

Modélisation des échanges convectifs dans le conduit utile d'un capteur solaire plan à air muni de rugosités artificielles de formes rectangulaires

F. Menasria², A. Moummi^{1,2*}, N. Moummi¹, M. Zedayria¹ et M. Guestal³

¹ Laboratoire de Recherche en Génie Mécanique, 'LGM'
Université Mohamed Khider, B.P. 145, Biskra, Algérie

² Laboratoire de Génie Civil, Hydraulique, Développement
Durable et Environnement, 'LAR-GHYDE'
Université Mohamed Khider, B.P. 145, Biskra, Algérie

³ Laboratoire d'Energétique Appliqué et de Pollution
Université Mentouri, Route Ain El Bey, Constantine, Algérie

(reçu le 06 Mars 2011 – accepté le 28 Septembre 2011)

Abstract - *The objective of this study, consists in establishing an empirical model calculation of the coefficient of thermal exchange by convection, during the air flow in a rectangular duct, whose lower plan is provided with baffles of rectangular forms laid out in quincunx. By the method of the dimensional analysis, were able to relate all the physical, thermo physical parameters, and the geometrical characteristics of the baffles, and according to the mode of flow estimated a coefficient of exchange by convection in the space of flow of the fluid.*

Résumé - *Ce travail consiste à établir des modèles empiriques de calcul du coefficient d'échange thermique par convection, lors de l'écoulement de l'air dans un conduit utile rectangulaire d'un capteur solaire plan à air, dont le plan inférieur est muni de rugosités artificielles dites chicanes de formes rectangulaires disposées en quinconce. Par la méthode de l'analyse dimensionnelle, on a pu mettre en relation tous les paramètres physiques, thermophysiques et les caractéristiques géométriques des chicanes, en fonction du régime d'écoulement on estime un coefficient d'échange global par convection dans l'espace d'écoulement du fluide.*

Mots clés: Corrélation - Coefficient d'échange - Convection - Rugosité artificielle - Chicane, Ecoulement turbulent - Capteur solaire plan à air.

1. INTRODUCTION

Plusieurs types de capteurs à air ont été construits et testés, dont l'objectif principal est l'optimisation des échanges convectifs dans le conduit utile du capteur.

Dans ce travail, on s'intéresse à l'amélioration de la surface totale d'échange mise en jeu, par adjonction de plusieurs rangées de rugosités artificielles conçues de tôles minces d'acier galvanisé d'épaisseur 0,4 mm dites chicanes. Les chicanes sont placées en ligne ou en quinconce (Fig. 1) dans l'espace utile d'écoulement du fluide entre l'absorbeur et l'isolant.

Plusieurs travaux expérimentaux [1-3] ont montré que l'insertion des chicanes dans la veine d'air mobile permet d'améliorer, en particulier la qualité de transfert de chaleur

* amoummi@lgm-ubiskra.net

par convection, par conduction et par rayonnement pour certaines formes qui ont une partie inclinée, tel que le modèle testé dans ce travail (Fig. 1, 2).

L'expérience montre que les meilleures performances thermiques sont obtenues en présence de la disposition en quinconce et aux pas serrés entre les chicanes (Fig. 1), qui offre des rétrécissements et des élargissements brusques qui se manifestent par la création des tourbillons à axes verticaux et à axes horizontaux (Fig. 2).

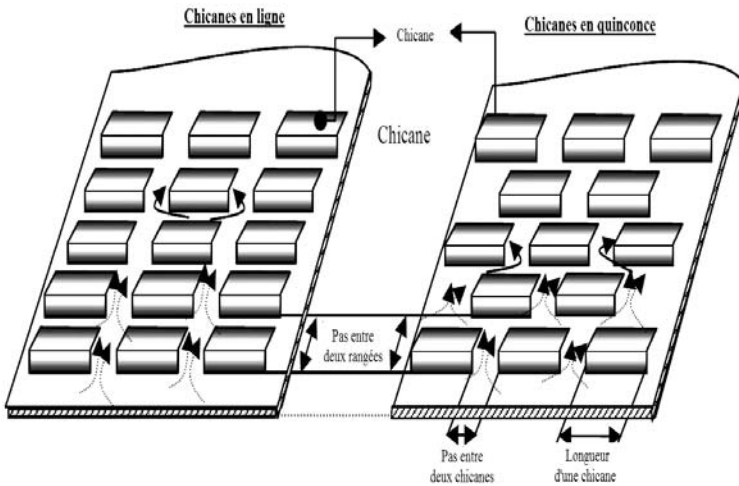
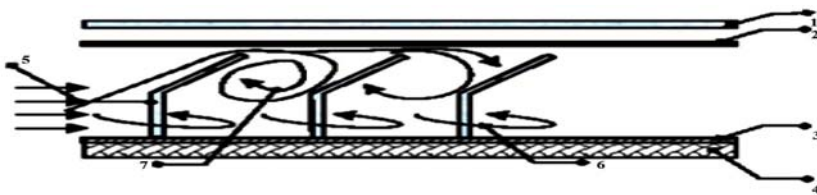


Fig. 1: Disposition en ligne et en quinconce des chicanes dans la veine d'air mobile

2. DESCRIPTION DU DISPOSITIF EXPERIMENTAL

Pour le déroulement du protocole expérimental, un capteur solaire plan à air simple passe a été réalisé au Laboratoire de Génie Mécanique de l'Université Mohamed Khider de Biskra (Fig. 3).



- 1- Couverture transparente; 2- Absorbeur; 3- Plan d'écoulement; 4- Isolant;
- 5- Chicanes; 6- Tourbillon à axe vertical; 7- Tourbillon à axe horizontal

Fig. 2: Impact de l'air en présence des chicanes de forme rectangulaire avec partie inclinée [1]

Pour étudier l'effet des rugosités artificielles sur les performances thermiques, on a introduit plusieurs rangées de chicanes d'acier galvanisé d'épaisseur 0,4 mm, de formes rectangulaires avec une partie supérieure inclinée, sont implantées sur le plan d'écoulement inférieur, traversées par un écoulement d'air stationnaire.

Le plan d'écoulement inférieur est aussi en acier galvanisé de dimension 1,4 m × 0,88 m. L'épaisseur de la veine d'air mobile est de 2,5 cm, qui correspond à l'espace utile compris entre le plan inférieur et l'absorbeur.



Fig. 3: Capteur solaire plan à air exposé au soleil

L'entrée d'air dans le capteur se fait à travers des orifices circulaires localisés et centrés à l'arrière du capteur, de telle sorte à assurer au moyen d'une pompe muni d'un variateur de vitesse l'écoulement en permanence d'un flux d'air.

3. MODELE DE CALCUL DU COEFFICIENT D'ECHANGE

Par la méthode de l'analyse dimensionnelle, on a établi des modèles empiriques de calcul du coefficient d'échange par convection « h_c », lors de l'écoulement de l'air dans l'espace utile du capteur solaire, dont le plan supérieur est parfaitement rayonné par un flux solaire incident.

Le conduit utile est muni de plusieurs rangées de chicanes disposées en quinconce (Fig. 4), et qui sont insérées directement sur le plan inférieur d'écoulement de l'air.

La méthode de l'analyse dimensionnelle, prévoit de définir au préalable l'inventaire de tous les paramètres, dont dépend la densité de flux de chaleur, qui est donnée par l'expression ($\Phi = h_c \times \Delta T$), ce qui nous permet d'établir une relation générale de la forme:

$$h_c = h_c(\rho, u, D_h, \mu, \varepsilon, P_{e-ch}, P_{e-ra}, L_{ch}, L_c, l_c, I, \lambda, C_p, \Delta T) \quad (1)$$



Fig. 4: Modèle de chicane rectangulaire testé

D'après le théorème de Vaschy-Buckingham, on ne peut voir que neuf groupements indépendants, adoptant alors l'écriture suivante, avec $(L_c \times l_c)$ qui sont respectivement la longueur et la largeur du conduit utile du capteur solaire, on obtient par conséquent:

$$\frac{h_c}{L_c \cdot l_c} = \pi \cdot k \cdot \rho^a \cdot u^b \cdot D_h^c \cdot \mu^d \cdot \varepsilon^e \cdot P_{e-c}^f \cdot P_{e-r}^g \cdot l_{ch}^h \cdot I^i \cdot \lambda^j \cdot C_p^k \cdot \Delta T^l \quad (2)$$

L'écriture de l'équation précédente compte tenu des dimensions fondamentales, après développement et identification, on obtient un système de quatre équations dont la résolution aboutit à une expression générale de la forme:

$$\begin{aligned} \frac{h_c}{L_c \cdot l_c} = & \frac{\rho \cdot C_p \cdot u}{D_h^2} \times \left(\frac{\rho \cdot u \cdot D_h}{\mu} \right)^{-d-j} \times \left(\frac{\rho \cdot C_p}{\lambda} \right)^{l-j} \times \left(\frac{\lambda \cdot \Delta T}{\mu \cdot u^2} \right)^l \\ & \times \left(\frac{\varepsilon}{D_h} \right)^e \times \left(\frac{P_{e-c}}{D_h} \right)^f \times \left(\frac{P_{e-r}}{D_h} \right)^g \times \left(\frac{l_{ch}}{D_h} \right)^h \times \left(\frac{I}{\rho \cdot u^3} \right)^i \end{aligned} \quad (3)$$

En introduisant les nombres adimensionnels, l'expression (3) devient:

$$\begin{aligned} h_c = & \frac{A_c \cdot \rho \cdot C_p \cdot u}{D_h^2} \times Re^{-d-j} \times Pr^{l-j} \times Br^{-1} \\ & \times \left(\frac{\varepsilon}{D_h} \right)^e \times \left(\frac{P_{e-c}}{D_h} \right)^f \times \left(\frac{P_{e-r}}{D_h} \right)^g \times \left(\frac{l_{ch}}{D_h} \right)^h \times \left(\frac{I}{\rho \cdot u^3} \right)^i \end{aligned} \quad (4)$$

et qui peut être également réécrite sous la forme:

$$\begin{aligned} h_c = & \frac{A_c \cdot \rho \cdot C_p \cdot u}{D_h^2} \times Re^{-d} \times Pe^{-j} \times Ec^{-1} \\ & \times \left(\frac{\varepsilon}{D_h} \right)^e \times \left(\frac{P_{e-c}}{D_h} \right)^f \times \left(\frac{P_{e-r}}{D_h} \right)^g \times \left(\frac{l_{ch}}{D_h} \right)^h \times \left(\frac{I}{\rho \cdot u^3} \right)^i \end{aligned} \quad (5)$$

Pour déterminer les corrélations exprimant le coefficient d'échange, h_c , il faut identifier les valeurs exactes des exposants (d, j, l, e, f, g, h, i) et pour cela, on a eu recours à l'expérimentation.

Des mesures expérimentales ont été réalisées au Laboratoire de Recherche en Génie Mécanique de l'Université Mohamed Khider de Biskra par le biais d'un capteur solaire plan à air (Fig. 3), dont le conduit utile est muni de plusieurs rangées de chicanes rectangulaires de longueur 7 cm, disposées en quinconce, dont les pas entre deux rangées successives sont respectivement 10 cm dans le premier cas et 20 cm dans le second, par contre, les autres paramètres sont tenus constants.

En considérant des régimes d'écoulements variables, on a pu obtenir les relations suivantes:

a- Régime laminaire

Premier cas ($P_{e-r} = 10$ cm) : l'expression empirique du coefficient d'échange est:

$$h_c = \frac{A_c \cdot \rho \cdot C_p \cdot u}{D_h^2} \times Re^{-9.7311} \times Pe^{10.9725} \times Ec^{-0.5811} \times \left(\frac{\varepsilon}{D_h} \right)^{-0.1074} \times \left(\frac{P_{e-c}}{D_h} \right)^{-0.3022} \times \left(\frac{P_{e-r}}{D_h} \right)^{-0.6246} \times \left(\frac{l_{ch}}{D_h} \right)^{-0.4991} \times \left(\frac{I}{\rho \cdot u^3} \right)^{-0.0375} \quad (6)$$

Deuxième cas ($P_{e-r} = 20$ cm) : le coefficient d'échange convectif est:

$$h_c = \frac{A_c \cdot \rho \cdot C_p \cdot u}{D_h^2} \times Re^{-0.5641} \times Pe^{1.6560} \times Ec^{-0.3195} \times \left(\frac{\varepsilon}{D_h} \right)^{-0.0627} \times \left(\frac{P_{e-c}}{D_h} \right)^{-0.1763} \times \left(\frac{P_{e-r}}{D_h} \right)^{-0.5067} \times \left(\frac{l_{ch}}{D_h} \right)^{-0.2912} \times \left(\frac{I}{\rho \cdot u^3} \right)^{-0.1416} \quad (7)$$

b- Régime turbulent

Premier cas ($P_{e-r} = 10$ cm) : l'expression donnant le coefficient d'échange est:

$$h_c = \frac{A_c \cdot \rho \cdot C_p \cdot u}{D_h^2} \times Re^{-3.0581} \times Pe^{-2.6059} \times Ec^{-0.9945} \times \left(\frac{\varepsilon}{D_h} \right)^{-0.1449} \times \left(\frac{P_{e-c}}{D_h} \right)^{-0.4078} \times \left(\frac{P_{e-r}}{D_h} \right)^{-0.8428} \times \left(\frac{l_{ch}}{D_h} \right)^{-0.6735} \times \left(\frac{I}{\rho \cdot u^3} \right)^{-0.5924} \quad (8)$$

Deuxième cas ($P_{e-r} = 20$ cm) : le coefficient d'échange convectif est:

$$h_c = \frac{A_c \cdot \rho \cdot C_p \cdot u}{D_h^2} \times Re^{-3.6897} \times Pe^{-2.7715} \times Ec^{-0.5105} \times \left(\frac{\varepsilon}{D_h} \right)^{-0.0401} \times \left(\frac{P_{e-c}}{D_h} \right)^{-0.1130} \times \left(\frac{P_{e-r}}{D_h} \right)^{-0.3246} \times \left(\frac{l_{ch}}{D_h} \right)^{-0.1866} \times \left(\frac{I}{\rho \cdot u^3} \right)^{-0.0891} \quad (9)$$

4. DISCUSSION ET INTERPRETATION RESULTATS OBTENUS

En régime d'écoulement laminaire $Re < 2100$, l'effet du nombre de Reynolds sur le coefficient d'échange thermique convectif est significatif, le coefficient d'échange (h_c) varie dans l'intervalle de 4 à 45 $W/m^2.K$ pour le premier cas où le pas entre rangée, $Pe-r = 10$ cm, (Fig. 5). D'autre part, il ne varie que de 4 à 35 $W/m^2.K$ dans le deuxième cas, où le pas entre rangée est le double, $Pe-r = 20$ cm, (Fig. 5).

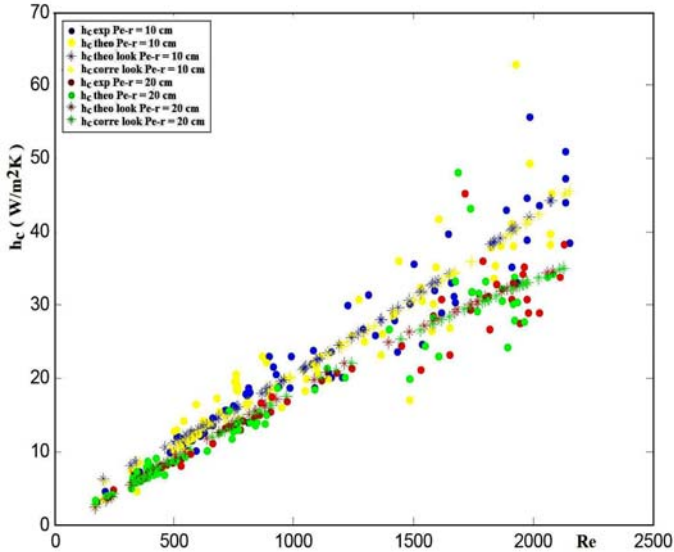


Fig. 5: Evolution du coefficient d'échange en fonction du Reynolds ($Re < 2100$)

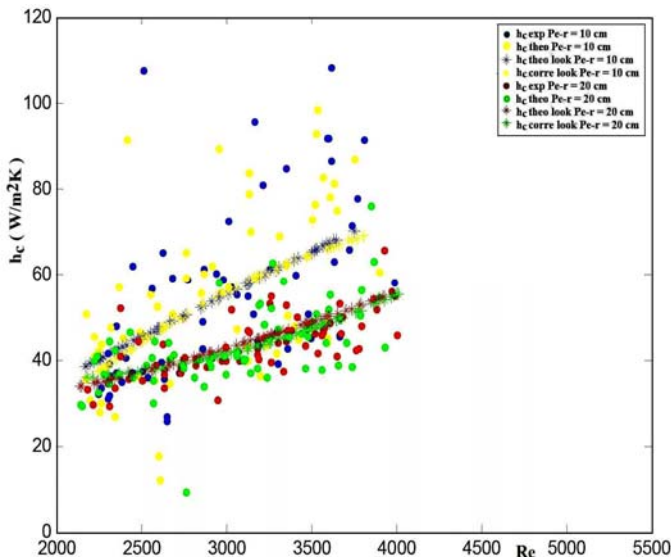


Fig. 6: Evolution du coefficient d'échange en fonction du Reynolds ($Re > 2100$)

En régime turbulent ($Re > 2100$), l'écart est plus important, le coefficient d'échange thermique varie de 40 à 70 $W/m^2.K$ dans le premier cas, (Fig. 6), par contre il n'est que de 35 à 55 $W/m^2.K$ dans le second cas, (Fig. 6).

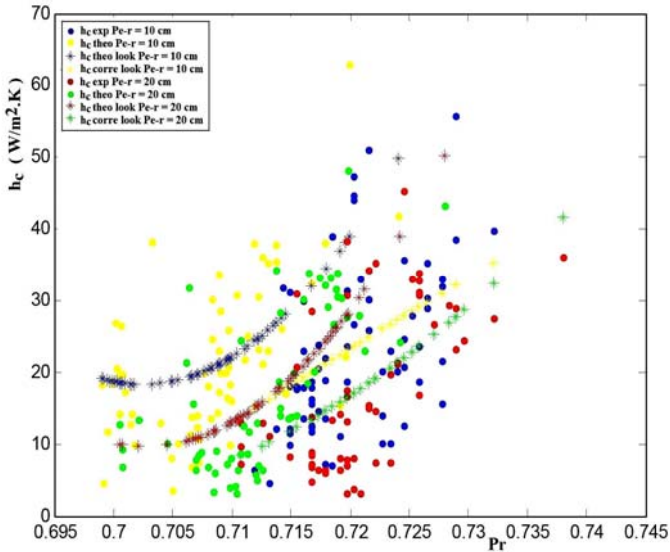


Fig. 7: Evolution du coefficient d'échange en fonction de Prandtl ($Re < 2100$)

L'analyse des courbes montre que les améliorations apportées au coefficient d'échange convectif sont plus importantes et deviennent presque le double en régime turbulent, notamment en présence de la configuration des chicanes où le pas entre rangée est de 10 cm.

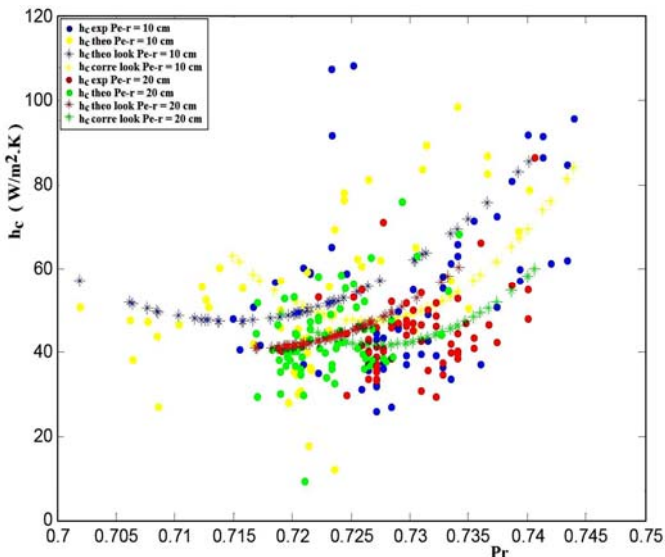


Fig. 8: Evolution du coefficient d'échange en fonction de Prandtl ($Re > 2100$)

Quant au nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds en régime laminaire, les figures 9 et 10 montrent que le nombre de Nusselt varie de 5 à 28 pour le premier cas, et de 2 à 24 dans le second.

En régime turbulent, l'évolution du nombre de Nusselt est plus accentuée, il varie de 22 à 42 pour le pas entre rangée de 10 cm, alors qu'il n'est que de 20 à 35 lorsque le pas entre rangée est de 20 cm.

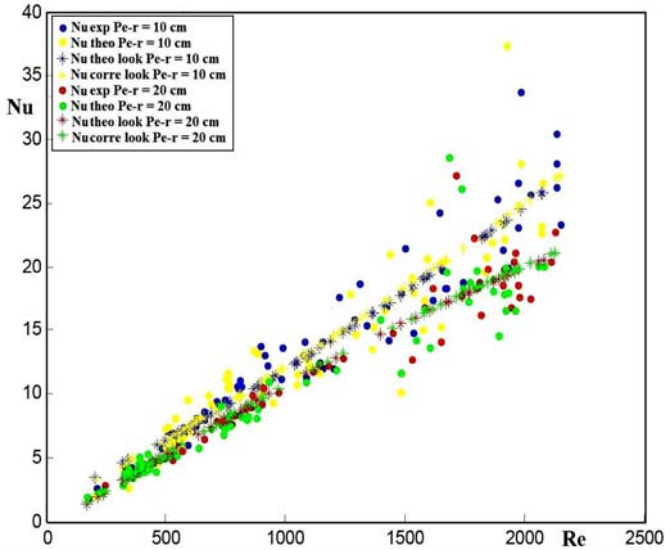


Fig. 9: Evolution du nombre de Nusselt en fonction du Reynolds ($Re < 2100$)

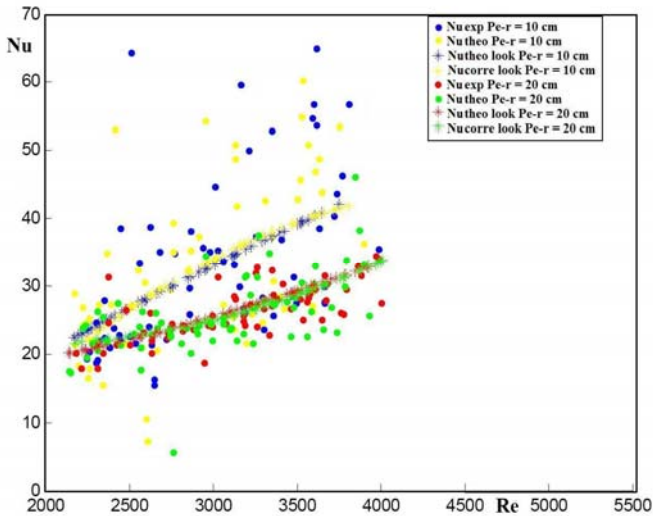


Fig. 10: Evolution du nombre de Nusselt en fonction du Reynolds ($Re > 2100$)

Concernant l'évolution du coefficient d'échange en fonction du nombre de Prandtl, tel qu'il est montré sur les figures 7 et 8, l'échange thermique est pratiquement dépendant du nombre de Prandtl.

L'augmentation du coefficient d'échange commence à être ressentie pour des nombres de Prandtl compris entre 0,69 et 0,75 pour l'air, où on remarque qu'à partir de cet intervalle, la qualité de l'échange thermique est nettement meilleure pour les grandes valeurs de Prandtl.

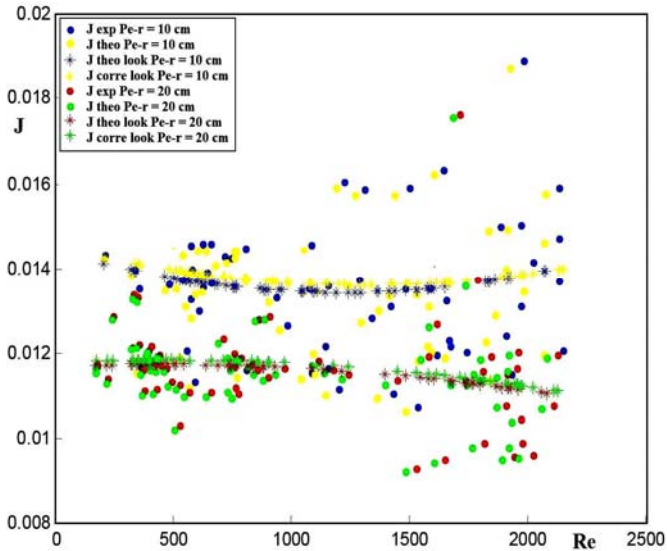


Fig. 11: Evolution du facteur de Colburn en fonction du Reynolds ($Re < 2100$)

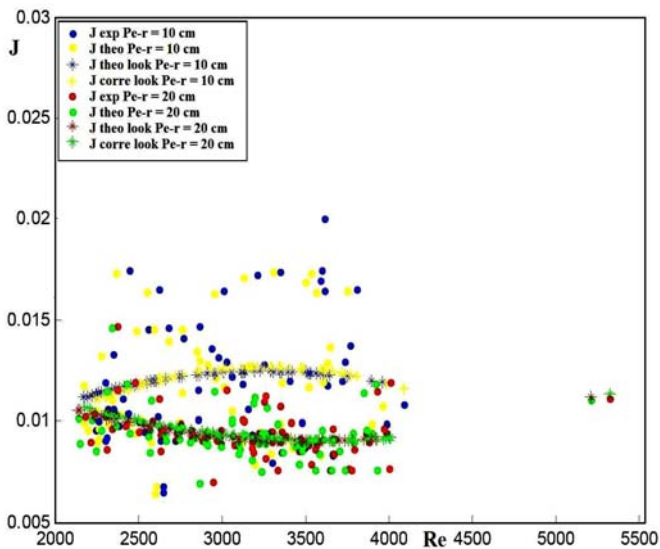


Fig. 12: Evolution du facteur de Colburn en fonction du Reynolds ($Re > 2100$)

6. CONCLUSION

En utilisant le théorème de l'analyse dimensionnelle, on a développé des corrélations empiriques qui permettront de mettre en liaison les paramètres physiques, thermo physiques et géométriques, en fonction du régime d'écoulement.

On estime un coefficient d'échange par convection, correspondant dans certaines conditions de fonctionnement, à un nombre de Nusselt et à un facteur de Colburn spécifique à cette variante de chicanes disposées en quinconce.

Nous espérons approfondir cette étude pour que les modèles empiriques soient valides pour une large variante de rugosités artificielles de formes et de configurations différentes.

NOMENCLATURE

Re : Nombre de Reynolds	Q_u : Flux thermique utile, W
Pr : Nombre de Prandtl	T_p : Température, parois, K
Br : Nombre de Brinkman	T_f : Température, fluide caloporteur, °C
Pe : Nombre de Peclet	C_p : Chaleur massique de l'air, J/kg.K
Ec : Nombre d'Eckert	\dot{m} : Débit massique de l'air, kg/s
Nu : Nombre de Nusselt	u : Vitesse moyenne du fluide, m/s
J : Facteur de Colburn	$\Delta P = P_s - P_e$: Chute de pression, Pa
S_{min} : Surface transversale minimale du conduit utile, m ²	h_c : Coefficient d'échange thermique par convection, W/m ² K
T_{sf} : Température de sortie – fluide, °C	T_{ef} : Température d'entrée – fluide, °C
P_{e-r} : Pas entre 2 rangées - chicanes, m	δx : Longueur d'une tranche fictive, m
P_{e-c} : Pas entre deux chicanes, m	L_c : Longueur - conduit rectangulaire, m
L_{ch} : Longueur de chicane, m	l_c : Largeur du capteur, m
D_h : Diamètre hydraulique du conduit, m	P : Périmètre mouillé, m
$A_c = L_c \times l_c$: Surface de l'absorbeur, m ²	n : Nombre de chicanes par rangée
A : Section de passage de l'air dans la veine d'air mobile, m ²	T_{fm} : Température du fluide moyenne (expérimentale), °C
T_e : Température d'entrée – conduit, °C	T_s : Température de sortie – conduit, °C
I : Flux solaire reçu par la face supérieure du conduit, W/m ²	λ : Coefficient de conductivité thermique de l'air, W/m.K
μ : Viscosité dynamique de l'air kg/m.s	ρ : Masse volumique de l'air, kg/m ³
$\Delta T = T_s - T_e$: Différence de température, °C	ε : Hauteur absolue ou rugosité absolue d'une chicane [m]

REFERENCES

- [1] A. Moumimi, 'Etude Globale et Locale du Rôle de la Géométrie dans l'optimisation des Capteurs Solaires Plans à Air', Thèse de doctorat, Université de Valenciennes, France, 1994.

- [2] S. Ward, '*Optimisation des Formes et Disposition d'Obstacles dans la Veine d'Air Mobile des Capteurs Solaires à Air à Deux Couches d'Air en Vue de la Maximisation du Couple Rendement Température*', Thèse de Doctorat, Université de Valenciennes, France, 1989.
- [3] P. Gbaha, '*Etude et Optimisation des Echanges des Performances des Capteurs Solaires Plans à Deux Veines d'Air*', Thèse de Doctorat, Université de Valenciennes, France, 1989.
- [4] B.B. Prasad and J.S. Saini, '*Effect of Artificial Roughness on Heat and Friction Factor in Solar-Air Heaters*', Solar Energy, Vol. 41, N°6, pp. 505 – 560, 1980.
- [5] S. Hu and K.E. Herold, '*Prandtl Number Effect on Offset Fin Heat Exchanger Performance: Experimental Results*', International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 38, N°6, pp. 1053 – 1061, 2002.
- [6] F. Menasria, '*Modélisation des Echanges par Convection dans un Canal Rectangulaire Muni d'Ailettes*', Mémoire de Magister, Université de Biskra, Algérie, 2009.
- [7] N. Chouchane, A. Moummi, B. Achour et N. Moummi, '*Modèles Empiriques de Calcul des Pertes de Charge dans un Conduit Rectangulaire Muni de Rugosités Artificielles, Cas des Insolateurs à Air*', Revue des Energies renouvelables, Vol. 12, N°3, pp. 385 – 394, 2009.
- [8] N. Moummi, S. Youcef-Ali, A. Moummi and J.Y. Desmons, '*Energy Analysis of a Solar Air Collector with Rows of Fins*', Renewable Energy, Vol. 29, N°13, pp. 2053 – 2064, 2004.
- [9] K. Aoues, N. Moummi, A. Moummi, M. Zellouf et A. Labed, '*Etude de l'influence des Rugosités Artificielles sur les Performances Thermiques des Capteurs Solaires Plans à Air*', Revue des Energies Renouvelables, Vol. 11, N°2, pp. 219 – 227, 2008.