

Etude numérique du transfert thermique en convection mixte pour un échangeur de chaleur air/solaire

Maxime PERIER-MUZET*, Muriel ALAPHILIPPE, Serge BLANCHER, Pascal STOUFFS

Laboratoire de Thermique, Energétique et Procédés

IFR, rue Jules Ferry – BP 7511 – 64075 PAU Cedex

*(auteur correspondant : maxime.perier-muzet@etud.univ-pau.fr)

Résumé – Dans la perspective de concevoir un échangeur de chaleur air/solaire haute température pour un concentrateur solaire linéique, efficace en régime laminaire, une étude numérique d'un écoulement d'air en convection mixte dans un tube cylindrique horizontal chauffé par le bas a été menée. Une augmentation significative de l'échange de chaleur a été observée en convection mixte par rapport à un écoulement en convection forcée pure. L'influence de la conductivité thermique de la paroi sur la qualité de l'échange thermique a été mise en évidence.

Nomenclature

D	diamètre interne de l'échangeur, m	λ	conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
g	accélération de la pesanteur, $m.s^{-2}$	ν	viscosité cinématique, $m^2.s^{-1}$
Gr	nombre de Grashof, $Gr = \beta g (T_w - T_{air}) D^3 / \nu^2$	ρ	masse volumique, $kg.m^{-3}$
L	longueur du tube, m	Φ	flux surfacique de chaleur, $W.m^{-2}$
Nu	nombre de Nusselt	<i>Indices</i>	
Q_m	débit massique d'air, $kg.s^{-1}$	<i>air</i>	fluide
Re	nombre de Reynolds, $Re = uD / \nu$	<i>Chau</i>	chauffe
Ri	nombre de Richardson, $Ri = Gr / Re^2$	<i>ech</i>	échangé entre la paroi et le fluide
u	vitesse débitante de l'air, $m.s^{-1}$	<i>f</i>	film
z	coordonnés sur l'axe débitant, m	<i>in</i>	section d'entrée
<i>Symboles grecs</i>		<i>out</i>	section de sortie
β	coefficient de dilatation volumique, K^{-1}	<i>w</i>	paroi

1. Introduction

Compte tenu des contraintes liées à l'utilisation du flux solaire et au faible coefficient d'échange entre un flux d'air et une paroi, la conception d'un échangeur de chaleur air/solaire générant peu de pertes de charge est délicate [1]. Afin de répondre à ce défi un échangeur de géométrie cylindrique horizontale a été imaginé. Cette géométrie très simple, permet l'établissement d'un écoulement d'air en convection mixte. La génération de ce mouvement convectif permet d'espérer un gain en termes d'efficacité d'échange sans augmentation notable des pertes de charge.

La convection mixte est générée par la combinaison d'un mouvement de convection naturelle et de convection forcée. Fand et Keswani [2] ont posé que le régime de convection mixte est atteint lorsque le flux de chaleur transféré diffère de plus de 5% de celui observé en convection naturelle ou en convection forcée pure.

Ce type d'écoulement, en régime laminaire dans un tube horizontal, a déjà fait l'objet de très nombreuses études. H.A Mohammed et Y.K Salman [3] ont observé que la présence de convection mixte laminaire dans un tube cylindrique horizontal est défavorable à l'échange de chaleur à faible nombre de Reynolds alors qu'elle est favorable pour des nombres de Reynolds plus élevés. D.K. Choi et D.H. Choi [4] ont mis en évidence l'augmentation de l'échange thermique ainsi que l'apparition de rouleaux de convection naturelle, lié à

l'établissement de la convection mixte dans un tube horizontal non uniformément chauffé sur sa circonférence.

Dans ce travail, une étude numérique de l'influence de la convection mixte interne sur l'échange de chaleur entre un flux d'air en régime laminaire et la paroi d'un tube cylindrique horizontal chauffé sur sa surface extérieure est présentée. Les hypothèses de simulation doivent permettre d'approcher les conditions de fonctionnement d'un échangeur de chaleur air/solaire à haute température chauffé par un flux solaire concentré linéique.

2. Description de l'échangeur de chaleur et des conditions de simulation

2.1. Géométrie de l'échangeur

L'échangeur de chaleur air/solaire étudié est constitué d'un tube cylindrique horizontal de section constante dans lequel circule un flux d'air sous pression à 3 bar. Ce tube de 2,5 m de long a un diamètre interne de 79 mm et une épaisseur de paroi de 5 mm (figure 1).

L'échangeur est chauffé par un flux solaire concentré absorbé par la paroi externe du tube. Ce flux solaire concentré provient d'un miroir cylindro-parabolique qui réfléchit et concentre le rayonnement solaire sur une bande focale large d'environ 30 mm située sur la partie basse du tube (figure 2). Le flux de chauffe n'est donc pas uniformément réparti sur la circonférence du tube.

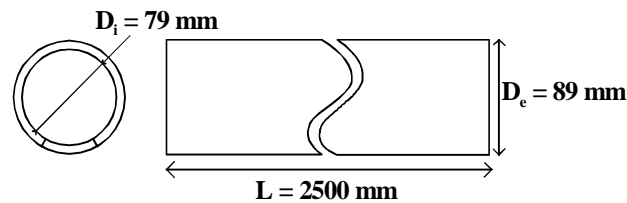


Figure 1 : Représentation schématique du tube de l'échangeur de chaleur

2.2. Modélisation et maillage de l'échangeur

La modélisation et le maillage de l'échangeur ont été réalisés en trois dimensions avec le logiciel de modélisation et de maillage Gambit. Seul le volume occupé par l'air est modélisé et maillé pour cette étude avec Gambit. La modélisation et le maillage de la paroi du tube ont été générés automatiquement en configurant les conditions aux limites dans le logiciel de simulation, Fluent.

Afin de pouvoir simuler les conditions de chauffage non uniformément réparti sur la surface du tube, la paroi est modélisée en deux volumes, un correspondant à la surface extérieure insolée et l'autre correspondant à la surface extérieure en contact avec l'isolation.

Le maillage qui a été réalisé sous Gambit est un maillage en O (figure 3), composé de 512000 éléments hexagonaux. Le pas de maillage est régulier suivant l'axe débitant et égal à 5 mm.

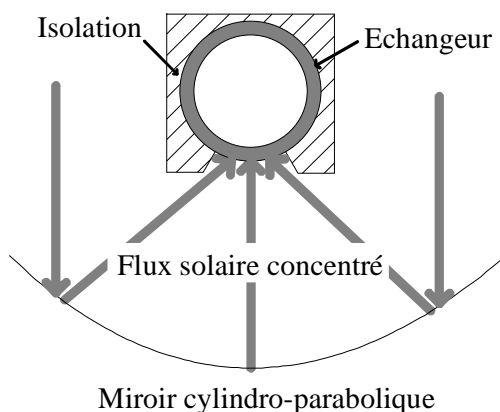


Figure 2 : Représentation schématique du dispositif solaire

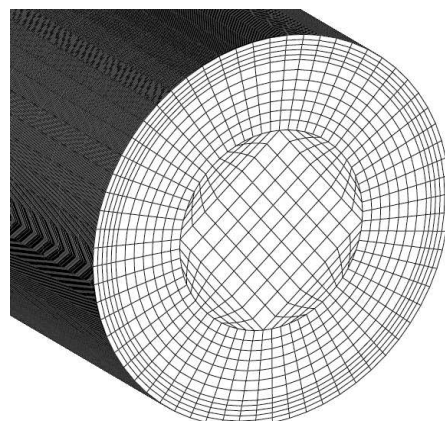


Figure 3 : Maillage 3D de l'échangeur

2.3. Conditions aux limites

Sur la section d'entrée de l'air une condition de débit massique a été imposée. Les profils de température et de vitesse sont uniformes et la résultante du vecteur vitesse est parallèle à l'axe débitant sur cette section. Une condition de flux diffusif nul pour les variables de l'écoulement (vitesse, température,...etc.) dans la direction normale à la section, associée à une hypothèse d'écoulement dynamiquement et thermiquement pleinement développé avec une correction du débit masse est appliquée sur la section de sortie. Des conditions de parois avec flux de chaleur imposé ont été paramétrées sur la surface latérale du tube.

3. Définition et calcul du nombre de Nusselt local

Le nombre de Nusselt local est calculé à l'abscisse z à partir de l'expression suivante :

$$Nu(z) = \frac{\Phi_{ech}(z) D}{\lambda_f(z) (T_w(z) - T_{air}(z))} \quad (1)$$

Avec $T_{air}(z)$ la température moyenne de débit à l'abscisse z , $T_w(z)$ la température moyenne de la paroi sur le périmètre à l'abscisse z , $\Phi_{ech}(z)$ le flux de chaleur surfacique moyen échangé entre la paroi et le fluide sur le périmètre à l'abscisse z .

4. Résultats et discussions

4.1. Conditions de calcul

Les résultats qui sont présentés ont été obtenus par la réalisation de simulations réalisées avec le logiciel commercial Fluent 6.3.26 en mode 3D stationnaire.

Les simulations ont été réalisées en supposant les conditions suivantes :

- La masse volumique de l'air évolue suivant l'équation des gaz parfaits.
- La viscosité dynamique, la capacité calorifique massique et la conductivité thermique de l'air évoluent en fonction de la température.
- Les propriétés physiques de la paroi sont constantes.
- L'écoulement d'air est laminaire.
- Les échanges thermiques radiatifs sont négligés devant le transfert convectif interne et la conduction dans la paroi. La validité de cette hypothèse est appréciée à posteriori par l'analyse des profils de température sur la surface interne de la paroi (figure 4 et 11). Les faibles différences de température sur la circonférence du tube que nous avons obtenu, permettent de justifier cette hypothèse.
- La paroi non chauffée de l'échangeur est considérée adiabatique.
- Pour les simulations en convection mixte, la contrainte de gravité est appliquée suivant l'axe vertical.

On se place dans des conditions de débit et de flux de chauffe telles que la différence de température de l'air entre l'entrée et la sortie est supposée identique dans tous les essais présentés. De plus, la température d'entrée et la pression de l'air sont constantes et respectivement égales à 643 K et 3.10^5 Pa.

4.2. Flux de chauffe uniformément réparti sur la circonférence de l'échangeur

Les résultats présentés dans ce paragraphe sont relatifs à des simulations réalisées en convection mixte et forcée, dans les conditions suivantes : la conductivité thermique de la paroi est égale à $26 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$, le flux de chauffe uniformément réparti et le débit massique d'air varient respectivement de 1221,9 à 4887,4 W/m^2 et de $2,07.10^{-3}$ à $8,28.10^{-3}$ kg/s , le nombre de Reynolds moyen est compris entre 800 et 2500 et le nombre de Richardson moyen est compris entre $1,6.10^{-1}$ et $9,5.10^{-1}$.

4.2.1. Convection forcée

La conception de l'échangeur est telle que l'air est dès sa pénétration dans le tube en contact avec la paroi chauffée. L'écoulement est donc à l'entrée de l'échangeur thermiquement et dynamiquement non établi.

Les profils des nombres de Nusselt locaux en fonction de z/D , décroissent pour atteindre une valeur asymptotique (figure 5). Les profils obtenus ont montré une très bonne correspondance avec ceux proposés par Heaton, Reynolds et Kays [5].

4.3.2. Convection mixte

L'établissement de l'écoulement en convection mixte se caractérise par la génération de rouleaux convectifs établis de manière symétrique par rapport à l'axe de la gravité avec un flux d'air ascendant le long de la paroi et descendant au centre du tube (figure 6) comme observé dans [4]. L'analyse de ces profils à différentes longueurs de l'échangeur montre la présence de mouvements de convection naturelle plus soutenus dans la zone proche de l'entrée du tube avec une atténuation de leurs puissances au cours de l'établissement dynamique et thermique de l'écoulement. Une stratification verticale des températures liée à l'ascension de l'air chaud est également observée.

Les profils Nusselt locaux en fonction de z/D obtenus (figure 5) ont une allure similaire à ceux observés en convection mixte turbulente par [6]. Dans la zone très proche de l'entrée du tube, les valeurs des nombres de Nusselt locaux sont identiques à ceux obtenus en convection forcée. À partir de z/D compris entre 0,1 et 0,3 en fonction des configurations, les effets de la convection mixte deviennent perceptibles, les valeurs des nombres de Nusselt locaux en convection mixte croissent pour atteindre un maximum pour z/D compris entre 10 et 25 en fonction des simulations. Cette phase de croissance est liée à l'apparition des rouleaux de convection naturelle. C'est dans cette zone que les mouvements liés à la convection naturelle sont les plus forts. En aval, une décroissance est observée. Elle s'explique par une plus faible activité de la convection naturelle dans cette zone couplée à la formation de la couche limite thermique.

Un impact significatif de la convection mixte sur la valeur des nombres de Nusselt locaux est observé. Près de la sortie de l'échangeur les nombres de Nusselt en convection mixte sont supérieurs d'un facteur compris entre 2,8 et 3 comparé à ceux obtenu en convection forcée.

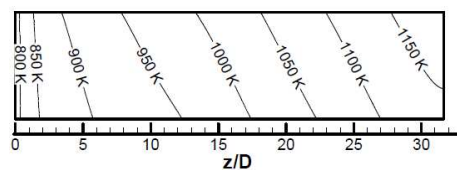


Figure 4 : Profil de température de paroi interne le long de l'échangeur en chauffage uniforme; $\Phi_{\text{chauf}} = 2443,7 \text{ W/m}^2$; $Q_m = 4,14 \cdot 10^{-3} \text{ kg.s}^{-1}$; $Re \approx 1400$; $Ri \approx 3,95 \cdot 10^{-1}$; $T_{in} = 643 \text{ K}$; $T_{out} = 973 \text{ K}$

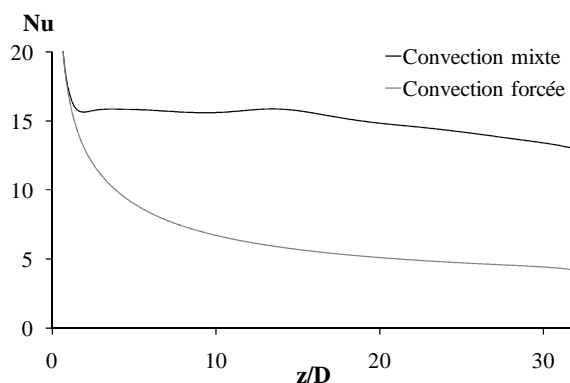


Figure 5 : $Nu(z/D)$ en chauffage uniforme; $\Phi_{\text{chauf}} = 2443,7 \text{ W/m}^2$; $Q_m = 4,14 \cdot 10^{-3} \text{ kg.s}^{-1}$; $Re \approx 1400$; $Ri \approx 3,95 \cdot 10^{-1}$; $T_{in} = 643 \text{ K}$; $T_{out} = 973 \text{ K}$

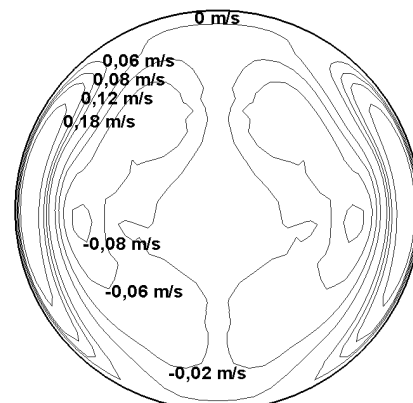


Figure 6 : Profil de vitesse suivant l'axe vertical à $z/D = 2,4 \cdot 10^{-1}$; $\Phi_{\text{chauf}} = 2443,7 \text{ W/m}^2$; $Q_m = 4,14 \cdot 10^{-3} \text{ kg.s}^{-1}$; $Re \approx 1400$; $Ri \approx 3,95 \cdot 10^{-1}$

4.3. Flux de chauffe non uniformément réparti sur la circonférence de l'échangeur

4.3.1 Evolution du nombre de Nusselt local en fonction du flux de chauffe et du débit massique

Les résultats présentés dans ce paragraphe sont relatifs à des simulations réalisées en convection mixte et forcée, dans les conditions suivantes : la conductivité thermique de la paroi est égale à $26 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$, le flux de chauffe sur la bande focale et le débit massique d'air varient respectivement de $10\,000$ à $40\,000 \text{ W/m}^2$ et de $2,07.10^{-3}$ à $8,28.10^{-3} \text{ kg/s}$, le nombre de Reynolds moyen est compris entre 800 et 2500 et le nombre de Richardson moyen est compris entre $1,7.10^{-1}$ et $9,6.10^{-1}$.

Les profils de Nusselt locaux en fonction de z/D obtenus, en convection forcée et en convection mixte, (figures 7, 8) ont une allure similaire à ceux observés en chauffe uniformément répartie. Les valeurs des nombres de Nusselt locaux acquis en chauffe non uniformément répartie, sont dans les mêmes conditions de débit et de puissance globale échangée, égaux ou légèrement plus faible que ceux obtenus en chauffe uniformément répartie.

Comme pour la chauffe uniformément répartie, un impact significatif de la convection mixte sur la valeur des nombres de Nusselt locaux est observé. Près de la sortie de l'échangeur les nombres de Nusselt en convection mixte sont supérieurs d'un facteur compris entre $2,5$ et $2,8$ comparés à ceux obtenus en convection forcée (figure 9).

Lorsque le flux de chauffe et le débit massique augmentent, on remarque un accroissement de la valeur moyenne des nombres de Nusselt (figures 7 et 8). Ceci, alors que la contribution à l'échange thermique du mouvement de convection naturelle tend à diminuer comme en atteste la diminution du rapport entre les nombres de Nusselt locaux obtenus en convection mixte et ceux obtenus en convection forcée (figure 9).

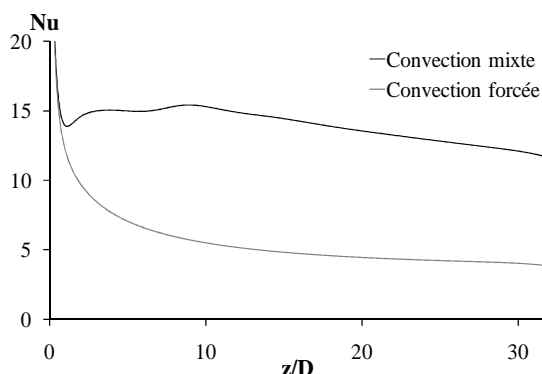


Figure 7 : $Nu(z/D)$ en chauffage non uniforme;
 $\Phi_{\text{chauf}} = 10\,000 \text{ W/m}^2$; $Q_m = 2,07.10^{-3} \text{ kg.s}^{-1}$;
 $Re \approx 800$; $Ri \approx 9,5.10^{-1}$; $T_{\text{in}} = 643 \text{ K}$, $T_{\text{out}} = 973 \text{ K}$

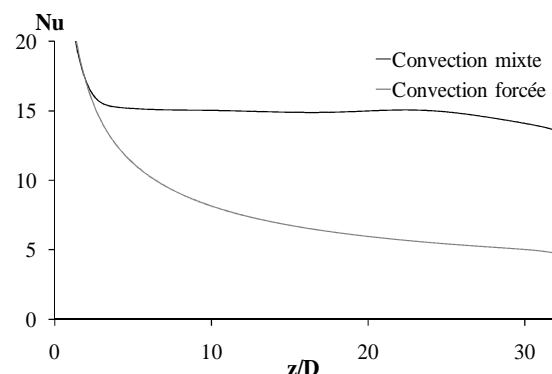


Figure 8 : $Nu(z/D)$ en chauffage non uniforme;
 $\Phi_{\text{chauf}} = 40\,000 \text{ W/m}^2$; $Q_m = 8,28.10^{-3} \text{ kg.s}^{-1}$;
 $Re \approx 2500$; $Ri \approx 1,6.10^{-1}$; $T_{\text{in}} = 643 \text{ K}$; $T_{\text{out}} = 973 \text{ K}$

4.3.2 Evolution du nombre de Nusselt local en fonction de la conductivité thermique de la paroi

Les résultats présentés dans ce paragraphe sont relatifs à des simulations réalisées en convection mixte, dans les conditions suivantes : la conductivité thermique de la paroi varie entre $0,1$ à $26 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$, le flux de chauffe sur la bande focale est de $20\,000 \text{ W/m}^2$, le débit massique est de $4,14.10^{-3} \text{ kg/s}$, le nombre de Reynolds moyen est environ égal à 1400 et le nombre de Richardson moyen est compris entre $4,03.10^{-1}$ et $4,98.10^{-1}$.

Le transfert conductif dans la paroi tend à homogénéiser sur la circonférence du tube le flux échangé entre l'air et la paroi. Une influence significative sur l'échange de chaleur de la variation de la conductivité thermique de la paroi a été observée (figure 10). Les valeurs des nombres de Nusselt locaux sont d'autant plus élevées que la conductivité thermique dans la paroi est importante. Dans ces conditions de simulations, l'échange thermique est meilleur lorsque le flux échangé est le plus uniformément réparti sur la circonférence de l'échangeur.

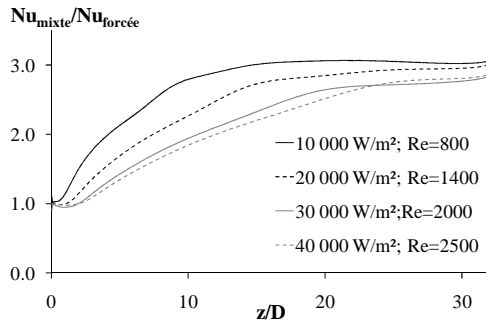


Figure 9 : $Nu_{mixte}/Nu_{forcée}(z/D)$ en chauffage non uniforme; $10\ 000 \leq \Phi_{ins} \leq 40\ 000\ \text{W/m}^2$; $2,07 \cdot 10^{-3} \leq Q_m \leq 8,28 \cdot 10^{-3}\ \text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$; $800 \leq Re \leq 2500$; $1,6 \cdot 10^{-1} \leq Ri \leq 9,5 \cdot 10^{-1}$; $T_{in} = 643\ \text{K}$

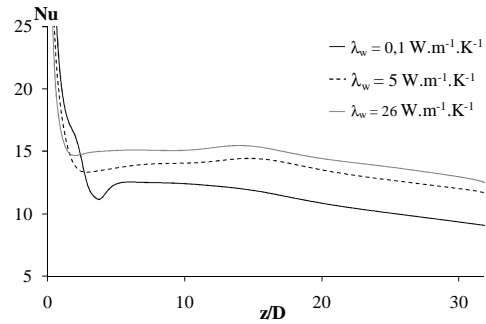


Figure 10 : $Nu(z/D)$ en chauffage non uniforme; $\Phi_{chauf} = 20\ 000\ \text{W/m}^2$; $Q_m = 4,142 \cdot 10^{-3}\ \text{kg/s}$; $Re \approx 1400$; $4,03 \cdot 10^{-1} \leq Ri \leq 4,98 \cdot 10^{-1}$; $T_{in} = 643\ \text{K}$; $0,1 \leq \lambda_w \leq 26\ \text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$

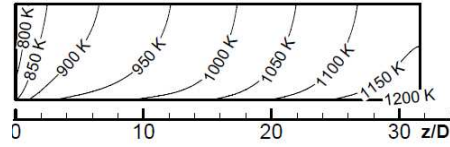
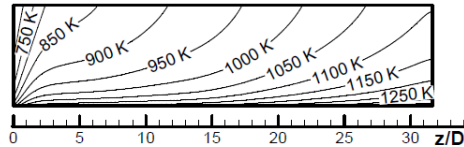


Figure 11 : Profils de température de paroi interne le long de l'échangeur en chauffage non uniforme; $\Phi_{chauf} = 20\ 000\ \text{W/m}^2$; $Q_m = 4,142 \cdot 10^{-3}\ \text{kg/s}$; $Re \approx 1400$; $T_{in} = 643\ \text{K}$; pour $\lambda_w = 5\ \text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}$ à gauche et pour $\lambda_w = 26\ \text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}$ à droite

5. Conclusion

L'étude numérique de la convection mixte laminaire d'un écoulement d'air, pour $800 \leq Re \leq 2500$; $7,34 \cdot 10^5 \leq Gr \leq 1,27 \cdot 10^6$ et $1,65 \cdot 10^{-1} \leq Ri \leq 9,59 \cdot 10^{-1}$ dans un tube cylindrique horizontal a été menée. Elle a permis de mettre en évidence les points suivants :

- Dans les conditions de l'étude l'établissement d'un écoulement convectif interne mixte augmente considérablement l'échange thermique entre le fluide et la paroi par rapport à un écoulement en convection forcée.
- Malgré des flux de chauffe élevés qui ont permis la génération de forts mouvements de convection mixte, l'échange thermique reste faible comparé à ceux générés par des écoulements turbulents, mixtes ou forcés [6].
- L'échange thermique en convection mixte est meilleur dans les conditions de l'étude lorsque le flux de chaleur échangé entre la paroi et le fluide est le plus uniformément réparti sur le périmètre du cylindre.

Dans les conditions étudiées, la convection mixte permet de réduire l'écart de température entre le flux d'air et la paroi grâce à l'augmentation de l'échange thermique. Ceci permettra, dans les conditions réelles de fonctionnement de l'échangeur de limiter la température de la paroi et donc contribuera à réduire les pertes thermiques de cette dernière.

Références

- [1] M. Tardieu Alaphilippe, *Recherche d'un nouveau procédé de conversion thermodynamique de l'énergie solaire, en vue de son application à la cogénération de petite puissance*. Université de Pau et des Pays de l'Adour - Ecole Doctorale des Sciences Exactes et des Applications (2007).
- [2] R.M. Fand, K.K. Keswani, Combined natural and forced convection heat transfer from horizontal cylinders to water, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 16 (1973), 1175–1191.
- [3] H.A. Mohamed, Y. K. Salman, Experimental investigation of mixed convection heat transfer for thermally developing flow in a horizontal circular cylinder, *Applied Thermal Engineering*, 27 (2007), 1522-1533.
- [4] D. K. Choi, D. H. Choi, Developing mixed convection flow in a horizontal tube under circumferentially non-uniform heating, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 37-13 (1994), 1899-1913.
- [5] H.S. Heaton, W.C. Reynolds, W.M. Kays, Heat transfer in annular passages. Simultaneous development of velocity and temperature fields in laminar flow, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 7 (1964), 763-781.
- [6] Shou-Shing Hsieh, Ming-Ho Liu, Feng-Yu Wu, Developing turbulent mixed convection in a horizontal circular tube with strip-type inserts, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 41-8-9 (1998), 1049-1063.