

Influence du système de rebord sur le rendement d'un séchoir solaire

H. Semaï, A. Bouhdjar, S. El Mokretar et A. Boukadoum

Division Solaire Thermique et Géothermie
Centre de Développement des Energies Renouvelables, CDER
B.P. 62, Route de l'Observatoire, Bouzaréah, Alger, Algérie

(reçu le 24 Juillet 2012 – accepté le 29 Décembre 2012)

Résumé - *Le travail présenté consiste à étudier l'influence du système de rebord sur le rendement des séchoirs solaires. Deux cas de figures sont pris en considération: un modèle de séchoir solaire simple et un deuxième modèle équipé d'un système de rebord au niveau de la vitre. La simulation est réalisée à l'aide d'un code de CFD. Les deux séchoirs seront assimilés à des capteurs à air équipés d'un système de stockage réalisé par un lit de galets. L'enceinte de séchage sera considérée comme une enceinte fermée (pas de système d'évacuation) afin de prendre en compte uniquement des pertes au niveau du vitrage. Les températures obtenues dans l'enceinte du capteur, équipé d'une chicane, sont relativement supérieures à celles du capteur simple. Le régime de l'écoulement au niveau de la vitre est beaucoup plus stable dans le capteur équipé d'un système de rebord comparativement à celui du capteur simple.*

Abstract - *The present work is to study the influence of the lip system on the performance of solar dryers. Two scenarios are considered: a simple model of solar dryer and a second model, equipped with a ledge at the glass. The simulation is performed using a CFD code. The two dryers are treated as air collectors equipped with a storage system made by a pebble bed. The drying chamber is regarded as a closed (no exhaust system) to take into account only the losses in the glass. The temperatures obtained inside the solar collector, equipped with a deflector, are relatively higher than those of the simple dryer. The flow regime at the glass is much more stable in the solar collector, which equipped with a lip system, compared to that of the simple one.*

Mots clés: Séchoir solaire - Capteur solaire - Ecoulement turbulent - Ecoulement transitoire.

1. INTRODUCTION

Les capteurs solaires ont la spécificité de capter le rayonnement solaire pour produire de la chaleur et ce pour différentes utilisations, telles que la production de l'électricité via des procédés de conversion ou simplement son utilisation directe. Le point commun de toutes ces applications, est qu'elles fonctionnent suivant le même effet, c'est l'effet de serre.

Ce dernier peut être engendré en utilisant des matériaux transparents qui ont la spécificité d'être traversé par les rayons de courtes longueurs d'onde et opaque au rayonnement infrarouge lointain. La couverture transparente doit assurer trois fonctions essentielles: recevoir le maximum du rayonnement incident sans réflexion ni diffusion importante, transmettre la plus grande part du rayonnement reçu et s'opposer aux déperditions thermiques par convection et rayonnement.

Divers matériaux (verre, matière plastique) ont été utilisés pour la fabrication des couvertures transparentes. Les premières couvertures construites en matière plastique

réduisaient les coûts, mais aussi la durée de vie. Puis, les couvertures plastiques renforcées par des fibres de verre, vont prolonger la durée de vie sans progrès sur la performance du capteur. Finalement, le verre allie efficacité et durée de vie de la couverture surtout avec l'avènement des verres sélectifs (le verre blanc antireflet à faible teneur en fer) qui réduisent la réflexion et augmentent la transmission de l'énergie solaire [1, 2].

Le choix du matériel de recouvrement ne dépend pas uniquement de ses caractéristiques thermo-physiques et optiques, mais aussi:

- du coefficient de transfert de chaleur U (W/m^2K): Plus grande est la valeur de celui-ci, importantes sont les pertes;
- de l'émissivité: Un produit présentant une surface faiblement émissive échangera moins de chaleur avec son environnement, qu'une surface fortement émissive. Selon l'étude réalisée par Maria *et al.* [3], les pertes par rayonnement, dans les serres équipées d'une couverture à faible émissivité, sont moins importantes que celles des serres équipées d'un verre ordinaire;

Etant donné que les pertes thermiques affectent d'une manière considérable le rendement des capteurs solaires et elles sont d'autant plus importantes au niveau du vitrage et ce malgré le bon choix du matériel de recouvrement avec de bonnes propriétés thermo-physiques et optiques, telles que définies précédemment.

De nombreuses études ont été réalisées sur les capteurs solaires dans le but de trouver une parade au phénomène de déperditions. Parmi lesquelles, celles où on opte pour un double ou un triple vitrage. En effet, des études expérimentales ont été réalisées sur les capteurs solaires où est étudiée l'influence du nombre de vitrage sur le rendement du dit capteur.

T. Koyuncu [4], a étudié expérimentalement l'influence du nombre de couvertures et il a trouvé que ce facteur influe fortement sur l'efficacité du capteur.

S. Youcef-Ali [5] a montré dans une étude expérimentale que la couverture triple donne des performances plus importantes que celle à double vitre, grâce à la minimisation des pertes vers l'extérieur.

D. Njomo [6] a souligné d'après une étude numérique, qu'un capteur avec double couverture de matière différente (la couverture extérieure est en plexiglas et celle intérieure est en verre) a des performances meilleures qu'un capteur à deux vitres de même matière.

D'un point de vue économique, ces solutions ont une conséquence directe sur le prix du revient du capteur. Du point de vue énergétique, équiper un capteur de deux, voire trois vitres, affectera d'une manière non négligeable le taux de transmission du rayonnement solaire.

Une autre alternative peut se présenter à nous, et qui fait l'objet de notre étude, est celle d'équiper le capteur solaire (séchoir solaire) et plus précisément à sa partie avant, d'un rebord.

Sachant que les pertes thermiques par convection forcée qui se produisent au niveau de la vitre sont d'autant plus importantes que le coefficient d'échange convectif est important. Ce dernier, compte tenu de la relation de Mac Adams [7], est de plus en plus important, quand la vitesse du vent devient importante. La relation de Mac Adams nous donne le coefficient d'échange convectif défini par:

$$h = 5.67 + 3.86 \times V \quad (1)$$

où V , est la vitesse du vent (m/s). Elle influence d'une manière considérable, le coefficient d'échange convectif.

La forme géométrique du capteur permet de créer une turbulence au niveau du bord d'attaque, du fait que celle-ci joue le rôle d'obstacle aux particules du fluide en écoulement. Ainsi le régime de l'écoulement sera perturbé aux premiers abords de la vitre et par conséquent l'échange thermique est important à ce niveau.

Le rôle de la chicane est de provoquer la turbulence à une distance éloignée de la vitre, de sorte que, l'écoulement qui s'effectuera au niveau de la vitre sera beaucoup stable comparativement à celui du capteur simple et de là l'échange thermique sera moindre.

Cette nouvelle approche, sous peine d'avoir des résultats aussi concluants que ceux où les capteurs seront équipés de double ou de triple vitrage, nous permettrait de réaliser un gain en énergie, du fait que le rayonnement solaire ne sera atténué que par une seule vitre et par conséquent de baisser le prix du revient du capteur.

2. DOMAINE DE SIMULATION

Le domaine de simulation est limité par l'enveloppe du séchoir, la surface du sol, une entrée et une sortie du domaine qui sont pris loin de l'emplacement du séchoir, afin de se rapprocher le plus possible du cas réel.

Les conditions aux limites sont celles du climat extérieur, à savoir: la température, la vitesse du vent et le rayonnement solaire. La figure 1 représente le domaine de calcul concernant le capteur simple et la figure 2 représente celui du capteur équipé d'un rebord. A l'entrée du domaine, nous imposons une condition d'entrée définie par la vitesse de l'écoulement du vent et une température d'entrée définie par la température ambiante.

Dans notre étude, nous exploitons une caractéristique climatique régionale (région de Tizi-Ouzou) bien connue en présence d'un vent qui présente deux particularités importantes:

- Il est stable en direction et en sens;
- Son intensité est soutenue tout au long de la journée, voire même pendant plusieurs jours consécutifs. Son profil de vitesse et ses caractéristiques, notamment son intensité de turbulence, sont bien connus pour des conditions données.

Dans l'étude expérimentale des caractéristiques de l'écoulement du vent [8], le profil de vitesse adopté est un profil logarithmique. Pour une température de 15 °C, $\rho_{\text{air}} = 1.23 \text{ kg/m}^3$, Haxaire a trouvé une contrainte pariétale:

$$\tau_0 = \rho \times \overline{u' \times w'} = 0.0411 \text{ kg/m} \times \text{s}^2 \quad (1)$$

L'équation du profil logarithmique de la vitesse du vent dans une couche limite turbulente est donnée par la relation suivante:

$$u(z) = \frac{u^*}{\kappa} \times \ln \left(\frac{z}{z_0} \right) \quad (2)$$

$u^* = \sqrt{\tau/\rho}$, Vitesse de frottement; z_0 , Paramètre de rugosité; $\kappa = 0.41$, Constante de Van Karman.

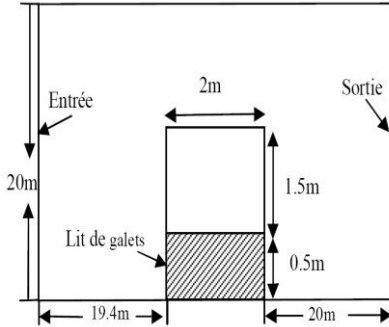


Fig. 1: Séchoir simple

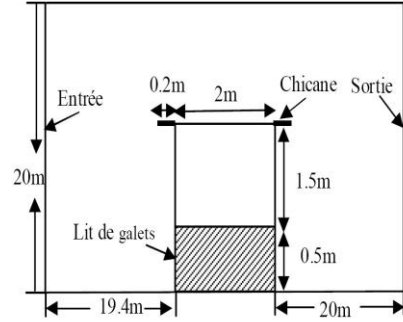


Fig. 2: Séchoir équipé d'un système de rebord

3. MODELE MATHEMATIQUE

3.1 Hypothèses

Le modèle mathématique élaboré est défini selon les hypothèses suivantes:

- Les parois latérales étant réfléchissantes et isolées, les échanges de chaleur sont supposés unidirectionnels verticalement.
- La surface supérieure du lit de galets est considérée comme étant uniforme.
- Les températures du sol, des parois et de l'air intérieur sont supposées uniformes.
- La conduction dans la paroi vitrée est négligeable au niveau de son épaisseur.
- Le flux solaire diffus est considéré isotrope.
- L'air qui est le fluide de fonctionnement est supposé visqueux, newtonien et obéit à l'approximation de Boussinesq [9].
- Les propriétés du fluide sont supposées constantes.

3.2 Equations du modèle mathématique

En tenant compte des hypothèses mentionnées précédemment, les équations qui régissent l'écoulement en régime transitoire et en coordonnées cartésiennes, s'écrivent comme suit:

Equation de continuité

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (3)$$

Equation de quantité de mouvement

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} \right) + \rho \times f \quad (4)$$

Avec, (f : Force de volume)

Equation de l'énergie

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \times C_p \times T) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \times u_j \times C_p \times T) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \times \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + T \times \beta \times \frac{\partial p}{\partial t} + \phi \quad (5)$$

avec, C_p , Chaleur spécifique massique du fluide, λ , Conductivité thermique du fluide, ϕ , Source interne de dissipation d'énergie et δ_{ij} , symbole de Kronecker.

$$\phi = 2 \mu \times \delta_{ij} \times \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \mu \times (\nabla \times u)^2 \times \delta_{ij} \quad (6)$$

Equations de transport pour le modèle standard $\kappa - \varepsilon$ [10]

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \times \kappa) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \times u_i \times \kappa) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left[\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa} \right] \times \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + G_\kappa + G_b - \rho \times \varepsilon - Y_M + S_\kappa \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \times \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \times u_i \times \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left[\left[\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right] \times \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{\kappa} (G_\kappa + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{\kappa} + S_\varepsilon \quad (8)$$

où ρ , μ , ϑ sont la masse volumique, la viscosité dynamique et les composantes des vitesses, respectivement, avec i prenant les valeurs 1, 2 ou 3.

κ et ε , représente l'énergie cinétique turbulente et le taux de dissipation turbulent.

G_κ est l'énergie cinétique turbulente générée par le gradient des vitesses moyennes qui est évaluée, dans le cas de l'approximation de Boussinesq par:

$$G_\kappa = \mu_t \times S^2 \quad (9)$$

$$\text{où, } S = \sqrt{2 S_{ij} \times S_{ij}} \text{ avec } S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial u_j} + \frac{\partial u_j}{\partial u_i} \right) \text{ est le taux de déformation} \quad (10)$$

G_b est l'énergie cinétique turbulente générée par l'effet de gravitation;

$$G_b = \beta \times g_i \times \frac{\mu_t}{Pr_t} \times \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (11)$$

$$\text{Avec, } \mu_t = \rho \times C_u \times \kappa^2 / \varepsilon \text{ représente la viscosité turbulente.} \quad (12)$$

$Pr_t = 0.85$ représente le nombre de Prandtl turbulent. g_i , est la composante du vecteur accélération suivant la direction i . Y_M , est le paramètre relatif à la dilatation volumétrique pour un fluide compressible.

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, C_u = 0.09, \sigma_\kappa = 1, \sigma_\varepsilon = 1.3, C_{3\varepsilon} = \tan |v/u| \quad (13)$$

v est la composante de la vitesse de l'écoulement parallèle au vecteur de gravitation. u est la composante de la vitesse de l'écoulement perpendiculaire au vecteur de gravitation. S_κ et S_ε , représentent les paramètres sources.

4. RESULTATS ET INTERPRETATION

4.1 Cas stationnaire

Les figures 3 et 4 représentent les contours de la turbulence obtenus avec ces deux types de configuration et ce pour une température ambiante constante ($T_a = 314 \text{ K}$) et une radiation solaire constante ($IG = 700 \text{ W/m}^2$).

L'intensité de la turbulence est moins importante dans le séchoir équipé d'un rebord (Fig. 3) et de plus la turbulence se manifeste à un endroit éloigné de la surface de la vitre et le fluide est pratiquement en écoulement laminaire au niveau de celle-ci, comparativement au deuxième capteur (Fig. 4) où la turbulence se produit juste au niveau du bord d'attaque.

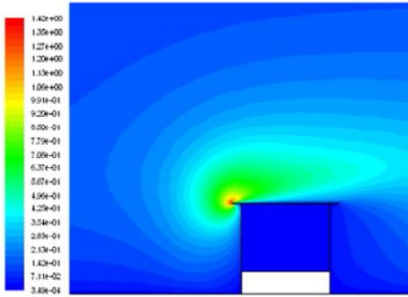


Fig. 3: Contours de turbulence pour le capteur équipé d'une chicane (m^2/s^2)

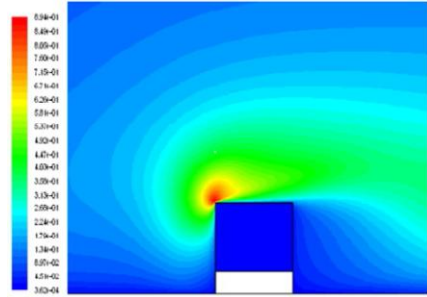


Fig. 4: Contours de turbulence pour le capteur simple (m^2/s^2)

4.2 Cas instationnaire

Les résultats, présentés dans les figures ci-après, sont obtenues selon les données météorologiques (irradiation solaire et température ambiante) qui évoluent le long de la journée. Dans la figure 5, nous avons tracé l'évolution de l'écart de température, entre le séchoir simple et celui équipé d'une chicane, durant la journée au point se situant au centre des différents capteurs ($x = 20.5$ m, $y = 1.3$ m).

Les températures trouvées, dans le cas du capteur équipé d'une chicane, sont légèrement supérieures à celles obtenues dans le capteur sans chicanes. La différence de température obtenue avoisine les 0.7 °C.

La figure 6 nous donne la différence de température obtenue au niveau de la surface de l'absorbeur, au point se trouvant au milieu du capteur ($x = 20.5$ m). L'écart maximum obtenu est de plus 0.55 °C et l'écart minimum obtenu est de 0.45 °C.

L'écart de température évolue d'une manière uniforme et il diminue au fur et à mesure que le gradient de température, entre l'enceinte et l'ambiance des deux capteurs, diminue.

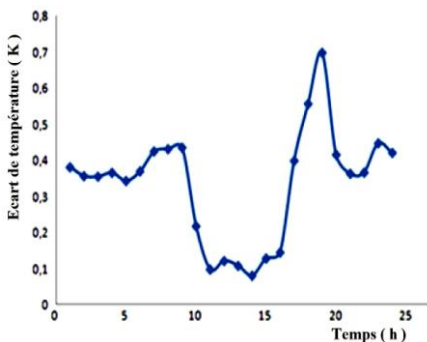


Fig. 5: Ecart de température au centre des capteurs

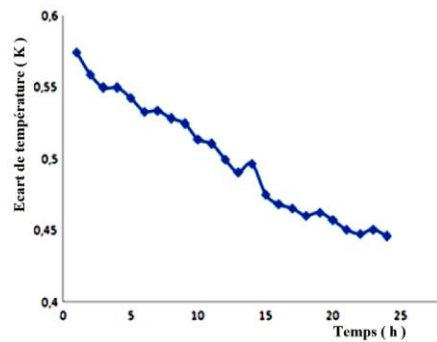


Fig. 6: Différence de température au niveau de la surface de l'absorbeur

Sur la figure 7, nous avons tracé l'évolution de l'écart de température obtenue entre les deux capteurs, au point se situant à 10 cm au dessus du centre de la vitre. La différence obtenue peut atteindre les 0.8 °C.

Cela revient du fait que la vitesse de l'écoulement est moins importante dans le cas du capteur équipé d'un obstacle et par conséquent le gradient de température est plus faible, ce qui influencera d'une manière non négligeable les pertes par convection d'autant plus que celles-ci sont fonction de la vitesse de l'écoulement.

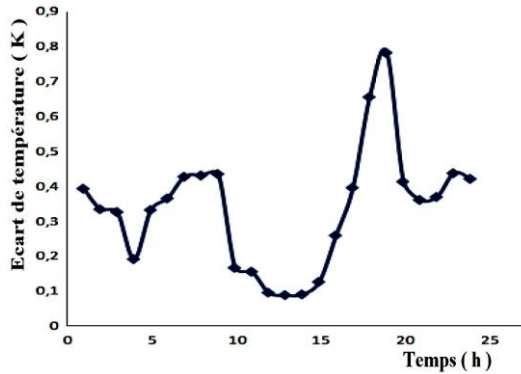


Fig. 7: Ecart de température à 10 cm du vitrage

La figure 8 nous donne l'écart de vitesse obtenue au niveau du bord d'attaque et ce à différentes hauteurs du vitrage. L'écart de vitesse trouvé témoigne de l'influence du rebord sur le régime de l'écoulement de l'air au niveau de la couverture vitrée.

Cette différence entre les vitesses de l'air dans le cas sans chicane et le cas avec chicane est beaucoup plus accentuée au voisinage de la vitre. Par ailleurs, les vitesses de l'air enregistrées pour le cas avec chicane sont inférieures à celles enregistrées pour le cas sans chicane.

Cette diminution de la vitesse d'écoulement aura donc pour conséquences une diminution de la turbulence qui est traduite par une baisse de la quantité de chaleur échangée. En effet, l'écart de température obtenue est de l'ordre de 0.7 °C.

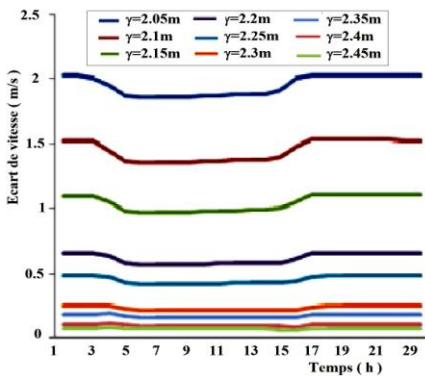


Fig. 8: Différence de vitesse au voisinage du bord d'attaque

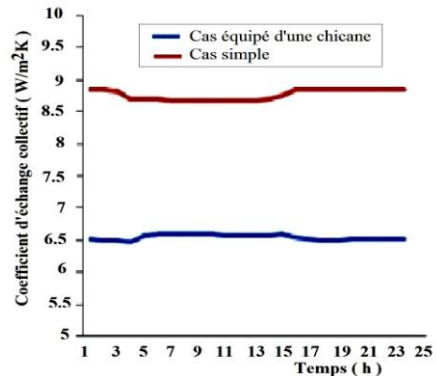


Fig. 9: Profil du coefficient d'échange convectif au niveau de la vitre

La figure 9 nous donne le profil du coefficient d'échange convectif 'h', évalué selon la formule de Mac Adams, au voisinage de la vitre. Ainsi, on remarque une diminution assez notable du coefficient convectif dans le capteur équipé d'un système de rebord comparativement à celui du capteur simple.

La valeur moyenne de 'h', dans le capteur simple, est de 9 W/m²K et celui du capteur modifié est de 6 W/m²K. La diminution obtenue est assez significative et qui est de l'ordre de 25 %, ce qui affectera de manière considérable les pertes par convection.

5. CONCLUSION

Les résultats obtenus avec ce type de configuration, nous a permis d'augmenter la température à l'intérieur du capteur solaire comparativement à un capteur ordinaire. Bien que l'augmentation en température n'est pas aussi significative (0.7 °C), elle aura pour effet une amélioration non négligeable du rendement énergétique du séchoir.

Le système de rebord mis en avant de la surface de la vitre a permis de provoquer la turbulence à une distance éloignée de la surface du vitrage. Ainsi, le régime d'écoulement sera moins turbulent au niveau de la surface vitrée et qui aura pour effet une diminution de la vitesse et donc une diminution du taux d'échange convectif. De ce fait, le gradient de température sera réduit et par conséquent, l'échange de chaleur entre l'enceinte de séchage et le milieu extérieur sera diminué.

NOMENCLATURE

C_p : Chaleur spécifique à pression constante, kJ/kg.K	κ : Energie cinétique de la turbulence, J/kg \times m/s ²
g : Accélération de la pesanteur, m/s ²	u^* : Vitesse de frottement, m/s
L : Longueur caractéristique, m	u' : Fluctuation de vitesse, m/s
x, y, z : Variables indépendantes, m	z_0 : Paramètre de rugosité, m
P : Pression, Pa	λ : Conductivité thermique, W/m.K
Pr : Nombre de Prandtl	α : Diffusivité thermique, m ² /s
Ra : Nombre de Rayleigh	β : Coefficient de dilatation volumique, 1/K
S : Terme source	μ : Vitesse dynamique, kg/m.K
T : Température, K	ρ : Masse volumique, kg/m ³
S_{ij} : Taux de déformation	ϕ : Source interne de dissipation d'énergie
ε : Taux de dissipation de la turbulence, m ² /s ³	

REFERENCES

- [1] F.A. Peuser, K.H. Remmers and M. Schnauss, 'Installations Solaires Thermiques: Conception et Mise en Œuvre', Edition: Systèmes Solaires, 2005.
- [2] U. Frei, 'Solar Thermal Collectors, State of the Art and Further Development', Institut für Solartechnik SPF, Hochschule für Technik HSR, Switzerland.
- [3] M. Baille, J.C. Laury, A. Baille et G. Sappe, 'Influence du Matériau de Couverture sur les Echanges Energétiques d'une Serre: Etude Comparative Verre Normal - Verre à Faible Emissivité. II. Influence sur le Microclimat Intérieur', Institut Technique Interprofessionnel de l'Horticulture, Station du Val de Loire, Angers. N.R.A., Station de Bioclimatologie, Centre de Recherches d'Avignon, Mont Favet, 1982, Agronomie, Vol. 3, N°3, pp. 203 – 206, 1983.

- [4] T. Koyuncu, 'Performance of Various Designs of Solar Air Heaters for Crop Drying Applications', *Renewable Energy*, Vol. 31, N°7, pp. 1073–1088, 2006.
- [5] 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.
- [6] D. Njomo, 'Etude Théorique du Comportement Thermique d'un Capteur Solaire Plan à Air à Couverture Combinée Plastique-Vitre', *Revue Générale de Thermique*, Vol. 37, N°11, pp. 973 – 980, 1998.
- [7] W.H. McAdams, 'Heat Transmission', McGraw-Hill, New York, 532 p., 1954.
- [8] R. Haxaire, 'Caractérisation et Modélisation des Ecoulements d'Air dans une Serre', Thèse de Doctorat, Nice, Sophia Antipolis, 1999.
- [9] P.K. Kundu and I.M. Cohen, 'Fluid Mechanics', Second Edition, 872 p., 2011.
- [10] B.E. Launder and D.B. Spalding, 'Lectures in Mathematical Models of Turbulence', Academic Press, London, England, 1972.
- [11] R.A.W.M. Henkes, F.F. Van der Flugt and C.J. Hoogendoorn, 'Natural Convection Flow in a Square Cavity Calculated with Low-Reynolds-Number Turbulent Model', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 34, N°6, pp. 1543 – 1557, 1991.