

## Etude théorique et expérimentale des performances d'un capteur solaire plan à air muni d'une nouvelle forme de rugosité artificielle

A. Labeled<sup>1\*</sup>, N. Moumami, K. Aouès, M. Zellouf et A. Moumami

<sup>1</sup> Laboratoire de Génie Mécanique, Département de Génie Mécanique,  
Faculté des Sciences et de la Technologie  
Université Mohamed Khider, B.P. 145, Biskra, Algérie

(reçu le 31 Août 2009 – accepté le 25 Décembre 2009)

**Résumé** - Ce travail consiste à l'étude expérimentale et théorique d'un capteur solaire plan à air. Ce capteur a été conçu et réalisé au sein du laboratoire de génie mécanique à l'université de Biskra. La nécessité d'améliorer les performances thermiques du capteur solaire à air, pour des besoins spécifiques, nous a encouragé à effectuer cette étude. Pour cela, nous proposons un modèle de rugosités artificielles placées dans la veine d'air mobile pour créer un écoulement de plus en plus turbulent entre l'absorbeur et la plaque inférieure. Le fluide passe entre les rugosités artificielles dans la même rangée, ce qui permet une bonne distribution du fluide et réduit ainsi les zones mortes. Nous présentons également les résultats issus de l'analyse théorique, du capteur avec chicanes. Les résultats sont comparés à ceux obtenus avec un capteur solaire à air sans chicanes.

**Abstract** - In this study, flat plate, air heaters were investigated both theoretically and experimentally in an effort to improve the thermal performances of the solar air collector. The fluid flows out through the interstices between fins in the same row; this allows a good distribution of the fluid and reduces the dead zones. Secondly, and for the same configuration, the results are compared both experimentally and theoretically with those obtained with a solar air collector without fins. Therefore, the solar air heater was mounted on a stand facing south at an inclination angle, and it was tested under different environmental conditions. The experimental setup was instrumented for the measurement of solar radiation, temperature of the atmosphere air, inlet and outlet air temperature, surface temperature of absorber plate, air speed and wind velocity.

**Mots clés:** Capteur solaire - Air - Rendement - Température de sortie - Transfert - Rugosités artificielles.

### 1. INTRODUCTION

Il est bien évident que ce sont les performances du capteur solaire qui permettent de juger si l'énergie solaire est adaptée à telle ou telle application. En effet, une compréhension meilleure des mécanismes fondamentaux régissant le bon fonctionnement d'un capteur permet d'une part, de maîtriser tous les paramètres extrinsèques ou intrinsèques entrant dans le processus de transfert et par la suite connaître sur quelle base, on peut agir pour optimiser le rendement du capteur solaire et d'autre part, adapter ce qu'il faut à la fonction ou l'application qu'il faut. C'est dans ce but, que de nombreux travaux de recherche ont eu lieu. Dans ce qui suit, nous citons quelques travaux qui se classent dans le même axe du présent travail.

---

\* adnanelabel@yahoo.fr

En vue de l'optimisation du rendement thermique du capteur solaire, Karim *et al.* [1] ont pu perfectionner le rendement thermique des capteurs solaires plans à air en introduisant des chicane en forme de V et ondulés. Ils les ont étudiés et examinés expérimentalement et théoriquement. Les résultats ont mené à une amélioration de 10 - 15 % pour un capteur à double passage d'air et de 5 - 11 % pour un passage simple.

L'étude menée par Hegazy *et al.* [2] a porté sur l'application d'un critère analytique pour estimer la géométrie optimale de la veine d'air mobile tout en jouant sur le rapport ( $D/L$ ). Ce critère a été étudié pour deux différents types de capteurs solaires afin de prévoir un meilleur rendement pour un rapport ( $D/L$ ) =  $2.5 \times 10^{-3}$ .

Les travaux de la thèse de Ouard [3] ont porté sur le mode de circulation de l'air caloporteur qui doit extraire et transporter des calories et ceci en plaçant des chicanes dans la veine d'écoulement, favorisant ainsi une meilleure irrigation de l'absorbeur et la création de la turbulence.

Ses résultats mènent aux conclusions suivantes:

- Le rendement du capteur muni de chicanes est nettement supérieur à celui qui ne dispose pas de chicanes, et
- L'augmentation est de 28 % et ceci pour un même débit.

L'adjonction de certaines formes de chicanes dans la veine d'écoulement d'air a été recommandée pour augmenter l'échange thermique par plusieurs chercheurs [4, 5]. Elle permet de ramener le débit volumique de  $60 \text{ m}^3/\text{h.m}^2$  à  $22 \text{ m}^3/\text{h.m}^2$  et ceci pour atteindre le rendement maximal du capteur sans chicanes. La forme, le nombre, ainsi que la hauteur des chicanes ont une influence importante sur l'amélioration du rendement.

Pour le même but, Gbaha [6], prouvait que l'utilisation des feuilles réfléchissantes d'aluminium sur l'isolant permet une amélioration du rendement et que toutes les formes ne donnent pas d'emblée une amélioration du rendement, certaines de ces chicanes dégradent ces performances (cas des chicanes qui organisent l'écoulement). Il a mis aussi en évidence le lien qui existe entre le rendement et les formes d'entrée et de sortie du capteur.

Dans le même cadre d'études, les travaux menés par Hachemi [7], mettaient en évidence l'importance du nombre de rangées de chicanes et leur incidence dans l'amélioration du transfert convectif entre l'air et l'absorbeur.

Moumni *et al.* ont analysé l'énergie produite d'un capteur solaire plan à air muni de rangées d'obstacles minces [8].

Youcef-Ali *et al.* ont examiné un capteur solaire équipé de plaques rectangulaires minces placées en dessous de la plaque absorbante et parallèle à l'écoulement [9].

Aouès *et al.* ont étudié l'influence d'obstacles de formes cylindriques sur les performances thermiques d'un capteur solaire plan à air [10].

Dans ce travail, nous présentons une étude expérimentale et numérique d'un capteur solaire plan à air avec et sans chicanes. Pour cela, on a comparé ses performances pour deux configurations différentes: la première est un capteur solaire plan à air sans chicanes, et la deuxième configuration est un capteur garni de chicanes soudées sur la plaque inférieure placée sur l'isolant dans la veine d'écoulement (Fig. 1).

Pour les deux configurations, le capteur est à simple passe d'une hauteur de 25 mm située en dessous de la plaque absorbante.

## 2. DESCRIPTION DU MODELE EXPERIMENTAL

Le capteur solaire étudié est un capteur plan à air à simple passe d'une surface de captation égale à  $1,76 \text{ m}^2$ , d'une longueur  $L_c = 1.96 \text{ m}$  et d'une largeur  $l_c = 0.9 \text{ m}$ , (Fig. 1).

Nous résumons les principaux composants du capteur comme suit:

- Une seule couverture transparente de verre d'épaisseur 5 mm.
- Une plaque absorbante mince en acier galvanisé peinte en noir mat avec une épaisseur de 0.4 mm.
- Une plaque arrière mince en acier galvanisé placée sur l'isolant d'une épaisseur de 0.4 mm.
- La hauteur entre la couverture transparente et la plaque absorbante est égale à environ 20 mm.
- La veine d'air dynamique d'une hauteur de 25 mm est comprise entre la plaque absorbante (corps noir) et la plaque inférieure.
- Les rugosités artificielles sont des petits canaux, dont la base est de forme trapézoïdale d'une hauteur de 25 mm.
- L'isolation arrière est assurée grâce à une feuille de polystyrène de 30 mm d'épaisseur et puis elle est assurée également par le boîtier en bois de 5 mm d'épaisseur.

L'installation expérimentale comprend:

- La mesure du rayonnement solaire
- La mesure de la température de l'air ambiant, de la température du fluide caloporteur à l'entrée et à la sortie du capteur solaire, ainsi que celle de l'absorbeur.
- La mesure de la vitesse de l'air dans le canal d'écoulement et de la vitesse du vent.

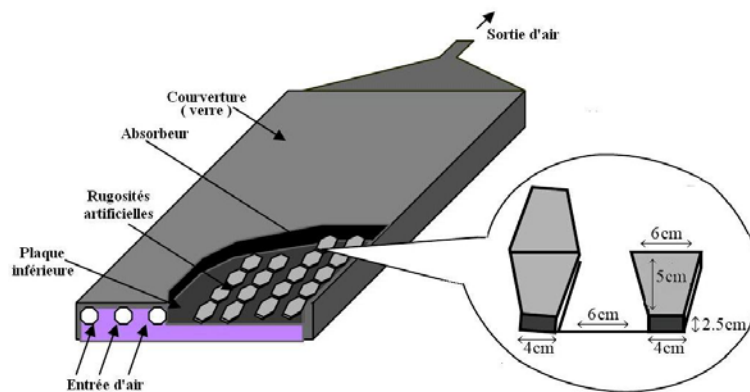


Fig. 1: Schéma du modèle expérimental

## 3. ANALYSE THEORIQUE

En vue d'améliorer les performances thermiques du capteur solaire, on a introduit dans la veine d'air utile des rugosités artificielles métalliques très minces d'épaisseur 0.4 mm dont la géométrie est sous forme d'un canal de base trapézoïdale. La figure 1 représente les éléments du capteur étudié.

L'adjonction de ces chicanes permet l'augmentation de la surface d'échange convectif. En plus de l'échange avec la plaque absorbante, on dispose d'une autre

surface d'échange supplémentaire due aux canaux placés horizontalement dans le sens de l'écoulement de l'air.

Par conséquent, le coefficient d'échange convectif  $h_{(pl-f)}$  entre la plaque inférieure placée sur l'isolant et le fluide caloporteur, est précédé d'un facteur noté 'S<sub>sup</sub>' qui tient compte de cette surface supplémentaire.

Le bilan thermique global du capteur solaire s'écrit:

$$\varphi_{sa} = \varphi_u + \varphi_p + \varphi_{st} \quad (1)$$

En négligeant l'énergie thermique stockée par les différents composants du capteur, on obtient:

$$\varphi_{sa} = \varphi_u + \varphi_p \quad (2)$$

Tout en présentant le coefficient de pertes totales  $U_L$  du collecteur entre l'absorbeur et l'air ambiant, le gain d'énergie utile fourni par le collecteur est donné par [11]:

$$Q_u = S_{abs} \cdot F_R [I_G (\tau_v \alpha_{abs}) - U_L (T_{fe} - T_a)] \quad (3)$$

Le coefficient global de transfert air-absorbeur est donné par:

$$F_R = \frac{\dot{m}_{C_p}}{S_{abs} \cdot U_L} \times \left[ 1 - \exp \left( - \frac{F' U_L S_{abs}}{\dot{m}_{C_p}} \right) \right] \quad (4)$$

Le coefficient d'efficacité local du transfert air-absorbeur  $F'$  et le coefficient de pertes totales  $U_L$  sont obtenus à partir des bilans énergétiques de l'absorbeur, du fluide caloporteur et de la plaque absorbante, où le facteur 'S<sub>sup</sub>' représente la surface d'échange thermique supplémentaire due aux rugosités artificielles qui sont supposées à la température de la plaque arrière.

$$F' = \frac{h_{abs-f} \times (U_b + S_{sup} \cdot h_{rabs-pl} + h_{rabs-pl} + S_{sup} \cdot h_{abs-f})}{(U_t + h_{rabs-pl} + h_{abs-f})(U_b + S_{sup} \cdot h_{abs-f} + h_{rabs-pl}) - h_{rabs-pl}^2} \quad (5)$$

Et:

$$U_L = \left[ \frac{(U_t + U_b) (S_{sup} \cdot h_{abs-f}^2 + h_{abs-f} \cdot h_{rabs-pl} + S_{sup} \cdot h_{abs-f} h_{rabs-pl})}{h_{abs-f} h_{rabs-pl} + S_{sup} \cdot h_{abs-f} U_t} \right] \times \left[ \frac{+U_b U_t (S_{sup} + 1) \cdot h_{abs-f}}{+S_{sup} \cdot h_{abs-f} h_{rabs-pl} + S_{sup} h_{abs-f}^2} \right] \quad (6)$$

Où:

$$S_{\text{sup}} = 1 + \frac{S_{\text{ch}}}{S_{\text{abs}}} \quad (7)$$

Dont  $S_{\text{ch}}$  représente la surface totale des chicanes, calculée comme suit:

$$S_{\text{ch}} = n_1 \cdot (a_{\text{ch}} \times b_{\text{ch}}) \quad (8)$$

$F'$  est un nombre sans dimension qui caractérise l'efficacité thermique du capteur, tandis que  $U_L$  représente le coefficient global de pertes thermiques du capteur et s'exprime en  $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ .

Pour une ou plusieurs couvertures, l'équation donnée ci-dessous est employée pour le calcul de  $U_t$  [12]:

$$U_t = \left[ \frac{N}{\frac{C}{T_{\text{abs}}} \cdot \left[ \frac{(T_{\text{abs}} - T_a)}{(N + f)} \right]^e + \frac{1}{h_w}} \right]^{-1} + \left[ \frac{\sigma(T_{\text{abs}} + T_a)(T_{\text{abs}}^2 + T_a^2)}{(\varepsilon_{\text{abs}} + 0,00591 \cdot N h_w)^{-1} + \frac{2N + f - 1 + 0,133\varepsilon_{\text{abs}}}{\varepsilon_v} - N} \right] \quad (9)$$

$$f = (1 + 0,089 h_w - 0,1166 h_w \varepsilon_{\text{abs}})(1 + 0,07866 N)$$

$$C = 520 \left( 1 - 0,000051 \beta^2 \right)$$

$$e = 0,430 \left( \frac{1 - 100}{T_{\text{abs}}} \right)$$

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

$$U_b = \frac{1}{\frac{e_{\text{is}}}{\lambda_{\text{is}}} + \frac{e_b}{\lambda_b} + \frac{1}{h_{\text{vv}}}} \quad (10)$$

La température de l'air à la sortie du capteur peut être obtenue à partir du bilan énergétique [11]:

$$\frac{I_G \cdot (\tau_v \alpha_{\text{abs}})_{\text{eff}} - U_L \cdot (T_{\text{fs}} - T_a)}{I_G \cdot (\tau_v \alpha_{\text{abs}})_{\text{eff}} - U_L \cdot (T_{\text{fe}} - T_a)} = \exp \left( - \frac{S_{\text{abs}} \cdot F' \cdot U_L}{\dot{m}_{\text{C}_{\text{pf}}}} \right) \quad (11)$$

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:

$$T_{abs} = \frac{(1 + S_{sup}) \cdot T_f + \frac{Qu}{h_{(abs-f)}} - T_{pl}}{S_{sup}} \quad (12)$$

$$T_{pl} = T_f + \frac{h_{r(abs-pl)}(\tau_v \alpha_{abs}) I_G - (T_f - T_a)(U_t U_b + U_b h_{(pl-f)} + h_{r(abs-pl)} n \Delta I (U_t + U_b))}{(U_t + h_{r(abs-pl)} + h_{(pl-f)})(U_b + S_{sup} h_{(pl-f)} + h_{r(abs-pl)}) - h_{r(abs-pl)}^2} \quad (13)$$

Le coefficient de transfert thermique par rayonnement entre la face inférieure de l'absorbeur et la plaque inférieure où les températures  $T_{abs}$  et  $T_{pl}$  sont exprimées en Kelvin, est donnée par [13]. Il s'écrit ainsi :

$$h_{r(abs-pl)} = \sigma (T_{abs} - T_{pl}) (T_{abs}^2 + T_{pl}^2) \left( \frac{1}{\varepsilon_{abs}} + \frac{1}{\varepsilon_{pl}} - 1 \right) \quad (14)$$

En ce qui concerne la convection forcée, le coefficient moyen de transfert thermique est calculé comme suit:

$$h_{(abs-f)} = h_{(pl-f)} = \frac{Nu \lambda_f}{D_H}, \quad Re = \frac{V_f D_H}{\nu_f} \quad (15)$$

Le rendement du capteur peut être exprimé en fonction des conditions d'entrée du capteur par:

$$\eta = F_R (\tau_v \alpha_{abs}) - F_R U_L \frac{(T_{fe} - T_a)}{I_G} \quad (16)$$

Dont,  $F_R (\tau_v \alpha_{abs})$  et  $F_R U_L$  sont deux paramètres principaux qui constituent le modèle du collecteur pratique le plus simple.  $F_R (\tau_v \alpha_{abs})$  est une indication du taux d'énergie absorbée et  $F_R U_L$  est une indication du taux d'énergie perdue. En outre,  $U_L$  est le coefficient global de perte de chaleur du collecteur et avec  $F_R$  le coefficient de transfert global air-absorbeur qui s'exprime par:

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p}{A U_L} \left[ 1 - \exp \left( - \frac{F' U_L A}{\dot{m} C_p} \right) \right] \quad (17)$$

#### 4. RESULTATS ET DISCUSSION

Les résultats issus du modèle théorique sont comparés avec ceux obtenus expérimentalement après une série d'expériences entreprises au laboratoire de génie mécanique de l'université de Biskra.

La figure 2 illustre l'évolution de la température de l'absorbeur, en fonction du débit et pour un rayonnement solaire incident de  $850 \text{ W/m}^2$ . On constate que la température de l'absorbeur diminue en augmentant le débit.

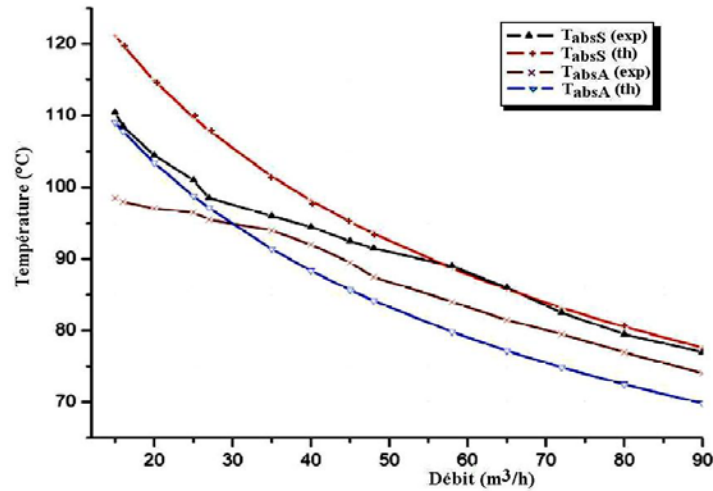


Fig. 2: Evolution de la température de l'absorbeur en fonction du débit

La figure 2 montre que les résultats expérimentaux ont la même allure que les résultats issus de l'étude théorique et que la température de l'absorbeur pour un capteur sans chicanes pour les différents débits est plus élevée que celle d'un capteur avec chicanes.

La figure 3 traduit une comparaison entre les performances calculées pour le cas d'un capteur avec et sans chicanes pour différents débits. On remarque que les rugosités artificielles permettent d'améliorer les performances thermiques du capteur. En effet un gain d'environ 20°C est obtenu.

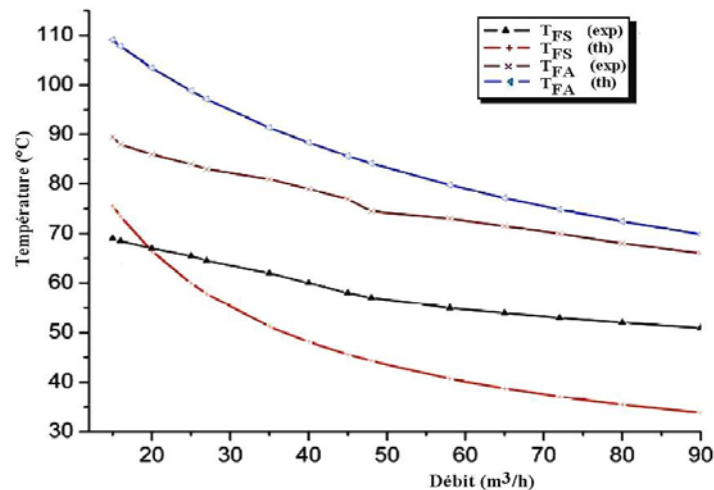


Fig. 3: Evolution de la température de l'air à la sortie du capteur en fonction du débit

Les figures 4 et 5 montrent l'évolution de l'énergie utile récupérée par le capteur ainsi que le rendement calculé en fonction du débit pour les deux cas (avec et sans

chicanes). On constate que le rendement augmente avec le débit et qu'une nette amélioration des performances est apportée par l'adjonction des chicanes.

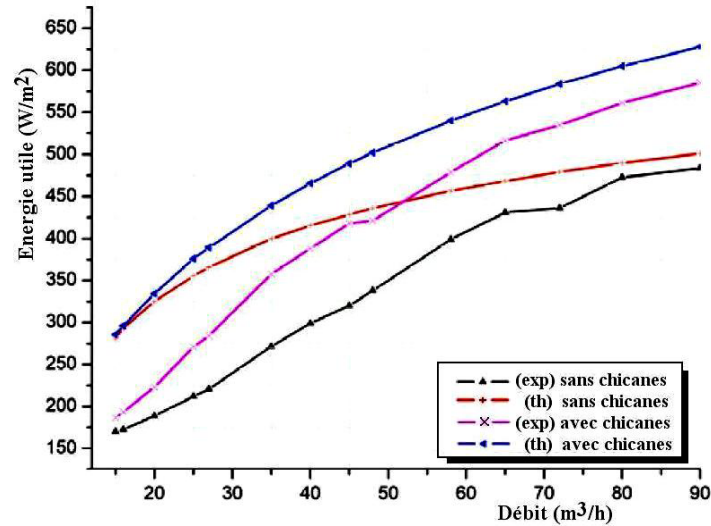


Fig. 4: Evolution de l'énergie utile récupérée par le capteur en fonction du débit

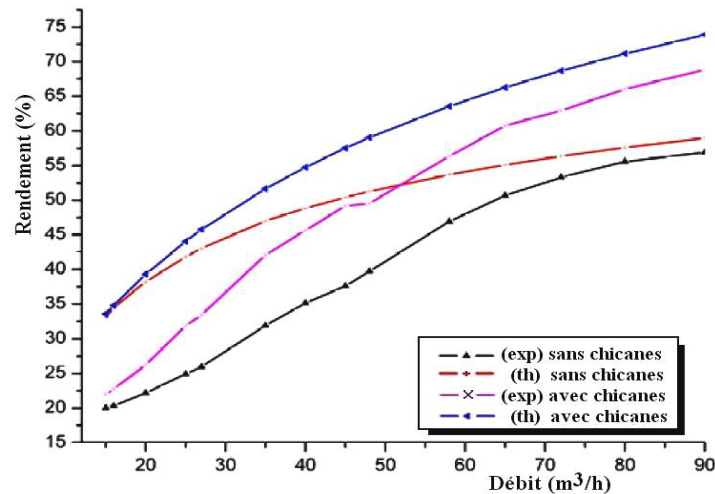
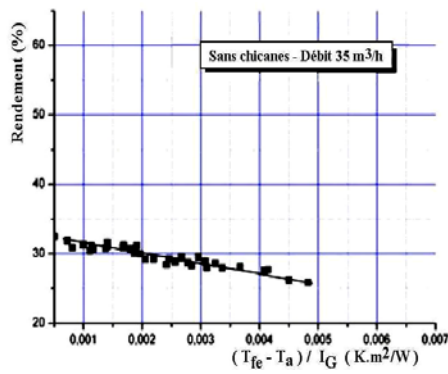


Fig. 5: Evolution du rendement du capteur en fonction du débit

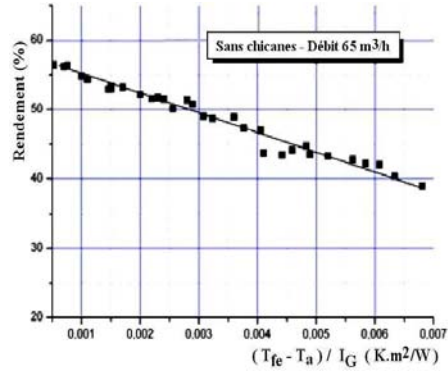
La figure 6 traduit la variation du rendement du capteur en fonction du paramètre réduit  $\Delta T / I_G$  pour les deux configurations (avec et sans chicanes) et pour deux débits différents.

L'éparpillement des valeurs autour de la ligne d'interpolation moyenne est attribué à l'élévation de la température de l'air ambiant, à l'angle d'incidence, à la vitesse du vent et la dépendance de  $U_L$  à l'égard de la température de l'absorbeur.

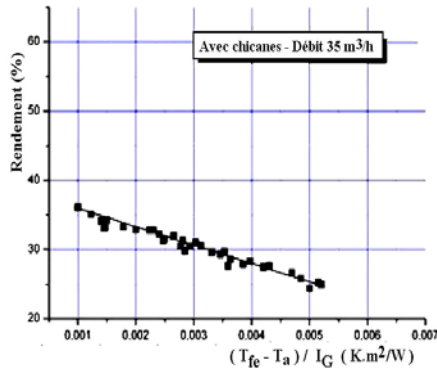




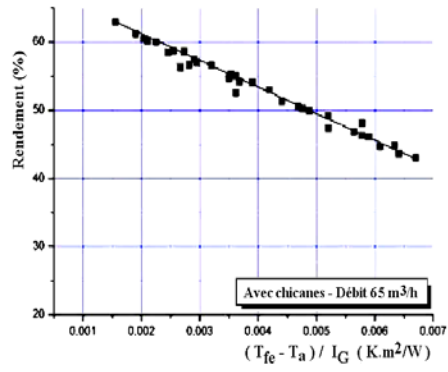
Capteur sans chicanes – 35 m<sup>3</sup>/h



Capteur sans chicanes – 65 m<sup>3</sup>/h



Capteur avec chicanes – 35 m<sup>3</sup>/h



Capteur avec chicanes – 65 m<sup>3</sup>/h

Fig. 6: Variation du rendement en fonction du paramètre réduit  $(T_{fe}-T_a)/I_G$ .

En comparant les pentes des différentes courbes de la figure 6, on constate qu'il y a nette amélioration des performances lorsque le capteur est garni de rugosités artificielles. En outre, l'amélioration du rendement est meilleure lorsque le débit est plus élevé.

#### 4. CONCLUSION

Ce travail apporte une contribution à l'étude d'optimisation des performances des capteurs solaires plans à air qui constituent le deuxième volet des convertisseurs de l'énergie solaire.

Il ressort de l'étude menée, le rôle très favorable à l'augmentation de l'échange thermique du à la présence de ce type de chicanes placées dans la veine d'air utile.

Néanmoins il est certes que ces chicanes engendrent des pertes de charge par comparaison à un canal lisse.

## NOMENCLATURE

$D_h$ : Diamètre hydraulique (m)	$e_b$ : Epaisseur du bois, (m)
$e$ : Epaisseur de la veine d'air mobile, m	$e_{is}$ : Epaisseur de l'isolant arrière, (m)
$G$ : Débit d'air massique, (kg/h)	$\dot{m}$ : Débit d'air massique, (kg/s)
$h_{rabs-pl}$ : Coefficient de transfert radiatif, entre l'absorbeur et la plaque arrière, (W/m <sup>2</sup> K)	$h_{pl-f}$ : Coefficient de transfert convectif entre la plaque arrière et l'air, (W/m <sup>2</sup> K)
$h_{vv}$ : Coefficient de transfert convectif dû au vent, (W/m <sup>2</sup> K)	$h_{abs-f}$ : Coefficient de transfert convectif entre l'absorbeur et l'air, (W/m <sup>2</sup> K)
$Q_u$ : Quantité de chaleur utile récupérée, (W/m <sup>2</sup> )	$I_G$ : Flux global reçu par le capteur plan à air, (W/m <sup>2</sup> )
$N$ : Nombre de vitrages	$S_{abs}$ : Surface du capteur solaire, (m <sup>2</sup> )
$S_f$ : Section du canal d'écoulement garni de chicanes (m <sup>2</sup> )	$S_{ch}$ : Surface totale des chicanes, (m <sup>2</sup> )
$T_{pl}$ : Température de la plaque inférieure, °C	$T_a$ : Température ambiante, °C
$T_{fs}$ : Température de l'air à la sortie du capteur, (°C)	$T_{fe}$ : Température de l'air à l'entrée du capteur,
$T_{abs}$ : Température moyenne de l'absorbeur, (°C)	$U_b$ : Coefficient des pertes thermiques à l'arrière de l'absorbeur, (W/m <sup>2</sup> K)
$U_t$ : Coefficient des pertes thermiques à l'avant de l'absorbeur, (W/m <sup>2</sup> K)	$U_L$ : Coefficient global des pertes thermiques entre l'absorbeur et l'air ambiant, (W/m <sup>2</sup> K)
$N_u$ : Nombre de Nusselt	$V_f$ : Vitesse de l'air dans la veine d'air mobile, (m/s)
$Re$ : Nombre Reynolds	$V_V$ : Vitesse du vent, (m/s)
$\alpha_{abs} = 0.95$ , Coefficient d'absorptivité de l'absorbeur	$\alpha_v = 0.06$ , Coefficient d'absorptivité de la vitre
$\varepsilon_{pl} = 0.25$ , Emissivité de la plaque arrière	$\varepsilon_{abs} = 0.95$ , Emissivité de l'absorbeur peint en noir mat
$\varepsilon_b = 0.93$ , Emissivité du vitrage	
$\lambda_f$ : Conductibilité thermique de l'air, (W/mK)	$\lambda_{is}$ : Conductibilité thermique de l'isolant, (W/mK)
$\lambda_b$ : Conductibilité thermique du bois, (W/mK)	$\sigma = 5.67 \times 10^{-8}$ : Constante de Stephan Boltzmann (W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> )
$\mu_f$ : Viscosité cinématique de l'air, (m <sup>2</sup> /s)	$\nu_f$ : Viscosité dynamique de l'air, (kg/ms)
$\mu_f$ : Viscosité cinématique de l'air, (m <sup>2</sup> /s)	

## REFERENCES

- [1] M.A. Karim and M.N.A. Hawlader, 'Performance Investigation of Flat Plate, V-Corrugated and Finned Air Collectors', Energy, Vol. 31, N°4, pp. 452 – 470, 2006.
- [2] A.A. Hegazy, 'Performance of Flat Plate Solar Air Heaters with Optimum Channel Geometry for Constant/Variable Flow Operation', Energy Conversion and Management, Vol. 41, N°4, pp. 401 – 417, 2000.

- [3] S. Ouard, '*Optimisation des Formes et Disposition d'Obstacles dans la Veine Mobile du Fluide des Capteurs Solaires Plans à Deux Couches d'Air en Vue de la Maximisation du Couple Rendement et Température*', Thèse de Doctorat, Université de Valenciennes, France, 1989.
- [4] M.R. Zugary and J.J. Vullierne, '*Amélioration des Performances Thermiques d'un Capteur Solaire par l'Utilisation d'une Structure à Lamelles*', Entropie, Vol. 176, pp. 25 – 30, 1993.
- [5] C. Choudhury and H.P. Gary, '*Performance of Air Heating Collectors with Packed Air Flow Passage*', Solar Energy, Vol. 50, N°3, pp. 205 – 221, 1993.
- [6] P. Gbaha, '*Etude et Optimisation des Echanges Thermiques et des Performances des Capteurs Plans à Deux Veines d'Air*', Thèse de Doctorat, Université de Valenciennes, 1989.
- [7] A. Hachemi, '*Contribution à l'Optimisation des Performances Thermiques des Isolateurs Plan à Air à Lit Garni de Rangées d'Obstacles aux Pas Serrés. Amélioration du Rendement par Interaction entre le Rayonnement et la Convection*', Thèse de Doctorat, Université de Valenciennes, 1992.
- [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] S. Youcef-Ali and J.Y. Desmons, '*Numerical and Experimental Study of a Solar equipped with Offset Rectangular Plate Fin Absorber Plate*', Renewable Energy, Vol. 31, N°13, pp. 2063 - 2075, 2006.
- [10] K. Aouès, N. Moummi, A. Moummi, M. Zellouf, A. Labed et E. Achouri, '*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.
- [11] J.A. Duffie and W.A. Beckman, '*Solar Engineering of Thermal Processes*', Second Edition, New York, Wiley, 1991.
- [12] O.V. Ekechukwu, '*Review of Solar-Energy Drying Systems I: An Overview of Drying Principles and Theory*', Energy Conversion and Management, Vol. 40, N°6, pp. 593 - 613, 1999.
- [13] J.F. Sacadura, '*Initiation aux Transferts Thermiques*', Technique & Documentation, Paris, Cast. INSA de Lyon-Paris, 1980.