

Echanges convectifs dans un système rotor-stator discoïde : Influence d'une ouverture au centre du stator

Julien PELLÉ*, Souad HARMAND

Université de Lille Nord de France, F-59000 Lille

UVHC, Laboratoire de Mécanique et Énergétique, F-59313 Valenciennes Cedex

* (auteur correspondant : julien.pelle@univ-valenciennes.fr)

Résumé - Ce travail porte sur l'étude expérimentale des transferts de chaleur par convection dans l'entrefer non confiné d'un système rotor stator de technologie discoïde. Les transferts de chaleur convectifs sont déterminés de manière locale en régime permanent sur la surface du rotor grâce à la thermographie infrarouge. Dans cette étude, une ouverture est placée au centre du stator. Une aspiration va alors se produire naturellement du fait de la rotation du rotor, qui dépend de 3 paramètres principaux : le diamètre de l'ouverture, l'espacement entre les deux disques et la vitesse de rotation du rotor. La comparaison des résultats obtenus avec ceux sans ouverture ou dans le cas d'un disque seul, permet de montrer une amélioration des transferts convectifs de manière très localisée.

Nomenclature

D	Diamètre de l'ouverture, m	λ	Conductivité thermique, $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
e	Espace entre rotor et stator, m	ν	Viscosité cinématique, $\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$
F	Facteur de forme	ω	Vitesse de rotation, $\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$
r	Rayon, m	G	Espacement adimensionné
R	Rayon extérieur du rotor, m	Nu_r	Nombre de Nusselt local
T	Température, K	Re	Nombre de Reynolds rotationnel
ε_r	Emissivité du rotor	r^*	Rayon adimensionné
ε_s	Emissivité du stator		

1. Introduction

Ces dernières années, les éoliennes se sont développées puisqu'elles permettent de convertir l'énergie mécanique liée au vent en énergie électrique, sans production de gaz à effet de serre comme le CO_2 . L'optimisation des alternateurs qu'elles embarquent a permis de mettre en évidence la technologie dite « discoïde ». En effet, cette technologie, qui met un disque en rotation face à un disque fixe, permet d'obtenir une forte puissance, même à des vitesses de rotations faibles. Le principal inconvénient est que l'écoulement d'air induit par la rotation de cet alternateur n'est pas toujours suffisant pour un refroidissement optimum de l'installation. C'est pourquoi cette étude s'intéresse à la modification des écoulements et des échanges de chaleur dans l'entrefer compris entre les deux disques. On décide de tester une technique de refroidissement « passive » en plaçant une ouverture au centre du stator, qui va permettre une aspiration d'air frais au sein de l'entrefer.

La rotation d'un disque génère un écoulement tridimensionnel à son voisinage. Von Karman [1] a ainsi mis en évidence la présence d'un écoulement tangentiel dû à l'entraînement du disque. Les efforts centrifuges qui s'exercent alors créent un écoulement radial à la surface du disque. L'éjection de fluide est alors compensée par une aspiration axiale.

Lorsque l'on place un disque fixe face au rotor, on vient modifier cette aspiration axiale. Celle-ci est remplacée par une aspiration centripète à proximité du stator [2]. On a donc une couche limite centripète au stator et une autre centrifuge au rotor. Suivant l'espacement entre les disques, ces couches limites peuvent être jointes, ce qui donne un écoulement de type Couette, ou disjointes, ce qui donne lieu à deux types d'écoulements possibles. On peut observer, notamment lorsque la cavité est fermée, un écoulement de type Batchelor [3] avec un cœur de fluide en rotation, dans lequel les vitesses radiales sont nulles. On peut également avoir un écoulement de type Stewartson [4], c'est-à-dire sans cœur de fluide en rotation. Dans tous ces écoulements possibles, il faut également distinguer les régimes laminaires des régimes turbulents.

Concernant les transferts de chaleur convectifs au rotor [5, 6], ils sont plus élevés pour les régimes turbulents que pour les régimes laminaires pour toutes les configurations d'écoulements précédentes. Cependant, l'ajout d'un stator vient diminuer les échanges convectifs au rotor, lorsque le stator est placé relativement près. Les effets visqueux liés à l'écoulement de Couette diminuent les vitesses dans l'entrefer et les échanges de chaleur. En augmentant l'espacement, si l'écoulement est de type Batchelor les échanges diminuent encore car la présence du cœur de fluide en rotation diminue les contraintes pariétales. Lorsque l'écoulement est de type Stewartson, au fur et à mesure que l'espacement augmente, on retrouve des échanges convectifs proches du disque seul.

Des études relatives à des jets imposés (par le centre du stator) ou des écoulements superposés sont disponibles [2, 7, 8]. En effet, ceux-ci, parce qu'ils viennent fortement modifier les écoulements précédents (en rendant une partie de l'écoulement centrifuge dans l'entrefer dans le cas du jet) et accélérer le renouvellement d'air dans l'entrefer, permettent d'améliorer considérablement les échanges convectifs. Mais ces techniques nécessitent un apport d'énergie. A notre connaissance, une seule étude concerne une aspiration par le centre du stator [5] pour un diamètre d'ouverture très grand. C'est pourquoi nous souhaitons connaître le comportement des échanges convectifs au rotor dans le cas d'une aspiration par une ouverture de faible diamètre au centre du stator.

2. Etude expérimentale

2.1. Description de la maquette

La figure 1 représente le banc expérimental utilisé. La maquette est constituée d'un rotor et d'un stator de même rayon ($R=0,61m$). Le stator comporte une ouverture centrale de diamètre $D=26mm$ dans laquelle on peut placer des obturateurs de manière à avoir une ouverture de $D=10mm$ ou le boucher complètement. L'écartement entre les deux disques est variable de manière à avoir $0,01 < G=e/R < 0,16$. Les mesures sont effectuées sur le rotor qui est un disque composé de 43 mm d'aluminium ($200 W/mK$), sur lequel on a déposé par projection plasma, 2,5 mm de zircone, isolant de conductivité thermique $0,7 W/mK$. Il est ensuite chauffé par sa face arrière à l'aide de lampes infrarouges et est mis en rotation jusqu'à une vitesse de 800 tours par minute, soit $Re=516000$. L'utilisation de l'aluminium sert à homogénéiser la température à l'interface avec l'isolant, mesurée à l'aide de thermocouples limités en nombre par le nombre de voies du collecteur tournant servant à relier ceux-ci à la centrale d'acquisition. L'isolant permet quant à lui de retranscrire les variations de l'échange convectif à sa surface par des variations de température pouvant être mesurées à l'aide d'une caméra infrarouge, à travers un hublot en fluorine disposé dans le stator. La température du stator est mesurée par deux thermocouples.

2.2. Détermination des nombres de Nusselt

Les températures ambiante et à l'interface zircone/aluminium sont mesurées avec des thermocouples de type T. Les températures à la surface refroidie du rotor sont estimées à l'aide d'une caméra infrarouge AGEMA 900. La vitesse de rotation est réglée et donnée par le variateur de fréquence relié au moteur.

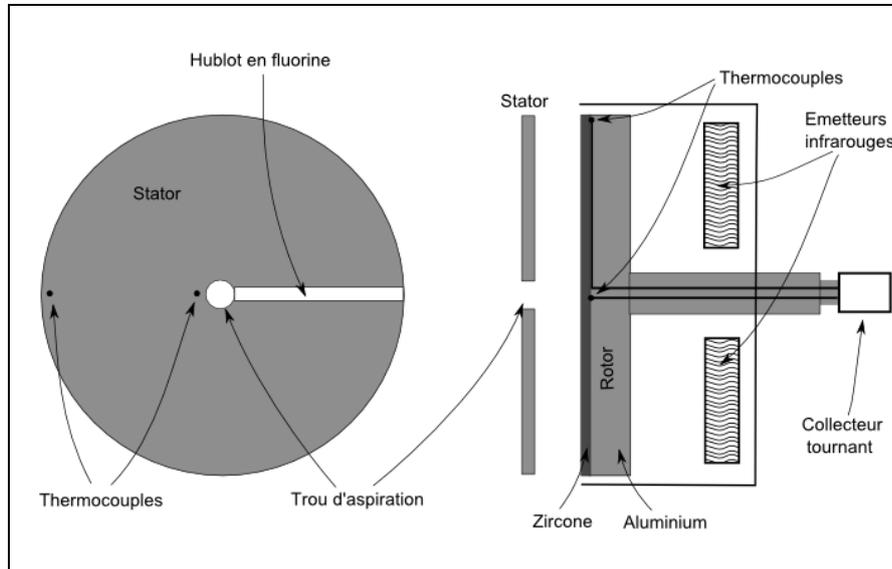


Figure 1 : Schéma du banc d'essais

La résolution numérique de l'équation de la chaleur dans l'isolant nous permet d'obtenir une cartographie des températures à l'intérieur de l'isolant. La prise en compte du flux rayonné entre les deux disques par l'écriture d'un bilan des flux sur la surface du rotor en régime permanent nous permet alors de connaître le flux convectif local sur le rotor, ainsi que le coefficient d'échange convectif h , calculé avec la température ambiante mesurée à l'extérieur de l'entrefer. Cette température sert de référence pour le calcul de toutes les grandeurs thermophysiques de l'air. Le dispositif utilisé nous permet d'effectuer les calculs en supposant les flux de chaleur tangentiels nuls dans l'isolant, tout en prenant en compte les flux radiaux et dans la profondeur de l'isolant. En posant φ_{cd} la densité de flux thermique par conduction dans l'isolant en $z=0$ et F le facteur de forme entre deux disques [9], on obtient alors l'expression du nombre de Nusselt local :

$$Nu_r = \left[\frac{\varphi_{cd} - \varphi_{ray}}{T(r, x=0) - T_\infty} \right] \times \frac{R}{\lambda_{air}} = \frac{\lambda_{zir} \left(\frac{\partial T(r, x)}{\partial x} \right)_{x=0} - \sigma \frac{F \varepsilon_r \varepsilon_s}{1 - F^2 (1 - \varepsilon_r)(1 - \varepsilon_s)} (T(r, x=0)^4 - T_{stator}^4)}{T(r, x=0) - T_\infty} \times \frac{R}{\lambda_{air}}$$

3. Résultats

Dans cette étude, les résultats obtenus avec les deux ouvertures au stator ($D=10$ et $D=26\text{mm}$) sont comparés à des résultats obtenus précédemment sur une configuration de disque seul et de rotor-stator où le stator est entièrement plein [6].

3.1. Nombres de Nusselt moyens

Les figures 2 et 3 présentent les nombres de Nusselt moyens obtenus expérimentalement dans les différents cas. On présente deux nombres de Reynolds distincts, encadrant notre zone d'étude.

On constate que les nombres de Nusselt moyens augmentent avec le nombre de Reynolds rotationnel pour toutes les configurations. La configuration rotor-stator fermé (stator plein) pénalise cependant le refroidissement du rotor comparativement à la configuration de disque seul, comme la littérature l'a déjà démontré. On aurait par contre pu penser que la création d'une ouverture au centre du stator allait favoriser un renouvellement d'air plus rapide dans l'entrefer [5] et engendrer une élévation des transferts convectifs au rotor, ce qui n'est pas le cas. En effet, les cas avec un stator présentant une ouverture donnent des nombres de Nusselt moyens encore plus faibles, quelque soit le diamètre de l'ouverture.

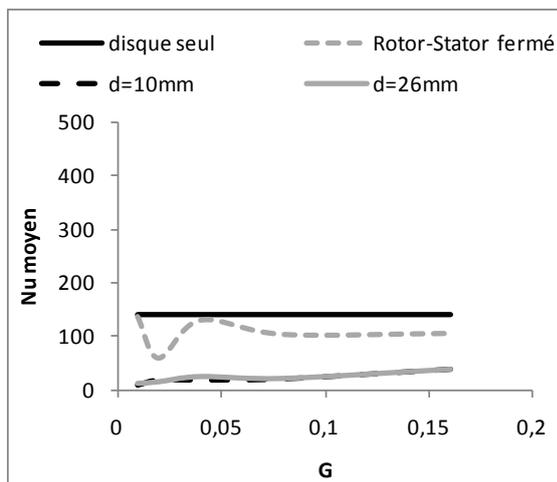


Figure 2 : Nombre de Nusselt moyen en fonction de G pour $Re=129000$.

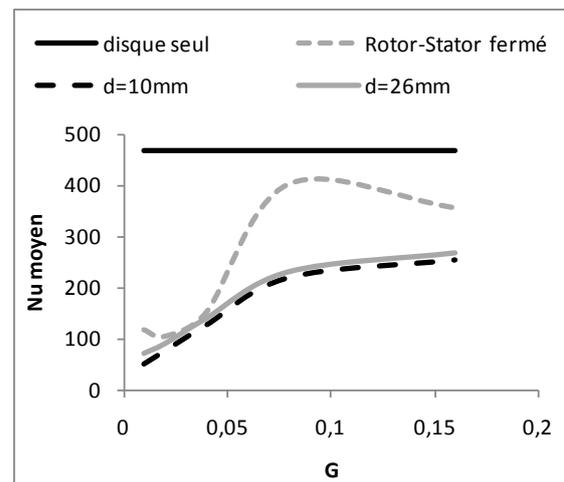


Figure 3 : Nombre de Nusselt moyen en fonction de G pour $Re=516000$.

En ce qui concerne l'influence de l'espacement, on constate globalement que l'augmentation de celui-ci entraîne une hausse des transferts de chaleur convectifs et que les différences avec la configuration de disque seul s'amenuisent quand G croît.

3.2. Nombres de Nusselt locaux

Sur les Figures 4 à 7, les nombres de Nusselt locaux expérimentaux sont tracés en fonction du rayon adimensionné sur le rotor r^* . Chaque graphique est relatif à différents espacements G et différents nombres de Reynolds rotationnels. Chaque courbe correspond quant à elle à une configuration différente (disque seul, rotor-stator fermé ou avec ouverture).

Quels que soient G et Re , on constate que globalement, les échanges obtenus avec un stator (avec ou sans ouverture) sont plus faibles que dans le cas du disque seul. Cela confirme les observations moyennes effectuées précédemment. Les échanges obtenus dans le cas avec ouverture diminuent depuis le centre jusqu'à un certain rayon puis augmentent ensuite vers l'extérieur du rotor. Cette augmentation pour les rayons les plus grands est également présente dans les configurations de disque seul et avec un stator complètement plein.

On peut remarquer qu'avec une ouverture au centre du stator, on peut obtenir des échanges convectifs locaux supérieurs aux configurations de rotor-stator fermé et de disque seul. Ceci se produit à proximité de l'ouverture pour des rayons $r^* < 0,2$. Ceci est visible notamment pour $d=26\text{mm}$. Cette tendance est plus marquée pour l'espacement le plus faible $G=0,01$ et pour la vitesse de rotation (Re) la plus grande. Cette amélioration est nettement moins visible pour le plus petit diamètre $d=10\text{mm}$.

La zone où l'ouverture au stator permet une amélioration des échanges par rapport au disque seul ou la configuration Rotor-Stator fermé, possède une taille décroissante avec l'augmentation de G et paraît peu sensible à une variation de Re pour les cas testés.

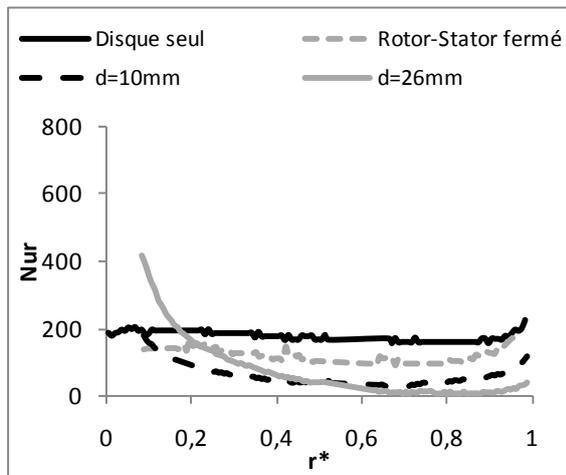


Figure 4 : Nombre de Nusselt locaux pour $G=0,01$ et $Re=258000$

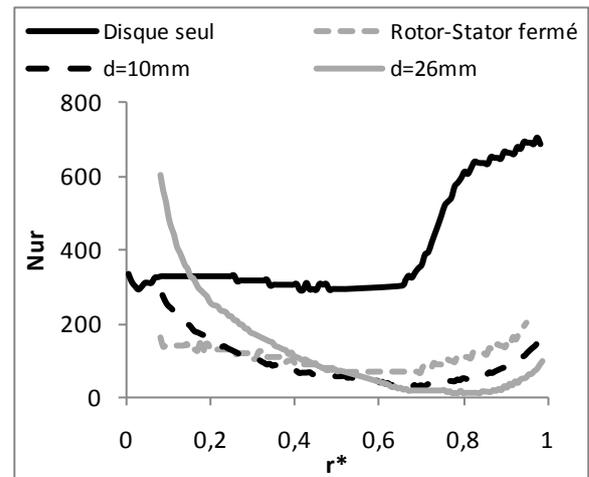


Figure 5 : Nombre de Nusselt locaux pour $G=0,01$ et $Re=516000$

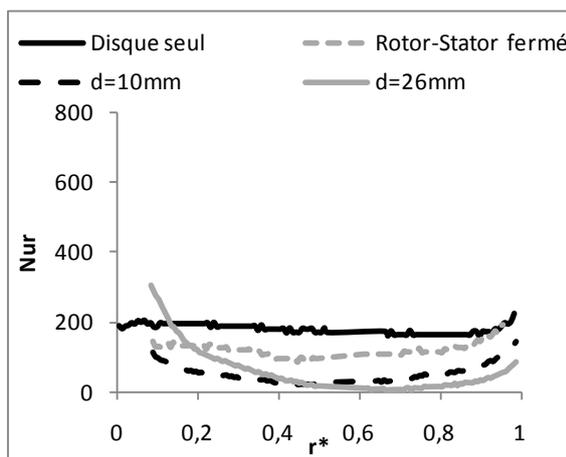


Figure 6 : Nombre de Nusselt locaux pour $G=0,04$ et $Re=258000$

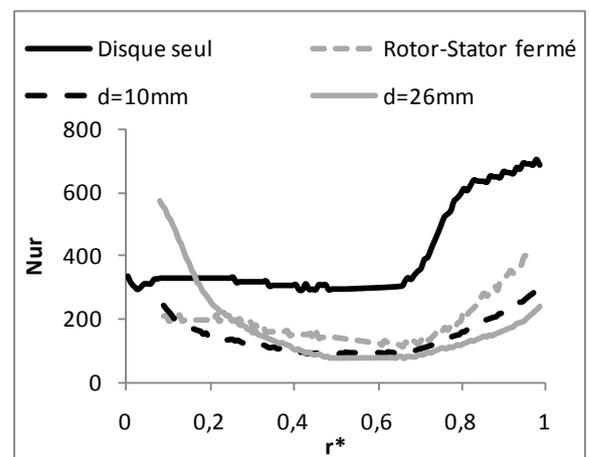


Figure 7 : Nombre de Nusselt locaux pour $G=0,04$ et $Re=516000$

4. Interprétation

Nous avons vu dans la littérature sur les disques en rotation que l'on peut assimiler l'effet du rotor à celui d'une pompe puisque l'éjection de fluide due aux effets centrifuges est compensée par une aspiration. Cette aspiration est axiale quand le disque est seul [1] ou loin d'une surface et elle devient centripète dans le cas d'une configuration rotor-stator fermée [2]. La création d'une ouverture au centre du stator permet au rotor d'aspirer de l'air frais par cette ouverture [5] de manière axiale. Selon les mesures de Boutarfa pour une ouverture plus grande, le débit d'air aspiré augmente avec Re et diminue avec G . De plus, Poncet [8] a montré que pour des débits suffisamment grands et des espacements suffisamment faibles, l'écoulement pouvait devenir localement centrifuge dans toute la largeur de l'entrefer. La modification de l'écoulement dans l'entrefer engendre des changements de nombres de Nusselt. En effet, la transformation d'un écoulement à deux couches limites en écoulement centrifuge s'accompagne d'une augmentation des contraintes pariétales [2]. C'est pour ces

raisons que nous notons une augmentation des coefficients d'échanges locaux à proximité du centre du rotor. Les valeurs obtenues dans la zone centrale du rotor suivent la même évolution que le débit aspiré, c'est-à-dire qu'elles sont plus grandes quand Re augmente et/ou quand G diminue. De plus, on constate que la diminution du diamètre de l'ouverture entraîne une chute des coefficients d'échanges au centre du rotor. La diminution du diamètre entraîne à priori une augmentation des pertes de charges et l'aspiration est alors plus difficile. L'influence de cette aspiration diminue rapidement avec r^* puisque les effets centrifuges augmentent quant à eux rapidement. C'est pourquoi l'augmentation des échanges entraînée par l'ouverture au stator est très localisée à $r^* < 0,2$.

D'autres essais, non présentés ici, montrent que pour $G=0,16$, il n'y a plus d'effets visibles au centre du rotor. L'espacement est alors tel que l'aspiration n'est plus suffisante et l'espacement trop grand pour entraîner un écoulement entièrement centrifuge dans l'entrefer et entraîner une augmentation significative des coefficients d'échanges au centre du rotor.

5. Conclusion

Cette communication présente l'influence d'une ouverture au centre du stator, dans une configuration rotor-stator discoïde, sur les échanges de chaleur convectifs à la surface du rotor. L'intérêt est d'étudier une solution de refroidissement neutre d'un point de vue énergétique. Pour cela, on compare les résultats de l'étude à ceux obtenus pour une configuration rotor-stator sans ouverture et à une configuration de disque seul. On montre alors que la création d'une ouverture au stator permet une entrée d'air frais supplémentaire dans l'entrefer. Même si au niveau moyen, la présence de cette ouverture engendre une chute des transferts de chaleur, on montre localement une augmentation des coefficients d'échanges locaux à proximité de cette ouverture. Pour améliorer les échanges moyens (c'est-à-dire sur tout le rotor), il serait alors intéressant de tester une solution avec plusieurs ouvertures, judicieusement placées suivant r^* , de manière à recréer une augmentation des échanges quand l'ouverture précédente ne tient plus son rôle.

Références

- [1] T. Von Karman. Uber laminar und turbulente reibung. *Math. Mech.*, 1, 244–252 (1921).
- [2] J.M. Owen, M.H. Rogers. *Flow and Heat Transfer in rotating disk systems*, Research Studies Press Ltd, 1 (1989).
- [3] G.K. Batchelor. Note on a class of solutions of the navier-stokes equations representing steady rotationally-symmetric flow, *Appl. Math.*, 5, 29–41 (1951).
- [4] K. Stewartson. On the flow between two rotating coaxial disks. *Camb.Phil. Soc.*, 49, 333–341(1953).
- [5] R. Boutarfa, S. Harmand. Local convective heat exchanges and flow structure in a rotor-stator system. *Int. J. Thermal Sciences*, 42 (12), 1129-1143 (2003).
- [6] J. Pellé, S. Harmand, Heat transfer measurements in an opened rotor stator system air gap. *Experimental Thermal and Fluid Sciences*, 31, 165–180, (2007).
- [7] M. Angioletti, R.M. Di Tommaso, E. Nino, G. Ruocco. Simultaneous visualization of flow field and evaluation of local heat transfer by transitional impinging jets. *Heat and Mass Transfer*, 46, 1703–1713 (2003).
- [8] S. Poncet, Schiestel R. Numerical modeling of heat tranfer and fluid flow in rotor-stator cavities with throughflow. *Inter. J. Heat and Mass Transfer*, 50, 1528–1544 (2007).
- [9] G. Ritoux, Evaluation numérique des facteurs de forme, *Phys Appl.*, 17, 503–515 (1982)