

Etude théorique et expérimentale des performances thermiques d'un capteur solaire avec effet de concentration linéaire de type Fresnel

Housseyn Karoua¹, Abdelhafid Moummi^{1,2*}, Nouredine Moummi¹ et Elhadj Achouri¹

¹ Laboratoire de Génie Mécanique, 'LGM'
Université Mohamed Khider, Biskra, Algérie

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

(reçu le 18 Février 2012 – accepté le 28 Mars 2013)

Résumé - Dans cette étude théorique et expérimentale, nous nous intéressons à l'effet des paramètres de conception sur les performances thermiques notamment la température de sortie lors de l'écoulement d'une lame d'air dans le conduit utile absorbeur, placé dans la zone focale d'un capteur avec effet de concentration linéaire de type Fresnel. Le conduit utile rectangulaire d'une longueur de 2,32 m, est muni de rugosités artificielles rectangulaires tordues, qui sont confectionnées d'acier galvanisé d'épaisseur 0,5 mm et disposées en quinconce afin d'assurer un écoulement désordonné et turbulent. Le capteur à concentration linéaire Fresnel est constitué de deux éléments, comportant chacun 40 miroirs ordinaires en verre parfaitement réfléchissants, sont fixés sur des tôles métalliques pour assurer la rigidité du système au cours des opérations de réglage et de maintenance. Une étude expérimentale est entamée, pour mettre en évidence l'évolution des performances thermiques du capteur solaire considéré, essentiellement la température du fluide à la sortie du conduit absorbeur, l'énergie thermique véhiculée et le rendement thermique.

Abstract - In this theoretical and experimental study, we are investigated in the effect of conception on the thermal performance in particular the output temperature when a blade of air flows through the absorber of solar collector with concentration effect of Fresnel. The useful duct have a 3,32 m length, it's placed in the focal line of a linear Fresnel reflecting solar concentrator and equipped with artificial roughness rectangular twisted, the artificial roughness are made from the galvanize steel by thickness 0,5 mm, and arranged in staggered, to obtain a disordered and turbulent flow. The solar collector with concentration effect of Fresnel is consisting of two parts each with 40 several ordinary flat mirrors perfectly reflective, which are attached to metal plates to insure the rigidity of system during operations of maintenance and handling. A theoretical and experimental study is underway, where we are investigated in the thermal performance of the collector consider as, essentially at evolution of the air temperature at the outlet of the useful duct, the thermal energy and the thermal efficiency.

Mots clé: Fresnel - Capteur solaire à concentration - Transfert thermique - Rugosités artificielles.

1. INTRODUCTION

La technologie des concentrateurs Fresnel connaît de nos jours un intérêt particulier, nous citons dans ce contexte, la plateforme de test Fresdemo à Alméria 'Tabernas' en Espagne qui appartient à 'Solar Power Group', est actuellement au stade d'essai et

* amoummi@lgm-ubiskra.net

d'évaluation avec l'assistance scientifique et technique de la PSA 'Plataforma Solar de Almería'. Cette plateforme a pour but la génération directe de la vapeur à l'intérieur des tubes sous vide alimentés en eau liquide, permet de produire de la vapeur à 450 °C avec une puissance de 800 kW thermique et d'un coût économique de 2,6 millions d'euro [1]

En vue de l'optimisation des performances et des échanges thermiques dans la zone de concentration du rayonnement solaire, Panna *et al.* [2] ont menés une étude expérimentale sur un concentrateur à réflexion linéaire Fresnel, dont la cavité de concentration de forme trapézoïdale, est munie de deux types de pipes respectivement circulaire et rectangulaire utilisés comme espace absorbeur.

Dans cette étude expérimentale, différents taux de concentration et revêtements sélectives ont été utilisés, les résultats montrent que les performances thermiques obtenus en présence de pipes circulaires sont supérieurs, presque de 8% que celle à cavité rectangulaire.

Velázquez *et al.* [3], à travers une étude de simulation numérique dans un capteur à concentration linéaire pour la réfrigération solaire, ont essayés de comprendre l'effet des paramètres de conception sur les performances thermiques de l'installation frigorifique. L'analyse des bilans thermiques dans la zone d'échange du concentrateur, a permis de développer des modèles théoriques, validés ensuite par des résultats expérimentaux.

Dans le présent travail théorique et expérimental, une étude approfondie est réalisée pour caractériser les échanges thermiques convectifs dans le conduit utile absorbeur muni d'ailettes tordues. Les résultats numériques obtenus ont permis de suivre l'évolution de la température du fluide et le rendement thermique.

2. DISPOSITIF EXPERIMENTAL

Le dispositif expérimental (Fig. 1), est conçu au Laboratoire de Génie Mécanique de l'Université Mohamed Khider de Biskra, dont les dimensions et les caractéristiques géométriques et optiques des éléments constitutants ont été déterminés préalablement pour assurer de bonnes conditions de fonctionnement (**Tableau 1**).



Fig. 1: Concentrateur solaire Fresnel avec jeu de miroir à réflexion linéaire

L'étude expérimentale présentée dans ce travail est réalisée au Laboratoire de Génie Mécanique, dont les manipulations sont déroulées en plein air à proximité du hall

technologique, actuellement rattaché au Département de Génie Mécanique de l'Université Mohammed Khider de Biskra.

Tableau 1: Dimensions du capteur Fresnel

Désignation	Dimension
Longueur du conduit absorbeur, L	2.32
Largeur du capteur, L_{ar}	1.18
Nombre total de miroirs, n	80
Largeur des miroirs	0,1
Distance focale, f	1
Largeur du conduit absorbeur, l	0.23
Epaisseur du conduit absorbeur, e	0.05
Hauteur des chicanes, a	0.045
Pas entre chicanes, b	0.01
Epaisseur des parois en bois	0.012

Le protocole expérimental comporte les dispositifs de mesure suivants:

- Pyranomètre électronique de marque Kipp & Zonen, Type CM 11 pour la mesure du rayonnement solaire adaptable sur un plan horizontal comme incliné.
- Thermomètre digitale de type K (0 ° à 400 °C), mesure de la température de l'air à l'entrée et la sortie du conduit absorbeur.
- Anémomètre à hélice Kimo LV 110 (0 à 40 m/s), mesure la vitesse et le débit d'air soufflé par un ventilateur muni d'un potentiomètre.

3. ANALYSE THEORIQUE

Cette étude est consacrée aux échanges thermiques ayant lieu dans le conduit utile de section rectangulaire de dimension $2,32 \times 0,23$ m en bois, d'épaisseur 0,05 m dont l'absorbeur est peinte en noire mat, sur lequel sont fixées solidairement par rivetage plusieurs rangées d'ailettes tordues disposées en quinconce (Fig. 3).

Le rayonnement solaire frappant le conduit absorbeur est estimé par la relation suivante [3, 4]:

$$S_r = (1.01 \times \tau_v \times \alpha_a) \times I_g \times \rho_v \times \gamma \quad (1)$$

En adoptant la méthode par tranche et application de l'analogie électrique sur l'absorbeur (Fig. 2), on établit les expressions des bilans thermiques pour chaque élément constituant.

La conservation de l'énergie dans une tranche nous donne, avec l étant la largeur du l'absorbeur:

$$(h_{r,p-v} + h_{c,f-v} + U_{av}) \times T_v - (h_{r,p-v}) \times T_p - h_{c,f-v} \times T_f = \alpha_a \times \rho_v \times \gamma \times I_g \times C \times R + U_{av} \times T_a \quad (2)$$

$$-(h_{r,p-v}) \times (h_{c,(p+ch)-f} + h_{r,p-v} + U_{ar}) \times T_p - (h_{c,(p+ch)-f}) = \tau_v \times \alpha_a \times (1.01) \rho_v \times \gamma \times I_g \times C \times R + U_{ar} \times T_a \quad (3)$$

$$h_{c,f-v} \times T_v + h_{c,(p+ch)-f} \times T_p - \left(h_{c,f-v} + h_{c,(p+ch)-f} + \frac{2\dot{m} \times C_p}{A} \right) \times T_f = \frac{2\dot{m} \times C_p}{A} \times T_{fe} \quad (4)$$

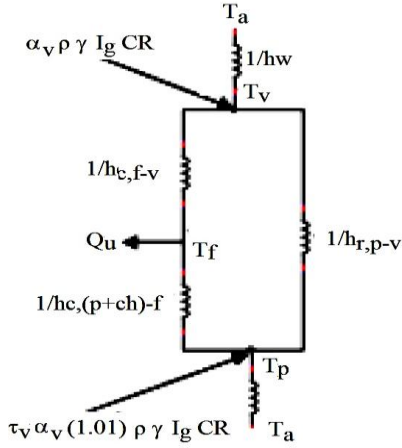


Fig. 2: Schéma électrique équivalent relatif à une section de l'absorbeur

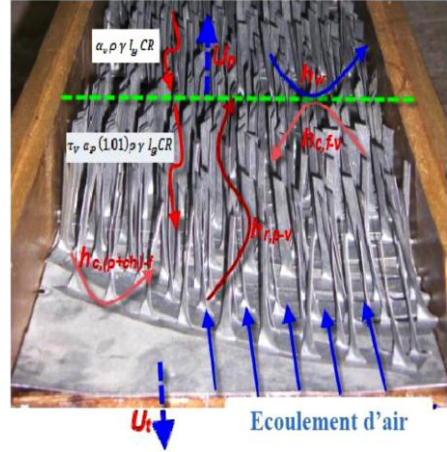


Fig. 3: Schématisation des échanges thermiques dans l'absorbeur

En introduisant le coefficient global des pertes thermiques de l'absorbeur vers l'ambiance U_L et le coefficient de conductance F' qui caractérise les échanges thermiques entre l'air et l'absorbeur avec chicanes, et en supposant que F' et U_L ne dépendent pas de x , la solution est de la forme:

$$\frac{T_f - T_a - \frac{\tau_p \times \alpha_p (1.01) \times \rho \times \gamma \times I_g \times C \times R}{U_L}}{T_{fe} - T_a - \frac{\tau_v \times \alpha_p (1.01) \times \rho \times \gamma \times I_g \times C \times R}{U_L}} = \exp \left(- \frac{1 \times F' \times U_L \times x}{\dot{m} \times C_p} \right) \quad (5)$$

La température T_{fs} du fluide à la sortie du conduit absorbeur de longueur L sera alors:

$$\frac{T_{fs} - T_a - \frac{\tau_v \times \alpha_p (1.01) \times \rho \times \gamma \times I_g \times C \times R}{U_L}}{T_{fe} - T_a - \frac{\tau_v \times \alpha_p (1.01) \times \rho \times \gamma \times I_g \times C \times R}{U_L}} = \exp \left(- \frac{1 \times F' \times U_L \times L}{\dot{m} \times C_p} \right) \quad (6)$$

Le coefficient d'échange convectif $h_{(p+ch)-f}$ dans le conduit utile entre l'absorbeur et le fluide caloporteur est généralement exprimé par le nombre Nusselt moyen [4]:

$$h_{(p+ch)-f} = \frac{Nu \times \lambda_f}{D_H} \quad (7)$$

Dans les conditions de travail considéré, on a adopté trois corrélations du nombre de Nusselt en fonction du régime d'écoulement:

- Pour $1900 \leq Re \leq 2300$, on emploie la corrélation de Saini *et al.* [4, 5, 6].

$$\begin{aligned} \text{Nu} = 4 \times 10^{-4} \times \text{Re}^{1.22} \times \left[\frac{a_{\text{ch}}}{D_h} \right]^{0.625} \times \left[\frac{s}{10 \times a_{\text{ch}}} \right]^{2.22} \times \left[\frac{b_{\text{ch}}}{10 \times a_{\text{ch}}} \right]^{2.26} \\ \exp \left[-1.25 \times \ln \left(\frac{s}{10 \times a_{\text{ch}}} \right)^2 \right] \times \exp \left[-0.824 \times \ln \left(\frac{b_{\text{ch}}}{10 \times a_{\text{ch}}} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (6)$$

- Pour $2300 \leq \text{Re} \leq 4000$, la corrélation de Kays [4] semble la plus commode.

$$\text{Nu} = 0.0158 \text{Re}^{0.8} \quad \text{pour } (L / D_H) > 10 \quad (7)$$

- Pour $4000 \leq \text{Re} \leq 17000$, on adopte la corrélation de Karmare *et al.* (2007) [6, 7], dont la disposition des ailettes est similaire à celle du modèle considéré (Fig. 4)

$$\text{Nu} = 2.4 \times \text{Re}^{1.3} \times \left[\frac{e}{D_H} \right]^{0.42} \times \left[\frac{1}{s} \right]^{-0.146} \times \left[\frac{p}{e} \right]^{-0.27} \quad (8)$$

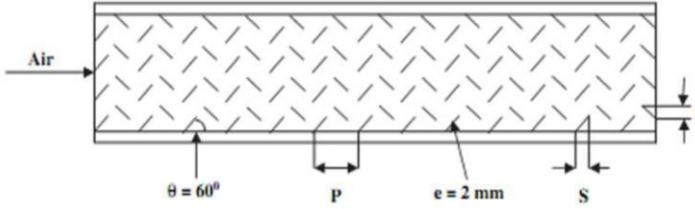


Fig. 4: Géométrie de disposition des rugosités dans le canal rectangulaires [7]

Avec, Re étant le nombre de Reynolds exprimé par:

$$\text{Re} = V_f \times \frac{D_H}{\nu_f} \quad (9)$$

Où, D_H correspond au diamètre hydraulique équivalent du conduit utile absorbeur:

$$D_H = \frac{4 \times A_f}{P_m} = \frac{2 \times (1 \times e - n_{\text{ch}} \times a_{\text{ch}} \times b_{\text{ch}})}{(1 + e + n_{\text{ch}}(a_{\text{ch}}))} \quad (10)$$

Le rendement thermique du capteur est désigné par le rapport de la puissance utile véhiculée par le fluide, à l'énergie solaire concentrée par les miroirs du concentrateur Fresnel:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{Q_u}{(\tau_v \times \alpha_a (1.01) \times \rho_v \times \gamma \times I_g \times C \times R) \times S_{\text{captation}}} \quad (11)$$

Avec, $S_{\text{captation}}$, la surface d'ouverture moins la surface de l'absorbeur donnée par:

$$S_{\text{captation}} = (L \times L_{\text{ar}}) - (1 \times L) = 0.638 \text{ m}^2 \quad (12)$$

4. RESULTATS ET DISCUSSION

Les résultats issus des expérimentations ont permis de suivre l'évolution des performances thermiques du capteur concentrateur Fresnel, notamment la température de sortie de l'air par rapport à celle mesurée à l'entrée du conduit, ainsi que le rendement thermique, sont ensuite comparées avec ceux obtenues par la simulation numérique par le biais du solveur d'équations pour l'ingénierie 'ESS', où nous avons adopté le modèle de Perrin de Brichambaut pour estimer théoriquement le rayonnement solaire dans le site de Biskra.

L'évolution en fonction du temps des températures de l'air à l'entrée et à la sortie du conduit absorbeur (Fig. 5), montre des valeurs significatives qui varient entre 90 jusqu'à un maximum de 120 °C obtenues au environ de 11h 30, avec une nette décroissance à l'approche du midi sous l'effet d'un passage nuageux persistant.

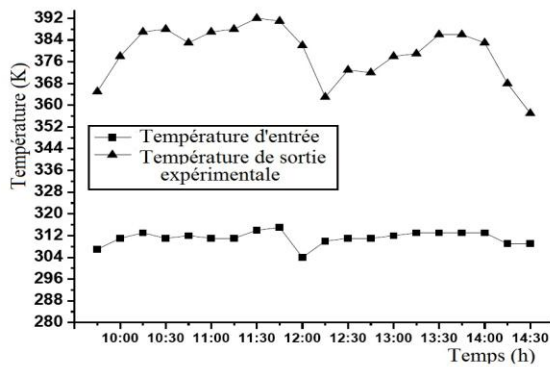


Fig. 5: Evolution de la température à l'entrée et à la sortie du conduit absorbeur pur un débit d'air de 0,19 kg/s (Expérience effectuée le 06/4/11- Site de Biskra)

L'allure des courbes des températures de sortie théorique et expérimentale de l'air en fonction du temps (Fig. 7), ainsi que celle du rendement thermique (Fig. 6), montre une concordance entre les valeurs mesurées et celles obtenues par la simulation numérique par le code EES.

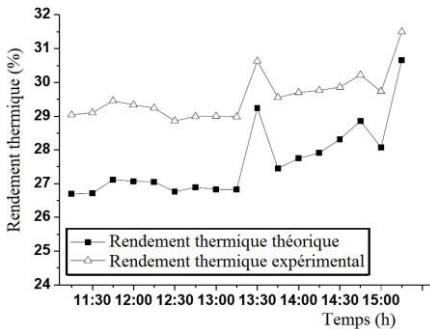


Fig. 6: Evolution du rendement thermique théorique et expérimental en fonction du temps pour un débit d'air, 0.19 kg/s

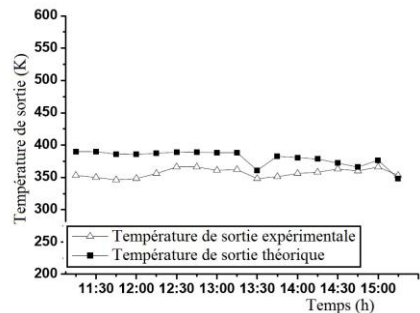


Fig. 7: Evolution des températures de sortie de l'air théorique et expérimentale pour un débit d'air, 0.19 kg/s

L'écart existant entre les valeurs théoriques et expérimentales est du principalement aux pertes optiques par mauvaise orientation des éléments qui supportent les miroirs du concentrateur et des erreurs induites par le modèle de Perrin de Brichambaut, qui s'est avéré inadaptable notamment dans les conditions du ciel couvert, (Fig. 8).

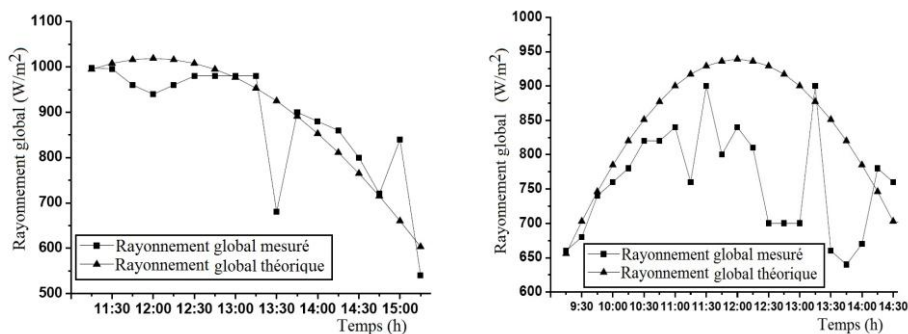


Fig. 8: Evolution de l'ensoleillement global théorique et expérimental en fonction de temps respectivement pour le 17/03/2011 et le 06/04/2011

5. CONCLUSION

En considérant la gamme des températures obtenues entre 70 et 120 °C à la sortie du conduit utile du concentrateur solaire considéré, pour un débit massique moyen de 0,19 kg/s et un rendement thermique de l'ordre de 57 %, les applications de chauffage, de stockage de la chaleur et de séchage sont encourageantes et les plus commodes.

L'analyse de l'écart entre les résultats expérimentaux en comparaison avec ceux obtenus par la simulation numérique est due principalement aux erreurs induites par le modèle semi-empirique de Perrin de Brichambaut, qui ne convient pas aux conditions climatiques du site de Biskra, notamment en situation de ciel couvert.

NOMENCLATURE

A : Surface active de l'absorbeur, m^2

a_{ch} : Hauteur des chicanes, m

c_{pf} : Chaleur massique spécifique de l'air, $J/kg.K$

D_H : Diamètre hydraulique, m

F' : Coefficient d'efficacité local de transfert air-absorbeur

$h_{r,p-v}$: Coefficient de transfert radiatif entre la vitre et l'absorbeur, W/m^2K

l : Largeur de l'absorbeur, m

L_{ar} : Largeur du capteur, m

$h_{c,(p+ch)-f}$: Coefficient de transfert par

b_{ch} : Espace entre chicanes, m

A_f : Section de passage offerte devant le passage de l'air dans le conduit utile, m^2

C_R : Taux de concentration des rayonnements solaires direct

e : Epaisseur de la veine d'air mobile, m

F_R : Coefficient global de transfert thermique air-absorbeur

h_w : Coefficient de transfert par convection du au vent, W/m^2K

L : Longueur de l'absorbeur, m

I_g : Rayonnement solaire global, W/m^2

$h_{r,p-v}$: Coefficient de transfert radiatif

convection forcée entre l'absorbeur et l'air, W/m^2K	entre la vitre et l'absorbeur, W/m^2K
h_w : Coefficient de transfert par convection du au vent, W/m^2K	$h_{c,f-v}$: Coefficient de transfert convectif entre l'air et la vitre, W/m^2K
$h_{c,(p+ch)-f}$: Coefficient de transfert par convection forcée entre l'absorbeur et l'air, W/m^2K	$\dot{m}$: Débit massique, kg/s
P_m : Périmètre mouillé en contact avec le fluide, m	n : Nombre de miroirs
Q_u : Chaleur utile récupérée par le fluide, W/m^2	n_{ch} : Nombre de chicanes d'une rangée
T_a : Température ambiante, $^{\circ}C$	p : Pas entre deux chicanes de même inclinaison, m
T_{fe} : Température de l'air à l'entrée du capteur, $^{\circ}C$	T_f : Température moyenne de l'air dans la veine d'air mobile, $^{\circ}C$
U_{av} : Coefficient de perte thermique par la face avant, W/m^2K	T_p : Température de l'absorbeur, $^{\circ}C$
U_L : Coefficient global des pertes thermiques entre le capteur et l'air ambiant, W/m^2K	T_{fs} : Température de l'air à la sortie de capteur, $^{\circ}C$
T_v : Température de la vitre, $^{\circ}C$	U_{ar} : Coefficient de pertes thermiques par la face arrière, W/m^2K
S_r : Rayonnement solaire frappant le conduit absorbeur, W/m^2	α_v : Coefficient d'absorption de la vitre, $= 0,06$
α_a : Coefficient d'absorption de la plaque absorbante $= 0,95$	v_f : Viscosité dynamique de l'air, m^2/s
λ_f : Conductivité thermique de l'air, $W/m.K$	ε_v : Emissivité du vitrage $= 0.9$
ρ_v : Coefficient de réflectivité des miroirs	S : Projection de la longueur de l'ailette en direction de l'écoulement, m
v_f : Vitesse de l'air dans la veine d'air mobile, m/s	τ_v : Coefficient de transmission optique du vitrage $= 0.84$
γ : Facteur de forme dû à l'inexactitude d'orientation de concentrateur	ρ_f : Masse volumique de l'air, kg/m^3
	v_v : Vitesse du vent, m/s
	η_{th} : Rendement thermique du capteur plan à air, %
	Re : Nombre de Reynolds
	Nu : Nombre de Nusselt

REFERENCES

- [1] P. Garcia, 'Outils d'Evaluation Technico-Economique et d'Aide à la Conception des Centrales Solaires Thermodynamiques du Futur', Thèse de Doctorat, Université de Perpignan, France, 2007.
- [2] P.L. Singh, R.M. Sarviya and J.L. Bhagoria, 'Thermal Performance of Linear Fresnel Reflecting Solar Concentrator with Trapezoidal Cavity Absorbers', Applied Energy, Vol. 87, N°2, pp. 541 - 550, 2010.
- [3] N. Velázquez, V.O. García, D. Saucedo and R. Beltrán, 'Numerical Simulation of a Linear Fresnel Reflector Concentrator used as Direct Generator in a Solar-GAX Cycle', Energy Conversion and Management, Vol. 51, N°3, pp. 434 - 445, 2010.
- [4] J.A. Duffie and W.A. Beckman, 'Solar Engineering of Thermal Processes', 2nd ed, New York, Wiley Interscience, 1991.

- [5] M.K. Gupta and S.C. Kaushik, '*Performance Evaluation of Solar Air Heater Having Expanded Metal Mesh as Artificial Roughness on Absorber Plate*', International Journal of Thermal Sciences, Vol. 48, N°5, pp. 1007 - 1017, 2009.
- [6] S.V. Karmare and A.N. Tikekar, '*Heat Transfer and Friction Factor Correlation for Artificially Roughened Duct with Metal Grit Ribs*', International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 50, N°21-22, pp. 4342 - 4351, 2007.
- [7] B. Bhushan and R. Singh, '*A Review on Methodology of Artificial Roughness Used in Duct of Solar Air Heaters*', Energy, Vol. 35, N°1, pp. 202 - 212, 2010.