

PII: S0017-9310(97)00317-7

# Analyse expérimentale des transferts de chaleur en espace annulaire étroit et rainuré avec cylindre intérieur tournant

M. BOUAFIA, Y. BERTIN et J. B. SAULNIER

Laboratoire d'Etudes Thermiques, UMR-C.N.R.S. No. 6608, ENSMA, BP 109, 86960 Futuroscope Cedex, France

et

P. ROPERT

Département Transferts Thermiques et Aérodynamique EDF/DER, 78401 Chatou Cedex, France

(Reçu 3 octobre 1996 et sous forme finale 11 juin 1997)

**Abstract**—On présente les résultats expérimentaux de transferts de chaleur en espace annulaire avec ou sans écoulement axial, entre un cylindre intérieur tournant chauffé et un cylindre extérieur fixe refroidi. Deux configurations géométriques sont analysées : les surfaces des cylindres sont toutes les deux lisses, ou la paroi mobile est lisse et l'autre est rainurée axialement. Les résultats en écoulement de rotation sans débit axial témoignent de l'intérêt de la présence des rainures et d'un transfert accru à mesure que la vitesse augmente. En présence d'un débit axial d'air, nos investigations menées en régime turbulent montrent que la situation d'entrefer lisse est plus favorable aux transferts convectifs à la paroi du rotor. © 1998 Elsevier Science Ltd.

## 1. INTRODUCTION

L'optimisation des performances des machines tournantes tels que les moteurs électriques nécessite en particulier d'améliorer la caractérisation des transferts convectifs en espace annulaire, entre le rotor, siège d'importantes dissipations d'origine électromagnétique, et un écoulement d'air dans l'entrefer résultant de l'entraînement en rotation et de l'effet du travail d'un ventilateur. De plus, pour certaines technologies, la présence de rainures axiales où logent les bobinages de fils de cuivre peut notablement modifier le comportement dynamique et thermique de l'écoulement. L'impact de ces rainures sur les transferts thermiques doit, par conséquent, être mieux évalué.

Depuis les premiers travaux de Taylor [1], l'étude de la stabilité de l'écoulement et des phénomènes de transferts de chaleur dans un espace annulaire lisse, en l'absence de débit axial, a fait l'objet de nombreux travaux tant théoriques qu'expérimentaux. Deux revues bibliographiques concernant les principaux travaux à ce sujet ont été publiées par Di Prima et Swinney [2] et par Maron et Cohen [3]. Il ressort principalement, qu'au delà d'une valeur critique de la vitesse de rotation, des structures contrarotatives superposées à l'écoulement de Couette augmentent notablement les transferts entre les parois [4, 5].

En écoulement de rotation combiné à un débit axial, peu de travaux ont été consacrés à l'analyse de ces

phénomènes, principal sujet de la présente étude. Gazley [6] a été le premier à s'intéresser à un entrefer étroit résultant de plusieurs configurations différentes de parois lisses ou rainurées au rotor ou au stator, la paroi tournante étant chauffée et la paroi fixe refroidie. Généralement, le cas le plus abordé est celui d'un entrefer lisse où l'une des parois est chauffée et l'autre isolée [7–10]. Les dispositifs utilisés par Kuzay et Scott [7] ainsi que par Pfitzer et Beer [8] présentent une paroi fixe chauffée, tandis que Grosgeorges [9], Childs et Turner [10] ont retenu une configuration où la paroi tournante est chauffée. Parmi toutes ces études, ces derniers travaux [10] ont trait à un espace annulaire large, et correspondent donc à des valeurs des nombres de Reynolds et de Taylor très élevées par rapport à toutes les références actuellement disponibles. En espaces annulaires rainurés, nous ne disposons que de très peu de résultats, et relatifs pour la plupart au cas sans débit axial [11–13]. En écoulement combiné, citons les travaux de Lee *et al.* [14] qui ont analysé les transferts dans la zone d'entrée de l'espace annulaire en exploitant une analogie entre transfert de chaleur et de masse (sublimation du naphthalène), ainsi que ceux de Gardiner *et al.* [15] qui, en opérant sur un entrefer rainuré au rotor, ont utilisé l'eau comme fluide de travail et mené leurs expériences pour trois valeurs du nombre de Prandtl.

Dans le cadre du présent travail, l'étude est effectuée pour deux entrefers étroits et longs : l'un est de type

NOMENCLATURE	
<p><math>A</math> section de l'espace annulaire [m<sup>2</sup>]  <math>b</math> largeur équivalente de l'entrefer rainuré, <math>A/(2\pi R_1)</math> [m]  <math>D_1</math> diamètre extérieur du rotor [m]  <math>D_2</math> diamètre intérieur du stator [m]  <math>d_H</math> diamètre hydraulique [m]  <math>e</math> largeur de l'entrefer, <math>R_2 - R_1</math> [m]  <math>F_g</math> facteur géométrique  <math>l_R</math> longueur du rotor [m]  <math>N</math> vitesse de rotation [tr/mn]  <math>\frac{Nu}{D}</math> nombre de Nusselt local  <math>\frac{Nu}{L}</math> nombre de Nusselt moyen  <math>Nu_0</math> nombre de Nusselt moyen en écoulement axial sans rotation  <math>Nu_{R-S}</math> nombre de Nusselt entre rotor et stator  <math>pr</math> profondeur de la rainure [m]  <math>P_{el}</math> puissance électrique [W]  <math>R_1</math> rayon extérieur du rotor [m]  <math>R_2</math> rayon intérieur du stator [m]  <math>R_m</math> rayon logarithmique moyen basé sur <math>e</math>, <math>e/\ln(R_2/R_1)</math> [m]  <math>R_{mb}</math> rayon logarithmique moyen basé sur <math>b</math>, <math>b/\ln((R_1 + b)/R_1)</math> [m]  <math>Re_a</math> nombre de Reynolds axial, <math>V_a d_H/\nu</math>  <math>Re_{eff}</math> nombre de Reynolds effectif, <math>V_{eff} d_H/\nu</math>  <math>Re_t</math> nombre de Reynolds tangentiel, <math>V_t d_H/\nu</math></p>	<p><math>S_m</math> surface moyenne d'échange, <math>2\pi R_{mb} l_R</math> [m<sup>2</sup>]  <math>Ta</math> nombre de Taylor, <math>\omega^2 R_1^4 (d_H/2)^3/\nu^2</math>  <math>Ta_m</math> nombre de Taylor modifié, <math>\omega^2 R_m e^3/\nu^2(1/F_g)</math>  <math>T_m</math> température de mélange locale [°C]  <math>T_p</math> température de paroi locale [°C]  <math>\bar{T}_p</math> température moyenne de paroi [°C]  <math>V_a</math> vitesse axiale [m s<sup>-1</sup>]  <math>V_{eff}</math> vitesse effective, <math>(V_a^2 + \alpha V_t^2)^{0.5}</math> [m s<sup>-1</sup>]  <math>V_t</math> vitesse tangentielle, <math>\omega R_1</math> [m s<sup>-1</sup>]  <math>z</math> position axiale dans l'espace annulaire.</p> <p>Symboles grecs  <math>\alpha</math> coefficient de pondération  <math>\lambda_m</math> conductivité thermique [W m<sup>-1</sup> °C<sup>-1</sup>]  <math>\nu</math> viscosité cinématique [m<sup>2</sup> s<sup>-1</sup>]  <math>\phi_{conv}</math> flux convecté au rotor [W]  <math>\phi_{flasque}</math> flux conduit vers les flasques [W]  <math>\phi_{rad}</math> flux radiatif [W]  <math>\varphi_p</math> densité de flux convecté à la paroi [W m<sup>-2</sup>]  <math>\omega</math> vitesse de rotation [rad s<sup>-1</sup>].</p> <p>Indice  <p style="margin-left: 20px;"><math>p</math> paroi (<math>p = R</math> au rotor, <math>p = S</math> au stator).</p> </p>

lisse, l'autre est caractérisé par la présence de rainures profondes situées sur la paroi externe fixe et dont la section de passage est équivalente à celle de la zone annulaire. Le rôle des rainures sur les transferts de chaleur est analysé pour les deux situations d'écoulement avec et sans débit d'air axial pour ainsi comparer ces deux géométries. La paroi interne est mobile et sa vitesse de rotation peut atteindre 6000 tr/mn ce qui correspond à une valeur du nombre de Taylor de  $4.8 \times 10^7$ . En présence de débit axial, l'écoulement est turbulent et caractérisé par des nombres de Reynolds pouvant atteindre les valeurs de  $3.1 \times 10^4$  en configuration lisse et  $1.7 \times 10^4$  en configuration rainurée.

## 2. DISPOSITIF EXPERIMENTAL ET MOYENS DE MESURE

Nous présentons la maquette proprement dite, son environnement de métrologie ainsi que la procédure générale d'exploitation des informations acquises.

### 2.1. Présentation de la maquette

La maquette (Fig. 1) schématise deux sous-ensembles actifs : un rotor et un stator. Elle est constituée de deux cylindres coaxiaux en acier inoxydable, le cylindre extérieur étant fixe et le cylindre intérieur

tournant. Cette maquette est destinée à mesurer les flux de chaleur convectés entre les parois bordant l'entrefer et l'air qui y circule. Un schéma de l'installation est présenté en Fig. 2. Le rotor est un tube de diamètre extérieur de 280 mm. Il est lui-même composé de deux cylindres concentriques entre lesquels sont disposées des résistances électriques assurant une densité surfacique de flux généré uniforme, correspondant à une puissance globale pouvant varier de 0 à 21 kW ( $\pm 1\%$ ). La surface intérieure du rotor est isolée à l'aide d'une couche de liège. Les flasques latéraux du rotor sont conçus de manière à limiter les pertes par conduction axiale (dépôt isolant sur les surfaces de contact et réduction de celles-ci par usinage de lamages). Ainsi et suivant les points de fonctionnement pratiqués, entre 5.5 et 10% de la puissance de chauffage est conduite vers ces flasques en situation d'écoulement combiné. La présence de ces dernières réduit la zone de chauffage de 18 mm et à l'entrée à la sortie du canal de l'entrefer. Un moteur à courant continu et à vitesse variable comprise entre 0 et 6000 tr/mn permet l'entraînement du rotor par l'intermédiaire d'un accouplement mécanique.

Deux stators différents ont été utilisés. Le premier est lisse de diamètre intérieur 293 mm. Le second est pourvu de 48 rainures axiales de profondeur,  $pr = 15$

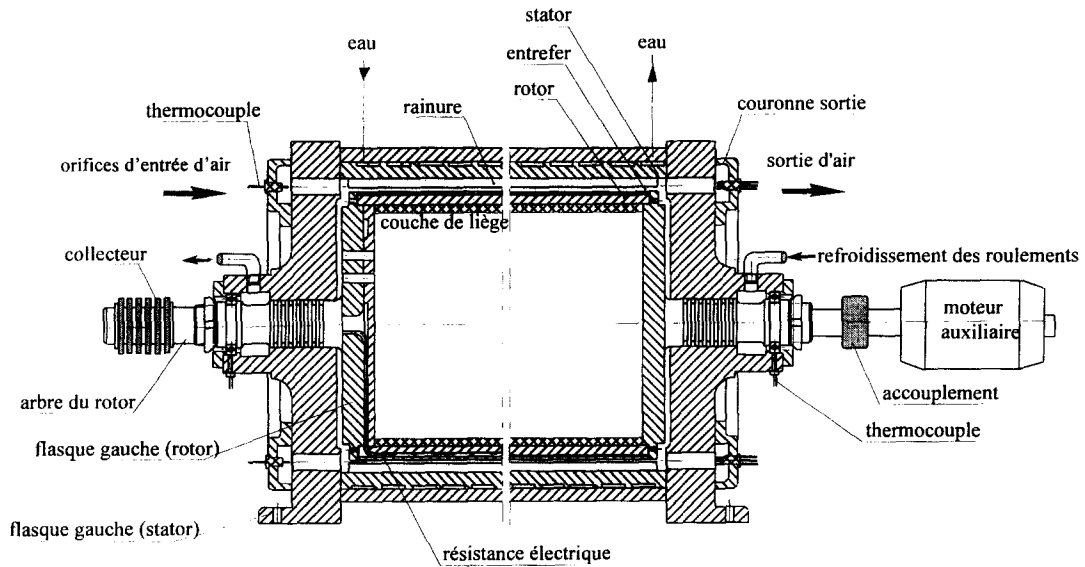


Fig. 1. Coupe axiale de la maquette.

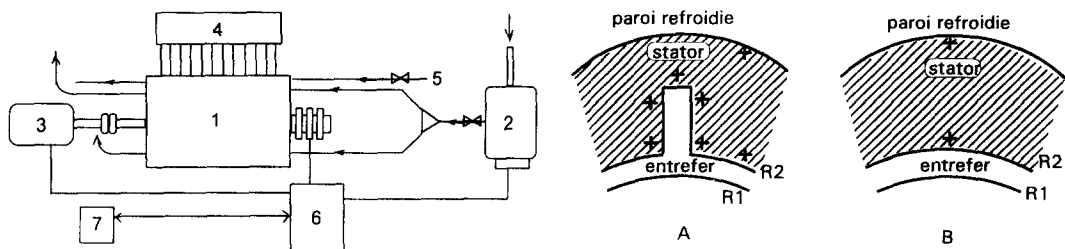


Fig. 2. Schéma du dispositif expérimental et de la géométrie des deux entrefers: 1, maquette thermique; 2, ventilateur; 3, moteur d'entraînement; 4, détection infrarouge; 5, circuit d'eau de refroidissement; 6, armoire de puissance électrique; 7, baie de contrôle; +, positions des thermocouples dans le stator: (A) rainuré, (B) lisse.

mm, et de largeur,  $l = 8.3$  mm. Son diamètre intérieur est de 290 mm. Les deux entrefers analysés présentent un diamètre hydraulique identique vis à vis de l'écoulement axial,  $d_H = 13$  mm. Ces stators sont refroidis à leur périphérie au moyen d'une circulation d'eau guidée dans une rainure hélicoïdale. Le débit d'eau de refroidissement peut atteindre 0.5 kg/s. Les orifices dont est pourvu le flasque gauche du stator guident l'air à l'entrée de l'entrefer. Ceci permet d'obtenir une distribution de vitesse relativement uniforme et non perturbée par la rotation des différents organes du rotor. Les principales caractéristiques des deux entrefers étudiés figurent dans le Tableau 1.

## 2.2. Moyens de mesure

Pour accéder à l'évolution axiale de la température de surface du rotor, une chaîne de mesure composée d'un détecteur infrarouge et de 12 fibres optiques a été développée. Les fibres en verre fluoré, de 200  $\mu\text{m}$  de diamètre, sont reliées au détecteur I.R. par l'intermédiaire d'un multiplexeur optique contrôlé en température. Elles présentent une bande passante

Tableau 1. Caractéristiques principales des entrefers

	Cas lisse	Cas rainuré
Diamètre extérieur du rotor, $D_1$	280 mm	280 mm
Diamètre intérieur du stator, $D_2$	293 mm	290 mm
Largeur de l'entrefer, $e$	6.5 mm	5 mm
Longueur de l'entrefer, $l$	640 mm	640 mm
Longueur du rotor, $l_R$	604 mm	604 mm
Rapport de forme, $l/d_H$	49.2	49.2
Rapport des rayons, $R_1/R_2$	0.956	0.965
Rapport $e/R_m$	0.045	0.035
Nombre de rainures	—	48
Profondeur d'une rainure, $p'$	—	15 mm
Largeur d'une rainure	—	8.3 mm

telles qu'elles peuvent être considérées schématiquement comme transparentes en dessous d'une longueur d'onde de 5  $\mu\text{m}$  et opaques au delà. Les fibres traversent le stator par des orifices situés sur une même génératrice. Elles ont été étalonnées individuellement au moyen d'un corps noir et des relations

ont été établies afin d'apporter une correction aux mesures, pour tenir compte des propriétés d'émissions des parois de l'entrefer, des multiréflexions mises en jeu entre le rotor et le stator, et de la transmission propre de chacune des fibres. La surface du rotor est revêtue d'une couche de dioxyde de Titane de 0.5 mm favorisant la mesure des températures au rotor par voie radiative; son émissivité mesurée est de 0.8 ( $\pm 6\%$ ). Celles des stators lisse et rainuré valent respectivement 0.25 et 0.45 ( $\pm 10\%$ ), la différence résultant du procédé de fabrication.

On dispose de 122 thermocouples cuivre-constantan pour la mesure des températures au voisinage des parois du stator rainuré, répartis sur onze sections selon l'axe et suivant trois génératrices. A une cote axiale donnée, on relève cinq températures autour de la rainure, la température au voisinage de l'entrefer et la température à proximité de la paroi refroidie. Dans le stator lisse, les mesures sur une section sont effectuées au voisinage de la paroi côté entrefer d'une part, et de la paroi refroidie d'autre part (Fig. 2). La dispersion entre les différents thermocouples a été chiffrée à  $\pm 0.4^\circ\text{C}$ , lors des essais préliminaires effectués sur la maquette et prise en compte lors des mesures. La température de l'eau est mesurée au moyen de deux thermocouples placés en entrée et en sortie du circuit d'eau de refroidissement. Les températures moyennes d'entrée et de sortie d'air sont données par quatre thermocouples régulièrement espacés sur la couronne d'entrée et par 12 sur la couronne de sortie. On contrôle également la température au voisinage des roulements au moyen de deux thermocouples.

Pour l'ensemble des essais avec écoulement axial, la température de l'air en entrée est sensiblement voisine de  $40 \pm 2^\circ\text{C}$ . Cette température est toujours supérieure à celle du stator. Ainsi, le flux de chaleur sera toujours cédé au stator sur toute la longueur de celui-ci. Dans cette configuration d'écoulement combiné, l'élévation de la température moyenne de l'air se situe entre 5 et  $35^\circ\text{C}$ , entre l'entrée et la sortie de l'entrefer. Le débit

volume d'air mesuré par un débitmètre à diaphragme peut varier entre 0 et  $0.25 \text{ m}^3/\text{s}$  à  $\pm 2\%$  aux conditions de pression et de température de travail. La vitesse de rotation est mesurée au moyen d'un variateur de vitesselié au moteur d'entraînement. La qualité de la mesure pour les vitesses élevées a été vérifiée par un appareil optoélectronique. Pour les faibles vitesses, inférieures à 80 tr/mn, les mesures sont effectuées par observation directe à l'aide d'un chronomètre. L'erreur maximum sur la vitesse est estimée à  $\pm 2\%$ .

Outre les incertitudes liées aux mesures, les dimensions de la maquette sont déterminées avec une tolérance de  $\pm 0.2 \text{ mm}$ . Elle est de  $\pm 0.05 \text{ mm}$  pour le diamètre hydraulique. Les nombres adimensionnels qui caractérisent l'écoulement sont par conséquent évalués avec les précisions suivantes:  $Re_a \pm 2.4\%$ ,  $Re_r \pm 2.4\%$  et  $Ta \pm 5.1\%$ .

Trois grandeurs peuvent varier indépendamment lors de nos essais: La vitesse de rotation du cylindre intérieur, la puissance de chauffage électrique et éventuellement le débit d'air de refroidissement dont dépend la température du rotor. Pour tous les essais pratiqués, la température moyenne à la surface du rotor est maintenue à  $137 \pm 4^\circ\text{C}$ . A titre d'illustration, nous donnons en Fig. 3 la distribution axiale de la température de surface du rotor en situation d'écoulement de Couette-Taylor et en Fig. 5, celle relative à la situation d'écoulement combiné. On peut déjà noter l'influence de la conduction axiale de la chaleur vers les flasques.

### 2.3. Principe de l'exploitation

Les températures mesurées au stator d'une part, et celles mesurées au rotor, sur les flasques, aux paliers et le flux de chaleur injecté au rotor d'autre part, sont traités comme conditions aux limites dans deux modèles numériques nodaux simulant séparément les transferts conductifs au stator et au rotor. Les résultats fournis par ces modèles, après simulation, per-

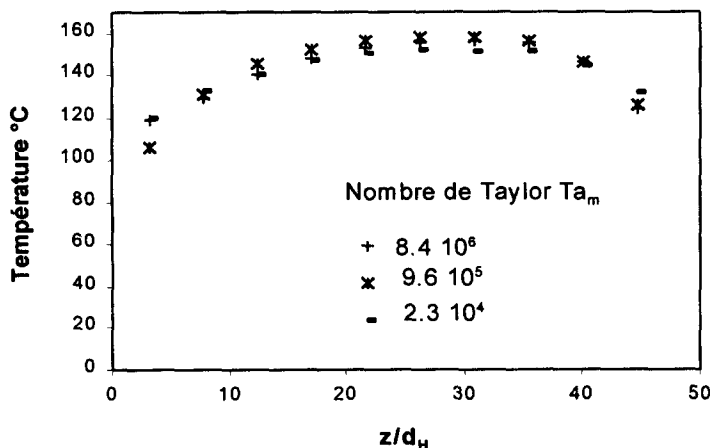


Fig. 3. Profils axiaux de température de surface du rotor en écoulement de Couette-Taylor. Situation d'entrefer lisse.

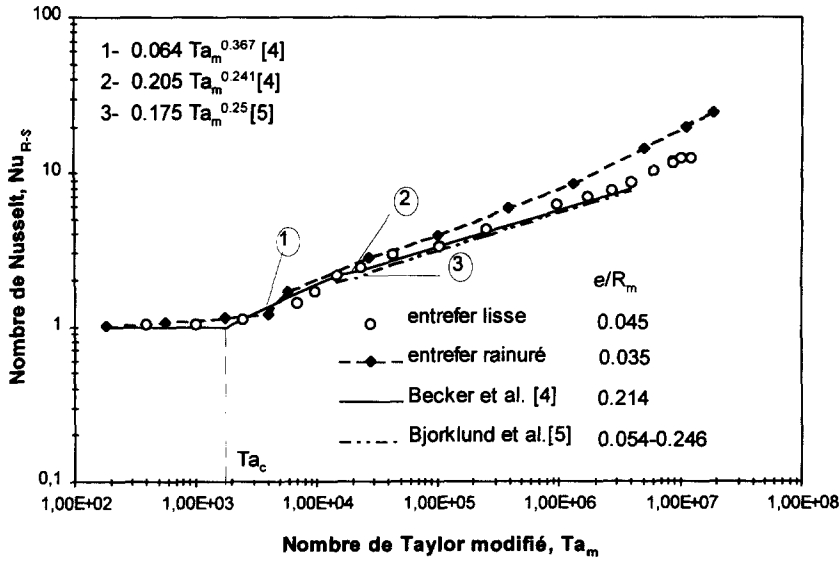


Fig. 4. Influence de la vitesse de rotation sur le nombre de Nusselt global. Comparaison entre entrefer lisse et entrefer rainuré en absence de débit axial.

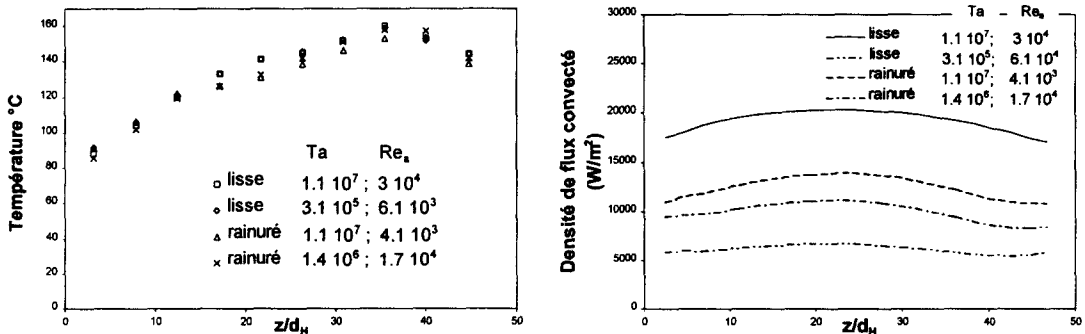


Fig. 5. Profils axiaux de température et de densité de flux de chaleur convecté à la paroi du rotor. Cas d'écoulement avec débit axial.

mettent d'accéder, en particulier, aux densités surfaciques locales de flux de chaleur conduit vers les parois de l'entrefer. Après avoir calculé le flux radiatif, le flux de chaleur convecté déduit (différence entre le flux conduit et le flux rayonné), permet d'accéder par voie de bilan à la température de mélange locale de l'air, puis à l'évaluation des nombres de Nusselt locaux entre le rotor ou le stator et l'air dans l'entrefer.

**3. RESULTATS EN SITUATION D'ÉCOULEMENT SANS DÉBIT AXIAL**

**3.1. Paramètres descriptifs**

En absence d'écoulement axial, le nombre de Nusselt global,  $Nu_{R-S}$ , caractérisant les transferts convectifs entre le rotor et le stator est corrélé avec le nombre de Taylor modifié,  $Ta_m$ , défini par :

$$Ta_m = \frac{\omega^2 R_m e^3}{\nu^2} (1/F_g)$$

$\omega$  étant la vitesse angulaire du rotor,  $e$  la largeur de l'entrefer,  $R_m$  le rayon logarithmique moyen bâti ici sur  $e$  ( $R_m = e/\ln(R_2/R_1)$ ) et  $F_g$  un facteur géométrique qui tend vers 1 en entrefer étroit, donné par l'expression [4] :

$$F_g = (\pi^4/1697P)((R_1 + R_2)/2R_1)$$

avec :

$$P = 0.0571(1 - 0.652(e/R_1)) + 0.00056(1 - 0.652(e/R_1))^{-1}$$

Le nombre de Nusselt,  $Nu_{R-S}$ , est basé sur l'écart de température moyenne entre le rotor et le stator :

$$Nu_{R-S} = \frac{\phi_{conv} e}{S_m (\bar{T}_R - \bar{T}_S) \lambda_m}$$

$\phi_{conv}$  figure le flux de chaleur convecté au rotor, calculé ici à partir de la relation :  $\phi_{conv} = P_{cl} - \phi_{rad} - \phi_{flasque}$ .  $S_m$

est la surface d'échange moyenne de l'espace annulaire exprimée à partir du rayon logarithmique moyen qui est donné par  $R_m = e/\ln(R_2/R_1)$  en entrefer lisse. En situation d'entrefer rainuré, ce rayon est déterminé après avoir défini une largeur équivalente de l'entrefer,  $b$ , incluant les rainures ( $b = A/2\pi R_1$ ), et il devient  $R_{mb} = b/\ln((R_1 + b)/R_1)$ . Nous avons retenu cette expression compte tenu du caractère étroit de l'entrefer, du nombre de rainures (48) et de leur paramètre de forme ( $h/l = 1.8$ ) importants.

Dans la littérature, diverses définitions du nombre de Nusselt sont adoptées pour ces géométries, retenant des choix différents de la largeur caractéristique et surtout de la surface moyenne d'échange, ce qui rend difficile la comparaison des résultats des différents auteurs. Cette surface peut, en effet, être calculée à partir soit du rayon moyen  $(R_1 + R_2)/2$  de l'espace annulaire [12], soit du rayon de la paroi lisse ( $R_1$  ou  $R_2$ ) [13], ou encore bâtie sur un rayon moyen  $(R_1 - pr/2)$  dans le cas d'un rotor rainuré [15]. Notre définition de ce rayon est analogue à celle adoptée par Lee *et al.* [14] pour caractériser les transferts en entrefer rainuré.

Pour ces essais, la part des échanges radiatifs entre les parois du rotor et du stator,  $\phi_{rad}$ , varie de 21 à 3% lorsque le nombre de Taylor augmente de  $10^3$  à  $2 \times 10^7$ . L'erreur sur le nombre de Nusselt global est estimée à  $\pm 10\%$ .

### 3.2. Analyse des résultats expérimentaux

Les résultats des essais effectués en entrefer lisse, sans débit axial, sont comparés avec ceux de la littérature. Nos résultats expérimentaux, la corrélation de Becker et Kaye [4] et celle de Bjorklund et Kays [5] sont portés sur la Fig. 4 en termes de variation du nombre de Nusselt global en fonction du nombre de Taylor modifié. Sur cette figure, on constate la bonne concordance entre l'ensemble de ces résultats. La première transition entre le régime de conduction pure ( $Nu_{R-S} = 1$ ) et la régime laminaire avec tourbillons se situe pour une valeur critique du nombre de Taylor proche de 1800 dans notre situation. En écoulement laminaire avec tourbillons correspondant à des valeurs de  $Ta_m$  comprises entre  $Ta_c$  et  $4 \times 10^6$ —limite supérieure d'application des corrélations de ces auteurs—nous retrouvons les évolutions du nombre de Nusselt avec un écart maximum de 11% [4]:

$$Nu_{R-S} = 0.064Ta_m^{0.367} \quad \text{pour } 1800 < Ta_m < 10^4,$$

et

$$Nu_{R-S} = 0.205Ta_m^{0.241} \quad \text{pour } 10^4 < Ta_m < 4 \times 10^6.$$

Au delà, si l'on se permet d'extrapoler la corrélation de Becker et Kaye, nos points expérimentaux s'en éloignent progressivement. En particulier, pour une valeur de  $Ta_m$  de  $10^7$ , l'écart est de 25% avec celle-ci. Pour cette dernière plage de fonctionnement où  $Ta_m/Ta_c > 2200$ , on peut penser à l'influence d'un régime d'écoulement devenu turbulent.

En configuration rainurée, la courbe de l'évolution du nombre de Nusselt montre qu'il existe également plusieurs zones de comportement différent des transferts convectifs. La transition entre le régime laminaire stable et l'apparition des premières instabilités est techniquement délicate à identifier. La valeur de  $Ta_c$  qui la caractérise semble se situer ici au voisinage de 3900. Cette valeur est plus élevée que celle issue de la théorie de la stabilité linéaire pour un entrefer lisse de même largeur. En dessous de cette valeur critique où l'on admet que l'écoulement est purement laminaire, on note une augmentation modérée du nombre de Nusselt avec le nombre de Taylor (de 1.02 à 1.2) alors qu'il est constant en entrefer lisse. Ce comportement est lié à l'influence des rainures sur l'écoulement de Couette. En effet, à très faible vitesse de rotation, l'écoulement d'air dans la rainure et celui présent dans l'espace annulaire peuvent être jugés totalement indépendants. On peut penser que l'interaction entre ces deux régions grandit sous l'effet des forces centrifuges et de l'entraînement à l'interface de ces deux régions quand la vitesse croît: la surface des rainures se trouve ainsi mieux mise à profit pour refroidir l'air. A partir de la valeur 3900, un saut est observé jusqu'à une valeur de  $Ta_m$  égal à 6000 environ, au delà de laquelle le nombre de Nusselt varie suivant deux corrélations:

$$Nu_{R-S} = 0.132Ta_m^{0.3} \quad \text{pour} \\ 6000 < Ta_m < 1.4 \times 10^6,$$

et

$$Nu_{R-S} = 0.029Ta_m^{0.4} \\ \text{pour } 1.4 \times 10^6 < Ta_m < 2 \times 10^7.$$

Notons qu'au delà de  $Ta_m = 1.4 \times 10^6$ , et comme pour la situation d'entrefer lisse, les transferts s'intensifient plus rapidement avec la rotation. On peut penser que l'interaction entre la rainure et l'espace annulaire qui s'amplifie là encore avec le régime de vitesse de rotation doit favoriser l'impact de la turbulence sur les transferts de chaleur. Globalement, on note que l'augmentation du nombre de Nusselt avec le nombre de Taylor est plus marquée pour l'entrefer rainuré. L'écart entre les valeurs pour ces deux configurations est d'autant plus important que le nombre de Taylor est élevé. Il varie entre 5 et 86% pour des valeurs de  $Ta_m$  comprises entre  $10^4$  à  $10^7$ .

Pour illustrer les difficultés à exploiter la littérature, pour ce cas d'écoulement de rotation sans débit axial, parcourons les différents jugements portés sur l'influence des rainures sur les transferts convectifs. Gazley [6], en utilisant diverses configurations de parois lisses et rainurées, conclut que la présence des rainures améliore sensiblement les transferts au delà de la zone d'écoulement laminaire: jusqu'à 20% si l'entrefer est rainuré au rotor et au stator simultanément. Si, dans le cas de rotors rainurés, Tachibana [11] ne note pas d'effet sensible, Hwang [12] et Gardiner [15] sont en accord avec Gazley [6]: une amélioration des transferts de 25% est constatée selon [12]

et de 40–50% selon [15]. Les résultats numériques obtenus par Hayase [13] pour des valeurs de Taylor inférieures à 7000 montrent une augmentation des transferts de 10% si le stator est rainuré et de 20% environ si le rotor est rainuré. Cette apparente contradiction entre les différents auteurs est essentiellement reliée à la variété des géométries traitées où le rôle des rainures sur les transferts doit dépendre fortement de leur nombre et de leurs paramètres de forme.

#### 4. RESULTATS EN SITUATION D'ÉCOULEMENT AVEC DÉBIT AXIAL

##### 4.1. Exemple de distribution de température et de densité de flux de chaleur à la paroi du rotor

La Fig. 5 illustre des profils de température pariétale et de densité de flux de chaleur convecté au rotor pour deux situations d'écoulement l'une en entrefer lisse et l'autre en entrefer rainuré. Nous avons travaillé de manière à obtenir des niveaux de température similaires lors des essais. L'allure de ces courbes, quels que soient le débit et la vitesse de rotation, témoigne de l'existence de conduction axiale vers les flasques qui affecte le profil de température plus particulièrement à la sortie de l'entrefer. Si le chauffage est uniforme à l'intérieur du rotor, l'effet de conduction axiale altère cette distribution au voisinage de sa surface.

##### 4.2. Paramètres descriptifs

Pour corréler nos résultats en transfert de chaleur, à différents débits et différentes vitesses de rotation, nous avons introduit la notion de vitesse effective qui tient compte de l'effet des deux cisaillements axial et tangentiel [6, 7, 9, 10]:

$$V_{\text{eff}} = \sqrt{V_A^2 + \alpha(\omega R_1)^2}$$

Cette vitesse, à partir de laquelle nous avons défini un nombre de Reynolds effectif,  $Re_{\text{eff}}$ , fait intervenir un coefficient de pondération  $\alpha$  qui témoigne du poids de la rotation vis à vis de l'écoulement axial. Le nombre  $Re_{\text{eff}}$  peut également être exprimé en fonction des nombres de Reynolds axial,  $Re_a$ , et tangentiel,  $Re_t$ . Ainsi, nous avons:

$$Re_{\text{eff}} = V_{\text{eff}} d_H / \nu = \sqrt{Re_a^2 + \alpha Re_t^2}$$

où:

$$Re_a = V_a d_H / \nu \quad \text{et} \quad Re_t = \omega R_1 d_H / \nu$$

A la différence de la configuration précédente, le nombre de Nusselt présente ici une dépendance axiale. Pour ce qui est du rotor, il est défini par:

$$Nu(z) = \frac{\varphi_R(z) d_H}{\lambda_m(z) (T_R(z) - T_m(z))}$$

où  $\varphi_R$  est la densité surfacique locale de flux de chaleur,  $T_R$  la température de paroi du rotor mesurée,  $T_m$  celle de l'air déterminée par voie de bilan thermique et  $\lambda_m$  la conductivité thermique de l'air évaluée à la température de mélange locale  $T_m$ . De la même mani-

ère, on définit pour le stator un nombre de Nusselt, par:

$$Nu(z) = \frac{\varphi_S(z) d_H}{\lambda_m(z) (T_m(z) - T_S(z))}$$

Mentionnons que dans le cas du stator rainuré, il est techniquement impossible de caractériser les transferts convectifs sur la partie de paroi lisse ou sur la partie de paroi rainurée séparément. Le choix de la température de référence s'avère dans ce cas délicat en raison de la dynamique de l'écoulement qui est nécessairement différente au voisinage de ces deux régions. Rappelons que dans notre situation, la section des rainures est équivalente à celle de la zone annulaire. Nous proposons donc un nombre de Nusselt local où la densité de flux à la paroi,  $\varphi_S(z)$ , est ramenée à la surface totale globalisant la rainure avec le cylindre. La température de mélange de l'air dans toute la section est dans ce cas retenue comme référence pour caractériser ces transferts.

Les valeurs du nombre de Nusselt moyen,  $\overline{Nu}$ , sont déduites des valeurs du nombre de Nusselt local par intégration sur la longueur chauffante du rotor:

$$\overline{Nu} = \int_0^{l_R} Nu(z) dz / l_R$$

Pour ces essais, la part des transferts radiatifs dans les échanges globaux varie de 1.4 à 3.5% sauf pour les cas à faibles valeurs des nombres de Reynolds et de Taylor où elle peut atteindre 18%. Le flux thermique conduit vers les flasques est compris entre 5.5 et 10%. Notons enfin que les corrélations établies sont moins précises au stator qu'au rotor car les flux transférés sont beaucoup plus faibles. Environ 95% de la puissance de chauffage est transmise à l'air par la surface du rotor, en revanche la part transférée par l'air au stator est de 25%.

##### 4.3. Analyse des résultats expérimentaux

Nous caractérisons successivement les transferts convectifs au rotor, puis au stator.

###### 4.3.1. Les transferts au rotor

###### (a) Nombre de Nusselt local

La Fig. 6 rend compte de l'évolution axiale du nombre de Nusselt pour différentes valeurs de la vitesse de rotation et de débit axial. La longueur d'entrée, considérée ici comme la région de forte décroissance du nombre de Nusselt, est relativement faible pour tous les points pratiqués. Elle est de l'ordre de  $10d_H$  aux plus grandes vitesses investiguées. Cette faible valeur est en partie due ici à la canalisation de l'air par un flasque guide installé en amont. Malgré tout, les profils ne présentent pas le caractère asymptotique d'un régime thermique complètement établi au delà de cette région d'entrée. En effet, le flux de chaleur conduit axialement par les extrémités du rotor vers les flasques, ne permet pas d'obtenir une distribution rigoureusement uniforme du flux de chaleur pariétal.

Par ailleurs, en sortie d'entrefer lisse ou rainuré, les courbes présentent une remontée d'évolution qui reste

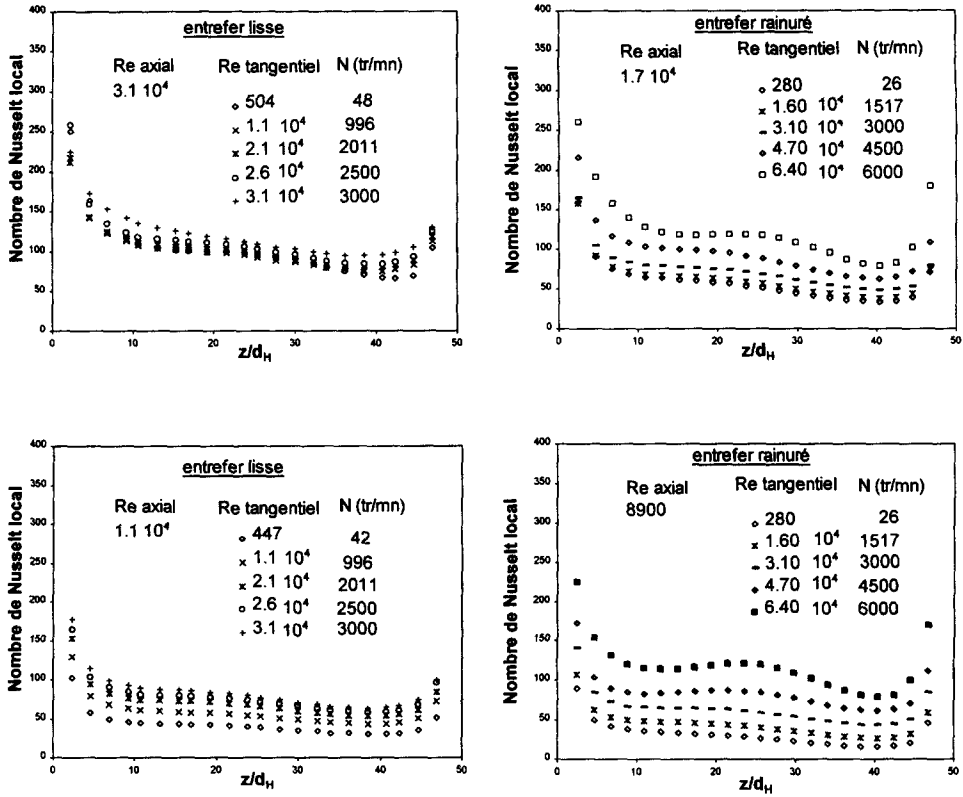


Fig. 6. Profils axiaux du nombre de Nusselt au rotor pour différentes valeurs des nombres de Reynolds axial et tangential.

toutefois très localisée, quelque soit le débit pratiqué. Ce comportement est sans doute lié aux perturbations provoquées par l'élargissement brusque de l'espace annulaire. Notons enfin que l'effet de la vitesse de rotation est marqué sur la totalité de la longueur de l'entrefer pour les deux situations géométriques.

(b) Nombre de Nusselt moyen

Nous avons tracé, en Fig. 7, la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Taylor pour différentes valeurs du nombre de Reynolds axial. Il en ressort une similitude dans le comportement glo-

bal pour les deux situations d'entrefer. On peut remarquer une large plage de vitesse de rotation où celle-ci n'est quasiment pas influente, plage d'autant plus étendue que le débit axial est élevé, puis une rapide croissance du nombre de Nusselt à partir d'une valeur critique de vitesse de rotation comme pour le cas d'un écoulement de rotation sans débit axial. L'écoulement est considéré turbulent dans tous les cas. En entrefer lisse et pour un débit donné, la croissance du nombre de Nusselt traduit selon Becker et Kaye [4] la transition vers un régime d'écoulement turbulent avec

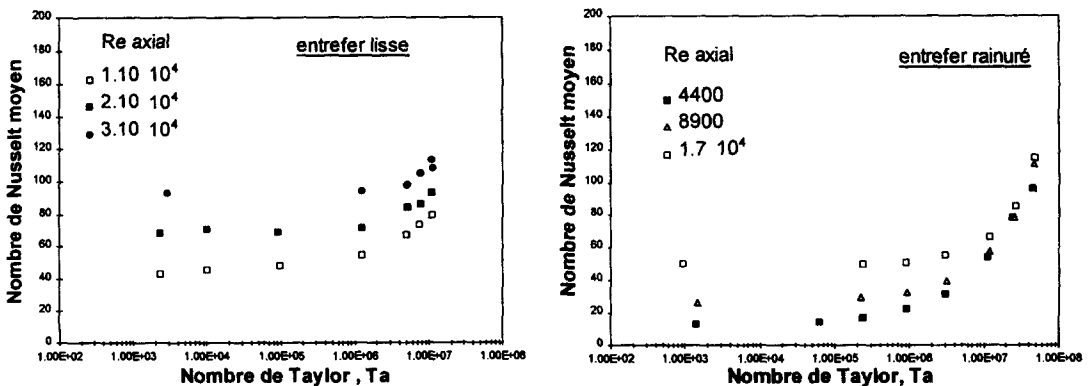


Fig. 7. Variation du nombre de Nusselt moyen au rotor en fonction du nombre de Taylor.



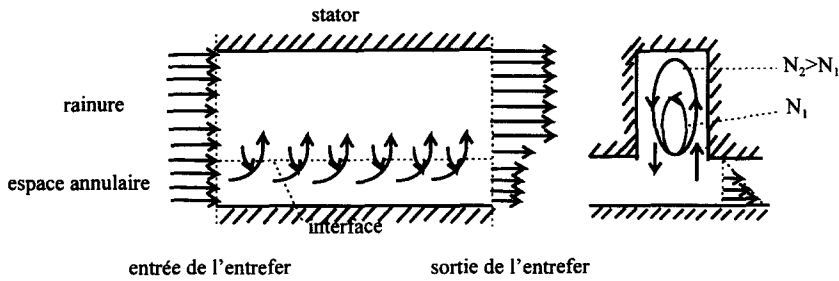


Fig. 8. Schématisation de l'interaction espace annulaire/rainure le long de l'entrefer [16].

tourbillons. Avant l'apparition des tourbillons, la rotation n'affecte pas les transferts de chaleur et le nombre de Nusselt ne dépend que du débit axial.

En entrefer rainuré, un autre aspect lié au mécanisme de l'écoulement mérite d'être évoqué comme l'ont montré les travaux de visualisations effectués par Ould Hademine [16] et concernant une configuration géométrique identique. L'interaction entre l'écoulement d'air dans la rainure et celui dans l'espace annulaire progresse à mesure que la vitesse de rotation augmente. Si ces deux régions peuvent être jugées dynamiquement indépendantes à faible vitesse de rotation, -on peut considérer alors leur interface étanche-, une combinaison de deux écoulements apparaît et s'accroît à un débit axial donné, quand la vitesse de rotation augmente. Ceci se traduit par un détournement progressif vers la rainure du débit d'air entrant dans l'espace annulaire lors de son parcours dans l'entrefer (Fig. 8). L'accroissement du nombre de Nusselt au rotor, au delà d'une zone particulière de vitesse de rotation, met en évidence l'importance de cette interaction. La rotation accentue le mélangeage de l'air provoqué par le mouvement de recirculation dans la rainure conférant finalement aux transferts convectifs au rotor une quasi-indépendance vis à vis du niveau de débit d'air axial pratiqué pour les vitesses de rotation élevées (Fig. 7). Parallèlement, cet auteur a constaté l'absence de structures de type Taylor lors de ses investigations pratiquées jusqu'à des valeurs du nombre de Taylor de  $4.7 \times 10^7$ .

(c) *Lois de transferts thermiques proposées au rotor*

Nos résultats, pour les deux géométries d'entrefer, sont présentés en Fig. 9 et sont corrélés par les relations suivantes :

en entrefer lisse :

$$Nu = 0.025 Re_{\text{eff}}^{0.8}$$

$$1.1 \times 10^4 < Re_a < 3.1 \times 10^4$$

$$500 < Re_t < 3.1 \times 10^4$$

en entrefer rainuré :

$$Nu = 0.021 Re_{\text{eff}}^{0.8}$$

$$4400 < Re_a < 1.7 \times 10^4$$

$$300 < Re_t < 6.4 \times 10^4$$

Pour les deux situations, le coefficient de pondération  $\alpha$  optimum prend la valeur 0.5.

Quelques remarques peuvent être dégagées des lois de transfert obtenues.

—La forme des corrélations est analogue à la relation classique [17] pour un écoulement turbulent établi dans un espace annulaire lisse sans rotation et pour des conditions aux limites thermiques identiques sur les deux parois :

$$Nu = 0.023 Re_a^{0.8} Pr^{1/3} (D_2/D_1)^{0.14}$$

ou

$$Nu = 0.02 Re_a^{0.8} \quad \text{lorsque} \quad Pr = 0.71$$

Il convient de rappeler que nos relations sont obtenues en intégrant la zone d'entrée ce qui explique en partie l'écart entre les termes constants.

—La présence des rainures au stator conduit à une diminution des coefficients de transfert entre le rotor et l'air de 19% par rapport à la situation d'entrefer lisse. Ceci s'explique par le fait qu'une part du débit d'air dans l'espace annulaire alimente progressivement les rainures sous l'effet des forces centrifuges et dégrade l'efficacité relative du refroidissement du rotor.

—La valeur obtenue ( $\alpha = 0.5$ ) traduit une influence de la rotation plus forte que celle prévue par Gazley [6] qui suppose qu'en entrefer lisse étroit ( $e/R_m$  faible), la vitesse tangentielle moyenne de l'air peut être approximée à la moitié de la vitesse périphérique du rotor :  $\alpha$  prend ainsi la valeur de 0.25. Ses travaux ont été effectués dans deux entrefers étroits ( $e/R_m = 0.068$  et  $0.092$ ) et de grande longueur ( $l/d_H > 36$ ). Grosgeorge [9] propose de retenir un coefficient égal à 0.8 pour satisfaire à la représentation de ses résultats expérimentaux par une corrélation semi-empirique de même forme. Il a également travaillé sur un cas d'entrefer étroit ( $e/R_m = 0.021$ ) de longueur importante ( $l/d_H = 33$ ). Malgré la proximité géométrique de ces entrefers, la dispersion de ces valeurs du coefficient  $\alpha$  peut en partie être liée à la largeur de l'entrefer, mais on peut penser également à l'influence des conditions dynamiques de l'air à l'entrée et des conditions thermiques imposées sur les parois; celles-ci ont vraisemblablement une incidence marquée sur la dis-

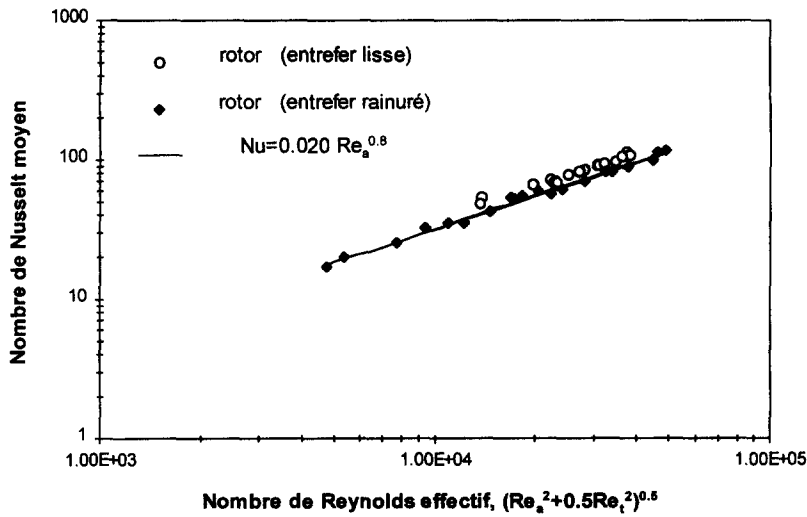


Fig. 9. Variation du nombre de Nusselt moyen au rotor avec le nombre de Reynolds effectif. Comparaison entre le cas d'entrefer lisse et le cas d'entrefer rainuré.

tribution des vitesses axiale et tangentielle au voisinage de la paroi mobile en particulier.

4.3.2. Les transferts au stator

(a) Nombre de Nusselt local

Le stator lisse. En Fig. 10, nous présentons deux séries de courbes reproduisant chacune les profils axiaux du nombre de Nusselt pour différentes vitesses de rotation à un débit axial donné. Il ressort principalement que pour le débit maximal correspondant à  $Re_a = 3.1 \times 10^4$ , l'allure globale des courbes est relativement semblable à celle obtenue pour la paroi mobile. Pour la valeur de débit la plus faible ( $Re_a = 1.1 \times 10^4$ ), l'évolution axiale du nombre de Nusselt témoigne d'une légère croissance

avec  $z$  après la zone d'entrée et de plus en plus marquée avec la rotation.

Le stator rainuré. La Fig. 11 rend compte de l'évolution axiale du nombre de Nusselt pour les deux débits volume extrêmes pratiqués correspondant à  $Re_a = 4400$  et  $1.7 \times 10^4$ . Le comportement de ces évolutions est très différent de celui rencontré en entrefer lisse. En particulier, les effets de la zone d'entrée et de sortie ne sont plus aussi marqués ; mais plus encore, le nombre de Nusselt associé aux parois de l'espace annulaire et de la rainure croît de manière importante avec  $z$ , d'autant plus que la vitesse de rotation est grande devant la vitesse axiale. Cette évolution croissante suivant  $z$  est la conséquence de l'interaction

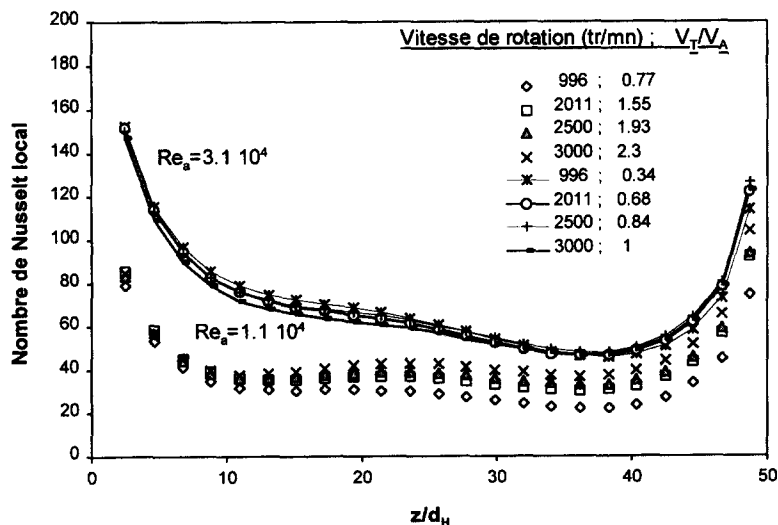


Fig. 10. Profils axiaux du nombre de Nusselt au stator lisse pour différentes valeurs de vitesse de rotation à débit axial fixé.

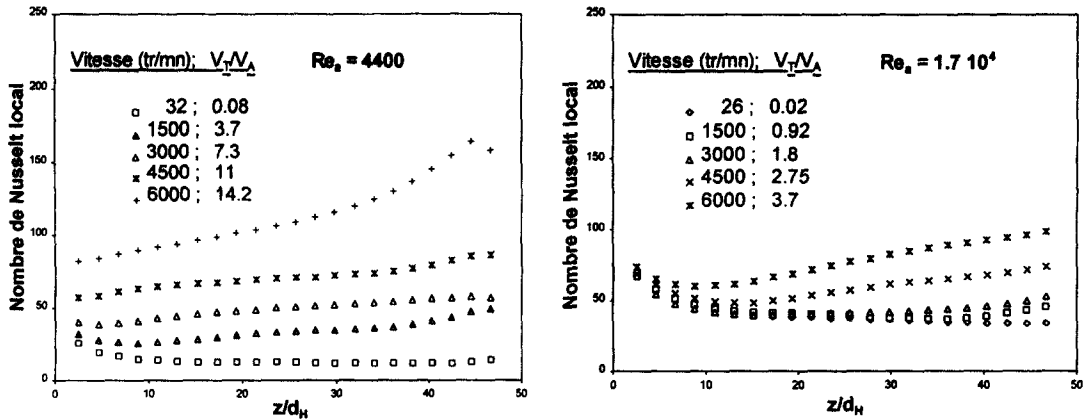


Fig. 11. Profils axiaux du nombre de Nusselt au stator rainuré valeurs de vitesse de rotation à débit axial fixé

entre la rainure et la zone annulaire qui s'amplifie le long de l'entrefer. Cette interaction se manifeste dès l'entrée de l'entrefer pour le plus faible débit et la rotation gouverne de manière prédominante le niveau du transfert au stator. Ce rôle majeur diminue globalement avec l'augmentation du débit et progressivement suivant l'axe.

Localement, dans la zone aval de l'entrefer, la valeur du nombre de Nusselt augmente quand le débit d'air en entrée diminue pour une vitesse de rotation élevée. Les surfaces d'échange des parois de la rainure sont mieux mises à profit. L'extension de l'interaction atteint progressivement le fond de la rainure.

(b) Nombre de Nusselt moyen

L'influence de la vitesse de rotation et du débit d'air sur le nombre de Nusselt moyen est reproduite en Fig. 12. Les courbes relatives au stator lisse présentent un comportement analogue à celui constaté pour la paroi mobile mais avec un effet de la rotation moins marqué. La particularité du comportement du stator rainuré, considéré globalement, réside dans le croisement des trois courbes de débits différents. Ainsi, il apparaît tout d'abord que pour un débit donné, et en dessous d'une valeur particulière de la vitesse de rotation, le nombre de Nusselt ne dépend, là encore, que du nom-

bre de Reynolds axial. Ceci traduit une plage de fonctionnement où l'interaction entre la rainure et la zone annulaire est faible et rend le comportement de la paroi rainurée analogue à celui d'une paroi lisse. Au delà, l'interaction se fait sentir et les transferts augmentent d'autant plus que V<sub>T</sub>/V<sub>A</sub> est grand. Ainsi, si on compare les résultats pour une vitesse de rotation élevée correspondant à Ta = 4.8 × 10<sup>7</sup>, le niveau du nombre de Nusselt moyen est 49% inférieur pour Re<sub>a</sub> = 1.7 × 10<sup>4</sup> à la valeur correspondant lorsque Re<sub>a</sub> = 4400. Le rapport des vitesses V<sub>T</sub>/V<sub>A</sub>, vaut 3.7 à Re<sub>a</sub> = 1.7 × 10<sup>4</sup> et 14.2 à Re<sub>a</sub> = 4400, pour cette vitesse de rotation.

(c) Lois de transferts thermiques proposées au stator

Au stator lisse, les résultats en transfert de chaleur, présentés en Fig. 13, montrent qu'ils se corrélaient également de manière satisfaisante avec le nombre de Reynolds effectif :

$$Nu = 0.046 Re_{eff}^{0.7}$$

Le coefficient α optimum déterminé ici est égal à 0.25, valeur plus faible que celle relative au rotor. Cette différence sensible résulte des conditions dynamiques imposées aux parois. L'influence de la

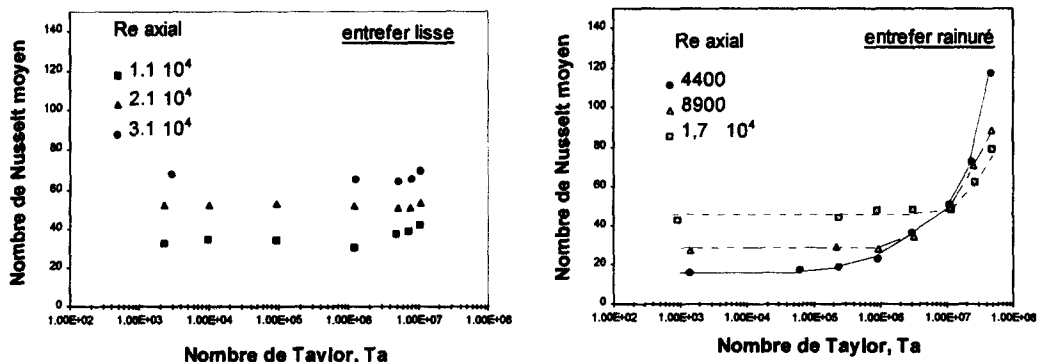


Fig. 12. Influence du nombre de Taylor et du nombre de Reynolds axial sur le nombre de Nusselt moyen au stator.

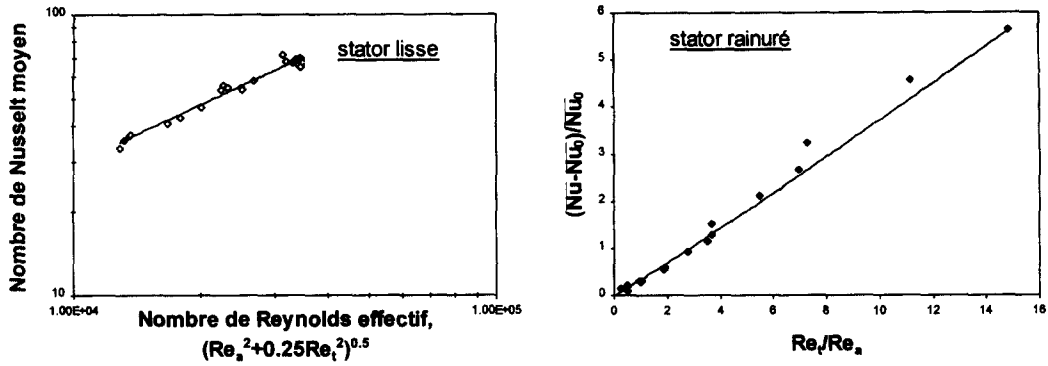


Fig. 13. Variation du nombre de Nusselt moyen au stator en fonction des grandeurs dynamiques.

rotation sur les transferts convectifs s'atténuerait sur le stator à mesure que l'on augmenterait la largeur de l'entrefer.

Au stator rainuré, les résultats de la Fig. 13 montrent que, selon l'importance du rapport  $V_i/V_a$ , la présence des rainures affecte considérablement les mécanismes de l'écoulement et, par suite, le comportement de la globalité des parois du stator vis à vis des transferts thermiques. Le nombre de Nusselt ne peut pas être corrélé par une relation de même type que celles obtenues pour les parois lisses. Nous avons utilisé une formulation s'appuyant sur le rapport des vitesses circumférentielle et axiale par l'intermédiaire des nombres de Reynolds respectifs. Ainsi, nous proposons une corrélation illustrée en Fig. 13 :

$$\frac{\overline{Nu} - \overline{Nu}_0}{\overline{Nu}_0} = 0.333 \left( \frac{Re_r}{Re_a} \right) \quad \text{où} \quad \overline{Nu}_0 = 0.021 Re_a^{0.8}$$

Le nombre de Nusselt,  $\overline{Nu}_0$ , introduit dans cette relation correspond à la situation d'écoulement axial sans rotation.

## 5. CONCLUSION

La présente étude a été effectuée pour deux espaces annulaires étroits, l'un est lisse et l'autre rainuré axialement au stator. Elle a permis de caractériser les échanges convectifs pour des valeurs élevées des nombres de Taylor et de Reynolds. Il ressort de la comparaison des résultats obtenus au rotor, que la situation d'entrefer lisse est plus intéressante en écoulement combiné. Un écart maximum de 19% sur les coefficients de transfert est observé entre les deux configurations pour les gammes de vitesse de rotation et de débit axial explorées. En rotation pure, la présence des rainures au stator favorise les transferts de chaleur notamment pour les valeurs élevées du nombre de Taylor. Pour une valeur de  $Ta_m$  de  $10^7$ , l'augmentation du nombre de Nusselt global peut atteindre 86%.

Au delà de ces aspects qualitatifs, des corrélations ont pu être établies dans les deux situations d'écoulement de rotation avec et sans débit axial. Men-

tionnons en particulier qu'en écoulement combiné, le nombre de Nusselt moyen au rotor varie avec le nombre de Reynolds effectif suivant une loi du type  $\overline{Nu} = B Re_{\text{eff}}^{0.8}$ . Au stator lisse, une corrélation de même forme a pu être établie avec, toutefois, un poids accordé à la rotation plus faible que pour la paroi mobile. Dans le cas du stator rainuré, le comportement de la globalité des parois (rainures et cylindre) vis à vis des transferts varie suivant que l'air dans la rainure et celui dans la zone annulaire soient en forte ou faible interaction. Cette dernière se traduit par un mouvement de recirculation dans la rainure provoqué par les effets centrifuges et dont l'étendue est d'autant plus importante que le rapport  $V_i/V_a$  est grand. Une corrélation est proposée pour cette paroi, du type :  $(\overline{Nu} - \overline{Nu}_0)/\overline{Nu}_0 = c(Re_r/Re_a)$ ,  $\overline{Nu}_0$  étant le nombre de Nusselt dans le cas d'écoulement axial sans rotation.

## REFERENCES

1. Taylor, G. I., Stability of viscous fluid between two rotating cylinders. *Phil. Trans. R. Soc. London, Series A*, 1923, **223**, 289-343.
2. Di Prima, R. C. and Swinney, H. L., Instabilities and transition in flow between concentric rotating cylinders. In *Hydrodynamic Instabilities and the Transition to Turbulence*, ed. H. L. Swinney and J. P. Gollub. Springer, Berlin, 1985, pp. 139-180.
3. Maron, D. M. and Cohen, S., Hydrodynamics and heat/mass transfer near rotating surfaces. In *Advances in Heat Transfer*, Vol. 21, ed. T. F. Irvine and J. P. Harnett. Academic Press, New York, 1991, pp. 141-183.
4. Becker, K. M. and Kaye, J., Measurements of adiabatic and diabatic fluid flow in an annulus with an inner rotating cylinder. *Journal of Heat Transfer*, 1962, **84**, 97-105.
5. Bjorklund, I. S. and Kays, W. M., Heat transfer between concentric rotating cylinders. *Journal of Heat Transfer*, 1959, **81**, 175-186.
6. Gazley, C., Heat transfer characteristics of the rotational and axial flow between concentric cylinders. *Journal of Heat Transfer*, 1958, **80**, 79-90.
7. Kuzay, T. M. and Scott, C. J., Turbulent heat transfer studies in annulus with inner cylinder rotation. *Journal of Heat Transfer*, 1977, **99**, 12-19.
8. Pfitzer, H. and Beer, H., Heat transfer in an annulus between independently rotating tubes with turbulent axial flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1992, **35**, 623-633.

9. Grosgeorge, M., Contribution à l'étude du refroidissement d'une paroi tournante par air chargé d'huile pulvérisée. Thèse de Docteur ingénieur I.N.P.L., Nancy, France, 1983.
10. Childs, P. R. N. and Turner, A. B., Heat transfer on the surface of a cylinder rotating in an annulus at high axial and rotational Reynolds numbers. *Proceedings of the Tenth International Heat Transfer Conference*, Vol. 3, pp. 13–17. Brighton, 1994.
11. Tachibana, F. and Fukui, S., Convective heat transfer of the rotational and axial flow between two concentric cylinders. *Bull J.S.M.E.*, 1964, 7, 385–391.
12. Hwang, G. J., Lin, D. K. and Chen, L. T., Heat transfer between rotating cylinders. *Proceedings of the Third International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, Vol. 1, pp. 143–155, 1990.
13. Hayase, T., Humphrey, J. A. C. and Greif, R., Numerical calculation of convective heat transfer between rotating coaxial cylinders with periodically embedded cavities. *Journal of Heat Transfer*, 1992, 114, 589–597.
14. Lee, Y. N. and Minkowycz, W. J., Heat transfer characteristics of the annulus of two coaxial cylinders with one cylinder rotating. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1989, 32, 711–722.
15. Gardiner, S. R. M. and Sabersky, R. H., Heat transfer in an annular gap. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1978, 21, 1459–1466.
16. Ould Hademine, E., Etude expérimentale des structures d'écoulements dans l'espace rotor-stator d'un moteur électrique rapide de type ouvert. Thèse de l'Université de Poitiers, France, 1996.
17. Taine J. et Petit, J. P., *Transferts thermiques*, 2nd edn, p. 339, Dunod, Paris, 1995.

#### EXPERIMENTAL ANALYSIS OF HEAT TRANSFER IN A NARROW AND GROOVED ANNULAR GAP WITH ROTATING INNER CYLINDER

**Abstract**—The experimental results of convective heat transfer in an annular gap flow, between a heated rotating inner cylinder and a cooled stationary outer cylinder with or without axial flow are presented. Two geometrical configurations are analysed: the surfaces of the cylinders are either smooth or the moving wall is smooth and the other is grooved axially. The results for rotational flow without axial flow reveal the interest of the presence of grooves and an important heat transfer as the velocity increase. In presence of axial flow, our investigations conducted in turbulent flow show that the situation of a smooth air gap is more favourable for heat transfer at the rotor. © 1998 Elsevier Science Ltd.