

Etude expérimentale d'un capteur solaire plan à air doté de concentrateurs

Sari Hassoun Zakaria^{1,a)}, Aliane Khaled^{2, b)} and Berrezoug Hiba Imane³

¹MECACOMP laboratory Department of Mechanical Engineering, Centre Universitaire de Ain Temouchent, Algeria

²MECACOMP laboratory, Department of Mechanical Engineering, University of Tlemcen, Algeria

³Theoretical Physics laboratory, physic Department, Abou-Bakr Belkaïd University, P.O. Box 119 13000 Tlemcen, Algeria

a) Corresponding author: sarihassounz@yahoo.com

b) kh_aliane@yahoo.fr

Résumé—Dans cette étude, on s'intéresse à l'amélioration des performances d'un capteur solaire plan à air muni de mini concentrateurs au niveau de l'absorbeur.

Une étude bibliographique sur les travaux antérieurs relatifs aux capteurs solaires plans à air nous a permis d'orienter notre recherche vers des aspects non encore abordés par la littérature. Le but de ce travail est de faire une simulation numérique de l'écoulement de l'air et d'étudier l'évolution de la température de sortie du capteur. L'évolution de la température de l'absorbeur est aussi déterminée.

Keywords—capteur solaire plan à air, mini-concentrateur, évolution de la température.

I. INTRODUCTION

L'énergie a toujours constitué un enjeu vital pour les sociétés humaines. Les comportements humains sont fortement induits par son abondance ou sa pénurie.

La prise de conscience de l'importance des enjeux liés à l'énergie (réchauffement climatique, épuisement des ressources, augmentation des coûts de la santé,...).

Les énergies renouvelables ont connu des phases de développement.

Parmi les énergies renouvelables, nous citons l'énergie solaire, une énergie exploitée depuis les millénaires.

En raison de l'insuffisance de l'échange thermique réalisé dans le capteur solaire plan à air entre le fluide caloporteur et l'absorbeur [3]. L'utilisateur est amené à apporter des améliorations pour de meilleures performances ou une meilleure efficacité thermique.

Plusieurs chercheurs ont proposé d'augmenter le transfert thermique entre l'absorbeur et le fluide caloporteur par l'ajout des obstacles.

Dans le cas des obstacles fixés sur l'isolant, le choix des formes géométriques d'obstacles utilisés doit satisfaire certains critères [3]. En effet la forme et la disposition des obstacles affectent l'écoulement d'air pendant sa trajectoire. Les obstacles assurent une bonne irrigation de

(CIER-2016)

l'absorbeur, créent la turbulence et réduisent les zones inactives dans le collecteur (A.Ahmed-Zaid et al [1]).

Dans le but d'améliorer les performances des capteurs solaires plans à air, la veine d'air dynamique du capteur a été garnie de rugosités artificielles de différentes formes et de différents arrangements afin d'optimiser les performances thermiques (K.Aoues et al [2]).

Le travail de Mokhtari F. et Al [7,8], traite les mesures de différentes températures de l'absorbeur et les températures de sortie de fluide de trois capteurs en deux modes de circulations naturelle et forcée, qui a permis de faire un choix sur la meilleure configuration parmi les trois configurations étudiées. Abene A. et al [9], étudie l'augmentation et l'optimisation d'un capteur par l'étude expérimentale en considérant plusieurs types d'obstacles disposés dans des rangées de l'espace dynamique de l'air dans le capteur, Bahria S. et al [10], pour une journée caractéristique du mois de mai, sous ensoleillement naturel étudie l'influence de l'augmentation de nombre de rangées de chicanes le rendement thermique de sept, huit, neuf et dix rangées, les résultats obtenus montrent que la température de sortie et le rendement du capteur sont nettement améliorés. Tsay et al [11], ont étudié numériquement le perfectionnement du transfert

thermique d'un écoulement dans un canal muni d'une chicane verticale. L'influence de la taille de la chicane et des revêtements en arrière sur la structure d'écoulement, est étudiée en détail pour une gamme de nombre de Reynolds de 100 à 500. Ils ont constaté que l'introduction d'une chicane dans l'écoulement pourrait augmenter le nombre de Nusselt moyen de 190%.

Ils ont également observé que les caractéristiques thermiques et dynamiques de l'écoulement sont fonction de la position de la chicane. Buchberg [12], la conversion solaire thermique exige le contrôle de pertes de chaleur de l'absorbeur chaud à l'environnement plus frais. Basé sur la théorie de quelques mesures expérimentales, l'espacement entre l'absorbeur solaire chaud et les couvertures de verre influence l'efficacité thermique de la conversion

Zerrouki et al, [13] ont rapporté dans leur travail une modélisation mathématique d'un capteur solaire à air de conception conventionnelle à deux passes (circulation d'air de part et d'autre de l'absorbeur). Ils ont étudié le cas où les conditions de BLISS sont respectées. Un bilan thermique a été établi respectivement sur la couverture transparente, l'absorbeur puis l'isolation thermique arrière. La résolution du système d'équations était obtenue.

(CIER-2016)

Les dimensions du capteur sont comme suit : 210cm de longueur, 112cm de largeur et 13.4 cm d'épaisseur. Le volume nette du capteur (veine d'essai où circule l'air) et comme suit : 200cm de longueur, 100cm de largeur et 13.4 cm d'épaisseur 6.4cm.



Fig. 1Le capteur solaire étudiée

Système d'équations

L'amélioration des performances du capteur solaire, nécessite la prédiction des pertes thermiques au sein de ce dernier ; la détermination des pertes tient compte à son tour des différents échanges thermiques existants :

$$Q_{perte} = Q_{conv} + Q_{cond} + Q_{ray} \quad (1)$$

Les pertes par conduction sont habituellement petites comparées à ceux par convection et par

rayonnement. Elles sont souvent combinées avec le terme de perte de convection dans la plupart des analyses.

$$Q_{cond} = \lambda_{cond} A_{abs} (T_{abs} - T_{amb}) \quad (2)$$

Les pertes par convection sont proportionnelles à la surface de l'absorbeur et la différence entre la température de surface captatrice et la température ambiante donnée par la formule :

$$Q_{conv} = \lambda_{conv} A_{abs} (T_{abs} - T_{amb}) \quad (3)$$

La perte de chaleur par rayonnement est importante pour des récepteurs fonctionnant seulement aux températures légèrement au-dessus de la température ambiante, et devient dominante pour des collecteurs fonctionnant à températures élevées. Le taux de perte de chaleur de rayonnement est proportionnel à l'émissivité de la surface et à la différence dans la température à la puissance quatre. L'équation décrite sous la forme, nous avons :

$$Q_{ray} = \xi_{abs} \sigma A_{abs} (T_{abs}^4 - T_{ciel}^4) \quad (4)$$

Où :

ξ_{abs} : Facteur émissivité de l'absorbeur.

σ : Constante Stefan-Boltzmann.

T ciel : Température du ciel.

II. METHODOLOGIE ET PROCEDURES

Les séries d'expériences ont été entreprises dans un site ouvert loin des obstacles pour éviter l'effet de masque.

(CIER-2016)

Diverses campagnes de mesures ont été effectuées en fonction de l'irradiation solaire (le long de la journée) et la variation du débit de l'écoulement. Les mesures ont été prises pour un intervalle de temps de 30mn.

Les mesures des différentes grandeurs ont été mesurés de 09 heures du matin jusqu'à 16heurs. Cette période de temps est largement suffisante pour prendre les mesures car dans cette fourchette de temps l'irradiation solaire varie considérablement. Les mesures ont été prise dans la journée du lundi 02 Mai 2016. Les différentes grandeurs a mesuré sont données dans le tableau suivant en précisant le nombre de points de mesure pour chaque grandeurs :

Tableau 1 : grandeurs à mesurés

| Grandeur a mesuré | Nombre de point de mesure |
|---|---------------------------|
| Température ambiante | 01 |
| Irradiation solaire | 01 |
| Température du vitrage | 01 |
| Température de l'absorbeur | 15 |
| Température de l'air à l'intérieur du capteur | 15 |
| Température de l'air à la sortie du capteur | 01 |

La température de l'absorbeur et de l'air à l'intérieur du capteur pour un relevé donné représente une température moyenne calculée sur la base de quinze valeurs locales étalées sur toute la

surface de l'absorbeur et dans l'air existant à l'intérieur du capteur compris entre le vitrage et l'absorbeur respectivement.

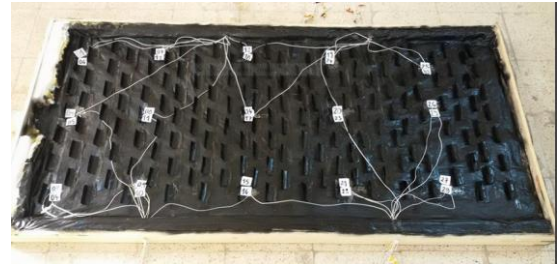


Fig. 2 Emplacements des thermocouples dans l'absorbeur et l'air à l'intérieur du capteur.

III.RESULTATS ET INTERPRETATIONS

La figure 3 donne l'évolution de l'irradiation solaire. L'irradiation est importante entre 10h et 13h en prenant des valeurs variant entre 900 w/m² et 1050 w/m². L'irradiation chute brusquement de 900w/m² à 650w/m²entre 13h et14h.

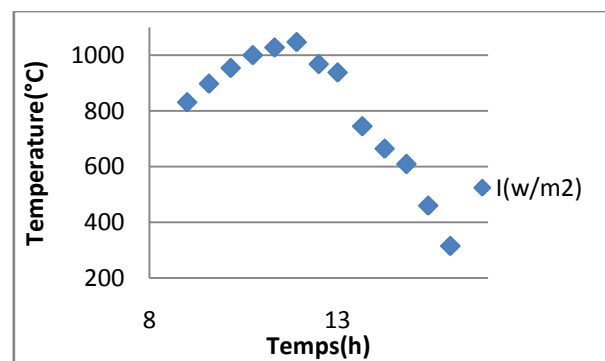


Fig. 3Evolution de l'irradiation solaire.

(CIER-2016)

La figure 4 donne la variation de la température de l'absorbeur on comparant la convection libre et la convection forcée. On constate que la différence est remarquable entre l'intervalle de temps compris entre 11h et 16h. Une diminution de température de 8°C en moyenne est constatée pour le cas de la convection forcée dans cette fourchette de temps.

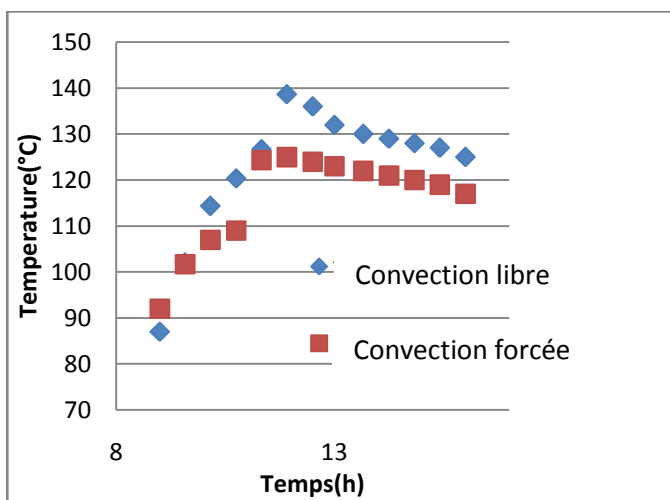


Fig.4 Evolution de la température de l'absorbeur (convection libre et forcée).

La figure 5 donne la variation de la température de l'air à l'intérieur du capteur solaire pour le cas de la convection libre et forcée. La température minimale de l'air est supérieure à 80°C pour les deux configurations. On constate que la différence entre les deux configurations est peu significative où une diminution de température de 04°C en moyenne est constatée pour le cas de la convection forcée.

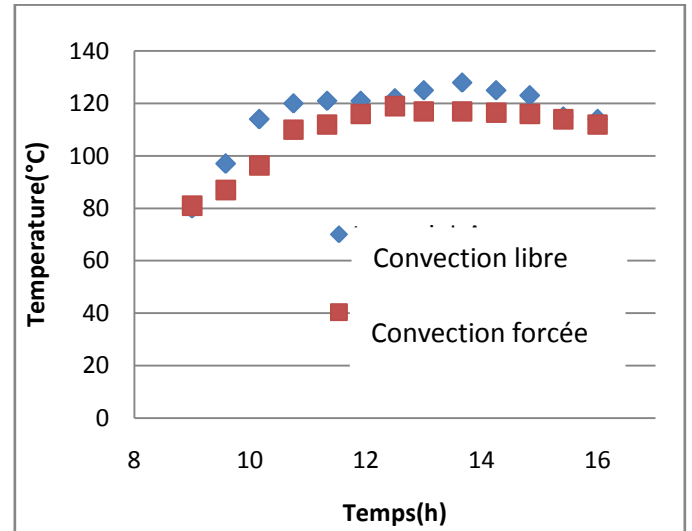


Fig.5 Evolution de la température de l'air (convection libre et forcée).

IV. CONCLUSIONS

Ce travail présente une contribution efficace pour l'amélioration des performances d'un capteur solaire plan à air.

La température de l'absorbeur dans le cas de la convection libre reste toujours la plus élevée.

Elle atteint pour les 140°C (température moyenne de l'absorbeur, dans quelques régions de l'absorbeur elle atteint les 147°C).

Les températures de l'air à l'intérieur du capteur dans le cas de la convection libre et celle de l'air à

(CIER-2016)

l'intérieur du capteur dans le cas de la convection forcée sont presque identiques et elles dépassent les 120°C à 12h. Elles sont au-dessus de 100°C presque sur la quasi-totalité du temps de mesure. Quant à la température de l'air à l'intérieur du capteur elle est toujours inférieure de ces trois températures (température de l'absorbeur dans le cas de la convection libre, température de l'absorbeur dans le cas de la convection forcée et la température de l'air à l'intérieur du capteur température de l'absorbeur dans le cas de la convection libre) mais elle reste presque toujours au-dessus de 100°C.

Vu les pertes optiques et les pertes thermiques vers l'avant, une la température de la sortie dans le cas de la convection libre et la convection forcée reste un peu plus loin à celles de la température de l'air à l'intérieur du capteur. Un double vitrage où une création d'un sous vide à l'intérieur du capteur contribuent considérablement à limité ces pertes et à l'amélioration de la température de sortie encore plus.

REFERENCES

- [1] A. Ahmed-Zaïd, A. Moulla, M. S. Hantala et J.Y. Desmons, Amélioration des Performances des Capteurs Solaires Plans à Air :Application au Séchage de l'Oignon Jaune et du Hareng , Revue des Energies Renouvelable. Vol.4 p 69-78 ,(2001).
- [2] K. Aoues, N. Moumami, M. Zellouf, A. Labed,E. Achouri, Etude de l'influence des rugosité- artificielles sur les performances thermiques des capteurs solaires plans à air , Revue des Energies Renouvelables, Vol 11, p 219- 227,(2008).
- [3] Joel H. Ferziger, MilovanPeric , computational Methods for Fluid Dynamics, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, (1996).
- [4] L. C. Demartini, H. A. Vielmo and S. V. Möller, Numeric and Experimental Analysis of the Turbulent Flow through a Channel With Baffle Plates, J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. &Eng , 20 Vol. XXVI, No. 153, (2004).
- [5] D. Fedala, Initiation à la CFD, Ed. Arts Et Métiers, ParisTech, Octobre, (2007).
- [6] S.V.Patankar, C.H. Liu, and E.M.Sparrow, Fully developed flow and heat transfer in ducts having streamwise-periodic variations of cross-sectional area , Journal of Heat Transfer, Vol. 99, pp. 180-6, (1977).
- [7] Mokhtari F. et Semmar D., L'Influence de la Configuration de l'Absorbeur sur les Performances Thermiques d'un Capteur Solaire à Air, Centre de Développement des Energies Renouvelables, B.P. 62, Route de l'Observatoire, Bouzaréah, Alger, Algérie Rev. Energ. Ren. : Journées de Thermique,pp159-162,(2001).
- [8] Mokhtari F. et Semmar D., Etude Expérimentale d'un Capteur Solaire à Air ,Centre de Développement des Energies Renouvelables, B.P. 62, Route de l'Observatoire, Bouzaréah, Alger Rev. Energ. Ren. : Valorisation, pp 243-246,(1999).
- [9] Abene A., Dubois V.,Le Ray M., Study of a solar air flat plate collector,use of obstacles and application for the drying of grape , Volume65,Issue1,pp15-22, (2004).
- [10] Bahria S.,Amirat M., Influence de l'adjonction des chicane longitudinales sur les performances d'un capteur solaire plan à air, Revue des énergies Renouvelables Vol.16 N°1, pp51-63, (2013).
- [11] Tsay Y.L., Chang T.S., Cheng J.C., Heat transfer enhancement of backward-facing step flow in a channel by using baffle installed on the channel wall, Acta Mech. 174, pp. 63–76,(2005).
- [12] Buchberg H., Catton I. and Edwards D.K, *Natural Convection in Enclosed spaces- a review of Application to Solar Energy Collection*,J. Heat Transfer, ASME- 98, (2), pp 182-189,(1976).
- [13] Zerrouki A.,Tedjiza B. et Said N, Modélisation des Pertes Thermiques dans un capteur Solaire à Air à deux Passes" . CDER B.P. 62 Bouzaréah, Alger, ALGERIE. Rev. Energ. Ren. Vol. 5, pp49-58, (2002).