

Caractérisation de la dynamique d'un écoulement de convection naturelle et des transferts de chaleur aux parois au sein d'un canal différentiellement chauffé

Estibaliz SANVICENTE¹, Stéphanie GIROUX-JULIEN¹, Cristian MURESAN²,
Shihe XIN¹, Christophe MÉNÉZO^{1,3*}

¹Centre de Thermique de Lyon (CETHIL), UMR 5008 CNRS-INSA-Univ.Lyon 1, Bât.Sadi Carnot, INSA-Lyon, F-69621 Villeurbanne Cedex, France

²Enerbat, EDF R&D, Les Renardières, 77818 Moret sur Loing

³LOCIE FRE CNRS 3220, Polytech Annecy-Chambéry/Université de Savoie, INES, Campus scientifique Savoie Technolac, 73376, Le Bourget-Du-Lac Cedex, France

* (auteur correspondant : christophe.menezo@insa-lyon.fr/christophe.menezo@univ-savoie.fr)

Résumé - Ce travail concerne l'étude expérimentale de l'écoulement d'air qui se développe dans un canal vertical plan chauffé asymétriquement et soumis à des conditions limites de type densité de flux imposé. Les retombées applicatives visées concernent la détermination des configurations optimales d'intégration des composants PV en façade de bâtiment propices à leur rafraîchissement passif. Les comportements dynamique et thermique de ce système sont étudiés et discutés. Ceci met en évidence la nécessité de quantifier, à partir d'un flux injecté en paroi, la part d'énergie fournie au fluide et transformée en énergie cinétique ainsi que la part fournie au fluide et contribuant à son échauffement.

Nomenclature

g accélération gravitationnelle, m/s^2
 Q_{elec} puissance électrique injectée, W/m^2
 Q_s flux convectif, W/m^2
 Φ_{rad} flux radiatif, W/m^2
 $\Phi_{cond_{y-z}}$ flux conductif suivant y-z, W/m^2
 Φ_{pertes} pertes dans l'isolant, W/m^2
 λ conductivité thermique, $W/m.k$
 β coefficient d'expansion thermique, K^{-1}

ν viscosité cinématique, $m^2.s^{-1}$
 Nu_y Nombre de Nusselt local
 V_{yo} Vitesse moyenne à l'entrée du canal

$$Gr_y = \frac{g \cdot \beta \cdot q_s \cdot y^4}{\nu^2 \lambda}$$

$$Ra^* = Ra_d \left(\frac{d}{H} \right) = \frac{g \cdot \beta \cdot q_s \cdot d^4}{\nu^2 \lambda} \cdot \frac{d}{H} \cdot Pr$$

1. Introduction

Notre étude porte sur l'analyse des écoulements de convection naturelle et des transferts de chaleur associés au sein d'un canal vertical différentiellement chauffé. Les retombées applicatives visées sont liées à l'intégration de composants photovoltaïques en façade double-peau de bâtiment. Pour ce type de composants solaires, il est nécessaire d'identifier les configurations d'intégration propices à leur rafraîchissement naturel de manière à maintenir un niveau de rendement de photoconversion satisfaisant par rapport à un fonctionnement non intégré. Nous nous attachons au travers de cette étude expérimentale à la caractérisation de la dynamique de l'écoulement mais aussi à la détermination des échanges de chaleur aux parois.

Les écoulements non isothermes en canal ou en cylindre ouvert ont fait l'objet de nombreuses études tant numériques qu'expérimentales. Le régime laminaire a été largement exploré et ce pour les deux types génériques de conditions limites qui sont températures ou flux imposés. Les études en température imposée sont plus nombreuses. La majorité d'entre elles se sont focalisées sur la détermination des transferts de chaleur aux parois en négligeant

la prise d'informations sur la structure ainsi que la dynamique des écoulements relativement « simples » en régime laminaire. De nombreuses corrélations liant les échanges aux parois ou les débits adimensionnés au nombre de Rayleigh sont référencées par Olsson [1].

Peu d'études se sont positionnées pour des régimes d'écoulement turbulent ainsi que sur la transition de l'écoulement. Miyamoto et al. [2] ont étudié expérimentalement la convection naturelle dans un canal vertical de 5 m de haut soumis à une différence de flux imposée entre les deux parois, une des parois étant adiabatique. Ils ont montré que les profils de température présentaient un point d'inflexion et en conséquence une augmentation du coefficient d'échange pariétal, observations liées à un processus de transition de l'écoulement dans le canal. Il a par ailleurs appuyé son analyse sur des mesures de quantités dynamiques et thermiques instantanées sur la hauteur du canal, nécessaire pour approfondir la compréhension de la structure de l'écoulement et des transferts de chaleur aux parois. Depuis, peu d'auteurs ont réalisé des études expérimentales aussi complètes. Les autres études les plus renseignées concernent des conditions en température imposée. Ayinde et al. [3] ont réalisé des mesures de vitesse par PIV dans un canal vertical de petite hauteur et ont montré la forte dépendance du profil de vitesse vis-à-vis du rapport de forme et du nombre de Rayleigh caractéristique de l'écoulement. Ils ont par contre mis en évidence que l'intensité turbulente ainsi que la contrainte de cisaillement dépendait fortement du rapport de forme du canal mais était indépendante du nombre de Rayleigh. Yilmaz and Fraser [4], Yilmaz et Gilchrist [5] ont quant à eux effectué des mesures simultanées de vitesse (LDA) et de température en sortie de canal. Ils présentent des corrélations moyennes en fonction du nombre de Rayleigh.

Notre configuration d'étude est à flux uniforme et imposé sur l'une des parois du canal, l'autre étant non chauffée électriquement. Notre étude repose sur une analyse de la dynamique de l'écoulement (en utilisant la PIV) et des transferts de chaleur aux parois.

2. Dispositif expérimental et techniques de mesure

Les expériences s'effectuent dans un canal (figure 1) constitué de deux plaques planes parallèles et verticales (1.5 m hauteur, 0.7 m largeur) séparées d'une distance de 0.1 m, le rapport de forme d/H étant de 1/15. L'une des plaques est chauffée à flux électrique imposé. L'entrée du canal est biseautée à 30° afin d'éliminer les zones de recirculation instationnaires se développant à partir du bord d'attaque des deux parois. Deux plaques de plexiglas ferment latéralement le canal permettant d'éviter une alimentation latérale en air. Les faces arrières de chaque panneaux sont isolées, afin de minimiser les pertes vers l'extérieur, par un block en polyuréthane ($\lambda=0.027$ W/m.K et 12 cm d'épaisseur) extrudé intégré dans un coffrage en bois.

15 feuilards indépendants en acier inoxydable de 10 cm de large, d'épaisseur 50 μ m et de conductivité faible ($\lambda=13$ W/m.K) sont tendus sur chaque face intérieure des parois du canal. L'émissivité des plaques est $\varepsilon=0.092$ correspondant à l'émissivité des feuilards. Une puissance électrique est injectée dans chaque feuilard indépendant et dissipée dans le canal par effet joule. Chacune des plaques est instrumentée au moyen de 75 thermocouples de type K (120 μ m de diamètre), implantés sur l'axe de symétrie vertical de chaque paroi (selon y). La température de référence est mesurée par un thermocouple à l'entrée du canal (voir figure 1b, T_{ref}).

Les pertes arrières par conduction suivant x, sont évaluées à partir de 15 thermocouples (type K, 120 μ m diamètre) placés dans l'isolant à 4cm de profondeur sur une ligne verticale vis-à-vis des thermocouples de surface. Ces pertes sont de l'ordre de 3.5 % de la puissance électrique injectée dans les feuilards.

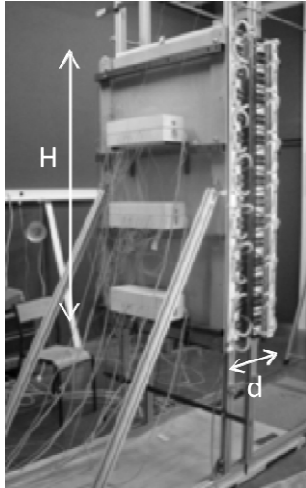


Figure 1a : Banc d'essais

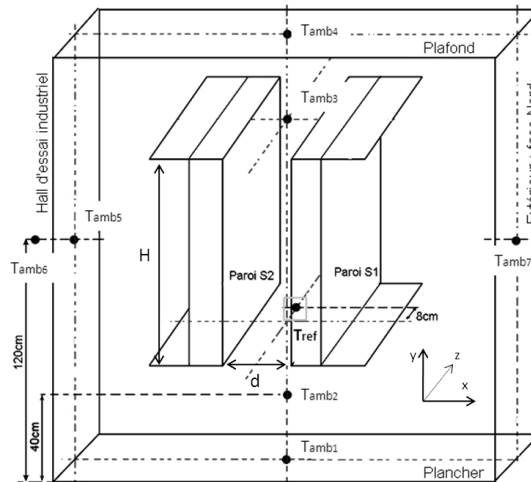


Figure 1b : métrologie

Les conditions extérieures (dans le local expérimental) sont mesurées par 7 thermocouples de type k (200 μm de diamètre). Un schéma de la disposition spatiale des thermocouples est présenté dans la figure 1b. Les expériences sont conduites dans une pièce de 170 m^3 (figure 1) qui présente une stratification verticale de 2-2.5 $^{\circ}\text{C}$. Cette salle n'est pour l'instant pas climatisée car cela est très délicat à réaliser sans perturber les écoulements au sein du canal. La stabilité thermique de la pièce est cependant de l'ordre de 1-1.5 $^{\circ}\text{C}$ sur un cycle jour-nuit. Les mesures ont été réalisées après une période de mise en régime de l'ordre de 6 heures. L'incertitude de mesure sur les températures a été évaluée lors de l'étalonnage des thermocouples à $T=\pm 0,12$ $^{\circ}\text{C}$ [6].

La mesure des champs globaux de vitesse est assurée par un dispositif PIV (vélocimétrie par images de particules). Le système est composé d'un laser Nd : YAG 120 mJ, une caméra CCD (pco.200) et un logiciel de traitement (DaVIS 7.2). La fréquence d'acquisition des images est de 11Hz et les essais ont une durée variant entre 40 et 60 mn. L'écoulement est au préalableensemencé en micro-particules (< 1 μm) d'huile DEHS (Di-Ethyl-Hexyl-Sebacat) produites par un atomiseur. Avec une densité de 912 kg/m^3 et leur taille, ces particules présentent un bon compromis entre la capacité de suivre l'écoulement (écarts entre la vitesse des particules et vitesse de l'écoulement de 0.01%) et diffusion de la lumière, d'après [7]. L'expérience estensemencée pendant 5 minutes et un temps de stabilisation et d'homogénéisation spatiale des particules dans l'écoulement de 30 minutes est respecté entre la fin de l'ensemencement et le début des mesures de PIV.

3. Résultats et discussion

Les expériences ont été réalisées pour une configuration de chauffage uniforme sur une paroi et pour un nombre de Rayleigh modifié (Ra^*) égal à 9.11×10^6 .

3.1. Structure des champs dynamiques moyens et instantanés

Les profils de vitesse verticale moyenne obtenus sur la largeur du canal et répartis sur cinq hauteurs selon H sont représentés figure 2.

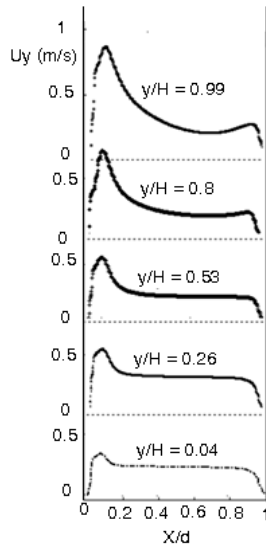


Figure 2 : Profils de vitesse moyenne verticale le long du canal

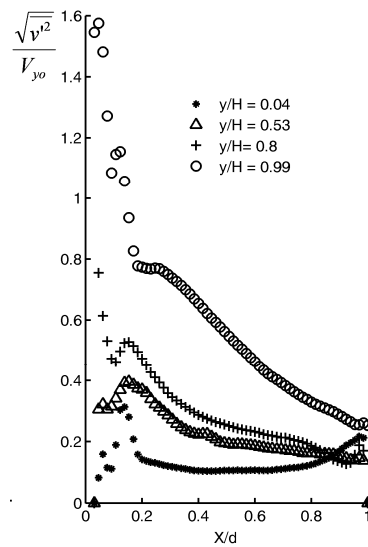


Figure 3-a : Intensité des fluctuations des vitesses verticales

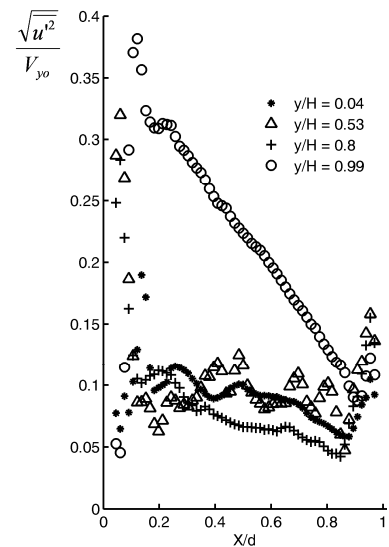


Figure 3-b Intensité des fluctuations des vitesses horizontales

Ils sont caractéristiques de ce type d'écoulement et présentent dans chaque section ($y/H=0.04$ à $y/H=0.53$) un pic de vitesse (variant entre 0.45 m/s à $y/H=0.04$ et 0.7 m/s à $y/H=0.53$) à proximité de la paroi chauffée suivi d'une zone au centre du canal où la vitesse est plus faible et quasiment constante. Ce plateau de vitesse moyenne d'environ 0.3 m/s, est marqué sur la partie inférieure du canal c'est-à-dire pour y/H appartenant à $[0.04 ; 0.26 ; 0.53]$. A proximité de la paroi non chauffée, on observe sur la partie supérieure du canal une augmentation localisée de la vitesse moyenne (de 0.23 à 0.26 m/s pour $y/H=0.8$ et de 0.18 à 0.26 pour $y/H=0.99$) avant la décroissance à zéro sur la paroi non chauffée. Ce phénomène est l'effet du rayonnement de la paroi chauffée qui induit une augmentation de la température de surface de la paroi en regard. Le maximum du pic de vitesse correspond à 0.75 m/s.

La figure 3 présente les profils d'intensité turbulente adimensionnés [8] selon y (fig. 3-a) et selon x (fig. 3-b). Les allures des profils d'intensité turbulente sont similaires selon x et selon y respectivement. Sur la majeure partie du canal ($y/H=0.04$, $y/H=0.53$, $y/H=0.8$), les intensités turbulentes présentent un maximum à proximité de la paroi chauffée, zone où les gradients de vitesse sont les plus importants. La décroissance après ce pic est abrupte, ce qui correspond à une diffusion forte des contraintes de Reynolds. Au centre du canal et à proximité de la paroi adiabatique, l'intensité turbulente présente un plateau de valeur très faible. En sortie de canal, les intensités turbulentes selon x et selon y sont beaucoup plus importantes, maintenues sur la largeur du canal. Cette forte croissance du niveau d'intensité turbulente en sortie de canal est caractéristique lorsque les fluctuations de vitesse sont fortement liées aux fluctuations de pression ambiante. Il est possible que ceci soit renforcé par une éventuelle transition vers la turbulence. Ce point est à approfondir par des mesures complémentaires à l'extérieur du canal. Après le pic caractéristique près de la paroi chauffée, l'intensité turbulente décroît mais conserve malgré tout une certaine amplitude. À proximité de la paroi non chauffée, on remarque une intensification localisée des fluctuations de vitesse, ce qui est cohérent avec l'effet du rayonnement sur la paroi non chauffée (observation faite sur les champs de vitesse moyennes) et la présence d'une zone de recirculation de caractère intermittente observée dans les films PIV.

3.2. Transferts de chaleur aux parois

Les échanges convectifs sont évalués à partir du nombre de Nusselt local $Nu(y)$:

$$Nu(y) = \frac{h(y) \cdot y}{\lambda} \quad (1)$$

Dans cette expression $h(y)$ représente le coefficient d'échange convectif local calculé (2) par méthode indirecte [6] à partir de la température de surface mesurée (T_w), la température à l'entrée du canal (T_{inlet}) l'évaluation du flux conduit perdu par l'arrière de la paroi (ϕ_{pertes}), le flux conduit dans la direction verticale (ϕ_{cond_y-z}) et le flux net radiatif (ϕ_{rad}).

$$h(y) = \frac{qs}{(T_w - T_{inlet})} = \frac{Q_{elec} - (\phi_{pertes} + \phi_{cond_y-z} + \phi_{rad})}{(T_w - T_{inlet})} \quad (2)$$

Dans la figure 4, nous présentons une évolution du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Grassof local sous une relation de la forme $Nu(y) = C \cdot (Gry)^m$, corrélation analytique présentée par [9]. Les coefficients de corrélation que nous obtenons sont $C=0,53$ et $m=0,21$. Ce résultat est tout à fait satisfaisant par rapport à ceux de Webb et Hill [10], qui montrent que pour un canal vertical chauffé asymétriquement et pour une gamme de $503 \leq Ra^* \leq 1,75 \cdot 10^7$, le nombre de Nusselt local $Nu(y)$ est bien décrit par cette relation en soulignant que les valeurs de A et m tendent asymptotiquement vers $A=0,58$ et $m=0,2$. La figure 5 montre l'évolution de la température pariétale et l'évolution des échanges convectifs locaux le long du canal. Les échanges convectifs locaux présentent une évolution cohérente avec la température pariétale. On observe une rapide diminution de l'échange convectif dans la première partie du canal en lien avec le développement de la couche limite thermique. Le profil de température pariétale présente une augmentation de la température dans la première partie du canal ($y/H=0.4$). Au delà de $y/H=0.6$, une décroissance de la température est observée induisant un accroissement des échanges convectifs. Ce comportement a été identifié par plusieurs auteurs comme une amorce du processus de transition vers la turbulence. Ceci peut être appuyé par l'analyse de la dynamique de l'écoulement présentée au paragraphe précédent, notamment au travers de l'augmentation des fluctuations sur la composante verticale des vitesses comme mentionné précédemment (figure 3a).

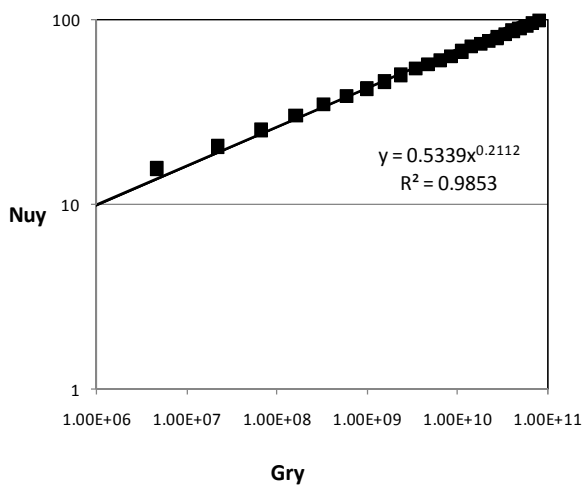


Figure 4 : Corrélation $Nu(y)$ - $Gr(y)$

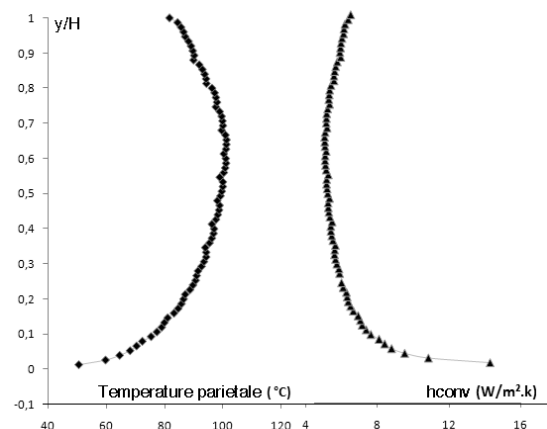


Figure 5 : Evolution de la température pariétale et le coefficient d'échange convectif

Ce résultat est d'autre part cohérent avec ceux obtenus par Miyamoto [2] représentant la configuration se rapprochant le plus de notre étude. Toutefois, la décroissance des températures de paroi est plus marquée que l'augmentation du coefficient d'échange convectif proche de la sortie du canal (à partir de $y/H = 0,67$). Ceci est lié à l'augmentation des échanges radiatifs avec l'environnement.

5. Conclusion

L'étude présentée porte sur l'analyse de la dynamique de l'écoulement et des transferts de chaleur aux parois dans un canal vertical à flux imposé. Les mesures PIV ont permis de retrouver l'évolution des profils moyens typique de cette configuration. La nature de l'écoulement a été caractérisée suivant la hauteur du canal à travers l'analyse des fluctuations des composantes horizontale et verticale de la vitesse. Cela a notamment conduit à mettre en évidence la dépendance de l'écoulement aux fluctuations de la pression ambiante. De plus, il est très vraisemblable que cela caractérise aussi un processus de transition de l'écoulement en sortie de canal. Ces observations sont d'ailleurs tout à fait cohérentes avec l'évolution des températures et des échanges de chaleur aux parois. En perspective de ce travail, nous nous attacherons à approfondir le lien entre la dynamique et la thermique de l'écoulement en relation avec les échanges de chaleur pariétaux. Il ressort de notre étude le besoin d'apporter des connaissances sur le lien entre les conditions ambiantes et l'évolution du comportement de l'écoulement au sein du canal.

Références

- [1] C.O. Olsson, Prediction of Nusselt Number and Flow Rate of Buoyancy Driven Flow Between Vertical Parallel Plates, *ASME Journal of Heat Transfer*, 126 (2004), 97-104.
- [2] M.Miyamoto, Y. Katoh, J. Kurima, Turbulent free convection heat transfer from vertical parallel plates, *Proc. of the Eighth International Heat Transfer Conference*, (Washington, DC, 1986), 1593-1598.
- [3] T.F. Ayinde, S.A.M. Said, M.A. Habib, Experimental investigation of turbulent natural convection flow in a channel, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32 (2008), 1204-1212.
- [4] T.Yilmaz and S.M. Fraser, Turbulent natural convection in a vertical parallel-plate channel with asymmetric heating, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 50 (2007), 2612-2623.
- [5] T.Yilmaz and A. Gilchrist, Temperature and velocity field characteristics of turbulent natural convection in a vertical parallel plate channel with asymmetric heating, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 43 (2007), 707-719.
- [6] J. Vareilles, Étude des transferts de chaleur dans un canal vertical différenciellement chauffée : application aux enveloppes photovoltaïques/thermiques, *Thèse de Doctorat*, INSA Lyon (2007).
- [7] M.Raffel, C.Willert, Particle Image Velocimetry: A practical guide, Springer (1998).
- [8] A.G. Fedorov, R. Viskanta, Turbulent natural convection heat transfer in an asymmetrically heated, vertical parallel-plate channel, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 40-16 (1997), 3849-3860.
- [9] E.M.Sparrow, J.L.Gregg, Laminar free convection from a vertical plate with uniform surface heat flux, *Trans.ASME*, 78 (1956), 435-440.
- [10] B.W.Webb, D.P.Hill, High Rayleigh number laminar natural convection in an asymmetrically vertical channel, *Journal of Heat Transfer*, 111 (1988), 649-656.