

Intensification passive des transferts thermiques dans les capteurs solaires plans par manipulation de l'écoulement dans les tubes caloporteurs

Heat transfer enhancement in flat plate solar collectors by flow manipulation

Jules Voguelin SIMO TALA^{1,*}; Emmanuel W. RAMDE²; Daniel BOUGEARD¹

¹Institut Mines-Télécom Lille Douai, EI, F-59508 Douai, France

²The Brew-Hamond Energy Center, Kumasi, Ghana

*(auteur correspondant : jules-voguelin.simo.tala@imt-lille-douai.fr)

Résumé - Cette communication présente les résultats obtenus en termes de performances de transfert dans une configuration géométrique de capteur plan dans laquelle une technique d'intensification des échanges thermiques est implémentée par manipulation passive de l'écoulement du fluide caloporteur pour trois points de fonctionnement correspondant à une plage de nombre de Reynolds compris entre 500 et 1500. Les résultats sont obtenus par simulations numériques réalisées à l'aide du code de calcul Star CCM+ en mettant en œuvre un couplage entre la conduction dans l'absorbeur et le matériau d'isolation, la convection forcée dans le fluide caloporteur et la convection naturelle entre l'absorbeur et le vitrage. Une attention particulière est portée aux modèles physiques employés, en particulier la prise en compte du couplage conducto-convectif naturel et forcé. Une analyse de l'influence du nombre de Reynolds sur les échanges thermiques est présentée en termes de structuration de l'écoulement et de performances thermiques locales et globales. Cette étude met en évidence l'existence d'un point de fonctionnement optimal permettant de maximiser les performances thermo-hydrauliques en réduisant les pertes latérales dans le capteur.

Mots clés : Intensification des échanges, Capteur solaire, Simulation numérique, Couplage conducto-convectif

Abstract – The present study deals with the heat transfer enhancement of the heat transfer fluid flowing in the tube of a flat plate solar collector in order to decrease its lateral losses by decreasing the average working temperature of the absorber. Numerical simulations of conjugate heat transfer by conduction, forced and natural convection were conducted with the CFD code Star CCM+. The results were presented in term of flow dynamics, heat transfer as well as local and global performances.

Keywords: Flat plate solar collector; heat transfer enhancement; vortex generator, Computed Fluid Dynamics, Conjugate heat transfer

Nomenclature

a Longueur de l'ailette Delta, *m*
b Hauteur de l'ailette Delta, *m*
C_p Capacité calorifique, $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
d Diamètre intérieur du tube, *m*
e Epaisseur, *m*
f Facteur de friction, $\frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho U_0^2 \frac{L}{d}}$, -
g Accélération de la pesanteur, ms^{-2}
h Coefficient d'échange, $\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$
j Facteur de Colburn, $S_t Pr^{2/3}$, -
L Longueur du capteur, *m*

l Largeur du capteur, *m*
p Pression, *Pa*
Pr Nombre de Prandtl, $\frac{\mu C_p}{\lambda}$
q Densité surfacique de flux, W m^{-2}
Q Puissance thermique, *W*
Re_d Nombre de Reynolds, $\frac{\rho U d}{\mu}$, -
St Nombre de Stanton, $\frac{h}{\rho U C_p}$, -
T Température, *K*
U, V Vitesse, ms^{-1}
*V** Vitesse normée, -
Symboles grecques :

α	Angle d'attaque de l'ailette, °	λ	Conductivité thermique, $Wm^{-1}K^{-1}$
β	Coefficient d'expansion isobare, K^{-1}	ν	Viscosité cinématique, ms^{-2}
ω	Vorticité, T^{-1}	Γ^*	Hélicité normée, $\Gamma^* = \frac{\vec{v} \cdot \vec{\omega}}{\ \vec{v}\ \ \vec{\omega}\ }$
θ	Angle azimutal du perturbateur, °		
ρ	Masse volumique, kgm^{-3}		Indices et exposants
μ	Viscosité dynamique, $kgm^{-1}s^{-1}$	0/a/i	entrée/air/isolant
		ia	inter-ailette

1. Introduction

Les capteurs solaires thermiques sont des composants thermodynamiques employés dans les applications de conversion du rayonnement solaire en chaleur sensible basse température. Ils trouvent leurs applications dans le secteur résidentiel, touristique et hospitalier des pays nordiques mais particulièrement des pays tropicaux à forte disponibilité énergétique solaire pour la production de chaleur dans les process fonctionnant à des températures inférieures à 100°C [1]. Selon la technologie employée, on distingue les capteurs plans vitrés ou non et les capteurs à tubes sous vide. Les capteurs plans vitrés sont classiquement constitués d'un réseau de canalisations noyées dans un absorbeur isolé sur ses parois inférieure et latérales, et recouvert d'un vitrage spécifique sur sa face supérieure exposée au rayonnement solaire. Les tubes transportant le fluide caloporteur sont dans les applications courantes de géométrie simple rendant ce composant thermique peu compact (absence d'intensification des échanges thermiques), ce qui conduit à des fonctionnements à température moyenne élevée par rapport à l'ambiance et par conséquent à des pertes thermiques élevées [1]. L'intensification des transferts thermiques dans les tubes caloporteur par l'emploi de techniques passives [2] représente un moyen intéressant de réduction de la température de fonctionnement de l'absorbeur et par conséquent des pertes convecto-radiatives. Dans ces géométries, il existe un couplage fort entre les transferts thermiques conductifs, convectifs (naturels et forcés) et radiatifs. Les performances de ces composants thermiques dépendent de la dynamique de l'écoulement dans les canaux transportant le fluide caloporteur, des propriétés thermo-physiques des matériaux d'isolation ainsi que des caractéristiques géométriques du capteur. Plusieurs études numériques se sont intéressées à l'intensification des transferts thermiques dans les tubes caloporteurs des capteurs plans [3-5] mais, très peu d'études prennent en compte le couplage entre les transferts thermiques convectifs forcés intérieur tubes et les transferts thermiques convectifs naturels entre le vitrage et l'absorbeur. Dans cette étude, nous nous intéressons à l'intensification des transferts thermiques dans les tubes caloporteurs de capteurs solaires plans vitrés dans l'objectif d'une réduction de la température de fonctionnement de l'absorbeur. Les phénomènes de convection naturelle et forcée qui se développent dans ces capteurs sont étudiés numériquement et les résultats sont présentés en termes de structuration de l'écoulement et de performances locales et globales pour trois valeurs du nombre de Reynolds.

2. Formulation mathématique, domaine de calcul et procédure numérique

2.1. Formulation mathématique

L'écoulement dans le capteur est modélisé par les équations de conservation (masse, quantité de mouvement) en régime laminaire. Le fluide est supposé incompressible et visqueux. Le transfert de chaleur est modélisé par l'équation d'énergie dans le fluide caloporteur et dans la lame d'air séparant le vitrage et l'absorbeur, couplée à la diffusion thermique dans la masse du tube, de l'absorbeur et de l'isolant. Les phénomènes de convection naturelle sont pris en compte dans la lame d'air séparant le vitrage et l'absorbeur et, les phénomènes de convection forcée sont considérés dans le tube véhiculant le fluide caloporteur. Pour un écoulement de

fluide incompressible en régime laminaire, les équations de conservation s'écrivent, en négligeant l'échauffement visqueux, comme suit :

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0 \quad (1)$$

$$\vec{V} \cdot \vec{\nabla} \vec{V} = -\frac{1}{\rho_a} \vec{\nabla} p + \nu_a \vec{\nabla}^2 \vec{V} + \vec{g} \beta (T_{ref} - T) \quad (2)$$

$$\vec{V} \cdot \vec{\nabla} \vec{V} = -\frac{1}{\rho_e} \vec{\nabla} P + \nu_e \Delta \vec{V} \quad (3)$$

$$\nabla^2 T \quad (4)$$

$$\rho_e C_{p_e} \vec{V} \cdot \vec{\nabla} T = \lambda_e \vec{\nabla}^2 T \quad (5)$$

Le fluide caloporteur considéré dans cette étude est de l'eau, l'absorbeur et le tube est constitué d'aluminium et l'isolant est un panneau de polyuréthane. Pour des raisons de simplification, la conduction dans le vitrage n'est pas prise en compte. De même, la lame d'air échange par convection naturelle avec l'extérieur à travers la paroi supérieure du capteur considérée transparente et infiniment mince. En raison du faible gradient thermique maximal dans le capteur, les propriétés thermo-physiques de l'aluminium, de l'eau ainsi que de l'air sont évaluée à une température moyenne $T=305$ K. Par ailleurs, les effets gravitationnels ne sont considérés que dans la lame d'air en raison du caractère forcé des échanges convectif dans le fluide caloporteur circulant dans le tube.

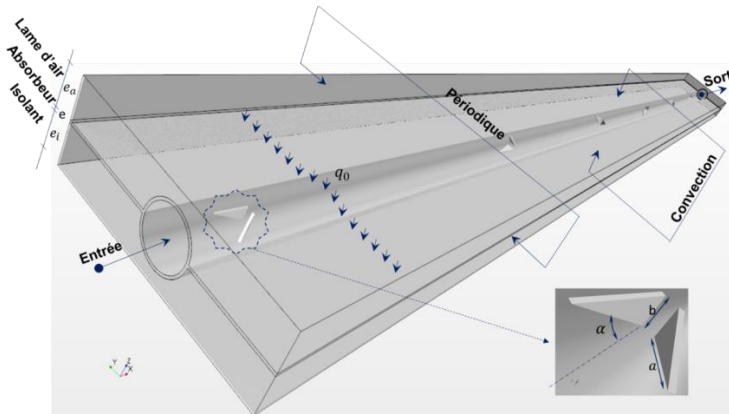


Figure1 : Domaine d'étude et conditions aux limites

2.2. Domaine de calcul et conditions aux limites

Des conditions de périodicité sont utilisées pour réduire le capteur entier à un motif élémentaire utilisé dans cette étude comme domaine de calcul et représenté sur la figure 1. Il est constitué d'un absorbeur de longueur $L=150$ cm, de largeur $l=10$ cm et d'épaisseur $e=1$ mm, isolé sur sa paroi inférieure par un panneau de polyuréthane de longueur et largeur identiques et d'épaisseur $e_i=1,5$ cm et sur sa partie supérieure par une lame d'air de même longueurs et largeur et d'épaisseur $e_a=1,5$ cm. L'absorbeur est traversé en son centre par un tube de diamètre $d=2$ cm et de même longueur $L=150$ cm. L'ensemble absorbeur et tube central constitue un bloc unique peint en noir sur sa face supérieure. Le tube caloporteur a une épaisseur $e=1$ mm et permet de véhiculer le fluide caloporteur transportant la chaleur absorbée. Le but de l'étude étant d'intensifier les échanges thermiques dans le fluide caloporteur, 6 paires d'ailettes Delta (longueur $a=10$ mm, hauteur $b=5$ mm, épaisseur $e=1$ mm et angle d'attaque $\alpha = 30^\circ$) sont régulièrement disposées à l'intérieur du tube avec un espacement inter-ailette $e_{ia}=25$ cm. Un angle azimutal $\beta=90^\circ$ (rotation) est appliqué successivement entre deux rangées de perturbateurs du premier au sixième afin d'augmenter l'intensification résultante. L'étude est réalisée en régime stationnaire dans la plage de nombre de Reynolds $500 \leq Re_d \leq 1500$

correspondant à une plage de vitesse débitante du fluide caloporteur $0,0241 \text{ ms}^{-1} \leq U_0 \leq 0,614 \text{ ms}^{-1}$. Dans toute l'étude, la géométrie analogue dans laquelle aucune intensification n'est effectuée est désignée par « géométrie lisse » alors que la géométrie intensifiée (munie de perturbateurs) est dénommée « géométrie avec VG ». L'étude est effectuée à iso-compacité et à iso surface d'échange. Les conditions aux limites appliquées aux frontières du domaine de calcul sont les suivantes:

- Entrée du tube caloporteur: profil de vitesse parabolique de Poiseuille $V_0(r) = 2U_0 \left[1 - 4 \left(\frac{r}{d} \right)^2 \right]$, température constante $T_0 = 300 \text{ K}$
- Sortie du tube caloporteur : Pression atmosphérique uniforme $p=0 \text{ Pa}$
- Parois inférieure de l'isolant et paroi supérieure de la lame d'air (vitrage) : Convection avec l'ambiance à vitesse de vent nulle $h_{ext} = 5,7 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$; $T_{amb} = 298 \text{ K}$
- Parois latérales gauche et droite : Condition de périodicité
- Interface absorbeur-isolant : Couplage conducto-conductif
- Interface absorbeur-lame d'air : Terme source de flux $q_0 = 560 \text{ Wm}^{-2}$ et couplage conducto-convectif
- Interface tube-fluide caloporteur : Couplage conducto-convectif

2.3. Procédure numérique

Les équations de Navier Stokes et d'énergie sont résolues séquentiellement par le solveur algébrique linéaire multigrille AMG du code commercial Star CCM + [6] à travers l'utilisation de l'algorithme SIMPLE et de la méthode itérative de Gauss-Seidel. Pour une résolution correcte des termes convectifs, une discrétisation spatiale du second ordre est choisie. Afin de décrire les champs thermiques et dynamiques, un maillage structuré constitué de cellules hexaédriques est généré dans le domaine de calcul. Un raffinement approprié conduisant à une distance pariétale adimensionnelle y^+ proche de 1 est employée à proximité des parois du tube caloporteur et de la lame d'air afin de capter correctement le frottement pariétal et le gradient de température dans la première cellule pariétale. Afin de garantir l'indépendance de la solution vis-à-vis du maillage, un système de quatre maillages ayant respectivement 1,2; 2,5 ; 3,6 et 4,8 millions de cellules est généré dans le domaine de calcul. Une différence globale en termes de puissance thermique et de pertes de charge entre les deux derniers maillages inférieure à 1% est obtenue. En raison de la complexité des phénomènes physiques ayant lieu dans l'échangeur (couplage convection forcée-convection naturelle-conduction), il a été décidé d'adopter pour toutes les simulations le maillage ayant 4,8 Million de cellules.

Afin de valider la procédure numérique employée dans cette étude, des simulations numériques préliminaires ont été réalisées en convection naturelle, en régime stationnaire dans une cavité carrée différentiellement chauffée ainsi que dans un tube cylindrique ayant le même diamètre que le tube caloporteur du capteur étudié avec une condition de flux imposé à la paroi, en convection forcée et en écoulement développé. La comparaison des profils de vitesse en convection naturelle avec le benchmark de De Vahl Devis [7] a montré une différence maximale de 0,8%. De même, la comparaison du nombre de Nusselt et du coefficient de frottement en convection forcée dans un tube avec les résultats analytiques a montré respectivement des différences relatives de 0,5% et 0,3% validant de ce fait la procédure numérique.

3. Résultats

Dans cette partie, la structuration de l'écoulement et la dynamique tourbillonnaire, les transferts thermiques locaux et enfin les performances thermo-hydrauliques globales sont respectivement présentées et discutées.

3.1. Structuration locale de l'écoulement

Afin d'étudier la formation, le développement et la dissipation des tourbillons générés dans le tube caloporteur, la structuration de l'écoulement est présentée dans des plans transversaux à l'aval de la première paire d'ailette Delta. Cette paire d'ailette est localisée dans le plan $x=3\text{cm}$, un profil de vitesse de Poiseuille étant imposé à l'entrée du tube caloporteur (plan $x=0\text{cm}$). Par ailleurs, la quantification de la dissipation de ces tourbillons est effectuée en définissant une hélicité $\Gamma^* = \frac{\vec{v} \cdot \vec{\omega}}{\|\vec{v}\| \|\vec{\omega}\|}$ et un module de vitesse normées $V^* = \frac{\|\vec{v}\|}{2U_0}$

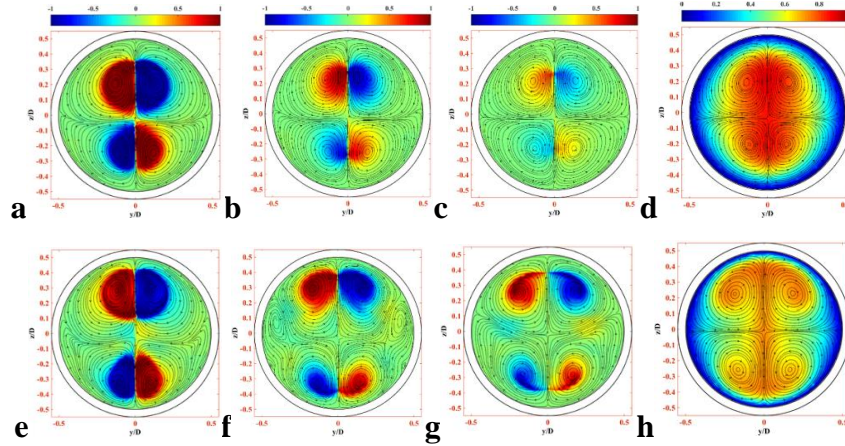


Fig 2: Structure de l'écoulement et contours d'hélicité normée dans les plans $x=8\text{cm}$ (a, e), $x=13\text{cm}$ (b, f), $x=18\text{cm}$ (c, g) et module de vitesse normée dans le plan $x=23\text{cm}$ (d, h) pour $Re_d=500$ (a, b, c, d) et $Re_d=1500$ (e, f, g, h)

La figure 2 présente les lignes de courant superposées aux cartographies d'hélicité normée dans les plans $x=8$; 13 et 18cm ainsi qu'aux cartographies de module de vitesse normée dans le plan $x=23\text{ cm}$ à l'aval du perturbateur pour les nombres de Reynolds $Re_d=500$ et 1500. La structuration de l'écoulement juste à l'aval du perturbateur met en évidence la formation de deux paires de tourbillons longitudinaux contrarotatifs qui contribuent au mélange entre l'écoulement proche paroi et l'écoulement central. La dynamique tourbillonnaire est particulièrement intense pour les deux valeurs de nombre de Reynolds dans le plan $x=8\text{cm}$ du fait des valeurs élevées d'hélicité. L'évolution de ces tourbillons dans les plans suivants met en évidence une complexification de l'écoulement pour $Re_d=1500$ par la naissance de tourbillons induits dans le plan $x=13\text{cm}$ (fig.2f). On note particulièrement une forte diminution de l'hélicité pour $Re_d=500$ contrairement au nombre de Reynolds $Re_d=1500$ (fig.2 b, f et c, g). A faible nombre de Reynolds, le profil de vitesse tend à se redévelopper rapidement à l'aval des perturbateurs contrairement au grand nombre de Reynolds où on note une persistance spatiale des tourbillons longitudinaux créés (fig.2 d, h). L'influence de ces tourbillons sur l'écoulement proche paroi est caractérisée par un écrasement de la couche limite dynamique, plus marqué aux grandes valeurs de nombres de Reynolds (fig.2 d, h).

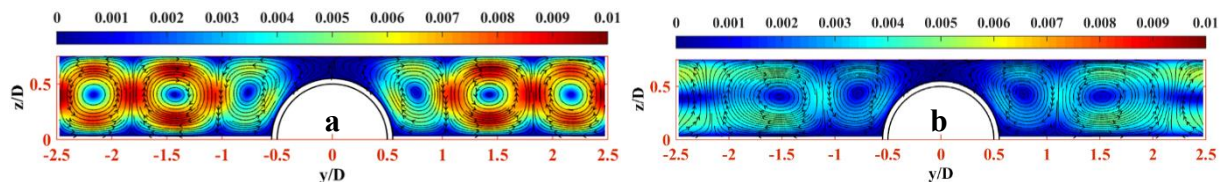


Fig 3 : Structure de l'écoulement dans la lame d'air et contours du module de vitesse dans le plan $x=78\text{cm}$ pour les configurations lisse (a) et munies de perturbateur (b) pour $Re_d=1000$

Afin de caractériser les mouvements convectifs naturels dans la lame d'air au-dessus de l'absorbeur, la figure 3 présente les lignes de courant superposées aux contours du module de

vitesse dans le plan $x=78$ cm pour les configurations lisse et munie de perturbateur pour un nombre de Reynolds $Re_d=1000$. La différence de température entre l'absorbeur et le vitrage crée des rouleaux tourbillonnaires longitudinaux du type Rayleigh-Bénard marqué par des zones d'accélération du fluide à proximité du vitrage et de l'absorbeur. Les valeurs maximales de vitesse sont particulièrement élevées dans la configuration de capteur à tube lisse contrairement à la configuration intensifiée ce qui indique une diminution des pertes convectives et met en évidence l'effet positif de la manipulation de l'écoulement.

3.2. Transferts thermiques locaux

La figure 4 présente la distribution locale du coefficient d'échange convectif sur la surface du tube, pour deux valeurs du nombre de Reynolds respectivement dans les configurations à tubes lisses et à tubes munies de perturbateurs.

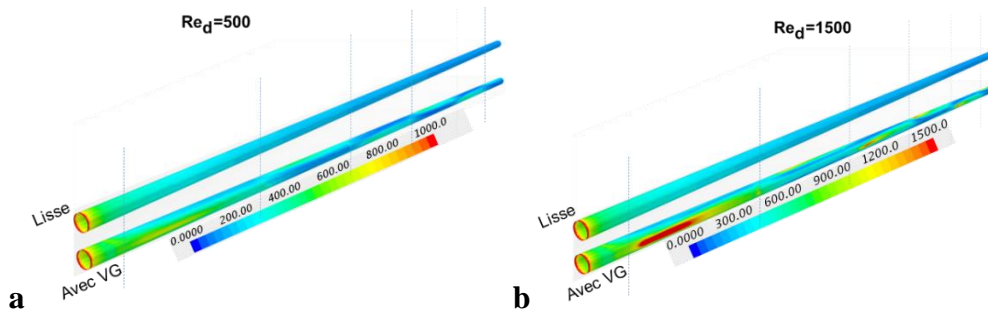


Fig 4: Cartographie du coefficient d'échange convectif sur la paroi du tube lisse et munies de perturbateur pour $Re_d=500$ (a) et pour $Re_d=1500$ (b)

Par rapport au tube lisse, le coefficient d'échange présente des zones de fort transfert thermique autour de chaque rang de perturbateur. Ceci traduit l'action favorable des tourbillons longitudinaux qui, en écrasant la couche limite dynamique amincissent la couche limite thermique, contribuant ainsi à l'accroissement du coefficient d'échange local. L'intensification des échanges est plus marquée aux grandes valeurs de nombre de Reynolds en raison de la vigueur et de la persistance spatiale des tourbillons générés comme présenté plus haut (fig. 2). Plus quantitativement, on observe sur la figure 5 que la température de l'absorbeur croît tout au long du capteur de façon très marquée pour les configurations lisses. L'influence des perturbateurs est caractérisée par une diminution de la température de l'absorbeur tout au long du capteur.

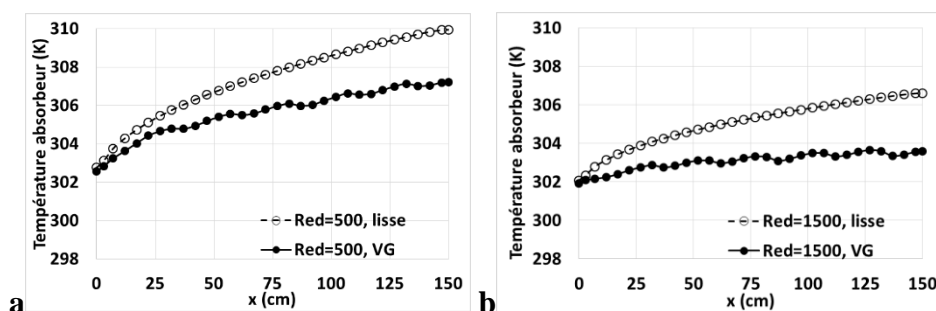


Fig 5 : Evolution de la température moyenne transversale de l'absorbeur le long du capteur pour la configuration lisse et la configuration intensifié pour $Re_d=500$ (a) et pour $Re_d=1500$ (b)

Ceci conduit à la diminution du gradient thermique moyen entre l'absorbeur et l'environnement de 18% à 28% (par rapport à la configuration lisse) pour des valeurs du nombre de Reynolds allant de 500 à 1500 et par conséquent à la réduction des pertes thermiques latérales. Par contre, ceci est accompagnée d'un accroissement des pertes de charges de charge et donc de la puissance de pompage du fluide.

3.3. Performances globales

Dans cette partie les performances globales du capteur sont étudiées. Dans un premier temps, une étude de la performance thermo-hydraulique globale du tube caloporteur intensifié est effectuée. L'intensification passive a pour effet d'augmenter la chaleur récupérée par le fluide caloporteur augmentant ainsi la performance de l'absorbeur mais a également un effet d'augmentation de la puissance de pompage due à l'augmentation des pertes de charge.

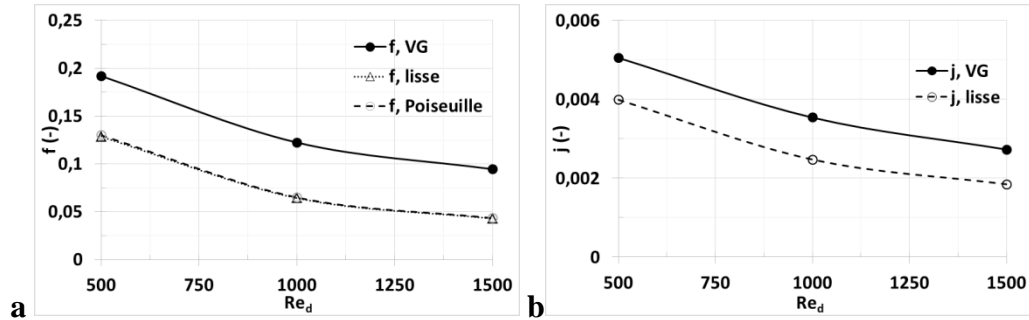


Fig 6 : Variation du facteur de friction (a) et de Colburn (b) du tube caloporteur en fonction du nombre de Reynolds pour la configuration lisse et la configuration intensifié

La figure 6 présente les facteurs de friction et de Colburn pour les deux configurations en fonction du nombre de Reynolds. Le facteur de friction de la configuration lisse est totalement confondu avec l'évolution analytique prédite par la loi de Poiseuille ce qui souligne une fois de plus la qualité de la simulation numérique. Le facteur de friction dans la configuration intensifiée augmente d'une manière pratiquement constante en fonction du nombre de Reynolds. L'augmentation des échanges thermiques est présentée sous la forme de variation du facteur de Colburn en fonction du Reynolds. L'augmentation des échanges est significative et varie en fonction du nombre de Reynolds. La figure 7a présente la variation du facteur de Colburn et du facteur de friction de la configuration intensifiée normée par ceux de la configuration lisse. Cette figure montre clairement que les variations ne sont pas linéaires et ne possèdent pas les mêmes valeurs d'accroissement pour les pertes de charge et le transfert thermiques. Afin d'affiner cette analyse, la performance thermo-hydraulique à iso-puissance de pompage $PEC = \frac{j_{VG}/j_{lisse}}{(f_{VG}/f_{lisse})^{1/3}} = \frac{j/j_0}{(f/f_0)^{1/3}}$ est utilisée pour qualifier l'intensification des transferts thermiques corrélativement à l'accroissement de la puissance de pompage.

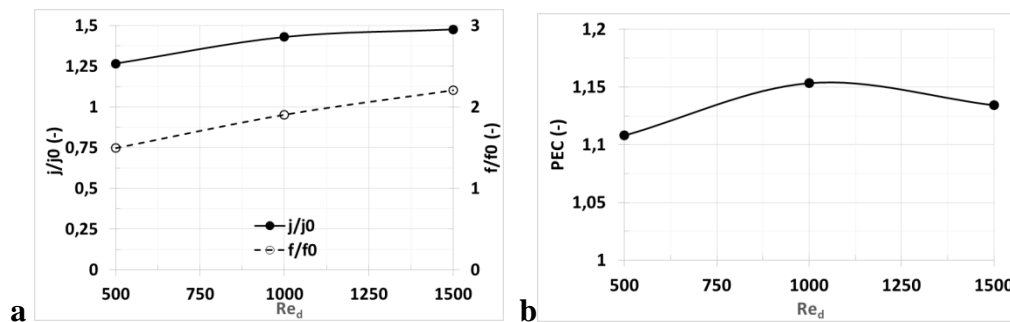


Fig 7 : (a) Variation du facteur de Colburn et de friction normés par les valeurs de la configuration lisse et (b) variation du facteur de performance PEC en fonction du nombre de Reynolds

La figure 7b montre que ce facteur de performance PEC varie d'une manière non monotone avec un optimum autour d'un nombre de Reynolds de 1000. L'effet de l'intensification des échanges dans le fluide caloporteur sur les pertes latérales est caractérisée par une diminution de ces pertes de 20 % pour un Reynolds de 500 à 30 % pour $Re_d=1500$ ce qui conduit à un accroissement des performances globales du capteur solaire. Pour le Reynolds de 1000 correspondant à l'optimum thermo-hydraulique précédent, la réduction des pertes est de 28%.

4. Conclusions

Dans cette étude, nous avons analysé l'intensification des transferts thermiques dans les tubes caloporteurs de capteurs solaires plans vitrés dans l'objectif d'une amélioration des performances du capteur. Les phénomènes de convection naturelle et forcée qui se développent dans ces capteurs ont été étudiés et les résultats ont été présentés en termes de structuration de l'écoulement et de performances locales et globales pour trois valeurs du nombre de Reynolds. Les principales conclusions de cette étude sont les suivantes :

- A faible nombre de Reynolds, les tourbillons longitudinaux se dissipent rapidement à l'aval des perturbateurs contrairement aux nombre de Reynolds élevés où on note une persistance spatiale
- La manipulation de l'écoulement du fluide caloporteur induit un accroissement local du coefficient d'échange, plus important aux grandes valeurs de nombre de Reynolds
- Les mouvements convectifs naturels sont plus intenses dans la configuration lisse par rapport à la configuration avec perturbateur
- Une réduction des pertes thermiques atteignant 30% à $Re_d=1500$ est observée dans la configuration intensifié par rapport à la configuration lisse
- L'intensification des échanges thermiques induit une diminution de la température moyenne de l'absorbeur et donc, du gradient thermique moyen entre l'absorbeur et l'environnement atteignant 28% à $Re_d=1500$ par rapport à la configuration lisse
- La performance thermo-hydraulique du tube caloporteur met en évidence un point de fonctionnement optimal pour $Re_d = 1000$ où l'augmentation du facteur de performance thermo-hydraulique atteint 15%

Cette étude sera poursuivie avec une double approche numérique et expérimentale en effectuant une optimisation paramétrique du capteur et en prenant en considération son angle d'incidence afin de réaliser un couplage avec un capteur photovoltaïque hybride dans l'objectif d'une diminution de sa température de fonctionnement, conduisant par conséquent à une augmentation de sa production électrique.

Références

- [1] F. A.S. da Silvas et al, Longitudinal vortex generator applied to heat transfer enhancement of a flat plate solar water heater, *Applied Thermal Engineering* 158 (2019) 113790.
- [2] K. Balaji et al, Experimental investigation on heat transfer and pumping power on forced circulation flat plate collector using heat transfer enhancer in absorber tube, *Applied thermal Engineering*, 112 (2017) 237-247.
- [3] A. T. Wijayanta et al, Heat transfer enhancement in internal flow by inserting punched delta winglet vortex generators with various attack angles, *Exp. Thermal and Fluid Science*, 87 (2017) 141-148.
- [4] P. W. Deshmukh et al, Heat transfer enhancement for laminar flow in tubes using curved delta wing vortex generator insert, *Applied thermal Engineering*, 106 (2015) 1415-1426
- [5] H. Ling Liu et al, Heat transfer and flow characteristics in a circular tube fitted with rectangular winglet vortex generators, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, 126 (2018) 989-1006
- [6] CD-Adapco Star CCM+ v12, User guide, 2017.
- [7] G. De Vahl Davis, Natural convection of air in a square cavity: A benchmark numerical solution, *International Journal of Numerical Methods in Fluids*, 3, 249-264, 1983.

Remerciements

Cette étude a été réalisée avec le soutien financier de l'Institut Mines Télécom Lille Douai (IMT Lille Douai), du Kwame Nkrumah University of Science and Technology et de l'Ambassade de France au Ghana à travers le projet ICAPEC financé par l'appel à projets NKABOM 2019 à qui nous adressons nos sincères remerciements.