partielle et charge élevée), les turbines hydrauliques connaissent une baisse brutale en termes d'efficacité. Un excès de tourbillon résiduel est ingéré par le tube d'aspiration, en aval de la roue de turbine [1–4]. Lorsque les turbines hydrauliques fonctionnent dans des conditions hors conception, le tourbillon résiduel du cône de refoulement est la conséquence de l'inadéquation entre le débit généré par les vannes méchantes et le moment cinétique extrait par la roue de la turbine [5]. En général, pour toutes les turbines hydrauliques, les pires conditions de fonctionnement sont celles où la machine fonctionne en décharge partielle. Pour le régime de décharge partielle, le tourbillon résiduel absorbé par le diffuseur conique du tube d'aspiration conduit au développement de ce que l'on appelle la corde vortex [6-10]. Habituellement, la corde tourbillonnaire se développe sur toutes les longueurs du cône de décharge et se caractérise par une fréquence fondamentale et une amplitude de pression bien dé
Selon Ciocan et al. [11] la fréquence fondamentale a des valeurs comprises entre 0,2 et 0,4 de la fréquence de rotation du coureur. La fréquence fondamentale est accompagnée

Machine Translated by Google

par une amplitude de pression, et la pression fluctuante est responsable des vibrations élevées dans le cône de décharge et les composants les plus proches [12-14]. Avec le développement des turbines hydrauliques, différentes méthodes ont été conçues, testées et mises en œuvre pour atténuer l'effet indésirable du câble vortex. Ces méthodes peuvent être divisées en méthodes passives (ne nécessitant pas d'alimentation auxiliaire) et actives (nécessitant une alimentation auxiliaire et une boucle de contrôle) [15]. L'une des premières techniques passives a été proposée dans les années 1980 par Thicke [16]. Plus tard, de nombreuses autres technologies passives telles que les rainures en J montées sur la paroi du cône [17], les ailettes [18], les extensions de cône de canalisation [19], le diaphragme monté en aval du diffuseur conique [20], la saillie radiale de corps solides [21], la méthode de rétroaction de débit [22] et le stator monté en aval de la roue [23] ont été étudiés. Des techniques de contrôle actif telles que des injections d'air ou d'eau à travers diverses zones de la turbine hydraulique [24-28] et la technique de contrôle magnéto-rhéologique [29,30] ont également été étudiées. Toutes ces techniques présentent des avantages incontestables, notamment dans les opérations à charge partielle ou à pleine charge, mais dans tous les régimes de fonctionnement d'une machine hydraulique, elles présentent quelques inconvénients (Kougias et Parallèlement à ces techniques de contrôle, divers systèmes de mesure et d'observation ont été utilisés pour quantifier l'impact des techniques de contrôle sur les phénomènes hydrodynamiques développés dans le diffuseur conique. Les types d'investigations les plus courants sur le champ d'écoulement hydrodynamique généré dans des conditions de charge partielle sont les mesures de pression au niveau de la paroi du diffuseur conique et les mesures de vélocimétrie laser Doppler (LDV) 2D. En plus de cela, des observations par caméra à grande vitesse et une vélocimétrie par image de particules (PIV) 2D ou 3D ont été utilisées. Le système 2D LDV est une méthode non invasive qui permet de mesurer les profils de vitesse dans les diffuseurs coniques, offrant ainsi une image plus large de l'ensemble des champs d'écoulement. En revanche, les outils utilisés pour mesurer la pression sont difficiles à intégrer dans l'écoulement et, pour cette raison, sont souvent utilisés sur la paroi du diffuseur conique [22,31-33].

L'analyse expérimentale combinée à la simulation numérique peut fournir une image complète du flux de la machinerie hydraulique. En conséquence, cet article présente et analyse l'écoulement dans le diffuseur conique en combinant enquête expérimentale et simulation numérique. Les investigations expérimentales réalisées dans cet article consistent en des mesures de profils de vitesse avec vélocimétrie laser Doppler (LDV) et de pulsations de pression respectivement. La simulation numérique effectuée dans cet article est validée d'abord à partir de la simulation numérique et, ensuite, la corde vortex est extraite pour les cas étudiés.

A partir de l'analyse expérimentale et numérique, le nouveau concept de la roue libre montée en aval de la roue principale est analysé. Le concept a été introduit par Susan Resiga et al. [5] et a été conçu de la manière la plus simple possible (trois lames droites) et testé pour prouver l'idée.

2. Configuration

expérimentale Pour analyser le flux tourbillonnant décéléré des diffuseurs coniques des turbines hydrauliques, des turbines modèles ou des turbines modèles de substitution peuvent être utilisées. Dans notre cas, nous avons choisi un modèle de substitution, un générateur de turbulence, capable d'offrir un flux tourbillonnant décéléré à l'entrée du diffuseur conique similaire à la sortie du flux d'une véritable turbine hydrauliq

L'appareil à tourbillon est monté sur un banc d'essai expérimental développé en laboratoire, qui permet d'étudier différentes méthodes de contrôle en diminuant les instabilités d'écoulement associées à la corde vortex. Deux composants principaux se trouvent dans l'appareil de turbulence qui est monté sur le circuit hydraulique principal du banc d'essai : le générateur de turbulence et la section d'essai. Le générateur de turbulence comporte trois éléments : l'ogive, le stator et la roue principale, qui sont montés sur une section cylindrique en plexiglas d'un diamètre intérieur de 0,150 m, comme présenté sur la figure 1. La roue principale et le stator génèrent à l'entrée de le diffuseur conique un flux rotatif similaire au flux aval d'une roue Francis fonctionnant à un débit de 70% du débit nominal [11].

Machine Translated by Google

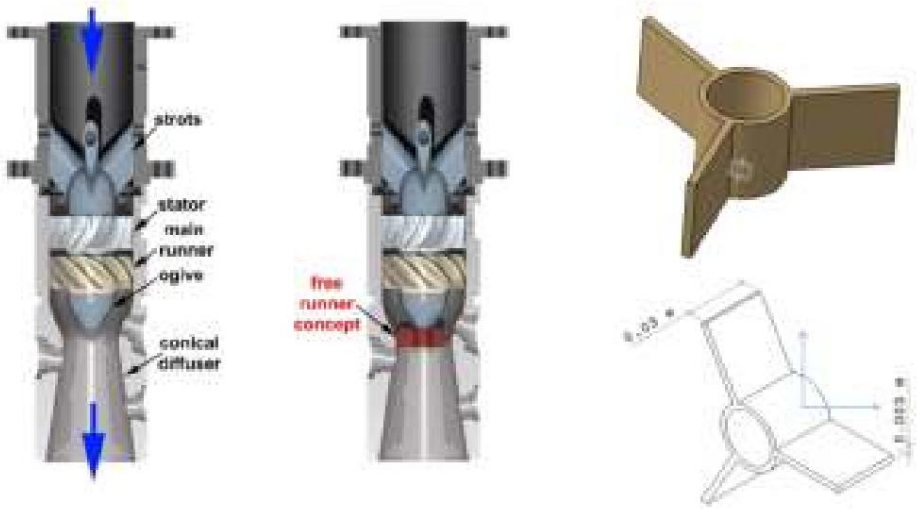


Figure 1. Appareil à tourbillon et section d'essai du banc d'essai expérimental. La configuration originale (à gauche), la configuration avec le concept Free Runner mis en œuvre sur le banc d'essai (au milieu) et la forme du concept free runner avec trois pales aux dimensions principales (à droite).

En aval du canal principal, sur le banc d'essai expérimental, le concept du canal libre a été monté, voir la figure 1 (à droite). Le concept du coureur libre suppose que celui-ci tourne au vitesse d'emballement avec disparition du couple mécanique. L'objectif principal est de redistribuer pression totale et l'impulsion entre l'arbre et la périphérie afin que le flux de la pression totale et la quantité de mouvement ne sont pas modifiées. De plus, le coureur libre ne modifier le point de fonctionnement de la roue principale de la turbine hydraulique. Les avantages de la gratuité l'approche de la roue en aval de la turbine à roue principale sont :

- Diminuer les pulsations de pression du cône du tube aspirateur, en réduisant le volume de la corde vortex.
- Offre une meilleure configuration de débit à l'entrée du cône du tube d'aspiration.

Le concept du coureur libre a été introduit pour la première fois par Susan Resiga et al. [5], utilisant la turbine dite Francis à roues tandem. Une approche similaire peut être trouvée à Gokhman [22] en utilisant un appareil à séjour en aval du coureur Francis. Le coureur libre concept (voir le croquis de la figure 1) en aval de la turbine principale ajoutera le flexibilité pour la régulation de la turbine Francis et évite la détérioration de la turbine hydraulique composants.

Les principales dimensions des composants de l'appareil à turbulence, ainsi que les Les dimensions du concept de coureur libre sont présentées dans le tableau 1.

Tableau 1. Paramètres hydrauliques du banc d'essai et des principaux composants.

Paramètre	Valeur	Unité
Débit nominal Qn	0,03	[m3/s]
Pression nominale sur le réservoir principal	30 000	[Pennsylvanie]
Vitesse de rotation du coureur principal n	940	[tr/min]
Diamètre de la pointe du canal principal Dt	0,150	[m]
Diamètre roue principale-moyeu Dh	0,06	[m]
Numéro de pale de coureur principal z	10	[-]
Vitesse de rotation libre des coureurs nfr	850	[tr/min]
Diamètre de pointe libre Dt-fr	0,100	[m]
Diamètre roue-moyeu libre Dh-fr	0,03	[m]
Numéro runner-blade gratuit zfr	3	[-]

Conformément au tableau 1, le débit nominal dans le circuit hydraulique principal était 0,03 m3/s pour toutes les mesures. La vitesse du coureur principal a été mesurée avec le

Machine Translated by Google

système d'acquisition existant dans le laboratoire, tandis que la vitesse du coureur libre a été établie à l'aide du stroboscope.

3. Configuration

numérique Le domaine numérique a été représenté en 3D et se compose de 5,8 millions de cellules mixtes. Premièrement, les résultats numériques ont été obtenus sans tenir compte de la présence du coureur libre et, après avoir développé la corde vortex, le coureur libre à trois pales a été activé, conformément à la figure 2.



Figure 2. Domaine Full 3D : sans coureur libre (à gauche) et avec coureur libre (à droite).

Une simulation numérique a été réalisée à l'aide d'ANSYS Fluent 2021R1. Le solveur instationnaire a été utilisé, ainsi que le modèle k-ω généralisé (GEKO) pour modéliser les paramètres de turbulence. Les composantes de vitesse, ainsi que les paramètres de turbulence, de la section de sortie du générateur de tourbillon, obtenus à partir de mesures expérimentales , ont été imposés à la limite d'entrée du domaine. A la limite de l'exutoire, la condition d'écoulement sortant a été imposée. Pour toutes les conditions aux limites des murs, la configuration par défaut de Fluent a été conservée, sans condition de cisaillement par glissement et modèle de rugosité standard [3

Pour calculer l'interaction entre le domaine rotatif, contenant le coureur libre à trois pales, et le domaine statique, la technique du maillage coulissant a été utilisée et deux interfaces de maillage ont été définies avec l'option de correspondance activée, en amont et en aval du coureur libre. La vitesse de rotation imposée au domaine tournant était de 850 tr/min, correspondant au libre mouvement du coureur, et elle a été expérimentalement déterminé.

Pour générer la corde vortex, d'abord, la présence du coureur libre a été « masquée » en définissant la condition aux limites sur les pales comme étant intérieure, et le volume a été défini comme étant de l'eau. Une fois la corde vortex générée, le coureur libre a été activé en imposant la condition aux limites du mur sur les pales et le volume a été défini comme solide.

Comme méthode de résolution, le schéma SIMPLEC a été utilisé pour calculer le couplage pression-vitesse. La discrétisation spatiale a été définie sur le second ordre en amont pour les paramètres de pression, de quantité de mouvement et de turbulence et sur la cellule des moindres carrés pour le gradient. La formulation transitoire a été définie sur Bounded Second-Order Implicit.

Le pas de temps a été fixé à 0,001 s, ce qui correspond à un mouvement du coureur libre d'environ 5◦ et 15 itérations ont été considérées pour chaque pas de temps. La simulation numérique a été réalisée pour un temps d'écoulement de 4,458 s pour le cas sans coureur libre et pour un temps d'écoulement de 2,505 s pour le cas avec coureur libre.

4. Validation des résultats

La première étape de l'analyse du nouveau concept est la validation des profils de vitesse obtenus à partir de la simulation numérique 3D par rapport aux résultats expérimentaux. Mesures

Machine Translated by Google

ont été validées dans la partie convergente de la section test sur l'axe d'enquête W0. La comparaison entre l'analyse expérimentale et la simulation numérique 3D montre que les résultats numériques concordent très bien avec les valeurs expérimentales. La comparaison était centrée sur deux composantes de vitesse : la vitesse méridionale et la vitesse circonférentielle. Notez que les composantes de vitesse expérimentales ont été utilisées pour valider les résultats des simulations numériques, et non comme conditions aux limites. Sur la figure 3 (à droite), la longueur de l' axe d'enquête W0 (correspondant à l'axe X sur la figure 3) est présentée sous forme sans dimension en considérant le rayon de référence Rref à partir de la gorge (l'entrée du diffuseur conique). La vitesse est présentée sous forme sans dimension (correspondant à l'axe Y), en considérant la vitesse de gorge à un débit de 0,03 m3/s.

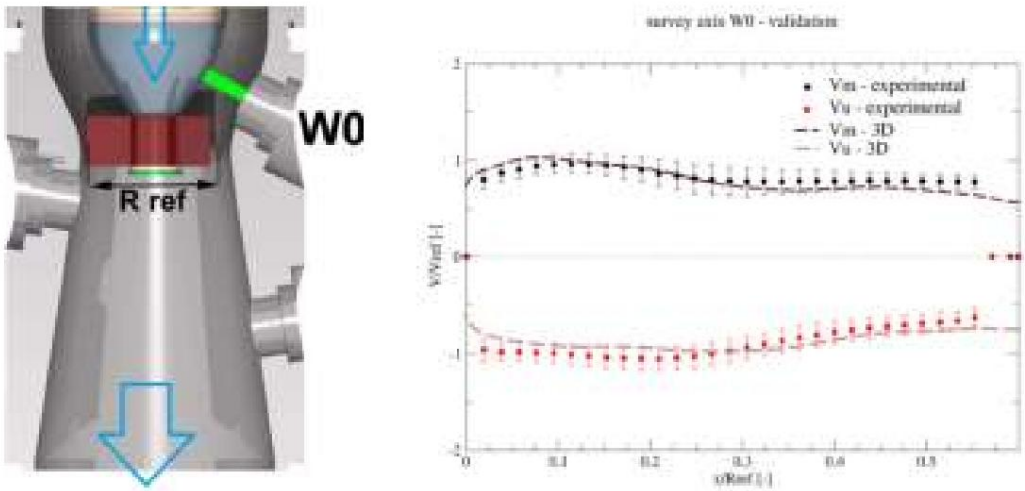


Figure 3. Validation des vitesses mesurées expérimentalement avec le LDV sur l'axe de relevé W0 avec les profils de vitesses obtenus à partir de la simulation numérique 3D).

5. Résultats et analyse Compte

tenu de la bonne validation de l'investigation numérique, l'étape suivante est l' analyse de l'écoulement et de la pression issus de la simulation numérique pour les cas étudiés, sans et avec le coureur libre. La figure 4 présente l'évaluation du débit dans le diffuseur conique pour les deux cas, analysant la formation du câble vortex. Pour visualiser la corde vortex, une iso-surface à pression constante a été tracée, de couleur verte, et les noyaux de vortex du champ d'écoulement tt ont été calculés et tracés, les sphères de couleur rouge. Les photos montrent que la corde vortex est présente dans le diffuseur conique dans le cas sans patin libre (partie gauche ff des images). Il se forme à proximité de l'ogive et se prolonge aux 2/3 de la longueur du diffuseur conique. Lorsque le patin libre est inséré dans le prolongement de l'ogive, la corde vortex commence à diminuer en longueur et en épaisseur. se forme à l'extrémité de l'arbre du canal libre et s'étend sur environ 1/3 de la longueur du diffuseur conique. etf

Une autre analyse consiste à évaluer la pression instable enregistrée 100 mm en aval de l'entrée dans le diffuseur conique, comme le montre la figure 5. La pression instable est enregistrée à partir de la simulation numérique et après la réalisation de la FFT. L'analyse de la FFT montre la fréquence principale de la corde vortex (14,5 Hz). Dans le cas sans coureur libre, l'amplitude maximale atteint une valeur de 2000 Pa. Lorsque le coureur libre est introduit, l'amplitude maximale atteint une valeur de 1500 Pa, ce qui signifie une réduction de 25 %. Néanmoins, il est souligné que ce cas teste un simple coureur libre avec seulement trois lames droites.

Machine Translated by Google

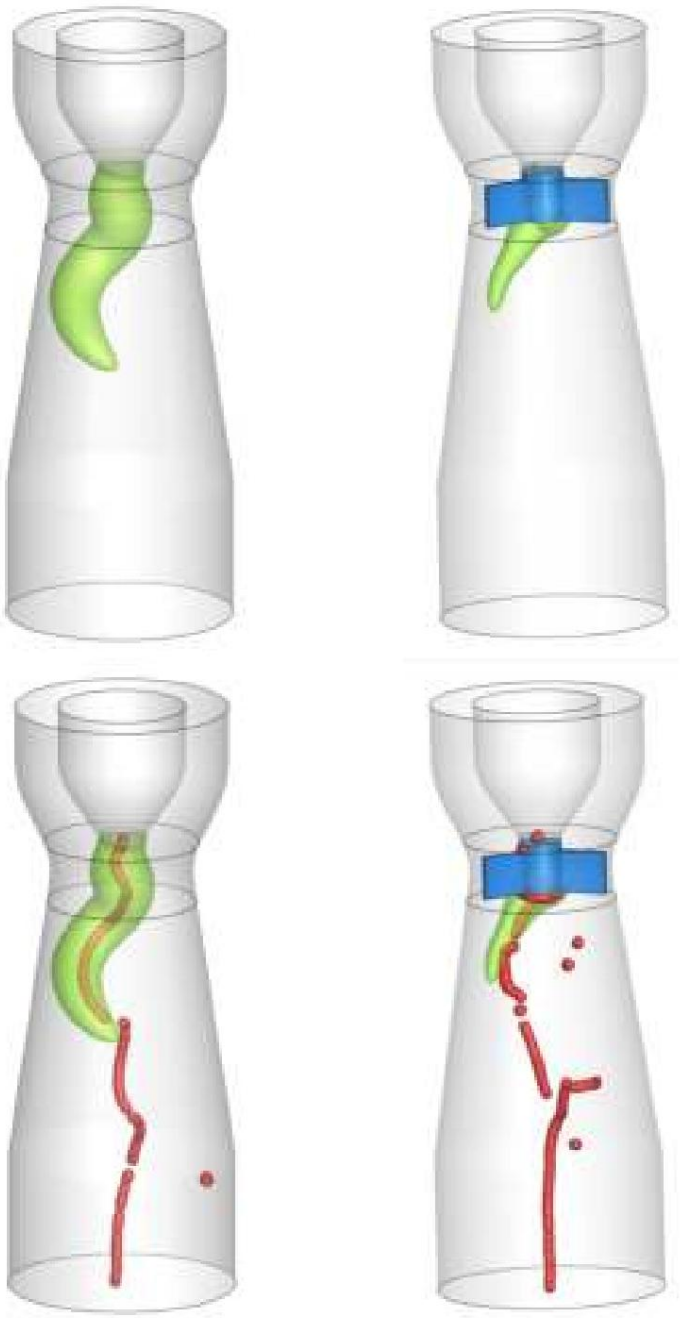


Figure 4. Visualisation de la corde vortex pour le cas : sans et avec coureur libre.

Considérant que la forme de la pale à roue libre est rectangulaire avec une épaisseur constante de 3 mm, sans bord d'attaque ni bord de fuite profilés, une évaluation de la pression totale a été réalisée pour déterminer les pertes hydrauliques. Dans le cas sans coureur libre (avec une corde vortex développée), la différence de pression totale entre l'entrée et la sortie dans le domaine numérique est de 3695 Pa. Lorsque le concept de coureur libre est mis en œuvre (avec une corde vortex diminuée), la pression totale la différence est de 4475 Pa. Ainsi, dans le cas où la roue libre est montée à l'entrée du diffuseur conique, les pertes hydrauliques augmentent de 21 %. Des recherches plus poussées avec des pales profilées sur la roue libre permettent de mieux réduire les pertes hydrauliques. De plus, la pression minimale se déplace de l'ogive du générateur de turbulence (cas sans roue libre) vers la sortie de l'arbre (cas avec roue libre), ce qui fait que ni la roue principale ni la roue libre ne travaillent en cavitation.

$$\eta_{tf}$$

Machine Translated by Google

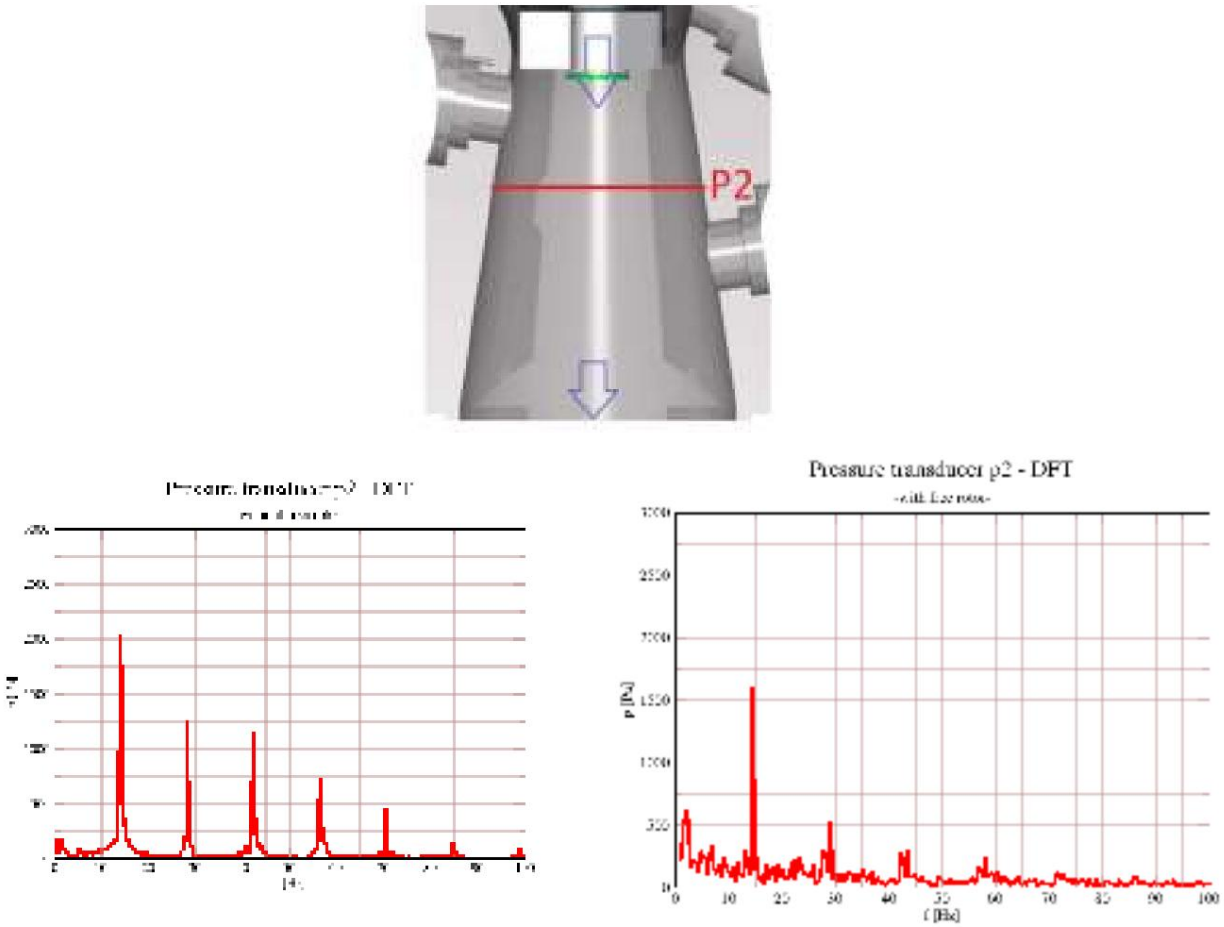


Figure 5. Évaluation de la transformée de Fourier sur le point P2, 100 mm en aval de l'entrée dans le diffuseur conique, pour les cas sans et avec coureur libre issus de la simulation numérique.

6. Conclusions

Dans cet article, un nouveau concept est proposé pour diminuer les instabilités hydrodynamiques développées dans le cône du tube d'aspiration des turbines hydrauliques. Le concept est censé utiliser une roue libre (qui tourne à la vitesse d'emballement) montée en aval de la roue hydraulique principale.

Considérant qu'il s'agit d'un nouveau concept, le free runner a été conçu le plus simplement possible et a été testé expérimentalement et numériquement. La conception du canal libre consiste à utiliser trois feuilles de métal rectangulaires de 3 mm d'épaisseur montées sur un arbre, entre le canal principal et l'entrée du diffuseur conique. L'ogive qui ferme le générateur de tourbillon a été modifiée pour soutenir le coureur libre et lui permettre de tourner librement.

Les mesures expérimentales et la simulation numérique ont été réalisées sans et avec le coureur libre (à une vitesse de 850 tr/min du coureur libre). La corde vortex a été évaluée à partir de la simulation numérique 3D pour les deux cas. Il a été clairement observé que lorsque le patin libre est installé, la corde vortex diminue en longueur et en épaisseur.

Cette conclusion peut également être étayée par l'analyse de Fourier des signaux de pression instables lorsque l'amplitude diminue d'environ 25 % lorsque le coureur libre est utilisé. Néanmoins, le concept de coureur libre étudié dans cet article a utilisé un simple coureur avec trois lames droites uniquement. D'autres recherches en cours (un coureur libre avec plus de pales et conçu de manière hydrodynamique) confirmeront que le nouveau concept pourrait réduire l'instabilité produite par la corde vortex.

Machine Translated by Google

Contributions des auteurs : Conceptualisation, AIB et RS-R. ; méthodologie, AIB et RS-R.; logiciels , AS; validation, AIB et AS ; enquête, AIB et R.-AS; rédaction – préparation du projet original AIB, R.-AS et AS ; rédaction – révision et édition, AIB, R.-AS et AS Tous les auteurs ont lu et accepté la version publiée du manuscrit.

Financement : Ce travail a été soutenu par une subvention du ministère roumain de l'Éducation et de la Recherche, CNCS-UEFISCDI, numéro de projet PN-III-P1-1.1-TE-2019-1594, au sein du PNCDI III. Le deuxième auteur remercie l'Académie roumaine – Timis, branche d'Oara, à travers les programmes de recherche de la Division hydrodynamique, cavitation et liquide magnétique du Centre de recherche technique fondamentale et avancée.

Déclaration du comité d'examen institutionnel : sans objet.

Déclaration de consentement éclairé : sans objet.

Déclaration de disponibilité des données : sans objet.

Conflits d'intérêts : Les auteurs ne déclarent aucun conflit d'intérêts.

Références

1. Kougias, I. ; Aggidis, G. ; Avellan, F. ; Deniz, S. ; Lundin, U. ; Moro, A. ; Muntean, S. ; Novare, D. ; Pérez-Díaz, JI; Quarante, E. ; et coll. Analyse des technologies émergentes dans le secteur hydroélectrique. Renouveler. Soutenir. Energy Rev.2019 , 113, 109257. [CrossRef]
2. Iliescu, MS; Ciocan, GD ; Avellan, F. Analyse du vortex du tube d'aspiration cavitant dans une turbine Francis à l'aide de mesures de vélocimétrie par image de particules dans un écoulement diphasique. J. Ingénieur Fluide. 2008, 130, 146-157. [Référence croisée]
3. Neidhardt, T. ; Magnoli, M. ; Gummer, J. Fluctuations élevées de charge partielle dans les turbines Francis et applicabilité des données de test du modèle. Hydro 2017, 2017, 1–10.
4. Vu, TC; Retieb, S. Évaluation de la précision des outils CFD actuels pour prédire le diagramme de colline d'efficacité des turbines hydrauliques. Dans Actes du 21e Symposium de l'IAHR sur les machines et systèmes hydrauliques, Lausanne, Suisse, 9-12 septembre 2002 ; pp. 93-198.
5. Susan-Resiga, R. ; Stuparu, A. ; Turbine Muntean, S. Francis avec roues tandem : une preuve de concept. IOP Conf. Ser. Terre Environ. Sci. 2019, 240, 1–8. [Référence croisée]
6. Kumar, S. ; Cervantès, MJ ; Gandhi, BK Formation et atténuation de cordes de vortex rotatif dans le tube d'aspiration des turbines hydroélectriques – Une revue du point de vue expérimental. Renouveler. Soutenir. Energy Rev.2021 , 136, 110354. [CrossRef]
7. Mohammadi, M. ; Hajidavalloo, E. ; Behbahani-Nejad, MJ Enquête sur l'injection combinée d'air et d'eau dans la turbine Francis tube de tirage pour réduire la corde vortex. J. Ingénieur Fluide. 2019, 141, 051301. [Réf. croisée]
8. Pasche, S. ; Avellan, F. ; Gallaire, F. Corde Vortex à charge partielle comme mode instable global. J. Ingénieur Fluide. 2017, 139, 1-12. [Référence croisée] 9. Nicolet, C. ; Zobeiri, A. ; Maruzewski, P. ; Avellan, F. Sur la corde vortex de charge en partie supérieure dans la turbine Francis : Enquête expérimentale. IOP Conf. Ser. Terre Environ. Sci. 2010, 12, 012053. [Réf. croisée]
10. Stuparu, A. ; Resiga, R. La dynamique complexe de la corde vortex en précession dans un diffuseur droit. IOP Conf. Ser. Terre Environ. Sci. 2016, 49, 082013. [Réf. croisée]
11. Ciocan, GD ; Iliescu, MS; Vu, TC; Nennemann, B. ; Avellan, F. Etude expérimentale et simulation numérique du FLINDT Vortex rotatif du tube d'aspiration. J. Ingénieur Fluide. 2007, 129, 146-158. [Référence croisée]
12. Cassidy, JJ; Falvey, HT Observations d'un écoulement instable survenant après la rupture d'un vortex. J. Mécanique Fluide. 1970, 41, 727-736. [Référence croisée]
13. Falvey, HT; Cassidy, JJ Fréquence et amplitude des coups de bélier générés par les écoulements tourbillonnants. Dans Actes du Symposium de l'Association internationale de recherche hydraulique sur les machines et systèmes hydrauliques, Stockholm, Suède, 29 juin-2 juillet 1970.
14. Jacob, T. ; Prenat, JE Francis surtension turbine : Discussion et base de données. Dans Actes des machines hydrauliques et de la cavitation : Actes du XVIIIe Symposium de l'IAHR sur les machines hydrauliques et la cavitation, Valence, Espagne, 16-19 septembre 1996 ; pp. 855-864.
15. Grein, H. Phénomènes vibratoires dans les turbines Francis : leurs causes et leur prévention. Esccher Wyss News 1981, 54, 37-42.
16. Thicke, RH Solutions pratiques pour l'instabilité des tubes d'aspiration. Construire un barrage hydroélectrique. 1981 : 33, 31-37.
17. Kurokawa, J. ; Imamura, H. ; Choi, Y.-D. Effet de la rainure en J sur la suppression du flux tourbillonnaire dans un diffuseur conique. J. Ingénieur Fluide. 2010, 132, 071101. [Réf. croisée]
18. Nishi, M. ; Wang, X. ; Yoshida, K. ; Takahashi, T. ; Tsukamoto, T. Une étude expérimentale sur les ailerons, leur rôle dans le contrôle du déferlement du tube d'aspiration. Dans Actes des machines hydrauliques et de la cavitation : Actes du XVIIIe Symposium de l'IAHR sur les machines hydrauliques et la cavitation, Valence, Espagne, 16-19 septembre 1996 ; pp. 905-914.
19. Qian, Z. ; Li, W. ; Huai, W.-X.; Wu, Y. L'effet de la conception du cône de canal sur les caractéristiques d'oscillation de pression dans une turbine hydraulique Francis. Proc. Inst. Mécanique. Ing. Partie A J. Power Energy 2012, 226, 137-150. [Référence croisée]
20. Tanasă, C. ; Bosioc, A. ; Muntean, S. ; Susan-Resiga, R. Une nouvelle méthode passive pour contrôler le flux tourbillonnant avec une corde Vortex du diffuseur conique de turbines hydrauliques à pales fixes. Appl. Sci. 2019, 9, 4910. [Réf. croisée]

Machine Translated by Google

21. Shiraghaee, S. ; Sundström, J. ; Rasee, M. ; Cervantes, MJ Atténuation des pulsations de pression du tube de tirage par saillie radiale de corps solides dans le champ d'écoulement : une enquête expérimentale. IOP Conf. Ser. Terre Environ. Sci. 2021, 774, 012004. [Référence croisée]
22. Tanasa, C. ; Susan-Resiga, R. ; Muntea, S. ; Bosioc, méthode AI Flow-Feedback pour atténuer la corde vortex dans les écoulements tourbillonnants décélérés. J. Ingénieur Fluide. 2013, 135, 061304. [Réf. croisée]
23. Gokhman, A. Turbine hydraulique et appareil de séjour de sortie associé. Brevet américain 6 918 744 B2, 19 juillet 2005.
24. Kjeldsen, M. ; Olsen, K. ; Nielsen, T. ; Dahlhaug, O. Injection d'eau pour l'atténuation des pulsations de pression du tube d'aspiration. Dans Actes de la réunion internationale de l'IAHR du groupe de travail sur la cavitation et les problèmes dynamiques dans les machines et systèmes hydrauliques, Stuttgart, Allemagne, 9-11 octobre 2006.
25. Adolfsson, S. Extension des plages de fonctionnement à l'aide du contrôle de débit actif dans les turbines Francis. Thèse de licence, Université d'Umea, Umea, Suède, 2014.
26. Blommaert, G. ; Prénat, J. ; Avellan, F. ; Boyer, A. Contrôle actif de la stabilité du fonctionnement de la turbine Francis. Dans les actes du 3ème Conférence conjointe ASME/JSME sur l'ingénierie des fluides, San Francisco, Californie, États-Unis, 18-23 juillet 1999 ; p. 1 à 8.
27. Susan-Resiga, R. ; Vu, TC; Muntean, S. ; Ciocan, GD ; Nennemann, B. Contrôle du jet de la corde vortex du tube d'aspiration dans les turbines Francis à décharge partielle. Dans Actes de la 23e Conférence du Symposium de l'IAHR, Yokohama, Japon, 17-21 octobre 2006 ; pp. 67-80.
28. Bosioc, AI; Susan-Resiga, R. ; Muntean, S. ; Tanasa, C. Analyse de pression instable d'un écoulement tourbillonnant avec corde Vortex et axial Injection d'eau dans un cône de décharge. J. Ingénieur Fluide. 2012, 134, 081104. [Réf. croisée]
29. Bosioc, AI; Muntean, S. ; Tanasa, C. ; Susan-Resiga, R. ; Vékás, L. Mesures de pression instable d'un écoulement tourbillonnant décéléré dans un cône de décharge à des vitesses de canal inférieures. Dans Actes de la série de conférences IOP : Sciences de la Terre et de l'environnement, Montréal, QC, Canada, 22-26 septembre 2014 ; p. 22.
30. Szakal, RA; Doman, A. ; Muntean, S. Influence du coude remodelé sur le champ de pression instable dans une géométrie simplifiée de le tube de tirage. Énergies 2021, 14, 1393. [CrossRef]
31. Kirschner, O. ; Ruprecht, A. ; Gode, E. ; Riedelbauch, S. Enquête expérimentale sur les fluctuations de pression provoquées par une corde vortex dans un tube d'aspiration. Dans la série de conférences IOP : Sciences de la Terre et de l'environnement ; Éditions IOP : Bristol, Royaume-Uni, 2012 ; p. 15.
32. Bosioc, AI; Tanasa, C. ; Muntean, S. ; Susan-Resiga, Amélioration de la récupération de pression RF dans un diffuseur conique à flux tourbillonnant Utilisation de l'injection par jet d'eau. Proc. Rom. Acad. Ser. Un Mathématique. Phys. Technologie. Sci. Inf. Sci. 2010, 11, 245-252.
33. Kirschner, O. ; Ruprecht, A. ; Göde, E. Enquête expérimentale sur la pulsation de pression dans un tube d'aspiration simplifié. Dans Actes de la 3e réunion internationale de l'IAHR du groupe de travail sur la cavitation et les problèmes dynamiques dans les machines et systèmes hydrauliques, Brno, République tchèque, 14-16 octobre 2009.
34. Anton, AA Reconstruction d'une fenêtre spatio-temporelle dans une simulation transitoire de rupture de barrage. Dans les actes du 6e Symposium international de l'IEEE sur l'intelligence computationnelle appliquée et l'informatique (SACI), Timisoara, Roumanie, 19-21 mai 2011 ; pp. 335-340.
35. Anton, AA Enquête numérique sur les flux instables à l'aide d'OpenFOAM. Hidraulica 2016, 1, 7-12.

Avis de non-responsabilité/Note de l'éditeur : Les déclarations, opinions et données contenues dans toutes les publications sont uniquement celles du ou des auteurs et contributeurs individuels et non de MDPI et/ou du ou des éditeurs. MDPI et/ou le(s) éditeur(s) déclinent toute responsabilité pour tout préjudice corporel ou matériel résultant des idées, méthodes, instructions ou produits mentionnés dans le contenu.

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Article

Optimisation, contrôle et conception de formes arbitraires

Réseaux de ventilateurs

Daniel Conrad*, Jonathan Mayer et Erik Reichert

ebmpapst Mulfingen GmbH & Co. KG, 74673 Mulfingen, Allemagne *
Correspondance : daniel.conrad@de.ebmpapst.com

Résumé : Dans de nombreuses applications de climatisation, les réseaux de ventilateurs offrent une alternative de plus en plus populaire aux grands ventilateurs simples en raison de leur redondance et de leur facilité de maintenance. De plus, il est possible de redimensionner dynamiquement la baie en éteignant sélectivement un certain nombre de ventilateurs. Dans ce travail, une nouvelle méthode pour le contrôle optimal de tels réseaux de ventilateurs est développée dans le but de minimiser la consommation d'énergie globale, c'est-à-dire de maximiser l'efficacité du système. L'approche est universelle dans le sens où un réseau de ventilateurs peut être composé de n'importe quel nombre, taille et type de ventilateurs ou de mélanges de ceux-ci. Nous explorons les économies d'énergie réalisables pour un exemple réel en appliquant la méthode. De plus, nous donnons un aperçu de la conception optimale des réseaux de ventilateurs et des travaux futurs.

Mots clés : réseaux de ventilateurs ; optimisation; augmentation de l'efficacité; économies d'énergie; durabilité

1. Introduction

Bien que l'efficacité aérodynamique des ventilateurs individuels augmente encore grâce au développement ultérieur, la recherche et le développement dans le domaine des systèmes de ventilateurs prendront encore plus d' importance à l'avenir. De nos jours, les ventilateurs de taille moyenne à grande dans les applications traditionnelles sont de plus en plus remplacés par des baies de ventilateurs ; c'est-à-dire un certain nombre de ventilateurs généralement plus petits fonctionnant en parallèle. Cela est dû à un certain nombre d'avantages généralement acceptés. Un avantage évident est la redondance des ventilateurs. En cas de panne d'un seul ventilateur du groupe de ventilateurs, les ventilateurs restants peuvent compenser partiellement ou totalement en gérant leur vitesse de fonctionnement de manière appropriée . À cela s'ajoute la facilité de remplacement des ventilateurs de plus petite taille par rapport à un seul gros appareil. D'un autre côté, il existe également des bénéfices spécifiques aux applications. Dans une application d'échangeur de chaleur, par exemple, il peut être démontré que l'utilisation de réseaux de ventilateurs entraîne une perte de charge nettement inférieure et un transfert de chaleur par convection plus élevé, en raison du profil d'écoulement plus uniforme sur l'échangeur de chaleur par rapport à un profil plus irrégulier. généré par un grand ventilateur unique [1]. En plus des avantages mentionnés ci-dessus, les réseaux de ventilateurs offrent des degrés de liberté supplémentaires [2]. Dans les applications avec des points de fonctionnement variables, une amélioration importante de l'efficacité du système et des économ
Ceci est réalisé en éteignant sélectivement certains ventilateurs d'un module tout en contrôlant le fonctionnement des ventilateurs actifs restants en conséquence. À cette fin, nous proposons une méthode pour le contrôle optimal de tels réseaux de ventilateurs [4]. Dans notre approche, les réseaux peuvent être composés d'un nombre arbitraire de ventilateurs de différentes tailles et/ou de ventilateurs présentant des caractéristiques de courbe de ventilateur différentes.

L'article est organisé comme suit : Dans la première section, nous présenterons les grandeurs physiques nécessaires impliquées dans le fonctionnement d'un réseau de ventilateurs et dériverons notre méthode pour le contrôle optimal de tels réseaux. Dans la deuxième section, nous appliquerons la méthode proposée à un problème du monde réel pour démontrer les améliorations réalisables des performances du système.
Enfin, nous donnons un aperçu de la conception optimale des réseaux de ventilateurs et concluons nos résultats.

2. Description de la méthode Le

réseau de ventilateurs A de taille kmax est défini comme des ventilateurs kmax (pas nécessairement identiques) fonctionnant en parallèle. Autrement dit, tous les ventilateurs du module génèrent la même augmentation de pression statique. Cependant,

check for updates

Référence : Conrad, D. ; Mayer, J. ; Reichert, E. Optimisation, contrôle et conception de réseaux de ventilateurs de forme arbitraire. Int. J. Turbomach. Propulse. Puissance 2023, 8, 12. https://doi.org/10.3390/ijtpp8020012

Rédacteur académique : Thomas Carolus

Reçu : 17 août 2022
Révisé : 7 mars 2023
Accepté : 20 mars 2023
Publié : 6 avril 2023

Copyright : © 2023 par les auteurs. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.

Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

Machine Translated by Google

en fonction de leur vitesse individuelle, leur contribution individuelle au débit volumique global peut être différente. Ceci est représenté schématiquement sur la figure 1 avec quatre ventilateurs centrifuges ebm-papst R3G500 dans une configuration 2 × 2.

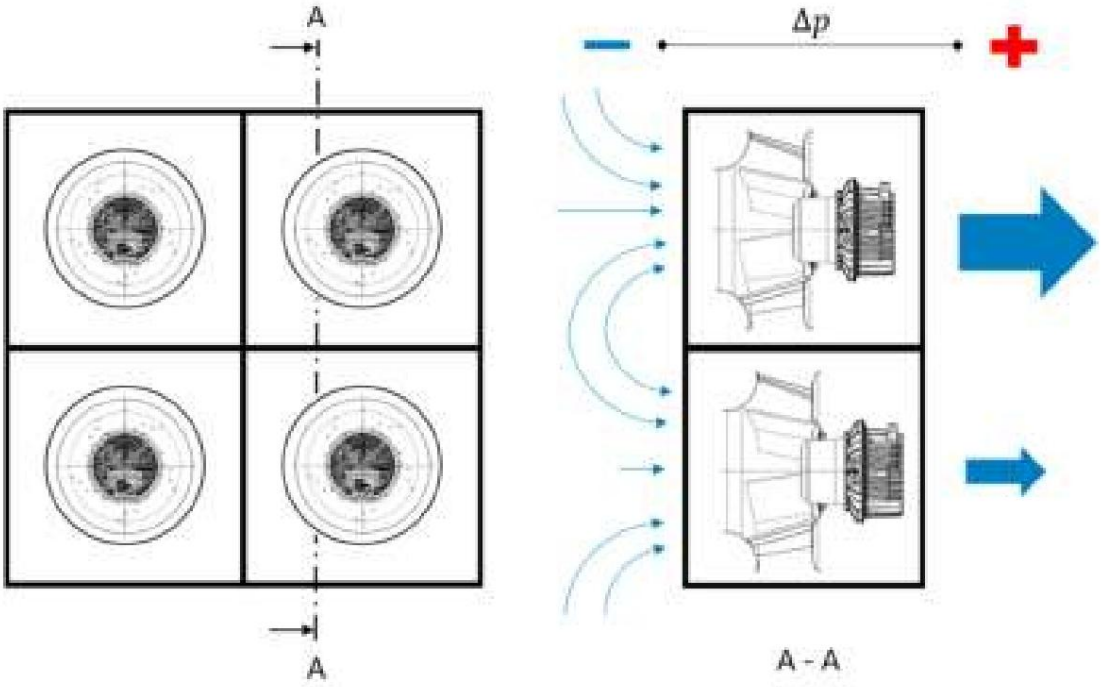


Figure 1. Quatre ventilateurs centrifuges ebmpapst R3G500 identiques dans une configuration de réseau 2 × 2.

Il n'y a que deux conditions préalables présentes dans le développement théorique de notre méthode : • On suppose que la vitesse de chaque ventilateur dans le réseau de ventilateurs peut être contrôlée de manière variable jusqu'à sa vitesse de rotation maximale ; • On suppose qu'aucun reflux ne se produit dans les situations où les ventilateurs sont éteints. En réalité, cela peut être réalisé en utilisant, par exemple, des types de volets ou de registres anti-retour. La puissance adimensionnelle du ventilateur pour chaque ventilateur individuel du réseau, notée par l'indice i, est donnée par :

$$P_{i} = \frac{\psi_i \cdot \dot{V}_i}{\eta_i}, \quad (1)$$

avec le nombre de pression bien connu ψ, le nombre de débit et l'efficacité η. La puissance dimensionnelle est donc donnée par :

$$P_i = P_{i} \cdot \frac{\pi}{8} \cdot D_i^5 \cdot n_i^3 \cdot \rho, \quad (2)$$

avec un diamètre D et une vitesse de fonctionnement n du i-ème ventilateur du réseau et une densité ρ.

2.1. Taille de baie fixe avec des ventilateurs identiques

Considérons maintenant le réseau de ventilateurs avec un nombre fixe de kmax et un type de ventilateurs fixe. Autrement dit, dans la suite, les Di sont fixés à une valeur constante et les vitesses de fonctionnement ni deviennent les seules variables libres du système. Le but de notre méthode est de trouver la vitesse optimale pour chaque ventilateur.

La condition d'optimalité pour un tableau de taille k et de point de fonctionnement donné Δp et Qtot est la minimisation de la consommation électrique totale de la baie :

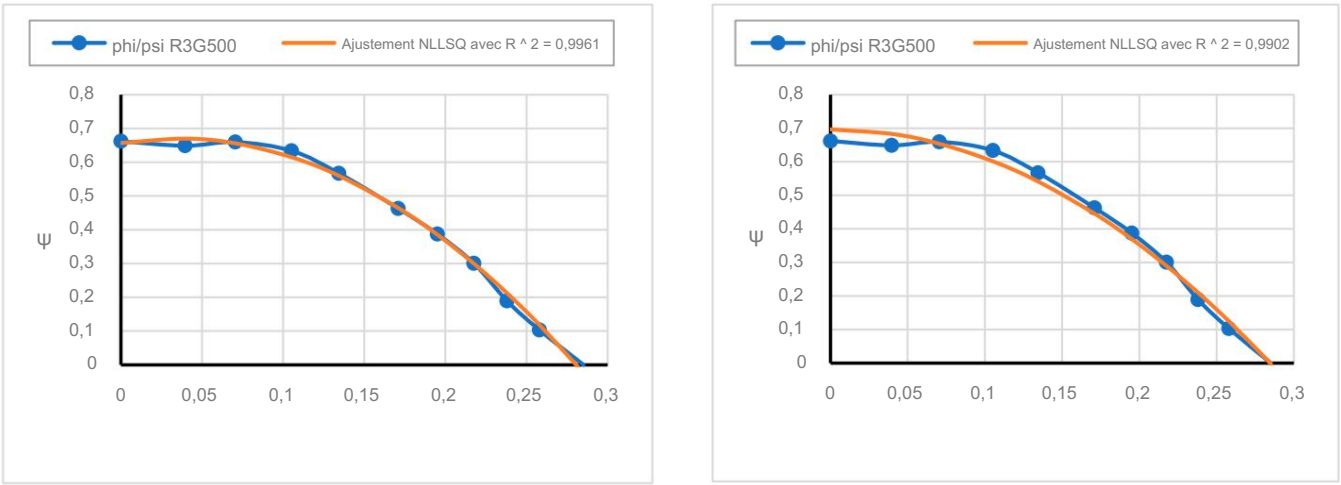
$$\min : P_{tot} = \sum_{i=1}^{k} P_i(n_i), \text{Sous réserve de :} Q_{tot} = \sum_{i=1}^{k} Q_i(n_i),$$

Machine Translated by Google

où Qi = i ·π 2 ·D3 ·ni/4 est le débit volumique du ième ventilateur individuel du réseau. Comme il s'agit d'un problème de programmation non linéaire (PNL) continue avec une seule contrainte d'égalité , nous choisissons la méthode des multiplicateurs de Lagrange pour sa solution [5]. Cette formule du problème d'optimisation conduit à un système d'équations non linéaire à k + 1 inconnues (k vitesses plus un multiplicateur de Lagrange λ pour la contrainte de débit volumique) :

$$\frac{\partial P1}{\partial n1} = \lambda \cdot \frac{\partial Q1}{\partial n1} : \frac{\partial Pk}{\partial nk} \lambda \cdot \frac{\partial Qk}{\partial nk} Qtot = \sum_{je=1}^{k} Qi(ni) = \quad (3)$$

Pour la solution de ce système d'équations, les dérivées partielles des dimensions la puissance par rapport à la vitesse de fonctionnement est requise. Afin de réaliser l'optimisation problème accessible à un calcul, la puissance et le débit volumique sont transformés de telle sorte qu'elles sont de pures fonctions de la vitesse. À ce stade, le sans dimension les courbes de pression et d'efficacité des ventilateurs utilisés dans un réseau sont introduites. Dans ce qui suit, nous nous en tenons au cas particulier d'une caractéristique de ventilateur centrifuge ebmpapst R3G500 présentée dans Figure 2. Toutefois, ceci est à des fins de démonstration et ne restreint pas la validité de notre approche. La forme globale des courbes caractéristiques de performance et d'efficacité sera toujours similaire pour tous les ventilateurs conventionnels en raison de mécanismes de perte bien connus [6,7].



(un) (b)

Figure 2. Approximation des caractéristiques adimensionnelles de pression du ventilateur : (a) avec un polynôme; (b) avec une ansatz quadratique. tz

D'après l'équation (3), il est évident que nous devons approximer les caractéristiques du ventilateur. en utilisant des fonctions continuellement différenciables. La caractéristique de pression sans dimension respective d'un ventilateur est approximée par une équation polynomiale du second ordre (4). Préférence est donnée ici à l'approximation par approche quadratique de l'équation (5), puisque la fonction d'approximation est alors strictement monotone dans l'intervalle considéré > 0. Il s'agit d'une idéalisation car en réalité, le ventilateur cale pour un faible et le fonctionnement devient instable. Il faudrait définir un minimum , mais nous optons pour cette approche pour démontrer la méthode.

$$\psi i(\quad i) = a\psi,i \cdot \quad ^{2} + b\psi,i \cdot \quad i + c\psi,i \quad (4)$$

$$\psi i(\quad i) = a\psi,i \cdot \quad ^{2} + c\psi;je \quad (5)$$

Avec cette description de numéro de pression, le numéro de débit peut être exprimé sous la forme d'un fonction des coefficients constants de l'approximation polynomiale, diamètre, densité,

$$= \quad , \cdot + \quad , \cdot + \quad , \cdot + \quad , \cdot + \quad ,$$

$$= 4 \quad , \cdot + 3 \quad , \cdot + 2 \quad , \cdot + \quad ,$$

*

Machine Translated by Google

la vitesse et la pression augmentent. La résolution de l'équation quadratique (4) pour le nombre de flux donne :

$$i(ni) = -2a\psi,i \left(\frac{b\psi,i}{} + \sqrt{\frac{b\psi,i}{2a\psi,i} - \frac{c\psi,i}{+ a\psi,i} \frac{2\Delta p}{\rho \cdot \pi 2 \cdot D2 \, 2 \cdot n}} \right). \quad (6)$$

La dérivée du nombre de débit par rapport à la vitesse du ventilateur est donnée par :

$$\frac{\partial \, i}{\partial ni} = - \frac{\frac{2\Delta p}{\rho \cdot \pi 2 \cdot D2 \, 3 \, i \, ; a\psi,i}}{\frac{b\psi,i}{2a\psi,i} - \frac{c\psi,i \, 2\Delta p + \rho \cdot \pi 2 \cdot D2 \, a\psi,i}{2 \cdot n}}. \quad (7)$$

En conséquence, les caractéristiques d'efficacité doivent être approchées. La préférence est donné ici à un polynôme du quatrième ordre :

$$\eta i(\quad i) = a\eta,i \cdot \quad + b\eta,i \cdot \quad + c\eta,i \cdot \quad + d\eta,i \cdot \quad i + e\eta,i \, . \quad (8)$$

De même, la déduction de l'équation (7) donne :

$$\frac{\partial \eta i}{} = 4a\eta,i \cdot \quad + 3b\eta,i \cdot \quad + 2c\eta,i \cdot \quad i + d\eta,i \cdot \frac{\partial \, i}{\partial ni} \, . \quad (9)$$

Les équations (7) et (9) sont nécessaires dans la règle de chaîne pour le calcul du dérivée de la puissance adimensionnelle P * :

$$\frac{\partial P \, *}{\partial ni} = \frac{\partial (a\psi,i \cdot \quad + b\psi,i \cdot \quad + c\psi,i \cdot \quad i) \, \partial \eta i}{(\quad i) \, \partial \quad i} \cdot \frac{-1 =}{i \, \partial ni} \; 3 \cdot a\psi,i \quad i \cdot \eta \quad \partial ni \, \partial \quad i - 1 \quad - a\psi,i \quad je \cdot \eta \quad -2 \, je \cdot \frac{\partial \eta i}{\partial ni} \; +2 \cdot b\psi,i \quad i \cdot \eta \cdot \frac{}{} - b\psi,i \cdot \frac{\partial \eta i}{\partial ni} \; + c\psi,i \cdot \eta \cdot \frac{}{} - c\psi,i \quad i \cdot \eta \cdot \frac{\partial \eta i}{\partial ni} \, . \quad (10)$$

Enfin, nous sommes en mesure de calculer la dérivée de la puissance dimensionnelle du ventilateur par rapport à la vitesse du ventilateur :

$$\frac{\partial Pi}{\partial ni} = \frac{\pi \, 4 \cdot D5 \, je}{\cdot \rho \, 8} \; 2 \, 3\eta \cdot P * + n \, je \cdot \frac{\partial P \, je}{\partial ni} \, . \quad (11)$$

Dans une dernière étape, nous dérivons le débit volumique dimensionnel par rapport à la vitesse du ventilateur :

$$\frac{\partial Qi}{\partial ni} = \frac{\pi \, 2 \cdot D3}{4} \cdot \frac{}{} \, . \quad (12)$$

À ce stade, nous avons acquis toutes les expressions nécessaires dans l'équation (3). Toutes les approximations utilisées sont continuellement différentiables par construction via des polynômes. La solution de ce système d'équations donne les vitesses de fonctionnement optimales pour chaque ventilateur telles que le réseau adhère au point de fonctionnement donné par Δp et Qtot.

Par variation de la spécification du point de fonctionnement et résolution ultérieure du système d'équations, nous obtenons une carte des vitesses de fonctionnement optimales dans les limites $\Delta p_{min} \le \Delta p \le \Delta p_{max}$ et $Q_{min} \le Q \le Q_{max}$ pour le réseau de ventilateurs.

En réalité, la vitesse du ventilateur a une limite supérieure donnée par le moteur et/ou le matériau. Il existe également une limite inférieure de vitesse du ventilateur, qui est déterminée par le nombre de pression maximale pour le point de fonctionnement considéré (c'est-à-dire que chaque ventilateur doit être capable de générer la pression de fonctionnement). Les deux limites sont considérées comme une contrainte d'inégalité non linéaire.

Machine Translated by Google

2.2. Taille de baie variable avec ventilateurs identiques

Jusqu'à présent, nous avons supposé que tous les ventilateurs d'un tableau de taille kmax fonctionnaient activement. Nous étudions maintenant les avantages possibles de la désactivation sélective d'un ou plusieurs ventilateurs dans un tel réseau. Avec cette modification, le problème d'optimisation devient un problème de programmation non linéaire en nombres entiers mixtes (MINLP).

Nous résolvons ce problème en appliquant notre méthode à différentes tailles de tableau k = 1, 2, . . . , kmax. Cela signifie qu'au lieu de résoudre directement le MINLP, nous recourons à la résolution d'une série de NLP et choisissons la meilleure configuration lors d'une étape de post-traitement. Dans le cas où 1 ≤ k ≤ kmax, nous éteignons kmax − k ventilateurs dans le tableau. Comme indiqué ci-dessus, nous supposons qu'il n'y a pas de reflux pour les ventilateurs éteints.

Cette approche donne les vitesses de ventilateur optimales ainsi que la consommation électrique globale correspondante pour chacune des différentes tailles de baies. Choisir la taille de baie avec une consommation d'énergie minimale donne la taille de baie optimale, c'est-à-dire le nombre de ventilateurs à éteindre tout en faisant fonctionner les ventilateurs actifs en utilisant leurs vitesses de ventilateur optimales.

2.3. Taille de baie variable avec différentes tailles et/ou types de ventilateurs

Il n'est pas nécessaire que les ventilateurs installés en parallèle soient du même type ou de la même taille. Un scénario possible pour une baie avec différents ventilateurs est présenté dans la figure 3 :

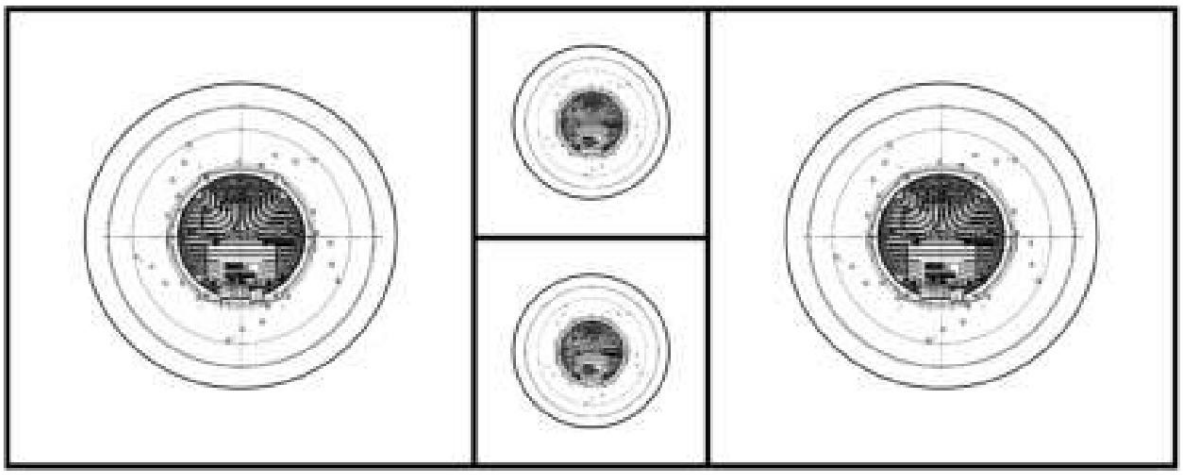


Figure 3. Réseau de ventilateurs 2 × 2 avec deux ventilateurs centrifuges de tailles différentes.

Notre approche est capable de prendre en compte les arrangements dans lesquels nous mélangeons, par exemple, différentes tailles de ventilateurs centrifuges avec différentes tailles de ventilateurs axiaux. Afin de décrire cela plus formellement, les ventilateurs peuvent varier dans leur taille (D_i) ainsi que dans leurs caractéristiques adimensionnelles décrites avec les coefficients $a_{\psi,i}$, $b_{\psi,i}$, $c_{\psi,i}$, $a_{\eta,i}$, $b_{\eta,i}$, $c_{\eta,i}$, $d_{\eta,i}$ et $e_{\eta,i}$ dans les équations (4), (5) et (8).

Contrairement à l'approche utilisée pour varier la taille des baies avec des ventilateurs identiques, nous devons désormais faire la distinction entre les différents réglages de la baie lorsqu'un ou plusieurs ventilateurs sont éteints. Il s'agit d'un problème d'échantillonnage désordonné sans remplacement. Lors de la fermeture de kmax ! down kmax − k ventilateurs, existe des combinaisons possibles $\frac{k_{max}!}{k!\cdot(k_{max}-k)!}$ uniques pour le fonctionnement de il le réseau de ventilateurs de taille k <

Pour un point de fonctionnement donné, nous devons faire varier la taille du réseau et calculer en plus kmax kmax ! combinaisons possibles de ventilateurs actifs. Cette approche donne $\sum_{k=1}^{\text{toutes les}}$ optimal $k!\cdot(k_{max}-k)!$ combinaisons de vitesses de ventilateur, consommations électriques et combinaisons de ventilateurs, respectivement. Le minimum de ces consommations d'énergie détermine la taille optimale du réseau et les vitesses de ventilateur correspondantes , ainsi que les combinaisons de ventilateurs correspondantes. Avec cette approche, nous pouvons attribuer à chaque point de fonctionnement de la carte avec $\Delta p_{min} \le \Delta p \le \Delta p_{max}$ et $Q_{min} \le Q \le Q_{max}$ un kopt-uplet de vitesses de ventilateur optimales et la valeur optimale correspondante.

Machine Translated by Google

combinaison de ventilateurs actifs, qui maximise l'efficacité du système, où les ventilateurs kmax − kopt sont éteints, respectivement.

3. Exemple du monde réel

Par souci d'illustration de notre méthode et sans perte de généralité, nous considérons un Réseau de ventilateurs 2 × 2 composé de quatre ventilateurs centrifuges identiques, comme illustré à la figure 4 :

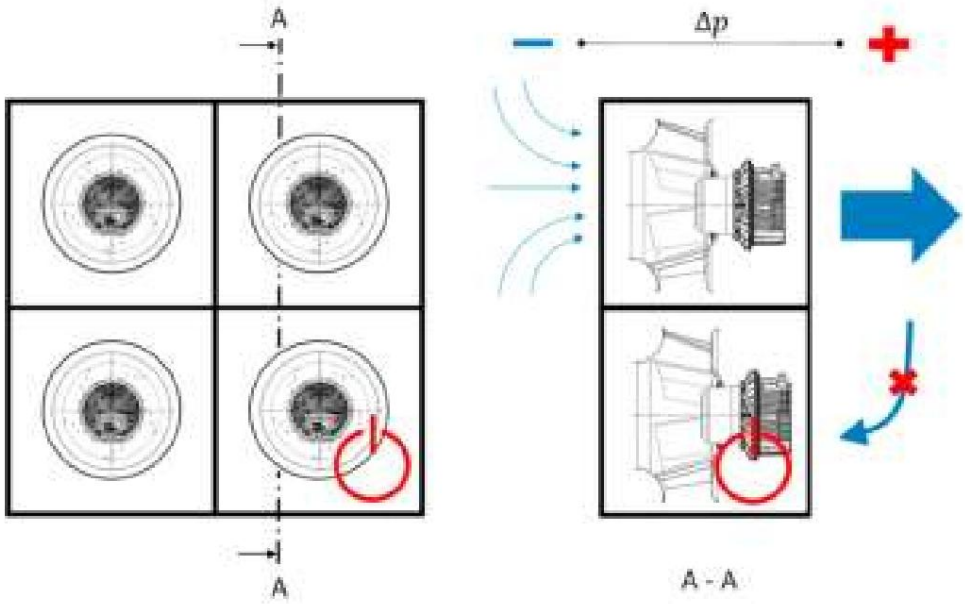


Figure 4. Réseau de ventilateurs 2 × 2 avec quatre ventilateurs centrifuges ebmpapst R3G500 identiques avec, à titre d'exemple, un ventilateur éteint. Il n'y a pas de reflux à travers le ventilateur éteint.

Afin de rendre les résultats plus tangibles, nous omettons une présentation non dimensionnelle et utilisez les valeurs dimensionnelles du ventilateur centrifuge R3G500 d'ebmpapst. Appliquer notre méthode à ce tableau 2 × 2 donne le résultat de la figure 5 pour la carte de fonctionnement du tableau où le La barre de couleur indique le nombre de ventilateurs actifs dans la baie :

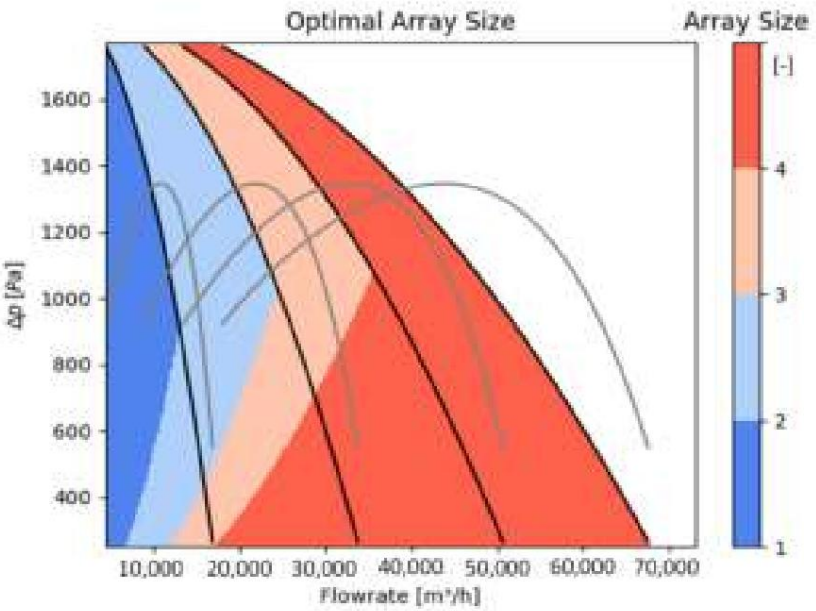


Figure 5. Carte de ventilateur avec taille de tableau optimale. Les lignes noires pleines sont les courbes de pression d'un seul ventilateur, deux ventilateurs, trois ventilateurs et l'ensemble de quatre ventilateurs à la vitesse maximale du ventilateur, respectivement. Les lignes grises sont les courbes de rendement correspondantes.

Machine Translated by Google

3.1. Discussion du plan de fonctionnement À

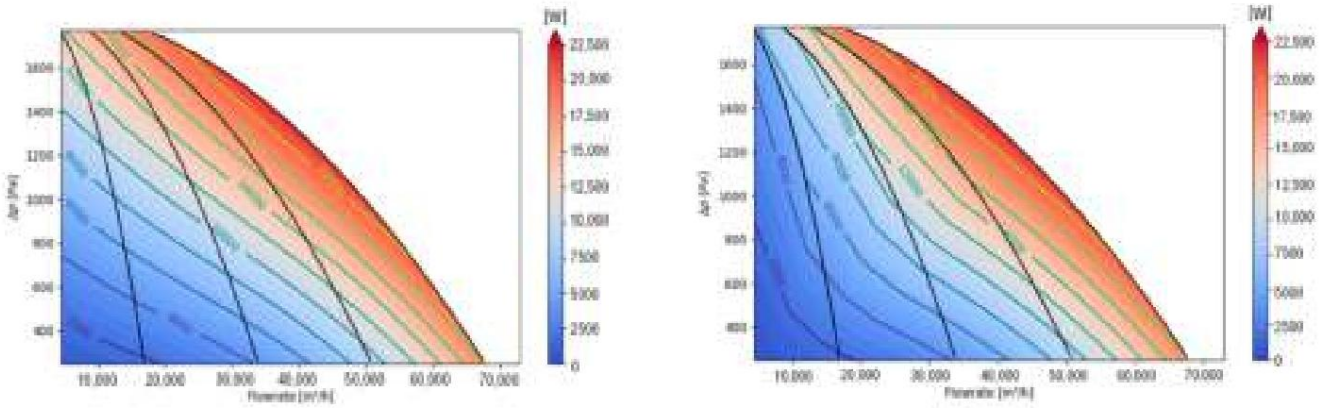
des débits volumétriques et des niveaux de pression très faibles, il est plus efficace d'arrêter trois ventilateurs et de faire fonctionner la baie avec un seul ventilateur. Avec l'augmentation du débit volumique, il devient avantageux de fonctionner avec deux ventilateurs. Cependant, s'il y a également une augmentation de la demande de pression, il pourrait encore être plus avantageux de fonctionner en mode ventilateur unique avec une vitesse de ventilateur adaptée. Cependant, cela ne peut être réalisé que dans la limite des performances maximales d'un seul ventilateur. Par conséquent, si la demande de pression augmente encore, il est obligatoire de passer en mode deux ventilateurs, car un seul ventilateur ne peut plus fournir le débit volumique prescrit, puisqu'il fonctionne déjà à sa vitesse de ventilation maximale. En fonction du point de fonctionnement, ce modèle est généralisé à un nombre plus élevé de ventilateurs actifs.

De plus, comme on peut s'y attendre intuitivement, il n'y a aucune possibilité d'arrêter les ventilateurs dans la zone de surcharge du réseau de ventilateurs, c'est-à-dire dans les points de fonctionnement où le débit volumique total du réseau est nécessaire.

3.2. Comparaison d'un réseau contrôlé de manière optimale avec fonctionnement marche/arrêt à un réseau contrôlé de manière optimale sans marche/arrêt :

La manière traditionnelle d'améliorer l'efficacité d'un tel réseau avec des ventilateurs identiques consiste à gérer de manière synchrone la vitesse du ventilateur, par opposition à l'absence de contrôle du tout (c'est-à-dire un fonctionnement avec une vitesse de ventilateur fixe). La manière optimale d'y parvenir est d'appliquer notre méthode au tableau de taille kmax complète , où nous calculons les vitesses des ventilateurs qui minimisent la consommation électrique du tableau sur l'ensemble de la carte des ventilateurs. Cela correspondrait à un contrôle de vitesse classique.

Le tracé de gauche de la figure 6 montre la solution pour le réseau de ventilateurs contrôlés de manière optimale de taille 4, où le nombre total de ventilateurs est toujours actif. La barre de couleur, ainsi que quelques isolignes, indiquent la consommation électrique totale.



(un) (b)

Figure 6. Carte des performances d'une baie de taille 4 : (a) avec des vitesses de ventilateur optimales ; (b) avec une taille de réseau optimale et des vitesses de ventilateur optimales.

À titre de comparaison, la solution pour le réseau contrôlé de manière optimale avec une taille de réseau optimale (cela signifie que le nombre de ventilateurs actifs est variable) se trouve sur le côté droit de la figure 6. ff Afin de mettre en évidence les avantages de la nouvelle

approche, nous Voyons maintenant la différence entre les deux méthodes de contrôle. Ainsi, nous soustrayons les valeurs de consommation électrique du contrôle de vitesse classique (tous les ventilateurs actifs) de la consommation électrique de l'approche à réseau variable. Nous faisons cela pour chaque point de fonctionnement de la carte de fonctionnement.

La figure 7 montre que, dans une zone modérée de la carte de fonctionnement, il est déjà possible d' économiser 1 kW de consommation électrique, comme l'indique l'isoligne jaune en appliquant la nouvelle méthode décrite (avec marche/arrêt).

elf

Machine Translated by Google

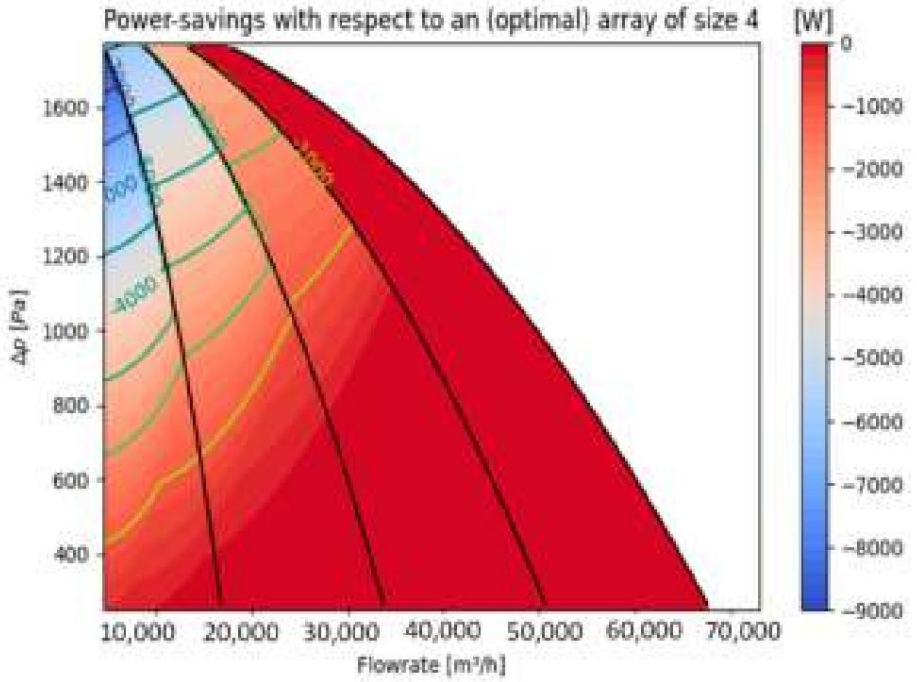
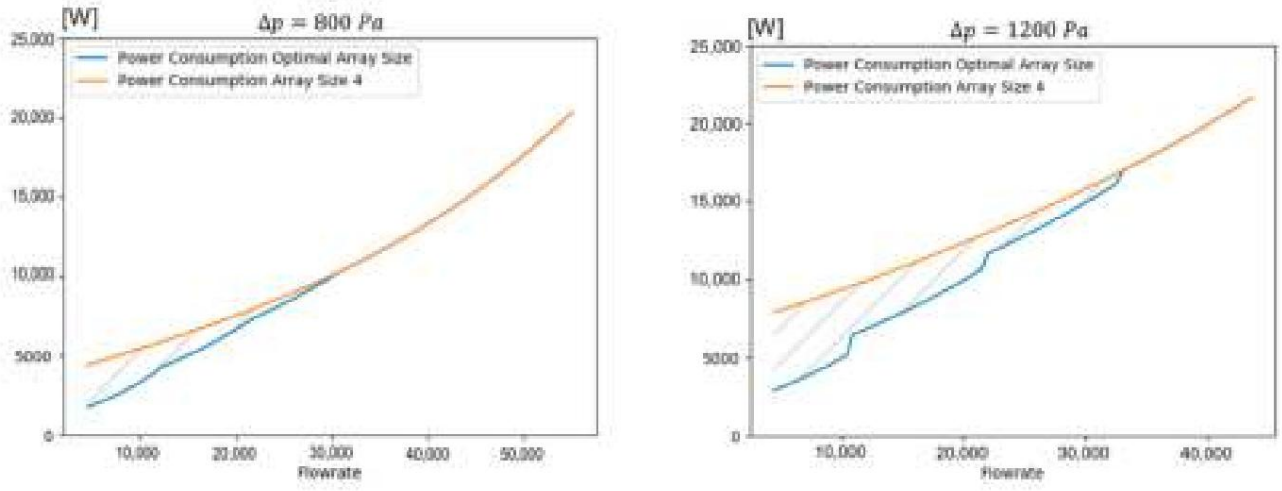


Figure 7. Différence entre un réseau contrôlé de manière optimale de taille 4 et un réseau contrôlé de manière optimale de taille optimale.

Dans l'ensemble, on peut affirmer que les économies de consommation d'énergie augmentent avec la diminution du débit volumique et/ou l'augmentation de la demande de pression. Les économies sont plus importantes dans les zones à haute pression et à faible débit volumétrique.

C'était prévu puisque nous pouvons arrêter les ventilateurs dans cette zone de la carte opérationnelle. Encore une fois, il n'y a aucun potentiel d'économie de consommation d'énergie lorsque le point de fonctionnement ne peut être atteint qu'avec une baie de taille complète. Dans ce cas, la solution du réseau de taille 4 contrôlé de manière optimale est reproduite.

Une autre façon d'étudier les avantages de notre approche marche/arrêt consiste à examiner différents débits volumiques à des niveaux de pression constants. À cette fin, nous sélectionnons deux niveaux de pression différents, à savoir 800 Pa et 1 200 Pa, comme illustré sur la figure 8 :



(un) (b)

Figure 8. Comparaison de la consommation électrique avec et sans arrêt des ventilateurs : (a) pour une pression constante de 800 Pa ; (b) pour un niveau de pression constant de 1 200 Pa.

Δ

Machine Translated by Google

Pour les raisons déjà mentionnées, nous ne pouvons arrêter aucun ventilateur dans les zones à débit volumique élevé. Pour Δp = 800 Pa, le potentiel d'économie apparaît à environ 50 % du débit volumique maximal pour ce niveau de pression et augmente vers de faibles débits volumétriques tout en réduisant progressivement la taille du réseau de ventilateurs actifs.

Pour un niveau de pression de 1 200 Pa, le potentiel d'économie est encore plus important. Le potentiel d'économie commence déjà à environ 75 % du débit volumique possible pour ce niveau de pression, avec des économies nettement plus élevées pour de faibles débits volumétriques.

3.3. Conception des réseaux de ventilateurs

Jusqu'à présent, seuls les réseaux préexistants ont été pris en compte. Notre méthode peut également être utilisée pour la conception optimale de nouveaux réseaux de ventilateurs.

À cette fin, nous utilisons l'approche décrite ci-dessus pour les tableaux de taille variable. Pour un point de fonctionnement donné, on considère le diamètre de chaque ventilateur comme une variable libre supplémentaire. Habituellement, nous considérons un ensemble discret de j diamètres. En parcourant l'ensemble des diamètres et en appliquant ensuite notre méthode, nous pouvons calculer l'ensemble des paramètres, ce qui permet d'obtenir l'efficacité maximale du système. Dans une approche plus sophistiquée, on peut également considérer le type de ventilateurs donné par les coefficients $a_{\psi,i}$, $b_{\psi,i}$, $c_{\psi,i}$, $a_{\eta,i}$, $b_{\eta,i}$, $c_{\eta,i}$, $d_{\eta,i}$, et $e_{\eta,i}$ en complément variables libres.

Il convient toutefois de noter que la taille du problème augmente de façon exponentielle avec le nombre de ventilateurs possibles à tester. Cela peut poser une limite à la recherche exhaustive utilisée ci-dessus. Une étude correspondante sera menée sur la manière de résoudre ce problème en utilisant une reformulation du système d'équations (3).

4. Conclusions et perspectives

Ce travail décrit une méthode innovante pour contrôler les baies de ventilateurs dans le but de maximiser les économies d'énergie en utilisant des vitesses de ventilateur optimales et la possibilité d'arrêter sélectivement un ou plusieurs ventilateurs dans la baie. Cette nouvelle approche est applicable aux réseaux de ventilateurs de forme arbitraire et un exemple réel d'un réseau 2 × 2 de ventilateurs centrifuges R3G500 d'ebmpapst a été examiné. Il a été démontré que des économies d'énergie significatives sont possibles dans les zones présentant un débit volumique modéré à faible et/ou un niveau de pression élevé.

Cette méthode peut également être utilisée pour déterminer une conception optimale des réseaux de ventilateurs. Ici, le diamètre et les coefficients qui décrivent les caractéristiques du ventilateur sont des variables libres supplémentaires. Une étude approfondie sera menée pour trouver des approches alternatives à la recherche exhaustive présentée pour un nombre suffisamment restreint de fans possibles. Cela fait partie des travaux futurs.

Dans ce travail, l'objectif était la minimisation de la consommation électrique (condition d'optimalité). Nous pouvons également autoriser différentes fonctionnelles cibles en remplaçant la puissance aérodynamique dans le système d'équations (3) par, par exemple, la puissance acoustique. Cela permettrait à un opérateur de groupes de ventilateurs de contrôler le groupe de ventilateurs pour une émission sonore minimale. Alternativement, un compromis multiobjectif entre deux ou plusieurs fonctionnelles cibles est également envisageable. Cela fait également partie des travaux futurs.

Nous espérons que notre méthode pourra apporter une contribution précieuse à l'opération et conception de réseaux de ventilateurs dans le but ultime d'économiser de précieuses ressources énergétiques.

Contributions des auteurs : Conceptualisation, DC et ER ; méthodologie, DC; logiciel, DC; validation , DC et JM ; analyse formelle, DC ; enquête, DC; ressources, DC; conservation des données, DC ; rédaction – préparation du projet original, DC ; rédaction – révision et édition, DC et JM ; visualisation, DC; supervision, urgences; administration de projet, DC; acquisition de financement sans objet. Tous les auteurs ont lu et accepté la version publiée du manuscrit.

Financement : Cette recherche n'a reçu aucun financement externe.

Déclaration du comité d'examen institutionnel : sans objet.

Déclaration de consentement éclairé : sans objet.

Machine Translated by Google

Déclaration de disponibilité des données : les données des fans en général peuvent être trouvées sur https://www.ebmpapst.com, consulté le 17 août 2022. Données pour le R3G500 : https://www.ebmpapst.com/de/de/products/ ventilateurs centrifuges/p/ R3G500PB2465.html, consulté le 17 août 2022.

Conflits d'intérêts : Les auteurs ne déclarent aucun conflit d'intérêts.

Références

1. Czwielong, F. ; Soldat, J. ; Becker, S. Sur les interactions du champ d'écoulement induit des échangeurs de chaleur avec des ventilateurs axiaux. Exp. Thermie. Scie fluide. 2022, 139, 110697. [Réf. croisée]
2. Gross, TF ; Pöttgen, PF; Pelz, PF Approche analytique pour le fonctionnement optimal des pompes dans les systèmes de surpression. J. Ressource en eau. Plan. Gérer. 2017, 143, 04017029. [Réf. croisée] 3.
Kallesøe, C. ; Aarestrup, J. ; Rokkjær, K. Optimisation énergétique pour les groupes de surpression. Pompes mondiales 2011, 2011, 24-30. [Référence croisée]
4. Dai, Y. ; Jiang, Z. ; Chen, P. Contrôle optimal décentralisé des pompes connectées en parallèle à vitesse variable. Dans les actes du BS2015, la 14e conférence internationale de l'International Building Performance Simulation Association, Hyderabad, Inde, 7-9 décembre 2015 ; pages 1103 à 1109.

5. Dodge, Y. Multiplicateur de Lagrange. Dans L'Encyclopédie concise des statistiques ; Springer : New York, NY, États-Unis, 2008. [CrossRef]
6. Gülich, JF Pompes centrifuges ; Springer : New York, NY, États-Unis, 2008. 7.
Vieira, TS; Siqueira, JR; Bueno, AD; Morales, REM; Estevam, V. Étude analytique des pertes de charge et des effets de la viscosité du fluide sur les performances de la pompe lors d'un écoulement monophasique à l'intérieur d'un étage ESP. J. Pet. Sci. Ing. 2015, 127, 245-258. [Référence croisée]

Avis de non-responsabilité/Note de l'éditeur : Les déclarations, opinions et données contenues dans toutes les publications sont uniquement celles du ou des auteurs et contributeurs individuels et non de MDPI et/ou du ou des éditeurs. MDPI et/ou le(s) éditeur(s) déclinent toute responsabilité pour tout préjudice corporel ou matériel résultant des idées, méthodes, instructions ou produits mentionnés dans le contenu.

Machine Translated by Google

International Journal of Turbomachinery Propulsion and Power

MDPI

Éditorial

Remerciements aux évaluateurs de l'IJTPP en 2022

Bureau de rédaction de l'IJTPP

MDPI AG, St. Alban-Anlage 66, 4052 Bâle, Suisse

Une publication universitaire de haute qualité repose sur un examen rigoureux par les pairs. L'IJTPP a pu maintenir ses normes élevées pour les articles publiés grâce aux efforts exceptionnels de nos évaluateurs. Grâce aux efforts de nos évaluateurs en 2022, une première décision est fournie aux auteurs environ 48,5 jours après la soumission, et l'acceptation pour publication est entreprise en 6 jours (valeurs médianes des articles publiés dans cette revue au second semestre 2022).
Que les articles qu'ils ont examinés aient finalement été publiés ou non, les éditeurs souhaitent exprimer leur appréciation et remercier les évaluateurs suivants pour le temps et le dévouement dont ils ont fait preuve à l'IJTPP :

Aissa, Mohamed Hassanine AL-Tubi, Moammer Ali Saud Baert, Lieven Baines, Nick
Bamberger, Konrad
Barigozzi, Giovanna
Benra, Friedrich Karl
Bianchini, Cosimo
Biedermann, Till M.
Binder, Nicolas
Böhle, Martin
Bontempo, Rodolfo
Brandstetter, Christoph
Brillert, Dieter
Brümmer, Andreas
Buchwald, Patrick
Camci, Cengiz
Carolus, Thomas
Casari, Nicola
Castegnaro, Stefano
Colmenero, Gerardo
Congiu, Franceso
Coull, John
Davidson, Lars
Demaison, François
Dolle, Bastian
Domercq, Olivier
Dufour, Guillaume
Dumas, Michel
Epple, Philipp
Eulitz, Frank
Feldmann, Carolin
Ferlauto, Michele
Flaszynski, Pawel
Frey, Yuri
Gebel, Gregor
Geoff Sheard, Anthony
Gicquel, Laurent YM
Göttlich, Emil
Greco, Michele
Green, Jeffrey
Guedel, Alain
Haug, Jakob
Hillewaert, Koen
Iaccarino, Gianluca
Lampart, Piotr
Lavagnoli, Sergio
Lee, Jeong Ik
Lepot, Ingrid
Loftus, Peter
Lorenz, Ulf
Martelli, Francesco
Marty, Julien
Meyer, Marcus
Michelassi , Vittorio
Moreau, Stéphane
Nau, Patrick
Pavesi, Giorgio
Peitsch, Dieter
Peng, Caetano
Picchi, Alessio
Pinelli, Michele
Pohl, Christian
Puente Rico, Ricardo
Reichert, Erik
Roger, Michel

Citation : Bureau de rédaction de l'IJTPP . Remerciements aux évaluateurs de l'IJTPP en 2022. IJTPP 2023, 8, 2. https://doi.org/10.3390/ijtpp8010002

Publié : 20 janvier 2023

Droit d'auteur : © 2023 par l'auteur. Licensée MDPI, Bâle, Suisse.

Cet article est un article en libre accès distribué selon les termes et conversions de Creative Commons Attribution (CC BY) (https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/).

Machine Translated by Google

Sandberg, Mark
Sanjosé, Marlène
Sanz, Wolfgang
Schiffmann, Jürg Alexander
Schram, Christophe
Schuff, Matthias
Schuster, Sebastian
Schvallinger, Michaël
Semmler, Klaus
Seshadri, Pranay
Seume, Joerg R.
Simonassi, Loris
Sjölander, Steen
Skoda, Romuald
Stapelfeldt, Sina
Tiwari, Rajiv
Tunstall, Richard
Urbano, Annafederica
Verstraete, Tom
Wang, Jie
Witt, Henrik
Zangeneh, Mehrdad
Zhao, Fanzhou
Zhu, Tao

Avis de non-responsabilité/Note de l'éditeur : Les déclarations, opinions et données contenues dans toutes les publications sont uniquement celles du ou des auteurs et contributeurs individuels et non de MDPI et/ou du ou des éditeurs. MDPI et/ou le(s) éditeur(s) déclinent toute responsabilité pour tout préjudice corporel ou matériel résultant des idées, méthodes, instructions ou produits mentionnés dans le contenu.

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Article

Ventilateurs axiaux à turbine uniquement avec rapport moyeu/pointe optimal et Lames adaptées pour une perte de sortie minimale

Thomas Carolus 1,* et Konrad Bamberger 2

1 Steinbeis-Transferzentrum FLOWTRANS, 57250 Netphen, Allemagne
2 Chercheur indépendant, 57076 Siegen, Allemagne
* Correspondance : thomas.carolus@stw.de

Résumé : Cette étude vise à déterminer les turbines des ventilateurs axiaux à turbine uniquement avec un rapport moyeu-pointe optimal pour une efficacité totale/statique la plus élevée possible. Contrairement aux autres études, une approche holistique est choisie. Tout d'abord, la classe complète de ces fans est considérée. Deuxièmement, la distribution radiale de l'angle de balayage des pales, de l'angle de décalage, de la longueur de corde et du carrossage varie pour adapter les pales à l'écoulement complexe dans les régions du moyeu et de la pointe. L'outil utilisé est un schéma d'optimisation comportant trois composants clés : (i) une base de données créée au préalable par les caractéristiques de performance prédites par Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) de 14 000 conceptions, (ii) un réseau neuronal artificiel comme métamodèle pour le performances du ventilateur en fonction de 26 paramètres géométriques, et (iii) un algorithme évolutif d'optimisation, réalisé sur le métamodèle. Généralement, les rapports moyeu/pointe des roues proposées par le schéma d'optimisation sont inférieurs à ceux obtenus en appliquant les règles de conception classiques. Un deuxième résultat concerne les formes des pales, qui sont adaptées pour une perte de sortie minimale. Ces formes s'écartent considérablement des conceptions classiques et même des conceptions les plus modernes « à balayage seul » ou « à balayage avec dièdres ». La longueur de corde, le décalage et l'angle de balayage sont répartis du moyeu à la pointe de manière complexe. La raison inhérente est que le système tente de minimiser non seulement les pertes dynamiques à la sortie, mais également les pertes par frottement dues aux flux secondaires dans les régions du moyeu et de la pointe, ce qui aboutit finalement à une efficacité totale-statique maximale. Sur demande, les auteurs fourniront à toute personne la géométrie complète des quatre roues analysées en détail dans cette étude pour une validation expérimentale ou une analys

Mots-clés : ventilateur axial ; turbine uniquement ; rapport moyeu/pointe ; optimisation

check for updates

Citation : Carolus, T. ; Bamberger, K. Ventilateurs axiaux à turbine uniquement avec rapport moyeu-pointe optimal et pales adaptées pour une perte de sortie minimale. Int. J. Turbomach. Propulse. Puissance 2023, 8, 7. https://doi.org/10.3390/ijtpp8010007

Rédacteur académique : János Vad

Reçu : 28 août 2022
Révisé : 4 janvier 2023
Accepté : 17 février 2023
Publié : 1 mars 2023

Copyright : © 2023 par les auteurs. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.
Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Introduction

Pour plusieurs applications, le ventilateur axial à turbine uniquement dans un boîtier de type conduit est le choix privilégié. Des exemples sont les tours de refroidissement à sec dans les centrales thermiques, les installations de refroidissement des moteurs de locomotives et d'automobiles, les systèmes de climatisation ferroviaires et automobiles , les pompes à chaleur, etc. Le rapport moyeu/pointe approprié des turbines de ventilateur (Figure 1) a été discuté pour de nombreuses années. La figure 2 illustre un exemple historique ; les données sont tirées du manuel classique d'ECK [1], 1972, où la vitesse et le diamètre spécifiques recommandés ainsi que le plus petit rapport moyeu/pointe de ces roues de ventilateur sont donnés dans le diagramme dit de Cordier. Notez qu'ici et tout au long de cette étude, toutes les valeurs des coefficients adimensionnels se réfèrent au point de fonctionnement optimal, c'est-à-dire le point de fonctionnement de la caractéristique de performance, où l'efficacité aérodynamique est maximale. L' index « opt » fréquemment utilisé est omis par souci de concision.

Machine Translated by Google

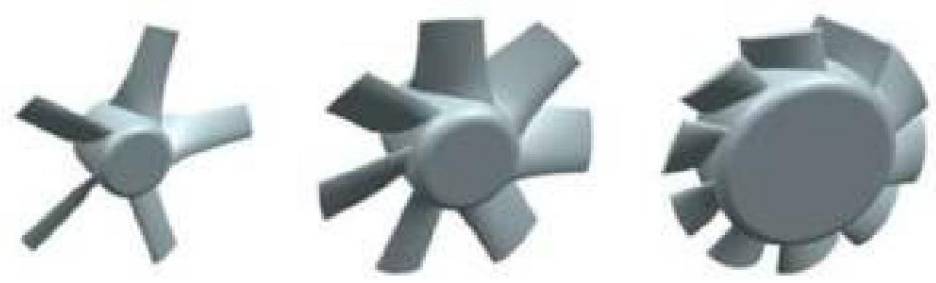


Figure 1. Roues axiales typiques avec un rapport moyeu/pointe croissant de gauche à droite (forme de pale classique) ; le boîtier de type conduit n'est pas représenté.

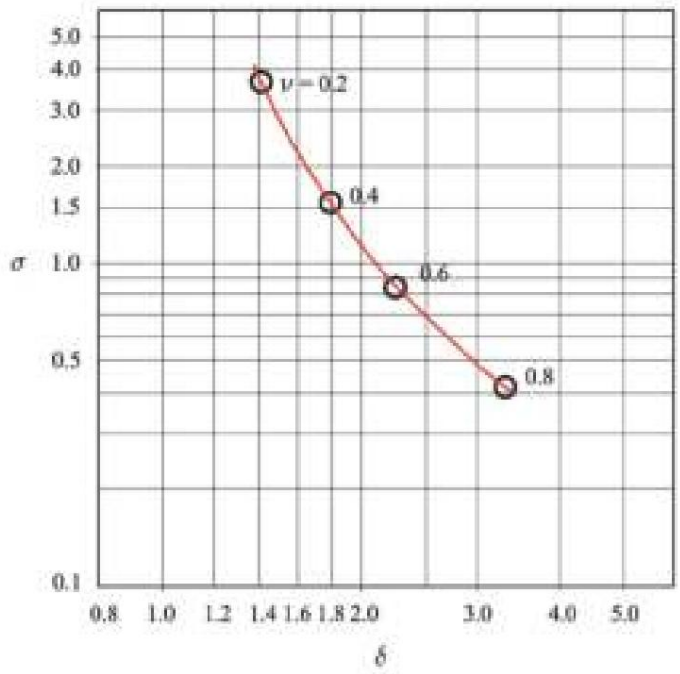


Figure 2. Ventilateurs axiaux et rapports moyeu-pointe minimaux v pour les ventilateurs à turbine uniquement à échappement libre, d'après ECK [1], 1972 (p. 271).

À partir de découvertes aérodynamiques fondamentales, Strecheltzky avait établi les premières indications sur le rapport moyeu-pointe minimum (voir Horlock [2], (p. 227), De Haller [3] et Schiller [4]). Néanmoins, les concepteurs tentent fréquemment de réduire davantage le rapport moyeu/pointe. L'un des facteurs est le coût : un hub plus grand peut coûter cher. Une autre raison est la réduction de la zone bloquée d'une roue à l'arrêt. Dans les unités de refroidissement des moteurs automobiles, par exemple, le ventilateur ne fonctionne généralement pas, car le flux d'air extérieur assure un refroidissement forcé à des vitesses modérées et élevées du véhicule. Un troisième argument est qu'un moyeu trop grand obstrue le passage à travers une matrice d'échangeur de chaleur installée en amont ou en aval. Or, cette affirmation est souvent incorrecte. Les sections proches du moyeu des pales sur un moyeu inapproprié peuvent subir ou même générer un reflux susceptible d'augmenter la zone non fonctionnelle d'un échangeur de chaleur.

Plusieurs auteurs ont travaillé sur des méthodes permettant de concevoir des roues avec un rapport moyeu-pointe très faible . Par exemple, Lindemann et al. [5] ont suggéré une méthode de conception pour un petit rapport moyeu-pointe avec des pales en flèche, basée sur une distribution empirique de vitesse axiale et tangentielle dans le sens de l'envergure, du moyeu à la pale. Dans un article plus récent, Wang et Kruyt [6] ont étudié de petits ventilateurs à rapport moyeu-pointe. Entre autres, ils ont analysé l'influence des parties non aérodynamiques des pales et ont montré « que la présence de sections non aérodynamiques près du pied a une influence mineure sur le coefficient de pression et donc sur le rendement total/statique (de le ventilateur), du fait de la formation d'un vortex en amont d

Machine Translated by Google

près du hub. Dans l'ensemble, la partie « pale principale » représente bien les performances aérodynamiques. L'inconvénient potentiel en termes d'efficacité n'a pas été discuté en détail. Néanmoins, l'idée dans leur article ultérieur [7] était de quantifier le potentiel du balayage global des pales, du dièdre et de l'inclinaison des performances aérodynamiques de tels ventilateurs. Ils n'y ont trouvé que des avantages mineurs.

Cette étude vise à déterminer des roues hautement efficaces avec le rapport moyeu-pointe minimum . L'efficacité considérée est l'efficacité totale à statique qui est une mesure adéquate de la qualité énergétique du ventilateur lorsqu'il est le dernier composant d'une installation et qu'il évacue directement dans l'atmosphère libre ou dans une grande pièce. La pression dynamique du jet de refoulement constitue la perte en sortie qui est prise en compte par la définition de ce rendement. Dans cette étude, la pression dynamique est associée à la vitesse d'écoulement immédiatement en aval de la roue dans l'espace annulaire formé par le moyeu et le carter cylindrique, et non à la surface du rotor complet. On évite ainsi le problème de la prise en compte d'une éventuelle reprise de pression, due par exemple à un cône arrière aval ou à un diffuseur Carnot.

Contrairement aux autres études, une approche holistique est choisie. Les points de conception possibles couvrent la gamme complète commune à cette classe de ventilateurs. Les répartitions radiales, c'est-à-dire dans le sens de l'envergure, de l'angle de balayage des pales, de l'angle de décalage et de la longueur de corde varient pour adapter les pales à l'écoulement complexe dans les régions du moyeu et de la pointe. L'outil utilisé est un schéma d'optimisation développé et validé par Bamberger [8] ; voir aussi Bamberger et Carolus [9].

2. Méthodologie

2.1. Coefficients non dimensionnels utilisés

Dans cette étude, les définitions courantes des coefficients non dimensionnels sont utilisées. Q (kg/m3) est le débit volumique, ∆p (Pa) une augmentation de pression, n (1/s) est la vitesse de rotation de la roue, Dtip (m) est le diamètre extérieur du rotor (et approximativement le diamètre libre du boîtier D), ρ (kg/m3) est la densité (constante) du gaz, et P (W) la puissance à l'arbre. Les coefficients de débit volumique et de montée en pression ainsi que le rendement sont définis comme

$$\varphi \equiv \frac{Q}{\frac{\pi 2}{} \, {}^{3}J4 \; \text{pourboire}}, \tag{1}$$

$$\psi \equiv \frac{\Delta p}{\frac{\pi 2}{2} D2 \; \text{pointe } 2\rho}, \tag{2}$$

$$\eta \equiv \frac{Q\Delta p}{P.}. \tag{3}$$

Le diamètre et la vitesse spécifiques sont :

$$\delta \equiv \frac{\text{Dtip}}{\frac{}{8\,\pi 2}\,\frac{1}{4}\,\frac{\Delta p}{\rho}^{-\bar{1}4} Q^{\frac{1}{2}}}, \tag{4}$$

$$\sigma \equiv \frac{n}{(2\pi 2) - \bar{1}4 \; \frac{\Delta p}{\rho}^{\frac{3}{4}} Q - \frac{1}{2}} \tag{5}$$

φ et ψ peuvent être exprimés en termes de δ et σ, et vice versa. Selon le cas d'application, ψ et η peuvent être définis à l'aide soit de l'augmentation de pression totale à totale (indice « tt »), soit de l' augmentation de pression totale à statique (indice « ts »). (Dans la norme ISO 5801 [10] l'augmentation de pression totale à totale est simplement appelée « pression du ventilateur » avec le symbole pf ; l'augmentation de pression totale à statique est appelée « pression statique du ventilateur » pfs qui ne doit pas être confondue avec la véritable augmentation de pression statique du ventilateur.) L'augmentation de pression totale à totale ∆ptt est une mesure de l'énergie totale transférée de l' arbre au fluide et est égale à la différence entre la pression totale en aval du ventilateur et la pression totale en amont du ventilateur. Dans les applications où la pression dynamique en aval du ventilateur se dissipe dans l'atmosphère libre ou dans une grande pièce, le rapport total-

Machine Translated by Google

l'augmentation de pression Δpts (c'est-à-dire Δptt diminué de ce que l'on appelle la perte de sortie) est plus adéquate pour décrire le point de conception, et ψts et ηts deviennent les quantités sans dimension pertinentes. En revanche, σ et δ sont toujours définis avec Δptt, avec très probablement une exception dans la figure 2, qui sera discutée ci-dessous.

La grandeur géométrique la plus pertinente dans cet article est le rapport moyeu/pointe (voir Figure 3a).

$$v \equiv \frac{\text{Dhub}}{\text{Dtip}}. \quad (6)$$

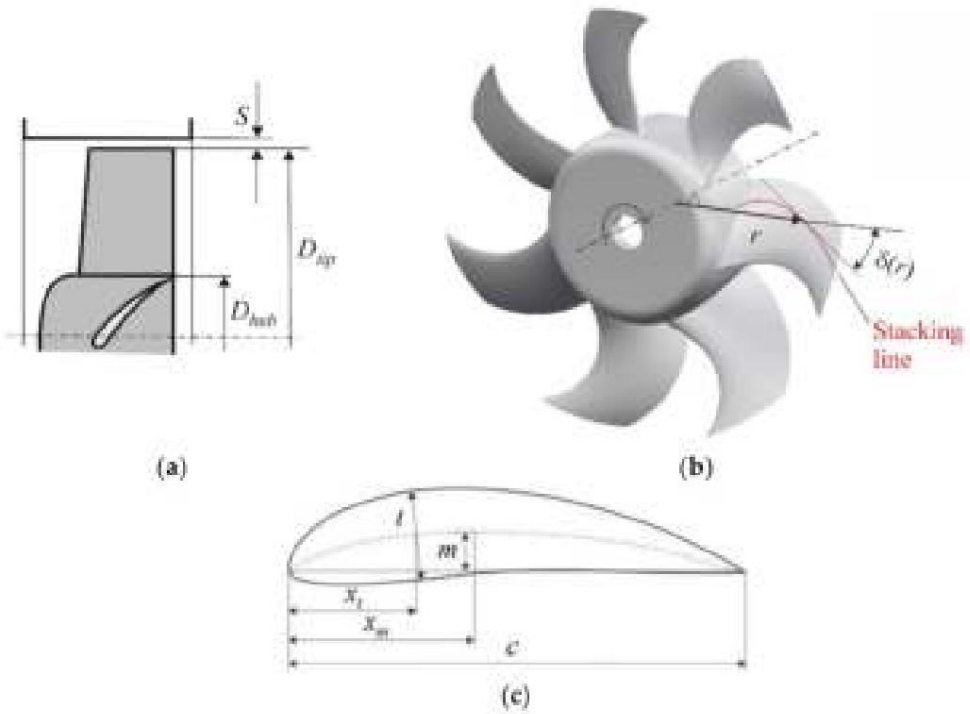


Figure 3. Illustration des paramètres géométriques : (a) roue avec une partie du boîtier de type conduit ; (b) définition de l'angle de balayage ; (c) Section CCNTA à 4 chiffres.

2.2. Schéma d'optimisation

Un bref résumé du schéma d'optimisation est donné dans cette section. Les détails peuvent être trouvés dans [8,9]. Trois composants clés sont essentiels : (i) une base de données des caractéristiques de performance de 14 000 roues de ventilateur axiaux différentes, (ii) un métamodèle pour les performances du ventilateur en fonction des paramètres de la roue variés, et (iii) un algorithme évolutif comme optimisation. méthode.

2.2.1. Base de données

La base de données comprend les caractéristiques de performance de 14 000 individus dans la classe des turbines de ventilateurs axiaux. Il a été créé au préalable par une prédiction automatisée Navier – Stockes (RANS) avec moyenne de Reynolds. La figure 3 montre les paramètres géométriques variés. Dans le tableau 1, les paramètres géométriques sont compilés et varient tout au long de l' optimisation. Il est important de noter que la plage des rapports moyeu-pointe autorisés a été limitée à des valeurs comprises entre 0,3 et 0,7. Cela signifie en particulier qu'il n'y a pas de roues dans la base de données avec un rapport moyeu/pointe <0,3. Les pales sont composées de sections de profil aérodynamique NACA à 4 chiffres avec les paramètres « épaisseur maximale », « cambrure maximale » et leurs « positions dans le sens des cordes » respectives. L'épaisseur maximale de la lame est fixée à 5% de la longueur de la corde, ce qui peut permettre une production en moulage par injection plastique.

Machine Translated by Google

Tableau 1. Les paramètres géométriques variaient.

Paramètre	Symbole	Gamme	Commentaire
Rapport moyeu-pointe	v	0,3 à 0,7	
Nombre de pales	z	5-11	Uniquement des entiers
Rapport corde-longueur	c/Dtip	0,13-0,33	
Cambre maximum	m/c	0–0,15	Sections CCNTA à 4 chiffres
Position du max. carrossage	xm/c	0,1 à 0,7	
épaisseur	xt/c	0,1 à 0,5	
Angle de balayage de la lame	δ	−60°–+60°	

a défini à trois emplacements équidistants entre le moyeu et la pointe.

Empiriquement, les points de fonctionnement optimaux des systèmes à flux unique courants à haut rendement et les ventilateurs centrifuges, à flux mixte et axiaux à un étage se trouvent - en termes de diamètre spécifique δ et vitesse σ - dans une bande relativement étroite appelée bande de Cordier ; voir la zone hachurée sur la figure 2. Guidé par cette bande de Cordier, Bamberger dans [8] a fixé la plage sensible de paramètres de conception aérodynamique des ventilateurs axiaux à turbine uniquement selon la figure 4 et Tableau 2, ici en termes de φ et ψts. Cet espace de conception est plus ou moins adopté pour le courant étude. Notez que la plage des paramètres de conception aérodynamique est délibérément choisie pour être plus large que ne le suggère la bande Cordier conventionnelle.

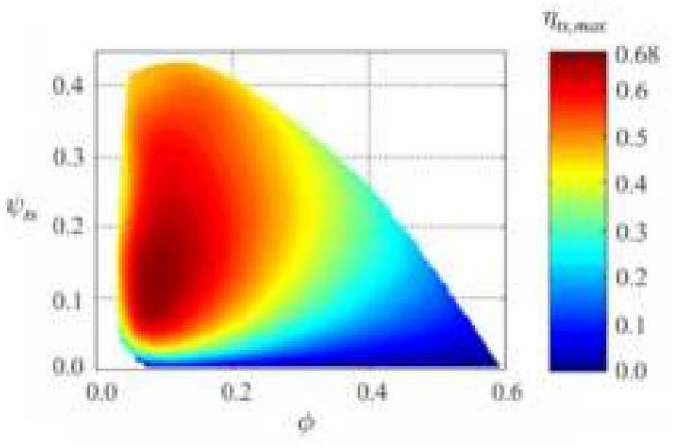


Figure 4. Espace de conception (c'est-à-dire paires de φ et ψts) pour la classe des ventilateurs axiaux à un étage uniquement ; la couleur indique l'efficacité maximale atteignable pour chaque paire de φ et ψts ; d'après Bamberger [8].

Tableau 2. Les paramètres de conception aérodynamique variaient dans la présente étude.

Paramètre	Symbole	Gamme
Coefficient de montée en pression (à point de conception)	ψts	0,1 à 0,4
Coefficient de débit volumique (au point de conception)	φ	0,1 à 0,45

Un aperçu du domaine de calcul pour les simulations CFD est présenté à la figure 5. Le domaine de calcul comprenait un canal de pale utilisant des conditions aux limites périodiques au niveau des surfaces latérales. D'autres conditions aux limites étaient les suivantes : débit massique fixe à la entrée, pression ambiante à la sortie, et aucun glissement au niveau des parois. La turbulence a été modélisée en utilisant le modèle k-ω SST. Le solveur était Ansys CFX™. Génération de grille numérique et L'évaluation des résultats RANS a été automatisée. Combinaisons d'un total de 26 formes géométriques les paramètres ont été déterminés systématiquement avec une méthode de plan d'expérience (DoE). Les pressions résultantes ont été évaluées dans les plans 1 et 2.

Machine Translated by Google

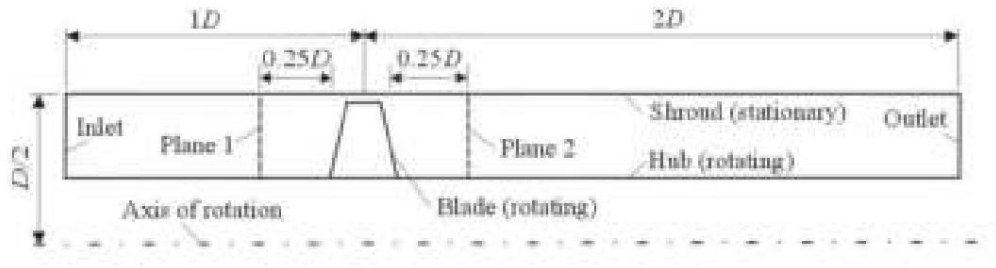


Figure 5. Croquis du domaine informatique pour créer la base de données avec des prédictions RANS automatisées ; D ≈ Dtip, puisque le jeu de la pointe est petit (S/D = 0,001).

Trois contraintes mineures associées à la base de données ainsi obtenue sont :

• Les résultats du schéma d'optimisation complet peuvent ne pas être entièrement applicables aux installations de roues qui sont sensiblement différentes de celles de la figure 5 ; par exemple, ceux sans boîtier. • Le

jeu de la pointe a été maintenu constant à 0,001 de D ≈ Dtip. Des jeux de pointe sensiblement différents peuvent nécessiter des corrections, par exemple par des corrélations

empiriques. • Toutes les simulations RANS ont été réalisées pour une roue de 0,3 m de diamètre fonctionnant à 3 000 tr/min. Cela conduit à un nombre de Reynolds typique basé sur des accords de 200 000. Si les résultats du schéma d'optimisation complet devaient être appliqués à des ventilateurs avec des nombres de Reynolds sensiblement plus petits ou plus grands, au moins la valeur absolue de l' efficacité prédite pourrait être mise à l'échelle avec les lois d'augmentation de Reynolds comme la formule bien connue d'Ackeret de 1948, voir par exemple Spurk [11], ou des méthodes plus récentes et plus complexes telles que décrites par Pelz et al. [12].

2.2.2. Métamodèle

Le métamodèle est basé sur un réseau de neurones artificiels. Il permet de prédire les caractéristiques de performance, y compris l'efficacité et la vitesse d'écoulement moyenne circonférentielle dans le plan de sortie de la roue, de toute roue constituée d'une combinaison raisonnable des 26 paramètres géométriques. Le type de réseau neuronal sélectionné est le perceptron multicouche (MLP). Les MLP se composent de la couche d'entrée, d'un nombre arbitraire de couches cachées et de la couche de sortie. Le nombre de couches cachées et le nombre de neurones dans chacune d'elles déterminent la complexité du modèle. Un modèle trop simple entraînera de grosses erreurs en raison d'un manque de flexibilité. D'un autre côté, un modèle trop complexe souffrira d' effets de surajustement, c'est-à-dire que l'erreur sera faible sur les données d'entraînement mais élevée sur les données fraîches qui n'ont pas été utilisées pour l'entraînement. Par conséquent, les données disponibles ont été divisées en données de formation et de test, et la complexité du modèle a été optimisée dans le but de minimiser les erreurs sur les données de test.

2.2.3. Méthode d'optimisation

L'optimisation proprement dite est effectuée sur le métamodèle. Pour l'optimisation, un algorithme évolutif est implémenté. Un avantage essentiel des algorithmes évolutionnaires est leur capacité à trouver l'optimum global, ce qui est considéré comme important pour le présent travail. Le principal inconvénient par rapport aux algorithmes d'optimisation locale (par exemple, ceux basés sur le gradient) est le nombre élevé d'évaluations de fonctions requises pour la convergence. Cependant, en raison de l'extrême rapidité des métamodèles, cet inconvénient est moins pertinent pour la présente étude. L'objectif principal de l'optimisation est toujours la maximisation de ηts avec la contrainte que le point de conception visé doit être rempli.

Le schéma complet est implémenté dans Matlab™ et nécessite uniquement des ressources informatiques PC standard .

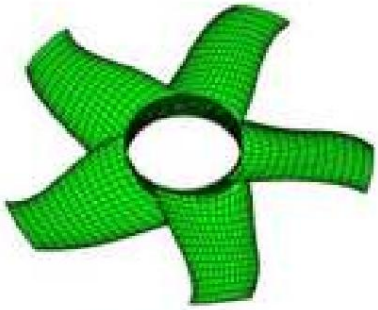
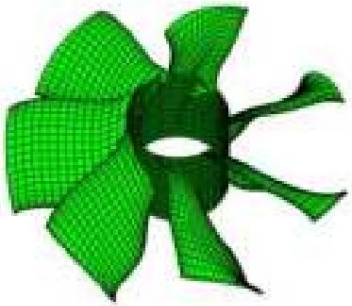
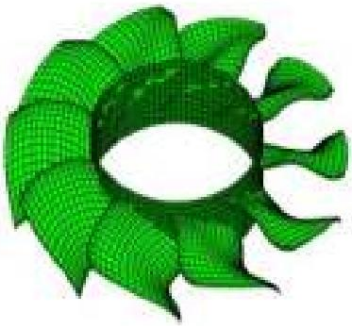
3. Résultats et discussion

Une conception systématique des roues dans l'espace de conception donne les rapports moyeu-pointe tracés dans le tracé supérieur de la figure 6. Pour les ventilateurs conçus pour des valeurs élevées de φ et des valeurs faibles à modérées de ψts (telles que B), un moyeu inférieur Le rapport entre les pourboires et les pourboires pourrait être réalisable. Comme mentionné précédemment,

Machine Translated by Google

une telle conception a été exclue a priori car les données de formation initiales pour le métamodèle ont été délibérément confinés à la plage de paramètres de v = 0,3 à 0,7. Le maximum réalisable l'efficacité totale à statique pour chaque conception est représentée dans le graphique inférieur de la figure 6. De toute évidence, les ventilateurs ayant les rendements les plus élevés sont ceux conçus pour les couples φ /ψts dans la région du coin inférieur gauche avec un rapport moyeu/pointe v ≈ 0,3–0,4 en conséquence.

Tableau 3. Résultats (fans sélectionnés).

#	ψts	φ	v	ηts	Turbine
UN	0,1	0,1	0,31	0,66	
B	0,1	0,45	0,30	0,20	
C	0,35	0,1	0,70	0,52	
D	0,35	0,25	0,50	0,45	

Machine Translated by Google

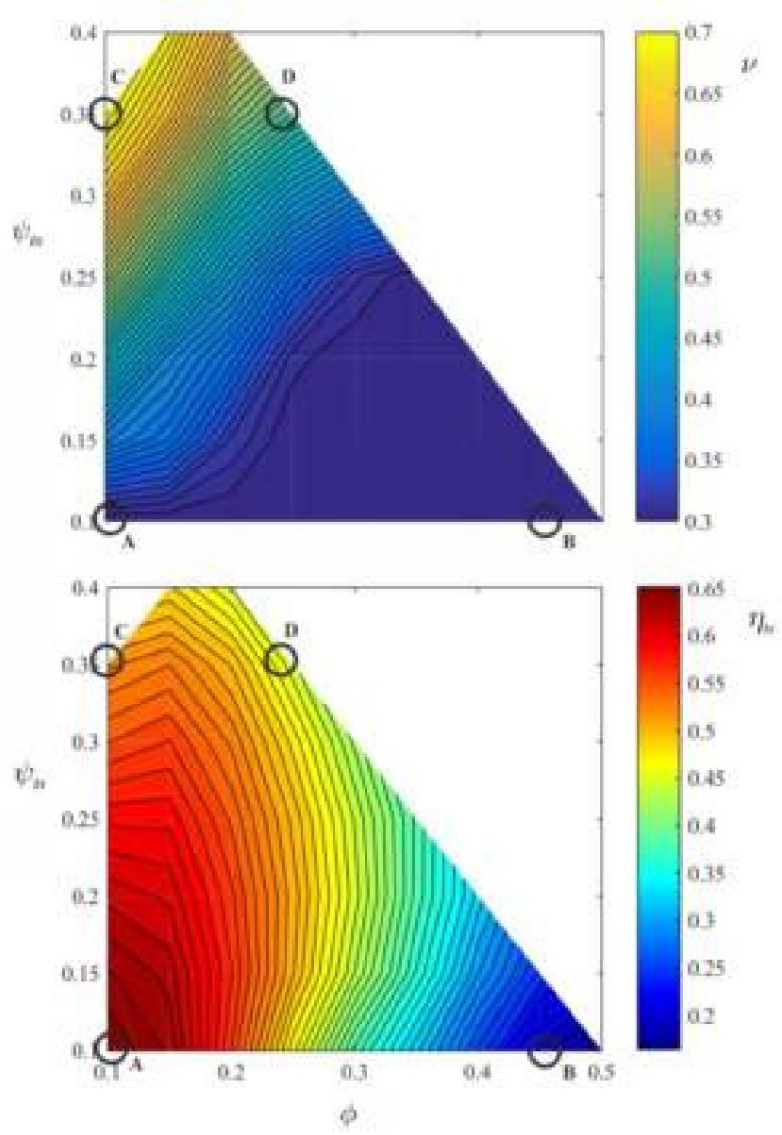


Figure 6. En haut : rapports moyeu-pointe des roues optimaux ; inférieur : efficacités totales à statiques de ces roues ; les points de conception désignés par des lettres font référence au tableau 3.

Les ventilateurs sélectionnés (c'est-à-dire les paires de φ et ψts) dans le tableau 3 illustrent les résultats. Contrairement aux conceptions conventionnelles, l'optimisation suggère des formes de pales avec une répartition inattendue de la longueur de corde, de l'angle de décalage et surtout de l'angle de balayage dans le sens de l'envergure.

Le métamodèle donne également le champ d'écoulement moyenné circonférentiellement à la sortie de la turbine, comme le montre la figure 7. Apparemment, la forme optimale de la pale provoque une composante de vitesse méridionale à la sortie du ventilateur cm2, avec un maximum dans la section médiane ou extérieure de la pale. Cela signifie que le débit volumique n'est pas réparti uniformément dans l'anneau aubagé de la roue. Dans la région critique du hub, le débit est réduit. La vitesse tangentielle cu2, qui est une mesure du transfert d'énergie vers le fluide, est également indiquée. Dans tous les graphiques, les vitesses sont normalisées avec la vitesse de pointe de la pale πDtipn, indiquée par une étoile en exposant. Malgré une petite zone de reflux, la roue la plus efficace est A.

Machine Translated by Google

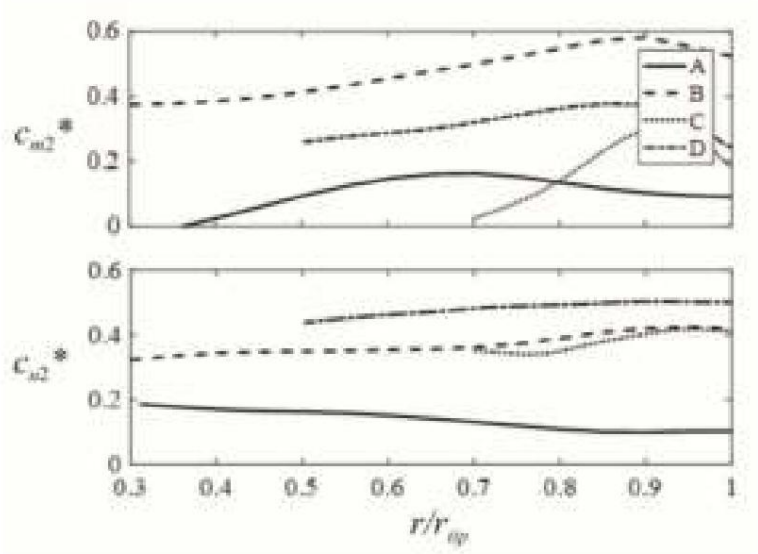


Figure 7. Distributions des vitesses d'écoulement méridionales (débit traversant) et tangentielle dans le plan de sortie de la roue ; les vitesses sont normalisées avec la vitesse de pointe de pale πDtipn, indiquée par l'étoile en exposant.

À titre de comparaison, pour le même point de conception que A, une roue a été conçue en utilisant une méthode standard de manuel pale-élément-impulsion (BEM), cp. [13]. Le rapport moyeu/pointe a également été choisi comme v = 0,31. En tant qu'hypothèse empirique, la perte par frottement au niveau de chaque section élémentaire de pale le long de la portée a été fixée à 10 % (correspondant à un rendement hydraulique local de 90 %) ; les pertes supplémentaires possibles dans les régions du moyeu et de la pointe de la pale ont été négligées. De plus, une perte volumétrique dans la région de l'espace de pointe a également été négl Une distribution de vortex libre a été choisie qui, conformément à l'exigence d' équilibre radial, donne rx cu2 = const et cm2 = const le long de la travée. Dans la figure 8, ces distributions rx cu2– et cm2– sont comparées à celles de la roue optimale A. Les deux distributions de vitesse présentent des différences distinctes. Cela est dû au fait que la méthode d'optimisation, basée sur des données CFD complètes, prend en compte toutes les pertes locales. Aucune hypothèse sur l'efficacité locale n'est nécessaire. L'optimiseur prédit même l'efficacité globale réalisable. De plus, l'optimiseur identifie les distributions cu2– et cm2– dans le sens de l'envergure qui sont associées à la pression dynamique globale minimale à la sortie de la roue, c'est-à-dire à la perte minimale à la sortie. Notez que la distribution classique des vortex libres n'est pas optimale en ce qui concerne la perte de sortie ; la vitesse axiale du flux de sortie est constante, mais la tangentielle varie sensiblement du moyeu à la pointe : cu2 (r) = const/r. Par conséquent, il est compréhensible que la pression de sortie dynamique globale, qui est basée sur l'intégrale des vitesses de sortie au carré du moyeu à la pointe, puisse être minimisée en choisissant des distributions optimales de cu2(r) et cm2(r). En général, ces distributions s'écarteront de la conception classique du vortex gratuit. Finalement, les pales qui assurent ce flux de sortie optimal sont caractérisées par des distributions complexes de longueurs de corde, ainsi que par des angles décalés, de balayage et dièdres.

Machine Translated by Google

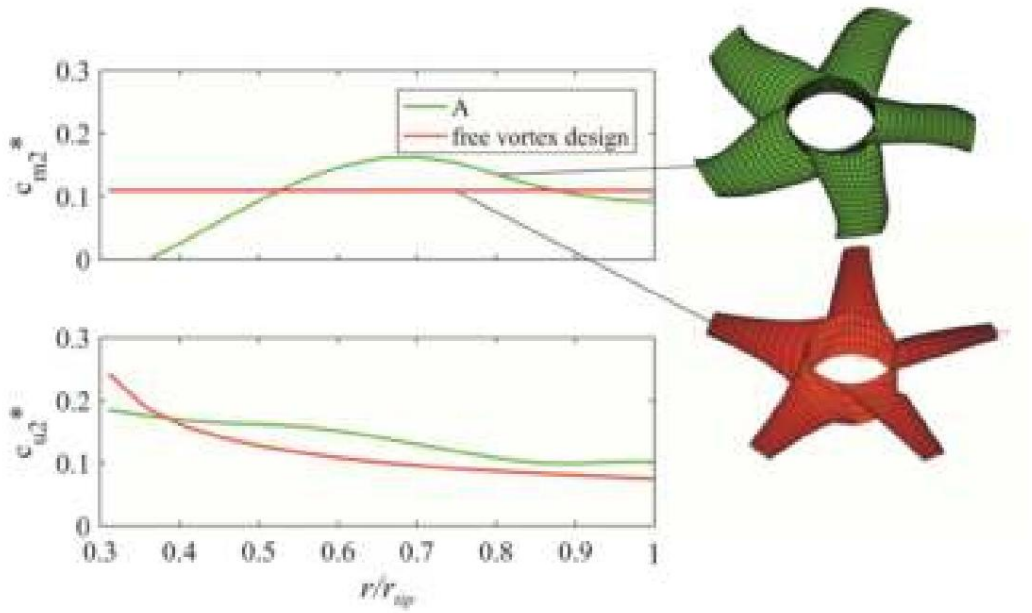


Figure 8. Comparaison de la turbine de ventilateur optimale A avec une conception standard (c'est-à-dire vortex libre, rcu2 = const et cm2 = const selon l'exigence d'équilibre radial) ; les vitesses sont normalisées avec la vitesse de pointe de pale πDtipn, indiquée par l'étoile en exposant.

Il est important de noter que le rapport moyeu/pointe choisi pour la conception du manuel était bien inférieur aux limites classiques selon Strecheltzky, De Haller et Schiller. Il s'agit d'un constat général : les rapports moyeu/pointe proposés par le schéma d'optimisation sont toujours plus petits que ceux obtenus selon les règles classiques. Cela s'applique même aux recommandations d'ECK, initialement présentées dans la figure 2. (Une certaine prudence est nécessaire lors de l'interprétation qualitative de la figure 2 ; il est très probable qu'ECK ait obtenu la courbe de Cordier définissant σ et δ avec Δpts et non Δptt, comme c'est l'habitude aujourd'hui.)

4. Conclusions

L'objectif de cette étude était la conception de ventilateurs axiaux à turbine uniquement avec des rapports moyeu-pointe optimaux pour une efficacité totale/statique la plus élevée possible. Ceci contrairement à d'autres études, où un objectif de conception principal est un très petit moyeu au détriment potentiel de la fonction aérodynamique efficace de la région des pales proche du moyeu.

Contrairement aux autres études, une approche holistique a été choisie. Premièrement, la classe complète de ces ventilateurs est considérée, et non pas seulement un cas de conception particulier. Deuxièmement, une méthode d'optimisation est appliquée, qui permet de déterminer le rapport moyeu-pointe optimal, la distribution radiale de l'angle de balayage de la pale, l'angle de décalage et la longueur de corde. Il n'est pas nécessaire d'appliquer les règles classiques de conception des hubs de Strecheltzky, De Haller et Schiller.

En général, les rapports moyeu/pointe pour la classe de ventilateurs axiaux à turbine uniquement proposés par le schéma d'optimisation sont inférieurs à ceux obtenus en appliquant les règles classiques. Il convient toutefois de souligner à nouveau que les rapports moyeu-pointe autorisés ont été limités à une plage de 0,3 à 0,7. En particulier, cela signifie qu'on ne peut pas s'attendre à des roues avec des rapports moyeu-pointe <0,3 avec le schéma utilisé ici. Dans le cas de la roue B, dont le rapport moyeu-pointe est exactement de 0,3, la limite inférieure sélectionnée des rapports moyeu-pointe autorisés peut avoir agi comme une limitation non physique.

Un deuxième résultat réside dans la forme des pales, qui sont adaptées pour minimiser les pertes de sortie. Ces formes s'écartent considérablement des conceptions classiques et même de pointe « à balayage uniquement » ou « à balayage avec dièdres » : la longueur de corde, le décalage et l'angle de balayage sont répartis du moyeu à la pointe de manière complexe. La raison inhérente est que le système tente de minimiser non seulement la perte dynamique globale à la sortie, mais également les pertes par friction dues aux flux secondaires dans les régions du centre et de la pointe.

Machine Translated by Google

Essentiellement, la méthode d'optimisation utilisée est basée sur des simulations RANS. Dans le passé, la méthode RANS sous-jacente a été validée pour plusieurs exemples. Néanmoins, les auteurs fournissent la géométrie complète des quatre roues A, B, C et D à toute personne pour une validation expérimentale ou une analyse plus approfondie de leurs performances (voir la déclaration de disponibilité des données ci-dessous). Cela permettrait également une comparaison avec des ventilateurs commerciaux présentant des paramètres de performances similaires, mais dont les rapports moyeu-pointe sont inférieurs à ceux proposés par la méthode utilisée.

Contributions des auteurs : Conceptualisation, TC et KB ; méthodologie, KB; logiciel, Ko; rédaction – préparation du projet original, TC ; rédaction – révision et édition, KB et TC Tous les auteurs ont lu et accepté la version publiée du manuscrit.

Financement : Cette recherche n'a reçu aucun financement externe.

Déclaration de disponibilité des données : sur demande, les auteurs fourniront gratuitement un modèle CAO 3D des quatre roues A, B, C et D à toute personne. Les demandes doivent être adressées à Thomas Carolus au Steinbeis-Transferzentrum FLOWTRANS, 57250 Netphen, Allemagne ; www.flowtrans-engineering.com(consulté le 28 août 2022) ; thomas.carolus@stw.de.

Conflits d'intérêts : Les auteurs ne déclarent aucun conflit d'intérêts.

Références

1. Eck, B. Ventilatoren, 5e éd.; Springer : Berlin/Heidelberg, Allemagne, 1972.
2. Horlock, JH Axialkompressoren; Verlag G. Braun : Karlsruhe, Allemagne, 1967. 3. de Haller, P. Das
Verhalten von Tragflügelgittern in Axialverdichtern und im Windkanal. Brennstoff-Wärme-Kraft 1953, 10, 333-337. 4.
Schiller, F. Theoretische und Experimentelle Untersuchungen zur Bestimmung der Belastungsgrenze bei Hochbelasteten Axial- ventilatoren. doctorat Thèse, Université Braunschweig, Braunschweig, Allemagne, 1983.
5. Lindemann, tuberculose ; Friedrichs, J. ; Stark, U. Développement d'une nouvelle méthode de conception pour des ventilateurs axiaux basse pression à balayage à haut rendement avec un petit rapport moyeu/pointe. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo 2014 ; Document n° GT2014-25932 ; Société américaine des ingénieurs en mécanique : New York, NY, États-Unis, 2014. [CrossRef]
6. Wang, J. ; Kruyt, NP Simulations informatiques de dynamique des fluides des performances aérodynamiques de ventilateurs axiaux basse pression avec un petit rapport de diamètre moyeu-pointe. ASME J. Fluides Ing. 2020, 142, 091202. [Réf. croisée]
7. Wang, J. ; Kruyt, NP Effets du balayage, du dièdre et de l'inclinaison sur les performances aérodynamiques des ventilateurs axiaux basse pression avec de petits rapport du diamètre du moyeu à la pointe. ASME J. Fluides Ing. 2022, 144, 011203. [Réf. croisée]
8. Bamberger, K. Optimisation aérodynamique des ventilateurs axiaux basse pression. doctorat Thèse, Université Siegen, Siegen, Allemagne, 2015.
9. Bamberger, K. ; Carolus, T. Développement, application et validation d'une méthode d'optimisation rapide pour la classe des ventilateurs axiaux.
ASME J. Turbomach. 2017, 139, 111001. [Réf. croisée]
10. ISO 5801:201 ; Ventilateurs : tests de performances à l'aide de voies respiratoires standardisées. Organisation internationale de normalisation : Londres,
Royaume-Uni, 2017.
11. Spurk, JH Dimensionsanalyse; Springer : Berlin/Heidelberg, Allemagne, 1992.
12. Pelz, PF; Stojek, S. ; Matyschok, B. L'influence du nombre de Reynolds et de la rugosité sur l'efficacité des ventilateurs axiaux et centrifuges - Une méthode de mise à l'échelle basée sur la physique. Dans Actes de la Conférence internationale sur le bruit des ventilateurs, la technologie et les méthodes numériques FAN2012, Senlis, France, 18-10 avril 2012.
13. Carolus, T. Fans : conception aérodynamique, réduction du bruit, optimisation ; Springer : Berlin/Heidelberg, Allemagne, 2022.

Avis de non-responsabilité/Note de l'éditeur : Les déclarations, opinions et données contenues dans toutes les publications sont uniquement celles du ou des auteurs et contributeurs individuels et non de MDPI et/ou du ou des éditeurs. MDPI et/ou le(s) éditeur(s) déclinent toute responsabilité pour tout préjudice corporel ou matériel résultant des idées, méthodes, instructions ou produits mentionnés dans le contenu.

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Article

Simulations aéroacoustiques d'un ventilateur axial avec modélisation Conditions d'afflux turbulentes

Philipp Dietrich * et Marc Schneider

ebm-papst GmbH & Co. KG, Bachmühle 2, 74673 Mulfingen, Allemagne *
Correspondance : philipp.dietrich@de.ebmpapst.com

Résumé : Dans les applications, l'acoustique des ventilateurs peut différer considérablement des mesures du ventilateur autonome. Cela est dû à des conditions d'afflux perturbées, provoquées par exemple par un échangeur de chaleur en amont d'un ventilateur axial. La résolution de la géométrie et des dimensions complexes des échangeurs de chaleur typiques dans des simulations aéroacoustiques à résolution d'échelle conduit à un effort de calcul très élevé, ce qui n'est actuellement pas réalisable économiquement. Les outils de reconstruction de turbulence, tels que le FRPM, offrent la possibilité de modéliser les conditions d'écoulement turbulent, évitant ainsi la représentation de l'échangeur de chaleur dans les simulations aéroacoustiques. Cette approche est testée sur une expérience de référence d'un ventilateur caréné avec une grille de turbulence en amont.

Mots-clés : fans; aéroacoustique; aéroacoustique computationnelle (CAA); perturbation de l'afflux; reconstruction des turbulences

1. Introduction

L'évaluation et la réduction du son émis constituent une partie importante du développement de nouveaux ventilateurs. Des ventilateurs silencieux sont particulièrement demandés dans les applications fonctionnant à proximité des humains, comme la climatisation ou les hottes de cuisine. Contrairement aux mesures du ventilateur autonome, généralement utilisées dans le processus de développement, dans les applications, l'acoustique peut être considérablement influencée par des conditions d'afflux perturbées. Comme le montrent Lucius et al. [1], même une boîte rectangulaire devant le ventilateur augmente considérablement le son émis, alors que l'effet sur les propriétés aérodynamiques n'est que mineur.

Les évaluations des propriétés aérodynamiques avec des simulations numériques utilisant la CFD (Computational Fluid Dynamics) sont couramment utilisées dans le processus de développement de nouveaux ventilateurs. En raison de l'augmentation des ressources informatiques, les méthodes CAA (Computational Aeroacoustics) sont devenues plus importantes pour prédire le son émis et identifier les mécanismes de génération du son. Comme le montrent Lucius et al. [1], des simulations à résolution d'échelle telles que LES (Large Eddy Simulation) sont capables de calculer correctement l'acoustique des ventilate Cependant, un effort de calcul élevé est nécessaire pour résoudre les structures en amont, qui influencent les conditions d'afflux. Pour les ventilateurs axiaux, une application typique est la combinaison avec un échangeur de chaleur. C'est par exemple le cas dans les pompes à chaleur, où le ventilateur est souvent installé après l'échangeur thermique. La forme et les détails géométriques de l' échangeur de chaleur conduisent à un champ d'écoulement turbulent non uniforme qui interagira avec les pales du ventilateur pendant le fonctionnement. Cela peut augmenter considérablement le son émis. En raison de la géométrie complexe (ailettes et tiges de refroidissement finement empilées) et des dimensions des échangeurs de chaleur, un effort de calcul très élevé (taille de maillage estimée pour la résolution d'un échangeur de chaleur typique : ~1 × 1010 cellules) est nécessaire pour résoudre tous les détails nécessaires. . Dans le cadre d'un processus de développement de produits, cela n'est actuellement pas réalisable économiquement.

Les outils de reconstruction turbulente, comme la méthode FRPM (Fast Random Particle Mesh), développée par le DLR de Braunschweig (Ewert [2]), offrent la possibilité de recréer synthétiquement la turbulence à partir des informations statistiques du précurseur RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes)simulation. L'outil a été créé intentionnellement pour reconstruire les sources sonores pour les simulations de propagation, comme le montrent Liberson et al. [3]. Cependant, da

check for updates

Citation : Dietrich, P. ; Schneider, M. Simulations aéroacoustiques d'un axial Ventilateur avec flux turbulent modélisé Conditions. Int. J. Turbomach. Propulse. Pouvoir 2023, 8, 13. https://doi.org/10.3390/ijtpp8020013

Rédacteurs académiques : Marcello Manna et Thomas Carolus

Reçu : 31 août 2022
Révisé : 31 janvier 2023
Accepté : 7 mars 2023
Publié : 18 avril 2023

Copyright : © 2023 par les auteurs. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.
Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

Machine Translated by Google

Dans le contexte du bruit de bord de fuite, cet outil a également été utilisé pour introduire des fluctuations turbulentes dans la couche limite d'un profil aérodynamique (Bernicke et al. [4]). Dans le cas d'un ventilateur associé à un échangeur thermique, l'idée est de reconstituer les conditions d'entrée perturbées vers le ventilateur provoquées par l'échangeur thermique avec le FRPM pour des simulations aéroacoustiques. La méthode proposée a été appliquée avec succès à des cas de tests génériques ainsi qu'à la simulation d'une expérience d'un profil aérodynamique derrière une grille de turbulence dans une soufflerie (Dietrich et al. [5]). Dans les recherches sur les précurseurs également, d'autres outils de reconstruction de turbulence, tels que le forçage linéaire anisotrope (ALF) dans StarCCM+ (Erbig et al. [6]), ont été étudiés. Cependant, pour les cas de tests, le FRPM a montré les résultats les plus prometteurs.

Dans cet article, la technique de reconstruction de turbulence utilisant le FRPM pour des conditions d'écoulement perturbé est appliquée à un cas de test de référence d'un ventilateur axial caréné avec une grille de turbulence en amont étudié à l'Université de Siegen (Zhu [7]). Le but de cette enquête est de déterminer l'applicabilité de l'approche développée aux simulations aéroacoustiques des ventilateurs. L'avantage de ce cas de test est que, par rapport à une application d'échangeur de chaleur, l'ensemble du dispositif de l'expérience peut être représenté dans une simulation aéroacoustique avec un effort de calcul raisonnable. Cette configuration a également été étudiée par Moghadam et al. [8] utilisant LES. Cependant, l'acoustique n'a été simulée que pour des conditions d'afflux non perturbées. Les différentes conditions d'afflux pour ce ventilateur canalisé dans une configuration similaire ont été étudiées numériquement et expérimentalement par Reese et Carolus [9], qui ont montré les capacités de différentes techniques de modélisation de la turbulence pour capturer les sources sonores pertinentes. L'effet des conditions d'afflux dues à la soufflerie dans ce cas de référence a été étudié par Sturm et al. [10] en utilisant la méthode Lattice-Boltzmann. Cependant, la configuration avec grille de turbulence n'a pas été simulée.

Toutes les méthodes déjà appliquées ne seraient pas en mesure de prédire l'acoustique d'un échangeur de chaleur avec une quantité raisonnable de ressources informatiques. L'objectif de cette étude est de montrer l'applicabilité de la méthode de reconstruction avec FRPM et StarCCM+ pour prédire l'acoustique à large bande par rapport à l'expérience et à la simulation de l'ensemble de l'installation. La reconstruction se concentrera sur les fluctuations turbulentes liées à l'acoustique. Il faut donc s'attendre à des écarts dans les propriétés aérodynamiques.

2. Configuration

expérimentale La configuration expérimentale et les résultats des mesures sont publiés par Zhu [7] et peuvent être consultés pour plus d'informations. Zhu a également montré une étude expérimentale et une simulation du même ventilateur dans une configuration similaire (sans perturbation du flux entrant) dans sa thèse [11], à laquelle on peut également se référer pour la configuration de mesure. Dans l' expérience, un ventilateur axial d'un diamètre de 300 mm et d'une vitesse de rotation de 3 000 tr/min est placé dans un conduit, aspirant l'air d'une chambre semi-anéchoïque sur une grille de turbulence relativement grossière . Un schéma de la configuration expérimentale est présenté à la figure 1.

Le champ d'afflux du ventilateur après la tuyère et la grille de turbulence est mesuré par une sonde à fil chaud située à 175 mm devant le bord d'attaque du ventilateur. De plus, la pression sur les surfaces des pales est mesurée par des capteurs de pression situés sur les côtés aspiration et pression des pales. Ici, sur 2 pales du ventilateur, 7 capteurs de pression ont été appliqués du côté aspiration de l'une et du côté pression de l'autre pale. Un capteur de pression supplémentaire a été installé sur la surface de l'espace de pointe. Le signal des capteurs de pression est transmis au moyeu par des canaux remplis de pâte du côté opposé de la pale et transmis à l'arbre par contact glissant. Les capteurs de pression ont été calibrés individuellement à l'aide d'un signal de bruit blanc.

Machine Translated by Google

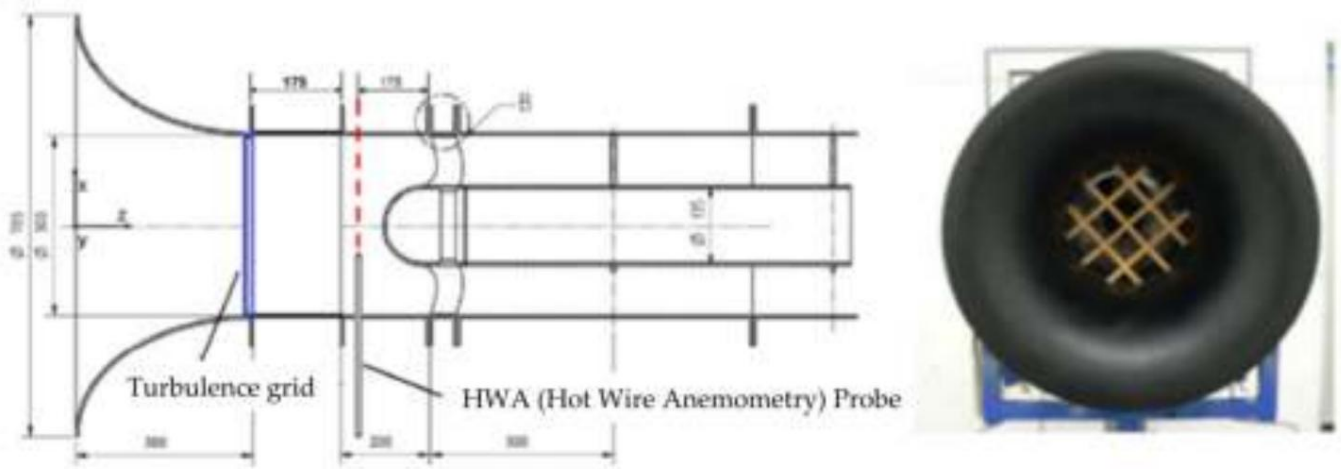


Figure 1. Configuration expérimentale : (à gauche) Schéma du banc d'essai ; (à droite) photo de l'installation avec la grille de turbulence [7]. Reproduit avec la permission de Zhu, T ; Rapport AiF/FLT n° : F60 002 B ; 2015 [7] (Annotations en anglais ajoutées).

L'acoustique est enregistrée par trois microphones en amont placés dans la chambre semi-anéchoïque (Figure 2) et un microphone dans le conduit après le ventilateur. Pour la comparaison dans cet article, seuls les microphones du côté aspiration (chambre semi-anéchoïque) sont utilisés.

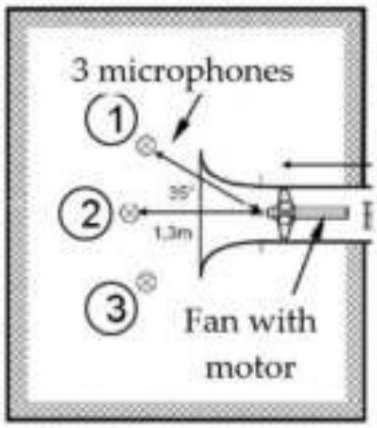


Figure 2. Emplacement des microphones côté aspiration (schéma basé sur [12]). Reproduit avec la permission de Delfs, JW et Carolus, T. ; Rapport FIA/FLT n° : F60 001 B ; 2015 (Annotations en anglais et numérotation ajoutées).

3. Configuration de

simulation Cette expérience a été sélectionnée pour le test car elle présente une condition d'afflux turbulent pour un ventilateur qui peut encore être résolue avec une simulation à résolution d'échelle, fournissant ainsi une référence supplémentaire pour la simulation avec reconstruction turbulente.

La base de toutes les simulations acoustiques de ce travail est une simulation RANS de l'ensemble du domaine de simulation, visible sur la figure 3 pour la configuration LES. La résolution de la grille de cette simulation en régime permanent est la même que celle des calculs aéroacoustiques à résolution d'échelle. Un maillage polyédrique comportant environ 60 millions de cellules a été utilisé. La rotation du ventilateur est réalisée par la méthode du cadre de référence mobile (MRF) dans StarCCM+. La turbulence a été calculée à l'aide du modèle réalisable k-ε .

Machine Translated by Google

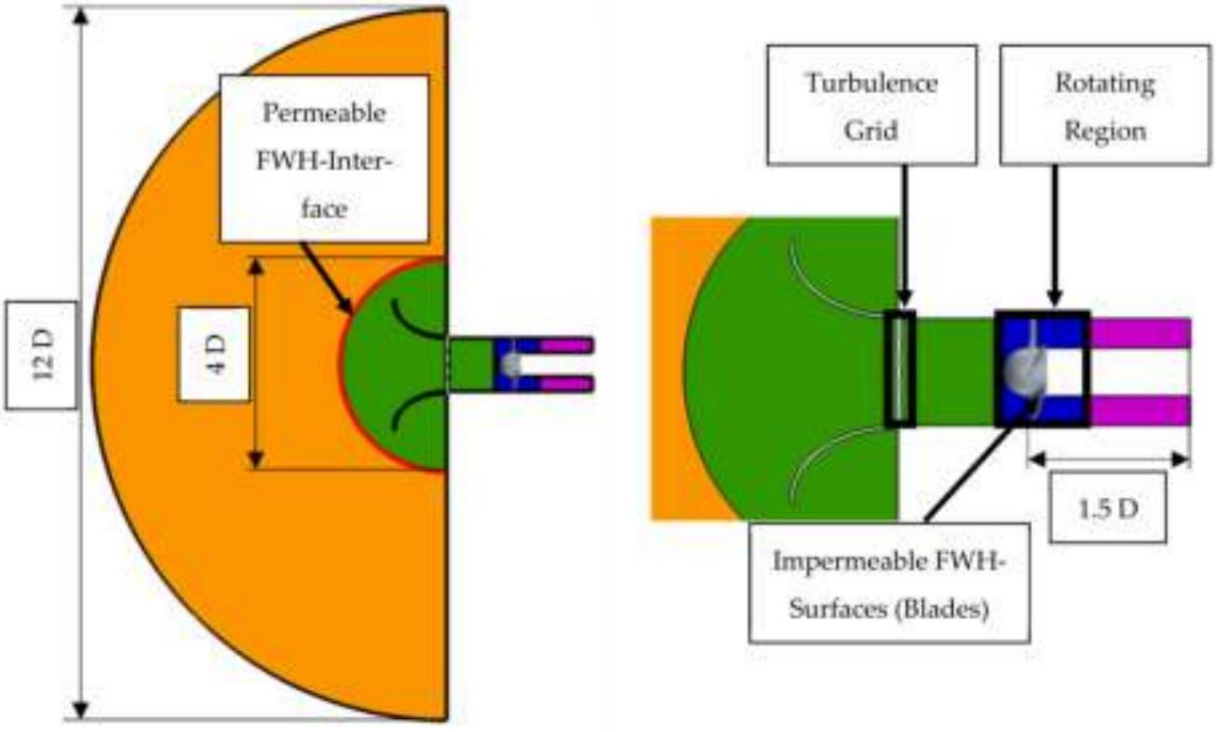


Figure 3. Domaine de calcul pour la simulation complète du ventilateur canalisé avec grille de turbulence en amont : (à gauche) Vue complète ; (à droite) vue détaillée.

La simulation à résolution d'échelle a été configurée comme une simulation compressible dans StarCCM+. La propagation des turbulences générées par la grille vers le ventilateur était assurée par au moins deux cellules par échelle de longueur turbulente, ce qui s'est avéré suffisant dans une enquête antérieure [5]. Dans cette simulation transitoire, la rotation du ventilateur a été réalisée à l'aide de la méthode du mouvement du corps rigide (RBM) avec des interfaces coulissantes. La couche limite turbulente a été résolue, garantissant une distance normale de paroi sans dimension (N+, Y+) inférieure à 1 et une résolution sans dimension dans la direction tangentielle (T+) inférieure à 200 dans tout le domaine menant aux environ 60 millions de cellules susmentionnées. Le modèle à sous-grille (SGS) déployé LES avec WALE (Wall-Adapting Local Eddy-viscosity) nécessite généralement des valeurs T+ inférieures à 40 pour une résolution appropriée de la couche limite. Cependant, il a été montré que pour l'acoustique des ventilateurs, cette configuration est suffisante [1,5].

Les ondes acoustiques de fréquences allant jusqu'à 3 000 Hz sont résolues spatialement avec 20 points par longueur d'onde (PPW) jusqu'à une interface perméable devant la buse. L'acoustique des microphones de la chambre semi-anéchoïque a été calculée à l'aide du modèle Ffowcs-Williams et Hawkings (FWH) directement à partir des pales du ventilateur ainsi qu'à partir de la surface perméable devant la buse en utilisant la formulation Farassat A1. Afin d'éviter les réflexions aux limites, les sections d'entrée et de sortie sont implémentées comme des conditions aux limites « Free-Stream » non réfléchissantes . De plus, sur la sortie, une Zone de Suppression Acoustique (ASZ) d' une épaisseur de 0,5 D (diamètre du ventilateur) est appliquée. La figure 3 montre une vue schématique du domaine de calcul.

La simulation est réalisée en calculant d'abord trois tours de ventilateur avec un pas de temps relativement grossier. Ensuite, l'évaluation acoustique de 2 tours supplémentaires avec FWH est lancée en utilisant un pas de temps plus petit de $\Delta t = 5 \times 10\text{-}6$ s ($\Delta t <$ Durée de la période à 3 000 Hz divisée par 30), garantissant une résolution acoustique temporelle jusqu'à 3 000 Hz. .

Pour la simulation avec reconstruction de turbulence, le domaine utilisé pour les simulations précédentes est réduit. L'entrée est désormais située 175 mm devant le bord d'attaque (position des mesures au fil chaud dans l'expérience). Puisque dans le domaine de simulation réduit, la géométrie est soit en rotation, soit symétrique en rotation, contrairement à la configuration géométrique du modèle complet, le domaine entier est réalisé en rotation en utilisant le

Machine Translated by Google

Méthode RBM. La résolution de la grille est la même que pour la simulation à résolution d'échelle du domaine entier. En raison du domaine de simulation réduit, toutes les structures en amont du nouvel emplacement d'entrée (par exemple, la grille de turbulence et la tuyère) ne sont pas représentées par la grille, ce qui conduit à un maillage polyédrique d'environ 40 millions de cellules. La configuration transitoire et acoustique est la même que pour la simulation complète du modèle. Cependant, en raison du domaine réduit, seule la propagation acoustique directement des pales du ventilateur vers les microphones de la chambre semi-anéchoïque via FWH peut être prise en compte.

La simulation RANS, qui a été utilisée pour calculer le champ d'écoulement initial pour le LES de l'ensemble du domaine, est utilisée comme base pour la reconstruction de la turbulence avec le FRPM.

Pour effectuer la reconstruction de la turbulence, une section volumétrique (patch) du profil d'écoulement moyen et les propriétés statistiques de la turbulence sont extraites de cette simulation RANS et fournies comme entrée pour le FRPM. La reconstruction dans le FRPM est réalisée sur un maillage cartésien. Le patch FRPM est centré autour de l'emplacement de la nouvelle entrée (0,175 m) en amont du bord d'attaque du ventilateur avec une épaisseur de 5 cm, soit plus de trois fois l'échelle de longueur turbulente maximale dans cette section. Le FRPM utilise un maillage volumétrique pour la reconstruction afin de garantir un champ d'écoulement sans divergence pour les fluctua

La résolution spatiale de ce maillage est la même que celle du maillage polyédrique de StarCCM+, avec deux cellules par échelle de longueur turbulente minimale sur le patch. Pour la reconstruction, deux particules par cellule ont été utilisées pour réaliser des fluctuations basées sur une distribution gaussienne. Les fluctuations turbulentes transitoires reconstruites par le FRPM sont ensuite ajoutées au profil d'écoulement en régime permanent de la simulation RANS. Ce champ d'écoulement perturbé est ensuite utilisé dans la condition limite « Free Stream » à l'entrée. Deux approches différentes ont été développées pour inclure le profil transitoire des fluctuations. Dans la première approche, les fluctuations doivent être créées a priori lors de la simulation à résolution d'échelle. Pour la deuxième approche, un couplage unidirectionnel entre StarCCM+ et le FRPM a été réalisé pour permettre la reconstruction des fluctuations turbulentes parallèles au LES. Dans le présent travail, les fluctuations sont créées avant la simulation à résolution d'échelle, car cette approche est plus facile à mettre en œuvre et fournit une configuration de simulation plus stable. La figure 4 montre le processus de reconstruction de la turbulence pour ce cas.

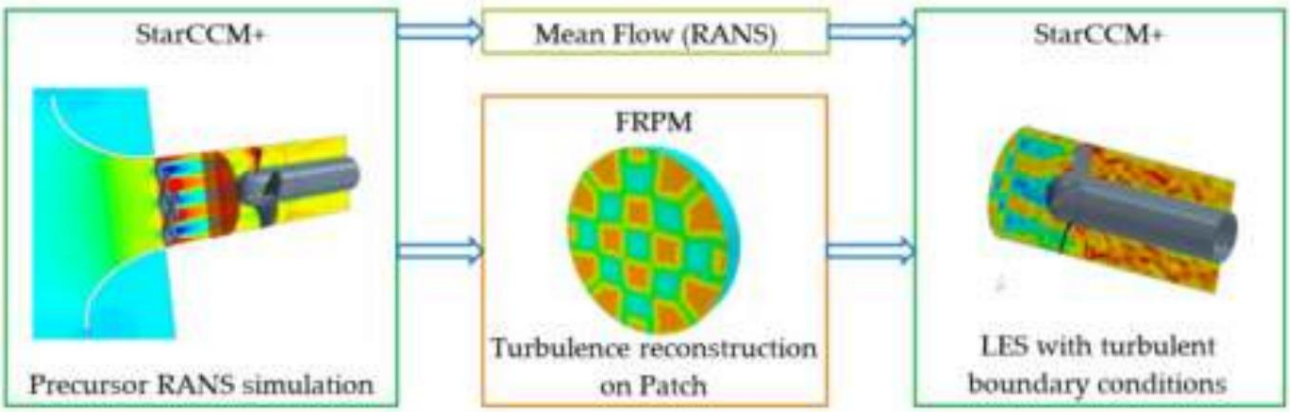


Figure 4. Configuration de la simulation pour la reconstruction des turbulences à l'aide de StarCCM+ et FRPM (le patch rouge est utilisé pour reconstruire les turbulences à partir de RANS).

4. Résultats aérodynamiques

La reconstruction de la turbulence est basée sur la simulation RANS, qui a également été utilisée pour initialiser la simulation à résolution d'échelle du modèle complet. Comme déjà observé dans [5], les champs d'écoulement de RANS et LES diffèrent par la structure des sillages de la grille de turbulence. Ceci est également visible sur la figure 5.

Machine Translated by Google

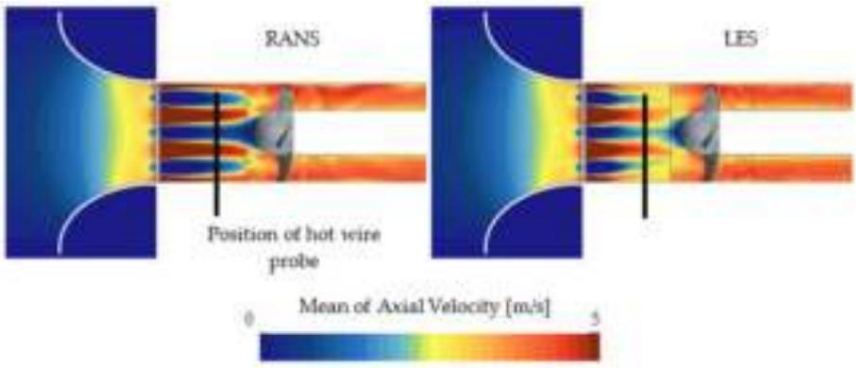


Figure 5. Vitesse axiale moyenne : (à gauche) RANS et (à droite) LES.

Les différentes structures de la turbulence peuvent également être vues dans la comparaison avec le mesures avec la sonde à fil chaud à 175 mm devant le ventilateur, illustrée à la Figure 6.

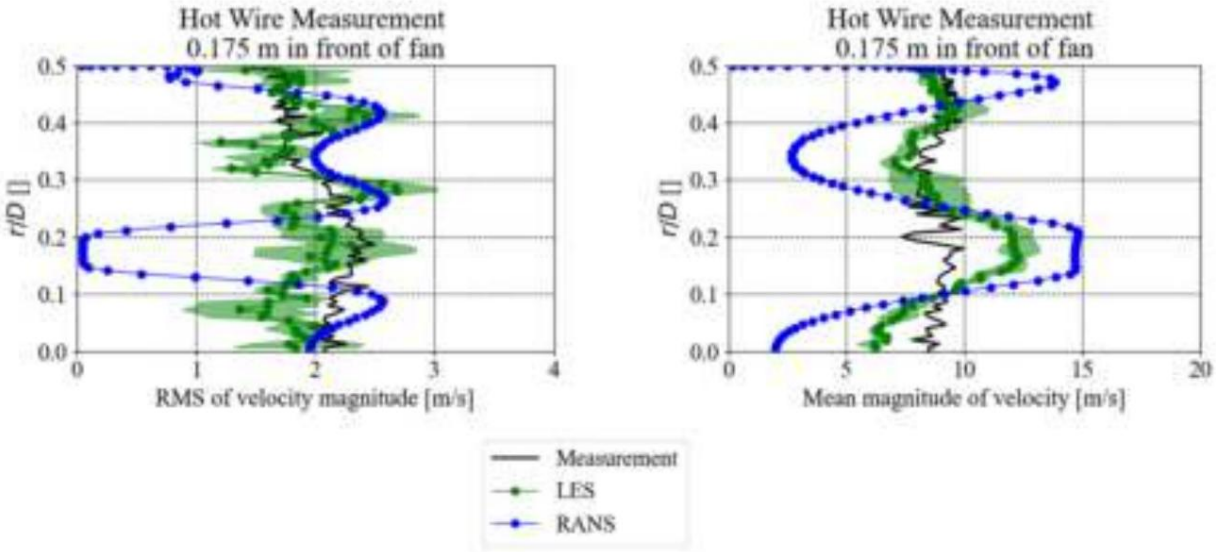


Figure 6. Comparaison de RANS et LES (les deux modèles complets) avec des mesures de fil chaud à 175 mm devant le ventilateur [7]. Les données LES ont été obtenues en faisant la moyenne de trois blocs qui se chevauchent. Les valeurs minimale et maximale sont indiquées par la zone vert clair. (Amplitude moyenne de la vitesse (à gauche) et valeur RMS de l'amplitude de la vitesse (à droite)).

Contrairement à la mesure, les sillages sont visibles dans les profils de vitesse axiale pour les deux simulations (RANS et LES). Cependant, dans le profil RANS, la structure des sillages est plus clairement visible. Outre les valeurs RMS des fluctuations (diagramme de droite sur la figure 6), on constate que, malgré le profil de vitesse moyen, le temps d'évaluation des fluctuations n'est pas suffisant. Un comportement similaire des sillages a également été observé dans le
LES hautement résolus par Moghadam et al. [8]. Néanmoins, des études antérieures [1,5] ont montré que, malgré les différences aérodynamiques, de bons résultats acoustiques pouvaient être obtenus avec le temps d'évaluation et la résolution de grille sélectionnés. Dans la vitesse RANS et le profil fluctuant, comme déjà observé dans [5], les sillages de la grille de turbulence sont plus prononcés par rapport au LES et à la mesure. Cela peut s'expliquer par la turbulence isotrope modélisée dans l'approche RANS, puisque la valeur RMS a été calculée sur la base de l' énergie cinétique turbulente.

Outre les sondes à fil chaud, la pression exercée sur les surfaces de la lame peut également être comparée aux mesures. Sur la figure 7, les spectres de la pression de surface mesurée sont comparés à la simulation du modèle complet et à la simulation avec turbulence reconstruite.

Machine Translated by Google

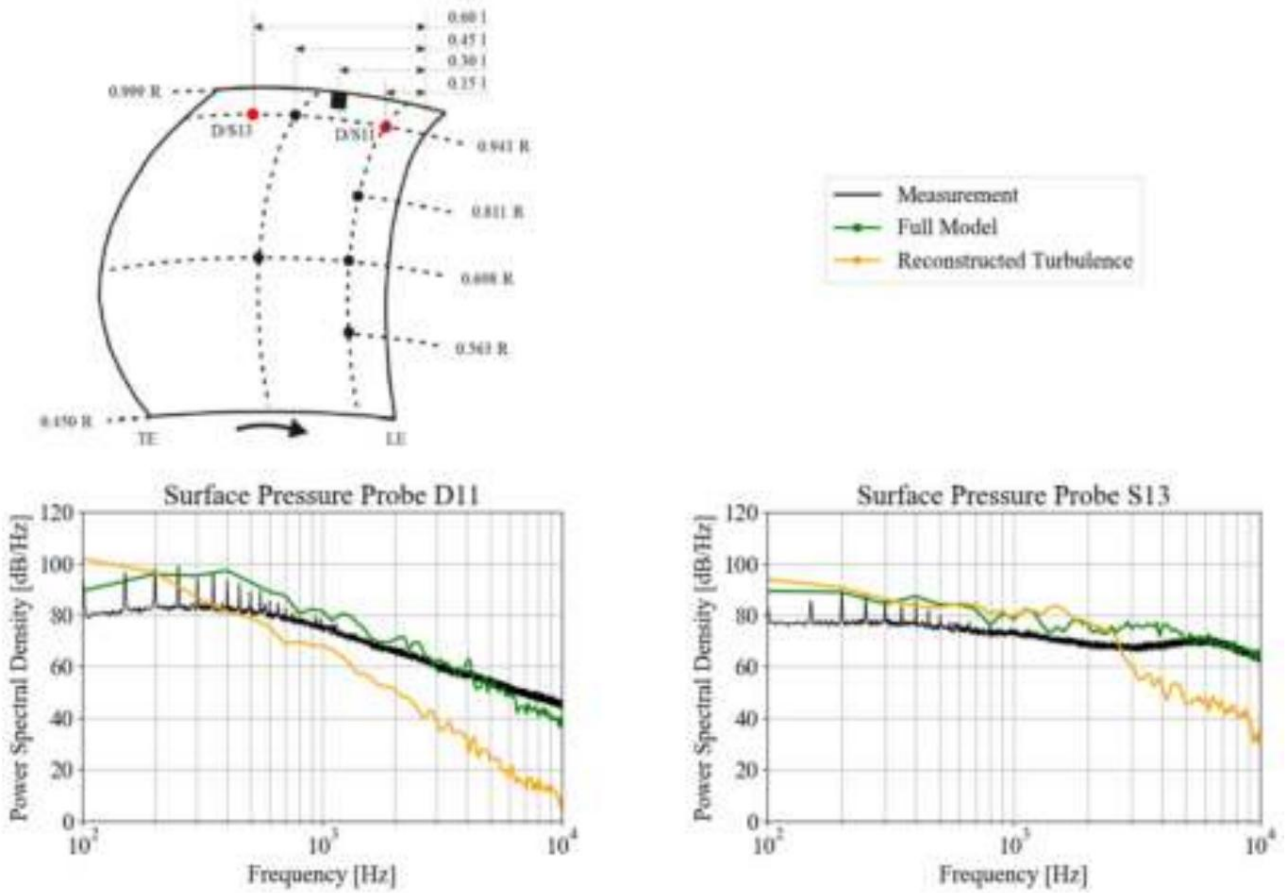


Figure 7. Comparaison des spectres de pression superficielle de la simulation sur modèle complet et de la simulation avec turbulence reconstruite avec la mesure : en haut à gauche : positions des sondes de pression sur la surface des pales du ventilateur (préfixe « D » = côté pression ; préfixe « S » = côté aspiration) ; en bas à gauche : Comparaison des spectres de pression superficielle côté pression (sonde D11) proche du bord d'attaque ; en bas à droite : Comparaison des spectres de pression superficielle côté aspiration (sonde S13) proche du bord de fuite. Données de référence et positions basées sur [7,12].

La pression de surface dans la simulation complète du modèle montre, pour la majeure partie du spectre , des niveaux plus élevés par rapport à la mesure. Cela peut être dû à la résolution de surface insuffisante dans la LES présentée. On peut voir que, particulièrement près du bord d'attaque du côté aspiration et pression, le profil de pression de la turbulence reconstruite montre une décroissance nettement plus rapide. Près du bord de fuite, les fluctuations de pression du modèle complet et la turbulence reconstruite sont en bon accord, jusqu'à ~2 Pour les fréquences plus élevées, le signal de pression pour la turbulence reconstruite présente des niveaux nettement inférieurs. Dans le FRPM, un spectre gaussien, calibré avec l' énergie cinétique turbulente et l'échelle de longueur turbulente de la simulation RANS, est supposé pour la reconstruction de la turbulence. L'échelle de longueur turbulente est dominée par les grandes structures turbulentes de l'écoulement. Par conséquent, seule la partie du spectre turbulent située autour de l'échelle de longueur turbulente est reconstruite. Les fluctuations à petite échelle aux fréquences plus élevées sont négligées dans la reconstruction, ce qui conduit à une forme non physique de la distribution d'énergie. C'est probablement la raison des différences constatées dans les spectres de pression.

Des études antérieures [5] ont montré qu'en concentrant la reconstruction sur la turbulence à grande échelle basée sur l'écoulement moyen RANS, on obtient de bons résultats acoustiques par rapport aux simulations et mesures de référence. Par conséquent, on peut supposer que, malgré les différences observées pour le champ d'écoulement, de bons résultats acoustiques peuvent être obtenus avec la méthode de reconstruction de la turbulence.

Machine Translated by Google

5. Résultats acoustiques

Dans la simulation du modèle complet, les résultats acoustiques dans les trois microphones de la chambre semi-anéchoïque peuvent être obtenus par propagation en utilisant FWH soit à partir de la surface perméable, soit par propagation directe à partir des pales du ventilateur (Figure 3). Dans la simulation avec turbulence reconstruite en raison du domaine de simulation réduit, seule la propagation directement à partir des pales du ventilateur est possible. La moyenne des spectres acoustiques des trois microphones de la chambre semi-anéchoïque (avant) et séparément du microphone sur l' axe (microphone 2) peut être trouvée dans la figure 8.

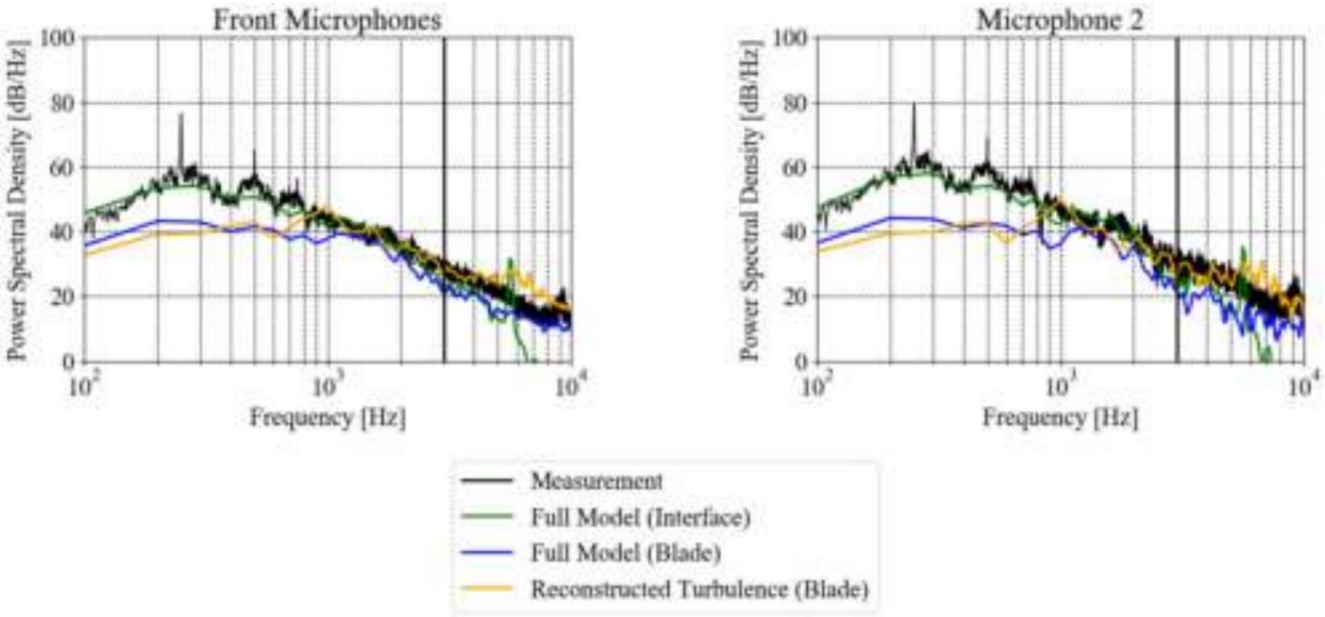


Figure 8. Spectres acoustiques moyens : (à gauche) les trois microphones côté aspiration ; (à droite) spectre de microphone unique pour le microphone sur l'axe (données de mesure basées sur [7]).

Le résultat basé sur la propagation à partir de la surface perméable montre un très bon accord avec les valeurs expérimentales. Par rapport à la propagation depuis les pales, l'effet du conduit et de la tuyère sur le spectre acoustique est bien visible pour des fréquences inférieures à 1000 Hz. Pour les fréquences supérieures à 1000 Hz, la forme du spectre et les niveaux sont en bon accord entre les différentes méthodes de propagation.

La référence pour la simulation avec reconstruction turbulente est la propagation à partir des pales du ventilateur dans la simulation du modèle complet. La forme du spectre et les niveaux sont en étroite comparaison. Il existe de légères différences à 1 000 Hz et à des fréquences plus élevées. Le bruit supplémentaire aux fréquences plus élevées pourrait être dû à la négligence des petites fluctuations turbulentes du spectre gaussien dans la méthode de reconstruction de la turbulence.

Malgré les différences aérodynamiques présentées dans la section précédente, il est possible de prédire correctement l'effet des turbulences d'afflux sur l'acoustique de la soufflante grâce à la méthode de reconstruction des turbulences présentée. Contrairement à une application d'échangeur de chaleur, la résolution de la grille de turbulence dans cette configuration nécessite une quantité relativement faible de ressources informatiques.

En raison du temps d'évaluation court, une résolution des composantes tonales des spectres n'est pas possible.

6. Simulations périodiques

Afin de réduire davantage l'effort de calcul nécessaire pour prédire l'effet des turbulences d'afflux sur le ventilateur canalisé, d'autres techniques de réduction sont étudiées. Comme montré dans des études précédentes [1,8], il est possible d'exploiter la périodicité de la géométrie du ventilateur dans la simulation sans turbulence d'afflux. Pour l'approche modèle complet, cela n'est pas possible puisque la périodicité de la grille de turbulence et celle du ventilateur ne sont pas les mêmes (1/5ème de périodicité

Machine Translated by Google

pour le ventilateur et 1/4ème périodicité de la grille de turbulence). Cependant, dans la configuration de simulation avec turbulence reconstruite, la grille de turbulence ne fait plus partie du domaine de simulation. Par conséquent, un nouveau maillage a été créé, comportant une seule pale dans un segment périodique. Les configurations du modèle complet et périodique pour les simulations de reconstruction de turbulence sont présentées dans la figure 9.

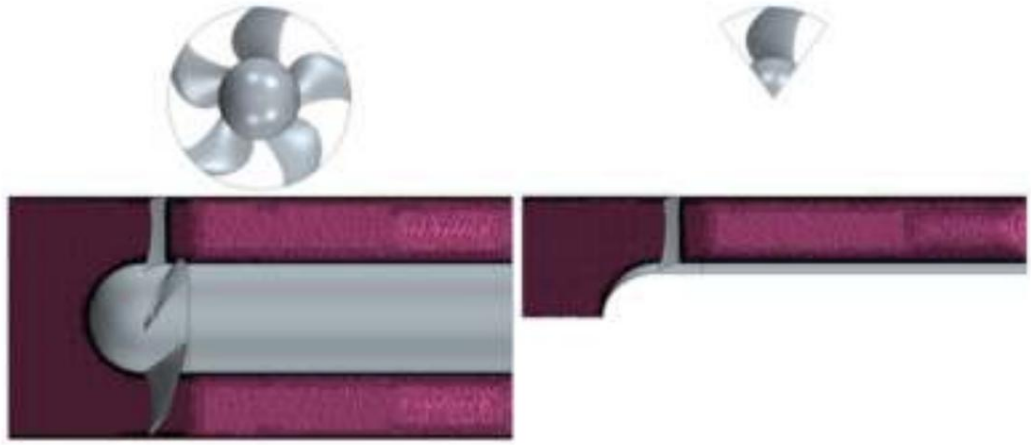


Figure 9. Domaine de calcul et maillage pour les simulations de reconstruction de turbulence : (à gauche) Modèle complet ; (à droite) modèle périodique.

Grâce à l'exploitation de la périodicité de la géométrie du ventilateur, une réduction significative du nombre de cellules peut être obtenue. À partir d'environ 60 millions de cellules pour le modèle complet (ventilateur et grille de turbulence), le nombre de cellules est réduit à environ 8,6 millions pour la simulation de reconstruction périodique des turbulences sans la grille de turbulence.

Pour le modèle périodique, il n'est cependant pas possible d'utiliser directement le flux moyen fourni par le précurseur RANS, comme spécifié dans la figure 4. Le flux moyen montre toujours la structure du maillage, qui est de 1/4ème de périodicité. L'utilisation de cet afflux entraînerait des fluctuations non physiques dans la simulation aéroacoustique périodique. En utilisant la moyenne circonférentielle du champ d'écoulement RANS et les fluctuations turbulentes générées sur la base du débit moyen d'origine, aucune fluctuation non physique n'a pu être observée dans la région de fréquence d'intérêt.
Puisqu'il n'est actuellement pas possible de reconstruire la turbulence dans un domaine périodique circonférentiel dans le FRPM, la même région que pour la reconstruction complète de la turbulence du modèle a été utilisée. Les profils utilisés pour l'écoulement moyen et la reconstruction des turbulences sont présentés dans la Figure 10.

Les résultats acoustiques du microphone deux sont visibles sur la figure 11. Le signal du modèle périodique est décalé de $\Delta PSD = -10 \log10(5)dB \approx -7$ dB (5 représentant le nombre de pales du ventilateur) pour un rendu cohérent. sources sonores sur l'axe. Ici, seul le microphone sur l'axe est représenté en raison des recherches en cours pour prendre en compte l'effet des sources sonores cohérentes pour les microphones hors axe (Lucius et al. [13]).

Le spectre acoustique de la simulation périodique avec turbulence reconstruite correspond à la simulation de référence et est également en bon accord avec la simulation du modèle complet avec turbulence reconstruite. Pour des fréquences plus élevées, des fluctuations supplémentaires peuvent être observées, qui peuvent être expliquées par la génération de turbulences synthétiques et par le modèle périodique lui-même. Pour le spectre aux basses fréquences ($f < 1\,000$ Hz), il est important d' utiliser le champ d'écoulement RANS original pour la reconstruction de la turbulence. Si la moyenne circonférentielle du champ d'écoulement est également utilisée pour la reconstruction de la turbulence, des niveaux nettement inférieurs sont observés dans cette région de fréquence.

Machine Translated by Google

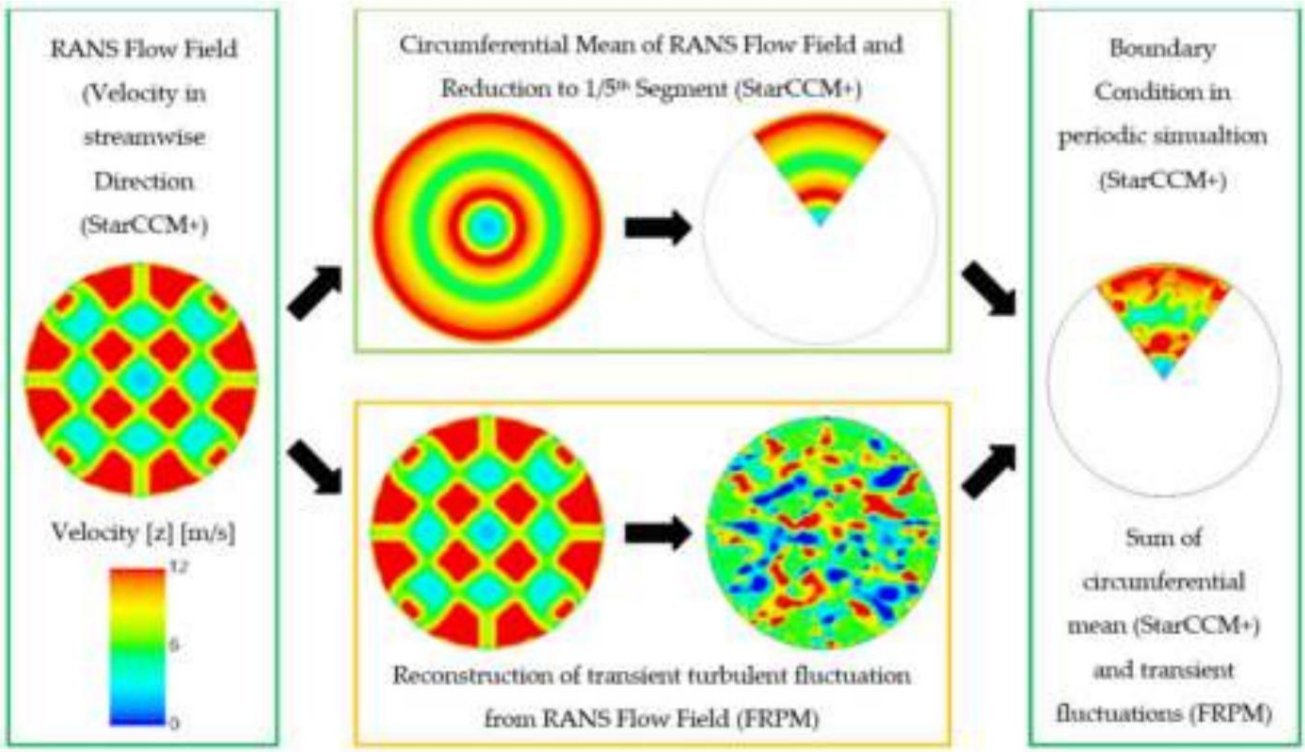


Figure 10. Diagramme de processus pour la reconstruction de la condition aux limites turbulente pour la simulation périodique. Le débit moyen est basé sur la moyenne circonférentielle du champ de flux RANS (branche supérieure) ; Les fluctuations sont reconstruites sur le champ de flux RANS original (branche inférieure) (Reconstruction de l'ensemble du domaine) ; Ajout du champ d'écoulement moyen circonférentiel et des fluctuations en fonction de la position actuelle du ventilateur (tout le domaine périodique est en rotation).

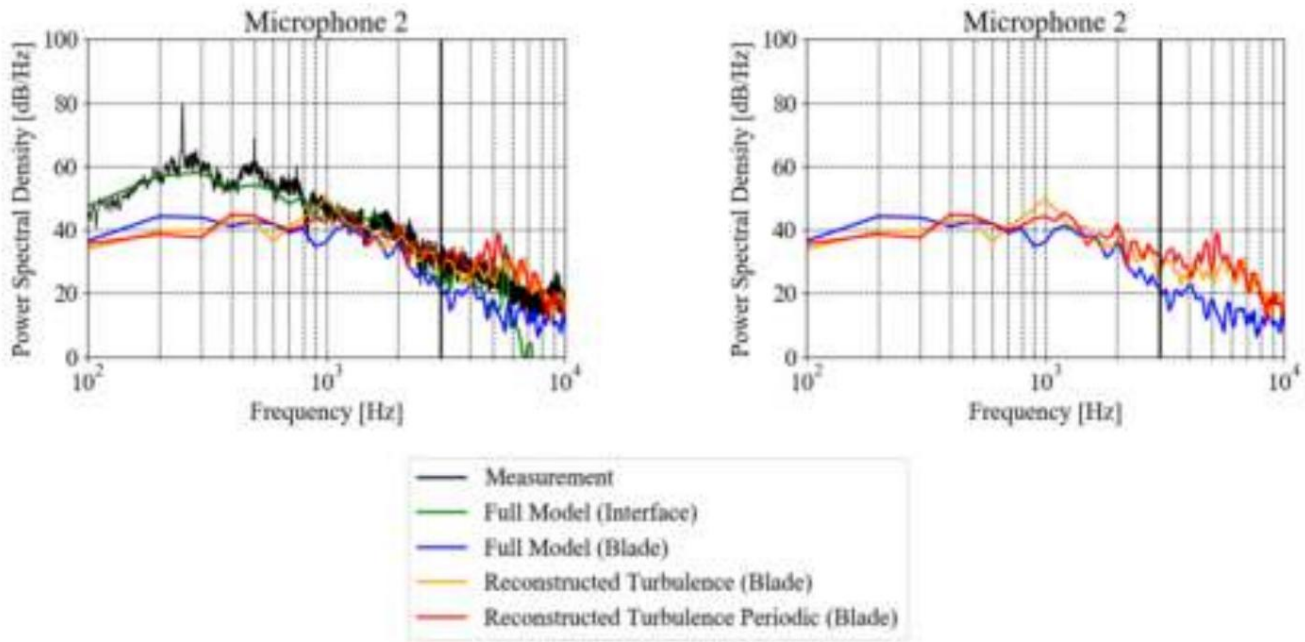


Figure 11. Comparaison des spectres acoustiques au microphone 2 pour la simulation du modèle complet et différentes reconstructions de turbulence : (à gauche) incluant la mesure et la simulation du modèle complet ; (à droite) uniquement les données de référence et la reconstruction (Données de mesure basées sur [7]).

Machine Translated by Google

7. Conclusions

Dans cet article, une approche visant à réduire l'effort de calcul pour la simulation aéroacoustique des ventilateurs en reconstruisant la turbulence générée par les caractéristiques géométriques en amont du ventilateur est présentée. L'approche a été appliquée à un cas de référence d'un ventilateur axial dans une gaine avec une grille de turbulence en amont.

Pour cette approche, les informations statistiques de turbulence provenant d'un RANS précurseur ont été reconstruites à l'aide de l'outil FRPM, développé au DLR de Braunschweig, et utilisées comme condition aux limites d'entrée d'une simulation aéroacoustique de la soufflante à résolution d'échelle. Les résultats ont été comparés aux résultats expérimentaux et à une simulation aéroacoustique de l' ensemble du dispositif (ventilateur + grille de turbulence). De plus, une approche a été présentée pour réduire davantage l'effort de calcul pour la prévision acoustique en exploitant la périodicité de la géométrie.

La comparaison aérodynamique a montré qu'il existe des différences dans le champ d'écoulement moyen et les propriétés turbulentes de la simulation RANS par rapport à l'expérience et au LES de référence. De plus, les signaux de pression sur la surface des pales du ventilateur montrent partiellement des différences significatives entre la simulation avec turbulence reconstruite et la simulation de référence de l'ensemble du montage. Malgré ces différences, un bon accord entre les spectres acoustiques des simulations avec turbulence reconstruite et les simulations de référence a été trouvé. Les spectres de référence des expériences n'ont pas pu être reproduits avec les simulations de reconstruction de turbulence en raison du domaine de calcul réduit. Avec la reconstruction de la turbulence et l'exploitation de la périodicité de la géométrie, il est possible de réduire considérablement (jusqu'à un facteur 6) l' effort de calcul des simulations aéroacoustiques avec turbulence d'afflux.

Les simulations montrent qu'avec la méthode de reconstruction de turbulence et l'ex-

En utilisant la périodicité dans le montage géométrique, il est possible de prédire le comportement aéroacoustique du ventilateur par rapport aux simulations de l'ensemble du montage. Surtout pour l' application typique des ventilateurs en combinaison avec des échangeurs de chaleur, cette méthode semble prometteuse pour pouvoir capturer l'effet des turbulences d'afflux sur l'acoustique des ventilateurs, ce qui n'est actuellement pas possible économiquement. Pour le développement de nouvelles générations de ventilateurs au comportement acoustique amélioré dans des conditions d'afflux perturbées, cette approche peut être un atout précieux. Si des informations détaillées dans les microphones en amont du côté aspiration sont la cible de l'investigation, un code de propagation acoustique peut être utilisé en complément de la méthode proposée.

Contributions des auteurs : conceptualisation, PD et MS ; méthodologie, PD; enquête, PD; rédaction – préparation de l'ébauche originale, PD ; rédaction – révision et édition, PD ; visualisation, PD ; supervision, MS Tous les auteurs ont lu et accepté la version publiée du manuscrit.

Financement : Cette recherche n'a reçu aucun financement externe.

Déclaration de disponibilité des données : les données expérimentales ont été dérivées et reproduites avec la permission du projet IGF (n° : 16773 N) (références [7, 12]) ; Contact : https://www.flt-net.de/ ; Consulté le 1er septembre 2015.

Conflits d'intérêts : Les auteurs ne déclarent aucun conflit d'intérêts.

Références

1. Lucius, A. ; Hütter, S. ; Dietrich, P. ; Schneider, M. ; Lehmann, M. ; Geyer, T. Enquête expérimentale et numérique sur l'aéroacoustique des ventilateurs axiaux dans des conditions d'écoulement perturbées. Dans Actes du FAN2018, Darmstadt, Allemagne, 18-20 avril 2018.
2. Ewert, R. La méthode Fast Random Particle-Mesh pour réaliser des sources sonores turbulentes instables et des champs de vitesse pour les applications CAA ; Dans Actes de la 13e Conférence aéroacoustique AIAA/CEAS, Rome, Italie, 21-23 mai 2007.
3. Liberson, L. ; Lummer, M. ; Mössner, M. ; Ewert, R. ; Delfs, JW Application d'un solveur CAA discontinu basé sur Galerkin pour prévision du bruit à large bande ; Dans Actes du FAN2018, Darmstadt, Allemagne, 18-20 avril 2018.
4. Bernicke, P. ; Akkermans, RA; Ewert, R. ; Dierke, J. Overset-LES avec forçage stochastique pour la simulation de source sonore. Dans Nouveaux résultats en mécanique des fluides numérique et expérimentale XI, Notes sur la mécanique des fluides numérique et la conception multidisciplinaire 136 ; Dillmann, A., éd.; Springer : Berlin/Heidelberg, Allemagne, 2018. [CrossRef]

Machine Translated by Google

5. Dietrich, P. ; Schneider, M. Modellierung der Akustik von Axialventilatoren unter gestörter Zuströmung. Dans Actes du DAGA2019, Rostock, Allemagne, 18-20 mars 2019.
6. Erbig, L. ; Lardeau, S. RANS/LES hybrides d'une couche limite turbulente à gradient de pression défavorable utilisant un modèle de contrainte de Reynolds à mélange elliptique et un forçage linéaire anisotrope. En cours de modélisation hybride RANS-LES. Notes sur la mécanique numérique des fluides et la conception multidisciplinaire ; Hoarau, Y., Peng, SH, Schwamborn, D., Revell, A., Mockett, C., éd.; Springer : Berlin/Heidelberg, Allemagne, 2020 ; Tome 143.
7. Zhu, T. Akustische Nachrechnung Von Ventilatoren : Bericht Zum Zusätzlichen FLT-Eigenmittelprojekt Teilprojekt 2 Zum Hauptarbeitspaket C : Akustisches Validierungsexperiment, Durchgeführt an der Universität Siegen ; Rapport de projet de l'Université de Siegen (AiF 16773 N/2) ; Université de Siegen : Siegen, Allemagne, 2015.
8. Moghadam, SA ; Pogorelov, A. ; Roidl, B. ; Meinke, M. ; Schröder, W. Analyse numérique du champ acoustique d'un ventilateur axial à conditions d'afflux variables. Dans Actes du FAN2018, Darmstadt, Allemagne, 18-20 avril 2018.
9. Reese, H. ; Carolus, T. Bruit du ventilateur axial : vers une prédiction sonore basée sur des données numériques d'écoulement instable – une étude de cas. Dans Actes de l'Acoustic'08, Paris, France, 29 juin-4 juillet 2008.
10. Sturm, M. ; Sanjosé, M. ; Moreau, S. ; Carolus, T. Simulation aéroacoustique d'un ventilateur axial incluant le banc d'essai complet en utilisant le Méthode Boltzmann sur treillis. Dans Actes du FAN2015, Lyon, France, 15-17 avril 2015.
11. Zhu, T. Sur le bruit de dégagement de pointe induit par l'écoulement dans les ventilateurs axiaux. doctorat Thèse, Shaker Verlag GmbH, Düren, Allemagne, 2016.
12. Delfs, JW ; Carolus, T. Schlussbericht zu dem IGF-Vorhaben : Akustische Nachrechnung von Ventilatoren ; Rapport final du projet (AiF 16773N); Université de Siegen : Brunswik/Siegen, Allemagne, 2015.
13. Lucius, A. ; Schäfer, R. Acoustique d'un ventilateur radial incurvé vers l'arrière – simulation CAA et validation expérimentale. Dans les actes du FAN2022, Senlis, France, 27-29 juin 2022.

Avis de non-responsabilité/Note de l'éditeur : Les déclarations, opinions et données contenues dans toutes les publications sont uniquement celles du ou des auteurs et contributeurs individuels et non de MDPI et/ou du ou des éditeurs. MDPI et/ou le(s) éditeur(s) déclinent toute responsabilité pour tout préjudice corporel ou matériel résultant des idées, méthodes, instructions ou produits mentionnés dans le contenu.

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Éditorial

Ventilateurs : bruit, aérodynamique, applications et systèmes – Le Le meilleur de la conférence internationale FAN2022

Thomas H. Carolus 1,2

1 Steinbeis-Transfer Center FLOWTRANS, 57250 Netphen, Allemagne ; thomas.carolus@stw.de
2 Chaire de mécanique des fluides appliquée et turbomachines, Université de Siegen, 57068 Siegen, Allemagne

Le nombre de ventilateurs de traitement de l'air et du gaz utilisés aujourd'hui est important. Les ventilateurs soutiennent notre vie quotidienne en fournissant de l'air pour le chauffage et le refroidissement, en déplaçant les gaz dans les usines chimiques et la transformation des aliments, en aidant à produire de l'électricité, et bien plus encore. Dans le même temps, avec leurs moteurs associés, les ventilateurs consomment une part substantielle de toute l'électricité mondiale, encore principalement produite à partir de combustibles fossiles ; ils sont donc une cause indirecte des émissions de CO2. De plus, l'impact environnemental du bruit des ventilateurs est une autre question pertinente.

Les articles de cet International Journal of Turbomachinery, Propulsion and Power (IJTPP) Le numéro spécial sur les fans provient de la conférence FAN2022. Cette conférence internationale s'est tenue à Senlis, France, en juillet 2022. Le comité organisateur était composé de Geoff Sheard, AGS Consulting LLC, USA ; Jürgen Schöne, ebm-papst, Allemagne ; Alain Guedel et François Bessac, CETIAT ; Xavier Carniel, CETIM, France ; et Thomas Carolus, de l'Université de Siegen et de l'Université technique Peter Pelz de Darmstadt, tous deux en Allemagne. L'objectif de ce numéro spécial est de présenter une sélection d'articles d'une qualité scientifique exceptionnelle ou abordant des questions urgentes d'actualité.

La conception aérodynamique des ventilateurs repose encore sur des modèles analytiques mais s'appuie de plus en plus sur la simulation numérique des écoulements. Les simulations numériques de flux permettent de prédire plusieurs variantes de conception à faible coût et peuvent conduire à une optimisation automatisée. Les méthodes d'optimisation ont le potentiel de compléter, voire de remplacer les méthodes de conception analytique à l' avenir. La dynamique des fluides computationnelle est également de plus en plus capable de résoudre le champ acoustique. Selon le degré d'approximation, il fournit des niveaux de détail auparavant impossibles sur les sources sonores et leur emplacement dans la machine. En revanche, les méthodes expérimentales et semi-analytiques restent essentielles pour vérifier les performances théoriques, les problèmes de résistance à l'usure et, surtout, les effets d'intégration du système et d'installation. Enfin, le débat se poursuit avec les institutions législatives alors que notre communauté s'efforce de définir la meilleure mesure pour caractériser l'efficacité énergétique et l'impact environnemental d'un système global.

Ce numéro spécial reflète le fait que les ventilateurs font toujours l'objet d' une recherche et d'un développement scientifiques multidisciplinaires dans le monde entier, dans lesquels les universités, les instituts de recherche publics et les entreprises sont impliqués et coopèrent. Les fabricants industriels et les utilisateurs reconnaissent et soutiennent ces efforts. Cette coopération est illustrée par ZIEHL-ABEGG SE, un fabricant de ventilateurs basé à Künzelsau, en Allemagne, qui a sponsorisé ce numéro spécial. Ce support permet un libre accès à tous les articles et est expressément reconnu.

Financement : dans le cadre du programme de parrainage de la conférence FAN2022, tous les frais de traitement des articles (APC) pour ce numéro spécial ont été financés par ZIEHL-ABEGG SE, Künzelsau, Allemagne.

Déclaration du comité d'examen institutionnel : sans objet.

Déclaration de consentement éclairé : sans objet.

Déclaration de disponibilité des données : sans objet.

Conflits d'intérêts : L'auteur ne déclare aucun conflit d'intérêts.

check for updates

Citation : Carolus, TH Fans : Bruit, Aérodynamique, applications et Systèmes : le meilleur des Conférence internationale FAN2022. Int. J. Turbomach. Propulse. Pouvoir 2022, 7, 36. https://doi.org/10.3390/ijtpp7040036

Reçu : 24 novembre 2022
Accepté : 30 novembre 2022
Publié : 2 décembre 2022

Note de l'éditeur : MDPI reste neutre en ce qui concerne les revendications juridictionnelles dans les cartes publiées et les affiliations institutionnelles. iations.

Droit d'auteur : © 2022 par l'auteur. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.
Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Revoir

Techniques d'investigation expérimentales pour les non-idéaux Dynamique des fluides compressibles

Stefan aus der Wiesche

Département de génie mécanique, Université des sciences appliquées de Münster, 48565 Steinfurt, Allemagne ; wiesche@fh-muenster.de; Tél. : +49-2551-9-62272

Résumé : Le nombre croissant d'applications des systèmes électriques à cycle organique de Rankine (ORC) ou au CO2 supercritique (sCO2) ont façonné une nouvelle branche de la mécanique des fluides appelée dynamique des fluides compressibles non idéales (NICFD). Ce domaine de la mécanique des fluides concerne les écoulements de vapeurs ou de gaz, caractérisés par des écarts substantiels par rapport au modèle des gaz parfaits. Dans des cas extrêmes, même des phénomènes dynamiques de gaz non classiques pourraient se produire. Bien que ces écoulements compressibles non idéaux fassent aujourd'hui l'objet d'études de simulation numérique sophistiquées, il existe également un besoin croissant de données expérimentales à des fins de validation. Au cours des deux dernières années, de nouveaux bancs d'essai expérimentaux conçus pour étudier la dynamique des fluides compressibles non idéales ont été développés et mis en service. Les techniques de mesure pratiques classiques sont actuellement redéveloppées et appliquées à des écoulements compressibles non idéaux. Malgré leur importance considérable, les informations disponibles dans la littérature ouverte sur ces techniques de mesure et leurs différences par rapport aux méthodes conventionnelles sont rares. Le présent article de synthèse tente de réduire cet écart. Après avoir brièvement discuté de la thermodynamique et de la dynamique des fluides des écoulements compressibles non idéaux, les bancs d'essai actuellement disponibles et les techniques de mesure utilisées sont passés en revue. Cette revue traite des investigations optiques Schlieren, des méthodes pneumatiques et optiques laser et de l'anémométrie à fil chaud pour les écoulements compressibles non idéaux.

Mots clés : écoulement compressible ; gaz non parfait ; ORC ; mesure du débit; bancs d'essai; sondes Pitot; systèmes Schlieren; VLD ; PIV ; anémométrie à fil chaud

check for updates

Citation : aus der Wiesche, S. Techniques d'investigation expérimentales pour la dynamique des fluides compressibles non idéales. Int. J. Turbomachine. Propulse. Pouvoir 2023, 8, 11. https://doi.org/10.3390/ijtpp8020011

Rédacteurs académiques : Rodolfo Bontempo et Tony Arts

Reçu : 15 décembre 2022
Révisé : 21 février 2023
Accepté : 23 février 2023
Publié : 3 avril 2023

Droit d'auteur : © 2023 par l'auteur. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.
Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Introduction

Les systèmes électriques basés sur le cycle organique de Rankine (ORC) font l'objet d'études approfondies pour la conversion de la chaleur en énergie électrique à partir de sources de chaleur solaires et géothermiques et pour la récupération de la chaleur résiduelle. La technologie ORC offre un fort potentiel [1] pour répondre aux exigences environnementales et réduire les enjeux climatiques. Le nombre croissant d'applications des systèmes électriques à cycle organique de Rankine (ORC) [1,2] a accru la pertinence d'une nouvelle branche de la mécanique des fluides appelée dynamique des fluides compressibles non idéales (NICFD). Ces dernières années, l'intérêt porté aux systèmes électriques au CO2 supercritique (sCO2) a conduit à un besoin supplémentaire de mieux comprendre la dynamique des gaz des fluides qui sont très éloignés du comportement habituel de
Les NICFD concernent les flux de vapeurs ou de gaz caractérisés par des écarts substantiels par rapport au modèle des gaz parfaits. Dans les cas extrêmes, les analyses théoriques [4–6] prédisent même l'apparition de phénomènes dynamiques des gaz non classiques, notamment la formation et la propagation de chocs d'expansion ou de raréfaction, de chocs soniques, de chocs soniques doubles et de divisions de chocs.

En thermodynamique, un gaz parfait est un modèle de gaz unique qui diffère des gaz réels de manière spécifique, ce qui facilite les calculs. Dans tous les modèles de gaz parfaits, les forces intermoléculaires sont négligées. Tous les modèles de gaz parfaits sont des modèles de gaz parfaits dans le sens où ils suivent tous l'équation d'état des gaz parfaits.

$$p = \rho RT, \quad (1)$$

Machine Translated by Google

avec p signifiant la pression, ρ signifiant la densité, T signifiant la température et R signifiant la constante spécifique du gaz. Cependant, le terme modèle des gaz parfaits est souvent invoqué comme une combinaison de l'équation d'état des gaz parfaits (1) avec des hypothèses supplémentaires spécifiques concernant la variation de la capacité thermique avec la température [7]. La branche de la mécanique des fluides qui traite de l'écoulement compressible de fluides violant l'équation d'état des gaz parfaits (1) est appelée dynamique des fluides compressibles non idéaux (NICFD) ; voir, par exemple, Cet article de synthèse s'intéresse principalement aux techniques expérimentales appliquées dans ce domaine.

En principe, il est toujours possible de formuler une équation d'état

$$p = \rho ZRT \quad (2)$$

pour des fluides arbitraires en introduisant un facteur de compressibilité supplémentaire Z, qui est généralement fonction de deux variables thermodynamiques indépendantes : la pression p et la température T, ou entropie spécifique s. Pour un gaz parfait, l'identité Z = 1 est valable. Cependant, Z = 1 est une condition nécessaire, mais pas suffisante, pour que les fluides présentent un comportement d'écoulement compressible non idéal. La section 2 expliquera plus en détail les différents types de dynamique des gaz. Pour le présent objectif, il suffit de remarquer que des phénomènes d'écoulement compressible non idéal en dehors de l'aérodynamique parfaite des gaz bien connue caractérisent fréquemment des gaz ou des vapeurs réels.

L'intérêt pour l'étude de la dynamique des fluides compressibles non idéaux (NICFD) remonte aux premiers travaux théoriques de Duhem [9], Becker [10], Bethe [11] et Zel'dovich [12]. Plus tard, Thompson a publié un article fondateur en 1971 [13] sur la dynamique des gaz des fluides dont les propriétés ne sont pas conformes à la loi des gaz parfaits (1). Cette recherche a été motivée par la question académique fondamentale concernant la possibilité de fluides pour lesquels une dynamique des gaz non classique ou inversée pourrait se produire. Cette question passionnante reste ouverte et aucune réponse définitive ne peut encore être donnée. Indépendamment et avec un objectif différent, les aérodynamiciens ont commencé dans les années 1990 à reconsidérer les effets d'écoulement compressible non idéal dans les essais en soufflerie [14-16]. Leur objectif était d'obtenir un nombre de Reynolds plus élevé lors d'essais en soufflerie utilisant des gaz lourds constitués de molécules complexes. Il a été démontré que la théorie de la similarité transsonique n'a réussi que partiellement à transformer les résultats des gaz lourds en résultats équivalents pour l'azote ou l'air. Les concepteurs d'avions exigeaient cette dernière solution. En raison de la dynamique des gaz non idéale, il était impossible d'obtenir des schémas de correction fiables pour prédire les interactions de la couche limite des ondes de choc pour des écoulements de gaz parfaits similaires, sur la base des mesures d'écoulement compressible non idéales. Par conséquent, l'intérêt des concepteurs d'avions pour l'aérodynamique des gaz non parfaits a diminué. Anders et coll. [16] ont expliqué l'échec de la théorie de la similarité transsonique concernant l'interaction choc/couche limite par le fait que la théorie de la similarité transsonique repose sur la théorie des écoulements potentiels de petites perturbations. Ainsi, une transformation non visqueuse ne tiendra pas compte de la différence de couches limites pour deux gaz différents.

Les NICFD sont essentiels pour comprendre les phénomènes se produisant dans les processus industriels travaillant avec des vapeurs organiques ou des gaz lourds [17] à des vitesses plus élevées. Des turbomachines fonctionnant en partie selon le régime NICFD sont attendues dans l'industrie pétrolière et gazière [18]. Les effets du NICFD se produisent dans le cycle organique de Rankine (ORC) [2] et dans les systèmes électriques au dioxyde de carbone supercritique (sCO2) [19] . Le nombre d'études numériques traitant des effets du NICFD est nombreux, mais les descriptions dédiées des installations de test et des travaux expérimentaux correspondants sont relativement rares [20]. Cependant, il existe un réel besoin de valider des modèles et schémas sophistiqués de dynamique des fluides computationnelle (CFD). Au cours des dernières années, des progrès ont été réalisés concernant les techniques expérimentales et leurs applications à la recherche sur le NICFD. Les défis techniques associés à la conception et à l'exploitation d' installations d'essai pour la recherche sur le NICFD sont sans doute plus élevés que ceux des souffleries ou des bancs d'essai conventionnels pour l'air. En raison des niveaux de pression et de température élevés généralement requis pour étudier les effets du NICFD, les techniques de mesure de débit standard nécessitent des modifications substantielles de conception et de réduction des données.

Cet article passe en revue les techniques d'investigation expérimentale disponibles pour la dynamique des fluides compressibles non idéales . Étant donné que l'auteur de cet article travaille dans le domaine des systèmes électriques ORC, cette revue se concentre sur les méthodes expérimentales qui ont été utilisées et

Machine Translated by Google

pris en compte dans la communauté de recherche de l'ORC. Cette contribution se concentre sur les techniques de mesure permettant de tester les flux de vapeur organique dans les turbomachines des systèmes électriques ORC.

2. Dynamique des fluides compressibles non idéale

Avant de commencer par passer en revue les installations d'essais expérimentaux et les techniques de mesure , il est nécessaire de revoir certains principes fondamentaux de la dynamique des fluides compressibles non idéaux . La nécessité d'étudier la dynamique des fluides compressibles non idéales et leurs différences par rapport aux essais conventionnels pour les turbines à vapeur et à gaz nécessite une bonne connaissance des relations fondamentales de la thermodynamique et de la mécanique des fluides. Dans ce contexte, il est utile de faire la distinction entre le comportement thermodynamiquement non idéal des gaz et les phénomènes mécaniques des fluides non idéaux qui sont pertinents pour les applications de turbomachines.

2.1. Classification thermodynamique de la dynamique des gaz

En 1942, Landau introduisit un paramètre non dimensionnel

$$\frac{\text{contre}^3}{\text{une}^2}\left(\frac{\partial^2 p}{\partial v^2}\right)_s$$

pour l'évaluation de la courbure des isentropes dans le diagramme p,v [21]. La courbure des isentropes présente un intérêt considérable, car une courbure négative est requise pour les chocs de raréfaction [4]. Dans la dynamique classique des gaz, seuls les chocs de compression peuvent exister en raison de la deuxième loi de la thermodynamique. La possibilité que seuls des chocs de compression puissent être observés est directement liée à une courbure positive des isentropes des gaz impliqués. Plus tard, Hayes [22] a désigné le paramètre de Landau par le symbole Γ et a introduit un multiplicateur

$\frac{1}{2}$. À la suite de Thompson [13], il est courant d'appeler

$$v\,\Gamma = \frac{3}{2} - \frac{1}{\text{une}^2}\left(\frac{\partial^2 p}{\partial v^2}\right)_s = 1 + \frac{\rho}{un}\left(\frac{\partial a}{\partial \rho}\right)_s \quad (3)$$

le « dérivé fondamental de la dynamique des gaz ». Dans l'équation (3), a désigne la vitesse du son et v est le volume spécifique (v = 1/ρ). En utilisant des relations thermodynamiques générales, différentes expressions supplémentaires pour la dérivée fondamentale de la dynamique des gaz Γ peuvent être obtenues [13]. Dans le cas d'un gaz parfait, en obéissant à l'équation (1), la dérivée fondamentale Γ se réduit à la simple relation

$$1\,\Gamma = \frac{(\gamma + 1)}{2} \quad (4)$$

avec γ = cp/cv signifiant l'exposant isentropique du gaz parfait. Puisque cp > cv est valable pour un gaz parfait, la dérivée fondamentale Γ est plus grande que celle d'un gaz parfait. Ceci est valable dans la dynamique des fluides compressibles classique avec une vitesse du son croissante et une pression à entropie constante. La dynamique classique des fluides compressibles non idéales se produit pour 0 < Γ < 1. Ensuite, la vitesse du son diminue avec l'augmentation de la pression à une entropie constante. Un fluide possédant cette propriété est appelé « gaz dense » ou « vapeur dense ». Dans le cas particulier, mais académique, où Γ = 1, la vitesse du son est une constante. Des gaz denses existent dans la nature et la figure 1 illustre un processus d'expansion isentropique commençant dans le régime de vapeur dense du MDM. En dessous de la courbe de niveau Γ = 1, le MDM se comporte comme un gaz parfait. C'est ce qu'on appelle un régime de gaz dilués. Cependant, la région avec Γ < 1 n'est pas petite dans le diagramme T,s du MDM, et une dynamique des fluides compressibles non idéale doit être prise en compte pour les processus d'expansion typiques des turbines [23].

La question de savoir s'il existe des fluides avec Γ < 0 est encore ouverte [24]. Il est probable que l'étude de la dynamique des fluides obéissant à Γ < 0 sera davantage une question académique qu'une tâche d'ingénierie pratique. Les lois thermodynamiques autorisent en principe une vapeur aussi dense, mais jusqu'à présent, aucun fluide de travail réel n'a été trouvé qui remplisse la condition Γ < 0. Pour les applications ORC, la plage 0 < Γ < 1 est pertinente. Pourtant, dans une substance avec Γ < 0, la dynamique des fluides compressibles non classiques et non idéales, comme les chocs de raréfaction

Machine Translated by Google

ou des ventilateurs de compression, cela se produirait. La dynamique des gaz non classique peut être interprétée comme un inversion de la dynamique classique des gaz. De tels fluides non classiques sont également appelés fluides BZT en honneur des contributions de Bethe, Zel'dovich et Thompson après une suggestion de Cramer (voir [4], en particulier pages 91 à 145). La condition Γ < 0 correspond à une vitesse de le son diminue avec la pression à entropie constante.

Le tableau 1 répertorie la classification de la dynamique des gaz du point de vue thermodynamique. Dans les turbines supersoniques fonctionnant avec un fluide BZT, des pertes de choc plus faibles pourraient survenir que pour ceux qui travaillent avec des fluides classiques. Cette prédiction intéressante a été faite pour la première fois dans un étude numérique [25] considérant les essais aérodynamiques de profils aérodynamiques dans des gaz lourds.

Tableau 1. Classification de la dynamique des gaz d'un point de vue thermodynamique (suivant un schéma proposé par Thompson [13]).

Γ	Fluide	$(\partial a/\partial p)_s$	Classification de la variation de la vitesse du son de la dynamique des gaz
Γ > 1	Gaz parfait	$(\partial a/\partial p)_s > 0$	classique
Γ = 1		$(\partial a/\partial p)_s = 0$	classique non idéal
Γ < 1	Gaz dense	$(\partial a/\partial p)_s < 0$	classique non idéal
Γ = 0		$(\partial a/\partial p)_s < 0$	non classique non idéal
Γ < 0	Fluides BZT	$(\partial a/\partial p)_s < 0$	non classique non idéal

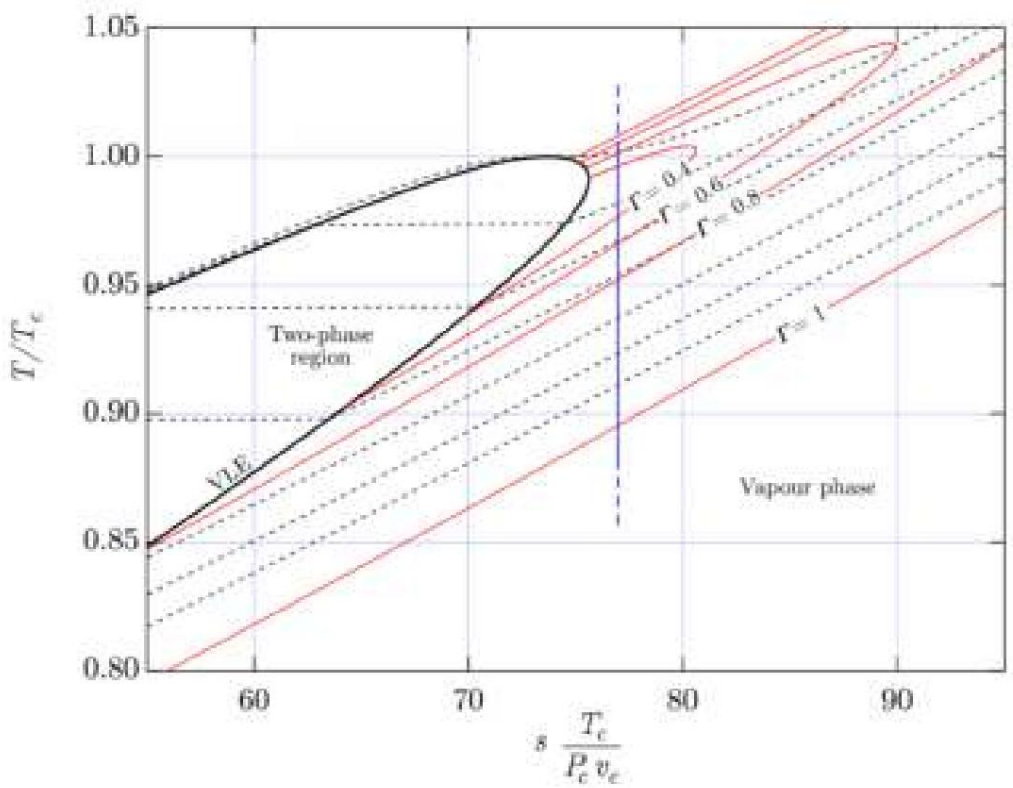


Figure 1. Diagramme T,s normalisé pour MDM (d'après [23]), calculé à partir de l'équation de référence de état [26]. Les lignes rouges correspondent aux états avec une constante Γ. Les lignes pointillées noires illustrent comportement des isobares. Un processus d'expansion isentropique potentiel est représenté par une ligne bleue (voir processus d'expansion dans certains bancs d'essai décrits dans la section 3).

2.2. Classification des flux de turbomachines

Une classification alternative des écoulements compressibles résulte du point de vue de turbomachines et leurs essais aérodynamiques. Ici, une hiérarchie de fluides peut être dérivée basé sur une analyse formelle des équations régissant les écoulements compressibles telles qu'introduites

(/) > 0
(/) = 0
(/) < 0
(/) < 0
(/) < 0

Machine Translated by Google

par Traupel [27,28]. Puisque ces ouvrages essentiels ne sont pas disponibles en anglais, ce qui est quelque peu surprenant, une discussion plus détaillée pourrait être utile à plusieurs lecteurs.

Les bases des flux des turbomachines sont l'équation de continuité, l' équation de Navier-Stokes et l'équation d'énergie :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho w) = 0 \quad (5)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + (w\cdot\nabla)w = f - \frac{1}{\rho}\nabla p + S \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(h + \frac{1}{2}w^2\right) + (w\cdot\nabla)\left(h + \frac{1}{2}w^2\right) = (w\cdot f) + \frac{1}{\rho}((w\cdot S) + \mu\Phi + \nabla(\lambda\nabla T)) \quad (7)$$

Ici, w est le vecteur vitesse, f est le vecteur force corporelle, S est le tenseur de contrainte (fonction de la vitesse et de la viscosité) et Φ représente la dissipation visqueuse. Les variables thermodynamiques sont la densité ρ, la pression p, la température T et l'enthalpie spécifique h.
Les coefficients de transport sont la viscosité dynamique μ et la conductivité thermique λ.

Dans une certaine plage de température, l'enthalpie spécifique h d'un gaz parfait obéit à une relation simple utilisant la chaleur spécifique à pression constante cp. En insérant

$$p\rho = \frac{p}{RT} \text{ et } h = cpT \quad (8)$$

dans les équations générales régissant (5) à (7), les équations régissant le flux de gaz parfait deviennent

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\frac{p}{T}\right) + \nabla\left(\frac{p}{T}w\right) = 0 \quad (9)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + (w\cdot\nabla)w = f - \frac{RT}{p}\nabla p + S \quad (10)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(cpT + \frac{1}{2}w^2\right) + (w\cdot\nabla)\left(cpT + \frac{1}{2}w^2\right) = (w\cdot f) + \frac{RT}{p}((w\cdot S) + \mu\Phi + \nabla(\lambda\nabla T)) \quad (11)$$

Cet ensemble d'équations régit les turbomachines fonctionnant avec des gaz parfaits. Une structure formelle relativement similaire à celle de l'ensemble des équations (9) à (10) peut être dérivée pour un gaz obéissant à l'équation d'état

$$\gamma - \frac{\gamma p}{1\rho} = \frac{\gamma}{\gamma - 1}ZRT \quad (12)$$

Cette équation d'état est plus générale que le modèle des gaz parfaits décrit par l'équation (8).
L'insertion de l'équation (12) dans l'ensemble des équations (5) à (7) donne

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\frac{p}{h}\right) + \nabla\left(\frac{p}{h}w\right) = 0 \quad (13)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t}\frac{\gamma - 1}{\gamma}h + (w\cdot\nabla)w = f - \frac{1}{\gamma}(\nabla p + S) \quad (14)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(h + \frac{1}{2}w^2\right) + (w\cdot\nabla)\left(h + \frac{1}{2}w^2\right) = (w\cdot f) + \frac{\gamma - 1}{\gamma}h\frac{1}{\rho}((w\cdot S) + \mu\Phi + \nabla(\lambda\nabla T)) \quad (15)$$

L'ensemble d'équations (13) à (15) ci-dessus a la même structure formelle que l'ensemble (9) à (11) si la température T dans les équations des gaz parfaits (9) à (11) est remplacée par l'expression ((γ − 1)/γ)h/R et si cp est remplacé par γR/(γ − 1). La seule exception est le dernier terme de conduction thermique ((λ T)) dans l'équation (15). Cela signifie que les phénomènes de conduction thermique sont formellement exclus de cette similarité. Cependant, les effets de conduction thermique n'ont généralement qu'une importance mineure pour plusieurs applications de turbomachines.

Machine Translated by Google

La principale conclusion de l'analyse ci-dessus est que les gaz définis par l'équation (8) ou l'équation (12) sont essentiellement équivalentes à des fins d'analyse de flux de turbomachines. L'équation (12) garantit qu'un fluide se comporte comme un gaz quasi parfait. Pour un tel fluide, les tests conventionnels s'appliquent, et aucune dynamique de gaz non idéale significative ne serait attendue dans les flux des turbomachines. Traupel [27] a montré que l'équation (12) ne pouvait être remplie que pour gaz pour lesquels (i) le facteur de compressibilité Z est une fonction unique de l'entropie s en tant que variable unique (c'est-à-dire Z = f(s)), et pour laquelle (ii) un exposant isentropique constant existe pour relations pression-volume (c'est-à-dire pvγ = constante). Pour les gaz non parfaits, la nomenclature γpv est également utilisé pour l'exposant isentropique pour les relations pression-volume afin de le distinguer de le rapport des chaleurs spécifiques γ = cp/cv [29]. Un fluide obéissant à l'équation (12) est appelé « parfait ». vapeur » [28]. La vapeur est un exemple de vapeur parfaite pour un large éventail de domaines thermodynamiques. conditions. Ce fait thermodynamique explique pourquoi les concepteurs de turbines à vapeur peuvent utiliser des données des souffleries conventionnelles fonctionnant avec de l'air.

Pour les gaz non parfaits violant l'équation (12), une structure formelle différente du les équations régissant suivent. Ainsi, du point de vue des flux et des turbomachines tests correspondants, la classification indiquée dans le tableau 2 est pertinente. La catégorie de Le tableau 2 est également essentiel pour l'analyse dimensionnelle [30]. Alors que les turbines à gaz, et dans une large mesure, les flux de turbine à vapeur peuvent être testés aérodynamiquement à l'aide d'éoliennes conventionnelles tunnels et équipements de mesure, les tests de vapeurs organiques nécessitent, en général, des efforts. En outre, les programmes de correction peuvent ne pas s'appliquer aux résultats relatifs obtenus pour un gaz parfait au régime gazeux dense d'une vapeur organique. Il convient de noter qu'un produit biologique la vapeur peut se comporter comme un gaz parfait si les processus se déroulent dans la plage où facteur de compressibilité Z ≈ 1 (voir Figure 1). Cependant, dans le domaine thermodynamique où Z diffère significativement de l'unité, des phénomènes d'écoulement compressible non idéal sont susceptibles de se produire. D'un point de vue théorique rigoureux, les dérivées de Z,

$$\left(\frac{\partial Z}{\partial p}\right)_s \quad \text{et} \quad \left(\frac{\partial Z}{\partial T}\right)_s,$$

et non les valeurs absolues de Z sont pertinentes, car les dérivées non nulles de Z pour s = constante reflète la condition Z = f(s). Ce fait fondamental est quelque peu obscur, car de nombreux auteurs ne s'intéressent qu'à la valeur absolue du facteur de compressibilité Z. Ils ne considérons pas l'impact des variables thermodynamiques sur Z en détail. Cependant, la plupart les fluides sont caractérisés par le fait que les régions thermodynamiques où Z < 1 sont également régions où Z = f(s).

Tableau 2. Classification de la mécanique des fluides (d'après Traupel [27,28]).

Z	Fluide	Exemple	Essais aérodynamiques
Z = 1	Gaz parfait	Air	essais en soufflerie conventionnels
Z = f(s)	Vapeur parfaite	Vapeur	principalement conventionnelle (correction régimes applicables)
Z = f(s)	Gaz non idéal	Vapeurs organiques	les programmes de correction peuvent ne pas s'appliquer

2.3. Similitude et expériences avec des configurations de modèles

L'analyse dimensionnelle et le concept de similitude sont très pertinents pour les expériences de planification [31]. Dans le cas des turbines à vapeur et à gaz, Dejc et Trojanovskij [32] résumé, dans les résultats de l'analyse dimensionnelle, que cinq nombres de similarité fondamentaux (ou critères de similarité) doivent être pris en compte pour les essais de turbomachines : le coefficient isotrope l'exposant γ, le nombre de Prandtl Pr, le nombre de Reynolds Re, le nombre de Mach Ma, et le coefficient de débit φ. Ces cinq nombres de similarité fondamentaux sont une conséquence directe de la validité des équations fondamentales (9) – (11) ou (13) – (15) telles que discutées dans [30]. De plus , dans les expériences, le même niveau de rugosité et de turbulence que celui qui se produit dans la turbomachine d'origine doit être fournie.

Machine Translated by Google

Dans le cas d'un fluide de travail violant l'équation d'état (1) ou (12), comme dans le cas de la vapeur organique, les cinq nombres de similarité ci-dessus n'établissent plus un ensemble complet du point de vue de l'analyse dimensionnelle. Au moins un autre numéro de similarité décrivant la non-idéalité du fluide doit être pris en compte [30]. Lors des tests réels, il est souvent nécessaire d'utiliser le même fluide de travail dans les expériences en laboratoire que celui utilisé dans le moteur d'origine, car il est pratiquement impossible de trouver d'autres fluides de test présentant le même comportement thermodynamique que le fluide de travail dans les conditions d'origine. Par conséquent, mener des expériences sur le NICFD nécessite des bancs d'essai qui utilisent précisément les mêmes fluides de travail que ceux utilisés dans les turbomachines ou les systèmes d'alimentation d'origine. Cela représente une différence significative par rapport aux essais aérodynamiques à écoulement monophasique des turbines à vapeur et à gaz, qui peuvent être effectués dans des souffleries conventionnelles avec de l'air comme fluide de travail.

3. Installations d'essai

Seuls les essais aérodynamiques liés aux applications turbomachines seront pris en compte dans la suite. Les bancs d'essai pour des systèmes électriques ORC entiers (voir, par exemple, [33–35]) sont donc exclus de cette revue. Sont également exclus les bancs d'essai classiques pour échangeurs de chaleur de premier plan (l'expression « tunnel de vapeur » serait plus claire), mais il s'agit de bancs d'essai habituels travaillant avec des vapeurs à bas point d'ébullition [36]. Une bonne revue, comprenant également l'historique des installations de test, est fournie dans [20].

3.1. Classification Les

installations destinées aux essais aérodynamiques de la dynamique d'écoulement compressible non idéale peuvent être classées en systèmes fonctionnant de manière intermittente et continue (voir Figure 2). L'utilisation d' une « soufflerie » pour les installations d'essais travaillant avec des vapeurs organiques pourrait être quelque peu trompeuse (l'expression « tunnel à vapeur » serait plus claire), mais c'est la terminologie habituelle en aérodynamique [14-16].

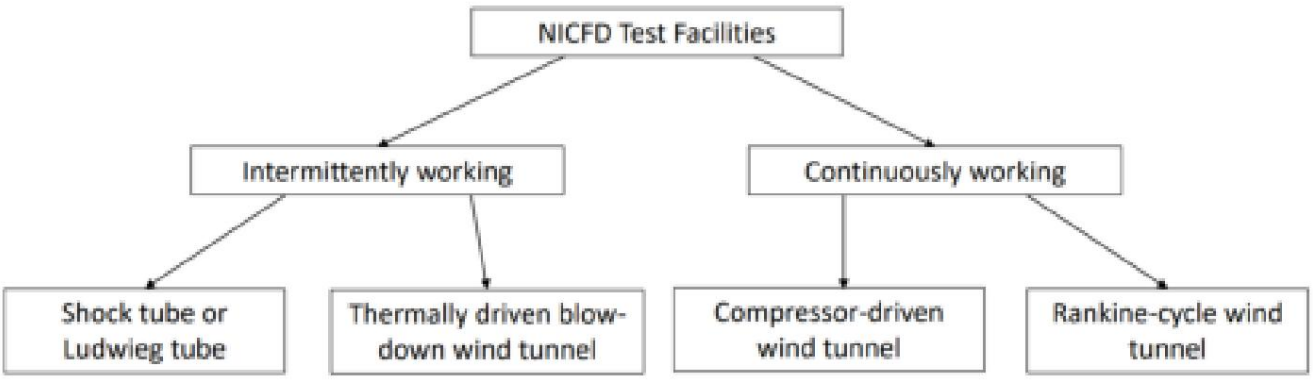


Figure 2. Classification des bancs d'essai pour la dynamique des fluides compressibles non idéales.

L'avantage des fluides fonctionnant par intermittence réside dans leur consommation d'énergie relativement faible (mais au prix d'un temps de charge important pour chaque essai). Une puissance importante est nécessaire pour faire fonctionner une soufflerie fonctionnant en continu pour des fluides non idéaux, car leur densité est élevée. Bien que leur vitesse du son soit relativement faible (de l'ordre de a = 100 m/s), même un débit volumique modéré conduit à des débits massiques élevés et donc à des consommations électriques élevées. D'un autre côté, une soufflerie fonctionnant en continu présente l'avantage de permettre des mesures de longue durée, voire un fonctionnement en régime permanent, alors que les installations d'essai fonctionnant par intermittence nécessitent des techniques de mesure rapides.

3.2. Tubes de choc ou tubes Ludwieg

Un tube à choc est un appareil permettant d'étudier les flux à nombre de Mach élevé. Il se compose d'un tube de section rectangulaire ou circulaire dans lequel un gaz à basse pression et un gaz à haute pression sont séparés à l'aide d'une forme de diaphragme. Les détails peuvent être trouvés dans le

Machine Translated by Google

textes classiques [37–39]. Ce diaphragme éclate dans des conditions prédéterminées pour produire une onde qui se propage à travers la section basse pression. Les observations peuvent être faites dans l' écoulement derrière le front incident ou l'onde réfléchie.

Un tube de Ludwieg est un appareil bon marché et efficace pour produire un flux supersonique. Il s'agit d'une simple installation de purge qui fonctionne un peu comme un tube à choc. Un grand réservoir de décharge sous vide est séparé de l'extrémité aval d'une tuyère convergente-divergente par un diaphragme. L'extrémité amont de la buse est reliée à un long tube dont la section transversale est plus grande que la zone de col de la buse. La pression initiale dans le tube est élevée. Lorsque le diaphragme se rompt, une onde de choc se propage dans la zone basse pression , c'est-à-dire le réservoir de décharge. Une onde d'expansion se propage dans la zone haute pression, c'est-à-dire dans le tube avec la buse. Au fur et à mesure que l'expansion instable se propage à travers le long tube, elle crée un écoulement subsonique constant vers la tuyère, qui est accéléré par la tuyère convergente-divergente jusqu'à un état d'écoulement supersonique. Le débit est constant jusqu'à ce que l' expansion arrive à nouveau à la buse après réflexion.

La figure 3 montre les schémas d'un tube de Ludwieg utilisé pour les enquêtes NICFD, et la section de test est présentée plus en détail pour tester l'écoulement à travers une cascade de turbine annuelle [40]. Cette installation d'essai a également été utilisée pour des études d'écoulement en bord de fuite pour une vapeur organique avec un nombre de Mach élevé [41].

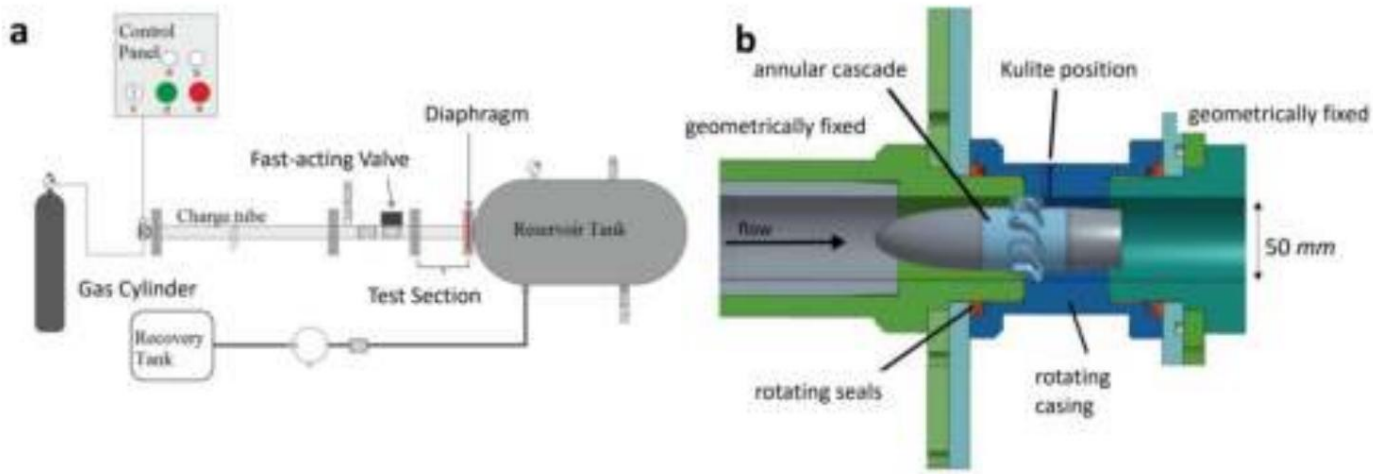


Figure 3. Installation d'essai sur tube de Ludwieg pour les études de dynamique des fluides compressibles non idéales : (a) schémas du tube ; (b) les détails de la section d'essai consacrée aux essais en cascade annulaire. Les photos ont été prises à partir de la page Web du Whittle Lab, Cambridge : https:// whittle.eng.cam.ac.uk/ laboratoire/installations/orc-ludwieg-tube/ (consulté le 15 décembre 2022).

Historiquement, la première utilisation d'un tube à choc pour étudier les phénomènes d'écoulement compressible non idéal remonte à Fergason et Argrow [42]. En 2001, ils ont tenté de démontrer l'existence d'ondes de choc de raréfaction dans PP10. Les expériences ont échoué en raison de la décomposition thermique du fluide de travail. D'autres problèmes techniques ont finalement conduit à la mise hors service de leur installation de tubes à choc. Quelques années plus tard, en 2008, le groupe de P. Colonna a achevé l'installation d'essai FAST (Flexible Aometric Shock Tube) à la TU Delft [43]. Le fluide de travail de ce long tube (environ 10 m) était le D6. Des vagues d'expansion ont été mesurées, mais aucune dynamique non classique des gaz n'a été observée. Les défis liés à la réalisation de telles expériences étaient considérables et, après le déménagement de FAST dans un autre bâtiment, d'autres expériences ont été menées [44]. Une nouvelle tentative pour prouver la dynamique des gaz non classique a été récemment publiée dans [45].

Dans ce contexte, les expériences [46,47] traitant des chocs de liquéfaction doivent également être mentionnées. Le terme choc de liquéfaction a été introduit pour le distinguer de la condensation de vapeur dans un écoulement en expansion, c'est-à-dire le choc de condensation. Lors d'un choc de liquéfaction, la condensation se produit sous l'effet de la compression. Alors qu'un tel phénomène a

Machine Translated by Google

n'a pas été observé pour des vapeurs simples comme la vapeur ou le dioxyde de carbone, dans des vapeurs organiques constituées de molécules complexes, un tel phénomène NICFD peut se produire.

3.3. Soufflerie à purge

Dans les années 1960, Duff [48] a probablement été le premier à mener des expériences d'expansion du CO2 en utilisant une configuration de tuyère de Laval au laboratoire de turbine à gaz du MIT qui utilisait une soufflerie de purge. La buse était alimentée par un faisceau de neuf cylindres de 50 lb, permettant ainsi une durée de test d'environ une minute. L'objectif du travail était de mieux comprendre la condensation de divers flux de vapeur organique dans des conditions transsoniques et supersoniques afin de fournir des informations essentielles pour des applications spatiales optimales dans les turbines et les cycles électriques. Un banc d'essai de purge pour l'étude des phénomènes d'écoulement supercritique de CO2 dans une section d'essai de buses a été utilisé dans la même institution plusieurs années plus tard [49].

Une nouvelle soufflerie de soufflage, appelée TROVA (Test Rig for Organic Vapors), a été conçue en 2010 et érigée au laboratoire CREA du Politecnico di Milano pour étudier les flux de vapeurs organiques denses se dilatant à partir de températures et de pressions allant jusqu'à 400 °C. ◦C et 50 bars [50,51]. Les premiers résultats expérimentaux ont été présentés en 2015 lors du 3e séminaire international sur les systèmes de puissance ORC [52] et en 2016 lors du 1er séminaire international sur la dynamique des fluides compressibles non idéaux pour la propulsion et la puissance [53]. La figure 4 montre les schémas de TROVA. Une puissance absorbée d'environ 30 kWth est suffisante pour évaporer la vapeur organique dans le récipient haute pression (voir côté gauche de la figure 4). L'expérience de débit est ensuite réalisée en ouvrant une vanne de régulation.

Des temps de mesure d'environ 100 s peuvent être obtenus dans la section de test [54]. Les zones de gorge typiques des sections d'essai sont de l'ordre de 50 cm2 . La vapeur expansée entre dans un condenseur en tant que récipient basse pression (voir le côté droit de la figure 4). Après condensation, le fluide de travail peut être pompé vers le récipient haute pression et le test de purge peut être répété. Le temps de préparation d'une expérience est d'environ quelques heures. TROVA est équipé d'instruments pour enregistrer la pression et les températures aux stations pertinentes dans toute l'installation, et des investigations optiques schlieren ou des techniques de mesure laser-optique peuvent être appliquées (voir section 5).

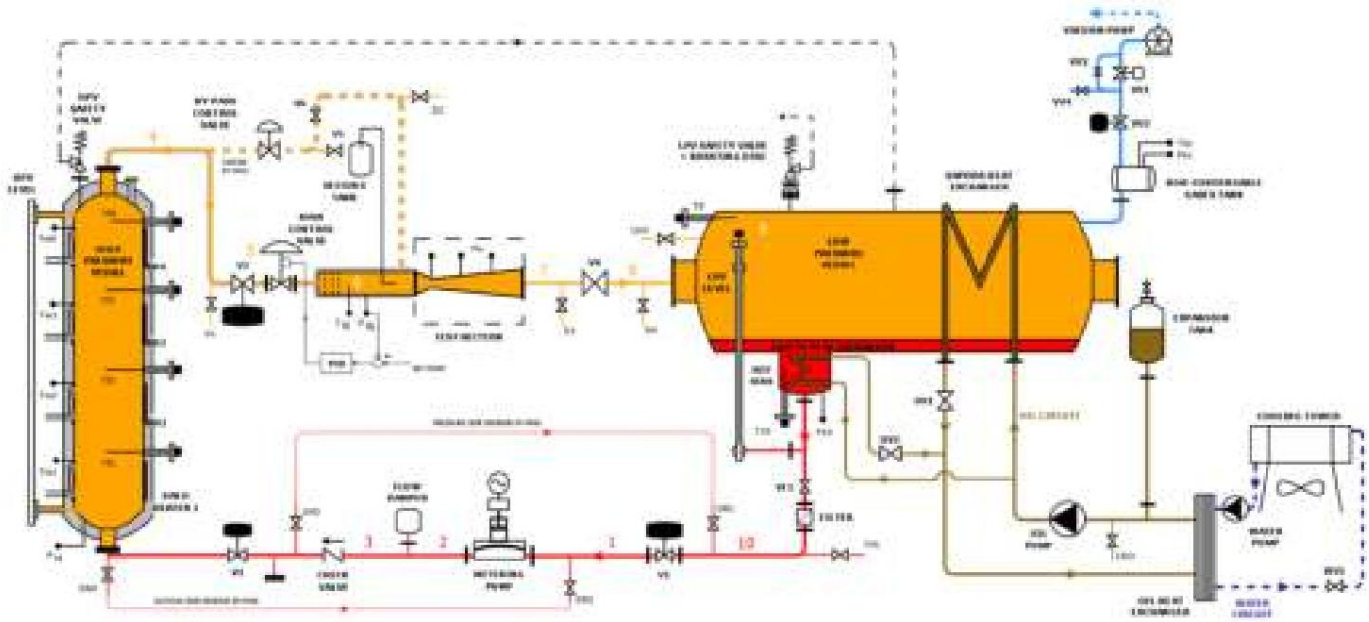


Figure 4. Schémas de l'installation d'essai en soufflerie de purge TROVA [52].

Au cours de la même période, une configuration de purge avec une taille de section d'essai relativement petite a été conçue et mise en service par le groupe de Ricardo F. Martinez-Botas de l'Imperial « pour la conception et la prévision des performances de l'Axial College [55]. Un cylindre de 3,785 L a été choisi comme récipient de purge principal. Des vannes de régulation ont été placées de part et d'autre de la section d'essai, permettant ainsi d'établir un rapport de pression. cascades dimensionnelles » utilisant un compresseur

Machine Translated by Google

fixé à travers la section de mesure. Le fluide de travail sélectionné était le R1233zd (trans-1- chloro-3,3,3-trifluoropropène) et l'installation a été conçue pour des conditions d'essai de stagnation des buses allant jusqu'à 20 bars et 138 ◦C, avec un débit massique de 0,3 kg. /s. La section d'essai était une tuyère convergente-divergente produisant une expansion de Mach 2 au niveau du plan de sortie.

Le but de cette configuration était de faciliter la validation du logiciel CFD pour la simulation de flux hautement non idéaux. Ainsi, la taille relativement petite de la section d'essai (la hauteur de col de la buse était d'environ 2 mm) n'était pas trop critique. Les premiers résultats ont été rapportés dans [56].

3.4. Souffleries à compresseur Selon Dixon

et Hall [57], « la conception et la prévision des performances des compresseurs et des turbines à écoulement axial ont été basées, pour l'essentiel, sur des mesures des cascades bidimensionnelles à écoulement » à l'aide de souffleries à compresseur. souffleries. Les références [58, 59] ont été mentionnées parmi les nombreuses revues disponibles de telles souffleries à cascade conventionnelles. Pour tester l'aérodynamique des pales à vapeur organique, une soufflerie en boucle fermée entraînée par un compresseur peut être considérée comme une approche naturelle sur un banc d'essai. Cependant, la consommation électrique importante d'un tel concept pour atteindre des débits élevés constitue un inconvénient. De plus, l'étanchéité du compresseur doit être manipulée avec soin pour éviter de graves fuites. L'ensemble du dispositif doit être construit comme un récipient sous pression pour permettre les tests à des niveaux de pression et de température élevés. Cependant, le grand avantage d'une telle soufflerie fonctionnant en continu réside dans la longue durée de mesure.

La première génération de souffleries en boucle fermée fonctionnant avec des gaz non idéaux dans des conditions d'écoulement à grande vitesse a débuté en 1991. Dans une étude informatique [14], Anderson a examiné des profils transsoniques en hexafluorure de soufre (SF6) et a découvert que la mise à l'échelle de similarité transsonique pouvait être utilisé pour relier les résultats dans le SF6 aux résultats équivalents dans l'air pour des écoulements principalement non visques. La NASA a alors lancé un programme visant à convertir une soufflerie transsonique en une exploitation au SF6 afin de fournir une confirmation expérimentale des résultats d'Anderson. Les schémas de cette soufflerie sont présentés à la figure 5. L'installation d'essai utilisée pour la présente étude était le tunnel cryogénique transsonique de 0,3 mètre du centre de recherche de Langley [16]. La soufflerie a fonctionné à des pressions allant jusqu'à 6 bars et à des températures allant de 100 K à 3
Des nombres de Mach allant de 0,15 à 1,0 ont été obtenus dans la section de test. Les modifications requises pour le fonctionnement avec SF6 comprenaient une unité de récupération de gaz pour charger et récupérer le gaz d'essai, une unité d'analyse de gaz pour la surveillance en temps réel de la composition du gaz, un système d'avertissement de gaz pour la sécurité du personnel et un échangeur de chaleur spécialement conçu. Les expériences ont démontré que la théorie de la similarité transsonique n'a réussi que partiellement à transformer les résultats des gaz lourds en résultats équivalents pour l'azote (air). Après cette campagne d'essais, l' installation d'essai a été mise hors service.

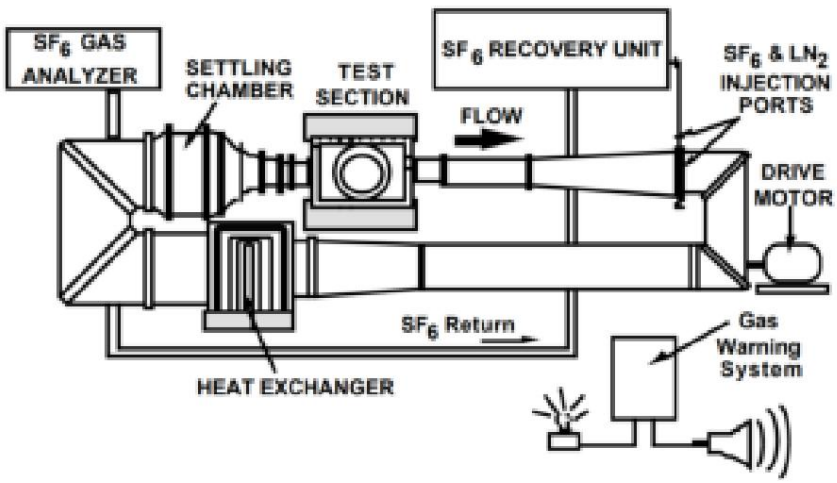


Figure 5. Schémas de l'installation d'essai en soufflerie transsonique SF6 de la NASA (d'après [16]).

Machine Translated by Google

Une nouvelle tentative d'établissement d'une soufflerie transsonique pour vapeurs organiques a été publiée en 2015 par F. Reinker et al. [60]. Ce tunnel à vapeur ORC pour un fonctionnement continu, appelé CLOWT (Closed Loop Organic vapeur Wind Tunnel), est illustré à la figure 6. Des détails sur ses caractéristiques de conception et de fonctionnement peuvent être trouvés dans [61–63]. Une application traitant des mesures de profil d'une cascade de turbine transsonique linéaire est décrite dans [64]. Pour des raisons de sécurité, CLOWT a fonctionné avec la vapeur organique non toxique Novec 649 de 3M. En raison de la puissance limitée du compresseur d'environ 65 kW, seuls des débits subsoniques à transsoniques élevés peuvent être établi dans la section de test. La valeur minimale de la dérivée fondamentale Γ est environ 0,8.

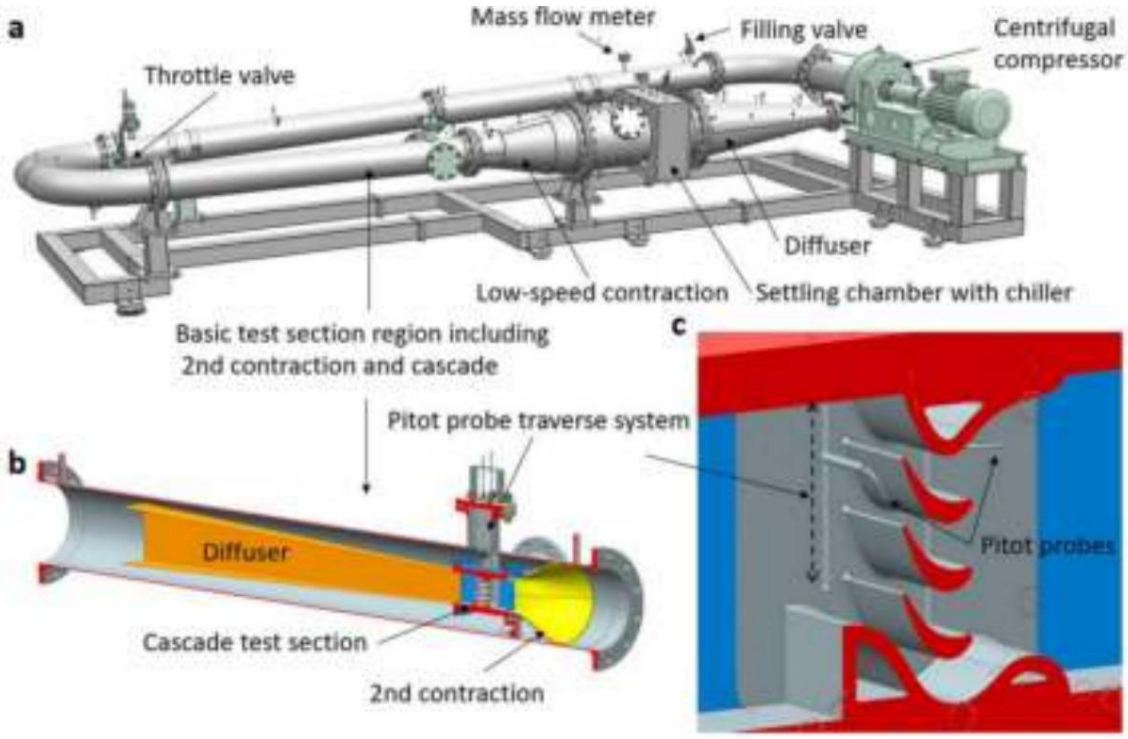


Figure 6. Installation d'essai CLOWT (d'après [64]) : soufflerie (a), tube de section d'essai primaire (b) et détails de la cascade (c).

De plus, White et Sayma [65] ont présenté la conception préliminaire d'une installation d'essai supersonique en boucle fermée utilisant un compresseur à vis. L'objectif de l'installation était de fournir des ensembles de données expérimentales sur les écoulements dans une petite section d'essai dans les mêmes conditions que dans les turbines ORC. Initialement, le fluide de travail sélectionné était le R1233zd, qui a été remplacé par l'installation a été conçue pour tester des conditions allant jusqu'à 20 bars et 125 ◦C, avec un débit massique de 1 kg/s. Au moment de la rédaction de cet article de synthèse, aucun résultat expérimental n'a été publié pour cette soufflerie supersonique entraînée par un compresseur, bien que la plate-forme ait été entièrement testée sous pression.

3.5. Souffleries du cycle Rankine

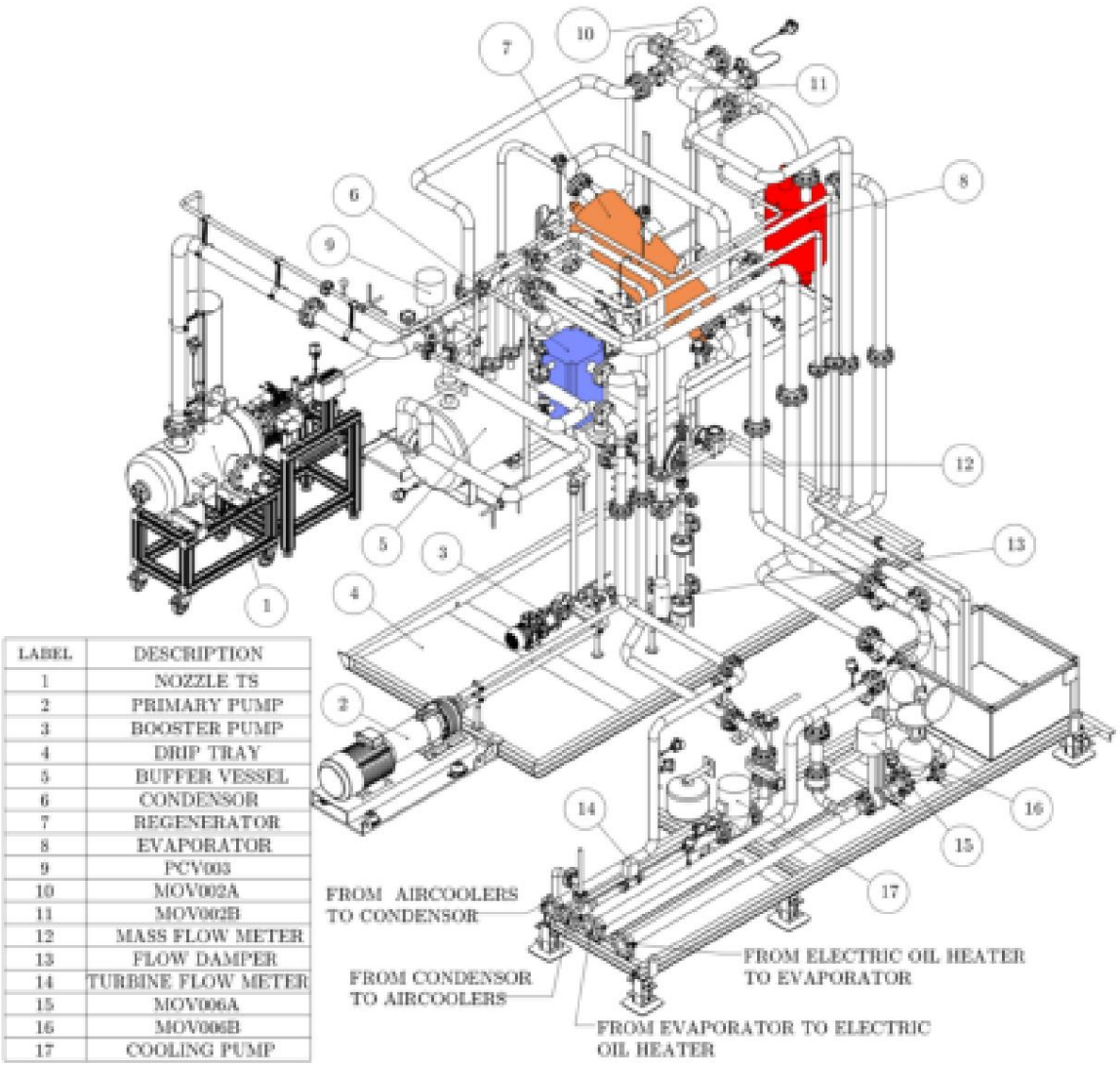
Une autre approche permettant un flux continu de vapeur à travers une section d'essai à des niveaux de pression et de température élevés est proposée par les souffleries à cycle de Rankine. Ici, le fluide de travail suit un cycle de Rankine avec l'évaporateur, la section d'essai (en tant que composant de réduction de pression ou d'expansion), le condenseur et la pompe. Ce principe opérationnel fermé peut être interprété comme un cycle de Rankine dégénéré, et l'utilisation de l'expression « tunnel de vapeur » pour ce type d'installation d'essai pourrait être recommandée. Le remplacement de la section d'essai par une turbine ou un autre moteur à expansion transforme une telle installation en banc d'essai pour les systèmes électriques.
Pour réduire la puissance de chauffage, un échangeur de chaleur supplémentaire servant de régénérateur peut être inclus. Cependant, même dans ce cas, la puissance thermique spécifique requise pour

Machine Translated by Google

exploiter l'installation est considérable. Le grand avantage d'une telle approche est qu'il est possible d'atteindre des niveaux de nombre de Mach élevés avec les avantages d'un mode de fonctionnement en régime permanent.

Un tunnel de vapeur du cycle de Rankine a été utilisé dans la première étude sur l'écoulement des buses [66] menée par Bier et al. pour étudier les effets des gaz réels sur le R22 et d'autres fluides. Cette expérience utilisait une petite buse Laval avec une sonde de pression statique centrale comme section de test. Les dimensions de la gorge étaient de l'ordre de quelques mm. Même si la section d'essai était petite, des données pertinentes ont pu être obtenues et comparées aux prévisions numériques concernant l'écoulement de gaz non idéaux à travers une buse.

Un tunnel de vapeur ORC hybride à haute température et un banc d'essai d'expansion ont été récemment mis en service au laboratoire de propulsion et de puissance aérospatiale de l'Université de technologie de Delft [20,67]. L' installation de test ORCHID (Organic Rankine Cycle Hybrid Integrated Device) est illustrée à la figure 7. Elle a été conçue pour des études fondamentales sur les flux NICFD et pour tester les composants ORC, par exemple les turbines ORC et les échangeurs de chaleur. L'ORCHID permet , avec sa puissance thermique absorbée de 400 kWth, d'atteindre une température et une pression maximales allant jusqu'à 400 ◦C et 25 bars à l'entrée des sections d'essai. Il a été conçu pour envisager la possibilité d'utiliser de nombreux fluides de travail différents. Le MM (hexaméthyldisiloxane) a été sélectionné pour les premières campagnes expérimentales et les résultats correspondants ont été publiés en 2021 [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

Figure 7. Installation d'essai en tunnel à vapeur du cycle de Rankine ORCHID [20].

Machine Translated by Google

3.6. État actuel des installations de test NICFD

Actuellement, tous les types d'installations d'essai illustrés à la figure 2 sont utilisés, et leur utilisation complémentaire permet d'obtenir des informations précieuses sur la dynamique des fluides compressibles non idéales pour un large éventail de conditions thermodynamiques. Au moment de la rédaction de cet article de synthèse, plusieurs installations de test NICFD différentes, décrites ci-dessus, sont en service [36,69]. Pour résumer, une liste de leurs principaux paramètres est fournie dans le tableau 3.

Tableau 3. Installations de test NICFD actuellement disponibles (données obtenues lors d'un atelier organisé par M. White, City University de Londres [69]).

Installation d'essai	Institution	Tapez et Mode de fonctionnement	Mesures Fois	Fonctionnement Fluides	Pression	Température	Mach Nombre	Minimum Z/Γ	Section d'essais
TROVA	Milan, IT	Soufflerie à purge	10 à 100 s	Siloxanes, réfrigérants, hydrocarbures	Jusqu'à 50 bar	Jusqu'à 400 ◦C	Jusqu'à Ma = 3	Z = 0,3/ Γ < 1	50 mm × 100 mm
ORCHIDÉE	TU Delft, T.-N.-L.	Soufflerie de Rankine (en continu)	Longue durée	Siloxanes, réfrigérants, hydrocarbures	Jusqu'à 25 bar	Jusqu'à 380 ◦C	Jusqu'à Ma = 3	Z = 0,3/ Γ < 1	Limité par la puissance thermique (400 kW)
CLOT	FH Munster, DE	Soufflerie fermée (en continu)	Longue durée	Novec 649, air	Jusqu'à 10 bars	Jusqu'à 150 ◦C	Jusqu'à Ma = 1,3	Z = 0,7/ Γ = 0,8	50 mm × 100 mm ou 42 diamètre (jet)
Cambridge Vent à gaz réel Tunnel	Réduire, ROYAUME-UNI	Tube de Ludwig	10 à 100 ms	R134a, SF6, CO2, Air, N2, Argon	Jusqu'à 45 bars	15-150 ◦C	Jusqu'à Ma = 2,5	Z = 0,6/ Γ < 0,9	Diamètre du tube 50 mm
ICTRANSIENT	Impérial, ROYAUME-UNI	Soufflerie à purge	Peu de temps	Réfrigérants	Jusqu'à 30 bars	70 ◦C (nominale)	Jusqu'à Ma = 2,2	Z = 0,5/ Γ = 1,05	Hauteur de gorge 2 mm

4. Techniques de mesure pneumatique

Les techniques d'investigation expérimentale pour la dynamique des fluides non idéale ont été dérivées des méthodes disponibles de mécanique des fluides expérimentale. Le lecteur peut trouver un aperçu général de ces techniques bien établies dans [70–75]. Une brève description des mesures dans des écoulements compressibles de gaz parfaits est également incluse dans [76,77]. Cette section et les sections suivantes se concentrent sur les modifications spéciales nécessaires pour appliquer certaines de ces techniques aux études aérodynamiques des vapeurs organiques à des niveaux de pression et de température élevés. Cet article de synthèse considère principalement les techniques déjà utilisées ou à un stade où des résultats précieux ont été rapportés dans la littérature. Dans la section 4, les techniques de mesure pneumatique (c'est-à-dire les mesures de pression) sont discutées. Les techniques de mesure optique (c'est-à-dire les images Schlieren et les méthodes optiques laser, y compris PIV et LDV) sont des sujets dans la section 5. L'anémométrie à fil chaud fait l'objet de la section 6.

4.1. Problèmes de condensation dans les vapeurs organiques

La mesure des pressions statiques et totales est fondamentale pour quantifier les phénomènes d'écoulement compressible. Les mesures pneumatiques sont, en outre, la clé de la détermination des pertes dans les cascades de turbines [32,57].

La méthode habituelle pour obtenir la pression statique d'un écoulement le long d'un mur consiste à percer un petit trou normal à la surface du mur et à connecter ce trou à un transducteur de pression ou à un manomètre. Les sondes de pression statique à nez rond ou à nez conique sont également standards dans les écoulements subsoniques et supersoniques [77]. Les pressions totales ou de stagnation sont mesurées grâce à un tube de Pitot inventé par Henri Pitot en 1732 [78]. Dans un tube de Pitot, le flux est amené de manière isentropique au repos à l'extrémité de l'instrument, où un petit trou est placé. Le trou est relié à un transducteur de pression ou à un manomètre via une ligne. En plus de ces deux sondes primaires, des combinaisons telles que le tube statique de Pitot (également connu sous le nom de sonde Prandtl) ou des sondes multitrous telles que la sonde à cinq trous sont utilisées.

Dans le cas de l'air sans condensation, les mesures de pression sont simples, mais dans le cas des vapeurs organiques, où de la condensation peut se produire dans les sondes ou dans les conduites de raccordement, une attention particulière est requise. La condensation de la vapeur dans les conduites sous pression, les tu

Machine Translated by Google

ou même dans la sonde peut conduire à la formation d'un bouchon incompressible qui sépare efficacement le transducteur du lieu de mesure. Ce problème est appelé colmatage ou colmatage, et il est courant dans les mesures d'écoulement multiphasique (par exemple, flux d'air chargés de gouttelettes) ou de vapeur (humide) [79].

En principe, trois approches différentes pourraient être utilisées pour mesurer les pressions dans un flux de vapeur organique à température élevée : (i)

L'utilisation de sondes, de conduites et d'appareils de mesure de pression entièrement chauffés pour éviter toute

condensation ; (ii) L'utilisation de transducteurs de pression, en combinaison avec des conduites ajoutées par des pièges à liquide et des dispositifs de purge, pour éliminer le condensat ou le liquide entre les sondes et les dispositifs

de mesure (refroidis) ; (iii) L'utilisation de sondes et de lignes placées dans l'environnement chaud du banc d'essai en considérant la condensation comme une erreur systématique.

La première approche nécessite l'utilisation d'appareils de mesure pouvant fonctionner à des températures plus élevées. Bien qu'une telle solution de manomètre (mécanique) puisse être disponible, sa précision ou sa résolution est généralement trop faible pour des mesures aérodynamiques précises. Dans la discussion suivante, il sera montré que seuls les deuxième et troisième concepts ont été utilisés jusqu'à présent pour les flux de vapeur organique.

L'approche conventionnelle consiste à purger les conduites où de la condensation pourrait se produire (c'est-à-dire, méthode (ii)). Murthy et coll. [80] ont proposé un mécanisme de purge, en plus du drain, pour garder les sondes et leurs ports secs pour les mesures de débit dans des flux d'air chargés de gouttelettes. Une approche de purge pour les cascades de compresseurs soumises à des conditions de brumisation élevées a été récemment publiée dans [81], qui comprend une discussion de l'impact de la pression de purge appliquée de manière constante sur la courbe d'étalonnage et l'interprétation des données de pression. La purge à l'azote (N2) est courante dans les flux d'air chargés de gouttelettes mais est également utilisée dans les flux de vapeur. La figure 8 détaille la méthode de mesure de la pression, qui inclut la purge réalisée dans l' installation de test ORCHID. La figure 8a montre l'instrumentation d'une section de test de buses avec des prises de pression statique et leurs conduites. Les conduites sont reliées aux transducteurs de pression via un dispositif Scanivalve, qui comprend des pièges à liquide (voir Figure 8b) et un réservoir supplémentaire rempli de gaz de purge (N2). Le condensat peut être observé dans les pièges à liquide équipés d'un accès optique (voir Figure 8c) et le processus de purge peut être lancé. L'impact de la purge sur les signaux de mesure est illustré à la figure 9. Des pics importants peuvent être observés sur la figure 9a qui indiquent le coup de purge. La figure 9b est une image schématique de la section de test de buse lors d'un événement de purge.

Un système pneumatique de mesure de pression dans les flux transitoires de vapeurs non idéales soumises à la condensation des conduites pour la soufflerie de soufflage TROVA a été présenté en 2021 par Conti et al. [82] (voir Figure 10). Les cases rectangulaires de la figure 10 représentent des transducteurs de pression. Le fluide de purge est du N2. De plus amples détails sur le système de mesure de pression, y compris les sondes Pitot, peuvent être trouvés dans [83,84]. Le concept central repose essentiellement sur deux conduites : une sortant du plénum pour la détermination de la pression totale de la soufflerie et une reliée à la prise de la sonde mesurant la pression totale à l' emplacement de la section d'essai. Les deux conduites sont directement reliées à un réservoir de stockage d'azote. Des vannes à actionneur électrique ont été utilisées pour s'ouvrir, car le test était déclenché pour rincer les conduites avec de l'azote à une pression légèrement supérieure au niveau maximum attendu pendant le test et se fermer juste après que le pic de pression ait été atteint dans la section de test pendant l'expérience.

Cette procédure garantit que chaque ligne contient uniquement de l'azote pendant un test et qu'aucune vapeur de MM ne pénètre dans une ligne. Par conséquent, aucune condensation ne peut se produire dans les conduites remplies d'azote. Au fur et à mesure que le test se déroule, l'azote sort de la conduite par le robinet statique dans la section de test, car la pression de la conduite est en équilibre avec celle décroissante de la section de test. La figure 10 montre également les transducteurs de pression différentielle utilisés pour obtenir les pressions statiques et totales à différents endroits de la soufflerie.

Machine Translated by Google

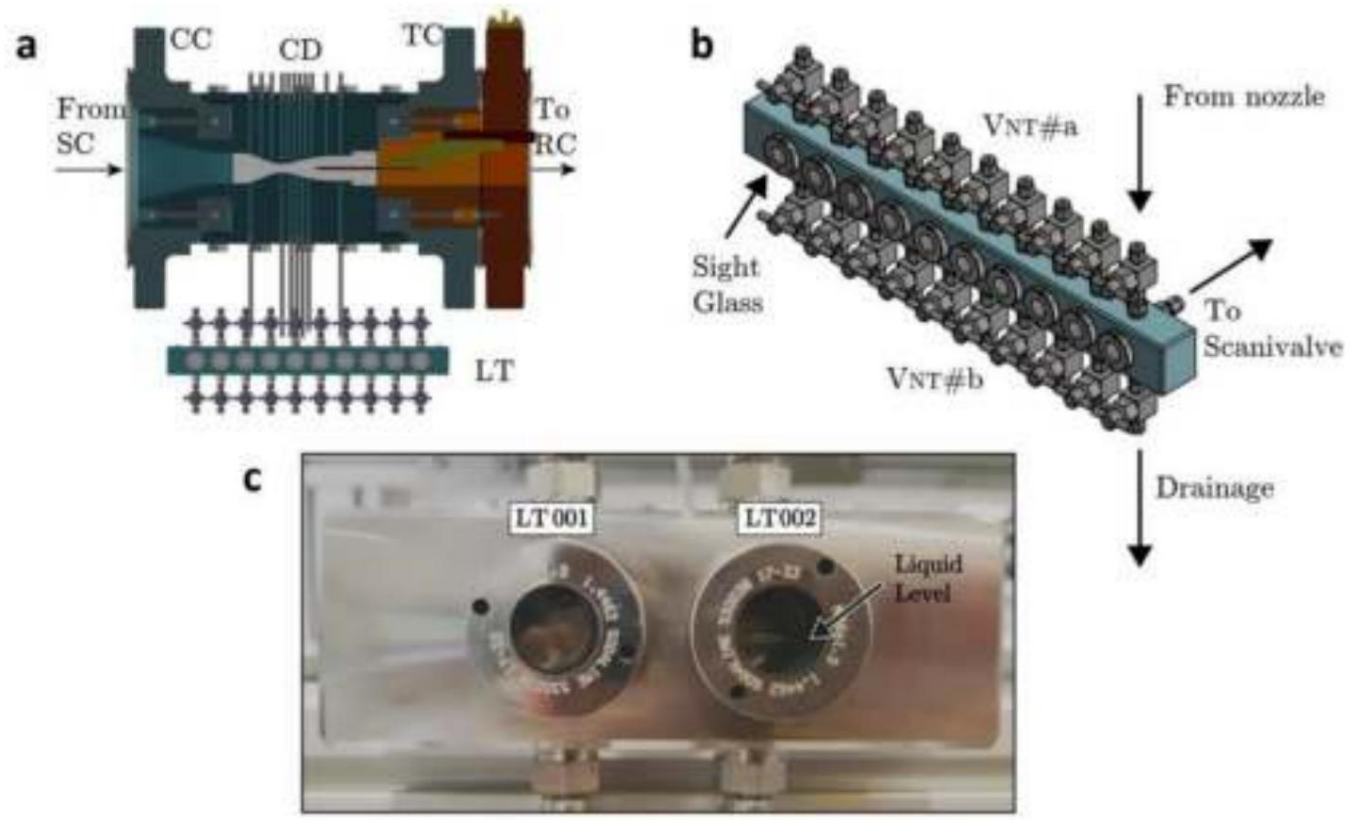


Figure 8. Système de mesure de pression incluant les pièges à liquide et la purge réalisé chez ORCHID (d'après [20]) : (a) coupe transversale du boîtier de la buse (SC : chambre de décantation ; CC : canal de contraction ; CD : buse convergente-divergente : MSC : compartiment support modèle PT : prises de pression ; LT : pièges à liquide ; RC : récepteur) ; (b) montage des pièges à liquide (la vanne VNT#a isole le process du Scanivalve, la vanne VNT#b permet au liquide de s'écouler pendant le fonctionnement) ; (c) observation de condensat dans un piège à liquide indiquant la nécessité de purger.

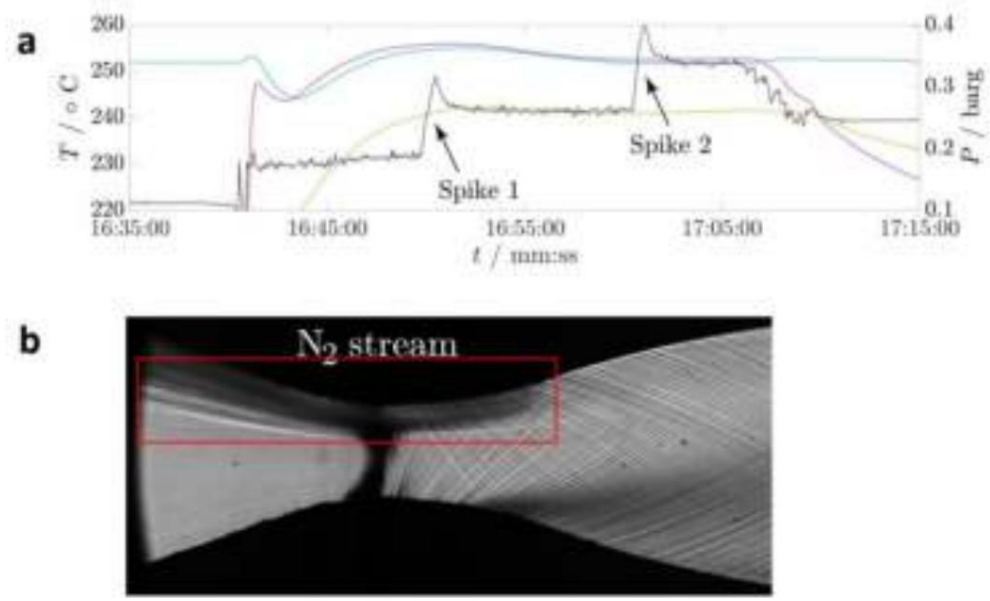


Figure 9. Impact de la purge sur les mesures de débit des buses : (a) deux pics du signal de pression dus à la purge des pièges à liquide par injection d'azote dans les conduites ; (b) image schlieren montrant un flux de N2 convection à travers la buse (d'après [20]).

Machine Translated by Google

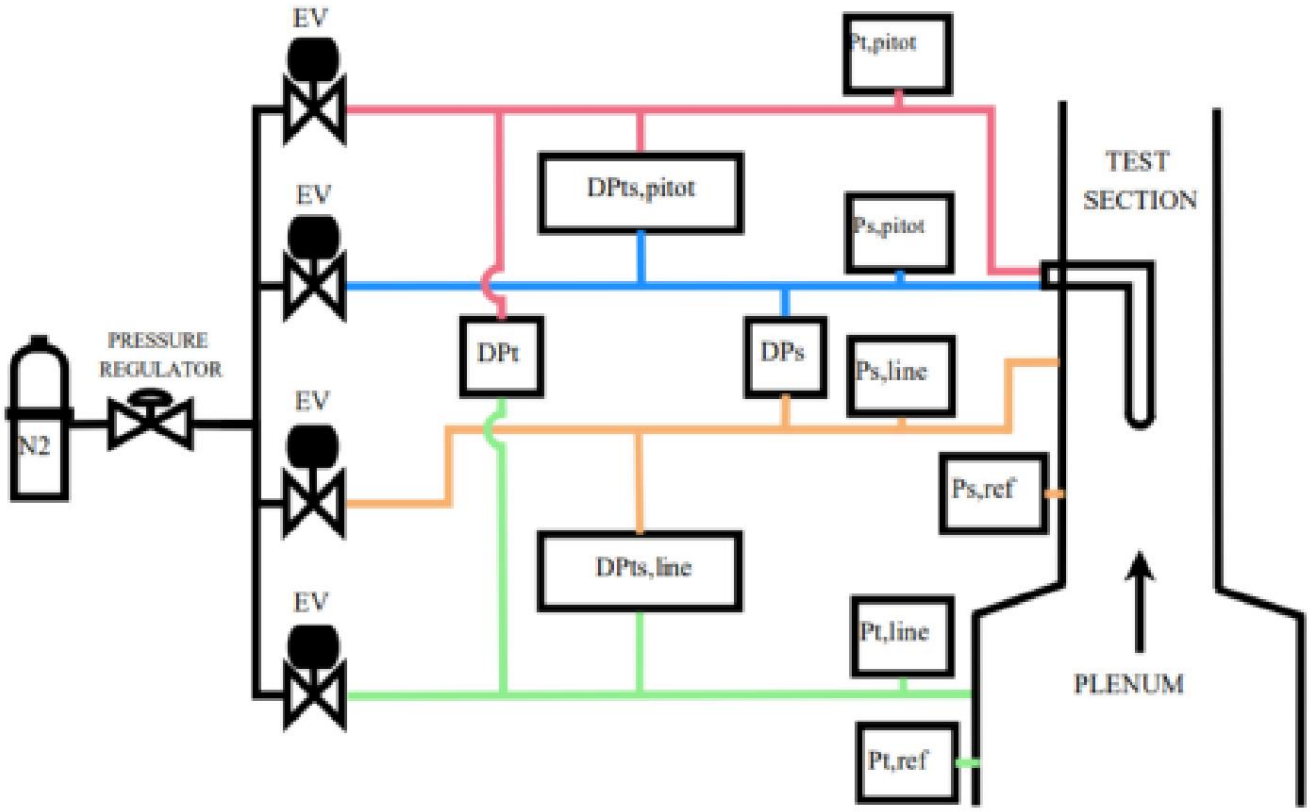


Figure 10. Schéma de conduites pneumatiques rincées pour les tests sur tube de Pitot dans des flux subsoniques de Siloxane MM Figure 10. Schéma de conduites pneumatiques rincées pour les tests sur tube de Pitot dans des flux subsoniques de Siloxane MM dans la soufflerie de purge TROVA (d'après [82]).

Alors que l'ajout d'azote au fluide de travail ne pose pas de problème grave dans les bancs d'essai utilisant des évaporateurs et des condenseurs (car le gaz non condensable N2 peut être séparé du condensat de vapeur), une stratégie différente doit être choisie dans le cas d'un fluide de travail continu. faire fonctionner systématiquement des souffleries à vapeur organique en boucle fermée pour éviter une contamination importante du fluide de travail. Par conséquent, une approche alternative a été choisie pour la soufflerie à vapeur organique en boucle fermée et entraînée par compresseur CLOWT afin de résoudre le problème de la condensation. La méthode employée par Reinker et al. [85] en 2020 et utilisé dans d'autres études, par exemple [64,86], consistait à placer les vannes et les conduites de pression dans la zone chauffée de la soufflerie où aucune condensation ne pouvait se produire (voir Figure 11). En utilisant un système de vanne actionné par un mécanisme rotatif (shifter), vingt prises de pression ou sondes pourraient être connectées à un transducteur externe à température ambiante (Figure 11a). Ce transducteur était thermiquement découplé des lignes chaudes en utilisant un tube métallique incurvé. La température ambiante de la salle du laboratoire a refroidi le tube externe jusqu'à la température ambiante à l'extrémité où le transducteur était connecté. Par conséquent, la vapeur organique restant dans la conduite sous pression se condense et remplit le piège à liquide jusqu'au niveau où le liquide peut refluer sous l'effet de la gravité. La position du liquide peut être considérée comme une zone froide dans la thermographie (Figure 11b). La tension superficielle du fluide de travail Novec 649 est relativement faible et aucun colmatage important ne peut se produire dans des tubes suffisamment grands. Étant donné que la pression de saturation du Novec 649 à température ambiante est faible (Tsat = 49 ◦C à p = 1 bar), la pression dans la section de test presse le liquide contre le transducteur. En tant qu'erreur de mesure systématique, la pression hydrostatique dans le piège à liquide se produit si la position exacte du niveau de liquide n'est pas connue. Cette pression systématique peut être minimisée en concevant des siphons de faible hauteur. Les mesures de température externe le long du piège permettent une estimation plus approfondie de la hauteur de la colonne de liquide dans le dispositif (voir Figure 11b).

°C à

Machine Translated by Google

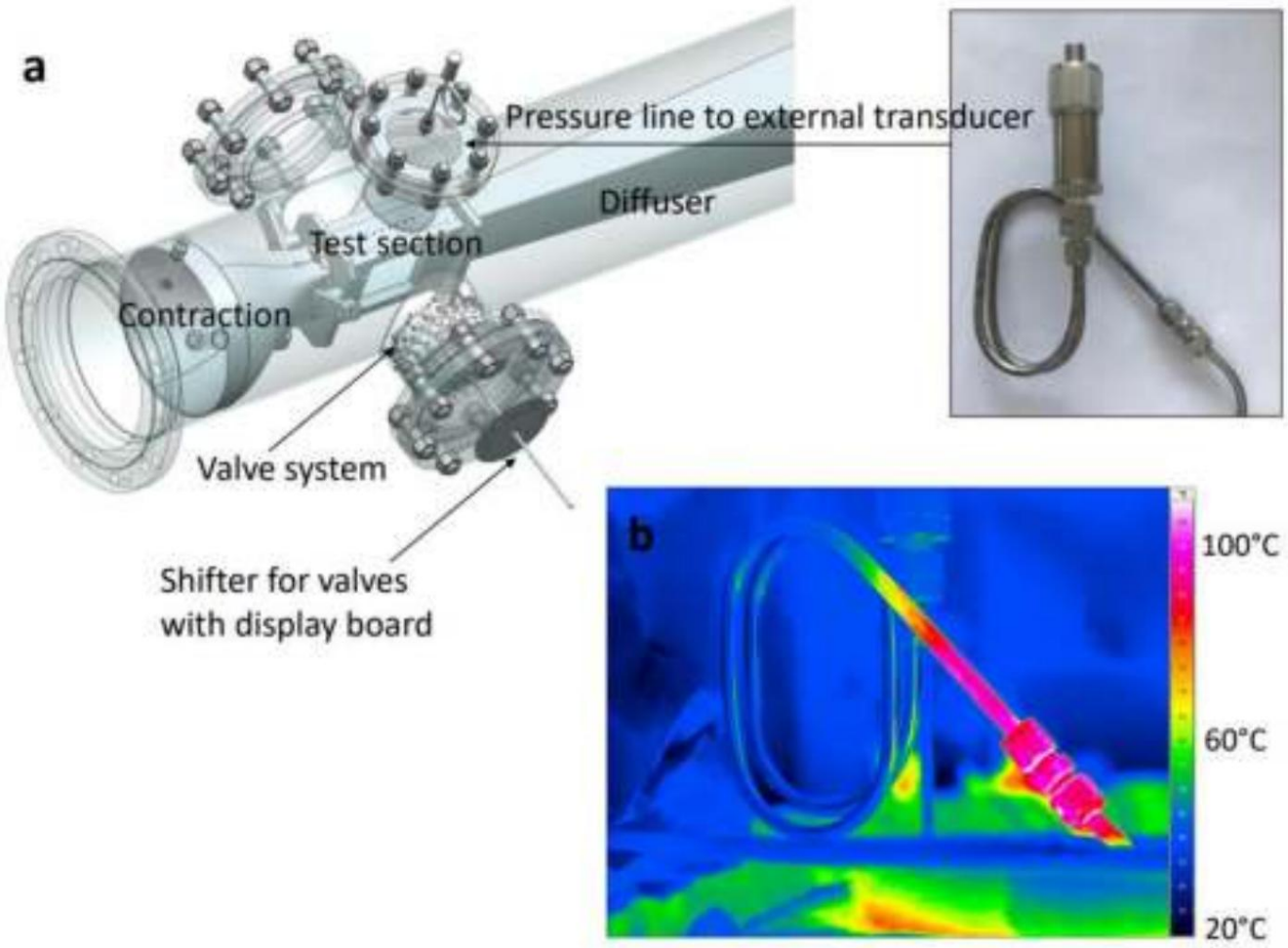


Figure 11. Le système de mesure de pression réalisé à la soufflerie en boucle fermée CLOWT : (a) vanne et conduites placées dans le domaine chaud du tube à essai primaire et (b) thermographie du transducteur thermiquement découplé indiquant la région de liquide piégé dans la ligne.

Il est à noter qu'une approche sans purge nécessite un long temps de préparation pour atteindre un équilibre thermique dans l'ensemble du système. De plus, des niveaux de pression très faibles dans la section d'essai, inférieurs à la pression de saturation à la température du transducteur, pourraient ne pas être mesurés avec précision par une telle approche. Dans le cas de temps de mesure très courts dans les expériences avec tubes à choc [41], des capteurs de pression rapides peuvent être utilisés directement sans dispositifs de purge. Des détails sur une telle application peuvent être trouvés dans [87].

4.2. Sondes de pression de Pitot et de stagnation

Peu de temps après la mise en service de souffleries pour les écoulements de vapeurs organiques, les efforts de recherche ont commencé à s'orienter vers l'utilisation de sondes de pression pour les écoulements compressibles non idéaux. La première utilisation d'une sonde de stagnation pour étudier les écoulements compressibles non idéaux a été rapportée en 2015 [41,87]. Pour capturer les mesures de sillage d'une configuration idéalisée de bord de fuite , une sonde avec quatre transducteurs de pression « Kulite XCL-62 » a été placée en configuration basse, une sonde avec quatre transducteurs de pression « Kulite 62 » a été placée en aval d'un bord de fuite dans la section d'essai d'un tube de Ludwieg (voir Figure 12). La sonde a été produite par impression 3D par frittage laser. La conception était une configuration de sonde en coin avec un angle de coin de 10 degrés, qui s'élargissait légèrement à la base pour accueillir les capteurs à l'intérieur. Les capteurs ont été montés à l'intérieur de la sonde pour garantir des temps de réponse minimaux. De plus, la configuration illustrée à la figure 12 utilisait une sonde de stagnation d'entrée.

Machine Translated by Google

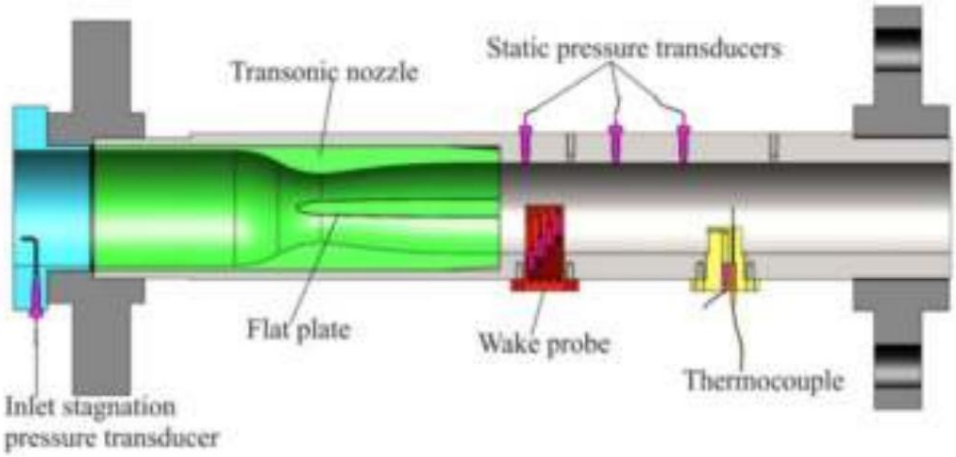


Figure 12. Première utilisation d'une sonde de stagnation (« sonde de réveil ») pour un écoulement compressible non idéal (d'après [87]). Sonde de stagnation (« Wake probe ») pour non La configuration peut être comparée à celle illustrée à la figure 3.

En 2020, la première étude détaillée des performances [85] d'une sonde Pitot à cylindre rotatif dans des flux subsoniques élevés du Novec 649 a été publiée. En raison de l'effet d'étouffement provoqué par la sonde Pitot cylindrique (diamètre 5 mm) dans la section d'essai fermée (50 mm x 100 mm), la sonde de stagnation (« sonde de réveil ») pour le nombre de Mach d'entrée non maximal était d'environ Ma = 0,7 po. l'étude [85]. Plus tard, la même configuration a été utilisée pour des mesures détaillées de pression de profil et des déterminations du coefficient de traînée d'un cylindre soumis à des flux subsoniques élevés de Novec 649 [88].

Les applications d'une sonde Pitot pour les pertes de choc lors d'un écoulement supersonique de MM ont été publiées par Conti et al. [82,84] et par Manfredi et al. [89,90] en 2021 et 2022. La conception de la sonde Pitot utilisée dans ces études est présentée dans la figure 13. Le concept de mesure de la sonde Pitot utilisait le système de purge discuté dans la sous-section précédente (voir Figure 10). Dans ces études, des images schlieren du choc provoqué par la sonde dans le flux supersonique ont également été montrées. Il a été constaté que, même dans des conditions légèrement non idéales avec ZZ 0,70 0,70, la non-idéalité était responsable d'un choc significativement plus fort que le gaz parfait au même nombre de Mach avant le choc [84].

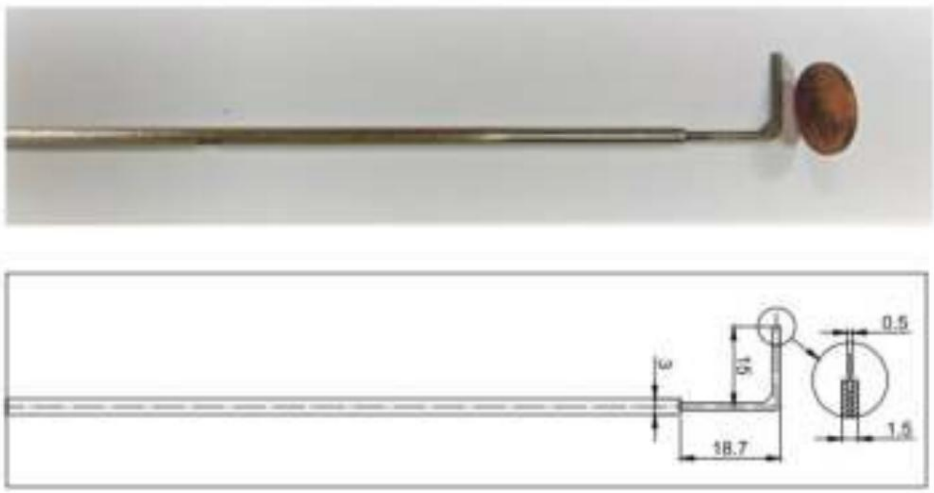


Figure 13. Sonde Pitot utilisée dans les expériences de perte de choc par Conti et al. [82,84]. Dimensions en mm.

4.3. Effets de blocage et interaction avec la sonde

Le problème de l'interaction de la sonde avec l'écoulement à étudier peut être important, notamment dans le cas d'un écoulement supersonique. La figure 14 illustre ce problème en comparant deux simulations informatiques de dynamique des fluides pour une sonde ronde conventionnelle et une sonde cunéiforme dans l' écoulement en aval d'une cascade supersonique. La conception traditionnelle de la sonde introduit une perturbation importante. Sur la base des résultats CFD, une conception de sonde à coin a été fabriquée

Machine Translated by Google

et employé avec succès [91]. En général, les sondes cunéiformes sont recommandées pour les études sur les écoulements supersoniques en raison de leur effet d'interaction plus mineur avec les sondes.

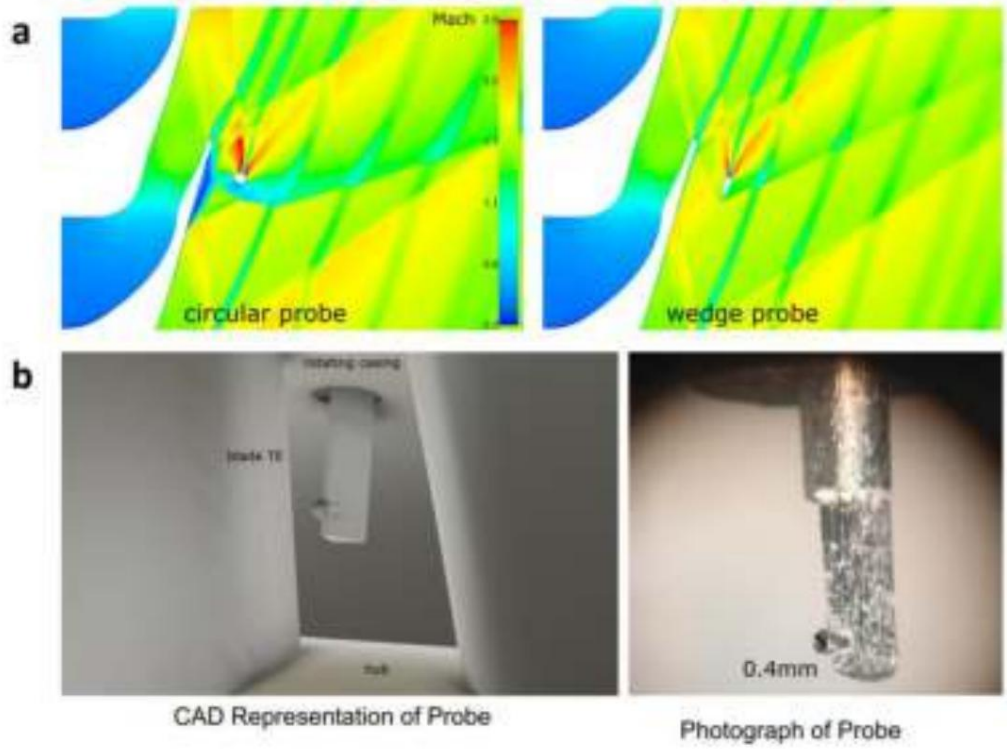


Figure 14. Illustration des problèmes d'interaction des sondes (a) et conception d'une sonde à coin pour les mesures de pression totale en aval d'une cascade de turbine (b). Le niveau du nombre de Mach est indiqué par la barre de couleur en haut. Les photos ont été prises à partir de [91].

Les effets de blocage et d'interaction des sondes peuvent être importants et affecter sensiblement le processus de réduction des données. Bien que la dynamique des écoulements compressibles non idéaux nécessiterait une modification des relations correspondantes des gaz parfaits, l'ordre de grandeur des corrections de blocage pourrait toujours être considéré comme valide. Des corrections de blocage pour les étalonnages des sondes de cylindre ont été proposées par Wyler [92] sur la base d'une analyse des gaz parfaits et de considérations de similitude. Il a constaté que l'effet de blocage dans les jets libres était à peu près de la même ampleur que dans les tunnels fermés. Truckenmüller et coll. [93] ont rapporté un blocage de la sonde de la même ampleur que dans les tunnels fermés. Truckenmüller et coll. [93] ont rapporté des effets de sonde pour l'écoulement transsonique à travers une soufflerie d'étalonnage et une rangée d'aubes directrices dans un modèle de turbine à trois étages. Il a été constaté que même une sonde placée en aval d'une cascade pouvait influencer sensiblement la répartition de la pression du profil des pales de la cascade. Les études connexes sur ce sujet incluent [94,95]. Jusqu'à présent, il manque une étude expérimentale détaillée de la dynamique des écoulements compressibles non idéaux sur les interactions entre sondes.

4.4. Réduction des données de pression pour le NICFD

La pression statique de la paroi est généralement obtenue grâce à de petits trous percés dans la paroi et reliés à un manomètre. Ducruet [96] a souligné l'impact possible de la couche limite, du gradient de vitesse et de la courbure des parois sur ce type de mesure. Cependant, les schémas de correction sont rares dans la pratique.

La théorie des sondes Pitot et le processus correspondant de réduction des données pour la pression totale sont bien traités dans les manuels [76,77] pour les gaz parfaits. Dans le cas d'un gaz parfait avec un exposant isentropique γ, la célèbre équation de Rayleigh – Pitot

$$\frac{p_{o2}}{p_1} = \frac{\gamma + 1}{2} Ma2_1 \left(\frac{(\gamma + 1)\, 2Ma2_1}{4\gamma Ma2_1 - 2(\gamma - 1)} \right)^{1/(\gamma-1)} \quad (16)$$

Machine Translated by Google

résultats dans le cas d'un écoulement supersonique. Ici, po2 désigne la pression totale mesurée au niveau du trou de la sonde, et p1 et Ma1 sont respectivement la pression d'entrée statique et le nombre de Mach. Pour un écoulement subsonique, la relation isentropique

$$Ma2_1 = \frac{2}{y-1}\left[\frac{po1}{p1}\right]^{(\gamma-1)/\gamma - 1} \quad (17)$$

peut être utilisé pour déterminer le nombre de Mach entrant pour un gaz parfait. Dans un écoulement subsonique, il y a un choc provoqué par la sonde et la pression totale d'entrée po1 peut être mesurée directement.

Dans le cas plus général d'un écoulement compressible non idéal, le processus de réduction des données doit commencer par les équations d'équilibre générales

$$\rho 1c1 = \rho 2c2, \quad (18)$$

$$h1 + c1^2/2 = h2 + c2^2/2 = h0, \quad (19)$$

$$p1 + \rho 1c1^2 = p2 + \rho 2c2^2 \quad (20)$$

et suppose un processus isentropique. Avec une équation d'états appropriée, le nombre de Mach d'afflux Ma1 ou d'autres quantités peuvent ensuite être calculés sur la base de la pression de sonde mesurée et de l'état d'afflux total. Comme l'ont souligné Spinelli et al. [97], dans un écoulement compressible non idéal , le processus d'expansion dépend de l'état d'afflux, contrairement aux relations gazeuses parfaites (16) et (17). De plus, le type de choc provoqué par la sonde peut différer. Une illustration est présentée sur la figure 15 où des images schlieren du choc provoqué par une sonde Pitot placée dans un flux supersonique d'azote (gaz parfait) et de MM (vapeur organique non idéale) sont comparées.

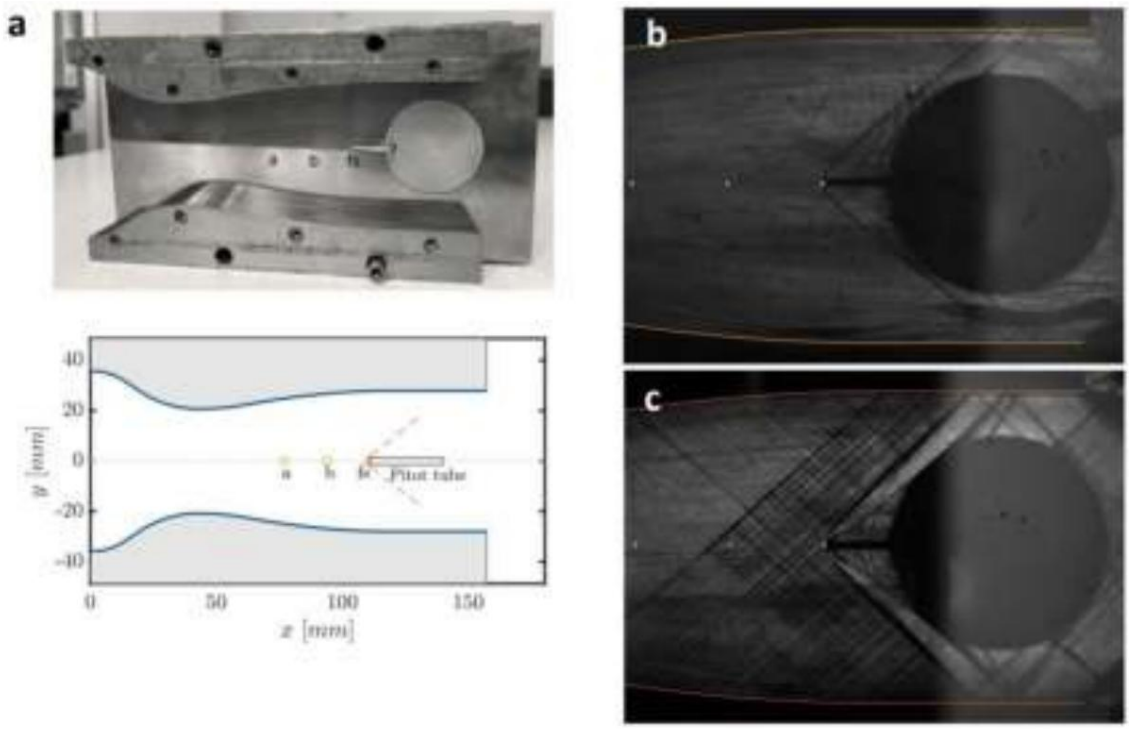


Figure 15. Démonstration des chocs provoqués par une sonde Pitot placée dans un écoulement supersonique (d'après [84]) : (a) buse d'écoulement avec prises de pression (a, b et écoulement libre fs) et tube de Pitot avec un croquis de choc en arc ; (b) image schlieren pour le flux de N2 ; (c) image schlieren pour un flux de MM avec Z = 0,70 ; le profil de la buse et les prises de pression sont mis en évidence dans les images schlieren.

Machine Translated by Google

Une routine simple pour la réduction des données de la sonde Pitot a été publiée dans [98] ; Des schémas mathématiques alternatifs pour gérer les chocs normaux dans des conditions d'écoulement compressible non idéales ont été discutés par Passmann et al. [99]. Les parties essentielles de la réduction des données sont la méthode correcte et efficace pour calculer les relations d'écoulement isentropiques et pour résoudre l' ensemble non linéaire des équations gouvernantes [98,99]. Dans [84], la réduction des données a été réalisée en résolvant numériquement les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie tout au long du choc, couplées au modèle thermodynamique de Span-Wagner via la bibliothèqu Ce modèle multiparamétrique fournit des propriétés thermodynamiques précises, même proches du point critique. Une forme fonctionnelle, en termes d'énergie libre de Helmoltz réduite en fonction de la température réduite inverse et de la densité réduite, est fournie pour la relation fondamentale reliant toutes les propriétés thermodynamiques d'un système simple dans un état d'équilibre stable. Pour le fluide de travail dans [84], le siloxane MM, des paramètres de modèle appropriés ont été rapportés par Colonna et al. [101,102], et des informations supplémentaires peuvent être trouvées dans [103,104].

La nécessité d'employer des équations d'états appropriées et de remplacer les formules classiques (16) et (17) pour les fluides compressibles non idéaux est illustrée dans la figure 16. Ici, le nombre de Mach obtenu par la relation des gaz parfaits et un schéma de réduction de données adéquat pour Novec 649 sont comparés. Comme l'indique la figure 16, même pour des niveaux de nombre de Mach modérés , l'erreur entre la routine de gaz parfait et la réduction des données non idéales peut être de 6 %. Des erreurs beaucoup plus importantes peuvent se produire à des niveaux de nombre de Mach plus élevés et au régime de gaz dense [98,99].

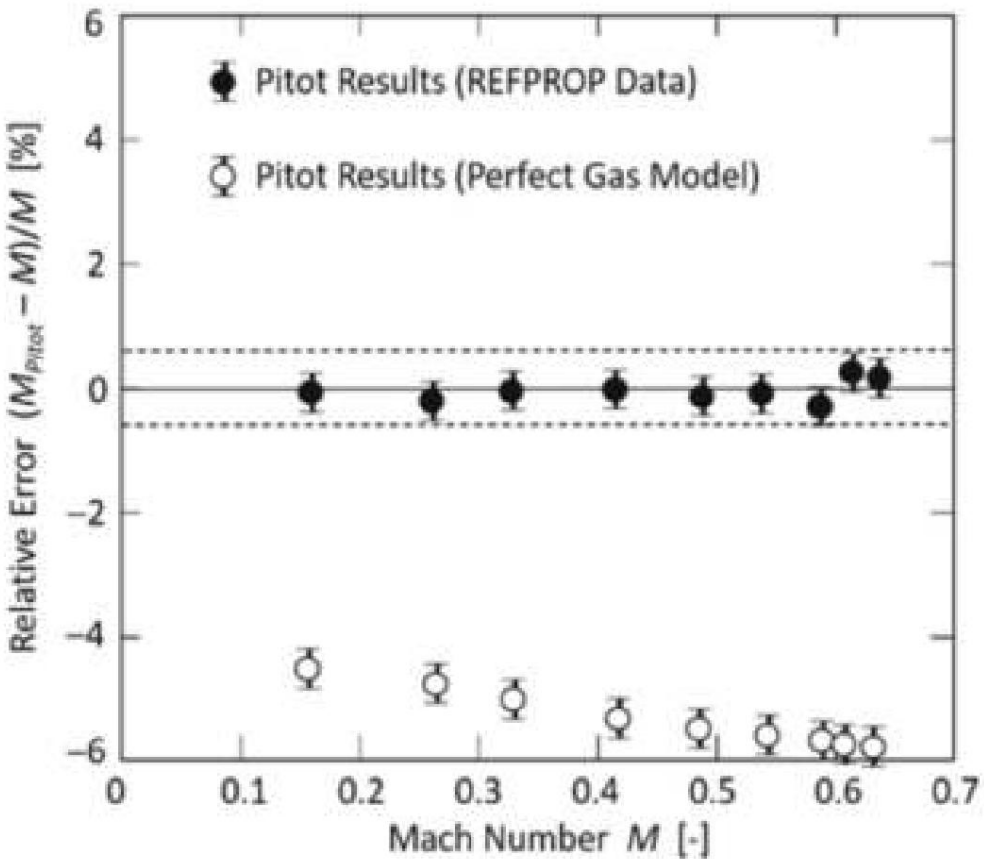


Figure 16. Erreur relative des calculs du nombre de Mach basés sur les données de la sonde Pitot et les modèles thermodynamiques pour l'écoulement subsonique de Novec 649 (d'après [85]).

Si des mesures rapides doivent être effectuées, le comportement transitoire de l'ensemble du système doit être pris en compte. Une analyse correspondante a été proposée par Gori et al. [105]. Dans ce travail, il a été constaté que les réponses échelonnées dépendaient de la vitesse du son du fluide de travail, indiquant aīnsi que la complexité moléculaire joue un rôle important dans la détermination de la rapidité des dispositifs de mesure.

Machine Translated by Google

5. Techniques de mesure optique

Les techniques de mesure du flux optique sont largement appliquées dans les applications scientifiques et techniques [72-75]. Cette section passe brièvement en revue les méthodes actuellement disponibles et utilisées pour la dynamique des écoulements compressibles non idéales. Cela comprend la discussion des méthodes de Schlieren et des techniques de mesure basées sur le laser (vélocimétrie par image de particules PIV et vélocimétrie laser Doppler LDV). Une présentation complète des techniques optiques (c.-à-d. Schlieren et LDV) qui ont été appliquées au sein de l'installation TROVA du laboratoire CREA du Politecnico di Milano se trouve dans [106]. Une étude de faisabilité, limitée aux flux de PIV à faible vitesse pour les applications NICFD, a été publiée par Head et al. [107].

5.1. Méthodes optiques Schlieren

L'outil expérimental classique en dynamique des gaz est, depuis les travaux pionniers d'Ernst Mach (voir [77]), la méthode des images de Schlieren. Les images de Schlieren fournissent facilement des données qualitatives , mais elles peuvent également fournir des données quantitatives sur le nombre de Mach local et la pente instantanée des ondes de choc. Settles [108] a présenté l'histoire de l'instrument schlieren et un compte rendu très détaillé de ses divers détails techniques. L'origine de cet instrument remonte au XVIIe siècle, lorsque Robert Hooke utilisa un appareil primitif pour illustrer la convection thermique d'une flamme de bougie. Au XIXe siècle, Toeppler a amené l'instrument à un niveau pratique et précieux. Depuis ses travaux, l'expression allemande « schlieren » est utilisée. On pourrait remarquer que « schlieren » n'est pas le nom d'une personne (bien qu'en allemand, il s'écrit avec un S majuscule) ; c'est le mot allemand pour « séquence ».

Les vapeurs organiques étant transparentes, l'application des systèmes Schlieren aux investigations NICFD est relativement simple. Avec le système Schlieren, les variations de densité et, par conséquent, les variations d'indice de réfraction peuvent être visualisées dans un milieu transparent comme un gaz ou une vapeur. Concernant les applications NICFD, trois systèmes schlieren, représentés schématiquement sur la figure 17, ont été utilisés jusqu'à présent : (a) les systèmes schlieren conventionnels de type z, (b) le système schlieren à double passe et (c) le système de schlieren en arrière-plan. méthode schlieren orientée. Une quatrième méthode (d) est l'approche du système de Schlieren de focalisation. Cette dernière n'a pas encore été appliquée aux enquêtes du NICFD. Pour une description de la physique des techniques de schlieren et de shadowgraph, le lecteur peut consulter [108] ou [109].

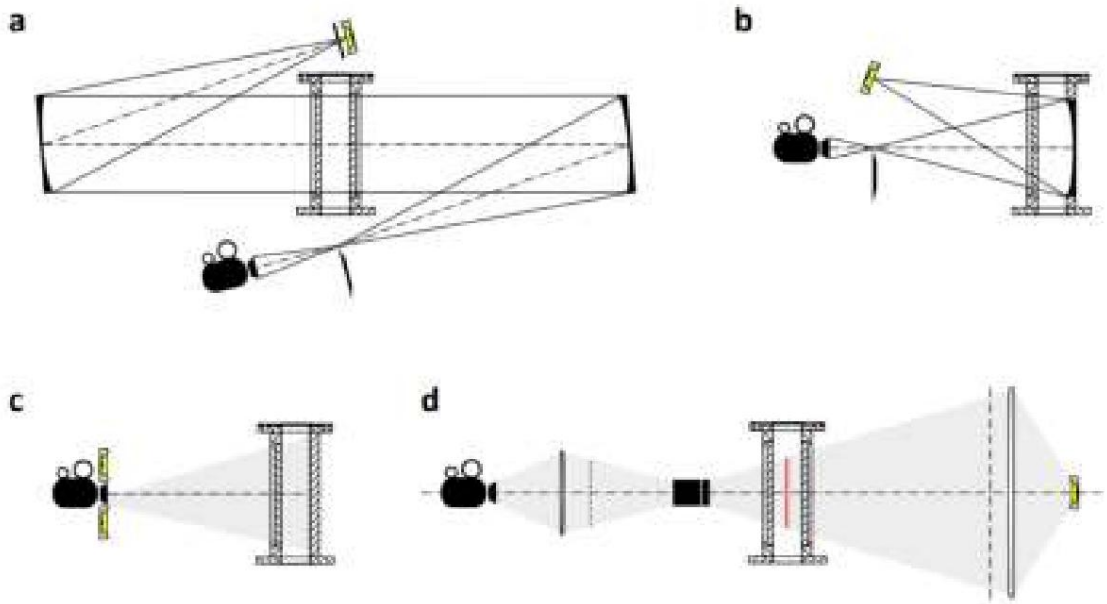


Figure 17. Schémas des systèmes schlieren pour les enquêtes NICFD : (a) système schlieren conventionnel de type z . (b) système Schlieren à double passage. (c) système Schlieren orienté vers l'arrière-plan. (d) focalisation du système schlieren.

Machine Translated by Google

et 100 ips (images par seconde), tandis que le temps d'exposition a été réglé sur 20 µs. L'utilisation d'un

La configuration à deux lentilles de type z a été utilisée dans des expériences d'images Schlieren menées par Head [20] dans l'installation de test ORCHID. Cependant, les premiers résultats de Schlieren pour un écoulement de buse compressible non idéal ont été présentés par Spinelli et al. [52] en 2015, et ils ont utilisé un système de double passe. Un système de lumière parallèle de type double passage avec les composants optiques émetteurs et récepteurs montés sur une table optique a été utilisé dans cette première étude, car cette configuration est plus courte et plus facile à aligner par rapport au système classique de type z. Le schéma de l'approche utilisée est présenté plus en détail dans la figur

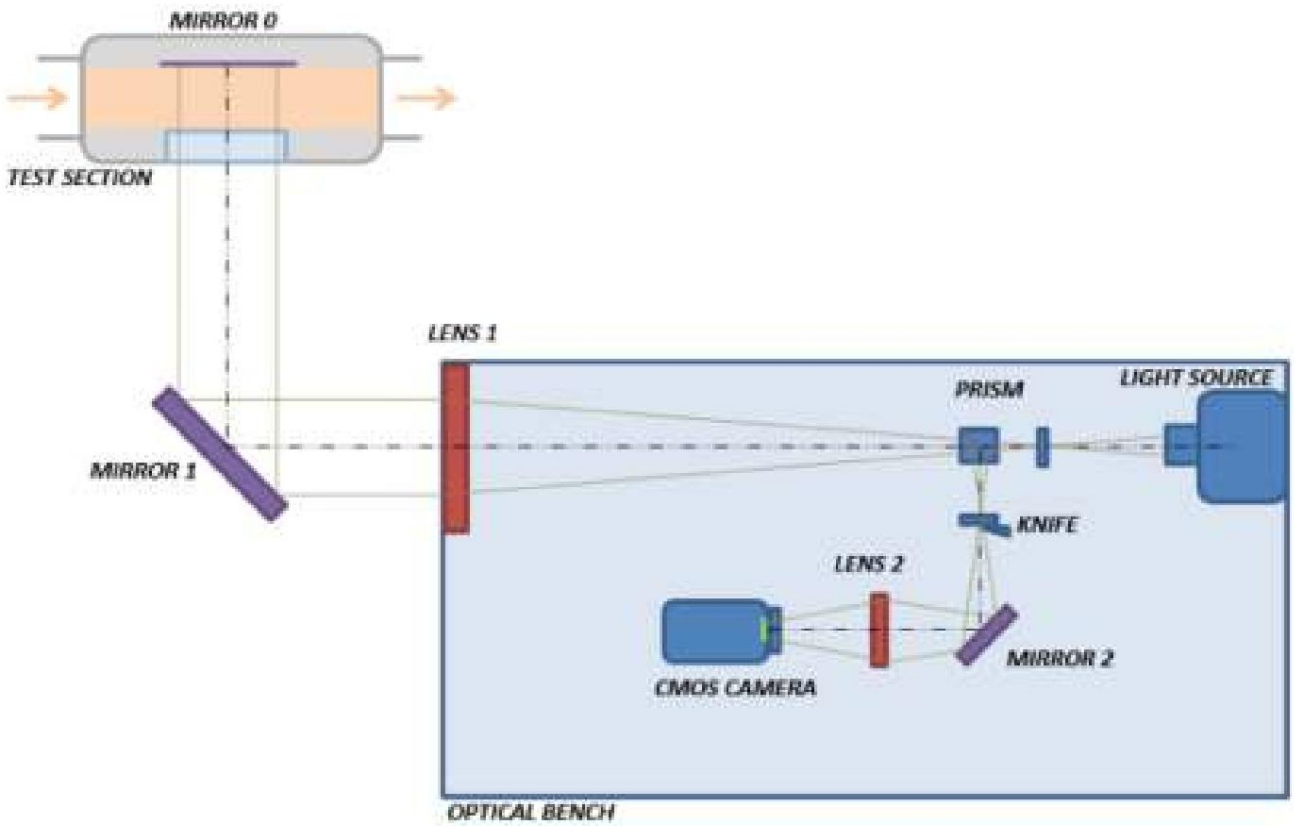


Figure 18. Schéma du système Schlieren à double passe utilisé par Spinelli et al. [110].

Une lampe à arc de 100 W Hg a été utilisée dans [52] comme source de lumière, qui a été focalisée par une lentille en silice F/1,5 dans un point circulaire d'environ 3 mm de diamètre, puis collimatée pour former des rayons lumineux parallèles par une tête de lentille schlieren. (Lentille 1 sur la figure 18). Ce dernier avait un diamètre de 150 mm et une focale de 1000 mm. Le faisceau lumineux collimaté a été dévié par un miroir circulaire (miroir 1 sur la figure 18) avant de traverser la section d'essai. Il était ensuite réfléchi par la tête schlieren par le miroir métallique « 0 », qui était la paroi arrière polie de Ensuite, le faisceau a été focalisé sur le bord du couteau aligné verticalement. L'orientation du couteau a permis de visualiser le gradient de densité le long de l'axe de la buse. Un séparateur de faisceau cubique (prisme) séparait le faisceau lumineux provenant de la source lumineuse et celui réfléchi . Un objectif de 160 mm de focale et de 50 mm de diamètre était situé derrière le couteau (objectif 2 sur la figure 3) et créait une image réelle de la section de test sur le capteur d'une caméra à grande vitesse. La résolution et la fréquence d'images de la caméra ont été réglées sur 1 024 × 512 pixels et 100 ips (images par seconde), tandis que le temps d'exposition a été réglé sur 20 µs. L'utilisation d'une plaque arrière polie miroir était rentable et sa qualité optique était suffisamment élevée pour garantir l'absence de perturbations significatives dans les images schlieren. Cependant, une surface polie se salit rapidement, elle doit donc être nettoyée tous les quelques tests pour obtenir un bon contraste et une bonne netteté dans les images schlieren. Habituellement, quelques gouttes de fluide de travail liquide ou d'alcool isopropylique sont des liquides de nettoyage efficaces. La même procédure peut être utilisée pour nettoyer les fenêtres en quartz. La réflectivité de la plaque en acier inoxydable est affectée par la vapeur de siloxane, que l'intensité de la source lumineuse peut compenser. Plus tard, les sources lumineuses LED sont devenues populaires pour les systèm

Machine Translated by Google

La figure 19 montre les premiers résultats obtenus dans [52] pour un écoulement de MDM par buse. La condensation de la vapeur de MDM s'est produite le long de la plaque arrière, qui n'était pas chauffée. La condensation a empêché l'utilisation des techniques de schlieren à double passage, car les gouttes de liquide et le film qui coulaient sur la plaque arrière produisaient des rayons réfléchis présentant des distorsions optiques élevées (voir Figure 19a). Ce résultat a empêché la détection des gradients de densité dans la phase vapeur. L'observation directe de la section d'essai a révélé que la condensation se produisait uniquement le long de la plaque métallique. Lorsque le flux de vapeur a chauffé la section d'essai, le film liquide s'est évaporé. Ensuite, des ondes de choc obliques se sont produites immédiatement après que la marche en retrait soit devenue visible (avec leur réflexion sur la paroi profilée), confirmant ainsi l'apparition d'un flux supersonique de vapeur de MDM à l'intérieur de la buse (voir Figure 19b).

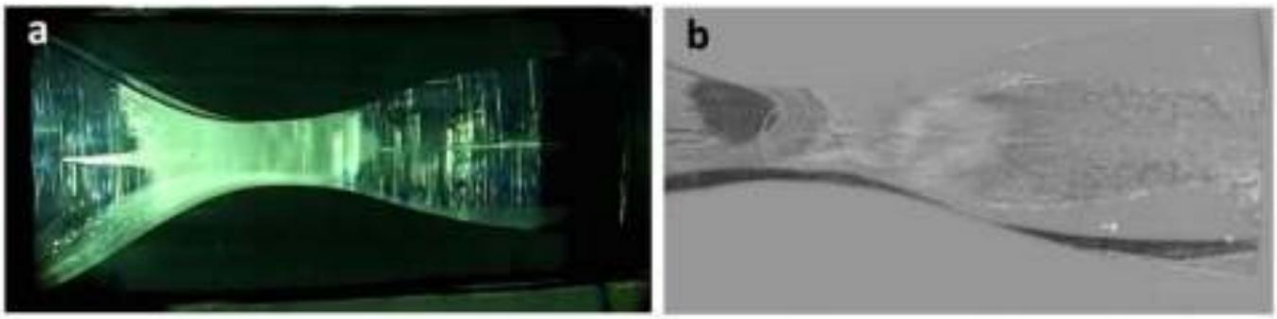


Figure 19. Images de la section de test lors des premiers essais expérimentaux avec MDM en 2015 (d'après [52]) : (a) condensation le long de la plaque arrière et formation d'un film liquide dans la section convergente de la buse (b) visualisation schlieren des ondes de choc obliques lors d'une expérience expérimentale ultérieure.

Dans les études suivantes [97,110], la qualité des images schlieren obtenues par le système double passe a été améliorée. La figure 20 montre une image schlieren avec des lignes de Mach qui permettent la détermination du nombre de Mach le long du trajet d'expansion de la buse. Le nombre de Mach réel Ma peut être déterminé à partir de l'angle observé α (agrandi par les lignes vertes centrales dans l'image du haut de la figure 20) par la relation

$$\text{Maman} = \frac{1}{\sin(\alpha)} \quad (21)$$

La détection des lignes de Mach selon l'équation (21) permet une mesure directe du nombre de Mach local sans impliquer aucun modèle thermodynamique dans le calcul si la direction d'écoulement est connue. Une description détaillée de l'algorithme est rapportée dans [111].
La comparaison avec la prédiction d'une simulation numérique de dynamique des fluides (CFD) de l'écoulement de la buse était en bon accord (voir Figure 20).

Des ondes de choc obliques constantes ont été observées pour la première fois dans les écoulements supersoniques non idéaux d'une vapeur organique monophasée en 2019 par Zocca et al. [112]. Un profil aérodynamique en forme de losange de 7,5° au bord d'attaque et 10° au bord de fuite a été placé dans un flux supersonique uniforme (nombre de Mach Ma = 1,5) de siloxane MDM. Les mesures ont démontré la dépendance du rapport de pression à travers le choc sur les conditions de stagnation appliquées pour un écoulement compressible non idéal. Des images de Schlieren pour un profil aérodynamique basé sur un agencement de buses avec une déflexion nulle ont été obtenues par Manfredi et al. [89,90] et présenté en 2022.

En plus des images schlieren obtenues par des systèmes de type z ou à double passage, la technique schlieren orientée arrière-plan (BOS) permet la visualisation de petits gradients de densité. Étant donné que les rayons lumineux se déforment lorsqu'ils traversent des fluides de densités différentes, la technique BOS peut détecter les gradients d'indice de réfraction résultants sous forme d'intégrations le long d' une ligne de visée. Dans [113], un système correspondant a été proposé pour les applications à écoulement supersonique . D'autres applications de la technique BOS peuvent être trouvées, par exemple, dans [114–120].
Les schémas d'un système BOS sont déjà présentés sur la figure 17c. La première application d' un système BOS pour un écoulement compressible non idéal a été présentée en 2022 par Sundermeier

Machine Translated by Google

et coll. [121]. Dans ce travail, le flux subsonique élevé (Ma = 0,65) du Novec 649 à travers un cylindre circulaire a été étudié. Le principe et certains résultats, y compris la comparaison avec le résultat d'une simulation aux grandes échelles (LES), sont présentés dans la figure 21. Comme référence ou image de référence, la section de test sans aucun écoulement a été considérée. Supposons que le fluide s'écoule à travers la section de test avec des gradients de densité, des distorsions ou des résultats de schlieren. À l'aide de l' image de référence, une image de densité ou de schlieren peut être calculée lors d'une étape de post-traite Ceci est illustré sur la figure 21. Des chocs locaux provoqués par le bord de fuite du cylindre et la rue du vortex de von Karman en aval du cylindre peuvent être observés. Sur la base des distances des noyaux de vortex, le nombre de Strouhal correspondant a été calculé et comparé aux résultats LES. Il a été constaté que la fréquence de rejet des vortex (c'est-à-dire le nombre de Strouhal) était presque constante (à environ 0,20) et indépendante des nombres de Reynolds ou de Mach. Bien que localement le comportement non idéal des gaz ait affecté la configuration des chocs et l'emplacement des chocs, le dégagement du vortex était relativement stable et robuste.

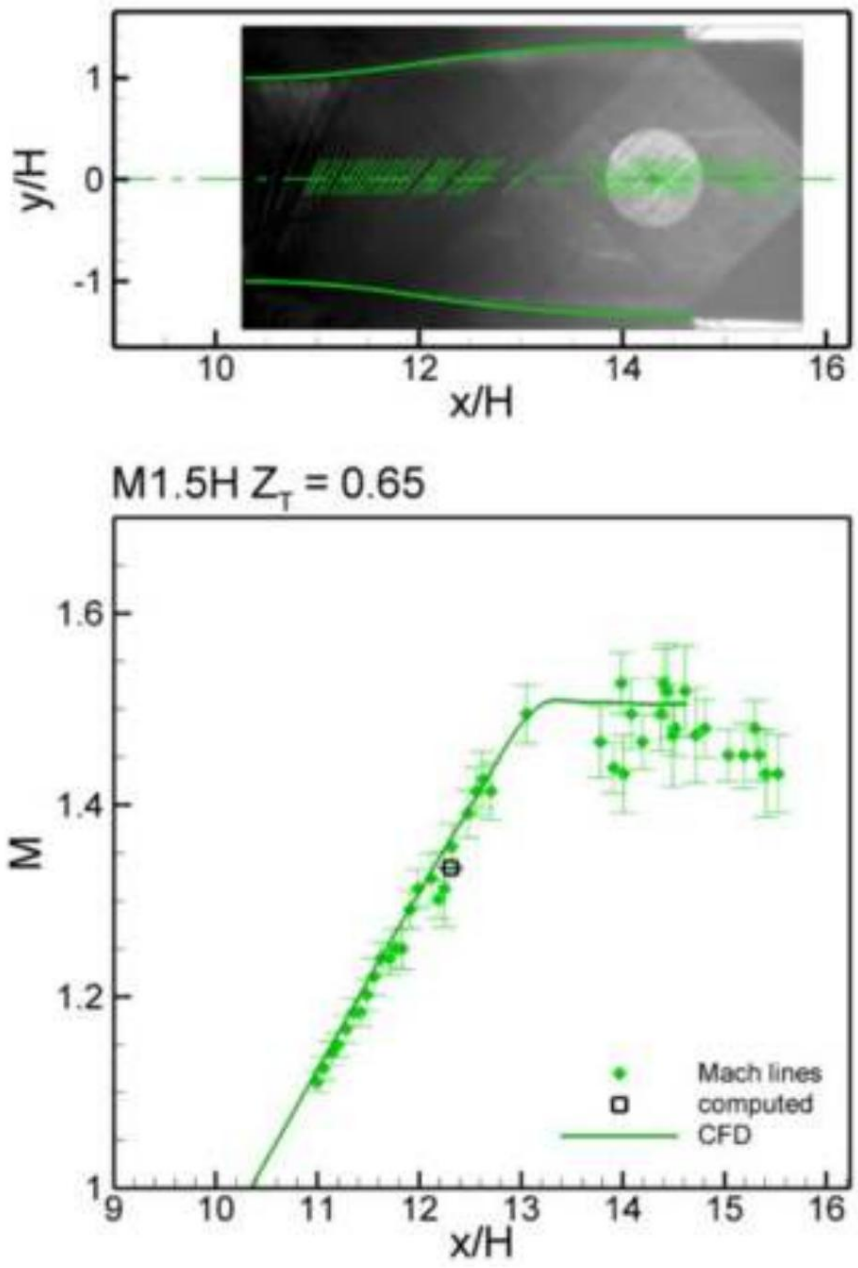


Figure 20. Image de Schlieren (en haut) et nombres de Mach obtenus à partir des lignes de Mach (en bas) pour un débit de buse de MDM à Z = 0,65 (tiré de [97]).

Machine Translated by Google

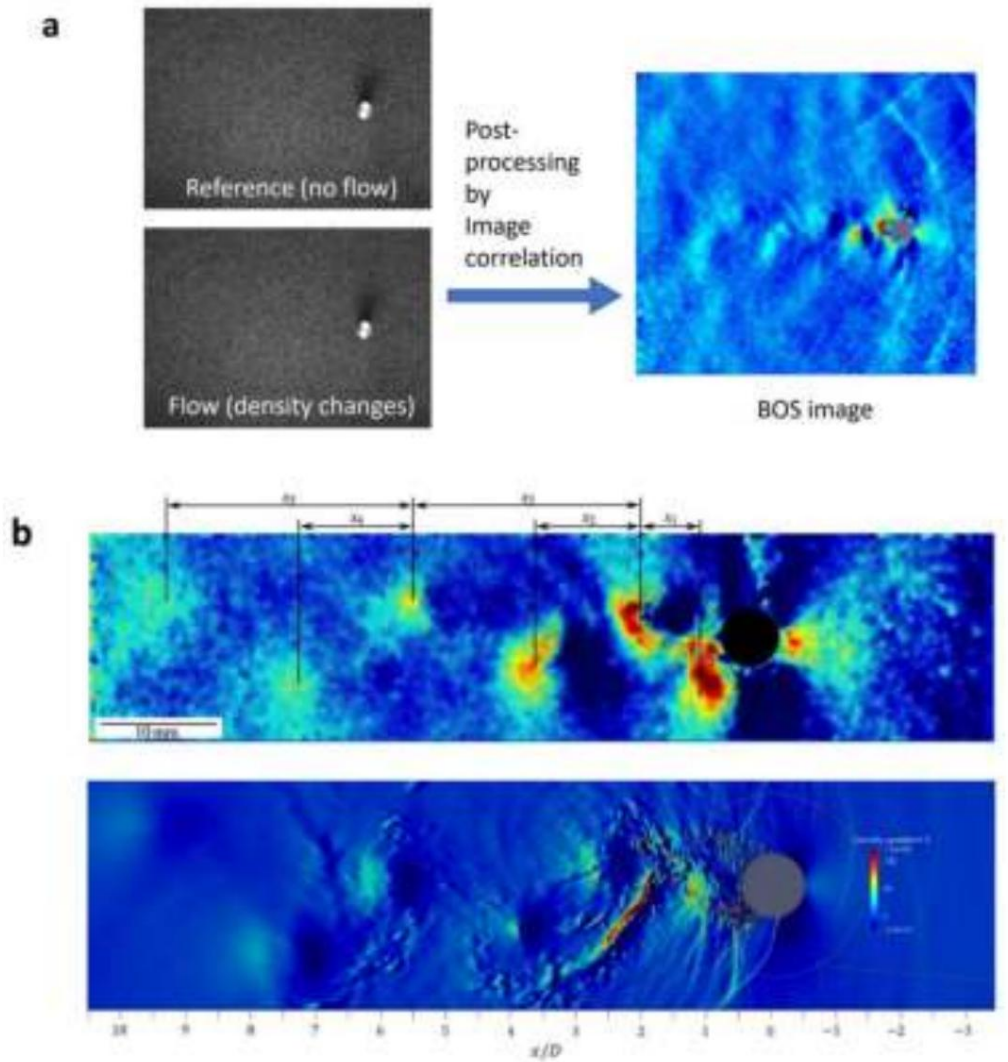


Figure 21. Principe et application de la technique BOS lorsqu'elle est appliquée à un cylindre circulaire : (a) schémas du principe de fonctionnement du BOS ; (b) comparaison d'une image BOS avec le gradient de densité instantané calculé par LES (d'après [121]).

L'inconvénient de l'approche schlieren orientée vers l'arrière-plan est la résolution légèrement inférieure. En principe, il est impossible d'obtenir une résolution supérieure à l'échelle de longueur du motif d'arrière-plan. Des motifs réguliers et stochastiques peuvent être choisis (sur la figure 21, un motif de points stochastiques sur la plaque arrière d'une section de test a été appliqué). Il n'est pas utile de réduire l'échelle de longueur du motif jusqu'au niveau où les vibrations du banc d'essai ou la limite de résolution optique seraient atteintes. En pratique, l'approche BOS ne peut pas fournir des visualisations de chocs aussi précises que les systèmes Schlieren conventionnels. Cependant, l' avantage de visualiser même de petites fluctuations de densité et la configuration relativement simple font de la technique BOS un outil puissant pour les enquêtes sur les écoulements compressibles. Dans la figure 22, la rue vortex provoquée par la tige d'une sonde à fil chaud en aval d'une cascade de turbine exploitée avec Novec 649 à un nombre de Mach de sortie de Ma = 0,6 est représentée. Le motif de fond était, dans ce cas, la rugosité naturelle de la cascade imprimée en métal, et aucune préparation supplémentaire n'était nécessaire. Les gradients de densité dus à la rue vortex sont la caractéristique dominante de la figure 22. Cela indique également que, même dans un écoulement subsonique, l'approche BOS peut fournir des informations précieuses sur les détails de l'écoulement.

Enfin, le système de schlieren de focalisation (Figure 17d) pourrait être mentionné, car cette approche est précieuse pour les phénomènes d'écoulement compressible local, tels que l'écoulement compressible à travers un espace en bout de turbine [122]. L'idée d'une approche schlieren focalisée a été initialeme

Machine Translated by Google

décrit par Schardin [123] il y a plus de 70 ans, mais en raison de la Seconde Guerre mondiale, il n'a pas pu poursuivre son idée plus loin. Les développements les plus récents de la méthode ont été réalisés par Weinstein [124], qui a conçu ce qui a été appelé dans la littérature [108] comme « le système schlieren de focalisation moderne ». La grande valeur d'un système de focalisation schlieren pour des études détaillées des caractéristiques tridimensionnelles de l'écoulement de la turbine a été démontrée par Passmann et al. [122], qui ont considéré le flux d'air à travers une aube de turbine idéalisée et une cascade transsonique avec des espaces de pointe. Jusqu'à présent, aucun résultat n'a été rapporté pour l'application de cette technique passionnante de Schlieren à des écoulements compressibles non idéaux. Néanmoins, à l'avenir, l' utilisation de systèmes de focalisation schlieren pourrait également être attendue dans ce domaine.

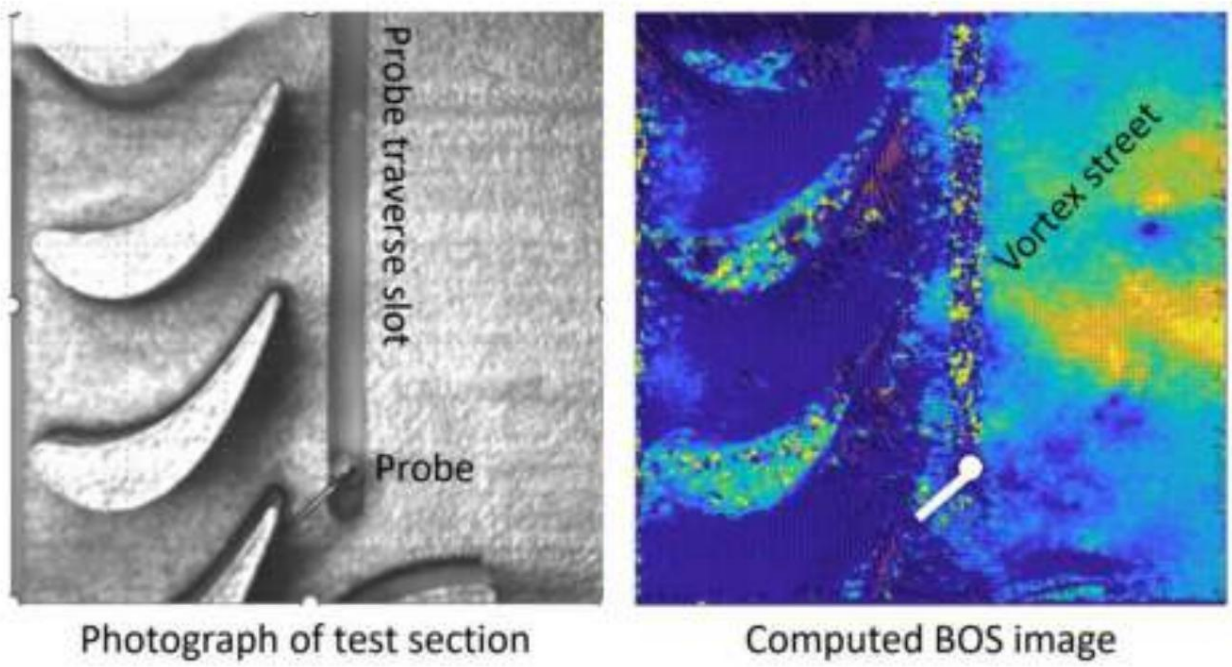


Figure 22. Image Schlieren orientée vers l'arrière-plan du flux de Novec 649 à travers une cascade de turbine fonctionnant à un nombre de sortie de Ma = 0,6. La caractéristique dominante est la rue tourbillonnante dans le sillage de la tige de la sonde en aval de la cascade. Des photos ont été prises lors d'une campagne de tests chez CLOWT en 2022.

5.2. Technique de vélocimétrie laser Doppler (LDV)

La vélocimétrie laser Doppler (LDV) est une technique expérimentale bien établie qui étudie un large éventail d'écoulements complexes et de phénomènes dynamiques des fluides. Un examen complet des principes, de l'analyse des données et de la mise en œuvre pratique de la technique LDV peut être trouvé dans [125]. L'ère du LDV a commencé au milieu des années 1960, après l'introduction des lasers. Le grand avantage du LDV (et du PIV) est son caractère non intrusif. Surtout dans le cas d'écoulements à grande vitesse, où des sondes de Pitot solides ou à fil chaud peuvent perturber massivement l'écoulement (voir Figure 22 ou Figures 14 et 15), les méthodes basées sur le laser nécessitent uniquement un accès optique à la zone de mesure et l'introduction de petites particules. Conceptuellement, LDV permet une approche directe pour déterminer le champ de vitesse w sans utiliser l'équation d'états ou les relations de flux isentropiques pour le processus de réduction des données. Par conséquent, le niveau d'incertitude expérimentale dû aux incertitudes concernant les liens thermodynamiques utilisés et à l'impact de la propagation des erreurs pourrait en principe être évité.

Le phénomène fondamental derrière le LDV est le décalage Doppler de la lumière diffusée par une petite particule se déplaçant avec la vitesse des particules wp. Idéalement, cette vitesse des particules est identique à la vitesse du fluide w. Dans le cas de particules microscopiques d'ordres 0,1 à 1 µm, cette situation peut être obtenue grâce à la traînée des particules. Supposons cependant que le champ de vitesse ne soit pas uniforme. Dans ce cas, la particule doit réagir rapidement aux changements et, par conséquent, le temps de réponse dynamique de la particule doit être bien inférieur à l' échelle de temps caractéristique de l'écoulement. Cela est parfois difficile à réaliser dans des flux ou des régions à grande vitesse

µm, cette situation peut être obtenue grâce à la traînée des particules. Cependant, supposons que la vitesse

Machine Translated by Google

caractérisé par des changements extraordinaires de vitesse. L'application du LDV nécessite le introduction de petites particules dans le fluide étudié. C'est ce qu'on appelle l'ensemencement. La sélection des particules d'ensemencement est vitale pour le succès de la méthode LDV. Le la densité des particules et du fluide doit être égale pour que les particules d'ensemencement idéales minimisent effets dynamiques ou problèmes de flottabilité. Cette exigence peut difficilement être satisfaite dans les vapeurs ou des gaz. Un autre problème de compromis est dû à la nécessité d'utiliser de petites particules pour raisons dynamiques pour assurer un rapport signal/bruit (SNR) suffisant pour le signal Doppler de la lumière diffusée. Cette dernière serait améliorée en augmentant la taille des particules. Dans De plus, des matériaux à indice de réfraction élevé doivent être utilisés pour augmenter la diffusion dans le fluide ambiant avec son propre indice de réfraction. Les particules ajoutées ne doivent pas perturber l'écoulement à mesurer. Si la méthode LDV doit être appliquée à des vapeurs à températures élevées (et la pression), les particules d'ensemencement doivent être suffisamment stables pendant la mesure. Dans Le tableau 4 répertorie certains matériaux potentiels pour l'ensemencement des particules. Puisque la densité des vapeurs ou des gaz est, même à des niveaux de pression élevés, bien inférieure aux densités indiquées dans le tableau 4, non des particules d'ensemencement parfaites sont disponibles.

Tableau 4. Propriétés du matériau particulaire d'ensemencement.

Matériel	Indice de réfraction	Densité	Température de fusion
TiO2	2,6 jusqu'à 2,9	3 900–4 200 kg /	1840 ◦C
Al2O3	1,79	m3 3 960 kg/	2015 ◦C
SiO2	1,45	m3 2 200 kg/	1710 ◦C
SiC	2.6	m3 3 200 kg/m3	2700 ◦C

La première application du LDV pour les mesures directes de vitesse dans des écoulements compressibles non idéaux a été réalisée au laboratoire CREA du Politecnico di Milano. Le premier un rapport [106] a été publié en 2020, et un article de recherche détaillé [126] a suivi un an plus tard. La conception et la mise en service d'un système d'ensemencement par vélocimétrie laser Doppler pour des flux de fluides non idéaux ont été proposés plus tôt en 2016 par Gallarini et al. [127]. L'ensemencement Le système est crucial pour les applications NICFD, et aucun système d'ensemencement commercial ou standard peut être utilisé pour les vapeurs organiques à des niveaux de température et de pression élevés. En semis particules, poudre de TiO2 de taille nanométrique avec des dimensions de particules allant de 150 à 250 nm ont été utilisés. Pour injecter les particules dans le flux de vapeur dans la soufflerie, l'ensemencement Le système illustré à la figure 23 a été conçu et utilisé. Les conditions d'écoulement pour lesquelles le Le système d'ensemencement a été conçu avec une pression maximale d'environ 25 bars et une pression maximale température d'environ 300 ◦C dans la soufflerie. Le principe du système d'ensemencement était de utiliser une suspension liquide des particules solides d'ensemencement dans le fluide de travail, qui a été injecté à travers un atomiseur à haute pression et température dans le plénum en amont du section d'essai de la soufflerie. Les petites gouttelettes du liquide injecté avec l'ensemencement la suspension de particules s'évapore, libérant ainsi la particule solide qui sera entraînée dans le flux de la section d'essai de la soufflerie.

La configuration LDV utilisée dans l'étude [126] était un système de rétrodiffusion à deux composants, qui utilisait deux lasers à semi-conducteurs pompés par diode de 1 W. Les deux faisceaux laser chacun présentait un diamètre d'environ 1 mm et une longueur d'onde de 489,5 nm et 513,9 nm, respectivement. Un décalage de fréquence de 40 MHz a été appliqué à chaque couple de faisceaux laser pour éviter ambiguïté directionnelle. L'analyseur de spectre en rafale était un composant Dantec F 800 avec une fréquence d'entrée maximale de 200 MHz. Contrairement au système de semis, qui était Un équipement laser commercial entièrement personnalisé a été utilisé pour les mesures LDV. Détails sur le traitement des données peuvent être trouvées dans [126].

Au cours des expériences, des changements importants de densité peuvent se produire dans la vapeur. Par conséquent, le l'indice de réfraction de la vapeur a également changé. Cela pourrait entraîner des modifications dans l'optique du laser. chemins. Une discussion de l'incertitude résultante dans les mesures LDV réelles est fournie. dans [126].

Machine Translated by Google

Au moment de la rédaction de cet article de synthèse, les expériences d'écoulement dans les buses [126] représentent le seule application du LDV pour les écoulements compressibles non idéaux rapportée dans la littérature ouverte. Néanmoins, l'utilisation de cet outil puissant peut être envisagée dans le futur pour d'autres configurations.

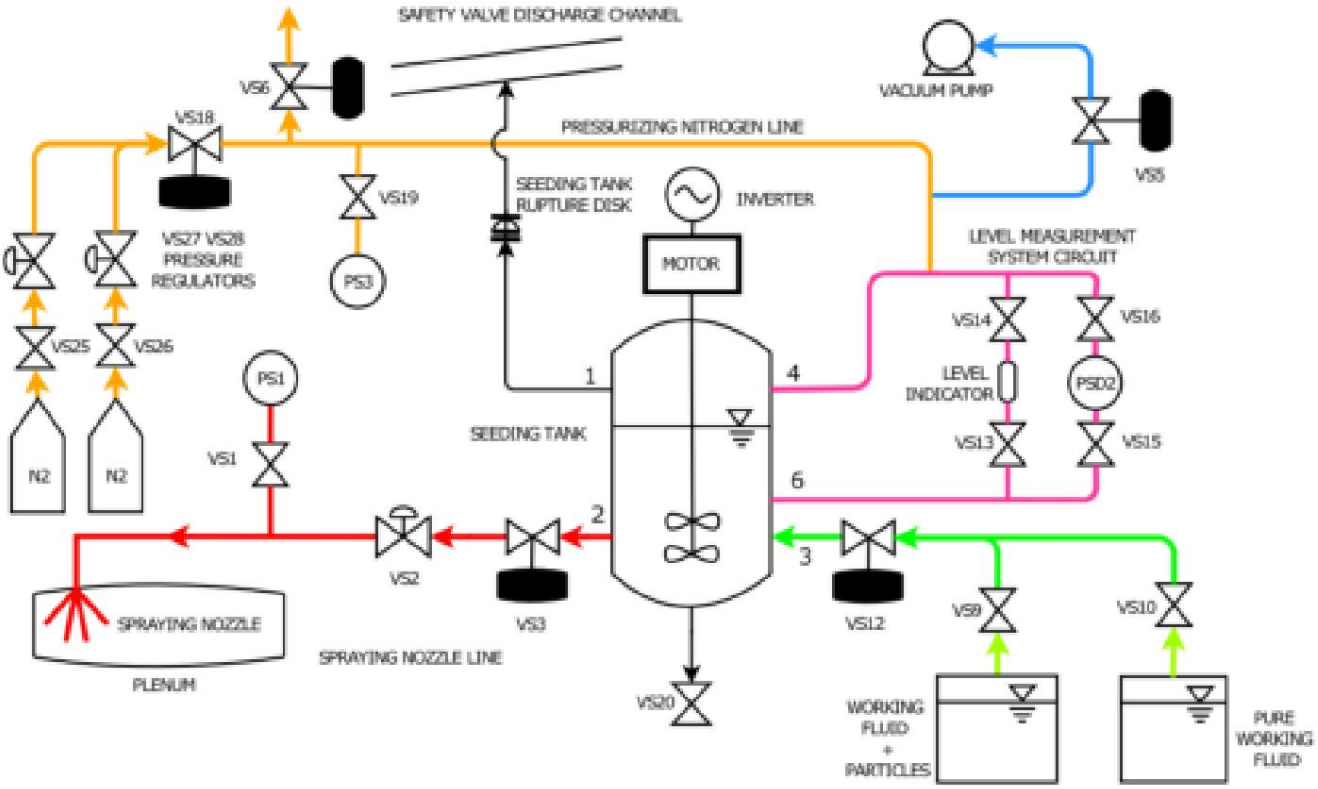


Figure 23. Système d'ensemencement pour application LDV dans des écoulements compressibles non idéaux (d'après [126]).

5.3. Technique de vélocimétrie par image de particules (PIV)

La technique de vélocimétrie par image de particules (PIV) a été lancée dans les années 1980. Le principe fondamental du PIV est le calcul de la vitesse des particules traceuses à partir d'une séquence de photographies du champ d'écoulement ensemencé et éclairé. Le calcul de la vitesse est basé sur une technique de corrélation, et des détails sur le PIV peuvent être trouvés dans [128] ou [129], parmi d'autres textes sur la mesure du débit. Alors que LDV peut être utilisé pour déterminer la vitesse avec un petit volume de mesure (c'est-à-dire que les valeurs locales sont obtenues en un point), la technique PIV permet d'avoir un aperçu du champ de vitesse bidimensionnel, voire tridimensionnel. Cependant, dans le cas d'écoulements à grande vitesse entraîne des exigences strictes en matière d'éclairage et de temps d'exposition.

L'utilisation du PIV pour les flux de gaz denses n'a pas été rapportée dans la littérature ouverte. jusqu'à présent. L'exemple pertinent le plus proche est probablement l'utilisation du PIV dans un flux de buse biphasique gaz-liquide de CO2 par Ueno et al. [130] et la convection Rayleigh-Benard d'un fluide supercritique [131], ainsi qu'une étude de faisabilité [107]. Dans cette étude de faisabilité, des écoulements à faible vitesse d'une vapeur organique (D4) ont été considérés. Il a été constaté que la vapeur du D4 était suffisamment transparent pour mener des expériences PIV, et évaporer le fluide avec TiO2 les particules d'ensemencement ont permis d'obtenir une bonne répartition du traceur. Par conséquent, un externe le semoir n'était pas nécessaire. Il a été déduit dans [107] que la PIV est réalisable dans les flux à faible vitesse de vapeurs organiques chaudes. D'autres travaux seront consacrés à l'élaboration d'une stratégie d'amorçage qui il est possible d'effectuer des PIV dans des flux supersoniques et transsoniques dans l'installation d'essai ORCHID. De telles expériences PIV à grande vitesse sont en cours au moment de la rédaction de cet article, mais aucun résultat n'ont pas encore été publiés.

Machine Translated by Google

6. Anémométrie à fil chaud

L'anémométrie à fil chaud (HWA) a été utilisée comme outil principal pour la recherche sur la turbulence. Néanmoins, il fournit également des données pertinentes pour valider la dynamique des fluides computationnelle (méthodes CFD) et leurs capacités de modélisation de la turbulence. Les principes fondamentaux de l'anémométrie à fil chaud peuvent être trouvés dans [132–136]. Dans les écoulements incompressibles, l'anémométrie à fil chaud est utilisée depuis un siècle. Plus tard, plusieurs efforts ont été faits pour exploiter cette technique également pour un écoulement de gaz parfait compressible [137-148] . Bien que trois modes de fonctionnement différents puissent être distingués pour le HWA, l'approche anémométrique à température constante (CTA) est la plus populaire.

L'utilisation du HWA pour des gaz denses ou des écoulements compressibles non idéaux est quelque peu nouvelle, et les premiers résultats de mesures utilisant le Novec 649 dans des conditions d'écoulement subsonique élevé peuvent être trouvés dans [149]. Une discussion détaillée d'un étalonnage efficace a été récemment proposée dans [150], et une application de HWA dans la turbulence générée par une grille a été présentée dans Bien que l'application de l'anémométrie à fil chaud soit relativement simple pour les écoulements supersoniques, en raison de la dépendance négligeable des coefficients de sensibilité au nombre de Mach, elle pose encore de sérieuses difficultés pour obtenir des quantités de turbulence dans des écoulements subsoniques élevés et, en particulier, dans des écoulements transsoniques [145]. Dans ce régime d'écoulement, déterminer les coefficients de sensibilité et leur dépendance aux nombres de Mach et de Reynolds est relativement difficile. De plus, les problèmes de rupture de fil, de vibrations et de jauge de contrainte rendent l'utilisation de sondes à fil chaud délicate dans des régimes d'écoulement à grande vitesse. En raison de la densité relativement élevée et de la faible vitesse du son, l'application de l'anémométrie à fil chaud est particulièrement difficile pour les écoulements de vapeurs organiques. La densité élevée d'une vapeur organique complexe à pression élevée conduit à des nombres de Reynolds de fil relativement élevés pour lesquels, en combinaison avec des nombres de Mach notables, on sait peu de choses grâce aux expériences avec l'air ou d'autres gaz simples.

6.1. Calibrage et comportement des coefficients de sensibilité

Pour utiliser la technique du fil chaud, l'ensemble du système doit être calibré. Étant donné que même de petits changements peuvent entraîner des écarts notables, l'étalonnage doit être effectué dans des conditions identiques aux conditions d'application. Comme dans le cas des sondes Pitot, qui contrastent avec le cas des gaz parfaits, dans les écoulements non idéaux, les sondes directionnelles nécessitent une procédure d'étalonnage qui est à la fois spécifique au fluide et aux conditions thermodynamiques. Une illustration d'une section d'étalonnage de l'installation d'essai CLOWT est présentée à la Figure 24.

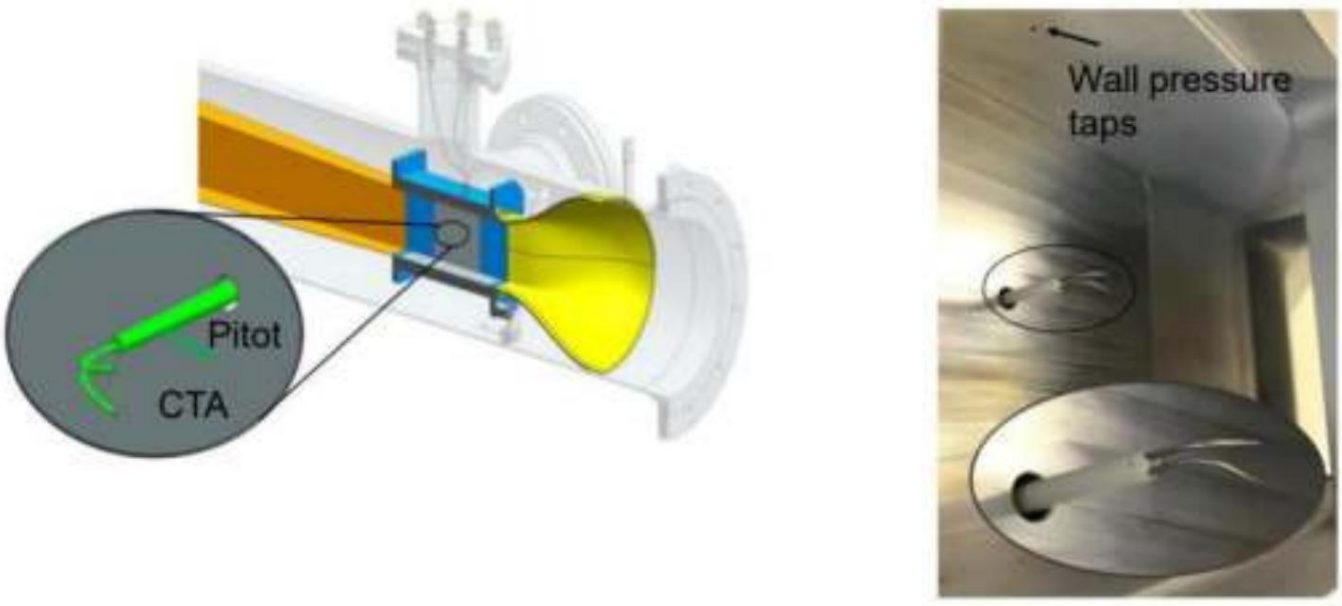


Figure 24. Section d'étalonnage fermée pour sondes à fil chaud dans des conditions d'écoulement compressible non idéales.

Machine Translated by Google

Les pressions statique et totale ont été mesurées directement dans la section d'étalonnage à l'aide de robinets muraux et d'une sonde Pitot miniaturisée proche de la sonde à fil chaud (CTA) montée rotative. La soufflerie en boucle fermée de CLOWT, voir section 3, pourrait être utilisée efficacement pour calibrer des sondes à fil chaud en raison de sa capacité à contrôler la température totale et le niveau de pression. De plus, son niveau de turbulence de fond est relativement faible (de l'ordre de 0,2% à 0,6%, obtenus par anémométrie à fil chaud dans la section d'essa
Le débit réel peut être déterminé indépendamment par un capteur de flux massique situé au retour de la soufflerie. Étant donné qu'un fonctionnement en régime permanent avec des dérives de température et de pression négligeables peut être réglé, un étalonnage complet, comprenant la détermination de la sensibilité angulaire due aux différentes orientations de la sonde par rapport au débit, est possible. Cependant, dans les sections d'étalonnage fermées, comme le montre la figure 24, seules des conditions d'écoulement subsonique élevé sont réalisables, en raison de l'effet d'étouffement et du blocage des sondes. Les sondes doivent être montées en aval d'une buse ou d'une configuration à jet ouvert au sein de l'installation d'essai pour des conditions d'écoulement transsonique ou supersonique. L'analyse de l'incertitude pour l'étalonnage peut, en principe, suivre l'approche recommandée dans [152, 153].

Un étalonnage complet d'une sonde CTA nécessite plusieurs tests et il n'est pas garanti que les sondes survivront au processus d'étalonnage. En raison des charges dynamiques élevées, certaines sondes se briseront après quelques minutes de fonctionnement dans des vapeurs organiques lourdes, tandis que d'autres pourront être utilisées pendant plus de huit heures. Dans tous les cas, il est souhaitable d'avoir la capacité de réparer et de fabriquer des sondes en laboratoire.

Le point de départ de l'étalonnage est la sélection d'un transfert de chaleur approprié.
corrélation. Suivant de Souza et Tavoularis [147], une corrélation de King modifiée

$$E^2 = A(Ma, À) + B(Ma, À)(\rho U)^n \tag{22}$$

pour un rapport de surchauffe du fil τ et une température totale du fluide To fixes, a prouvé sa fiabilité pour les vapeurs organiques [150]. L'exposant n peut souvent être réglé sur n = Dans les systèmes CTA, le signal de sortie électrique (tension) E peut être identifié avec le nombre de Nusselt (avec une constante de proportionnalité appropriée comme multiplicateur trivial). Une linéarisation de l' équation de transfert de chaleur et l'utilisation de dérivées logarithmiques donnent les coefficients de sensibilité

$$Su = \frac{\partial \ln E}{\partial \ln U}_{\rho,À}, \quad S\rho = \frac{\partial \ln E}{\ln \rho\, U,To} \quad \text{et} \quad ST = \partial \frac{\partial \ln E}{\partial \ln À}_{\rho,U} \tag{23}$$

pour relier la fluctuation du signal de tension aux fluctuations de vitesse, de densité et de température totale , qui sont définies comme :

$$\frac{E'}{E} = Su \frac{Tu}{U\rho} + S\rho \frac{T\rho'}{} + ST \frac{T'_o}{T_o} \tag{24}$$

Pour un écoulement supersonique (Ma > 1,2), Morkovin [139] a montré que l'influence du nombre de Mach sur les coefficients de sensibilité est faible et peut être ignorée. Par conséquent, les coefficients de sensibilité pour la densité et la vitesse deviennent égaux et, formellement, une relation simplifiée

$$\frac{E'}{E} = Su \frac{(\rho U)'}{(\rho U)} + ST \frac{T_o}{T'_o} \tag{25}$$

résultats. L'égalité des deux coefficients de sensibilité pour la densité et la vitesse réduit considérablement les efforts de réduction des données et d'étalonnage lors de la mesure des quantités de fluctuations turbulentes. Toutefois, leur égalité doit être prouvée individuellement pour chaque anémomètre à fil chaud et chaque situation d'écoulement. Il est intéressant de noter que les nombres de Reynolds relativement élevés pour les vapeurs organiques soutiennent cette simplification, comme cela a été démontré dans [150].

Machine Translated by Google

6.2. Problèmes d'application et opérationnels

L'application de HWA et son interprétation correcte des données nécessitent parfois une attention particulière. Outre les considérations générales relatives à l'utilisation du HWA, les problèmes opérationnels spéciaux suivants liés aux mesures dans des flux de vapeurs lourdes compressibles sont abordés.

La densité élevée de la vapeur organique conduit à des nombres de Reynolds de fil et de grille relativement élevés. En raison de la petite échelle de Kolmogorov η qui en résulte, des corrections ont été nécessaires pour tenir compte de l'atténuation systématique des signaux haute fréquence par des sondes avec des longueurs de fil finies l. Ce problème est absent dans le cas d'un étalonnage statique utilisant une soufflerie avec une faible turbulence de fond, comme décrit dans la sous-section précédente. Cependant, des schémas de correction appropriés doivent être pris en compte dans les mesures réelles, comme cela a été expliqué dans [154, 155]. Ceci a été souligné dans [156], et il a été montré que le schéma de correction classique, dû aux travaux de Wyngaard [155] initialement développé pour la turbulence isotrope dans les écoulements incompressibles, est toujours applicable pour les écoulements subsoniques élevés de une vapeur organique . Des formules de correction correspondantes peuvent être établies en utilisant des sondes à fil chaud de différentes longueurs et en les extrapolant à une sonde de longueur nulle [154]. Dans l'étude [156], deux sondes avec la même résistance électrique mais des longueurs et diamètres de fil différents (l = 4 mm (d = 10 µm) et l = 1 mm (d = 5 µm)) ont été utilisées. Bien que le schéma de correction de Wyngaard ne soit justifié que théoriquement pour la turbulence isotrope, aucune meilleure alternative ne semble encore disponible.

La fréquence de coupure élevée du pont électrique et de l'amplificateur utilisés (c'est-à-dire le circuit anémométrique) est quelque peu liée aux petites échelles de longueur turbulentes dans les écoulements à grande vitesse de vapeurs organiques . Des fréquences de coupure supérieures à 100 kHz ne sont pas rares pour les écoulements de vapeurs organiques transsoniques ou supersoniques. Ce fait rend des concepts alternatifs, comme l'anémomètre à tension constante [157] ou le capteur ALTP à thermopile à couche atomique [158], intéressants pour les expériences futures.

En plus des fortes perturbations d'écoulement provoquées par les sondes, comme le démontre la rue vortex en aval de la tige illustrée à la figure 22, les charges dynamiques élevées dans les écoulements à grande vitesse de gaz denses peuvent créer de graves problèmes de vibrations. L'observation de la sonde dans la section de test via une caméra à haute vitesse permet de déterminer s'il existe de graves problèmes de vibrations. Par exemple, cela a été fait pour l'agencement représenté sur la figure 22, et en effet deux vibrations ont été observées pour la sonde soumise à un flux de Novec 649 à 2 bar et 100 ◦C à un nombre de Mach de sortie de Ma = 0,64. L'analyse structurelle conduit à prédire que les fréquences propres typiques de dispositifs de sonde HWA spécifiques, y compris une tige, sont de l'ordre de 1 kHz.

L'importance de prendre en compte les différents problèmes opérationnels pour une interprétation correcte des données peut être illustrée par un exemple. La figure 25 montre le signal HWA (spectre de puissance) en aval du bord arrière d'une cascade de turbines (correspondant à la configuration déjà représentée sur la figure 22). Dans le spectre illustré à la figure 25, la vitesse de fonctionnement du compresseur et les fréquences de passage des aubes peuvent être détectées même après le passage de la chambre de décantation, des écrans de turbulence et de la cascade de la turbine. Cela démontre que HWA est une technique de mesure de débit très sensible. Les deux fréquences de vibration mécanique de la sonde contribuent également au spectre. La fréquence de perte de vortex due à la tige de la sonde correspondait à un nombre de Strouhal de Ststem = 0,17–0,20, ce qui est en accord raisonnable avec les données de la littérature pour un cylindre soumis à un flux constant [159]. Le nombre de Strouhal du vortex du bord de fuite s'est avéré être St = 0,24 ± 0,2, ce qui était en excellent accord avec les valeurs rapportées dans [159,160] pour cette cascade de turbine. Le fait que deux réponses de rejet de vortex (notées 1 × et 2 × sur la figure 25) se soient produites dans le spectre CTA était dû au fait que le HWA était insensible à la d

Machine Translated by Google

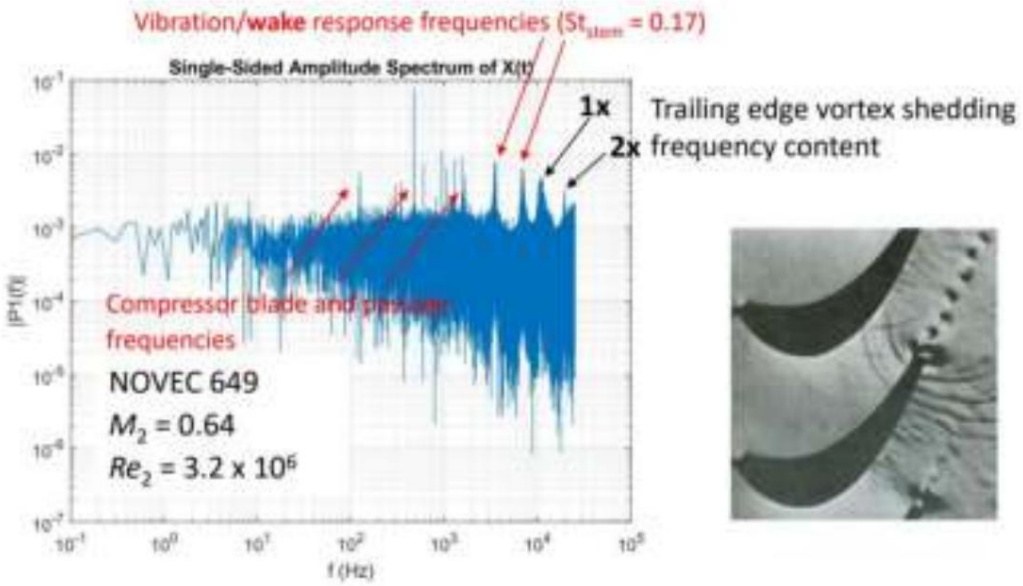


Figure 25. Spectre de puissance d'une sonde CTA placée en aval d'une cascade de turbine (voir Figure 22), incluant une décomposition du contenu fréquentiel.

7. Remarques finales Alors

que l'étude théorique de la dynamique des fluides compressibles non idéaux (NICFD) a une longue tradition, son enquête expérimentale systématique est une discipline relativement jeune. Sur la base de techniques de mesure de débit établies, plusieurs groupes de recherche ont développé des techniques pneumatiques, optiques et thermiques bien adaptées au NICFD.
L'application de ces méthodes expérimentales a permis d'obtenir des informations intéressantes sur l' aérodynamique et la thermodynamique des écoulements compressibles non idéaux.

On peut s'attendre à ce que le développement et l'utilisation des techniques de mesure du débit se poursuivent. Par exemple, l'utilisation de sondes multitrous ou d'applications PIV à grande vitesse n'a jusqu'à présent pas été publiée dans la littérature ouverte. Les techniques de mesure du NICFD constituent donc un domaine de recherche qui est tout sauf terminé.

Actuellement, l'impact du comportement réel du gaz sur l'analyse dimensionnelle n'est pas entièrement compris. Par conséquent, des mesures plus détaillées sont nécessaires pour établir le bon ensemble de nombres de similarité pour la conception de composants et de dispositifs d'écoulement soumis à des écoulements compressibles non idéaux.

En plus de tester la théorie, les techniques de mesure de débit NICFD fournissent des ensembles de données nécessaires à la validation des méthodes de dynamique des fluides computationnelle (CFD). Étant donné que les prévisions numériques des pertes pour les turbomachines sont notoirement incertaines, il sera nécessaire de disposer de mesures détaillées du débit et des pertes pour les cascades de turbines fonctionnant avec des vapeurs organiques. En combinaison avec des méthodes numériques fiables, cette recherche permettra la conception de turbines plus efficaces pour les systèmes électriques ORC.

Financement : La préparation de ce document de synthèse n'a reçu aucun financement externe, à l'exception du soutien financier de la DFG (Grant Number : Wi 1840) concernant la recherche sur les techniques de mesure et l'application des turbines ORC (sous le titre du projet « REGAL-ORC »), qui est hautement reconnu par l'auteur.

Déclaration du comité d'examen institutionnel : sans objet.

Déclaration de consentement éclairé : sans objet.

Déclaration de disponibilité des données : sans objet.

Remerciements : L'auteur de cet article de synthèse a eu la chance d'avoir de nombreuses discussions avec des experts exceptionnels sur le sujet de cette contribution pendant de nombreuses années. Parmi les nombreux collègues et leurs contributions, l'auteur tient à souligner les précieuses suggestions

Machine Translated by Google

par Andrea Spinelli, Milan, Andrew Wheeler, Cambridge et Adam Head à Delft. Sans le efforts extraordinaires des membres de l'équipe CLOWT au cours de nombreuses années de recherche à Münster Université des Sciences Appliquées, l'auteur de cet article serait difficilement en mesure de passer en revue techniques de mesure du NICFD. Ainsi, des remerciements particuliers sont exprimés à Felix Reinker, Max Passmann (maintenant à la Ruhr-Universität Bochum, Allemagne), Leander Hake, Stephan Sundermeier et à plusieurs autres partisans du CLOWT. Enfin, l'auteur tient à exprimer ses remerciements à rédacteur en chef de cette revue, Marcello Manna, qui a soutenu de manière significative cette initiative de révision.

Conflits d'intérêts : L'auteur ne déclare aucun conflit d'intérêts.

Nomenclature

UN	coefficient de corrélation de transfert de chaleur, V2
un	vitesse du son, m/s
B	coefficient de corrélation du transfert de chaleur
c	vitesse, m/s
	chaleur spécifique isobare, J/(kg K)
CV	chaleur spécifique isochore, J/(kg K)
E	tension électrique, V
	fonction, -
etf	force corporelle, m/s2
h	enthalpie spécifique, J/kg
je	longueur, m
Maman	Numéro de Mach, -
p	pression, Pa
Pr	Numéro Prandtl, -
R.	constante spécifique du gaz, J/(kg K)
Concernant	Nombre de Reynolds, -
S	coefficient de sensibilité, -
S	tenseur de contrainte, Pa/m
s	entropie spécifique, J/(kg K)
St	Numéro de Strouhal, -
T	température, K
t	temps, s
U	vitesse, m/s
v	volume spécifique, m3/kg
w	vecteur vitesse, m/s
Z	facteur de compressibilité, -
symboles grecs	
α	angle, ◦
Γ	dérivée fondamentale, -
γ	exposant isentropique, -
	densité, kg/m3
ρ λ	conductivité thermique, W/(m·K)
μ	viscosité dynamique, Pa·s
η	Échelle de longueur de Kolmogorov, m
η	efficacité, -
Φ	dissipation visqueuse, Pa2
φ	coefficient de débit, -
Indices	
c	point critique
o	état total ou de stagnation
1	afflux ou en amont de la sonde Pitot
2	sortie ou aval du choc sonde Pitot
Exposant	
′	partie fluctuante

Machine Translated by Google

Références

1. Colonna, P. ; Casati, E. ; Trapp, C. ; Mathijssen, T. ; Larjola, J. ; Turunen-Saaresti, T. ; Uusitalo, A. Systèmes électriques à cycle organique de Rankine : du concept à la technologie actuelle, aux applications et aux perspectives d'avenir. ASME J. Ing. Turbine à gaz. Puissance 2015, 137, 100801. [CrossRef]
2. Macchi, E. ; Astolfi, M. (Eds.) Systèmes électriques à cycle de Rankine organique (ORC) : technologies et applications ; Éditions Woodhead : Cambridge, Royaume-Uni, 2016.
3. Blanc, MT ; Bianchi, G. ; Chai, L. ; Tassou, SA; Sayma, AI Examen des technologies et systèmes de CO2 supercritique pour l'énergie génération. Appl. Thermie. Ing. 2021, 185, 116447. [CrossRef]
4. Kluwick, A. Ondes non linéaires dans les fluides réels ; Springer : Vienne, Autriche, 1991.
5. Kluwick, A. Manuel des ondes de choc. Dans Théorie des ondes de choc : chocs de raréfaction ; Academic Press : Cambridge, MA, États-Unis, 2001 ; Volume 1, p. 339-411.
6. Kluwick, A. Discontinuités de choc : des chocs classiques aux chocs non classiques. Acta Mech. 2018, 229, 515-533. [Référence croisée]
7. Reynolds, WC ; Colonna, P. Thermodynamique : principes fondamentaux et applications techniques ; La Presse de l'Universite de Cambridge : Cambridge, Royaume-Uni, 2018.
8. Guardone, A. ; Colonna, P. ; Wheeler, A. (Eds.) 1er séminaire international sur la dynamique des fluides compressibles non idéaux pour la propulsion et la puissance. J. Conf. Physique. Ser. 2017, 821, 011001. [Référence croisée]
9. Duhem, P. Sur la propagation des ondes de choc dans les fluides. Z. Phys. Chimique. 1909, 69, 169-186. [Référence croisée]
10. Becker, R. Stoßwelle et Detonation. Z. Pour la Phys. 1922, 8, 321-362. [Référence croisée]
11. Bethe, HA La théorie des ondes de choc pour une équation d'État arbitraire ; Rapport n° 545 ; Bureau de la recherche scientifique et Développement : Washington, DC, États-Unis, 1942.
12. Zel'dovich, YB Sur la possibilité d'ondes de choc de raréfaction. Zh. Ex. Théor. Fiz. 1946, 4, 363-364.
13. Thompson, PA Un dérivé fondamental dans la dynamique des gaz. Phys. Fluides 1971, 14, 1843-1849. [Référence croisée]
14. Anderson, WK Étude numérique sur l'utilisation de l'hexafluorure de soufre comme gaz d'essai en soufflerie. AIAA J. 1991, 29, 2179-2180. [Référence croisée]
15. Anders, JB Recherche en soufflerie à gaz lourd au Centre de recherche de Langley. Papier ASME. Dans Actes de la Fluids Engineering Conference, Washington, DC, États-Unis, 20-24 juin 1993. parrainé par la Division de l'ingénierie des fluides, 93-FE-5.
16. Anders, JB ; Anderson, WK ; Murthy, AV L'utilisation de gaz lourds pour augmenter le nombre de Reynolds dans les souffleries transsoniques. Dans les actes de la 20e conférence AIAA sur les technologies avancées de mesure et d'essais au sol, Albuquerque, Nouveau-Mexique, États-Unis, 15-18 juin 1998. AIAA-98-2882.
17. Rist, D. Dynamik Realer Gase ; Springer : Berlin, Allemagne, 1996.
18. Boncinelli, P. ; Rubéchini, F. ; Arnone, A. ; Cecconi, M. ; Cortese, C. Effets réels des gaz dans les écoulements des turbomachines : un fluide informatique modèle dynamique pour des calculs rapides. ASME J. Turbomach. 2004, 126, 268-276. [Référence croisée]
19. Brun, K. ; Friedman, P. ; Dennis, R. (Eds.) Fondamentaux et application des cycles d'alimentation à base de dioxyde de carbone supercritique ; Tête de bois Publication : Sawston/Cambridge, Royaume-Uni, 2017.
20. Responsable, AJ Novel Experiments for the Investigation of Non-Ideal Compressible Fluid Dynamics: The ORCHID et premiers résultats des mesures optiques. doctorat Thèse, TU Delft, Delft, Pays-Bas, 2021.
21. Landau, LD Sur les ondes de choc. J. Phys. URSS 1942, 6, 229-230.
22. Hayes, WD La théorie de base des discontinuités gazodynamiques. Dans Fondamentaux de la dynamique des gaz ; Princeton University Press : Princeton, NJ, États-Unis, 1958 ; Tome 2.
23. Vimercati, D. ; Gori, G. ; Spinelli, A. ; Guardone, A. Effets non idéaux sur le modèle de choc typique du bord de fuite des pales de turbine Orc. Procedia énergétique 2017, 129, 1109-1116. [Référence croisée]
24. Colonna, P. ; Nannan, NR; Guardone, A. ; van der Stelt, TP Sur le calcul de la dérivée fondamentale de la dynamique des gaz en utilisant l'équation d'états. Équilibres de phase fluide 2009, 286, 43-54. [Référence croisée]
25. Morren, SH Aérodynamique transsonique des gaz denses ; NASATM-103722 ; Centre de recherche Lewis : Cleveland, OH, États-Unis, 1991.
26. Lemmon, EW; Huber, ML; McLinden, Base de données de référence MO NIST 23 : Propriétés thermodynamiques et de transport des fluides de référence – REFPROP, version 9.1 ; Programme de données de référence standard : Gaithersburg, MD, États-Unis, 2013.
27. Traupel, W. Zur Dynamik realer Gase. Forsch. Ing. 1952, 18, 3-9. [Référence croisée]
28. Traupel, W. Thermische Turbomaschinen—Erster Band, 2e éd.; Springer : Berlin, Allemagne, 1966 ; Chapitre 1.
29. Kouremenos, DA; Antonopoulos, KA Exposants isentropiques des gaz réels et application à l'air à des températures de 150 K à 450 K. Acta Mech. 1986, 65, 81-99. [Référence croisée] 30. aus der Wiesche, S. ; Reinker, F. Analyse dimensionnelle et lois de performance pour les turbomachines à flux de vapeur organique. Énergie 2022, 257, 124635. [Réf. croisée]
31. Taylor, ES Analyse dimensionnelle pour les ingénieurs ; Clarendon : Oxford, Royaume-Uni, 1974.
32. Dejc, MOI ; Trojanovskij, BM Untersuchung und Berechnung Axialer Turbinenstufen ; VEB Verlag Technik : Berlin, Allemagne, 1973.
33. Turunen-Saaresti, T. ; Uusitalo, A. ; Honkatukia, J. Conception et test d'un banc d'essai micro-ORC haute température utilisant le siloxane comme fluide de travail. Dans Journal of Physics : série de conférences ; Publications IOP : Bristol, Royaume-Uni, 2017 ; Tome 821, p. 012024.
34. Seume, JR ; Peters, M. ; Kunte, H. Conception et test d'un générateur à turbine supersonique ORC de 10 kW. Dans Journal of Physics : Conférence Série; Publications IOP : Bristol, Royaume-Uni, 2017 ; Tome 821, p. 012023.

Machine Translated by Google

35. Parc, BS ; Usman, M. ; Imran, M. ; Pesyridis, A. Examen des tendances des données expérimentales du cycle organique de Rankine. Convertisseurs d'énergie. Gérer. 2018, 173, 679-691. [Référence croisée]
36. Spinelli, A. ; Guardone, A. ; De Servi, C. ; Colonna, P. ; Reinker, F. ; aus der Wiesche, S. ; Robertson, M. ; Martinez-Botas, RF Installations expérimentales pour écoulements de vapeur compressibles non idéaux. ERCOFTAC Bull. 2020, 124, 59-66.
37. Bradley, J. Ondes de choc en chimie et physique ; Chapman et Hall : Londres, Royaume-Uni, 1962.
38. Gaydon, AG; Hurle, IR Le tube à choc en physique chimique à haute température ; Chapman et Hall : Londres, Royaume-Uni, 1963.
39. Soloukhin, RI Ondes de choc et détonations dans les gaz ; Mono Books : Baltimore, MD, États-Unis, 1966.
40. Baumgärtner, D. ; Loutre, JJ; Wheeler, AP L'effet de l'exposant isentropique sur les performances de la turbine transsonique. ASME J. Turbomach. 2020, 142, 081007. [Réf. croisée]
41. Dura Galiana, FJ; Wheeler, AP ; Ong, J. Une étude des pertes de pointe dans les turbines organiques à cycle Rankine. Dans Actes de l' ASME Turbo Expo 2015 : Conférence et exposition techniques sur les turbines, Montréal, QC, Canada, 15-19 juin 2015. GT2015-42920, V02AT38A020, 12p.
42. Fergason, SH; Guardone, A. ; Argrow, BM Construction et validation d'un tube de choc à gaz dense. J. Thermophys. Transfert de chaleur. 2003, 17, 326-333. [Référence croisée]
43. Colonna, P. ; Guardone, A. ; Nannan, NR; Zamfirescu, C. Conception du tube de choc asymétrique flexible à gaz dense. ASME J. Fluides Ing. 2008, 130, 034501. [Réf. croisée]
44. Mathijssen, T. ; Gallo, M. ; Casati, E. ; Nannan, NR; Zamfirescu, C. ; Guardone, A. ; Colonna, P. Le tube à choc asymétrique flexible (FAST) : une installation à tube de Ludwieg pour les mesures de propagation des ondes dans les vapeurs à haute température de fluides organiques. Exp. Fluides 2015, 56, 195. [CrossRef]
45. Chandrasekaran, Nouveau-Brunswick; Michelis, T. ; Mercier, B. ; Colonna, P. Expériences préliminaires sur des vapeurs à haute température de fluides organiques dans le tube à choc asymétrique pour des expériences sur les ondes de raréfaction (ASTER). Dans Actes du 4e séminaire international sur la dynamique des fluides compressibles non idéales (NICFD2022), City University, Londres, Royaume-Uni, 3 et 4 novembre 2022.
46. Dettleff, G. ; Thompson, Pennsylvanie ; Meier, EA; Speckmann, H. Une étude expérimentale des ondes de choc de liquéfaction. J. Mécanique Fluide. 1979, 95, 279-304. [Référence croisée]
47. Dettleff, G. ; Thompson, Pennsylvanie ; Meier, EA Premiers résultats expérimentaux sur les ondes de choc de liquéfaction dans les fluides organiques. Cambre. Mécanique. 1976, 28, 827-836.
48. Duff, K. Condensation hors équilibre du dioxyde de carbone dans les buses supersoniques. doctorat Thèse, MIT, Cambridge, MA, États-Unis, 1966.
49. Lettieri, C. ; Yang, D. ; Spakoszky, Z. Une étude des effets de condensation dans les compresseurs de dioxyde de carbone supercritiques. ASME J. Ing. Puissance des turbines à gaz 2015, 137, 082602. [CrossRef]
50. Spinelli, A. ; Dossena, V. ; Gaetani, P. ; Osnaghi, C. ; Colombo, D. Conception d'un banc d'essai pour les vapeurs organiques. Dans les actes de l' ASME Turbo Expo 2010, Glasgow, Royaume-Uni, 14-18 juin 2010.
51. Spinelli, A. ; Dossena, V. ; Gaetani, PP ; Casella, F. Conception, simulation et construction d'un banc d'essai pour vapeurs organiques. ASME J. Ing. Turbine à gaz. Puissance 2013, 135, 10. [CrossRef]
52. Spinelli, A. ; Guardone, A. ; Cozzi, F. ; Cammi, G. ; Chéli, R. ; Zocca, M. ; Gaetani, P. ; Dossena, V. Observation expérimentale du débit de buse non idéal du MDM à vapeur de siloxane. Dans Actes du 3e séminaire international sur les systèmes électriques ORC, Bruxelles, Belgique, 12-14 octobre 2015.
53. Spinelli, A. ; Cozzi, F. ; Cammi, G. ; Zocca, M. ; Gaetani, P. ; Dossena, V. ; Guardone, A. Caractérisation préliminaire d'un flux en expansion de vapeur de siloxane MDM. Dans Journal of Physics : série de conférences ; Publications IOP : Bristol, Royaume-Uni, 2017 ; Tome 821, p. 012022.
54. Spinelli, A. ; Cammi, G. ; Conti, CC; Gallarini, S. ; Zocca, M. ; Cozzi, F. ; Gaetani, P. ; Dossena, V. ; Guardone, A. Observation expérimentale et modélisation thermodynamique de flux en expansion non idéaux de vapeur de siloxane MDM pour les applications ORC. Énergie 2019, 168, 285-294. [Référence croisée]
55. Robertson, MC; Newton, PJ ; Chen, T. ; Martinez-Botas, RF Développement et mise en service d'une installation de purge de vapeurs de gaz denses. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo 2019, Phoenix, AZ, États-Unis, 17-21 juin 2019. GT2019-91609.
56. Robertson, MC; Newton, PJ ; Chen, T. ; Costall, A. ; Martinez-Botas, RF Etude expérimentale et numérique du supersonique flux non idéaux pour les applications organiques du cycle de Rankine. ASME J. Ing. Puissance des turbines à gaz 2020, 142, 081007. [CrossRef]
57. Dixon, SL; Hall, CA Mécanique des fluides et thermodynamique des turbomachines, 6e éd. ; Butterworth-Heinemann : Burlington, MA, États-Unis, 2010.
58. Hirsch, C. (Ed.) Méthodes avancées pour les tests en cascade ; OTAN, AGARDograph 328 ; Services d'impression spécialisés limités : Loughton, Royaume-Uni, 1993 ; ISBN92-835-0717-7.
59. Sieverding, CH Développement aérodynamique d'aubes de turbomachines axiales. En Thermodynamique et Mécanique des Fluides des Turbomachines ; Ücer, AS, Stow, P., Hirsch, C., éd.; Série ASI de l'OTAN : Dordrecht, Pays-Bas, 1985 ; Tome 1.
60. Reinker, F. ; Hasselmann, K. ; aus der Wiesche, S. ; Kenig, EY Thermodynamique et mécanique des fluides d'une soufflerie à cascade de pales fermées pour vapeurs organiques. ASME J. Ing. Puissance des turbines à gaz 2015, 138, 052601. [CrossRef]
61. Reinker, F. ; Kenig, EY; Passmann, M. ; aus der Wiesche, S. Soufflerie organique en boucle fermée (CLOWT) : Conception, composants et système de contrôle. Dans Actes de l'ORC2017 — 4e séminaire international sur les systèmes électriques ORC, Milan, Italie, 13-15 septembre 2017 ; pp. 200-207.

Machine Translated by Google

62. Reinker, F. ; Kenig, EY; aus der Wiesche, S. CLOWT : Une installation d'essai multifonctionnelle pour l'étude des flux de vapeurs organiques. Dans les actes de la 5e conférence d'été conjointe américano-européenne sur l'ingénierie des fluides ASME 2018, Montréal, QC, Canada, 15-20 juin 2018.
63. Reinker, F. ; Kenig, EY; aus der Wiesche, S. Soufflerie à vapeur organique en boucle fermée (CLOWT : Mise en service et expérience opérationnelle. Dans les actes de l'ORC2019 — 5e séminaire international sur les systèmes électriques ORC, Athènes, Grèce, 9-11 septembre 2019.
64. Merlu, L. ; Reinker, F. ; Wagner, R. ; aus der Wiesche, S. ; Schatz, M. La perte de profil des aubes fabriquées par additif pour les turbines organiques à cycle de Rankine. Int. J. Turbomach. Propulse. Puissance 2022, 7, 11. [CrossRef]
65. Blanc, MT ; Sayma, AI Conception d'une installation d'essai supersonique à accès optique en boucle fermée pour les vapeurs organiques. Dans les actes du ASME Turbo Expo 2018, Oslo, Norvège, du 11 au 15 juin 2018. GT2018-75301.
66. Bier, K. ; Ehrler, F. ; Hartz, U. ; Kissau, G. Zur Berechnung von Düsenströmungen, plus réaliste que Gase. Forsch. GNL. Wes. 1977, 43, 175-184. [Référence croisée]
67. Tête, A. ; De Servi, C. ; Casati, E. ; Pini, M. ; Colonna, P. Conception préliminaire de l'ORCHID : une installation pour étudier la dynamique des fluides compressibles non idéales et tester les expanseurs ORC. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo 2016, Séoul, Corée du Sud, 13-17 juin 2016. GT2016-56103.
68. Beltrame, F. ; Chef, AJ ; De Servi, C. ; Pini, M. ; Schrijer, F. ; Colonna, P. Premières expériences et mise en service de la section d'essai des buses ORCHID. Dans NICFD 2020 : Actes du 3e séminaire international sur la dynamique des fluides compressibles non idéales pour la propulsion ; Pini, M., éd.; Série ERCOFTAC ; Springer : Berlin/Heidelberg, Allemagne, 2021 ; Volume 28, p. 169-178. [Référence croisée]
69. White, M. Atelier sur les installations d'essais expérimentaux. Dans Actes du 4e séminaire international sur la dynamique des fluides compressibles non idéales (NICFD2022), City University, Londres, Royaume-Uni, 3 et 4 novembre 2022.
70. Bradshaw, P. Mécanique des fluides expérimentale ; Pergamon Press : Oxford, Royaume-Uni, 1970.
71. Bradshaw, P. Une introduction à la turbulence et à sa mesure ; Pergamon Press : Oxford, Royaume-Uni, 1971.
72. Eckelmann, H. Einführung dans Die Strömungsmeßtechnik ; Teubner : Stuttgart, Allemagne, 1997.
73. Nitsche, W. ; Brunn, A. Strömungsmesstechnik; Springer-VDI : Berlin, Allemagne, 2006.
74. Tropea, C. ; Yarin, AL; Foss, JF (Eds.) Manuel Springer de mécanique des fluides expérimentale ; Springer : Berlin, Allemagne, 2007.
75. Han, J.-C. ; Wright, L. Méthodes expérimentales en transfert de chaleur et mécanique des fluides ; CRC Press : Boca Raton, FL, États-Unis, 2022.
76. Liepmann, HW; Roshko, A. Éléments de la dynamique des gaz ; John Wiley & Sons : New York, NY, États-Unis, 1957.
77. John, JE; Keith, TG Gas Dynamics, 3e éd.; Pearson : Upper Saddle River, New Jersey, États-Unis, 2006.
78. Folsom, RG Examen des tubes de Pitot. Trans. Suis. Soc. Mécanique. Ing. 1956, 78, 1447-1460. [Référence croisée]
79. Moore, MJ; Sieverding, CH Écoulement de vapeur biphasé dans les turbines et les séparateurs : théorie, instrumentation, ingénierie ; Hémisphère Publication : Washington, DC, États-Unis, 1976 ; Tome 1.
80. Murthy, S. ; Léonard, M. ; Ehresman, C. Une sonde de pression de stagnation pour le flux d'air chargé de gouttelettes. J. Propuls. 1986, 2, 195-196. [Référence croisée]
81. Harbeck, J. ; Geist, S. ; Schatz, M. Une approche pour mesurer la hauteur totale dans les sillages et près des murs d'extrémité dans des conditions de buée élevée. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo 2021, virtuel, du 7 au 11 juin 2021. GT2021-59190.
82. Conti, C. ; Fusetti, A. ; Spinelli, A. ; Guardone, A. Pertes de choc et mesures du tube de Pitot dans des écoulements supersoniques et subsoniques non idéaux de vapeurs organiques. Dans Actes du 6e séminaire international sur les systèmes électriques ORC, Munich, Allemagne, 11-13 octobre 2021 ; p. 81.
83. Conti, C. ; Fusetti, A. ; Spinelli, A. ; Gaetani, P. ; Guardone, A. Système pneumatique pour les mesures de sonde de pression en transitoire flux de vapeurs non idéales soumis à une condensation en ligne. Mesure 2022, 192, 110802. [CrossRef]
84. Conti, C. ; Fusetti, A. ; Spinelli, A. ; Guardone, A. Mesures de perte de choc dans des flux supersoniques non idéaux de vapeurs organiques. Exp. Fluides 2022, 63, 117. [CrossRef]
85. Reinker, F. ; Wagner, R. ; Passmann, M. ; Merlu, L. ; aus der Wiesche, S. Performance d'une sonde Pitot à cylindre rotatif dans des flux de gaz non idéaux subsoniques élevés. Dans NICFD 2020, ERCOFTAC série 28 ; Pini, M., de Servi, C., Spinelli, A., di Mare, F., Guardone, A., éd.; Springer International Publishing : Cham, Suisse, 2021 ; pp. 144-152. [Référence croisée]
86. aus der Wiesche, S. ; Reinker, F. ; Wagner, R. ; Merlu, L. ; Passmann, M. Nombres de Mach critiques et étouffants pour les flux de vapeur organique à travers les cascades de turbines. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo 2021, virtuel, du 7 au 11 juin 2021. GT2021-59013.
87. Dura Galiana, FJ; Wheeler, AP ; Ong, J. Une étude des pertes de pointe dans les turbines organiques à cycle Rankine. Proc. ASME J. Turbomachine. 2016, 138, 121003. [Réf. croisée]
88. Reinker, F. ; Wagner, R. ; Merlu, L. ; aus der Wiesche, S. Flux subsonique élevé d'une vapeur organique devant un cylindre circulaire. Exp. Fluides 2021, 62, 54. [Réf. croisée]
89. Manfredi, M. ; Persico, G. ; Spinelli, A. ; Gaetani, P. ; Dossena, V. Stratégie de mesure des pertes dans les cascades de pales supersoniques ORC. Dans Actes du 4e séminaire international sur la dynamique des fluides compressibles non idéales (NICFD2022), City University, Londres, Royaume-Uni, 3 et 4 novembre 2022.
90. Manfredi, M. ; Spinelli, A. ; Persico, G. ; Gaetani, P. ; Dossena, V. Expériences sur l'azote sur une cascade linéaire supersonique pour les applications ORC. Dans les actes du XXVIe symposium biennal sur les techniques de mesure dans les turbomachines, Pise, Italie, 28-30 septembre 2022.
91. Baumgärtner, D. Effets réels des gaz dans les turbines ORC. doctorat Thèse, Université de Cambridge, Cambridge, Royaume-Uni, 2020. [CrossRef]
92. Wyler, JS Probe Effets de blocage dans les jets libres et les tunnels fermés. ASME J. Ing. Pouvoir 1975, 97, 509-514. [Référence croisée]

Machine Translated by Google

93. Truckenmüller, F. ; Renner, M. ; Stetter, H. ; Hosenfeld, H. Effets de blocage de la sonde transsonique dans une soufflerie d'étalonnage et un passage d'aube de stator. Dans Actes de l'ASME Turbo Expo 1996, Birmingham, Royaume-Uni, 10-13 juin 1996 ; p. 1 à 8.
94. Langford, RW; Keeley, KR ; Wood, N.-B. Enquête sur les caractéristiques d'étalonnage transsonique des sondes de pression statique de turbine. Dans Actes de la conférence et exposition internationale ASME 1982 sur les turbines à gaz, Londres, Royaume-Uni, 18-22 avril 1982. Papier ASME, n° 82-GT-280.
95. Squire, Effets LC des supports de sonde sur les mesures dans les turbines à vapeur. Dans les actes de l'ASME 1986 International Gas Conférence et exposition sur les turbines, Düsseldorf, Allemagne, 8-12 juin 1986. ASME-Paper, n° 86-GT-213.
96. Ducruet, C. Une méthode de correction des mesures de pression de paroi dans un écoulement compressible subsonique. ASME J. Fluides Ing. 1991, 113, 256-260. [Référence croisée]
97. Spinelli, A. ; Cammi, G. ; Gallarini, S. ; Zocca, M. ; Cozzi, F. ; Gaetani, P. ; Dossena, V. ; Guardone, A. Preuve expérimentale d' effets compressibles non idéaux dans l'écoulement en expansion d'une vapeur à haute complexité moléculaire. Exp. Fluides 2018, 59, 126. [CrossRef]
98. Schollmeier, J.-N.; aus der Wiesche, S. Une routine conviviale de réduction des données de la sonde Pitot pour les applications de débit de gaz non idéal. Énergie 2022, 261, 125143. [CrossRef]
99. Passmann, M. ; aus der Wiesche, S. ; Joos, F. Une méthode de calcul analytique unidimensionnelle pour obtenir des pertes de choc normales dans des flux de gaz réels supersoniques. Dans Journal of Physics : série de conférences ; Publications IOP : Bristol, Royaume-Uni, 2017 ; Tome 821, p. 012004. [Référence croisée]
100. Portée, R. ; Wagner, W. Équations d'état pour les applications techniques. I. Formes fonctionnelles optimisées simultanément pour les fluides apolaires et polaires. Int. J. Thermophys. 2003, 24, 1–39. [Référence croisée]
101. Colonna, P. ; Nannan, NR; Guardone, A. ; Lemmon, EW Équations d'état multiparamétriques pour certains siloxanes. Phase fluide Équilibres 2006, 244, 193-211. [Référence croisée]
102. Colonna, P. ; Nannan, NR; Guardone, A. Équations d'état multiparamétriques pour les siloxanes[(CH3)3-Si-O1/2]2-[O-Si-(CH3)2]i=1,...,3, et [O-Si-(CH3)2]6. Équilibres de phase fluide 2008, 263, 115-130. [Référence croisée]
103. Thol, M. ; Dubberke, FH; Rutkai, G. ; Windmann, T. ; Köster, A. ; Portée, R. ; Vrabec, J. Équation fondamentale de corrélation d'état pour l'hexaméthyldisiloxane basée sur des données expérimentales et de simulation moléculaire. Équilibres de phase fluide 2016, 418, 133-151. [Référence croisée]
104. Thol, M. ; Dubberke, FH; Baumhögger, E. ; Vrabec, J. ; Span, R. Mesures de la vitesse du son et équations d'état fondamentales pour l'octaméthyltrisiloxane et le décaméthyltétrasiloxane. J. Chem. Ing. Données 2017, 62, 2633-2648. [Référence croisée]
105. Gori, G. ; Molesini, P. ; Persico, G. ; Guardone, A. Dynamique des fluides compressibles non idéales des sondes de pression à réponse rapide pour les mesures de débit instable dans les turbomachines. Dans Journal of Physics : série de conférences ; Publications IOP : Bristol, Royaume-Uni, 2017 ; Tome 821, p. 012005.
106. Cozzi, F. ; Spinelli, A. ; Gallarini, S. ; Guardone, A. Diagnostics optiques pour la dynamique des fluides compressibles non idéales. Taureau Rcoftac. 2020, 124, 67-72.
107. Chef, AJ ; Novare, M. ; Gallo, M. ; Schrijer, F. ; Colonna, P. Faisabilité de la vélocimétrie par image de particules pour les applications non conventionnelles à basse vitesse Flux de vapeur. Exp. Thermie. Scie fluide. 2019, 102, 589-594. [Référence croisée]
108. Settles, GS Schlieren et Shadowgraph Techniques : visualisation des phénomènes dans des supports transparents ; Springer : Berlin/Heidelberg, Allemagne, 2001.
109. Merzkirch, W. Visualisation du flux ; Academic Press : Cambridge, MA, États-Unis, 1987.
110. Conti, CC; Spinelli, A. ; Cammi, G. ; Zocca, M. ; Cozzi, F. ; Guardone, A. Schlieren visualisations d'écoulements de fluides compressibles non idéaux . Dans Actes de la 13e Conférence internationale sur le transfert de chaleur, la mécanique des fluides et la thermodynamique (HEFAT 2017) ; EDAS : Messine, Italie, 2017 ; pp. 513-518.
111. Cammi, G. Techniques de mesure pour les écoulements de fluides compressibles non idéaux : applications aux fluides organiques. doctorat Thèse, Politecnico di Milano, CREA Lab, Milan, Italie, 2019.
112. Zocca, M. ; Guardone, A. ; Cammi, G. ; Cozzi, F. ; Spinelli, A. Observation expérimentale d'ondes de choc obliques en milieu stable non idéal coule. Exp. Fluides 2019, 60, 101. [CrossRef]
113. Cozzi, F. ; Göttlich, E. ; Angelucci, L. ; Dossena, V. ; Guardone, A. Développement d'une technique de schlieren orientée vers l'arrière-plan avec des lentilles télécentriques pour un flux supersonique. Dans Journal of Physics : série de conférences ; Publications IOP : Bristol, Royaume-Uni, 2017 ; Tome 778, p. 012006.
114. Richard, H. ; Raffel, M. Principe et applications de la méthode schlieren orientée arrière-plan (BOS). Mesures. Sci. Technologie. 2001, 12, 1576-1585. [Référence croisée]
115. Klinge, F. ; Kirmse, T. ; Kompenhans, J. Application du Schlieren quantitatif orienté vers le fond (BOS) : enquête sur une aile Astuce Vortex dans une soufflerie transsonique. Proc. PSFVIP4 2003, 4097, 3–5.
116. Goldhahn, E. ; Seume, J. La technique schlieren orientée arrière-plan : sensibilité, précision, résolution et application à un champ de densité tridimensionnel. Exp. Fluides 2007, 43, 241-249. [Référence croisée]
117. Venkatakrishnan, L. ; Meier, GE Mesures de densité à l'aide de la technique de Schlieren orientée fond. Exp. Fluides 2004, 37, 237-247. [Référence croisée]
118. Raffel, M. Techniques de schlieren orientées vers l'arrière-plan (BOS). Exp. Fluides 2015, 56, 1–17. [Référence croisée]
119. Clem, MM; Zaman, KBMQ; Fagan, AF; Glenn, N. Schlieren orienté vers le contexte appliqué à l'étude de l'espacement des chocs dans un jet circulaire hurlant. Dans les actes de la 50e réunion des sciences aérospatiales de l'AIAA, y compris le forum New Horizons et l'exposition aérospatiale, Nashville, Tennessee, États-Unis, 9-12 janvier 2012 ; p. 1 à 12.

Machine Translated by Google

120. Kindler, K. ; Goldhahn, E. ; Léopold, F. ; Raffel, M. Développements récents dans les méthodes Schlieren orientées arrière-plan pour les pales de rotor mesures du vortex de pointe. Exp. Fluides 2007, 43, 233-240. [Référence croisée]
121. Sundermeier, S. ; Matar, C. ; aus der Wiesche, S. ; Cinnelle, P. ; Merlu, L. ; Gloerfelt, X. Étude expérimentale et numérique de l'écoulement transsonique d'une vapeur organique devant un cylindre circulaire. Dans Actes du 4e séminaire international sur la dynamique des fluides compressibles non idéales (NICFD2022), City University, Londres, Royaume-Uni, 3 et 4 novembre 2022.
122. Passmann, M. ; aus der Wiesche, S. ; Joos, F. Focusing Schlieren Visualisation des flux de fuite à la pointe de la turbine transsonique. Int. J. Turbomachine. Propulse. Puissance 2020, 5, 1. [CrossRef]
123. Schardin, H. Die Schlierenverfahren und ihre Anwendungen. Dans Ergebnisse der Exakten Naturwissenschaften; Springer : Berlin, Allemagne, 1942 ; pp. 303-349.
124. Weinstein, L. Système Schlieren de mise au point haute luminosité à grand champ. AIAA J. 1993, 31, 1250-1255. [Référence croisée]
125. Albrecht, H.-E.; Damaschke, N. ; Borys, M. ; Tropea, C. Techniques de mesure laser Doppler et Doppler de phase ; Springer : Berlin, Allemagne, 2013.
126. Gallarini, S. ; Cozzi, F. ; Spinelli, A. ; Guardone, A. Mesures directes de vitesse dans des flux de vapeur non idéaux à haute température. Exp. Fluides 2021, 62, 199. [CrossRef]
127. Gallarini, S. ; Spinelli, A. ; Cozzi, F. ; Guardone, A. Conception et mise en service d'un système d'ensemencement de vélocimétrie laser Doppler pour des écoulements de fluides non idéaux. Dans Actes de la 12e Conférence internationale sur le transfert de chaleur, la mécanique des fluides et la thermodynamique HEFAT, Costa de Sol, Espagne, 11-13 juillet 2016.
128. Westerweel, J. ; Elsinga, GE; Adrian, RJ Vélocimétrie par image de particules pour les écoulements complexes et turbulents. Ann. Révérend Fluid Mech. 2013, 45, 409-436. [Référence croisée]
129. Raffel, M. ; Willert, CE; Wereley, ST; Kompenhans, J. Vélocimétrie par image de particules : un guide pratique ; Springer : Berlin, Allemagne, 2007.
130. Ueno, W. ; Tsuru, S. ; Kinoué, Y. ; Shiomo, N. ; Setoguchi, T. Mesure PIV du débit de buse biphasique gaz-liquide de dioxyde de carbone . Dans Actes de la conférence ASME-JSME-KSME Joints Fluids Engineering, Séoul, République de Corée, 26-31 juillet 2015. AJKFluids2015-20169.
131. Valori, V. Rayleigh-Benard Convection d'un fluide supercritique : (PIV) et étude de transfert de chaleur. doctorat Thèse, Université de Delft de Technologie, Delft, Pays-Bas, 2017.
132. Perry, A. Anémométrie à fil chaud ; Clarendon Press : Oxford, Royaume-Uni, 1982.
133. Fingerson, L. ; Freymuth, P. Anémomètres thermiques. En mesures de mécanique des fluides ; Goldstein, R., éd.; Hémisphère : Washington, DC, États-Unis, 1983.
134. Lomas, C. Fondamentaux de l'anémométrie à fil chaud ; Cambridge University Press : Cambridge, Royaume-Uni, 1986.
135. Bruun, HH Anémométrie à fil chaud : principes et analyse du signal ; Oxford University Press : Oxford, Royaume-Uni, 1995.
136. Comte-Bellot, G. Anémométrie à fil chaud. Ann. Révérend Fluid Mech. 1976, 8, 209-231. [Référence croisée]
137. Kovasznay, LSG L'anémomètre à fil chaud dans les flux supersoniques. J. Aéronaute. Sci. 1950, 17, 565-584. [Référence croisée]
138. Spangenberg, WG Caractéristiques de perte de chaleur des anémomètres à fil chaud à diverses densités dans les écoulements transsoniques et supersoniques ; CCNTA Technologie. Note n° 3381 ; Comité consultatif national de l'aéronautique : Washington, DC, États-Unis, 1955.
139. Morkovin, Fluctuations MW et anémométrie à fil chaud dans les écoulements compressibles ; AGARDographie n° 24 ; OTAN : Paris, France, 1956.
140. Horstman, CC; Rose, WC Anémométrie à fil chaud en flux transsonique. AIAA J. 1977, 15, 395-401.
141. Rose, WC ; McDaid, EP Mesure de turbulence dans l'écoulement transsonique. AIAA J. 1977, 15, 1368-1370. [Référence croisée]
142. Stainback, PC ; Johnson, CB; Basnett, CB Mesures préliminaires des fluctuations de vitesse, de densité et de température totale dans un écoulement subsonique compressible. Dans Actes de la 21e réunion des sciences aérospatiales de l'AIAA, Reno, NV, États-Unis, 10-13 janvier 1983. AIAA-83-0384.
143. Stainback, PC Certaines influences des valeurs approximatives de la vitesse, de la densité et des sensibilités totales à la température sur les résultats de l'anémomètre à fil chaud. Dans Actes de la 24e réunion des sciences aérospatiales de l'AIAA, Reno, NV, États-Unis, 6-9 janvier 1986. AIAA-86-0506.
144. Stainback, PC ; Nagabushana, KA Review: Anémométrie à fil chaud dans les écoulements de glissement transsoniques et subsoniques. ASME Fluides Ing. 1997, 119, 14-18. [Référence croisée]
145. Motallebi, F. Une revue de la technique du fil chaud dans les flux compressibles 2D. Programme. Sciences aérospatiales. 1994, 30, 267-294. [Référence croisée]
146. Johnston, R. ; Fleeter, S. Étalonnage à fil chaud à débit compressible. Exp. Fluides 1997, 22, 444-446. [Référence croisée] 147. de Souza, F. ; Tavoularis, S. Réponse au fil chaud dans un flux subsonique élevé. Dans les actes de la 37e édition des sciences aérospatiales de l'AIAA Réunion et exposition, Reno, NV, États-Unis, 11-14 janvier 1999. AIAA-99-0310.
148. Cukurel, B. ; Acarer, S. ; Arts, T. Une nouvelle perspective sur la méthodologie d'étalonnage à fil chaud croisé à grande vitesse. Exp. Fluides 2012, 53, 1073-1085. [Référence croisée]
149. Reinker, F. ; aus der Wiesche, S. Application de l'anémométrie à fil chaud dans le régime d'écoulement de vapeur organique hautement subsonique. Dans NICFD 2020, ERCOFTAC série 28 ; Pini, M., de Servi, C., Spinelli, A., di Mare, F., Guardone, A., éd.; Springer International Publishing : Cham, Suisse, 2021 ; 135-143.
150. Merlu, L. ; Sundermeier, S. ; Cakievski, L. ; Baumer, J. ; aus der Wiesche, S. ; Matar, C. ; Cinnelle, P. ; Gloerfelt, X. Anémométrie à fil chaud dans les flux de vapeurs organiques subsoniques élevées. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo 2022, Rotterdam, Pays-Bas, 13-17 juin 2022. GT2022-81686.
151. Merlu, L. ; aus der Wiesche, S. ; Sundermeier, S. ; Bienner, A. ; Gloerfelt, X. ; Cinnella, P. Turbulence décroissante générée par la grille dans un flux de vapeur organique. Dans Actes du 4e séminaire international sur la dynamique des fluides compressibles non idéales (NICFD2022), City University, Londres, Royaume-Uni, 3 et 4 novembre 2022.

Machine Translated by Google

152. Jones, GS Exigences de la soufflerie pour l'étalonnage du fil chaud. Dans les actes du 18e essai au sol aérospatial de l'AIAA Réunion, Colorado Springs, Colorado, États-Unis, 20-23 juin 1994. AIAA-94-2534.
153. Yavuzkurt, S. Un guide pour l'analyse de l'incertitude des données sur fil chaud. ASME J. Fluides Ing. 1984, 106, 181-186. [Référence croisée]
154. Smolyakov, AV; Tkachenko, VM La mesure des fluctuations turbulentes ; Springer : Berlin, Allemagne, 1983.
155. Wyngaard, JC Mesure de la structure de turbulence à petite échelle avec des fils chauds. J. Sci. Instrument. 1968, 1, 1105-1108. [Référence croisée]
156. Merlu, L. ; Sundermeier, S. ; aus der Wiesche, S. ; Bienner, A. ; Gloerfelt, X. ; Matar, C. ; Cinnella, P. Réduction des données des signaux d'anémométrie à fil chaud pour les flux de vapeurs organiques compressibles, prise en charge par CFD . Dans les actes du XXVIe symposium biennal sur les techniques de mesure dans les turbomachines, Pise, Italie, 28-30 septembre 2022.
157. Weiss, J. ; Chokani, N. ; Comte-Bellot, G. Utilisation d'un anémomètre à température constante et à tension constante dans un flux de Mach 2,5. AIAA J. 2005, 43, 1140-1143. [Référence croisée]
158. Roediger, T. ; Jenkins, S. ; Knauss, H. ; Wolfersdorf, J. ; Gaisbauer, U. ; Kraemer, E. Mesures de transfert de chaleur résolues dans le temps sur la paroi de pointe d'un canal nervuré à l'aide d'un nouveau capteur de flux thermique — Partie I : capteur et références. ASME J. Turbomach. 2008, 130, 011018. [Réf. croisée]
159. Sieverding, C. ; Manna, M. Une revue sur le débit du bord de fuite des turbines. Int. J. Turbomach. Propulse. Puissance 2020, 5, 10. [CrossRef]
160. Sieverding, CH; Heinemann, H. L'influence de l'état de la couche limite sur la perte de vortex à partir de plaques plates et de cascades de turbines. ASME J. Turbomach. 1990 : 112, 181-187. [Référence croisée]

Avis de non-responsabilité/Note de l'éditeur : Les déclarations, opinions et données contenues dans toutes les publications sont uniquement celles du ou des auteurs et contributeurs individuels et non de MDPI et/ou du ou des éditeurs. MDPI et/ou le(s) éditeur(s) déclinent toute responsabilité pour tout préjudice corporel ou matériel résultant des idées, méthodes, instructions ou produits mentionnés dans le contenu.

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Article

Simulation CFD 3D transitoire d'une turbine Pelton – A Approche de pointe pour le développement et l'optimisation de Pelton†

Lukas Sandmaier*, Peter Meusburger et Helmut Benigni*

Institut des machines à fluides hydrauliques, Université technologique de Graz, Kopernikusgasse 24/4, 8010 Graz, Autriche * Correspondance : lukas.sandmaier@tugraz.at (LS) ; helmut.benigni@tugraz.at (HB) ; Tél. : +43-316-873-8074 (LS)

† Cet article a été publié dans les actes de la 18e conférence sur la modélisation des écoulements de fluides (CMFF'22), Budapest, Hongrie, du 30 août au 2 septembre 2022.

Résumé : Les conditions d'écoulement complexes dans les turbines Pelton rendent difficile l'obtention d' un aperçu détaillé des processus d'écoulement locaux. Cependant, les méthodes CFD offrent un vaste potentiel pour développer et optimiser les turbines Pelton en raison de ces conditions d'écoulement. Dans le cadre d'un examen approfondi, un prototype de turbine Pelton à six buses et 19 augets a été étudié à l'aide de simulations CFD 3D. Premièrement, les simulations stables du collecteur et la simulation du canal instationnaire ont été réalisées avec un code CFD commercial basé sur un maillage, dans lequel un modèle de turbulence à deux équations et un modèle homogène à deux phases ont été utilisés. Ensuite, pour limiter le temps de simulation, la symétrie a été appliquée dans la simulation du coureur, ainsi qu'une définition stratégique de la taille des éléments de maillage dans les blocs sélectionnés d' intérêt supérieur. Par la suite, les résultats de la simulation ont été analysés. Sur la base des premiers résultats de simulation, la géométrie du distributeur a été modifiée selon un processus itératif pour réduire les pertes et améliorer la forme du jet. Pour améliorer cette dernière, un nombre caractéristique a été introduit pour quantifier les flux secondaires en amont des buses, qui agissent négativement sur la forme du jet. De plus, les résultats de la simulation du canal ont été analysés en accordant une attention particulière à l'interaction jet-godet du début à la fin du cycle d'impact d'un godet particulier. Enfin, une augmentation potentielle de l'efficacité pourrait être déduite du résumé.

Mots-clés : Turbine Pelton; dynamique des fluides computationnelle; l'hydroélectricité; modélisation numérique

check for updates

Référence : Sandmaier, L. ; Meusburger, P. ; Benigni, H. CFD 3D transitoire Simulation d'une turbine Pelton—A Approche de pointe pour le développement et l'optimisation Pelton. Int. J. Turbomach. Propulse. Puissance 2023, 8, 10. https://doi.org/10.3390/ijtpp8010010

Rédacteurs académiques : János Gábor Vad, Csaba Horváth et Tamás Benedek

Reçu : 23 janvier 2023
Révisé : 3 mars 2023
Accepté : 6 mars 2023
Publié : 9 mars 2023

Copyright : © 2023 par les auteurs. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.
Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Introduction

L'application de la dynamique des fluides numérique (CFD) a une longue histoire dans l'étude , la conception et l'optimisation des machines à fluides hydrauliques. Cela est particulièrement vrai pour les turbines Francis et Kaplan, qui peuvent en grande partie être transférées à un problème en régime permanent. Le succès et l'expérience de la simulation de l'écoulement dans les turbines Kaplan et Francis ont ensuite conduit à appliquer également la technique et le savoir-faire aux composants des turbines Pelton [1].

En raison du principe de fonctionnement totalement différent des turbines Pelton, le transfert de savoir-faire s'est déroulé en plusieurs étapes. Les recherches ont commencé avec les composants les plus faciles à simuler, à savoir le distributeur et la buse, qui ont un écoulement majoritairement monophasé. Le débit dans le distributeur, y compris les buses, a été étudié dans une configuration d'écoulement monophasé au début des simulations numériques en hydraulique Pelton dans [1].
Des conclusions ont été tirées sur d'éventuelles pertes et influences perturbatrices sur la formation du jet. En aval des buses, l'écoulement est diphasique, ce qui a dû être pris en compte dans la modélisation. Muggli et Zhang [2] ont réalisé une simulation d'écoulement diphasique de la formation de jet, basée sur une grille numérique planaire utilisant la périodicité de rotation, et ont comparé les résultats avec des données expérimentales. Cependant, la situation s'avère beaucoup plus complexe lorsqu'on enquête sur le coureur Pelton. En ce qui concerne le principe de fonctionnement, de manière significa

Machine Translated by Google

des phénomènes d'écoulement plus complexes se sont produits que ce n'est le cas avec les turbines Kaplan ou Francis. Par exemple, le comportement transitoire doit être pris en compte lors de la simulation de l' interaction jet-godet et de l'écoulement du godet. De plus, les gradients élevés de pression, de vitesse et les deux phases à considérer, l'eau et l'air, compliquent encore davantage les investigations numériques. Les éclaboussures d'eau et les gouttelettes dans le carter de la turbine provoquent des pertes de ventilation dues à l'interaction avec la roue et les jets, qui peuvent difficilement être suivies par les simulations numériques basées sur une grille . Au début, des simulations CFD de l'interaction jet-godet ont été réalisées en utilisant l'impact d'un godet stationnaire, comme le montre [3]. Avec les performances croissantes des ordinateurs modernes et du stockage des données, la complexité des investigations numériques menées sur les turbines Pelton a également progressé. Ceci est de plus en plus évident dans les expériences numériques incluant l'ensemble du trajet d'écoulement de la turbine Pelton, comme le montre [4].

Les progrès dans ce domaine permettent une meilleure compréhension des processus d'écoulement. Cela réduit également la dépendance aux tests sur modèles dans le processus de développement, même si ceux-ci ne peuvent pas être entièrement supprimés. En conséquence, la simulation numérique des turbines Pelton n'est plus uniquement utilisée à des fins d'analyse théorique. Au contraire, il a déjà pris le chemin d'un outil de développement et d'optimisation, non seulement pour le distributeur et les buses mais aussi pour la roue de turbine, comme l'a montré Židonis dans [5].

De nombreuses études publiées sur les investigations numériques des turbines Pelton utilisent un modèle de turbine à tuyère unique, par exemple comme dans [5–7]. Supposons cependant que l'objectif soit d'étudier les performances globales des turbines Pelton multi-buses. Dans ce cas, il est parfois crucial de prendre en compte toutes les buses dans la configuration de simulation. Ce n'est qu'ainsi que l'on peut évaluer la vidange du godet et détecter d'éventuelles interférences de jet, ce qui influence considérablement le comportement de fonctionnement global.

Lors de l'utilisation d'un code CFD eulérien, le nombre de cellules de grille nécessaires ou de nœuds peut augmenter considérablement, tout comme le temps de simulation. Ce détail est particulièrement important lorsque la combinaison du nombre de tuyères et du nombre d'aubes d'une turbine donnée ne permet pas d'obtenir des effets de symétrie dans la direction circonférentielle. La turbine Pelton étudiée dans le présent article représente un tel cas, avec une turbine à six buses et une roue à 19 augets.

Comme alternative au code CFD eulérien, les codes CFD lagrangiens, tels que Smoothed Particle Hydrodynamics (SPH) ou Fast Lagrangian Solver (FLS), sont utilisés pour analyser les turbines Pelton. Un aperçu de l'application du SPH dans les turbines Pelton est donné dans [8].

2. Simulation numérique

La modélisation numérique et la simulation de cette étude étaient basées sur le code commercial Ansys CFX, version 20.1. Ce code est largement utilisé dans les machines à fluides hydrauliques, car il a fourni de bons résultats dans la simulation des turbines Pelton en termes de précision. Néanmoins, cela est associé à de longues durées de simulation et à des coûts numériques élevés en conséquence [9].

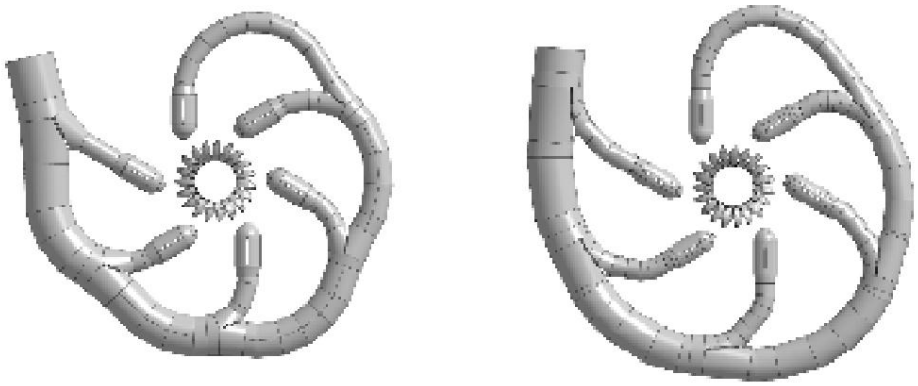
L'étude numérique de la turbine Pelton donnée a été divisée en deux parties distinctes. Dans la première partie, une analyse du distributeur Pelton a été réalisée, dans laquelle les pertes hydrauliques et la forme du jet étaient intéressantes. Par conséquent, les calculs ont été effectués dans une configuration monophasée et biphasée.

Dans un deuxième temps, le comportement du coureur a été étudié. Concernant la simulation de la roue, l'accent a été mis à la fois sur les performances globales sous la forme de l' efficacité hydraulique ainsi que sur le couple généré et sur l'évaluation de l' interaction jet-godet. Cette dernière était basée sur l'analyse de la répartition de la pression sur la surface du canal et de la situation d'écoulement entre le jet et le godet. Contrairement à diverses publications [10-12], l'investigation numérique n'a pas couvert une série de points de fonctionnement différents concernant une variation de la hauteur H ou du débit Q. Dans ce cas, il s'agit plutôt d'une procédure numériquement stable et la plus efficace pour la simulation de Des roues de turbine Pelton ont été développées. Cette procédure permet de modéliser une large gamme de turbines, quel que soit le nombre de tuyères ou d'augets, et enfin, elle permet une comparaison numérique des performances relatives de différentes géométries de roue sur la base d'un cas de charge identique.

Machine Translated by Google

2.1. Modèle prototype de turbine

L'étude s'est basée sur le modèle géométrique d'une turbine verticale à six tuyères sur un échelle prototype. La conception finale du distributeur et de la glissière représente le résultat de un processus itératif d'optimisation de la conception qui devrait réduire les pertes dans le distributeur et augmenter les performances de la roue de turbine. Le résultat du processus d'optimisation était une conception entièrement nouvelle du distributeur, basée sur des changements dans le système général la disposition et la conception des bifurcations par rapport à la conception de base, comme illustré sur la figure 1. La conception du coureur Pelton a été légèrement modifiée dans ses dimensions principales tout au long de l'étude pour améliorer l'efficacité, conduisant à trois géométries de coureurs différentes. Sujets à des changements, par exemple, la longueur, la largeur, les angles du bord de fuite, la position du godet et profondeur du seau. De plus, des modifications mineures ont été appliquées à des détails géométriques spécifiques. comme le design du cracheur et le bord découpé.



(un) (b)

Figure 1. La disposition de la turbine : (a) conception de base ; (b) la conception finale.

Le point de fonctionnement nominal de la turbine a été donné avec une chute Hn de 382 m et une débit Qn de 5,5 m3/s, tous deux ont atteint une ouverture de buse de 75 %. La vitesse de rotation n était donné à 600 tr/min.

Les dimensions critiques de la turbine sont fournies dans le tableau 1, où D indique le diamètre primitif du canal, B la largeur intérieure des godets, d0 le diamètre du jet, et z le nombre de seaux. Le rapport D/B donne un nombre largement utilisé pour caractériser Turbines Pelton.

Tableau 1. Principales dimensions de la turbine.

Dimensions caractéristiques	Valeurs
D	1310,00 mm
B	375,25 millimètres
d0	115,00 mm
D/B	3,50
z	19

2.2. Modélisation numérique du distributeur

La modélisation des turbulences dans les simulations en régime permanent du distributeur a été réalisé avec le modèle k-ω SST avec fonction murale automatique.

Le schéma haute résolution d'ANSYS CFX a été utilisé pour modéliser les termes d'advection. De plus, les facteurs de relaxation pour les termes d'advection dépendant du gradient ont été définis pour améliorer stabilité numérique.

Pour modéliser l'écoulement diphasique, il existe deux options raisonnables, le modèle inhomogène et le modèle homogène. Le premier mentionné utilise un ensemble de méthodes de conservation des équations pour chaque fluide avec des termes spécifiques, qui modélisent le couplage des différents phases [13]. Le nombre plus élevé d'équations entraîne de meilleures performances par rapport à

Machine Translated by Google

le modèle homogène [14]. En revanche, un effort de calcul plus important est nécessaire pour résoudre les équations. Le modèle homogène suppose que les deux fluides partagent le même champ d'écoulement. Par conséquent, un seul ensemble d'équations de conservation doit être résolu avec une équation supplémentaire, qui détermine la concentration de chaque fluide dans les cellules du réseau. Ainsi, un schéma numérique moins exigeant est nécessaire qu'avec le modèle inhomogène. Le modèle homogène a été préféré au modèle inhomogène, plus précis, en raison de coûts numériques plus élevés. Le modèle sélectionné offre également un bon compromis entre la durée des simulations et la stabilité numérique.

La tension superficielle σ et la gravité n'ont pas été prises en compte dans la modélisation, ce qui est une pratique courante et bien documentée dans la littérature [4,5,15]. Une comparaison des deux approches de modélisation , avec et sans prise en compte de la tension superficielle ou de la gravité, a été réalisée par Židonis dans sa thèse [5], dans laquelle aucune différence significative d'efficacité n'a été mise en évidence.

Le pas de temps Δt a été fixé à 5×10^{-5} s, ce qui offre un bon équilibre entre vitesse de convergence et stabilité numérique. De plus, la double précision a été sélectionnée pour améliorer encore la stabilité.

Le modèle géométrique du distributeur a été étendu par deux composants. Un cylindre d'une longueur de 15 fois le diamètre d'entrée a été ajouté à l'entrée du distributeur. De plus, un autre composant a été ajouté aux sorties des buses. Ces volumes correspondent à l'espace dans lequel se forment les jets. Seules des simplifications géométriques mineures ont été apportées pour simplifier la modélisation numérique.

La géométrie illustrée à la figure 2 représente la base de la discrétisation spatiale. Le maillage final était composé de plusieurs blocs de maillages structurés et non structurés. Les composants comprenant des éléments géométriques plutôt complexes, par exemple des bifurcations, ont été maillés avec des éléments tétraédriques et pyramidaux. La même topologie de maillage a été utilisée pour le bord d'attaque et le bord de fuite des nervures de support dans les buses et pour la zone de la pointe de l'aiguille. Les autres éléments de la géométrie ont été discrétisés avec des maillages structurés contenant principalement des éléments prismatiques et hexagonaux. De fines couches d'éléments prismatiques ont été placées le long de tous les murs solides.

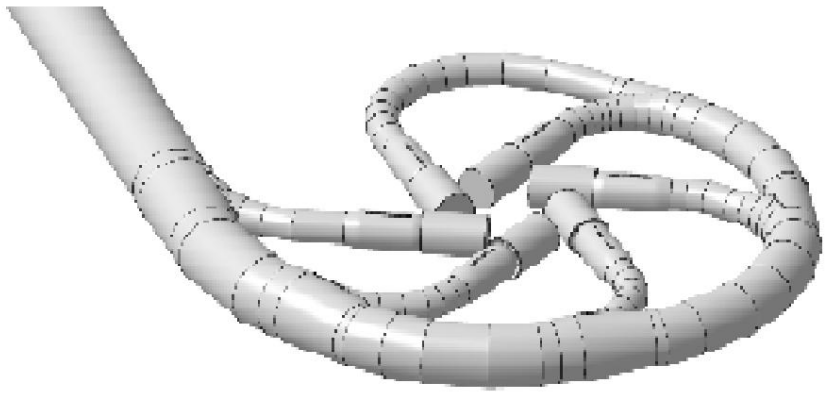


Figure 2. La géométrie du domaine de simulation du distributeur.

La figure 3 montre le maillage du modèle de distributeur. Dans les régions présentant un intérêt particulier ou présentant des gradients élevés dans les variables d'écoulement pertinentes, telles que la sortie de la buse et la zone où la limite de phase du jet était attendue, la grille a été affinée (voir Figure 4). Entre les composants maillés du distributeur et les buses, des interfaces générales ont été placées. Les connexions restantes entre les topologies maillées structurées et non structurées avaient une connexion maillée directe.

Machine Translated by Google

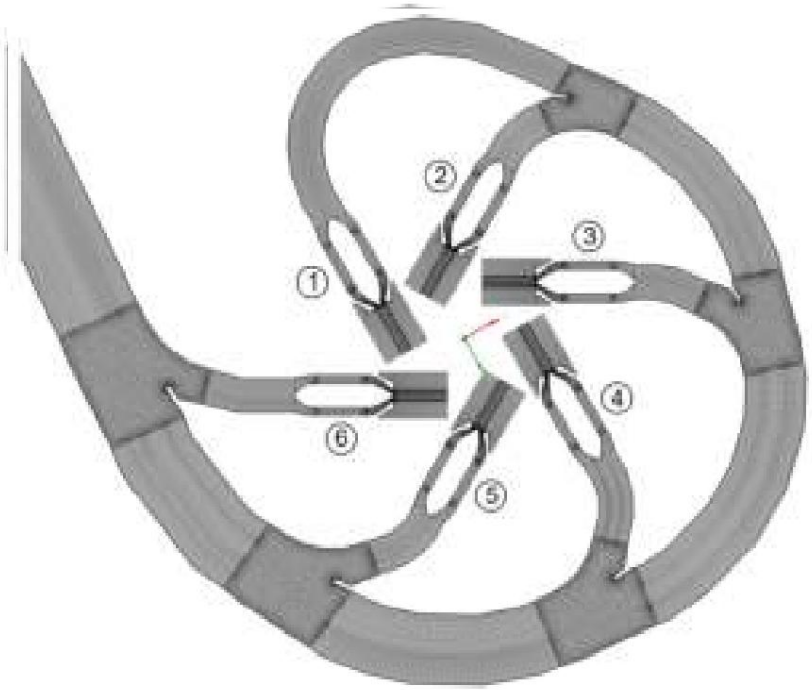


Figure 3. Maillage du distributeur dans le plan de symétrie avec numérotation des buses et coordonnées globales système.

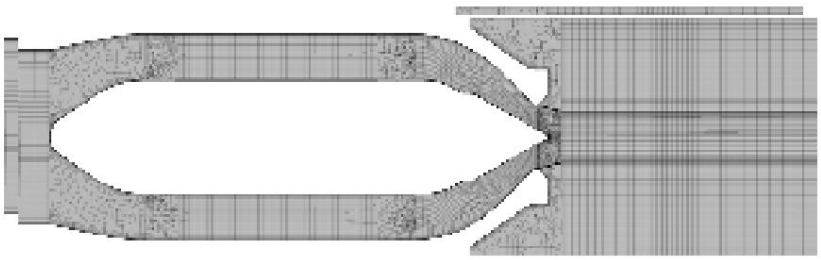


Figure 4. Maillage de la buse et de la zone du jet.

Le maillage de l'ensemble du domaine de simulation comptait environ 8,67 millions de nœuds et 14,57 millions de nœuds. éléments de lion au total. Des caractéristiques de maillage supplémentaires sont résumées dans le tableau 2.

Tableau 2. Caractéristiques de qualité du maillage du distributeur.

Métrique de maillage	Minimum	Maximum	Moyenne
Min. Angle du visage	11.3◦	90,0◦	57,8◦
Max. Rapport d'aspect	60,0◦	157,3◦	97,2◦
de l'angle du	1	351	24.1
visage Y Plus	-	-	41.1

Concernant les conditions aux limites, tous les murs solides du modèle ont été traités comme parois lisses et antidérapantes, sans rugosité de surface spécifique définie. La frontière les surfaces des domaines de jet ont été modélisées comme des limites d'ouverture avec la pression relative prel mis à zéro, tandis que la pression de référence pref est égale à la pression atmosphérique patm. A l'entrée une pression totale ptot, entrée a été imposée avec une distribution de vitesse constante, qui correspond à la hauteur hydraulique donnée de la turbine.

Afin d'accélérer la simulation et d'augmenter les résultats de stabilité numérique de des simulations monophasées du distributeur ont été utilisées pour initialiser le champ d'écoulement. Au début de la simulation, les domaines des jets étaient remplis d'air.

Machine Translated by Google

2.3. Modélisation numérique du coureur

Dans des publications récentes [9], le modèle k-ω SST a été utilisé pour la modélisation de la turbulence dans les simulations de coureurs Pelton. Perrig a montré dans sa thèse [14] que le modèle k-ω SST surpasse le modèle k-ε en termes de précision. Un comportement similaire a été résumé dans [16]. Cependant, en raison du comportement numérique nettement moins stable dans les simulations de coureurs par rapport aux simulations de distributeurs, le modèle de turbulence k-ε a été appliqué pour les simulations de coureurs. Le manque de précision du modèle choisi est considéré comme un problème mineur puisque le degré global de simplification du modèle est relativement élevé. De plus, une comparaison relative de différentes géométries de coureurs, basée sur des paramètres numériques identiques, n'en a pas été altérée.

Par analogie avec la simulation du distributeur, le schéma haute résolution a été utilisé pour modéliser les termes d'advection. Les mêmes facteurs de relaxation que dans l'étude du distributeur ont été appliqués. Le schéma d'Euler arrière du second ordre a été sélectionné pour la discrétisation temporelle des termes transitoires.

De manière analogue à la modélisation numérique du distributeur, le modèle homogène a été utilisé pour modéliser l'écoulement diphasique dans le canal. Concernant la tension superficielle et la gravité, la même hypothèse que dans le montage numérique du distributeur a été faite.

La définition du pas de temps transitoire Δt est liée à un angle discret de rotation du coureur. La taille du pas d'angle s'est avérée cruciale pour certains facteurs. Un petit pas fournit plus de stabilité au schéma numérique, ce qui conduit également à un comportement de convergence plus rapide et à un temps de calcul global plus faible. Les deux effets ont été observés dans plusieurs simulations. De plus, la taille du pas de temps influence les résultats de simulation concernant le couple. Le meilleur comportement de simulation a été trouvé avec un pas de temps Δt d'environ $4{,}63 \times 10^{-5}$ s, ce qui correspond à une rotation du coureur d'un sixième de degré. Dans les paramètres du solveur, la double précision a été sélectionnée pour augmenter encore la stabilité numérique du simulation.

La simulation de la roue était basée sur le modèle géométrique présenté dans la figure 5. Le domaine de simulation est composé de trois composants principaux : la roue, le boîtier et les buses. Le premier est défini comme le domaine de rotation tandis que le boîtier et les buses restent stationnaires. Le coureur est ensuite divisé en deux sous-domaines, indiqués par des ombres différentes sur la figure 5. Par la suite, ces sous-domaines servent différemment dans l' analyse des performances du coureur. Le composant coureur ombré gris moyen est ensuite utilisé pour analyser les performances, tandis que le composant gris foncé représente une sorte de mannequin pour compléter le domaine coureur. Ce dernier composant était nécessaire pour permettre la modélisation puisque la combinaison de six buses et de 19 godets ne permettait pas l'utilisation d'une périodicité de rotation pour le domaine des canaux. L'influence de cette composante sur les résultats n'a pas été donnée.

Pour simplifier le modèle, le distributeur ainsi que le carter réel de la turbine n'ont pas été pris en compte pour la simulation. De plus, la disposition symétrique des turbines Pelton a été utilisée pour réduire davantage la complexité du modèle géométrique. Il s'agit d'une stratégie courante, que l'on retrouve dans diverses publications, par exemple [7,10,13]. Une configuration de jet non idéalisée a été utilisée. Ainsi, la dernière section de la buse, la tête de buse, a été incluse dans le modèle pour tenir compte des effets de l'accélération du fluide et du frottement dans la valve à lance sur la formation du jet. L'ouverture de la tuyère a été réglée à 75 %, ce qui correspond à l'ouverture au point de fonctionnement nominal de la turbine prototype.

Machine Translated by Google

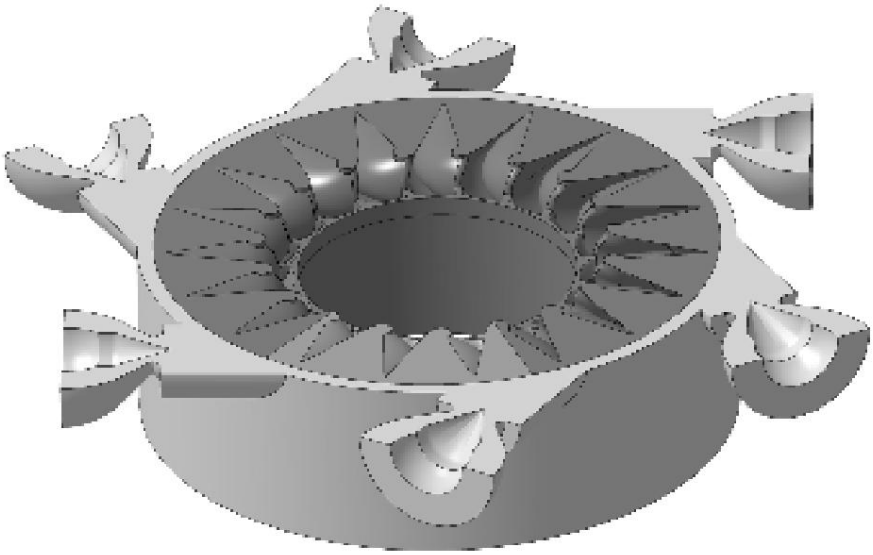


Figure 5. Modèle géométrique des domaines de simulation de coureur.

Le maillage numérique de la géométrie de la figure 5 est composé de composants aux maillages structurés et non structurés (voir figure 6). Les buses et le boîtier sont représentés par un maillage structuré d'éléments prismatiques. Les deux sous-domaines du coureur ont été divisés en deux blocs. Le premier bloc contient les seaux et a donc été maillé avec un maillage tétraédrique non structuré. Le deuxième bloc d'éléments de maillage prismatique s'ajoute au premier pour compléter le sous-domaine du coureur rotatif. Dans les zones où l'écoulement est strictement aligné , comme dans la zone des buses et des jets, les cellules maillées sont principalement orientées en fonction de la direction principale de l'écoulement. La hauteur des cellules dans la zone stationnaire a été réduite à proximité de la surface de glissement de l'interface. Dans le domaine de rotation, aucun traitement particulier du maillage n'a été appliqué à proximité du glissement, puisque la taille de cellule définie a été considérée comme suffisamment p Les raffinements de grille ont été placés dans des zones stratégiques, comme indiqué pour le maillage du distributeur. Près des parois du canal ainsi que des buses, des couches d'éléments prismatiques ont été placées.

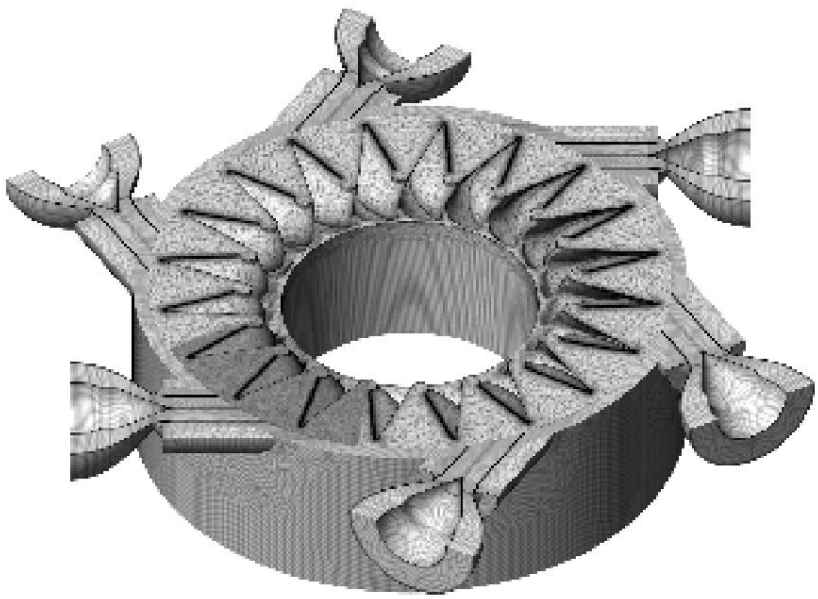


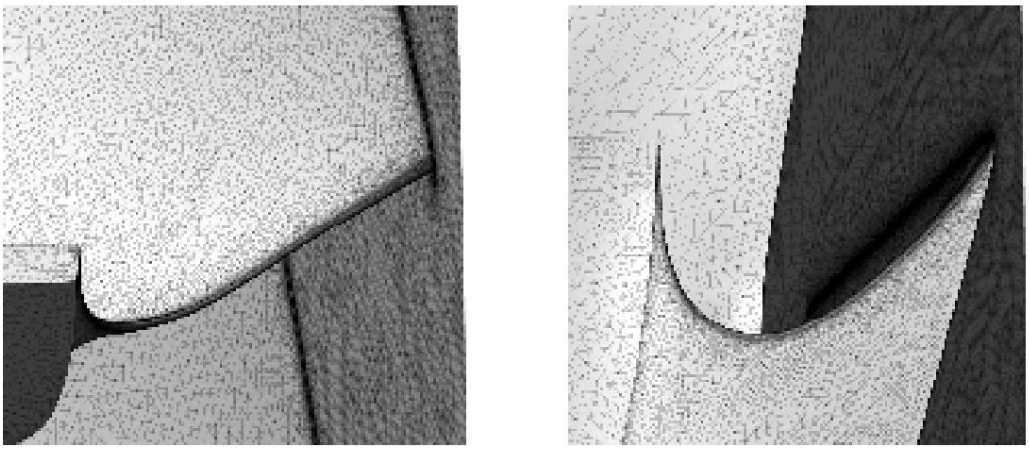
Figure 6. Maillage numérique du boîtier, des buses et du canal.

Les sous-domaines du coureur s'articulent autour de deux approches différentes. Celui-ci, qui ne comprend que trois seaux consécutifs (ombrage gris moyen sur la figure 5), a été maillé avec une densité de maillage comparablement élevée. Le maillage de l'autre sous-domaine runner est

Machine Translated by Google

plutôt grossier. Cette approche permet d'utiliser la totalité de la moitié symétrique du coureur. en compte tout en limitant la taille de la grille numérique à un nombre gérable de nœuds et des éléments.

Pour les deux sous-domaines, les raffinements ont été placés le long du bord d'attaque, le bord de fin bord ainsi que le bord découpé et ses surfaces adjacentes. Une vue détaillée du raffiné Le maillage des godets est donné dans la figure 7. Les statistiques des composants de maillage du La simulation de coureur est donnée dans le tableau 3. Caractéristiques de qualité de la simulation de coureur les maillages sont donnés dans le tableau 4.



(un) (b)

Figure 7. Vue détaillée des raffinements de maillage : (a) dans la région de découpe interne ; (b) sur l'extérieur surface découpée.

Tableau 3. Statistiques de maillage des sous-domaines du boîtier et du coureur (en millions).

Région de maillage	Nœuds	Éléments
Buse, boîtier	2.604	2.352
Coureur bien	4.530	17.101
Couloir grossier	5.597	16.511
Total	12.732	35.965

Tableau 4. Caractéristiques de qualité du treillis de coureur.

Métrique de maillage	Minimum	Maximum	Moyenne
Min. Angle du visage	10.4◦	90,0◦	47,9◦
Max. Rapport d'aspect	60,0◦	153.2◦	92,5◦
de l'angle du	1	226	6.3
visage Y Plus	-	-	53.1

Concernant les conditions aux limites, les parois pleines de la tuyère et de la rigole ont été traités de la même manière que ceux du distributeur, qui ont été modélisés en antidérapants murs, sans aucune aspérité de surface défendue. Une condition de symétrie a été appliquée à le plan de symétrie du modèle de turbine. Les surfaces limites restantes ont été traitées avec une condition aux limites d'ouverture puisque le carter de turbine n'a pas été pris en compte. Le la pression relative prel est mise à zéro, tandis que la pression de référence pref a été définie avec le pression atmosphérique patm. Chaque buse a une surface d'entrée perpendiculaire au axe de buse correspondant. Sur ceux-ci, un débit massique Qinlet normal à la frontière était imposé. Le lien entre les mailles coulissantes du coulisseau tournant et le coulisseau fixe le boîtier a été traité avec une interface rotor-stator transitoire.

Au début de la première simulation, le résultat d'une simulation de distributeur avec une ouverture de buse correspondante a été utilisé pour initialiser le domaine stationnaire. Le domaine tournant

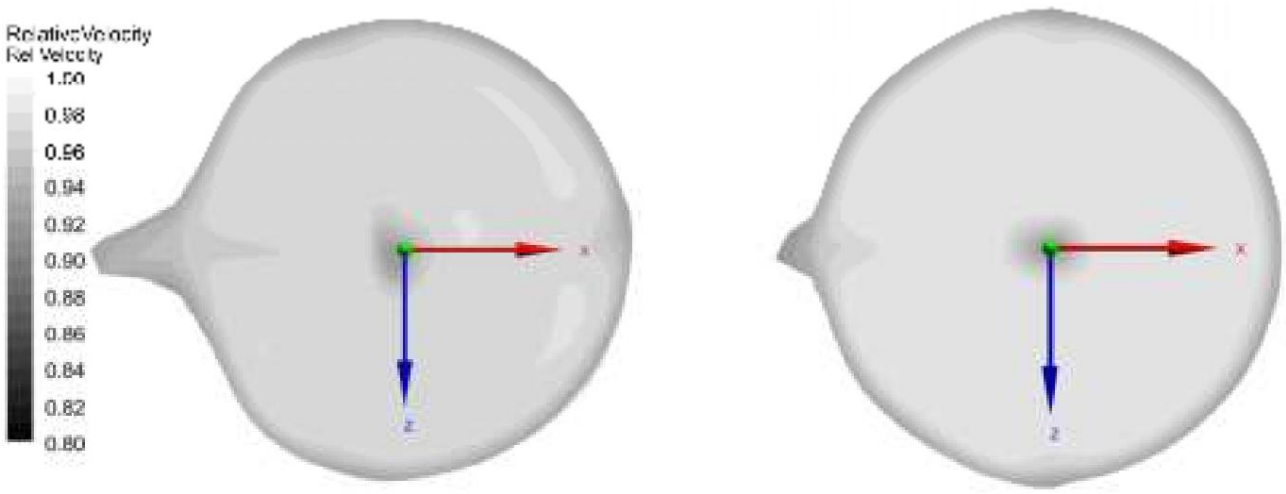
Machine Translated by Google

était rempli d'air au début d'une simulation. Les simulations ultérieures ont ensuite été initialisées avec les résultats des simulations transitoires précédentes de turbines.

3. Résultats

3.1. Résultats de l'analyse du distributeur La simulation

de différentes géométries de distributeur Pelton dans cette étude a montré que les modifications appliquées à la géométrie ont conduit à une réduction de la perte hydraulique dans le distributeur et amélioré la situation d'écoulement en amont des buses. Ce dernier point est important pour une bonne qualité du jet, ce qui se traduit par une section transversale circulaire et un profil de vitesse homogène du jet. Les principaux facteurs de détérioration de la forme du jet sont les écoulements secondaires résultant de l'écoulement à travers les tuyaux courbes tels qu'ils sont présents en amont des buses. À la sortie du tuyau incurvé, une structure de vortex de Dean contrarotative se forme en raison d'un gradient de pression [17] qui provoque un point de stagnation dans le noyau interne du tuyau, entraînant une perturbation typique de la section transversale du jet, comme le montre la figure 8a. .



(un) (b)

Figure 8. Amélioration de la section transversale du jet de la buse 4 : (a) conception de base ; (b) mise à jour de conception 2 (les deux figures utilisent la même échelle de vitesse).

Il est difficile de déterminer une corrélation directe entre la forme du jet et les caractéristiques quantitatives de l'écoulement. Pour surmonter ce problème, un nombre de tourbillon SN a été introduit pour quantifier l'intensité du flux secondaire. La définition du SN est donnée dans l'équation (1) dans laquelle ccirc et cax sont les vitesses respectivement dans les directions circonférentielle et axiale sur un plan donné de la section transversale A.

$$SN = \frac{1}{UN} \cdot \int_{UN} \frac{\overline{c_{circ}^{2}}}{c_{axe}} \cdot dA \quad (1)$$

Pour chaque buse, les vitesses se réfèrent à l'axe de la buse correspondant (positif dans la direction du jet). Dans le processus d'optimisation de la conception du distributeur, le SN a ensuite été utilisé comme indicateur supplémentaire d'une amélioration ou d'une détérioration de la forme du jet. Si le SN diminue, on peut s'attendre à une amélioration de la forme du jet, car des valeurs plus petites indiquent une = 2· · (2) intensité plus faible des flux secondaires, qui agissent principalement négativement sur la forme du jet.

La figure 8 montre la coupe transversale du jet numéro 4 sur un plan situé à environ 4,25 diamètres de jet en aval de la sortie de la buse, qui était le jet ayant la forme de jet la plus perturbée de tous. La perturbation de la forme du jet sur la figure 8 est principalement provoquée par les écoulements secondaires, en amont de la tuyère. La diminution de la vitesse dans la région limite est due à l' interaction avec l'air, tandis qu'au centre le sillage de la pointe de l'aiguille est visible. Le sillage des nervures de soutien de la tuyère est à peine prononcé. L'impact des nervures sur la répartition de la vitesse était déjà considérablement réduit dans la tête de buse, ce qui peut être

Machine Translated by Google

s'explique par une forte homogénéisation due à l'accélération des flux dans les canal d'écoulement en aval des nervures. La vitesse du jet, qui est liée à la vitesse théorique la vitesse cth, est tracée sur les sections efficaces dans une plage de 0,80 à 1. La limite de la la section transversale est déterminée par une fraction volumique d'eau de 50 %. cth est donné dans l'équation (2).

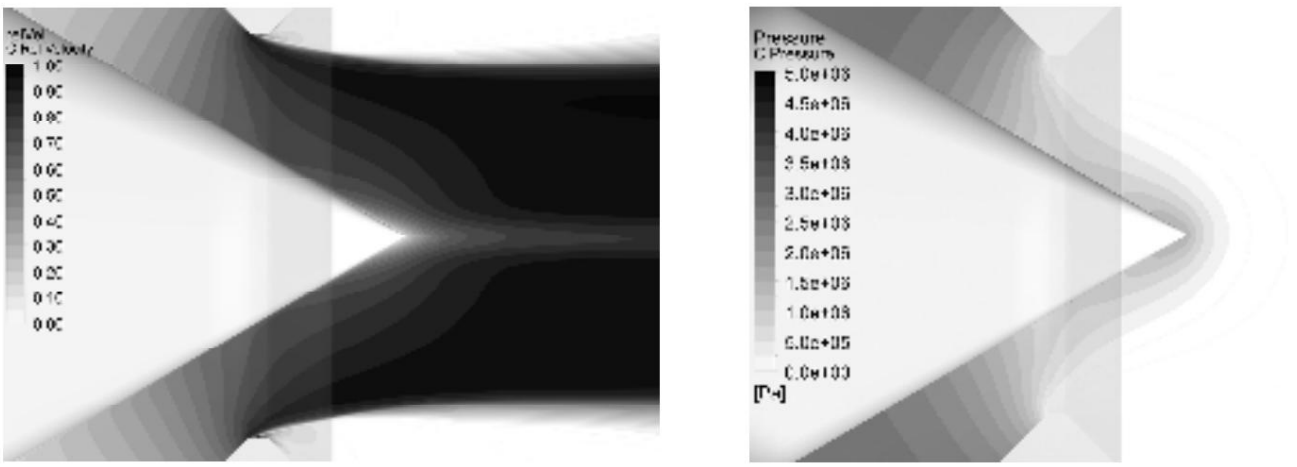
$$cth = 2 \cdot g \cdot Hn \quad (2)$$

Le tracé de gauche de la figure 8 correspond à la géométrie de base du distributeur, et la bonne intrigue au nouveau design. Les nombres de turbulences évalués au niveau de la buse à l'entrée, sont respectivement de 0,121 et 0,032, ce qui équivaut à une réduction d'environ 70 %. Le les numéros de turbulence des autres buses sont indiqués dans le tableau 5.

Tableau 5. Comparaison des nombres de turbulences pour le distributeur.

Conception	Buse 1	Buse 2	Buse 3	Buse 4	Buse 5	Buse 6
Conception de base	0,027	0,039	0,041	0,032	0,036	0,023
Nouveau design	0,057	0,115	0,069	0,121	0,087	0,065

La figure 9 montre la pression et la vitesse relative dans la région de sortie de la buse qui est dominé par de forts changements dans les quantités de débit et la physique de l'écoulement [18] car le débit est accélérée proche de cth, la pression chute en fonction de la pression atmosphérique. Le La distribution des vitesses dans le plan de symétrie du distributeur montre clairement le sillage du pointe de l'aiguille, qui reste sur toute la longueur du jet (voir Figure 8).



(un) (b)

Figure 9. Distribution de la vitesse et de la pression à la sortie de la buse : (a) vitesse relative ; (b) la pression.

Les pertes hydrauliques Hv dans le distributeur sont déterminées comme une perte de charge hydraulique de l'entrée vers la sortie des buses correspondantes. Hv est donné dans l'équation (3) par laquelle $\overline{p}_{tot,}$ et $\overline{p}_{tot}$, la buse représente les valeurs de pression totale moyennes du débit massique à l'entrée et Entrée d'un avion à la sortie de la buse. Cet avion était placé 30 mm en amont du plan correspondant embout de buse pour éviter l'influence de la séparation du flux et de la physique changeante du flux du flux sur le résultat.

$$Hv = \frac{\overline{p}_{tot,\,Entrée} - \overline{p}_{tot,\,Buse}}{\rho \cdot g} \quad (3)$$

(3)

Ceux-ci ont été réduits d'environ 16 % par rapport à la conception de base. Une comparaison des pertes de charge, qui sont liées à la hauteur nominale Hn, sont données dans la figure 10 . la plus grande part des pertes était causée par la buse, tandis que le distributeur contribuait moins plus de 20% à la perte de charge.

Machine Translated by Google

= , , (3)

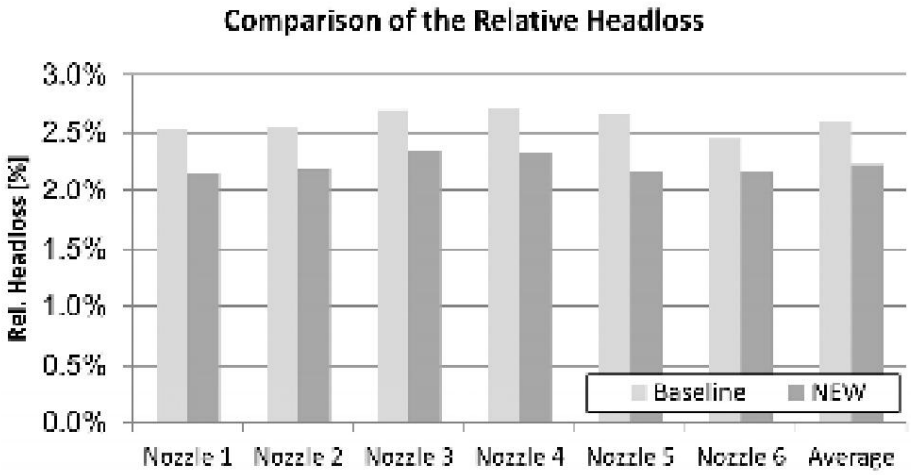


Figure 10. Comparaison de la perte de charge relative.

3.2. Résultats de la simulation des

coureurs Les résultats des trois simulations des coureurs, basés sur différentes géométries des coureurs, sont analysés selon une procédure spéciale. Pour l'analyse des performances de la turbine en général, un godet de référence a été défini. Le seau de référence correspond au deuxième seau du domaine de coureurs ombré en gris clair et à mailles fines comparables sur la figure 5. De plus, par rapport au seau de référence, le seau principal et le seau successif sont considérés pour analyser les interactions négatives possibles sur la surface extérieure du coureur. .

Pour calculer le couple des roues TRunner, un « cycle de charge du godet » a été défini. Un cycle de charge correspond à ce que subit un seul godet pendant 360 pas de temps ou 60◦ de rotation de la roue, puisque l'espacement angulaire entre les buses dans le cas de la présente turbine à six buses est égal à 60◦ . Durant cette période, chaque seau est une fois heurté par un jet.

Le couple du godet a été analysé pour chaque pas de temps en fonction de la pression et des contraintes de cisaillement des parois agissant sur la surface du godet, avec des valeurs de pression inférieures à la pression de vapeur pvap réglée sur pvap. La limitation de la pression était nécessaire pour éviter une contribution de couple trop élevée, notamment de la surface extérieure du godet, en raison de valeurs de pression non physiques inférieures à pvap. La moyenne arithmétique du couple Tref sur une période de 360 pas de temps ou 60◦ de rotation du rotor, qui agit sur le godet de référence, a finalement été utilisée pour calculer le couple du rotor. De plus, Tref a été utilisé comme indicateur de l'état de convergence de la simulation. Un niveau constant de Tref indique un fonctionnement en régime permanent ainsi qu'une solution suffisamment convergée. Le couple total TRunnner de l'ensemble de la roue de turbine correspond à l'équation (4).

$$TRunner = 2 \cdot \overline{Tref} \cdot z \quad (4)$$

Le rendement η est calculé à partir de Tref et de la charge hydraulique correspondante H aux entrées ainsi que du débit total imposé Q aux entrées. Le rendement est donné dans l'équation (5), dans laquelle ω représente la vitesse angulaire de la turbine, ρ la densité et g l'accélération gravitationnelle.

$$\eta = \frac{z \cdot \overline{Tref} \cdot \omega}{Q \cdot H \cdot \rho \cdot g \ La} \quad (5)$$

simulation de la conception de base du coureur dans cette étude a montré une efficacité de 89,49 %. La courbe périodique du couple généré, normalisé par Tth pour l'intérieur, l' extérieur et le couple total, est représentée sur la figure 11. La division de la surface du godet en une surface intérieure et une surface extérieure est représentée dans le coin supérieur gauche de Graphique 11.

La surface gris foncé indique l'intérieur et la surface gris clair la surface extérieure. Tth représente un couple théorique d'un godet basé sur la tête simulée et

Machine Translated by Google

le débit au point de fonctionnement nominal avec un rendement de 100 %. Tth est donné dans l'équation (6).

$$\overline{T}th = \frac{Qn \cdot H \cdot g \cdot \rho}{19 \cdot \omega} \quad (6)$$

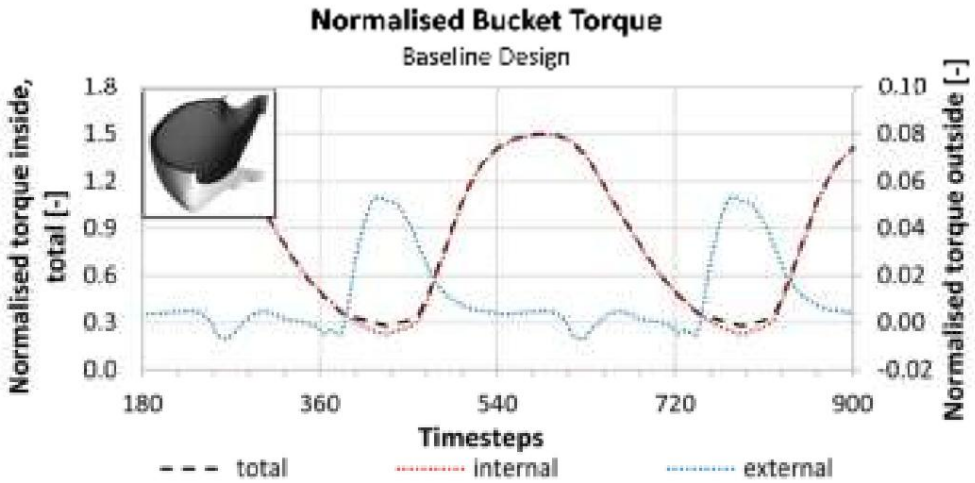
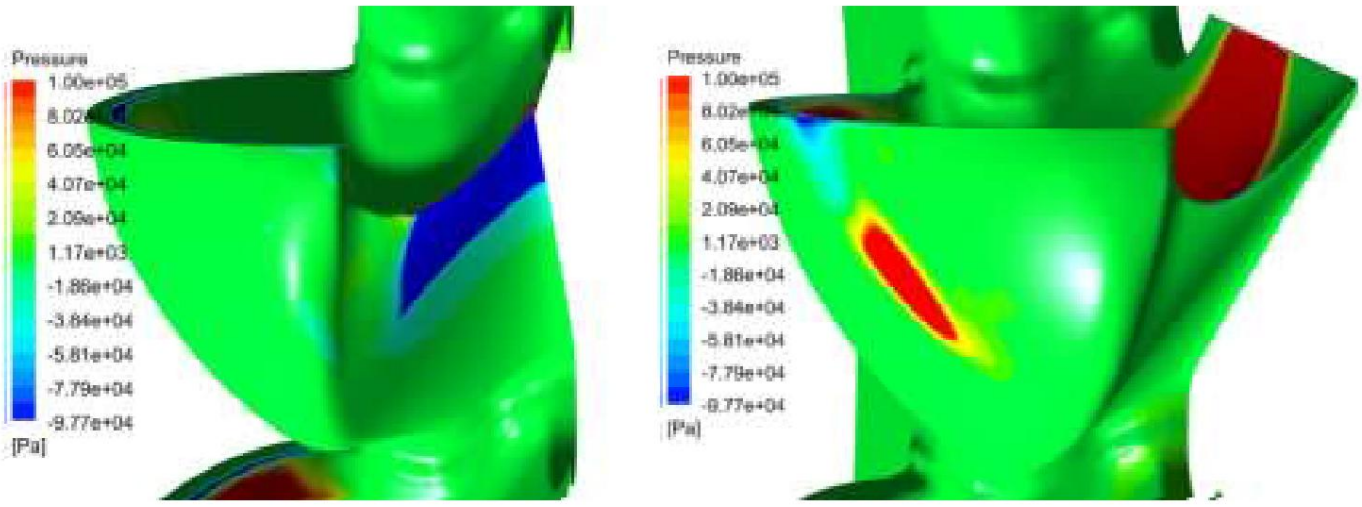


Figure 11. Couple normalisé (conception de base).

Le couple de la surface intérieure principalement impactée et de la surface extérieure du godet s'ajoute à la contribution du couple du godet de référence. La courbe externe de la figure 11 indique le début du cycle de charge avec sa forte augmentation après environ 390 pas de temps. Une zone de basse pression sur la surface extérieure provoque la croissance du couple dans cette phase (voir Figure 12a). Perrig a rapporté dans sa thèse l'existence d'un tel couple externe et l'a expliqué avec l'effet Coanda [14].



(un) (b)

Figure 12. Répartition de la pression sur la surface extérieure du canal de la conception de base ; (a) faible pression sur la surface externe découpée ; (b) une pression accrue sur la surface latérale extérieure du godet.

Cependant, en raison d'angles de bord arrière non appropriés, la même courbe montre une perte après le pas de temps 610, qui est d'une ampleur nettement inférieure en raison de la plus petite zone affectée et de l'orientation différente de la surface affectée. L'impact sur la surface externe du godet est provoqué par l'eau qui sort du godet avant. Une zone de pression accrue sur la surface extérieure indique la source de la perte (voir Figure 12b).

La conception géométrique du godet ou du canal d'alimentation a été modifiée pour surmonter les effets indésirables d'un processus itératif, comme le montrent les résultats de la simulation géométrique de base. Changements

Machine Translated by Google

En ce qui concerne la largeur du godet, les angles du bord de fuite, ainsi que la conception du séparateur et de la découpe ont amélioré l'efficacité par rapport à la conception de la roue de base. En conséquence, une efficacité de 90,42 % a été atteinte.

Un autre ensemble de paramètres géométriques du godet Pelton a été modifié consécutivement dans une deuxième approche. En conséquence, la largeur du godet a été légèrement augmentée par rapport au premier processus d'itération de conception, et une augmentation de la profondeur du godet a été réalisée. De plus, le positionnement du godet sur le diamètre du cercle primitif a été modifié vers un angle de position du godet plus petit. Enfin, le bord d'attaque (séparateur) et le bord de découpe ont été encore modifiés par rapport à la première mise à jour du design. Au final, l' efficacité calculée numériquement a été augmentée jusqu'à un niveau de 90,87 % grâce à ces mesures.

La figure 13 montre le couple normalisé de la deuxième mise à jour de conception. De plus, le couple total de la conception de base et de la mise à jour de conception 1 est superposé (courbes pointillées, vertes et jaunes, respectivement).

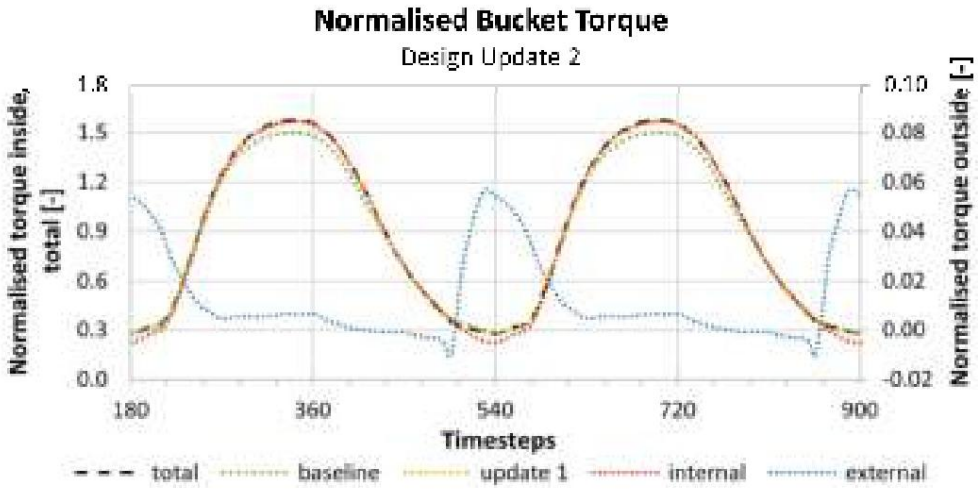


Figure 13. Couple normalisé (mise à jour de conception 2 par rapport à la ligne de base et mise à jour de conception 1).

En plus du changement de l'angle de position du godet, l'augmentation de la largeur et de la profondeur du godet a contribué de manière significative à une augmentation remarquable de l'ampleur du couple interne par rapport à la ligne de base et à une légère augmentation par rapport à la mise à jour de conception 1. d'autre part, l'ampleur du couple externe à son maximum est restée à un niveau similaire par rapport à la ligne de base, ce qui montre un impact mineur de la position modifiée du godet sur le couple externe. Cependant, la moyenne du cycle de charge de couple externe est encore légèrement supérieure en raison des angles de bord de fuite modifiés.

4. Conclusions

Bien que la simulation du distributeur Pelton pour l'optimisation soit assez courante, ces jours, l'enquête numérique sur le coureur Pelton soulève d'autres questions.

Comme présenté dans cet article, l'approche numérique pour simuler les roues Pelton, principalement des turbines multi-buses, devrait donner une orientation pour une manière efficace d'analyser leur comportement hydraulique. En se concentrant sur un seul compartiment de référence, la grille numérique du domaine des coureurs est réduite à une taille gérable. De plus, avec un maillage plus petit tout en conservant l'avantage d'une discrétisation spatiale élevée dans les régions sélectionnées, les coûts de calcul et le temps de simulation requis peuvent être considérablement réduits. Ainsi, la simulation numérique a fait un pas de plus vers une utilisation possible pour la conception et l'optimisation des roues Pelton.

Dans le cadre de l'approche présentée, trois conceptions différentes de canaux Pelton ont été analysées avec une configuration numérique cohérente, ce qui a abouti à des efficacités de 89,49 %, 90,42 % et 90,87 % pour la conception de base et deux mises à jour de conception, respectivement.

Néanmoins, les rendements calculés sont en partie soumis à des hypothèses et à des simplifications fortes du modèle, telles que la non-prise en compte du carter de turbine, l'absence de

Machine Translated by Google

impact du distributeur, et la modélisation des flux. Il est donc essentiel de souligner que les efficacités données dans cet article ne doivent pas être confondues avec les efficacités déterminées expérimentalement .

Dans diverses publications, voir par exemple [4,5,10], des écarts entre les efficacités simulées numériquement et mesurées expérimentalement des turbines Pelton ont été signalées. Des sur- et sous-prévisions ont été mises en évidence, principalement en fonction de la modélisation numérique, y compris la densité du maillage, et de la modélisation physique. Sur la base de ces connaissances, l' amélioration de l'efficacité signalée de 1,38 % entre la conception de base et la mise à jour de conception 2 est principalement considérée comme un indicateur de l'amélioration réelle plutôt que comme une valeur absolue de l'amélioration de l'efficacité. La vérification des résultats de simulation n'a pas encore été effectuée sur la base d'un test sur modèle.

Contributions des auteurs : Conceptualisation, LS et HB ; méthodologie, LS; validation, LS, PM et HB ; analyse formelle, HB ; enquête, LS; rédaction – préparation du projet original, LS ; rédaction – révision et édition, LS ; visualisation, LS ; supervision, PM et HB ; administration de projet, LS ; Tous les auteurs ont lu et accepté la version publiée du manuscrit.

Financement : Cette recherche n'a reçu aucun financement externe.

Déclaration du comité d'examen institutionnel : sans objet.

Déclaration de disponibilité des données : sans objet.

Conflits d'intérêts : Les auteurs ne déclarent aucun conflit d'intérêts.

Références

1. Keck, H. ; Sick, M. Trente ans de simulation numérique d'écoulements dans les turbomachines hydrauliques. Acta Mech. 2008, 201, 211-229. [Référence croisée]
2. Malade, M. ; Schindler, M. ; Drtina, P. ; Schärer, C. ; Keck, H. Analyse numérique et expérimentale du débit de la turbine Pelton. Partie 1 : Distributeur d'un injecteur. Dans Actes du Symposium IAHR, Charlotte, Caroline du Nord, États-Unis, 6-9 août 2000.
3. Muggli, FA ; Zhang, J. ; Schärer, C. ; Geppert, L. Analyse numérique et expérimentale du débit de la turbine Pelton. Partie 2 : Le libre Flux de jet de surface. Dans Actes du Symposium IAHR, Charlotte, Caroline du Nord, États-Unis, 6-9 août 2000.
4. Zoppé, B. ; Pellone, C. ; Maître, T. ; Leroy, P. Analyse de débit à l'intérieur d'un godet de turbine Pelton. J. Turbomach. 2006, 128, 500-511. [Référence croisée]
5. Zeng, C. ; Xiao, Y. ; Luo, Y. ; Zhang, J. ; Wang, Z. ; Fan, H. ; Ahn, S.-H. Prédiction des performances hydrauliques d'un prototype à quatre buses Turbine Pelton par simulation de l'intégralité du trajet d'écoulement. Renouveler. Énergie 2018, 125, 270-282. [Référence croisée]
6. Židonis, A. Optimisation et amélioration de l'efficacité de la turbine hydroélectrique Pelton à l'aide de la dynamique des fluides computationnelle et Tests expérimentaux. doctorat Thèse, Université de Lancaster, Lancaster, Royaume-Uni, 2015.
7. Rossetti, A. ; Pavesi, G. ; Cavazzini, G. ; Santolin, A. ; Ardizzon, G. Influence de la géométrie du godet sur les performances Pelton. Inst. Mécanique. Ing. Partie A J. Power Energy 2014, 228, 33-45. [Référence croisée]
8. Perrig, A. ; Avellan, F. ; Kueny, J.-L. ; Farhat, M. ; Parkinson, E. Flow dans un godet de turbine Pelton : Enquêtes numériques et expérimentales. J. Fluides Ing. 2006, 128, 350-358. [Référence croisée]
9. Rentschler, M. ; Marongiu, JC; Neuhauser, M. ; Parkinson, E. Aperçu des applications SPH-ALE pour les turbines hydrauliques chez ANDRITZ Hydro. J. Hydrodyn. 2018, 30, 114-121. [Référence croisée]
10. Bhattarai, S. ; Vicharé, P. ; Dahal, K. ; Al Makky, A. ; Olabi, AG Nouvelles tendances dans les techniques de modélisation des godets de turbine Pelton pour production accrue d'énergies renouvelables. Renouveler. Soutenir. Énergie Rév. 2019, 112, 87-101. [Référence croisée]
11. Jošt, D. ; Mežnar, P. ; Lipej, A. Prédiction numérique de l'efficacité de la turbine Pelton. IOP Conf. Ser. Terre Environ. Sci. 2010, 12, 12080. [Référence croisée]
12. Xiao, Y. ; Wang, Z. ; Zhang, J. ; Zeng, C. ; Yan, Z. Analyse numérique et expérimentale des performances hydrauliques d'un prototype de turbine Pelton. Inst. Mécanique. Ing. Partie A J. Power Energy 2014, 228, 46-55. [Référence croisée]
13. Zeng, C. ; Xiao, Y. ; Wang, Z. ; Zhang, J. ; Luo, Y. Analyse numérique de l'écoulement d'une feuille à surface libre d'un godet Pelton et des performances dynamiques affectées par la hauteur de fonctionnement. Inst. Mécanique. Ing. Partie A J. Power Energy 2017, 231, 182-196. [Référence croisée]
14. Santolin, A. ; Cavazzini, G. ; Ardizzon, G. ; Pavesi, G. Enquête numérique sur l'interaction entre le jet et le godet dans un Pelton turbine. Inst. Mécanique. Ing. Partie A J. Power Energy 2009, 223, 721-728. [Référence croisée]
15. Perrig, A. Hydrodynamique de l'écoulement libre en surface dans les godets de turbine Pelton. doctorat Thèse, EPFL, Lausanne, Suisse, 2007. 16. Židonis, A.; Aggidis, GA État de l'art en matière de modélisation numérique des turbines Pelton. Renouveler. Soutenir. Énergie Rév. 2015, 45, 135-144. [Référence croisée]

Machine Translated by Google

17. Chitrakar, S. ; Solemslie, PC; Néopane, HP ; Dahlhaug, OG Revue sur les techniques numériques appliquées aux turbines hydroélectriques à impulsion. Renouveler. Énergie 2020, 159, 843-859. [Référence croisée]
18. Drazin, PG; Reid, WH (Eds.) Stabilité hydrodynamique ; Cambridge University Press : Cambridge, Royaume-Uni, 2010.

Avis de non-responsabilité/Note de l'éditeur : Les déclarations, opinions et données contenues dans toutes les publications sont uniquement celles du ou des auteurs et contributeurs individuels et non de MDPI et/ou du ou des éditeurs. MDPI et/ou le(s) éditeur(s) déclinent toute responsabilité pour tout préjudice corporel ou matériel résultant des idées, méthodes, instructions ou produits mentionnés dans le contenu.

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Article

†

Bosses de bord d'attaque pour le contrôle du débit dans les condenseurs refroidis par air

Lorenzo Tieghi [1,*], Giovanni Délibra [1], Johan van der Spuy [2] et Alessandro Corsini [1]

[1] Département de génie mécanique et aérospatial, Faculté de génie industriel et civil, Université La Sapienza de Rome, Via Eudossiana 18, 00184 Rome, Italie
[2] Département de génie mécanique et mécatronique, Faculté de génie mécanique, Université de Stellenbosh, Private Bag X1, Cape Town 7602, Afrique du Sud
* Correspondance : lorenzo.tieghi@uniroma1.it ; Tél. : +39-06-445-85234 †

Cet article a été publié dans les actes de la 18e conférence sur la modélisation des écoulements de fluides (CMFF'22), Budapest, Hongrie, du 30 août au 2 septembre 2022.

Résumé : Les condenseurs refroidis par air (ACC) sont couramment trouvés dans les centrales électriques fonctionnant avec de l'énergie solaire concentrée ou dans les centrales électriques à vapeur exploitées dans des régions où la disponibilité en eau est limitée. Dans les ACC, le flux d'air est dirigé vers les échangeurs de chaleur par des ventilateurs axiaux caractérisés par de grands diamètres et fonctionnant à des débits massiques très élevés avec une augmentation de pression statique proche de zéro. Compte tenu des exigences globales des installations à vapeur, ces ventilateurs sont soumis à des distorsions d'entrée, à un fonctionnement instable et se caractérisent par des émissions sonores élevées. Des études antérieures montrent que les bosses du bord d'attaque dans la région de la pointe des ventilateurs axiaux peuvent réduire efficacement les niveaux de pression acoustique sans affecter l'efficacité statique. Néanmoins, les effets de ce traitement en termes de modèles d'écoulement et d'échange thermique dans l'ensemble du système ACC n'ont pas été étudiés. Dans ce travail, l'effet des bosses de bord d'attaque sur les modèles d'écoulement est analysé. Deux simulations RANS ont été réalisées à l'aide d'OpenFOAM sur un modèle simplifié du condenseur refroidi à l'air. Les ventilateurs sont simulés en utilisant une approche de rotor gelé. La modélisation de la turbulence s'appuie sur le modèle RNG k-epsilon. Le ventilateur se caractérise par un diamètre de 7,3 m et un débit volumétrique de 333 m3/s au point de conception. La présence de l'échangeur thermique est modélisée à l'aide d'un milieu poreux. La comparaison entre les champs d'écoulement montre clairement que la pale modifiée est responsable de la redistribution des vitesses radiales dar Cela réduit drastiquement les pertes liées à l'installation du ventilateur en configuration réelle.

Mots-clés : condenseurs refroidis par air ; CFD ; contrôle de flux ; distorsion de l'afflux ; appendices de bord d'attaque

check for updates

Référence : Tieghi, L. ; Délibra, G. ; van der Spuy, J. ; Corsini, A. Bosses de pointe pour le contrôle du débit dans les condenseurs refroidis par air. Int. J. Turbomachine. Propulse. Puissance 2023, 8, 9. https://doi.org/10.3390/ijtpp8010009

Rédacteurs académiques : János Gábor Vad, Csaba Horváth et Tamás Benedek

Reçu : 16 janvier 2023
Révisé : 1er mars 2023
Accepté : 7 mars 2023
Publié : 9 mars 2023

Copyright : © 2023 par les auteurs. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.
Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Introduction

Les condenseurs des centrales à vapeur peuvent être refroidis à l'eau ou à l'air. Habituellement, la première solution est préférée car elle garantit une efficacité globale plus élevée, compte tenu des coûts opérationnels auxiliaires inférieurs impliqués, et constitue une solution plus compacte. Cependant, certaines centrales électriques nécessitent des condenseurs refroidis par air, généralement en raison du manque d'eau de refroidissement à proximité du site d'installation. C'est le cas des centrales solaires concentrées (CSP) avec un cycle Rankine de fond, car les centrales CSP sont généralement installées dans des zones désertiques, ou des grandes centrales à vapeur telles que [1], qui sont installées dans des zones désertiques à proximité de villes largement peu

Pour ce travail, nous ferons référence aux condenseurs à air (ACC) et à leur disposition typique , en particulier la conception des ventilateurs à l'intérieur de ces unités. L'ensemble ACC comprend une série d'unités de refroidissement (> 400 dans une centrale électrique) où de grands ventilateurs axiaux alimentent en air frais une série d'échangeurs de chaleur, où la vapeur se condense. La disposition typique, illustrée à la figure 1, est celle d'un condenseur en forme de A avec l'entrée du ventilateur placée à plusieurs mètres au-dessus du sol et les échangeurs de chaleur au-dessus du ventilateur.

Ces ventilateurs fonctionnent avec des débits volumiques très élevés (250 à 400+ m3/s) et une très faible augmentation de pression statique (100 à 300 Pa). Cette combinaison inhabituelle aboutit à une conception caractérisée par un grand diamètre (6 à 12 m), un faible rapport moyeu/pointe (0,25 à 0,4) et une vitesse de rotation comprise entre 100 et 200 tr/min. Étant si grand et monté très haut

Machine Translated by Google

(> 30 m) pour fournir un afflux suffisamment large, ces ventilateurs sont souvent caractérisés par un jeu de pointe important et irrégulier en raison de problèmes d'assemblage qui finissent par refléter l' efficacité du ventilateur [2].

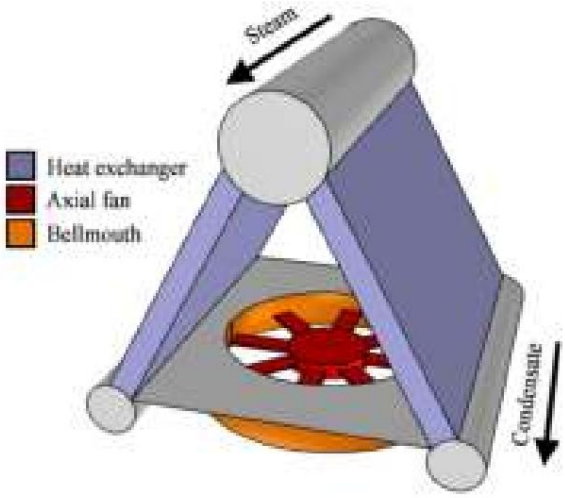


Figure 1. Disposition du cadre en A pour une unité ACC.

Le fonctionnement de ces ventilateurs est également critique, car leur efficacité diminue lorsqu'ils travaillent dans des conditions de vent latéral, dans des environnements sableux ou avec des températures environnementales extrêmes. Dans ces conditions, la dilatation volumique des structures peut en effet avoir un impact significatif sur l'espace de pointe, avec des effets possibles sur l'efficacité des ventilateurs, les vibrations, les pannes mécaniques et les émissions sonores. Le bruit est en fait l'un des problèmes des grands ACC en raison du nombre élevé de ventilateurs impliqués [3,4].

Parmi les stratégies possibles dont disposent les concepteurs de ventilateurs pour résoudre une partie de ces problèmes, des bords d'attaque sinusoïdaux ont été proposés pour contrôler la séparation du bord de fuite, l' évolution du vortex de fuite en pointe et le bruit. Développées à partir d'hypothèses de biomimétisme sur l'hydrodynamique des tubercules des nageoires des baleines à bosse [5], ces modifications de pointe se sont avérées modifier la dynamique de séparation et la perte de capacités de portance dans les profils aérodynamiques modifiés à quatre chiffres du NACA. Le mécanisme de contrôle était associé à des paires de vortex contrarotatifs émises par les dentelures du bord d'attaque. Aux angles d'attaque très élevés (c'est-à-dire lorsque la voilure décroche), ce couple de vortex est chargé de contrôler l'écartement du bord de fuite et notamment de le limiter dans la région du bord de fuite qui correspond aux creux de la sinusoïde du bord d'attaque. Des études ultérieures, basées sur des calculs instationnaires, ont révélé qu'un mouvement secondaire apparaît dans le sens de l'envergure, avec des phénomènes secondaires entraînant une fréquence de délestage secondaire qui implique toute l'envergure de la pale [6]. La capacité de contrôle de séparation des dentelures du bord d'attaque a été exploitée dans des géométries de ventilateurs axiaux modifiés pour contrôler le développement du vortex de fuite en pointe le long du côté aspiration du rotor, entraînant une dynamique de décrochage contrôlée [7]. De plus, en ce qui concerne le bruit, les résultats expérimentaux et numériques [8,9] montrent comment les fronts d'attaque sinusoïdaux entraînent une modification de la signature acoustique du ventilateur.

Dans le cadre du H2020 MinwaterCSP [10], nous avons conçu un ventilateur pour les ACC qui est maintenant opérationnel à l'Université de Stellenbosch. Ce ventilateur fonctionne dans une unité ACC en conditions réelles et se caractérise par des limitations qui peuvent entraîner des conditions de débit d'entrée déformées et une réduction du débit volumique. Ceci est dû à la proximité des bâtiments universitaires et à un canal d'eau qui coule sous le banc d'essai. Parmi les exigences du MinwaterCSP pour ce ventilateur, la limitation des émissions sonores était un facteur clé, car dans les véritables ACC, les émissions sonores de centaines d'unités posent des problèmes de santé aux personnes et à la faune. Mais dans ce cas, le véritable problème vient de la proximité de l'université et de la présence du personnel et des étudiants. Pour ces raisons, une étude préliminaire des effets de la géométrie modifiée sur l'aérodynamique de cette soufflante est présentée ici.

Machine Translated by Google

2. Méthodologie numérique

Le domaine de calcul est choisi sur la base de l'appareil expérimental décrit dans [2]. Il décrit un condenseur refroidi par air de type A à grande échelle [11]. Cette configuration expérimentale ACC comprend une grille en aval du ventilateur, qui a été modélisée à l'aide d'un milieu poreux.

Les supports structurels de l'échangeur ne sont pas inclus dans le modèle final, leur effet étant minime d'un point de vue aérodynamique. Le domaine, qui est normalisé par le diamètre du rotor D, est représenté sur la figure 2. Le domaine est symétrique par rapport au ventilateur ; chacune des quatre limites latérales est donc située à 1,315 D des parois de l'échangeur.

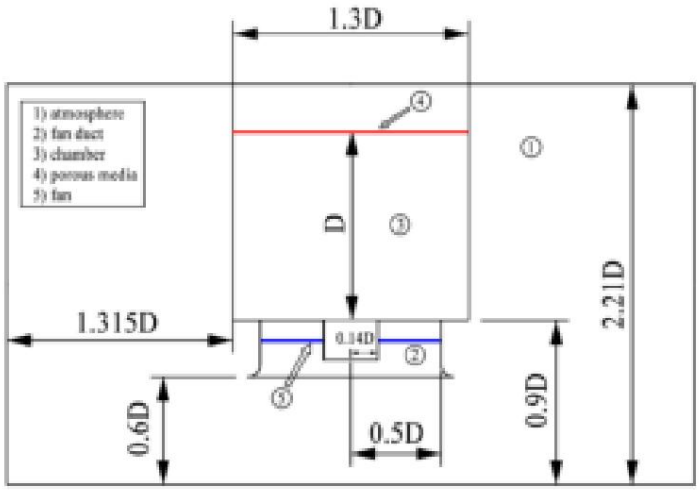


Figure 2. Vue de face du domaine numérique.

Le ventilateur est un ventilateur axial à basse vitesse à huit pales. Le diamètre du rotor est de 7,3 m, avec un rapport moyeu/pointe égal à 0,284. Le jeu de la pointe est réglé à 0,2 % de la corde de la pointe de la lame. La corde de la pointe de la lame et les nombres de Reynolds basés sur la corde sont respectivement de 825 mm et 4,65 × 105 . La vitesse de rotation du ventilateur est de 151 tr/min. Le ventilateur fournit 105 Pa de pression totale/statique au débit volumétrique nominal de 333 m3/s. Le processus de conception du ventilateur et de sa version modifiée sont rapportés dans [12]. Les bosses du bord d'attaque sont conçues en faisant varier la corde de la pale de +/-5 %, suivant une loi sinusoïdale dans les 25 % extérieurs de l'envergure de la pale. La pale d'origine, ici étiquetée comme ventilateur de référence, et sa version modifiée, ici étiquetée comme ventilateur baleine, sont illustrées à la figure 3.

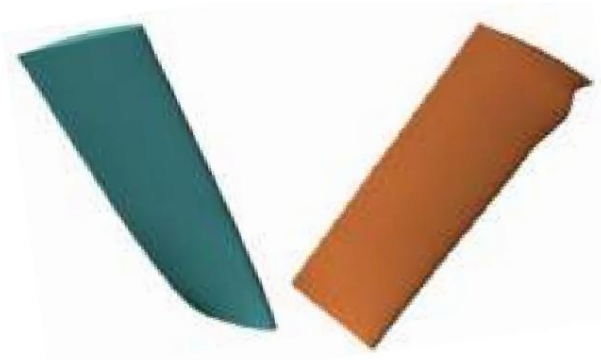


Figure 3. Géométries des éventails de référence (à gauche) et de baleine (à droite).

La grille de calcul a été générée pour les deux géométries à l'aide de l' utilitaire snappyHexMesh de la bibliothèque OpenFOAM v2106. La grille de base comprend 0,8 million de cellules avec un rapport hauteur/ largeur unitaire et une taille de cellule d'environ 0,13 m. La grille est affinée séquentiellement dans l' ensemble de l'échangeur et dans la région du rotor, comme le montre la figure 4.

Machine Translated by Google

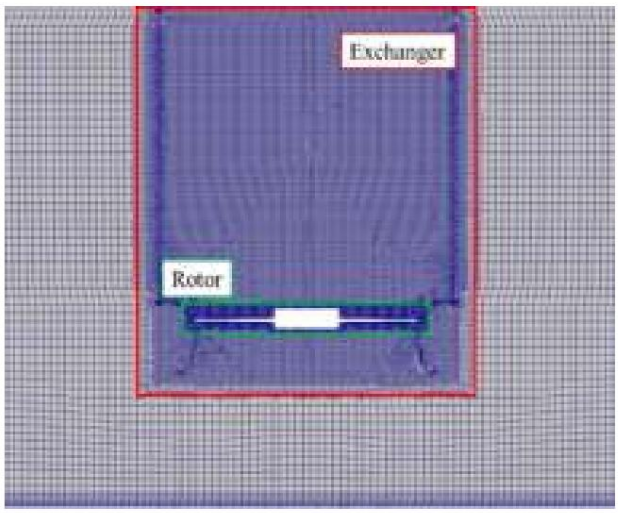


Figure 4. Affinements de la grille.

En raison du vaste domaine de calcul, la grille a été conçue pour un Reynolds élevé = 100 sur la première calcul. Par conséquent, l'espacement des parois a été défini pour obtenir un y de $^{+}$ couche.
cellules.

Une analyse de sensibilité de la grille sur la configuration du ventilateur de référence a été réalisée en utilisant l'augmentation de la pression totale à statique comme paramètre de convergence. Les résultats sont présentés dans la figure 5, montrant qu'un raffinement de grille de 20 millions de cellules est suffisant pour cette configuration. Deux millions de cellules sont utilisées pour modéliser l'atmosphère externe, 15 millions dans la région du rotor et 3 millions dans l' échangeur thermique. Une visualisation des grilles sur les rotors du ventilateur des baleines est fournie à la figure 6.

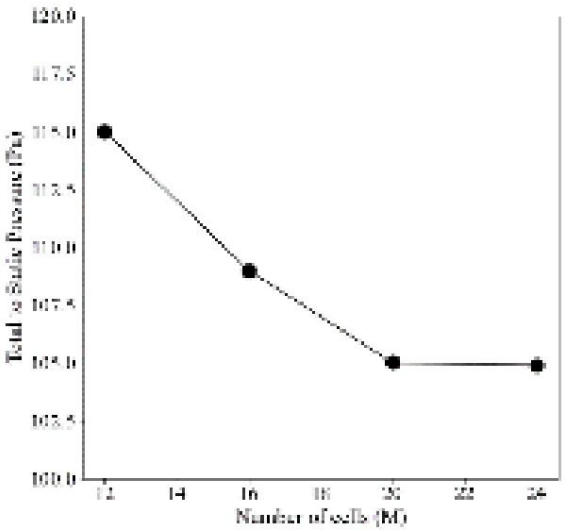


Figure 5. Pression TTS en fonction du nombre d'alvéoles, référence lame.

Le milieu poreux est modélisé à l'aide de la relation de Darcy – Forchheimer pour la perte de charge dans l'échangeur thermique :

$$\frac{\partial p}{\partial x_j} = -\frac{\mu}{\kappa} U_j - \frac{\mu^2}{j\,\kappa 1} U \quad (1)$$

Ce gradient de pression agit comme terme puits dans l'équation de quantité de mouvement. Les coefficients de l'équation (1) ont été dérivés de la géométrie de la grille carrée du banc d'essai, qui a une longueur caractéristique de 5 cm, en suivant la méthodologie rapportée dans [13]. Depuis le flux

Machine Translated by Google

est caractérisé par une direction axiale prédominante, les coefficients dans les directions orthogonales sont fixés à 1010 .

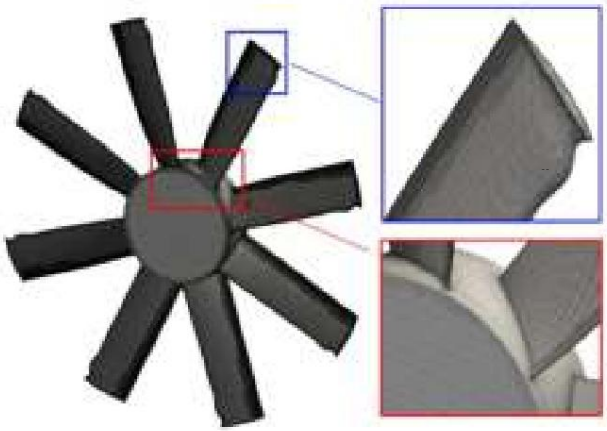


Figure 6. Maillage du ventilateur et détails de la grille au niveau de l'extrémité et du moyeu de la pale, conception du ventilateur baleine.

La modélisation de la turbulence repose sur le modèle RNG k-epsilon [14]. Les calculs stationnaires sont basés sur une approche à rotor gelé et les équations incompressibles sont résolues à l'aide du solveur SIMPLE. La convergence a été évaluée par le couple du ventilateur et la vitesse des sondes en amont et en aval du ventilateur. Les systèmes d'équations linéarisés ont été résolus à l'aide d'un smoothSolver pour toutes les quantités, à l'exception de la pression, qui a été résolue à l'aide d'un solveur de gradient conjugué. La tolérance de convergence a été fixée à 10−6 pour toutes les grandeurs sauf la pression, qui a été fixée à 10−4 .

Un schéma des conditions aux limites est présenté sur la figure 7. Le sol est traité comme un mur brut, d'épaisseur relative de 0,1. Le débit massique est imposé sur les limites latérales, qui est égal à 25 % du point de service du ventilateur. L'atmosphère est traitée comme un mur de glissement pour la stabilité numérique de la simulation. A la sortie du ventilateur, une pression totale est imposée, avec une condition de gradient nul (zG) sur la vitesse. Sur toutes les surfaces solides, des fonctions de paroi standard pour l'énergie cinétique turbulente, son taux de dissipation et sa viscosité turbulente sont utilisées.

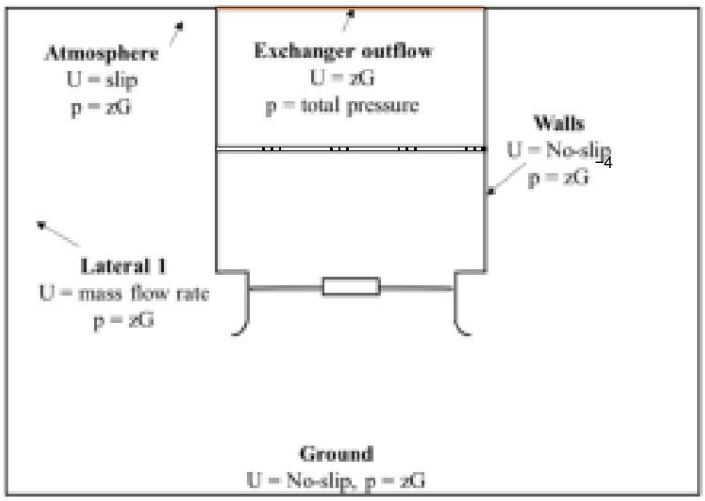


Figure 7. Schéma des conditions aux limites, vue de face.

3. Résultats

À titre d'évaluation de validation de l'exactitude des calculs, une comparaison de la pression TTS et de l'efficacité TTS est présentée dans le tableau 1. La pression est moyennée sur deux plans à 1,6 D et 1,8 D du sol. Les résultats montrent que la capacité de montée en pression des deux ventilateurs dans les conditions ISO est pratiquement la même, avec un rendement légèrement moins bon pour le

Machine Translated by Google

éventail de baleines, confirmant les conclusions de [15]. Cependant, l'installation à l'intérieur de l'ACC configuration conduit à des comportements différents : la géométrie de référence montre en effet une réduction de la capacité d'augmentation de pression de 32 %, avec un changement négligeable de la puissance adsorbée, tandis que le Le ventilateur baleine présente une réduction à la fois de l'augmentation de la pression et de la consommation d'énergie d'environ 10 %.

Tableau 1. Validation des résultats CFD.

Géométrie	Installation	ΔpTTS (Pa)	Puissance (kW)
Données	ACC	95	61,7
	Rotor unique	140	60,4
Baleine	ACC	123,8	56
	Rotor unique	137,6	62

Ce changement de performance est associé à une capacité de travail plus élevée dans la pointe région et un changement dans le comportement de l'écoulement dans le sens de l'envergure. Ceci est illustré à la figure 8, où l'éventail de baleine montre une tendance linéaire depuis la racine jusqu'à 85 % de l'envergure, tandis que la géométrie de référence a une valeur de vitesse radiale plus élevée au pied de la pale puis une valeur inférieure de 1/3 de l'envergure de la lame.

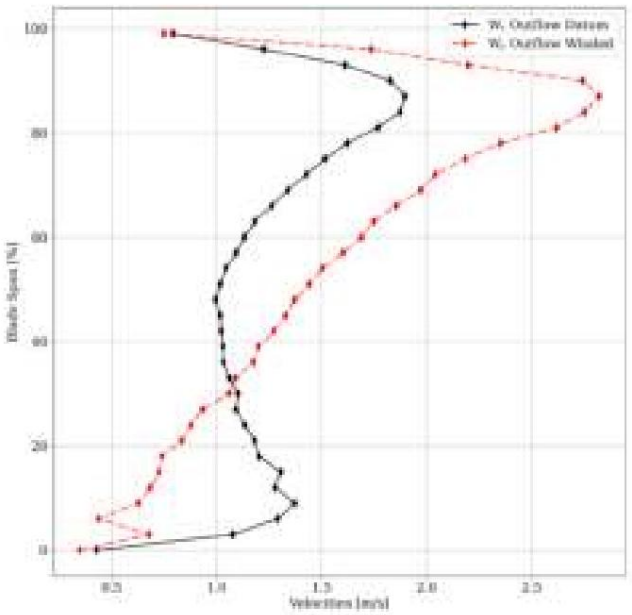


Figure 8. Vitesse radiale à la sortie du ventilateur de référence (noir) et du ventilateur baleine (rouge).

Le changement de performance peut être associé principalement à l'effet du leader modification des bords sur le développement du vortex de fuite en pointe. Comme le montre la figure 9, dans En fait, à l'extrémité du bord d'attaque sinusoïdal, le flux s'accélère et atteint une valeur relative vitesse supérieure à 70 m/s. Le jet résultant libéré par cette région du rotor retarde le développement du vortex de fuite de pointe par rapport au ventilateur de référence. En fait, dans la donnée géométrie, la fuite commence à environ 10% de la corde de la section de pointe, avec un secondaire vortex libéré à environ 50% de la corde.

Sur le rotor de la baleine, seule cette seconde structure est présente, du fait du mouvement contrarotatif flux libéré par le bord d'attaque modifié qui bloque le développement de la première fuite structure. Ceci est mieux visible sur les figures 10 et 11, où la vitesse et la pression relatives les contours sont tracés sur une surface iso-rayon à 99 % de l'envergure de la pale. Dans les deux figures, le la trace du système tourbillonnaire de fuite de la pointe est clairement reconnaissable, avec un développement retardé pour la géométrie du rotor de baleine.

Machine Translated by Google

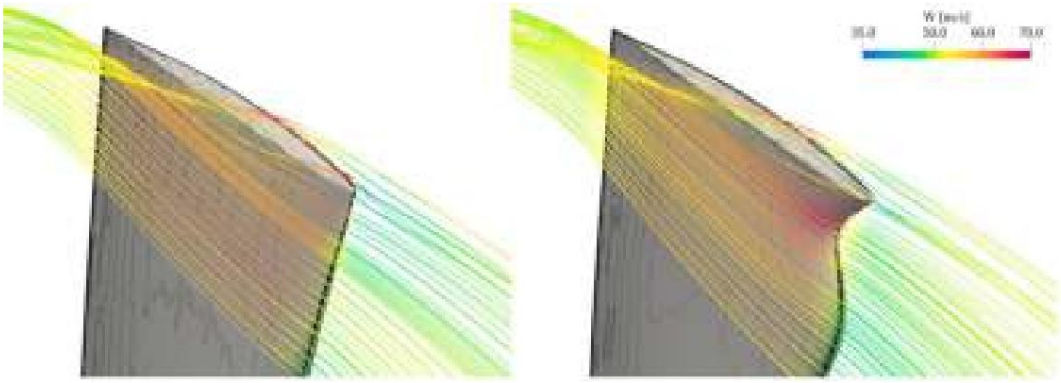


Figure 9. La vitesse relative rationalise la région de la pointe colorée avec la vitesse relative. Gauche : donnée ; à droite : baleine.

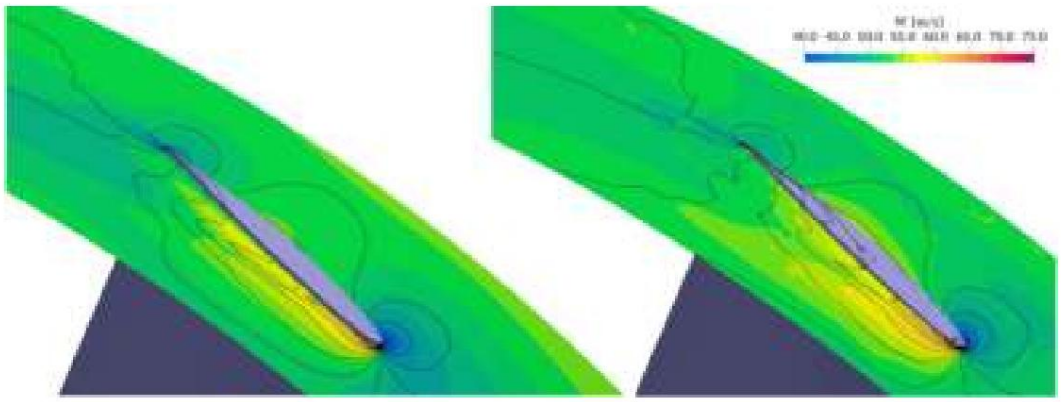


Figure 10. Contours de vitesse relative sur la surface iso-rayon à 99 % de l'envergure de la pale.
Figure 10. Contours de vitesse relative sur la surface iso-rayon à 99 % de l'envergure de la pale. Gauche : donnée ; à droite : baleine.

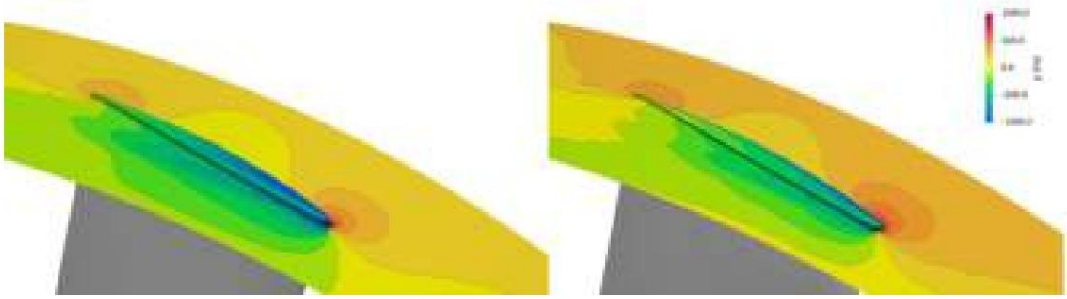


Figure 11. Contours de pression relative sur la surface iso-rayon à 99 % de l'envergure de la pale. Gauche : donnée ; à droite : baleine.

4. Conclusions

Suite aux conclusions de travaux antérieurs sur des rotors de ventilateur modifiés à bords d'attaque sinusoïdaux, nous avons testé cette solution de contrôle de débit sur un ventilateur de condenseur refroidi par air pour centrales électriques à vapeur.

Dans un agencement ISO, la pale d'origine et la pale baleine ont des performances similaires à la fois en termes de capacité d'augmentation de la pression totale à statique et de puissance adsorbée. Cependant, lorsqu'il est installé dans l'ACC, il y a une nette amélioration, car le ventilateur baleine subit une perte de pression par rapport à la disposition ISO d'environ 11 %, contre une perte de 32 % pour la pale de référence. De plus, la puissance absorbée est réduite de 10 %, tandis que le ventilateur de référence subit une différence négligeable par rapport aux conditions ISO.

Machine Translated by Google

Le comportement différent était alors lié à une redistribution radiale du flux induite par le rotor modifié et à sa capacité à contrôler et contraster le développement du vortex de fuite en pointe du côté aspiration du rotor. Ces résultats sont similaires à ceux présentés dans [5].

Contributions des auteurs : Conceptualisation, LT, GD, JvdS et AC ; Méthodologie, LT, GD, JvdS et AC ; Logiciels, LT, GD, JvdS et AC ; Validation, LT, GD, JvdS et AC ; Analyse formelle , LT, GD, JvdS et AC ; Enquête, LT, GD, JvdS et AC ; Ressources, LT, GD, JvdS et AC ; Curation de données, LT, GD, JvdS et AC ; Rédaction – Préparation de l'ébauche originale, LT, GD, JvdS et AC ; Rédaction – Révision et édition, LT, GD, JvdS et AC ; Visualisation, LT, GD, JvdS et AC ; Supervision, LT, GD, JvdS et AC ; Administration de projet, LT, GD, JvdS et AC ; Financement Acquisition, LT, GD, JvdS et AC ; Tous les auteurs ont lu et accepté la version publiée du manuscrit.

Financement : Cette recherche n'a reçu aucun financement externe.

Déclaration de disponibilité des données : Les données, la géométrie et la configuration numérique sont disponibles sur demande auprès des auteurs.

Conflits d'intérêts : Les auteurs ne déclarent aucun conflit d'intérêts.

Références

1. Fourie, N. ; Van Der Spuy, SJ ; Von Backström, TW ; Van Der Spuy, S. Simulation de l'effet du vent sur les performances des ventilateurs axiaux dans les systèmes de condenseurs à vapeur refroidis par air. J.Therm. Sci. Ing. Appl. 2015, 7, 021011. [Réf. croisée]
2. Van der Spuy, SJ ; Els, DNJ; Tieghi, L. ; Délibra, G. ; Corsini, A. ; Louw, FG; Zapke, A. ; Meyer, CJ Évaluation préliminaire du 24 pieds. Performances du ventilateur de diamètre dans l'installation d'essai des grands systèmes de refroidissement MinWaterCSP. Dans Turbo Expo : L'énergie pour la terre, la mer et l'air ; Société américaine des ingénieurs en mécanique : New York, NY, États-Unis, 2021 ; p. V001T10A005.
3. Van der Spuy, SJ ; von Backström, TW; Kröger, DG Performances des ventilateurs à faible bruit dans les condenseurs de vapeur refroidis par air des centrales électriques. Ing. de contrôle du bruit. J. 2009, 57, 341-347. [Référence croisée]
4. Angelini, G. ; Bonanni, T. ; Corsini, A. ; Délibra, G. ; Tieghi, L. ; Volponi, D. Sur l'optimisation basée sur une substitution de profils de pales véritablement réversibles pour les ventilateurs axiaux. Dessins 2018, 2, 19. [CrossRef]
5. Corsini, A. ; Délibra, G. ; Sheard, AG Sur le rôle des bosses de pointe dans le contrôle du début du décrochage dans les pales du ventilateur axial. J. Fluides Ing. 2013, 135, 0811041-0811048. [Référence croisée]
6. Zhang, MM; Wang, GF ; Xu, JZ Contrôle aérodynamique d'un profil aérodynamique à faible nombre de Reynolds avec des protubérances de pointe. AIAA J. 2009, 51, 1960-1971. [Référence croisée]
7. Corsini, A. ; Délibra, G. ; Sheard, AG L'application de bords d'attaque sinusoïdaux des pales dans une méthodologie de conception de ventilateur pour améliorer la résistance au décrochage. Proc. Inst. Mécanique. Ing. Partie A J. Power Energy 2014, 228, 255-271. [Référence croisée]
8. Biedermann, TM; Kameier, F. ; Paschereit, CO Transfert aéroacoustique successif des dentelures du bord d'attaque à partir d'un seul profil aérodynamique à l'application de ventilateur basse pression. J. Ing. Puissance des turbines à gaz 2019, 141, 101011. [CrossRef]
9. Biedermann, TM; Chong, TP ; Kameier, F. ; Paschereit, CO Modélisation statistique et empirique du bruit du profil aérodynamique soumis à Dentelures de pointe. AIAA J. 2017, 55, 3128-3142. [Référence croisée]
10. Le projet MinWaterCSP. Disponible en ligne : http://www.minwatercsp.eu (consulté le 16 janvier 2023).
11. Kirstein, CF; Von Backström, TW ; Kröger, DG Écoulement à travers une section de transition entre le collecteur et la cheminée d'une centrale solaire à cheminée . Dans les actes de la conférence internationale ASME 2005 sur l'énergie solaire, Orlando, FL, États-Unis, 6-12 août 2005 ; pp. 713-719. [Référence croisée]
12. Volponi, D. ; Bonanni, T. ; Tieghi, L. ; Délibra, G. ; Wilkinson, M. ; van der Spuy, J. ; von Backström, T. Résultats de simulation CFD pour le ventilateur de refroidissement MinWaterCSP. Dans Actes de la Conférence internationale Fan 2018 sur le bruit des ventilateurs, l'aérodynamique, les applications et les systèmes, Darmstadt, Allemagne, 18-20 avril 2018. [CrossRef]
13. Idelchik, IE Manuel de résistance hydraulique ; Commission américaine de l'énergie atomique : Washington, DC, États-Unis, 1986.
14. Yakhot, V. ; Orszag, SA; Thangam, S. ; Gatski, tuberculose ; Speziale, CG Développement de modèles de turbulence pour les écoulements de cisaillement par un double technique d'expansion. Phys. Fluides Un Fluid Dyn. 1992, 4, 1510-1520. [Référence croisée]
15. Tieghi, L. ; Délibra, G. ; Corsini, A. ; Van Der Spuy, J. Enquête numérique sur le ventilateur du condenseur refroidi par air CSP. Conférence Web E3S. 2020, 197, 11010. [Référence croisée]

Avis de non-responsabilité/Note de l'éditeur : Les déclarations, opinions et données contenues dans toutes les publications sont uniquement celles du ou des auteurs et contributeurs individuels et non de MDPI et/ou du ou des éditeurs. MDPI et/ou le(s) éditeur(s) déclinent toute responsabilité pour tout préjudice corporel ou matériel résultant des idées, méthodes, instructions ou produits mentionnés dans le contenu.

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Article

Optimisation multipoints et multi-objectifs des ventilateurs centrifuges par méthode de conception inverse 3D

Jiangnan Zhang [1,*] et Mehrdad Zangeneh [2]

[1] Advanced Design Technology Ltd., Londres SW1P 4DU, Royaume-
[2] Uni Département de génie mécanique, University College London, Londres WC1E 6BT, Royaume-Uni
* Correspondance : j.zhang@adtechnology.com ou jiangnan.zhang@outlook.com

Résumé : Dans cet article, nous présentons la conception et l'optimisation d'un ventilateur centrifuge avec pour exigences de maximiser l'augmentation de pression totale-statique et l'efficacité totale-statique à deux points de fonctionnement et le couple maximal fourni par la puissance du moteur en utilisant un Méthode de conception inverse 3D, une étude DOE (plan d'expérience), un RSM (modèle de surface de réponse) et un MOGA (algorithme génétique multi-objectif). La géométrie du ventilateur est paramétrée à l'aide de 13 paramètres de conception et 120 conceptions différentes sont générées. Les performances des ventilateurs de toutes les conceptions dans deux conditions de fonctionnement sont évaluées au moyen de simulations CFD en régime permanent. La matrice de conception résultante est utilisée pour créer un RSM basé sur la méthode de krigeage et MOGA est utilisé pour rechercher l'espace de conception à l'aide du RSM et trouver la conception optimale.

Mots-clés : multipoints ; multi-objectifs; optimisation; ventilateurs centrifuges; méthode de conception inverse ; BICHE; RSM ; MOGA

1. Introduction

Les ventilateurs centrifuges sont utilisés dans de nombreuses applications où une augmentation de pression relativement élevée est requise dans un format compact. L'application peut varier des appareils électroménagers [1] aux applications industrielles en passant par les applications de climatisation et de refroidissement des centres de données [2–6]. Hariharan et Govarhan ont étudié l'effet du jeu d'entrée sur les performances aérodynamiques d'un ventilateur centrifuge [7]. Singh et coll. ont réalisé une étude paramétrique de l'effet du nombre de pales, de l'angle des pales TE et du rapport de diamètre sur les performances du ventilateur centrifuge, sur la base d'expériences et de simulations numériques [8]. Jeon a étudié les effets des paramètres de conception sur les performances et le bruit d'un ventilateur centrifuge [9]. Tous les travaux mentionnés ci-dessus se sont concentrés sur les performances des ventilateurs en un seul point, qui est le point de conception ou BEP (meilleur point d'efficacité), alors que pour certaines applications, les ventilateurs doivent répondre à des exigences multipoints en termes de montée en pression, débit et efficacité. Pour résoudre ce type de problème de conception et d'optimisation multipoint, les approches DOE et RSM ont été largement utilisées pour les pompes, les turbines et les compresseurs [10-12]. Behzadmehr et coll. ont réalisé une étude paramétrique d'un ventilateur centrifuge incurvé vers l'arrière en utilisant le DOE en utilisant cinq paramètres de conception, et chaque paramètre de conception avait deux niveaux de variation [13]. Le principal inconvénient de cette méthode est qu'un très petit nombre de paramètres de conception ont été utilisés, ce qui signifie que d'autres paramètres plus importants peuvent avoir été omis. Qiu et coll. ont réalisé une optimisation de conception multipoint d'une pale de ventilateur axial à taux de dilution élevé en utilisant l'approximation DOE et Kriging [14]. La conception optimisée montre une amélioration de l'efficacité de 0,1 % au point de conception, mais présente une caractéristique d'efficacité moins bonne dans la plage de fonctionnement. Comme on peut constater que dans la littérature il n'y a pas beaucoup d'études sur l'optimisation aérodynamique multipoint des formes des pales de ventilateur centrifuge, c'est la principale raison pour laquelle les auteurs souhaitent publier ce travail.

Dans cet article, nous avons commencé par la conception d'une conception de base qui répond aux exigences d'augmentation de pression à deux points de fonctionnement en utilisant la méthode de conception inverse 3D. Le ventilateur

check for updates

Référence : Zhang, J. ; Zangeneh, M. Optimisation multipoint et multi-objectif des ventilateurs centrifuges par méthode de conception inverse 3D. Int. J. Turbomachine. Propulse. Puissance 2023, 8, 8. https://doi.org/10.3390/ijtpp8010008

Rédacteur académique : Thomas Carolus

Reçu : 27 septembre 2022
Révisé : 3 février 2023
Accepté : 12 février 2023
Publié : 2 mars 2023

Copyright : © 2023 par les auteurs. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.
Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

Machine Translated by Google

Les performances aérodynamiques (augmentation de la pression totale à statique (ts) et efficacité ts) sont évaluées au moyen de simulations CFD en régime permanent. La géométrie méridionale et les paramètres de chargement de la pale sont ensuite paramétrés à l'aide de 13 paramètres, et environ 120 géométries de pales différentes sont générées avec une large gamme de variations dans ces 13 paramètres de conception. L'augmentation de pression Ts et les valeurs d'efficacité ts de ces 120 conceptions sont évaluées à l'aide de simulations CFD. Une matrice de conception composée de tous les paramètres de conception et de performances de ces 120 conceptions est obtenue. Le krigeage est utilisé pour créer un RSM à l'aide des données de la matrice de conception et MOGA est utilisé pour rechercher les conceptions optimales dans l'espace de conception basé sur RSM. La conception optimale finale est sélectionnée à partir du front de Pareto et ses performances sont validées à l'aide de simulations CFD à deux points de fonctionnement. L'organigramme du processus de conception et d'optimisation est présenté à la figure 1.

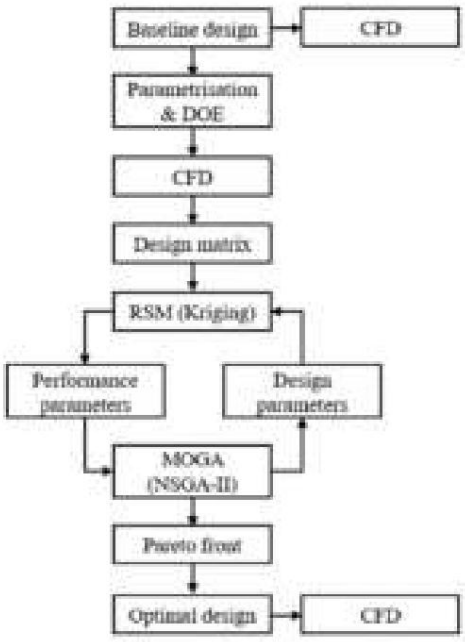


Figure 1. Organigramme du processus de conception et d'optimisation.

2. Conception de la lame

2.1. La méthode de conception inversée 3D

La méthode de conception inverse 3D, également connue sous le nom de méthode de circulation dans la littérature, est décrite en détail dans [15]. Il a été utilisé dans la conception de différents types de ventilateurs, notamment les ventilateurs axiaux [16] et les ventilateurs centrifuges [17,18]. La géométrie de la pale est calculée $\partial(rv\theta)$ de manière itérative sur la base de la répartition de charge de pale prescrite (∂m , le long de la direction méridionale) sur la géométrie méridionale ; $rv\theta$ est la circulation liée moyennée circonférentiellement et $\overline{rv\theta}$ est définie par l'équation (1) ci-dessous, où r est le rayon, vθ est la vitesse circonférentielle et N est le nombre de pales. Pour un écoulement potentiel incompressible, la charge de la pale (la différence de pression entre la surface de pression et la surface d'aspiration de la pale) est définie par l'équation (2), où p est la pression statique du côté pression et p − est la pression statique du côté pression. côté aspiration.

$$\overline{rv\theta} = \frac{N}{2\pi} \int_0^{2\pi/N} r \cdot v\theta d\theta \quad (1)$$

$$p^+ - p^- = \frac{\partial(\overline{rv\theta})\, 2\pi\, \rho W_{mbl}}{N \partial m} \quad (2)$$

la dérivée de $\overline{rv\theta}$

Machine Translated by Google

2.2. Paramétrage de la lame

Les principales entrées de la méthode de conception inverse sont la géométrie méridionale, la distribution de l'épaisseur des pales, le chargement et l'empilement des pales. La géométrie méridionale de la pale est paramétrée par huit paramètres dont la largeur du bout de pale (L), la longueur radiale du moyeu (dRhub), la longueur radiale du carénage (dRshr), l'angle TE (α), l'angle du moyeu (βhub), le carénage (βshr), la courbure LE et la courbure du carénage, comme le montre la figure 2. La distribution de l'épaisseur des pales est définie comme constante de 5 mm et le nombre de pales est de six . LE et TE rvθ sont utilisés comme entrées qui fixeront le coefficient de travail (couple/puissance spécifique) basé sur $\partial(rv\theta)$ sur l'équation des turbomachines d'Euler. La répartition des charges de la pale dans le sens du courant $(\overline{\partial m})$ est définie à l'aide d'une méthode à trois segments illustrée à la figure 3. La répartition des charges est définie par deux courbes au niveau du moyeu et du carénage. Pour chaque courbe, deux points sur l'emplacement méridional (NC et ND) divisent la courbe en trois parties. Les première et dernière courbes sont paraboliques et la courbe du milieu est une ligne droite. La pente de la droite médiane est définie par un paramètre appelé SLOPE. La valeur de chargement au LE (m = 0, où m est la coordonnée méridionale normalisée) est définie par DRVT, qui contrôle l'incidence au LE.

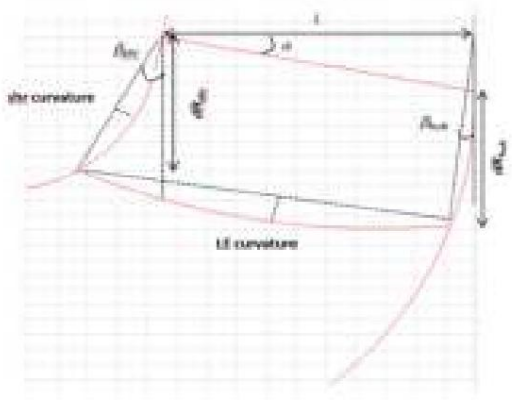


Figure 2. Paramétrisation de la géométrie méridionale.

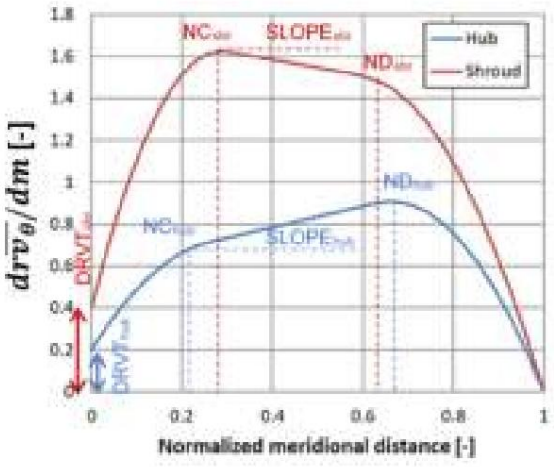


Figure 3. Chargement de la lame dans le sens du courant défini à l'aide de la méthode à trois segments.

Le dernier paramètre d'entrée requis est la condition d'empilement, qui est une distribution d'angle d'enroulement dans le sens de l'envergure à un emplacement fixe dans le sens du courant. Pour les fans, il est courant de stacker au niveau du TE. La plupart des ventilateurs centrifuges sont fabriqués en tôle et la pale doit être à filament 2D et axial. Cependant, le développement de la fabrication additive peut faciliter la conception de pales de ventilateur centrifuge avec une géométrie 3D. La méthode de conception inverse 3D utilisée dans cette étude permet de concevoir assez facilement en 3D ou en 2D. Dans cet article, une géométrie 2D est utilisée pour l'optimisation de la pale et un empilement nul en TE est utilisé pour toutes les conceptions. Une fois tout le

Machine Translated by Google

Si les entrées sont spécifiées, la méthode de conception inverse 3D calcule la forme de la pale pour une charge de pale spécifiée donnée.

2.3. Spécifications de conception et génération de pales de

base Les spécifications de conception sont présentées dans le tableau 1. Le ventilateur doit répondre aux exigences minimales d'augmentation de pression à deux points de fonctionnement (OP1 et OP2). Le couple maximum est défini par le moteur fourni et l'objectif principal est de maximiser l'efficacité à deux points de fonctionnement. Les contraintes géométriques sont que le diamètre du ventilateur ne peut pas dépasser la valeur maximale prévue et que la pale doit être 2D et à filament axial.

Tableau 1. Spécifications et contraintes de conception.

Coefficient de débit	0,22
Coefficient de chargement	0,39
RPM	≤RPMmax
Débit volumique à OP1	Q1
Augmentation de pression à OP1	≥Δp1
Débit volumique à OP2	Q2 = 117 %Q1
Augmentation de pression à OP2	≥Δp2
Couple	≤τmax
Efficacité @ OP1	Maximiser
Efficacité @ OP2	Maximiser
Diamètre de la roue	≥Dmax
Lame	Filament 2D et axial

La géométrie méridionale de la conception de base est illustrée à la figure 4. Le LE/TE rvθ et le chargement de la pale dans le sens du courant sont illustrés à la figure 5. Il est à noter que LE/TE rvθ est normalisé par le rayon de la pointe de la pale et la vitesse de la pointe. Une fois que le solveur a convergé, la pale 3D issue de la méthode de conception inverse est convertie en une pale à filament 2D/axial à l'aide d' une modification axiale du filament, qui mappe axialement la distribution de l'angle d'enroulement du moyeu sur toutes les autres couches dans le sens de l'envergure.

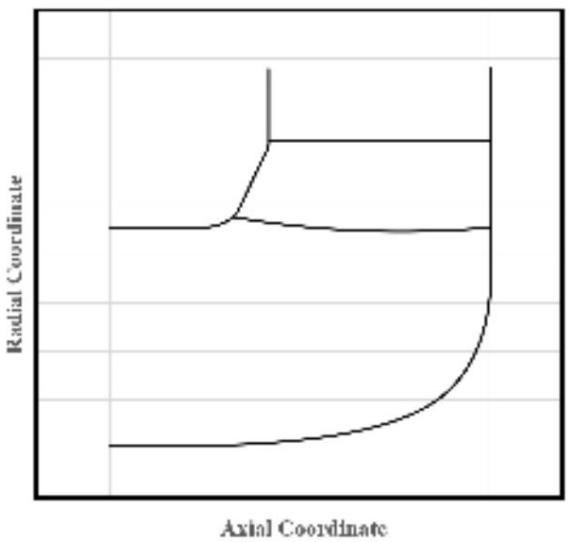


Figure 4. Géométrie méridionale de base.

Machine Translated by Google

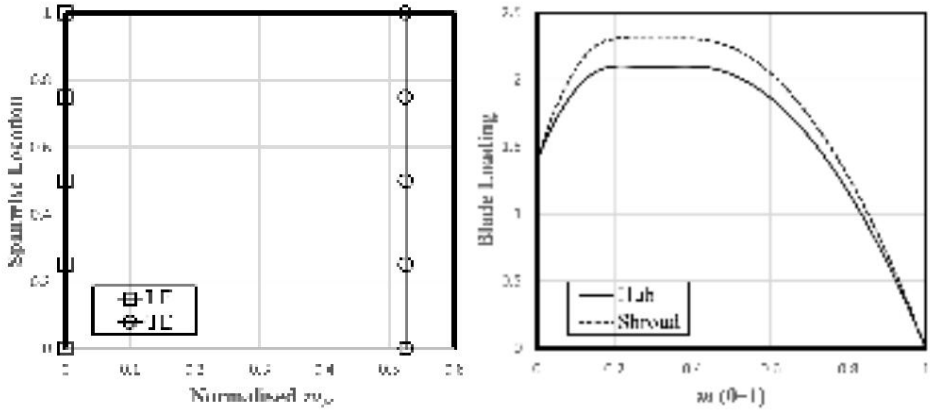


Figure 5. RVθ de base dans le sens de l'envergure et chargement de la lame dans le sens du courant.

3. Simulation CFD

3.1. Génération de maillage

Le maillage structuré a été généré à l'aide d'ANSYS TurboGrid pour la pale de la turbine (environ 500 000 éléments hexaèdres) et un maillage non structuré a été généré pour le cône d'entrée et les géométries d'entrée/sortie (environ 500 000 éléments tétraèdres). Le nombre total d'éléments est d'environ 1 000 000. La taille de l'élément proche de la paroi est de 0,03 mm pour la roue et de 0,05 mm pour le bloc d'entrée/sortie, ce qui se traduit par une valeur y+ maximale sur les parois inférieure à 1,0, bien dans la sous-couche visqueuse ; y+ est la distance non dimensionnelle (basée sur la vitesse du fluide cellulaire local) entre la paroi et le premier nœud du maillage. Le nombre de couches de prismes pour le gonflage est de 10. Comme on peut le voir sur la figure 6, l'écart entre le cône d'entrée fixe et le boîtier de protection de la turbine rotative est bien réso

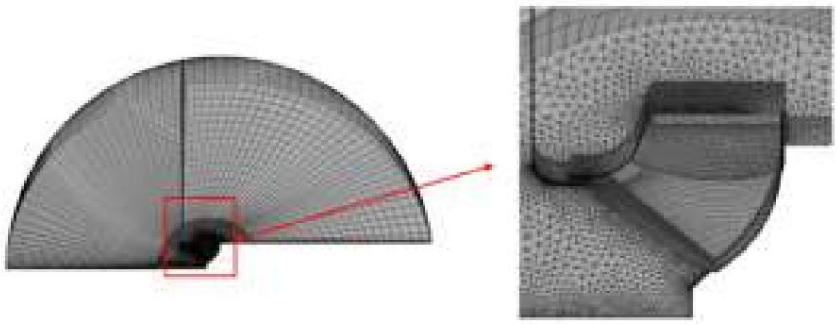


Figure 6. Domaine informatique.

3.2. Configuration

CFD Des simulations CFD en régime permanent (RANS) ont été réalisées à l'aide du logiciel commercial ANSYS CFX. La condition aux limites d'entrée est le débit massique donné et la condition aux limites de sortie est l'ouverture avec une pression statique de 1 atm. Le domaine de la roue est rotatif avec le régime fixe. Des conditions aux limites périodiques ont été utilisées pour tous les domaines afin de réduire le coût de calcul. L'interface entre le domaine stationnaire et le domaine rotationnel est définie comme Frozen Rotor. Le modèle de turbulence utilisé est le transport de contraintes de cisaillement SST k-ω.

Un schéma d'advection à haute résolution (2e ordre) a été utilisé. Les critères de convergence pour les équations de continuité et de quantité de mouvement ont été fixés à RMS < 1,0 × 10−4 . L'augmentation de la pression du ventilateur et les valeurs de couple ont été surveillées et atteignent une valeur constante une fois la solution convergée. Le modèle CFD complet est présenté dans la figure 7.

Machine Translated by Google

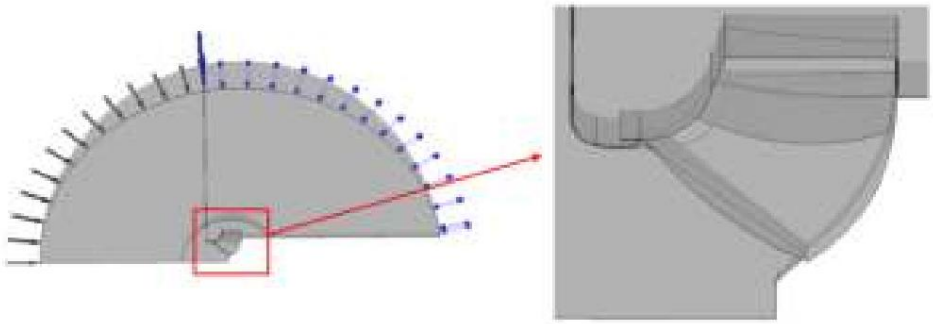


Figure 7. Modèle CFD dans ANSYS CFX.

3.3. Résultats CFD

Une fois les simulations CFD convergées, la pression augmente, le couple et le rendement les valeurs peuvent être obtenues pour les deux points de fonctionnement (OP1 et OP2) et sont résumées dans le tableau 2. L'augmentation de pression totale à statique est calculée comme la différence entre l'entrée pression totale et pression statique de sortie. On peut voir que la conception de base est presque répond aux exigences de montée en pression aux deux points de fonctionnement et ne dépasse pas les couple maximal. Les rendements pour OP1 et OP2 sont respectivement de 57,7 % et 44,2 %.

Après avoir examiné le champ d'écoulement détaillé, il a été constaté que l'écoulement se comporte bien au niveau du moyeu et emplacements à mi-portée mais se sépare près de la partie carénage de la pale en OP1 et OP2, ce qui peut être vu sur la figure 8.

Tableau 2. Résultats de base du CFD.

Nom de la variable	OP1	OP2
RPM	RPMmax Q1	RPMmax
Q	Δ	T2 Δ
Δpts	0,99 Δp1 τ	0,94 Δp2
Δ π	τmax	0,91τmax Δ
ηis τ	57,7% τ	44,2%
η		τ
		η

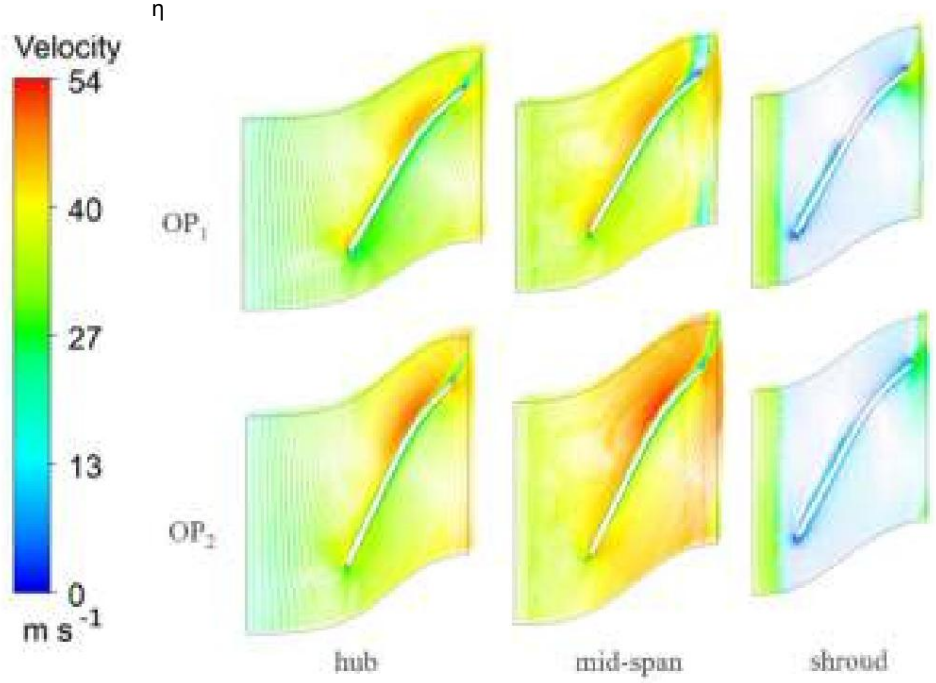


Figure 8. Vecteur de vitesse relative de base à OP1 et OP2 .

Machine Translated by Google

4. DOE et optimisation 4.1. BICHE

Pour améliorer et obtenir les meilleures performances possibles des ventilateurs, une étude du DOE a été réalisée. Au total, il existe 13 paramètres de conception, dont 8 paramètres de géométrie méridionale et 5 paramètres de chargement (NC, ND, SLOPE, DRVT et RVT_TE). DRVT est la valeur de chargement dans le sens du flux à LE, comme le montre la figure 3, et RVT_TE est TE $rv\theta$. Les mêmes valeurs sont utilisées pour le chargement des pales du moyeu et du carénage afin d'obtenir des pales à filament 2D/axial. Pour chacun des 13 paramètres de conception, une valeur minimale et maximale autour de la valeur de base est soigneusement spécifiée, ce qui permet d'explorer un grand espace de conception et présente un bon taux de convergence pour éviter de nombreux cas divergents dans le DOE. L'échantillonnage Latin Hypercube (LHS) est une méthode statistique qui peut être utilisée pour créer un échantillonnage aléatoire de plusieurs paramètres. Le nombre de conceptions doit être égal au nombre de niveaux pour chaque paramètre de conception et supérieur au nombre de paramètres de conception. L'échantillonnage Optimal Latin Hypercube (OLHS) est un LHS spécial où tous les points de conception sont équidistants [19]. L'inconvénient de l'OLHS est qu'il faut plus de temps pour générer la matrice de conception par rapport à LHS. Au total, 120 modèles différents ont été générés à l'aide de la méthode OLHS. Pour chaque conception, la génération de pales, le maillage et la CFD (deux points de fonctionnement) ont été effectués automatiquement dans ANSYS Workbench, comme le montre la figure 9.

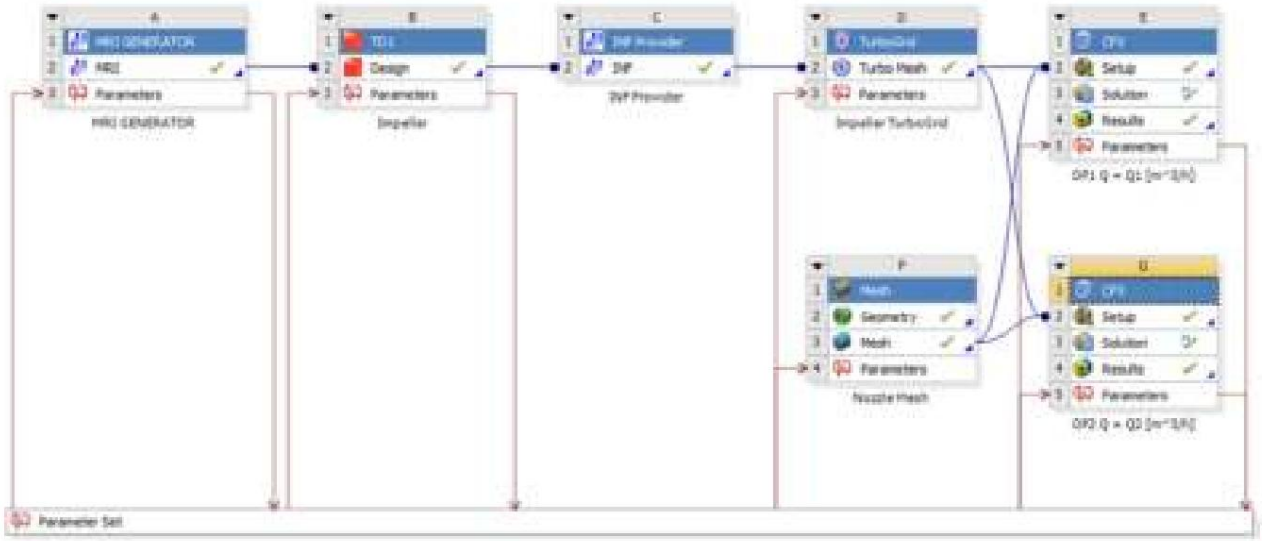


Figure 9. Flux de travail DOE automatisé dans ANSYS Workbench.

Une fois les simulations CFD terminées, une matrice de conception de 120 conceptions avec tous les paramètres de conception et paramètres de performance a été obtenue. Tous les résultats CFD sont présentés dans la figure 10. On peut constater qu'un certain nombre de conceptions du DOE répondent aux exigences minimales d'augmentation de pression aux deux points de fonctionnement avec de bons rendements par rapport à la conception de base. Les valeurs de couple de presque toutes les conceptions DOE ne dépassent pas la contrainte maximale.

4.2. Optimisation Les

termes modèle de surface de réponse (RSM), modèle de substitution, modèle d'approximation et méta-modèle sont utilisés comme synonymes dans la littérature. Le RSM est un modèle mathématique construit sur la base de données provenant de conceptions connues (généralement du DOE) qui permet une approximation et une évaluation rapides des objectifs pour différents paramètres de conception à de nouveaux points de conception.

Machine Translated by Google

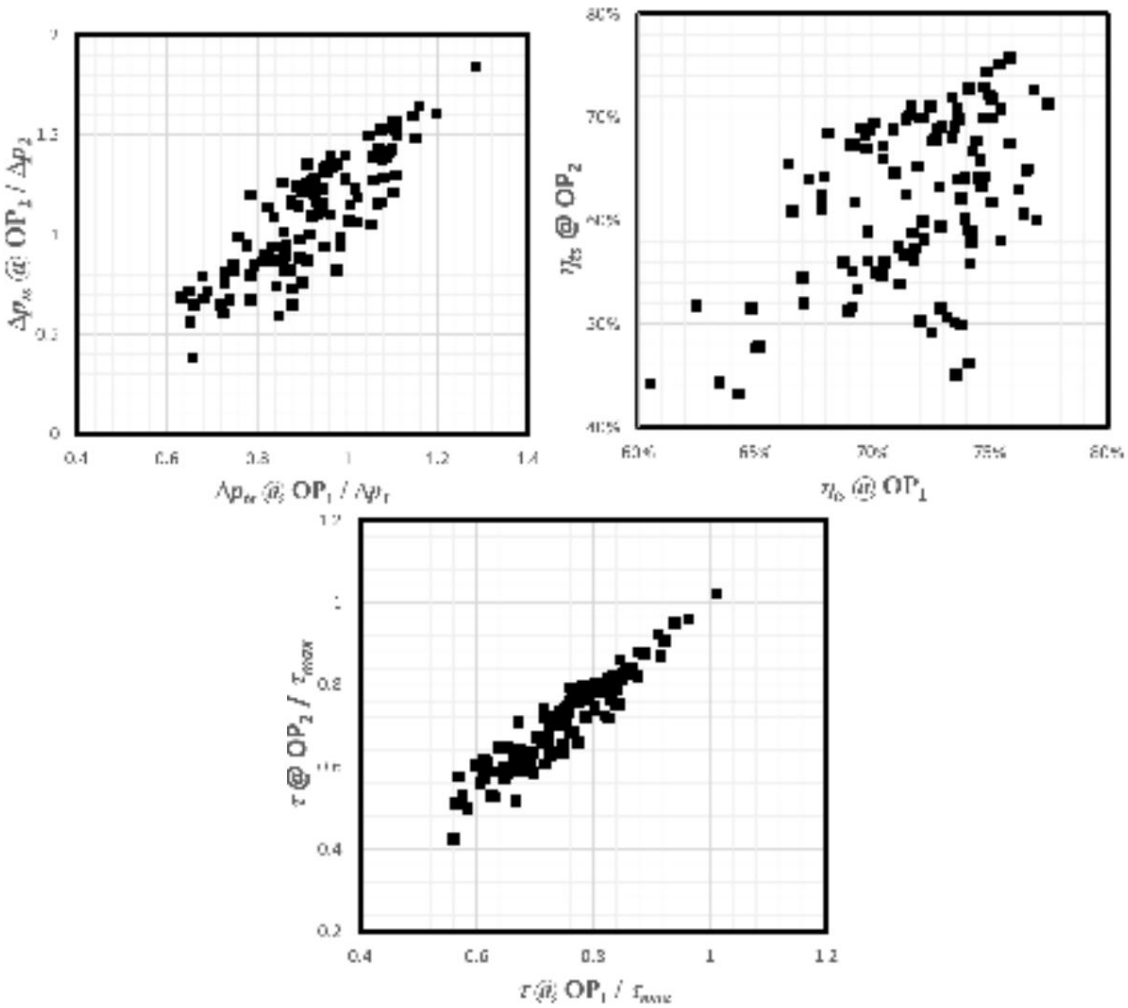


Figure 10. Résultats CFD (augmentation de pression, efficacité et couple) des conceptions DOE.

Le krigeage est une méthode d'interpolation qui a été proposée pour la première fois par un statisticien et ingénieur minier sud-africain Danie G. Krige et est utilisée pour prédire l'emplacement de ressources minérales inconnues. L'idée de base du krigeage est que la valeur en un point inconnu doit être la moyenne des valeurs connues chez ses voisins, pondérée par la distance du voisin au point inconnu (Chung et Siller [20,21]).

MOGA (NSGA-II, algorithme génétique de tri non dominé-II) est un algorithme génétique multi-objectif qui a été proposé pour la première fois par Deb et al. [22]. Il est bien adapté aux espaces de conception fortement non linéaires ; chaque objectif est traité séparément et un front de Pareto est construit en sélectionnant des conceptions réalisables non dominées.

Tous les résultats du DOE peuvent être utilisés pour créer un RSM en utilisant la méthode d'approximation Kriging. Le CoP (Coefficient de Pronostic) calculé des paramètres de sortie du Kriging RSM est d'environ 0,85. L'optimisation a été réalisée en recherchant l' espace de conception avec les contraintes et objectifs donnés et les performances des différentes conceptions peuvent être rapidement évaluées grâce au modèle Kriging RSM. Les contraintes et objectifs utilisés dans l'optimisation sont répertoriés dans le tableau 3. Il est à noter que « Angle » est défini par l'équation (3). Ce paramètre est utilisé pour contrôler la pente (forme) de la courbe pQ du ventilateur et doit être maintenu aussi proche que possible de la valeur cible, qui est d'environ -5.

$$\text{Angle} = \tan^{-1} \frac{\Delta p1 - \Delta p2}{Q1 - Q2} \quad (3)$$

Machine Translated by Google

Tableau 3. Contraintes et objectifs d'optimisation.

Δp @ OP1	≥Δp1	
Δp @ OP2	≥Δp2	
τ @ OP1	≥τmax	
τ @ OP2	≥τmax	≥Δ
Angle Δ	≥−5,5◦ & ≤−4,9◦	≥Δ
ηts @ OP1	Maximiser	≥τ
ηts @ OP2	Maximiser	≥τ

Au total, 100 000 conceptions ont été générées à l'aide de MOGA (NSGA-II), et le résultat obtenu Le front de Pareto et la conception optimale sélectionnée sont illustrés dans la figure 11 . un compromis entre les rendements à deux points de fonctionnement peut être observé.

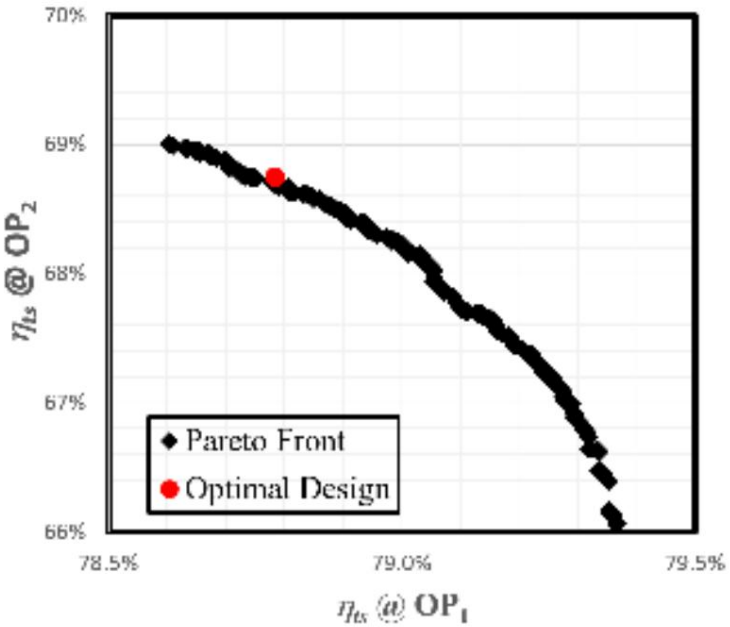


Figure 11. Front de Pareto et conception optimale sélectionnée.

Les performances CFD de la conception optimale sont comparées à la ligne de base et illustré à la figure 12. L'augmentation de pression de la conception optimale est considérablement améliorée à les deux points de fonctionnement par rapport aux valeurs cibles et de référence tout en maintenant les pente pQ souhaitable (forme). Les efficacités de la conception optimale sont améliorées d'environ 20 points de pourcentage aux deux points de fonctionnement par rapport à la conception de base. Le couple les valeurs sont réduites et ne dépassent pas la contrainte maximale.

La comparaison de la géométrie méridionale et de la charge de lame dans le sens du courant entre la conception optimale et la ligne de base sont présentées dans la figure 13. La comparaison de la conception 3D Les géométries de la ligne de base et la conception optimale sont illustrées à la figure 14.

L'amélioration des rendements peut également s'expliquer en comparant les champs d'écoulement des les deux modèles (figures 7 et 15). En particulier, l'écoulement à proximité du carénage de l'optimum la conception est considérablement améliorée et se fixe désormais entièrement sur la surface de la lame par rapport à celui de la conception de base.

Machine Translated by Google

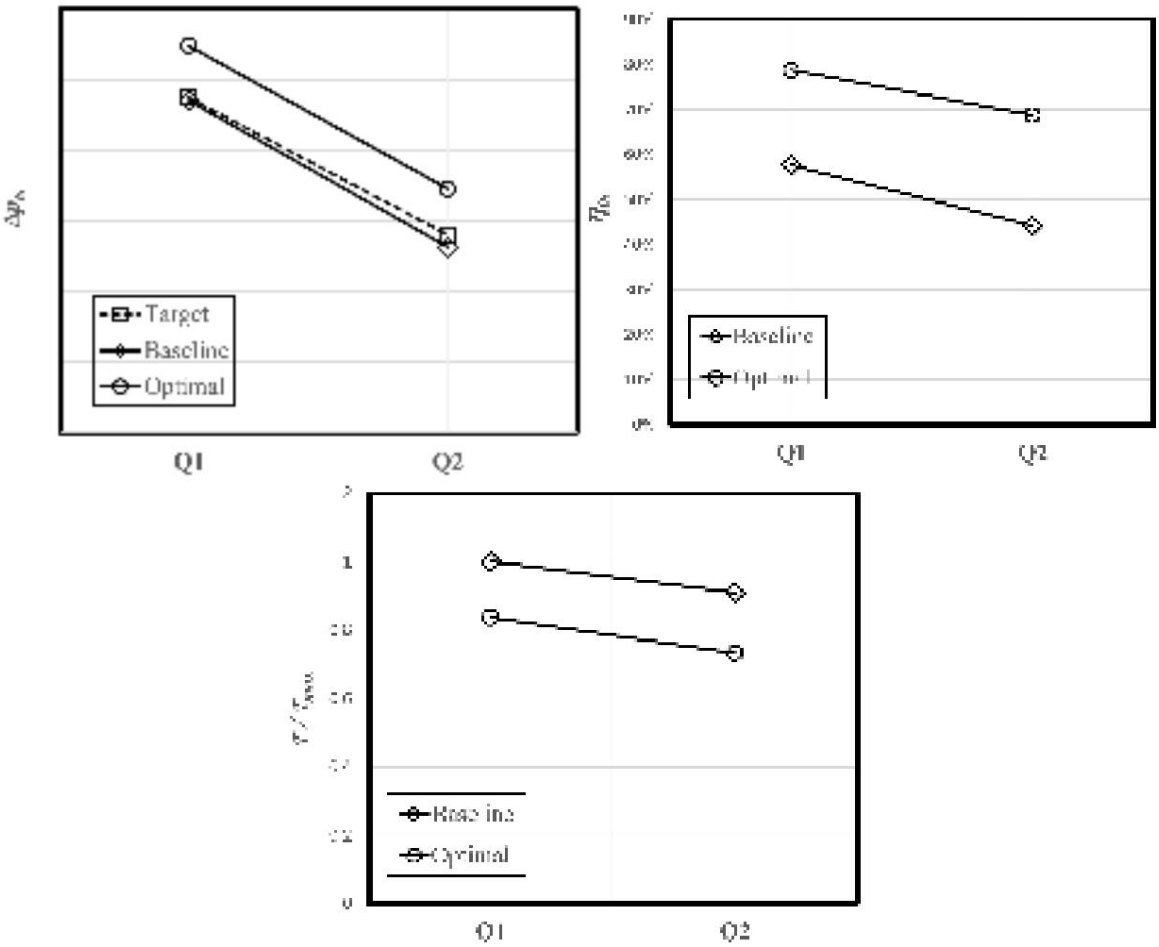


Figure 12. Comparaison des résultats CFD pour la conception de base et la conception optimale.

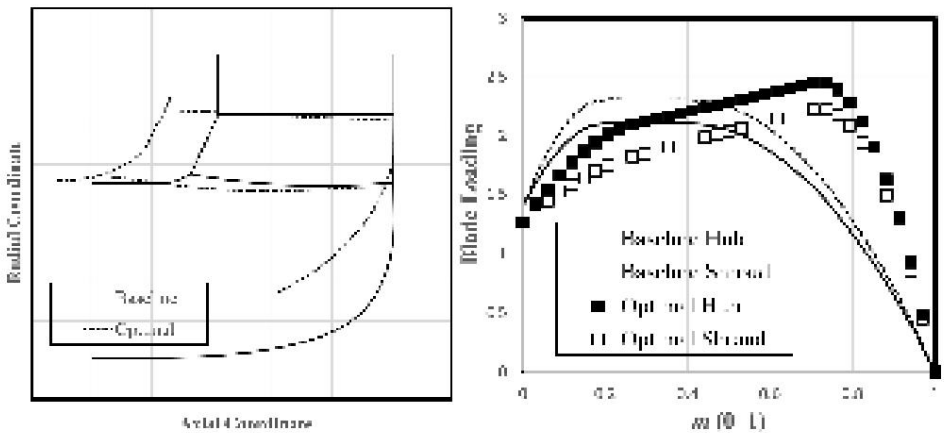


Figure 13. Comparaison de la géométrie méridionale et de la répartition des charges de la lame pour une conception de base et optimale.

Machine Translated by Google



Figure 14. Comparaison des géométries 3D de la ligne de base (gris) et de la conception optimale (bleu).

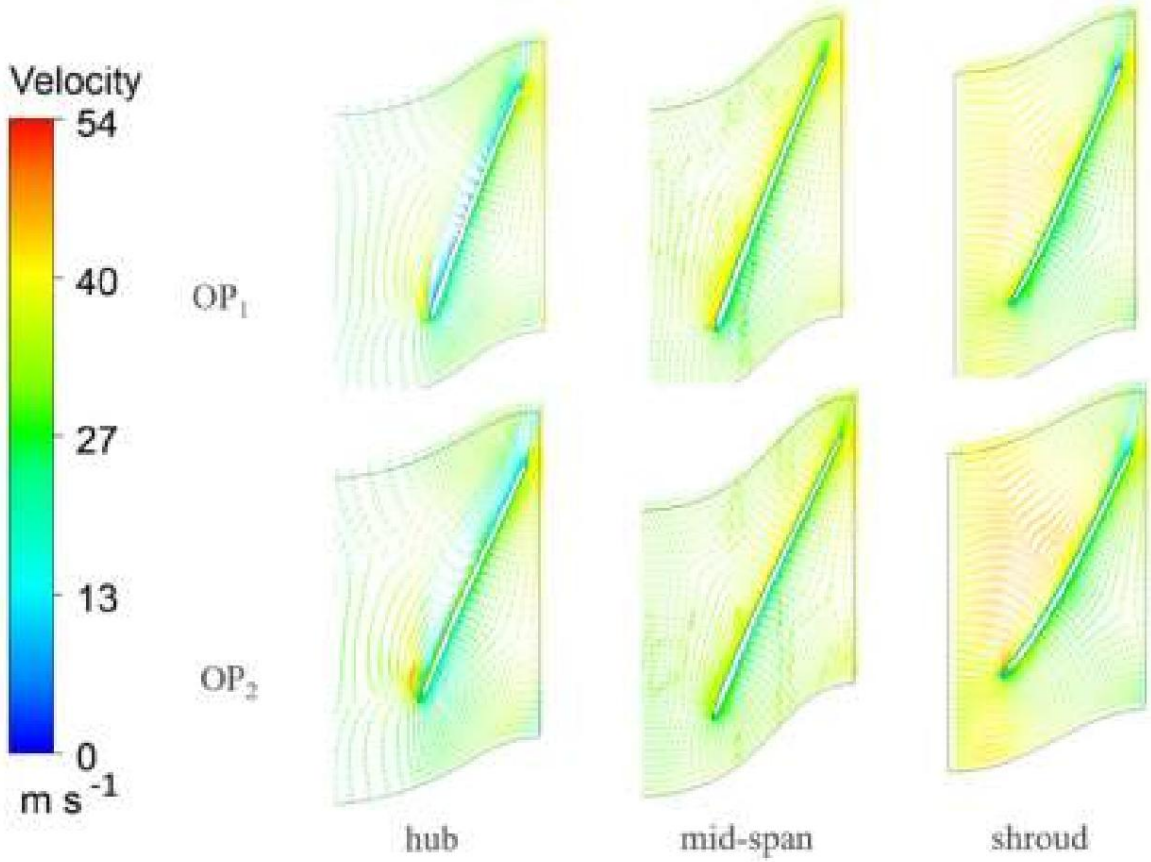


Figure 15. Vecteur de vitesse relative de conception optimale à OP1 et OP2 .

5. Conclusions

Dans cet article, une méthodologie d'optimisation systématique utilisant la méthode de conception inverse, DOE et MOGA est présentée et utilisée pour optimiser les performances aérodynamiques d'un ventilateur centrifuge à deux points de fonctionnement. L'augmentation de la pression totale-statique et les efficacités totales-statiques à deux points de fonctionnement sont considérablement améliorées, et l'amélioration est validée à l'aide de simulations CFD en régime permanent.

Contributions des auteurs : Conceptualisation, JZ et MZ ; méthodologie, JZ; logiciel, JZ; validation, JZ et MZ ; analyse formelle, JZ ; enquête, JZ; ressources, JZ; conservation des données, JZ ; rédaction – préparation du projet original, JZ ; rédaction – révision et édition, JZ ; visualisation, JZ ; supervision, MZ; administration de projet, s.o. ; acquisition de financement, n/a. Tous les auteurs ont lu et accepté la version publiée du manuscrit.

Financement : Cette recherche n'a reçu aucun financement externe.

Machine Translated by Google

Déclaration du comité d'examen institutionnel : sans objet.

Déclaration de consentement éclairé : sans objet.

Déclaration de disponibilité des données : sans objet.

Conflits d'intérêts : Les auteurs ne déclarent aucun conflit d'intérêts.

Références

1. Jeon, W.-H. ; Baek, S.-J. ; Kim, C.-J. Analyse des caractéristiques aéroacoustiques du ventilateur centrifuge d'un aspirateur. J. Son Vib. 2003, 268, 1025-1035. [Référence croisée]
2. Woodard, JK, Jr. ; Johnson, GE Conception optimale du ventilateur de refroidissement pour les moteurs électriques industriels. J. Mech. Transm. Automatique. Des. 1986, 108, 224-266. [Référence croisée]
3. Rugang, C. Étude expérimentale sur les caractéristiques d'érosion pour différents contours de pales dans le ventilateur centrifuge exposé à des solides environnement particulaire. Mach fluide. 2000, 1, 5-8.
4. Tan, J. ; Tang, W. ; Yuan, W. Technique d'optimisation du test du ventilateur de cuisson centrifuge d'un moteur refroidi par air. Menton. Interne. Brûler. Moteur Ing. 2002, 1002-6819.
5. Li, H. Débit entraîné par un ventilateur de refroidissement en métal estampé – Modèle numérique et validation. Exp. Thermie. Scie fluide. 2009, 33, 683-694. [Référence croisée]
6. Chang, CC-C.; Cheng, CC-C.; Ke, M.-T.; Chen, S.-L. Etudes expérimentales et numériques du refroidissement par air pour un moteur à grande échelle. Int. J. Machine tournante. 2009, 2009, 34-40. [Référence croisée]
7. Hariharan, C. ; Govardhan, M. Effet du jeu d'entrée sur les performances aérodynamiques d'un ventilateur centrifuge. Int. J. Moteurs turboréacteurs 2016, 33, 215-228. [Référence croisée]
8. Singh, OP ; Khilwani, R. ; Sreenivasulu, T. ; Kannan, M. Étude paramétrique des performances des ventilateurs centrifuges : expériences et simulation numérique. Int. J.Adv. Ing. Technologie. 2011, 1, 33-50.
9. Jeon, W.-H. Une étude numérique sur les effets des paramètres de conception sur les performances et le bruit d'un ventilateur centrifuge. J. Son Vib. 2003, 265, 221-230. [Référence croisée]
10. Pei, J. ; Wang, W. ; Yuan, S. ; Zhang, J. Optimisation de la roue d'une pompe centrifuge à faible vitesse spécifique pour l'hydraulique Amélioration des performances. Menton. J. Mech. Ing. 2016, 29, 992-1002. [Référence croisée]
11. Zhang, J. ; Zangeneh, M. Optimisation multidisciplinaire et multipoint de turbines radiales et à flux mixte pour turbocompresseurs en utilisant la 3D méthode de conception inverse. Lors de la 14e Conférence internationale sur les turbocompresseurs et la turbocompression ; CRC Press : Londres, Royaume-Uni, 2020.
12. Tuchler, S. ; Chen, Z. ; Copeland, CD Optimisation de la forme multipoint d'un compresseur radial automobile à l'aide d'un dynamique des fluides computationnelle et approche par algorithme génétique. Énergie 2018, 165, 543-561. [Référence croisée]
13. Behzadmehr, A. ; Piaud, JB Effets aéro-acoustiques de certains paramètres d'un ventilateur centrifuge incurvé vers l'arrière utilisant le DOE. CVC&R Rés. 2006, 12, 353-365.
14. Qiu, S. ; Deng, X. Conception multipoint Optimisation d'une pale de ventilateur à taux de dérivation élevé. Dans Actes du 30e Congrès de la Conseil international des sciences aéronautiques, Daejeon, République de Corée, 25-30 septembre 2016.
15. Zangeneh, M. Une méthode de conception tridimensionnelle compressible pour les aubes de turbomachines à flux radial et mixte. Int. J. Numéro. Méthodes Fluides 1991, 13, 599-624. [Référence croisée]
16. Okamoto, H. ; Zangeneh, M. ; Watanabe, H. ; Goto, A. Conception d'un rotor de ventilateur caisson en utilisant la méthode de conception inverse 3D. Dans les actes de la Conférence internationale IMechE sur les fans, Londres, Royaume-Uni, 9 et 10 novembre 2004.
17. Henner, M. ; Neddadi, Y. ; Démory, B. ; Zangeneh, M. ; Pemgie, F. Conception de ventilateur automobile avec méthode inverse appliquée sur roue et volute. Dans Actes du Fan 2015, Conférence internationale sur le bruit des ventilateurs, la technologie et les méthodes numériques, Lyon, France, 15-17 avril 2015.
18. Eisenmenger, C. ; Franck, S. ; Dogan, H. ; Ochmann, M. Optimisation aérodynamique et aéroacoustique d'un petit ventilateur centrifuge à pales incurvées vers l'arrière au moyen d'une conception inversée. Dans Actes du 23e Congrès international d'acoustique, Aix-la-Chapelle, Allemagne, 9-13 septembre 2019.
19. Park, J.-S. Conceptions optimales d'hypercubes latins pour les expériences informatiques. J.Stat. Plan. Inférence 1994, 39, 95-111. [Référence croisée]
20. Chung, HS; Alonso, JJ Optimisation multiobjectif à l'aide d'un algorithme génétique basé sur un modèle d'approximation. Dans Actes du 10e Symposium AIAA/ISSMO sur l'analyse et l'optimisation multidisciplinaires, Albany, NY, États-Unis, 30 août-1er septembre 2004.
21. Siller, K. ; Vob, S. ; Nicke, E. Optimisation multidisciplinaire automatisée d'un compresseur axial transsonique. Dans Actes de la 47e réunion scientifique aérospatiale de l'AIAA, y compris le forum New Horizons et l'exposition aérospatiale, Orlando, FL, États-Unis, 5-8 janvier 2009.
22. Déb, K. ; Agrawal, S. ; Pratap, A. ; Meyarivan, T. Un algorithme génétique de tri élitiste rapide non dominé pour l'optimisation multi-objectifs : NSGA-II. Dans Actes de la conférence Parallel Problem Solving from Nature VI, Paris, France, 18-20 septembre 2000 ; pp. 849-858.

Avis de non-responsabilité/Note de l'éditeur : Les déclarations, opinions et données contenues dans toutes les publications sont uniquement celles du ou des auteurs et contributeurs individuels et non de MDPI et/ou du ou des éditeurs. MDPI et/ou le(s) éditeur(s) déclinent toute responsabilité pour tout préjudice corporel ou matériel résultant des idées, méthodes, instructions ou produits mentionnés dans le contenu.

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Article

Amélioration de la charge du rotor et suppression du stator Séparation par réduction de l'écart lame-rangée

Zhuo Wang [1], Lin Du 1* et Xiaofeng Sun [2]

[1] Institut de recherche sur les moteurs aéronautiques, Université Beihang, Pékin 100191, Chine
[2] École d'ingénierie énergétique et électrique, Université Beihang, Pékin 100191, Chine
* Correspondance : lindu@buaa.edu.cn

Résumé : Une méthode de frontière immergée (IB) est appliquée pour étudier l'effet de l'écart entre les aubes et les rangées dans un compresseur mono-étagé à basse vitesse. L'avantage de l'utilisation d'une méthode IB est que l' interface rotor/stator peut être éliminée et, ainsi, l'interaction pale-rangée peut être considérée avec un écart extrêmement petit. La méthode IB a été modifiée pour les problèmes d'écoulement interne et la technique de raffinement adaptatif du maillage (AMR), associée à un modèle de paroi, a été utilisée pour faciliter les simulations pour les écoulements à nombre de Reynolds élevé. Les résultats ont montré que l'augmentation de pression et l'efficacité étaient plus élevées dans les cas où l'espace était plus petit. Des comparaisons entre les résultats de deux écarts, 35 %ca et 3,5 %ca, sont mises en évidence et une analyse plus approfondie à un coefficient de débit spécifique a montré que l'augmentation des performances de l'étage était due à l'amélioration de la charge du rotor et à la suppression de la séparation des flux. du stator. En conséquence, les augmentations de l'augmentation totale de la pression aux sorties du rotor et du stator ont été observées comme étant respectivement de 0,5 % et 4,3 %. Bien que l'augmentation à la sortie du rotor soit bien inférieure à celle à la sortie du stator, sa signification est qu'un niveau de pression statique plus élevé se forme près du moyeu de l'espace, ce qui réduit ainsi le gradient de pression défavorable de cette région dans le passage du stator. Cette amélioration supprime la séparation des flux à proximité du moyeu du stator et entraîne ainsi une augmentation considérable de l'augmentation de la pression à la sortie du stator . L'effet de l'écart sur les fluctuations de pression instables est également présenté.

Mots-clés : méthode des limites immergées ; interaction rotor/stator ; raffinement adaptatif du maillage

check for updates

Référence : Wang, Z. ; Du, L. ; Soleil, X. Amélioration de la charge du rotor et suppression de la séparation du stator grâce à la réduction de l'écart entre les pales et les rangées. Int. J. Turbomach. Propulse. Puissance 2023, 8, 6. https://doi.org/10.3390/ijtpp8010006

Rédacteur académique : Jérôme Boudet

Reçu : 12 octobre 2022
Révisé : 11 février 2023
Accepté : 22 février 2023
Publié : 1 mars 2023

Copyright : © 2023 par les auteurs. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.
Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Introduction

Les écarts axiaux entre les rangées d'aubes dans un compresseur multi-étages sont importants pour la détermination de sa taille et de son poids globaux. En raison de la recherche sans fin visant à réduire la taille et le poids d'une machine, il est souhaitable que les écarts soient aussi petits que possible. Cependant, des interactions pales-rangées plus fortes existent dans des espaces plus petits, ce qui joue un rôle important dans les performances aérodynamiques, ainsi que dans les variations d'écoulement, et l'effet correspondant est complexe et pas entièrement compris.

Normalement, pour un compresseur à basse vitesse, sa pression augmente et son efficacité augmente à mesure que les écarts diminuent. Ce phénomène a été confirmé par les études expérimentales de Smith [1], Mikolajczal [2]. L'analyse théorique de Smith [3] a montré que l'évolution du sillage rotorique dans le stator pouvait contribuer à améliorer son déficit de vitesse. Un modèle a été proposé par Adamczyk [4] pour analyser le processus de récupération du déficit de pression total pour le sillage du rotor. L'idée principale de Smith [3] et Adamczyk [4] était que la réduction des espaces pouvait empêcher le sillage du rotor d'être complètement mélangé avant qu'il n'entre dans le passage du stator ; ainsi, réduisant la perte de mélange et entraînant une amélioration des performances. Ce mécanisme a également été rapporté par Deregel et Tan [5] à travers une étude numérique. Au contraire, pour un compresseur transsonique, la réduction de l'écart entre les pales et la rangée pourrait avoir un impact négatif sur les performances aérodynamiques, car le processus de choc-vortex joue un rôle important dans la génération de pertes. Un écart lame-rangée plus petit pourrait améliorer l'interaction des chocs et des tourbillons, et augmenter les pertes en conséquence[6–9]. La présente étude se concentre uniquement sur l' effet d'écart dans des conditions à faible vitesse.

Machine Translated by Google

Dans les travaux de Smith [3], Adamczyk [4], Deregel et Tan [5], la variation de la charge du rotor n'a pas été prise en compte et la contribution du rotor à l'amélioration des performances était inconnue. En fait, il est également difficile de mesurer les caractéristiques d'écoulement d'un rotor ou dans un espace entre rangées d'aubes, ce qui signifie que cette question reçoit moins d'attention. Plus tard, Du et al. [10, 11] ont mené un certain nombre de simulations numériques des interactions pale-rangée à différents espaces et ont découvert que le rotor fonctionnerait dans un état de charge plus élevé à mesure que l'espace se réduisait. Un mécanisme de levage vortex a également été proposé par Du et al. [10,11] pour expliquer ce phénomène car une perte de vortex instable au bord de fuite du rotor a été observée lorsque la pale du rotor a balayé une aube du stator. Les tourbillons ont été renforcés par la réduction de l'écart dû à l'interaction pale-rangée plus forte, augmentant ainsi la fluctuation, ainsi que la moyenne, de la charge du rotor. Le processus instable de libération des vortex a été confirmé par Xu et al. [12] grâce à des mesures PIV dans une petite pompe, et une portance du rotor plus élevée a également été obtenue avec les écarts plus petits dans leurs simulations numériques. Les études de Du et al. [10,11] grâce à des simulations 2D ont suggéré que la charge du rotor pourrait être modifiée en réduisant l'écart. Un problème important est la dépendance de la charge du rotor sur l' écartement des étages dans des conditions d'écoulement 3D, qui présente un intérêt pour la présente étude.

Lorsque plusieurs rangées de pales sont prises en compte dans les simulations, des interfaces de maillage sont construites entre les blocs de différentes rangées de pales et des traitements supplémentaires aux interfaces sont nécessaires. Rai [13], Jorgenson et Chima [14] ont utilisé des grilles patchées et superposées pour les configurations rotor/stator afin de simuler l'effet instable de l'interaction pale-rangée.
Une couche de cellules de cisaillement entre les grilles du rotor et du stator a été adoptée par Giles [15] dans les simulations instationnaires pour une turbine transsonique. Bien que les techniques ci-dessus pour les interfaces rotor/stator soient largement utilisées dans la pratique, un défaut est que lorsque deux rangées d'aubes sont très proches l'une de l'autre, par exemple, l'écart est inférieur à 10 % environ, il est difficile de garantir la qualité du maillage à l'écart entre les rangées de pales, et parfois il est même impossible de générer un maillage disponible pour le boîtier avec un écart entre les rangées extrêmement petit. En raison de cette limitation, l'écart axial minimum dans la plupart des études numériques prenant en compte l'effet de l'écart entre les pales et les rangées, par exemple voir Hsu et Wo [16], Przytarski et Wheeler [17], semblait être d'environ 10 30 % environ, et les investigations sur des écarts plus petits n'ont pas encore été signalées. De plus, l'échange d'informations de flux aux interfaces de blocs entraîne également des erreurs supplémentaires lorsque le maillage entre les deux lignes est fortement déformé au niveau d'un petit espace. En conséquence, la fiabilité numérique est hautement discutable dans cette situation.

Les difficultés mentionnées ci-dessus peuvent être surmontées en utilisant des méthodes de frontières immergées (IB), qui peuvent traiter efficacement les problèmes de frontières mobiles et de géométries complexes [18-20]. Zhong et Sun [21] ont rapporté l'application d'une méthode IB au problème de flottement dans les turbomachines, et Du et al. [10, 11] ont étudié l'effet de l'interaction rotor/stator sur de petits écarts d'étage et ont également pris en compte l'avantage aérodynamique du lancement du stator via une méthode IB. Chen et coll. [22] ont utilisé une méthode IB pour calculer la charge instable des pales d'un compresseur à un petit espace et son profil a montré un bon accord avec les données expérimentales. Avec un schéma d'ordre élevé utilisé, les méthodes IB peuvent également être utilisées pour étudier la résonance acoustique induite par la vibration des pales [23].
Ces études numériques ont montré la capacité des méthodes IB à simuler les problèmes instationnaires des turbomachines à pales multiples incluses, qui, cependant, n'étaient limitées qu'à des configurations 2D et pouvaient donc être réalisées sur des grilles cartésiennes. Pour les conditions d'écoulement 3D et turbulentes avec des frontières mobiles, en raison des énormes grilles nécessaires aux grilles cartésiennes, il y a moins d'investigations connexes. Pour considérer l'effet de turbulence lorsqu'une méthode IB est utilisée, le raffinement adaptatif du maillage (AMR) [24-28] et les fonctions de paroi [29-34] sont deux voies courantes pour accélérer les simulations, et elles ont principalement été appliquées aux environnements externes. -conditions d'écoulement. Pour les problèmes d'écoulement interne qui intéressent la présente étude, les canaux d'écoulement peuvent être plus grands que les corps internes. La résolution directe des canaux d'écoulement à l'aide d'une grille cartésienne entraîne un nombre très important de cellules, ce qui peut s'avérer inabordable. Comment réaliser des simulations efficace

Machine Translated by Google

Les flux internes utilisant les méthodes IB manquent encore d'investigations approfondies. Cet article adopte une stratégie de maillage hybride avec un maillage monobloc ajusté au canal d'écoulement et une méthode IB pour modéliser les corps internes. Avec quelques modifications, la méthode IB peut être étendue à une grille curviligne générale. Grâce à ces techniques, l'effet de la réduction de l'écart peut être étudié facilement en utilisant une méthode IB avec des coûts de calcul abordables.

Cet article présente une étude numérique, menée dans notre laboratoire, sur l'effet de l' écartement des étages dans un compresseur mono-étage à basse vitesse, appelé TA36 dans les travaux publiés [35–39]. La technique AMR a été adoptée pour la méthode IB afin d'améliorer dynamiquement la résolution locale du maillage pour le rotor et le stator. Une fonction de mur a été utilisée pour améliorer encore l'efficacité des simulations pour les flux internes à nombre de Reynolds élevé. L'amélioration des performances apportée par le rotor et le stator individuellement, ainsi que les variations de débit correspondantes, sont d'un grand intérêt. L'article est organisé comme suit : La section 2 présente les méthodes numériques utilisées, y compris les équations gouvernantes, la formation du maillage et la méthode IB adaptée aux problèmes d'écoulement interne. Des comparaisons avec les données expérimentales sont données à titre de validation et la convergence numérique est également examinée . Ensuite, des simulations sont effectuées à deux intervalles différents et les résultats correspondants sont présentés et discutés dans la section 3, y compris l'amélioration globale des performances et sa distribution dans le sens de l'envergure, le mécanisme d'écoulement et les caractéristiques instationnaires. Enfin, une brève conclusion est tirée dans la section 4.

2. Méthodes numériques

2.1. Équations gouvernantes

Les flux sont gouvernés par l'équation compressible tridimensionnelle de Navier – Stokes. tion, et leurs formes conservatrices s'écrivent comme suit :

$$\begin{aligned} &\frac{\partial}{\partial t}\int_{\Omega}\rho d\Omega+\int_{\partial\Omega}\rho(u\cdot n)dS=0,\\ &\frac{\partial}{\partial t}\int_{\Omega}\rho u d\Omega+\int_{\partial\Omega}[\rho u(u\cdot n)+pn]dS=\int_{\partial\Omega}(\tau\cdot n)dS,\\ &\frac{\partial}{\partial t}\int_{\Omega}\rho E d\Omega+\int_{\partial\Omega}\rho H(u\cdot n)dS=\int_{\partial\Omega}q\cdot ndS+\int_{\partial\Omega}(\tau\cdot u)\cdot ndS, \end{aligned} \tag{1}$$

où u = [u1, u2, u3] est le vecteur vitesse d'écoulement. E = cvT + est l'énergie totale par unité de masse et H = E + p/ ρ représente l'enthalpie totale par unité de masse. τ est le tenseur des contraintes de frottement et sa composante τik peut être calculée comme suit :

$$\tau_{ik}=(\mu+\mu_T)\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_k}+\frac{\partial u_k}{\partial x_i}-\frac{2}{3}\delta_{ik}\frac{\partial u_j}{\partial x_j}\right) \tag{2}$$

μ est obtenu suivant la loi de Sutherland. q est le flux thermique, écrit comme suit :

$$q=-c_p\left(\frac{\mu}{Pr}+\frac{\mu_T}{Pr_T}\right)\frac{\partial T}{\partial x_i} \tag{3}$$

La loi des gaz parfaits est :

$$p=\rho RT. \tag{4}$$

Les comportements turbulents sont modélisés en résolvant la moyenne de Reynolds instable. Les équations de Navier – Stokes (URANS) avec le modèle Spalart – Allmaras (SA) à une équation [40], et l'équation régissant la variable du champ de turbulence s'écrivent comme suit :

$$\begin{aligned} \frac{\partial\hat{\nu}}{\partial t}+u_j\frac{\partial\hat{\nu}}{\partial x_j}&=c_{b1}(1-f_{t2})\hat{S}\hat{\nu}-\left(c_{w1}f_w-\frac{c_{b1}}{\kappa^2}f_{t2}\right)\left(\frac{\hat{\nu}}{d}\right)^2+\\ &\frac{1}{\sigma}\left[\frac{\partial}{\partial x_j}\left((\nu+\hat{\nu})\frac{\partial\hat{\nu}}{\partial x_i}\right)+c_{b2}\frac{\partial\hat{\nu}}{\partial x_i}\frac{\partial\hat{\nu}}{\partial x_j}\right], \end{aligned} \tag{5}$$

Machine Translated by Google

La viscosité de Foucault de turbulence, μT, est calculée à partir de :

$$\mu T = \rho v\hat{} \, fv1, \quad (6)$$

Le flux convectif sur les faces des cellules est évalué par le schéma Roe standard [41], et une modification à faible vitesse [42] est implémentée pour des conditions d'écoulement à faible nombre de Mach. Pour obtenir une précision spatiale de second ordre, l'interpolation MUSCL [43] est utilisée dans les cellules pour reconstruire la distribution variable. Un schéma de différence centrale du deuxième ordre et un schéma de Runge – Kutta du troisième ordre sont appliqués pour calculer respectivement le flux visqueux et les dérivées temporelles.

2.2. Stratégie de

grille Les méthodes IB traditionnelles modélisent toujours une limite de mur sur un maillage cartésien et le raffinement du maillage sur une région spécifique augmente également la densité cellulaire dans le champ lointain. Le coût de calcul correspondant est inabordable lorsque l'écoulement est 3D et turbulent, ce qui limite également l'application ultérieure des méthodes IB. Pour les applications turbomachines, comme les canaux d'écoulement ne sont généralement pas conformes à un cuboïde, des grilles cartésiennes, plus grandes que les canaux, sont nécessaires si la méthode IB est utilisée pour modéliser à la fois le canal d'écoulement et les aubes, comme le montre l'exemple sur la figure 1a. Dans le cas de la figure 1a, pour répondre aux exigences de résolution, les parois des canaux et les pales doivent être résolues par un raffinement supplémentaire de la grille, ce qui peut entraîner d'énormes cellules supplémentaires dans les simulations utilisant une grille cartésienne, en particulier sous des conditions de Reynolds élevées. conditions de nombre. Cependant, le canal d'écoulement est toujours stationnaire et ne contribue pas à l'instabilité qui nous intéresse, et il n'est pas nécessaire de modéliser le canal par la méthode IB.

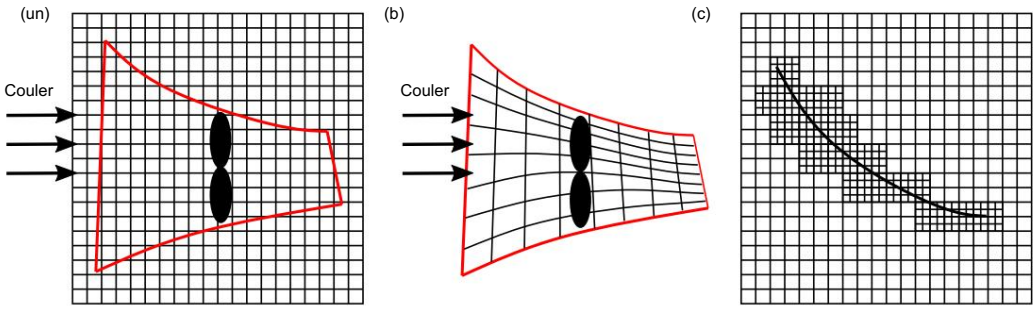


Figure 1. Stratégies de grille pour un problème de turbomachine : (a) grille cartésienne, (b) grille structurée conforme au canal , (c) maillage multi-niveaux avec AMR. Les lignes continues rouges représentent le canal, et les cercles pleins noirs en (a, b) et la ligne continue noire en (c) représentent les lames à l'intérieur du canal.

Par conséquent, une stratégie de maillage hybride, dans laquelle un maillage ajusté au corps pour s'adapter au canal d'écoulement , puis une méthode IB, a été utilisée uniquement pour modéliser les pales dans le présent travail. Tout d'abord, un maillage curviligne structuré en un seul bloc a été utilisé pour ajuster le canal comme maillage d'arrière-plan, comme le montre la figure 1b. Avec le maillage ajusté au canal, les conditions aux limites des parois du canal ont été imposées de la même manière qu'avec les méthodes traditionnelles ajustées au corps, ce qui peut permettre d'éviter l'utilisation de cellules supplémentaires pour résoudre le canal d'écoulement par la méthode IB. Ensuite, pour améliorer localement la résolution du maillage à proximité des pales modélisées par la méthode IB, la technique de raffinement adaptatif du maillage (AMR) a été utilisée pour augmenter la densité de la grille à proximité des pales sans produire de cellules supplémentaires dans le champ lointain, comme le montre la figure 1c. L'AMR s'est avéré être une méthode efficace pour améliorer localement la résolution du maillage pour les structures à écoulement à gradient élevé [44, 45] ou les limites des murs [26, 27, 46]. En conséquence, le nombre de cellules peut être considérablement réduit pour les cas 3D et turbulents par rapport aux approches IB traditionnelles. Notez que dans la stratégie de maillage actuelle, la méthode IB a été réalisée sur une grille curviligne au lieu d'une grille cartésienne, et la section suivante présente l'imposition de conditions aux limites pour la

Machine Translated by Google

2.3. Traitement de la lame interne

Pour modéliser les lames internes, une méthode IB à interface pointue, proposée pour la première fois par Gilmanov et al. [47], Gilmanov et Sotiropoulos [48] pour la grille cartésienne, a été utilisé ici. Toutes les cellules de la grille sont d'abord classées en deux types : les cellules fluides et les cellules solides, qui se trouvent respectivement à l'extérieur et à l'intérieur des parois internes, comme le montre la figure 2. Les débits des cellules solides sont insignifiants. En outre, les deux couches de cellules fluides qui sont adjacentes aux cellules solides sont identifiées comme cellules limites, de sorte que les cellules solides ne sont pas impliquées dans le calcul des dérivées spatiales. Les flux dans le reste des cellules fluides sont déterminés en résolvant les équations régissantes.

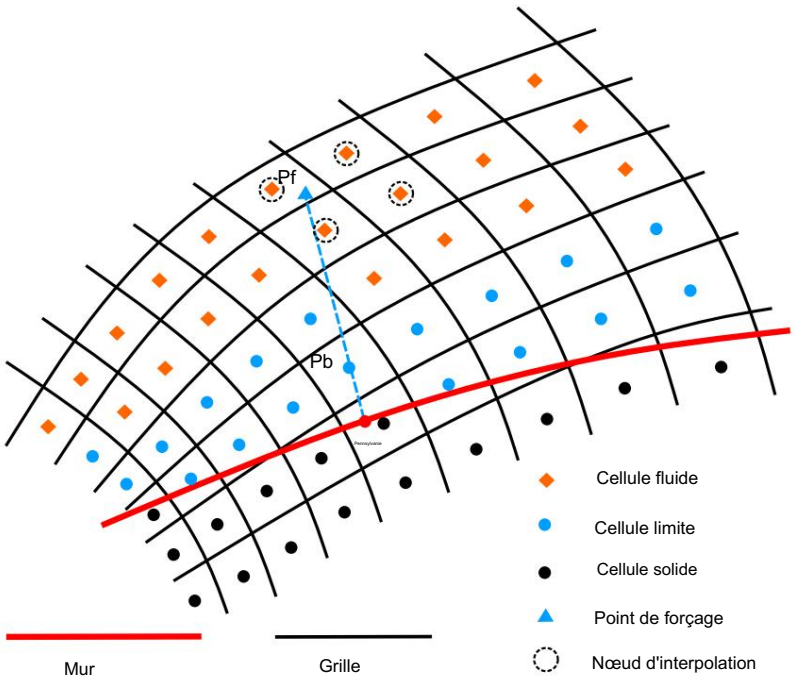


Figure 2. Classification des cellules pour la grille curviligne près du mur.

Pour imposer la condition aux limites pour chaque cellule limite, par exemple Pb sur la figure 2, un point de forçage entouré de cellules fluides est d'abord obtenu, appelé Pf . f Pb est normal au mur, Pa étant le point de projection sur le mur. Avec les grandeurs de débit à Pf et Pa, les distributions connues et supposées pour les grandeurs de débit à l'intérieur de la couche limite adoptées par la méthode IB, les grandeurs à Pb peuvent également être obtenues. La distance entre Pf et Pb est appelée distance de forçage dans cet article. Pour les méthodes traditionnelles IB à interface nette sur une grille cartésienne, les distances de forçage sont généralement fixes pour toutes les cellules limites, ce qui n'est pas approprié lorsque la grille est curviligne et contient des cellules à grand rapport hauteur/largeur. Comme le montre la figure 3, où les murs avec des orientations différentes sont entourés par les cellules à grand rapport d'aspect, pour les cellules limites C1 et C2, qui sont proches des murs W1 et W2, respectivement, la même distance de forçage peut localiser leurs points de forçage. en F1 et F2, respectivement. F1 est proche d'une cellule adjacente de C1 et utiliser les quantités en F1 pour imposer la condition aux limites en C1 est raisonnable. En revanche, il existe plusieurs cellules fluides entre C2 et F2, dont les écoulements sont obtenus en résolvant les équations au lieu de profils supposés. Par conséquent, F2 n'est pas valide pour C2 et un point de forçage plus proche de C2 est souhaité. Pour garantir que la cellule proche de Pf est adjacente aux cellules limites, la distance de forçage est déterminée de manière adaptative pour différentes cellules limites, en tenant compte de leur rapport d'aspect. Par conséquent, il n'y a que quelques cellules entre Pb et Pf , ce qui peut garantir la validité de l'hypothèse de distribution des quantités entre les deux points.

Machine Translated by Google

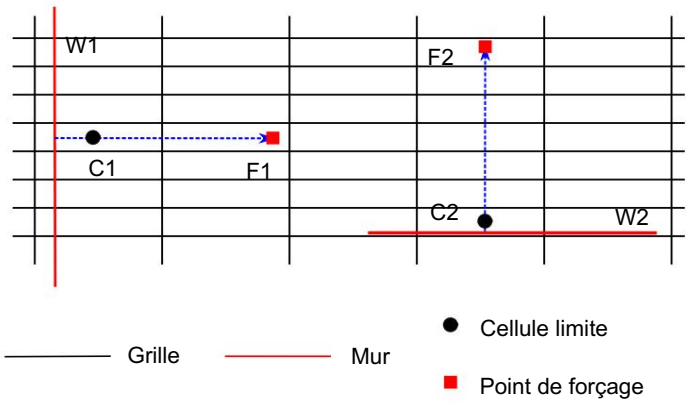


Figure 3. Une même distance de forçage est utilisée pour différentes orientations de mur.

L'interpolation inverse distance-poids (IDW) est appliquée pour calculer les quantités de flux au point de forçage Pf à partir de ses Flow Cells adjacentes. Pour la ième cellule du pochoir d'interpolation, le coefficient pondéré correspondant βi peut s'écrire :

$$\beta i = (1,0/j \quad)/ \sum_{s=1}^{m} (1,0/j\ s\ ), \quad (7)$$

où di est la distance entre le point de forçage et la ième cellule du pochoir. k est le coefficient de puissance et fixé à 2. Pour obtenir davantage la vitesse tangentielle à Pb , une fonction de mur de turbulence explicite [49] est utilisée, donnée sous la forme de l'équation (8) :

$$= \text{toi} + 0,1108[e^{0,4u} + - 1 - 0,4u + - \frac{(0,4u +)^2}{2} - \frac{(0,4u +)^3}{3!} - \frac{(0,4u +)^4}{4!}]. \quad (8)$$

Une distribution linéaire est supposée pour la composante normale de la vitesse d'écoulement. Le gradient de pression le long de la direction normale du mur est supposé nul ; par conséquent, la pression à Pb est égale à celle à Pf . La température est déterminée par la relation de Crocco-Busemann :

$$Tb = Tf + 2cp \frac{Pr1/3}{} (v \quad), \quad (9)$$

où vt désigne la vitesse tangentielle. Une relation linéaire est utilisée pour calculer vˆ aux cellules limites :

$$v\hat{} = \kappa u_\tau y_b , \quad (10)$$

où yb est la distance entre une cellule limite et le mur.

2.4. Comparaison avec les données expérimentales et convergence

Le modèle d'un compresseur interne, TA36, a été pris en compte dans la présente étude numérique. Ce banc d'essai a été conçu pour l'étude de l'instabilité du débit dans le compresseur et des résultats expérimentaux approfondis au niveau de l'espace conçu ont été fournis [35-39]. Son rotor et son stator sont constitués respectivement de 20 et 27 pales, avec un écart de 35 % environ. La vitesse de travail conçue est de 2930 tr/min. Le diamètre extérieur est de 600 mm et le rapport moyeu/pointe à la sortie du domaine est de 0,7. Plus de paramètres sur le banc d'essai peuvent être trouvés dans les travaux publiés.

Dans cette étude, un domaine sectoriel a été considéré, où le rotor et le stator ont été modélisés en utilisant la méthode IB. L'entrée et la sortie du domaine ont été placées respectivement à 2,0 ca en amont du bord d'attaque du rotor et à 3,2 ca en aval du bord de fuite du stator . Un seul passage a été pris en compte pour chaque rangée d'aubes et, par conséquent, le rapport du nombre d'aubes du rotor et du stator a été réduit à 1:1. L'aube du stator a été agrandie dans le sens de la corde lors des simulations afin que sa solidité puisse rester la même.

Machine Translated by Google

pareil avec la vraie machine. Un maillage structuré en un seul bloc a été utilisé pour adapter le domaine sectoriel en tant que maillage d'arrière-plan, comme le montre la figure 4a, composé de 140 × 30 × 130 cellules. Ensuite, l'AMR prenant en compte l'emplacement des pales a été réalisée sur le maillage d'arrière-plan, produisant des niveaux supplémentaires pour résoudre les pales, comme le montre la figure 4b. Le raffinement du maillage a été ajusté dynamiquement pour conserver la résolution du maillage autour de la pale du rotor. La pression totale et la température totale ont été fixées à l'entrée du domaine et une contre-pression a été prescrite à la sortie du domaine. La condition aux limites sans glissement a été utilisée pour le carénage, le moyeu et les pales, et la condition aux limites périodique a été adoptée dans la direction circonférentielle.

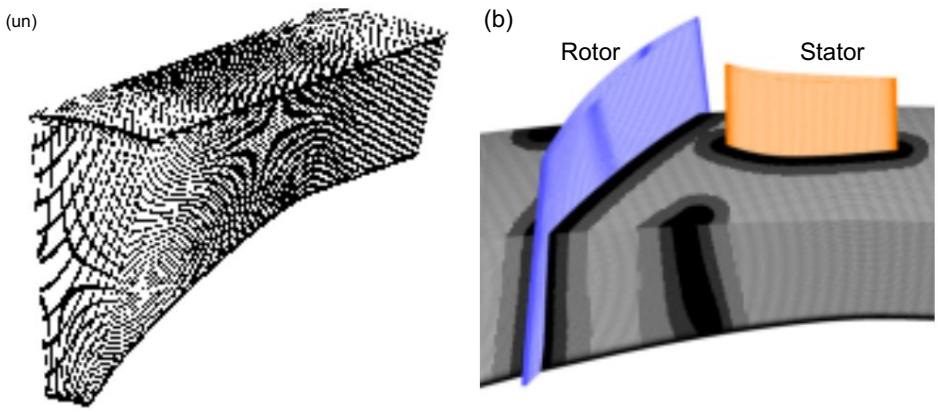


Figure 4. Grille utilisée dans les simulations de l'interaction rotor/stator : (a) la grille d'arrière-plan (premier niveau) pour le canal d'écoulement, et (b) une partie de la grille multi-niveaux avec AMR pour les emplacements des pales.

Pour examiner la convergence des grilles, des simulations ont été réalisées à l' écart de l'étape conçue en utilisant des grilles avec différents nombres de niveaux de raffinement, de 3 à 6. En bref, les grilles ont été appelées sous la forme IB-X, où X désigne le nombre de niveaux de raffinement. le niveau de raffinement. Le raffinement de l'AMR a été effectué via un critère de distance. Pour chaque cellule d'un niveau de grille grossière, leur distance la plus proche aux pales était calculée et si elle était inférieure à la distance critique fixée pour ce niveau, les cellules correspondantes seraient affinées et produiraient des cellules supplémentaires avec une résolution plus élevée. Les distances critiques correspondantes pour chaque niveau de grille sont fournies dans le tableau 1. Par conséquent, les nombres totaux de cellules correspondants de chaque grille sont indiqués dans le tableau 2, ce qui suggère que le nombre total de cellules doublerait presque lorsqu'un niveau de raffinement supplémentaire était ajouté. Pour chaque simulation, la contre-pression a été augmentée progressivement avec un intervalle fixe. Le coefficient de débit est noté φ et sa définition est donnée par l'équation (11) :

$$\varphi = \frac{u_{a,in}}{u_m}, \tag{11}$$

où ua,in et um sont respectivement la vitesse axiale moyenne dans le plan à l'entrée du domaine et la vitesse tangentielle à mi-portée du rotor. Toutes les pressions statiques présentées dans cet article sont normalisées par l'équation (12) :

$$p^* = \frac{p - p_1}{0{,}5\rho_1 u_m^2}. \tag{12}$$

La figure 5 montre les performances aérodynamiques obtenues en utilisant différentes grilles, y compris les coefficients d'augmentation de la pression statique par rapport à la pression totale et les rendements. Les données expérimentales d'augmentation de pression sont également incluses dans la figure 5a à des fins de comparaison. Comme le montre la figure 5a, les lignes caractéristiques obtenues par différentes grilles étaient proches les unes des autres et toutes présentaient un bon accord avec les données expérimentales, indiquant de bonnes convergences. Cependant, les comparaisons de la figure 5b ont révélé des écarts évidents pour les efficacités adiabatiques lorsqu'il y avait moins de niveaux de raffinement. Pour parvenir à une convergence du rendement à chaque coefficient de débit, au moins 5 niveaux de grille étaient nécessaires, et seulement un léger

Machine Translated by Google

des différences ont pu être identifiées entre les efficacités obtenues par les réseaux IB-5 et IB-6 . Par conséquent, la grille IB-5 a été utilisée dans l'étude suivante. Comme il était difficile de mesurer avec précision les efficacités adiabatiques lors des expériences du compresseur à basse vitesse, les résultats expérimentaux correspondants ne sont pas disponibles. Le nombre CFL a été fixé à 2,0 pour toutes les grilles, ce qui donne un pas de temps non dimensionnel de 5,12 × 10−5 pour la grille IB-5, le temps de référence étant c/ut . Par conséquent, environ 13 590 étapes étaient nécessaires pour que le rotor franchisse un passage d'aube. Pour examiner plus en détail l'indépendance des résultats sur le pas de temps, une simulation pour CFL = 1,0 a également été réalisée pour la grille IB-5. Les résultats correspondants sont également inclus dans la figure 5, qui ne présente que de très légères différences avec les résultats de CFL = 2,0 et indique ainsi que l'utilisation de CFL = 2,0 pour la grille IB-5 pourrait assurer une convergence numérique. Le nombre total de cellules de la grille IB-5 était de près de 10 millions, alors que la méthode traditionnelle d'ajustement du corps n'en aurait besoin que de la moitié environ pour résoudre le même problème. Il est connu que plus de cellules de grille sont nécessaires pour les méthodes IB que pour la méthode ajustée au corps pour les écoulements à nombre de Reynolds élevé. Cependant, il était préférable d'utiliser la méthode IB pour traiter l'interaction rotor/stator à un écart axial aussi petit que celui considéré dans le présent travail, car il est très difficile de générer un maillage de haute qualité avec un rotor/stator lisse. interface statorique pour la stratégie adaptée au corps dans cette situation. De ce point de vue, nous pensons qu'il était utile d'utiliser davantage de grilles pour su
Pour les simulations utilisant la grille IB-5, une marche temporelle de 100 000 pas coûte environ 5 760 heures CPU. Plus précisément, l'ajustement dynamique dû au mouvement du rotor était effectué tous les 55 pas, et le coût en temps correspondant était d'environ 2,8 % du total.

Tableau 1. Distances critiques pour différents niveaux de grille.

Niveau de grille	Distance critique (normalisée par c)
Niveau 1	0,18
Niveau 2	0,07
Niveau 3	0,03
Niveau 4	0,01
Niveau 5	0,007

Tableau 2. Nombre total de cellules des grilles avec différents nombres de niveaux de raffinement.

Engrener	Nombre total de cellules
IB-3	2,91 millions 5,80
IB-4	millions 9,66
IB-5	millions 22,83
IB-6	millions

Pour examiner la conservation de masse de l'entrée à la sortie du domaine, les coefficients d'écoulement des deux plans, ainsi que leurs différences, obtenus par la grille IB-5, sont donnés dans le tableau 3. Les conditions de fonctionnement étaient celles présentées dans Figure 5. On peut voir que la plus grande différence pour le débit massique était de 0,82 %, ce qui a été observé dans des conditions proches du décrochage , et que, dans d'autres cas, les différences étaient plus légères. On pense donc que la conservation de la masse pourrait être assurée en utilisant la présente méthode IB pour étudier le flux d' interaction pale-rangée. La discussion suivante se concentre principalement sur l'effet de l'écart de scène dans des conditions de travail autour de φ = 0,316. Par conséquent, pour quantifier davantage la convergence dans ce cas, les performances correspondantes obtenues par la grille IB-6 étant traitées comme données de référence, les taux d'erreur, en fonction du nombre de raffinement, sont présentés dans la figure 6, pour le coefficient de débit, l'augmentation de pression totale à totale et le rendement adiabatique On peut voir que les erreurs du coefficient de débit et de l'augmentation de la pression semblaient diminuer à mesure que le nombre de niveaux augmentait, et elles étaient d'environ 0,5 % pour la grille IB-5. Bien que l'on ait observé que l'erreur d'efficacité augmentait légèrement lorsque le nombre de niveaux passait de 4 à 5, la différence correspondante pour la grille IB-5 était assez faible, soit environ 0,2 %. Par conséquent, l'utilisation de la grille IB-5 pourrait aider à équilibrer

Machine Translated by Google

précision et coût de calcul. Puisque les caractéristiques instationnaires présentaient un grand intérêt, la convergence de la fluctuation de pression dans les conditions de débit cibles a également été illustrée. La figure 7 montre les profils de pression instationnaire prédits d'un emplacement sur la surface du stator, qui se trouvait près du bord d'attaque de la section de travée à 90 %, lorsque différentes grilles étaient utilisées, et leurs valeurs efficaces (RMS) sont fournies dans le tableau 4. Comme on peut l'identifier d'après la figure 7, le profil temporel de la grille IB-5 était cohérent avec celui de la grille IB-6, et le rapport de différence de leurs valeurs RMS était d'environ 0,32 %. On pense donc que le La grille IB-5 pourrait également fournir des résultats convergents pour les caractéristiques instationnaires.

La distribution de y^+ sur la pale du rotor pour le maillage à 5 niveaux est tracé dans la figure 8. Notez que pour chaque segment de la surface, le y^+ les valeurs ont été tirées de leur forçage indiquer. Le maximum de y^+ semblait être inférieur à 100 à la fois sur la pression et sur le surfaces d'aspiration de la lame. Notons que les résultats numériques correspondants dans les travaux de Tamaki et coll. [31], Berger et Aftosmis [32], Cai et al. [33], Constant et al. [34] avec le pareil oui $^+$ La gamme concordait également bien avec les données de comparaison, ce qui a également renforcé notre confiance dans le maillage actuel à 5 niveaux.

Tableau 3. Débits massiques à l'entrée et aux sorties à différentes conditions de fonctionnement obtenus par le Grille IB-5.

État de fonctionnement	Entrée	Sortie	Différence/Entrée
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%

Tableau 4. Valeurs efficaces de la pression instable illustrées à la figure 7 et leurs taux d'erreur par rapport au données de référence.

Engrener	RMS	Taux d'erreur
IB-3	0,3730	0,0652
IB-4	0,3851	0,0348
IB-5	0,4003	0,0032
IB-6	0,3990	référence

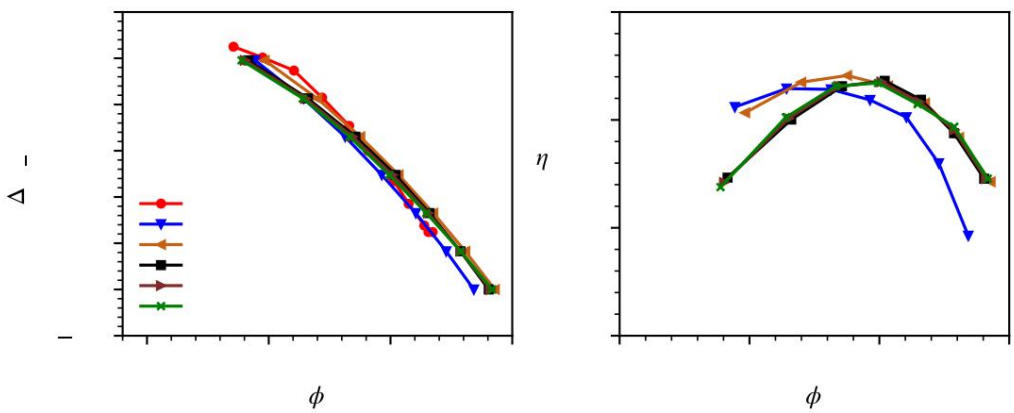


Figure 5. Comparaison des performances obtenues par l'expérience et le présent IB méthode avec différents nombres de niveaux de raffinement : (a) coefficient d'augmentation de la pression statique par rapport à la pression totale ; (b) efficacité adiabatique.

Machine Translated by Google

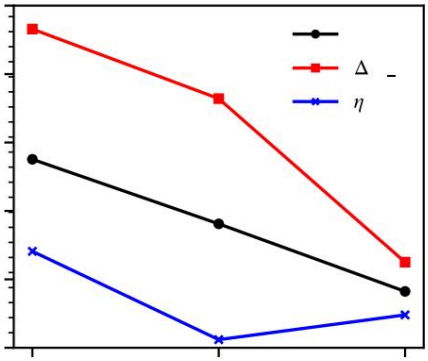


Figure 6. Taux d'erreur des coefficients de débit, des augmentations de pression totales à totales et des rendements par rapport aux données de référence.

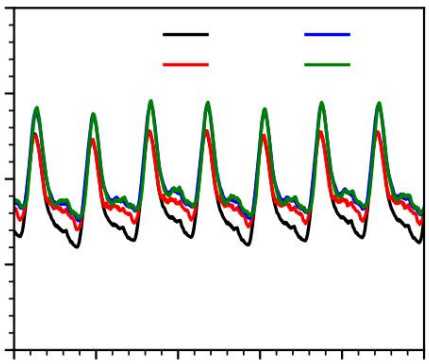


Figure 7. Pression instable obtenue en utilisant différents nombres de niveaux de raffinement.

(un) (b)

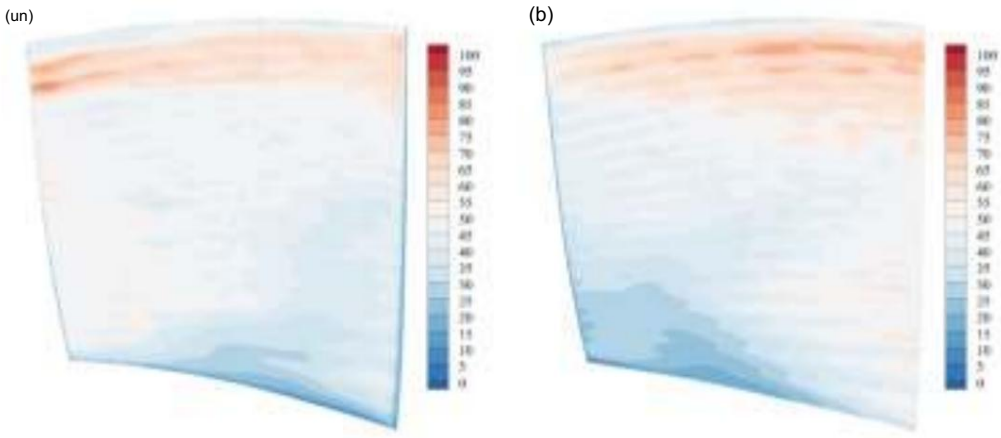


Figure 8. Distributions de y + sur la pale du rotor. (a) Surface de pression et (b) surface d'aspiration.

3. Résultats et discussions

Pour étudier l'effet de l'écartement des étages, la distance axiale entre le rotor et le stator a été réduite à 10 % de la valeur de conception, et son effet sur les performances et la variation des caractéristiques d'écoulement a été étudié numériquement. Pour la contre-pression produisant le débit massique conçu à l'espace conçu, des simulations au niveau des trois autres espaces modérés ont également été effectuées à la même contre-pression afin d'examiner si la variation des performances aérodynamiques était cohérente si l'espace entre les rangées changeait continuellement

Machine Translated by Google

Les positions relatives du rotor et du stator au niveau de l'espace conçu et de ses 10 % sont illustrées respectivement sur les figures 9a et 9b. Notez que la distance axiale entre le bord de fuite du rotor et le bord d'attaque du stator sur la surface du moyeu a été mesurée comme distance d'écartement dans cet article, et la valeur conçue est notée d0, c'est-à-dire d0 = 35 % environ. La réduction de l'écart axial a été obtenue en ajustant l'emplacement axial du stator avec le rotor fixe. Plus précisément, le maillage à 5 niveaux sur la surface du moyeu pour le plus petit espace, c'est-à-dire 0,1d0, est présenté à la figure 10. La génération d'un maillage de haute qualité avec un espace aussi petit constitue un défi pour l' approche traditionnelle ajustée au corps, alors qu'il peut être facilement modélisé par la méthode IB. Comme le montre la figure 10, il y avait encore environ 12 cellules dans le sens du courant depuis le bord de fuite du rotor et le bord d'attaque du stator sur la surface du moyeu. Le schéma spatial utilisé dans la présente étude exigeait que les deux premières couches de cellules les plus proches de la lame dans le domaine fluide soient marquées comme cellules limites, et leurs points de forçage étaient donc toujours situés près de la troisième couche de cellules la plus proche près de la lame. . Par conséquent, même pour le cas du plus petit écart, illustré à la figure 10, les impositions des conditions limites pour le rotor et le stator ne s'influenceraient pas mutuellement. De plus, pour les cas conçus avec un espacement de 10 %, les distances axiales correspondantes entre le bord de fuite du rotor et le bord d'attaque du stator au niveau de la région de la pointe étaient respectivement de 56 % et 24 % .

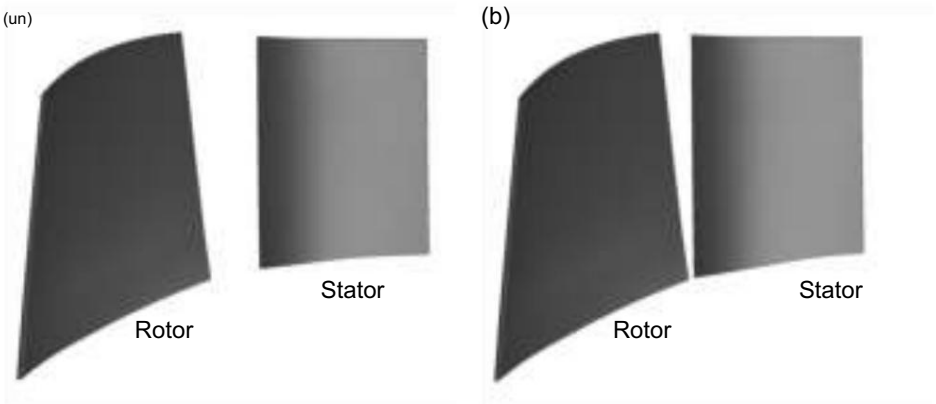


Figure 9. Les positions relatives du rotor et du stator à : (a) g = d0 et (b) g = 10%d0.

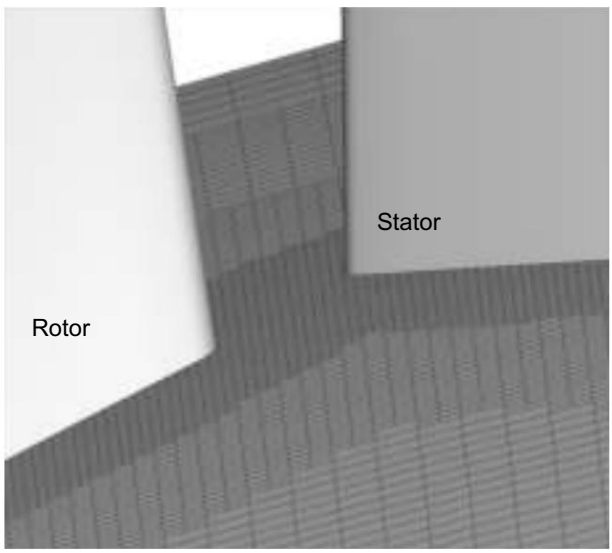


Figure 10. Une vue rapprochée du maillage à 5 niveaux sur la surface du moyeu à g = 10%d0.

3.1. Performance globale à différents écarts

Les figures 11a et 11b montrent les comparaisons de l'augmentation de pression totale et de l'efficacité adiabatique à deux intervalles, d0 et 0,1d0, respectivement. On peut voir, à chaque contre-pression considérée, la

Machine Translated by Google

le débit massique, l'augmentation totale de la pression et l'efficacité ont tous été observés comme étant plus élevés à l'écart le plus petit, ce qui indique qu'une amélioration des performances pourrait être obtenue en réduisant l'écart entre les étages. Les cas 1 à 3, indiqués sur la figure 11a, se trouvaient à proximité du point de fonctionnement prévu du compresseur. Les cas 1 et 2 avaient la même contre-pression mais des écarts différents, dont les coefficients d'écoulement étaient respectivement de 0,316 et 0,318. Pour les cas 1 et 2, la réduction de l' écart de d0 à 0,1d0 a entraîné des augmentations de 0,7 %, 3,1 % du coefficient de débit et de l' augmentation de pression totale de l'étage, respectivement. En outre, le rendement de l'étage a également augmenté de 1,6 %. Pour démontrer davantage l'effet de l'écartement des rangées sous la même contre-pression, des simulations des cas 1 et 2 ont également été réalisées pour les trois autres écarts modérés entre d0 et 0,1d0 à la même contre-pression. La figure 12 montre la variation des performances aérodynamiques en fonction de l'écart entre les pales et les rangées de pales. À mesure que l'écartement des rangées diminuait continuellement, un débit massique, une augmentation de la pression totale et une efficacité plus élevés ont pu être observés, ce qui suggère que la dépendance des performances aérodynamiques sur l'écartement des rangées était cohérente au point de travail conçu.

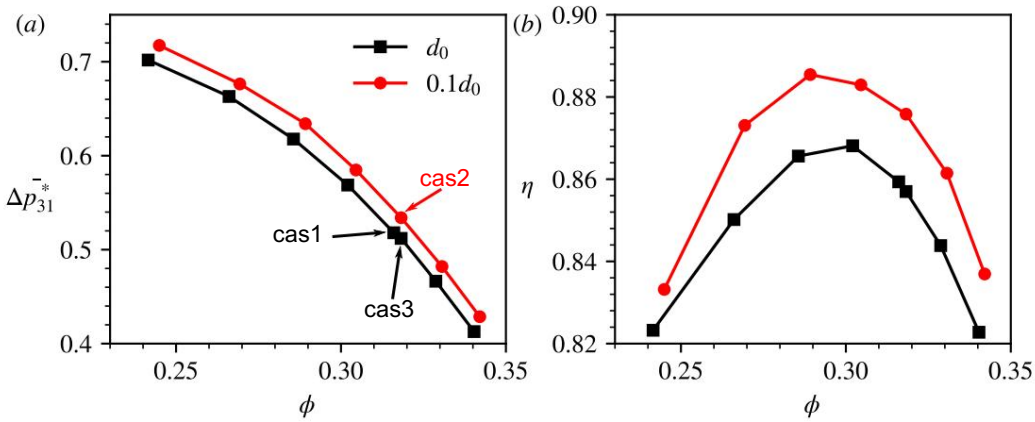


Figure 11. Performances aérodynamiques à deux écarts de rangée : (a) le coefficient d'augmentation de pression total à total et (b) l'efficacité adiabatique.

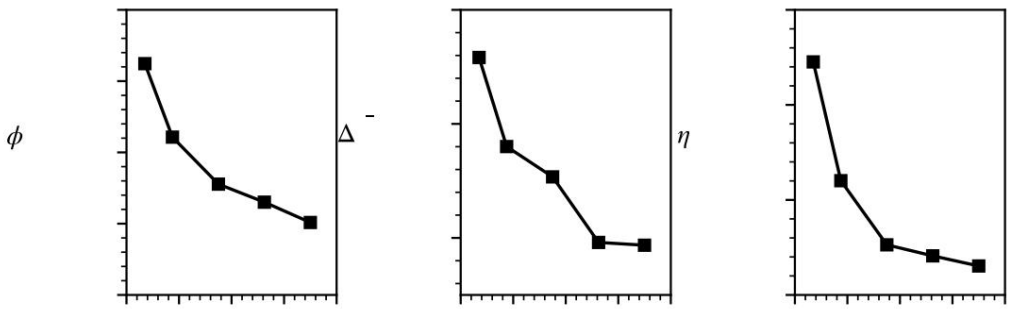


Figure 12. Performances aérodynamiques à différents écarts de rangées avec une contre-pression fixe : (a) débit massique , (b) coefficient d'augmentation de pression totale et (c) efficacité adiabatique.

Pour un compresseur subsonique, la perte de mélange du sillage du rotor peut être réduite lorsque l' écart devient plus petit, ce qui a été utilisé pour expliquer la génération d'avantages en termes de performances par Smith [3], Adamczyk [4]. Du et coll. [10,11] ont signalé un mécanisme de levage vortex dû à l' interaction pale-rangée et la charge du rotor a été observée comme étant plus élevée à un écart d'étage plus petit.
Par conséquent, les variations de débit du rotor et du stator contribuent dans une certaine mesure à l'amélioration des performances de l'étage du compresseur une fois l'écart réduit. Séparer les contributions du rotor et du stator était l'objectif principal de ce travail, ce qui pourrait s'avérer difficile dans les expériences car les mesures sur un espace étroit ne sont normalement pas autorisées.

Machine Translated by Google

Dans ce qui suit, des comparaisons sont faites entre les résultats des cas 2 et 3, dont les coefficients de débit étaient tous deux de 0,318. Pour quantifier individuellement les contributions des deux rangées d'aubes à l'amélioration des performances, la figure 13 montre les profils temporels de la montée en pression totale sur les sorties du rotor et du stator, ainsi que le couple axial de la pale du rotor pour les cas 2 et 3, où leurs valeurs moyennes dans le temps sont également tracées à travers les lignes pointillées horizontales. Il est remarquable que lorsque l'écart se réduit, leurs valeurs moyennes semblent également être plus élevées, et des augmentations de 0,5 % et 4,3 % ont été observées pour les augmentations de pression totales moyennes aux sorties du rotor et du stator, respectivement, comme le montre la figure 13a. c. De manière correspondante, le couple axial moyen sur la pale du rotor, illustré à la figure 13b, s'est également avéré augmenter de 0,9 %, confirmant que le rotor fonctionnait dans un état de charge plus élevé lorsque l'écart se réduisait. Il est à noter que les avantages du stator étaient plus importants que ceux du rotor. La discussion suivante révèle que, outre la contribution de la récupération de sillage dans le stator, la séparation des flux près du moyeu du stator est bien supprimée grâce à la réduction de l'écartement des étages, ce qui a une grande influence sur les performances du stator. La pression plus élevée dans l'espace entre étages due à l' augmentation de la charge du rotor joue un rôle important dans la suppression de la sépa

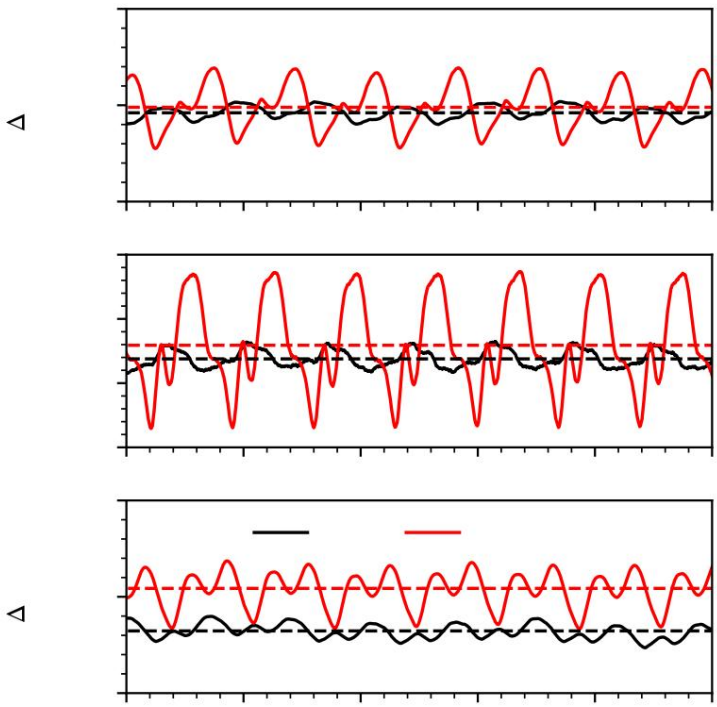


Figure 13. Profils temporels de (a) le coefficient d'augmentation de pression totale à la sortie du rotor, (b) le moment aérodynamique sur la pale du rotor et (c) le coefficient d'augmentation de pression totale à la sortie du stator.

A noter que les sorties du rotor et du stator étaient situées respectivement à 1%ca et 6%ca en aval de leurs bords de fuite. La sortie du rotor a également été traitée comme l' entrée du stator. Étant donné que la variation de l'écart était obtenue en ajustant l'emplacement axial du stator, lorsque l'écart changeait, la distance entre l'entrée du stator et le stator était légèrement différente, et cet effet était léger car l'analyse se concentrait principalement sur les quantités de sorties. du rotor et du stator.

3.2. Distributions par étendue de l'amélioration des performances

Le rapport d'amélioration des performances du rotor entre les cas 2 et 3 semble être bien inférieur à celui rapporté par Du et al. [10,11] grâce à des simulations 2D. Depuis le

Machine Translated by Google

l'écartement des étages n'était pas uniforme le long de la travée, comme le montre la figure 9, l'avantage de réduire l'écartement pourrait également différer le long de l'emplacement de la travée. Pour démontrer cette dépendance, les figures 14a et 14b montrent les distributions dans le sens de l'envergure de l'augmentation de pression totale moyenne sur les sorties du rotor et du stator, respectivement, qui ont été obtenues en faisant d'abord la moyenne des données transitoires le long du pas à chaque instant, puis dans une pale- cycle de passage. Notez que toutes les distributions spanwise suivantes ont été obtenues de cette manière sans mention supplémentaire. Pour quantifier davantage les différences de performances le long de la travée, la figure 15a montre également les rapports incrémentiels de l'augmentation de la pression totale sur les deux plans à mesure que l'écart se réduit. Il ressort de la figure 14 que les variations de performances étaient évidentes dans les régions à faible portée, c'est-à-dire r < 0,6, à la fois pour le rotor et le stator après réduction de l'écart. Les contributions du rotor et du stator, ainsi que les variations de débit correspondantes, ont été particulièrement intéressantes et la discussion suivante se concentre sur cet aspect.

À la sortie du rotor, la réduction de l'écart à 0,1d0 a entraîné une augmentation de 1 2 % pour l'augmentation totale de la pression dans la plage de r < 0,6, comme le montrent les figures 14a et 15. En revanche, le bénéfice dans le reste de l'intervalle l'emplacement des travées était négligeable, voire négatif. Une telle variation de la sortie du rotor était bien liée à la taille non uniforme de l'espace le long de l'envergure. Bien que l'écart soit réduit à une valeur extrêmement petite au niveau du moyeu, comme le montre la figure 9, la région de la pointe fonctionnait toujours avec un écart considérable, c'est-à-dire 24 % environ, et, par conséquent, les performances du rotor dans la région de la pointe ne présentaient pas beaucoup d'écart. différence. Cela a permis de clarifier que lorsque l'espace devenait petit, la répartition de l'espace dans le sens de l'envergure pouvait être bien déterminée par les géométries de pales 3D des rangées de pales adjacentes. L'augmentation de la pression totale sur la figure 14a après la réduction de l'écart suggère également que la charge du rotor pourrait être améliorée en réduisant l' écart. Chung et Wo [50] ont mené une étude pour diviser les effets potentiels et tourbillonnaires à différents écarts entre les rangées de pales et ont découvert que l'effet potentiel était important, en particulier lorsque l'écart était inférieur à 10 % de la corde de la pale. Par conséquent, dans le cas présent, une fois l'écart réduit à 0,1d0, l'effet potentiel du stator pourrait jouer un rôle important dans la répartition de la pression dans l'intervalle de l'étage ; ainsi, affectant la charge du rotor. L'effet potentiel est un mécanisme non visqueux et exclut l'effet de perte de vortex. Du et coll. [10, 11] ont découvert que la perte de vortex serait également améliorée lorsque l'écart était réduit, associé à une charge instantanée plus élevée du rotor. La quantification des contributions des tourbillons instables et de l'effet potentiel sur l'amélioration de la charge du rotor sera un sujet important dans notre future étude.

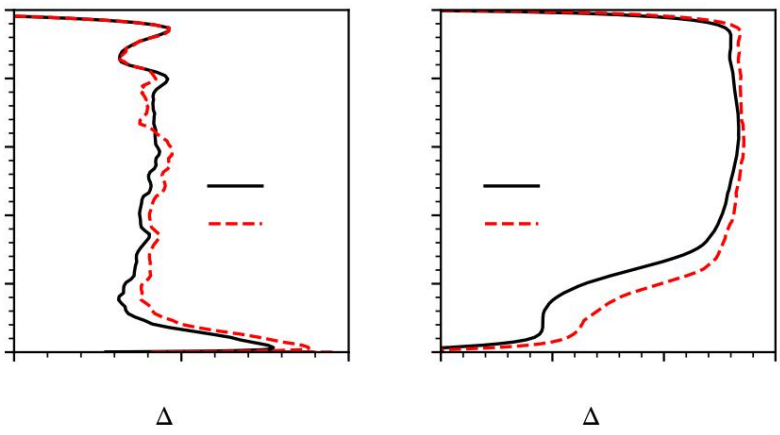


Figure 14. Répartitions dans le sens de l'envergure de l'augmentation totale de la pression sur (a) le rotor et (b) les sorties du stator.

À la sortie du stator, avec l'écart réduit à 0,1d0, l'augmentation totale de la pression s'est avérée augmenter dans tous les emplacements de travée, comme le montre la figure 14b. Plus précisément, l'amélioration était remarquable dans la plage de r < 0,4, comme le montre la figure 15, et son rapport maximum était proche de 16 %, situé dans une plage de 20 à 25 %. À ces emplacements de portée inférieure, les ratios correspondants ont tous été observés comme étant supérieurs à 8 %. En revanche, l'augmentat

Machine Translated by Google

l'augmentation totale de la pression était la plus insignifiante dans la plage de r > 0,4, qui était inférieure à 2 %. Pour explorer davantage la source d'amélioration des performances dans le stator, la figure 15b fournit les répartitions dans le sens de l'envergure du coefficient de perte de pression totale entre les sorties des deux rangées d'aubes au niveau des deux espaces. Il ressort de la figure 15b qu'après la réduction de l'écartement, la réduction de la perte de pression totale dans la plage d'étendue de r < 0,4 était remarqu Étant donné que l'amélioration des performances de l'étage dans cette plage d'envergure dépassait de loin la contribution du rotor (voir Figure 14), la contribution du stator pourrait donc être le facteur majeur. La perte de pression totale dans d'autres emplacements de travée a également diminué après la réduction de l'écart ; mais seulement dans une mesure mineure. Smith [1] a rapporté une augmentation de 2 4 % de l' augmentation de la pression statique pour un compresseur à basse vitesse lorsque l'écart était réduit de 37 % de la corde à 7 %. Cette augmentation pourrait s'expliquer par la théorie de la récupération du sillage, attribuée à la réduction de la perte de mélange du sillage du rotor par Smith [1,3], Deregel et Tan [5] et apparue plus évidente lorsque le coefficient d'écoulement est devenu inférieur. Dans la présente étude, comme indiqué dans la dernière section, la condition d'écoulement cible était loin derrière le point de décrochage, mais l'augmentation de l'augmentation totale de la pression à la sortie du stator s'est avérée être de 4,3 %, soit près de deux fois la valeur mesurée la plus basse. dans Smith [1]. L'analyse des répartitions de pression dans le sens de l'envergure sur les figures 14 et 15 a révélé que c'est l' amélioration exceptionnelle au niveau de la région du moyeu du stator qui a abouti à un rapport global plus élevé à la sortie du stator. L'augmentation plus élevée de la région du moyeu du stator suggère que certains phénomènes d'écoulement différents pourraient exister, ce qui entraînerait une réduction importante de la perte de pression totale. D' autre part, le rapport bénéfice dans la plage r > 0,4 à la sortie du stator était proche des données expérimentales rapportées par Smith [1], et la réduction de la perte de pression totale après la réduction de l'écart était également légère, ce qui indique le processus de récupération de sillage était dominant dans l'amélioration des performances dans cette plage d'envergure.

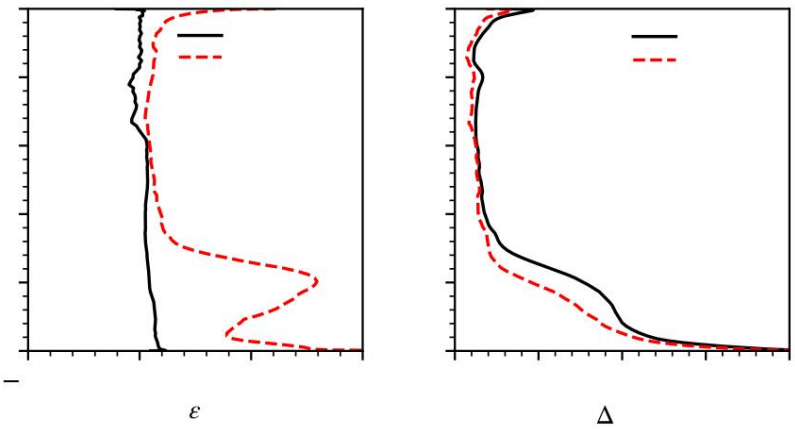


Figure 15. Distributions par envergure de (a) le rapport incrémentiel de l'augmentation totale de la pression sur les sorties du rotor et du stator lorsque l'espace est réduit de d0 à 0,1d0 et (b) le coefficient de perte de pression totale du stator au niveau des deux espaces.

3.3. Mécanisme de flux

Pour explorer la génération d'amélioration des performances à partir des deux rangées de pales, les figures 16 et 17 montrent les distributions instantanées du nombre de Mach et de la viscosité de turbulence du même moment pour les deux espaces différents, respectivement, au même coefficient d'écoulement étudié. Ces contours d'écoulement ont été visualisés sur les sections de travée de 90 % et de 20 % , en tant que représentants des régions du carénage et du moyeu, respectivement. Comme le montre la deuxième colonne des figures 16 et 17, les contours d'écoulement au niveau de l'espace extrêmement petit étaient également lisses et ne souffraient pas de la discontinuité générée par les interfaces aube-rangée rencontrées dans l'approche ajustée au corps, ce qui indique que la méthode IB pourrait être bien appliqué aux simulations de modèles multi-lignes avec de petits écarts. Pour les deux interstices, leurs caractéristiques d'écoulement sur la section de travée à 90% semblent similaires, voir les comparaisons des

Machine Translated by Google

première rangée sur les figures 16 et 17, respectivement. Lorsque l'espace était réduit, il était visible qu'une intensité de turbulence plus élevée pouvait être observée lorsque le sillage du rotor heurtait le stator dans le cas à espace plus petit au niveau du carénage et du moyeu, voir les zones marquées par les cercles pointillés rouges sur la figure. 17b,d. Dans les études de Du et al. [10,11], il a été constaté que lorsque l'écart était petit, chaque fois qu'une pale de rotor balayait une pale de stator, un fort vortex instable se détachait du bord de fuite de la pale de rotor, augmentant ainsi l'amplitude d'oscillation ainsi que la valeur moyenne de la portance de la lame. Normalement, l'intensité de la turbulence d'écoulement peut être bien améliorée par les structures vortex, car l'ampleur du tourbillon fait partie du terme source dans l'équation régissant le modèle de turbulence SA. Une fois que les tourbillons instables émis par la pale du rotor frappent la pale du stator en aval, l'intensité des turbulences peut être encore accrue. D'autre part, un gradient de vitesse plus élevé s'est formé dans la direction du sillage du rotor lorsque l'écart a été réduit, voir la comparaison des contours Ma sur la figure 16, ce qui pourrait également jouer un rôle significatif dans l' augmentation de l'intensité des turbulences du sillage du rotor. .

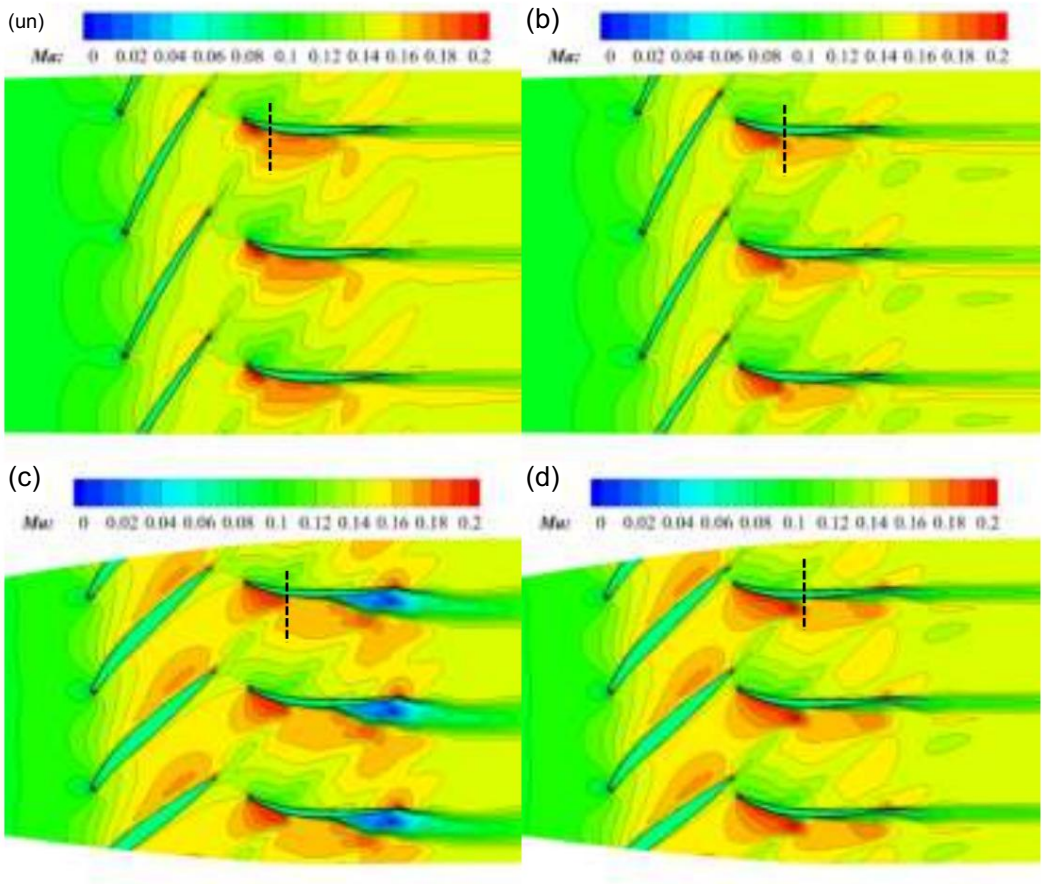


Figure 16. Contours d'écoulement de Ma sur deux sections de travée à φ = 0,318 pour les deux espaces : (a) travée à 90 % et g = d0 ; (b) envergure de 90 % et g = 0,1d0 ; (c) 20 % de portée et g = d0 ; (d) 20 % de portée et g = 0,1d0.

Les figures 16 et 17 montrent que la réduction de l'écart a eu un impact considérable sur les structures d'écoulement au niveau de la région du hub. Au niveau de l'espace conçu, une séparation des flux a pu être observée dans le moyeu du stator, comme le montrent les figures 16c et 17c. Un tel phénomène est largement rencontré par les compresseurs à forte charge [51]. Cependant, cette séparation est bien supprimée dans le cas d'un écart plus petit, comme le montrent les figures 16d et 17d. En ce qui concerne les auteurs, un tel effet de réduction de l'écart n'a encore été rapporté dans aucune expérience Cela pourrait être dû au fait que les plus petits écarts pris en compte dans les études numériques précédentes, par exemple Hsu et Wo [16], Przytarski et Wheeler [17], étaient limités par les grilles ajustées au corps et significativement plus grands que ceux du présent travail. . La figure 18 montre également le

Machine Translated by Google

répartitions de Ma au niveau des deux interstices sur une section aval 40%ca jusqu'au bord de fuite du stator. Outre le cas de φ = 0,318, les contours à φ = 0,241 ont également été inclus, en tant que représentatifs de la condition de quasi-décrochage. Comme le montrent les figures 18a, c, une séparation des flux existait dans une petite région proche du moyeu du stator à φ = 0, 318 et la réduction de l'écart a presque supprimé toute séparation dans la région du moyeu. Lorsque le compresseur fonctionnait au point de décrochage, même si la séparation des flux existait toujours dans tous les emplacements de travée après la réduction de l'espace, on a observé que sa largeur en pas et les zones avec le nombre de Mach le plus bas rétrécissaient, comme le montre la comparaison de Les figures 18b, d, indiquant l'effet de la suppression sur la séparation des flux, jouaient toujours un rôle important dans des conditions proches du décrochage après la réduction de l'écart. Il est connu que les modèles RANS ne parviennent toujours pas à capturer avec précision les détails des flux de fuite séparés et de pointe sans modifications supplémentaires. Cependant, les résultats de la figure 5a suggèrent que cette imprécision était insignifiante dans la prédiction des performances du compresseur, car les résultats numériques ne présentaient pas beaucoup de différence avec les données expérimentales. Actuellement, les modèles RANS sont encore largement utilisés pour étudier les débits des compress Bien que la séparation des flux dans le stator ait été un aspect majeur de la présente étude, ce que nous avons voulu souligner était la dépendance de cette séparation par rapport à l'écart. Les détails de l'écoulement séparé, par exemple la longueur dans le sens de l'envergure de la région avec séparation, obtenus par l' étude numérique peuvent être différents de la réalité, mais la tendance globale observée avec un écart réducteur est toujours inspirante.

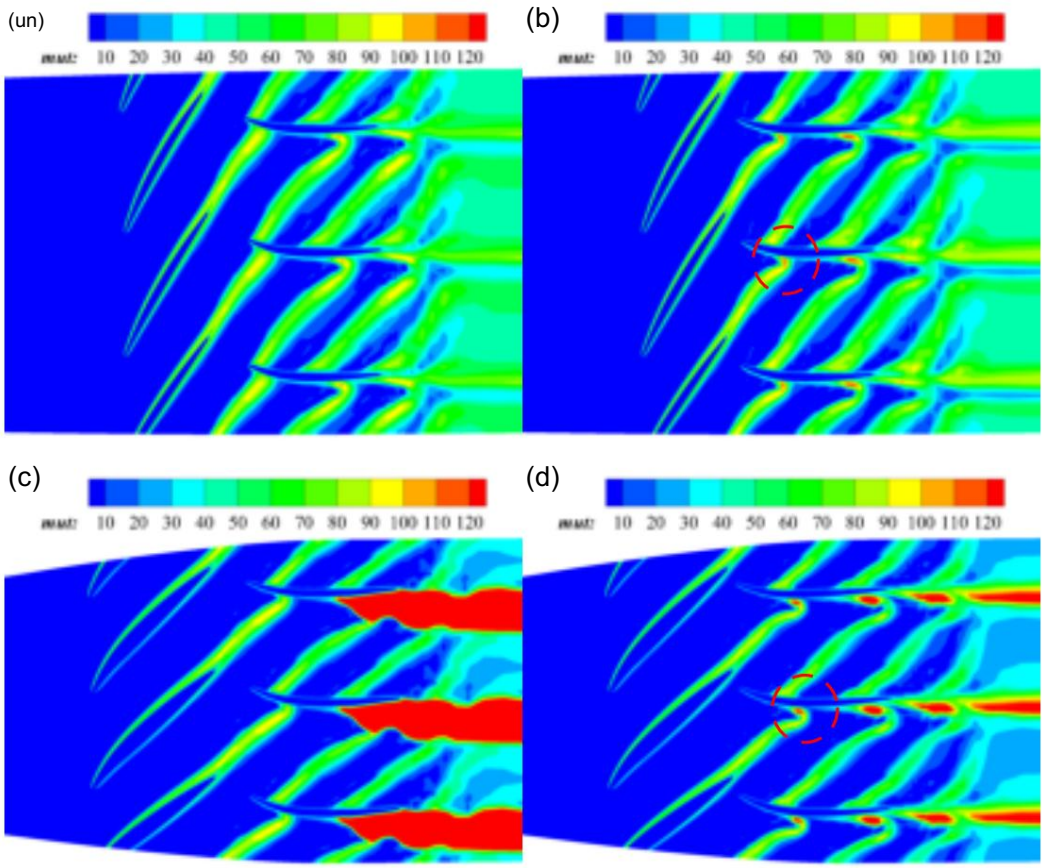


Figure 17. Contours d'écoulement de la viscosité de turbulence sur deux sections de travée à φ = 0,318 pour les deux espaces : (a) 90 % de travée et g = d0 ; (b) envergure de 90 % et g = 0,1d0 ; (c) 20 % de portée et g = d0 ; (d) 20 % de portée et g = 0,1d0.

Machine Translated by Google

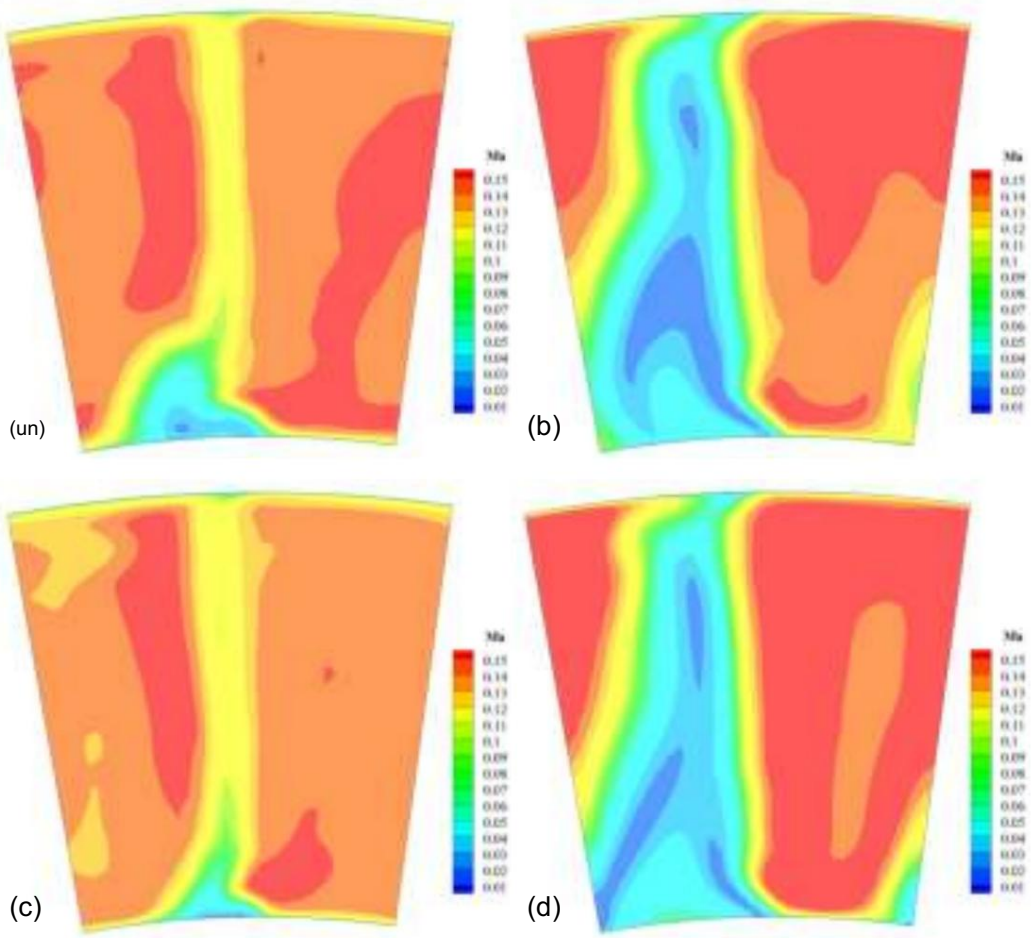


Figure 18. Distributions de Ma dans la section aval à 40 % ca du bord de fuite du stator : (a) g = d0 et φ = 0,318 ; (b) g = d0 et φ = 0,241 ; (c) g = 0,1d0 et φ = 0,318 ; (c) g = 0,1d0 et φ = 0,241.

Pour analyser plus en détail la cause de la suppression de la séparation des écoulements, les distributions dans le sens de l'envergure de la vitesse d'écoulement et de la pression statique aux sorties du rotor et du stator ont été étudiées. La figure 19 montre les distributions dans le sens de l'envergure des trois composantes de vitesse adimensionnelles à la sortie du rotor au niveau des deux espaces. La référence pour les composantes de vitesse indiquées sur la figure 19 est ut . On peut voir que les trois composants sont restés presque les mêmes dans tous les emplacements de travée lorsque l'espace a été réduit, ce qui suggère que les angles d'écoulement d'entrée du stator au niveau des deux espaces étaient également proches l'un de l'autre. Par conséquent, la suppression de la séparation du flux dans le stator n'était pas due au changement de l' angle du flux d'entrée. On peut observer sur la figure 14a que l'augmentation totale de la pression au niveau de la région du moyeu du rotor a augmenté après la réduction de l'écart. Étant donné que les distributions de vitesse à la sortie du rotor au niveau des deux espaces étaient presque les mêmes, on pourrait donc en déduire que la majeure partie de l'augmentation de la pression totale était due à l'augmentation de la pression statique à la sortie du rotor.

La figure 20 montre les répartitions dans le sens de l'envergure de la pression statique sur le rotor et la sortie du stator pour les deux entrefers. Il peut être confirmé que la pression statique à la sortie du rotor augmente dans la plupart des emplacements de travée à mesure que l'écart diminue. La différence entre les pressions statiques à l'entrée et à la sortie du stator sur la figure 20 a révélé que l' écoulement subissait un gradient de pression défavorable dans la région du moyeu du stator, lié à la séparation. r1 et r2 sur la figure 20 sont utilisés pour désigner la hauteur en étendue de la région avec un gradient de pression défavorable à g = d0 et 0,1d0, respectivement. En raison de l' augmentation de la pression statique dans l'espace de l'étage après la réduction de l'espace, la région présentant un gradient de pression défavorable s'est contractée, c'est-à-dire r2 < r1. Cette amélioration a comprimé la région de séparation, réduisant ainsi davantage la perte de pression totale dans la région du moyeu du stator et entraînant une grande amélioration des performances du stator. Pour démontrer davantage

Machine Translated by Google

la variation du débit en sortie du stator, la figure 21 montre les répartitions dans le sens de l'envergure des trois composantes de vitesse en sortie du stator, qui sont normalisées par ut . Des différences importantes peuvent être observées pour la vitesse d'écoulement à proximité du moyeu, en particulier pour les composantes axiales et radiales des figures 21a, c, respectivement, et les deux composantes se sont révélées plus élevées dans le cas du plus petit espace. Ces différences de vitesse d'écoulement suggèrent que le débit massique a augmenté dans la région du moyeu du stator et que le blocage provoqué par la séparation des flux s'est amélioré. De plus, les composantes circonférentielles, illustrées à la figure 21b, étaient proches de zéro à tous les emplacements de travée au niveau de l'espace conçu, et ne présentaient que de légères différences lorsque l'espace différait.

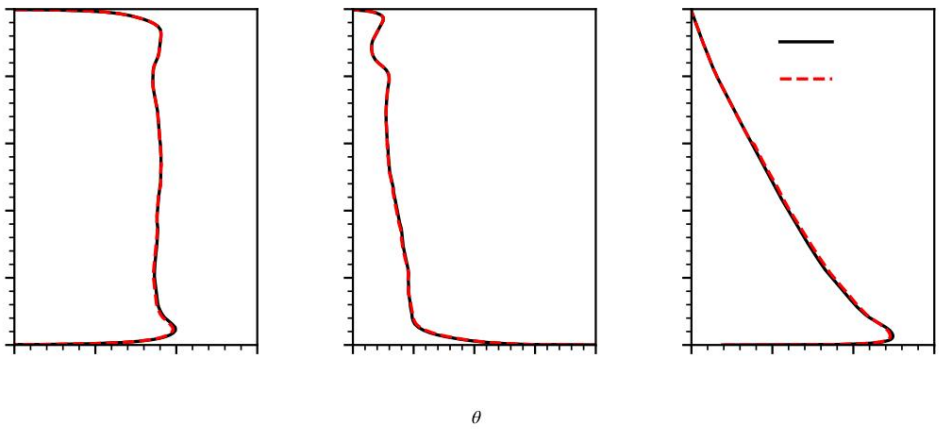


Figure 19. Répartitions dans le sens de l'envergure des trois composantes de vitesse à la sortie du rotor à différents espaces d'étage : (a) axial ; (b) circonférentiel ; (c) radiale.

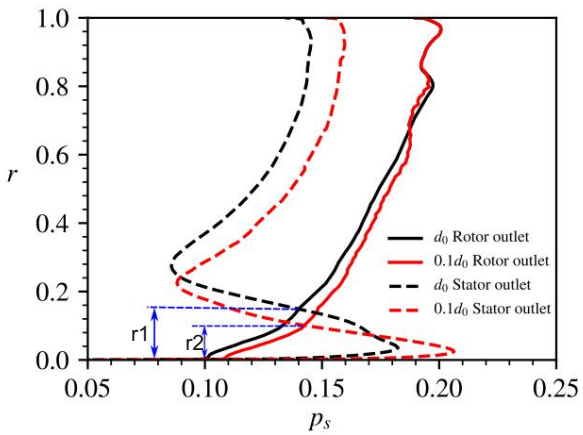


Figure 20. Répartitions dans le sens de l'envergure de la pression statique sur les sorties du rotor et du stator à différents écarts d'étage.

Les figures 19 à 21 montrent que sur la majeure partie de la portée, le stator accélérait le débit et diminuait la pression, ce qui était un comportement inattendu pour un stator de compresseur. Normalement, le stator d'un compresseur doit à la fois changer le sens du débit et augmenter la pression statique. Cependant, pour le stator actuel fonctionnant dans un compresseur à basse vitesse, il a été conçu principalement pour changer le sens d'écoulement avec une très faible capacité d'augmentation de la pression statique. Comme le montre la figure 4, le canal d'écoulement s'est contracté dans la direction axiale. Par conséquent, le flux s'est accéléré après avoir quitté le rotor. Étant donné que le stator a été conçu pour fonctionner dans un état de charge élevée (c'est-à-dire avec un angle d'écoulement d'entrée élevé, en particulier près du moyeu, voir la figure 19), la séparation du flux est sortie dans le moyeu du stator, entraînant une diminution supplémentaire de la surface d'écoulement dans Le stator. Tous ces facteurs ont fait accélérer le flux dans le stator et la pression a ainsi diminué. Pour cette condition, un gradient de pression défavorable évident a été observé au niv

Machine Translated by Google

un gradient de pression pourrait aider à supprimer la séparation des flux. Plus précisément, après la réduction de l'écart et la suppression partielle de la séparation des flux, le blocage au niveau de la région du moyeu s'est également amélioré, entraînant ainsi une diminution plus faible de la pression statique dans le passage du stator, voir la plage de r > 0,3 sur la figure 20, et l'augmentation de la vitesse d'écoulement axial au niveau de la région du moyeu, voir la figure 21a. A noter que la réduction de l'écart a été obtenue en déplaçant le stator vers l'amont, ce qui a rendu la contraction du canal au niveau du moyeu du stator plus importante. Ce facteur pourrait également jouer un rôle dans la suppression du débit, et des études futures sont nécessaires pour démontrer davantage cet effet.

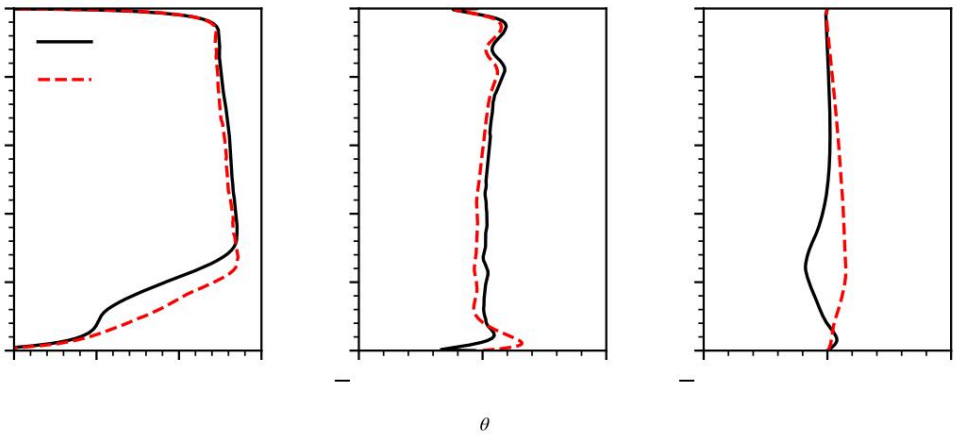


Figure 21. Répartitions dans le sens de l'envergure des trois composantes de vitesse à la sortie du stator à différents intervalles d'étage : (a) axial ; (b) circonférentiel ; (c) radiale.

L'analyse de cette section montre que le rotor et le stator contribuent tous deux à l' amélioration des performances une fois l'écart réduit. Au niveau de l'espacement plus petit, le rotor fournit plus de travail au flux et augmente la pression statique au niveau de l'espacement de l'étage, ce qui peut améliorer le gradient de pression défavorable et supprimer la séparation du flux au niveau du moyeu du stator. La variation du débit dans le stator réduit encore la perte de pression totale au niveau du moyeu et se traduit par un grand avantage pour les performances de la scène. Pour le cas considéré dans la présente étude, l'augmentation des performances du stator résulte de deux mécanismes : la récupération de sillage, qui est une manière classique d'expliquer l'augmentation des performances, et la suppression de la séparation des flux du stator, qui est un point majeur du présent travail. . Le premier mécanisme a été observé dans les zones de portée supérieure, où le flux statorique était fixé, et le taux d'augmentation des performances était inférieur à celui dans la plage de portée inférieure, où le deuxième mécanisme dominait. Pour une configuration sans séparation, lorsque l'écart est réduit, le grand avantage de la suppression du flux séparé n'existe pas et l'augmentation des performances du stator devrait être similaire à celle de la plage de portée supérieure de la présente étude. Dans cette situation, seul le mécanisme de récupération de sillage a affecté l'augmentation de
Cependant, pour les compresseurs modernes à forte charge, la séparation des flux statoriques est courante [51]
et, par conséquent, la présente conclusion peut toujours être appliquée.

3.4. Caractéristiques instables

Les profils temporels illustrés à la figure 13 présentent des fluctuations plus violentes lorsque l'écart est réduit. L'augmentation des fluctuations pourrait détériorer les performances aéroélastiques et aéroacoustiques du compresseur. Cependant, expérimentalement, il est difficile de mesurer la fluctuation de pression sur une pale en rotation et difficile de connaître sa répartition sur toute la surface. Par conséquent, l'effet de l'écart sur la pression instable sur les surfaces des pales présentait un intérêt pour la présente étude.

Les figures 22 et 23 montrent les distributions de l'amplitude de fluctuation de pression sur le rotor et le stator, respectivement, au niveau des deux entrefers avec φ = 0,318. Les amplitudes

Machine Translated by Google

ont été quantifiés par la moitié des valeurs crête à crête pour les pressions instables sur les segments de pale. Plus précisément, la partie arrière de la pale du rotor souffrait davantage de la fluctuation lorsque l'écart était réduit et la valeur la plus élevée était observée près du bord de fuite. Cette fluctuation comprenait la pression instable générée sur le stator et se propageant en amont, et la réduction de l'écart a non seulement renforcé la fluctuation sur le stator, mais a également raccourci la distance d'atténuation, augmentant ainsi considérablement l'amplitude de la pression instable sur la pale du rotor. . Przytarski et Wheeler [17] ont rapporté que les niveaux de turbulence libre ont augmenté de manière significative après la réduction de l'écart, ce qui pourrait également être lié à la plus forte fluctuation se propageant en amont.

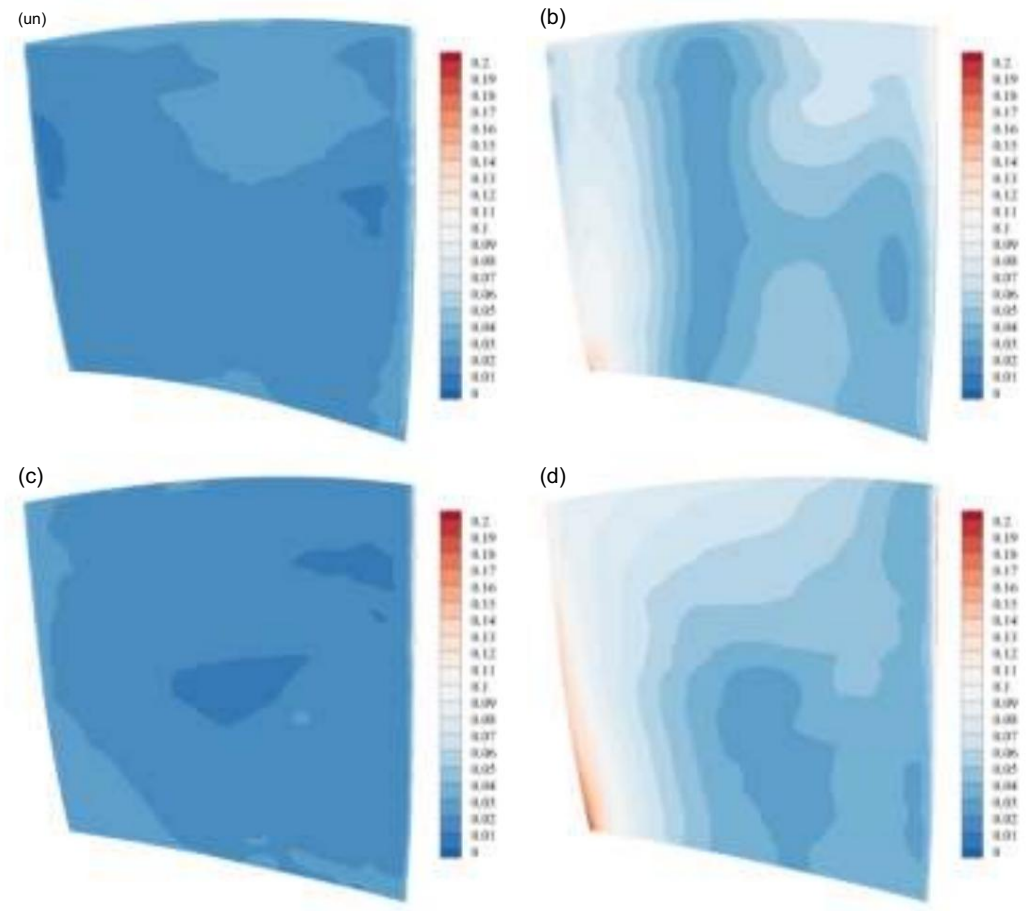


Figure 22. Répartitions de l'amplitude de fluctuation de pression sur la pale du rotor. (a) g = d0, surface de pression , (b) g = d0, surface d'aspiration, (c) g = 0,1d0, surface de pression, (d) g = 0,1d0, surface d'aspiration.

D'autre part, les performances aéroacoustiques du compresseur dépendent des caractéristiques d'écoulement du stator. Au niveau de l'espace prévu, seule la région du bord d'attaque du stator présentait une fluctuation de pression assez violente, alors que la fluctuation n'était pas évidente dans la plupart des régions restantes, comme le montrent les figures 23a, b. Une fois l'écart réduit, les amplitudes de fluctuation augmentent également sur l'ensemble du stator, comme Plus précisément, l'amplitude la plus élevée sur le bord d'attaque du côté pression du stator était plus de deux fois la valeur correspondante au niveau de l'espace conçu, comme le montrent les figures 23a, c. La région présentant l'amplitude de fluctuation la plus élevée sur l'aspiration du stator, c'est-à-dire les zones rouges au bord d'attaque de la figure 23b, d, s'est également étendue vers l'arrière de l'aube après la réduction de l'espace. Lors du passage du rotor, le bord d'attaque du stator a coupé le sillage du rotor en deux parties, entraînant de violentes fluctuations dans cette région, qui constituaient également la principale source de bruit d'interaction.

Machine Translated by Google

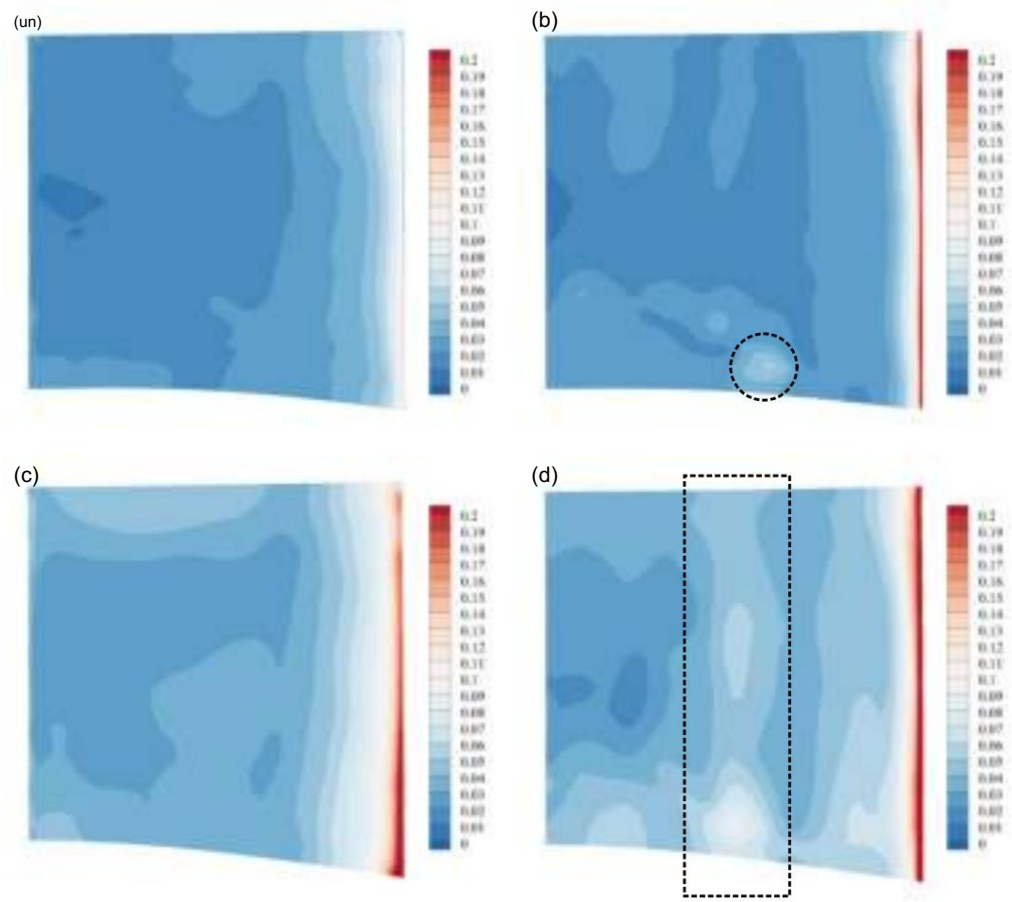


Figure 23. Répartitions de l'amplitude de fluctuation de pression sur l'aube du stator. (a) g = d0, surface de pression , (b) g = d0, surface d'aspiration, (c) g = 0,1d0, surface de pression, (d) g = 0,1d0, surface d'aspiration,

De plus, au niveau de l'espace conçu, une fluctuation de pression plus élevée existait également près de la corde médiane de la surface d'aspiration du stator, comme indiqué par le cercle pointillé noir sur la figure 23b. Lorsque l'espace s'est réduit, cette région s'est élargie le long de la portée, comme indiqué par le cadre en pointillés noirs sur la figure 23d. Cette région présentant des fluctuations plus fortes était bien liée à l'interaction du sillage du rotor et du flux du stator. Comme le montrent les contours du nombre de Mach sur la figure 16, il y avait une région d'accélération du flux près du bord d'attaque de la surface d'aspiration du stator, dont l'extrémité est marquée par une ligne pointillée en noir.

Après que le sillage du rotor ait été coupé par le stator, un nouveau sillage s'est formé et a évolué le long de la surface d'aspiration du stator. En raison de l'interaction du sillage du rotor et de l' écoulement du stator, une fluctuation de pression plus forte s'est alors formée près de la fin de la région d'accélération , comme le révèle la figure 23b, d. Il y avait une autre petite région d'accélération en aval de celle marquée sur la figure 16d sur la surface d'aspiration du stator et une fluctuation évidente de pression pouvait également être observée à proximité, comme le montre la figure 23d. Par conséquent, en plus du clapotement du sillage du rotor, l'interaction du sillage du rotor/flux du stator était une autre source principale de fluctuation de pression sur le stator, et les deux sources pouvaient être fortement améliorées par la réduction de l'écart.

4. Conclusions

Cet article présente l'application d'une méthode de frontière immergée pour étudier l'effet de l'espace sur l'interaction aube-rangée pour un compresseur mono-étage à basse vitesse. La stratégie de maillage hybride, associée au modèle de paroi et au raffinement adaptatif du maillage, facilite l'emploi de la méthode IB pour les flux internes à nombre de Reynolds élevé, rendant également le coût de calcul abordable. Avec la méthode IB, les deux rangées de pales peuvent être modélisées dans les mêmes coordonnées et le maillage peut être facilement construit, même à une distance

Machine Translated by Google

écart de scène extrêmement réduit. La principale conclusion de la présente étude est que la réduction de l' écart peut à la fois améliorer la charge du rotor et supprimer la séparation des flux à proximité du moyeu du stator, produisant ainsi un avantage évident en termes de performances pour le compresseur.

Les simulations ont d'abord été réalisées à l'écart prévu, 35 % environ, et les performances globales ont montré un bon accord avec les données expérimentales. La convergence numérique a également été soigneusement examinée. Ensuite, l'écart a été réduit à 10 % de la valeur nominale, soit 3,5 % ca, et les comparaisons ont montré que la réduction de l'écart augmentait l'augmentation de la pression à la fois aux sorties du rotor et du stator, et réduisait également la perte de pression totale de le stator, indiquant que les deux rangées ont contribué à l'amélioration des perfor Une analyse plus approfondie a révélé que le rotor fonctionnait dans un état de charge plus élevé, ce qui entraînait une augmentation de l'augmentation totale de la pression à la sortie du rotor, lorsque l'écart était réduit. Une telle variation de l'augmentation totale de la pression était principalement due à l'augmentation de la pression statique à la sortie du rotor, ce qui pourrait réduire le gradient de pression défavorable au niveau de la région du moyeu du passage du stator. Par conséquent, la séparation des flux dans cette région a également été supprimée, ce qui a joué un rôle important dans l'augmentation des performances du stator.

Le présent travail prouve également le potentiel de la méthode IB dans la simulation de l' interaction pale-rangée avec un espace extrêmement petit, et les travaux futurs accorderont une grande attention à la validation de ces nouveaux mécanismes d'écoulement par le biais d'études expérimentales.

Contributions de l'auteur : Conceptualisation, ZW ; Acquisition de financement, XS ; Enquête, ZW et LD ; Méthodologie, LD; Surveillance, XS ; Validation, ZW ; Rédaction – ébauche originale, ZW ; Rédaction – révision et édition, LD et XS Tous les auteurs ont lu et accepté la version publiée du manuscrit.

Financement : Cette recherche a été financée par la Fondation nationale des sciences naturelles de Chine (subventions n° 51790514 et 52022009), le projet majeur national de science et technologie (subvention n° 2017-II-003-0015) et la Key Laboratory Foundation (2021-JCJQ). -LB-062-0102).

Déclaration du comité d'examen institutionnel : sans objet.

Déclaration de consentement éclairé : sans objet.

Déclaration de disponibilité des données : sans objet.

Conflits d'intérêts : Les auteurs ne déclarent aucun conflit d'intérêts.

Références

1. Smith, Couches limites du boîtier LH dans les compresseurs à flux axial à plusieurs étages. Dans Flow Research sur le Blading ; Dzung, LS, éd.; Elsevier Publishing Company : Amsterdam, Pays-Bas, 1970.
2. Mikolajczal, AA L'importance pratique du flux instable dans AGARD CP-177, Phénomènes instables dans les turbomachinaires ; Technique Rapport; Institut fédéral suisse de technologie : Zürich, Suisse, 1977.
3. Smith, L. Dispersion de sillage dans les turbomachines. J. Ingénierie de base. 1966, 88, 688-690. [Référence croisée]
4. Adamczyk, JJ Wake mélangeant dans des compresseurs à flux axial. Dans Actes du congrès et exposition international sur les turbines à gaz et les moteurs d'aviation, Birmingham, Royaume-Uni, 10-13 juin 1996. [CrossRef]
5. Deregel, P. ; Tan, C. Impact des sillages du rotor sur les performances du compresseur axial en régime permanent. Dans Actes du congrès et exposition international ASME 1996 sur les turbines à gaz et les moteurs d'aviation, Birmingham, Royaume-Uni, 10-13 juin 1996 ; Tome 1.
6. Gorrell, SE ; Copenhague, WW ; Chriss, RM Le sillage en amont influence les performances mesurées d'un étage de compresseur transsonique. J. Propuls. Pouvoir 2001, 17, 43-48. [Référence croisée]
7. Gorrell, SE ; Okiishi, TH; Copenhague, WW Interactions stator-rotor dans un compresseur transsonique — Partie 1 : Effet de l'espacement des rangées d'aubes sur les performances. J. Turbomach. 2003, 125, 328-335. [Référence croisée]
8. Nolan, SP ; Botros, BB; Tan, CS ; Adamczyk, JJ; Greitzer, EM; Gorrell, SE Effets du phasage du sillage en amont sur le transsonique performances du compresseur axial. J. Turbomach. 2011, 133, 021010. [Réf. croisée]
9. Clark, KP ; Gorrell, SE Analyse et prédiction de la circulation vortex induite par un choc dans les compresseurs transsoniques. J. Turbomach. 2015, 137, 121007. [Réf. croisée]
10. Du, L. ; Soleil, X. ; Yang, V. Génération de portance vortex grâce à la réduction de l'écart rotor/stator dans les turbomachines. J. Propuls. Puissance 2016, 32, 472-485. [Référence croisée]
11. Du, L. ; Soleil, X. ; Yang, V. Mécanisme de levage vortex dans les turbomachines axiales avec stators à pas périodiques. J. Propuls. Puissance 2016, 32, 486-499. [Référence croisée]
12. Xu, H. ; Jin, D. ; Wang, M. ; Du, L. ; Soleil, D. ; Gui, X. ; Sun, X. Génération de portance élevée des pales grâce à un espacement axial rotor-stator court dans une petite pompe. Aérosp. Sci. Technologie. 2018, 79, 328-335. [Référence croisée]

Machine Translated by Google

13. Rai, MM Simulations Navier-stokes de l'interaction rotor-stator à l'aide de grilles patchées et superposées. J. Propuls. Pouvoir 1987, 3, 387-396. [Référence croisée]
14. Jorgenson, CP ; Chima, RV Méthode Runge-Kutta explicite pour l'interaction rotor/stator instable. AIAA J. 1989, 27, 743-749. [Référence croisée]
15. Giles, MB Interaction stator/rotor dans une turbine transsonique. J. Propuls. Pouvoir 1990, 6, 621-627. [Référence croisée]
16. Hsu, ST; Wo, AM Réduction de la charge instable de la lame grâce à l'utilisation bénéfique des perturbations vorticales et potentielles dans un axe Compresseur avec synchronisation du rotor. J. Turbomach. 1998, 120, 705-713. [Référence croisée]
17. Przytarski, PJ; Wheeler, AP L'effet de l'écartement sur les performances du compresseur. J. Turbomach. 2020, 142, 121006. [Réf. croisée]
18. Peskin, CS La méthode des limites immergées. Acta Numéro. 2002, 11, 479-517. [Référence croisée]
19. Mittal, R. ; Iaccarino, G. Méthodes aux limites immergées. Ann. Révérend Fluid Mech. 2005, 37, 239-261. [Référence croisée]
20. Griffith, BE ; Patankar, NA Méthodes immergées pour l'interaction fluide-structure. Ann. Révérend Fluid Mech. 2020, 52, 421-448. [Référence croisée]
21. Zhong, G. ; Sun, X. Nouvelle stratégie de simulation pour une cascade oscillante dans les turbomachines utilisant la méthode des limites immergées. J. Propuls. Pouvoir 2009, 25, 312-321. [Référence croisée]
22. Chen, C. ; Wang, Z. ; Du, L. ; Soleil, D. ; Sun, X. Simulation d'écoulements instationnaires dans un compresseur en utilisant la méthode des limites immergées avec modèle de mur turbulent. Aérosp. Sci. Technologie. 2021, 115, 106834. [Réf. croisée]
23. Cheng, L. ; Du, L. ; Wang, X. ; Sun, X. Modélisation non linéaire non visqueuse de la résonance acoustique induite par vibration d'une cascade linéaire. AIAA J. 2021, 59, 1849-1860. [Référence croisée]
24. Rome, AM ; Peskin, CS; Berger, MJ Une version adaptative de la méthode des limites immergées. J. Informatique. Phys. 1999, 153, 509-534. [Référence croisée]
25. Vanella, M. ; Rabenold, P. ; Balaras, E. Une méthode de frontière intégrée par forçage direct avec raffinement adaptatif du maillage pour les problèmes d'interaction fluide-structure. J. Informatique. Phys. 2010, 229, 6427-6449. [Référence croisée]
26. Angelidis, D. ; Chawdhary, S. ; Sotiropoulos, F. Raffinement cartésien non structuré avec méthode de frontière immergée à interface nette pour les écoulements instationnaires incompressibles 3D. J. Informatique. Phys. 2016, 325, 272-300. [Référence croisée]
27. Al-Marouf, M. ; Samtaney, R. Une méthode de maillage adaptatif de frontière intégrée polyvalente pour un écoulement compressible dans une géométrie complexe. J. Informatique. Phys. 2017, 337, 339-378. [Référence croisée]
28. Wang, Z. ; Du, L. ; Sun, X. Raffinement adaptatif du maillage pour simuler l'interaction fluide-structure à l'aide d'une méthode de frontière immergée à interface pointue. Int. J. Numéro. Méthodes Fluides 2020, 92, 1890-1913. [Référence croisée]
29. Capizzano, F. Modèle de mur turbulent pour les méthodes de limites immergées. AIAA J. 2011, 49, 2367-2381. . 1.J050466. [Référence croisée]
30. Capizzano, F. Couplage d'un modèle de diffusion murale avec une technique de frontière immergée. AIAA J. 2016, 54, 728-734. [Référence croisée]
31. Tamaki, Y. ; Harada, M. ; Imamura, T. Modification près de la paroi du modèle de turbulence Spalart-Allmaras pour une limite immergée méthode. AIAA J. 2017, 55, 3027-3039. [Référence croisée]
32. Berger, MJ; Aftosmis, MJ Un modèle de mur basé sur ODE pour les simulations d'écoulement turbulent. AIAA J. 2018, 56, 700-714. [Référence croisée]
33. Cai, SG; Dégrigny, J. ; Boussuge, JF; Sagaut, P. Couplage de modèles de parois de turbulence et de frontières immergées sur des modèles cartésiens grilles. J. Informatique. Phys. 2021, 429, 109995. [Réf. croisée]
34. Constant, B. ; Péron, S. ; Beaugendre, H. ; Benoit, C. Une méthode améliorée de frontière immergée pour les simulations d'écoulement turbulent sur des grilles cartésiennes. J. Informatique. Phys. 2021, 435, 110240. [Réf. croisée]
35. Dong, X. ; Soleil, D. ; Li, F. ; Jin, D. ; Gui, X. ; Sun, X. Effets de la distorsion de l'entrée rotative sur la stabilité du compresseur avec précurseur de décrochage-traitement du tubage supprimé. J. Fluides Ing. Trans. ASME 2015, 137, 111101. [CrossRef]
36. Li, F. ; Li, J. ; Dong, X. ; Zhou, Y. ; Soleil, D. ; Sun, X. Approche d'avertissement de décrochage basée sur le principe aéroacoustique. J. Propuls. Puissance 2016, 32, 1353-1364. [Référence croisée]
37. Dong, X. ; Soleil, D. ; Li, F. ; Jin, D. ; Gui, X. ; Sun, X. Effets du traitement du boîtier avec suppression des précurseurs de décrochage à basse vitesse Compresseur avec distorsion tourbillonnante. J. Fluides Ing. Trans. ASME 2018, 140, 091101. [CrossRef]
38. Dong, X. ; Li, F. ; Xu, R. ; Soleil, D. ; Sun, X. Enquête plus approfondie sur l'approche d'avertissement de décrochage acoustique dans les compresseurs. J. Turbomach. 2019, 141, 061001. [Réf. croisée]
39. Xu, D. ; Lui, C. ; Soleil, D. ; Sun, X. Prédiction du début du décrochage des compresseurs axiaux avec distorsions radiales d'entrée. Aérosp. Sci. Technologie. 2021, 109, 106433. [Réf. croisée]
40. Spalart, PR ; Allmaras, SR Un modèle de turbulence à une équation pour les écoulements aérodynamiques. Dans les actes du 30e congrès aérospatial Sciences Meeting and Exhibit, Reno, NV, États-Unis, 6-9 janvier 1992. [CrossRef]
41. Roe, PL Solveurs de Riemann approximatifs, vecteurs de paramètres et schémas de différence. J. Informatique. Phys. 1981, 43, 357-372. [Référence croisée]
42. Li, X. ; Gu, C. Un schéma de type All-Speed Roe et son analyse asymptotique du comportement à faible nombre de Mach. J. Informatique. Phys. 2008, 227, 5144-5159. [Référence croisée]
43. Van Leer, B. Vers le système de différence conservateur ultime. V. Une suite de second ordre à la méthode de Godounov. J. Informatique. Phys. 1979, 32, 101-136. [Référence croisée]
44. Berger, MJ; Oliger, J. Raffinement adaptatif du maillage pour les équations aux dérivées partielles hyperboliques. J. Informatique. Phys. 1984, 53, 484-512. [Référence croisée]
45. Berger, MJ; Colella, P. Raffinement du maillage adaptatif local pour l'hydrodynamique des chocs. J. Informatique. Phys. 1989, 82, 64-84. [Référence croisée]

Machine Translated by Google

46. Aftosmis, MJ ; Melton, JE; Berger, MJ Adaptation et modélisation de surfaces pour les méthodes de maillage cartésien. Dans les actes du 12e Conférence sur la dynamique des fluides computationnelle, San Diego, Californie, États-Unis, 19-22 juin 1995. [CrossRef]
47. Gilmanov, A. ; Sotiropoulos, F. ; Balaras, E. Un algorithme de reconstruction général pour simuler des flux avec des frontières immergées 3D complexes sur des grilles cartésiennes. J. Informatique. Phys. 2003, 191, 660-669. [Référence croisée]
48. Gilmanov, A. ; Sotiropoulos, F. Une méthode hybride cartésienne/frontière immergée pour simuler des écoulements en 3D, géométriquement des corps complexes et en mouvement. J. Informatique. Phys. 2005, 207, 457-492. [Référence croisée]
49. Spalding, DB Une formule unique pour la « loi du mur ». J.Appl. Mécanique. Trans. ASME 1961, 28, 455-457. [Référence croisée]
50. Chung, M. ; Wo, AM Navier-Stokes et calculs potentiels de l'effet d'espacement axial sur les perturbations tourbillonnaires et potentielles et réponse aux rafales dans un compresseur axial. J. Turbomach. 1997, 119, 472-481. [Référence croisée]
51. Dickens, T. ; Day, I. La conception de compresseurs axiaux hautement chargés. J. Turbomach. 2011, 133, 031007. [Réf. croisée]

Avis de non-responsabilité/Note de l'éditeur : Les déclarations, opinions et données contenues dans toutes les publications sont uniquement celles du ou des auteurs et contributeurs individuels et non de MDPI et/ou du ou des éditeurs. MDPI et/ou le(s) éditeur(s) déclinent toute responsabilité pour tout préjudice corporel ou matériel résultant des idées, méthodes, instructions ou produits mentionnés dans le contenu.

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Article

Évaluation de l'efficacité basée sur l'exergie des ventilateurs par rapport aux ventilateurs.

Efficacité isentropique

Johannes Brötz, Christian Schänzle et Peter F. Pelz *

Département de génie mécanique, Technische Universität Darmstadt, Otto-Berndt-Straße 2, 64287 Darmstadt, Allemagne *
Correspondance : peter.pelz@fst.tu-darmstadt.de

Résumé : La définition de l'efficacité nous permet de comparer deux machines entre elles. En général, le rendement est défini comme le rapport entre la puissance utilisable et la puissance requise. Cela pose la question : quelle est la puissance utilisable ? La plupart des ingénieurs discutent de l'efficacité sur la base du bilan énergétique, c'est-à-dire de la première loi de la thermodynamique. Dans cet article, nous dérivons l'efficacité exégétique en tenant compte de la deuxième loi de la thermodynamique. L'analyse exergétique prend en compte le travail et la chaleur et est capable de modéliser la réalité avec une grande précision. Sur cette base, une comparaison entre les efficacités isentropique et exergétique est donnée. Un ventilateur radial haute pression est utilisé comme exemple et les différences sont discutées. Par conséquent, les mesures d'un ventilateur non adiabatique sont évaluées et le rôle du flux thermique dans l'environnement est discuté. Les investigations montrent qu'une différence significative entre les rendements isentropique et exergétique apparaît dans la plage de charge partielle avec une montée en pression élevée. L'énergie thermique contenue dans le flux appartient proportionnellement à l'exergie, c'est-à-dire à la capacité de travail du gaz par rapport à son environnement. Pour une norme telle que la norme ISO 5801 « Ventilateurs – Tests de performances utilisant des voies respiratoires standardisées », l'efficacité doit non seulement être physiquement correcte, mais elle doit également être simple et pratique. Dans ce contexte, les perspectives de cet article examinent quand et quelle définition de l'efficacité est appropriée et la mieux adaptée pour une norme.

Mots clés : exergie ; efficacité; ventilateur; deuxième loi

check for updates

Référence : Brötz, J. ; Schänzle, C. ; Pelz, PF Évaluation de l'efficacité basée sur l'exergie des ventilateurs par rapport à l'efficacité isentropique. Int. J. Turbomach. Propulse. Puissance 2023, 8, 4. https://doi.org/10.3390/ijtpp8010004

Rédacteur académique : Thomas Carolus

Reçu : 5 septembre 2022
Révisé : 21 décembre 2022
Accepté : 2 février 2023
Publié : 6 février 2023

Copyright : © 2023 par les auteurs. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.
Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Introduction

Les ventilateurs et les compresseurs sont des machines fonctionnelles qui se caractérisent par leur large plage de fonctionnement et leur application dans tous les secteurs industriels. Leur fonction fondamentale est de fournir un débit volumique d'un fluide à une différence de pression donnée, ce qui les rend essentiels pour tous types de processus industriels, depuis la simple alimentation en air comprimé jusqu'aux réactions chimiques très complexes. Les exigences les plus diverses liées aux applications et aux gaz conduisent à une grande diversité de conceptions de machines. À cet égard, les principes physiques de fonctionnement donnent une structure raisonnable aux ventilateurs et compresseurs. Pour les applications techniques actuelles, les deux principes les plus pertinents sont les principes hydrodynamiques et hydrostatiques. Les catégories de machines associées sont les turbomachines et les machines volumétriques. Dans cet article, nous nous concentrons sur l'application des ventilateurs.

Outre l'importance des ventilateurs et des compresseurs pour la mise en œuvre des processus industriels, leur utilisation entraîne des coûts. Ces coûts dépendent principalement de la consommation d'énergie compte tenu de leurs coûts de cycle de vie. C'est pourquoi les investissements visant à améliorer l'efficacité énergétique des machines en état de marche, telles que les ventilateurs ou les compresseurs, s'avèrent généralement rentables et présentent un faible risque financier. Cependant, la consommation d'énergie et les coûts qui y sont liés n'ont pas seulement un impact sur les utilisateurs, mais ils ont également un impact sur la société. Des études détaillées menées dans le cadre de la directive sur l'écoconception de la Commission européenne ont considéré les ventilateurs et les compresseurs comme des consommateurs d'énergie électrique pertinents [1]. Dans ce contexte, une étude récente du ministère allemand de l'Économie et de l'Énergie montre que les pompes et les compresseurs représentent 16 % de la consommation d'énergie électrique de l'industrie allemande [2]. Depuis que la product

Machine Translated by Google

Le monde étant encore fortement dépendant des combustibles fossiles, les ventilateurs et les compresseurs contribuent donc de manière significative aux émissions de CO2 et donc au changement climatique et aux coûts futurs qui en découlent pour la société.

Par conséquent, du point de vue de l'industrie et de la société, une évaluation de l'efficacité énergétique des ventilateurs et des compresseurs est extrêmement pertinente. Le rendement représente la mesure sans dimension de la perte de puissance dissipative d'une machine. À ce stade, il est nécessaire de faire la différence entre machine, module et système. La tâche d'une turbomachine ou d'une machine volumétrique est de convertir la puissance mécanique en puissance fluidique. Les limites du système sont l'arbre de la machine, ainsi que l'entrée et la sortie de la machine. Un module, en revanche, se compose de plusieurs machines ou composants et est également appelé « produit étendu ». Dans le cadre des machines de travail des fluides, un module comprend généralement un convertisseur de fréquence, un moteur électrique et la pompe ou le compress Leur évaluation énergétique est basée sur un scénario de charge incluant la charge partielle et la caractéristique de rendement. Il montre que le fonctionnement dans la zone de charge partielle est plus souvent utilisé que le fonctionnement au point de meilleur rendement. Enfin, les systèmes techniques sont généralement constitués de plusieurs machines et composants réalisant des processus techniques. Dans le cas des systèmes fluidiques, il existe des mesures absolues basées sur des axiomes physiques. D'une part, la loi de Betz donne un facteur de récupération d'énergie pour les éoliennes qui est défini par le rapport entre la puissance mécanique et la puissance disponible, avec une limite supérieure de 16/27 [3]. En revanche, Pelz donne une limite supérieure pour l'hydroélectricité dans un débit en canal ouvert de 1/2 [4]. La mesure absolue la plus connue est le rendement Carnot, qui définit le rendement maximum d'un moteur thermique idéal ou cycle Carnot [5]. Dans ce cas, l'exergie devient la grandeur pertinente qui mesure la capacité de travail d'un fluide par rapport à son environnement L'exergie a été introduite pour la première fois par Fritsche, Hehnemann et Rant en 1956 [6]. Alors que les analyses exergétiques sont des moyens de pointe pour évaluer la puissance thermique ou les systèmes de travail [7], les études d'efficacité basées sur l'exergie pour les machines fonctionnant à un seul fluide sont rares [8]. Masi et coll. [9] donnent une introduction aux performances et à l'efficacité des ventilateurs industriels. Nakhjiri et coll. [10] ont démontré à l'aide de l'exemple d'un compresseur radial que l'utilisation d'une efficacité basée sur le bilan énergétique n'est pas suffisante pour obtenir physiquement les bons résultats. Cela s'est illustré par une baisse d'efficacité avec une augmentation de la vitesse du compresseur radial lorsqu'on ne tenait pas compte du flux thermique. L'analyse exergétique est destinée à détecter des tendances non physiques , et donc des incohérences dans la physique [11]. Sorguven et coll. [12] ont étudié les pertes exergétiques dans une pompe centrifuge en utilisant une simulation de grands tourbillons. Ils supposent que ni la densité ni la température ne changent. Pour un fluide incompressible soumis à un processus isotherme, l'énergie interne spécifique et l'entropie spécifique restent constantes, ce qui simplifie considérablement l'analyse. L'analyse exergétique prend tout son sens lorsque l'on considère des systèmes dans leur ensemble. Mazloum et coll. [13] montrent une analyse exergétique et une optimisation exergoéconomique d'un système de stockage d'énergie comprimé adiabatique à pression constante . L'exergie dans le compresseur est également présentée. Dans l'hypothèse d'une machine adiabatique, la perte de chaleur est ici négligée, et le calcul de la compression est également simplifié avec un rendement isentropique constant.

Dans ce contexte, nous tirons deux conclusions. Premièrement, l'efficacité des machines fonctionnant avec des fluides est d'une importance fondamentale pour leur propre évaluation ainsi que pour l' évaluation des modules et des systèmes de travail. Dans le même temps, malgré d'innombrables études scientifiques sur l'efficacité des machines fonctionnant avec des fluides, la définition de l'efficacité, les méthodes de mesure et l'application dans les normes et directives restent des problèmes constants, par exemple la révision de la norme ISO 5801:2018 pour les ventilateurs. Deuxièmement, une évaluation basée sur l'exergie pour les ventilateurs et les compresseurs est nécessaire et conduirait à la définition la plus générale de l'efficacité. Par conséquent, cet article commence par le calcul de l' efficacité exégétique basée sur les première et deuxième lois de la thermodynamique. Suivant cette forme générale, nous considérons son application sur un ventilateur centrifuge haute pression. De plus, les définitions de l'efficacité isentropique sont comparées à l'efficacité exégétique. Par la suite, nous discutons des applications de référence et comparons différentes définitions d'efficacité basées sur les données de mesure. L'article se termine par la conclusion et nos perspectives.

Machine Translated by Google

2. L'efficacité à la lumière des première et deuxième lois de la thermodynamique

La plupart des ingénieurs discutent de l'efficacité uniquement sur la base du bilan énergétique, c'est-à-dire de la première loi de la thermodynamique. Dans cette section, nous dérivons l'efficacité exégétique en prenant également en compte la deuxième loi de la thermodynamique. Pour cette définition la plus générale du efficacité, nous verrons que les deux axiomes sont effectivement nécessaires.

La première loi de la thermodynamique pour une machine fonctionnant en régime permanent s'écrit

$$\dot{m}(h_{t2} - h_{t1}) = P_S + \dot{Q} \quad (1)$$

Cette loi est une conservation de l'énergie, distinguant le flux de chaleur $\dot{Q}$ et travail P_S et les rapportant à l'énergie interne, comprenant le débit massique $\dot{m}$ et la différence en enthalpie $h_{t2} - h_{t1}$.

La deuxième loi de la thermodynamique (théorème d'entropie) stipule

$$\dot{m}(s_2 - s_1) = \Delta\dot{S}_{irr} + \sum_{Monsieur} \frac{\dot{Q}}{T}, \quad (2)$$

avec la différence d'entropie spécifique à la masse, $s_2 - s_1$, sur la gauche. A droite, le terme source $\Delta\dot{S}_{irr}$ est le travail dissipé au sein du système ; ce travail ne se fait pas à l'extérieur, mais cela augmente l'énergie interne en raison de processus de friction, d'étranglement ou de choc. Le deuxième mandat $\dot{Q}/T$ considère une augmentation ou une diminution de l'entropie en raison du flux de chaleur à travers les limites du système.

$$\dot{m}(h_{t2} - h_{t1}) - T_0\dot{m}(s_2 - s_1) = P_s - T_0\Delta\dot{S}_{Monsieur} \quad (3)$$

L'exergie est la partie active de l'énergie et le résultat de la soustraction d'énergie et d'anergie :

$$\text{exergie} := \text{exergie} - \text{anergie}$$

$$ex_2 - ex_1 := h_{t2} - h_{t1} - T_0(s_2 - s_1) \quad (4)$$

L'interprétation du côté droit de l'équation (3) montre que l'exergie est la fraction de la puissance à l'arbre qui est transmise au fluide et ne se dissipe pas.

La fonction d'un ventilateur ou d'un compresseur est d'augmenter l'exergie du gaz délivré. L'exergie mesure la capacité de travail du gaz par rapport à son environnement. Le L'exergie spécifique à la masse d'une particule fluide avant son entrée dans la turbomachine (voir Figure 1) est défini comme

$$ex_1 := h_{t1} - h_0 - T_0(s_1 - s_0). \quad (5)$$

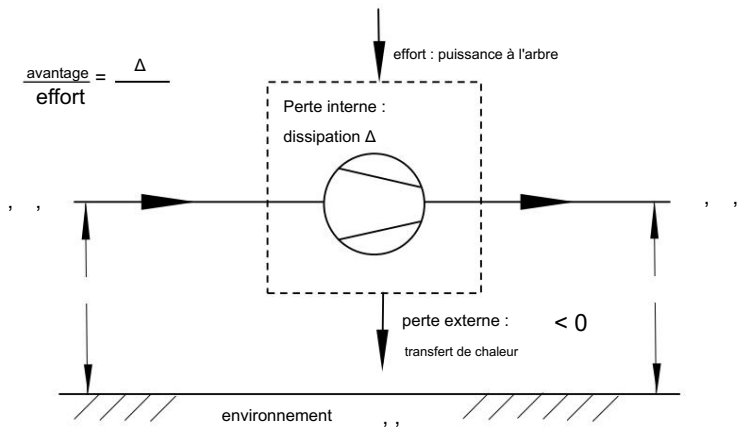


Figure 1. Limites du système d'une turbomachine avec conditions d'entrée, de sortie et d'échange avec le environnement.

Machine Translated by Google

Lorsqu'elles traversent le ventilateur, l'exergie des mêmes particules de fluide est augmentée pour être

$$ex2 := ht2 - h0 - T0(s2 - s0). \quad (6)$$

Par conséquent, le bénéfice de la machine est donné par la modification du flux d'exergie

$$\text{bénéfice} = \dot{m}\,(ex2 - ex1) = \dot{m}\,\Delta ex. \quad (7)$$

Le bénéfice est le produit d'un « flux » $\dot{m}$ et d'une différence de potentiel Δex. L'effort pour atteindre cet avantage est la puissance à l'arbre PS. C'est le travail mécanique effectué sur le fluide par unité de temps.

Par conséquent, la définition la plus naturelle de l'efficacité d'une machine, d'un ventilateur ou d'un compresseur, est

$$\eta ex := \frac{\dot{m}\,\Delta ex}{PS}. \quad (8)$$

Pour la prise en compte du flux thermique $\dot{Q}$, on revient aux 1ère et 2ème lois de thermodynamique (équations (1) et (2)). Nous respectons la norme habituelle, où Q est positif tant que le flux thermique est transféré dans la machine. Cependant, pour les turbomachines, le flux thermique se déplace, dans la plupart des cas, de la machine vers l'environnement, c'est-à-dire $Q < 0$.

Par conséquent, la température T dans la deuxième loi de la thermodynamique est la température de la source de conduction thermique. Pour $Q < 0$, la température pure est la température moyenne de la machine, qui est supérieure à la température ambiante $T = Tm > T0$.

En remplaçant l'enthalpie totale dans la 1ère loi de la thermodynamique par l'exergie et en fixant T = Tm, les deux axiomes s'écrivent sous la forme

$$\dot{m}(ex2 - ex1) = PS + \dot{m}(s2 - s1), \quad Q - T0 \quad (9)$$

$$\dot{Q}.\ \dot{m}(s2 - s1) = \Delta\,\dot{S}irr + Tm\ \frac{\dot{Q}}{\quad}. \quad (10)$$

Nous sommes maintenant dans la position où la différence d'entropie $\Delta s = s2 - s1$ peut être éliminée des deux axiomes :

$$T0.\ \dot{m}(ex2 - ex1) = PS + \dot{Q}\left(1 - \frac{Tm}{\quad}\right) - T0\,\Delta\,\dot{M}onsieur. \quad (11)$$

Cette équation, fondée sur des principes axiomatiques, est des plus instructives lorsqu'il s'agit d'efficacité. Les première et deuxième lois de la thermodynamique fournissent désormais l' interprétation claire de l'efficacité exergétique :

$$\eta ex := \frac{\dot{m}\Delta ex}{PS} = 1 + \frac{\dot{Q}}{PS}\left(T0\left(1 - \frac{}{Tm}\right)\right) - \frac{T0\,\Delta\,\dot{M}onsieur}{PS}. \quad (12)$$

Or, les pertes internes et externes évoquées ci-dessus se matérialisent comme suit :

$$\text{perte interne} = \text{dissipation} = \varepsilon i := \frac{T0\,\Delta\,\dot{S}irr}{PS}, \quad (13)$$

$$\text{perte externe} = \text{transfert de chaleur} = \varepsilon o := -\frac{\dot{Q}}{PS}\left(T0\left(1 - \frac{}{Tm}\right)\right). \quad (14)$$

Il est remarquable que ce ne soit pas la totalité du flux de chaleur qui entraîne des pertes, mais seulement une partie de celui-ci.

$$\eta C := 1 - \frac{T0}{Tm}. \quad (15)$$

Machine Translated by Google

Ce rapport sans dimension est connu sous le nom d'efficacité carnotienne. De plus, il est bien connu que le frottement du fluide entraîne un taux de dissipation ∆ Sirr, réduisant ainsi le rendement. On ne sait pas bien que la conduction thermique Q réduit le rendement, mais seulement la partie « Carnot » ηC de ce flux thermique. Avec les abréviations q := Q/ m et w := PS/ m, et les définitions (13) et (14), l'importante équation (12) peut être écrite sous une forme équivalente

$$\eta ex := \frac{\Delta ex}{w} = 1 - \varepsilon o - \varepsilon i \,. \tag{16}$$

Des modèles de transfert et de dissipation thermique sont nécessaires au calcul. En utilisant l'équation du transfert de chaleur Q = αA(Tm − T0) pour la perte externe, la perte peut être représentée comme suit

$$\alpha ATm\varepsilon o = \frac{}{PS} \quad T0\,1 - \frac{}{Tm}^{2}, \tag{17}$$

le coefficient de transfert thermique étant α et la surface de la machine étant A. Les pertes dissipatives dépendent de la machine. Ceci ne sera pas abordé en détail dans cet article et nous ferons donc référence à d'autres travaux dans la littérature : Pelz et al. [14] donnent une description détaillée des pertes pour les ventilateurs, et Schobeiri [15] en donne une pour les compresseurs. Dans la variante (i), une considération séparée des pertes par transport de chaleur et des pertes par dissipation peut être effectuée, mais cette méthode est plutôt impropre à une application pratique en raison de l'effort impliqué.

Pour un gaz parfait calorique et thermique avec une chaleur spécifique cp, cv, γ := cp/cv et R = cp − cv, l'entropie est mesurée en mesurant la température T et la pression p [16].

$$\ln \frac{T}{T0} \frac{ps}{p0} - s0 = cp - R \ln \,. \tag{18}$$

L'enthalpie absolue est donnée par

$$ht - h0 = cp(Tt - T0). \tag{19}$$

Ainsi, ∆ex/cpT0 est donné par

$$\frac{\Delta ex}{cpT0} = \frac{Tt2 - Tt1}{T0} - \ln \frac{T2}{T1} + \frac{\gamma - 1}{y} \ln \frac{p2}{p1} \,. \tag{20}$$

Avec le travail spécifique w := PS/ m, l'efficacité exergétique est donnée par

$$\eta ex = \frac{cp(Tt2 - Tt1)}{w} - \frac{cpT0}{w} \ln \frac{T2}{T1} - \ln \frac{p2}{p1}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \,. \tag{21}$$

Pour un gaz parfait, on a donc

$$\eta ex = 1 + \overline{\eta c - \varepsilon i = w} \frac{\Delta ht\, q}{w} - \frac{cpT0}{w} \ln \frac{T2}{T1} - \ln \frac{p2}{p1}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \,. \tag{22}$$

L'équation (22) montre deux manières de calculer l'efficacité exergétique : (i) Calcul en spécifiant les pertes ; (ii) Détermination du calcul de l'entropie générée.

La variante (ii) est plus adaptée au calcul de l'efficacité exergétique car elle peut être déterminé uniquement par les variables d'entrée et de sortie et les conditions ambiantes.

Machine Translated by Google

En comparaison avec l'efficacité isentropique, (l'équation (23)) est basée sur la compression isentropique ,

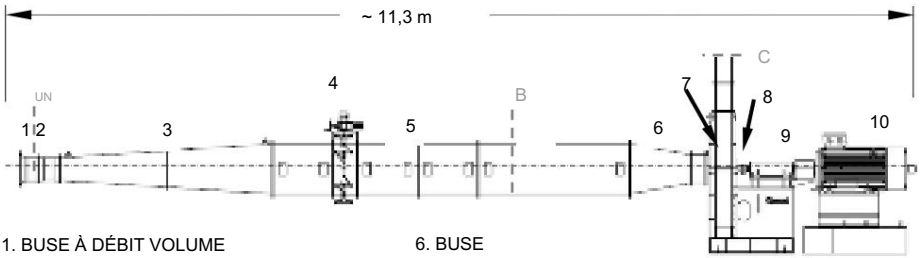
$$\eta s = \frac{\frac{\gamma}{\gamma-1}\frac{p1}{\rho 1}\left[\left(\frac{p2}{p1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right] + 2 - \left(\frac{\dot{m}}{\rho 2 A2}\right)^2 - \overline{1}_2\left(\frac{\dot{m}}{\rho 1 A1}\right)^2}{W}. \quad (23)$$

Il est clair que l'efficacité exergétique prend en compte non seulement la puissance fluide pure, mais aussi la rapport à l'environnement. Son application à un éventail met en évidence les distinctions.

3. Application à un ventilateur centrifuge haute pression Pour

l'application de l'efficacité exergétique, un ventilateur radial haute pression est choisi, car les différences sont estimées plus importantes en raison des différences de température plus élevées. Le ventilateur avec un diamètre de roue de Dr = 1,33 m fonctionne avec une vitesse de rotation = 2 300 U/min n = 2 300 U/min. La pression réalisable dans ces conditions est un maximum de Δ = 19 000 Pa de ∆pt = 19 000 Pa, et reste donc d'application de la norme ISO5801 : 2018.

La configuration des bancs d'essai de ventilateurs centrifuges est illustrée à la figure 2 pour le banc d'essai à moyenne échelle . Le flux va de gauche à droite et passe d'abord par la buse de débit volumique (1, A). Pour améliorer la précision de la mesure, la buse de débit volumique a été calibrée avec un peigne de pression totale (2). Après le papillon (4), le redresseur de flux (5) est positionné pour diminuer les turbulences et les inhomogénéités. Les conditions d'entrée du ventilateur (température totale et pression statique) sont mesurées dans la chambre de mesure en position (B). Le ventilateur d'essai (7) est relié à un couplemètre (8) au moteur (10). Le couplemètre est situé entre la roue et les roulements. Le ventilateur souffle librement dans l'environnem Au point (C), la pression statique peut donc être supposée égale à la pression ambiante. Seule la température est mesurée en sortie. Les conditions ambiantes sont enregistrées dans la salle expérimentale à l'aide d'un appareil séparé.



1. BUSE À DÉBIT VOLUME
2. UNITÉ DE CALIBRAGE
3. DIFFUSEUR
4. ACCÉLÉRATEUR
5. REDRESSEUR DE DÉBIT
6. BUSE
7. VENTILATEUR D'ESSAI CENTRIFUGE
8. COUPLEMETRE
9. ROULEMENT
10. MOTEUR ÉLECTRIQUE

A, B, C
MESURES
AVIONS

Figure 2. Banc d'essai de tuyaux selon la norme ISO 5801:2018 avec ventilateur centrifuge haute pression.

Des images thermiques du boîtier en spirale ont été prises pour quantifier la température de la machine Tm. Un exemple est donné sur la figure 3, qui montre le point de fonctionnement de la charge partielle maximale. La détermination du flux thermique nécessite la détermination du coefficient de transfert thermique α de la machine vers l'environnement. La détermination a été compliquée par le ventilateur libre. En surcharge maximale, des débits massiques de m = 10 kg/s sont transportés, ce qui correspond à des vitesses de décharge de c2 = 144 m/s. La température de sortie circulation de = 10 kg/s = 144 m/s d'air dans la zone du ventilateur. Le coefficient de transfert de chaleur dépend du flux autour de la machine et n'est donc pas constant dans nos expériences. En calculant le coefficient de transfert de chaleur à l'envers, sur la base du calcul du flux de chaleur par l'équation (1), les coefficients ont pu être comparés aux valeurs de la littérature et ainsi vérifier

$$\dot{Q} = \dot{m}\,(ht2 - ht1) - PS. \quad (24)$$

$$= (\quad - \quad) - \quad .$$

$$= \qquad = \frac{(\quad - \quad) -}{(-) \qquad (-)} \quad .$$

Machine Translated by Google

$$\alpha = \frac{\dot{Q}}{UNE(Tm - T0)} = \frac{. m(ht2 - ht1) - PS}{A(Tm - T0)}. \quad (25)$$

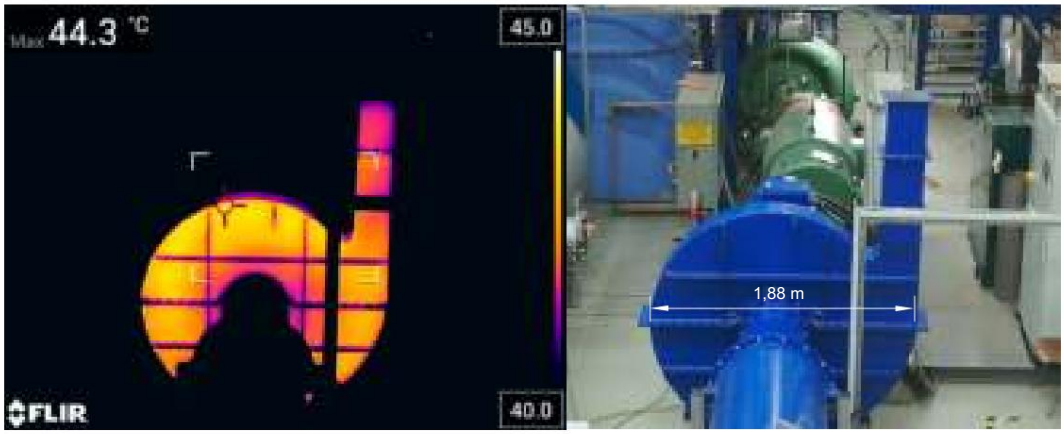


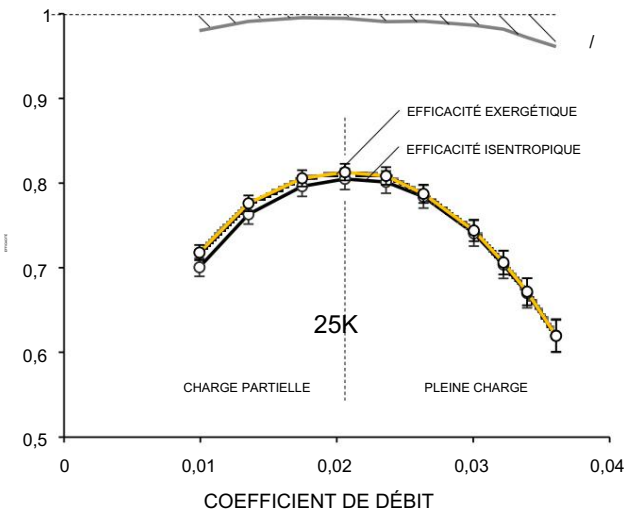
Figure 3. Images thermiques du boîtier en spirale. Laboratoire FST., TU Darmstadt.

L'évaluation a donné des coefficients de transfert thermique de α = 4,26 W/m2K pour l'air stagnant à charge partielle et 85,52 W/m2K à pleine charge, ce qui correspond à un mouvement d'air modéré à rapide perpendiculaire à une paroi métallique selon la littérature.

L'exemple montre que le calcul de l'efficacité exergétique sur la base des pertes résultantes (équation (12)) n'est pas pratique. Ni le travail dissipé, ni le flux de chaleur ne peuvent être facilement déterminés. Cependant, le calcul de l'entropie générée en fonction des conditions d'entrée et de sortie est possible et sera appliqué dans la section suivante.

4. Comparaison entre l'efficacité exergétique et isentropique

La figure 4 montre la comparaison de l'efficacité exergétique avec l'efficacité isentropique. Pour le rendement isentropique, la puissance de compression isentropique a été réglée par rapport à la puissance de la roue, tandis que pour le rendement exergétique, le calcul donné dans l'équation (22) a été utilisé. Les barres représentent l'incertitude des points de mesure respectifs. Pour le calcul de chaque point de mesure, un ensemble de données de 200 répétitions a été mesuré et le carré de l'incertitude a été dérivé de la somme des carrés de l' incertitude de mesure statistique et systématique avec un intervalle de confiance de 95 %. Pour la charge partielle, une incertitude d'environ un point de pourcentage peut être constatée, qui augmente jusqu'à environ deux points de pourcentage par rapport à la pleine charge.



− = 2K

Figure 4. Efficacité exergétique comparée à l'efficacité isentropique. La perte de puissance calculée due à la dissipation de chaleur dans l'environnement est hachurée.

Machine Translated by Google

Les différences de fonctionnement en surcharge entre les deux rendements sont négligeables. La différence d'efficacité augmente pendant le fonctionnement à charge partielle, avec une différence d'efficacité maximale de 1,8 points de pourcentage. Cette bonne corrélation est remarquable malgré les différentes règles de calcul.

D'où viennent les différences d'efficacité ? Dans le cas d'une compression isentropique, on suppose un changement d'état réversible, ce qui détermine le chemin d'intégration du changement d'état. Puisque l'entropie est une variable d'état, la différence d'entropie ne dépend pas du choix du chemin d'intégration [17]. En conséquence, l'efficacité exergétique est également indépendante du choix d'une voie d'intégration.

Le rendement exergétique inclut non seulement le pouvoir de compression, mais également le pouvoir thermique réversible lié à l'environnement. Dans l'exemple représenté, la différence entre la température de sortie et la température ambiante est T2 − T0 = 2 K pour le fonctionnement à pleine charge et 25 K pour le fonctionnement à charge partielle. L'énergie thermique utilisable par rapport à l'environnement est donc faible pour le fonctionnement à pleine charge, alors qu'elle fait la différence d'efficacité pour le fonctionnement à charge partielle. Cette énergie thermique est provoquée par dissipation et n'est utilisable que d'un point de vue exergétique, mais pas d'un point de vue énergétique.

De plus, la figure 4 montre la proportion de dissipation thermique dans l'environnement calculée à l'aide de l'équation (24) et vérifiée à l'aide des images thermiques. La dissipation a un minimum proche du meilleur point d'efficacité et un maximum en fonctionnement à pleine charge, avec une part d'environ 4 points de pourcentage. En fonctionnement à charge partielle, le mécanisme moteur du transfert de chaleur est la conduction thermique, tandis qu'en fonctionnement à pleine charge, une convection thermique accrue est ajoutée. Lorsque le flux sort du ventilateur vers le hall expérimental, l'air circule dans le hall et donc également autour du ventilateur.

5. Conclusions

Les première et deuxième lois de la thermodynamique sont combinées pour obtenir une efficacité exergétique. En conséquence, son plus grand avantage est son applicabilité universelle. L'efficacité exergétique ne prend pas seulement en compte la puissance fluidique issue de l'accumulation de pression et de la délivrance d'un débit volumique, mais également l'énergie thermique utilisable contenue dans l'environnement.

Les investigations montrent qu'une différence significative entre les efficacités isentropique et exergétique apparaît dans la plage de charge partielle avec une montée en pression élevée. Dans la présente application avec un ventilateur centrifuge haute pression, une différence d'efficacité de 1,8 % entre les efficacités exergétique et isentropique a pu être trouvée pour le fonctionnement à charge partielle.

Si l'on considère le cas particulier du changement d'état isotherme, le rendement exergétique devient presque le rendement isentropique, et seule subsiste la différence du logarithme du rapport de pression. Si l'on suppose également une montée en pression convergeant vers zéro, seule la partie cinématique de l'énergie demeure. Ce cas particulier se retrouve approximativement dans un ventilateur axial sans boîtier. L'approximation du cas limite mentionné peut également être observée dans l'exemple d'application lorsque l'on considère le fonctionnement à pleine charge.

Un calcul de l'efficacité exergétique basé sur les pertes générées s'est avéré peu pratique, mais le calcul de l'entropie générée en fonction des conditions d'entrée et de sortie est possible et facile à mettre en œuvre. Il a été démontré que l'efficacité exergétique peut être déterminée avec les bancs d'essai décrits dans la norme ISO 5801:2018.

L'effort de mesure augmente surtout lorsqu'il s'agit de mesurer la température de sortie . Ici, des capteurs avec une faible incertitude systématique sont nécessaires afin de ne pas aggraver l'incertitude globale. La détermination de la température de l'écoulement joue également un rôle important pour l'efficacité exergétique, qui mériterait d'être étudiée de plus près.

L'énergie thermique contenue dans le flux peut être utilisée dans une certaine mesure. Si le ventilateur est utilisé pour ventiler des bâtiments ou des tunnels, l'environnement sera chauffé grâce à l' énergie thermique. Étant donné que les ventilateurs sont également utilisés pour les processus de refroidissement, comme dans les systèmes de climatisation, l'exergie contenue dans le flux d'air évacué ne peut pas toujours être utilisée, et peut même être contre-productive. L'efficacité exergétique appliquée aux ventilateurs doit donc toujours être

Machine Translated by Google

pris en compte dans le système. Cette efficacité du système devient de plus en plus pertinente aujourd'hui, comme expliqué dans l'introduction. Pour l'évaluation du composant, en revanche, l'efficacité isentropique est recommandée, car elle est très bien acceptée par ses utilisateurs en raison de sa simple applicabilité.

L'enquête a montré qu'il faut s'attendre à une différence significative entre les rendements isentropique et exergétique, en particulier pour les machines avec montée en pression élevée.

Les futures applications utiles concerneront donc les ventilateurs, soufflantes et compresseurs haute pression, mais également les systèmes dans lesquels il existe une différence de température élevée entre la machine et l'environnement, par exemple un ventilateur haute pression en Antarctique. Une autre étape de l'enquête consistera à comparer les machines diabatiques et adiabatiques.

Contributions des auteurs : Conceptualisation, JB, CS et PFP ; validation, JB ; rédaction – préparation de l'ébauche originale, JB, CS et PFP Tous les auteurs ont lu et accepté la version publiée du manuscrit.

Financement : Cette recherche n'a reçu aucun financement externe.

Déclaration du comité d'examen institutionnel : sans objet.

Déclaration de consentement éclairé : sans objet.

Déclaration de disponibilité des données : sans objet.

Conflits d'intérêts : Les auteurs ne déclarent aucun conflit d'intérêts.

Références

1. de Almeida, AT; Ferreira, FJTE; Fong, J. ; Fonseca, P. EUP Lot11 Moteurs : Final ; Université de Coimbra : Coimbra, Portugal, 2008.
2. Arbeitsgemeinschaft Energiebilanzen eV Anwendungsbilanzen zur Energiebilanz Deutschland. 2023. Disponible en ligne : https : //ag-energiebilanzen.de/wp-content/uploads/2023/01/AGEB_21p2_V3_20221222.pdf (consulté le 5 septembre 2022).
3. Betz, A. Wind-Energie und Ihre Ausbreitung Durch Windmühlen : Mit Zahlr. Languette; Aérodynam. Vers.-Anst : Göttingen, Allemagne, 1926.
4. Pelz, PF; Metzler, M. ; Schmitz, C. ; Müller, TM Limite supérieure de l'énergie marémotrice avec contournement latéral. J. Mécanique Fluide. 2020, 889, A32. [Référence croisée]
5. Carnot, S. Réflexions sur la Puissance Motrice du feu : Et sur les Machines Propres à Développer Cette Puissance ; Bachelier : Paris, Italie, 1824.
6. Fritzsche, AF; Hahnemann, HW; Coup de gueule, Z. Rundschau. Forsch. Je suis Ing. 1956, 22, 33-37. [Référence croisée]
7. Tsatsaronis, G. Définitions et nomenclature en analyse exergétique et exergoéconomie. Énergie 2007, 32, 249-253. [Référence croisée]
8. Sciubba, E. ; Wall, G. Une brève histoire commentée de l'exergie depuis les débuts jusqu'en 2004. Int. J. Thermodyne. 2007, 10, 1–26.
9. Massimo, M. ; Federico, F. ; Andrea, L. Actes de l'ASME Turbo Expo : Conférence technique et exposition sur les turbomachines, volume 8 : Microturbines, turbocompresseurs et petites turbomachines ; Turbines à vapeur : sur le choix des paramètres appropriés pour l'évaluation des performances et de l'efficacité des ventilateurs industriels ; Société américaine des ingénieurs en mécanique : New York, NY, États-Unis, 2017.
10. Nakhjiri, M. ; Pelz, PF; Matyschok, B. ; Corne, A. ; Däubler, L. Efficacité apparente et réelle des turbocompresseurs sous l'influence du flux thermique. Dans Actes du 14e Symposium international sur les phénomènes de transport et la dynamique des machines tournantes, Honolulu, HI, États-Unis, 27 février-2 mars 2012, Verlag Nicht Ermittelbar, Honolulu, HI, États-Unis ; 2012.
11. Dinçer, I. ; Rosen, M. Exergy : Énergie, environnement et développement durable ; Elsevier Science : Amsterdam, Pays-Bas ; Boston, Massachusetts, États-Unis ; Heidelberg, Allemagne ; Londres, Royaume-Uni ; New York, NY, États-Unis ; Oxford, Royaume-Uni ; Paris, Italie, 2013.
12. Sorguven, E. ; Incir, S. ; Highgate, J. Comprendre les mécanismes de génération de pertes dans une pompe centrifuge à l'aide de la simulation de grands tourbillons. Int. J. Débit de fluide thermique 2022, 96, 108994. [CrossRef]
13. Mazloum, Y. ; Sayah, H. ; Nemer, M. Analyse exergique et optimisation exergoéconomique d'un adiabatique comprimé à pression constante système de stockage d'énergie aérienne. J. Stockage d'énergie 2017, 14, 192-202. [Référence croisée]
14. Pelz, PF; Saül, S. ; Brötz, J. Efficiency Scaling—Influence de Reynolds et du nombre de Mach sur les performances du ventilateur. J. Turbomach. 2021, 144, 061001. [Réf. croisée]
15. Schobeiri, MT Turbomachinery Flow Physics and Dynamic Performance, 2e éd.; Springer : Berlin, Allemagne, 2016.
16. Gibbs, JW Sur l'équilibre des substances hétérogènes ; Universitätsbibliothek Heidelberg : Heidelberg, Allemagne, 1879.
17. Baehr, HD; Kabelac, S. Thermodynamik : Grundlagen und Technische Anwendungen, 16e éd.; Springer : Berlin/Heidelberg, Allemagne, 2016.

Avis de non-responsabilité/Note de l'éditeur : Les déclarations, opinions et données contenues dans toutes les publications sont uniquement celles du ou des auteurs et contributeurs individuels et non de MDPI et/ou du ou des éditeurs. MDPI et/ou le(s) éditeur(s) déclinent toute responsabilité pour tout préjudice corporel ou matériel résultant des idées, méthodes, instructions ou produits mentionnés dans le contenu.

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Article

Cadre de détection des anomalies basé sur les données pour les applications complexes Surveillance de la dégradation des moteurs d'avion

Zichen Yan [1], Jianzhong Sun 1,*, Yang Yi [1], Caqiong Yang [2] et Jingbo Sun [3]

1 Collège de l'aviation civile, Université d'aéronautique et d'astronautique de Nanjing, Nanjing 211106, Chine
2 AECC Sichuan Gas Turbine establishment, Chengdu 610000, China
3 Aero Engine Academy of China, Aero Engine Corporation of China, Pékin 101300, Chine *
Correspondance : sunjianzhong@nuaa.edu .cn ; Tél. : +86-025-84895772

Résumé : L'analyse des données est un élément important de la gestion de la santé des moteurs d'avion. Afin de réaliser une surveillance précise de l'état, il est nécessaire de mettre en place des outils d'analyse plus efficaces. Par conséquent, une bibliothèque d'algorithmes intégrée dédiée à la détection des anomalies du moteur est établie, à savoir PyPEFD (Python Package for Engine Fault Detection). Différents algorithmes pour la modélisation de base, la détection d'anomalies et l'analyse des tendances sont présentés et comparés. Dans cet article, les données de simulation sont utilisées pour vérifier le fonctionnement des algorithmes de détection d'anomalies, en complétant avec succès la détection de plusieurs défauts et en comparant l'algorithme de précision dans différentes conditions.

Mots-clés : exploration de données ; moteur d'avion; bibliothèque d'algorithmes ; détection d'anomalies ; construction de la ligne de base

1. Introduction

La maintenance prédictive répond principalement au problème de fiabilité du moteur, en garantissant que le moteur d'avion a la capacité de fonctionner normalement dans des conditions spécifiées. Il s'agit d'une condition préalable importante à la sécurité des avions, car les pannes de systèmes critiques pour la sécurité, tels que les moteurs d'avion, peuvent provoquer d'importantes perturbations économiques, voire des accidents majeurs pouvant entraîner des pertes de vies humaines. Par conséquent, la prédiction de la panne moteur est d'une grande importance pour maintenir la fonctionnalité des systèmes critiques pour la sécurité, ce qui impose des exigences plus élevées en matière de surveillance de l'état des performances du moteur [1-3] La tendance au sein de l'industrie de la maintenance aérospatiale est à la recherche de nouvelles technologies, telles que les systèmes de maintenance prédictive basés sur la surveillance de l'état, pour détecter les dégradations plus tôt et planifier de manière proactive les activités de maintenance afin de réduire les événements de maintenance imprévus. Par conséquent, la prévision des pannes des moteurs est d'une grande importance pour maintenir la fonctionnalité des systèmes critiques pour la sécurité, ce qui impose des exigences plus élevées en matière de surveillance de l'état des performances du moteur [4].

La technologie avancée des capteurs a conduit au développement de technologies de surveillance conditionnelle. Pour les applications industrielles, la question frontière de l'analyse de données multimodales devrait être la combinaison des méthodes d'exploration de données applicables [5]. De nos jours, des techniques basées sur les données ont été rapportées dans la littérature pour la surveillance de l'état des moteurs à turbine à gaz. Ces algorithmes peuvent être divisés en classification, clustering, régression, réduction dimensionnelle, etc. William R. et al. proposé un cadre de détection de défauts, combinant le modèle de mélange gaussien et le modèle de Markov caché pour effectuer la détermination de l'état du système VSVA (actionneur d'aube de stator variable) utilisé dans les moteurs d'avion [6] ; Consumi et coll. ont établi une méthode d'inférence bayésienne pour exécuter l'analyse du cheminement des gaz des turboréacteurs [7]. Le modèle de clustering Cluster AD-Flight proposé par Li L utilise l'algorithme DBSCAN (Density-Based Spatial Clustering of Applications with Noise) pour l'analyse de clustering multidimensionnel afin d'exclure les vols anormaux de plusieurs modèles nominaux en phase de Les méthodes basées sur la régression sont également largement utilisées. Ces méthodes utilisent des modèles de régression pour ajuster les données multidimensionnelles, puis détectent les anomalies sur la base des prédictions des modèles de régression et des différences dans les observations de données. Dewallef P et coll. Kalman adapté

check for updates

Citation : Yan, Z. ; Soleil, J. ; Yi, Y. ; Yang, C. ; Sun, J. Cadre de détection des anomalies basé sur les données pour la surveillance de la dégradation complexe des moteurs aéronautiques. Int. J. Turbomach. Propulse. Puissance 2023, 8, 3. https://doi.org/10.3390/ijtpp8010003

Reçu : 2 août 2022
Révisé : 27 janvier 2023
Accepté : 30 janvier 2023
Publié : 1 février 2023

Copyright : © 2023 par les auteurs. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.
Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

Machine Translated by Google

modèle de filtre pour traiter les problèmes de surveillance des performances et de diagnostic des défauts sur la base de plusieurs mesures de chemin de gaz, y compris le débit de carburant, la vitesse du tiroir et la température des aubes et du boîtier du compresseur [9] ; Seo DH et coll. a proposé un cadre de réseau neuronal fusionnant avec une machine à vecteurs de support pour surveiller l'état de fonctionnement du moteur, et le cadre a été appliqué aux données de performances de conception et hors conception d'un turbomoteur qui ont été générées par le programme de simulation de turbine à gaz (GSP) [10].

Un autre sujet lié à la détection des anomalies est la méthode basée sur le quartier. Il sélectionne une distance ou utilise une méthode de mesure de similarité pour définir un quartier, et calcule la distance ou la densité relative entre un point d'échantillonnage et son quartier sous forme de score d'anomalie. Dans ce domaine, Puranik et al. appliqué à la fois le k-voisinage le plus proche (KNN) et le facteur de valeur aberrante locale (LOF) pour effectuer une analyse quantitative de la détection des valeurs aberrantes des données de vol [11]. Une autre méthode KNN utilisée pour la détection des anomalies dans les données est réalisée par Manukyan A et al. visant à détecter des points anormaux instantanés [12].

Cependant, le processus de développement d'un algorithme de détection d'anomalies pour les données du moteur reflète plusieurs problèmes. Premièrement, très peu d'ensembles de données publiques à obtenir. Le développement d'algorithmes nécessite des ensembles de données, en particulier des données de défauts à des fins de vérification, alors que les données réelles du moteur sont difficiles à obtenir en raison de problèmes de confidentialité et que le nombre de défauts contenus est très rare. De plus, les données du moteur impliquent généralement des secrets techniques et ne peuvent pas être facilement divulguées [13]. Deuxièmement, bien qu'il existe de nombreux algorithmes, seule une partie d'entre eux est adaptée à la détection des moteurs, c'est-à-dire qu'il leur manque une bibliothèque d'algorithmes de détection intégrée. Le processus complet de surveillance du moteur comprend la construction de la ligne de base, la détection des anomalies et la prévision des tendances, ce qui nécessite la coopération de plusieurs algorithmes. Enfin, trop d'applications d' algorithmes d'apprentissage automatique classiques et manque de tentatives d'application de nouveaux algorithmes dans le domaine de l'intelligence artificielle pour la surveillance de l'état des moteurs [14].

Cet article a été divisé en cinq sections. La section 2 présente les données de surveillance de l'état du moteur et énumère ses particularités. La section 3 répertorie les techniques d'apprentissage automatique dans la boîte à outils d'algorithmes développée pour la détection des anomalies moteur. La section 4 comprend une description détaillée de l'ensemble de données de simulation des défauts du trajet des gaz du moteur et la comparaison des résultats de détection à l'aide des différents algorithmes de la boîte à outils développé Enfin, la section 5 conclut le travail.

2. Surveillance de l'état des moteurs d'avions commerciaux 2.1. Analyse du cheminement des gaz du moteur

Les performances des moteurs d'avion dépendent de l'interaction soigneusement ajustée entre chaque composant du trajet du gaz. Le compresseur haute pression (HPC) et la turbine haute pression (HPT) sont souvent appelés le moteur principal, chargé de générer de l'énergie que le LPT utilise pour la transformer en puissance mécanique pour entraîner le ventilateur. Les capteurs typiques du système moteur d'avion comprennent les capteurs de température, les capteurs de vitesse et les capteurs de pression situés dans différentes stations du moteur. Ces données brutes des capteurs contiennent des mécanismes de contrôle et de rétroaction ; ainsi, une simple analyse ne peut pas obtenir d'informations efficaces sur la dégradation.

D'autres paramètres de condition, tels que le nombre de Mach, l'altitude et la température atmosphérique, sont inclus pour une analyse plus approfondie. La figure 1 montre les paramètres des capteurs intégrés en ligne d'un turboréacteur à double flux moderne typique, couvrant les principaux composants du circuit de gaz du moteur et les systèmes accessoires importants (systèmes accessoires tels que l'huile de lubrification et le contrôle du carburant), etc. [15].

L'analyse du chemin de gaz (GPA) est une méthode qui relie les variations des paramètres de performance mesurés du moteur résultant de la détérioration du moteur à l'état de ses composants du chemin de gaz [16]. Cela est significatif pour les méthodes de diagnostic existantes des turbines à gaz, qui sont largement utilisées pour la maintenance conditionnelle. Afin de mettre ces méthodes en applications pratiques, l'amélioration de la précision du diagnostic a été au centre du développement de meilleures techniques GPA (17-19).

Machine Translated by Google

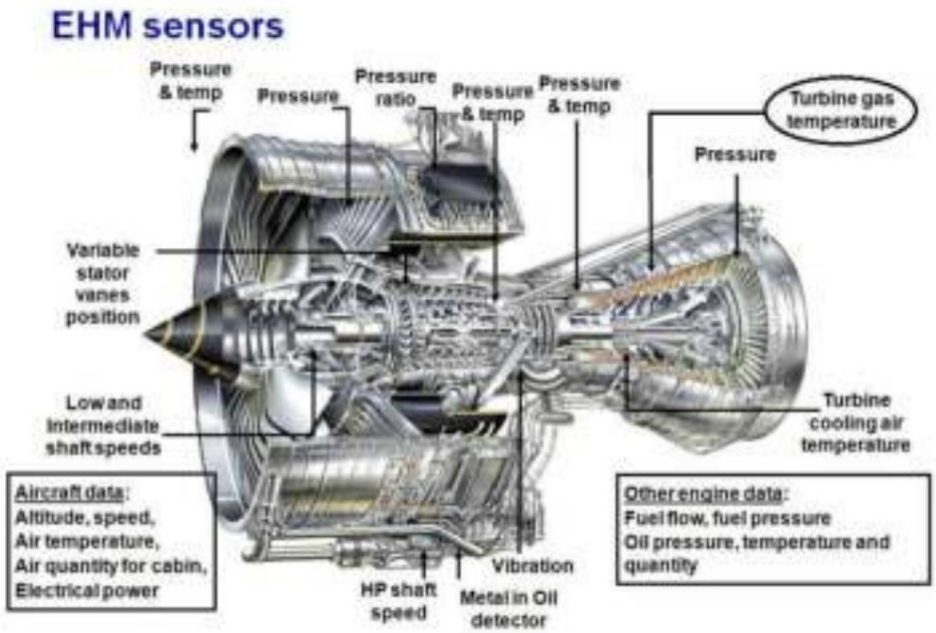


Figure 1. Paramètres typiques du capteur intégré au moteur.

Les approches existantes peuvent être regroupées en deux catégories : les méthodes basées sur la physique et les méthodes basées sur les données. Les méthodes basées sur la physique visent à décrire la physique des mécanismes de défaillance par une modélisation mathématique des composants et des systèmes étudiés . De telles méthodes sont applicables lorsqu'il existe suffisamment d'informations sur les paramètres internes du système et que les mécanismes de défaillance peuvent être paramétrés sur cette base. Houman Hanachi et coll. développé un indicateur de performance robuste basé sur la physique pour les moteurs d'avion [20]. Un modèle thermodynamique complet basé sur la physique pour le trajet des gaz d'un moteur à arbre unique a été développé dans le cadre de leurs travaux pour prédire avec précision le cycle. paramètres basés sur des données d'exploitation réelles limitées. Les processus de dégradation physique ne sont bien compris que pour les composants critiques ou relativement simples, et les approches basées sur la physique sont généralement entravées par leur capacité limitée à ajuster correctement les paramètres de modèles très complexes ou incomplets, ce qui limite le déploiement dans des applications pratiques [21]. . L'approche alternative pour la surveillance de la santé consiste à utiliser des modèles basés sur les données [22]. Ces approches utilisent de grandes quantités de données, provenant de préférence de diverses sources, et appliquent des techniques d'analyse de données telles que l'apprentissage automatique et les réseaux de neurones artificiels pour découvrir des modèles et des relations dans les ensembles de données. Cela signifie qu'en principe aucune connaissance des caractéristiques du système ou du comportement en cas de défaillance n'est requise, ce qui rend l'approche populaire et largement accessible [23].

2.2. Données de surveillance de l'état du moteur

Un vol est divisé en différentes phases de vol, chaque phase a un impact différent sur le moteur, ce qui augmente la difficulté du suivi des données. Actuellement, les enregistreurs à accès rapide (QAR) sont largement adoptés par les compagnies aériennes, fournissant des données de vol complètes échantillonnées en continu à des fréquences de 1 Hz et plus, et permettant la recherche de nouvelles méthodes de surveillance de l'état des moteurs. Toutes les autres fonctions telles que les tests de dépassement et la génération de rapports sont basées et contrôlées par la phase de vol. Pour le diagramme des phases de vol, voir la figure 2. La phase de vol est déterminée sur la base d'une machine de transition d'état, ce qui signifie qu'une fois qu'une phase de vol donnée est entrée, elle ne peut transmettre à une autre phase de vol que dans des conditions définies. Par conséquent, la phase de vol peut être utilisée comme indicateur de performance pour décrire le fonctionnement actuel du moteur. Les phases de vol principalement abordées dans la figure 2 sont présentées dans le tableau 1.

Machine Translated by Google

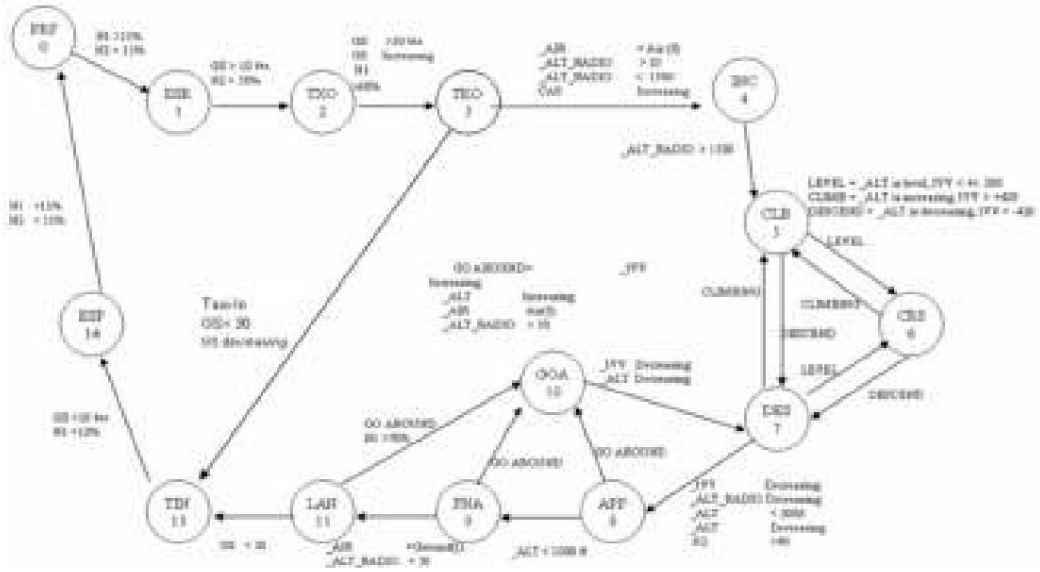


Figure 2. Diagramme des phases de vol.

Tableau 1. Phase de vol.

Nombre	Code	Phase de vol
0	FRP	Avant le vol
1	RSE	Démarrage du moteur
2	TXO	Taxi
3	TKO	Décoller
4	INC.	Montée initiale
5	BEC	Grimper
6	CRS	Croisière
7	DES	Descente
8	APPLICATION	Approche
9	FNA	Approche finale
10	GOA	Faire le tour
11	Réseau local	Atterrissage
12	ÉTIQUETER	Touchez et partez
13	ÉTAIN	Taxi à l'arrivée
14	ESP	Arrêt du moteur

Pour l'acquisition de données de croisière, les points de données doivent être enregistrés dans des conditions de fonctionnement stables , qui sont stabilisées au réglage de croisière pendant au moins 5 minutes avant d'enregistrer les données. Pendant enregistrement, la variation de la vitesse du ventilateur (N1) doit être minimisée et un avion/moteur stable Il faut maintenir les conditions. Pour l'acquisition des données de décollage, les données de surveillance doivent être enregistré dans, ou à proximité, des conditions dans lesquelles le pic d'EGT se produit généralement pour le moteur, ce qui est, pendant un décollage à poussée maximale ou réduite, à n'importe quelle température ambiante. Ces données Les points peuvent effectivement réduire la quantité de données requises pour l'analyse, mais fournissent des peu d'informations pour refléter la variation de l'état de performance du moteur tout au long tout le segment de vol.

L'analyse réelle analyse rarement l'intégralité des données de vol, mais extrait certaines données opérationnelles. points pendant le décollage et la croisière pour la surveillance de l'état. Cependant, la forme du Les données de surveillance de l'état peuvent entraîner des difficultés à faire la distinction entre les défauts et les défauts. dispersion aléatoire. Selon le composant défectueux et la gravité du défaut, il peut prendre plusieurs points de données pour détecter [24], ce qui peut provoquer de fausses alarmes et des alarmes manquées. Par conséquent, une surveillance continue de l'ensemble du segment de vol doit être effectuée pour améliorer le taux de détection des défauts.

Machine Translated by Google

3. Développement d'une boîte à outils d'exploration de données de

moteur Les approches existantes pour l'exploration de données de moteur peuvent être regroupées en trois catégories : construction de lignes, détection d'anomalies et prédiction de tendances.

Le modèle de base est largement utilisé dans la surveillance de l'état des moteurs. Un modèle de base, c'est-à-dire l'indicateur de santé, est proposé pour caractériser l'état de dégradation non observé du moteur. Des techniques de modélisation non paramétriques, telles que la technique d'estimation d'état multivariée (MSET) et la forêt aléatoire (RF), peuvent être adoptées pour calculer l'indicateur de santé. Sur la base du modèle de base développé, la valeur delta entre la valeur réelle et la valeur de base est surveillée en temps réel pour surveiller l'état des composants du chemin de gaz et déclencher un avertissement lorsqu'un défaut se produit.

La détection des anomalies du moteur fait généralement référence à la détection et à la localisation du défaut en analysant l'état mécanique du moteur principal, les dommages mécaniques, les vibrations du moteur, la lubrification, la transmission et les systèmes de contrôle du carburant, et en analysant de manière exhaustive les paramètres de condition de performance [25]. La méthode de détection nécessite la capacité d'isoler le défaut avec précision, mais nécessite également une évaluation quantitative de la gravité du défaut pour fournir des informations pour la prévision de la durée de vie restante et la prise de décision en matière de maintenance. Plusieurs algorithmes différents de détection d'anomalies sont intégrés dans ce module, couvrant des fonctions telles que la détection des valeurs aberrantes, la détection des anomalies de tendance et le clustering.

La prévision des tendances des paramètres inclut la prévision des performances du trajet du gaz et de la durée de vie restante des composants clés. Dans la prévision de tendance, la détérioration progressive des performances est suivie pour obtenir l'état de dégradation de chaque module avant le défaut, puis les informations sont incorporées lors de l'isolement et de l'évaluation du défaut pour améliorer les résultats de l'évaluation de l'état de santé.

Cet article rassemble les algorithmes appliqués à la détection des anomalies moteur et les intègre dans une bibliothèque d'algorithmes, comprenant des algorithmes supervisés et non supervisés. Le tableau 2 présente différents types d'algorithmes impliqués dans la bibliothèque d'algorithmes. En raison des formes complexes de panne moteur, la diversité des algorithmes doit être garantie afin d'améliorer l'efficacité de la détection.

Tableau 2. Détails de l'algorithme.

Taper	Algorithme
Module Construction de base	RF (Forêt aléatoire)
	MSET (Technique d'estimation d'états multiples)
	LSTM (mémoire longue à court terme)
Module de détection d'anomalies	MD (Distance de Mahalanobis)
	Iforest (Forêt d'isolement)
	XGBOD (valeur aberrante de renforcement de dégradé extrême Détection)
	MCD (déterminant de covariance minimale)
	WFCS (compacité floue pondérée par les caractéristiques et Séparation)
	GMM (modèle de mélange gaussien)
	DTW (déformation temporelle dynamique)
	VAE (auto-encodeur variationnel)
Module de prédiction de tendance des paramètres	ARMA (modèle autorégressif à moyenne mobile)
	Modèle spatial d'état

Cet article utilise principalement les quatre méthodes de détection d'anomalies suivantes.

1. Forêt d'isolement, IF

Machine Translated by Google

La forêt d'isolement est un algorithme d'apprentissage non supervisé pour la détection d'anomalies qui fonctionne sur le principe de l'isolement des anomalies [25]. Au lieu d'essayer de construire un modèle d' instances normales, il isole explicitement les points anormaux dans l'ensemble de données. Le principal avantage de cette approche est la possibilité d'exploiter les techniques d'échantillonnage dans une mesure qui n'est pas autorisée par les méthodes basées sur les profils, créant ainsi un algorithme très rapide avec une faible demande de mémoire. d'autres algorithmes pour un système de détection de pannes efficace.

2. Détection des valeurs aberrantes à amplification de gradient extrême, XGBOD

XGBOD est démontré pour la détection améliorée des valeurs aberrantes des observations normales. vations dans divers ensembles de données pratiques. Il combine les atouts des méthodes d'apprentissage automatique supervisées et non supervisées en créant une approche hybride qui exploite chacune de leurs capacités de performance individuelles dans la détection des valeurs aberrantes du moteur. Comparé à d'autres méthodes d'ensemble de valeurs aberrantes semi-supervisées, XGBOD offre de meilleures capacités prédictives, élimine la dépendance à la création de sous-échantillons équilibrés et à la moyenne des résultats, et améliore l'efficacité avec une exécution plus stable [26].

3. Déterminant de covariance minimale, MCD

La méthode du déterminant de covariance minimale (MCD) de Rousseeuw (1984) est un estimateur très robuste de localisation et de dispersion multivariée [27], utilisant les distances de Mahalanobis comme scores aberrants. Son objectif est de trouver h observations (sur n) dont la matrice de covariance a le déterminant le plus bas.

4. Machine à vecteurs de support à une classe, OCSVM

Support Vector Machine (SVM) est une méthode de classificateur linéaire généralisée pour la classification binaire des données, qui appartient à l'apprentissage supervisé. SVM est défini comme un classificateur linéaire avec l'intervalle maximum dans l'espace des caractéristiques, et sa stratégie d'apprentissage est de maximiser l'intervalle, qui est finalement transformé en solution d'un problème de programmation quadratique. La différence entre la machine à vecteurs de support à une classe (OCSVM) et la machine à vecteurs de support est qu'il n'existe qu'une seule catégorie de données d'entraînement. Lorsque les données de test sont entrées dans le modèle, celui-ci détectera si elles sont similaires aux données d'entraînement. Pour la détection d'anomalies, les données d'apprentissage sont des échantillons de santé, et le fait de savoir si les données de test sont anormales est déterminé en évaluant si les données de test sont similaires

4. Étude de cas : simulation de défauts de chemin de gaz

Un cas de test d'application est réalisé sur un turboréacteur à double flux, partiellement mélangé et à taux de dilution élevé, représentatif des turboréacteurs à double flux modernes de l'aviation civile. Le modèle de performances du moteur se compose de 10 paramètres de santé pour caractériser l'état de cinq composants et 7 mesures de performances représentatives d'un ensemble de mesures des turboréacteurs civils d'aujourd'hui sont produites par le modèle. La figure 3 montre le processus de l'ensemble du cas de recherche. Les paramètres spécifiques sont présentés dans la figure 4 et le tableau 3.

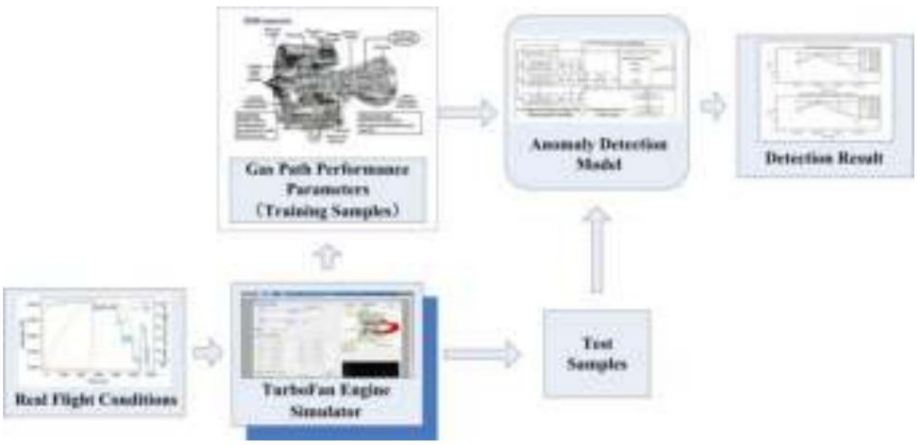


Figure 3. Processus d'étude de cas.

Machine Translated by Google

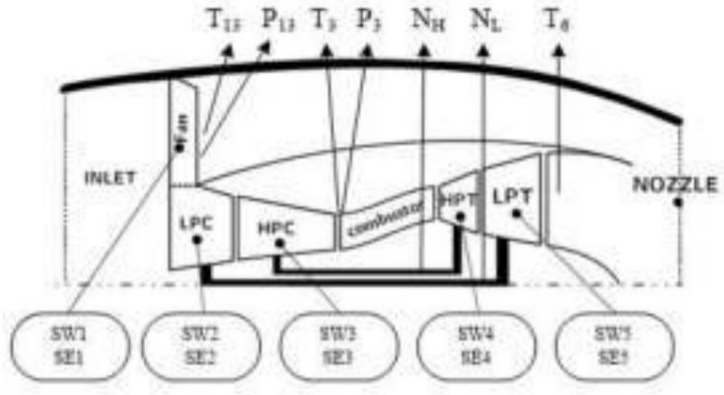


Figure 4. Présentation des paramètres de simulation des performances du moteur.

Tableau 3. Détails des paramètres.

Paramètre de santé	Mesure des performances du chemin de gaz
Facteur de correction du débit du ventilateur SW1 (%)	Pression de sortie du ventilateur P13 (bar)
Facteur de correction de l'efficacité du ventilateur SE1 (%)	Température de sortie du ventilateur T13 (C)
Facteur de correction du débit LPC SW2 (%)	Température de sortie du HPC T3 (C)
Facteur de correction d'efficacité LPC SE2 (%)	Pression de sortie du HPC P3 (bar)
Facteur de correction de débit HPC SW3 (%)	Vitesse du rotor basse pression NL (tr/min)
Facteur de correction d'efficacité HPC SE3 (%)	Vitesse du rotor haute pression NH (tr/min)
Facteur de correction de débit HPT SW4 (%)	Température des gaz d'échappement T6 (C)
Facteur de correction d'efficacité HPT SE4 (%)	Pression d'entrée du HPC P2 (bar)
Facteur de correction du débit LPT SW5 (%)	Température d'entrée du HPC T2 (C)
Facteur de correction d'efficacité LPT SE5 (%)	

4.1. Processus de simulation

Toutes les données de simulation sont obtenues à l'aide de TurboFan Engine Simulator. En saisissant une condition de travail spécifique, le logiciel de simulation peut calculer les paramètres de performance sous la condition.

Tout d'abord, une flotte de moteurs est simulée. Les composants du système subiront une dégradation en raison de l'usure résultant de l'utilisation. Il s'agit le plus souvent d'un phénomène lent, qui est détecté par rapport aux performances passées sur le même moteur. Il est très difficile de détecter un baisse d'efficacité en valeur absolue, car chaque unité de la flotte a des valeurs initiales légèrement différentes l'usure du sous-composant du moteur due aux tolérances de fabrication et d'assemblage, qui entraîne des différences dans les paramètres de santé de chaque composant moteur de la flotte, tels que efficacité et fluidité.

Tout d'abord, une flotte de moteurs est simulée. Les composants du système

Pour les raisons ci-dessus, chaque moteur de la flotte de démarrage peut être distingué en fonction de la différence dans les paramètres de santé initiaux. En supposant que l'écart entre le les paramètres de santé d'une unité moteur spécifique et la valeur de base sont conformes à un triangle distribution, les valeurs d'écart maximales et minimales des paramètres de chaque composant sont présentés dans le tableau 4.

Basé sur la distribution triangulaire des paramètres, cet article adopte la méthode de Monte Carlo a l'idée de sélectionner des valeurs au hasard et génère 100 ensembles de paramètres de santé corporelle unitaires valeurs d'écart et les utilise pour distinguer chaque moteur spécifique. La figure 5 montre le distribution triangulaire de l'écart d'efficacité du ventilateur.

Après avoir obtenu les données de la flotte, l'étape suivante consiste à simuler différentes conditions de décollage pour chaque moteur individuel. Chaque ensemble de simulations de conditions de décollage différentes représente un vol spécifique. La méthode de simulation est la même que celle des données de flotte. En supposant que les paramètres de la condition de décollage sont également conformes à la distribution triangulaire, le les valeurs d'écart maximales et minimales sont indiquées dans le tableau 5.

Machine Translated by Google

Tableau 4. Écart des paramètres de santé.

Paramètre de santé	Déviation minimale	Déviation maximale
Facteur de correction du débit du ventilateur SW1 (%)	−1	1
Facteur de correction de l'efficacité du ventilateur SE1 (%)	−0,3	0,1
Facteur de correction du débit LPC SW2 (%)	−1	1
Facteur de correction d'efficacité LPC SE2 (%)	−1	0,5
Facteur de correction de débit HPC SW3 (%)	−1	1
Facteur de correction d'efficacité HPC SE3 (%)	−0,6	0,6
Facteur de correction de débit HPT SW4 (%)	−1,5	1,5
Facteur de correction d'efficacité HPT SE4 (%)	−0,35	0,15
Facteur de correction du débit LPT SW5 (%)	−0,5	0,5
Facteur de correction d'efficacité LPT SE5 (%)	−0,5	0,5

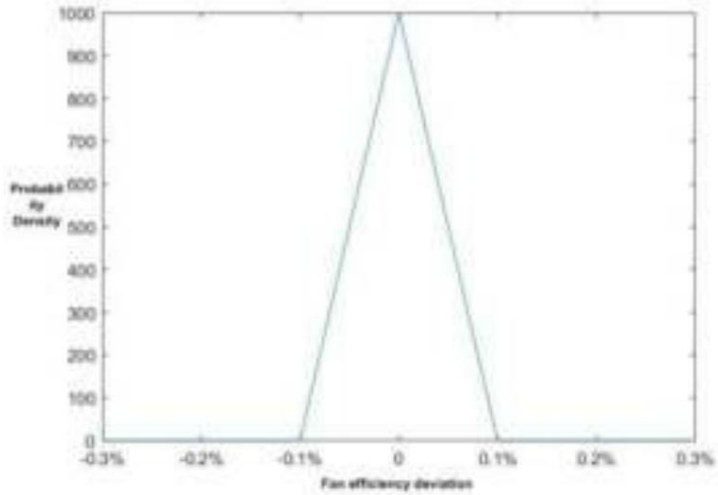


Figure 5. Densité de probabilité de l'écart d'efficacité du ventilateur.

Tableau 5. Écart des paramètres de condition.

Paramètres de condition	Minimum Déviation	Maximum Déviation
Altitude (m)	−500	500
Nombre de Mach	0,24	0,26
Atmosphérique standard différence de température (C)	−20	20
Débit de carburant (kg/s)	0,83	0,97

−500

−20

Chaque moteur génère de manière aléatoire 1 000 ensembles de valeurs de paramètres de condition pour la simulation de vols . Une fois le calcul de simulation terminé, les données de performances de 100 moteurs est obtenu, et 1000 vols sont simulés pour chaque moteur. Les paramètres du trajet du gaz calculés à l'aide du modèle de performance ne contiennent pas de bruit, mais en pratique le capteur introduira inévitablement du bruit de mesure. Par conséquent, une certaine quantité de Gaussien le bruit est ajouté aux paramètres du trajet du gaz pour simuler le bruit de mesure réel.

4.2. Prétraitement des données et injection de défauts

Le modèle de base du moteur peut refléter les relations fonctionnelles de base du moteur paramètres de performance dans un état sain. Lorsque le moteur est en bon état, le valeur d'écart du paramètre de performance obtenue en soustrayant la valeur de référence de la valeur de mesure réelle devrait théoriquement fluctuer autour de 0. L'anomalie la détection du paramètre de performance du moteur peut être réalisée en analysant l'écart séquence de valeurs.

Machine Translated by Google

Les deltas de mesure des performances (ΔY) de chaque paramètre doivent être calculés pour faciliter la détection de l'algorithme. La formule est la suivante :

$$\Delta Y = Y - Y0 \quad (1)$$

où Y représente la valeur du paramètre et Y0 la valeur nominale à une valeur typique. condition de décollage lorsque le moteur est dans un état propre et neuf. (C'est-à-dire en utilisant le Algorithme Random Forest pour la régression des paramètres).

L'écart du paramètre de santé est calculé comme suit :

$$\Delta f = (f - f0) \cdot 100\ \% \quad (2)$$

où f 0 = 1 signifie que le moteur est dans un état propre et neuf. L'interrelation entre les écarts des paramètres de santé et les deltas des mesures sont exprimés à travers un multi modèle de régression variable, obtenu par linéarisation des performances du moteur modèle à un point de fonctionnement de décollage typique.

Dans cet article, deux types de valeurs de référence Y0 sont calculées. La première consiste à sélectionner au hasard 400 ensembles de données provenant de toutes les données sur l'état de santé de la flotte pour calculer une valeur de référence. Le l'autre est basé sur les 400 premières données de santé de chaque moteur, soit un total de 20 moteurs personnalisés les valeurs de référence ont été établies séparément.

Les défauts des composants sont simulés en déviant les paramètres de santé correspondants à partir de leurs valeurs nominales, c'est-à-dire des écarts de débit et d'efficacité de chaque module. À démontrer le mécanisme de fusion d'informations proposé, un ensemble typique de scénarios de pannes a été examiné, qui couvre différents défauts possibles dans tous les composants individuels (donné dans le tableau 6).

Tableau 6. Modes de défaillance.

Modes de défaillance	Modifications des paramètres de santé
Mode de défaillance A	Le débit du ventilateur baisse de 1 %, l'efficacité baisse de 1,5 %
Mode de défaillance B	Le débit HPC baisse de 1 %, l'efficacité baisse de 0,7 %
Mode de défaillance C	Le débit HPT baisse de 1 %, le rendement baisse de 1 %
Mode de défaillance D	Le débit LPT diminue de 1 %, l'efficacité diminue de 0,5 %
Mode de défaillance E	L'efficacité du HPC a diminué de 1,5 %
Mode de défaillance F	L'efficacité du HPT a diminué de 1,5 %

Pour chaque cas de défaut, une série de n = 400 jeux de mesures issus du site d'exploitation du décollage. un point a été enregistré pour le suivi, dont 20 échantillons de flotte et 20 monomoteurs des échantillons. Ils ont été sélectionnés au hasard à partir des données de la flotte sans les restituer. Le premier 360 ensembles sont des données sur l'état de santé et les 40 derniers ensembles sont des conditions anormales (injection selon au mode de défaillance du tableau 4).

4.3. Analyse et comparaison des résultats

Dans la détection, quatre classificateurs binaires, IForest, XGBOD, MCD, OCSVM (une classe machine à vecteurs de support), sont choisis comme algorithmes de détection. Les algorithmes produiront deux indicateurs pour mesurer l'exactitude de la classification : AUC et Précision. L'AUC est la zone sous la courbe ROC, sa valeur est équivalente à la probabilité qu'un élément choisi au hasard Un exemple positif est mieux classé qu'un exemple négatif choisi au hasard. Quant à la précision, c'est la probabilité du nombre d'exemples réellement positifs dans l'échantillon prédit qu'il sera positif.

Cet article compare les résultats des tests sous les trois aspects suivants :

1. Comparaison des effets de détection des anomalies entre le modèle de base de la flotte et un modèle unique modèle de base personnalisé :

Les valeurs d'écart obtenues à partir des deux modèles de base sont entrées dans l' algorithme de forêt d'isolement, MCD, XGBOD, OCSVM. La valeur de l'AUC et le taux de précision du

Machine Translated by Google

la détection anormale de six modes anormaux est calculée par le modèle d'algorithme. Chaque algorithme ayant été testé plusieurs fois, le résultat du calcul est la moyenne de plusieurs tests. Après détection, la comparaison de l'ASC et de la précision est présentée dans la figure ci-dessous.

Il ressort des figures 6 et 7 que seuls trois défauts (c'est-à-dire les défauts C, D et E) ont une précision de détection relativement élevée. Les cas de panne restants sont mal diagnostiqués. Parmi les quatre algorithmes de détection d'anomalies, XGBOD est un algorithme d'apprentissage d'ensemble, l' effet global est donc le meilleur. L'effet global de détection des anomalies de MCD et IForest n'est pas très différent. Dans les modes anormaux A et F, IForest est meilleur que MCD. En mode anormal B, MCD est meilleur que IForest. OCSVM a globalement le pire effet de détection d'anomalies.

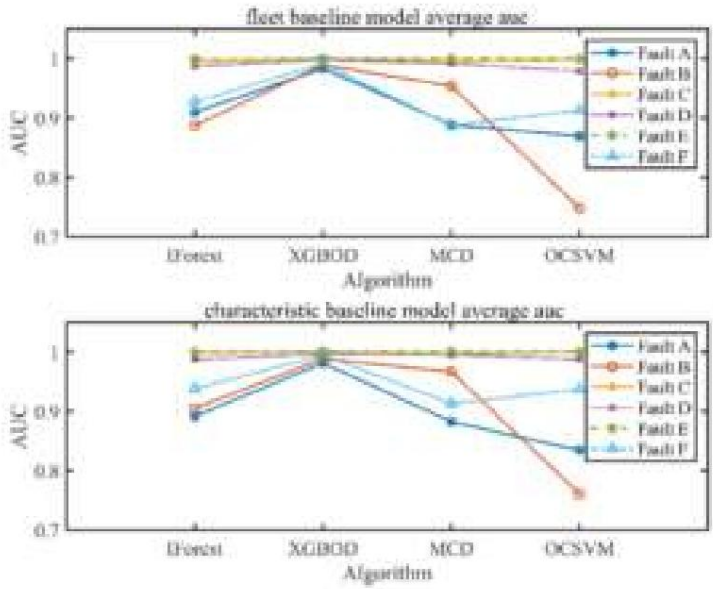


Figure 6. Comparaison des valeurs de l'ASC.

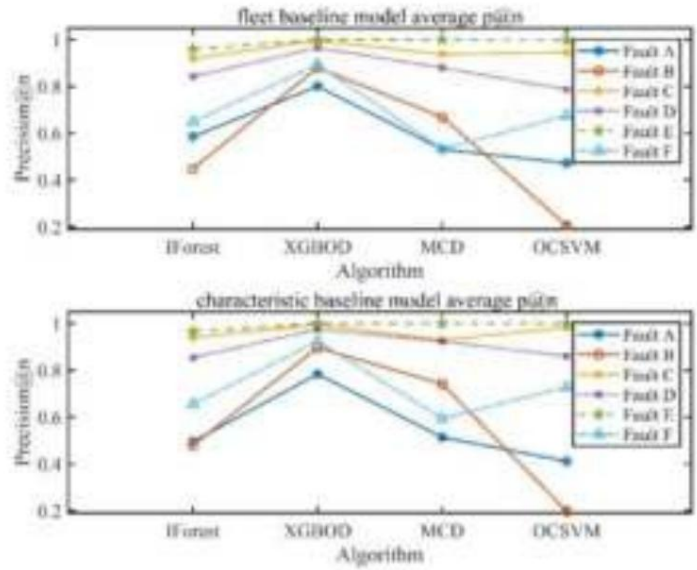


Figure 7. Comparaison de précision.

2. L'influence des paramètres de performances du moteur sur l'effet de détection des anomalies :

Dans ce qui précède, les valeurs d'écart des neuf paramètres de performance sont toutes détectées pour anomalie. Dans la situation réelle, les données collectées par le capteur n'incluent pas la pression d'entrée et la température d'entrée du HPC. Par conséquent, cette section comparera les effets de détection des anomalies des neuf paramètres et des sept paramètres. Les tableaux 7 et 8 montrent les résultats.

Machine Translated by Google

Tableau 7. Résultats de détection (AUC).

Échec Modes	IForêt		XGBOD		MCD		OCSVM	
	Neuf PARAMÈTRE	Sept PARAMÈTRE	Neuf PARAMÈTRE	Sept PARAMÈTRE	Neuf PARAMÈTRE	Sept PARAMÈTRE	Neuf PARAMÈTRE	Sept PARAMÈTRE
UN	0,89	0,81	0,98	0,92	0,88	0,89	0,83	0,83
B	0,90	0,85	0,99	0,98	0,96	0,92	0,76	0,75
C	0,99	0,99	1.0	1.0	0,99	0,99	0,99	0,99
D	0,98	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,98	0,98
E	0,99	0,99	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
F	0,94	0,95	0,99	0,99	0,91	0,91	0,93	0,94

Tableau 8. Résultats de détection (précision).

Échec Modes	IForêt		XGBOD		MCD		OCSVM	
	Neuf PARAMÈTRE	Sept PARAMÈTRE	Neuf PARAMÈTRE	Sept PARAMÈTRE	Neuf PARAMÈTRE	Sept PARAMÈTRE	Neuf PARAMÈTRE	Sept PARAMÈTRE
UN	0,49	0,36	0,78	0,71	0,51	0,53	0,41	0,41
B	0,48	0,43	0,90	0,79	0,74	0,57	0,20	0,19
C	0,94	0,90	0,99	0,99	0,93	0,96	0,98	0,98
D	0,85	0,83	0,98	0,97	0,92	0,94	0,86	0,86
E	0,97	0,98	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1.0
F	0,66	0,72	0,92	0,91	0,59	0,62	0,73	0,73

Les modes de défaillance non identifiés avec précision étaient les modes de défaillance A et B. Pour la défaillance le mode B, le défaut HPC avec une réduction simultanée du rendement et de la capacité de débit, ce qui peut affecter le composant LPC, entraînant une diminution évidente de l'efficacité du LPC. En raison du ensemble limité de mesures de performances embarquées, les mesures entre le LPC et Les HPC sont insuffisants pour caractériser toutes les informations de panne, pour lesquelles ils partagent une modèle d'observation de mesure en raison de la défaillance.

3. L'influence des différents niveaux de bruit sur l'effet de détection :

Outre la limitation des mesures du capteur embarqué, le bruit de mesure peut introduisent également de l'incertitude dans l'estimation des paramètres de santé. Surtout quand la faute l'ampleur est relativement plus petite, la signature de la défaillance peut être masquée dans la mesure bruit, provoquant des conclusions de diagnostic erronées. Deux types de bruit sont utilisés pour traiter le données ici. La quantité de bruit est indiquée dans le tableau 9.

Tableau 9. Paramètre de bruit.

Paramètre de performance du chemin de gaz	Bruit A	Bruit B
Pression de sortie du ventilateur P13 (bar)	0,25%	0,5%
Température de sortie du ventilateur T13 (C)	0,4%	0,8%
Pression d'entrée du HPC P2 (bar)	0,25%	0,5%
Température d'entrée du HPC T2 (C)	0,4%	0,8%
Température de sortie du HPC T3 (C)	0,25%	0,5%
Pression de sortie du HPC P3 (bar)	0,4%	0,8%
Température des gaz d'échappement T6 (C)	0,4%	0,8%
Vitesse du rotor basse pression NL (tr/min)	0,05%	0,1%
Vitesse du rotor haute pression NH (tr/min)	0,05%	0,1%

L'analyse des tests pour les résultats des tests ci-dessus est donnée ici. Premièrement, dans la détection de modèle de base différent, les modes de défaillance B, C, D, E et F montrent un meilleur effet avec un seul modèle de base du moteur. Cependant, lors de la détection du mode de défaillance A, l'effet de détection du modèle de référence de la flotte est plus précis, ce qui signifie que le mode de défaillance A est moins affecté par la différence de performances du moteur. Le ventilateur est l'air le plus exposé

Machine Translated by Google

composant de chemin du moteur. Par rapport aux changements dans le flux interne et l'efficacité de composants, les changements dans l'environnement externe sont plus susceptibles d'affecter l'efficacité de le ventilateur.

Deuxièmement, la plupart des algorithmes obtiennent de meilleurs résultats de détection lorsque les performances d'entrée les paramètres sont neuf. Cependant, l'algorithme MCD fonctionne encore mieux lorsque l'entrée les paramètres sont au nombre de sept, ce qui peut être lié au calcul interne du Mahalanobis distance. Lorsque la dimensionnalité du point de données augmente, le Mahalanobis calculé la distance augmentera également. Si les informations de défaut ne peuvent être reflétées que par quelques paramètres, l'ajout de dimensions de paramètres supplémentaires peut masquer les informations de défaut qui doivent être exprimé par la valeur de la distance, et cela peut conduire à une mauvaise appréciation de l'algorithme.

Troisièmement, les résultats de détection du cas de bruit sont présentés dans le tableau 10. L'indicateur « Précision » est plus visiblement affecté par le bruit, il est donc sélectionné comme cible d'observation.

Tableau 10. Résultat de détection de différents bruits.

Échec Modes	IForêt		XGBOD		MCD		OCSVM	
	Bruit A	Bruit B	Bruit A	Bruit B	Bruit A	Bruit B	Bruit A	Bruit B
UN	0,49	0,42	0,78	0,72	0,51	0,56	0,41	0,31
B	0,48	0,48	0,89	0,73	0,74	0,59	0,20	0,37
C	0,94	0,73	0,99	0,99	0,93	0,71	0,98	0,92
D	0,85	0,75	0,98	0,97	0,92	0,83	0,86	0,85
E	0,97	0,94	1,0	1,0	1,0	0,99	1,0	1h00
F	0,65	0,49	0,92	0,80	0,59	0,33	0,73	0,66

On peut observer que la capacité de détection de tous les algorithmes diminue une fois le bruit éliminé. doublé. Parmi eux, la précision de détection des modes de défaillance C, D et F est significativement réduite, qui sont toutes des pannes de turbine. Ceci montre les écarts de débit et d'efficacité de Les composants de la turbine ont moins d'impact sur le moteur, ce qui peut être facilement masqué par le bruit.

Sur la base des résultats ci-dessus, l'algorithme XGBOD présente la précision de détection la plus élevée. Il fait bon usage de ses avantages en tant qu'algorithme intégré et fonctionne bien dans le cas de paramètres réduits ou d'augmentation du bruit. En revanche, la précision de détection d'IForest et Les algorithmes OCSVM ne sont pas d'un bon niveau. En raison du manque de données de formation, IForest a échoué pour jouer son avantage dans la détection de données massives. Quant à OCSVM, il est surtout bon dans classification unique [28], et elle ne fonctionne pas bien sur deux problèmes de classification.

En termes de modes de défaillance, le mode de défaillance E présente la précision de détection la plus élevée. Ce montre que l'efficacité réduite du compresseur haute pression affectera sérieusement le performances de l'ensemble du moteur. En revanche, le taux de détection de chaque algorithme pour le mode de défaillance A est relativement faible. La raison peut être que les paramètres sélectionnés ne peuvent pas représente bien les caractéristiques de la défaillance, ou la défaillance elle-même a un faible impact sur performances du moteur.

5. Conclusions

Cet article présente une revue détaillée d'une bibliothèque d'algorithmes expérimentaux d'exploration de données pour la surveillance de l'état des moteurs, qui comprend différents types d'algorithmes (baseline construction, détection d'anomalies, prédiction de tendances). La bibliothèque d'algorithmes est validée sur les données de simulation moteur, ce qui montre une grande efficacité dans la détection de différents types d'échec.

Les innovations de la bibliothèque d'algorithmes sont listées ci-dessous :

1. Cette bibliothèque d'algorithmes est spécifiquement établie pour la surveillance de l'état du moteur ;
2. L'ensemble de données de simulation utilisé dans cet article peut être rendu public pour vérification par d'autres développeurs d'algorithmes de détection d'anomalies ;
3. Comparez les différences de performances des algorithmes de détection d'anomalies dans chaque condition pour fournir une référence pour les applications d'ingénierie réelles.

Machine Translated by Google

Dans la partie étude de cas de l'article, la simulation des données de performance de l'état de santé et des conditions anormales du parc de moteurs est effectuée. Les modèles de base de la flotte et d'un moteur unique sont établis respectivement, et les séquences de valeurs d'écart obtenues à partir de différents modèles de base sont comparées pour la détection d'anomalies. Cet article a testé quatre algorithmes de détection d'anomalies : Isolé Forêt, XGBOD, MCD, OCSVM. Les conclusions sont les suivantes :

1. Différents modes anormaux ont des effets différents sur les paramètres de performances du moteur, conduisant à des résultats de détection différents. Les résultats globaux de détection des anomalies HPC et HPT sont les meilleurs ;
2. Dans la comparaison des quatre algorithmes, la détection des anomalies XGBOD basée sur l'idée intégrée est la plus précise et peut détecter la plupart des valeurs aberrantes ; 3. En termes de séquences de valeurs d'écart obtenues par différents modèles de base, le modèle individualisé est légèrement meilleur que le modèle de flotte basé sur les données de la flotte dans la détection des anomalies ;
4. La réduction des paramètres de surveillance de l'état et l'augmentation du bruit réduiront la précision de la détection.

L'application réussie de ces algorithmes prouve la fiabilité et l'efficacité de la bibliothèque d'algorithmes. Pour améliorer encore les performances de la bibliothèque d'algorithmes, différentes conditions opératoires doivent encore être étudiées. Par conséquent, une future direction de recherche potentielle est la validation des données de défaillance réelles, ainsi que l'installation de nouveaux algorithmes.

Contributions des auteurs : Conceptualisation, JS (Jianzhong Sun) ; méthodologie, YY; validation, ZY ; enquête, YY, CY et JS (Jingbo Su) ; ressources, CY et JS (Jingbo Sun) ; conservation des données, YY ; rédaction – préparation du projet original, ZY ; rédaction – révision et édition, ZY ; visualisation, ZY et YY ; acquisition de financement, JS Tous les auteurs ont lu et accepté la version publiée du manuscrit.

Financement : Ce travail a été soutenu par la Fondation nationale des sciences naturelles de Chine (n° 91860139).

Déclaration du comité d'examen institutionnel : sans objet.

Déclaration de consentement éclairé : sans objet.

Déclaration de disponibilité des données : Les données présentées dans cette étude sont disponibles sur demande auprès de l' auteur correspondant. Les données ne sont pas accessibles au public car elles sont en cours de mise à jour.

Remerciements : Ce travail a été soutenu par le projet de soutien stable de l'établissement de turbines à gaz du Sichuan de l'AECC.

Conflits d'intérêts : Les auteurs ne déclarent aucun conflit d'intérêts.

Références

1. Zaccaria, V. ; Stenfelt, M. Cadre de surveillance et de diagnostic de flotte basé sur le jumeau numérique des moteurs d'avion. Dans les actes de la conférence et exposition technique sur les turbomachines ASME Turbo Expo 2018, Oslo, Norvège, 11-15 juin 2018.
2. Ho, LM Application de seuils adaptatifs dans la détection robuste de défauts d'un actionneur électromécanique de direction à une roue. Procédure IFAC. Vol. 2012, 45, 259-264. [Référence croisée]
3. Palacios, A. ; Martniez, A. ; Sánchez, L. ; Couso, I. Extraction de modèles séquentiels appliquée à la surveillance de l'état des moteurs d'avion avec des données de santé incertaines. Ing. Appl. Artif. Intell. 2015, 44, 10-24. [Référence croisée]
4. Ying, Y. ; Cao, Y. ; Li, S. ; Li, Y. Approche d'estimation de l'état de santé des turbines à gaz basée sur un modèle non linéaire en régime permanent avec amélioration algorithme d'optimisation d'essaim de particules. Mathématiques. Problème. Ing. 2015, 2015, 940757. [Réf. croisée]
5. Frolik, J. ; Abdelrahman, M. ; Kandasamy, PA Approche basée sur la confiance pour l'auto-validation, la fusion et la reconstruction de données de capteurs quasi redondantes. IEEETrans. Instrument. Mesures. 2001 : 50, 1761-1769. [Référence croisée]
6. William, RJ ; Huh, LE ; Li, P. ; Kadirkamanathan, V. ; Mills, AR Surveillance de l'état des moteurs de turbine à gaz à l'aide d'un mélange gaussien et les modèles de Markov cachés. Int. J. Progn. Gestion de la santé. 2018, 9, 1-15.
7. Consumi, M. ; d'Agostino, L. Surveillance et diagnostic de panne d'un turboréacteur par inférence bayésienne. Dans Actes du 13e Symposium international sur les moteurs respiratoires à air, ISABE 97-7146, Chattanooga, TN, États-Unis, 7-12 septembre 1997 ; pages 1082 à 1096.
8. Li, L. ; Das, S. ; Hansman, J. ; Palacios, R. ; Srivastava, AN Analyse des données de vol à l'aide de techniques de clustering pour détecter les opérations anormales. J. Aérosp. Inf. Système. 2015, 12, 1-12. [Référence croisée]

Machine Translated by Google

9. Dewallef, P. ; Leonard, O. Surveillance des performances en ligne et diagnostic du moteur à l'aide de techniques de filtrage de Kalman robustes. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo 2003, Atlanta, GA, États-Unis, 16-19 juin 2003 ; pp. 395-403.
10. Seo, DH ; Roh, TS; Choi, DW Diagnostic des défauts d'un moteur à turbine à gaz utilisant un SVM-ANN hybride avec un système de modules dans état hors conception. J. Mech. Sci. Technologie. 2009, 23, 677-685. [Référence croisée]
11. Breunig, MM; Kriegel, HP; Ng, RT ; Sander, J. LOF : Identification des valeurs aberrantes locales basées sur la densité. ACM SIGMOD Rec. 2000, 29, 93-104. [Référence croisée]
12. Manukyan, A. ; Olivares-Mendez, MA; Voos, H. ; Geist, M. Identification de la dégradation en temps réel des drones à l'aide de techniques d'apprentissage automatique. Dans les actes de la conférence internationale de l'IEEE sur les systèmes d'avions sans pilote, Miami, FL, États-Unis, 13-16 juin 2017 ; pages 1223 à 1230.
13. Santur, Y. ; Karaköse, M. ; Akin, E. Approche de diagnostic aléatoire basée sur la forêt pour l'inspection des défauts ferroviaires dans les chemins de fer. Dans Actes de la Conférence nationale 2016 sur le génie électrique, électronique et biomédical (ELECO), Bursa, Turquie, 1er-3 décembre 2016 ; pp. 745-750.
14. Chanson, X. ; Wu, M. ; Jermaine, C. ; Ranka, S. Détection conditionnelle des anomalies. IEEETrans. Connaître. Ingénierie des données. 2007, 19, 631-645. [Référence croisée]
15. Zaidan, B. ; Arbayani, M. Approches bayésiennes pour les pronostics de systèmes complexes. doctorat Thèse, Université de Sheffield, Sheffield, Royaume-Uni, 2014.
16. Stamatis, A. ; Papailiou, KD Analyse du trajet du gaz dans les conditions de fonctionnement discrètes. Dans les actes du moteur AGARD-CP-448 Condition Monitoring—Technologie et expérience, Québec, Canada, 30 mai – 3 juin 1988.
17. Jaw, LC Progrès récents dans les technologies de gestion de l'état des moteurs d'avion (EHM) et recommandations pour la prochaine étape. Dans Actes de l'ASME Turbo Expo, GT2005-68625, Reno, NV, États-Unis, 6-9 juin 2005 ; pp. 683-695.
18. Li, YG Diagnostics de turbine à gaz basés sur l'analyse des performances : une revue. J Power Energy 2002, 216, 363-377. [Référence croisée]
19. Marinai, L. ; Probert, D. ; Singh, R. Perspectives du diagnostic des turbines à gaz aéronautiques : une revue. Appl. Énergie 2004, 79, 109-126. [Référence croisée]
20. Hanachi, H. ; Liu, J. ; Ba Nerjee, A. ; Chen, Y. ; Koul, A. Un indicateur de performance basé sur la physique pour les moteurs à turbine à gaz dans des conditions de fonctionnement variables. Dans Actes de l'ASME Turbo Expo 2014 : Conférence technique et exposition sur les turbines, Düsseldorf, Allemagne, 16-20 juin 2014. GT2014-26367.
21. Daigle, MJ; Goebel, K. Une approche de pronostic basée sur un modèle appliquée aux vannes pneumatiques. Int. J. Progn Gestion de la santé. 2011, 2, 1-16.
22. Loboda, moi ; Pérez-Ruiz, JL; Yepifanov, S. Une analyse comparative d'une approche de diagnostic de turbine à gaz basée sur les données. Dans Actes de l'ASME Turbo Expo 2018 : Conférence et exposition techniques sur les turbomachines, Oslo, Norvège, 11-15 juin 2018.
23. Zhong, SS ; Chanson, F. ; Lin, L. Une nouvelle méthode de diagnostic des pannes de turbine à gaz basée sur l'apprentissage par transfert avec CNN. Mesure 2019, 137, 435-453.
24. Nairac, A. ; Townsend, N. ; Carr, R. ; Roi, S. ; Cowley, P. ; Tarassenko, L. Un système pour l'analyse des données de vibration des moteurs à réaction. Intégré. Calculer. Ing. aidé. 1999, 6, 53-56. [Référence croisée]
25. Liu, FT; Ting, KM; Zhou, ZH Forêt d'isolement. Dans les actes de la huitième conférence internationale de l'IEEE sur l'exploration de données, Pise, Italie, 15-19 décembre 2008 ; pp. 413-422.
26. Zhao, Y. ; Hryniewicki, MK XGBOD : Amélioration de la détection supervisée des valeurs aberrantes grâce à l'apprentissage des représentations non supervisé. Dans Actes de la conférence conjointe internationale de l'IEEE sur les réseaux de neurones, Rio de Janeiro, Brésil, 8-13 juillet 2018.
27. Rousseeuw, PJ; Driessen, KV Un algorithme rapide pour l'estimateur du déterminant de covariance minimale. Technométrie 1999, 41, 212-223. [Référence croisée]
28. Scholkopf, B. ; Platt, JC; Shawe-Taylor, J. ; Smola, AJ; Williamson, RC Estimation du support d'une distribution de grande dimension. Calcul neuronal. 2001, 13, 1443-1471. [Référence croisée] [Pub Med]

Avis de non-responsabilité/Note de l'éditeur : Les déclarations, opinions et données contenues dans toutes les publications sont uniquement celles du ou des auteurs et contributeurs individuels et non de MDPI et/ou du ou des éditeurs. MDPI et/ou le(s) éditeur(s) déclinent toute responsabilité pour tout préjudice corporel ou matériel résultant des idées, méthodes, instructions ou produits mentionnés dans le contenu.

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Article

Détermination numérique de la rugosité équivalente du sable de la surface d'une turbopompe et de son influence sur la rugosité Caractéristiques de la pompe

Benjamin Torner*, Duc Viet Duong et Frank-Hendrik Wurm

Institut des turbomachines, Université de Rostock, Albert-Einstein Str. 2, 18059 Rostock, Allemagne *
Correspondance : benjamin.torner@uni-rostock.de

Résumé : Le calcul correct des écoulements sur des surfaces rugueuses dans des systèmes techniques, comme dans les turbomachines, est un problème important pour une simulation correcte de leurs données de performances. Une fois que l'écoulement sur des surfaces rugueuses est correctement calculé dans ces machines, les simulations deviennent plus fiables et peuvent remplacer le prototypage expérimental. Des approches de modélisation de la rugosité sont souvent mises en œuvre dans un solveur pour tenir compte des effets de rugosité dans les simulations d'écoulement. Dans ces approches, la rugosité équivalente ks du sable doit être définie comme un paramètre caractéristique de la surface rugueuse. Cependant, il est difficile de déterminer la valeur ks correspondante pour une rugosité de surface. Dans ce contexte, cet article présente une méthode numérique nouvelle et rapide, la méthode de porosité discrète (DPM), qui peut être utilisée pour déterminer la valeur ks d'une surface rugueuse. En appliquant cette méthode, des simulations d'écoulement de canal ont été réalisées avec une surface en fonte irrégulièrement répartie provenant d'une volute de turbopompe. Après avoir identifié le régime totalement rugueux, la rugosité équivalente du sable a été déterminée et une correspondance avec les valeurs ks issues des données de la littérature a été trouvée. Par la suite, la valeur ks établie pour la fonte a été utilisée dans une simulation de turbopompe avec des parois rugueuses. Les données de performances de la pompe ont été validées par des expériences et un bon accord entre les données de performances expérimentales et simulées a été trouvé.

Mots clés : modélisation de la rugosité ; rugosité équivalente des grains de sable ; méthode de porosité discrète ; turbopompe; rugosité de la fonte

check for updates

Citation : Torner, B. ; Duong, DV; Wurm, F.-H. Numérique Détermination de la rugosité équivalente du sable de la surface d'une turbopompe et de son influence sur les caractéristiques de la pompe. Int. J. Turbomachine. Propulse. Puissance 2023, 8, 5. https://doi.org/10.3390/ijtpp8010005

Rédacteur académique : Gérard Bois

Reçu : 18 octobre 2022
Révisé : 25 janvier 2023
Accepté : 30 janvier 2023
Publié : 7 février 2023

Copyright : © 2023 par les auteurs. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.
Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Introduction

De nos jours, les simulations d'écoulement sont largement utilisées pour optimiser la conception des turbomachines , comme les turbopompes, les compresseurs ou les turbines. Les fabricants s'efforcent d'améliorer et de personnaliser les données de performances de ces machines grâce à des simulations, car elles permettent une compréhension rentable et complète de la physique des écoulements dans les systèmes.

La plupart des simulations d'écoulement de telles machines supposent que la surface est hydrauliquement lisse [1]. Cela contredit les flux réels dans ces machines, où chaque surface présente un certain degré de rugosité. Les effets de rugosité peuvent influencer significativement les données de performances de la simulation de la turbomachine. C'est notamment le cas des turbopompes à faibles vitesses spécifiques ns (équation (1)), ce qui signifie que les machines sont conçues pour délivrer des hauteurs de pression élevées Hp = Δptot/(ρg) à de faibles débits Q (une nomenclature peut être trouvé à la fin de cet article). Ces pompes se caractérisent par des canaux de roue longs et étroits et des chambres latérales encore plus étroites entre la roue et le boîtier.

Ces deux caractéristiques géométriques peuvent conduire à des effets de rugosité dominants dans la pompe.

Juckelandt et coll. [2] ont démontré un écart significatif entre les données de performances simulées et évaluées expérimentalement d'une turbopompe radiale à faible vitesse spécifique. Comme le montre la figure 1, le rendement interne ηi (défini dans l'équation (13)) est surestimé de manière monotone dans la simulation de pompe d'un décalage de +10 %. Les auteurs ont indiqué que la rugosité non prise en compte des parois était l'aspect critique de leurs simulations. Cet écart peut amener les concepteurs à privilégier les méthodes expérimentales plutôt que les simulations. Ainsi,

Machine Translated by Google

un traitement approprié des parois prenant en compte la modélisation de la rugosité est crucial pour les simulations dans les turbopompes à faibles vitesses spécifiques.

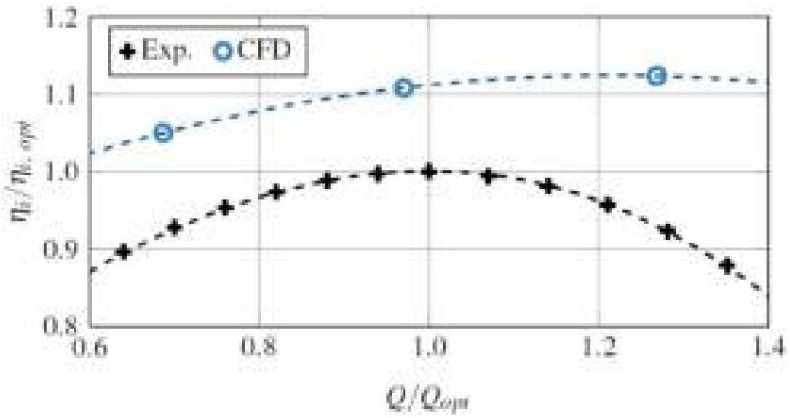


Figure 1. Écart d'efficacité interne ηi entre l'expérience et la simulation (CFD) d'une turbopompe radiale avec ns = 13,4 1/min. Le chiffre est tiré de Juckelandt et al. [2].

$$ns = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H_p^{3/4}} \quad (1)$$

Dans ce contexte, la modélisation de la rugosité de pointe pour les simulations dépend de la rugosité équivalente des grains de sable ks comme norme caractéristique pour déterminer l'impact des effets de rugosité [3]. Selon Schlichting [4], la théorie de la rugosité équivalente des grains de sable simplifie une rugosité de surface arbitraire en sphères serrées, les deux ayant des effets physiques identiques sur l'écoulement dans le régime totalement rugueux.

$$toi^{+} = 1/\kappa \ln(y+) + B - \Delta u+(k+s) \quad (2)$$

bien connu que le profil de vitesse sans dimension u rétrograde $\Delta u^{+} = f(y+)$ indique a Il est + sur des parois rugueuses par rapport au profil de vitesse dans des couches limites hydrauliquement lisses [5], voir Figure 2. L'équation (2) s'applique pour le région de paroi logarithmique, où le rétrogradation Δu + est décrit en fonction de la rugosité équivalente sans dimension des grains de sable k + [6,7]. Dans l'équation (2), les constantes ont été déterminées expérimentalement comme κ = 0,41 et B = 5,0 [3].

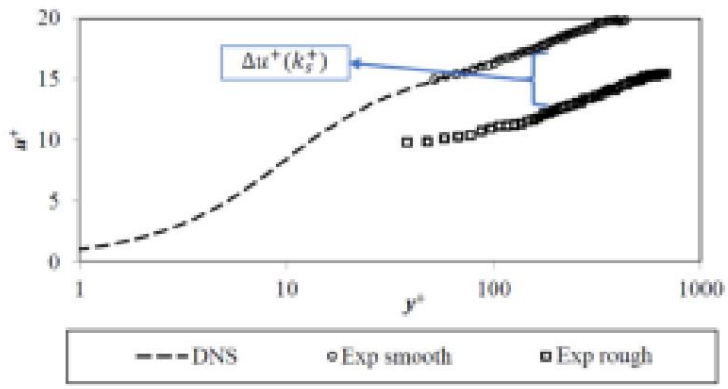


Figure 2. Distribution de vitesse universelle $u^{+} = f(y+, k+s)$ dans une couche limite avec effets de rugosité. La figure est tirée de Juckelandt et al. [2].

La modélisation de la rugosité dans les simulations, par exemple dans les turbomachines, est réalisée en considérant ce rétrogradage Δu +(k + s) dans le profil de vitesse simulé. Cette approche est appelée

Machine Translated by Google

la loi logarithmique modifiée du mur et c'est l'une des approches les plus courantes pour modéliser les effets de rugosité. Des approches de modélisation de la rugosité, basées sur la loi du mur modifiée, ont été proposées par les réf. [8-10]. Alternativement, les effets de rugosité dans une simulation d'écoulement d'une turbomachine peuvent également être modélisés en modifiant les conditions aux limites pour les variables de turbulence à proximité de la paroi rugueuse, comme proposé par Wilcox ou Knopp et al. [11,12].

Toutes ces approches ont en commun que le ks de la surface rugueuse doit être défini, afin que l'effet de la rugosité puisse être correctement calculé par l'approche de modélisation. Cependant, il reste compliqué de définir le ks approprié pour des surfaces présentant des hauteurs de rugosité irrégulièrement réparties. De telles surfaces sont présentes, par exemple, sur les parois en fonte brute de la volute, de la roue ou des chambres latérales d'une turbomachine [2].

Diverses études expérimentales, qui définissent la rugosité équivalente du sable pour la fonte , peuvent être trouvées dans la littérature (tableau 1). Les plages varient considérablement selon les différents auteurs, mais également au sein des données d'une étude. De plus, les surfaces en fonte d'une turbomachine sont réparties par zones et sont partiellement usinées. Ainsi, il est raisonnable de déterminer des valeurs ks pour chaque surface rugueuse au lieu de supposer une valeur pour l' ensemble de la pompe.

Tableau 1. Valeurs de la littérature pour la rugosité équivalente des grains de sable ks des surfaces en fonte neuve.

Référence	ks [µm]
Wagner [13]	200 à 600
Frit et Idelchick [14]	250-1000
Oertel et coll. [15]	200 à 3 000
Gulich [16]	300 à 1 000
Blanc [17]	260 ± 50%
Schlichting et Gersten [3]	250

De plus, des corrélations empiriques ont été utilisées pour déterminer ks . Ces corrélations sont issues d'études numériques ou expérimentales. Des corrélations simples relient un paramètre géométrique de la surface rugueuse, tel que la hauteur moyenne de rugosité ka ou la racine carrée moyenne (RMS) de la hauteur de rugosité krms à ks [18]. Même si ces corrélations offrent une détermination facile de ks , celle-ci manque de précision, puisque ks ne peut pas être décrit par les seuls paramètres de hauteur [7,19]. Par conséquent, des corrélations plus complexes entre plusieurs paramètres de rugosité et la rugosité équivalente des grains de sable ont été proposées, par exemple par Sigal et Danberg [20] et ont été améliorées par van Rij et al. pour une rugosité tridimensionnelle irrégulière [21].

Flack et Schultz ont étudié différentes rugosités [7] et ont trouvé une corrélation ajustant les valeurs ks avec krms et l'asymétrie Sk de la surface rugueuse [7,22]. D'autres auteurs ont également inclus d'autres paramètres de rugosité comme l'Effective Slope ES dans leurs corrélations [22,23]. Forooghi et coll. [23] ont étudié 38 types différents de rugosité de surface et formulé une corrélation en fonction de la hauteur du pic au creux kt , Sk et ES. Chan et coll. ont généré une rugosité sous forme de motif sinusoïdal et ont déclaré une forte dépendance de la fonction de rugosité $\Delta u^+ = f(k_s^+)$ sur ka et ES [24]. Yuan et Piomelli ont étudié la rugosité réaliste de la turbine, examiné la dépendance de ks et ES sur la topologie de la surface et étudié l'exactitude des corrélations de prédiction de ks existantes [25]. Ils ont déclaré que la traînée (et donc ks) ne dépend pas seulement de la hauteur de rugosité, mais aussi de la topologie 3D, qui a également été mentionnée par Busse [26]. De plus, Yuan et Piomelli ont montré que les corrélations incluant ES correspondent mieux aux données effectuées que sans.

En utilisant ces corrélations empiriques, une assez bonne correspondance des valeurs ks sur une large plage de rugosité distribuée régulièrement et irrégulièrement a été obtenue jusqu'à présent dans la littérature. Cependant, les corrélations sont vérifiées pour un certain ensemble de types de rugosité (papier de verre, tuyaux polis, gravier, . . .) et ne sont valables que pour le type de rugosité respectivement étudié [22]. Davantage de données sur les surfaces techniques rugueuses, telles que la fonte, la fonte ou l'acier, devraient être incluses, car celles-ci ont notamment une application beaucoup plus large dans les turbomachines.

Machine Translated by Google

Alternativement, le ks d'une surface rugueuse peut être déterminé via des simulations d'écoulement. Ceci pourrait être réalisé en effectuant des simulations numériques directes (DNS) dans des configurations d'écoulement simples (par exemple, écoulements de canaux) avec la rugosité sur une paroi. Par exemple, la rugosité peut être traitée en utilisant la méthode des limites immergées (IBM) [25, 27–29], où un maillage séparé de la rugosité est immergé dans le maillage fluide. Sur la base de la limite de rugosité, des termes de forçage sont ajoutés dans l'équation de Navier-Stokes sur les cellules fluides adjacentes [30]. La génération du maillage est donc simplifiée puisque le maillage fluide est de type cartésien.

Forooghi et coll. DNS appliqué pour des surfaces réalistes basées sur les dépôts dans la chambre de combustion via IBM [31]. De plus, Thakkar et al. ont effectué des DNS à l'aide d'IBM sur des surfaces grenaillées irrégulières [29], où ils ont fait correspondre la fonction de rugosité $\Delta u^+ = f(k_s^+)$ de leur rugosité avec les données de Nikuradse. Chan et coll. ont utilisé DNS pour leurs enquêtes de rugosité [24]. En raison de la surface de rugosité régulière dans leur étude, un maillage conforme au corps a été utilisé, qui résout directement la rugosité.

Après avoir prédit la valeur ks à partir de ces calculs DNS dans les configurations d'écoulement simples , la valeur ks déterminée peut être spécifiée pour la modélisation de la rugosité dans les calculs d'écoulements plus complexes, comme dans les turbomachines.

Tel que présenté, le DNS avec ou sans IBM a été appliqué à des simulations de rugosité dans des études précédentes. Cependant, leur application pourrait être liée à un énorme effort de calcul, puisque les élévations de rugosité pourraient être de l'ordre du micron [7,18,32,33], alors que les dimensions de la couche limite atteignent des plages de millimètres [27,32-35]. Un nombre de Reynolds très élevé pourrait être nécessaire pour atteindre le régime totalement rugueux dans ces écoulements. La résolution des turbulences à ce nombre de Reynolds élevé peut rendre le DNS difficile en termes de temps de calcul et de ressources [7,28].

À cet égard, la présente étude montre une approche numérique alternative basée sur des simulations Navier – Stokes instationnaires à moyenne de Reynolds (URANS) de la façon dont la rugosité équivalente des grains de sable ks peut être définie pour une rugosité. La méthode est appelée méthode de porosité discrète (DPM). Le DPM discrétise la rugosité en sections définies et modélise la rugosité comme un milieu poreux. La chute de pression créée par les propriétés poreuses est simplifiée sous la forme d'un glissement de formes régulières idéalisées, telles que des triangles ou des rectangles. Cette chute de pression est ensuite ajoutée en tant que puits aux équations de régulation du débit, décrites de manière similaire par Busse et Sandham [36] et améliorées plus tard par Forooghi et al. [37]. Ainsi, l' effet d'une surface rugueuse peut être déterminé par URANS sur des tailles de grille modérées et des temps de calcul efficaces. Le but de cette approche de modélisation est de déterminer l'ampleur de la chute de pression provoquée dans les cellules poreuses. Il sera montré dans cet article que cette méthode est suffisante pour dériver une valeur moyenne de ks , qui peut ensuite être utilisée pour une modélisation appropriée de la rugosité dans une simulation de turbopompe.

Un écoulement en canal plan avec une rugosité en fonte a été simulé par DPM. La rugosité a été représentée par un balayage discrétisé d'une surface à partir de la volute d'une turbopompe. La simulation DPM a été utilisée pour déterminer la valeur ks pour cette surface en fonte. Ensuite, ce ks a été appliqué aux parois brutes associées dans une simulation de turbopompe et les caractéristiques de la pompe ont été déterminées.

2. Matériels et méthodes

2.1. Génération de murs bruts identiques et reproductibles pour les expériences

Afin d'ajuster et de valider les simulations effectuées, l'écoulement dans le canal et dans la turbopompe (tous deux à parois rugueuses) a été étudié expérimentalement. Par conséquent, des répliques de surface en fonte ont été générées artificiellement et fixées aux parois lisses dans les configurations expérimentales.

En coopération avec la société Schweißtechnische Lehr- und Versuchsanstalt Mecklenburg-Vorpommern GmbH (Rostock, Allemagne), un procédé a été développé pour reproduire de manière similaire la surface irrégulièrement rugueuse de la fonte. La surface en fonte de la volute d'une turbopompe radiale en série coulée au sable a été sélectionnée dans cette étude. La rugosité de surface de ce scan et son ks peuvent être considérés comme représentatifs de l'ensemble de la volute puisque la volute a été fabriquée à partir d'une seule pièce de matériau avec un seul processus d'usinage (coulée en sable

Machine Translated by Google

Le processus de réplication réel a commencé, la surface de la volute a été enregistrée optiquement avec un Microscope confocal 3D. Lors du balayage, une résolution spatiale de 1 nm en hauteur et 1,5 µm dans le sens transversal pourrait être réalisé.

Un film plastique autocollant disponible dans le commerce d'une épaisseur de 360 µm servi comme matériau de réplique, qui a été fixé aux parois du canal et de la turbopompe expériences. Le processus de réplication a été réalisé en retirant de la matière du plastique filme étape par étape avec un laser picoseconde dans un système d'usinage à 5 axes. L'exactitude de le processus de réplication mesurait 10 µm de hauteur et 22 µm dans le sens du flux et dans le sens de l'envergure. La surface de la réplique (hauteur de rugosité moyenne ka = 20,3 µm ; maximum hauteur de rugosité crête à crête kt = 270 µm) avait une surface de base de 12,6 mm x 9,0 mm. Étant donné que les parois des canaux dans les expériences ont une surface plus grande que la rugosité scannée zone, la réplique a été répétée sur le film plastique pour remplir la surface. Par conséquent, la base les zones ont été reflétées sur les bords de la réplique spécifique pour éviter les discontinuités au niveau film plastique. La figure 3 montre le profil en hauteur de la surface en fonte numérisée et le réplique en comparaison et le tableau 2 montre une comparaison entre la réplique numérisée et la rugosité reproduite.

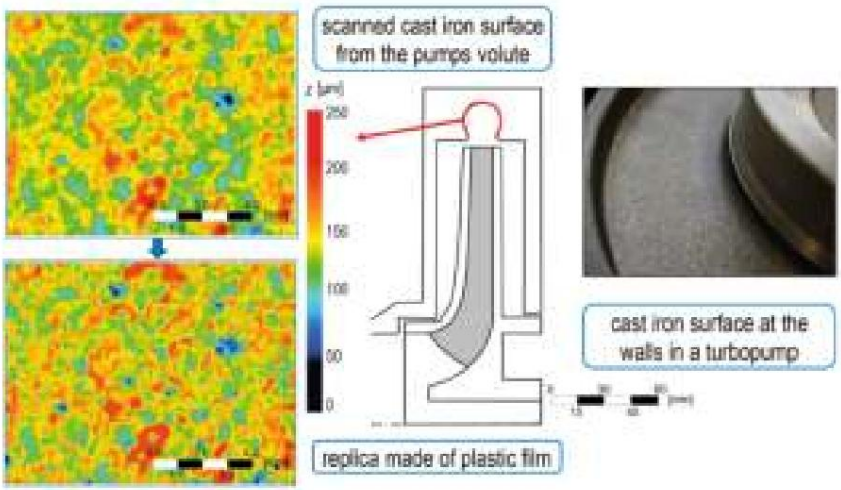


Figure 3. Comparaison entre la surface en fonte numérisée et répliquée pour les expériences.

Tableau 2. Comparaison des propriétés topographiques de rugosité entre le scan de fonte et la réplique.

Rugosité h [µm]	$\bar{h}$	kt [µm]	ka [µm]	krms [µm]	Sk	ES
Balayage	190	280	20,0	25,5	−0,12	0,24
Réplique	186	270	20.3	26,1	−0,22	0,16

Pour la plupart des propriétés géométriques entre scan et réplique, telles que ka et kt , le L'élévation moyenne de la rugosité $\bar{h}$ ou la hauteur quadratique moyenne de la rugosité krms sont similaires. La réplique a donc réussi à imiter la rugosité d'origine en termes de hauteur. et l'élévation. La tendance fondamentale de l'asymétrie négative Sk est restée la même, ce qui indique une surface piquée [22], devenue plus solide avec la réplique. De plus, pour une efficacité pente ES, une divergence s'est produite, dans laquelle la valeur de la réplique a diminué. Ce La réduction signifie que la réplique est devenue une rugosité de longueur d'onde plus longue que la numérisation originale. Les différences entre Sk et ES résident dans la discrétisation par flux et par envergure de la réplique, limité par l'épaisseur du faisceau laser. Cela pourrait avoir une influence sur Valeur ks entre la fonte d'origine et la surface répliquée. Une discussion sur cette volonté être données dans les limitations de la section 4.

Machine Translated by Google

2.2. Configuration expérimentale des simulations d'écoulement de canal brut

Une configuration d'écoulement simple a été choisie pour effectuer les simulations DPM afin de déterminer les ks des surfaces rugueuses. Cette configuration d'écoulement simple est un canal d'écoulement plan avec des parois rugueuses dans un banc d'essai en boucle fermée. Le banc d'essai est représenté sur les figures 4 et 5.

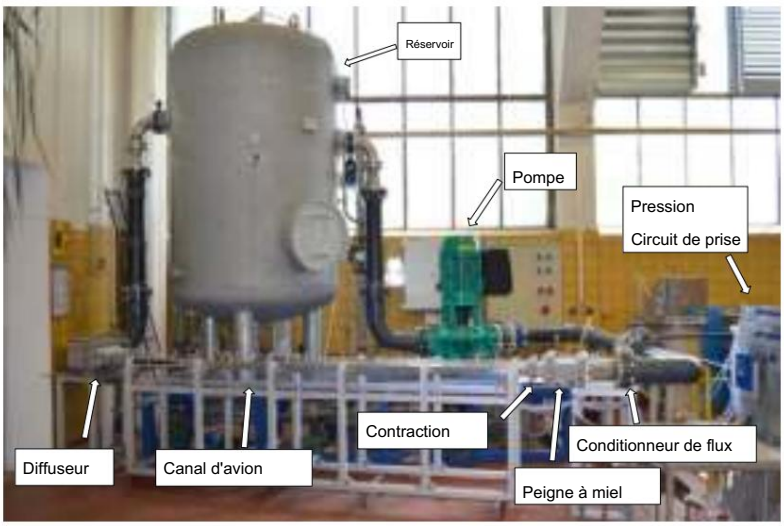


Figure 4. Configuration pour les expériences d'écoulement de canal brut.

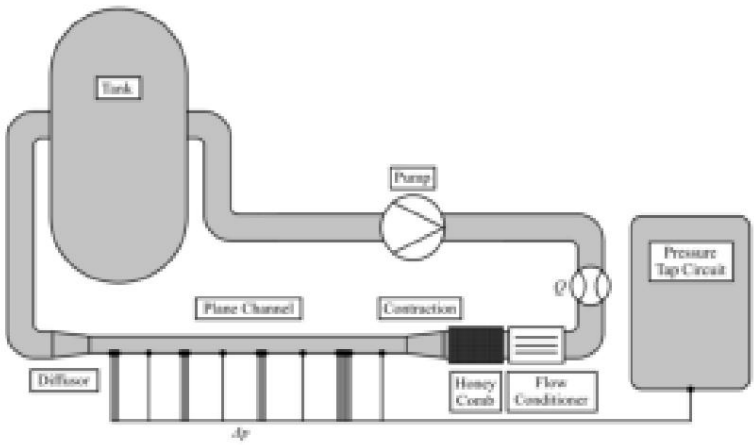


Figure 5. Dessin schématique de la configuration pour les expériences d'écoulement de canal brut.

2.2.1. Section d'essais

Le composant principal du banc d'essai est un canal plan. Le canal a été conçu selon les travaux de Schultz et Flack [35] avec une hauteur de canal de H = 0,025 m et une longueur de L = 3 m. La largeur a été déterminée par Jones [38] comme étant 12 fois la hauteur du canal, ce qui donne une largeur de canal de w = 0,3 m. Cette largeur assure un écoulement plan approximatif au milieu du canal. Des fils déclencheurs de 1,6 mm de diamètre ont été placés à l'entrée du canal pour fournir instantanément un écoulement turbulent. Ces fils créent un blocage de 13 %, ce qui est comparable au blocage de 15 % de Schultz et Flack [35].

Une condition importante pour des mesures de débit fiables est la réalisation précise des dimensions géométriques du canal. En raison de ces exigences, le canal a été constitué de plaques d'acier inoxydable rectifiées à la machine. Avec cette procédure, une hauteur de rugosité moyenne de ka = 1,6 µm et des tolérances de planéité et de parallélisme de <0,2 mm et <0,1 mm ont été obtenues, respectivement.

Avant d'entrer dans le canal, différents conditionneurs d'écoulement et manipulateurs ont été inclus, pour garantir un écoulement du canal pleinement développé. Tout d'abord, un conditionneur de flux 3-8-6, conçu à l'aide de la norme DIN EN ISO 5167-2 [39], a été disposé comme redresseur de flux derrière

Machine Translated by Google

un arc de tuyau près du canal. Ensuite, un nid d'abeilles a été placé, contenant un faisceau de tubes de 0,006 m de diamètre et 0,113 m de longueur, pour réduire le tourbillon créé par la pompe. Le diamètre et la longueur du tube ont été déterminés à l'aide de la réf. [35]. Après le nid d'abeilles, une contraction a été placée, conçue par un polynôme du troisième degré [40] et reliant le système de tuyaux au canal rectangulaire. Après le canal, un diffuseur transforme la géométrie du canal en géométrie du tuyau. Ce diffuseur comprend un séparateur pour éviter la séparation des flux dans le banc d'essai.

2.2.2. Rugosité de surface

Le matériau du canal est de l'acier inoxydable rectifié. Étant donné que la rugosité de ce matériau est faible, on peut s'attendre à un comportement d'écoulement hydrauliquement doux pour le canal fabriqué. Pour tenir compte d'un écoulement de canal avec des parois rugueuses, les films plastiques avec la surface en fonte répliquée ont été fixés sur la paroi supérieure du canal. Seule la face supérieure du canal a été recouverte des aspérités afin que les mesures de pression prises sur la face inférieure ne soient pas faussées par les aspérités. Par conséquent, un écoulement hydrauliquement régulier prévaut du côté inférieur du canal, ce qui n'a pas été pris en compte dans l'évaluation des résultats. Toute la largeur du côté supérieur du canal et ≈ 95 % de la longueur étaient recouvertes de rugosité.

2.2.3. Système et procédure de mesure

Un débitmètre a été placé derrière la pompe pour contrôler le débit expérimental. Les gradients de pression du canal ont été mesurés à un débit spécifique. Par conséquent, 17 trous de mesure de pression à huit positions ont été inclus sur le côté inférieur hydrauliquement lisse du canal, voir Figure 6. Les trous de mesure de pression ont un diamètre de 0,5 mm et ont été érodés dans la plaque en acier inoxydable pour garantir que les bords du canal érodé. les trous sont sans bavures et restent tranchants. Les trous sont positionnés dans la ligne médiane du canal à une distance de (300 à 400) mm les uns des autres. De plus, des trous supplémentaires ont été ajoutés aux positions de mesure I, III, V et VII dans le sens traversant. Ces trous supplémentaires étaient espacés de 65 mm des trous centraux et étaient utilisés pour vérifier la planéité de l'écoulement. Le gradient de pression de l'ensemble du canal a été déterminé en incluant uniquement les mesures de pression provenant des trous centraux. Le gradient de pression de l'ensemble du canal a été obtenu en faisant la moyenne des gradients de pression mesurés dans chaque segment entre les positions III et VI. Par conséquent, un transmetteur de pression différentielle a été utilisé, qui mesurait la différence de pression dans ces segments pendant 2 min Cette procédure a été vérifiée dans une étude préliminaire avec des écoulements de canal lisses à différents nombres de Reynolds. Ici, les gradients de pression mesurés concordaient avec les gradients de pression déterminés empiriquement de ≤ 3 %.

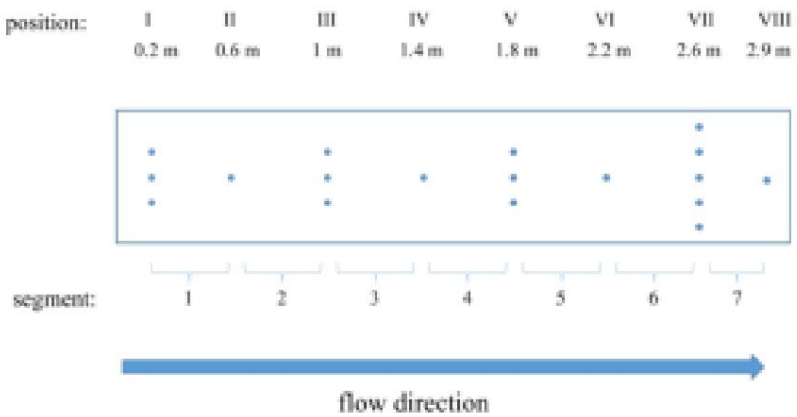


Figure 6. Position des trous de mesure de pression dans le canal (chiffres romains) et des segments où la différence de pression a été déterminée (chiffres arabes).

Machine Translated by Google

2.3. Traitement numérique des surfaces rugueuses : méthode de porosité discrète (DPM)

La méthode des éléments discrets (DEM) constitue la base de notre méthode. Il a déjà été introduit en 1985 par Taylor et al. [41] et a été utilisé par Magagnato et al. [42], Pritz et al. [43], et Stripf et al. [44] pour le calcul des écoulements au niveau des parois brutes des aubes de turbine. Le DEM peut être considéré comme une voie intermédiaire depuis une cartographie discrète de la structure de surface dans le domaine informatique jusqu'à une modélisation complète des surfaces rugueuses. L'idée fondamentale de cette méthode est l'introduction d'un terme de puits supplémentaire dans les équations directrices pour représenter l'augmentation de la force de traînée due aux effets de rugosité. Pour la modélisation, Stripf et al. [44] recourent aux coefficients de traînée des corps de base individuels, qui sont déterminés sur la base de corrélations empiriques et de mesures de surface. De même, Busse et Sandham [36] ont introduit une approche de forçage paramétrique (FPA) qui a été améliorée par Forooghi et al. [23]. Elle est basée sur le traitement des milieux poreux à l'aide des équations de Darcy-Forchheimer.

2.3.1. Justification de la méthode DPM

La méthode de porosité discrète (DPM) est une méthode de simulation auto-conçue pour la simulation d'écoulement sur des parois brutes. Le point de départ représente un domaine de calcul dans lequel au moins un mur est recouvert d'éléments de rugosité. Ce domaine est discrétisé par une grille cartésienne informatique. Pour séparer l'écoulement des éléments de rugosité, trois types de cellules sont distingués dans la grille de calcul. Premièrement, les cellules fluides qui se trouvent dans le domaine fluide et n'ont aucun contact avec la rugosité. Les équations déterminantes, par exemple l'équation incompressible de Navier-Stokes (équation (3)), sont résolues dans ces cellules. Deuxièmement, les cellules solides qui se trouvent entièrement dans les éléments de rugosité sont supprimées du maillage. Troisièmement, dans l'équation de Navier – Stokes des cellules poreuses, partiellement remplies par les éléments de rugosité, un terme puits est ajouté sur le côté droit, ce qui donne l'équation (4).
Les deux derniers types de cellules sont également décrits comme zone de rugosité dans ce qui suit. La figure 7 illustre la différenciation décrite.

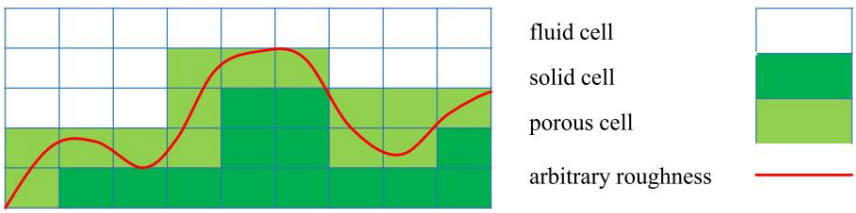


Figure 7. Définition du type de cellule dans la méthode de porosité discrète. Les cellules solides et poreuses construisent la zone de rugosité.

Les auteurs recommandent d'utiliser un écoulement de canal plan avec deux couches limites de paroi et des limites périodiques dans le sens de l'écoulement et dans le sens de la travée pour le DPM. La rugosité peut être placée sur un mur et doit être maillée séparément dans la zone de rugosité (la hauteur de cette zone doit être kt). Dans cette zone, la grille doit être construite de telle sorte qu'une seule cellule résolve au moins 1/5 de kt selon l'expérience des auteurs avec des rugosités irrégulières.

$$\frac{\partial v}{\partial t} p + (v \cdot)v) = - + v\Delta v \quad (3)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} S^{p} + (v \cdot)v) = - + v\Delta v + \rho \quad (4)$$

Dans les cellules poreuses, la perte de charge due aux éléments de rugosité est calculée par un puits supplémentaire S, représentant une traînée (pour simplifier, un élément de rugosité de largeur constante b dans un écoulement uniquement avec la composante de vitesse u∞ est supposé pour le équations suivantes). La force de traînée connectée FD est définie par l'équation (5), où u∞ est

Machine Translated by Google

la vitesse d'écoulement à l'intérieur de la cellule et Aproj est la zone projetée de la rugosité à l'intérieur de la cellule poreuse.

$$FD = cD\overline{u}^{2}\,\frac{\rho}{2}\,\infty\,\text{Projet} \tag{5}$$

Un exemple de définition de la surface projetée Aproj dans l'équation (5) est présenté sur la figure 8 pour un élément de rugosité régulier. On suppose dans un premier temps que la rugosité remplit la cellule sur toute la longueur de la cellule poreuse Δx. Pour mettre à l'échelle l'influence de la rugosité en fonction du remplissage de la cellule, la fraction volumique α de la rugosité est introduite par l'équation (6).

$$\alpha = \frac{\text{Rugosité}}{\text{Vcell}} = \frac{\text{Aproj} \cdot a}{\text{Acell} \cdot \Delta x} = \frac{\text{Aproj}}{\text{Cellule}} \tag{6}$$

Dans l'équation (6), a et Δx sont élidés puisqu'ils sont supposés égaux. Si l'on convertit l'équation (6) en fonction de la zone projetée et la remplace par l'équation (5), on obtient la force de traînée FD par :

$$FD = cD\overline{u}^{2}\,\frac{\rho}{2}\,\infty\alpha\text{Acellule.} \tag{7}$$

Chaque corps contondant dans un écoulement indique une perte de pression Δp. En tant que relation simple, l'équation (7) peut être normalisée à l'aire de la cellule. Ainsi, la perte de pression provoquée par la force de traînée de l'élément de rugosité dans la cellule peut être exprimée par l'équation (8).

$$cDu \infty\alpha\, 2\,\frac{\rho}{2}\,\Delta p = \tag{8}$$

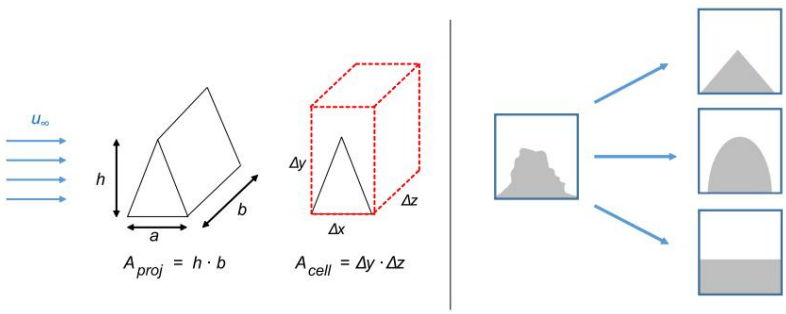


Figure 8. Explications de la procédure DPM : (à gauche) exemple de calcul de la surface projetée Aproj pour un élément de rugosité régulière dans une cellule poreuse ; (à droite) approximation d'une rugosité de surface irrégulière dans une cellule à une forme corporelle régulière.

Afin d'obtenir le gradient de pression dans le sens de l'écoulement (égal à l'équation (4)), l'équation (8) est normalisée avec la longueur de la cellule Δx de sorte que l'équation (9) s'applique au puits S, qui s'ajoute à l'équation incompressible de Navier – Stokes des cellules poreuses. La même procédure a été appliquée pour les autres directions afin de prendre en compte un élément de rugosité 3D.

$$S = \frac{\Delta p}{\Delta x} = \frac{\rho}{2}\,cDu\,2\,\infty\,\frac{\alpha}{\Delta x} \tag{9}$$

À ce stade, il convient d'expliquer l'analogie selon laquelle le calcul des effets de rugosité dans un écoulement peut être décrit par l'écoulement à travers un milieu poreux :

dans tout écoulement autour d'un corps contondant, la force de traînée agit sur le corps, ainsi que sur l'écoulement. En raison de la perturbation de la force de traînée dans l'écoulement, une chute de pression résulte de la perte d'énergie qui en résulte. Que le corps se trouve dans le courant libre ou sur le mur, cette perturbation et la chute de pression qui en résulte se produisent dans tous les cas. Ce n'est que lorsque le corps est aussi petit ou plus petit que la sous-couche visqueuse du mur que les perturbations peuvent être négligeables en raison de l'amortissement visqueux dominant du fluide.

L'écoulement à travers un milieu poreux est également affecté par la chute de pression, selon la loi de Darcy impliquant la traînée visqueuse. Forchheimer a ajouté un terme, représentant la traînée de forme résultant de l'équation de Darcy-Forchheimer. La base du DPM est de modéliser la chute de pression

Machine Translated by Google

autour des corps francs (éléments de rugosité) avec cette approche de porosité de Darcy-Forchheimer. Cela a également été réalisé avec succès pour la modélisation de la rugosité dans d'autres études de la littérature jusqu'à présent, comme dans Forooghi et al. [37].

2.3.2. Détermination de α et cD

Le coefficient de traînée cD utilisé dans l'équation (9) fait en fait référence à l'écoulement autour d'un corps 2D régulier. Pour décrire la surface de rugosité avec ce paramètre, une approximation de la forme réelle de rugosité 3D avec des corps réguliers 2D doit être effectuée, voir Figure 8. Pour cette approximation géométrique, toutes les hauteurs de rugosité dans une cellule poreuse sont sélectionnées, comme illustré à titre d'exemple sur la côté gauche de la figure 9. Les hauteurs de rugosité contenues sont ensuite projetées en deux dimensions sur la zone marquée en noir sur le côté droit de la figure 9. À l'étape suivante, les angles β du contour rouge sont déterminés pour se rapprocher de la forme régulière du distribution réelle de la rugosité dans la cellule, voir Figure 10. Un ensemble de conditions est ensuite utilisé pour sélectionner la forme régulière du corps en fonction des angles β correspondants. Par exemple, un rectangle serait sélectionné si les deux angles sont compris entre 75◦ et 90◦ ou entre 0 ◦ et 15◦ . Sinon, des triangles rectangles ou isocèles seraient sélectionnés avec des angles discrets de 15◦ à 75◦ . Le signe négatif ou positif de l'angle détermine si un triangle rectangulaire à gauche ou à droite est choisi pour cD, respectivement. Cette procédure a été appliquée dans le sens du courant et dans le sens de l'envergure. La figure 10 illustre des exemples de triangles disponibles. L'approximation de la distribution réelle de la rugosité d'une forme corporelle régulière dans une cellule poreuse s'effectue dans un code MATLAB auto-écrit.

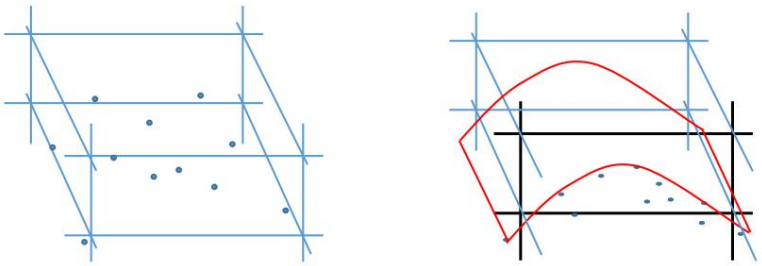


Figure 9. Approximation de la rugosité de surface irrégulièrement répartie dans une cellule.

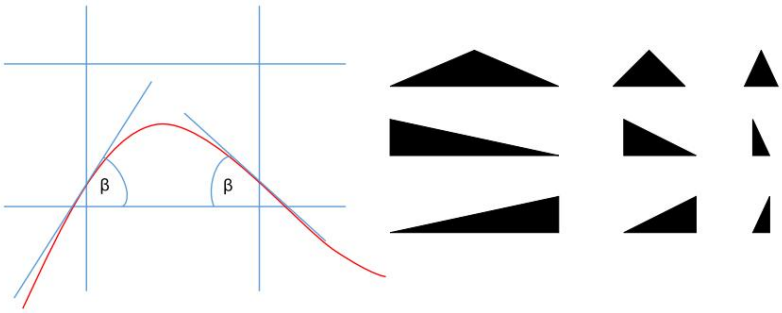


Figure 10. Explications de la procédure DPM : (à gauche) approximation d'une rugosité régulière en considérant les angles β ; (à droite) variations de différents triangles pour 3 angles sélectionnés (pas à l'échelle).

Les coefficients de traînée cD d'un grand nombre de formes régulières et les nombres de Reynolds de Re = 1 000 à 200 000 ont été déterminés par des simulations supplémentaires. Les nombres de Reynolds pour ces calculs RANS 2D ont été définis par la viscosité du fluide v, la vitesse du courant libre u∞ à l'entrée et la hauteur h du triangle ou du rectangle de formes régulières. Les coefficients de traînée pour un Re spécifique ont été appliqués au nombre de Reynolds correspondant ReH de la simulation d'écoulement du canal.

La taille du domaine pour les simulations 2D a été choisie comme étant égale à 40 × 40 fois la hauteur h avec la forme régulière placée au centre. Une vitesse constante et une pression nulle ont été données respectivement à l'entrée et à la sortie. De plus, les conditions aux limites périodiques ont été

Machine Translated by Google

appliqué aux deux autres frontières. Les valeurs cD résultantes ont été stockées dans une base de données. Cette base de données est donnée dans le matériel supplémentaire.

2.3.3. Mise en œuvre du DPM Pour

réaliser le DPM, celui-ci a été mis en œuvre en deux étapes. Dans un premier temps, l'affectation des cellules (cellules fluides, solides et poreuses) a été définie et les calculs de α, β et cD ont été effectués dans MATLAB R2019a (MathWorks Inc., Natick, MA, USA). La procédure est schématisée à la figure 11 Dans cette première étape, une grille 3D (A) a été créée pour le domaine informatique (expliqué dans la section 2.4). Ensuite, le code MATLAB auto-écrit lit cette grille, ainsi qu'un nuage de points 3D (B) représentant la surface rugueuse. Ce nuage de points a été créé lors de la procédure de balayage de la volute des pompes pour la surface en fonte. Avec la distribution de hauteur de rugosité donnée à partir du nuage de points, la zone de rugosité pour les cellules solides (C) et poreuses (D) a été sélectionnée pour la grille de calcul. Ensuite, les fractions volumiques α ont été calculées pour chaque cellule poreuse (E) en utilisant le nuage de points et les informations de grille. Ensuite, la pente point à point au niveau des bords des cellules définit les angles β par lesquels la forme approximative du corps régulier (rectangle ou triangle) a été choisie pour chaque cellule poreuse (F). Avec la forme approximative du corps choisie, les coefficients de traînée associés cD ont été déterminés en utilisant les valeurs de la base de données expliquée ci-dessus.

Dans un deuxième temps, le DPM a été implémenté dans le solveur d'écoulement OpenFOAM (ESI Group, Paris, FRA) pour les simulations d'écoulement de canal à parois brutes. Pour les cellules poreuses, le puits S dans l'équation (9) a été implémenté dans OpenFOAM, sur la base du modèle Darcy-Forchheimer. Par conséquent, les valeurs α et cD de chaque cellule poreuse ont été stockées dans un fichier fvOptions, auquel OpenFOAM a accédé pendant la simulation pour ajouter le puits S aux équations de quantité de mouvement dans ces cellules.

Ici, deux différences principales de la méthode actuelle peuvent être résumées par rapport au DEM de Taylor et al. [41] et PFA de Forooghi et al. [23] : dans un premier temps, les cellules pleines du maillage sont entièrement découpées dans le maillage cartésien. Par conséquent, la topologie de rugosité peut déjà être vue grossièrement sans modélisation, analogue au maillage conforme au corps. Deuxièmement, la partie modélisation a été réalisée dans chaque cellule poreuse. La détermination de cD a été plus détaillée et complexe, calculant la pente de l'angle entrant et sortant de la rugosité de la surface. Une valeur discrète de cD dépendant de Re sera choisie et α sera calculé pour chaque cellule poreuse, alors que Forooghi [23] a déterminé un cD pour la zone de rugosité totale. Taylor [41] a utilisé une formule empirique pour calculer cD en fonction du nombre de Reynolds.

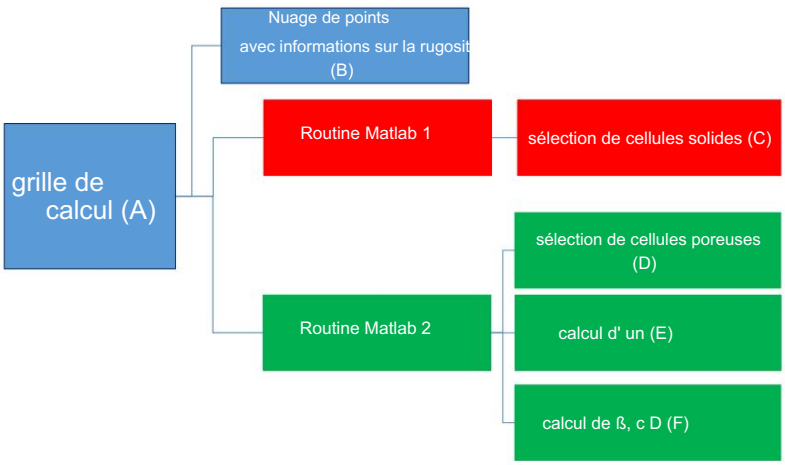


Figure 11. Implémentation du DPM (première étape) dans MATLAB.

2.4. Configuration numérique pour les simulations d'écoulement en
canal brut 2.4.1. Les écoulements de canaux dans le domaine

informatique et dans le plan de génération de grille avec la rugosité de la fonte ont été simulés avec les dimensions géométriques de (L, b, H) ≈ (4H, 1,5H, H), où H est la hauteur du canal. La chaîne

Machine Translated by Google

Les dimensions sont orientées sur des simulations d'écoulement de canal par une étude de Menter [45]. Trois Des grilles cartésiennes structurées en blocs ont été créées pour la rugosité de la fonte afin d'analyser comment le DPM fonctionne sur différentes résolutions de grille, lorsque le plan de rugosité (L, b) est différent résolu. Les propriétés des quatre grilles et une illustration d'une grille sont affichées dans Tableau 3 et figure 12.

La zone de rugosité avec les cellules solides et poreuses a été définie au niveau de la paroi inférieure du canal. Ici, la grille a été discrétisée à égale distance jusqu'à une hauteur de 290 µm en la direction normale au mur, qui est la hauteur de rugosité du sommet au creux kt de la pièce coulée surface en fer. Dans cette zone, la grille a été construite de telle sorte qu'une seule cellule résout 1/5 de kt . La zone de rugosité du maillage « grossière » est mise en évidence sur la figure 12. La zone fluide commençait au-dessus de la hauteur de 290 µm. À partir de là, la hauteur des cellules a augmenté avec un taux de croissance de 1,2. par rapport aux cellules de la zone de rugosité. Le même taux de croissance a également été appliqué dans la région proche de la paroi de la paroi supérieure du canal, où une limite hydrauliquement lisse la couche existe.

La rugosité de la fonte étant irrégulièrement répartie, la résolution de la rugosité les éléments dans le plan (L, b) ne peuvent pas être définis exactement sur la base de la géométrie de rugosité (comme c'est théoriquement possible pour des aspérités régulières). Pour cette raison, une grille différente des raffinements dans le plan (L, b) ont été appliqués.

Tableau 3. Propriétés des trois grilles de calcul pour la simulation de la rugosité de la fonte.

Paramètre de grille	Fonte		
	Grille 'Grossier'	Grille 'Milieu'	Grille 'Bien'
Taille de la grille en M éléments	0,3	1.2	4.8
Répartition de la grille dans (L, b, H)	(128, 44, 57)	(248, 88, 57)	(496, 176, 57)
maximum. rapport hauteur/	13,9	7,0	4.1
largeur max. angle de grille de	1,2	1,2	1.2
changement de volume	90◦	90◦	90◦

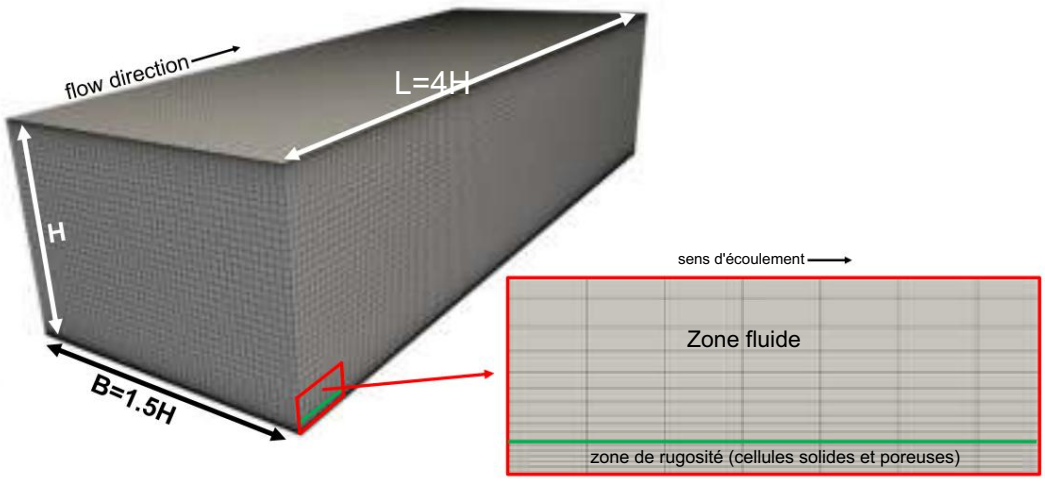


Figure 12. Grille 'grossière' de la simulation avec la surface de la fonte en iso-vue et zoomée, vue planaire. Les zones de fluide et de rugosité sont mises en évidence dans la vue planaire.

2.4.2. Prise en compte de la zone de rugosité (cellules solides et poreuses)

La zone de rugosité a été définie sur une paroi du canal, similaire à la configuration expérimentale expliqué à la section 2.2. Un écoulement turbulent pleinement développé est présent dans le canal et un La méthode URANS a été choisie pour simuler l'écoulement. Après la découpe des cellules solides, le des cellules poreuses ont été sélectionnées pour la méthode DPM. La figure 13 montre la zone de rugosité avec

Machine Translated by Google

les cellules solides et poreuses des grilles pour la simulation DPM avec la surface en fonte.
De plus, la réplique superficielle de la surface en fonte est illustrée sur cette figure.

2.4.3. Configuration numérique pour les simulations DPM

Le logiciel OpenFOAM 5.x avec le solveur pimpleFOAM a été utilisé pour résoudre les équations gouvernantes par la méthode des volumes finis. Les simulations ont été réalisées en utilisant URANS et le modèle de turbulence k – ω – SST [46]. Des schémas de discrétisation spatiale précis du deuxième ordre ont été appliqués pour les simulations DPM. Les simulations ont été réalisées sur le cluster haute performance Titan de l'Université de Rostock avec 144 processeurs parallèles (CPU Intel(R) Xeon(R) E5-2640 v3 à 2,60 GHz).

La condition de non-glissement s'applique à tous les murs comme condition aux limites. Des conditions aux limites périodiques ont été spécifiées aux limites du domaine dans le sens de la travée (côtés) et dans le sens de l'écoulement (entrée et sortie). L'écoulement était entraîné par des débits massiques constants m˙ ajustés par des forces volumiques [47] dans la direction de l'écoulement, qui correspondent aux nombres de Reynolds étudiés entre ReH = 75 000 et ReH = 400 000 (voir tableau 4). L'eau a été utilisée comme fluide (densité ρ = 997 kg/m3 , viscosité cinématique v = 10−6 m2/s). De plus, des conditions aux limites turbulentes ont été définies au niveau des parois lisses et rugueuses du domaine. Ici, une valeur nulle a été spécifiée pour l'énergie cinétique turbulente modélisée k et la viscosité de Foucault vt pour toutes les simulations. Une fonction de mur à faible Re a été utilisée pour la définition du taux de dissipation spécifique ω.

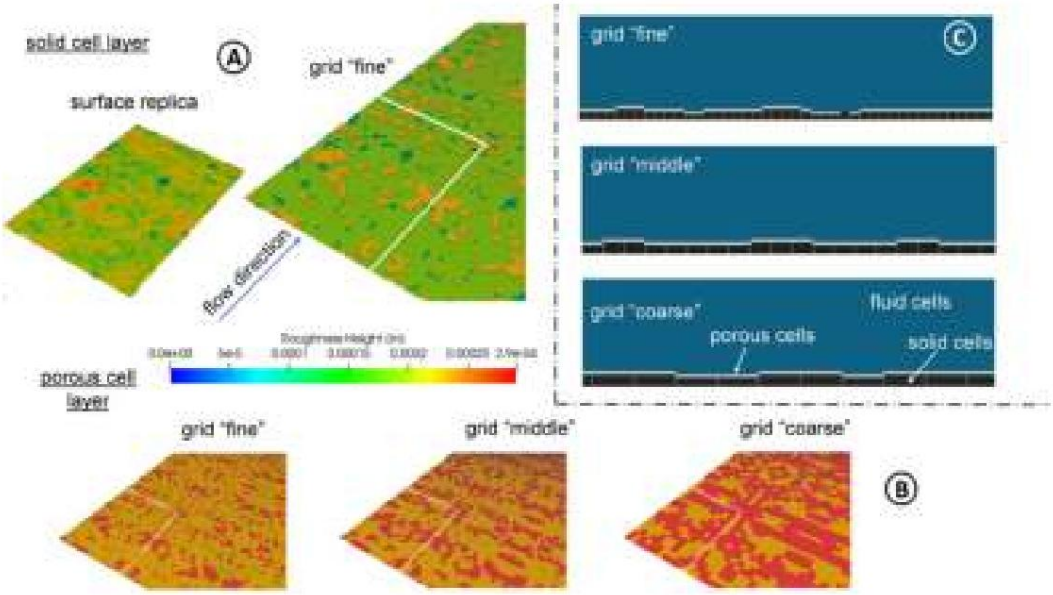


Figure 13. Illustration de la zone de rugosité dans les simulations DPM avec la surface en fonte.
(A) Surface de rugosité de la réplique (Section 2.1) et couche de cellules solides de la simulation DPM avec la grille la plus fine. (B) Comparaison de la zone cellulaire poreuse entre les trois grilles appliquées. (C) Détail de l'image avec des cellules fluides, solides et poreuses pour les trois grilles dans un plan de coupe planaire.

Les simulations ont été initialisées par une vitesse globale uniforme, une pression relative nulle et des valeurs déterminées empiriquement pour les grandeurs turbulentes dans le domaine de calcul. Un pas de temps de Δt = 10−3 s a été choisi. Un champ d'écoulement convergé avec un gradient de pression constant et un profil de vitesse développé a pu être observé après un laps de temps T ≈ 0,8 s. Ensuite, les simulations ont été poursuivies jusqu'à T = 1,1 s. A la fin des simulations, les résidus maximaux pour les vitesses et la pression chutent à au moins 10−3 .

Au total, 18 simulations ont été réalisées pour cette étude, qui sont résumées dans le tableau 4. Huit simulations ont été réalisées pour la surface de la fonte sur le « milieu » de la grille à différents nombres de Reynolds. De plus, 10 simulations avec la grille « grossière » et la grille « fine » ont été réalisées pour des nombres de Reynolds ReH ≥ 250 000, où un régime totalement rugueux

Machine Translated by Google

a été identifié, et à ReH = 100 000, où des données expérimentales étaient disponibles pour le écoulement du canal avec la surface en fonte.

Tableau 4. Aperçu des simulations DPM effectuées pour la simulation d'écoulement de canal avec le modèle rugosité du fer.

ReH	Fonte		
	Grille 'Grossier'	Grille 'Milieu'	Grille 'Bien'
75 000	-		-
100 000			
150 000	-		-
200 000	-		-
250 000			
300 000			
350 000			
400 000			

2.5. Méthode de détermination de la valeur ks pour les surfaces rugueuses à partir du Simulations DPM

Dans un premier temps, les gradients de pression ∂p/∂x des écoulements de canaux simulés ont été déterminé pour chaque simulation DPM à un certain nombre de Reynolds. Par la suite, le La contrainte de cisaillement de paroi moyenne en surface τw,r au niveau de la paroi brute a dû être déterminée pour définir la vitesse adimensionnelle u^+ et longueur y +. Cette contrainte de cisaillement du mur a été calculée sur la base sur un équilibre de quantité de mouvement simplifié pour un écoulement de canal avec une rugosité de paroi unilatérale (Équation (10)) définie par Burattini et al. [27]. La variable τw,s désigne le cisaillement du mur contrainte au niveau de la paroi lisse du canal dans l'équation (10).

$$\tau_{w,r} = H \cdot \partial p/\partial x - \tau_{w,s} \quad (10)$$

Par la suite, le profil de vitesse sans dimension $u^+ = f(y+)$ a été créé par la procédure suivante : premièrement, la position de hauteur nulle $y^+ = 0$ a été déterminé par moyenne de hauteur les hauteurs de rugosité et prendre la valeur moyenne comme hauteur nulle. Ensuite, les vitesses de les simulations DPM ont été moyennées en surface le long de la coordonnée normale au mur pour créer un profil de vitesse unidimensionnel u = f(y). Ces variables ont été normalisées pour obtenir u^+ iden- = u/(τw,r/ρ) 0,5 et y^+ = y · (τw,r/ρ) 0,5/v. La rétrogradation caractéristique peut être tifié à partir de ce profil de vitesse $u^+ = f(y+)$ en comparant le profil de vitesse simulé avec un profil de vitesse dans la région logarithmique de la couche limite rugueuse basé sur Équation (2). Cette procédure a été répétée pour toutes les simulations au Reynolds étudié. Nombres. En traçant la fonction de rugosité Δu^+), il a été analysé si un $\Delta u^+ = f(k_s^+)$ Une asymptote complètement grossière a été atteinte, ce qui indique un régime totalement grossier [33]. Alors, k_s^+ a été calculé par l'équation (11) [19], avec B = 5,0 et κ = 0,41.

$$\Delta u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(k_s^+) + B - 8{,}5 \quad (11)$$

Enfin, la rugosité équivalente des grains de sable ks a été déterminée pour les simulations DPM dans ce régime entièrement rugueux par l'équation (12).

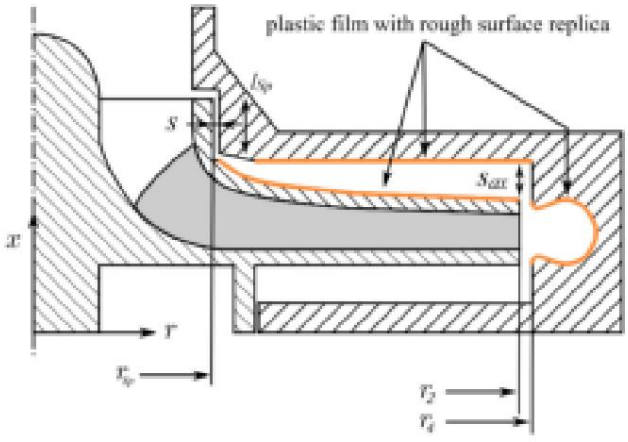
$$k_s = \frac{k_s^+ \cdot \nu}{(\tau_{w,r}/\rho)^{0,5}} \quad (12)$$

Machine Translated by Google

2.6. Configuration expérimentale et numérique pour l'enquête sur les turbopompes 2.6.1.

Configuration numérique Après avoir déterminé la rugosité équivalente des grains de sable ks pour la fonte à partir des simulations DPM, la valeur ks a été spécifiée au niveau des parois brutes dans une simulation de turbopompe pour tenir compte des effets de rugosité dans la pompe. La pompe étudiée est une pompe d'essai radiale avec une vitesse spécifique ns = 13,4 1/min. Sa conception a été adoptée à partir d'une pompe industrielle avec des modifications mineures. La coupe méridionale à travers la pompe, ainsi que les informations géométriques les plus importantes peuvent être trouvées sur la figure 14. La turbopompe était auparavant utilisée par notre institut pour étudier le champ d'écoulement [48] et les pertes de débit [2,49] ou l'acoustique [50] dans les turbopompes radiales à faibles vitesses spécifiques.

Pour cette étude, des calculs URANS ont été effectués pour la turbopompe à l'aide du solveur commercial ANSYS CFX 2021 R1 (ANSYS Inc., Canonsburg, PE, USA). Les équations régissant l'écoulement ont été résolues sur une grille tridimensionnelle basée sur la méthode des volumes finis. La stratégie du solveur était implicite avec une haute résolution et un schéma Euler rétrospectif pour la discrétisation spatiale et temporelle. L'exécutable du solveur double précision a été utilisé.
Des grilles structurées en blocs avec des éléments hexaédriques ont été créées avec ICEM CFD 18 (ANSYS Inc., Canonsburg, PE, USA). Tous les composants hydrauliques de la pompe (roue, volute, chambres latérales, espace d'étanchéité et tuyaux) ont été considérés comme des sous-domaines tridimensionnels et maillés séparément. Le domaine de calcul avec les emplacements des conditions d'entrée et de sortie, ainsi que certains détails de la grille de calcul, sont illustrés dans la figure
Une distance de mur moyenne en surface de y ‡ 1 avec un taux de croissance normal de 1,25 a été réalisée pour tous les murs et toutes les couches limites ont été résolues à l'aide de 26 cellules de grille avec un taux de croissance de 1,25. La grille finale totalise 25,1 M d'éléments de grille avec un angle de grille minimum de 23◦ . De plus, les rapports d'aspect étaient ≤ 100 dans 99,93 % du volume. Des rapports d'aspect plus élevés (> 1 000) ont été tolérés uniquement dans de petites zones (0,01 % du volume, principalement dans la conduite d'évacuation) afin d'éviter une présence massive d'éléments de maillage dans ces zones.



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

Figure 14. Paramètres géométriques les plus importants de la pompe et position des films plastiques collés pour étudier l'effet de rugosité dans la pompe. Montré dans une section méridionale à travers la roue, les chambres latérales et la volute.

Les propriétés fluides de l'eau à 20 ◦C ont été utilisées (densité ρ = 997 kg/m3 , cinématique viscosité v= 10−6 m2/s). Le modèle k-ω-SST [46] a été utilisé pour la fermeture et les effets de courbure aérodynamique ont été pris en compte avec le modèle de Smirnov et Menter [51]. Limite

Machine Translated by Google

Les conditions ont été fixées comme suit : une pression statique relative de valeur nulle a été définie à l' entrée du tuyau d'aspiration ainsi qu'une turbulence à gradient nul. De plus, un débit massique constant a été spécifié à la sortie de la conduite de refoulement. Tous les murs ont été supposés être adiabatiques et des conditions antidérapantes s'appliquent. Les effets de rugosité ont été modélisés dans le solveur d'écoulement en utilisant l'approche de Lechner et Menter [8]. La rugosité des grains de sable de ks = 175 µm pour la fonte (déterminée par les simulations DPM dans la section 3.2) a été spécifiée pour les parois brutes de la chambre latérale avant et la volute de la pompe. À ces endroits, les répliques auto-adhésives microstructurées présentant la rugosité de la fonte ont également été appliquées sur les parois de la pompe expérimentale. Par conséquent, il était possible de garantir que la même rugosité de surface aux mêmes endroits était utilisée dans la pompe, tant expérimentalement que numériquement. Toutes les autres surfaces de la pompe ont été supposées être hydrauliquement lisses puisque la pompe fabriquée a également subi une procédure de polissage complète.

Les données de performance (hauteur de pression, efficacité interne) de la pompe ont été déterminées numériquement à quatre points de fonctionnement. Par conséquent, une vitesse de rotation de n = 1450 1/ min et des débits de Q = (46 ; 65 ; 85 ; 93) m3/h ont été choisis pour définir les points de fonctionnement. Pour coupler les composants rotatifs et fixes de la pompe, la méthode rotor-stator transitoire a été utilisée avec un pas de temps égal à une rotation de 1,5◦ de la roue. La convergence a été atteinte lorsque les résidus maximaux étaient inférieurs à 5 · 10−3 et que toutes les valeurs surveillées avaient atteint un état stabilisé. Chaque simulation a été réalisée pour 10 tours de roue et une moyenne temporelle pour l'analyse statistique des données de performance a été effectuée sur le dernier tour de roue.

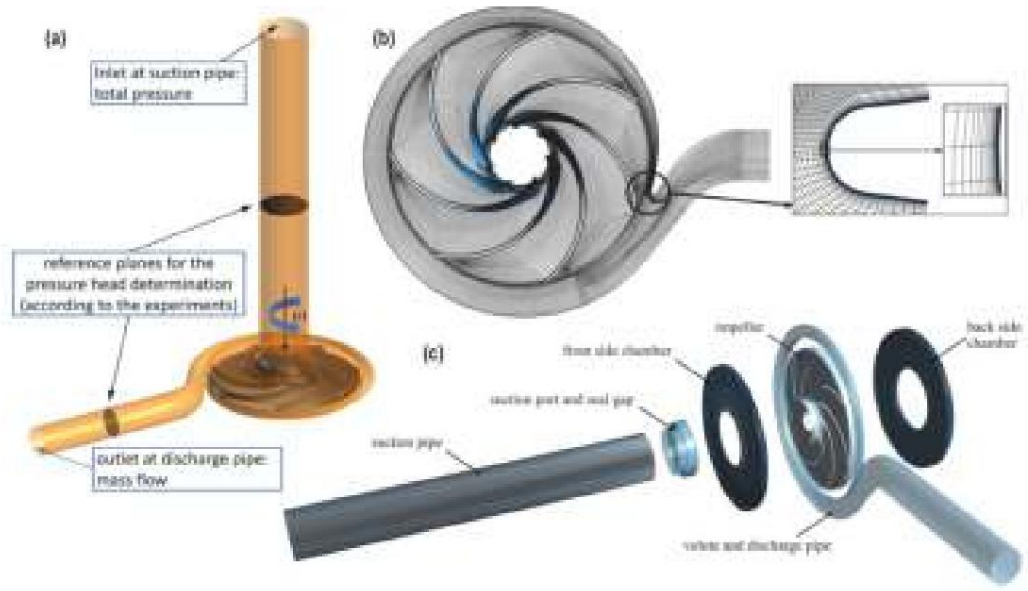


Figure 15. Modèle de turbopompe. (a) Vue 3D du domaine de calcul avec les emplacements d'entrée et de sortie. (b) Grille à travers la roue et la volute, ainsi qu'une vue détaillée de la grille autour de la langue de la volute, et (c) domaine de la turbopompe en vue éclatée.

2.6.2. Configuration

expérimentale Des expériences avec la pompe d'essai (Figure 16) ont été menées afin de fournir une base de validation pour les simulations de pompe avec des parois rugueuses. Par conséquent, la pompe expérimentale d'origine a dû être modifiée puisque toutes les pièces de la pompe ont été fabriquées par fraisage CNC avec une précision dimensionnelle élevée, et les surfaces intérieures ont ensuite été polies, de sorte que les couches limites indiquaient un comportement hydrauliquement lisse (ka ≤ 0,4 µm). Pour tenir compte des effets de rugosité de la surface en fonte, les surfaces polies de la pompe d'essai ont été artificiellement rendues rugueuses avec les répliques en plastique adhésif contenant la structure de surface en fonte . Ici, la surface des parois avec les répliques était limitée à l'ensemble de la chambre côté aspiration et à la volute, car il a été démontré dans des études précédentes que la majorité des

Machine Translated by Google

des pertes dues aux effets de rugosité se produisent dans ces régions [52]. Les régions où la réplique de surface en fonte a été appliquée dans la pompe d'essai sont affichées dans la figure 14.



Figure 16. Détails de la pompe d'essai. Le chiffre est tiré de la réf. [2].

La pompe d'essai a été installée dans un banc d'essai en boucle fermée (Figure 17), où la hauteur de pression (totale) Hp a été déterminée en mesurant les pressions du côté aspiration et pression de la pompe avec, respectivement, quatre capteurs de pression dans deux anneaux. lignes selon DIN EN ISO 9906 (classe 1) [53]. Le débit a été mesuré avec un débitmètre magnétique inductif, et le couple M et la vitesse de rotation n de la roue ont été déterminés avec une bride de mesure sans contact pour tenir compte de l'efficacité interne ηi par :

$$\eta i = \frac{\rho \cdot g \cdot Hp \cdot Q}{M \cdot 2\pi n}. \quad (13)$$

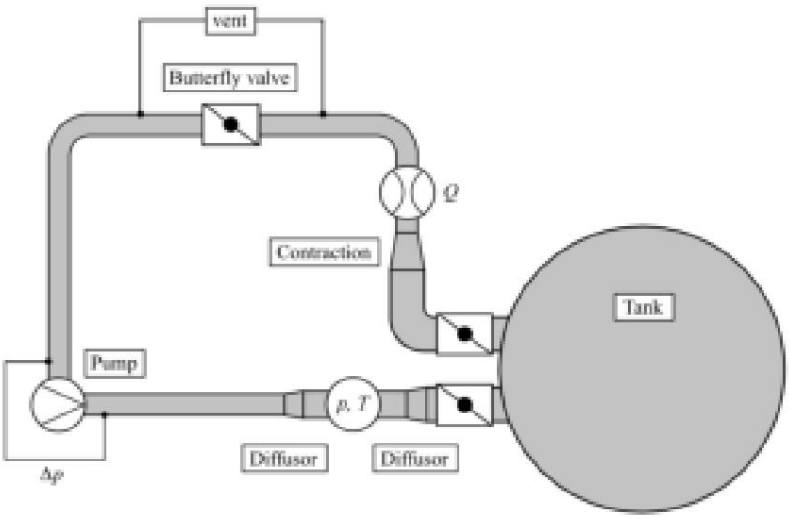


Figure 17. Dessin schématique du banc d'essai avec la pompe d'essai.

3. Résultats et discussion

3.1. Gradients de pression ∂p/∂x et profils de vitesse u+ = f(y +) dans les écoulements de canaux avec rugosité des

parois. Les gradients de pression évalués expérimentalement et numériquement sont tracés dans la figure 18. Un écart relatif de ≈ 5 % est obtenu entre le gradient de pression mesuré et simulé dans le canal rugueux pour les grilles « moyenne » et « fine » à ReH = 100 000. La simulation avec la grille « grossière » présentait un écart plus élevé de ≈ 5 %. ≈10 % au ∂p/∂x mesuré .

Dans la plage de Re ≥ 250 000, où le régime totalement rugueux est présent pour la fonte (expliqué dans les sections suivantes), les résultats des grilles « moyenne » et « fine » montrent également des gradients de pression similaires. La grille « grossière » calcule des gradients de pression légèrement inférieurs à ces nombres de Reynolds élevés. À ReH = 400 000, la grille « grossière » et la grille « fine » s'écartent de ≈10 %, tandis que la différence relative entre la grille « moyenne » et la grille « fine » n'est que de 2 %.

Machine Translated by Google

En raison des résultats similaires des grilles « moyenne » et « fine » entre elles, ainsi que du bon accord avec les données expérimentales, les simulations sur la grille « moyenne » sont utilisées pour l'évaluation suivante et le calcul de la valeur ks.

Sur la base des gradients de pression et de la procédure décrite dans la section 2.5, le non- = f(y +) a été et un exemple de tracé de vitesse pour la $^{+}$ obtenu pour les simulations DPM. Les profils de vitesse unidimensionnels grille "milieu" à ReH = 350 000 sont illustrés à la figure 19. Le profil de vitesse montré a été obtenu à un nombre de Reynolds élevé, où un régime totalement approximatif est présent. Une diminution significative du profil simulé par rapport à la loi logarithmique dans la couche limite lisse est visible sur cette figure. De plus, il existe une correspondance claire entre le profil de vitesse logarithmique dans le régime de rugosité selon l'équation (2) et celui simulé. Cet accord a été recherché pour chaque simulation DPM afin de calculer les fonctions de rugosité Δu + k +), qui seront discutées

$$= f(k_{s,}^{+} \quad _{t}$$

dans la section suivante.

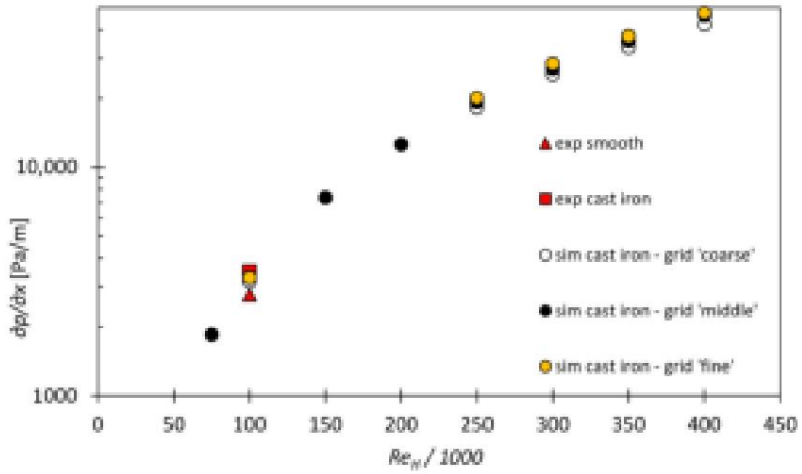


Figure 18. Gradients de pression évalués expérimentalement et numériquement dans les écoulements du canal avec la surface de la fonte. De plus, une valeur expérimentale d'un écoulement de canal lisse à ReH = 100 000 a été ajoutée pour montrer la capacité du DPM à modéliser les effets de rugosité dans le canal. Attention : les incertitudes de mesure des mesures de pression ne sont pas affichées mais étaient inférieures à 1% des valeurs moyennes.

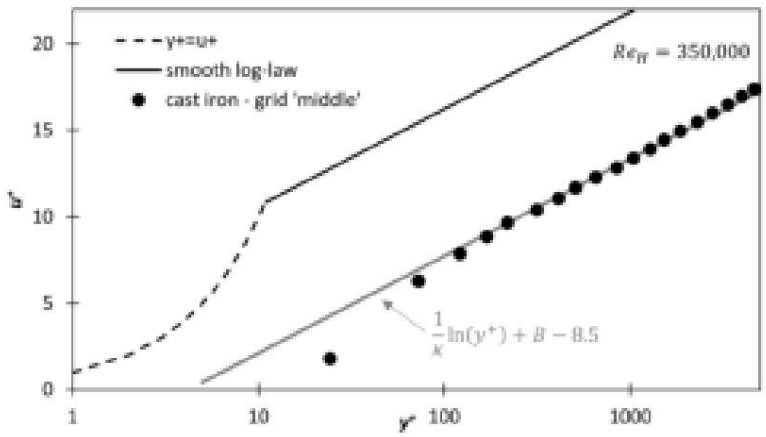


Figure 19. Profil de vitesse sans dimension pour la simulation DPM avec une rugosité de fonte à Re = 350 000. Pour la détermination de la loi logarithmique dans le régime de rugosité par l'équation (2), les constantes κ = 0,41 et B = 5,0 ont été utilisées. . Le rétrogradage a été identifié comme Δu + = 8,5.

Machine Translated by Google

3.2. Détermination de la rugosité équivalente des grains de sable ks en régime totalement grossier

La fonction de rugosité $\Delta u^+ = f(k_t^+)$ est tracé sur la figure 20 pour identifier le régime entièrement grossier, dans lequel la valeur ks appropriée pour la fonte peut être identifiée. De plus, la fonction de rugosité pour le sable uniforme de Nikuradse [54] est incluse dans ce graphique. Comme le montre cette figure, un comportement asymptotique émergent est observable pour la fonte au-dessus d'un nombre de Reynolds de ReH = 250 000, indiquant le régime complètement rugueux à un Re plus élevé.

Dans ces régimes entièrement approximatifs, la valeur ks peut être déterminée par l'équation (11) et l'équation (12). Le tableau 5 résume les valeurs ks pour les simulations aux nombres de Reynolds les plus élevés. Des valeurs similaires pour ks , avec des écarts inférieurs à 5 % par rapport à la valeur moyenne, sont obtenues pour les nombres de Reynolds, dans lesquels un régime totalement approximatif est présent. La rugosité des grains de sable donne une valeur moyenne de ≈ 175 µm. Par rapport aux larges plages de valeurs de rugosité du sable pour une surface en fonte tirées de la littérature (tableau 1 à la page 3), les valeurs ks déterminées dans cette étude sont proches des limites inférieures pour ks de la fonte rapportées dans les études expérimentales dans les réf. [3,13-15,17].

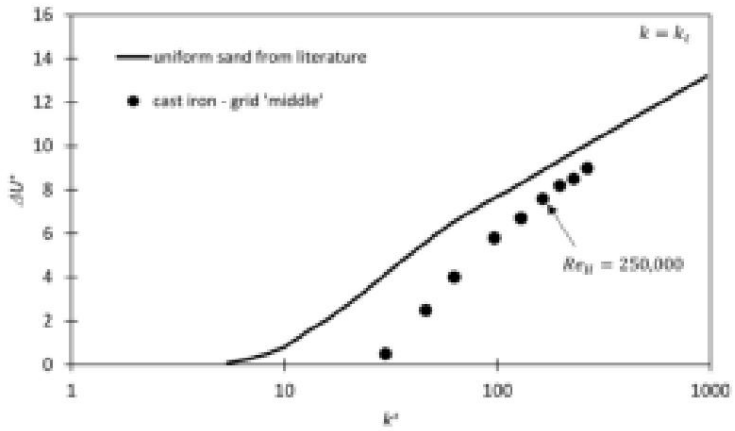


Figure 20. Fonction de rugosité $\Delta u^+ = f(k_t^+)$ pour la rugosité de la fonte de la simulation avec grille 'milieu'. La fonction de rugosité pour le sable uniforme de Nikuradse [54] est incluse dans la figure.

Tableau 5. Valeurs ks calculées pour la simulation DPM avec la surface en fonte aux nombres de Reynolds élevés.

Concernant	Fonte Grille 'Milieu'
250 000	ks = 168 µm
300 000	ks = 179 µm
350 000	ks = 174 µm
400 000	ks = 184 µm
moyenne	ks = (176 ± 8) µm

Après avoir déterminé la valeur ks, il a également été vérifié si les fonctions de rugosité $\Delta u^+ = f(k_s^+)$ s'effondrent avec la fonction du sable uniforme de Nikuradse [54]. Ceci est illustré sur la figure 21. Une excellente correspondance de la fonction de rugosité est reconnaissable dans le régime entièrement rugueux. Cela montre que les valeurs ks déterminées de la fonte indiqueront le même effet de rugosité dans l'écoulement que le sable uniforme de même hauteur. Ceci est nécessaire pour l'application de la valeur ks pour la modélisation de la rugosité dans la simulation de turbopompe suivante et démontre que la méthodologie de détermination de ks avec le DPM indique des résultats raisonnables.

Machine Translated by Google

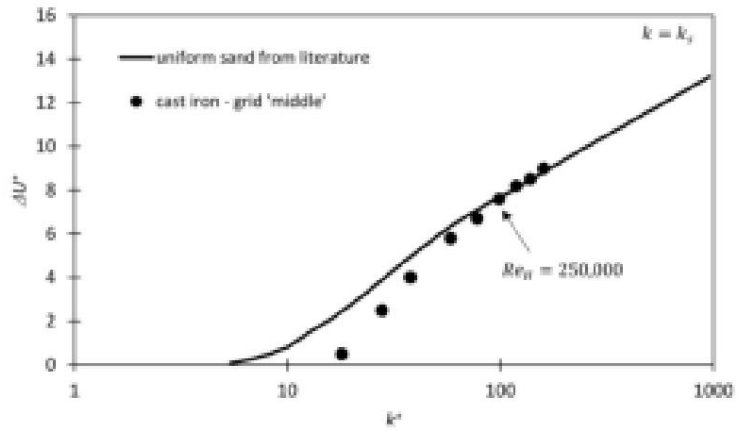


Figure 21. Fonction de rugosité Δu + = f(k s) pour la rugosité de la fonte. La fonction de rugosité pour le sable uniforme de Nikuradse [54] est incluse dans la figure.

3.3. Simulation des données de performances d'une turbopompe radiale avec rugosité des parois

Les courbes de hauteur de pression simulée Hp = f(Q) et d'efficacité ηi = f(Q) sont affichées et comparées aux données de performances observées expérimentalement dans les figures 22 et 23. De plus, les courbes de données de performances simulées et mesurées sont affichées pour une turbopompe à parois hydrauliquement lisses. Il existe un bon accord dans les données de performances entre les résultats de simulation avec la valeur ks implémentée et les mesures de la pompe avec des surfaces rugueuses. Les écarts absolus entre les expériences et les valeurs numériques vont de (0,1 à 1,1) m pour la hauteur de pression Hp et (1,7 à 3,6) % pour l'efficacité ηi sur toute la courbe de performance. Ces écarts par rapport aux valeurs expérimentales peuvent être beaucoup plus importants si ks est estimé à l'aide de corrélations empiriques ou d'autres valeurs de la littérature, par exemple à partir du tableau 1. Une comparaison des caractéristiques de la pompe avec trois valeurs ks estimées différemment pour la fonte est donnée dans la figure 24.

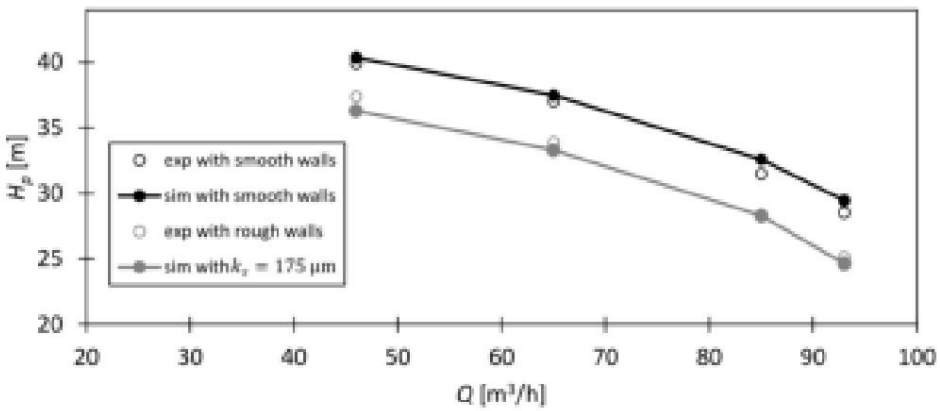


Figure 22. Courbe de pression Hp = f(Q) de la turbopompe radiale évaluée expérimentalement et numériquement. Attention : les incertitudes de mesure des caractéristiques de la pompe ne sont pas affichées mais sont inférieures à 1 % des valeurs moyennes.

De plus, une comparaison peut être faite entre la turbopompe à parois rugueuses et celle à parois hydrauliquement lisses. La figure 22 montre une réduction permanente de la hauteur de pression en ΔHp ≈ −4 m du cas de simulation « mur lisse » au cas de simulation « mur rugueux ». L'impact sur l'efficacité de la pompe est encore plus important si les effets de rugosité ne sont pas pris en compte dans les simulations. Un décalage constant et absolu d'environ Δηi ≈ −10 % est présent entre les simulations avec et sans prise en compte de la rugosité. Ces résultats montrent l'importance

Machine Translated by Google

de considérer les effets de rugosité dans les simulations de turbopompes à faibles vitesses spécifiques. Les composants hydrauliques actuels (roue, chambres latérales, volute) d'une pompe sont en fonte ou en fonte, ce qui peut présenter des hauteurs de rugosité importantes, notamment avec l'augmentation de la durée de fonctionnement de la pompe. Comme le montrent déjà la Figure 1 ou la Figure 23, des écarts importants pourraient exister entre les expériences réalisées avec une pompe fabriquée et les simulations de débit d'une pompe conçue par ordinateur, lorsque ces rugosités ne sont pas prises en compte dans les simulations.

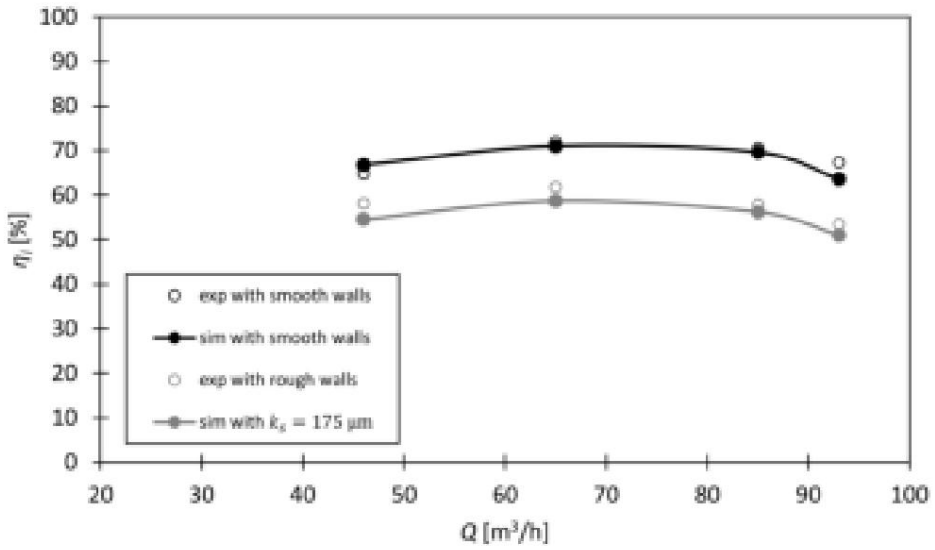


Figure 23. Courbe d'efficacité ηi = f(Q) de la turbopompe radiale évaluée expérimentalement et numériquement . Attention : les incertitudes de mesure des caractéristiques de la pompe ne sont pas affichées mais sont inférieures à 1% des valeurs moyennes.

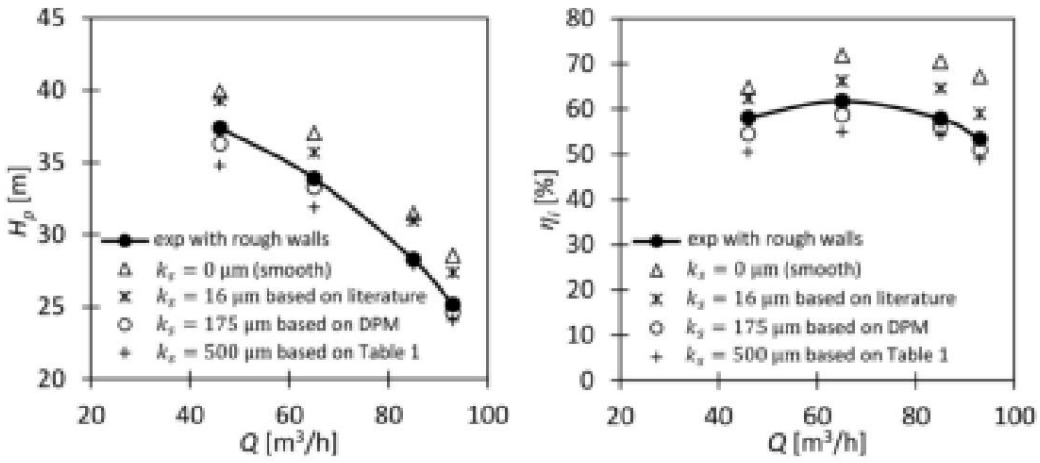


Figure 24. Caractéristiques de la pompe évaluées numériquement de la turbopompe radiale. Les valeurs ks pour la fonte ont été estimées par trois méthodes différentes : premièrement, par une corrélation empirique tirée de la littérature [21]. Deuxièmement, par la procédure DPM. Troisièmement, une valeur représentative du tableau 1 a été choisie.

4. Limites

Bien que l'utilisation du DPM donne des résultats prometteurs, la méthode en est encore à ses premiers stades de développement. À ce propos, le DPM tente d'approcher la traînée dans le flux 3D en calculant les valeurs de traînée 2D de formes corporelles régulières. L'hypothèse d'utiliser des valeurs 2D est faite puisque la structure de rugosité 3D (dans la couche de cellules poreuses d'une hauteur de cellule) est projetée sur la face de la cellule dans le sens du courant et dans le sens de l'envergure, pour créer des formes 2D dans le sens du courant.

Machine Translated by Google

et dans le sens de l'envergure, respectivement. Il en résulte différentes valeurs de traînée pour les différentes directions, qui sont utilisées pour estimer la chute de pression dans l'écoulement 3D au-dessus d'une cellule. La prochaine étape de l'extension de la méthode consistera à trouver un moyen optimisé de modéliser la source de pression pour chaque forme corporelle régulière idéalisée dans les cellules poreuses. Cela pourrait être réalisé, par exemple, sur la base d'une optimisation de l'IA, où chaque forme corporelle idéalisée dans la cellule se voit attribuer un coefficient de traînée cd optimisé par l'IA correspondant . De plus, il y aura une influence des éléments de rugosité adjacents sur la valeur cD, qui n'est actuellement pas dans la formulation DPM. L'une des prochaines étapes sera d'intégrer cette influence. Tous ces points montrent qu'il y a encore des marges d'amélioration du DPM. Néanmoins, la détermination de ks fonctionne bien malgré les simplifications et les hypothèses : la simulation approximative de l'écoulement du canal donne une valeur comparable à l'expérience (Figure 18), la valeur de ks est dans la gamme de la littérature (Tableaux 1 et 5) et la pompe les caractéristiques des simulations concordent bien avec les expériences (Figures 22 et 23).

En comparant le scan original en fonte avec la réplique (tableau 2), il a été constaté que des paramètres géométriques importants, tels que kt et ka, étaient similaires entre les deux surfaces. Cependant, les paramètres de surface Sk et ES différaient entre les surfaces, ce qui peut être attribué au processus de fabrication de la réplique. Cela n'affecte pas l' objectif initial de cet article, à savoir que la valeur ks puisse être raisonnablement déterminée pour une rugosité de surface arbitraire par le DPM, puisque tous les résultats expérimentaux et numériques se réfèrent à la réplique. Cependant, en raison des différents paramètres de surface, la traînée dans la couche limite rugueuse entre le scan et la réplique pourrait être affectée, ce qui peut également influencer ks . À ce sujet, la surface en fonte d'origine pourrait avoir une rugosité de grain de sable plus élevée que la réplique en raison de l'asymétrie plus grande et de la pente effective [22]. Pour les études futures, nous tenterons d' optimiser davantage le processus de fabrication afin de rapprocher les paramètres de surface entre le scan et la réplique.

De plus, la simulation de flux de canal DPM vient d'être validée à un nombre de Reynolds (ReH = 100 000). Malheureusement, il n'a pas été possible de valider également la rugosité de la fonte pour des Re plus élevés. La raison en est que la pompe du banc d'essai ne peut pas surmonter les pertes élevées à Re plus élevé. Actuellement, le banc d'essai est modifié afin que des évaluations de rugosité puissent être effectuées à l'avenir avec des nombres de Reynolds plus élevés.

5. Conclusions

La présente étude démontre une approche de simulation nouvelle et rapide sur la façon de déterminer la rugosité équivalente du sable ks pour des rugosités de surface irrégulièrement réparties. Les valeurs ks peuvent ensuite être utilisées dans la modélisation de la rugosité de simulations d'écoulement complexes, par exemple dans les turbomachines, pour prendre correctement en compte les données de performances.

Grâce à la méthode de porosité discrète (DPM) auto-conçue, il est possible de calculer l'effet dû à la rugosité dans une simulation sans résoudre directement la topologie complète de la rugosité. Ceci est réalisé en séparant une grille de calcul en trois zones et en traitant différemment les équations gouvernantes dans chaque zone. Premièrement, il existe des cellules solides qui sont complètement submergées par la surface rugueuse. Le flux est donc complètement coupé du réseau. Deuxièmement, il existe des cellules fluides dans lesquelles les équations déterminantes sont résolues. Troisièmement, il existe des cellules poreuses qui sont en partie recouvertes par les éléments de rugosité et le fluide. Les éléments de rugosité dans ces cellules poreuses ont été modélisés par des formes de corps idéalisées, qui provoquent une résistance à la traînée et donc une chute de pression dans l'écoulement.

Des simulations d'écoulement de canal avec une surface de fonte irrégulièrement répartie ont été calculées par le DPM à différents nombres de Reynolds. Les profils de vitesse des simulations DPM ont indiqué un déclin des courbes, qui augmente avec les nombres de Reynolds plus élevés et, par conséquent, les effets de rugosité croissants. En utilisant ce rétrogradage, la fonction de rugosité Δu^+) a été tracée pour identifier le régime totalement rugueux, où la valeur ks de la rugosité étudiée peut être déterminée. Pour la fonte, une valeur ks de 175 µm a été déterminée, ce qui est conforme aux données de la littérature pour la fonte. Les résultats des simulations de pompe réalisées avec la rugosité du sable équivalente à la fonte ont montré un bon accord avec les mesures expérimentales.

Machine Translated by Google

En résumé, le DPM représente une méthode prometteuse pour déterminer les valeurs ks des matériaux bruts. surfaces. Les temps de calcul de la méthode sont faibles par rapport à une résolution directe de les rugosités par une simulation d'écoulement. De plus, le DPM ne fournit qu'une seule valeur ks pour une surface numérisée spécifique, par exemple pour la fonte, alors que la littérature indique une large gamme de valeurs ks pour un ensemble de surfaces en fonte. Ces deux points permettront aux concepteurs de turbopompes de prendront en compte plus précisément les surfaces rugueuses dans leurs simulations de conception à l'avenir.

Dans les travaux ultérieurs, le DPM sera utilisé pour déterminer ks pour différentes surfaces en fonte. dans différentes parties de la turbopompe, comme dans la roue ou les chambres latérales. Ce sera utilisé pour étudier l'influence de la rugosité zonale (et de ses différentes surfaces topologies) sur les performances de la pompe. Les auteurs s'intéressent également à une question plus profonde compréhension de l'écoulement dans les chambres latérales rugueuses d'une pompe radiale à petit ns . Le le flux dans les chambres latérales montre une forte interaction avec les pièces de pompe adjacentes [2] et est crucial pour les performances de la pompe et les forces d'écoulement agissant dans la pompe.

Documents supplémentaires : Les informations complémentaires suivantes peuvent être téléchargées à l'adresse : https://www.mdpi.com/article/10.3390/ijtpp8010005/s1, Tableau S1 : valeurs CD pour le triangle angulaire gauche gauche. Tableau S2 : valeurs CD pour un triangle rectangle. Tableau S3 : valeurs CD pour le triangle à pointe centrée. Tableau S4 : valeurs CD pour les rectangles.

Contributions des auteurs : Conceptualisation, BT et F.-HW ; méthodologie, DVD et BT ; logiciel, DVD; validation, DVD et BT ; analyse formelle, BT ; enquête, BT; ressources, F.-HW; données conservation, BT ; rédaction – préparation du projet original, BT et DVD et F.-HW ; visualisation, BT et DVD ; supervision, F.-HW; administration de projet, F.-HW; financement acquisition, F.-HW All les auteurs ont lu et accepté la version publiée du manuscrit.

Financement : Ce travail a été soutenu financièrement par l'AiF dans le cadre du Collectif Industriel Research (IGF, projet 19024 BR/1) et par le Forschungskuratorium Maschinenbau eV (projet 7038900).

Déclaration du comité d'examen institutionnel : sans objet.

Déclaration de consentement éclairé : sans objet.

Déclaration de disponibilité des données : les valeurs cD des formes idéalisées dans la routine DPM sont stockées dans une base de données. Cette base de données est donnée dans le matériel supplémentaire.

Conflits d'intérêts : les bailleurs de fonds n'ont joué aucun rôle dans la conception de l'étude ; dans la collection, les analyses, ou interprétation des données ; dans la rédaction du manuscrit ; ou dans la décision de publier les résultats.

Nomenclature

UN	superficie, m2
B	constante, B = 5,0
b	largeur, m
CD	coefficient de traînée, -
ES	pente effective, -
ez	vecteur unitaire parallèle à l'axe z, -
FD	force de traînée, N
g	constante gravitationnelle, m/s2
H	hauteur du canal, m
Hp	hauteur de pression, m
h	hauteur/élévation, m
k	énergie cinétique turbulente, m2/s2
ka	hauteur de rugosité moyenne, m
kt	hauteur de rugosité du pic au creux, m
krms	Hauteur de rugosité RMS, m
ks	rugosité équivalente du grain de sable, m
L	longueur, m
M.	couple, Nm
m˙	débit massique, kg/s

Machine Translated by Google

n	vitesse de rotation, 1/min
ns	vitesse spécifique, 1/min
p	pression, Pa
Q	débit, m3/s
r	rayon, m
ReH	canal Nombre de Reynolds ub · H/v, -
S	terme source, Pa/m
Sk	asymétrie, -
t, T	temps, s
u, v, w	vitesses, m/s
ub	vitesse de masse, m/s
uτ	vitesse de frottement τw/ρ, m/s
∆u +	rétrogradation due à la rugosité, -
x, y, z	directions, m
α	rapport de superficie, -
β	angle d'entrée et de sortie, ◦
ν	viscosité cinématique, m2/s
νt	viscosité de Foucault, m2/s
ρ	densité, kg/m3
τw	contrainte de cisaillement du mur, Pa
ω	taux de dissipation spécifique, 1/s

Sous-, exposants et opérateurs

b	en vrac
cellule	cellule
H	hauteur du canal
je,	directions spatiales
j projet	projeté
opte	optimal / BEP
r	rugueux
RMS	racine quadratique moyenne
s	lisse
tot	total
∆/j	incrément
∞	flux gratuit
→	vecteur
+	mise à l'échelle avec les unités murales (uτ, ν)
. . .	quantité moyenne dans le temps
~~	quantité moyenne

Abréviations

BEP	meilleur point d'efficacité
Concernant	condition aux limites
DNS	simulation numérique directe

Méthode de porosité discrète DPM
Rel. Dév. écart relatif

Concernant	Nombre de Reynolds
RMS	racine quadratique moyenne

URANS instable selon Navier-Stokes en moyenne Reynolds

2D	bidimensionnel
3D	tridimensionnel

Références

1. Viet, DD; Kumar, J. ; Wurm, FH Modélisation de la rugosité des parois dans les simulations d'écoulement. Dans les Actes de la 4e Internationale Conférence sur les équipements rotatifs, Wiesbaden, Allemagne, 23-24 septembre 2019 ; Document n° 071 ; p. 1 à 11.
2. Juckelandt, K. ; Bleeck, S. ; Wurm, FH Analyse des pertes dans les pompes centrifuges à faible vitesse spécifique avec des fluides lisses et rugueux Des murs. Dans Actes de la 11e Conférence européenne sur les turbomachines, Madrid, Espagne, 23-26 mars 2015 ; Martelli, F., Díaz, RV, éd., 2015 ; p. 1 à 10.
3. Schlichting, H. ; Gersten, K. Théorie de la couche limite, 9e éd.; Springer : Berlin/Heidelberg, Allemagne, 2017.
4. Schlichting, H. Experimentelle Untersuchungen zum Rauhigkeitsproblem. Ing.-Arch. 1936, 7, 1–34. [Référence croisée]

Machine Translated by Google

5. Rotta, JC Das dans Wandnähe gültige Geschwindigkeitsgesetz turbulenter Strömungen. Ing.-Arch. 1950, 18, 277-280. [Référence croisée]
6. Flack, KA; Schultz, député ; Shapiro, TA Support expérimental pour l'hypothèse de similarité des nombres de Reynolds de Townsend sur les murs bruts. Phys. Fluides 2005, 17, 35102. [CrossRef]
7. Flack, KA; Schultz, député Examen des échelles de rugosité hydrauliques dans le régime entièrement rugueux. J. Fluides Ing. 2010, 132, 41203. [Référence croisée]
8. Lechner, R. ; Menter, FR Développement d'une condition aux limites de paroi rugueuse pour les modèles de turbulence basés sur Omega : TR-04-04, Parois rugueuses 1.1 ; ANSYS CFX : Otterfing, Allemagne, 2004.
9. Apsley, D. Calcul CFD de l'écoulement turbulent avec rugosité de paroi arbitraire. Turbulence de flux. Brûler. 2007, 78, 153-175. [Référence croisée]
10. Aupoix, B. Modélisation de la rugosité des murs avec le modèle kw SST. Dans les actes du 10e Symposium international ERCOFTAC sur la modélisation et les mesures techniques de la turbulence, Marbella, Espagne, 17-19 septembre 2014 ; Springer : Berlin/Heidelberg, Allemagne, 2014.
11. Wilcox, DC Formulation du modèle de turbulence k-oméga revisité. AIAA J. 2008, 46, 2823-2838. [Référence croisée]
12. Knopp, T. ; Eisfeld, B. ; Calvo, JB Une nouvelle extension pour les modèles de turbulence k-pour tenir compte de la rugosité des parois. Int. J. Débit de fluide thermique 2009, 30, 54-65. [Référence croisée]
13. Wagner, W. Strömung und Druckverlust, 6e éd.; Vogel : Wurtzbourg, Allemagne, 2008.
14. Fried, E. ; Idelcik, IE Flow Resistance : Un guide de conception pour les ingénieurs, première éd. ; Taylor & Francis : Philadelphie, PA, États-Unis, 1997.
15. Oertel fils, H. ; Bohle, M. ; Dohrmann, U. Strömungsmechanik : Grundlagen–Grundgleichungen–Lösungsmethoden—Softwarebeispiele, 5e éd.; Vieweg+Teubner : Wiesbaden, Allemagne, 2009.
16. Gülich, JF Centrifugal Pumps, 3e éd.; Springer : Berlin/Heidelberg, Allemagne, 2014.
17. White, FM Fluid Mechanics, 4e éd.; McGraw-Hill : Boston, MA, États-Unis, 1998.
18. Bons, JP Un examen des effets de rugosité de surface dans les turbines à gaz. J. Turbomach. 2010, 132, 021004. [Réf. croisée]
19. Schultz, député ; Flack, KA Couches limites turbulentes sur une paroi brute systématiquement variée. Phys. Fluides 2009, 21, 015104. [Référence croisée]
20. Sigal, A. ; Danberg, JE Nouvelle corrélation de l'effet de densité de rugosité sur la couche limite turbulente. AIAA J. 1990, 28, 554-556. [Référence croisée]
21. van Rij, JA; Belnap, BJ; Ligrani, Analyse PM et expériences sur la rugosité de surface irrégulière tridimensionnelle. J. Fluides Ing. 2002, 124, 671. [Référence croisée]
22. Chung, D. ; Hutchins, N. ; Schulz, député ; Flack, KA Prédire la traînée des surfaces rugueuses. Ann. Révérend Fluid Mech. 2021, 53, 439-471. [Référence croisée]
23. Forooghi, P. ; Stroh, A. ; Magagnato, F. ; Jakirlic, S. ; Frohnapfel, B. Vers une corrélation universelle de rugosité. J. Fluides Ing. 2017, 139, 121201. [Référence croisée]
24. Chan, L. ; MacDonald, M. ; Chung, D. ; Hutchins, N. ; Ooi, A. Une étude systématique de la hauteur de rugosité et de la longueur d'onde dans écoulement de canalisation turbulent dans le régime de transition difficile. J. Mécanique Fluide. 2015, 771, 743-777. [Référence croisée]
25. Yuan, J. ; Piomelli, U. Estimation et prédiction de la fonction de rugosité sur des surfaces réalistes. J. Turbul. 2014, 15, 350-365. [Référence croisée]
26. Busse, A. ; Tyson, CJ ; Sandham, Dakota du Nord ; Lützner, M. DNS de l'écoulement turbulent des canaux sur des surfaces rugueuses d'ingénierie. Dans Actes du 8e Symposium international sur les phénomènes de turbulence et d'écoulement de cisaillement, Poitiers, France, 28-30 août 2013.
27. Burattini, P. ; Leonardi, S. ; Orlandi, P. ; Antonia, RA Comparaison entre expériences et simulations numériques directes dans un écoulement du canal avec aspérité sur une paroi. J. Mécanique Fluide. 2008, 600, 403-426. [Référence croisée]
28. Thakkar, M. ; Busse, A. ; Sandham, ND Corrélations de surface de la traînée hydrodynamique pour les surfaces d'ingénierie transitionnellement rugueuses. J. Turbul. 2017, 18, 138-169. [Référence croisée]
29. Thakkar, M. ; Busse, A. ; Sandham, ND Simulation numérique directe de l'écoulement turbulent d'un canal sur un substitut du type Nikuradse rugosité. J. Mécanique Fluide. 2018, 837, R1. [Référence croisée]
30. Busse, A. ; Lutzner, M. ; Sandham, N. Simulation numérique directe d'un écoulement turbulent sur une surface rugueuse basée sur un balayage de surface. Calculer. Fluides 2015, 116, 129-147. [Référence croisée]
31. Forooghi, P. Weidenlener, A. ; Magagnato, F. ; Bohm, B. ; Kubach, H. ; Koch, T. ; Frohnapfel, B. DNS de l'impulsion et du transfert de chaleur sur des surfaces rugueuses basées sur des géométries réalistes de dépôt de chambre de combustion. Int. J. Flux de fluide thermique 2018, 69, 83-94. [Référence croisée]
32. Flack, KA; Schultz, député ; Rose, WB L'apparition des effets de rugosité dans le régime de transition rugueux. Int. J. Flux de fluide thermique 2012, 35, 160-167. [Référence croisée]
33. Flack, KA; Schultz, MP Effets de rugosité sur les écoulements turbulents délimités par des parois. Phys. Fluides 2014, 26, 101305. [CrossRef]
34. Flack, KA; Schultz, député ; Connelly, JS Examen d'une hauteur de rugosité critique pour la similarité de la couche externe. Phys. Fluides 2007, 19, 095104. [Réf. croisée]
35. Schultz, député; Flack, KA Mise à l'échelle du nombre de Reynolds de l'écoulement turbulent du canal. Phys. Fluides 2013, 25, 25104. [CrossRef]
36. Bussé, A. ; Sandham, ND Approche de forçage paramétrique pour l'écoulement turbulent des canaux à parois brutes. J. Mécanique Fluide. 2012, 712, 169-202. [Référence croisée]
37. Forooghi, P. ; Frohnapfel, B. ; Magagnato, F. ; Busse, A. Une approche de forçage paramétrique modifiée pour la modélisation de la rugosité. Int. J. Flux de fluide thermique 2018, 17, 200-209. [Référence croisée]

Machine Translated by Google

38. Jones, JR., DC Une amélioration du calcul du frottement turbulent dans les conduits rectangulaires. J. Fluides Ing. 1976, 98, 173-180. [Référence croisée]
39. EN ISO 5167-1:2003 ; Mesure du débit de fluide au moyen d'appareils à pression différentielle insérés dans des conduits à section circulaire en fonctionnement plein - Partie 1 : Principes généraux et exigences (ISO 5167-1:2003). Version allemande EN ISO 5167-1:2003 ; ISO : Genève, Suisse, 2003.
40. Bell, JH ; Metha, RD Contraction Conception pour petites souffleries à basse vitesse. JIAA Tr. 84 1988. Disponible en ligne : https : //ntrs.nasa.gov/api/citations/19890004382/downloads/19890004382.pdf (consulté le 29 janvier 2023).
41. Taylor, RP; Coleman, HW; Hodge, BK Prédiction du frottement turbulent de la peau des parois rugueuses à l'aide d'une approche par éléments discrets. J. Fluides Ing. 1985, 107, 251-257. [Référence croisée]
42. Magagnato, F. ; Bühler, S. ; Gabi, M. Modélisation de la rugosité des murs pour RANS et LES à l'aide de la méthode des éléments discrets. Dans les actes du Congrès international de mécanique théorique et appliquée (ICTAM) ; Denier, J., éd.; Union internationale de mécanique théorique et appliquée : Adélaïde, Australie, 2008.
43. Pritz, B. ; Magagnato, F. ; Gabi, M. Enquête sur l'effet de la rugosité de surface sur le flux pulsé dans les chambres de combustion avec LES. Dans Springer Proceedings in Physics ; Yoo, SD, éd.; Springer : Berlin/Heidelberg, Allemagne, 2008 ; pp. 69-76.
44. Stripf, M. ; Schulz, A. ; Bauer, HJ Modélisation de la transition de couche limite à paroi rugueuse et du transfert de chaleur sur les profils aérodynamiques de turbine. J. Turbomach. 2008, 130, 21003. [Référence croisée]
45. Menter, FR Meilleures pratiques : simulations à résolution d'échelle dans ANSYS CFD ; ANSYS CFX : Otterfing, Allemagne, 2015.
46. Menter, FR Modèles de turbulence à viscosité de Foucault à deux équations pour les applications d'ingénierie. AIAA J. 1994, 32, 1598-1605. [Référence croisée]
47. Fröhlich, J. Large Eddy Simulation turbulenter Strömungen, 1ère éd.; Teubner : Wiesbaden, Allemagne, 2006.
48. Witte, M. ; Torner, B. ; Wurm, FH Analyse des structures d'écoulement instables dans une turbomachine radiale en utilisant une décomposition orthogonale appropriée. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo 2018 ; Oslo, Norvège, 11-15 juin 2018 ; ASME : New York, NY, États-Unis, 2018.
49. Juckelandt, K. Experimentelle und numerische Untersuchung der Strömung in Pumpen Kleiner Spezifischer Drehzahl unter Berücksichtigung des Rauheitseinflusses. doctorat Thèse, Universität Rostock, Rostock, Allemagne, 2017.
50. Witte, M. ; Bleeck, S. ; Benz, C. ; Wurm, FH Etude expérimentale principale du comportement acoustique des pompes. Dans Actes de l'INTER-NOISE 2016 — 45e Congrès international et exposition sur l'ingénierie de contrôle du bruit : vers un avenir plus silencieux, Hambourg, Allemagne, 21-24 août 2016 2016 ; pages 7666 à 7674.
51. Smirnov, PE; Menter, FR Sensibilisation du modèle de turbulence SST à la rotation et à la courbure en appliquant le terme de correction Spalart – Shur. J. Turbomach. 2009, 131, 041010. [Réf. croisée]
52. Juckelandt, K. ; Wurm, FH Applicabilité de l'approche fonction paroi dans les simulations de turbomachines. À l'ASME Turbo Expo 2015 ; ASME., éd.; ASME : New York, NY, États-Unis, 2015 ; p. 1 à 10.
53. DIN EN ISO 9906 ; Pompes rotodynamiques — Tests d'acceptation des performances hydrauliques — Grades 1, 2 et 3 (ISO 9906:2012) ; Allemand version EN ISO 9906:2012 ; ISO : Genève, Suisse, 2012.
54. Nikuradse, J. Strömungsgesetze in rauhen Rohren. VDI-Forschungsheft 1933, 4. Disponible en ligne : https://www.scirp.org/(S(35 1jmbntvnsjt1aadkozje))/reference/referencespapers.aspx?referenceid=2054940 (consulté le 18 octobre 2022).

Avis de non-responsabilité/Note de l'éditeur : Les déclarations, opinions et données contenues dans toutes les publications sont uniquement celles du ou des auteurs et contributeurs individuels et non de MDPI et/ou du ou des éditeurs. MDPI et/ou le(s) éditeur(s) déclinent toute responsabilité pour tout préjudice corporel ou matériel résultant des idées, méthodes, instructions ou produits mentionnés dans le contenu.

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Article

Turbulence active Turbulence d'entrée contrôlée par grille et Réplication des champs de flux d'échangeur de chaleur dans les applications de ventilateurs

Félix Czwielong* et Stefan Becker

Institut de mécanique des fluides, Université Friedrich-Alexander d'Erlangen-Nuremberg, Cauerstr. 4, 91058 Erlangen,
Allemagne * Correspondance : felix.czwielong@fau.de

Résumé : Une nouvelle grille de turbulence active de l'Institut de Mécanique des Fluides de la FAU Erlangen- Nuremberg est introduite. L'objectif de cette grille n'est pas l'étude de base de la mécanique des fluides, comme c'est généralement le cas avec les grilles de turbulence actives, mais la génération de conditions d'entrée définies pour les ventilateurs axiaux. Ainsi, au moyen de la grille de turbulence active, les caractéristiques individuelles de turbulence dans l'écoulement vers le ventilateur peuvent être modifiées ; par conséquent, les interactions fondamentales entre la mécanique de l'écoulement au niveau du ventilateur axial et le rayonnement sonore peuvent être analysées. De plus, la réplication des champs d'écoulement des échangeurs de chaleur par la grille de turbulence active est au centre des investigations. Les investigations ont montré qu'il est possible d'utiliser la grille de turbulence active pour générer des conditions d'entrée définies pour les ventilateurs axiaux. Il a également été possible de reproduire les champs d'écoulement des échangeurs de chaleur tant pour les valeurs moyennes de turbulence que pour les distributions spatiales. Il a été constaté que la grille induit des composantes tonales dues aux moteurs d'entraînement, mais également que le bruit inhérent n'a pas d'influence significative sur le spectre des ventilateurs étudiés. Sur la base de caractéristiques de turbulence sélectionnées, des corrélations directes ont été trouvées entre la distribution spatiale du niveau de turbulence et le rayonnement sonore à la fréquence de passage de la première pale du ventilateur axial. À mesure que la variance du niveau de turbulence augmente, le rayonnement sonore des composantes tonales devient plus prononcé. Toutefois, le niveau de pression acoustique total est principalement déterminé par le son à large bande basse fréquence. Une relation linéaire entre la valeur spatiale moyenne du niveau de turbulence et le niveau de pression acoustique total a été trouvée pour le ventilateur axial étudié.

check for updates

Citation : Czwielong, F. ; Becker, S. Turbulence active contrôlée par grille Turbulence d'afflux et réplication des champs d'écoulement des échangeurs de chaleur dans les applications de ventilateurs. Int. J. Turbomach. Propulse. Puissance 2023, 8, 1. https:// doi.org/10.3390/ijtpp8010001

Rédacteur académique : Marcello Manna

Reçu : 30 août 2022
Révisé : 30 novembre 2022
Accepté : 22 décembre 2022
Publié : 4 janvier 2023

Copyright : © 2023 par les auteurs. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.
Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

Mots-clés : bruit du ventilateur axial ; grille de turbulence active ; échangeur de chaleur; afflux contrôlé; turbulences d'afflux ; bruit de bord d'attaque

1. Introduction

Les grilles de turbulence sont utilisées dans les souffleries et les bancs d'essai de ventilateurs axiaux pour générer des intensités de turbulence accrues, des échelles de longueur modifiées et des champs d'écoulement définis [1,2]. Une distinction est faite entre les grilles de turbulence actives et passives. Les grilles de turbulence passives sont constituées d'entretoises rigides qui génèrent un orifice défini et un blocage du champ d'écoulement [3]. Les grilles de turbulence actives (ATG), quant à elles, sont constituées d'arbres auxquels sont attachées des ailes, appelés générateurs de turbulence. Les arbres sont entraînés par des moteurs situés en dehors du flux. Les moteurs génèrent un mouvement de rotation qui est transmis aux arbres et aux générateurs de turbulences. La rotation des générateurs de turbulence peut influencer l'intensité de la turbulence, l'échelle de longueur de la turbulence et l'homogénéité du champ d'écoulement [4]. Le grand avantage de la grille de turbulence active est qu'un grand nombre de conditions d'écoulement différentes peuvent être générées avec une seule grille [5,6]. Les paramètres de turbulence sont ajustés en modifiant la vitesse de rotation des arbres individuels. Les grilles de turbulence actives sont utilisées depuis 1991 pour les études fondamentales des écoulements et des propriétés de turbulence dans les souffleries [7, Ils sont généralement exploités dans un canal carré et le flux généré par les réseaux est analysé en aval. Dans une nouvelle approche, une grille de turbulence active sera utilisée pour reproduire les champs d'écoulement réels et générer une turbulence d'entrée variable pour les ventilateurs axiaux. Ainsi, le

Machine Translated by Google

la grande variabilité du champ d'écoulement due à la grille de turbulence active est utilisée et étudiée dans le contexte des ventilateurs axiaux. Deux questions en découlent et doivent être explorées au travers de cette approche. D'une part, il s'agit d'étudier dans quelle mesure il est possible de reproduire les champs d'écoulement réels des échangeurs de chaleur. Cela soulève également la question de savoir en quoi le rayonnement sonore du ventilateur diffère entre le champ d'écoulement réel et le champ d'écoulement imité. Cette application concrète des ventilateurs axiaux avec échangeurs de chaleur côté aspiration revêt une importance particulière car, d'une part, ils sont utilisés dans une variété d'appareils à proximité immédiate des humains, tels que les pompes à chaleur [9]. D'un autre côté, on ne comprend pas encore complètement pourquoi un échangeur de chaleur côté aspiration peut augmenter le rayonnement sonore des ventilateurs axiaux [10,11]. De plus, des simulations CFD complètes du champ d'écoulement à travers les échangeurs de chaleur ne sont pas possibles jusqu'à présent [12,13]. Si l'imitation de champs d'écoulement réels au moyen de l'ATG réussissait, alors dans les futures recherches expérimentales dans le domaine des pompes à chaleur et de la climatisation, il serait possible d'éviter des changements fastidieux entre de nombreux échangeurs de chaleur. Cela permettrait de gagner du temps dans la recherche ainsi que dans les entreprises industrielles. Une deuxième question, à laquelle il convient de répondre au moyen de grilles actives, est de savoir quelles sont les interactions physiques entre les turbulences d'afflux vers les ventilateurs axiaux et la génération sonore qui en résulte [14]. Avec la grille de turbulence active, il est possible d'ajuster indépendamment les caractéristiques de turbulence de l'écoulement, contrairement aux grilles de turbulence rigides. Ainsi, il a été montré dans la littérature qu'à faibles vitesses de rotation des générateurs de turbulences, l'échelle de longueur intégrale peut varier tandis que le niveau de turbulence reste constant. En revanche, à des vitesses de rotation élevées, il était possible de faire varier le niveau de turbulence, tandis que l'échelle de longueur restait inchangée [15]. Cette fonctionnalité offre la possibilité d'étudier les influences des paramètres de turbulence individuels sur le spectre de pression acoustique des ventilateurs axiaux et ainsi de mieux comprendre les mécanismes de génération sonore. Cependant, pour l'utilisation de la grille de turbulence active dans ce contexte, elle doit être étudiée sur le

d'une part si une modification des conditions d'afflux peut se produire si un conduit circulaire est disposé derrière le conduit carré de la grille de turbulence active. Les grilles de turbulence actives ont une forme carrée. Les ventilateurs axiaux, quant à eux, nécessitent un conduit circulaire. Un tel changement dans la section transversale a jusqu'à présent des effets inexpliqués sur la turbulence générée par la grille de turbulence active. Dans d'autres études avec un changement de section appliqué aux ventilateurs axiaux, des points de turbulence locaux ont été générés qui ont modifié le rayonnement sonore au niveau des composants tonals du ventilateur [16]. De plus, pour l'étude du rayonnement sonore des ventilateurs axiaux, il faut s'assurer que le bruit inhérent à la grille de turbulence active est si faible qu'il n'y a aucune influence significative sur le spectre de pression acoustique. Comme aucune étude acoustique avec des grilles de turbulence actives n'a été réalisée jusqu'à présent, aucune donnée n'est disponible dans la littérature sur les caractéristiques acoustiques. Le rayonnement sonore de la grille de turbulence active change avec la vitesse de rotation des générateurs de turbulence. Pour interpréter correctement les effets du champ d'écoulement sur les émissions sonores des ventilateurs axiaux, il est nécessaire de connaître l'émission sonore de la grille. Ce rayonnement doit être pris en compte dès le départ car il représente une quantité de distorsion et doit être réduit autant que possible lors de la conception de la grille.

La structure du document est la suivante. Tout d'abord, le ventilateur expérimental utilisé est décrit et ses paramètres de conception sont discutés. Dans un autre sous-chapitre, les dispositifs expérimentaux permettant de déterminer le champ sonore et de caractériser les conditions d'afflux sont décrits. Ensuite, la nouvelle grille de turbulence active est présentée et les détails de construction sont discutés en détail. Vient ensuite un sous-chapitre sur le rayonnement sonore de la grille et son évolution en fonction de la vitesse du générateur de turbulence.
A partir de ces configurations constitutives, les deux questions de l'introduction sont ensuite abordées et une comparaison est faite entre grille de turbulence active et échangeurs de chaleur. Par la suite, les interactions physiques fondamentales entre la turbulence d'entrée et le rayonnement sonore dans le ventilateur axial sont discutées. Les deux questions sont discutées en ce qui concerne les champs d'écoulement et le rayonnement sonore dans le ventilateur axial. Le document est clôturé par un résumé et une conclusion.

Machine Translated by Google

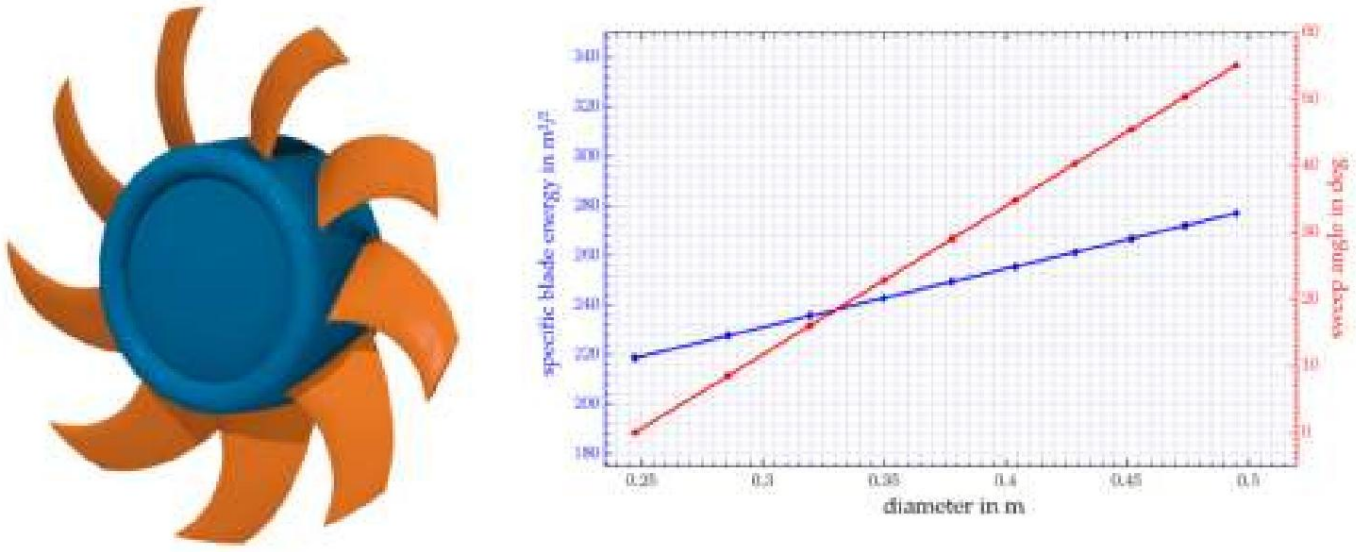
λ

λ

2. Conception de ventilateur axial et configurations expérimentales

2.1. Ventilateur axial incliné vers l'avant

Un ventilateur axial incliné vers l'avant, qui fonctionne dans un court segment de conduit d'un diamètre de Dduct = 500 mm, est utilisé pour les investigations. Le ventilateur axial, son énergie spécifique des pales et son angle de balayage sont illustrés à la figure 1. L'inclinaison vers l'avant augmente d'un angle de λ = 0◦ au niveau du moyeu à λ = 55◦ au sommet de la pale. Le diamètre total du ventilateur est Dfan = 495 mm, ce qui signifie que l'écartement des pointes est stip = 2,5 mm. Le diamètre du moyeu du ventilateur est Dhub = 247,5 mm [17]. Comme cela est courant dans les applications d'échangeur de chaleur, le ventilateur fonctionne dans une buse d'entrée courte, ce qui fait varier l'espace entre les pointes le long de la longueur axiale de la buse montre V = 1,4 m3/s sur la figure 1, le ventilateur a z = 9 pales et est conçu pour un d'entrée. Comme le débit de vitesse de rotation de nfan = 1486 tr/min et une augmentation de pression totale à statique de pfan = 140 Pa. [1 Les pales sont basées sur un profil NACA 4510 et conçues selon la théorie des éléments de pale [19]. Dans les enquêtes, ce ventilateur axial a été choisi intentionnellement parce que, d'une part, son inclinaison vers l'avant est très similaire aux ventilateurs actuellement utilisés dans l'industrie et, d'autre part, il est très bien documenté dans la littérature. La connaissance précise du comportement du ventilateur axial en turbulence d'entrée permet de mieux classer les effets provoqués par les conditions d'entrée perturbées de l'ATG et de mieux comprendre et interpréter les effets physiques. Les caractéristiques aérodynamiques et aéroacoustiques du
Le ventilateur axial utilisé peut être trouvé dans la littérature dans diverses conditions d'entrée et en interaction. avec échangeurs de chaleur [11,16,19,20].



(un) (b)

Figure 1. Ventilateur axial étudié et ses caractéristiques. (a) Représentations CAO du ventilateur axial à neuf pales incliné vers l'avant utilisé, et (b) l'énergie spécifique des pales et l'angle de balayage.

2.2. Installation expérimentale pour la détermination de l'émission sonore et des propriétés aérodynamiques

Le rayonnement sonore et les propriétés aérodynamiques du ventilateur axial sont étudiés ensemble. À cette fin, le ventilateur axial est installé dans le banc d'essai de ventilateurs axiaux de l' université Friedrich-Alexander d'Erlangen (voir figure 2). Le point de fonctionnement du ventilateur peut être réglé au moyen d'un papillon et d'un ventilateur auxiliaire. Le débit volumique peut être mesuré à l'entrée à l'aide d'un appareil de mesure du débit volumique normalisé. Dans la chambre non réfléchissante située du côté aspiration du ventilateur de test, la montée en pression entre le côté aspiration et la pression ambiante est mesurée. De plus, dans cette chambre, le rayonnement sonore du ventilateur est enregistré par cinq microphones en champ libre de B&K. Les microphones sont placés à un mètre du ventilateur axial. Ils sont situés

Machine Translated by Google

sur une hémisphère, avec un microphone directement sur l'axe de rotation du ventilateur. Deux microphones supplémentaires sont disposés en segments angulaires = 22,5◦ sur un arc de cercle horizontal et vertical. Les microphones enregistrent la pression acoustique à une fréquence d'échantillonnage de fs = 48 kHz pendant une durée de t = 30 s. La vitesse et le couple du ventilateur peuvent être surveillés via l'entraînement par arbre, situé côté pression. La pression, le débit, la vitesse de rotation, le couple, la densité et la température sont enregistrés à une fréquence d'échantillonnage de fs = 1 kHz pendant t = 10 s. Des échangeurs de chaleur ou la grille de turbulence active peuvent être positionnés devant le ventilateur axial. Ainsi, l'influence de différentes conditions d'afflux sur les propriétés aérodynamiques et acoustiques du ventilateur peut être étudiée.

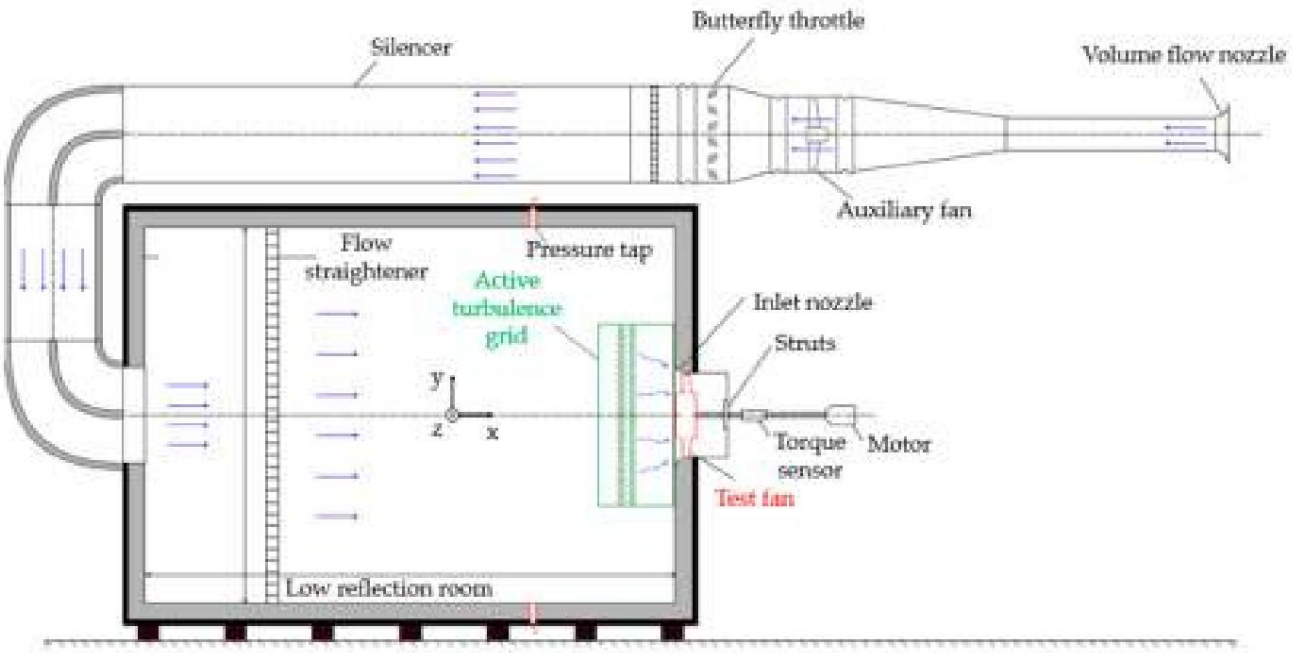


Figure 2. Représentation schématique du banc d'essai de ventilateur axial du LSTM-Erlangen avec ventilateur axial installé et grille de turbulence active. Conception selon DIN EN ISO 5801 [21].

2.3. Détermination de la turbulence d'entrée et des paramètres de turbulence Les conditions

d'entrée du ventilateur axial sont déterminées à la position où se trouve le bord d'attaque du ventilateur axial. Au bord d'attaque, le ventilateur interagit directement avec les turbulences d'afflux, et des sources sonores dominantes y sont générées, qui émettent du son principalement dans la plage des basses fréquences à large bande [22,23]. La source sonore peut être attribuée aux fluctuations de pression à la surface. Étant donné que les pales du ventilateur bloquent le chemin vers le plan de mesure, le ventilateur est remplacé par un moyeu sans pales pour l'étude du champ d'écoulement [24]. Le champ d'écoulement est déterminé par anémométrie 3D à fil chaud [25]. A cet effet, un tiers d'un segment circulaire est mesuré à l'intérieur du conduit. Au total, 80 points de mesure équidistants sont répartis dans ce segment circulaire (voir Figure 3). Les points de mesure sont accessibles via une traverse depuis le côté pression. Pour chaque point de mesure, les vitesses d'écoulement dans les trois directions spatiales sont mesurées à une fréquence d'échantillonnage de fs = 48 kHz pendant une période de t = 30 s [12,16]. Le système à fil chaud utilisé, fabriqué par Dantec, est calibré avant les mesures [26]. À partir des données de vitesse d'écoulement uj(xi , t), le (xi , t) peut être calculé par l'équation (1). uj(xi) est la variation de la vitesse d'écoulement uj , valeur moyenne temporelle d'un composant d'écoulement [27].

$$u'_j(x_i, t) = u_j(x_i, t) - \overline{u_j(x_i)} \quad (1)$$

(,)
( )

(,)

$$(,) = (,) - ( )$$

Machine Translated by Google

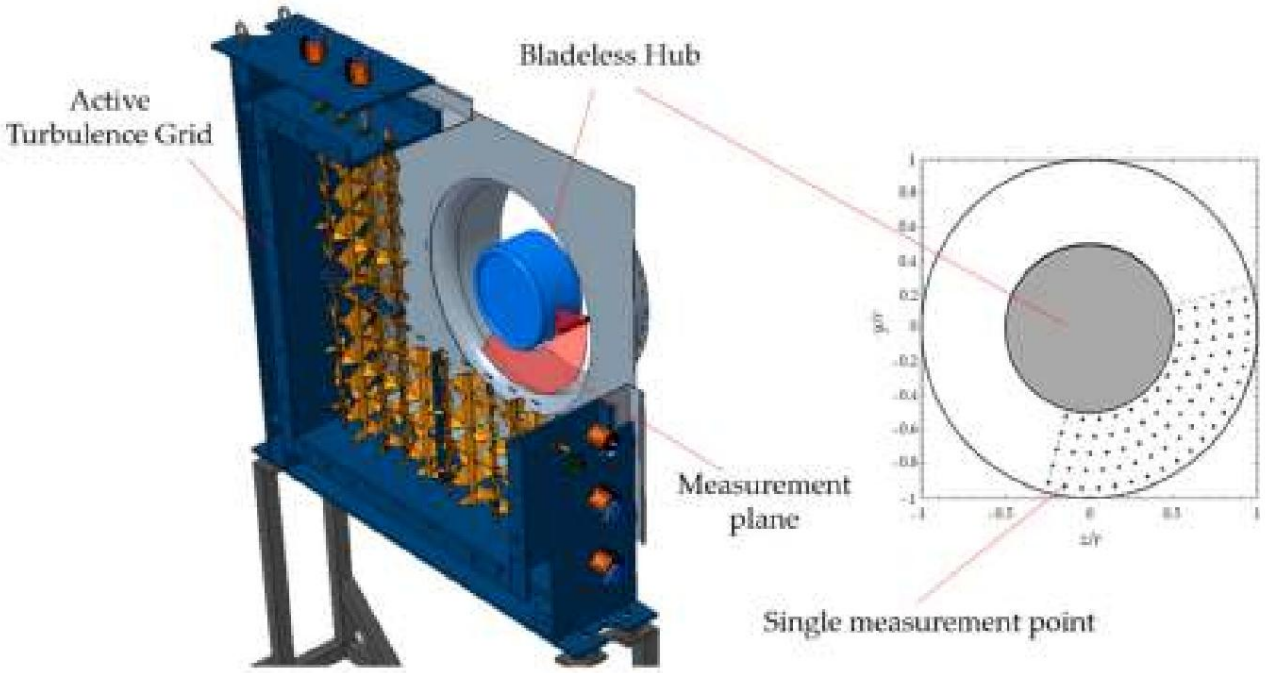


Figure 3. Vue en coupe de la grille de turbulence active avec moyeu sans pale et plan de mesure pour les mesures au fil chaud.

Grâce à ceux-ci, l'intensité de la turbulence globale peut être calculée sur la base de l'équation (2). Dans ce contexte, l'intensité de turbulence globale Tuglo signifie que les fluctuations turbulentes sont liées à la valeur moyenne spatiale de la composante principale de l'écoulement ux1 pour les 80 points de mesure [11].

$$\text{Tuglo} = \frac{\sqrt{\frac{1}{3}\left(\overline{u'^2_{x1}} + \overline{u'^2_{x2}} + \overline{u'^2_{x3}}\right)}}{\overline{ux1}} \quad (2)$$

L'échelle de longueur intégrale de l'écoulement turbulent est déterminée pour chaque point de mesure à partir des données temporelles de la vitesse d'écoulement principale. Dans ce cas, l'échelle de longueur est calculée à partir du spectre d'énergie E(f) selon l'équation (3) et l'approche d'El-Gabry et al. [28].

$$\Lambda = \frac{E(f) \cdot \overline{ux1}}{4 \cdot \overline{u'^2_{x1}}} \quad f \to 0 \quad (3)$$

Cette procédure fait référence à des écoulements isotropes, mais selon Kurian et al. [29] il peut également être utilisé pour des écoulements isotropes pas complètement idéaux. Le calcul de l'échelle de longueur intégrale sur la base de l'autocorrélation n'est pas une option dans ces investigations avec grille de turbulence active. En raison de la faible distance entre le plan de mesure et l'ATG et de la rotation des générateurs de turbulence, les composantes cycliques sont incluses dans les données de débit. Cela conduirait à ce que l'autocorrélation soit fonction de la vitesse de rotation des générateurs de turbulences et donc l'échelle de longueur serait mal calculée. En plus de ces paramètres de base de la théorie de la turbulence, un nouveau paramètre est présenté dans cet article, qui devrait fournir davantage d'informations sur l'interaction entre le ventilateur axial et le champ d'écoulement. À cette fin, la formule de la variance σ^2 selon l'équation (4) est appliquée aux valeurs moyennes temporelles de l'intensité de turbulence Tu et de l'échelle de longueur Λ par point de mesure (voir équations (5) et (6)). Il en résulte une variance spatiale, qui combine les données temporelles et spatiales du champ de flux en une seule valeur.

$$2\sigma = \frac{1}{n-1} \sum_{k=1}^{n} (Xk - \overline{X})^2 \quad (4)$$

Machine Translated by Google

$$2\,\sigma Tu = \frac{1}{n-1k}\sum_{=1}^{n}(Tuk - Tu)^{\overline{\quad}\,2} \tag{5}$$

$$2\,\sigma\Lambda = \frac{1}{n-1k}\sum_{=1}^{n}(\Lambda k - \Lambda)^{\overline{\quad}\,2} \tag{6}$$

3. Grille de turbulence active

3.1. Conception constructive de la grille de turbulence

active Une grille de turbulence active est utilisée pour générer des conditions d'afflux définies. La forme de base de la grille est représentée par CAD sur la figure 4. Les générateurs de turbulences, représentés en orange au centre, sont à l'état fermé, c'est-à-dire que le blocage maximum de la grille est présent. La structure de base de la grille se compose d'un cadre extérieur et d'un cadre intérieur à travers lesquels passe le flux. Les moteurs d'entraînement et leurs commandes sont situés sur le châssis extérieur. Au total, 20 moteurs pas à pas sont utilisés, équipés d'encodeurs et de dissipateurs thermiques. Des accouplements amortisseurs de vibrations sont fixés aux moteurs pas à pas. Ces accouplements réduisent les vibrations sur l'arbre, générées par le moteur pas à pas. Le cadre extérieur est monté sur des amortisseurs de vibrations. Les moteurs pas à pas et l'espace entre les cadres intérieur et extérieur sont protégés par de la mousse et des boîtiers de moteur afin que le moins de bruit possible puisse être émis vers l'extérieur par ces composants.

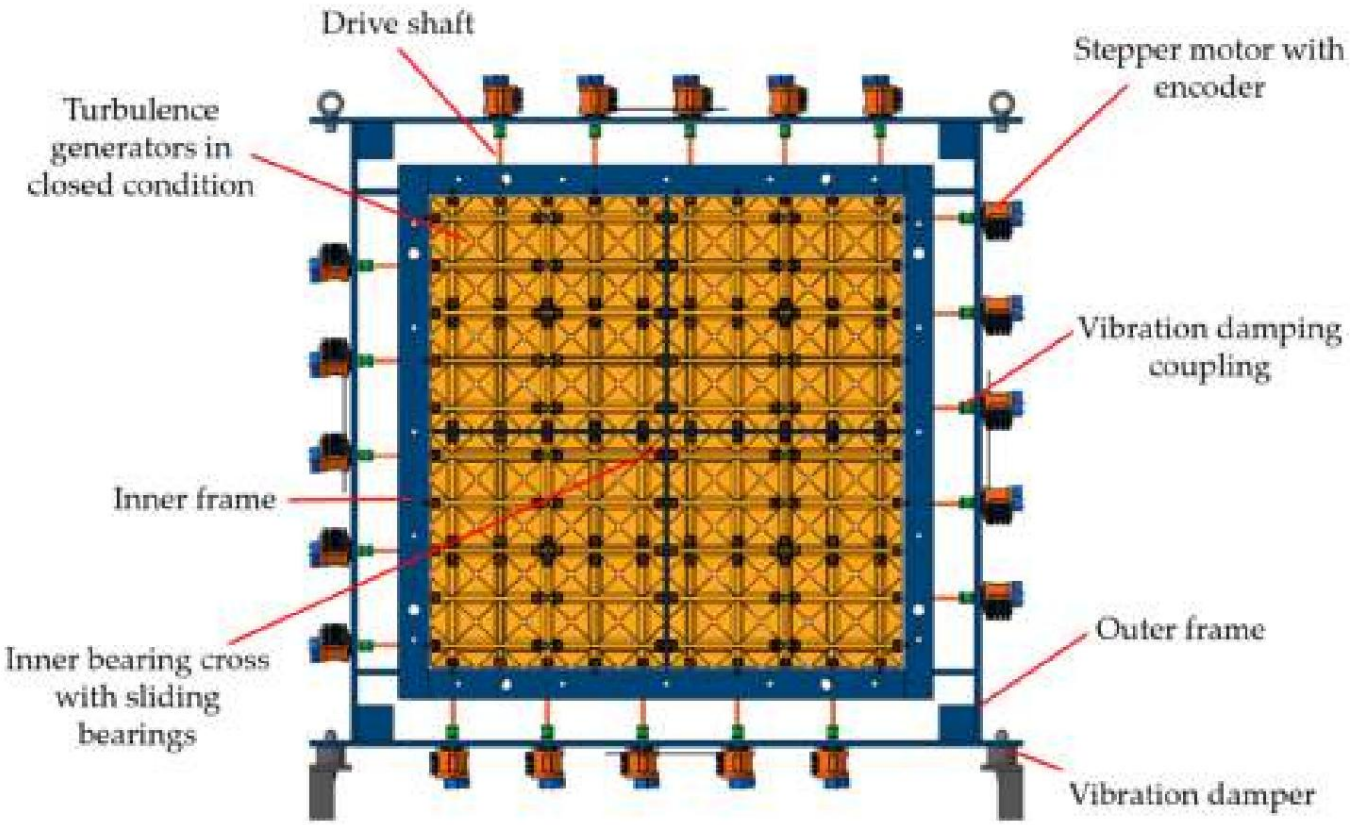


Figure 4. Représentation schématique de la structure de base de la grille de turbulence active.

La figure 5 montre une coupe partielle de la grille de turbulence active, où les paliers à bride sont visibles. Ceux-ci sont situés à l'extérieur de l'écoulement sur le cadre intérieur et guident les arbres sur lesquels se trouvent les générateurs de turbulences. Au centre du champ d'écoulement, les arbres sont en outre soutenus par des paliers lisses qui ont des propriétés d'amortissement des vibrations. La croix centrale est conçue comme un profil aérodynamique symétrique. Cela évite le décrochage au niveau de la traverse centrale, ce qui est nécessaire pour des raisons de stabilité. Comme le montre la figure 5, il existe une rangée avant et une rangée arrière de générateurs de turbulences. Une fois les générateurs de turbulence imprimés en 3D et glissés sur l'arbre pour être centrés, il doit y avoir un espace entre les axes vertical et horizontal. Le

Machine Translated by Google

les axes horizontal et vertical sont positionnés à 6,5 mm du centre. Ainsi, les arbres sont espacés de 13 mm dans le sens de l'écoulement.

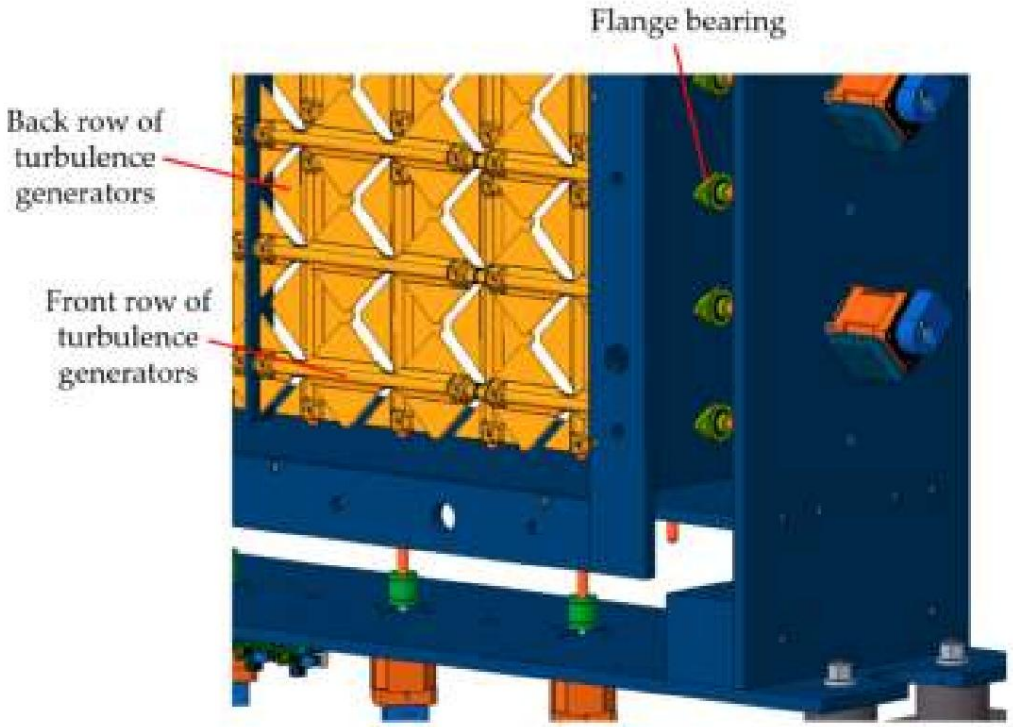


Figure 5. Vue partielle de la grille de turbulence active, dans laquelle on peut voir la distance entre les deux rangées de générateurs de turbulence.

La figure 6 illustre un générateur de turbulences avec arbre. Les générateurs de turbulences sont des ailes carrées situées sur l'arbre. Chaque 2,5 ailes est constituée d'une pièce commune imprimée en 3D et peut être glissée sur l'arbre et y être fixée au moyen de vis. Le cadre intérieur de la grille de turbulence active, où passe le flux, a des dimensions carrées de 800 × 800 mm. Les générateurs de turbulences sont raccourcis au total de 7,5 mm. C'est pour cette raison qu'il existe un espace de 3,75 mm entre les deux extrémités d'un arbre de générateur de turbulence et la paroi du cadre correspondante. Ce jeu, ainsi que la distance entre les axes horizontal et vertical, est nécessaire pour que les générateurs de turbulences ne traînent pas ou n'entrent pas en collision les uns avec les autres pendant le fonctionnement. Grâce aux moteurs pas à pas contrôlables individuellement, chacun des 20 arbres d'entraînement, sur lesquels se trouvent les générateurs de turbulences, peut être réglé indépendamment les uns des autres. Ces réglages incluent le sens de rotation, la vitesse de rotation, la position de départ, l'accélération, une position d'arrêt ou des mouvements relatifs par rapport à d'autres arbres d'entraînement.

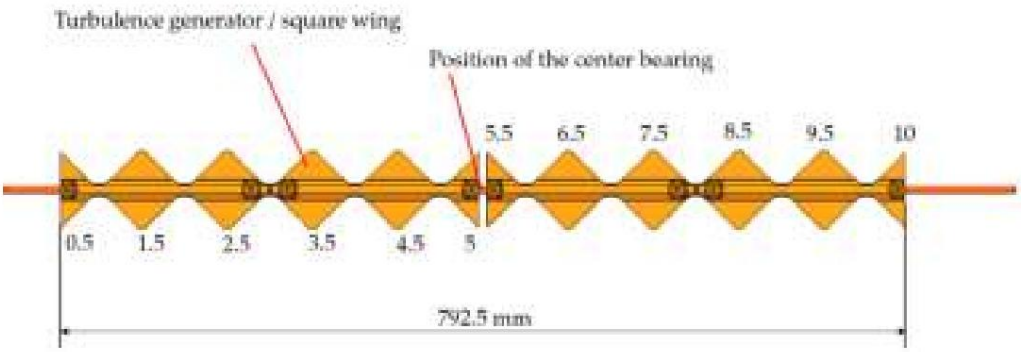


Figure 6. Détail d'un arbre d'entraînement unique auquel sont fixés des générateurs de turbulences.

Machine Translated by Google

Le nombre d'arbres individuels détermine le maillage de la grille de turbulence active, qui est M = 80 mm.
La longueur axiale de la grille de turbulence active est L = 260 mm.
Grâce à des adaptateurs sur le cadre intérieur, le canal carré de la grille peut être rallongé à volonté aussi bien à l'avant qu'à l'arrière. Dans les tests présentés ici, une longueur totale de L = 330 mm a été retenue, avec une extension de 70 mm dans le sens d'écoulement (voir Figure 3).
Les dimensions de l'échangeur thermique, qui joue également un rôle dans ces études, sont de 800 × 800 × 330 mm, ce qui correspond donc à la même surface d'écoulement et à la même expansion que pour l'ATG. Après le logement de la grille, il y a une transition vers un conduit circulaire de diamètre D = 500 mm [11,16]. La transition est réalisée par une buse d'entrée. Le ventilateur axial à étudier fonctionne dans le conduit rond. Si le ventilateur axial est installé, la distance entre celui-ci et le plan médian des deux plans de rotation de la grille de turbulence active est d = 200 mm.

La figure 7 montre la grille de turbulence active dans la chambre anéchoïque du banc d'essai de ventilateur axial de l'Université d'Erlangen-Nuremberg [30]. La grille de turbulence active est représentée dans sa forme de base sans enceinte acoustique. De plus, les cinq microphones en champ libre pour mesurer le rayonnement sonore du côté aspiration sont visibles.

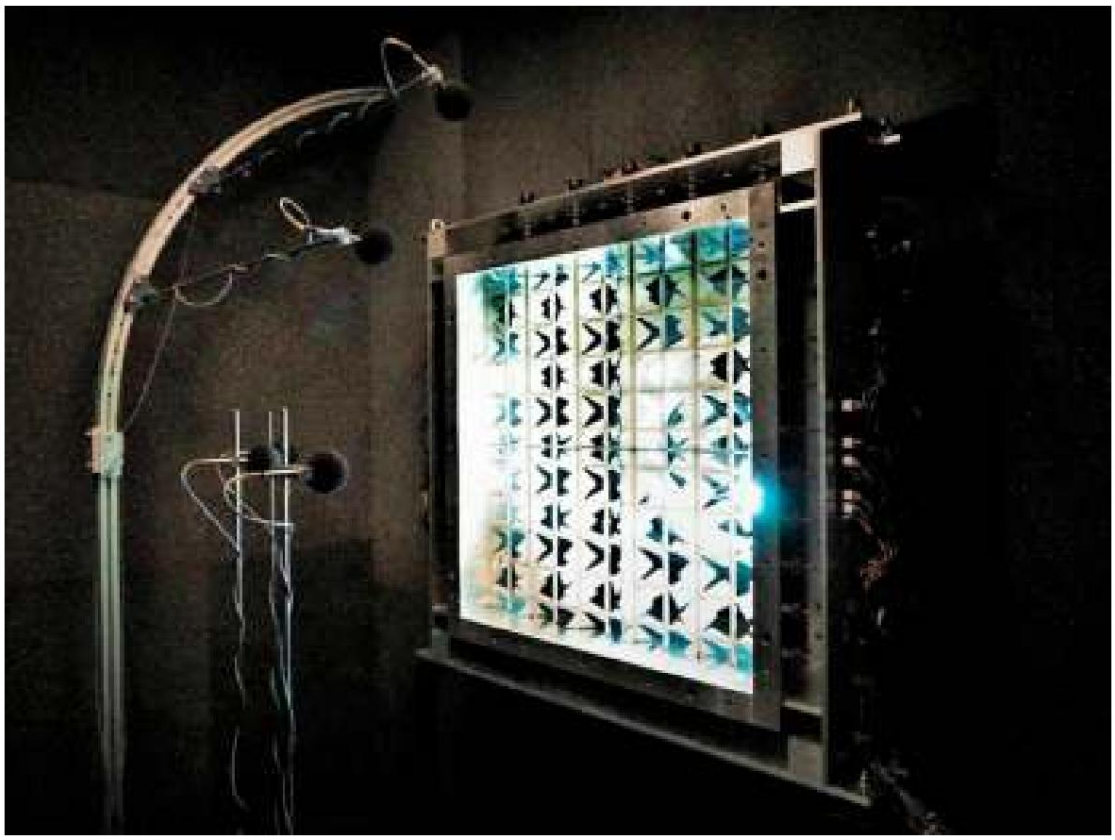


Figure 7. La grille de trubulence active à l'intérieur de la chambre anéchoïque.

3.2. Bruit intrinsèque de la grille de turbulence active

Afin de mieux séparer l'influence acoustique de la grille de turbulence active sur les résultats de mesure de la pression acoustique des ventilateurs axiaux étudiés, le bruit inhérent de la grille de turbulence active a été déterminé. Le bruit est suffisamment faible pour que l'on puisse supposer que le bruit intrinsèque de la grille est masqué par le bruit du ventilateur [14,31].
La figure 8 présente une comparaison entre le rayonnement sonore du ventilateur axial avec un caisson vide devant et les conditions de fonctionnement sélectionnées de l'ATG.

Les spectres de la figure 8 sont le bruit inhérent de la grille de turbulence active à vitesses constantes. Dans ce cas, tous les moteurs tournent à la même vitesse et le blocage du réseau est constamment réglé à 50 %. Un blocage de 50% est obtenu en déclenchant la moitié des turbulences

Machine Translated by Google

générateurs à 90◦ décalés par rapport aux autres. Les modes de fonctionnement dans lesquels tous les arbres tournent à la même vitesse sont généralement les plus bruyants. Ainsi, le cas avec la vitesse maximale de 800 tr/min de l'ATG est également le pire cas acoustique. Comme valeur de référence, le bruit du ventilateur axial est choisi lorsqu'un caisson vide (un boîtier d'échangeur de chaleur vide) est positionné devant le ventilateur axial côté aspiration. Avec l'ATG, un boîtier correspondant est toujours positionné devant le ventilateur axial en raison du cadre intérieur. Ainsi, ce cas représente un meilleur cas de comparaison que l'afflux libre, car ainsi l'influence des caractéristiques directionnelles modifiées est également prise en compte [32]. Ce n'est que pour la vitesse maximale de 800 tr/min qu'il existe quelques fréquences auxquelles le spectre du ventilateur axial ne masque pas le bruit de l'ATG. Le niveau de pression acoustique global est à 11 dB du bruit inhérent de l'ATG à 800 tr/min, suffisamment éloigné pour que l'on puisse supposer que le rayonnement sonore du ventilateur n'est pas affecté par le bruit inhérent de la grille de turbulence. Dans la gamme des hautes fréquences, les composantes tonales apparaissent individuellement à travers le spe

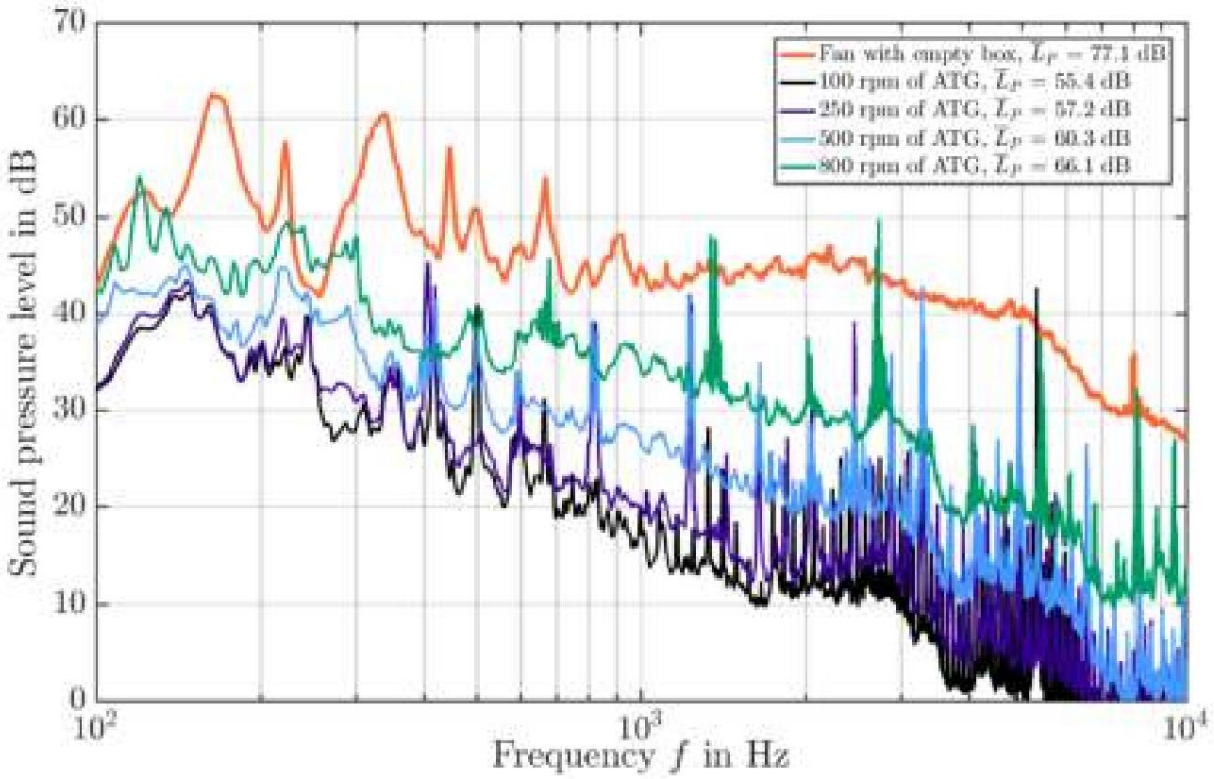


Figure 8. Comparaison des spectres de pression acoustique du ventilateur axial avec le bruit inhérent de l'ATG.

Grâce à un run-up et au tracé de Campbell qui en résulte (voir Figure 9), il peut également être déterminé que les composantes tonales générées par la grille active sont liées à la vitesse des arbres. De plus, la relation linéaire entre les composantes tonales du spectre sonore et la vitesse du moteur est liée aux pas et micro-pas des moteurs utilisés.

Ceux-ci effectuent 200 pas et 3 200 micro-pas par tour. Le rayonnement sonore correspondant des composantes tonales peut être calculé à l'aide de l'équation (7). La vitesse de rotation n et la taille du pas δ entrent dans le calcul de la fréquence respective. Le rayonnement sonore tonal dû au micropas est la 16ème harmonique (k = 16) de la fréquence fondamentale.

$$f_k = k \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{360^\circ}{\delta}; \; k \quad N \tag{7}$$

Machine Translated by Google

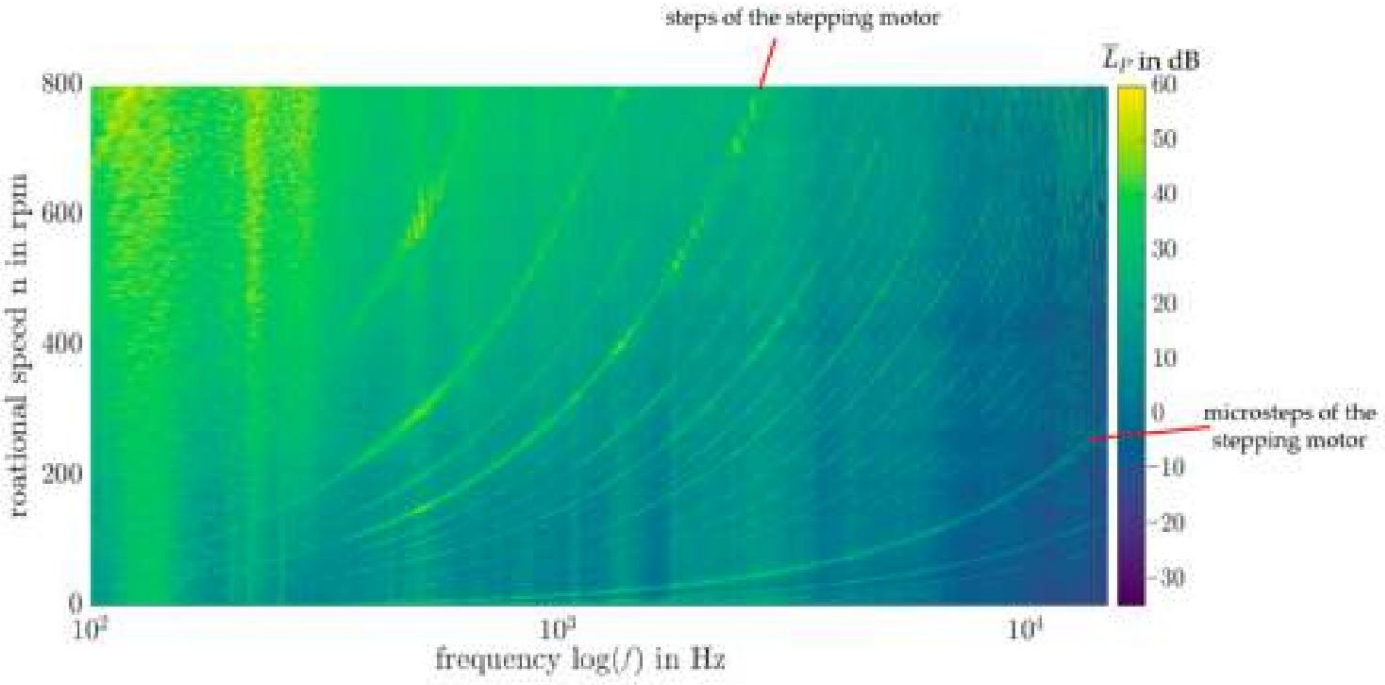


Figure 9. Courbe de Campbell du bruit auto-induit de la grille de turbulence active.

4. Turbulence d'entrée contrôlée et réplication du champ d'écoulement des échangeurs de chaleur 4.1. Génération de conditions d'afflux définies

Dans de nombreuses publications dans le domaine du rayonnement sonore des ventilateurs axiaux, les conditions d'afflux sont définies par des valeurs spatiales moyennes de l'intensité de la turbulence et de l'échelle de longueur [33,34]. Ces deux valeurs sont également utilisées pour les modèles empiriques de prédiction sonore du ventilateur axial et sont essentielles pour son rayonnement sonore [35,36]. Ainsi, lorsque les valeurs moyennes spatiales de ces deux grandeurs sont tracées l'une par rapport à l'autre, une carte caractéristique des conditions d'entrée du ventilateur axial peut être générée. Sur la figure 10, les valeurs globales du niveau de turbulence et de l'échelle de longueur intégrale sont tracées sur une carte caractéristique. Les différents modes de fonctionnement de la grille de turbulence active sont représentés par des points rouges sur la carte. Les carrés noirs représentent quatre échangeurs de chaleur différents mesurant 800 × 800 mm. La répartition des points rouges montre que la grille de turbulence active peut faire varier le niveau de turbulence dans la plage de [6,7 % ; 16,3 %] et l'échelle de longueur dans la plage de [3,7 mm ; 36,2 mm]. De plus, une sorte de front de Pareto [37] est reconnaissable dans les données de mesure. Au total, plus de 60 conditions de fonctionnement différentes avec différents champs d'écoulement ont été générées avec une grille de turbulence active. Puisqu'à ce stade, la fonctionnalité de base de la grille pour l'application dans le domaine des conditions d'écoulement turbulent des ventilateurs axiaux doit être démontrée, les champs d'écoulement individuels et la manière dont ils ont été générés ne seront pas discutés. Comme différents modes de fonctionnement ont été utilisés, des modes rigides, c'est-à-dire sans rotation des arbres, des modes uniformes, dans lesquels tous les arbres tournent à la même vitesse, des modes étagés, dans lesquels différents arbres ont des vitesses différentes, et des modes à rotation partielle, dans lesquels une seule partie de l'arbre est utilisée. tourne tandis que l'autr La relation selon laquelle à vitesse lente constante, l'échelle de longueur peut être ajustée et à vitesse élevée constante, l'intensité de turbulence peut être contrôlée indépendamment, qui est décrite dans la littérature [15], pourrait également être trouvée dans cette application. Ainsi, la carte caractéristique de la grille de turbulence active (voir Figure 10) prouve que, par exemple, l'échelle de longueur peut varier dans la région de Tuglo = 14% de niveau de turbulence, alors que le niveau de turbulence moyen reste presque constant à cette valeur. À une échelle de longueur d'environ Λ = 5 mm, le motif opposé est observé. Dans cette plage, le niveau de turbulence peut être modifié tandis que l' échelle de longueur reste constante. Ainsi, la grille de turbulence active permet d'étudier indépendamment les unes des autres les influences des différentes caractéristiques de turbulence sur le spectre sonore des ventilateurs axiaux .

Machine Translated by Google

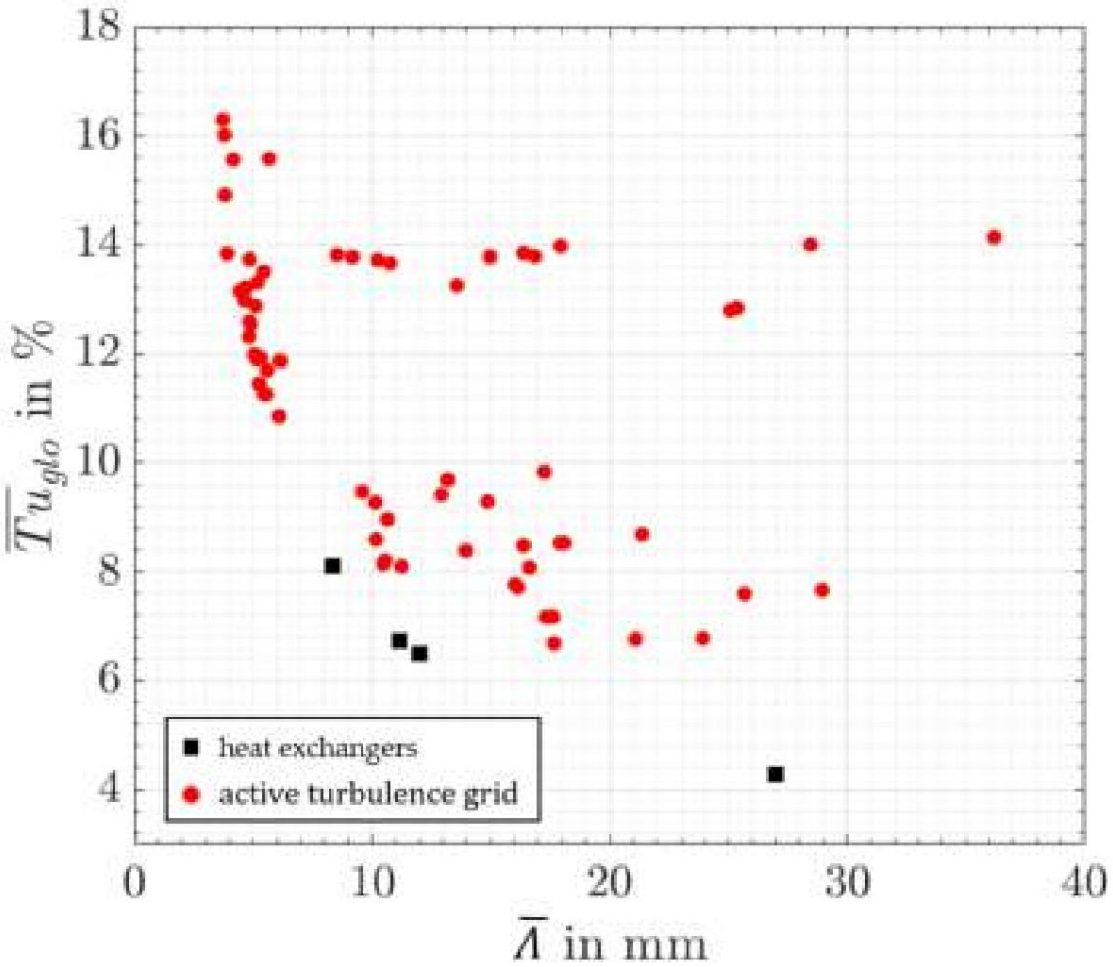


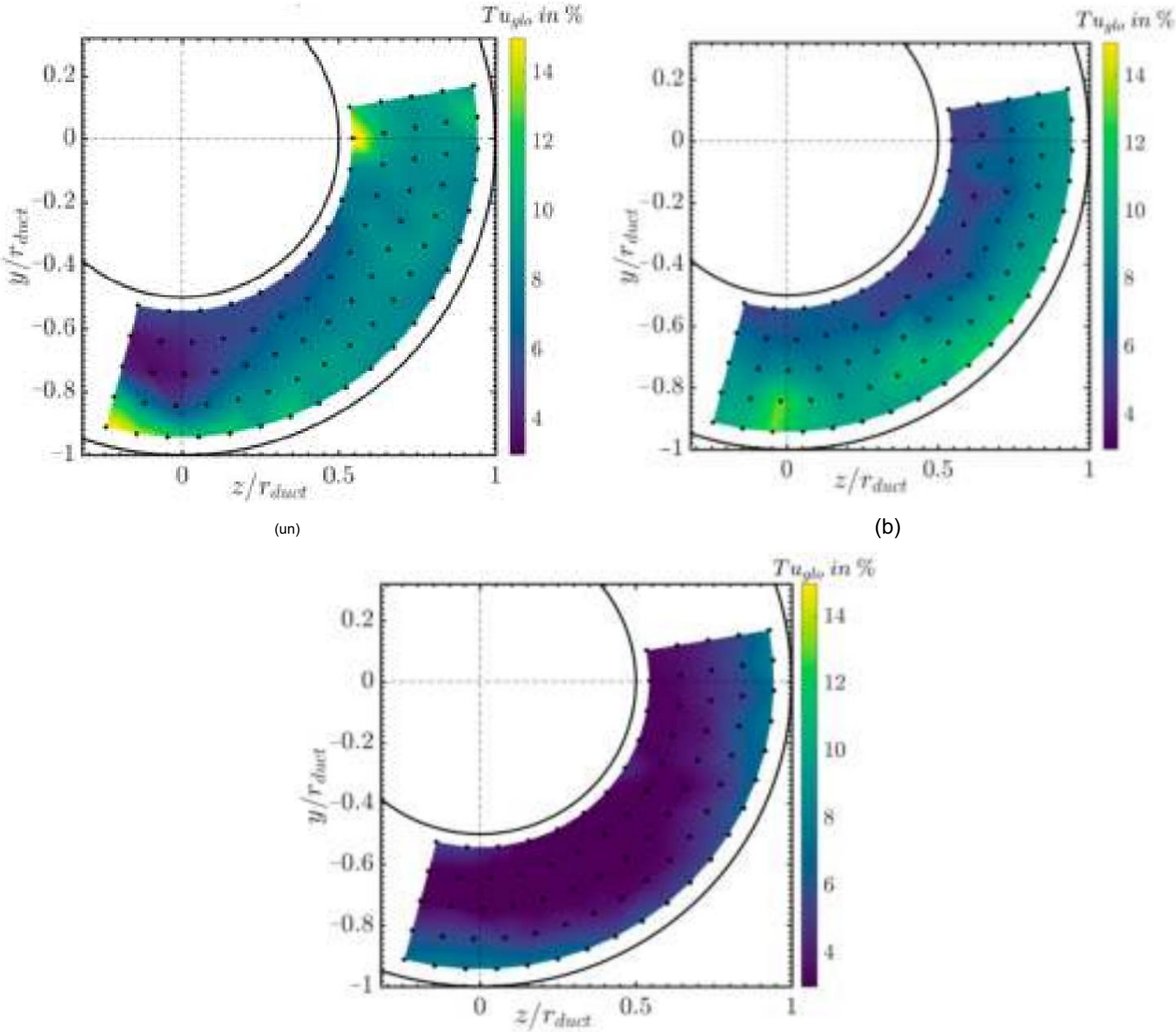
Figure 10. Carte caractéristique des caractéristiques de turbulence induite des échangeurs de chaleur et des différents modes de grille de turbulence active. Les carrés noirs représentent les valeurs mesurées des échangeurs de chaleur, les cercles rouges représentent les différents modes de fonctionnement de l'ATG.

4.2. Reproduction des champs d'écoulement des échangeurs

de chaleur Les quatre échangeurs de chaleur de la figure 10 sont des appareils industriels utilisés, par exemple, dans des pompes à chaleur ou des systèmes de réfrigération. L'intensité de la turbulence diminue avec la diminution du diamètre du tuyau. Ainsi, l'échangeur de chaleur avec l'intensité de turbulence la plus élevée a un diamètre de tube de 12 mm, les deux carrés noirs au milieu ont un diamètre de tube de 9,52 mm et l'échangeur de chaleur avec l'intensité de turbulence la plus faible a un diamètre de tube de 5 mm. Une description détaillée des échangeurs de chaleur peut être trouvée dans la littérature [16].
En particulier, l'échangeur de chaleur présentant le niveau de turbulence le plus élevé peut être très bien reproduit dans les valeurs moyennes par la grille de turbulence active. Ici, les valeurs moyennes sur l'échelle de longueur entre l'échangeur de chaleur et la grille de turbulence active ne s'écartent que de 2 mm. Pour les deux échangeurs de chaleur dans la plage de turbulence de 6,5 %, la grille de turbulence active peut reproduire le niveau de turbulence, mais l'échelle de longueur s'écarte de 6 mm. L'échangeur de chaleur avec un faible niveau de turbulence de 4,3 % ne peut pas encore être reproduit par la grille de turbulence Des recherches plus approfondies montreront si cette portée peut être atteinte sur la carte via d'autres modes de fonctionnement.

La grille de turbulence active semblant pouvoir reproduire les valeurs de débit moyennes des échangeurs de chaleur, une comparaison entre le champ d'écoulement en aval d'un échangeur de chaleur (Tuglo = 8,12%, Λ = 8,34 mm) et le mode de fonctionnement le plus similaire de la grille de turbulence active La grille de turbulence (Tuglo = 8,15 %, Λ = 10,48 mm) est illustrée à la figure 11. De plus, le modèle d'écoulement d'un écoulement d'entrée libre est présenté à titre de référence (figure 11c).

Machine Translated by Google



(un) (b)

(c)

Figure 11. Comparaison du niveau de turbulence entre échangeur de chaleur, champ d'écoulement imité par V turbulence du champ d'écoulement et afflux non perturbé à un débit volumique actif = 1,4 m3/s. (a) Grille de derrière un échangeur de chaleur réel, (b) champ d'écoulement reproduit par ATG et (c) afflux libre et non perturbé.

Les tracés de surface du niveau de turbulence montrent que des conditions d'écoulement similaires à celles des échangeurs de chaleur peuvent être créées avec la grille de turbulence active. Il est à noter que le champ d'écoulement semble subir une rotation de 90◦ dans les tracés présentés. Néanmoins, les inhomogénéités dans le champ d'écoulement, qui sont principalement générées par le boîtier carré de l'échangeur thermique et la grille active, peuvent être reproduites [16,38]. La distribution bidimensionnelle des valeurs de turbulence montre également des tendances similaires. Par rapport à l'afflux libre, l'intensité des turbulences augmente à travers l'échangeur de chaleur ainsi qu'à travers la grille de turbulence active. L' inhomogénéité de la distribution augmente dans les deux cas par rapport à l'afflux libre.

Machine Translated by Google

5. Émissions sonores du ventilateur axial et de la grille de turbulence active 5.1. Échangeur de chaleur et grille de turbulence active

La grille de turbulence active a non seulement pour but de reproduire le champ d'écoulement des échangeurs de chaleur, mais également de reproduire au mieux le rayonnement sonore des ventilateurs axiaux positionnés en aval des échangeurs de chaleur. Le spectre de pression acoustique est utilisé pour évaluer les émissions sonores du côté aspiration des ventilateurs axiaux. Une comparaison de la grille de turbulence active et de l'échangeur thermique ne doit être effectuée qu'au point de fonctionnement pour lequel les données de débit sont disponibles. Un changement dans la vitesse d'écoulement au sein de la grille de turbulence active entraîne une modification du nombre de Reynolds de la grille, qui à son tour modifie le niveau de turbulence et l'échelle de longueur générée par la grille [15]. La figure 12 montre le spectre de pression acoustique du ventilateur axial incliné vers l'avant au point de conception. Ici, le spectre induit lorsqu'un échangeur de chaleur est placé devant le ventilateur axial et le spectre lorsqu'une grille de turbulence active génère des conditions d'écoulement similaires sont présentés. Dans les deux cas, les mesures sonores ont été réalisées à l'intérieur de la chambre anéchoïque, côté aspiration du ventilateur axial. Ainsi, le son est influencé lors de sa propagation vers les microphones par l'échangeur de chaleur ou la grille de turbulence active, qui sont également situés du côté aspiration du ventilateur axial. À ce point de fonctionnement, il existe une différence de 0,7 dB dans le niveau de pression acoustique global des deux variantes. Il en résulte que le niveau global de pression acoustique est bien reproduit grâce à des grilles de turbulence actives. De plus, les spectres de pression acoustique ont des tendances similaires, dans lesquelles le pic sous-harmonique et les fréquences de passage des lames harmoniques supérieures sont reproduites. Seule la fréquence de passage de la première pale (1.BPF) est plus élevée dans le cas de la grille de turbulence active. Cela pourrait être dû à un point de turbulence plus élevé dans le champ d'écoulement, qui n'est pas détecté par la mesure dans le troisième segment du conduit [16]. À des fréquences plus élevées, l'échangeur thermique induit systématiquement un niveau de pression acoustique plus faible. Cependant, cette différence n'est pas due au champ d'écoulement, mais aux propriétés de guidage sonore de l'échangeur thermique. Czwielong et coll. [32] ont identifié que les différences dans les hautes fréquences sont dues à la disposition périodique des tubes de refroidissement dans l'échangeur thermique et aux pertes thermovisqueuses dues au nombre élevé d' ailettes de refroidissement. Ainsi, les différences dans la gamme des hautes fréquences peuvent être corrigées par la connaissance des caractéristiques de transmission sonore de l'échangeur thermique.

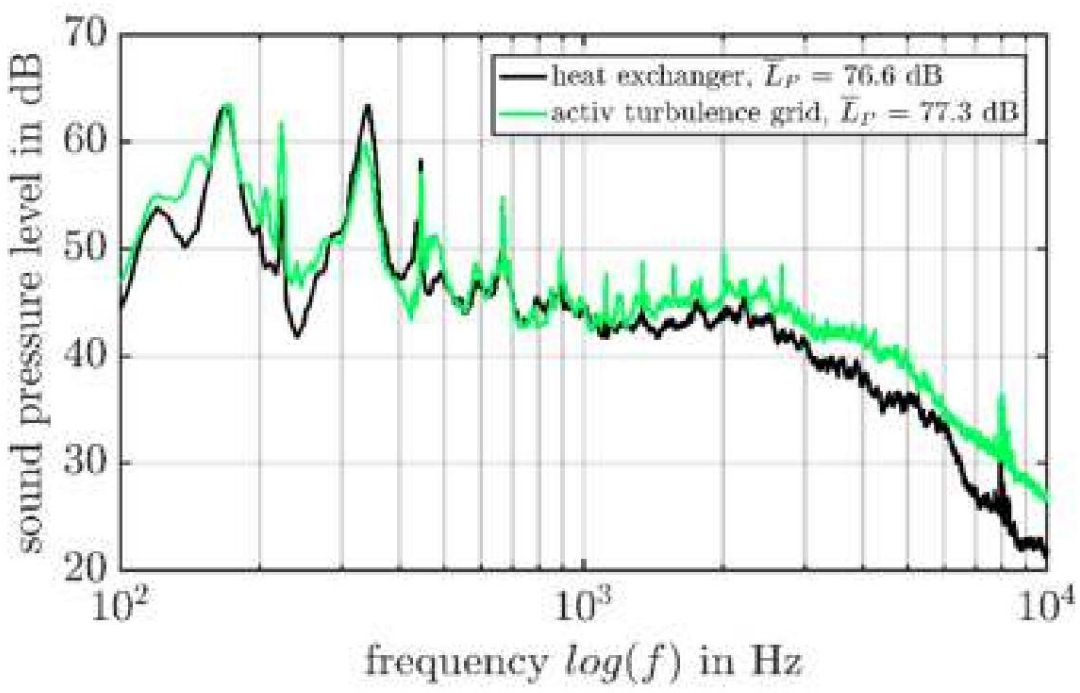


Figure 12. Spectres de pression acoustique de l'échangeur thermique (Tuglo = 8,12%, Λ = 8,34 mm) et le Λ V point de conception (actif = 1,4 m3/s). grille de turbulence (Tuglo = 8,15 %, Λ = 10,48 mm) au

Machine Translated by Google

5.2. Études fondamentales entre le champ d'écoulement et le rayonnement sonore du ventilateur axial

Sur la base des analyses du champ d'écoulement, les émissions sonores du ventilateur axial ont été étudiées dans dix-neuf modes de fonctionnement sélectionnés de la grille de turbulence active. Les spectres de pression acoustique obtenus au point de conception ont été analysés, par exemple, sur la base du rayonnement sonore à la fréquence de passage de la première pale (1.BPF = z = n/60 = 222,9 Hz, avec z = 9 pales et n = 1486 tr/min) et le niveau de pression acoustique total jusqu'à 1 kHz, qui est principalement déterminé par le son à large bande basse fréquence. La fréquence de passage de la première pale est souvent une composante tonale dominante dans le spectre de pression acoustique des ventilateurs axiaux basse pression et doit être maintenue aussi basse que possible afin que le bruit du ventilateur ne soit pas perçu comme gênant [39]. La figure 13a montre la relation entre l' émission acoustique du ventilateur axial à la fréquence de passage de la première pale et la valeur moyenne spatiale du niveau de turbulence. De la distribution des données, on peut conclure qu'aucune corrélation entre le niveau moyen de turbulence spatiale et l'émission sonore au premier BPF ne peut être trouvée. Cela indique qu'il n'est souvent pas suffisant de donner uniquement des niveaux de turbulence moyens lorsque les spectres de pression acoustique des ventilateurs axiaux sont discutés dans la littérature. La figure 13b montre la relation entre le premier BPF et la variance spatiale du niveau de turbulence. On peut clairement identifier qu'à mesure que la variance augmente, le rayonnement acoustique du ventilateur axial augmente au premier BPF. Un ajustement linéaire est donné sous la forme d'une ligne pointillée rouge dans le graphique. L'équation (8) est l'équation de la courbe d'ajustement linéaire, dans laquelle est inséré le niveau de turbulence en pourcentage. Le 2 coefficient de détermination a une valeur de R = 77,66% pour l'ajustement. La relation entre le niveau de pression acoustique total entre 0,1 kHz et 1 kHz, qui est principalement déterminé par le bruit à large bande au bord d'attaque du ventilateur, et la valeur moyenne spatiale ainsi que la variance spatiale de l'intensité de la turbulence est représentée dans la figure 13c,d.

Pour le niveau de pression acoustique total, aucune relation linéaire avec la variance spatiale de l' intensité de la turbulence ne peut être trouvée. En effet, le niveau de pression acoustique total reste quasiment indépendant de ce paramètre car une tendance horizontale se développe. Cependant, le niveau de pression acoustique total est influencé dans une certaine mesure par la valeur moyenne spatiale de l' intensité de la turbulence. Ici, un ajustement linéaire peut être effectué, qui est donné dans l'équation (9) et 2 a une valeur de R

= 34,10%. L'ajustement est représenté par une ligne pointillée rouge sur la figure 13c.

$$SPL1.BFF,Ajustement = 0,8656 \cdot \sigma Tu^{2} + 57,2\ dB \quad (8)$$

$$OSPL1\ kHz,\ ajustement = 0,1195 \cdot \overline{Tu} + 74,25\ dB \quad (9)$$

L'existence d'une relation linéaire entre le rayonnement sonore au premier BPF et la variance spatiale du niveau de turbulence indique que la connaissance et la spécification des paramètres spatiaux sont essentielles à la compréhension de l'émission sonore des ventilateurs axiaux. La variance spatiale offre la possibilité non seulement de représenter les discontinuités du niveau de turbulence par des tracés de surface mais également de décrire ces discontinuités dans une valeur statistique. Une variance spatiale élevée signifie que des gradients spatiaux du niveau de turbulence sont présents. Lorsque la pale du ventilateur se déplace sur ces gradients, elle subit un changement dans les forces des pales, ce qui entraîne à son tour une modification du rayonnement sonore du 1.BPF. De faibles valeurs de la variance spatiale du niveau de turbulence indiquent un niveau de turbulence distribué de manière homogène. La pale du ventilateur se déplace sur moins de pentes ; par conséquent, il subit moins de changements dans les forces de la pale lorsqu'elle tourne à travers le champ d'écoulement. De ce fait, l'émission sonore diminue au 1.BPF. Dans les applications d'échangeurs de chaleur, de fortes inhomogénéités dans le champ d'écoule Afin de minimiser le rayonnement sonore au 1.BPF, ces inhomogénéités dans le champ d'écoulement doivent être évitées autant que possible.

Machine Translated by Google

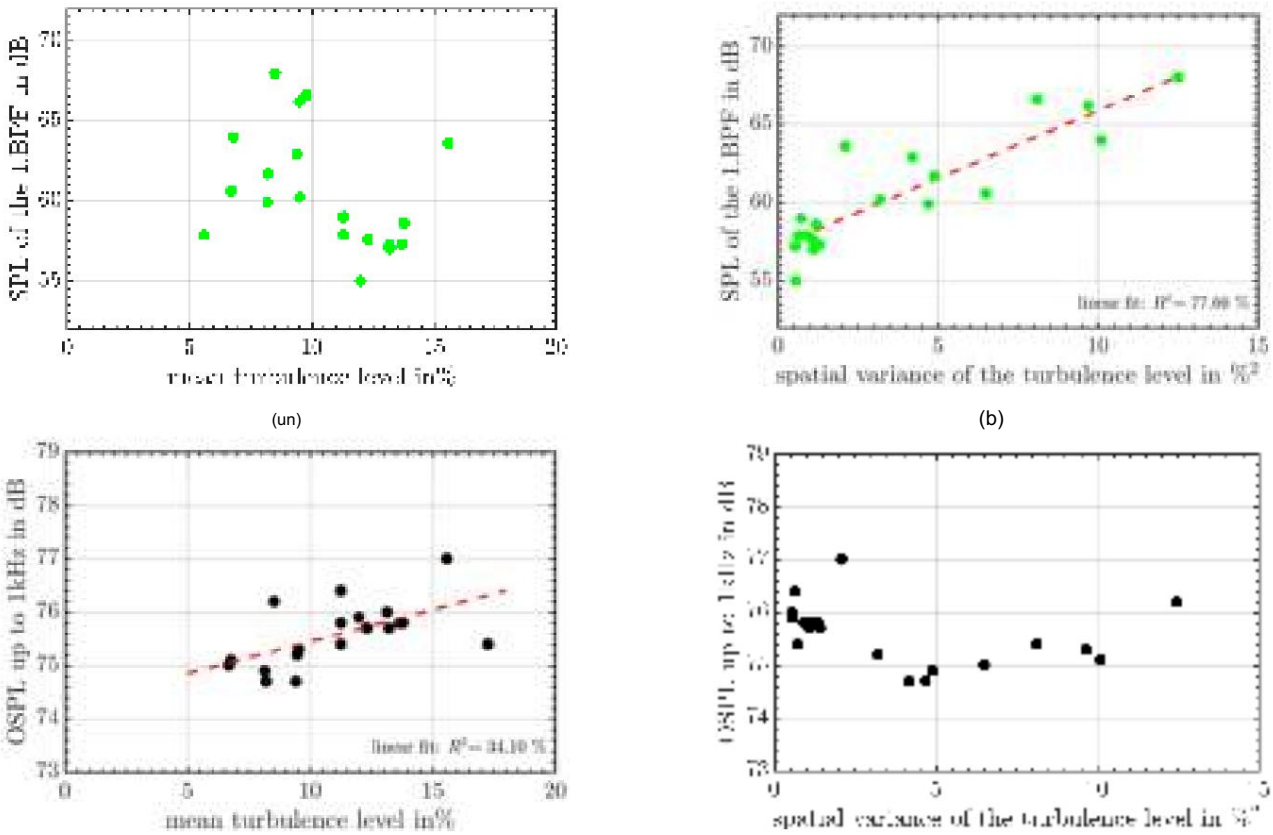


Figure 13. Influence de l'intensité moyenne spatiale de la turbulence et de la variance spatiale de l'intensité de la turbulence sur le rayonnement sonore du ventilateur axial à la fréquence de passage de la première pale (1.BPF) et la pression acoustique totale niveau compris entre 0,1 kHz et 1 kHz. (a) BPF en fonction de la valeur moyenne spatiale de la turbulence intensité, (b) BPF en fonction de la variance spatiale de l'intensité de la turbulence avec fonction d'ajustement linéaire, (c) BPF en fonction de la valeur moyenne spatiale de l'intensité de la turbulence avec fonction d'ajustement linéaire et (d) OSPL en fonction de la variance spatiale de l'intensité de la turbulence.

6. Conclusions

Une grille de turbulence active a été présentée, qui peut être utilisée pour la génération de turbulence d'entrée des ventilateurs axiaux. La caractérisation acoustique de la grille de turbulence active a montré que le bruit inhérent au réseau est suffisamment faible et n'a aucune influence significative sur le Il faut s'attendre à des spectres de pression acoustique des ventilateurs axiaux étudiés. En outre, il a été constaté que les pics tonals de la grille de turbulence active dépendent de la rotation vitesse des arbres et nombre de pas des moteurs pas à pas. Sur la base de la 3D des investigations au fil chaud, il a été démontré que la grille de turbulence active peut être utilisée générer un grand nombre de conditions d'afflux différentes, et que la turbulence moyenne caractéristiques et les caractéristiques de turbulence spatiale induites par les échangeurs de chaleur peuvent être reproduit au moyen de la grille de turbulence active. Le rayonnement sonore de l'enquêté ventilateur axial incliné vers l'avant entre un échangeur de chaleur et la grille de turbulence active, qui les deux induisent des conditions d'afflux comparables, et ont également des tendances similaires. Ici, les différences dans la gamme des hautes fréquences pourrait être attribuée à l'absence d'ailettes de refroidissement. Basé sur un un grand nombre d'études sur le rayonnement sonore, une relation linéaire a été trouvée entre le niveau de pression acoustique à la fréquence de passage de la première pale et la variance spatiale de le niveau de turbulence. Aucune corrélation n'a été trouvée entre le rayonnement sonore au 1. BPF et la moyenne spatiale du niveau de turbulence. Ce résultat indique d'une part que le Le champ d'écoulement spatial influence de manière significative le rayonnement sonore des ventilateurs axiaux et d'autre part main que pour la compréhension des mécanismes de génération sonore au niveau du ventilateur axial pas seules les valeurs moyennes suffisent. Cependant, le niveau de pression acoustique total jusqu'à 1 kHz n'a pas

= 0,8656 + 57,2 dB
= 0,1195 + 74,25 dB

Machine Translated by Google

ne dépend pas de la variance spatiale du niveau de turbulence, mais de la moyenne spatiale du niveau de turbulence. La valeur dérivée des variances spatiales du niveau de turbulence et de l'échelle de longueur devrait être prise en compte dans les études futures sur la turbulence d'entrée des ventilateurs axiaux afin de parvenir à une meilleure compréhension entre le rayonnement sonore et le champ d'écoulement.

Contributions de l'auteur : Conceptualisation, FC ; méthodologie, FC; logiciels, FC; validation, FC; analyse formelle, FC ; enquête, FC; ressources, SB; conservation de données, FC ; rédaction – préparation du projet original , FC ; rédaction – révision et édition, FC et SB ; visualisation, FC; supervision, SB; administration du projet, FC et SB ; acquisition de financement, SB Tous les auteurs ont lu et accepté la version publiée du manuscrit.

Financement : FC et SB reconnaissent le soutien du ministère fédéral de l'Économie et de la Protection du climat (Bundesminesterium für Wirtschaft und Klimaschutz – BMWK) (Forschungskuratorium Maschinenbau eV – FKM, AiF-Forschungsvereinigung, Projet : Installationseffekte Axial, Grant No.
20659 N/1). Gefördert durch Bundesministerium für Wirtschaft und Klimaschutz aufgrund eines Beschlusses of Deutschen Bundestages.

Déclaration du comité d'examen institutionnel : sans objet.

Déclaration de consentement éclairé : sans objet.

Déclaration de disponibilité des données : Les données présentées dans cette étude sont disponibles sur demande auprès de l' auteur correspondant.

Remerciements : Nous tenons à remercier le comité consultatif du projet FLT et la société Thermofin GmbH pour leur soutien dans le projet de recherche.

Conflits d'intérêts : Les auteurs ne déclarent aucun conflit d'intérêts.

Références

1. Roach, PE La génération de turbulences presque isotropes au moyen de grilles. Int. J. Flux de fluide thermique 1987, 8, 82-92. [Référence croisée]
2. Carolus, TH; Stremel, M. Fluctuations de pression à la surface des pales et rayonnement acoustique d'un rotor de ventilateur axial en raison de turbulences afflux. Acta Acust. Acust uni. 2002, 88, 472-482.
3. Lavoie, P. ; Djénidi, L. ; Antonia, RA Effets des conditions initiales dans la décroissance de la turbulence générée par les réseaux passifs. J. Mécanique Fluide. 2007, 585, 395-420. [Référence croisée]
4. Makita, H. ; Sassa, K. Génération active de turbulences dans une soufflerie de laboratoire. Dans Avancées en turbulence ; Springer : Berlin, Allemagne, 1991 ; Volume 3, pages 497 à 505. [Référence croisée]
5. Thormann, A. ; Meneveau, C. Dégradation de la turbulence en présence d'un gradient d'énergie cinétique uniforme et sans cisaillement. J. Turbul. 2015, 16, 442-459. [Référence croisée]
6. Larssen, JV ; Devenport, WJ Sur la génération de turbulence homogène à grande échelle. Exp. Fluides 2011, 50, 1207-1223. [Référence croisée]
7. Mydlarski, L. Un quart de siècle turbulent de grilles actives : de Makita (1991) à nos jours. Fluide Dyna. Rés. 2017, 46, 061401. [Référence croisée]
8. Hideharu, M. Réalisation d'un champ de turbulence à grande échelle dans une petite soufflerie. Fluide Dyna. Rés. 1991, 8, 53. [Réf. croisée] 9. Carroll, P. ; Chesser, M. ; Lyons, P. Études de terrain sur les pompes à chaleur à air : une revue systématique de la littérature. Renouveler. Soutenir. Rév. énergétique 2020, 134, 110275. [Réf. croisée]
10. Czwielong, F. ; Fil dentaire, S. ; Kaltenbacher, M. ; Becker, S. Réduction acoustique dans les modules d'échangeurs de chaleur grâce à l'intégration d'absorbeurs à plaques avec des ouvertures submillimétriques. Acta Acust. 2021, 5, 35. [Réf. croisée]
11. Czwielong, F. ; Krömer, F. ; Becker, S. Enquêtes expérimentales sur l'émission sonore des ventilateurs axiaux sous l'influence d' échangeurs de chaleur côté aspiration. Dans les actes de la 25e conférence aéroacoustique AIAA/CEAS, Delft, Pays-Bas, 20-23 mai 2019 ; p. 2618. [Référence croisée]
12. Lucius, A. ; Schneider, M. ; Schweitzer-De Bortoli, S. ; Gerhard, T. ; Geyer, T. Simulation aéroacoustique et validation expérimentale de l'émission sonore d'un ventilateur axial appliqué dans une pompe à chaleur. Dans Actes du 23e Congrès international d'acoustique, Universitätsbibliothek der RWTH Aachen, Aix-la-Chapelle, Allemagne, 9-13 septembre 2019.
13. Réz, I. Numerische Untersuchung des Luftseitigen Wärmeübergangs und Druckverlustes in Lamellenrohr-Wärmeübertragern mit Verschiedenen Rohrformen. doctorat Thèse, Technische Universität Bergakademie Freiberg, Freiberg, Allemagne, 2004.
14. Czwielong, F. ; Becker, S. Aktives Turbulenzgitter—Generierung définissant les Zuströmturbulenzen für Axialventilatoren. Dans Actes du DAGA 2021, Vienne, Autriche, 15-18 août 2021.
15. Hearst, RJ; Lavoie, P. L'effet des conditions initiales de grille active sur la turbulence à nombre de Reynolds élevé. Exp. Fluides 2015, 56, 185. [Référence croisée]

Machine Translated by Google

16. Czwielong, F. ; Soldat, J. ; Becker, S. Sur les interactions du champ d'écoulement induit des échangeurs de chaleur avec des ventilateurs axiaux. Exp. Thermie. Scie fluide. 2022, 139, 110697. [Réf. croisée]
17. Krömer, F. ; Müller, J. ; Becker, S. Enquête sur les propriétés aéroacoustiques des ventilateurs axiaux basse pression avec différents empilements de pales. AIAA J. 2018, 56, 1507-1518. [Référence croisée]
18. Krömer, FJ Émission sonore des ventilateurs axiaux à basse pression dans des conditions d'afflux déformées ; Presse universitaire FAU : Boca Raton, Floride, États-Unis, 2018. [CrossRef]
19. Pfleiderer, C. Strömungsmaschinen; Springer : Berlin, Allemagne, 2013.
20. Krömer, FJ; Moreau, S. ; Becker, S. Enquête expérimentale sur l'interaction entre le champ sonore et le champ d'écoulement dans ventilateurs axiaux basse pression asymétriques. J. Son Vib. 2019, 442, 220-236. [Référence croisée]
21. DIN EN ISO 5801 ; Fans – Tests de performances utilisant des voies respiratoires standardisées (ISO 5801 : 2007, y compris COR 1 : 2008), version allemande EN ISO 5801. Institut allemand de normalisation : Berlin, Allemagne, 2008.
22. Ocker, C. ; Geyer, TF; Czwielong, F. ; Krömer, F. ; Pannert, W. ; Merkel, M. ; Becker, S. Bords d'attaque perméables pour profil aérodynamique et ventilateur Réduction du bruit dans les afflux perturbés. AIAA J. 2021, 59, 4969-4986. [Référence croisée]
23. Moreau, S. ; Roger, M. Mécanismes concurrents de bruit à large bande dans les ventilateurs axiaux à basse vitesse. AIAA J. 2007, 45, 48-57. [Référence croisée]
24. Carolus, T. ; Schneider, M. ; Reese, H. Bruit et prédiction à large bande du ventilateur à flux axial. J. Son Vib. 2007, 300, 50-70. [Référence croisée]
25. Bruun, HH Anémométrie à fil chaud : principes et analyse du signal ; Oxford University Press : New York, NY, États-Unis, 1996.
26. Jørgensen, FE Comment mesurer la turbulence avec des anémomètres à fil chaud : un guide pratique ; Dantec Dynamics A/S : Skovlunde, Danemark, 2001.
27. Durst, F. Mécanique des fluides : une introduction à la théorie des écoulements de fluides ; Springer Science & Business Media : Berlin, Allemagne, 2008.
28. El-Gabry, LA ; Thurman, DR ; Poinsatte, PE Procédure pour déterminer les échelles de longueur de turbulence à l'aide de l'anémométrie à fil chaud ; Rapport technique, GRC-E-DAA-TN4063 ; Administration nationale de l'aéronautique et de l'espace, Glenn Research Center : Cleveland, OH, États-Unis, 2014.
29. Kurian, T. ; Fransson, JH Les turbulences générées par Grid revisitées. Fluide Dyna. Rés. 2009, 41, 021403. [Réf. croisée]
30. Czwielong, F. ; Fil dentaire, S. ; Kaltenbacher, M. ; Becker, S. Influence d'un absorbeur de conduit micro-perforé sur l'émission sonore et performances des ventilateurs axiaux. Appl. Acoustique. 2021, 174, 107746. [Réf. croisée]
31. Czwielong, F. ; Becker, S. Interaction contrôlée de turbulence d'entrée et d'aéroacoustique des ventilateurs axiaux avec une grille de turbulence active. Dans Actes du FAN 2022 — Conférence internationale sur le bruit des ventilateurs, l'aérodynamique, les applications et les systèmes, Senlis, France, 27-29 juin 2022. [CrossRef]
32. Czwielong, F. ; Hruška, V. ; Bednarik, M. ; Becker, S. Sur les effets acoustiques des cristaux soniques dans les arrangements d'échangeurs de chaleur. Appl. Acoustique. 2021, 182, 108253. [Réf. croisée]
33. Biedermann, TM; Czeckay, P. ; Hintzen, N. ; Kameier, F. ; Paschereit, CO Applicabilité des lois d'échelle aéroacoustiques des principaux dentelures de bord pour les applications rotatives. Acoustique 2020, 2, 579-594. [Référence croisée]
34. Ocker, C. ; Czwielong, F. ; Geyer, TF; Chaitanya, P. ; Merkel, M. ; Becker, S. Structures perméables pour la réduction du bruit de bord d'attaque. Dans les actes du FORUM AIAA AVIATION 2021, événement virtuel, 2-6 août 2021 ; p. 2192. [Référence croisée]
35. Sharland, I., Jr. Sources de bruit dans les ventilateurs axiaux. J. Son Vib. 1964, 1, 302-322. [Référence croisée]
36. Bommes, L. (éd.) Ventilatoren ; Vulkan-Verlag GmbH : Essen, Allemagne, 2003.
37. Van Veldhuizen, DA; Lamont, GB Calcul évolutif et convergence vers un front de Pareto. Dans Actes des derniers articles de dernière minute de la conférence Genetic Programming 1998, Madison, WI, États-Unis, 22-25 juillet 1998 ; pp. 221-228.
38. Lucius, A. ; Hütter, S. ; Dietrich, P. ; Schneider, M. ; Lehmann, M. ; Geyer, T. Enquête expérimentale et numérique sur l'aéroacoustique des ventilateurs axiaux dans des conditions d'écoulement perturbées. Dans Actes du Fan 2018, Conférence internationale sur le bruit des ventilateurs, l'aérodynamique, les applications et les systèmes, CETIAT, Darmstadt, Allemagne, 18-20 avril 2018.
39. Schneider, M. ; Feldmann, C. Évaluation psychoacoustique du bruit du ventilateur. Dans Actes de la conférence internationale Fan 2015 sur le bruit des ventilateurs, la technologie et les méthodes numériques, Lyon, France, 15-17 avril 2015.

Avis de non-responsabilité/Note de l'éditeur : Les déclarations, opinions et données contenues dans toutes les publications sont uniquement celles du ou des auteurs et contributeurs individuels et non de MDPI et/ou du ou des éditeurs. MDPI et/ou le(s) éditeur(s) déclinent toute responsabilité pour tout préjudice corporel ou matériel résultant des idées, méthodes, instructions ou produits mentionnés dans le contenu.

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Article

Enquêtes concernant la stabilisation des flux de flux vers l'arrière Roues centrifuges incurvées à faible débit

Frieder Lörcher 1,*, Sandra Hub [1], Marlène Sanjosé 2,3 et Stéphane Moreau [3]

1 ZIEHL-ABEGG SE, Division Ventilation, Heinz-Ziehl-Strasse, 74653 Künzelsau, Allemagne Département de
2 génie mécanique, École de Technologie Supérieure, Université du Québec, 1100 rue Notre-Dame Ouest, Montréal, QC
H3C 1K3, Canada Département de génie mécanique , Université de
3 Sherbrooke, 2500 Boulevard de L'université, Sherbrooke, QC J1K 2R1, Canada * Correspondance : frieder.loercher@ziehl-abegg.de

Résumé : Pour un ventilateur centrifuge courbé vers l'arrière, la réduction du débit volumique du point de fonctionnement de conception vers la charge partielle entraîne une augmentation des émissions sonores ainsi qu'une réduction de l'efficacité. Le contenu spectral de l'émission de bruit émergente peut être caractérisé par une bosse sous-harmonique comportant plusieurs harmoniques. Basé sur des mesures acoustiques à bande étroite et des mesures numériques Lattice-Boltzmann simulations, une vision plus approfondie est recherchée. Il est identifié que les modèles de flux instables en aval jouent un rôle central dans cette détérioration des performances ; et des moyens de stabilisation géométrique du flux sont étudiés.

Mots-clés : bruit du ventilateur centrifuge; bosses sous-harmoniques ; méthode de Boltzmann sur réseau ; mécanisme de génération de bruit ; stabilisation du débit pour ventilateurs centrifuges courbés vers l'arrière

check for updates

Référence : Lörcher, F. ; Moyeu, S. ; Sanjosé, M. ; Moreau, S. Enquêtes concernant la stabilisation du débit des turbines centrifuges incurvées vers l'arrière à faible débit. Int. J. Turbomachine. Propulse. Pouvoir 2022, 7, 37. https://doi.org/10.3390/ijtpp7040037

Rédacteur académique : Thomas Carolus

Reçu : 22 août 2022
Accepté : 30 novembre 2022
Publié : 7 décembre 2022

Note de l'éditeur : MDPI reste neutre en ce qui concerne les revendications juridictionnelles dans les cartes publiées et les affiliations institutionnelles. iations.

Copyright : © 2022 par les auteurs. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.

Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Introduction

Il est courant pour de nombreux ventilateurs d'observer que l'émission sonore augmente considérablement lorsqu'on se déplace sur une courbe caractéristique partant d'un point optimal avec une émission sonore minimale vers des débits volumes plus faibles à vitesse de rotation constante de la roue. En considérant des ventilateurs axiaux, Kameier et Neise [1] ont identifié expérimentalement des structures d'écoulement co-rotatives avec environ la moitié de la vitesse de rotation de la roue, qu'ils ont appelées « instabilités rotatives ». Ils ont supposé que l'origine de ce phénomène de bruit se trouvait dans une région de fréquence plus large mais distincte, inférieure à la fréquence de passage des pales (BPF). Mongeau [2] décrit des sources de bruit caractéristiques des turbomachines centrifuges à 0,7, 1,5 et 2,1 fois le BPF et les relie à un modèle d'écoulement tournant autour de 30 % de la vitesse de l'arbre. Les structures d'écoulement cohérentes en rotation en tant que source de bruit à bande étroite dans les ventilateurs axiaux sont décrites par Zhu et al. dans [3]. Une meilleure compréhension de ces mécanismes et le développement de stratégies d'atténuation pourraient élargir l' applicabilité des ventilateurs centrifuges vers des débits plus faibles et les rendre moins sensibles à la génération de bruit dans cette direction. Dans cet article, ce type de source de bruit est identifié et caractérisé expérimentalement en considérant une roue centrifuge incurvée vers l'arrière de diamètre D = 355 mm. Les résultats sont reproduits dans une configuration numérique avec un solveur Lattice-Boltzmann instationnaire. En s'appuyant sur les résultats numériques, une compréhension plus approfondie des mécanismes de génération de bruit est générée. Grâce à cette compréhension, il a été possible de construire et d'étudier des modifications visant à améliorer considé Une technologie d'atténuation est démontrée à la fois numériquement et expérimentalement.

2. Enquête expérimentale 2.1. Description de la configuration

Le ventilateur centrifuge étudié de diamètre D = 355 mm présenté sur la figure 1a comporte sept pales incurvées vers l'arrière en tôle. Les pales sont des profils circulaires extrudés perpendiculairement au moyeu plat. Ils sont soudés au moyeu et au corps tournant incurvé.

Machine Translated by Google

envelopper. Le ventilateur est installé sans boîtier. L'installation anéchoïque ZIEHL-ABEGG illustrée à la figure 1b se compose de deux grandes salles anéchoïques séparées par une cloison. Une cloche fixée à la cloison guide le flux vers le ventilateur installé dans le plénum aval (Figure 1a). L'écart entre le carénage rotatif du ventilateur et l' admission convergente est de 3 mm. Le ventilateur est testé à une vitesse de rotation constante n = 2975 tr/min pour différents débits , ce qui donne une fréquence de passage des pales (BPF) de 347 Hz.



(un) (b)

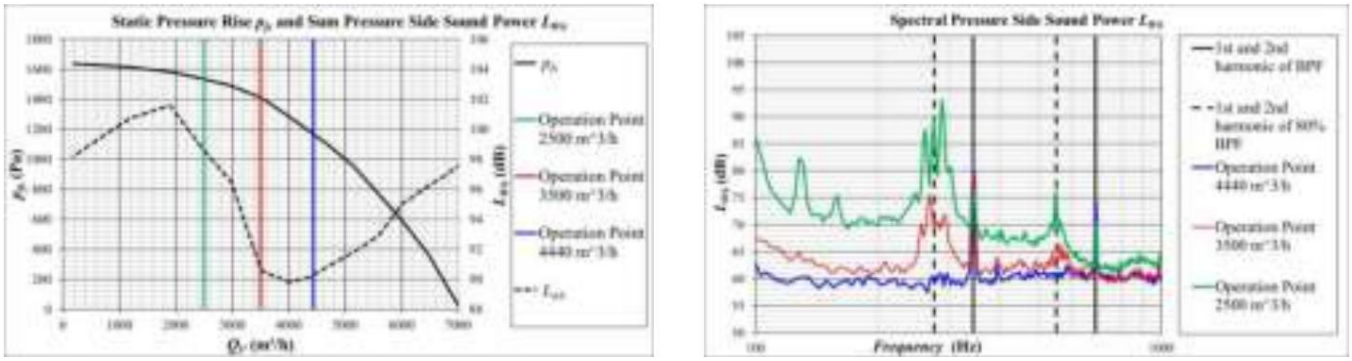
Figure 1. Configuration expérimentale : (a) vue en aval du ventilateur étudié ; (b) installations d'essais anéchoïques chez ZIEHL-ABEGG.

2.2. Résultats expérimentaux

La figure 2a montre les courbes caractéristiques mesurées pour la vitesse de rotation n = 2975 tr/min. L'augmentation de pression statique pfs en fonction du débit volumique QV est représentée par une ligne noire continue , et le niveau de puissance acoustique LW6 mesuré dans le plénum côté refoulement (en aval du ventilateur) est représenté par une ligne noire pointillée. LW6 a une valeur minimale de 90 dB à QV ≈ 4000 m3/h. Vers des débits volumes plus faibles, le niveau de puissance acoustique augmente fortement jusqu'à 101 dB à QV ≈ 2000 m3/h. Ce type de surtension sonore dans une région où les débits sont faibles est typique de nombreuses conceptions de ventilateurs. Il est courant de concevoir des conceptions très différentes de ventilateurs centrifuges courbés vers l'arrière sans boîtier. Pour étudier ce comportement, le contenu spectral de LW6 est représenté sur la figure 2b pour les trois points de fonctionnement mis en évidence par les lignes de couleur verticales sur la figure 2a. À QV = 4 440 m3/h, le spectre est assez plat sur la région de fréquence affichée de 100 Hz à 1 000 Hz, à l'exception de quelques pics typiques à la fréquence de passage des pales (BPF) et de ses harmoniques. En allant vers des débits volumiques plus faibles, un phénomène de bruit supplémentaire apparaît dans une large gamme de fréquences centrée sur environ 80 % du BPF. Les harmoniques de cette bosse émergent également mais avec u Ces phénomènes sont appelés bosses sous-harmoniques. Ils sont typiques (mais pas seulement) des ventilateurs centrifuges et à flux mixte. Bien que le bruit à large bande augmente également vers des débits volumes plus faibles, la forte croissance de LW6 mentionnée sur la figure 2a peut être fortement associée à cette sous-harmonique. Dans le présent travail, une enquête numérique est réalisée pour mieux comprendre la nature des bosses et les mécanismes sous-jacents de génération de son.

≈ h Vers des débits volumétriques plus faibles, le niveau de puissance acoustique augmente fortement jusqu'à h.

Machine Translated by Google



(un) (b)

Figure 2. Résultats expérimentaux : (a) courbe caractéristique de l'augmentation de la pression statique pfs et du niveau de puissance acoustique côté pression total LW6 à la vitesse de rotation n = 2975 tr/min ; (b) contenu spectral du niveau de puissance acoustique côté pression LW6 pour trois points de fonctionnement.

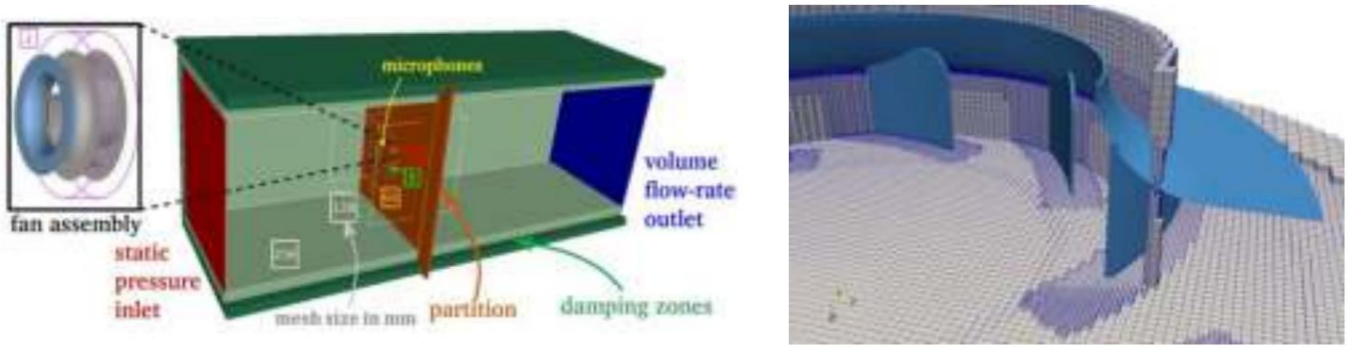
3. Enquête numérique 3.1.

Configuration numérique

Les simulations présentes utilisent le solveur PowerFLOW 5.5a basé sur la méthode Lattice Boltzmann (LBM). L'approche est naturellement transitoire et compressible offrant un aperçu direct des mécanismes hydrodynamiques responsables des sources acoustiques mais également de la propagation acoustique dans le ventilateur et à l'extérieur en champ libre. Au lieu d'étudier des quantités de fluide macroscopiques, le LBM suit l'évolution temporelle et spatiale d'une fonction de distribution de particules tronquée sur une grille en réseau. L'évolution de la distribution des particules est conduite vers l'équilibre par ce que l'on appelle l'opérateur de collision, approximé par le modèle BGK (Bhatnagar – Gross – Krook) [4]. Les équations discrètes de Boltzmann sur réseau sont résolues avec 19 vitesses discrètes pour la troncature du troisième ordre de la fonction de distribution des particules, ce qui s'est avéré suffisant pour récupérer les équations compressibles de Navier-Stokes pour un gaz parfait à faible nombre de Mach dans des conditions isothermes [5, 6]. Dans PowerFLOW, un seul temps de relaxation est utilisé, qui est lié à la viscosité cinématique laminaire sans dimension [6]. Ce temps de relaxation est remplacé par un temps de relaxation turbulent effectif dérivé d'une procédure systématique de groupe de renormalisation détaillée dans [7]. Il capture les grandes structures dans la salle anéchoïque mais également les petites échelles turbulentes qui se développent le long des surfaces des pales et des parois selon une simulation de grands tourbillons. L'extension particulière développée pour les machines tournantes se trouve dans Pérot et al. [8]. Le domaine informatique comprend les deux salles anéchoïques couplées, comme le montre la figure 3a. La section carrée du volume de simulation a une largeur de 10 m, et les plénums amont et aval mesurent également respectivement 30 m et 20 m de long. La pression atmosphérique p = 101 325 Pa est imposée sur la surface rouge gauche, tandis que le débit volumique Qv est imposé sur la surface rouge aval. La buse d'entrée convergente et la géométrie détaillée de la turbine du ventilateur sont prises en compte. Seuls le moteur et son arbre sont écartés du paramétrage numérique. La résolution du maillage dans le domaine est définie par des volumes incorporés successifs, schématisés sur la figure 3, la taille du maillage étant diminuée d'un facteur deux entre eux. La résolution autour des pales du ventilateur et de la paroi de la buse d'entrée est de 0,5 mm, comme le montre une coupe transversale du ventilateur sur la figure 3b. Le volume autour du ventilateur est défini comme un volume en rotation à une vitesse de rotation. Des fonctions de paroi logarithmiques étendues pour tenir compte des gradients de pression défavorables et favorables [9] sont appliquées sur toutes les surfaces des murs. Le domaine numérique total compte 98 millions de cellules et 7 millions d'éléments de surface . Des simulations sont effectuées pour plusieurs débits. Tout d'abord, la configuration est initialisée en deux étapes à partir d'un flux pré-convergé obtenu à partir de simulations avec des maillages plus grossiers sans régions de raffinement résolues les plus élevées (50 tours calculés sur le maillage avec une résolution maximale de 2 mm et ensuite, 25 tours calculés sur le maillage avec une résolution maximale de 2 mm). résolution de 1 mm). Ensuite, le maillage final décrit ci-dessus (Figure 3b) est utilisé pour la prédiction des performances. La convergence est obtenue après deux tours de ventilateur

Machine Translated by Google

sur le maillage le plus fin, et les données sont acquises pour cinq tours supplémentaires du ventilateur. La pression statique est enregistrée aux emplacements exacts des microphones dans les expériences. De plus, certaines coupes transversales, y compris celle située à mi-hauteur de la pale (mi-envergure) et à la surface de la pale, sont enregistrées avec un échantillonnage à haute fréquence pour une analyse de fréquence. Le modèle numérique présenté ci-dessus est validé par la comparaison des performances avec des mesures expérimentales acquises sur les installations certifiées ISO 5801 ZIEHL-ABEGG.



(un) (b)

Figure 3. Définitions du domaine de calcul et du volume de raffinement : (a) les nombres en carrés fournissent la taille du maillage en mm pour le volume de raffinement décrit ; (b) et la résolution du maillage autour des pales du ventilateur.

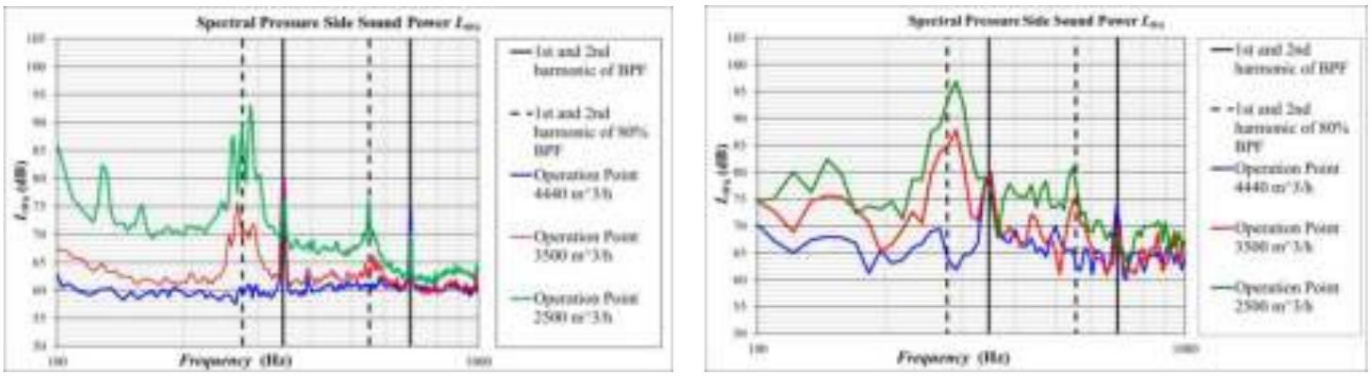
3.2. Résultats numériques

Les niveaux de puissance acoustique LW6, calculés de la même manière que pour les données expérimentales de la figure 2b, sont donnés à la figure 4b sur la base de la pression statique extraite des simulations LBM. La principale conclusion qui peut être tirée de la comparaison des graphiques de la figure 2b, retracée sur la figure 4a, et de la figure 4b est que les bosses sous-harmoniques sont également les mécanismes de bruit dominants dans la méthode numérique. La résolution en fréquence de la figure 4b est plus grossière que celle de la figure 2b en raison de la longueur d'échantillon disponible pour les données d' environ cinq tours de roue seulement. Néanmoins, l'émergence des bosses sous-harmoniques du premier et du deuxième ordre peut clairement être observée de manière équivalente et dans une mesure quantitative très similaire à celle de l'expérience physique. La distorsion d'admission est la principale cause des tonalités au BPF [10]. De plus, les conditions d'écoulement entrant sont plus homogènes dans la simulation que dans l'expérience (voir par exemple [11]), car le champ d'écoulement dans le plénum amont ne s'est pas complètement développé dans la simulation en raison de la période d'acquisition des données limitée à seulement cinq heures. tours de roue. Les deux limitations inhérentes aux simulations peuvent expliquer le pic plus faible et plus large au niveau du BPF. De plus, une première conclusion qui peut être tirée est que le mécanisme de génération des bosses sous-harmoniques dépend essentiellement du champ d'écoulement aval généré par la roue et correspond donc à un mécanisme de génération de bruit auto-induit. En analysant le champ d'écoulement instationnaire résultant des simulations LBM effectuées dans le présent modèle, on devrait pouvoir avoir un aperçu de ce mécanisme de génération de bruit car il est bien capturé dans les spectres acoustiques.

Sur la figure 5, les distributions de pression instantanées au niveau d'une section transversale à mi-portée de pale sont mises en évidence. Différentes structures d'écoulement en aval et radialement vers l'extérieur de la roue peuvent être observées. Ces structures de flux ont des formes (nombre de lobes) différentes pour chacun des trois débits. En diminuant le QV, ils deviennent moins symétriques, leur nombre d'onde circonférentiel diminue et ils se déplacent radialement vers l'intérieur en direction des pales. On peut observer en utilisant des techniques de visualisation instationnaires que les structures d'écoulement correspondent à des structures tourbillonnaires co-rotatives avec une vitesse de rotation considérablement réduite par rapport à la vitesse de rotation de la roue. Ceci est confirmé par une analyse modale dans la section 3.3 su
Les tourbillons sont générés et alimentés par le détachement du tourbillon des pales de la roue, provoqué par des phénomènes de séparation des flux au niveau des surfaces côté aspiration des pales. On suppose que l'interaction de la roue avec les structures d'écoulement illustrées est la source du

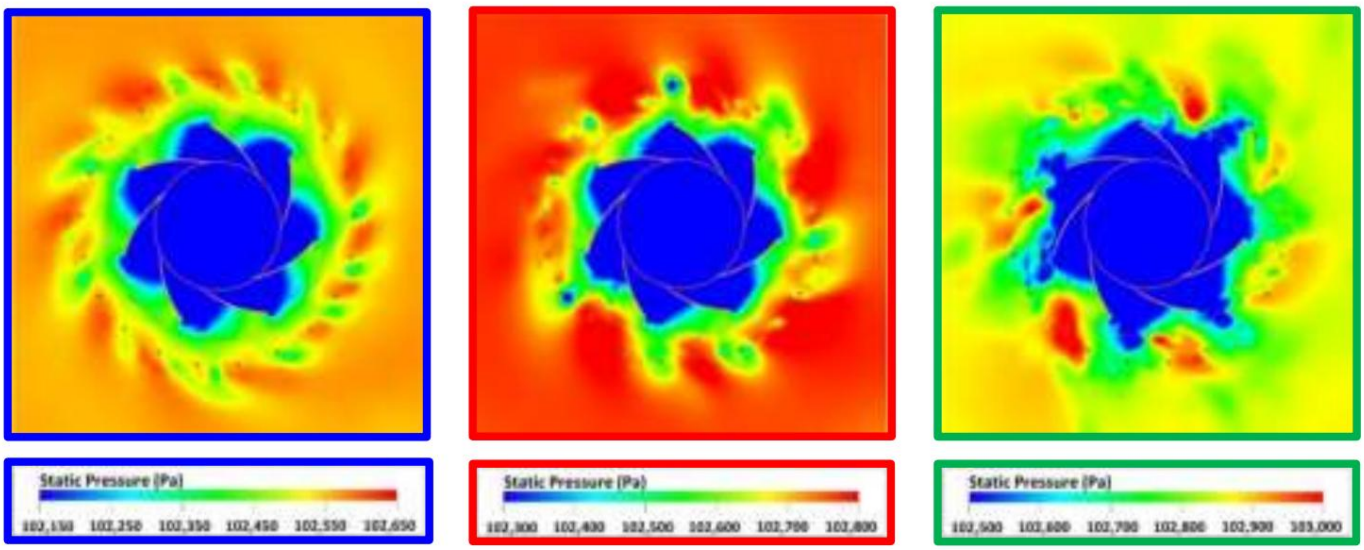
Machine Translated by Google

bosses sous-harmoniques. L'analyse précise du mécanisme de génération de bruit à l'intérieur de la roue induit par cette interaction fait partie des recherches futures. Dans la section suivante, une analyse est présentée pour caractériser les structures d'écoulement tournantes de manière plus tangible et quantifiable afin de solidifier l'hypothèse selon laquelle elles sont la source originale des bosses sous-harmoniques.



(un) (b)

Figure 4. Comparaison des résultats spectraux : (a) examen des résultats spectraux expérimentaux de la figure 2b ; (b) résultats spectraux numériques du niveau de puissance acoustique côté pression LW6 pour les trois mêmes points de fonctionnement (b).



(un) (b) (c)

Figure 5. Répartitions instantanées de la pression statique dans un plan coupé au milieu entre le moyeu et le carénage rotatif (envergure à 50 %) : (a) QV = 4 440 m3/h ; (b) QV = 3 500 m3/h ; (c) QV = 2 500 m3/h.

3.3. Une analyse modale des structures d'écoulement basée sur des résultats

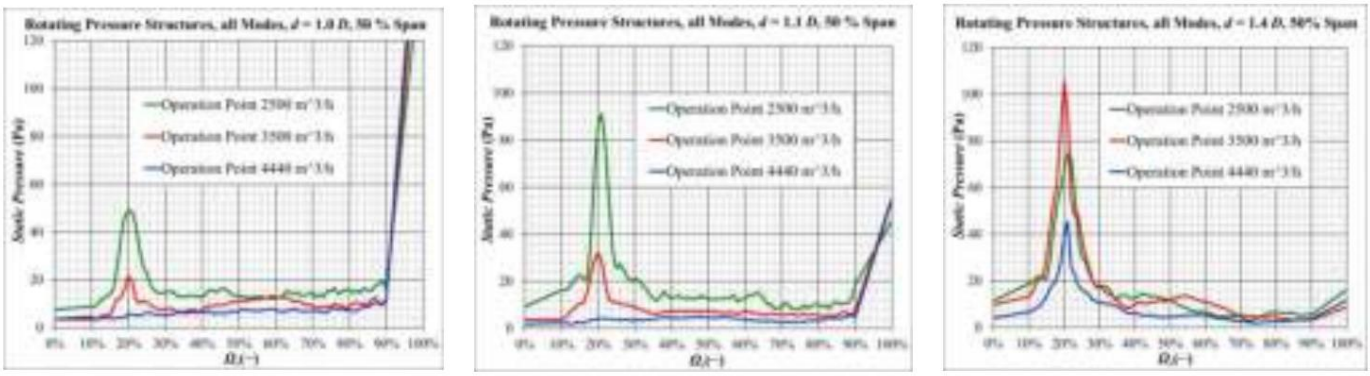
numériques Une analyse quelque peu intuitive a été réalisée pour identifier et caractériser les structures d'écoulement en rotation en ce qui concerne leur vitesse de rotation et leur force en fonction du point de fonctionnement et de la position radiale et axiale. Elle a été dérivée en s'inspirant de la méthode décrite dans [12], dans le but d'obtenir en plus une évaluation quantitative des amplitudes des structures d'écoulement. Dans l'analyse, une grille « observateur » auxiliaire constituée de cercles coaxiaux avec une discrétisation discrète et équidistante dans la direction circonférentielle (θ) est considérée. Cette grille « observateur » tourne avec des vitesses de rotation « test » arbitraires σi . A chaque instant, les données d'écoulement instationnaire issues d'une simulation sont interpolées sur la grille « observateur ». Le champ d'écoulement est ensuite moyenné dans le temps. Notez qu'un observateur (grille) qui tournerait au

Machine Translated by Google

amplitudes des structures d'écoulement. Dans l'analyse, une grille « observateur » auxiliaire constituée de θ imaginé. Cette grille « observateur » est tournée avec un « test » arbitraire σ la grille « observateur ». Le champ d'écoulement est ensuite moyenné dans le temps. Notez qu'un observateur (grille) ayant la même vitesse de rotation qu'une structure de flux spatial observerait cette structure spatiale comme une structure spatiale stationnaire. Ainsi, pour ce test « synchrone », la vitesse de rotation σ est stationnaire. Ainsi, pour ce test « synchrone » de vitesse de rotation σi , après moyennage temporel, les structures seront toujours présentes dans les champs moyennés. D'autre part, lorsque la vitesse de rotation du test de l'observateur σi diffère significativement de la vitesse de rotation de la structure de flux, les structures seront lissées par la vitesse de σ moyenne temporelle, les structures seront lissées par l'opérateur de moyenne temporelle, en supposant un temps de moyenne suffisamment long. . Ainsi, les données de flux moyennées dans le temps sur chaque grille d'observateur en rotation représentent des structures de flux spatial qui tournent à la vitesse de rotation σi . La moyenne décrite a été effectuée pour un nombre suffisamment élevé de vitesses de rotation d'essai σi .

σ

Une technique de filtrage a été appliquée afin de minimiser l'erreur de crénelage dans le temps associée à σ l'interpolation à partir de la grille d'éléments cubiques de la simulation. L'étape suivante de la procédure consiste en une transformée de Fourier circonférentielle pour chaque vitesse de rotation test σi afin de quantifier les modes de rotation périodiques. Dans la figure 6, certains résultats représentatifs de l'analyse sont présentés.



(un) (b) (c)

Figure 6. Résultats de l'analyse modale des structures tournantes en aval de la roue du ventilateur à Midspan, pour les positions radiales : (a) à d = 1,0 D ; (b) à d = 1,1 D ; (c) à d = 1,4 D.

Ω

Le spin relatif Ωr est défini comme le rapport entre la vitesse de rotation d'essai σi et la vitesse de rotation de la roue Ω σ : Ωr = σi /n. Pour chaque spin relatif Ωr et quantité de débit f d'intérêt (par σ exemple, pression ou vitesse), la moyenne temporelle sur les cinq tours considérés → + · de la fonction retardée fx + Ωr ·n· Ω r ·t avec le temps opérateur moyen ·, qui est ensuite

˜ Ωr( ) = (fΩr x = f + x → + Ωr ·n· (→ r ·t est calculé, ce qui donne un champ de flux spatial ·

analysé par analyse spatiale de Fourier dans la direction circonférentielle à différentes positions axiales et radiales . L'énergie de tous les modes de fluctuation de pression spatiale de tous les nombres d'onde (la norme L2 de tous les coefficients de Fourier sauf si la valeur moyenne telle qu'obtenue par transformée de Fourier Ω dans la direction circonférentielle) est représentée sur la figure 6 en fonction de Ωr . Sur la figure 6a, la fluctuation de la pression de rotation est donnée pour un cercle situé à mi-portée avec un diamètre d correspondant au diamètre extérieur de la roue D, c'est-à-dire que les emplacements des sondes sont très proches des bords de fuite des pales. Sur la figure 6b, le diamètre d est de 110 % D ; et sur la figure 6c, le diamètre du cercle est de 140 % D. Ce que l'on peut observer est :

- Un 1er type de structures tournantes distinctes peut être observé à Ωr = 100 % (point tout à fait droit sur chaque graphique). Ce sont les structures co-rotatives attendues directement issues des pales. En s'éloignant de la pale, les structures en rotation à ce Ωr diminuent rapidement.
- Un 2ème type de structures tournantes significatives peut être observé, qui a son maximum à Ωr ≈ 20 % (pour une roue particulière donnée). Près du bord de fuite de la pale à d = 1,0 D et d = 1,1 D ((a) et (b)), l'amplitude de la fluctuation augmente de manière significative avec la diminution du débit volumique QV. Les structures tournantes présentent au niveau du diamètre du bord de fuite des pales une résistance importante, notamment pour des débits volumiques QV inférieurs (Figure 6a, comparaison des trois points de fonctionnement).

Machine Translated by Google

- La fréquence d'interaction d'une structure à écoulement en rotation est f 0 = (1 − Ωr) · BPF. Avec Ωr = 20 %, nous obtenons f 0 = 80 % · BPF avec cohérence avec ce qui a été observé sur les figures 2 et 4.
- En s'éloignant radialement des bords de fuite des pales, la force des fluctuations de rotation avec Ωr = 20 % augmente et domine le 1er type de fluctuations qui co-rotent avec la roue.

- La fréquence de rotation des fluctuations n'est pas fortement concentrée à Ωr = 20 %, mais présente une dispersion significative, similaire à la forme large des bosses sous-harmoniques dans les spectres acoustiques.
- À d = 1,4 D, la résistance des structures tournantes pour QV = 2500 m3/h diminue déjà, tandis que la résistance des structures tournantes pour QV = 3500 m3/h augmente encore. Les structures tournantes se rapprochent des bords de fuite des pales lors de la réduction du débit volumique. Ceci peut également être observé qualitativement dans la figure 4.

4. Optimisation des ventilateurs

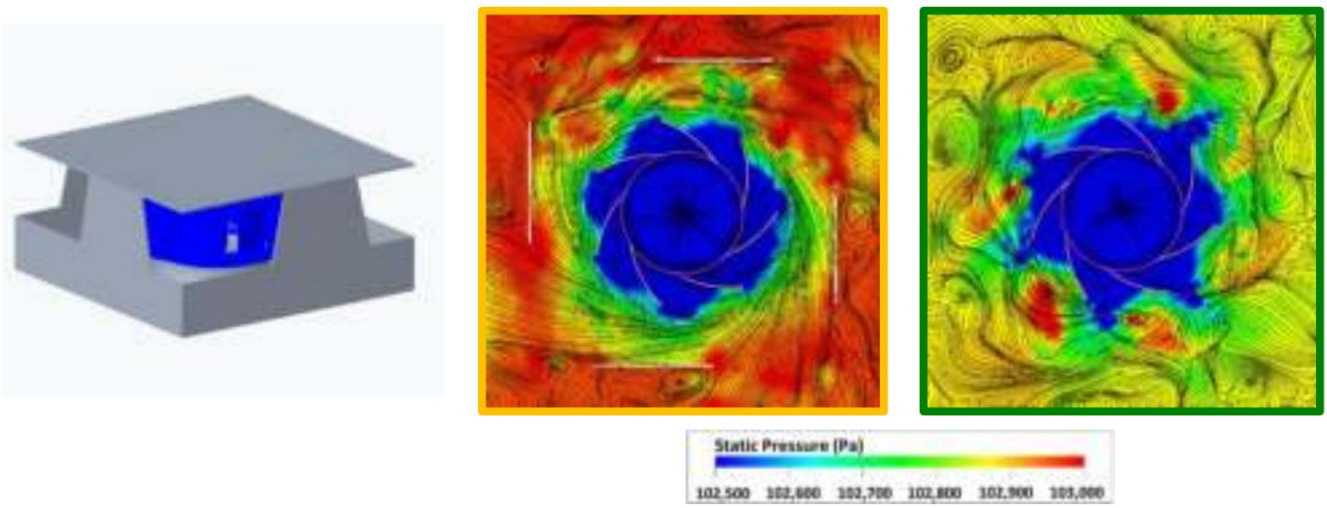
4.1. Enquêtes numériques sur les modifications géométriques en aval

Certaines modifications géométriques ont été étudiées dans le but de réduire la résistance des structures d'écoulement en rotation avec une vitesse de rotation relative en aval au voisinage des bords de fuite des pales ; ou du moins modifier leur apparence vers des débits volumiques encore plus faibles. Les modifications étudiées consistent en différents panneaux verticaux qui aboutissent à des canaux d'écoulement convergents (ou simplement modérément divergents) en aval de la roue. Le résultat d'une modification intéressante est présenté, tandis que d'autres ont également montré leur efficacité. La géométrie modifiée entraîne une accélération du débit et stabilise le débit en aval de la roue. Il peut être considéré comme une simple sorte d'aube de stator. Moins de structures tourbillonnaires en rotation s'accumulent ou sont emportées plus loin des bords de fuite des pales. Ceci est bien visible en comparant l'image d'écoulement sur un plan de travée coupée pour le point de fonctionnement QV = 2500 m3/h de la figure 7b, avec modification, et de la figure 7c, sans modification. Avec la modification, beaucoup moins de structures tourbillonnaires sont présentes près des bords de fuite des pales, et des structures d'écoulement plus déterministes et mieux organisées peuvent être détectées. Cette observation est étayée par l'analyse modale de la figure 8a. Comme supposé dans la discussion de la figure 7, des structures tournantes nettement moins importantes à Ωr = 20 % sont présentes avec la modification. Pour Ωr = 0%, à l'extrême gauche des graphiques, représentant les fluctuations de pression spatiale stationnaire dans la direction circonférentielle, une amélioration clairement visible peut être observée lors de l'utilisation de la modification due à la présence d'une structure statorique. Le contenu spectral de la puissance acoustique côté
De toute évidence, les bosses sous-harmoniques sont fortement réduites. Comme effet secondaire, les harmoniques du BPF sont plus élevées car des fluctuations stationnaires spatiales périodiques sont induites par la structure du stator, interagissant avec les aubes de la roue.

4.2. Données expérimentales d'une implémentation

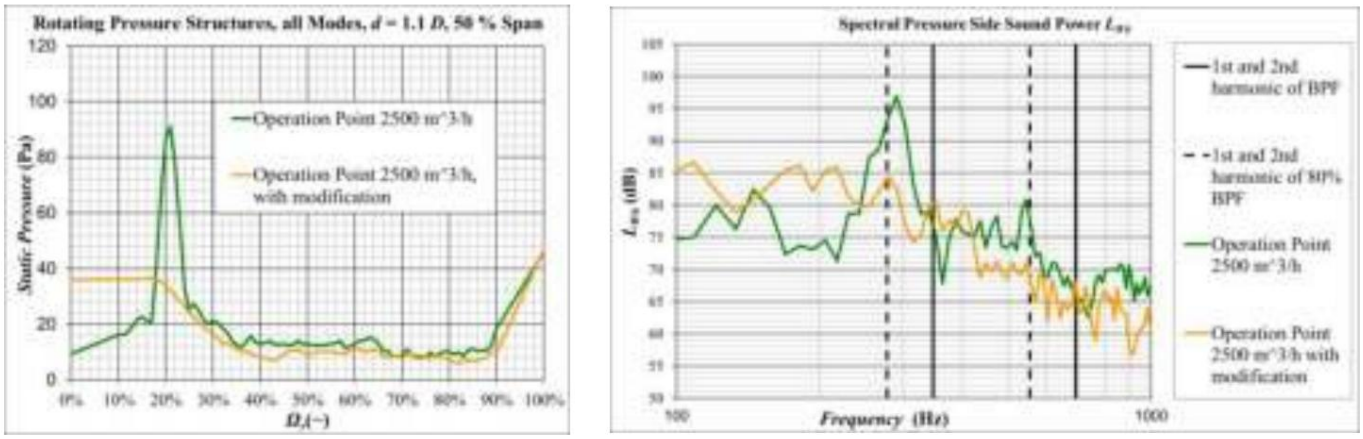
Les résultats expérimentaux de la modification sont présentés. La géométrie de l' optimisation côté pression étudiée, qui est similaire à la structure étudiée dans la section précédente et illustrée sur la figure 7a, est représentée sur la figure 9a, où elle est installée sur le banc d'essai avec un entraînement électrique. La comparaison est basée sur des mesures avec une roue différente dotée de cinq pales de forme tridimensionnelle. Un contour ondulé sur les bords d'attaque du dispositif stator a été appliqué afin de réduire le bruit tonal résultant de l'interaction rotor-stator. La figure 9b montre une comparaison des courbes caractéristiques des mesures sans et avec le dispositif d'optimisation. Il est intéressant de noter que l'augmentation de pression atteignable et l'efficacité statique sont considérablement améliorées. Semblables aux aubes du stator, les plaques ajoutées aident à récupérer la pression du tourbillon.

Machine Translated by Google



(un) (b) (c)

Figure 7. Résultats de l'étude numérique d'une modification géométrique : (a) Croquis du modification géométrique étudiée; (b) distributions instantanées de pression statique avec des lignes aérodynamiques à un plan à mi-portée coupé pour QV = 2500 m3/h avec modification installée ; (c) distributions de pression statique sans modification.



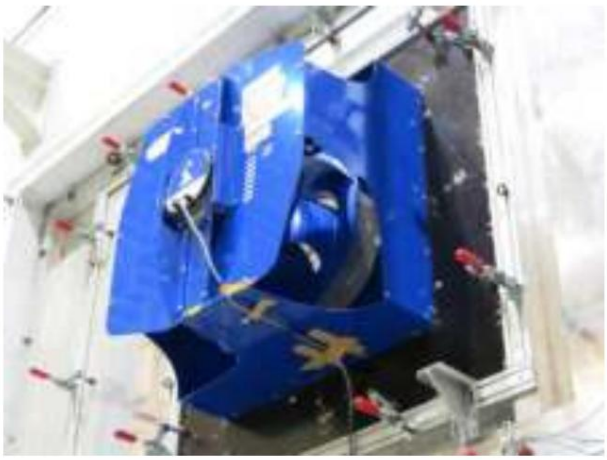
(un) (b)

Figure 8. Corrélation entre les structures en rotation et le spectre sonore : (a) analyse modale des structures en rotation ; (b) contenu spectral du niveau de puissance acoustique côté pression LW6.

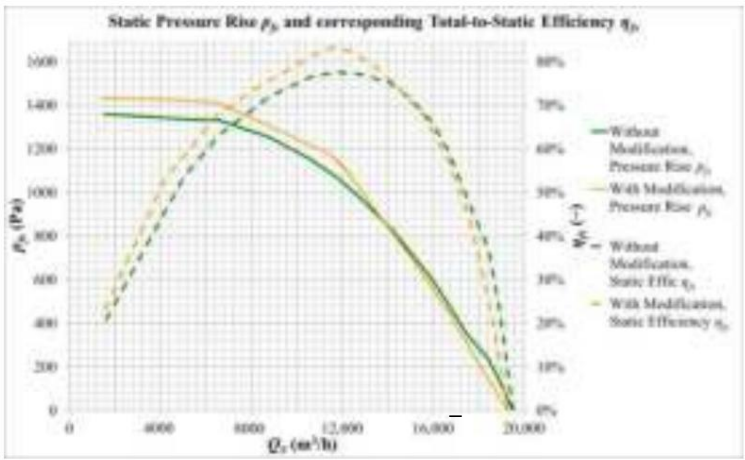
Dans la figure 10, des comparaisons des niveaux de puissance acoustique sont présentées. A gauche (a), le Le niveau de puissance acoustique pondéré A LWA6 est indiqué en fonction du débit volumique QV. À à droite (b), pour le point de fonctionnement à QV = 6000 m3/h, la distribution spectrale de LWA6 peut être vu. Les fréquences sont rendues adimensionnelles par le BPF. Dans la figure 10a, cela peut être observé que la puissance acoustique côté pression est améliorée par le dispositif de modification au niveau du moitié gauche de la courbe de service, et la réduction de la puissance acoustique augmente, jusqu'à 2 dB(A), pour des débits volumiques inférieurs QV. Sur la figure 10b, il est clairement visible que les bosses sous-harmoniques sont présent pour ce ventilateur centrifuge aussi bien avec que sans dispositif de modification, notamment au niveau premier ordre sous-harmonique à environ 80% du BPF. Avec le dispositif de modification, les bosses sont significativement réduit au même débit volumique confirmant les observations obtenues à partir des investigations numériques. L'optimisation est obtenue en appliquant uniquement le dispositif aval, sans modification des conditions d'alimentation ni de tout ce qui se trouve à proximité directe de la roue, confirmant les résultats présentés dans cet article. L'application du le dispositif d'optimisation côté pression entraîne en revanche une augmentation du bruit tonal,

Machine Translated by Google

en particulier au premier ordre, en raison de l'interaction rotor-stator, ce qui est acceptable dans le cas présent en raison de la distance relativement grande (environ 1,6 fois le diamètre de la roue) entre les bords de fuite des pales de la roue et les bords d'attaque ondulés du dispositif statorique. Il est cependant intéressant de considérer que le bruit sous-harmonique est techniquement atténué par rapport au bruit tonal au niveau des harmoniques du BPF, car grâce au dispositif statorique, nous obtenons des structures d'écoulement stationnaires plutôt que des structures d'écoulement rotatives interagissant avec les aubes de la roue.

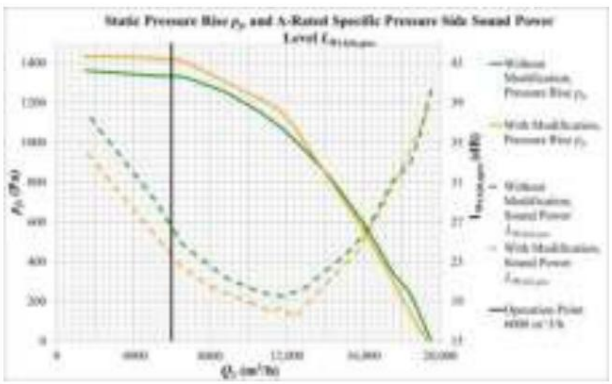


(un)

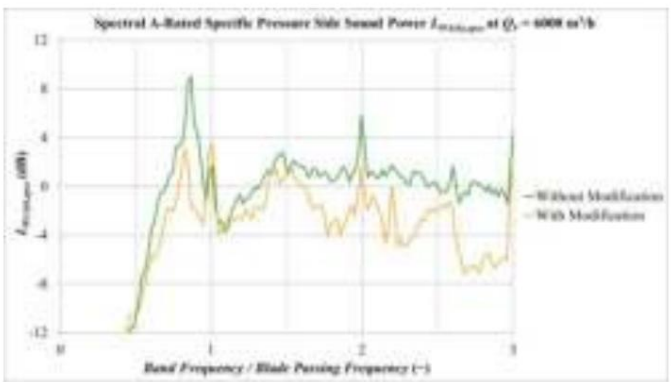


(b)

Figure 9. Résultats expérimentaux pour un ventilateur avec modification en aval : (a) photographie de mise en œuvre d'une modification en aval sur banc d'essai ; (b) et les courbes caractéristiques de l'augmentation de la pression statique pfs et du rendement total-statique ηfs.



(un)



(b)

Figure 10. Évaluation expérimentale de l'impact de la modification en aval sur la puissance acoustique spécifique côté pression pondérée A LWA6 pour la configuration de la figure 9 : (a) somme de puissance acoustique ; (b) distribution spectrale.

5. Conclusions

Les ventilateurs centrifuges sans boîtier, entre autres, souffrent d'apparition de bosses sous-harmoniques lors de la diminution des débits volumétriques. Le niveau de puissance acoustique augmente considérablement du côté de la charge partielle à partir du point de fonctionnement optimal. C'est ce qu'on appelle une surtension sonore. Il s'agit de régions distinctes dans les spectres à des multiples harmoniques de 40 à 80 % de la fréquence de passage des pales (BPF), en particulier la première harmonique qui domine largement les spectres de puissance acoustique. Ce phénomène sonore est associé aux structures d'écoulement en rotation en aval de la roue, qui interagissent avec le bord de fuite des aubes. Pour un ventilateur spécifique, cela a été démontré en utilisant une enquête numérique utilisant la méthode Lattice Boltzmann. Une analyse modale a été réalisée sur les données collectées en a

Machine Translated by Google

bord de fuite. La vitesse de rotation dominante de ces structures d'écoulement est d'environ 20 % de la vitesse de rotation de la roue avec le même sens de rotation que la roue. Ce résultat explique quantitativement les régions de fréquence (80 % du BPF et ses multiples, qui est la fréquence d'interaction de base entre les aubes de la roue et les structures rotatives) où se produisent les bosses sous-harmoniques. Les structures d'écoulement rotatives sont auto-induites par la roue et alimentées par le tourbillon détaché des surfaces latérales d'aspiration des pales. Deux explications possibles peuvent être avancées pour expliquer pourquoi les bosses subharmoniques se développent avec un débit volumique décroissant : premièrement, davantage de tourbillon est généré par les pales en raison des séparations croissantes des flux, et deuxièmement, les tourbillons sont emportés de manière moins efficace en raison du volume réduit. débits. Plusieurs modifications en aval ont été étudiées afin de contrôler les structures d'écoulement en rotation. Un exemple de dispositif a été démontré à la fois numériquement et expérimentalement dans cet article. La réduction des structures d'écoulement tournantes a été prouvée par le modèle d'analyse modale numérique ; et la réduction résultante de la génération de bruit sous-harmonique a également été démontrée par une comparaison expérimentale. Il est intéressant de noter que la pression réalisable augmente également et que l'efficacité totale-statique est améliorée dans les régions de la courbe de service, où les bosses sous-harmoniques sont réduites par le dispositif d'optimisation. Cela conduit à la conclusion que les structures d'écoulement en rotation ont un impact négatif sur la conversion du tourbillon en pression statique. Les résultats expérimentaux pour la modification du côté pression confirment les arguments dérivés des observations numériqu

Contributions des auteurs : Conceptualisation, FL ; méthodologie, FL, SH, MS et SM ; logiciels, SH; validation, FL et SH ; rédaction – préparation du projet original, FL, SH ; rédaction – révision et édition, FL, SH, MS, SM ; visualisation, SH Tous les auteurs ont lu et accepté la version publiée du manuscrit.

Financement : Cette recherche n'a reçu aucun financement externe.

Déclaration de consentement éclairé : sans objet.

Déclaration de disponibilité des données : sans objet.

Conflits d'intérêts : Les auteurs ne déclarent aucun conflit d'intérêts.

Références

1. Kameier, F. ; Neise, W. Étude expérimentale des pertes de jeu en pointe et du bruit dans les turbomachines axiales et de leur réduction. J. Turbomach. 1997, 119, 460-471. [Référence croisée]
2. Mongeau, L. ; Thompson, DE; McLaughlin, DK Génération de son par décrochage rotatif dans les turbomachines centrifuges. J. Son Vib. 1993, 163, 1-30. [Référence croisée]
3. Zhu, T. ; Lallier-Daniels, D. ; Sanjosé, M. ; Moreau, S. ; Carolus, T. Rotation des structures d'écoulement cohérentes comme source de pointe à bande étroite bruit de dégagement des ventilateurs axiaux. J. Son Vib. 2018, 417, 198-225. [Référence croisée]
4. Bhatnagar, PL ; Grossier, PE ; Krook, M. Un modèle pour les processus de collision dans les gaz. I. Processus de petite amplitude en charge et Systèmes neutres à un composant. Phys. Rév.1954 , 94, 511-525. [Référence croisée]
5. Chen, S. ; Doolen, méthode GD Lattice Boltzmann pour l'écoulement des fluides. Ann. Révérend Fluid Mech. 1998, 30, 329-364. [Référence croisée]
6. Marié, S. Etude de la méthode Boltzmann sur Réseau pour les Simulations en Aéroacoustique. doctorat Thèse, Université Pierre et Marie Curie, Paris VI, Paris, France, 2008.
7. Chen, H. ; Filippova, O. ; Hoch, J. ; Molvig, K. ; Choc, R. ; Teixeira, C. ; Zhang, R. Raffinement de la grille dans les méthodes Lattice Boltzmann basées sur la formulation volumétrique. Phys. Une statistique. Mécanique. Son application. 2006, 362, 158-167. [Référence croisée]
8. Pérot, F. ; Kim, MS ; Moreau, S. ; Henner, M. ; Neal, D. Prédiction aéroacoustique directe d'un ventilateur axial à basse vitesse. Dans les actes de la 16e conférence aéroacoustique AIAA/CEAS, Stockholm, Suède, 7-9 juin 2010.
9. Fares, E. Simulation d'écoulement instationnaire de l'Ahmed réf. corps en utilisant une approche Latt.-Boltz. Comp. Fluides 2006, 35, 940-950. [Référence croisée]
10. Wolfram, D. ; Carolus, T. Enquête expérimentale et numérique sur le champ d'écoulement instable et la génération de tonalité dans une turbine de ventilateur centrifuge isolée. J. Son Vib. 2010, 329, 4380-4397. [Référence croisée]
11. Sturm, M. ; Sanjosé, M. ; Moreau, S. ; Carolus, T. Simulation aéroacoustique d'un ventilateur axial incluant le banc d'essai complet en utilisant le Méthode Boltzmann sur treillis. Dans Actes de la conférence Fan 2015, Lyon, France, 15-17 avril 2015.
12. Towne, A. ; Schmidt, OT; Colonius, T. Décomposition orthogonale proprement spectrale et sa relation avec la décomposition en mode dynamique et l'analyse résolvante. J. Mécanique Fluide. 2018, 847, 821-867. [Référence croisée]

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Article

Indice d'uniformité en tant que ventilateur de condenseur universel refroidi par air Mesure de performances

Fredrik Marincowitz [1], Michael Owen2 ,* [ID], Jacques Muyser 3 et Peter Holkers 3

1 Groupe de recherche sur l'énergie solaire thermique, Université de Stellenbosch, Stellenbosch 7600, Afrique du Sud
2 Département de génie mécanique et mécatronique, Université de Stellenbosch,
Stellenbosch 7600, Afrique du Sud
3 Howden Pays-Bas, 7554 PA Hengelo, Pays-Bas * Correspondance :
mikeowen@sun.ac.za

Résumé : Le vent ambiant a un effet négatif sur les performances volumétriques du ventilateur mécanique à tirage forcé du condenseur de vapeur refroidi par air direct (ACC) et augmente la charge dynamique des pales du ventilateur. L'étude de ces effets directement à l'aide de mesures sur site ou d'analyses numériques est compliquée, et la plupart des travaux antérieurs se sont concentrés sur un seul effet au détriment de l'autre. Dans cette étude, l'uniformité du flux entrant à vitesse axiale du ventilateur est identifiée comme une mesure unique offrant le potentiel de qualifier de manière globale le fonctionnement du ventilateur ACC dans des conditions venteuses. Un ACC de cellules de ventilateur 3 × 6 a été modélisé avec CFD à l'aide d'un modèle de ventilateur basé sur la théorie des éléments de pale, et des relations claires entre l'indice d'uniformité du flux d'entrée du ventilateur et les performances volumétriques du ventilateur et la charge dynamique des pales ont été observées dans les résultats. Les mêmes relations ont été observées dans les données de test sur site collectées sur un seul ventilateur ACC, validant ainsi les résultats numériques. L'indice d'uniformité peut être utilisé dans des travaux numériques et expérimentaux comme moyen d'étudier à la fois les performances volumétriques du ventilateur et la charge dynamique des pales avec moins de complexité de calcul et de mesure ; il offre également un moyen potentiellement utile de quantifier la gravité des conditions de fonctionnement des ventilateurs, afin de faciliter une conception et une sélection plus fiables des ventilateurs spécifiques à chaque cas.

Mots-clés : ventilateurs axiaux ; condenseurs à air; effets du vent; performances des ventilateurs ; chargement dynamique de la lame ; dynamique des fluides computationnelle

check for updates

Citation : Marincowitz, F. ; Owen, M. ; Muiyser, J. ; Holkers, P. Indice d'uniformité en tant que système universel refroidi par air Mesure de performance du ventilateur du condenseur. Int. J. Turbomach. Propulse. Pouvoir 2022, 7, 35. https://doi.org/10.3390/ ijtpp7040035

Rédacteur académique : Thomas Carolus

Reçu : 29 août 2022
Accepté : 14 novembre 2022
Publié : 1 décembre 2022

Note de l'éditeur : MDPI reste neutre en ce qui concerne les revendications juridictionnelles dans les cartes publiées et les affiliations institutionnelles. iations.

Copyright : © 2022 par les auteurs. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.
Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Introduction

Les condenseurs de vapeur à air direct (ACC) mécaniques à tirage forcé sont largement utilisés comme technologie de condenseur dans les systèmes d'énergie thermique (cycles à vapeur). Les ACC utilisent de grands ventilateurs axiaux pour forcer l'air ambiant à travers les échangeurs de chaleur en A (Figure 1) et rejeter la charge thermique requise pour maintenir la contre-pression de la turbine à vapeur à son point de conception ou à proximité. Les performances thermiques d'un ACC sont à la fois directement et indirectement influencées par le vent ambiant via : (1) une réduction des performances volumétriques du ventilateur et une augmentation des températures de l'air d'entrée avec l'augmentation de la vitesse du vent [1] ; et (2) une charge dynamique accrue des pales des ventilateurs du bord au vent. Le chargement dynamique des pales entraîne une usure accrue de la boîte de vitesses et une fatigue accélérée des pales, et peut entraîner des dommages physiques aux pales du ventilateur [2]. Par la suite, l'ACC connaîtra des pannes de réparation et de maintenance plus fréquentes et une performance thermique moyenne plus faible.

Les effets du vent sur les ventilateurs ACC sont causés par une augmentation de la composante de vitesse horizontale de l'air se déplaçant sous la plate-forme du ventilateur (flux transversal) dans des conditions venteuses. Un flux transversal élevé au-delà des entrées du ventilateur provoque des distorsions dans la distribution du débit d'entrée [3]. Ce débit d'entrée non uniforme affecte négativement la capacité des ventilateurs à fournir leur débit d'air nominal [3] et entraîne une variation de la charge aérodynamique sur les pales du ventilateur lorsqu'elles tournent dans le champ d'écoulement non uniforme [4]. Il existe deux types de distorsions du débit d'entrée liées aux flux transversaux identifiées dans la littérature : la séparation des flux à l'entrée du ventilateur [3,5] et les flux entrants hors axe [6,7] (illustré sur la figure 1). La séparation des flux à l'entrée du ventilateur est considérée comme la

Machine Translated by Google

cause dominante de la dégradation liée au vent des performances volumétriques du ventilateur [3] et de l'augmentation de la charge dynamique des pales du ventilateur [8].

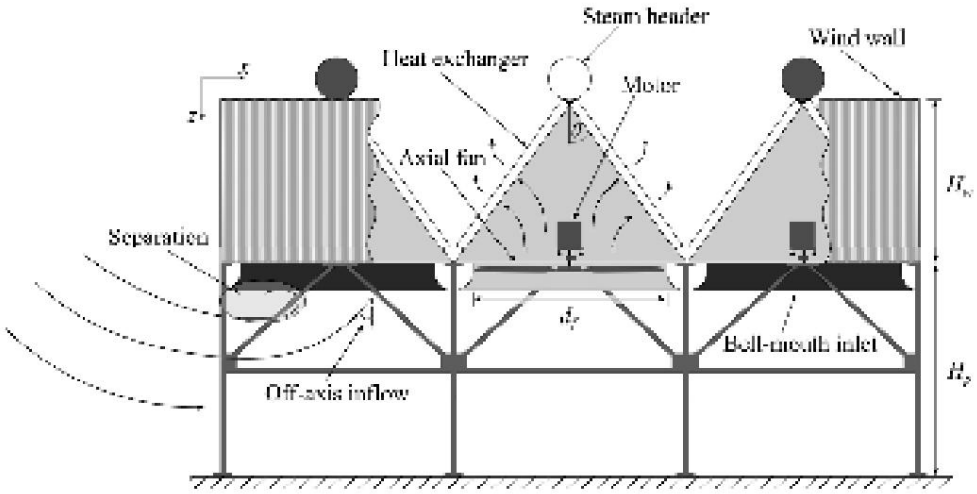


Figure 1. Schéma du condenseur refroidi par air montrant les composants principaux et les effets du vent.

Les effets du vent sur les ACC sont principalement étudiés via des tests à grande échelle sur les ACC en fonctionnement (par exemple, [2,9]), ou via une simulation de dynamique des fluides computationnelle (CFD) (par exemple, [10,11]). Les mesures sur site fournissent des informations « vraies », mais elles sont compliquées par des variables environnementales incontrôlables, la nécessité d'un équipement de mesure spécialisé et la difficulté de mesurer avec précision la vitesse du vent sur site. Lors des tests sur site, les performances volumétriques du ventilateur ACC sont quantifiées à l'aide de mesures anémométriques à hélice à divers emplacements radiaux et tangentiels sur la grille d'entrée du ventilateur [2,9]. Ces anémomètres sont utilisés pour mesurer la vitesse axiale à ces emplacements fixes à l'entrée du ventilateur, puis sont utilisés pour calculer le débit volumique ou la vitesse axiale moyenne à travers le ventilateur. La norme CTI-PTG-143 [12] recommande 40 mesures anémométriques (quatre quadrants avec 10 mesures à espacement radial égal par quadrant) pour les ventilateurs dont le diamètre dépasse 20 pieds, comme cela est courant dans les ACC (généralement autour de 36 pieds). Cela rend difficile la mesure continue du débit d'air sur site, car elle nécessite une grande quantité d'équipements de mesure. La charge dynamique des pales de ventilateur peut être évaluée avec précision à l'aide de mesures de déformation en flexion, généralement à l'aide de jauges de contrainte fixées à la racine d'une pale de ventilateur dans une configuration en pont complet [9].

L'accès aux pales du ventilateur pour l'installation des jauges de contrainte nécessite l'arrêt du ventilateur et peut compliquer la planification des tests sur site (c'est-à-dire qu'il peut ne pas être possible d'arrêter un ventilateur alors que les ingénieurs de test souhaiteraient idéalement accéder aux pales).).

Les études numériques utilisant la CFD évitent les complications liées aux tests sur site et offrent plus de contrôle et de flexibilité dans l'analyse ; ils nécessitent cependant des hypothèses simplificatrices et sont donc exposés à une précision moindre. Les études numériques ont tendance à se concentrer sur les performances volumétriques des ventilateurs, en raison des défis liés à la prédiction du chargement dynamique des pales en CFD. Le chargement dynamique de la lame peut cependant être approximé numériquement. Cela a été fait soit en utilisant un modèle de ventilateur basé sur la théorie des éléments de pale, qui permet de calculer une répartition du moment de flexion selon les volets [7, 13], soit en analysant la variation de la pression statique dans le plan de rotation du ventilateur [14].]. Parmi les deux méthodes, seule la méthode de répartition du moment de flexion selon les volets a été directement évaluée par rapport aux tendances expérimentales de chargement des pales [15].

La littérature relative aux ventilateurs ACC et aux effets du vent a tendance à se concentrer soit sur les performances volumétriques, soit sur le chargement dynamique des pales, en raison des difficultés liées à la détermination de la première dans un travail expérimental à grande échelle et de la seconde dans un travail numérique. Le fait que ces deux mesures de performance soient liées est implicite, car elles sont toutes deux affectées par le même phénomène : un afflux déformé.

Des recherches en laboratoire [8], menées à l'aide d'un système destiné à imiter les conditions de fonctionnement d'un ventilateur ACC, ont indiqué que l'uniformité de la vitesse axiale entrant dans un ventilateur pourrait être

Machine Translated by Google

utilisé pour indiquer la gravité de la charge dynamique de la lame. De plus, l'uniformité de la vitesse axiale du flux entrant doit avoir une relation proportionnelle avec les performances volumétriques du ventilateur. Pour une distribution uniforme, le ventilateur fonctionnera probablement proche des conditions de conception. Un afflux de plus en plus non uniforme est révélateur de conditions hors conception et entraînerait donc généralement une réduction des performances volumétriques. L'uniformité de la vitesse axiale à l'entrée du ventilateur offre donc potentiellement une métrique unique qui pourrait être déterminée expérimentalement ou avec CFD, et qui pourrait être utilisée pour déduire à la fois les performances volumétriques du ventilateur et la charge dynamique des pales.

Cette étude utilise une approche basée sur la CFD pour étudier la relation entre l'uniformité du flux entrant du ventilateur ACC, quantifiée au moyen d'un indice d'uniformité, et à la fois les performances volumétriques du ventilateur et la charge dynamique des pales dans des conditions venteuses. Les corrélations numériques ont également été validées par rapport aux données de tests sur site obtenues auprès d'un tie

2. Matériels et méthodes

2.1. Modèle numérique

Le modèle numérique consistait en une cellule de ventilateur ACC 3 × 6 placée dans un grand domaine de flux (voir Figure 2). Les simulations ont été exécutées dans ANSYS Fluent 20 R1 à l'aide du solveur stable, simple précision, basé sur la pression. Une discrétisation de second ordre a été utilisée pour l'équation d'énergie, et une discrétisation mixte d'ordre premier à supérieur a été appliquée aux équations de quantité de mouvement afin d'améliorer la convergence du modèle de ventilateur. La turbulence a été modélisée à l'aide du modèle k-ε réalisable avec des fonctions de paroi standard (conformes, par exemple, à [16, 17]) et une discrétisation au vent de premier ordre. La flottabilité a été prise en compte à l'aide de l'approximation de Boussinesq . Une description détaillée du modèle, y compris des informations sur les analyses de sensibilité de la grille, est disponible dans [18].

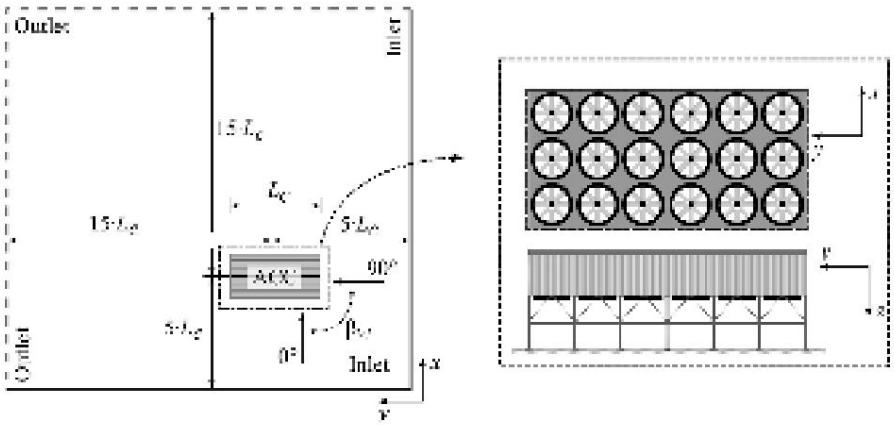


Figure 2. Domaine de calcul pour 0◦ ≤ βw ≤ 90◦ : (a) vue de dessus ; (b) Disposition du réseau de ventilateurs 3 × 6.

La figure 2 montre l'emplacement des limites d'entrée et de sortie du domaine pour 0 ≤ βw ≤ 90◦ ainsi que la définition de la direction du vent (βw) utilisée dans cet article. Les dimensions du domaine étaient basées sur les recommandations de Franke et al. [19] pour la modélisation informatique à des fins d'ingénierie éolienne. La dimension la plus longue de l'ACC a été utilisée comme longueur caractéristique conservatrice (Lc), et une hauteur de domaine (direction z) de 6Lc a été utilisée. Les profils de limite de vent atmosphérique de Richards et Hoxey [20] pour la distribution de vitesse z, l'énergie cinétique turbulente et le taux de dissipation ont été utilisés pour simuler une couche limite atmosphérique turbulente horizontalement homogène lors de l'utilisation d'un modèle de turbulence k-ε . Les plages de vitesse du vent (vw) et de direction prises en compte étaient 1 ≤ vw ≤ 11 m/s et −90◦ ≤ βw ≤ 9 Notez que le domaine de calcul illustré à la figure 2 a été mis en miroir pour −90◦ ≤ βw < 0◦ de telle sorte que les positions relatives des limites d'entrée et de sortie restent appropriées pour tous. directions du vent.

Chaque cellule de ventilateur se composait d'un ventilateur à flux axial, d'un échangeur de chaleur en A et d'un conduit d'alimentation en vapeur, comme le montre la figure 3.

Machine Translated by Google

− ≤β

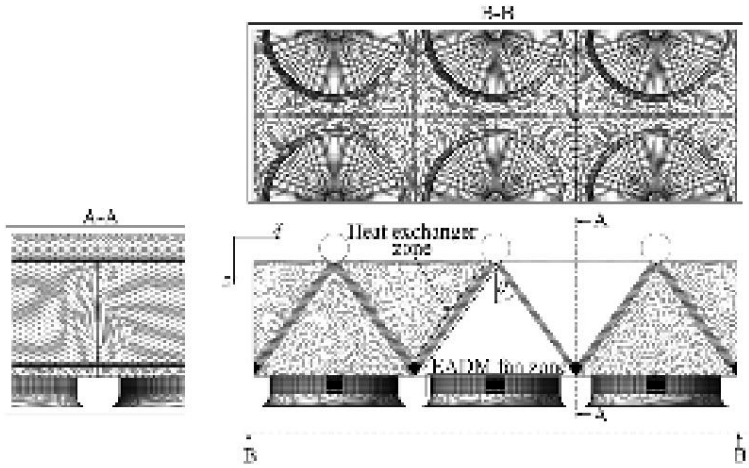


Figure 3. Configuration et maillage numériques des cellules de ventilateur.

Les échangeurs de chaleur à tubes à ailettes de l'ACC (voir tableau 1) ont été modélisés à l'aide de matériaux poreux. zones multimédias avec des termes de puits d'impulsion et de source d'énergie appropriés pour reproduire le résistance à l'écoulement et taux de transfert de chaleur. Termes de puits d'impulsion pour l' impulsion x, y et z Les équations ont été définies par l'équation de Darcy – Forcheimer, avec les valeurs visqueuse et inertielle coefficients de perte dérivés des coefficients de perte de pression empiriques [21]. L'énergie Le terme source a été calculé à l'aide de la méthode e-NTU d'analyse des échangeurs de chaleur [22] avec les caractéristiques empiriques de transfert de chaleur fournies dans [21].

Tableau 1. Spécifications de l'échangeur de chaleur.

Nom du paramètre	Symbole	Valeur
Longueur du tube	Lt	10 m
Nombre de tubes (rangée 1)	nt1	228
Nombre de tubes (rangée 2)	nt2	232
Hauteur de la chambre à air	Ht	0,097 m
Largeur de la chambre à air	Poids	0,017 m
Demi-angle au sommet	θ	36◦
Zone frontale de l'échangeur de chaleur	θ Afrique	137,7 m2

Le ventilateur à flux axial considéré dans ce travail était basé sur un modèle disponible dans le commerce. ventilateur industriel; les spécifications sont données dans le tableau 2.

Tableau 2. Spécifications du ventilateur axial.

Nom du paramètre	Symbole	Valeur
Diamètre du ventilateur	df	10.363 m
Diamètre du moyeu	dh	1,4 m
Nombre de lames	nb	9
Vitesse de rotation	N	93,2 tr/min
Débit de conception [1]	V̇	576,54 m3/s
Augmentation de la pression [1]	Δp	119,8 Pa

[1] de conception À une densité d'air de référence de ρa = 1,22 kg/m3 .

Les ventilateurs ont été modélisés à l'aide du modèle de ventilateur à disque d'actionneur étendu (EADM— voir [23] pour une description complète), similaire à [16,17]. L'EADM est une adaptation du modèle de disque d'actionneur basé sur la théorie des éléments de pale [4], et a été implémenté dans un modèle structuré région de grille avec une épaisseur d'élément unique et nr = 20 radial et nθ = 120 tangentiel divisions représentant le rotor du ventilateur (voir Figure 3, plan B – B). Chaque cellule de la région du rotor était approximé comme un profil aérodynamique bidimensionnel (élément de pale) avec portance (δL) et traînée (δD)

Machine Translated by Google

forces dépendantes de la vitesse relative (wm) et des coefficients de portance (CL) et de traînée (CD) du profil aérodynamique de l'élément de pale. La vitesse relative a été calculée à partir du vecteur vitesse entrant (vm) et de la vitesse tangentielle (Ωr) liée à la vitesse du ventilateur. Les forces de portance et de traînée ont été introduites dans les équations de quantité de mouvement du solveur en tant que termes sources axiaux (équation (1)) et tangentiels (équation (2)) :

$$Sz = \frac{-\delta fz}{\delta V} = -\frac{1}{2}\rho w_m^2 \frac{\sigma}{t}(CL\cos\beta m - CD\sin\beta m), \quad (1)$$

$$S\theta = \frac{\delta f\theta}{\delta V} = \frac{1}{2}\rho w_m^2 \frac{\sigma}{t}(CL\sin\beta m + CD\cos\beta m), \quad (2)$$

où βm était l'angle de vitesse relatif, comme le montre la figure 4, t était l'épaisseur de la zone du rotor et σ était la solidité de la pale. La figure 4 montre les vecteurs vitesse et les directions de force pour un seul élément de pale :

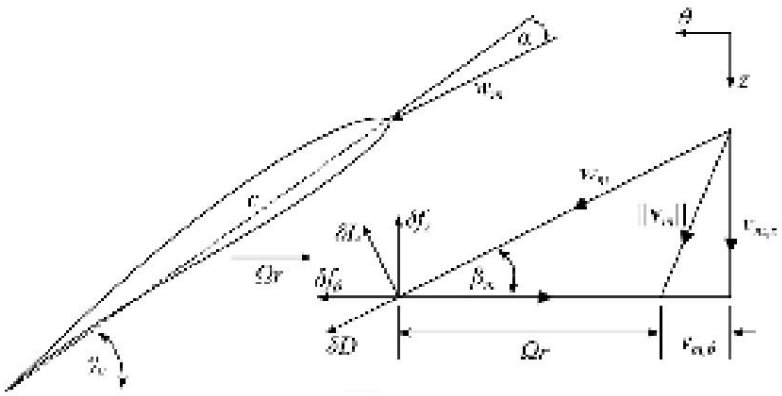


Figure 4. Diagramme vectoriel EADM.

2.2. Paramètres d'évaluation numérique

Un indice d'uniformité de l'unité représente un écoulement parfaitement uniforme. La variation de la vitesse axiale dans la région du rotor du ventilateur a été quantifiée à l'aide de l'indice d'uniformité (γi) γ défini dans l'équation (3) [24] :

$$\gamma i = 1 - \frac{\sum_{k=1}^{n^\circ}\sum_{j=1}^{n\theta} vz,kj - \overline{vAz}\, Az,kj}{2\overline{vAz}\sum_{k=1}^{n^\circ}\sum_{j=1}^{n\theta} Az,kj}, \quad (3)$$

où vz,kj était la vitesse axiale dans l'élément (k,j) de la région du rotor du ventilateur, Az,kj était la surface correspondante normale à la direction axiale et vAz était la vitesse axiale moyenne pondérée en fonction de la surface donnée par l'équation (4). : ∑ ∑ nθ ∑

$$\overline{vAz} = \frac{\sum_{k=1}^{n^\circ}\sum_{j=1}^{n\theta} vz,kjAz,kj}{\sum_{k=1}^{n^\circ}\sum_{j=1}^{n\theta} Az,kj}, \quad (4)$$

Les performances volumétriques de chaque ventilateur individuel ont été quantifiées à l'aide d'une mesure d'efficacité volumétrique (ξi), comme le montre l'équation (5) :

$$\xi i = \frac{\overline{vaZ,je}}{\overline{vAz,id}}, \quad (5)$$

où vAz,i était la vitesse axiale moyenne pondérée en fonction de la surface à travers le ventilateur (i) et vAz,id était la vitesse axiale moyenne pondérée en fonction de la surface à travers le ventilateur avec la vitesse axiale la plus uniforme (indice d'uniformité le plus élevé) dans l'ensemble de données.

Machine Translated by Google

La distribution du moment de flexion au niveau des volets ($M_{z,\theta}$) a été utilisée pour évaluer la charge des pales du ventilateur [7,13]. Cette distribution a été calculée à l'aide des forces axiales différentielles ($\delta f_{Z,kj}$, voir l'équation (1)) exercées sur chacun des éléments de la région du rotor, comme le montre l'équation (6) :

$$m_{z,j} = \sum_{k=1}^{n^\circ} \delta f_{z,kj}\, r_{kj} - r_h \text{ pour } j = 1, \ldots, n\theta, \quad (6)$$

où $m_{z,j}$ était la jième entrée du tableau $M_{z,\theta}$, r_{kj} était le rayon jusqu'au centre de l'élément (k,j) maxM et r_h était le rayon du moyeu du ventilateur.

Le moment de flexion maximal (Mp) (équation (7)) a été utilisé comme indicateur de la gravité de la charge dynamique de la lame. Venter [15] a trouvé que cette métrique offrait la meilleure corrélation avec les tendances expérimentales de chargement dynamique des pales :

$$M_p = \max(|M_{z,\theta}|), \quad (7)$$

Ce moment de flexion maximal a été normalisé avec le moment de flexion maximal au Conditions de débit d'air d'entrée « idéales » les plus uniformes ($M_{p,id}$ à $v_{Az,id}$), selon l'équation (8) :

$$\varphi_i = \frac{M_{p,i}}{M_{p,\text{identifiant}}}, \quad (8)$$

2.3. Mesures expérimentales et paramètres d'évaluation

Les données expérimentales collectées lors des tests décrits dans [2] ont été utilisées pour la validation des résultats CFD dans cette étude. Les tests sur site menés dans [2] ont eu lieu dans une centrale électrique utilisant un ACC à 3 × 6 cellules (Figure 5) avec une hauteur de plate-forme de ventilateur de Hp/df = 1,353, et le même ventilateur axial a été utilisé dans l'essai numérique. modèle. Les données de débit axial et de charge des pales d'un seul ventilateur sur une période de trois jours sont utilisées ici. La direction du vent au cours de cette période était principalement du sud-ouest au nord-ouest (c'est-à-dire $-45^\circ \le \beta_W \le 45^\circ$).

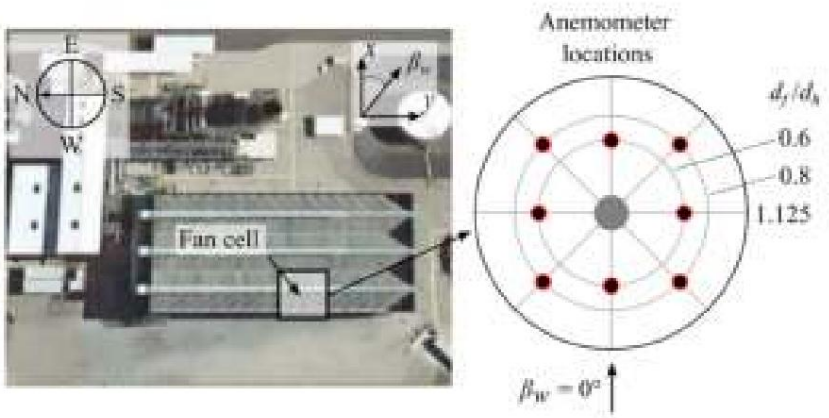


Figure 5. Disposition de l'ACC et emplacements de l'anémomètre (adapté de [2]).

Les emplacements du ventilateur et de l'anémomètre sur la grille d'entrée du ventilateur sont illustrés à la figure 5. La charge γ des pales a été mesurée à l'aide de cellules de pesée installées au niveau des boulons de retenue de six des neuf pales du ventilateur. Les données d'une seule cellule de pesée sont prises en compte ici. Les données brutes (anémomètres et cellule de pesée) ont été traitées en valeurs moyennes et en écarts types, calculées sur des segments d'intervalle de trois minutes.

L'indice d'uniformité expérimentale (γex) a été quantifié en utilisant la vitesse axiale moyenne (v_z) des huit mesures anémométriques ($n_a = 8$), et non la moyenne pondérée en fonction de la zone. L'équation (3) a donc été adaptée pour donner l'équation (9) :

$$\gamma_{ex} = 1 - \frac{\sum_{j=1}^{n/A} v_{z,j} - \bar{v}_z / n_a}{2\bar{v}_z}, \quad (9)$$

Machine Translated by Google

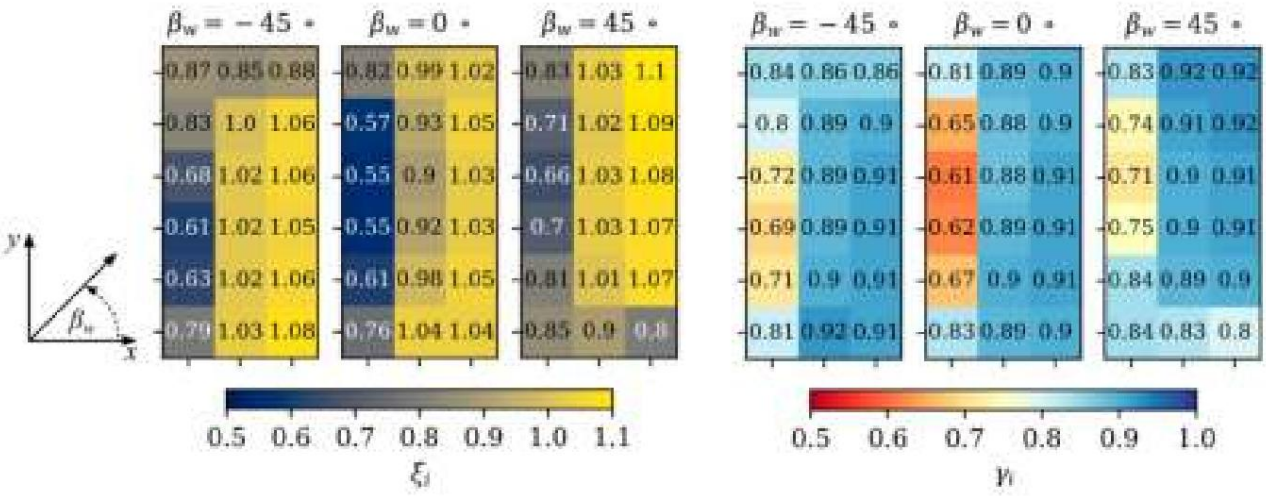
Les performances volumétriques du ventilateur sont présentées en termes d'efficacité volumétrique (ξex, Équation (5)) en utilisant la moyenne des huit mesures anémométriques. La charge dynamique expérimentale de la lame a été exprimée sous forme de charge de pointe normalisée (φex) à l'aide de l'équation (8). La charge maximale (Lp) a été déterminée à partir de l'écart type de la mesure de la cellule de pesée sur l'intervalle de trois minutes (Lσ), en utilisant l'équation (10) basée sur l'hypothèse que le signal était purement sinusoïdal :

$$Lp = L\sigma \sqrt{2}, \quad (10)$$

3. Résultats

3.1. L'effet de l'indice d'uniformité sur les performances du ventilateur et le chargement dynamique des pales

La figure 6 montre l'efficacité volumétrique de chaque cellule de ventilateur prédite numériquement ξ (ξi , équation (5)) et l'indice d'uniformité (γi , équation (3)), pour l'ACC à 3 × 6 cellules à une vitesse de vent de vw = 7 m/s. .



(un) (b)

Figure 6. Cellule de ventilateur individuelle prédite numériquement : (a) efficacité volumétrique ; (b) indice d'uniformité , avec changement de direction du vent (vw = 7 m/s).

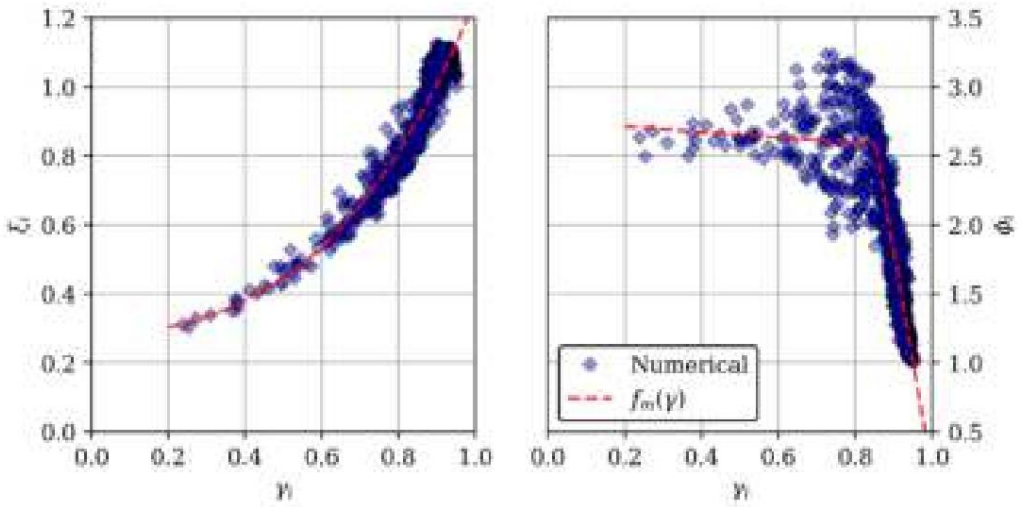
La figure 6 montre des tendances similaires en termes d'efficacité volumétrique (ξi) et d'indice d'uniformité (γi). Ceci est normal puisque, pour un indice d'uniformité proche de l'unité, le ventilateur fonctionne probablement proche des conditions de conception ou « idéales », et donc ξi → 1. Un indice d'uniformité décroissant implique que le ventilateur est soumis à des conditions d'entrée déformées, qui sont connu pour avoir un impact négatif sur le débit volumique à travers le ventilateur (ξi < 1). Il est intéressant de noter que les résultats ne sont pas simplement reflétés pour βw = −45◦ et βw = 45◦ Cette « asymétrie » est due au fait que les ventilateurs tournaient tous dans le même sens (dans le sens des aiguilles d'une montre sur la figure 6). En conséquence, les vitesses relatives subies par les pales du ventilateur différaient selon la direction du vent, entraînant des différences dans les performances du ventilateur et la charge des pales.

Sur la figure 7, l'efficacité volumétrique de chaque cellule de ventilateur et le moment de flexion maximal normalisé (φi , équation (8)) sont représentés par rapport à l'indice d'uniformité. La figure montre les résultats pour les 18 cellules de ventilateur sur toute la plage de vitesses du vent simulées (1 ≤ vw ≤ 11 m/s) − ≤ β ≤ et de directions (−90◦ ≤ βw ≤ 90◦). Un total de 972 points de fonctionnement des cellules de ventilateur sont inclus dans γ

Figure 7. Les lignes de tendance moyennes à travers les données (fm(γ)) sont également présentées.

La figure 7 montre des relations claires entre l'indice d'uniformité du ventilateur et les deux mesures d'intérêt. Une tendance douce et exponentielle est évidente pour l'efficacité volumétrique. Le moment de flexion maximal normalisé augmente rapidement avec la diminution de γi , atteignant un maximum à γi ≈ 0,85. Par la suite (c'est-à-dire avec une uniformité encore décroissante), l'influence de γi a diminué et a finalement atteint un plateau. Le plateau était probablement dû au fait que les vecteurs de vitesse d'entrée du ventilateur (en particulier la vitesse axiale) dans la moitié au vent du plan de rotation du ventilateur atteignaient des conditions qui conduisaient à un scénario de chargement qui n'aurait pas nécessairement pu s'aggraver.

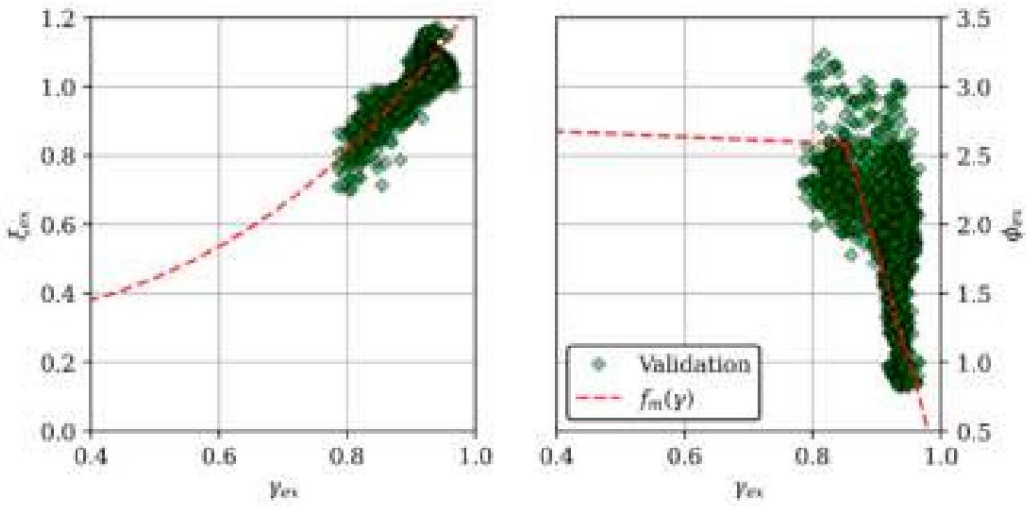
Machine Translated by Google



(un) (b)

Figure 7. L'effet de l'indice d'uniformité des cellules de ventilateur individuelles (γi) sur : (a) l'efficacité volumétrique ; (b) moment de flexion maximal normalisé.

La figure 8 montre les données expérimentales correspondantes ainsi que les lignes de tendance (fm(γ)) de la figure 7. Il est clair que les données numériques et expérimentales correspondent étroitement, et les résultats numériques sont donc réputés valides.



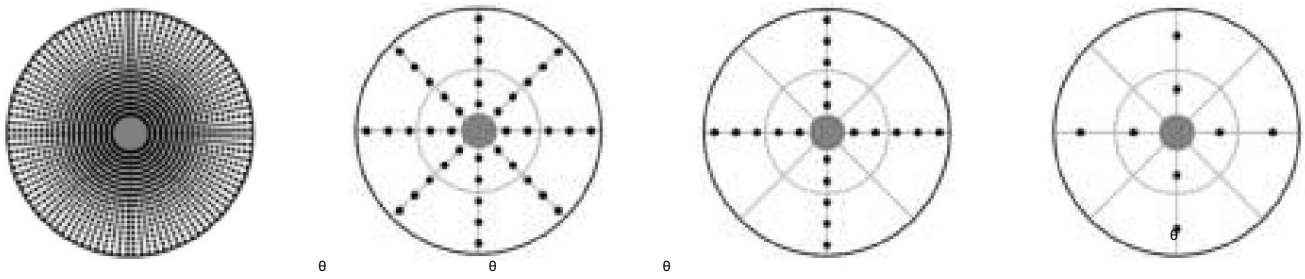
(un) (b)

Figure 8. Effet mesuré expérimentalement de l'indice d'uniformité sur : (a) l'efficacité volumétrique ; (b) charge maximale normalisée de la lame.

3.2. Sensibilité de l'indice d'uniformité à la résolution d'échantillonnage

L'indice d'uniformité expérimentale est calculé à l'aide des vitesses axiales mesurées en des points discrets dans une grille de coordonnées polaires. La modification de la résolution d'échantillonnage peut influencent ainsi la valeur de l'indice d'uniformité pour un scénario donné. Cette sensibilité était étudié en échantillonnant la distribution simulée de la vitesse axiale d'entrée du ventilateur (à l'origine (nr = 20) × (nθ = 120) = 2400 points de données) en utilisant une résolution plus grossière et en recalculant le indice d'uniformité (équation (3)) à partir des résultats numériques échantillonnés. L'emplacement de l'échantillon pour le calcul de l'indice d'uniformité plus grossier dans le rotor du ventilateur est illustré à la figure 9. La figure 9c montre la résolution minimale de mesure de la norme CTI-PTG-143 [12] :

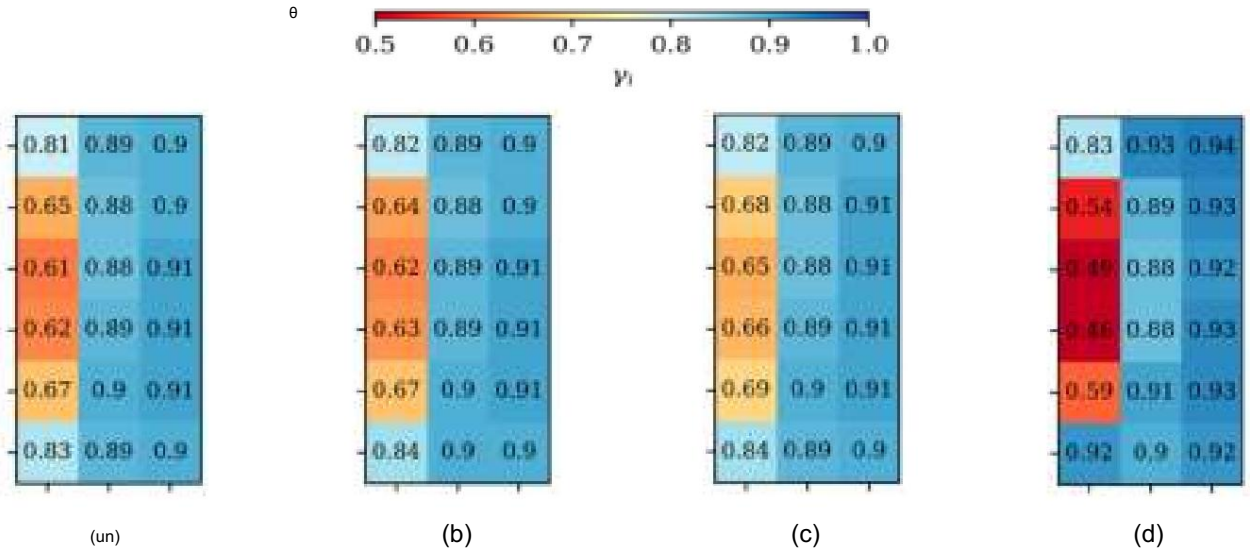
Machine Translated by Google



(un) (b) (c) (d)

Figure 9. Résolution d'échantillonnage utilisée pour calculer l'indice d'uniformité : (a) nr = 20, nθ = 120 ; (b) nr = 5, nθ = 8 ; (c) nr = 5, nθ = 4 ; (d) nr = 2, nθ = 4.

Les résultats de l'indice d'uniformité échantillonnés sont présentés à la figure 10 pour une vitesse du vent de vw = 7 m/s avec βw = 0◦ . L'effet de la résolution d'échantillonnage devient clairement significatif à basses résolutions (par exemple, figures 10c, d). La résolution minimale recommandée par la CTI (Figure 9c) semble relativement robuste dans ce cas, où le vent était aligné avec l'un des directions d'échantillonnage. On peut s'attendre à ce qu'une telle configuration d'échantillonnage, avec moins divisions tangentielles, peuvent avoir un impact plus important sur la précision de l'indice d'uniformité pour directions du vent non alignées (par exemple, βw = 45◦).



(un) (b) (c) (d)

Figure 10. Influence de la résolution d'échantillonnage sur l'indice d'uniformité : (a) nr = 20, nθ = 120 ; (b) nr = 5, nθ = 8 ; (c) nr = 5, nθ = 4 ; (d) nr = 2, nθ = 4 (vw = 7 m/s ; βw = 0◦).

Sur la base de nos résultats, nous recommandons provisoirement une résolution d'échantillonnage de nr = 5 et nθ = 8 afin de déterminer avec précision l'indice d'uniformité des ACC sur site mesures ; cependant, des recherches plus approfondies sont nécessaires pour prendre en compte l'impact d'un une plus grande variété de conditions de vent.

4. Discussion

Le vent ambiant a un effet négatif sur les performances volumétriques du ventilateur ACC et augmente chargement dynamique des pales du ventilateur. Étudier ces effets directement à l'aide de mesures sur site ou l'analyse numérique est compliquée, et la plupart des travaux antérieurs se sont concentrés sur un seul effet aux dépens de l'autre. L'uniformité du débit d'entrée de la vitesse axiale du ventilateur a été identifiée comme offrant la possibilité de qualifier de manière globale le fonctionnement du ventilateur ACC dans des conditions venteuses. L'uniformité du flux entrant du ventilateur a donc été étudiée pour une gamme de conditions de vent à l'aide de CFD. avec validation par rapport aux mesures sur site pour un ACC spécifique.

Machine Translated by Google

Les résultats indiquent des relations claires entre l'indice d'uniformité du flux entrant (γ — Équation (3)) et à la fois l'efficacité volumétrique du ventilateur et la charge dynamique des pales (voir Figure 7). L'indice d'uniformité du flux d'air d'entrée du ventilateur (γ) peut donc être utilisé comme mesure unique pour estimer la gravité à la fois de la réduction des performances volumétriques du ventilateur et de l'augmentation de la charge dynamique des pales dans des conditions venteuses. La même relation proportionnelle a été observée dans les données numériques et expérimentales, ce qui suggère que l'indice d'uniformité peut être utilisé dans des travaux numériques et expérimentaux, pour permettre une étude qualitative des effets du vent (et de leur atténuation).

L'utilité potentielle de l'indice d'uniformité dans la simulation numérique est que l'état de charge dynamique des pales de ventilateur peut être déduit sans traitement de données supplémentaire ni besoin de modèles de ventilateur basés sur la théorie des éléments de pale. Pour des mesures expérimentales continues sur site, l'indice d'uniformité peut indiquer les performances volumétriques et la charge dynamique des pales d'une cellule de ventilateur en utilisant beaucoup moins d'équipement de mesure (moins de 40 anémomètres et pas besoin de jauges de contrainte, d'amplificateurs en pont et d'émetteurs sans fil). De plus, l'indice d'uniformité (généré à l'aide de modèles CFD simplifiés) peut être utilisé pour spécifier la sévérité potentielle des conditions de fonctionnement attendues dans une installation de ventilateurs axiaux, et pour aider les fournisseurs et les clients à concevoir et sélectionner des ventilateurs plus fiables (à la fois en termes de performances et intégrité structurelle).

Contributions des auteurs : Conceptualisation, MO et JM ; méthodologie, FM; logiciels, FM; validation, FM, MO et JM ; analyse formelle, FM ; enquête, PH; ressources, MO et JM ; conservation des données, FM et PH ; rédaction – préparation du projet original, FM ; rédaction : révision et édition, MO et JM ; visualisation, FM; supervision, MO et JM ; administration de projet, MO ; acquisition de financement, MO et JM Tous les auteurs ont lu et accepté la version publiée du manuscrit.

Financement : Cette recherche a reçu le soutien financier du Solar Thermal Energy Research Group, Stellenbosch University, Stellenbosch 7600, Afrique du Sud.

Déclaration du comité d'examen institutionnel : sans objet.

Déclaration de consentement éclairé : sans objet.

Déclaration de disponibilité des données : Les données numériques sont disponibles sur demande auprès de l'auteur correspondant. Les données expérimentales brutes ont été fournies par un tiers et sont restreintes.

Remerciements : Les auteurs reconnaissent les ressources informatiques fournies par le Center for High-Performance Computing (CHPC), Afrique du Sud.

Conflits d'intérêts : Les auteurs ne déclarent aucun conflit d'intérêts.

Références

1. Maulbetsch, J. ; DiFilippo, M. Effet de la vitesse et de la direction du vent sur les performances des condenseurs refroidis par air ; Énergie californienne Commission : Sacramento, Californie, États-Unis, 2008 ; Numéro de publication CEC-5002013-065-APB.
2. Maulbetsch, J. ; DiFilippo, M. L'utilisation de pare-vent pour atténuer l'effet du vent sur les condenseurs refroidis par air ; Commission de l'énergie de Californie : Sacramento, Californie, États-Unis, 2016 ; Numéro de publication : CEC-500-2016-047.
3. Bredell, JR; Kröger, DG ; Thiart, GD Enquête numérique sur les performances des ventilateurs dans un condenseur de vapeur refroidi à l'air à tirage forcé. Appl. Thermie. Ing. 2006, 26, 846-852. [Référence croisée]
4. Thiart, GD; Von Backström, TW Simulation numérique du champ d'écoulement à proximité d'un ventilateur à écoulement axial fonctionnant dans des conditions d'écoulement déformées. J. Wind Eng. Ind.Aerodyn. 1993, 45, 189-214. [Référence croisée]
5. Meyer, CJ Étude numérique de l'effet des distorsions du débit d'entrée sur les performances des échangeurs de chaleur refroidis par air à tirage forcé. Appl. Thermie. Ing. 2005, 25, 1634-1649. [Référence croisée]
6. Stinnes, WH; Von Backström, TW Effet du flux croisé sur les performances des ventilateurs des échangeurs de chaleur refroidis par air. Appl. Thermie. Ing. 2002, 22, 1403-1415. [Référence croisée]
7. Hotchkiss, PJ ; Meyer, CJ; Von Backström, TW Enquête numérique sur l'effet du flux transversal sur les performances des axes ventilateurs à circulation forcée dans les échangeurs de chaleur refroidis par air à tirage forcé. Appl. Thermie. Ing. 2006, 26, 200-208. [Référence croisée]
8. Marincowitz, FS Étude expérimentale des effets des pare-brise sur les performances des ventilateurs de condenseur refroidis par air et Chargement dynamique de la lame. Thèse de maîtrise, Université de Stellenbosch, Stellenbosch, Afrique du Sud, 2019.
9. Muiyser, J. ; Els, DNJ; Van der Spuy, SJ ; Zapke, A. Mesure du débit d'air et de la charge des pales dans un système de refroidissement à grande échelle ventilateur. JS Afr. Inst. Mécanique. Ing. 2014, 30, 30-38.

Machine Translated by Google

10. Yang, LJ ; Du, XZ; Yang, YP Effet du vent sur les performances du flux thermique et ses caractéristiques de décroissance pour les condenseurs refroidis par air dans une centrale électrique. Int. J.Therm. Sci. 2012, 53, 175-187. [Référence croisée]
11. Marincowitz, FS; Owen, FIM ; Muiyser, J. L'effet des pare-brise et des passerelles sur les performances des condenseurs refroidis par air et Chargement dynamique des pales du ventilateur. J. Ing. Puissance des turbines à gaz 2021, 143, 101019. [CrossRef]
12. Institut des tours de refroidissement. Norme CTI PTG-143 : Pratique recommandée pour les tests de débit d'air des tours de refroidissement ; Institut des tours de refroidissement : Houston, Texas, États-Unis, 1994.
13. Bredell, JR ; Kröger, DG ; Thiart, GD Étude numérique sur la charge aérodynamique des pales de grands ventilateurs axiaux en fonctionnement dans des conditions d'afflux déformées. JS Afr. Inst. Mécanique. Ing. 2006, 22, 12.
14. Bianchini, C. ; Mirsky, G. ; Frumkin, M. Effet pare-brise sur les performances et la structure, avant et après, et comparaison avec CFD. Dans Actes du groupe d'utilisateurs de l'ACC, Colorado Springs, CO, États-Unis, 8-11 octobre 2018.
15. Venter, AJ Analyse numérique des effets du pare-brise sur les performances du ventilateur du condenseur refroidi par air et la charge des pales. Master Thèse, Université de Stellenbosch, Stellenbosch, Afrique du Sud, 2020.
16. Engelbrecht, RA; Meyer, CJ; Van der Spuy, SJ Stratégie de modélisation pour l'analyse des condenseurs refroidis par air à tirage forcé à l'aide de modèles de ventilateurs rotatifs. J.Therm. Sci. Ing. Appl. 2019, 11, 051011. [Réf. croisée]
17. Venter, AJ; Owen, FIM ; Muiyser, J. Une analyse numérique des effets de pare-brise sur les performances des ventilateurs de condenseur refroidis par air. Appl. Thermie. Ing. 2021, 186, 116416. [Réf. croisée]
18. Marincowitz, FS Optimisation vers un condenseur refroidi par air résistant au vent pour le secteur de l'énergie moderne. doctorat Thèse, Université de Stellenbosch, Stellenbosch, Afrique du Sud, 2021.
19. Franke, J. ; Hirsch, C. ; Jensen, G. ; Krus, GW; Miles, SD ; Schatzmann, M. ; Westbury, PS ; Wisse, JA; Wright, N. Recommandations sur l'utilisation du CFD dans l'ingénierie éolienne. Dans Actes de la Conférence internationale sur l'ingénierie éolienne urbaine et l'aérodynamique des bâtiments, Rhode-Saint-Genèse, Belgique, 5-7 mai 2004.
20. Richards, PJ ; Hoxey, RP Conditions aux limites appropriées pour les modèles informatiques d'ingénierie éolienne utilisant la turbulence k-ε modèle. J. Wind Eng. Ind.Aerodyn. 1993, 46-47, 145-153. [Référence croisée]
21. Kröger, DG Échangeurs de chaleur et tours de refroidissement refroidis par air : évaluation et conception des performances du flux thermique ; Société PennWell : Tulsa, OK, États-Unis, 2004.
22. Kays, WM; Londres, AL Compact Heat Exchangers, 3e éd.; McGraw-Hill : New York, NY, États-Unis, 1984.
23. Van der Spuy, SJ; Von Backström, TW Une évaluation de modèles CFD simplifiés appliqués aux ventilateurs périmétriques dans la vapeur refroidie par air condensateurs. Proc. Inst. Mécanique. Ing. Partie A J. Power Energy 2015, 229, 948-967. [Référence croisée]
24. ANSYS Inc. Guide théorique ANSYS Fluent ; Version 15.0 ; ANSYS Inc. : Canonsburg, PA, États-Unis, 2013.

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Article

Évaluation des performances des plaques résistantes à l'usure sur

Différents emplacements sur le chemin d'écoulement d'un Ventilateur centrifuge robuste

Nicolas Aldi [1], Nicolas Casari [1], Michele Pinelli [1,*], Alessio Suman [1], Alessandro Vulpio [1], Ottavio Mantovani [2] et Paolo Saccenti [2]

[1] Département d'ingénierie, Université de Ferrare, Via Giuseppe Saragat 1, 44122 Ferrara, FE, Italie
[2] Groupe Boldrocchi, Via Trento e Trieste, 93, 20853 Biassono, MB, Italie
* Correspondance : michele.pinelli@unife.it

Résumé : Dans les applications industrielles telles que les usines chimiques, les cimenteries et les verriers, les ventilateurs centrifuges de grande taille sont couramment utilisés pour le traitement des flux chargés de poussière. Dans de nombreux cas, la contamination est due à des particules solides responsables de problèmes d'encrassement et d'érosion. L'érosion induit la réduction de la résistance mécanique et, en même temps, la modification de la géométrie et des caractéristiques de surface du chemin d'écoulement interne. Le processus fonctionne en fonction des caractéristiques des particules érodées, telles que la dimension et la dureté, qui doivent être couplées aux propriétés mécaniques du substrat, comme la dureté et le niveau de rugosité. De plus, l'intensité de l'érosion dépend des caractéristiques dynamiques des particules, notamment de la vitesse et de l'angle d'impact. Pour ces raisons, les problèmes liés à l'érosion sont difficiles à prévoir et à réduire. Afin de préserver l'intégrité structurelle des parois internes, des plaques résistantes à l'usure sont positionnées là où les contaminants impactants sont censés être les plus nocifs. Dans le présent travail, une approche combinée expérimentale et numérique est proposée pour évaluer la configuration appropriée des plaques de résistance à l'usure sur le trajet d'écoulement d'un ventilateur centrifuge de grande taille. Les résultats montrent comment différentes régions (parois rotatives et fixes) sont soumises à différents comportements d'impact, ce qui détermine que la conception de la position de la plaque résistante à l'usure n'est pas simple. Des suggestions liées à la réduction de l' intensité de l'érosion sont rapportées, mettant en évidence la possibilité de concevoir le meilleur compromis entre l'érosion, les performances et les coûts.

Mots-clés : ventilateur centrifuge de grande taille ; érosion; plaque résistante à l'usure; flux chargé de poussière

check for updates

Citation : Aldi, N. ; Casari, N. ; Pinelli, M. ; Suman, A. ; Vulpio, A. ; Mantovani, O. ; Saccenti, P. Évaluation de la résistance à l'usure Performances des plaques sur différents Emplacements sur le chemin d'écoulement d'un Ventilateur centrifuge robuste de grande taille. Int. J. Turbomach. Propulse. Pouvoir 2022, 7, 32. https://doi.org/10.3390/ijtpp7040032

Rédacteur académique : Thomas Carolus

Reçu : 5 septembre 2022
Accepté : 14 novembre 2022
Publié : 17 novembre 2022

Note de l'éditeur : MDPI reste neutre en ce qui concerne les revendications juridictionnelles dans les cartes publiées et les affiliations institutionnelles. iations.

Copyright : © 2022 par les auteurs. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.
Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Introduction

Les ventilateurs centrifuges robustes sont utilisés dans les industries de transformation pour la production de ciment, d'acier et d'électricité. Ces machines comprennent des extracteurs utilisés à différentes fins : en métallurgie, ils sont utilisés pour l'agglomération, où la poussière issue du processus d'agglomération les traverse, ou dans les centrales thermiques et électriques, où les particules de cendres sont en suspension dans le flux de gaz. Habituellement, ces machines sont conçues sur mesure pour répondre aux exigences du client en matière de débit massique et de pression, de contraintes d'espace, d'exigences structurelles, etc. La plupart des grands ventilateurs centrifuges ont actuellement un diamètre de roue de 3 m à 4 m, avec une puissance allant jusqu'à 4 m. MW et une vitesse de fonctionnement de 1000 × g tr/min.

L'interaction des particules avec les composants fixes et rotatifs de la machine peut entraîner un encrassement ou une érosion. Le premier phénomène concerne l'adhésion de particules aux surfaces, tandis que le second concerne l'enlèvement progressif de matière dans certaines zones des machines. Le premier problème peut être surmonté en nettoyant la machine avec des appareils spécialement conçus. En revanche, le second problème est insurmontable et des opérations de révision sont obligatoires pour restaurer les performances de la machine. Enfin, en s'intéressant au phénomène d'érosion, la vitesse du gaz pouvant atteindre des valeurs très élevées, les particules entraînées

Machine Translated by Google

possèdent une énergie cinétique élevée qui contribue à l'enlèvement de matière des pièces où se produisent les impacts.

De plus, l'usure de la surface des pales au fil du temps modifie la géométrie du ventilateur jusqu'à l'éloigner de son état de conception, réduisant ainsi son efficacité. De plus, la progression de l'érosion peut conduire à des défaillances prématurées des pièces les plus touchées si les opérations de révision sont reportées , voire ignorées. Il s'agit d'une menace sérieuse pour la fiabilité et la sécurité de la machine. Les dommages dus à l'érosion sur les pièces fixes sont principalement liés à l'efficacité et à la fiabilité de l'équipement, tandis que ceux sur les pièces tournantes sont également liés à la sécurité.

En 1980, les laboratoires de recherche de la Westinghouse Electric Corporation ont étudié les centrales électriques dotées d'unités d'une capacité de production supérieure à 100 MW et utilisant des chaudières au charbon pulvérisé. Les résultats de cette enquête sont rapportés dans un rapport technique de Glasser et al. [1]. Les résultats ont montré que les dommages dus à l'érosion se situent principalement sur les bords d'attaque, les bords de fuite et les plaques centrales des pales. L'érosion des bords d'attaque était la plus grave. Les auteurs ont estimé qu'un total de 27 000 heures de travail étaient utilisées chaque année pour réparer les dommages causés par l'érosion sur ces machines et que le coût d'achat de l'énergie de remplacement pendant les opérations de révision était d'environ 11 millions de dollars par an.

De nombreuses études étudient les phénomènes d'érosion dans les ventilateurs de forte puissance à travers des simulations numériques. Par souci de concision, seuls quelques-uns d'entre eux sont rapportés. Cardillo et coll. [2] ont étudié l'érosion des particules dans un grand ventilateur centrifuge utilisé dans les usines de production de ciment. Les auteurs ont souligné que, dans de telles machines, la montée des flux secondaires entraîne la dispersion des particules vers les aubes, le moyeu et la virole. Castorrini et coll. [3] ont étudié l'effet de l'érosion sur un ventilateur axial utilisé pour l'extraction des gaz d'échappement dans une centrale électrique à combustible solide. Les auteurs ont détecté les zones les plus affectées par l'érosion des particules et ont modifié la géométrie originale en tenant compte de l'action d'enlèvement de matière du processus d'éros L'érosion s'est avérée plus importante du côté aspiration de la pale. Les modèles numériques d'érosion étaient en accord qualitatif avec les observations sur le terrain.

Fritsche et coll. [4] ont analysé le comportement à l'érosion de grands ventilateurs radiaux dans des usines de recyclage de véhicules en fin de vie. Sur la base de simulations CFD, ils ont montré que l'angle d'impact du contaminant métallique (particules de 1 mm) a une influence plus forte que la vitesse d'impact. Dans ce cas, des conceptions à volutes plus grandes (c'est-à-dire des angles d'inclinaison de spirale plus grands) se sont révélées préférables pour réduire l'ampleur de l'érosion, car l'angle d'impact devient plus raide.

Aldi et coll. [5] ont étudié l'influence des dommages en correspondance avec le pavillon d'entrée du ventilateur. L'investigation numérique a montré que la présence de dommages dans cette zone a conduit à une modification du champ d'écoulement à l'intérieur de la roue et à l'apparition de dommages supplémentaires dans les zones de ventilateur où les problèmes d'érosion n'ont jamais été observés.

Une stratégie courante pour réduire le problème d'usure de ces machines consiste à utiliser des plaques sacrificielles conçues pour résister à l'érosion des particules. Des plaques résistantes à l'usure sont positionnées dans les zones de ventilateur les plus affectées par l'érosion des particules. De tels matériaux sont disponibles sur le marché et ont des coûts différents, en fonction de leurs performances contre l'usure des particule La sélection des plaques résistantes à l'usure et leur positionnement dans le ventilateur dépendent généralement d'un mélange de l'expérience du fabricant et du coût des matériaux résistants à l'usure. Des travaux récents [6,7] démontrent comment ces plaques sacrificielles ont une capacité de résistance à l'usure liée aux carbures dispersés au sein d'une matrice en fonte. Leurs performances reposent sur la capacité des carbures (chrome et niobium) à résister à l'érosion et à l'abrasion des particules.

La dureté du carbure et la propension de la matrice à absorber les impacts provoqués par les particules réduisent les effets néfastes générés par les particules [6,7]. Le présent travail combine une approche numérique et expérimentale pour évaluer l'intensité de l'érosion de la machine afin d'optimiser le positionnement des plaques résistantes à l'usure au sein de la soufflante. Tout d'abord, la résistance à l'usure de trois plaques commerciales résistantes à l'usure est évaluée expérimentalement sur un banc d'essai d'impaction de jet développé à cet effet. La résistance à l'usure du matériau a été évaluée en utilisant le même substrat et les mêmes particules que celles utilisées dans l'usine réelle afin de réaliser la meilleure prévision de l'ampleur de l'érosion sur la base d'une analyse numérique. Ensuite, une simulation de dynamique des fluides a été réalisée pour évaluer l'usure des pièces tournantes et fixes.

Machine Translated by Google

de la machine. La division de la machine en zones a aidé à sélectionner la plaque résistante à l'usure appropriée pour chaque zone en fonction des conditions locales de gravité de l'érosion.

2. Enquête expérimentale

La campagne expérimentale vise à caractériser le comportement en érosion des matériaux à différents angles d'impact et valeurs de vitesse. Les résultats des tests d'érosion sont exprimés en termes de taux d'érosion (ER), qui est le rapport entre la perte de masse cible après le test et la masse des particules impactées sur celle-ci. Généralement, le taux d'érosion est modélisé à l'aide de la relation suivante [8] :

$$ER(V, \alpha) = K90\ V^{n90}\ f(\alpha) \quad (1)$$

où V est la vitesse d'impact des particules, α est l'angle d'impact des particules, K90 et $n90_\alpha$ sont les coefficients d'érosion pour l'angle d'impact normal et la fonction d'angle f(α) est le rapport entre le taux d'érosion à un angle d'impact générique et le taux d'érosion à 90◦ :

$$f(\alpha) = ER\alpha/ER90 \quad (2)$$

2.1. Banc d'essai

La présente section décrit un banc d'essai d'impaction de jet conçu et construit au Laboratoire de Machines à Fluides du Département d'Ingénierie de l'Université de Ferrare. La vue schématique de l'ensemble de l'installation d'érosion et de ses principaux composants est représentée à la figure 1. Le banc d'essai utilise de l'air d'atelier sec et propre fourni par un compresseur à vis. L'air est mélangé à une quantité dosée de poudre puis accéléré dans une buse de sablage vers un échantillon carré dans la chambre d'essai. La section de sortie de la buse a un diamètre de 4 mm. Un ventilateur d'extraction relié à une cheminée fait recirculer l'air à l'intérieur de la chambre d'essai. Le débit massique d'air est contrôlé par un régulateur de pression en amont de la buse. L'échantillon est placé sur un support de cible, ce qui permet une régulation précise de l'angle d'inclinaison et de la distance par rapport à la section de sortie de la buse. Pour la présente application, une distance de 10 mm entre la buse et la surface de l'échantillon est choisie. Des tests préliminaires ont été réalisés en utilisant des particules d'alumine (Al2O3) (de 50 µm de diamètre) contre des échantillons de 20MnB4 (selon la norme UNI EN 10269 [9]) avec une teneur en éléments en fraction pondérale (% en poids) : 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 et fer (solde). Grâce aux tests préliminaires , la fiabilité du banc d'essai a été validée, puisque les résultats étaient conformes à ceux fournis par l'ASTM G76 [10]. Une description détaillée des performances et de l'utilisation du banc de test est fournie dans [6,7].

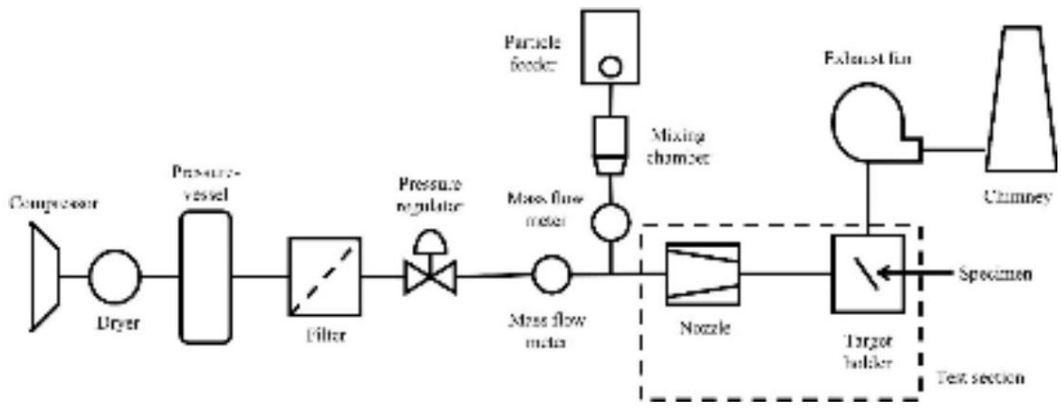


Figure 1. Disposition schématique du banc d'essai expérimental.

2.2. Matériaux de particules et de substrats

Les tests expérimentaux ont été réalisés avec des particules et des substrats utilisés dans les opérations de ventilateurs centrifuges à usage intensif. La poudre utilisée dans la présente demande est un matériau solide produit comme produit intermédiaire dans la fabrication du ciment Portland.

Machine Translated by Google

Il a été fabriqué en frittant des matériaux calcaires et aluminosilicates, tels que l'argile, pendant l' étape du four à ciment. La poudre utilisée dans la présente campagne expérimentale a été collectée directement auprès de l'usine où fonctionne le ventilateur. La morphologie de la poudre est représentée sur la figure 2a, tandis que son nombre et sa répartition en masse sont représentés sur la figure 2b. La densité des particules est de 2,717 kg/m3 et leur diamètre moyen est de 4,34 µm. Le Malvern Mastersizer 3000 (Malvern Panalytical, Malvern, Royaume-Uni) et le pycnomètre AccuPyc II 1340 (Micromeritics Instrument Corporation, Norcross, GA, USA) ont été utilisés pour mesurer respectivement la distribution et la densité des particules.

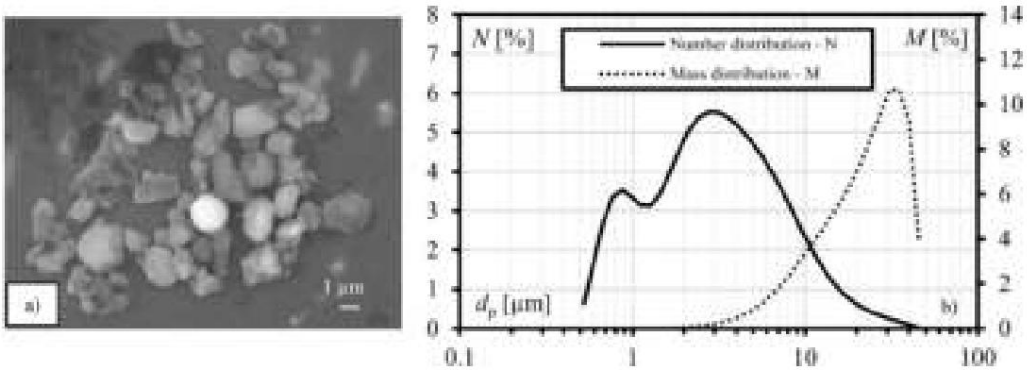


Figure 2. Caractéristiques de la poudre utilisée : (a) observation SEM, et (b) nombre et distribution de masse.

Trois plaques d'usure commerciales, nommées M1, M2 et M3, ont été testées au cours de la présente campagne :

- M1 est une plaque d'usure composite en couches fabriquée par soudage à l'arc ouvert d'un fil fourré en alliage DIN 8555 groupe 10 et poudre d'alliage métallique supplémentaire. Son gisement est constitué de carbures primaires et de carbures complexes dans une matrice d'austénite et de carbures eutecti La teneur en carbure est de 62,1 % (27,4 % primaire et 34,7 % eutectique) et présente les structures suivantes : Cr7C3, Mo2C, NbC et
WC.
- M2 est un matériau composite à couches de placage soudées avec revêtement dur selon DIN 8555, groupe d'alliages 10, fabriqué selon un procédé de soudage à l'arc ouvert. Le pourcentage déclaré de carbures est supérieur à 50 %. Les structures des carbures formés sont M7C3, Cr2B et
NbC.
- M3 est un alliage à base de nickel riche en carbures de tungstène coulés/broyés (60 % de la teneur du revêtement). Le revêtement est composé de Ni (37 %), de WC (60 %) et d'autres composa

En raison de leur composition chimique et de leurs propriétés différentes, la résistance à l'érosion de ces matériaux change en conséquence. En particulier, sur la base d'évaluations expérimentées, le M3 a montré une résistance à l'usure supérieure à celle du M2 et du M1.

2.3. Résultats des tests expérimentaux et ajustement du modèle

Les trois matériaux sont testés à trois vitesses d'impact moyennes et cinq angles d'impact (15◦ , 30◦ et 90◦). Chaque essai est réalisé avec un débit massique de poudre de 10 g min−1. Chaque combinaison angle d'impact et vitesse est

45◦, 60◦

répétée trois fois sur des éprouvettes différentes. Une bande d'erreur, calculée selon la procédure rapportée par Schrade et al. [11], a été utilisé pour tenir compte de la variabilité liée à la procédure de test. Les résultats expérimentaux sont représentés sur la figure 3 : la figure 3a rapporte les valeurs ER à l'angle d'impact normal et les lignes d'interpolation dérivées de l'équation (1), tandis que la figure 3b rapporte les valeurs expérimentales de la fonction d'angle. La plaque M3 confirme la plus grande résistance à l'usure des particules.

M1 et M2 ont une résistance à l'usure comparable. La fonction angle montre un mélange clair de comportement ductile-fragile du processus d'érosion sur l'angle d'impact : le maximum du ER se situe à près de 45◦ . Les trois matériaux de plaque présentent des tendances similaires en fonction d'angle f (α) .

Machine Translated by Google

α

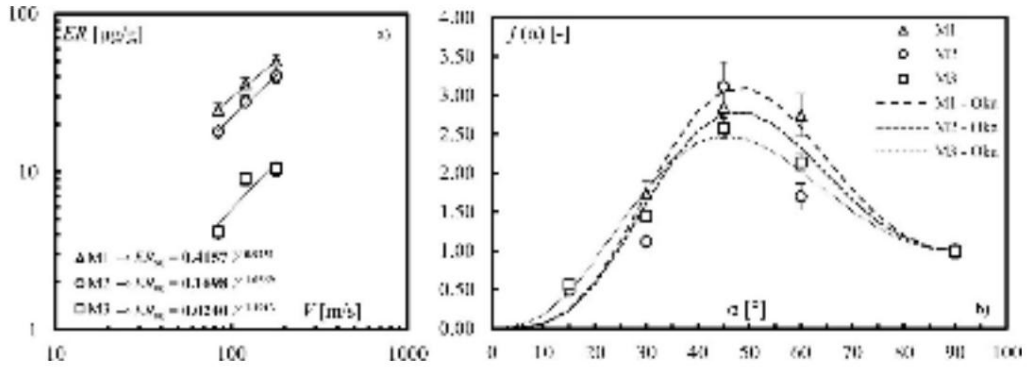


Figure 3. Résultats du test expérimental : (a) taux d'érosion à un angle d'impactement normal, et (b) taux d'érosion sur l'angle (valeurs expérimentales et interpolation du modèle d'Oka).

Pour obtenir une formulation générale de la fonction angle f(α) qui peut être utilisée dans simulations numériques, les résultats expérimentaux ont été interpolés grâce au système d'Oka équation modèle [12], qui calcule la fonction angle comme une combinaison de fonctions trigonométriques :

$$f(\alpha) = (\sin(\tfrac{\pi}{2}\alpha))^{n1}(1 + HV(1 - \sin(\tfrac{\pi}{2}\alpha))^{n2} \quad (3)$$

où n1 et n2 sont des coefficients numériques, et HV est la dureté du matériau exprimée en GPa. Les résultats de l'interpolation du modèle d'Oka sont présentés dans la figure 3b en pointillés. lignes, tandis que les coefficients utilisés dans l'équation (3) sont indiqués dans le tableau 1 pour les trois matériaux testés.

Tableau 1. Propriétés des matériaux et coefficients d'érosion des matériaux de plaque résistant à l'usure.

Matériel	ρm (kg/m3) ρ	K90	n90	HT (GPa)	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	6.473	2.9	1.8

3. Analyse numérique

3.1. Simulations de dynamique des fluides

Le ventilateur examiné est un ventilateur centrifuge de grande taille à simple ouïe fonctionnant dans un cimenterie conçue et construite par le Groupe Boldrocchi. Le ventilateur est installé à Åalborg Cimenterie Portland. Le ventilateur comprend une roue fermée de largeur constante, 12 pales à arc unique incurvées vers l'arrière et une volute en spirale de largeur constante. La face arrière de la turbine Le disque présente cinq nervures radiales pour l'équilibrage de la poussée axiale. Le diamètre extérieur de la roue est 4 m et la vitesse de rotation du ventilateur est de 652 tr/min. Une boîte d'entrée à trois aubes fixes de une épaisseur constante dévie le flux du conduit d'entrée, qui est disposé normalement vers le axe de la turbine, dans la direction axiale à travers le cône d'entrée du ventilateur. Le cône d'entrée est boulonné à la plaque latérale avant de la volute, qui est commune avec la boîte d'entrée. Résistant à l'usure des plaques d'une épaisseur de 10 mm sont installées côté pression et au bord d'attaque de pales de ventilateur, sur la surface intérieure du disque de la turbine, sur une partie du carénage de la turbine près du bord de fuite de la pale du côté pression, et une bande de la volute en spirale faisant face la section de sortie de la turbine. La volute et la roue du ventilateur sont illustrées à la figure 4a. À caractériser le champ d'écoulement interne et les trajectoires des particules du ventilateur centrifuge, une analyse 3D la simulation multiphasique de la dynamique des fluides est effectuée au point de fonctionnement réel du ventilateur en termes du débit massique et de la montée en pression totale, soit 122 kg/s et 8300 Pa. Le lecteur peut se référer à Aldi et coll. [13] pour tous les détails de configuration et de validation de la simulation CFD.

Machine Translated by Google

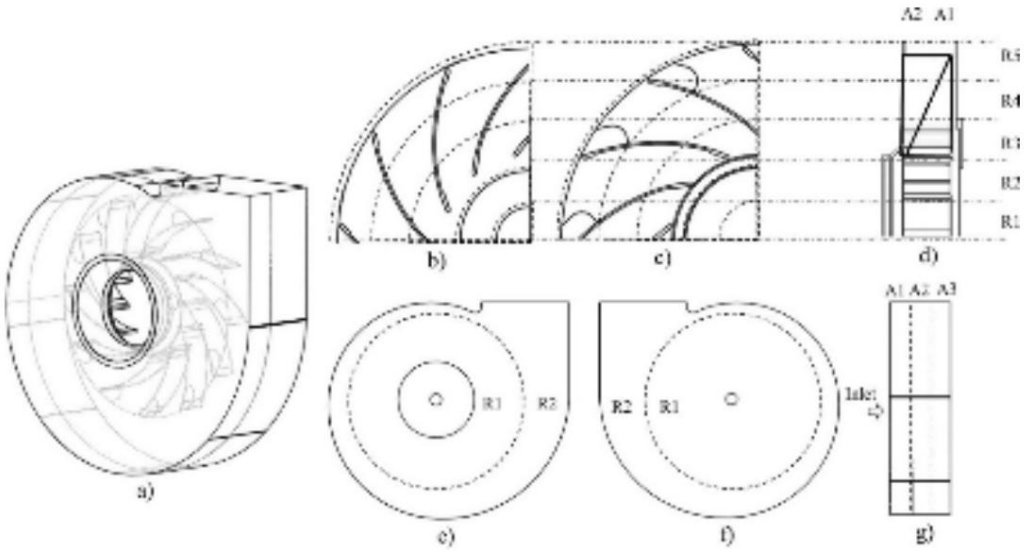


Figure 4. La stratégie de réparation de la surface du ventilateur : (a) modèle de ventilateur, (b) moyeu, (c) carénage, (d) rotor, (e) face avant de la volute , (f) face arrière de la volute et (g) volute côté latéral.

3.2. Stratégie de patching de la surface du

ventilateur Pour quantifier la gravité de l'usure sur des zones spécifiques, la machine est divisée en patchs, selon le schéma présenté à la figure 4.

La roue était divisée en trois zones : moyeu (plaque arrière), carénage (plaque avant) et pales. Le moyeu et le carénage sont divisés selon la discrétisation radiale. Le moyeu (Figure 4b) est divisé en cinq zones annulaires, nommées progressivement de R1 à R5, avec des épaisseurs de 355 mm, 385 mm, 440 mm, 435 mm et 435 mm, respectivement. Le carénage (Figure 4c) est divisé en trois zones circulaires nommées R3, R4 et R5. Les tailles de R3, R4 et R5 sont les mêmes que celles des zones correspondantes sur le hub. Le patch de carénage tient également compte de la plaque de protection supplémentaire contre l'usure (nommée TE) positionnée sur la zone du bord de fuite de la pale, en correspondance avec le côté pression de la pale. Chaque pale a été divisée en treize patchs : un patch pour le bord d'attaque, six patchs côté pression et six patchs côté aspiration (Figure 4d). Le côté pression et le côté aspiration de chaque pale ont été divisés en deux zones axiales (A1 et A2) et trois zones radiales (R3, R4 et R5). La division radiale a été réalisée en suivant les divisions R3, R4 et R5 précédemment décrites sur le moyeu et le carénage.

La volute était divisée en trois zones principales : la face avant (côté entrée), la face latérale et la face arrière. Les faces avant et arrière de la volute ont été divisées en deux secteurs radiaux nommés R1 et R2 (Figure 4e, f). La zone circulaire nommée R1 est placée au centre de la volute et a un diamètre de 4,40 m, légèrement supérieur au diamètre de la roue. Le secteur R2 comprend la partie restante des boîtiers avant et arrière en volute. Le côté latéral était divisé en trois sections axiales (A1, A2 et A3), chacune ayant une épaisseur de 510 mm (Figure 4g). La coupure en volute présente un grand intérêt en ce qui concerne l'usure des particules, car il s'agit d'une zone qui peut être fortement affectée par les processus érosifs. Pour cette raison, la zone de coupure a été isolée et analysée séparément.

4. Résultats

Le champ d'écoulement complexe développé au sein du ventilateur et la zone de séparation élevée qui en résulte nécessitent l'utilisation de la simulation numérique pour prédire les modèles d'impact sur les composants du ventilateur. La simulation CFD a permis de suivre les trajectoires des particules et d'obtenir des informations liées aux impacts des particules sur les surfaces du ventilateur. En raison de l'inertie des particules, les régions d'impact sont le résultat de l'interaction entre les trajectoires des particules et le champ d'écoulement. Dans la présente application, la densité et le diamètre des particules (voir Figure 2) déterminent l'inertie réduite des particules avec un régime de transport inertiel par diffusion des particules [14]. De ce fait, les particules suivent les lignes qui c

Machine Translated by Google

interaction d'une grande partie de la surface du ventilateur avec l'impact des particules. Dans le même temps, l'inertie réduite conduit à une énergie cinétique réduite des particules, responsable d'un taux d'érosion plus faible (voir [7] pour plus de détails). Dans le cas d'un plus grand diamètre de particules (c'est-à-dire d'une plus grande inertie des particules), le modèle d'impact change en fonction de la capacité réduite des particules à suivre le champ d'écoulement. Dans ce cas, les régions les plus touchées seront le moyeu de la turbine (plaque arrière) et le côté pression des pales.

Pour la présente analyse, toutes les surfaces internes du ventilateur sont supposées être recouvertes de plaques résistantes à l'usure. Par conséquent, l'usure des zones de ventilateur est calculée en mettant en œuvre les équations (1) et (3), sur la base des résultats de la simulation CFD, et en utilisant les coefficients du tableau 1 pour les trois matériaux résistants à l'usure. Les résultats sont rapportés en termes de réduction d'épaisseur moyenne (Δl) sur 8 000 h (presque un an) de fonctionnement sur chaque zone du ventilateur

4.1. Moyeu et carénage

La figure 5 rapporte la réduction d'épaisseur sur le carénage (figure 5b) et le moyeu (figure 5c). Sur la base des résultats expérimentaux, M1 présente les pires performances en termes de résistance à l'usure. En ce qui concerne le carénage, les trois matériaux ont des tendances différentes dans le sens radial. Ceci est principalement dû aux différentes fonctions d'angle mesurées lors des tests expérimentaux (Figure 3b). Cet effet est visible lorsque l'on compare M3 et M1 par rapport à R3, R4 et R5. Cependant, une intensité d'usure plus élevée se retrouve dans la zone proche du bord de fuite, appelée TE. Pour tous les matériaux, l'usure du moyeu est forte dans la zone R1, diminue dans le sens radial jusqu'à R3, et augmente légèrement vers R5. Le centre du disque (R1) est critique puisque son positionnement devant la section d'entrée favorise une fréquence d'impact élevée dans cette zone.

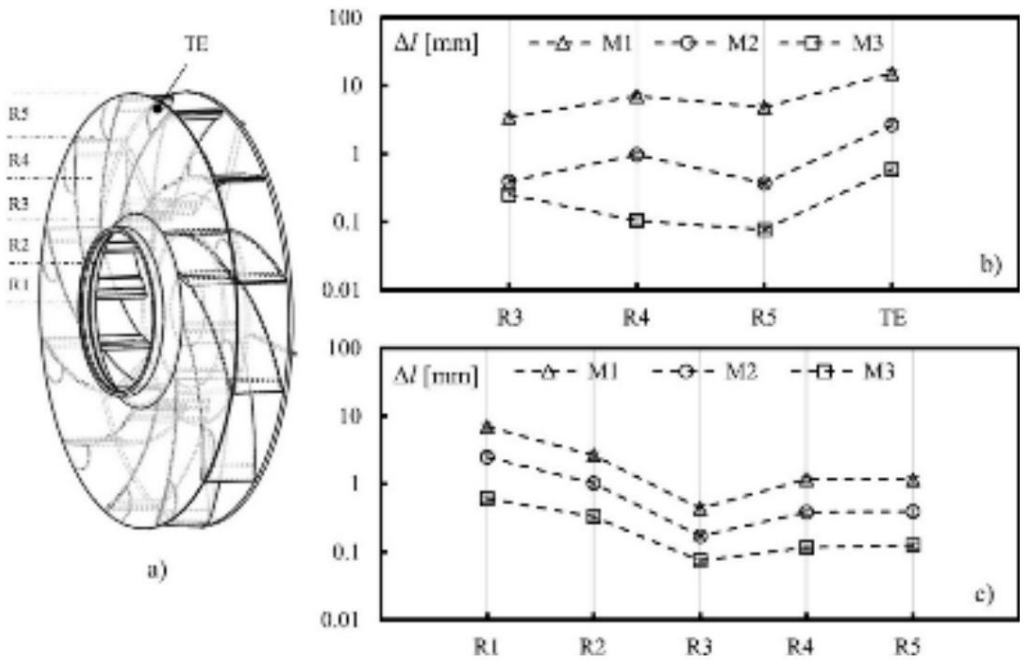


Figure 5. Usure du rotor : (a) corrections de coordonnées et perte de matière, (b) sur le carénage et (c) sur le moyeu. R1, R2, R3, R4 et R5 sont les zones annulaires radiales, TE est le bord de fuite.

4.2. Lames

La figure 6 présente les résultats pour le côté pression de la lame (Figure 6b, c) et le côté aspiration (Figure 6e, f). Les résultats de pointe sont inclus dans la figure 6b. Concernant le côté pression de la pale, la sévérité de l'usure diminue dans la direction radiale pour la partie de la pale proche du moyeu (A1) et augmente dans la direction radiale pour la partie proche du carénage (A2). Cependant, l'usure de la zone A1 est plus importante que celle de la zone A2. En particulier, le bord d'attaque est la zone de la roue, qui subit une perte de matière élevée. Les tendances de Δl pour les trois matériaux dans la direction radiale sont similaires, mais décalées sur l' axe des y, mettant en évidenc

Machine Translated by Google

la résistance à l'usure différente des trois matériaux de plaque. Concernant le côté extrados de la pale, l'usure est quasiment uniforme sur toute la surface pour un matériau en plaque fixe.

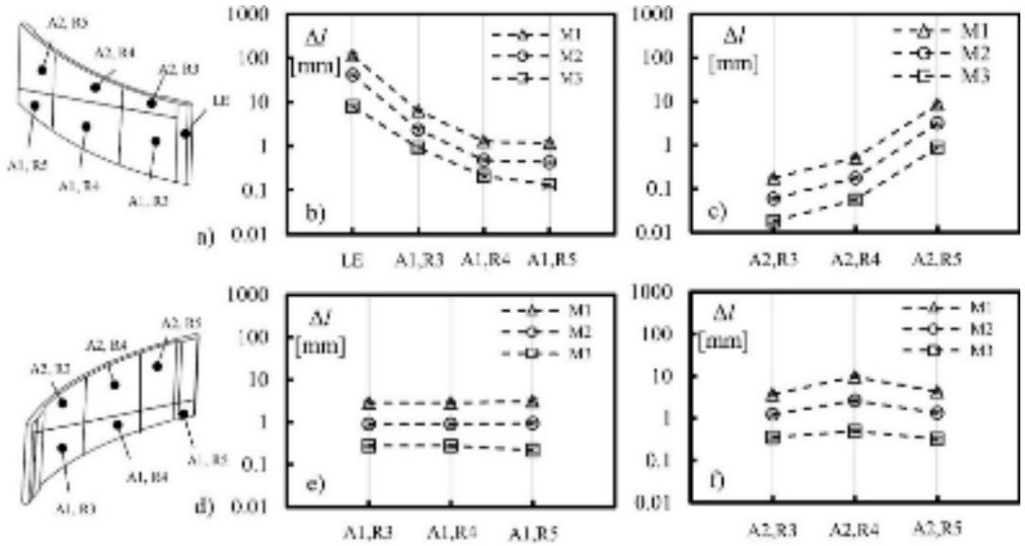


Figure 6. Usure du rotor : (a) coordonnées des taches côté pression et perte de matière, (b) sur la section axiale A1 et (c) sur la section axiale A2 ; (d) coordonnées des patchs côté extrados et perte de matière, (e) sur la coupe axiale A1 et (f) sur la coupe axiale A2. R3, R4 et R5 sont les zones annulaires radiales, LE est le bord d'attaque.

4.3. Volute

Les résultats de l'usure de la volute sont rapportés sur la figure 7 pour la face avant (figure 7b), la face arrière (figure 7c), la face latérale (figure 7d) et la coupure (figure 7e). L'usure des pièces fixes est inférieure à celle des pièces tournantes. Cela est principalement dû au nombre d'impacts de particules et à la vitesse d'impact plus faibles dans ces zones. La face avant, la face arrière et la face latérale ont des valeurs similaires de réduction d'épaisseur après 8 000 h de fonctionnement. La coupure est la partie la plus critique de la volute : la sévérité de l'usure augmente dans la direction axiale. La réduction d'épaisseur maximale se trouve dans le secteur axial devant la section de sortie de la roue, atteignant une réduction d'épaisseur de 3 mm après 8000 h de fonctionnement sur un rayon de coupure de 175 mm.

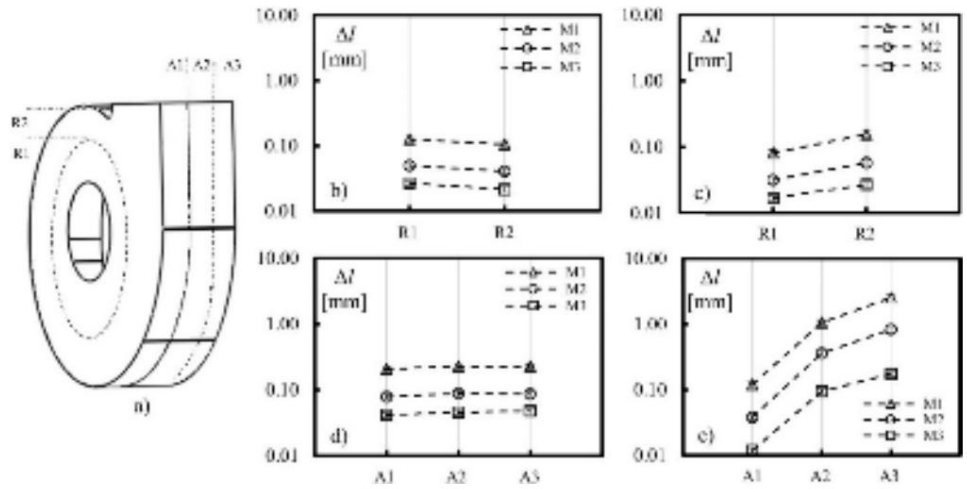


Figure 7. Usure de la volute : (a) coordonnées des patchs sur la volute et perte de matière, (b) sur la face avant, (c) sur la face arrière, (d) sur la face latérale et (e) coupure. R3 et R4 sont les zones annulaires radiales, A1, A2 et A3 sont les zones axiales.

Machine Translated by Google

4.4. Configuration optimisée La

combinaison de méthodes numériques et expérimentales a permis d' évaluer de manière fiable le comportement à l'usure du ventilateur fonctionnant avec des flux chargés de poussières. Les résultats du présent travail sont rapportés en termes de réduction d'épaisseur sur 8 000 h de fonctionnement ; la facilité d'utilisation de ces informations joue un rôle clé dans l'estimation des intervalles d'opérations de maintenance ainsi que dans la durée de vie opérationnelle de la machine. La garantie client est en effet une préoccupation majeure pour les fabricants de ventilateurs pour poids lourds, et sa bonne évaluation pourrait représenter un avantage concurrentiel substantiel dans le domaine de la fourniture de machines pour poids lourds.
Un autre rôle essentiel est la réduction des coûts sans affecter la fiabilité et la durabilité de la machine. Le revêtement de toutes les pièces de la machine avec le matériau en tôle ayant la plus haute résistance à l'usure, sans tenir compte de son prix, garantira sans aucun doute la plus grande durabilité possible. Cependant, cette stratégie va automatiquement exclure la machine du marché. Dans le but d'atteindre un compromis entre coûts et durabilité, les résultats présentés précédemment ont été analysés pour identifier une configuration optimale de positionnement des plaques. Une réduction d'épaisseur de 3 mm sur 8 000 h de fonctionnement est fixée comme limite acceptable pour l'usure des pièces du ventilateur. Cette valeur limite a été choisie en considérant que le matériau de rechargement des plaques a une épaisseur de 5 mm. Selon ce choix, après 8 000 h de fonctionnement, des contrôles doivent être effectués pour évaluer l'état général de la machine.

La configuration optimisée pour la roue est présentée à la figure 8 pour le carénage (figure 8b), le moyeu (figure 8c), le côté pression (figure 8d) et le côté aspiration (figure 8e). Les matériaux des plaques ont été positionnés en combinant leurs coûts, leur résistance à l'usure et la sévérité de l'usure dans la zone spécifique de la roue. On peut noter que le matériau ayant la plus haute résistance à l'usure (M3) est positionné uniquement dans les zones où la sévérité de l'érosion ne permet pas l'utilisation des matériaux les moins chers (M1 et M2). De telles zones sont le bord d'attaque (LE), une partie du côté intrados proche du bord de fuite (A2, R5), et une partie du carénage correspondant au bord de fuite (TE). De même, M2 est utilisé au centre du disque (R1), dans le premier secteur radial de la virole (R3), et dans le premier secteur radial du côté pression (A1, R3). Les parties restantes de la roue étaient recouvertes de M1. En ce qui concerne la partie fixe, la faible usure de la volute conduit au choix logique d'utiliser le matériau M1 pour le revêtement des faces avant, arrière et latérales.

Cependant, l'usure importante de la coupure nécessite le positionnement du matériau M2 uniquement dans cette zone. Même si une telle solution peut théoriquement minimiser les coûts liés à l'usure des particules sans compromettre la durabilité du ventilateur, il convient de souligner que sa mise en œuvre pourrait s'avérer peu pratique en raison de problèmes de compatibilité pouvant survenir lorsque différentes plaques à revêtement dur sont soudées ensemble. Cependant, l'approche rapportée dans le présent travail peut être adaptée à des applications pratiques uniquement pour la couverture des zones les plus affectées par l'usure des particules.

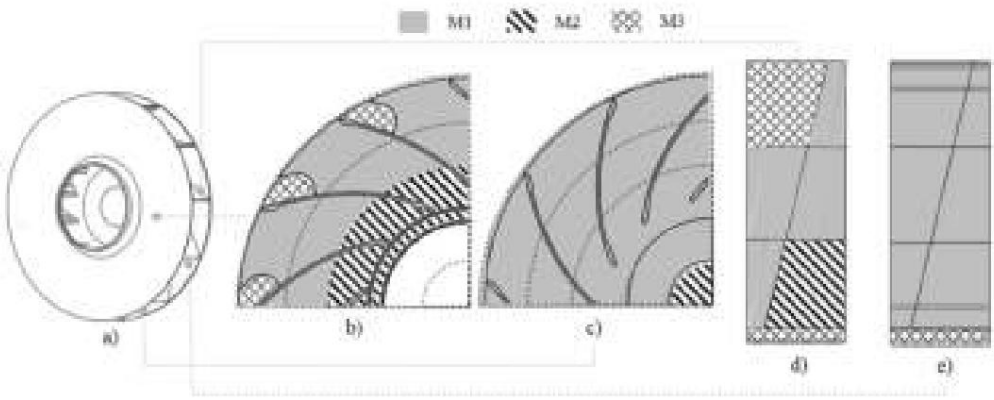


Figure 8. Configuration optimisée des plaques résistantes à l'usure sur le rotor : (a) vue du rotor, (b) carénage, (c) moyeu, (d) côté pression de la pale et (e) côté aspiration de la pale.

Machine Translated by Google

5. Conclusions

Le présent travail est consacré à l'évaluation de la gravité de l'usure des pièces internes d'un ventilateur centrifuge robuste et à l'optimisation du positionnement des plaques résistantes à l'usure le long du trajet d'écoulement de la machine.

Dans un premier temps, des tests expérimentaux ont été réalisés pour évaluer la résistance à l'usure des plaques de rechargement face aux poussières traitées par le ventilateur. Ensuite, un modèle d'érosion de la littérature a été utilisé pour interpoler les résultats expérimentaux afin d'obtenir des relations mathématiques capables de prédire l'ampleur de l'usure dans des conditions générales d'impact. Ensuite, une simulation de dynamique des fluides multiphasique du ventilateur a été réalisée pour évaluer les impacts des particules sur les parties tournantes et fixes. Enfin, la mise en œuvre du modèle d'érosion, alimenté par des coefficients expérimentaux, a permis d'estimer la sévérité de l'usure sur chaque zone de soufflante.

Les pièces en rotation sont affectées par un niveau d'usure plus élevé que les pièces fixes, et le bord d'attaque est la zone affectée par la plus grande perte de matière. De plus, les trois alliages de rechargement dur présentent des différences significatives en termes de résistance à l'érosion en raison de leurs propriétés et de leur composition chimique différentes. Les résultats numériques ont permis la mise en œuvre d'une stratégie optimisée de positionnement des plaques résistantes à l'usure, dans le but de réduire les coûts et d'augmenter la durabilité des ventilateurs.

Contributions des auteurs : Conceptualisation, PS, MP, AV et AS ; méthodologie, NA, NC, MP, AS et AV ; analyse formelle, NA, NC, AS et AV ; enquête, NA, AS et AV ; ressources, PS et OM ; conservation de données, AV ; rédaction – préparation du projet original, AV ; rédaction : révision et édition, NA, NC, MP, AS, AV et PS ; visualisation, AV et MP ; supervision, MP et PS ; administration de projet, PS; acquisition de financement, MP Tous les auteurs ont lu et accepté la version publiée du manuscrit.

Financement : Cette recherche a été financée grâce à une subvention de transfert technologique de BOLDROCCHI GROUP Srl. Numéro de subvention : 1.

Déclaration du comité d'examen institutionnel : sans objet.

Déclaration de consentement éclairé : sans objet.

Déclaration de disponibilité des données : sans objet.

Remerciements : Les auteurs remercient la contribution de Nicola Zanini, Stefano Oliani et Ettore Fadiga pour le soutien lors de la campagne expérimentale.

Conflits d'intérêts : Les auteurs ne déclarent aucun conflit d'intérêts.

Références

1. Glasser, AD; Petlevich, WJ; Sverdrup, EF Nature et coûts de l'érosion par ventilateur dans les centrales électriques au charbon (n° EPRI-CS-1596) ; Westinghouse Electric Corp. : Pittsburgh, PA, États-Unis, 1980.
2. Cardillo, L. ; Corsini, A. ; Délibra, G. ; Rispoli, F. ; Cisaillement, AG ; Venturini, P. Simulation d'écoulements chargés de particules dans un grand ventilateur centrifuge pour la prévision de l'érosion. Dans Turbo Expo : L'énergie pour la terre, la mer et l'air ; Société américaine des ingénieurs en mécanique : New York, NY, États-Unis, 2014 ; Tome 45578, p. V01AT10A014.
3. Castorrini, A. ; Venturini, P. ; Corsini, A. ; Rispoli, F. Simulation numérique du processus de vieillissement des pales d'un ventilateur à tirage induit en raison d'une exposition prolongée aux particules de cendres volantes. J. Ing. Puissance des turbines à gaz 2019, 141, 011025. [CrossRef]
4. Fritsche, M. ; Epple, P. ; Steber, M. ; Rubwurm, HJ Erosion ont optimisé les turbines et volutes de ventilateurs radiaux pour les flux de particules. Au congrès et exposition international de génie mécanique ASME ; Société américaine des ingénieurs en mécanique : New York, NY, États-Unis, 2017 ; Tome 7.
5. Aldi, N. ; Casari, N. ; Pinelli, M. ; Suman, A. ; Vulpio, A. ; Saccenti, P. Modification des performances d'un ventilateur centrifuge de grande taille endommagé par l'érosion . Dans Turbo Expo : L'énergie pour la terre, la mer et l'air ; Société américaine des ingénieurs en mécanique : New York, NY, États-Unis, 2021 ; Tome 84898, p. V001T10A011.
6. Fortini, A. ; Suman, A. ; Vulpio, A. ; Merlin, M. ; Pinelli, M. Caractéristiques microstructurales et d'usure érosive d'une fonte à haute teneur en chrome. Revêtements 2021, 11, 490. [CrossRef]
7. Fortini, A. ; Suman, A. ; Zanini, N. ; Cruciani, G. Comportement à l'usure érosive de la fonte à haute teneur en chrome : effet combiné des poudres érodées et des traitements thermiques de déstabilisation. Revêtements 2022, 12, 1218. [CrossRef]
8. Finnie, moi ; McFadden, DH Sur la dépendance à la vitesse de l'érosion des métaux ductiles par des particules solides à de faibles angles d'incidence. Porter 1978, 48, 181-190. [Référence croisée]

Machine Translated by Google

9. EN 10269 ; Aciers et alliages de nickel pour fixations présentant des propriétés spécifiées à haute et/ou basse température. Comité européen de normalisation : Bruxelles, Belgique, 2013.
10. ASTM G76-04 ; Méthode d'essai standard pour la réalisation d'essais d'érosion par impact de particules solides à l'aide de jets de gaz. ASTM International : West Conshohocken, PA, États-Unis, 2004.
11. Schrade, M. ; Staudacher, S. ; Voigt, M. Enquête expérimentale et numérique sur le changement de forme érosif des compresseurs haute pression . Dans Turbo Expo : L'énergie pour la terre, la mer et l'air ; Société américaine des ingénieurs en mécanique : New York, NY, États-Unis, 2015 ; Tome 56628, p. V001T01A001.
12. D'accord, YI ; Okamura, K. ; Yoshida, T. Estimation pratique des dommages d'érosion causés par l'impact de particules solides : Partie 1 : Effets des paramètres d'impact sur une équation prédictive. Porter 2005, 259, 95-101. [Référence croisée]
13. Aldi, N. ; Casari, N. ; Pinelli, M. ; Suman, A. ; Vulpio, A. ; Saccenti, P. ; Beretta, R. ; Fortini, A. ; Merlin, M. Comportement d'érosion sur un ventilateur centrifuge de grande taille. Dans Actes de la 13e Conférence européenne des turbomachines sur la dynamique des fluides et la thermodynamique des turbomachines, Lausanne, Suisse, 8-12 avril 2019 ; p. 1 à 8.
14. Jeune, J. ; Leeming, A. Une théorie du dépôt de particules dans un écoulement turbulent dans les canalisations. J. Fluide. Mécanique. 1997, 340, 129-159. [Référence croisée]

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Article

Effet du balayage sur les sources de bruit du ventilateur axial utilisant le treillis Méthode Boltzmann

Dipali Ghodake [1], Marlène Sanjosé 1,2, Stéphane Moreau 1,* et Manuel Henner [3]

1 Département de génie mécanique, Université de Sherbrooke, 2500 Boulevard de l'Université, Sherbrooke, QC J1K2R1, Canada
2 Département de génie mécanique, École de Technologie Supérieure, 1100 rue Notre-Dame Ouest, Montréal, QC H3C1K3, Canada
3 Simulation et Fiabilité Métier, Valeo Systèmes Thermiques, 78320 La Verrière, France *
Correspondance : stephane.moreau@usherbrooke.ca

Résumé : L'effet du balayage des pales a été étudié numériquement avec la méthode Lattice Boltzmann sur une famille de ventilateurs axiaux à vortex libre à faible vitesse avec des balayages de ±45◦ . Un bon accord aérodynamique global est d'abord démontré sur tous les ventilateurs dans les conditions de conception, en particulier dans l'espace de pointe. Les fluctuations locales plus importantes de la pression sur la paroi observées dans les ventilateurs non balayés et balayés vers l'arrière par rapport au cas avant sont attribuées aux tourbillons de pointe plus forts qui restent dans le plan de rotation ou même se déplacent vers l'amont. Ces vortex plus forts et plus rapides interagissant avec les pales du ventilateur sont alors responsables des niveaux de bruit plus importants observés dans les spectres acoustiques de ces ventilateurs, et en particulier des grandes bosses sous-harmoniques. Un excellent accord entre les prédictions expérimentales et numériques du bruit est finalement rapporté, mettant l'accent sur le bruit de pointe dominant.

Mots-clés : bruit du ventilateur axial ; bosses sous-harmoniques ; Méthode Boltzmann sur treillis ; mécanisme de génération de bruit ; balayage des pales du ventilateur

check for updates

Citation : Ghodake, D. ; Sanjosé, M. ; Moreau, S. ; Henner, M. Effet de Balayez les sources de bruit du ventilateur axial à l'aide de la méthode Lattice Boltzmann. Int. J. Turbomach. Propulse. Pouvoir 2022, 7, 34. https://doi.org/10.3390/ijtpp7040034

Rédacteur académique : Thomas Carolus

Reçu : 23 août 2022
Accepté : 14 novembre 2022
Publié : 22 novembre 2022

Note de l'éditeur : MDPI reste neutre en ce qui concerne les revendications juridictionnelles dans les cartes publiées et les affiliations institutionnelles. iations.

Copyright : © 2022 par les auteurs. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.

Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

1. Introduction

Les ventilateurs axiaux à basse vitesse sont largement utilisés dans de nombreuses applications de ventilation (refroidissement des moteurs d'automobiles et de trains, ventilation des tunnels, refroidissement des moteurs électroniques et électriques, systèmes de climatisation résidentiels). Ils contribuent à l'augmentation de la pollution sonore dans l'environnement, qui doit être atténuée pour tous les fabricants de ventilateurs afin de respecter les nouvelles réglementations [1]. Pour atteindre un tel objectif, la stratégie de contrôle du bruit la moins coûteuse consiste à modifier la géométrie de la pale elle-même. Il a été démontré , par exemple, que l'inclinaison des pales [2] réduit le bruit du ventilateur, et plusieurs brevets ont déjà été déposés autour des avantages en matière de bruit obtenus par le balayage vers l'avant ou vers l'arrière. Pour les machines tournantes à faible vitesse, le balayage est l'angle défini dans le plan de rotation [3]. C'est la définition utilisée dans le présent travail. Différents comportements et résultats d'atténuation ont également été observés en fonction des conditions d'exploitation. De plus, les prévisions de bruit reposent encore souvent sur des modèles empiriques et des investigations expérimentales itératives et longues qui ne permettent pas une compréhension fine des mécanismes des sources aéroacoustiques et une réduction significative du bruit. En fait, l'origine de la réduction du bruit provoquée par le balayage est encore un sujet de débat comme souligné dans [4,5], ce qui rend difficile l'évaluation et la quantification de la réduction du bruit apportée par le balayage pour chaque nouvelle conception de ventilateur.

Pourtant, ces dernières années, de nouvelles méthodes telles que la méthode Lattice Boltzmann sont apparues, capables de fournir des prédictions directes du bruit dans des environnements complexes et réalistes [5,6]. Dans la présente étude, l'effet du balayage sur le bruit du ventilateur est ensuite abordé avec un solveur de treillis-Boltzmann instationnaire, en imitant aussi fidèlement que possible les expériences menées à la Friedrich- Alexander Universität (FAU) sur une famille de ventilateurs conçus avec différents balayages. pour la même condition de fonctionnement [3,7-10]. Les résultats aérodynamiques et acoustiques permettraient de mieux comprendre l'effet aéro-acoustique du balayage et la manière dont il peut aider à atténuer le bruit du ventilateur.

Machine Translated by Google

2. Contexte expérimental 2.1.

Description de la configuration

Les ventilateurs axiaux étudiés de diamètre D = 495 mm représentés sur la figure 1 ont 9 pales constituées de profils NACA 4510. Différentes conceptions de pales ont été considérées [5] : nous nous concentrons ici sur la famille S1 conçue avec un vortex libre. Tous les ventilateurs ont été conçus pour les mêmes conditions de fonctionnement : un débit de 1,4 m3/s (coefficient de débit φ = 0,252), une différence de pression totale/statique de 150 Pa, à 1500 tr/min. Ils sont soit sans balayage (US), soit à balayage vers l'avant (FS), soit à balayage vers l'arrière (BS). Ce dernier balayage est significatif, ±45◦ . Ils ont été testés dans la soufflerie anéchoïque FAU (Erlangen-Nürnberg, Allemagne) illustrée à la figure 2, qui consiste en une grande salle anéchoïque autour de laquelle sont enroulés un ventilateur canalisé et des silencieux. Les ventilateurs sont placés dans un conduit court avec une cloche fixée à la partie aval du plénum (Figure 2 (à droite)). L'écart entre le conduit et la pointe du ventilateur est de 2,5 mm. Pour les conditions de fonctionnement ci-dessus, la fréquence de passage des pales (BPF) est de 225 Hz.

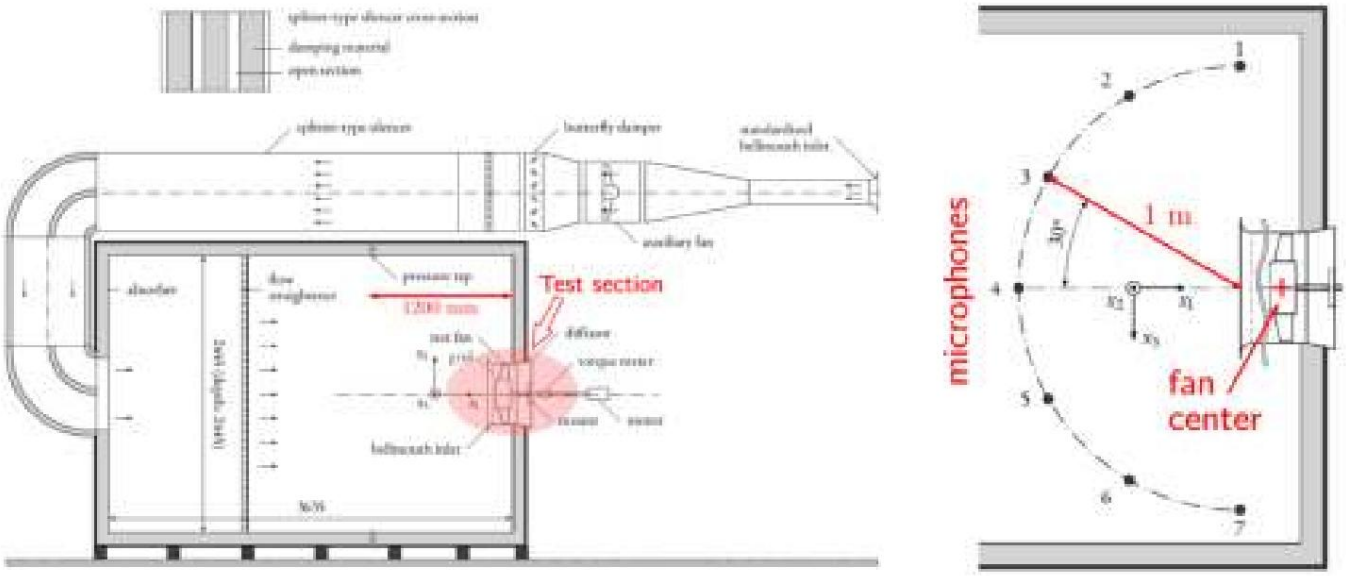


Figure 1. Fans étudiés ; gauche : non balayé (États-Unis) ; centre : balayage vers l'avant (FS) ; à droite : balayage vers l'arrière (BS). Notez que le sens de rotation est dans le sens des aiguilles d'une montre.

2.2. Base de données

expérimentale Les performances globales de débit ont d'abord été mesurées pour tous les ventilateurs. Le flux entre dans le banc d'essai en haut de la figure 2a par une cloche d'entrée standardisée pour mesurer le débit volumique. Afin de fournir des conditions d'entrée homogènes et peu turbulentes pour le ventilateur d'essai, un redresseur de flux est installé à l'intérieur de la chambre d'essai. La différence de pression totale/statique est mesurée à l'aide d'un transducteur de pression différentielle connecté à des prises de pression à l'intérieur de la chambre d'essai et à une conduite de pression ambiante à l'extérieur de la chambre d'essai. Toutes les mesures détaillées de vitesse ont été réalisées avec un anémomètre laser Doppler dans deux plans 10 mm avant et après les ventilateurs. Les niveaux de pression acoustique ont été mesurés avec sept microphones Brüel & Kjær en champ libre de 1/2 pouce (type 4189-L-001), placés en demi-cercle dans un rayon de 1 m autour de l'embouchure de la cloche d'entrée dans un plan horizontal en même temps. hauteur comme axe de rotation du ventilateur (Figure 2b).

Machine Translated by Google



(un) (b)

Figure 2. Croquis de l'installation de test anéchoïque à la FAU (a) et de la disposition des microphones (b) (adapté de [5]).

3. Enquête numérique 3.1.

Configuration

numérique Comme le montre [7], la méthode Lattice Boltzmann (LBM) est une méthode aéroacoustique par calcul direct très efficace pour les ventilateurs à basse vitesse installés dans un environnement complexe tel que décrit dans la figure 2, et a donc été sélectionnée dans le présent document. étude. Toutes les simulations ont été réalisées avec le solveur commercial développé par 3DS, PowerFLOW version 5.5c [11-15]. Pour le flux actuel à faible nombre de Mach, le schéma de discrétisation efficace D3Q19 est utilisé. Il possède d'excellentes propriétés de dissipation et de dispersion, comme le montre par exemple Marié [16], fournissant non seulement un aperçu direct des sources acoustiques en champ proche dans le ventilateur mais également de la propagation acoustique vers le cl

Le domaine informatique comprend la majeure partie de la soufflerie anéchoïque présentée dans la figure 2 (à gauche), intégrée dans un vaste domaine représentant le laboratoire lui-même, comme le montre la figure 3. De grandes zones d'amortissement supplémentaires s'enroulent autour du domaine illustré à la figure 3, pour empêcher toute réflexion. La seule simplification a consisté à limiter le conduit extérieur au dernier tronçon droit et coudé avec déflecteur. En effet, le débit devient uniforme avec le silencieux de type splitter dans le conduit droit. Notez que le redresseur de flux en nid d'abeille à l'intérieur du plénum illustré à la figure 2 (à gauche) est pris en compte dans la simulation par un milieu poreux anisotrope équivalent. Le domaine de calcul est ensuite discrétisé par des éléments cubiques appelés voxels dans lesquels sont immergées toutes les parties de la soufflerie. Un maillage octree est ensuite construit avec des raffinements de grille 1 : 2 consécutifs. Au total, douze raffinements de voxel (VR) sont utilisés dans le présent modèle, avec une taille de voxel à la position du microphone de 13 mm (VR7) et une taille plus petite dans la région de la pointe de 0,2 mm (VR12). Le raffinement de la grille extrudée autour de la pale pour les premiers 75 % de l'envergure à partir du moyeu est de 0,8 mm, avec un beignet recouvrant le reste de la pointe de la pale avec deux niveaux de VR. 12 voxels sont également présents dans l'esp Cela s'est avéré nécessaire pour obtenir l'indépendance de la grille dans la partie pointe, comme déjà montré par Moreau et Sanjosé [17] sur le ventilateur H380EC1 dans des conditions d'écoulement similaires et un nombre de Reynolds de pointe basé sur la corde. Le maillage le plus fin comporte 125 millions de cellules et 15 millions d'éléments de surface. La pression atmosphérique de 101 325 Pa est imposée à la sortie, tandis que le débit volumique est imposé à l'entrée du conduit. Le volume autour du ventilateur est mis en rotation comme décrit dans Perot et al. [6]. Des fonctions de mur logarithmiques étendues prenant en compte les gradients de pression [14] sont appliquées sur toutes les surfaces des murs. Les simulations sont initialisées à partir d'un écoulement uniforme au repos sur le maillage grossier, constitué du maillage jusqu'à VR 10.

Machine Translated by Google

VR11 et VR12 ne sont activés que pour les grilles moyenne et fine, respectivement pour réaliser une convergence spatiale : des propriétés moyennes similaires autour du ventilateur sont obtenues sur les grilles moyenne et fine. La convergence temporelle sur l'augmentation de pression globale et les spectres acoustiques de pression de paroi et de champ lointain est atteinte après environ 15 tours de ventilateur, et les données sont acquises pour six tours de ventilateur. La pression statique est enregistrée aux emplacements exacts des microphones dans les expériences. De plus, certaines sections transversales, notamment celles avant et après le ventilateur, ainsi que la surface des pales, sont enregistrées avec un échantillonnage à haute fréquence pour une analyse de fréquence. Le modèle numérique présenté ci-dessus est validé par la comparaison des paramètres d'écoulement (composantes de vitesse, pression de paroi) avec des mesures expérimentales effectuées dans l'installation d'essai de FAU (Erlangen-Nürnberg).

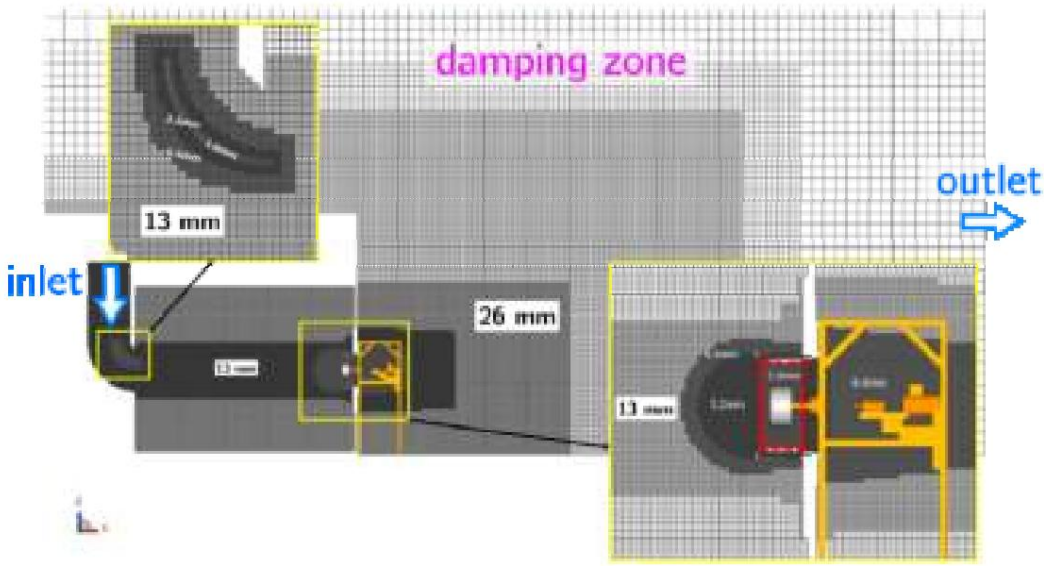


Figure 3. Définitions du domaine informatique et du volume de raffinement de l'installation d'essai anéchoïque de l'Université Friedrich-Alexander avec un zoom sur la section du ventilateur canalisé. Carré rouge : domaine tournant.

3.2. Résultats numériques

3.2.1. Résultats aérodynamiques

Une bonne convergence de la montée en pression globale a été obtenue sur le maillage le plus fin (différence inférieure à 10 %). Par conséquent, la plupart des post-traitements présentés ci-dessous se font sur cette dernière grille. De plus, toutes les comparaisons sont ensuite effectuées au coefficient de débit nominal de $\varphi = 0,252$, car il s'agit du point de fonctionnement par défaut des ventilateurs où leurs performances correspondent de par leur conception.

La topologie globale du flux moyen pour le boîtier du ventilateur non balayé dans l'ensemble de la soufflerie anéchoïque est présentée à la figure 4. Des caractéristiques de flux similaires sont obtenues pour les deux autres ventilateurs, car seuls les champs proches sont modifiés par la conception des pales. Le déflecteur dans le conduit d'entrée et la grille en nid d'abeille pour arrêter le jet dans le plénum sont nécessaires pour assurer un débit quasi uniforme à l'entrée du conduit. Le coupleur et le cadre qui maintient l'ensemble du système sont également considérés comme étant suffisamment en aval pour ne pas créer de blocage d'écoulement significatif ni d'interaction potentielle induite.

Machine Translated by Google

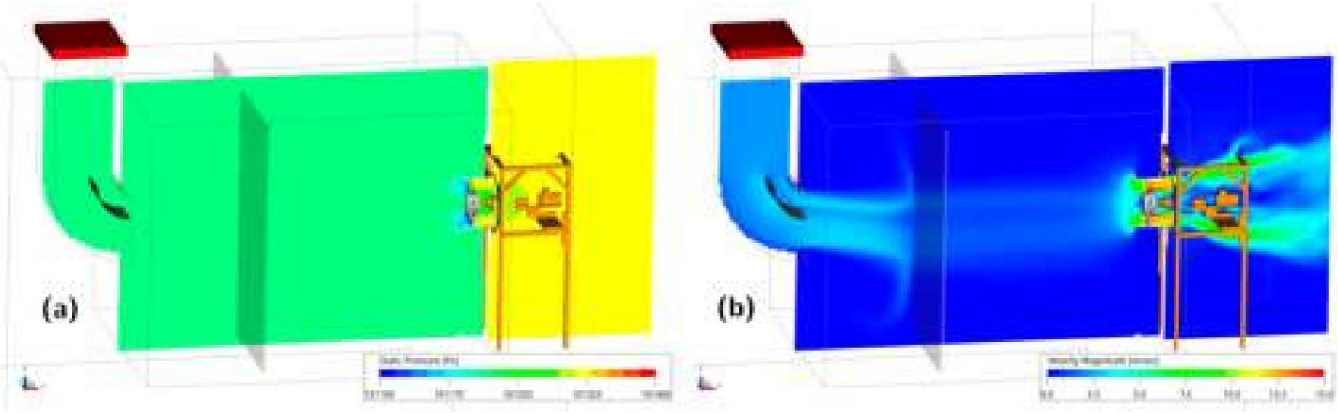


Figure 4. Résultats moyens pour le boîtier du ventilateur non balayé : (a) pression statique ; (b) amplitude de la vitesse.

Pour obtenir une validation aérodynamique quantitative en champ proche, les résultats du LBM peuvent être comparés aux mesures LDA en amont et en aval du ventilateur [8]. Sur la figure 5, les distributions de vitesse axiale moyenne dans un plan perpendiculaire à l'axe de rotation à environ 10 mm en aval du bord de fuite du ventilateur sont représentées pour les trois cas. La figure 6 affiche la vitesse tangentielle moyenne correspondante dans le même plan. Un bon accord global est obtenu entre les données expérimentales et numériques. Seuls les sillages des pales dans les simulations LBM sont plus épais avec des déficits de vitesse légèrement plus profonds et une composante tangentielle plus importante inférieure à 75 % de l'envergure. Cela est probablement dû au raffinement inférieur du maillage dans la partie inférieure de la pale. Pourtant, à la pointe, les niveaux et les modèles correspondent étroitement grâce à la meilleure réalité virtuelle. Des résultats similaires sont obtenus pour la composante radiale et dans le plan amont.

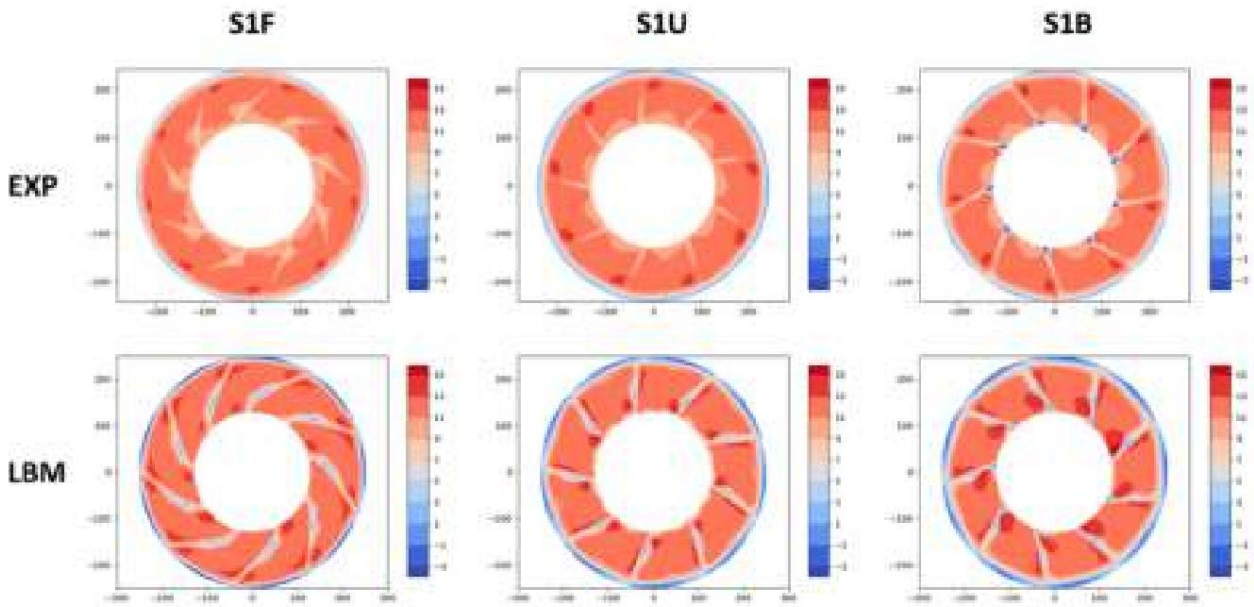


Figure 5. Vitesse axiale moyenne au bord de fuite : comparaison des résultats expérimentaux (en haut) et LBM (en bas) pour les ventilateurs S1F (à gauche), S1U (au milieu) et S1B (à droite) . Dimensions du ventilateur en mm et vitesse en m/s.

Machine Translated by Google

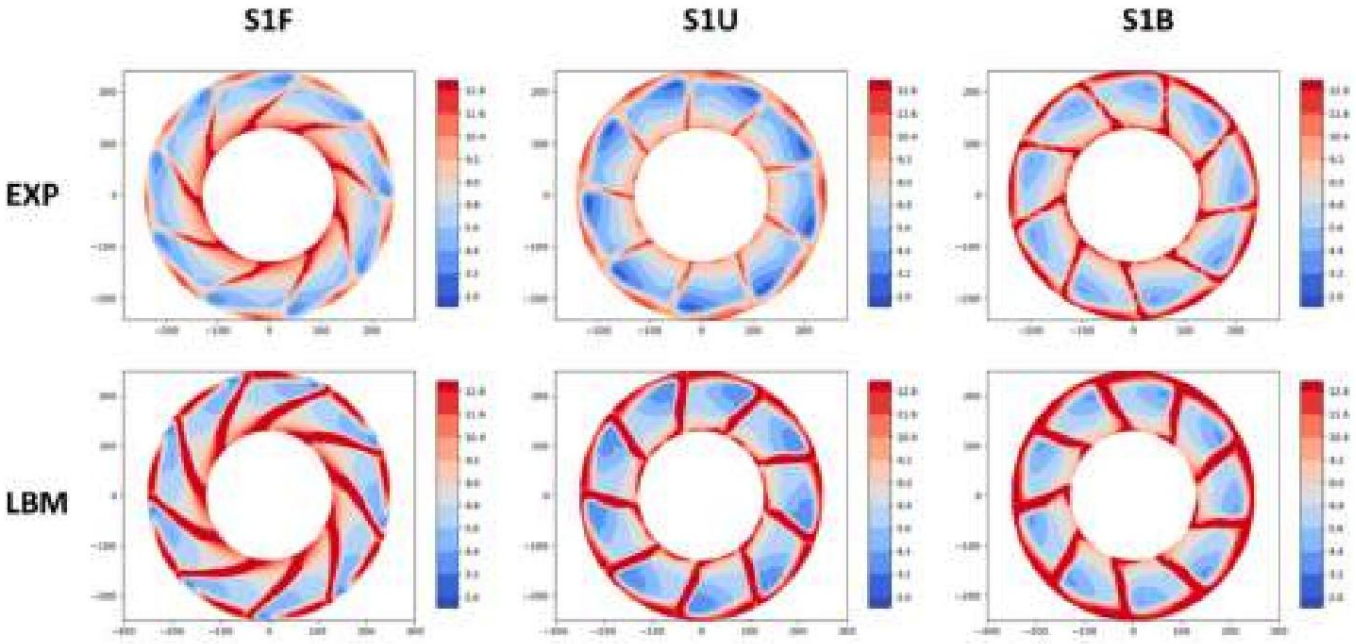


Figure 6. Vitesse tangentielle moyenne au bord de fuite : comparaison des résultats expérimentaux (en haut) et LBM (en bas) pour les ventilateurs S1F (à gauche), S1U (au milieu) et S1B (à droite) . Dimensions du ventilateur en mm et vitesse en m/s.

Un bon accord global est également obtenu sur les composantes de vitesse quadratique moyenne en aval du ventilateur. Par conséquent, le champ d'écoulement moyen prédit par LBM correspond très bien à celui expérimental. Pourtant, comme le montre l'analogie acoustique de Ffowcs Williams et Hawkings [18], les sources de bruit dans les ventilateurs à faible vitesse proviennent de l'instabilité du flux et en particulier des fluctuations de pression sur les parois.

Pour évaluer la qualité des prédictions numériques dans la région de la pointe où l'effet du balayage de la pale se fait le plus sentir, des comparaisons avec les mesures de pression sur la paroi des sondes placées sur le carénage fixe dans la région de la pointe sont réalisées. Ces dernières sont représentées par rapport à la position des pales sur la figure 7. Comme l'inclinaison des pales modifie la position relative des sondes par rapport à la région de la pointe, cela est précisé dans chaque comparaison avec un ventilateur donné. La figure 8 montre la densité spectrale de puissance (PSD) de la pression murale sur les sondes 4 (à gauche), 7 (au milieu) et 10 (à droite) pour les ventilateurs S1F (en haut), S1U (au milieu) et S1B (en bas) , respectivement. . Notez que ces PSD ont toutes été obtenues avec la fonction Pwelch implémentée dans Matlab avec une bande passante de 6 Hz et une fenêtre de Hanning avec un chevauchement de 10 % pour les données numériques et expérimentales afin de faire une comparaison équitable. Une excellente comparaison entre les résultats de l'expérience et ceux du LBM est obtenue sur toutes les sondes et pour tous les ventilateurs (au moins jusqu'à 1,5 kHz), ce qui suggère que la dynamique du vortex dans l'espace de pointe est bien capturée pour les plus grandes structures concernées (les fluctuations de pression des parois étant la trace sur la paroi de tous les tourbillons turbulents se développant au-dessus). De plus, le BPF et bon nombre de ses harmoniques sont visibles sur toutes les sondes à l'intérieur de l'espace de pointe pour tous les ventilateurs. Le BPF et certaines harmoniques sont également visibles avant et après l'écart de pointe dans les configurations US et BS. Seul le cas FS ne montre aucune tonalité en dehors de l'espace de pointe, avec les niveaux de large bande les plus bas, ce qui suggère la recirculation du flux la plus faible dans l'espace de pointe.

Machine Translated by Google

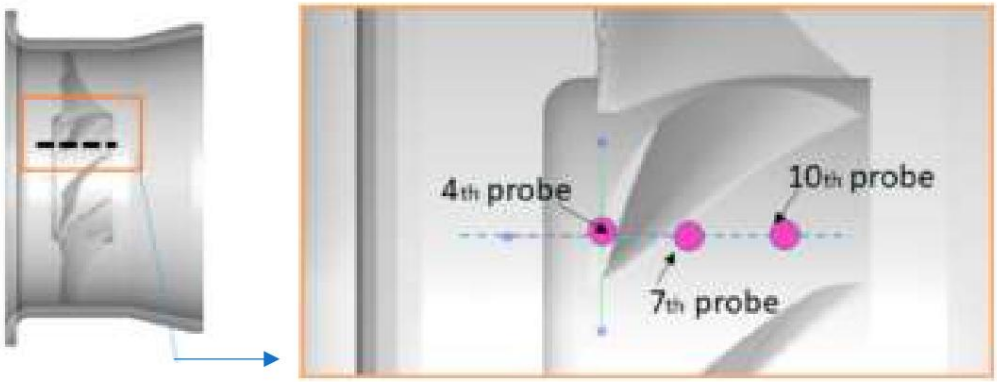


Figure 7. Croquis des sondes situées dans le boîtier pour enregistrer la pression instable sur la paroi.

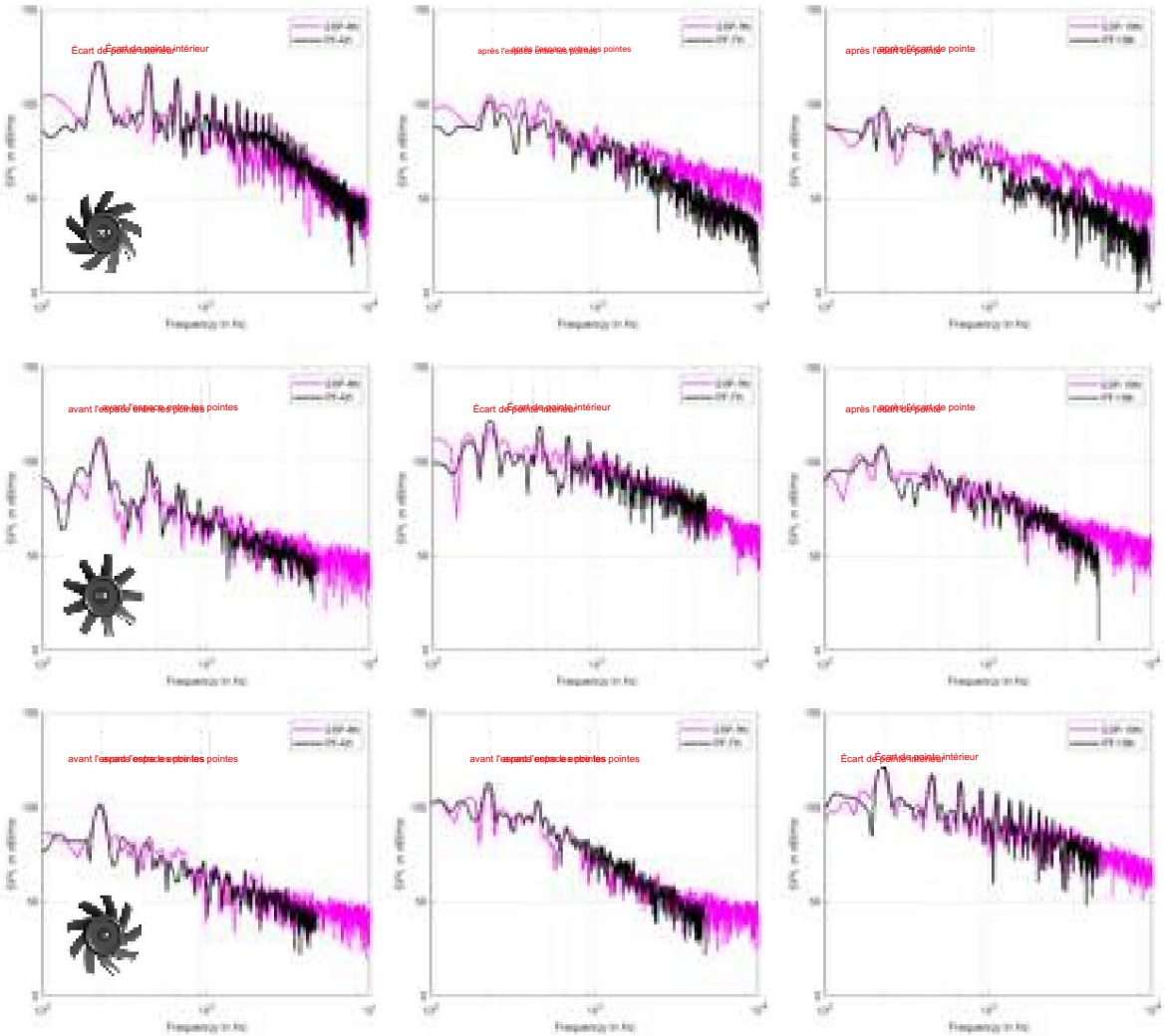


Figure 8. PSD de pression murale aux sondes 4 (à gauche), 7 (au milieu) et 10 (à droite) pour S1F (en haut), S1U (au milieu) et ventilateurs S1B (en bas) ; la position relative des sondes par rapport à l'écart entre les pointes est indiquée en haut de chaque parcelle.

Pour confirmer les observations ci-dessus sur les fluctuations de pression sur les parois, les iso-contours de critère Λ2 instantané (second invariant du tenseur de vitesse) qui identifie les tourbillons dans un les écoulements turbulents, colorés par l'amplitude de la vitesse, sont représentés sur la figure 9 dans la région de la pointe. La vue du haut de l'éventail est sélectionnée pour mettre en évidence l'interaction des tourbillons de pointe avec la lame. De toute évidence, la pointe tourbillonne avec un vortex de fuite de pointe (TLV) partant au

Machine Translated by Google

bord d'attaque de la pale, interagissent plus fortement avec la pale dans les configurations US et BS. Ils ont également une vitesse plus élevée, ce qui renforce l'impact. Dans le cas non balayé (US), les tourbillons de pointe interagissent avec toute la corde de la pale, et dans le cas à balayage vers l'arrière (BS), les tourbillons de pointe se déplacent encore plus vers l'amont et interagissent fortement avec le bord d'attaque de la pale et le TLV. Uniquement dans le cas à balayage vers l'avant (FS), les tourbillons de pointe frôlent la pale suivante et interagissent potentiellement uniquement avec le bord de fuite de la pale. Ceci explique par conséquent les plus faibles fluctuations de pression de paroi observées dans cette configuration sur la figure 8.

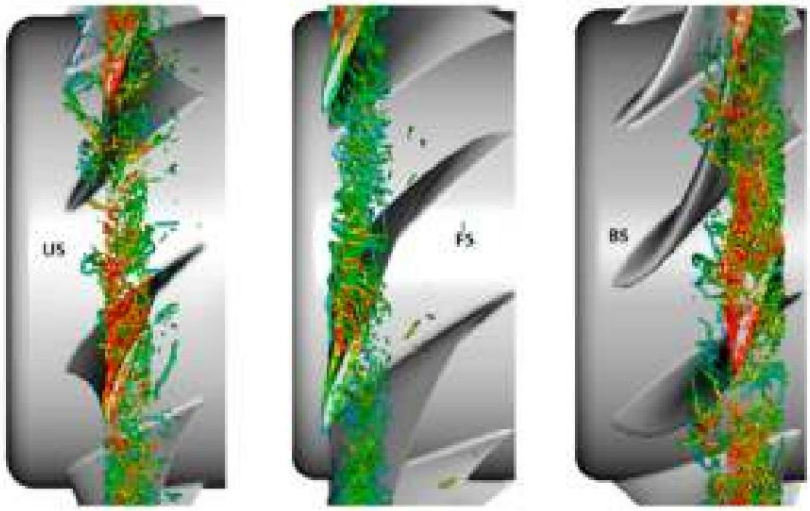


Figure 9. Iso-contours de Λ2 instantané colorés par l'amplitude de la vitesse pour les ventilateurs S1U (à gauche), S1F (au milieu) et S1B (à droite).

3.2.2. Résultats acoustiques

La pression acoustique en champ lointain est directement enregistrée à chaque emplacement illustré sur la figure 2 (à droite), pendant 17 tours pour chaque simulation de ventilateur avec une fréquence d'échantillonnage de 47,3 kHz. Notez que les PSD de la pression acoustique en champ lointain obtenues numériquement pour les trois ventilateurs sont tracées sur la figure 10 pour le microphone 4 placé devant le conduit sur l' axe de rotation du ventilateur. Dans ce dernier tracé, les lignes pointillées verticales correspondent aux deux premiers BPF. Notez encore une fois que ces PSD ont tous une bande passante de 6 Hz pour les données numériques et expérimentales afin de faire une comparaison équitable, et ont été obtenus avec la fonction Pwelch implémentée dans Matlab et un fenêtrage de Hanning avec 10 % de chevauchement. Les trois premiers tracés comparent les résultats LBM sur le maillage le plus fin avec les spectres mesurés. Les niveaux de bruit à large bande et les formes spectrales sont bien reproduits (à un dB près) sur toute la plage de fréquences pour les trois ventilateurs (Figure 10a – c) pour les ventilateurs S1F, S1B et S1U, respectivement). Des comparaisons similaires ont également été obtenues sur les autres microphones. Seuls les pics observés au niveau des harmoniques BPF lors de l'expérience ne sont pas capturés. Comme l'ont montré Sturm et al. dans la soufflerie anéchoïque de l'Université de Siegen [19], ces tonalités sont provoquées par la légère asymétrie de l'installation du système de ventilateur dans le banc d'essai, comme le montrent les figures 3 et 4.
Le jet entrant dans la chambre n'est pas complètement diffusé par l'écran en nid d'abeilles et sa direction n'est pas parfaitement alignée avec l'axe du système de ventilation, ce qui entraîne une légère différence de recirculation du flux en haut et en bas du banc d'essai, comme en témoignent par exemple les courbes de vitesse dans Figure 4 pour le ventilateur non balayé. Cette distorsion du flux ingérée par le ventilateur induit à son tour la contribution du bruit tonal. Cela a en fait été vérifié sur le maillage grossier du ventilateur non balayé en exécutant une simulation beaucoup plus longue sur toute la durée de remplissage de l' installation d'essai, comme l'avaient fait précédemment Sturm et al. [19].

Machine Translated by Google

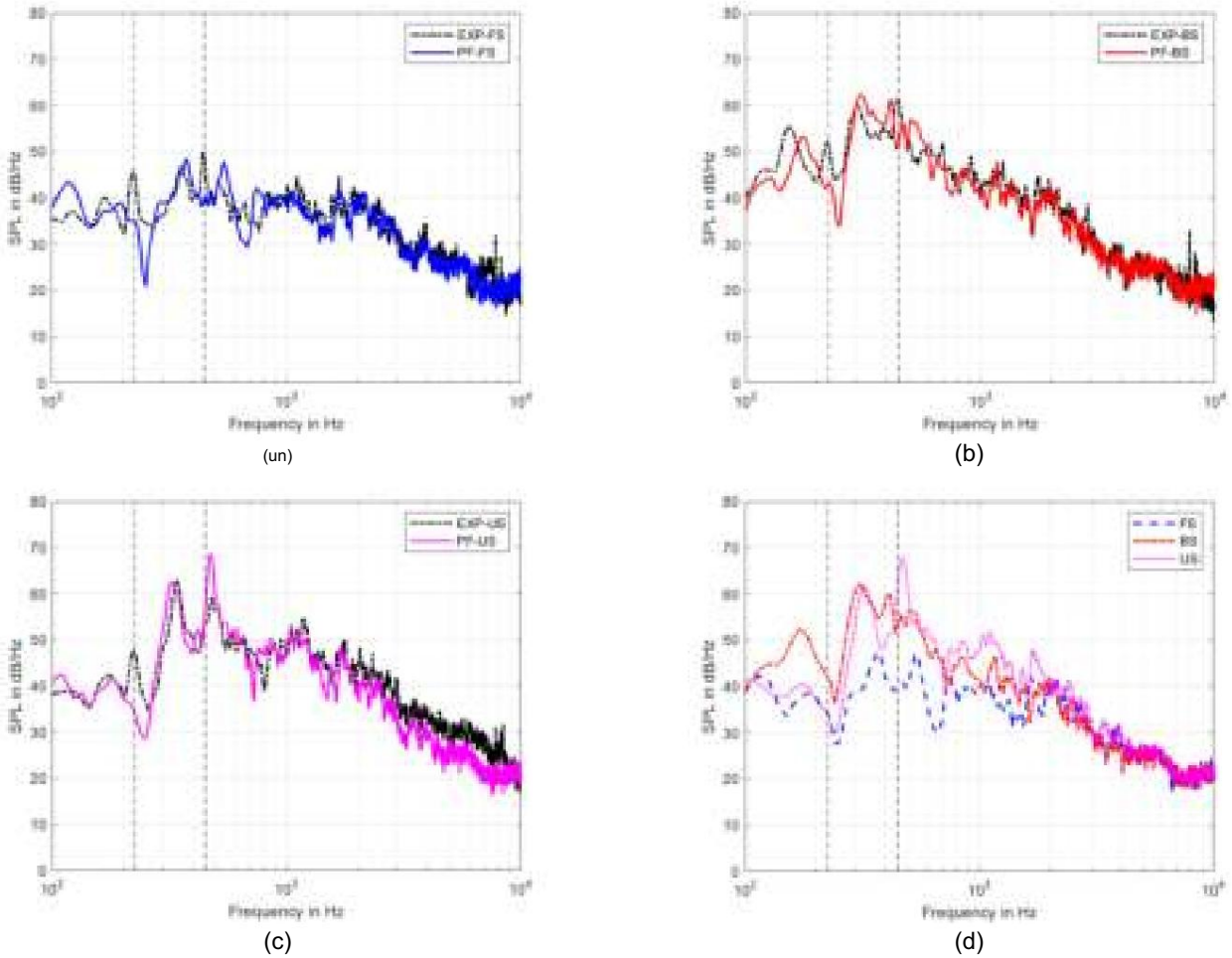


Figure 10. PSD de pression acoustique en champ lointain pour : S1F (a), S1B (b), S1U (c) et tous les (d) ventilateurs du microphone 4 illustré à la figure 2. Les lignes pointillées verticales identifient le BPF.

Sur la figure 10d, les trois spectres prédits sont comparés. Clairement, un comportement très différent est observé en dessous et au-delà de 2 kHz. Aux basses fréquences (inférieures à 2 kHz), le ventilateur à balayage vers l'avant a des niveaux beaucoup plus faibles que les deux autres, avec deux fortes bosses sous-harmoniques apparaissant en dessous du BPF et sa première harmonique pour les ventilateurs à balayage non balayé et vers l'arrière. De telles bosses ont déjà été associées à de grandes structures tourbillonnaires apparaissant dans l'espace de pointe par Magne et al. [20] et Moreau et Sanjosé [17], et montrés par Zhu et al. [21] serait le même phénomène que les instabilités rotationnelles précédemment mises en évidence par Kameier et Neise [22]. La gamme de fréquences correspond également au bruit de pointe dominant trouvé par Moreau et Sanjosé [17] et Sanjosé et Moreau [23]. Aux hautes fréquences (au-delà de 2 kHz), tous les spectres fusionnent, ce qui peut correspondre à la contribution au bruit de bord de fuite qui devrait être similaire, car les ventilateurs ont les mêmes profils fonctionnant dans les mêmes conditions d'écoulement (ou similaires) que celles mentionnées ci-dessus.

Pour mieux comprendre les sources de bruit, des iso-contours de fluctuations de pression sur les parois filtrées autour de fréquences sélectionnées ont été étudiés, car ils correspondent aux principales sources de bruit sur un ventilateur à faible nombre de Mach. La figure 11 montre la PSD de telles fluctuations autour de 350 Hz (la plus grande bosse sous-harmonique en dessous de BPF2). De fortes fluctuations de pression sur la paroi sont observées dans la région de la pointe des ventilateurs US et BS, tant du côté aspiration que côté pression, soulignant le fort impact des tourbillons de pointe avec les pales dans ces cas, comme déjà indiqué sur la figure Notez que le cas BS montre même les niveaux les plus élevés avec la plus grande trace dans le sens de l'envergure sur les pales : les vortex de la figure 9 sont non seulement plus grands et plus énergétiques, mais ils plongent également plus loin vers le moyeu. Pour le ventilateur FS, les niveaux les plus élevés se situent en réalité au niveau du moyeu, en raison des caractéristiques locales du flux secondaire (vortex de coin). Des résultats similaires sont trouvés

Machine Translated by Google

de 150 Hz jusqu'à 2 kHz soulignant l'importance du bruit de pointe dans cette gamme de fréquences, comme déjà mentionné.

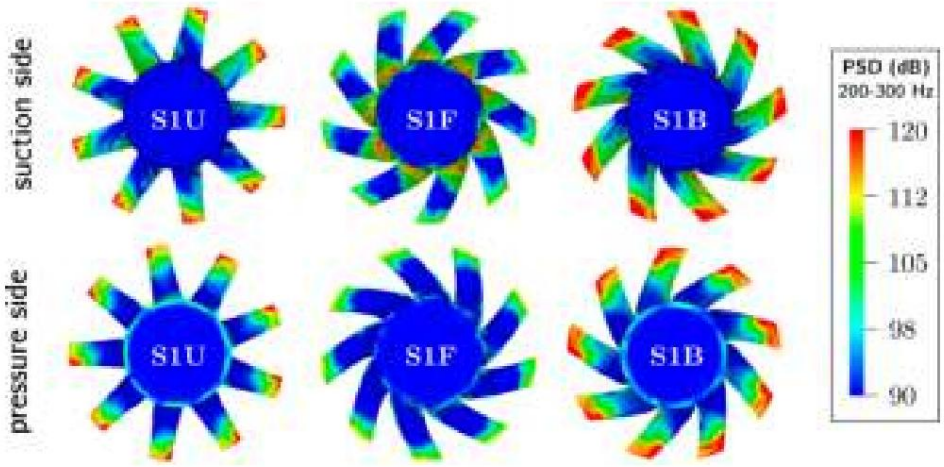


Figure 11. PSD de pression murale filtrée autour de 350 Hz pour les ventilateurs S1U (à gauche), S1F (au milieu) et S1B (à droite) . Côtés aspiration (haut) et pression (bas) des pales du ventilateur.

4. Conclusions

L'effet du balayage des pales sur le bruit du ventilateur axial a été étudié numériquement avec la méthode Lattice-Boltzmann. Une famille de ventilateurs axiaux à vortex libre conçus et testés à l'Université Friedrich-Alexander ont été simulés dans leurs configurations de test réelles. De bonnes performances globales ont été prévues et les cartes de vitesse détaillées avant et après le ventilateur se comparent également bien aux mesures LDA précédentes pour les trois ventilateurs avec différents balayages. Un excellent accord est finalement obtenu sur tous les spectres des fluctuations de pression de paroi dans l'espace de pointe où la plupart de ce bruit de ventilateur à basse vitesse est attendu. Une différence nette est remarquée entre le ventilateur balayé vers l'avant et les deux autres ventilateurs : ces derniers ont des niveaux de pression sur les parois plus élevés et un contenu tonal plus important sur une région plus large dans l'espace de pointe. Ces fluctuations sont les traces des tourbillons de pointe qui sont plus forts et occupent une plus grande surface dans les cas non balayés et balayés vers l'arrière. L'analyse montre également que les tourbillons de pointe restent dans le plan de rotation pour le ventilateur non balayé, qu'ils se déplacent même vers l'avant dans le cas à balayage vers l'arrière, alors qu'ils sont davantage convectés en aval dans le cas à balayage vers l'avant, avec pratiquement aucune interaction avec la pale suivante. Ainsi, le balayage du ventilateur modifie considérablement le champ d'écoulement aérodynamique . De plus, comme montré précédemment dans les ventilateurs en anneau, ces fortes interactions des tourbillons de pointe avec les pales du ventilateur sont responsables de grandes bosses sous-harmoniques dans les spectres acoustiques en champ lointain, et contribuent par conséquent à la forte augmentation du bruit dans les ventilateurs non balayés et balayés vers l'arrière. par rapport au cas avancé. Les spectres de bruit simulés se comparent très bien aux expériences, tant en termes de niveaux que de formes. Ces spectres et les cartes de pression de paroi correspondantes sur les côtés aspiration et pression de toutes les pales de ventilateur confirment le bruit de pointe dominant dans ces ventilateurs axiaux à basse vitesse, en particulier dans la plage de fréquences la plus gênante inférieure à 2 kHz.

Les simulations LBM ont apporté de nouvelles connaissances sur le rôle particulier du débit de fuite sur l'émission sonore. L'angle de balayage est un paramètre de ventilateur qui pourrait être utilisé pour limiter l'interaction pale-vortex et pour améliorer les futures conceptions de ventilateurs.

Contributions des auteurs : Conceptualisation, DG et SM ; méthodologie, MS, SM et MH ; analyse et enquête formelles, DG et SM ; conservation des données, DG et MS ; rédaction – préparation d'une ébauche originale , SM ; rédaction – révision et édition, SM et MS ; visualisation, DG et MS ; surveillance, SM; administration de projet, SM et MH ; acquisition de financement, SM Tous les auteurs ont lu et accepté la version publiée du manuscrit.

Financement : Cette recherche a été financée par Valeo (France) à travers la Chaire Aéroacoustique de l'Université de Sherbrooke.

Machine Translated by Google

Déclaration du comité d'examen institutionnel : sans objet.

Déclaration de consentement éclairé : sans objet.

Déclaration de disponibilité des données : sans objet.

Conflits d'intérêts : Les auteurs ne déclarent aucun conflit d'intérêts.

Références

1. Moreau, S. Une revue du bruit des turbomachines : des modèles analytiques aux simulations haute fidélité. Dans Fondamentaux du High Ascenseur pour les futurs avions civils ; Springer : Cham, Suisse, 2021.
2. Carolus, T. ; Beiler, M. Pales inclinées dans les ventilateurs basse pression – Une étude des mécanismes de réduction du bruit, article AIAA 97-1591. Dans Actes de la 3e conférence AIAA/CEAS sur l'aéroacoustique, Atlanta, GA, États-Unis, 12-14 mai 1997.
3. Grasso, G. ; Roger, M. ; Moreau, S. Modèle analytique de la source et du rayonnement sonore du bord de fuite d'une voilure balayée. J. Son Vib. 2021, 493, 115838. [Réf. croisée]
4. Krömer, FJ ; Moreau, S. ; Becker, S. Enquête expérimentale sur l'interaction entre le champ sonore et le champ d'écoulement dans ventilateurs axiaux basse pression asymétriques. J. Son Vib. 2019, 442, 220-236. [Référence croisée]
5. Zarri, A. ; Christophe, J. ; Moreau, S. ; Schram, C. Influence des pales balayées sur la prédiction acoustique d'ordre inférieur pour les ventilateurs axiaux. Acoustique 2021, 2, 812-832. [Référence croisée]
6. Pérot, F. ; Kim, MS ; Moreau, S. ; Henner, M. ; Neal, D. Prédiction aéroacoustique directe d'un ventilateur axial à basse vitesse, AIAA 2010 - article. Dans les actes de la 16e conférence aéroacoustique AIAA/CEAS, Stockholm, Suède, 7-9 juin 2010.
7. Moreau, S. Calcul direct du bruit des ventilateurs annulaires à basse vitesse. Acta Acust. Acust uni. 2019, 105, 30-42. [Référence croisée]
8. Zenger, F. Émission sonore des ventilateurs axiaux basse pression dans des conditions d'écoulement déformées. doctorat Thèse, Friedrich-Alexander- Universität, Erlangen, Allemagne, 2017.
9. Hérold, G. ; Zenger, F. ; Sarradj, E. Influence de l'inclinaison des pales sur le bruit des composants du ventilateur axial. Int. J. Aéroacoustique 2017, 16, 418-430. [Référence croisée]
10. Schöder, S. ; Junger, C. ; Kaltenbacher, M. Aéroacoustique computationnelle du cas de référence EAA d'un ventilateur axial. Acta Acust. 2020, 4, 22. [Réf. croisée]
11. Chen, S. ; Doolen, GD Lattice Boltzmann Méthode pour les écoulements de fluides. Ann. Révérend Fluid Mech. 1998, 30, 329-364. [Référence croisée]
12. Chen, H. ; Teixeira, C. ; Molvig, K. Réalisation des conditions aux limites des fluides via la dynamique discrète de Boltzmann. Int. J. Mod. Phys. C 1998, 9, 1281-1292. [Référence croisée]
13. Chen, H. ; Orszag, SA; Staroselsky, I. ; Succi, S. Analogie élargie entre la théorie cinétique des fluides de Boltzmann et la turbulence. J. Mécanique Fluide. 2004, 519, 301-314. [Référence croisée]
14. Fares, E. Simulation d'écoulement instationnaire du corps de référence Ahmed en utilisant une approche de Boltzmann sur réseau. Calculer. Fluides 2006, 35, 940-950. [Référence croisée]
15. Avallone, F. ; van der Velden, PCM ; Ragni, D. ; Casalino, D. Mécanismes de réduction du bruit des dents de scie et des dents de scie peignées dentelures du bord de fuite. J. Mécanique Fluide. 2018, 848, 560-591. [Référence croisée]
16. Marié, S. Etude de la Méthode Boltzmann sur Réseau pour les Simulations en Aéroacoustique. doctorat Thèse, Université Pierre et Marie Curie, Paris, France, 2008.
17. Moreau, S. ; Sanjose, M. Bosses à large bande sous-harmoniques et bruit de pointe dans les ventilateurs annulaires à basse vitesse. J. Acoustique. Soc. Suis. 2016, 139, 118-127. [Référence croisée] [Pub Med]
18. Williams, JEF; Hawkings, DL Génération sonore par turbulence et surfaces en mouvement arbitraire. Phil. Trans. R. Soc. Londres. 1969, 264, 321-342.
19. Sturm, M. ; Sanjosé, M. ; Moreau, S. ; Carolus, T. Simulation aéroacoustique d'un ventilateur axial incluant le banc d'essai complet en utilisant le Méthode Boltzmann sur treillis. Dans Actes de la conférence Fan 2015, Lyon, France, 15-17 avril 2015.
20. Magne, S. ; Moreau, S. ; Berry, A. Bruit tonal sous-harmonique provenant des tourbillons de reflux rayonnés par le rotor en anneau à basse vitesse en uniforme débit d'entrée. J. Acous. Soc. Suis. 2015, 137, 198-225. [Référence croisée] [Pub Med]
21. Zhu, T. ; Lallier-Daniels, D. ; Sanjosé, M. ; Moreau, S. ; Carolus, T. Rotation des structures d'écoulement cohérentes comme source de pointe à bande étroite bruit de dégagement des ventilateurs axiaux. J. Son Vib. 2018, 417, 198-225. [Référence croisée]
22. Kameier, F. ; Neise, W. Étude expérimentale des pertes de jeu en pointe et du bruit dans les turbomachines axiales et de leur réduction. J. Turbomach. 1997, 119, 460-471. [Référence croisée]
23. Sanjosé, M. ; Moreau, S. Modélisation analytique basée sur RANS du bruit à large bande pour un ventilateur à basse vitesse. J. Acous. Soc. Suis. 2018, 143, 198-225. [Référence croisée] [Pub Med]

Machine Translated by Google

Revue internationale de
Turbomachines
Propulsion et puissance

MDPI

Article

Effet d'écart d'entrée sur le bruit tonal généré à partir d'un sans volute Ventilateur centrifuge

Martin Ottersten 1,2,* , Hua Dong Yao 2 et Lars Davidson 2

1 Swegon Operations, SE-40125 Göteborg, Suède
2 Département de mécanique et des sciences maritimes, Université de technologie Chalmers, SE-41296 Göteborg, Suède * Correspondance : martin.ottersten@chalmers.se

Résumé : Dans cette étude, trois ventilateurs centrifuges sans volute sont comparés pour leurs performances aéroacoustiques . Le bruit tonal est prédit en couplant l'IDDES avec la formulation 1A de Farassat. Les sources du bruit tonal à la fréquence de passage des pales (BPF) sont identifiées. Il s'avère que les sources sont liées à l'espace d'entrée du ventilateur, qui introduit des intensités de vitesse plus élevées et des fluctuations turbulentes interagissant avec le bord d'attaque des pales. En redessinant l'écart, le bruit tonal au niveau du BPF est réduit efficacement.

Mots clés : ventilateur centrifuge sans volute ; turbulence d'espacement ; bruit tonal ; aéroacoustique computationnelle

1. Introduction

Aujourd'hui, la plupart des gens passent la majorité de leur temps à l'intérieur. La qualité de l'environnement intérieur (IEQ) est devenue de plus en plus importante. Lorsque l'on considère l'IEQ, nous pensons généralement à la température, au niveau de CO2 et à l'humidité. Cependant, il a été remarqué que la qualité sonore est un facteur important pour un bon confort dans l'environnement intérieur [1,2].

De nos jours, un système de ventilation est généralement entraîné par un ventilateur centrifuge sans volute, qui présente un espace entre le carénage avant du ventilateur rotatif et le conduit d'entrée fixe. La différence de pression entre les côtés intérieur et extérieur du ventilateur fait passer l'air à travers l'espace. Comme l'ont précisé Hariharan et Govardhan [3], l'augmentation de la largeur de l'espace détériore les performances aérodynamiques de la pale.

Il existe quelques études antérieures sur les ventilateurs centrifuges sans volute. Il a été constaté dans des simulations et des expériences pour un ventilateur sans volute [4] que le bruit tonal au niveau du BPF est généré par un vortex d'entrée hélicoïdal instable qui interagit avec les pales rotatives près de la plaque arrière du ventilateur. Une autre cause est la distorsion du flux entrant, qui conduit à une séparation du flux au niveau du pied de pale, près de la plaque arrière [5]. Pour résoudre la distorsion du flux entrant, il a été suggéré de placer des obstructions du flux en amont de l'entrée du ventilateur [6]. La forme et l'emplacement des obstacles se sont avérés être les paramètres clés de la réduction du bruit. Schaefer et Boehle [7] ont découvert, en utilisant le solveur Lattice-Boltzmann, que la précision de la prédiction du bruit, en particulier au niveau du BPF, est améliorée lorsque le maillage est affiné au niveau de l'espace et de la sortie du ventilateur. Cependant, ils n'ont fourni aucune discussion sur les mécanismes physiques associés à l'amélioration de la Dans une étude récente, les présents auteurs ont découvert que pour un ventilateur centrifuge sans volute, les fréquences tonales associées au BPF sont liées aux fluctuations de pression de la paroi au bord d'attaque des pales (BLE) [8]. Ceci se produit lorsque des structures turbulentes, générées par l'écoulement à travers l'espace, interagissent avec le BLE à proximité du carénage. Pour résoudre ces structures turbulentes, le maillage a dû être affiné au niveau de la région du gap.

Les simulations numériques de la présente étude sont réalisées à l'aide d'une méthode hybride couplant la simulation améliorée des tourbillons détachés retardés (IDDES) [9] pour la simulation d'écoulement avec l'équation de Ffowcs Williams et Hawkings (FW-H) [10] pour la simulation d'écoulement. prédiction d L'IDDES est utilisé dans la simulation d'écoulement et le FW-H est utilisé pour la prédiction du bruit.

check for updates

Citation : Ottersten, M. ; Yao, HD; Davidson, L. Effet d'écart d'entrée sur le bruit tonal généré à partir d'un Ventilateur centrifuge sans volute. Int. J. Turbomachine. Propulse. Pouvoir 2022, 7, 33. https://doi.org/10.3390/ijtpp7040033

Rédacteur académique : Thomas Carolus

Reçu : 19 août 2022
Accepté : 14 novembre 2022
Publié : 18 novembre 2022

Note de l'éditeur : MDPI reste neutre en ce qui concerne les revendications juridictionnelles dans les cartes publiées et les affiliations institutionnelles. iations.

Copyright : © 2022 par les auteurs. Licencié MDPI, Bâle, Suisse.

Cet article est un article en libre accès distribué selon les conditions et conditions des Creative Commons Licence d'attribution (CC BY-NC-ND) (https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/).

Machine Translated by Google

Cette étude vise à étudier comment le bruit tonal au niveau du BPF est affecté lorsque l'écart est modifié. Deux conceptions d'espace différentes sont comparées à un ventilateur de référence (cas 1), qui est le même ventilateur dans l'étude précédente [8].

2. Configuration Le

ventilateur de base (cas 1) et les deux conceptions différentes (cas 2 et cas 3) sont illustrés dans la figure 1. Le cas 1 est le même ventilateur que celui examiné dans [8]. La géométrie du ventilateur est la même pour les trois boîtiers, ce qui signifie que les pales, le carénage et la plaque arrière sont les mêmes. Il y a sept pales dans le ventilateur. Un espace (c'est-à-dire l'espace) est situé entre les parties stationnaires (marron) et rotatives (gris). Le cas 2 a une largeur d'espace plus grande (wcase2) et le cas 3 a une largeur d'espace plus petite (wcase3) que le cas 1. La largeur d'espace varie en modifiant l' épaisseur de paroi du conduit d'entrée. Le bord arrondi du conduit d'entrée est raccourci pour le cas 2 et allongé pour le cas 3. Le conduit d'entrée est déplacé dans le sens axial pour les différents cas de sorte que le chevauchement axial entre le carénage du ventilateur et le conduit d'entrée soit le même pour tous les cas. .

Comme le montre la figure 1d, le ventilateur et le conduit d'entrée sont placés dans un conduit en aval, et le conduit d'entrée est connecté à un conduit en amont. Cette disposition géométrique simple est conçue pour les simulations numériques. Cette simplification réduit la complexité géométrique mais conserve les principales caractéristiques d'écoulement et acoustiques. Les paramètres du ventilateur et du boîtier sont répertoriés dans le tableau 1. Ici, d1 est le diamètre d'admission du ventilateur au niveau du BLE et d2 est le diamètre du ventilateur au bord de fuite des pales. Pour le conduit aval, h2 désigne la longueur du conduit et d4 le diamètre de sortie. Pour le conduit amont, h1 est la longueur du conduit et d3 le diamètre d'entrée. De plus, h3 est la distance entre le conduit d'entrée et le microphone M1.

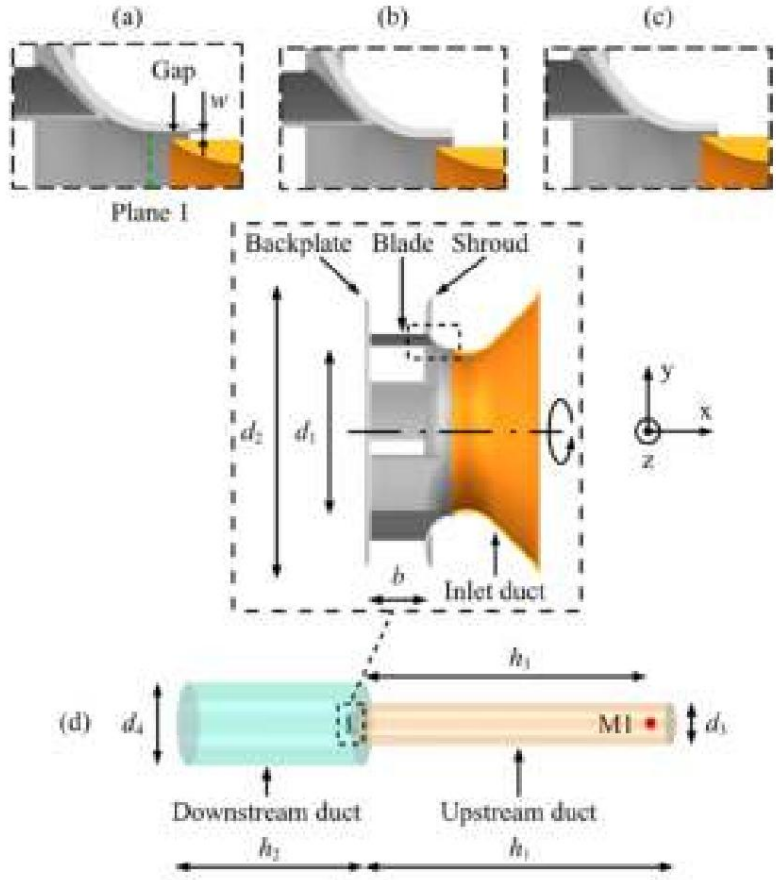


Figure 1. Les configurations des ventilateurs. Le gris indique le ventilateur en rotation et le brun le conduit d'entrée fixe. (a) Cas 1 (ligne de base), (b) Cas 2 (avec une largeur d'espace plus grande = w) et (c) Cas 3 (avec une largeur d'espace plus petite = w). (d) La disposition géométrique simple pour les simulations numériques. M1 est la position du microphone. L'axe de rotation des ventilateurs est l'axe x.

Machine Translated by Google

Tableau 1. Les paramètres du ventilateur.

d1	d2	d3	d4	b	h1	h2	h3	wcase1	wcase2	wcase3
0,165 m	0,268 m	0,6 m	1,1 m	0,053	4,0 m	2,3 m	3,2 m	1,5 mm	2,0 mm	1,0 mm

La vitesse de rotation du ventilateur est de 2800 tr/min. Étant donné que le ventilateur comporte sept pales, le BPF est 326,7 Hz. La condition de fonctionnement est la même que dans [7], où le débit massique a été fixé à 0,467 kg/s, ce qui donne une augmentation de pression de 270 Pa pour le cas 1.

3. Méthodologie numérique

3.1. Méthode CFD

L'air est considéré comme un gaz parfait. Le flux est compressible. Un volume fini La méthode est utilisée pour discrétiser les équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie. Le La méthode utilise un solveur de flux séparé réalisé avec la méthode semi-implicite pour l'algorithme SIMPLE (Pressure-Linked Equations). Les facteurs de sous-relaxation pour le la vitesse et la pression dans le solveur de flux séparé sont définies respectivement sur 0,7 et 0,4. Le le facteur de sous-relaxation pour les équations de turbulence est de 0,7. Toutes les simulations sont effectuées en utilisant le logiciel commercial STAR-CCM+ [11]. La turbulence est simulée à l'aide du IDDES [12] combiné avec le modèle de turbulence k-ω SST. Cette configuration a été testée dans plusieurs études sur les machines tournantes [13,14]. Les tailles normales des parois des cellules de la première couche près de tous les murs remplissent $\Delta y^+ < 1$.

3.2. Paramètres numériques

L'ensemble du domaine informatique est divisé en parties fixes et rotatives. Le les mailles des mailles stationnaires et tournantes ne sont pas conformables aux interfaces entre elles.

La condition aux limites du débit massique est fixée à l'entrée avec une distribution de vitesse uniforme -1/8 mais. L'intensité de turbulence modélisée est fixée à I = 4% selon $I = 0{,}16(Re)^{}$, où le nombre de Reynolds est calculé en fonction du diamètre d'entrée, d3 [11]. Le modélisé L'échelle de longueur de turbulence est fixée à = 0,5 m sur la base de = 0,7d3, où d3 est la valeur en amont diamètre du conduit. La condition aux limites pression-sortie est définie à la sortie avec la valeur statique pression de 101 325 Pa, qui est la pression de référence (pre f) dans l'air ambiant. Le sans glissement la condition aux limites est spécifiée sur tous les murs.

Pour garantir les performances du ventilateur, le flux entrant à l'entrée du ventilateur ne doit pas être déformé. De plus, il ne doit y avoir aucune séparation de flux à proximité de l'entrée du ventilateur, en particulier sur le mur devant l'espace du ventilateur. Ces conditions sont satisfaites dans la présente étude par aligner un conduit droit en amont avec l'axe du ventilateur et insérer une petite section du conduit dans l'entrée du ventilateur pour former l'espace entre le conduit et le ventilateur.

Le pas de temps est fixé à $\Delta t = 2{,}0 \times 10{-}5$ s. Cela donne un Courant convectif maximum nombre d'environ 10, qui est observé au niveau des bords de fuite des pales. Cette valeur remplit la stabilité numérique requise pour la méthode implicite de marche temporelle. La convection Le nombre de courants dans la région d'écart est inférieur à 1. Le nombre maximum d'itérations internes par pas de temps est fixé à 12.

La période d'échantillonnage du bruit est de 0,3 s dans tous les cas, correspondant à 14 tours de ventilateur. Le niveau de pression acoustique (SPL) est calculé à l'aide de la fenêtre de von Hann pour 3000 échantillons par section de signal, ce qui conduit à une résolution en fréquence d'environ 3 Hz. Le les sections de signaux ne se chevauchent pas.

3.3. Équation FW-H

Une approche hybride est adoptée pour prédire le bruit généré par l'écoulement. Dans ce approche, l'IDDES est couplé à la Formulation 1A de Farassat [15]. L'air ambiant la densité est fixée à ρ0 = 1,225 kg/m3 et la vitesse du son c0 = 340 m/s.

Selon Neise [16], la génération de bruit de ventilateur aux faibles nombres de Mach est dominée par des sources de bruit dipolaire dérivées de l'équation FW-H. D'où le bruit

Machine Translated by Google

= 1,225kg/m3 = 340 m/s

la prédiction dans cette étude ne considère qu'une surface intégrale imperméable pour la formulation 1A. Les surfaces intégrales sélectionnées sont les pales du ventilateur, le carénage et la plaque arrière (voir Figure 1), tandis que les conduits amont et aval ainsi que le conduit d'entrée du ventilateur sont négligés. En effet, la réflexion acoustique de ces murs est limitée [17].

4. Maillage

Nous adoptons la même stratégie de génération de maillage que celle développée et évaluée dans [8], où l'éventail est le même que dans le cas 1. Une méthode de génération de maillage polyédrique a été utilisée pour produire des couches de prismes près des parois et des cellules polyédriques dans le reste du calcul. domaine. L'utilisation de cellules polyédriques pour les turbomachines a été démontrée dans [17,18]. Le taux de croissance est fixé à 1,05, comme suggéré dans [19]. La découverte la plus importante de l'étude de maillage réalisée dans [8] était qu'un raffinement local du maillage doit être effectué dans les régions s'étendant de l'espace au BLE et le long du carénage jusqu'au bord de fuite de la pale (coloré en gris foncé), comme illustré à la figure 2. La même distribution et le même raffinement de maillage sont utilisés pour les trois cas. Les paramètres de maillage sont répertoriés dans le tableau 2.

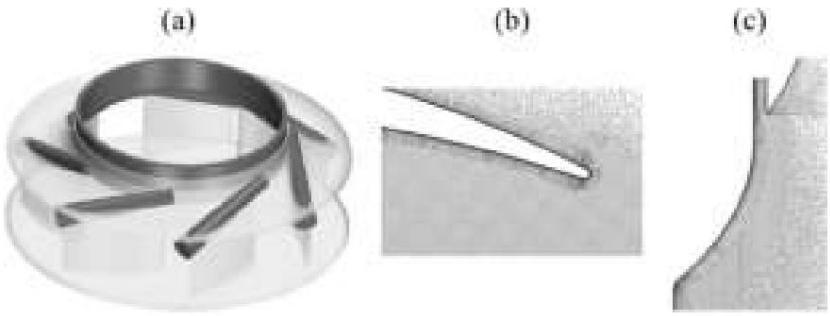


Figure 2. Régions de maillage importantes : (a) Régions de raffinement du maillage (gris foncé) au niveau de l'espace d'entrée et de la région supérieure des pales. Cellules de maillage près de (b) le bord de fuite de la pale et (c) de l'espace d'entrée.

Tableau 2. Les paramètres du maillage.

		Cas 1 à 3	
Nombre total de cellules		52 × 106	52 × 10
Nombre d'alvéoles dans la zone tournante près de la lame		41,9 × 106	41,9 × 1
Hauteur maximale de la première cellule Δy murs	Δ	0,73	
Taux de croissance cellulaire		1.05	

5. Résultats et discussion

5.1. Identification des sources de bruit tonal pour le cas 1

Les contours des magnitudes de tourbillon ω au bord d'attaque de la pale pour le cas 1 sont illustrés à la figure 3a. Il existe des régions à forte ampleur de tourbillon en amont du BLE.

Ici, le BLE est délimité par une ligne pointillée. Ils sont générés lorsque le flux de transition est mélangé au flux principal. Ce phénomène a également été observé dans des études antérieures [8,20].

La ligne pointillée noire est une ligne de surveillance positionnée au niveau du BLE d'une pale et elle s'étend de la plaque arrière au carénage. La ligne de surveillance suit la pale pendant que le ventilateur tourne et la pression murale est surveillée pendant 12 tours de ventilateur. La valeur efficace (RMS) des fluctuations de pression dans la paroi est illustrée à la figure 3b. A la position la plus proche du carénage, le RMS a sa valeur la plus élevée. À mesure que la distance jusqu'au carénage augmente, la valeur efficace de la pression diminue. Au niveau de la plaque arrière, la valeur de pression RMS est de 5 Pa, soit environ 4 % de la valeur au niveau du carénage (129 Pa).

Machine Translated by Google

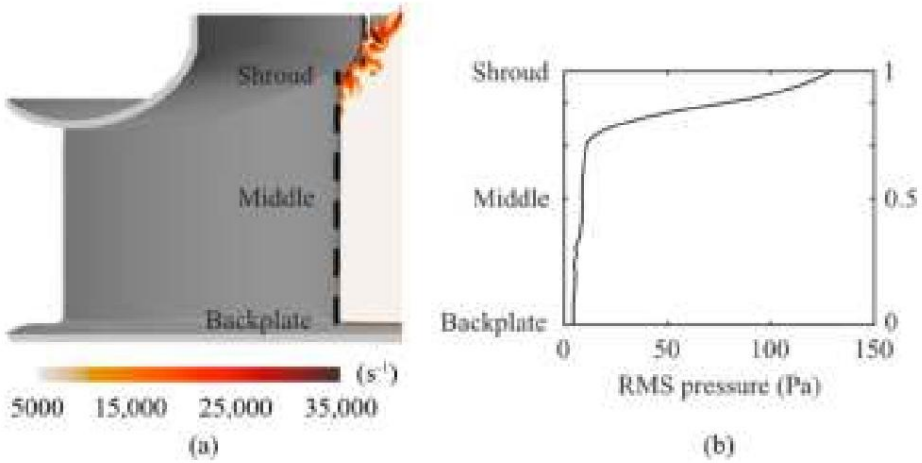


Figure 3. Turbulence au BLE : (a) L'amplitude du tourbillon marque la $\vec{\omega}$ sur une pale. La ligne pointillée noire ligne de surveillance au BLE ; (b) le RMS des fluctuations de pression par rapport à la longueur normalisée le long de la ligne de surveillance.

L'historique temporel de la pression murale au niveau de la ligne de surveillance est illustré à la figure 4. À la position sur le carénage, la pression fluctue avec de grandes amplitudes et des fréquences élevées.
À mesure que la distance par rapport au carénage augmente, les amplitudes des fluctuations de pression diminuent. De petites fluctuations sont observées en position médiane. Au niveau de la plaque arrière, les fluctuations sont presque négligeables.

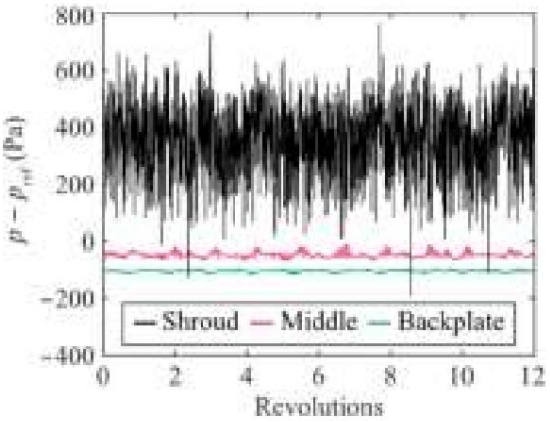


Figure 4. L'historique temporel des fluctuations de pression dans les parois à la Figure 4. L'historique temporel des fluctuations de pression dans les parois à trois endroits le long du BLE.

De plus, une fluctuation périodique des basses fréquences par rapport à la révolution du ventilateur est observée, ce qui a également été trouvé dans [21]. En comparant les trois points de surveillance, les fluctuations à haute fréquence diminuent rapidement avec l'augmentation de la distance par rapport au carénage. La basse fréquence périodique est prédominante en position médiane et au niveau de la plaque arrière.

Sur la base de la densité spectrale de puissance (PSD) filtrée par bande des fluctuations de pression des parois, l'emplacement et l'ampleur des sources de bruit tonal dominantes sont évaluées. Les résultats à la fréquence tonale BPF (326,7 Hz) sont illustrés dans la figure 5. La PSD est calculée à l'aide de la fenêtre de von Hann pour 3000 échantillons par section de signal, ce qui conduit à une résolution en fréquence d'environ 3 Hz. Les sections de signaux ne se chevauchent pas. L'emplacement des fluctuations de pression de paroi les plus élevées se trouve à la même position (le BLE près du carénage) que la région présentant des amplitudes de tourbillon élevées, une valeur RMS à haute pression et la plus grande fluctuation de pression. Par conséquent, l'interaction entre la turbulence entre l'espace d'entrée et le BLE est responsable de la génération de bruit tonal. Cela a également été constaté pour le cas 1 dans une étude précédente [8]. Cette approche est donc retenue lorsque les trois cas sont comparés dans l'analyse suivante.

Machine Translated by Google

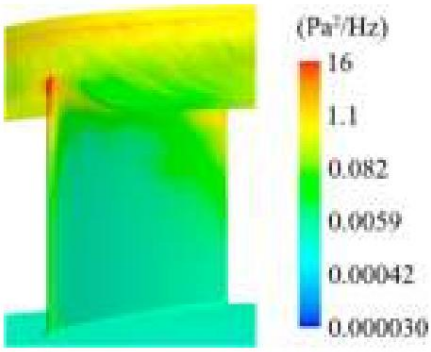


Figure 5. PSD du mur : fluctuations de pression du mur à BPF (326,7 Hz).

(= 101 325 Pa)

5.2. Comparaison des performances des ventilateurs

(= 101 325 Pa)

La pression statique excluant la pression de référence pre f = 101, 325 Pa est affichée le long de la ligne de symétrie axiale pour les trois cas de la figure 6. Tous les cas montrent des amplitudes de pression similaires dans le conduit amont du ventilateur, tandis que des différences sont observées en aval. Le cas 3 a la pression la plus élevée et le cas 2 a la pression la plus basse. La différence dans l'augmentation de pression en aval du ventilateur est uniquement due à la conception de l'espace. Hariharan et Govardhan ont précisé [3] que lorsque la largeur de l'espace est augmentée, les performances aérodynamiques de la pale se détériorent. De plus, lorsque la largeur de l'espace diminue, les performances sont améliorées, comme le montre la figure 6. Selon Lee [20], un espace plus petit améliore l'écoulement lorsqu'il passe d'axial à radial, et améliore également la séparation des flux. conditions au bord de fuite de la pale.

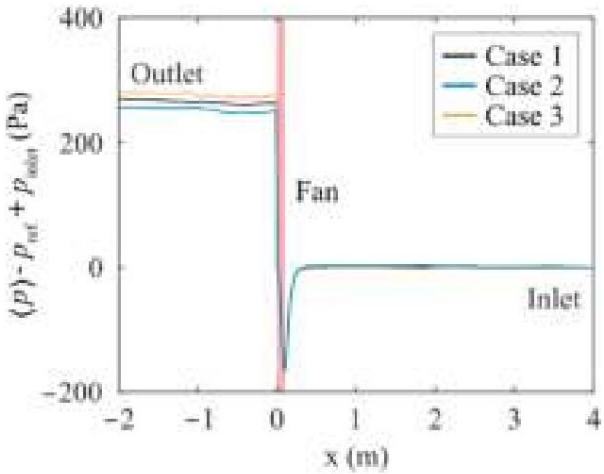


Figure 6. La pression le long de l'axe axial du ventilateur dans le domaine de calcul. Ici, x = −2 correspond à l'emplacement près de la sortie et x = 4 près de l'entrée. L'emplacement du ventilateur est délimité par la zone rouge.

5.3. Comparaison des fluctuations de pression des parois

Les valeurs efficaces des fluctuations de pression au niveau de la ligne de surveillance du BLE (décrites sur la figure 2a) sont illustrées pour tous les cas sur la figure 7a. À la position la plus proche du carénage, la valeur efficace de pression la plus élevée est observée dans tous les cas. Les valeurs RMS des pressions ont le même comportement physique dans les trois cas, et lorsque la distance jusqu'au carénage augmente, les fluctuations de pression diminuent. Du carénage à la plaque arrière, le cas 2 a la valeur efficace de pression la plus basse, et les cas 1 et 3 ont la valeur la plus élevée. Au niveau de la plaque arrière, les boîtiers ont quasiment la même valeur de pression RMS, soit environ 4% de la valeur maximale.

Machine Translated by Google

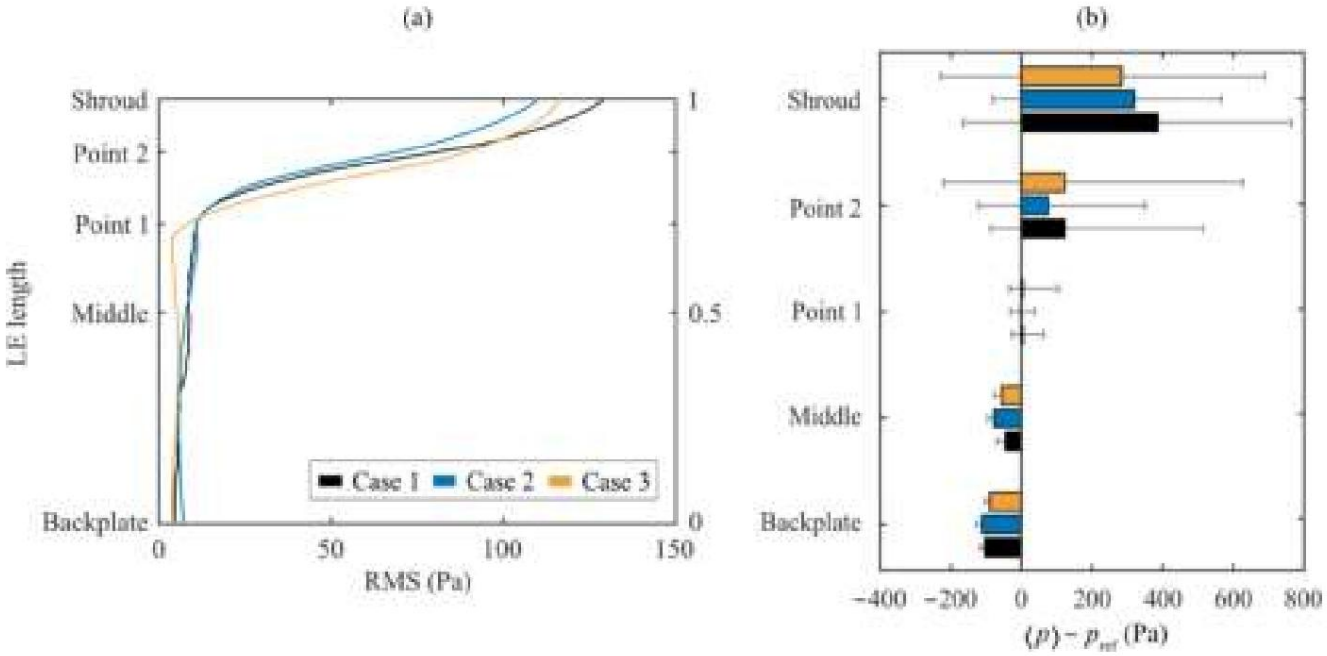


Figure 7. Pression au BLE. (a) Le RMS des fluctuations de pression pendant 12 tours de ventilateur, sur une pale au niveau de la ligne de surveillance ; b) la pression moyenne dans le temps et les barres d'erreur indiquant la pression minimale et maximale.

La moyenne temporelle des pressions de paroi au niveau du BLE est représentée à différentes positions pour tous les cas sur la figure 7b. Les valeurs maximales dans tous les cas se produisent au niveau du carénage, tandis qu'au niveau de la plaque arrière, les valeurs sont négatives. Les amplitudes de pression maximale et minimale (barre d'erreur) sont les plus grandes au niveau du carénage, et elles diminuent lorsque la distance par rapport au carénage augmente dans tous les cas. Au niveau du hauban, le cas 1 présente l'amplitude la plus élevée. Le cas 2 présente les amplitudes les plus faibles à toutes les positions. Au point 2, les fluctuations positives maximales sont supérieures à l'ampleur des fluctuations négatives, et il en va de même dans tous les cas.

La figure 8 montre l'historique temporel de la pression murale pour tous les cas au point 2 pendant 12 périodes de ventilateur. Les lignes pointillées indiquent la valeur moyenne pour chaque cas et, comme l'illustre la figure 7b, elle est la plus basse pour le cas 2. Pour les cas 1 et 3, des fluctuations de pression avec de grandes amplitudes et des fréquences élevées sont observées. Les fluctuations sont également évidentes pour le cas 2, mais les amplitudes sont plus faibles. De plus, une fluctuation périodique des basses fréquences par rapport à la rotation du ventilateur est observée pour le cas 2, qui a également été trouvé dans [21]. Pour les cas 1 et 3, il n'y a pas de fluctuation périodique claire des basses fréquences. Dans tous les cas, les valeurs absolues maximales des fluctuations positives sont supérieures à celles des fluctuations négatives. La raison est due à l'impact du vortex turbulent en amont.

Les contours des magnitudes de vitesse, |vR|, définies dans l'équation (1), dans le plan yz (voir Figure 1) et les lignes de courant (colorées en gris) des vecteurs de vitesse relative dans le plan 1 (emplacement, voir Figure 1a) sont illustré pour tous les cas sur la figure 9. Notez que la composante de vitesse axiale le long de l'axe de rotation du ventilateur est exclue des vecteurs. Pour les cas 1 et 3, il existe des régions avec de grandes amplitudes de vitesse à proximité du carénage. Ces régions apparaissent périodiquement en relation avec les positions des pales. Ces régions ne peuvent pas être observées pour le cas 2.
Cela suggère que l'écoulement près du carénage fluctue fortement en raison des turbulences de l'espace et que le cas 2 présente moins de turbulences au-dessus des pales (près de l'entrée du ventilateur).

$$|vR| = v \overline{} \quad (1)$$

Machine Translated by Google

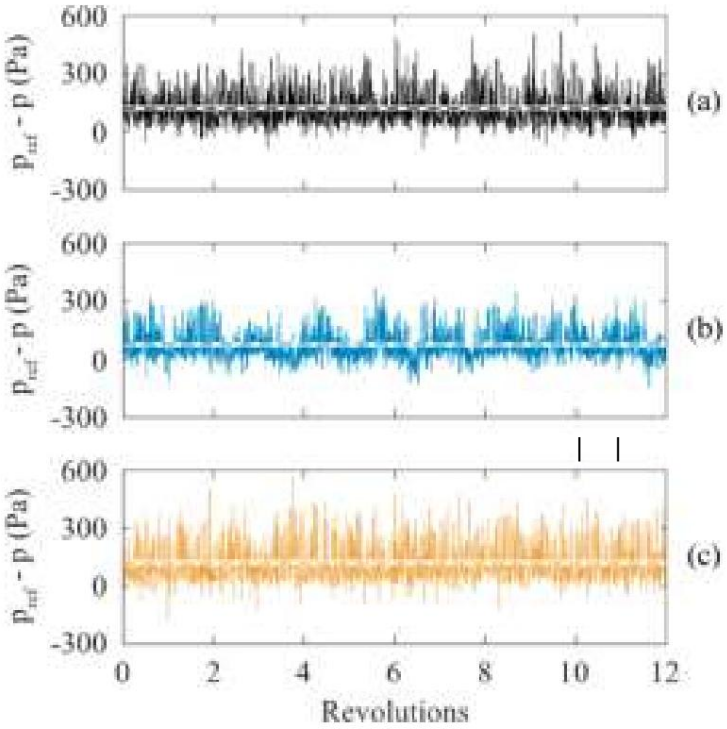


Figure 8. L'historique temporel des pressions sur les parois le long du BLE au point 2 : (a) Cas 1, (b) Cas 2 et (c) Cas 3. Les lignes pointillées indiquent la valeur moyenne pour chaque cas.

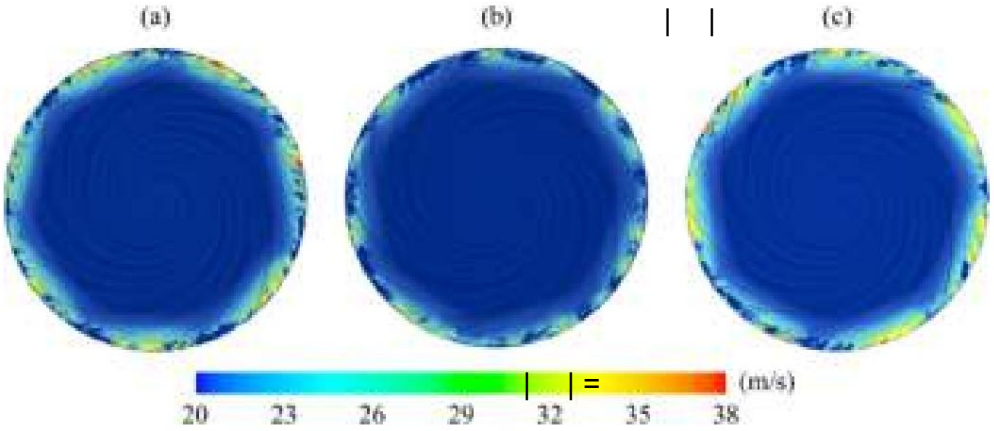


Figure 9. Ampleurs de vitesse instantanée |vR| visualisé dans le plan 1 : (a) Cas 1, (b) Cas 2 et (c) Cas 3.

Dans les études précédentes du cas 1, où la prédiction numérique était comparée à données expérimentales [17,21], il a été montré que le SPL à BPF était le mieux prédit en amont de le ventilateur. Le SPL prédit en amont du ventilateur (micro M1) pour la fréquence tonale Le BPF est comparé entre les cas de la figure 10. Les cas 1 et 3 ont presque le même BPF amplitude. L'amplitude BPF la plus basse correspond au cas 2, où le niveau a diminué de 5,7 dB. par rapport au cas 1. Ces résultats concordent avec les résultats des figures 7 à 9, où le cas 2 avait la pression de paroi la plus faible sur le BLE.

Les cas sont comparés pour leurs performances aérodynamiques et acoustiques dans le tableau 3. L'augmentation de la taille de l'espace réduit le bruit tonal au niveau du BPF et l'augmentation de la pression statique diminue également.

Machine Translated by Google

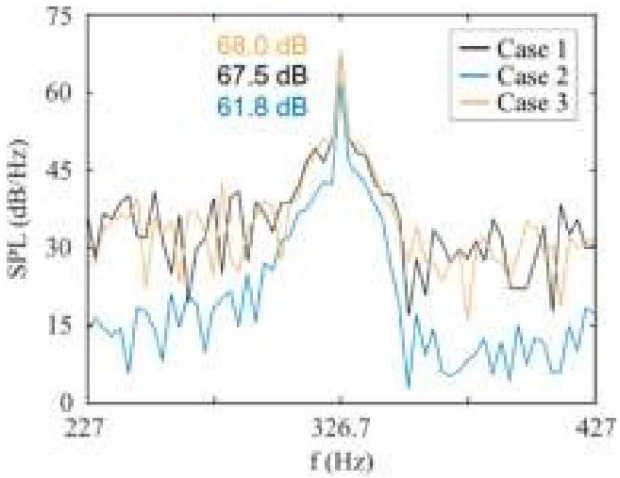


Figure 10. SPL du son en amont du ventilateur. La fréquence tonale BPF = 326,7 Hz. = 326,7

Tableau 3. Performances aérodynamiques et acoustiques.

Caractéristiques comparatives	Cas 1	Cas 2	Cas 3
Largeur de l'espace (mm)	1,5	2.0	1.0
Augmentation de la pression statique (Pa)	268	261	281
SPL à BPF (dB)	67,5	61,8	68,0

Les résultats des fluctuations de pression des parois au BPF sont illustrés pour les trois cas de la figure 11. Ici, seules les magnitudes supérieures à 1,5 Pa2/Hz sont visualisées avec des contours. L'emplacement des fluctuations de pression de paroi les plus élevées se trouve au même endroit (le BLE proche du carénage) pour tous les cas. Les différences sont l'ampleur et la taille de la zone avec une magnitude élevée. Les cas 1 et 3 ont la pression acoustique la plus élevée (voir Figure 10), et ils ont également la plus grande surface et amplitude pour la fréquence tonale. Les emplacements à haute énergie sont cohérents avec les fluctuations de pression des parois indiquées dans Figure 7. L'énergie élevée est causée par l'interaction entre les tourbillons d'entrée et d'espacement associés avec la turbulence de gap et le BLE [8]. Selon Lee [20], cet écart donne lieu à une jet, et l'amplitude de la vitesse de l'air circulant à travers l'espace augmente avec la diminution taille de l'écart. Une vitesse plus élevée conduit à davantage de tourbillons d'entrée-espace qui interagissent avec le BLE, ce qui est également visible dans la figure 11, où les cas 1 et 3 ont une valeur PSD plus élevée pour le BPF par rapport avec le cas 2.

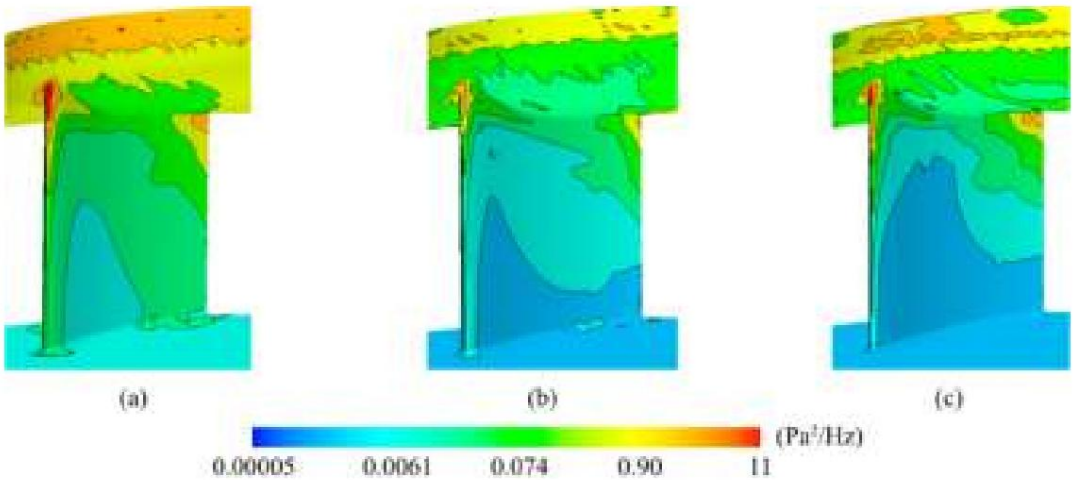


Figure 11. PSD à BPF (326,7 Hz) pour les fluctuations de pression dans les parois : (a) Cas 1, (b) Cas 2 et (c) Cas 3.

Machine Translated by Google

6. Conclusions

Le bruit tonal au niveau du BPF est comparé pour trois tailles d'espace différentes pour un ventilateur centrifuge sans volute. La présente étude est motivée par une étude précédente [8], dans laquelle le flux d'espacement s'est avéré jouer un rôle important dans la génération de bruit tonal. L'écoulement est simulé à l'aide d'une méthode hybride couplant l'IDDES avec la Formulation 1A de Farassat [15].

Des régions avec des amplitudes de tourbillon élevées se trouvent entre le BLE et l'espace et sont attribuées à la turbulence initialisée à partir de l'espace d'entrée. La turbulence se développe le long du carénage et interagit avec le BLE. L'interaction produit une valeur RMS à haute pression au niveau du BLE à proximité du carénage. De plus, la pression au niveau du carénage fluctue à haute fréquence. À mesure que la distance entre l'espace d'entrée et le carénage augmente, la valeur efficace de la pression diminue. En position médiane, seules de légères fluctuations sont observées.

Une analyse spectrale est effectuée pour la pression sur la paroi. Il existe des régions à haute énergie identiques aux endroits où la turbulence de gap évolue et explique l'impact sur le BLE. Cela indique que la turbulence de l'espace domine la génération de bruit tonal au BPF. L'analyse spectrale est ensuite utilisée pour comparer le bruit tonal au niveau du BPF pour trois conceptions d'espacement différentes.

Les trois modèles montrent une tendance similaire de la valeur RMS de pression. La valeur efficace de la pression est la plus élevée au niveau du carénage et décroît lorsque la distance jusqu'à l'espace augmente. De plus, à la position de 20 % de la largeur de la pale par rapport au carénage (point 1 illustré sur la figure 7), la valeur de pression efficace atteint la valeur la plus petite. Le cas 2 présente globalement des amplitudes RMS inférieures à toutes les positions par rapport aux autres cas.

Le cas 2 présente le bruit tonal le plus faible au BPF. Ceci est en accord avec les observations sur les fluctuations de pression. L'analyse spectrale indique également que le cas 2 a la magnitude la plus faible au niveau du BLE proche du carénage par rapport aux autres cas. Selon la présente étude, la plus grande taille d'espace donne le bruit tonal le plus faible au niveau du BPF, et l'augmentation de la pression statique est également la plus faible. La plus petite taille d'espace entraîne le bruit tonal le plus élevé au niveau du BPF et l'augmentation de la pression statique est la plus élevée.

Contributions de l'auteur : MO, conceptualisation, méthodologie, logiciels, analyse, enquête, rédaction – ébauche originale, rédaction – révision et édition, et visualisation ; H.-DY, révision et édition et supervision ; LD, révision et supervision. Tous les auteurs ont lu et accepté la version publiée du manuscrit.

Financement : L'étude a été financée par Swegon Operations AB par le biais d'un doctorat industriel. étudiant. Numéro de subvention : Aucun.

Déclaration de disponibilité des données : Les données qui étayent les conclusions de cette étude sont disponibles auprès de l' auteur correspondant sur demande raisonnable.

Remerciements : Les simulations ont été réalisées sur des ressources fournies par l' Infrastructure nationale suédoise pour l'informatique (SNIC) au C3SE.

Conflits d'intérêts : Swegon Operation finance le présent travail.

Références

1. Berglund, B. ; Lindvall, T. ; Schwela, D. Nouvelles lignes directrices pour le bruit communautaire. Vibration sonore. Monde. 2000, 31, 24-29. [Référence croisée]
2. Azimi, M. Réduction du bruit dans les bâtiments utilisant des matériaux insonorisants. J. Archit. Ing. Technologie. 2017, 6, 198.
3. Hariharan, C. ; Govardhan, M. Effet du jeu d'entrée sur les performances aérodynamiques d'un ventilateur centrifuge. Int. J. Moteurs turboréacteurs 2016, 33, 215-228. [Référence croisée]
4. Wolfram, D. ; Carolus, TH Enquête expérimentale et numérique sur le champ d'écoulement instable et la génération de tonalités dans un environnement isolé turbine de ventilateur centrifuge. J. Son Vib. 2010, 329, 4380-4397. [Référence croisée]
5. Sanjosé, M. ; Moreau, S. Prédiction directe du bruit et contrôle d'un grand ventilateur radial à basse vitesse installé. EUR. J. Mech. 2017, 61, 235-243. [Référence croisée]
6. Pérot, F. ; Kim, MS ; Goff, VL; Carniel, X. ; Goth, Y. ; Chassaignon, C. Optimisation numérique du bruit tonal d'un ventilateur centrifuge arrière utilisant une obstruction de flux. Contrôle du bruit. Ing. J. 2013, 61, 307-319. [Référence croisée]
7. Schaefer, R. ; Boehle, M. Influence de la taille du maillage sur l'aérodynamique et l'aéroacoustique d'un ventilateur centrifuge utilisant la méthode Lattice-Boltzmann. Dans Actes du 23e Congrès international d'acoustique, Aix-la-Chapelle, Allemagne, 9-13 septembre 2019 ; pages 1882-1889.

Machine Translated by Google

8. Ottersten, M. ; Yao, HD; Davidson, L. Bruit tonal d'un ventilateur centrifuge sans volute généré par les turbulences provenant de l'espace d'entrée en amont. Phys. Fluides 2021, 33, 75110. [CrossRef]
9. Shur, ML; Spalart, relations publiques ; Strelets, MK; Travin, AK Une approche hybride RANS-LES avec DES retardés et LES modélisés au mur Capacités. Int. J. Flux de fluide thermique 2008, 29, 1638-1649. [Référence croisée]
10. Ffowcs Williams, JE ; Hawkings, DL Théorie relative au bruit des machines tournantes. J. Son Vib. 1969, 10, 10-21. [Référence croisée]
11. Logiciel Siemens PLM. Guide de l'utilisateur STAR-CCM+ (version 12.04) ; Siemens PLM : Plano, Texas, États-Unis, 2017.
12. Salunkhe, S. ; Fajri, OE ; Bhushane, S. ; Thompson, D. ; O'Dohety, D. ; O'Dohety, T. ; Mason-Jones, A. Validation des prévisions de sillage des turbines marémotrices et analyse du mécanisme de récupération du sillage. J. Mar. Sci. Ing. 2019, 7, 362. [Réf. croisée]
13. Rynell, A. ; Efraimsson, G. ; Chevalier, M. ; Åbom, M. Inclusion de statistiques d'afflux turbulent en amont pour acquérir numériquement les caractéristiques appropriées du bruit du ventilateur ; Document technique SAE 2016-01-1811 ; SAE International : Warrendale, Pennsylvanie, États-Unis, 2016.
14. Rynell, A. ; Chevalier, M. ; Åbom, M. ; Efraimsson, G. Une étude numérique des caractéristiques du bruit provenant d'un ventilateur automobile subsonique. Appl. Acoustique. 2018, 140, 110-121. [Référence croisée]
15. Brentner, KS; Farassat, F. Comparaison analytique de l'analogie acoustique et de la formulation de Kirchhoff pour les surfaces en mouvement. AIAAA J. 1998, 36, 1379-1386. [Référence croisée]
16. Neise, W. Examen des mécanismes de génération de bruit de ventilateur et des méthodes de contrôle. Dans les actes du Fan Noise 1992 International Colloque, Senlis, France, 1er-3 septembre 1992 ; p. 45-56.
17. Ottersten, M. ; Yao, HD; Davidson, L. Simulation instable du bruit tonal d'un ventilateur centrifuge isolé. Dans les actes du Symposium Fan Noise 2018, Darmstadt, Allemagne, 18-20 avril 2018.
18. Baris, O. ; Mendonça, F. CFD de compresseur de turbocompresseur automobile et extension vers l'intégration d'effets d'installation. Dans les actes de l'ASME Turbo Expo 2011 : Power for Land, Sea and Air, Vancouver, BC, Canada, 6-10 juin 2011.
19. Yao, HD.; Davidson, L. ; Eriksson, LE Approches d'analogie intégrale de surface pour prédire le bruit à partir de 3D à faible bruit et à forte portance ailes. Acta Mech. Péché. 2014, 30, 326-338. [Référence croisée]
20. Lee, Y. Impact du débit entre les ventilateurs sur l'aérodynamique de la roue centrifuge. J. Fluides Ing. 2010, 132, 091103. [Réf. croisée]
21. Ottersten, M. ; Yao, HD; Davidson, L. Etude numérique et expérimentale des sources de bruit tonal en sortie d'un ventilateur centrifuge. arXiv 2020, arXiv :2011.13645.