

Etude de l'influence des rugosités artificielles sur les performances thermiques des capteurs solaires plans à air

K. Aoues^{1*}, N. Moummi², A. Moummi, M. Zellouf, A. Labeled et E. Achouri

¹ Département de Génie Mécanique, Faculté des Sciences et d'Ingénierie

² Laboratoire de Génie Mécanique,
Université M^{ed} Khider, Biskra, Algérie

(reçu le 10 Mars 2008 – accepté le 30 Juin 2008)

Abstract - A mathematical model that allows the determination of the thermal performances of the single pass solar air collector is developed. The model can predict the temperature profile of all the components of the collector and the air stream in the channel duct. Into the latter are introduced the cylindrical roughness, which increase the thermal heat transfer between the absorber plate and the fluid. The cylindrical roughness, mounted in two configuration (Aligned and staggered rows), are oriented perpendicular to the fluid flow and they are placed underside of the absorber plate. They characterized by high heat transfer area per unit volume and generate the lows pressure losses.

Résumé - Cet article décrit l'optimisation du coefficient de transfert par convection dans un collecteur solaire plan entre le fluide caloporteur et la plaque absorbante du rayonnement solaire. Cette optimisation peut être obtenue par augmentation de la surface d'échange par introduction des obstacles de formes géométriques différentes. Pour cela, nous avons garni la veine d'écoulement d'air par plusieurs rangées d'obstacles de formes cylindriques placées perpendiculairement à l'écoulement. Ces obstacles sont assimilés à des rugosités artificielles dites chicanes. Le travail consiste à déterminer les performances thermiques et dynamiques de la configuration proposée par la méthode pas à pas tout en utilisant les corrélations de Zukauskas concernant le nombre de Nusselt et le régime d'écoulement.

Mots clés: Capteur solaire - Transfert thermique - Convection forcée - Rugosités cylindriques - Corrélations.

1. INTRODUCTION

Les capteurs solaires plans convertissent l'énergie solaire reçue par rayonnement en énergie thermique exploitable à l'aide d'un fluide en écoulement qui emporte cette énergie par convection à travers la surface d'échange thermique, grâce à ses propriétés thermo physiques. En introduisant des rugosités artificielles dites 'chicanes' dans le canal d'écoulement du fluide caloporteur [1-7] ou des lamelles en métal (metal slats) [8], les performances des capteurs solaires augmentent davantage. Dans plusieurs études [9-15], la forme rectangulaire des rugosités artificielles minces a été testée vis-à-vis de l'amélioration du transfert de chaleur.

Dans ce travail, nous avons étudié les performances thermiques du capteur solaire plan à air présenté dans la figure 1. Ce dernier est muni de rugosités artificielles de forme cylindrique placées perpendiculairement à l'écoulement dans la veine d'air mobile. Deux arrangements de chicanes cylindriques sont étudiés. La première en rangés alignées et la deuxième en quinconces.

2. ANALYSE THEORIQUE

Le capteur solaire plan à air étudié est celui à veine d'air mobile simple entre l'absorbeur et l'isolant sur lequel est placée une plaque en aluminium. L'adjonction de chicanes dans la veine d'air d'écoulement augmente la surface d'échange et par conséquent la quantité de la chaleur

* aoues_kamel@yahoo.fr _ nmoummi@hotmail.com

absorbée par le fluide caloporteur. Ceci permet une augmentation de la température de l'air à la sortie du capteur.

La méthode choisie pour étudier et modéliser les performances thermiques de ce collecteur est la méthode pas à pas, dont la particularité est la détermination de la température des différents composants du capteur tout le long de ce dernier.

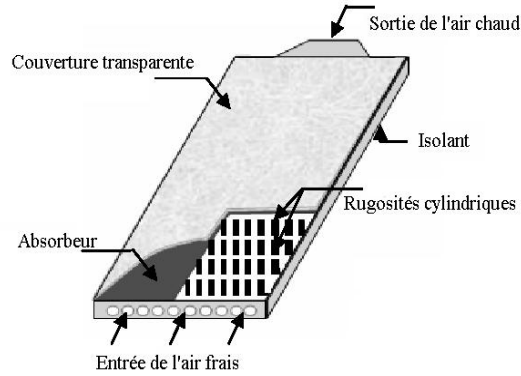


Fig. 1: Schéma du capteur plan à air muni de rugosités

Tout en présentant le coefficient de perte totale U_L du collecteur entre l'absorbeur et l'air ambiant, le gain d'énergie utile fourni par le collecteur est donné par:

$$Q_u = A \times F_R \times [S - U_L (T_{fe} - T_a)] \quad (1)$$

où S représente l'énergie solaire rayonnante absorbée. Elle est donnée par:

$$S = (\tau_v \alpha_n) \cdot I_0$$

Le facteur de correction permettant de calculer la puissance utile, en évaluant les pertes thermiques à partir d'une température uniforme de l'absorbeur, s'écrit:

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p}{A U_L} \left[1 - \exp\left(-\frac{F' U_L A}{\dot{m} C_p}\right) \right] \quad (2)$$

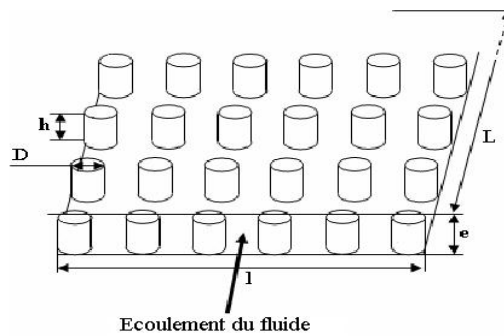


Fig. 2: Rugosités artificielles de forme cylindrique

Le coefficient d'efficacité local de transfert air-absorbeur F' et le coefficient des pertes totales U_L sont obtenus à partir des bilans énergétiques de l'absorbeur, du fluide caloporteur et de la plaque arrière (Fig. 3), où le facteur '**fact**' représente la surface d'échange thermique des rugosités artificielles qui sont supposées à la température de la plaque d'aluminium.

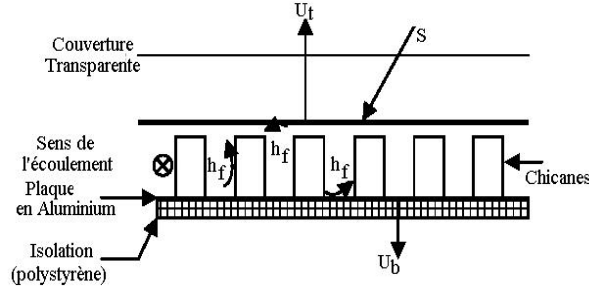


Fig. 3: Schéma des échanges thermiques dans le capteur

$$F' = \frac{h_{vnf} \cdot (U_t + 2h_{mAl} + h_{vnf})}{(U_t + 2h_{mAl} + h_{vnf}) \cdot (U_b + h_{vAlf} + h_{mAl}) - h_{mAl}^2} \quad (3)$$

$$U_L = \frac{(U_t + U_b) \cdot (h_{vnf} h_{vAlf} + h_{vnf} h_{mAl} + h_{vAlf} h_{mAl}) + U_b U_t \cdot (h_{vnf} h_{vAlf})}{h_{vnf} h_{mAl} + h_{vAlf} U_t + h_{vAlf} h_{mAl} + h_{vnf} h_{vAlf}} \quad (4)$$

Les pertes sont données par la formule proposée par Klein [16]:

$$Q_{pl} = \frac{T_n - T_a}{N \left(\frac{C}{T_n} \right) \left(\frac{T_n - T_a}{N + f} \right)^{0.33} + \frac{1}{h_{vv}}} + \frac{\sigma (T_n^4 - T_a^4)}{\frac{1}{\epsilon_{n\beta} + 0.05N(1 - \epsilon_{n\beta})} + \frac{2N + f - 1}{\epsilon_{v\beta}} - N} \quad (5)$$

Cette équation est valable pour:

$$47^\circ\text{C} < T_n < 147^\circ\text{C}; \quad -13^\circ\text{C} < \epsilon_{v\beta} < 37^\circ\text{C}; \quad 0.1 < \epsilon_{vb} < 0.95;$$

$$V_v < 10 \text{ m/s}; \quad 1 < N < 3 \text{ et } 0 < \beta < 90^\circ$$

où, N est le nombre de couvertures en verre, et f est le facteur correctif tenant compte de l'effet du vent, ce dernier s'exprime par:

$$f = (1 - 0.04 \cdot h_{vv} + 0.0005 \cdot h_{vv}^2) (1 + 0.091 \cdot N)$$

$$C = 365.9 \times (1 - 0.0088 \beta + 0.00012 \beta^2)$$

En conclusion, les pertes U_t sont données par:

$$U_t = \frac{Q_{pl}}{T_n - T_a} \quad (6)$$

Pour $0 < \beta < 90^\circ$, le coefficient de pertes à l'arrière du collecteur est:

$$U_b = \frac{1}{\frac{e_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{e_b}{\lambda_b} + \frac{1}{h_{vv}}} \quad (7)$$

La température de l'air à la sortie du capteur solaire peut être obtenue à partir du bilan énergétique des différents échanges thermiques [16]:

$$\frac{T_{fs} - T_a - S/U_L}{T_{fe} - T_a - S/U_L} = \exp\left(-\frac{U_L \cdot l \cdot F' \cdot L}{\dot{m} \cdot C_p}\right) \quad (8)$$

Les températures moyennes de l'absorbeur et de la plaque arrière sont obtenues en résolvant les équations du bilan énergétique de ces plaques, on obtient ainsi:

$$T_n = \frac{(1 + \text{fact}) \times T_f + \frac{Q_u}{h_{\text{vnf}}} - T_{A1}}{\text{fact}} \quad (9)$$

$$T_{A1} = T_f + \frac{h_{\text{mA1}} (\tau_v \alpha_n) I_0 - (T_f - T_a) (U_t U_b + U_b h_{\text{vAlf}} + h_{\text{mA1}} (U_t + U_b))}{(U_t + h_{\text{mA1}} + h_{\text{vAlf}}) \cdot (U_b + \text{fact} \cdot h_{\text{vAlf}} + h_{\text{mA1}}) - h_{\text{mA1}}^2} \quad (10)$$

Où $\text{fact} = 1 + \frac{A_{\text{ch}}}{A}$

Et la surface totale des chicanes est calculée comme suit:

$$A_{\text{ch}} = n b_t \times \pi (2 h R + R^2)$$

La température moyenne de l'air est donnée par Klein [16]:

$$T_f = T_{fe} + \frac{Q_u / A}{U_L F_R} \cdot \left(1 - \frac{F_R}{F'} \right) \quad (11)$$

Le coefficient de transfert thermique par rayonnement entre la face inférieure de l'absorbeur et la plaque en aluminium, où les températures T_n et T_{A1} sont exprimées en Kelvin, donné par [17] s'écrit:

$$h_r = \sigma (T_n - T_{A1}) (T_n^2 - T_{A1}^2) / \left(\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) \quad (12)$$

ε_1 , ε_2 représentent l'émissivité du milieu 1 et le milieu 2.

Ainsi, le nombre de Nusselt se calcule:

$$h_{\text{vnf}} = h_{\text{vAlf}} = \frac{\text{Nu} \lambda_f}{D_H}; \quad \text{Re} = \frac{V_f D_h}{\nu_f} \quad (13)$$

Pour calculer le coefficient de transfert convectif moyen, nous avons utilisé la corrélation de Parker [18], valable pour un capteur sans chicanes et dont le choix se justifie par le fait que cette corrélation s'étend sur tous les domaines du nombre de Reynolds. Elle s'exprime comme suit:

$$\text{Nu} = 0.344 \times \text{Re}^{0.35} \quad \text{pour} \quad 100 < \text{Re} < 2100$$

$$\text{Nu} = 1.68 \times 10^{-9} \times \text{Re}^{2.25} \quad \text{pour} \quad 2100 < \text{Re} < 2850$$

$$\text{Nu} = 2.55 \times 10^{-3} \times \text{Re}^{1.04} \quad \text{pour} \quad 2850 < \text{Re} < 5650$$

$$\text{Nu} = 19.8 \times 10^{-3} \times \text{Re}^{0.8} \quad \text{pour} \quad 5650 < \text{Re} < 100000$$

Pour un capteur muni de chicanes, le nombre de Nusselt est calculé par la corrélation de Zakauskas [19] qui est employée dans le cas du transfert thermique de faisceau de tubes et représente des gammes très étendues pour des chicanes disposées en rangées alignées ou en quinconces (Fig. 4). Son expression est de la forme:

$$\text{Nu}_D = \text{Pr}^{0.36} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_w} \right)^n f_n (\text{Re}_D) \quad \text{avec} \quad n = \begin{cases} 0 & \text{pour les gaz} \\ 1/4 & \text{pour les liquides} \end{cases} \quad (14)$$

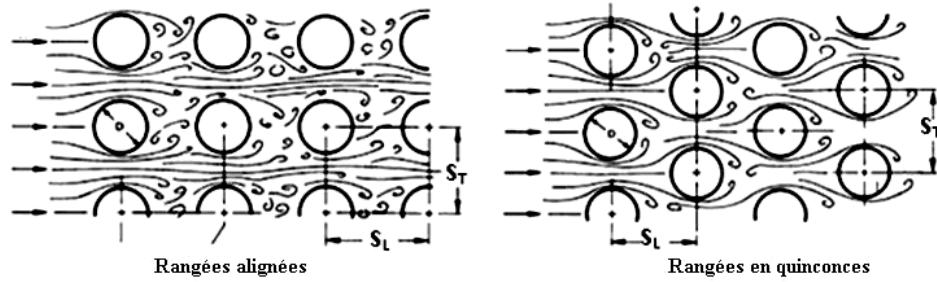


Fig. 4: Différentes dispositions des rugosités cylindriques [19]

La fonction $f_n(Re_D)$ prend, pour les diverses circonstances du régime d'écoulement et la configuration du tube, la forme suivante:

$$100 \leq Re_D \leq 10^3$$

$$\text{Rangées alignées: } f_n(Re_D) = 0.52 Re_D^{0.5} \quad (15)$$

$$\text{Rangées en quinconces: } f_n(Re_D) = 0.71 Re_D^{0.5} \quad (16)$$

$$10^3 \leq Re_D \leq 2 \times 10^5$$

$$\text{Rangées alignées: } f_n(Re_D) = 0.27 Re_D^{0.63}; S_T/S_L \geq 0.7 \quad (17)$$

Dans le cas où $S_T/S_L < 0.7$, l'échange thermique est beaucoup moins efficace. Par conséquent, des faisceaux de tubes alignés ne sont pas conçus dans cette gamme et aucune corrélation n'est donnée.

Rangées alignées:

$$f_n(Re_D) = 0.27 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.6}; S_T/S_L \leq 0.2 \quad (18)$$

$$f_n(Re_D) = 0.40 Re_D^{0.6}; S_T/S_L > 2 \quad (19)$$

La vitesse moyenne est:

$$V_f = \frac{\dot{m}}{\rho_f A_{ca}}$$

La section du canal d'écoulement garni de chicanes est calculée comme suit:

$$A_{ca} = l \times e - N_{ch} \times H \times D \quad (20)$$

Le diamètre hydraulique est donné par:

$$D_h = \frac{2(l \times e) - N_{ch} \times H \times D}{l + e + N_{ch} \times h} \quad (21)$$

3. RESULTATS ET DISCUSSION

Les résultats issus du modèle étudié comme ils sont montrés sur les figures 5, 6, 7 et 8, traduisant l'évolution des températures de sortie pour les trois configurations étudiées (sans chicanes, avec chicanes en rangées alignées et avec chicanes disposées en quinconces) et pour différents débits. Ils montrent le gain apporté par adjonction de ces obstacles comme par exemple: pour un débit de 40 kg/h, on a 77 °C pour une plaque sans chicanes, 83 °C pour une plaque avec chicanes disposées en rangées alignées et 90 °C pour une plaque avec chicanes disposées en quinconces).

Le modèle utilisé pour le calcul du coefficient de transfert convectif h_{vnf} , entre l'air et l'absorbeur nous a permis le calcul de ce coefficient pour des configurations géométriques variables et puis l'utilisation de corrélations décrites par Zakauskas [19], valables pour une plaque garnie d'obstacles cylindriques placées perpendiculairement à l'écoulement pour différentes valeurs du nombre de Reynolds correspondant aux différents débits, et avec différentes dispositions des chicanes (rangées alignées et en quinconces).

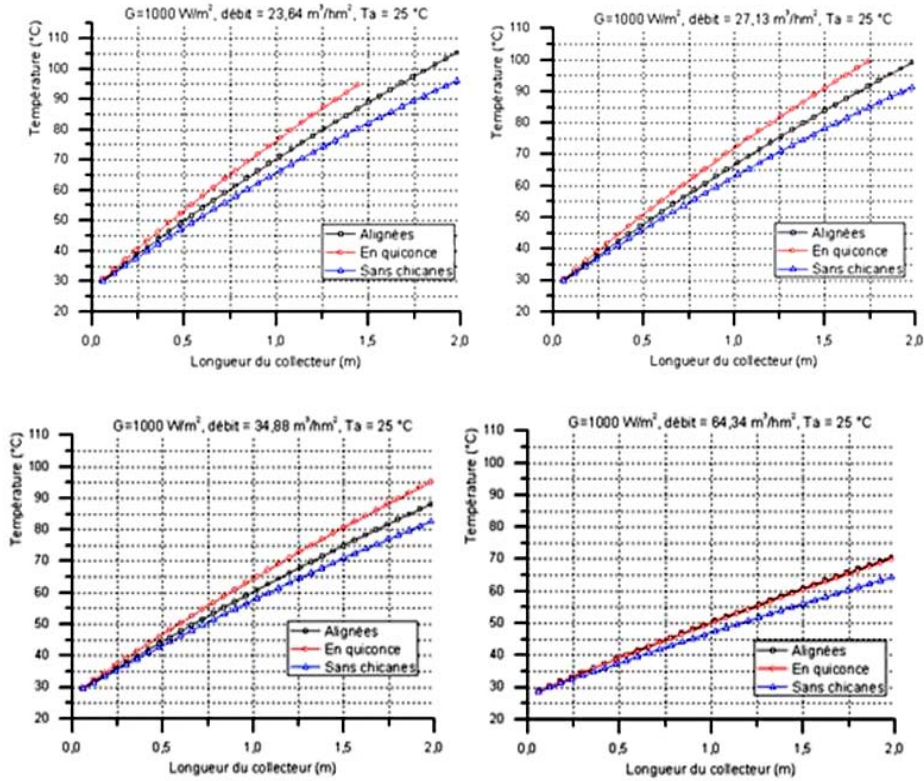


Fig. 5: Evolution de la température en fonction de la longueur du capteur

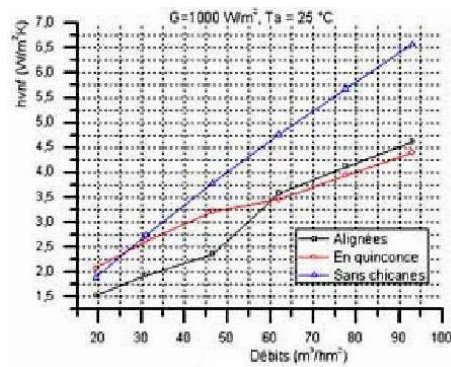


Fig. 6: Evolution du coefficient de convection air/absorbeur fonction du débit

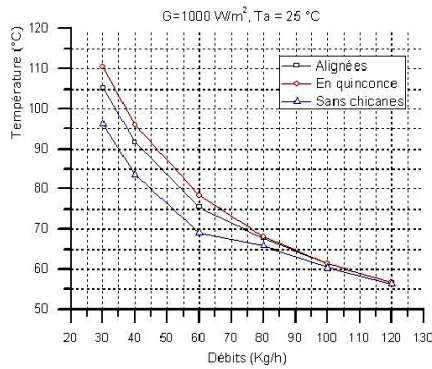


Fig. 7: Evolution de la température en fonction du débit

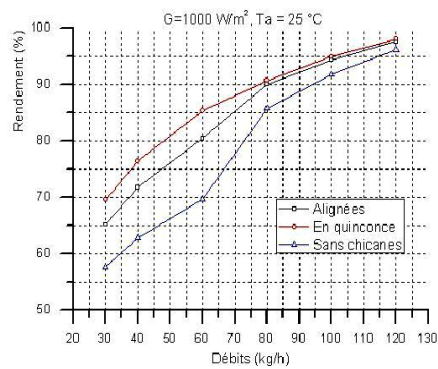


Fig. 8: Evolution du rendement en fonction du débit

4. CONCLUSION

La méthode pas à pas a été choisie pour évaluer les performances de tous les composants le long du capteur solaire, tout en étudiant trois configurations (sans chicanes, avec chicanes alignées et avec chicanes disposées en quinconces).

Les résultats obtenus traduisent clairement le gain apporté par l'adjonction des rugosités artificielles de forme cylindrique. Le rendement du capteur augmente avec le débit comme le montrent les courbes de la figure 6. On conclut que le rendement est beaucoup plus élevé pour un capteur garni de chicanes dans sa veine d'air mobile que dans le cas d'un capteur lisse.

Différents types de chicanes sont testées. L'amélioration apportée est à titre d'illustration de 15 % pour un débit de $35 \text{ m}^3/\text{h.m}^2$.

NOMENCLATURE

A : Surface de captation du capteur plan à air (m^2)	A_{ca} : Section du canal d'écoulement garni de chicanes (m^2)
A_{ch} : Surface totale des chicanes (m^2)	F' : Coefficient d'efficacité local de transfert air - absorbeur
h : Hauteur de chicane (m)	F_R : Coefficient global de transfert air - absorbeur
D_H : Diamètre hydraulique (m)	I_0 : Flux global reçu par le capteur plan à air (W/m^2)
e : Epaisseur de la veine d'air mobile (m)	h_{mA1} : Coefficient de transfert radiatif entre l'absorbeur et la plaque aluminium ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)
L : Longueur du capteur (m)	\dot{m} : Débit d'air massique (kg/s)
l : Largeur du capteur (m)	h_{vAlf} : Coefficient de transfert convectif entre la plaque d'aluminium et l'air ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)
N_{ch} : Nombre de chicanes par rangée	h_{vnat} : Coefficient de perte par conduction - convection naturelle entre l'absorbeur et la vitre ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)
D : Diamètre de chicane (m)	
e_{is} : Epaisseur de l'isolant arrière (m)	
e_b : Epaisseur du bois (m)	
h_{mv} : Coefficient de transfert radiatif entre l'absorbeur et la vitre ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)	
h_{vv} : Coefficient de transfert convectif dû au vent ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)	

h_{vnt} : Coefficient de transfert convectif entre l'absorbeur et l'air (W/m^2K)	Q_u : Quantité de chaleur utile récupérée (W/m^2)
N : Nombre de vitrages	Q_{pl} : Quantité de chaleur perdue à l'avant (W/m^2)
T_a : Température ambiante ($^{\circ}C$)	T_{fs} : Température de l'air à la sortie du capteur ($^{\circ}C$)
T_{Al} : Température, plaque d'aluminium placée dans la veine d'air mobile du capteur	T_f : Température moyenne de l'air dans la veine d'air mobile du capteur ($^{\circ}C$)
T_{fe} : Température de l'air à l'entrée du capteur ($^{\circ}C$)	T_n : Température moyenne de l'absorbeur
T_v : Température de la vitre ($^{\circ}C$)	U_t : Coefficient des pertes thermiques à l'avant de l'absorbeur (W/m^2K)
U_b : Coefficient des pertes thermiques à l'arrière de l'absorbeur (W/m^2K)	V_v : Vitesse du vent (m/s)
U_L : Coefficient global pertes thermiques entre l'absorbeur et l'air ambiant (W/m^2K)	
V_f : Vitesse de l'air dans la veine d'air mobile (m/s)	
Nombres adimensionnels	Re : Reynolds
Nu : Nusselt	Pr : Prandtl

Lettres grecques

α_n : Coefficient d'absorption de l'absorbeur	ε_{Al} : Emissivité de la plaque d'aluminium
α_v : Coefficient d'absorption de la vitre	ε_{nAl} : Emissivité de l'absorbeur vers la surface en aluminium
β : Angle d'inclinaison du capteur	ε_b : Emissivité du vitrage
ε_{nmAl} : Emissivité de l'absorbeur peint en noir mat	λ_f : Conductibilité de l'air (W/mK)
λ_i : Conductibilité de l'isolant (W/mK)	λ_b : Conductibilité du bois (W/mK)
ν_f : Viscosité cinématique de l'air (m^2/s)	ν_f : Viscosité dynamique de l'air (kg/ms)
ρ_b : Masse volumique du bois (kg/m^3)	ρ_f : Masse volumique de l'air (kg/m^3)
η : Rendement thermique du capteur plan à air (%)	σ : Constante de Stephan-Boltzmann, (W/m^2K^4)
τ_v : Coefficient de transmission du vitrage	

REFERENCES

- [1] H.M. Yeh, C.D. Ho and C.Y. Lin, 'The Influence of Collector Aspect Ratio on the Collector Efficiency of Baffled Solar Air Heaters', *Energy*, Vol. 23, N°1, pp. 11 – 16, 1998.
- [2] H.M. Yeh, C.D. Ho and C.Y. Lin, 'Effect of Collector Aspect Ratio on the Collector Efficiency of Upward Type Baffled Solar Air Heaters', *Energy Conversion and Management*, Vol. 41, N°9, pp. 971 – 781, 2000.
- [3] K. Aoues, M. Zellouf, A. Labeled, A. Moummi et N. Moummi, 'Etude Thermique d'un Capteur Solaire Plan à Air Muni de Rugosités Artificielles dans la Veine d'Air Mobile', Conférence Internationale sur les Energies Renouvelables, ICRE'07, Béjaïa, 25 - 27 Novembre 2007.
- [4] A. Moummi, N. Moummi, N. Chouchane et M.T. Bouziane, 'Optimisation des Performances Thermiques', Journées d'Etudes Nationales de Mécanique, JENM 05, Ouargla, 15 - 16 Mars, 2005.
- [5] 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, pp. 2053 – 2064, 2004.

- [6] S. Youcef-Ali, N. Moumimi, J.Y. Desmons, A. Abene, H. Messaoudi and M. Leray, 'Numerical and Experimental Study of Dryer in Forced Convection', International Journal of Energy Research, Vol. 25, pp. 537 – 553, 2001.
- [7] A. Hachemi, 'Optimisation des Performances Thermiques des Capteurs Plans à Air', Thèse de Doctorat, Université de Valenciennes, 1992.
- [8] H. Ammari, 'A Mathematical Model of Thermal Performance of a Solar Air Heater with Slats', Renewable Energy, Vol. 28, N°10, pp. 1597 – 1615, 2003.
- [9] A.L. London and R.K. Shah, 'Offset Rectangular Plate-Fin Surfaces-Heat Transfer and Flow Friction Characteristics', Journal of Engineering Power, Vol. 90, pp. 218 – 228, 1968.
- [10] A.R. Wieting, 'Empirical Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Rectangular Offset-Fin Plate-Fin Heat Exchangers', International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 97, pp. 488 – 490, 1975.
- [11] H.M. Joshi and R.L. Webb, 'Heat Transfer and Friction in the Offset Strip-Fin Heat Exchanger', International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 30, N°1, pp. 69 – 84, 1987.
- [12] S. Hu and K.E. Herold, 'Prandtl Number Effect on Offset Fin Heat Exchanger Performance: Predictive Model for Heat Transfer and Pressure Drop', International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 38, N°6, pp. 1043 – 1051, 1995.
- [13] 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, 1995.
- [14] N.C. Dejong, L.W. Zhang, A.M. Jacobi, S. Balachandar and D.K. Tafti, 'A Complementary Experimental and Numerical Study of the Flow and Heat Transfer in Offset Strip-Fin Heat Exchangers', Journal of Heat Transfer, ASME, Vol. 120, pp. 690 -698, 1998.
- [15] S. Youcef-Ali and J.Y. Desmons, 'Numerical and Experimental Study of Solar Equipped with Offset Rectangular Plate Fin Absorber Plate', Renewable Energy, Vol. 31, N°13, pp. 2063 – 2075, 2006.
- [16] J.A. Duffie and W.A. Beckman, 'Solar Engineering of Thermal Processes', 2nd Ed. New York, Wiley, 1991.
- [17] J.A. Saccadura, 'Initiation aux Transferts Thermiques', Cast. INSA of Lyon, Paris, Technique et Documentation, 1980.
- [18] N. Moumimi, 'Prévisions Systématiques et Optimisation des Performances des Capteurs Solaires Plans à Air dans Divers Sites de Climats Sahariens et Méditerranéens', Thèse de Doctorat, Université de Valenciennes, France, 1994.
- [19] J.H. Lienhard IV and J.H. Lienhard V, 'A Heat Transfer Textbook', 3rd Ed. Phlogiston Press, Cambridge, Massachusetts, USA, 2003.