

Transfert thermique par jet impactant sur plaque plane corruguée.

Benoît SAGOT^{1*}, Gérard ANTONINI², Franck BURON¹

¹Laboratoire Fluide et Energétique, Ecole Supérieure des Techniques Aéronautiques et Construction Automobile (ESTACA)

34-36 rue Victor Hugo - 92300 LEVALLOIS-PERRET

²Laboratoire de Génie des Procédés Industriels (UMR CNRS 6067), Université de Technologie Compiègne (UTC)

BP 20529- 60205 COMPIEGNE Cedex

* (auteur correspondant : bsagot@estaca.fr)

Résumé - Les configurations d'écoulement à jet de gaz impactant sur plaques planes améliorent fortement le transfert thermique entre un gaz et une paroi. Ce type de configuration est mis en oeuvre dans de nombreuses applications industrielles. On montre expérimentalement la possibilité d'intensifier ce mode de transfert, par utilisation de plaques corruguées en surface. Cette intensification (entre 4% et 30%, selon les paramètres étudiés) est mise en évidence par comparaison entre les nombres de Nusselt moyens obtenus avec et sans corrugation.

Nomenclature

c	dimension caractéristique des corrugations, m	T	température, K
C_p	chaleur spécifique, $J.kg^{-1}.K^{-1}$	U_j	vitesse moyenne du jet, $m.s^{-1}$
D	diamètre de buse, m	<i>Symboles grecs</i>	
h	coefficient d'échange thermique, $W.m^{-2}.K^{-1}$	λ	conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
H	distance buse / paroi, m	μ	viscosité dynamique du gaz, $kg.m^{-1}.s^{-1}$
\overline{Nu}_T	Nusselt moyen à température imposée, (-)	ρ	masse volumique du gaz, $kg.m^{-3}$
Nu_T	Nusselt local à température imposée, (-)	<i>Indices</i>	
r	coordonnée radiale, m	g	relatif au gaz
R	rayon de la plaque d'impaction, m	j	relatif au jet (« jet »)
Re_j	nombre de Reynolds, (-)	w	relatif à la paroi froide (« wall »)

1. Introduction

Les configurations d'écoulement à jet de gaz impactant sur plaques planes favorisent le transfert de chaleur entre un gaz et une paroi. Ce type de configuration est mis en oeuvre dans de nombreuses applications industrielles, notamment pour le refroidissement par jet d'air de composants électroniques, d'aubages de turbine, ou pour la trempe de coulées métallurgiques ou verrières, ainsi qu'en séchage convectif en tunnel. Cette configuration est utilisée pour les forts coefficients de transfert thermique locaux obtenus au voisinage du point de stagnation. Ainsi la littérature se concentre-t-elle sur des configurations de jets sur plaques planes de dimensions caractéristiques inférieures à cinq fois le diamètre de la buse d'injection ($R/D < 5$).

Des travaux récents, à la fois numériques [1,2] et expérimentaux [3], ont montré la possibilité d'augmenter le transfert thermique par la mise en oeuvre de corrugations rectangulaires à la surface des parois, dans des géométries de type canal [4]. Comme dans le cas de corrugations rectangulaires, la présence de corrugations de type ondulations [5] génère des recirculations au voisinage de la surface, favorisant le transfert.

Dans une configuration à jet impactant, les travaux de Gau et Lee [6] montrent que la présence de corrugations de surface triangulaires permet d'augmenter significativement le coefficient de transfert thermique local, mais leur étude se limite à l'analyse du nombre de Nusselt au point de stagnation. Ces résultats sont confirmés par Hsieh et al. [7] dans le cas de corrugations rectangulaires et ellipsoïdales, qui permettent une augmentation de 20 à 30% du nombre de Nusselt local. Gao et al. [8] ont montré que la présence en surface, d'ailettes triangulaires inclinées à 45° permet d'augmenter le nombre de Nusselt moyen de 10% à 25%. Cette étude réalisée à un nombre de Reynolds de 23 000 se concentre sur des valeurs de R/D allant de 0 à 4, pour un nombre d'ailettes variable entre 6 et 16.

Dans la présente étude expérimentale, on analyse les variations du coefficient de transfert thermique convectif moyen, en fonction des paramètres de l'écoulement à jet impactant sur plaque plane, et des paramètres géométriques de ses corrugations surfaciques, de type rainures axisymétriques rectangulaires ou triangulaires (voir Figure 3), pour des valeurs de R/D allant de 3 à 10.

2. Définition des paramètres de l'étude

L'ensemble des applications concerne deux catégories : des situations de chauffage / refroidissement à température imposée, ou à flux imposé. De nombreux travaux ont déjà été réalisés dans ce domaine, aussi bien au plan théorique qu'expérimental [9,10,11,12], que par approche numérique [13,14]. La plupart des expérimentations rapportées dans la littérature font référence à des situations de transfert à flux imposé. Dans une approche à température imposée, la densité de flux convectif s'écrit $\varphi(r) = h(r)(T_j - T_w)$, avec T_j la température du jet et T_w la température imposée à la paroi. Le nombre de Nusselt local $Nu_T(r)$ s'écrit :

$$Nu_T(r) = h(r)D / \lambda_g \quad (1)$$

avec $h(r)$ le coefficient de transfert convectif local, et λ_g la conductivité thermique du gaz. Le nombre de Nusselt moyen sur la plaque est défini par :

$$\overline{Nu_T}(R) = \frac{\overline{h}(R)D}{\lambda_g} = \frac{D}{\lambda_g} \frac{1}{\pi R^2 (T_j - T_w)} \int_0^R \varphi(r) 2\pi r dr \quad (2)$$

Le nombre de Reynolds du jet s'écrit $Re_j = \rho U_j D / \mu_g$, avec D le diamètre de la buse, μ_g la viscosité dynamique du gaz, ρ_g sa masse volumique, et U_j sa vitesse débitante en sortie de buse. De plus, la distance buse / paroi impactée devra être prise en compte [9] par un paramètre adimensionnel H/D , avec H la distance entre la sortie de la buse et la paroi impactée.

3. Dispositif expérimental

Le dispositif expérimental (Figure 1) a été utilisé pour déterminer des nombres de Nusselt moyens, dans des configurations de jets de gaz chauds, impactant sur une paroi froide à température imposée, à surface lisse ou corruguée. Le rayon de la plaque plane circulaire impactée est de $R=24$ mm. L'enceinte, dans laquelle débouche le jet, a une taille définie pour minimiser les effets de confinement du jet.

L'utilisation de buses d'injection à orifices circulaires, de faible diamètre, permet la formation du jet. Ces buses sont interchangeables pour faire varier le rapport R/D . La modification de la distance buse / paroi assure le contrôle du paramètre H/D . Le nombre de Reynolds du jet Re_j est fixé par réglage du débit de gaz, contrôlé par débitmètre TSI 4040 à

double fil chaud. La mesure simultanée de la température gaz en sortie de la buse, par thermocouple, et en sortie de l'enceinte permet alors la détermination de la puissance thermique échangée et du coefficient de transfert moyen sur la plaque refroidie.

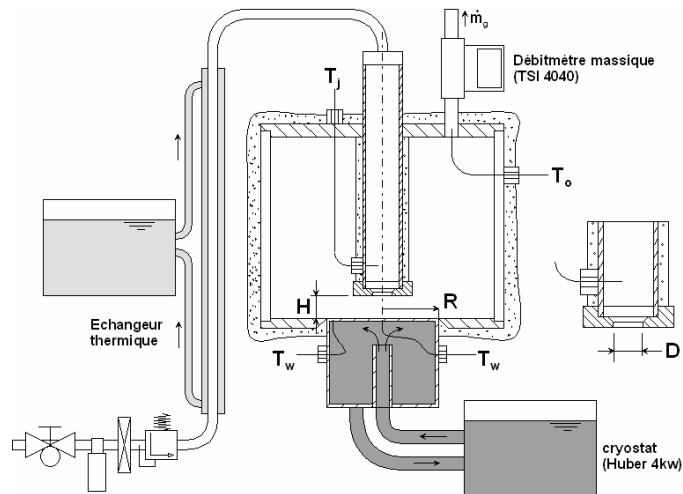


Figure 1 : Schéma du dispositif expérimental.

Lors des expérimentations, on a fait varier le débit d'air entre 1,2 et 12 Nm³/h, conduisant, pour des orifices de diamètres compris entre 2,4 et 8 mm, à des vitesses de jet U_j dans la plage 20 – 180 m.s⁻¹. La température du jet T_j a été fixée à une valeur comprise entre 40°C et 65°C, selon le débit. L'échangeur coaxial, utilisé pour réchauffer le gaz, permet d'assurer une très grande stabilité de la température de jet. Ainsi, pour l'ensemble des paramètres opératoires étudiés, la puissance thermique échangée entre le jet chaud et la plaque froide est restée comprise entre 10 et 60 W.

Le boîtier est refroidi par circulation interne à fort débit d'un fluide réfrigérant maintenu en température par un cryostat de forte puissance thermique (puissance maximale extraite à 0°C de 4 kW), régulé (plage -55 / +100°C, stabilité 0,02°C), et permettant de fixer la température de la surface externe du boîtier. Ainsi, dans les conditions d'essais, la puissance à extraire reste inférieure à 1,5% des capacités du cryostat.

La surface d'impact est une plaque d'aluminium (épaisseur 3 mm, conductivité 210 W.m⁻¹.K⁻¹), dans laquelle sont insérés, par le dessous, au centre et en périphérie, deux thermocouples. Leur pénétration jusqu'à une distance d'un millimètre sous la surface d'impact (cf. Figure 1) permet d'estimer une correction de température entre la température effective de surface et celle indiquée par le thermocouple inférieure à 0,2°C. Lors des expérimentations, la température de paroi T_w est restée proche de 4°C. De plus, ces deux thermocouples ont permis de s'assurer, dans les conditions d'essais, de l'uniformité de la température de surface, entre la zone d'impact et la périphérie de la plaque.

Dans cette expérimentation, la puissance échangée entre le jet et la plaque est déterminée par bilan thermique entre l'entrée et la sortie du boîtier, nécessitant la mise en place d'une procédure de minimisation des pertes thermiques de l'enceinte. Tout d'abord, on a choisi une configuration à plaque refroidie horizontale, impactée par un jet chaud descendant, et ce, afin de minimiser les erreurs expérimentales liées à l'apparition de convection libre. L'isolation thermique extérieure de l'enceinte a été particulièrement soignée, et le boîtier d'impact refroidi a été monté de telle sorte que la surface impactée soit affleurante au fond de l'enceinte, sans contact, pour éviter les ponts thermiques. De plus, pour chaque débit donné, on a fixé la température de jet de telle manière que la température du gaz dans l'enceinte soit

aussi proche que possible de la température ambiante. Cette procédure permet de considérer l'enceinte comme adiabatique dans les conditions d'essais. Ceci a été vérifié par des mesures directes de l'écart de température obtenu entre l'entrée et la sortie du gaz dans une configuration sans transfert (boîtier vidé et isolé). Cet écart est toujours resté inférieur à l'erreur de mesure des capteurs.

4. Résultats expérimentaux en plaque lisse

Les résultats expérimentaux ont été obtenus pour : $10\ 000 < Re_j < 30\ 000$, $2 < H/D < 6$ et $3 < R/D < 10$. Ces résultats ont été confrontés de façon satisfaisante [15] à la littérature. Concernant la dépendance du nombre de Nusselt à la distance buse / paroi, on observe une faible décroissance du nombre de Nusselt en fonction du paramètre H/D . L'ensemble des résultats expérimentaux obtenu, à température imposée, pour différentes conditions d'impact de jet, et pour $H/D = 2$, est reporté dans la Figure 2.

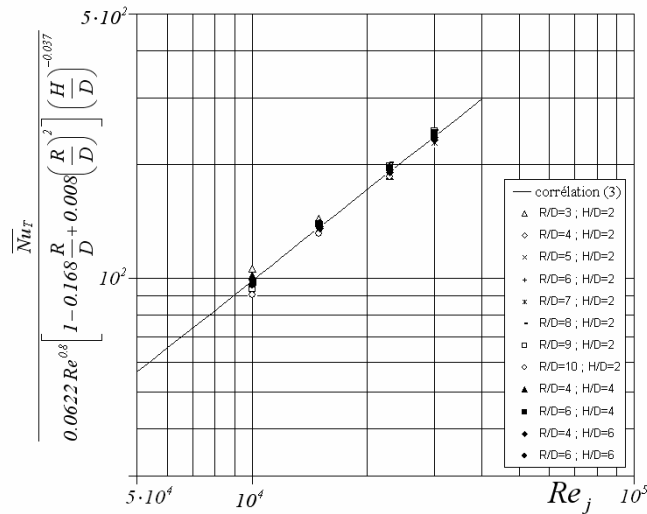


Figure 2 : Nombres de Nusselt moyens \overline{Nu}_T expérimentaux, en fonction de R/D et pour différentes valeurs du nombre de Reynolds.

Une corrélation de ces résultats expérimentaux, par la méthode des moindres carrés, a été établie, pour $10\ 000 < Re_j < 30\ 000$, $2 < H/D < 6$ et $3 < R/D < 10$, sous la forme :

$$\overline{Nu}_T = 0.0622 Re^{0.8} \left[1 - 0.168 \frac{R}{D} + 0.008 \left(\frac{R}{D} \right)^2 \right] \left(\frac{H}{D} \right)^{-0.037} \quad (3)$$

Cette corrélation est montrée en Figure 2, avec les résultats expérimentaux correspondants.

5. Résultats expérimentaux en plaque corruguée

Les corrugations surfaciques, implantées sur la plaque d'impact, sont des rainures axisymétriques par rapport à l'axe du jet, de type gorge rectangulaire ou triangulaire. La dimension c (largeur et profondeur des rainures rectangulaires ou triangulaires) a été fixée à 1 mm, ce qui correspond à des paramètres sans dimension $c/R = 1/24$, et $1/16 < c/H < 1/4$.

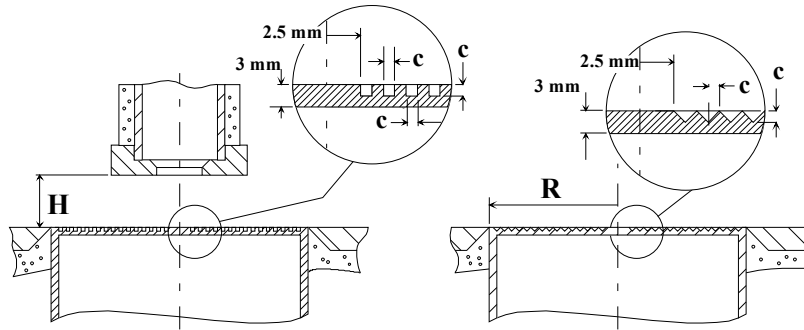


Figure 3 : Vues en coupe des plaques d'impact, avec corrugations rectangulaires et triangulaires.

La Figure 4 montre que pour un nombre de Reynolds fixé ici à 23 000, la présence de corrugations rectangulaires ou triangulaires à la surface de la plaque plane d'impact permet une augmentation significative du nombre de Nusselt moyen, et ce, de façon d'autant plus importante que le paramètre R/D est faible

Ces mesures ont été réalisées pour des nombres de Reynolds compris entre 15 000 et 30 000. On a reporté, dans la Figure 5, le rapport $\overline{Nu}_{T,corruguée} / \overline{Nu}_{T,lisse}$ des nombres de Nusselt moyens obtenus en configurations corruguée et lisse. Ce rapport apparaît comme étant indépendant du nombre de Reynolds, dans la plage considérée $15\ 000 < Re_j < 30\ 000$. Ce résultat est lié au fait que l'écoulement au voisinage de la plaque corruguée est en régime hydrauliquement rugueux, du fait de la taille importante des corrugations vis à vis des échelles géométriques caractéristiques des configurations choisies. Le facteur de frottement, et donc, le nombre de Nusselt deviennent dans ce cas indépendants du nombre de Reynolds. Ce constat est conforme aux résultats de R. Karwa [4], obtenus en conduits rectangulaires à surfaces corruguées. Par ailleurs, les corrugations à profil rectangulaire s'avèrent, dans notre cas, plus efficaces que les corrugations à profil triangulaire, pour l'augmentation du transfert thermique jet / paroi.

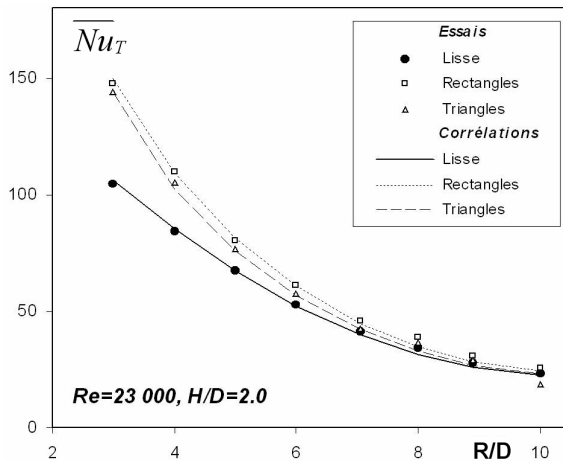


Figure 4 : Nombre de Nusselt moyen obtenu sur plaque lisse et corruguée, en fonction de R/D .

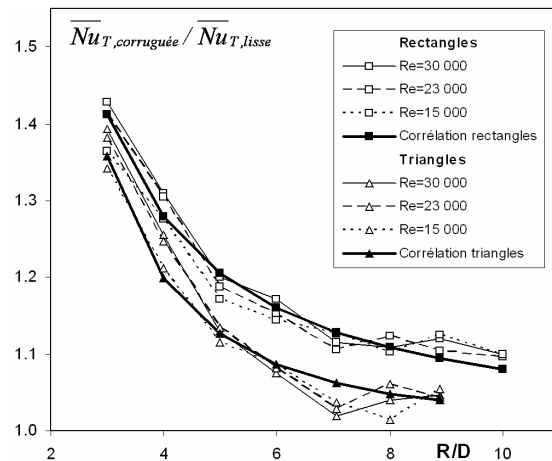


Figure 5 : Amélioration relative du transfert pour différentes corrugations et valeurs de Re .

Une correction à la corrélation plaque lisse (6) peut être obtenue par minimisation par la méthode des moindres carrés, sous la forme :

$$\overline{Nu}_{T,corruguée} = \left[1 + K \cdot \left(\frac{R}{D} \right)^p \right] \cdot \overline{Nu}_{T,lisse} \quad (4)$$

Les coefficients K et p valent pour les corrugations rectangulaires p=-1,358 et K=1,832, et pour les triangulaires p=-2,031 et K=3,322. Pour $10\,000 < Re < 30\,000$ et $3 < R/D < 9$, l'écart relatif moyen entre les gains $\overline{Nu}_{T,corruguée} / \overline{Nu}_{T,lisse}$ obtenus par la corrélation proposée et ceux fournis par les essais est de 2%, avec un écart relatif maximal de 5%.

6. Conclusion

On a montré qu'il est possible d'améliorer le transfert thermique gaz-paroi en situation de jet impactant sur paroi plane, par la mise en œuvre de corrugations axisymétriques sur la surface de cette plaque. Des corrugations à profil rectangulaire s'avèrent plus performantes que des corrugations à profil triangulaire.

Concernant l'évaluation du coefficient de transfert thermique moyen gaz-paroi corruguée, on a fourni une corrélation détaillée, applicable dans la plage $15\,000 < Re_j < 30\,000$. Cette corrélation prend en compte les paramètres hydrodynamiques et géométriques caractéristiques de la configuration de jet impactant sur paroi plane (Re_j , H/D et R/D). Elle permet de quantifier l'augmentation du nombre de Nusselt moyen obtenue pour les deux types de corrugations qui ont été étudiées.

Références

- [1] A. Chaube, P.K. Sahoo, S.C. Solanki, Analysis of heat transfer augmentation and flow characteristics due to rib roughness over absorber plate of a solar air heater, *Renewable Energy* 31 (2006), 317-331.
- [2] H-M Kim, K-Y Kim, Shape optimization of three-dimensional channel roughened by angled ribs with RANS analysis of turbulent heat transfer, *Int. J. Heat Mass Transfer* 49 (2006), 4013-4022.
- [3] B. Lu, P-X Jiang, Experimental and numerical investigation of convection heat transfer in a rectangular channel with angled ribs, *Experimental Thermal and Fluid Science* 30 (2006), 513-521.
- [4] R. Karwa, Experimental studies of augmented heat transfer and friction in asymmetrically heated rectangular ducts with ribs on the heated wall in transverse, inclined, V-continuous and V-discrete pattern, *Int. Comm. Heat Mass Transfer* 30, n°2, (2003) 241-250.
- [5] M. Gradeck, B. Hoareau, M. Lebouché, Local analysis of heat transfer inside corrugated channel, *Int. J. Heat Mass Transfer* 48 (2005), 1909-1915.
- [6] C. Gau, I.C. Lee, Flow and impingement cooling heat transfer along triangular rib-roughened walls, *Int. J. Heat Mass Transfer* 43 (2000), 4405-4418.
- [7] S-S Hsieh, H-H Tsai, S-C Chan, Local heat transfer in rotating square-rib-roughened and smooth channels with jet impingement, *Int. J. Heat Mass Transfer* 47 (2004), 2769-2784.
- [8] N. Gao, D. Ewing, Investigation of the effect of confinement on the heat transfer to round impinging jets exiting a long pipe, *Int. J. Heat Fluid Flow* 27 (2006), 33-41.
- [9] D. Lytle, B.W. Webb, Air jet impingement heat transfer at low nozzle-plate spacings, *Int. J. Heat Mass Transfer* 37, No. 12 (1994), 1687-1697.
- [10] M. Fenot, J.-J. Vullierme, E. Dorignac, Local heat transfer due to several configurations of circular air jets impinging on a flat plate with and without semi-confinement, *Int. J. Thermal Sciences* 44 (2005) 665-675.
- [11] D.H. Lee, S.Y. Won, Y.T. Kim, Y.S. Chung, Turbulent heat transfer from a flat surface to a swirling round impinging jet, *Int. J. Heat Mass Transfer* 45 (2002), 223-227.
- [12] J.W. Baughn, A.E. Hechanova, X. Yan, An experimental study of entrainment effect on the heat transfer from a flat surface to a heated circular impinging jet, *J. Heat Transfer* 113 (1991) 1023-1025.
- [13] E.E.M. Olsson, L.M. Ahnén, A.C. Trägårdh, Heat transfer from a slot air jet impinging on a circular cylinder, *J. Food Engineering* 63 (2004), 393-401.
- [14] S.O. Akansu, Heat transfers and pressure drops for porous-ring turbulators in a circular pipe, *Applied Energy* 83 (2006), 280-298.
- [15] B. Sagot, G. Antonini, A. Christgen, F. Buron, Jet impingement heat transfer on a flat plate at a constant wall temperature, *Int. J. Thermal Sciences* (soumis nov. 2006).