

Étude expérimentale de la convection naturelle en canal vertical chauffé à flux constant : Influence de l'angle d'inclinaison.

Frédéric DUPONT^{1*}, Ted SOUBDHAN¹, Ruddy BLONBOU¹
Jean-Louis TUHAULT², François PENOT²

¹Groupe de Recherche sur les Énergies Renouvelables

Université des Antilles et de la Guyane. Campus de Fouillole – 97450 Pointe à Pitre Cedex

²Laboratoire d'Étude Thermique

1 avenue Clément Ader - BP 40109 – 86961 Futuroscope Chasseneuil cedex

*(auteur correspondant : fdupont@univ-ag.fr)

Résumé -

Un dispositif expérimental a été élaboré pour effectuer l'étude systématique d'un écoulement d'air en convection naturelle en canal ouvert. Ce travail s'intéresse à l'étude de l'influence du nombre de Rayleigh, du rapport d'allongement et de l'inclinaison du canal par rapport au champ de pesanteur sur les valeurs du nombre de Nusselt. Les premiers résultats sont comparés à ceux de la littérature.

Nomenclature

b	Ecartement entre les deux parois du canal, m	<i>Symboles grecs</i>	
Ra _m	Nombre de Rayleigh modifié	λ	Conductivité thermique, W.m ⁻¹ K ⁻¹
	$Ra_m = (g\beta qb^4 / \lambda \nu^2) b / H.Pr$	ν	Viscosité cinématique, m ² .s ⁻¹
Nu	Nombre de Nusselt	θ	Inclinaison par rapport au champ de pesanteur, °
Pr	Nombre de Prandtl		
H	Longueur du canal, m	<i>Indices et exposants</i>	
l	Largeur du canal, m	m	Moyenne entre les 2 plaques
T	Température, K	p	Paroi
q _e	Densité de flux de chauffage, W.m ⁻²	pc	Paroi chauffée
x	Abscisse, m	pf	Paroi non chauffée
y	Ordonnée, m	½	Mi-longueur du canal
x _{max}	position où la température est maximale	ext	relatif au milieu extérieur au canal

1. Introduction

Les écoulements de convection naturelle trouvent leur application aussi bien dans l'isolation thermique des bâtiments vis à vis du flux solaire que dans le refroidissement des capteurs photovoltaïques en toiture. L'étude expérimentale présentée ici concerne l'écoulement de convection naturelle dans un canal bidimensionnel ouvert aux extrémités, chauffé de manière asymétrique par un flux pariétal imposé. Ce canal est soit vertical soit incliné par rapport au champ de pesanteur. Le fluide en écoulement est de l'air.

Les résultats expérimentaux génériques, actuellement disponibles sur la convection naturelle en canal ouvert vertical, ne concernent qu'un nombre restreint de régimes d'écoulement propres à ce type de configuration [1][2][3]. Ceci rend problématique l'extrapolation des résultats obtenus dans des configurations académiques à des situations réelles (bardages thermiques, toitures...) ainsi que l'utilisation de ces résultats pour la validation de codes numériques.

Trois paramètres contrôlent l'écoulement de convection naturelle d'air en canal ouvert : le nombre de Rayleigh, le rapport d'allongement du canal, l'angle de ce dernier avec le champ de pesanteur. L'objectif de notre étude est de préciser l'influence de ces trois paramètres sur les transferts thermiques. L'épaisseur du canal est réglable et permet d'envisager une étude depuis les écoulements établis jusqu'aux écoulements de couche limite. L'étude présentée ne concerne que les écoulements stationnaires. Les températures pariétales sont mesurées au

moyen de thermocouples. Les résultats présentés ici concernent pour l'essentiel l'influence du flux thermique, de l'épaisseur du canal et de son inclinaison sur l'évolution des températures pariétales. Les nombres de Rayleigh correspondants se situent dans la gamme $1 < Ra_m < 3.10^6$. Les résultats obtenus sont comparés à certains résultats de la littérature [2][3].

2. Dispositif et conditions expérimentales

Le canal est constitué de deux plaques planes parallèles en résine époxy inclinables par rapport au champ de pesanteur (Fig.1-a) dont l'une est chauffée à flux imposé. Dans le cas où le canal est incliné, la plaque chaude constitue la paroi supérieure. Les dimensions du canal sont les suivantes : longueur $H= 0,64$ m, épaisseur variable $b= 0,01$ et $0,15$ m, largeur $l= 0,304$ m. A l'entrée et à la sortie du canal des convergents (divergents) en forme de quart de rond de rayon $0,05$ m ont été mis en place.

Le chauffage est assuré par un courant électrique traversant une piste de cuivre de $35 \mu\text{m}$ d'épaisseur collée sur la plaque en résine. Cette piste de cuivre est en contact avec l'écoulement. Les faces arrières de la plaque de cuivre et de la plaque non chauffée sont isolées de l'extérieur par une boîte en polystyrène extrudé contenant de la laine de verre sur une épaisseur de l'ordre de 10cm de sorte que le flux de chaleur vers l'arrière est négligeable. L'émissivité des plaques est $\varepsilon=0,26$. Chacune des plaques est instrumentée au moyen de 34 thermocouples de type K de $100 \mu\text{m}$ de diamètre noyés dans chaque plaque. La température de l'air à l'entrée du canal est mesurée avec un thermocouple de mêmes caractéristiques. Dans une ambiance isotherme les différences de température entre les différents thermocouples n'excèdent pas $\pm 0,1$ K. Une photographie du dispositif expérimental est présentée sur la figure 1-b.

Les expériences ont été conduites en régime stationnaire. Celui-ci est considéré comme atteint dès que la variation maximale des écarts entre chaque température pariétale et le milieu extérieur reste inférieure à l'incertitude de mesure $\pm 0,1$ K sur une période de 100 minutes. La température considérée alors est la valeur moyenne sur cette même période.

Les résultats présentés ont été obtenus pour différentes valeurs :

- de l'angle θ caractérisant l'inclinaison par rapport au champ de pesanteur : $\theta=0, 45, 60$ et 75° ,
- du rapport d'allongement H/b : $64, 12,8$ et $6,5$ (seul l'écartement b entre les deux parois est modifié $b=0,010 ; 0,050$ et $0,0985$ m),
- de la densité de flux électrique imposée à la plaque chauffée soit des densités de flux respectives de $10 ; 50$ et 100W.m^{-2} .

3. Résultats et analyses

3.1. Exemples de résultats pour les températures pariétales

La figure 2 montre l'évolution longitudinale des écarts de température entre la paroi chauffée et l'air extérieur pour les densités de flux électriques extrêmes imposées, 10 et 100W.m^{-2} . Le rapport d'allongement H/b est égal à $6,5$. Quatre inclinaisons par rapport au champ de pesanteur $i=\theta=0^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ et 75° sont présentées. Dans le cas où $q_e=10 \text{W.m}^{-2}$, l'écart de température ne dépasse pas 6 K et atteint 33 K pour une densité de flux de $q_e=100 \text{W.m}^{-2}$. Ceci laisse supposer que l'étude peut être envisagée pour des flux thermiques plus faibles et plus élevés. La température pariétale extrême qu'il semble raisonnable de ne pas dépasser pour des raisons de tenue des matériaux est 363K . On notera qu'il existe un effet d'extrémité important à la sortie du canal, dû aux échanges radiatifs avec l'extérieur [2] qui se traduit par une diminution de la température à partir $x/H=0,85$.

Il apparaît clairement que la température de la plaque chauffée est d'autant plus élevée que l'angle d'inclinaison est grand et que le flux pariétal fixé est important. A énergie incidente

imposée, la part transformée en énergie cinétique diminue et la part transformée en énergie thermique augmente. Les résultats peuvent être discutés en termes de nombres sans dimension contrôlant le système.

3.2. Influence du nombre de Rayleigh modifié sur le nombre de Nusselt

Les résultats expérimentaux actuellement obtenus par d'autres auteurs [2], [3] montrent que le nombre de Rayleigh modifié $Ra_m = (g\beta qb^4/(\lambda\nu^2))(b/H).Pr$ peut convenir pour caractériser l'influence sur la température pariétale des différents paramètres dont dépend cet écoulement dans un canal vertical. Les quelques résultats disponibles dans le cas d'un canal incliné [5] semblent montrer que pour une température pariétale fixée et un écoulement d'eau, l'effet de l'inclinaison peut être pris en compte en utilisant la quantité $Ra_m \cos \theta$. Plus récemment, dans le cadre d'un écoulement d'air les travaux de Miolard [4][5] ont confirmé l'intérêt de la prise en compte de l'inclinaison dans le nombre de Rayleigh dans le cadre de chauffage à flux imposé. La température pariétale sans dimension est représentée par le nombre de Nusselt :

$$Nu = \frac{qb}{\lambda(T - T_{ext})}$$

Dans le cadre de cette étude seule l'évolution du nombre de Nusselt à mi longueur du canal en fonction du nombre de Rayleigh modifié Ra_m calculé à la même position est présentée. De manière à pouvoir comparer les résultats de cette étude à ceux préalablement obtenus par Webb et Hill [2] l'expression suivante a été utilisée :

$$Nu_{1/2} = \frac{q_m b}{\lambda \left(\frac{T_{pc}(x/L=1/2) + T_{pf}(x/L=1/2)}{2} - T_{ext} \right)}$$

Dans cette expression la densité de flux moyenne est $q_m = (q_1 + q_2)/2$ où q_1 et q_2 sont les densités de flux imposées sur chacune des plaques. La température extérieure est prise comme température de référence, elle correspond à la température d'entrée de l'écoulement d'air dans le canal. Ce choix est conforme à celui des corrélations proposées par la littérature. Dans cette étude et en première approximation, on peut faire une comparaison immédiate en négligeant les échanges radiatifs entre parois. On admet donc que $q_1 = q_e$ et $q_2 = 0$. Une température moyenne entre la plaque chauffée et celle qui ne l'est pas directement intervient au dénominateur.

Dans le tableau 1 et pour chaque configuration paramétrique du canal ont été portées les valeurs des nombres de Rayleigh modifiés locaux tenant compte de l'inclinaison, $Ra_m \cos \theta = (g\beta qb^4/(\lambda\nu^2))(b/H).Pr \cos \theta$ calculés à partir des paramètres thermophysiques locaux à mi longueur dans le canal.

b	Θ	H/b	$Ra_m \cos \theta$ $q_e=10 \text{ W.m}^{-2}$	$Ra_m \cos \theta$ $q_e=50 \text{ W.m}^{-2}$	$Ra_m \cos \theta$ $q_e=100 \text{ W.m}^{-2}$
m	degré				
0,0100	0,0000	0,64	4,96	20,77	
0,0100	45,0000	0,64	3,53	14,18	
0,0100	60,0000	0,64	2,41	9,65	
0,0100	75,0000	0,64	1,22	4,58	
0,0500	0,0000	12,80	$1,57 \cdot 10^4$	$6,54 \cdot 10^4$	$1,10 \cdot 10^5$
0,0500	45,0000	12,80	$1,11 \cdot 10^4$	$4,55 \cdot 10^4$	$7,57 \cdot 10^4$
0,0500	60,0000	12,80	$7,82 \cdot 10^3$	$3,16 \cdot 10^4$	$5,21 \cdot 10^4$
0,0500	75,0000	12,80	$4,01 \cdot 10^3$	$1,63 \cdot 10^4$	$2,59 \cdot 10^4$
0,0985	0,0000	6,50	$4,65 \cdot 10^5$		$3,43 \cdot 10^6$
0,0985	45,0000	6,50	$3,29 \cdot 10^5$		$2,19 \cdot 10^6$
0,0985	60,0000	6,50	$2,31 \cdot 10^5$		$1,54 \cdot 10^6$
0,0985	75,0000	6,50	$1,20 \cdot 10^5$		$7,65 \cdot 10^5$

Tableau 1 : Valeurs de $Ra_m \cos \theta$ en fonction des paramètres b, θ , H/b et q_e pour chaque expérience.

En effet, l'influence de la température sur le groupement $\frac{g\beta}{\lambda\nu^2}$ n'est pas négligeable : un écart de 34% peut être observé pour une différence de température de 33K.

La figure 3 donne l'évolution du nombre de Nusselt à mi longueur en fonction de $Ra_m \cos \theta$. Les résultats obtenus dans un canal vertical sont repérés par des carrés pleins noirs tandis que les résultats obtenus pour un canal incliné sont représentés par des carrés vides. Les résultats expérimentaux de cette étude semblent mettre en évidence deux régimes de fonctionnement l'un représentatif des grands nombres de Rayleigh et l'autre pour des valeurs inférieures à quelques dizaines pour lesquelles un écoulement établi pourrait être obtenu. Dans le cas des grands nombres de Rayleigh, la corrélation fournie par Webb & Hill [2] pour un canal vertical :

$$Nu_{1/2 \text{ Webb}} = 0,58 Ra_m^{0,206}$$

dans laquelle Ra_m est remplacé par $Ra_m \cos \theta$ pour tenir compte de l'inclinaison du canal, donne des résultats comparables à ceux de cette expérience. En effet, les écarts relatifs par rapport à la corrélation sont alors au maximum égaux à 16% et en moyenne inférieurs à 7%. Le coefficient de corrélation entre les points expérimentaux et la relation de Webb et Hill est de 0,98. Une regression linéaire au sens des moindres carrés à partir des résultats expérimentaux permet d'obtenir la corrélation suivante :

$$Nu_{1/2} = 0,59 (Ra_m \cos \theta)^{0,206}$$

Le coefficient de corrélation est aussi de 0,98.

En ce qui concerne les résultats obtenus aux faibles valeurs du nombre de Rayleigh, les nombres de Nusselt expérimentaux obtenus à la position où la température pariétale est maximale ($Nu_{T_{max}}$) avec

$$Nu_{T_{max}} = \frac{q_m b}{\lambda \left(\frac{(T_{pc_{x=x_{max}}} + T_{pf_{(x=x_{max})})}{2} - T_{ext} \right)}$$

sont comparés, figure 4, aux résultats analytiques obtenu par Aung [3] dans le cas d'un canal vertical en écoulement pleinement développé :

$$Nu_{Aung} = 0,144 Ra_m^{0,5}$$

Comme dans le cas précédent l'influence de l'inclinaison semble pouvoir être restituée par $Ra_m \cos \theta$. La précision est cependant moins bonne que dans le cas des grands nombres de Rayleigh. Des écarts allant jusqu'à 38% sont observés. Pour lors, le nombre de points expérimentaux est insuffisants pour extraire une loi descriptive à partir d'une régression au sens des moindres carrés. Ces résultats doivent être complétés pour que puissent être tirées des conclusions plus définitives.

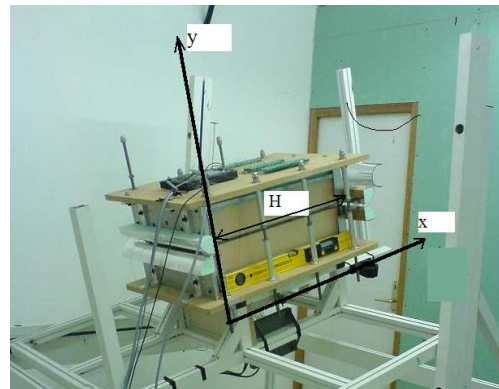
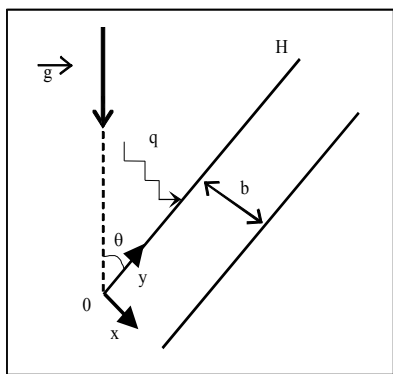
4. Conclusion

Le dispositif expérimental mis en place au laboratoire montre que la corrélation de Webb et Hill peut être utilisée dans un canal incliné, à la condition d'utiliser la composante axiale de l'accélération de la pesanteur dans la définition du nombre de Rayleigh. Cette adaptation semble même convenir jusqu'à des angles de 75°, correspondant à une forte inclinaison du canal. Pour les plus petites valeurs du nombre de Rayleigh, la comparaison avec des solutions en régime établi semblent moins pertinente. Il reste à augmenter le nombre de points expérimentaux de manière à préciser plus exactement le domaine de validité des corrélations utilisées. En particulier, des expériences à des nombres de Rayleigh intermédiaires vis à vis des deux lois

examinées doivent être réalisées. Un autre objectif sera de rechercher les conditions critiques d'apparition d'écoulement de recirculation le long de la paroi froide [5] pour lesquelles l'inclinaison doit jouer un rôle. Des investigations permettant d'obtenir des cartographies de la température et de la vitesse dans le canal sont en cours de réalisation.

Références

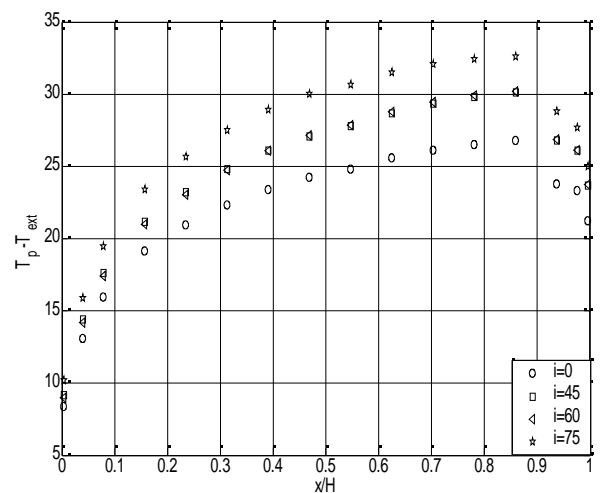
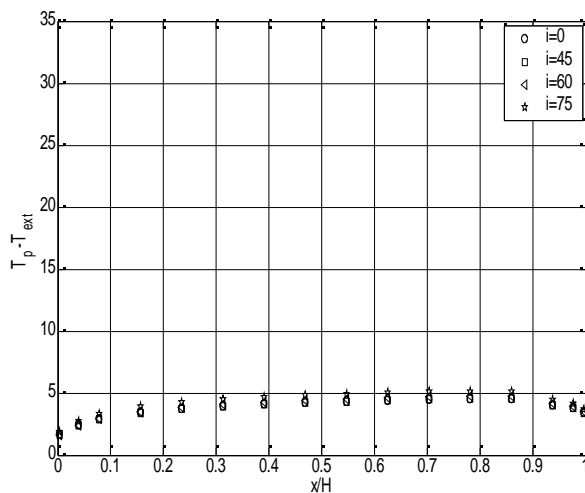
- [1] A-M. Dalbert, F. Penot, J-L. Peube, Convection naturelle laminaire dans un canal vertical chauffé à flux constant. International journal of heat and mass transfer, vol. 24, n°9, p.1463-1473, 1981.
- [2] B. W. Webb, D. P. Hill, High Rayleigh Number Laminar Natural Convection in an Asymmetrically Heated Vertical Channel, J. Heat Transfer 111 (1989) 649-656.
- [3] W. Aung Fully Developed Laminar Free Convection between Vertical Plates Heated Asymmetrically, Int. J. Heat Mass Transfer 15, (1972) 1577-1580.
- [4] N. Miolard, B. Deshaies, M. Dupont, Etude expérimentale d'un écoulement de convection naturelle dans un canal incliné. Congrès de la Société Française de Thermique 2003.
- [5] L. F. A. Azevedo and E.M. Sparrow, Natural Convection in Open-Ended Inclined Channels, J. Heat Transfer 17 (1985) 893-901.
- [6] F. Penot, A-M. Dalbert, Convection naturelle mixte et forcée dans un thermosiphon vertical chauffé à flux constant. International journal of heat and mass transfer, vol. 26, n°11, p.1639-1648, 1983.



a)

b)

Fig.1 Schéma du canal a) et photographie b) du dispositif expérimental



a)

b)

Fig.2 Écart de température avec l'air extérieur pour $q_e = 10 \text{ W.m}^{-2}$ a) et 100 W.m^{-2} b), $H/b = 6,4$, $i = \theta = 0^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 75^\circ$

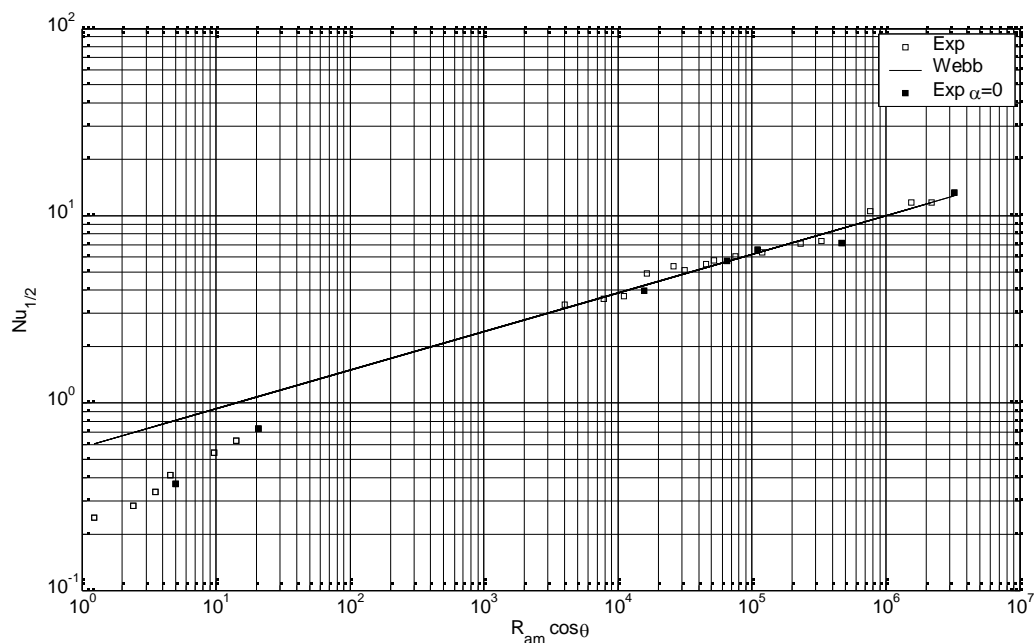


Fig.3 Nombre de Nusselt (Nu), fonction de $R_{am} \cos \theta$: comparaison avec la corrélation de Webb & Hill [2] mesurés à mi-hauteur du canal

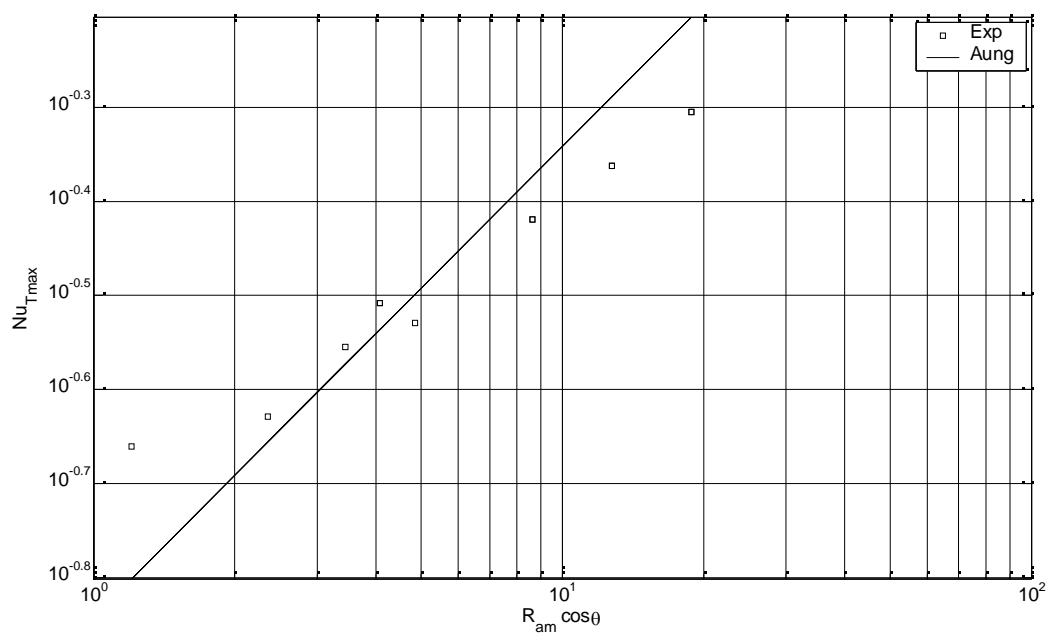


Fig.4 Nombre de Nusselt (Nu_{Tmax}) en fonction de $R_{am} \cos \theta$: comparaison avec la corrélation de Aung [3]