



Echanges Thermiques Convectifs dans la Cavité Vitre-Absorbeur d'un Capteur Solaire

(¹)S.Saadi, (²) A. Chaker

Laboratoire physique énergétique, Université Mentouri Constantine

(¹) saadi.acwa@yahoo.fr

(²) chakamine@yahoo.fr

Résumé

L'étude des échanges thermiques par convection libre au sein de la cavité vitre-absorbeur d'un capteur solaire fera l'objet de cette communication. La modélisation du coefficient de transfert thermique de ce mode d'échange d'énergie qui nécessite un déplacement libre de la matière, se fait par une corrélation regroupant les nombres adimensionnels de Nusselt, Rayleigh et de Prandtl. Les équations gouvernant le comportement thermique du capteur en régime transitoire sont établies. La résolution du système d'équations obtenu est abordée par deux approches numériques : la méthode itérative de Gauss-Seidel et celle de Runge Kutta d'ordre 4.

Mots clés— capteur solaire plan- rendement instantané- convection libre- nombre de Nusselt- nombre de Rayleigh

I. INTRODUCTION

Le transfert thermique par convection naturelle en espace confiné a fait l'objet de beaucoup d'investigations du fait de sa présence dans de nombreux phénomènes naturels et processus industriels, les capteurs héliothermiques plans ne font pas exception.

La mise en équation du bilan calorifique global d'un collecteur thermique permet de mettre en évidence la répartition de la puissance solaire reçue au niveau du convertisseur. Ainsi, une fraction de cette puissance est bénéfiquement transmise au fluide de travail sous forme d'énergie utile, une seconde partie est stockée comme énergie vive par les différents composants du capteur et une autre proportion est perdue à la périphérie du capteur ce qui n'est pas bénéfique pour son rendement thermique [1].

Dans le cadre de ce travail, les échanges thermiques par convection naturelle entre la plaque chauffante et la vitre qui seront étudiés représentent une fraction non négligeable de la chaleur perdue à la périphérie du capteur.

II. ETUDE THEORIQUE

A. DESCRIPTION DU SYSTEME

Le système étudié est un capteur solaire plan à eau muni d'une seule couverture verrière d'une épaisseur de 4 mm, la plaque de l'absorbeur à laquelle 10 tubes en cuivre ont été

soudés, est fabriquée en aluminium et dotée d'une surface noire sélective. Le système est isolé par une couche de laine de verre sur toute sa périphérie excepté la face avant, le tout est protégé par une enveloppe en aluminium [2].

B. MISE EN EQUATION DES ECHANGES THERMIQUES EN REGIME TRANSITOIRE

L'échange thermique convectif dans la cavité absorbeur-vitre se fait par convection libre. Le coefficient de transfert thermique est donné en fonction des nombres adimensionnels de Nusselt (Nu), Rayleigh (Ra) ou Grashof (Gr) et de Prandtl (Pr).

$$Nu = \frac{h_{cav} \times L_c}{k_a} \quad (1)$$

$$Ra = \frac{g \times \gamma \times Pr \times (T_{ab} - T_v) \times e_{cav}^3}{\nu^2 \times \chi} \quad (2)$$

$$Pr = \frac{\mu \times C_p}{k} \quad (3)$$

$$Gr = \frac{g \times \beta \times (T_{ab} - T_v) \times e_{cav}^3}{\nu^2} \quad (4)$$

Hollands et al. [3] ont proposé en 1976 une relation valable pour les capteurs plans dont l'angle d'inclinaison est compris entre 0° et 75°:

$$Nu = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708 (\sin(1.8\beta))^{1.6}}{Ra \times \cos\beta} \right]^+ \left[1 - \frac{1708}{Ra \times \cos\beta} \right]^+ \left[\left(\frac{Ra \times \cos\beta}{5830} \right)^{1/4} - 1 \right]^+ \quad (5)$$

Sachant que β est l'angle d'inclinaison de capteur.

Dans leurs travaux [4], M.Khoukhi et al. ont utilisé l'expression:



$$Nu = [0.06 - 0.017 \times \frac{\rho}{90}] \times Gr^{1/3} \quad (6)$$

Pour les capteurs verticaux, Eiker utilise la formule de Shewen et al. (1996) suivante :

$$Nu = \left[1 + \left(\frac{0.01665 \times Ra^{0.333}}{1 + \left(\frac{9600}{Ra} \right)^{0.25}} \right)^2 \right]^{0.25} \quad (7)$$

D'autres relations ont été proposées par J. Bernard [1]:

$$Nu = 1.013 \quad Gr < 1700 + 47.8 \times \beta \quad (8)$$

$$Nu = 2.5 + (0.0133 \times (90 - \beta)) \quad Gr > 80000 \quad (9)$$

$$Nu = (0.06 + (3 \times 10^{-4} \times (90 - \beta))) \times Gr^{0.33} \quad \text{autrement} \quad (10)$$

Afin d'établir le bilan thermique au niveau de chaque partie du capteur, la méthode nodale a été utilisée. Le système d'équations obtenu est :

$$\frac{mv \times cpv}{2} \times \frac{dTve}{dt} - \frac{pv}{2} + \left(\frac{kv}{ev} \right) \times (Tvi - Tve) - qcva - qrvv \quad (1)$$

$$\frac{mv \times cpv}{2} \times \frac{d'ivi}{dt} - \frac{pv}{2} - \left(\frac{kv}{ev} \right) \times (Tvi - Tve) + qcav + qrav \quad (2)$$

$$mab \times cpab \times \frac{dT_{ab}}{dt} = pab \times qcav + qrav + qcdai + qcfi \quad (3)$$

$$\frac{dTf}{dt} = \frac{1}{mf \times cpf} \times (qcav + qcfi) \quad (4)$$

$$\frac{dTii}{dt} = \frac{2}{mi \times cpi} \times \left(-\left(\frac{ki}{ei} \right) \times (Tii - Tie) + qcfi + qcdai \right) \quad (5)$$

$$\frac{dTie}{dt} = \frac{2}{mi \times cpi} \times \left(\left(\frac{ki}{ei} \right) \times (Tii - Tie) - qcia - qris \right) \quad (6)$$

Dans la partie ci-dessus, on a utilisé la nomenclature suivante :

Ai surface indicée i (m²).

cpi chaleur spécifique d'une surface indicée i (J/kg. °C).

ei épaisseur d'une surface indicée i (m).

ki conductivité thermique d'une surface indicée i (W/m. K).

mi masse d'une surface indicée i (kg).

qcab flux de chaleur échangé par convection entre deux surfaces indicées a et b (W).

qrab flux de chaleur échangé par rayonnement entre deux surfaces indicées a et b (W).

mf débit massique du fluide (kg/s)

qcdab flux de chaleur échangé entre deux surfaces indicées a et b par conduction (W).

Les différents indices utilisés représentent chacun :

ab absorbeur

f fluide caloporteur

i, ii, ie représentent respectivement l'isolant, ses faces interne et externe.

v, ve, vi représentent respectivement la vitre, ses faces interne et externe.

III. RESULTANTS ET INTERPRÉTATIONS

A. Validation des resultants

La résolution du système d'équations précédent (équations 11 à 16) a été abordée par deux approches numériques, la méthode itérative de Gauss-Seidel [5] et celle de Runge Kutta d'ordre 4 [6]. La comparaison des températures du fluide caloporteur obtenues par les deux méthodes avec ceux issus de l'expérience [2] (figure 1), a montré que les valeurs obtenues par les deux méthodes sont très proches les unes des autres, néanmoins la méthode de Runge Kutta 4 permet d'approcher davantage les valeurs expérimentales, ce qui la qualifie comme étant la meilleure méthode et choisie par conséquent dans le cadre de notre travail.

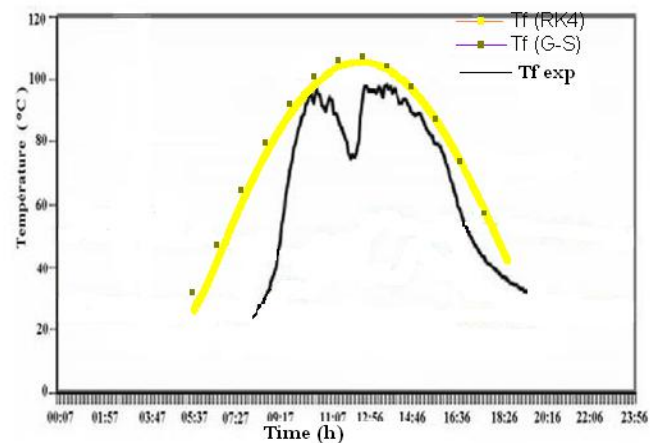


Fig. 1 Variation temporelle de la température du fluide



B. Variation temporelle du rendement instantané du capteur

L'analyse du comportement d'un capteur au cours d'une journée (figure 2) montre que le rendement augmente graduellement aux premières heures de la journée pour atteindre des valeurs maximales entre 10h00 et 17h00, bien que l'irradiation solaire commence à décroître à partir de 13h00 ce qui semble en bon accord avec les résultats trouvés dans la littérature [7], [8].

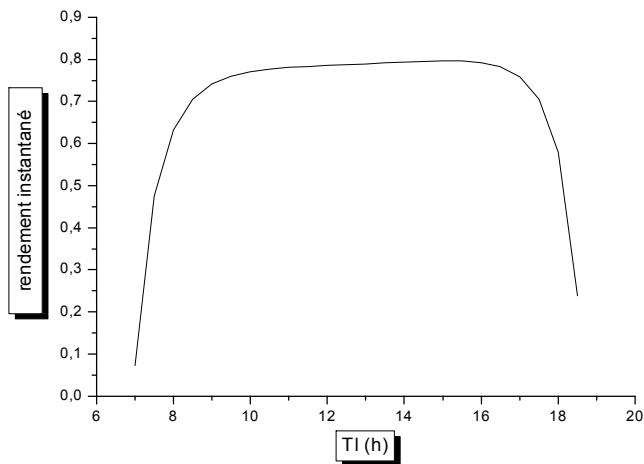


Fig. 2 Evolution temporelle du rendement instantané du capteur

C. Evolution temporelle de la température de l'air

Il est aisé de remarquer sur la figure 3 que les températures de l'air confiné dans la cavité vitre-absorbeur augmentent dans le temps pour atteindre leurs valeurs maximales aux environs de 13h00 puis décroissent par la suite.

En effet, l'absorbeur cède des quantités d'énergie par rayonnement et par convection à la lame d'air d'où l'accroissement de sa température qui augmente avec l'augmentation de la température de la plaque chauffante.

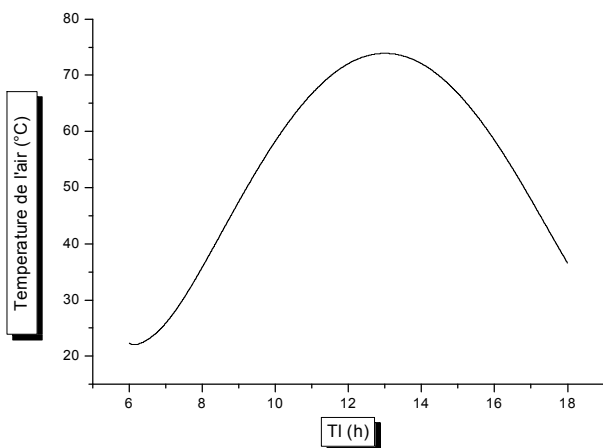


Fig. 3 Evolution temporelle de la température de l'air

D. Evolution du coefficient de transfert convectif selon la différence de température entre l'absorbeur et la vitre

Il apparaît clairement sur la figure 4 que l'augmentation du coefficient de transfert thermique conduit à l'accroissement de la différence de température entre l'absorbeur et la vitre. Cela est justifié par l'équation (4) qui relie l'écart de température avec le le nombre adimensionnel de Rayleigh (ou Grashof) lequel en augmentant favorisera le transfert thermique convectif.

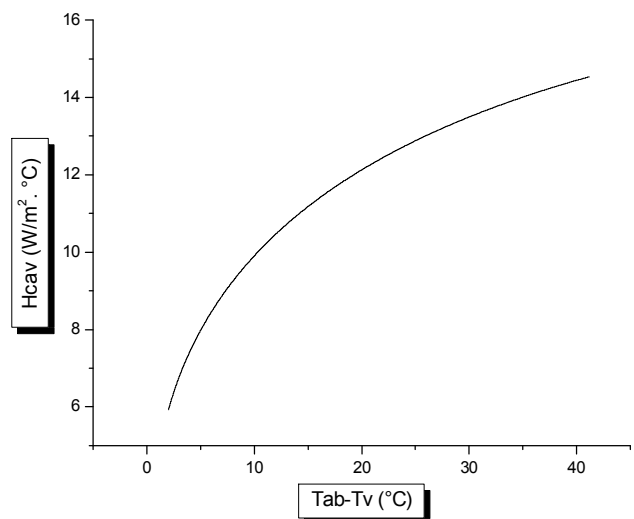


Fig. 4 Variation de h_{cav} avec l'écart de température entre l'absorbeur et la vitre

E. Evolution du nombre de Nusselt avec le nombre de Rayleigh

L'analyse des courbes des figures 5 et 6 permet de remarquer que le nombre de Nusselt croit avec l'augmentation du nombre de Rayleigh (ou de Grashof). En effet, le nombre de Nusselt représente le rapport entre les flux thermiques convectif et conductif au sein du fluide. L'accroissement de ce rapport est engendré par l'augmentation du nombre Rayleigh (ou de Grashof) qui fournit un critère de passage de la convection naturelle laminaire à la convection libre turbulente [9]. Des travaux antérieurs ont abouti aux mêmes résultats [10].

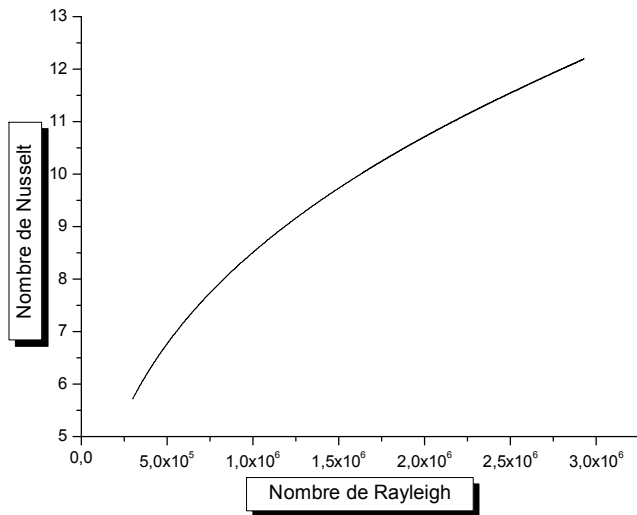


Fig. 5 Variation du nombre de Nusselt avec le nombre de Rayleigh

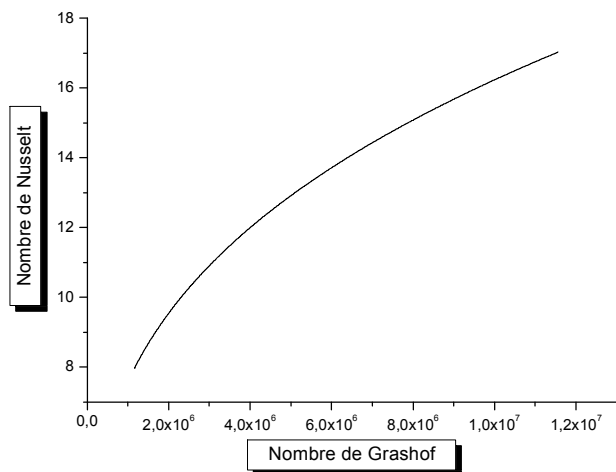


Fig. 6 Variation du nombre de Nusselt avec le nombre de Grashof

IV. CONCLUSIONS

La comparaison des résultats numériques obtenus par les méthodes de Gauss-Seidel et de Runge Kutta d'ordre 4 avec des résultats expérimentaux, a montré que les valeurs obtenues par les deux méthodes sont très proches les unes des autres, cependant la méthode de Runge Kutta 4 permet d'approcher davantage les valeurs expérimentales. Ce qui nous permet d'en déduire que la méthode de Runge Kutta 4 s'adapte mieux à la résolution des équations différentielles ordinaires.

Les résultats obtenus montrent sans ambiguïté que l'augmentation de l'écart de température entre l'absorbeur et la vitre accroît directement le nombre de Rayleigh (ou de Grashof) qui favorise le transfert thermique convectif libre entre la plaque chauffante et la couverture verrière.

REFERENCES

- [1] J, Bernard. Energie solaire calculs et optimisation, Ellipse Edition Marketing. (2004).
- [2] S, A, Hakem ; N, Kasbadji-Merzouk ; M, Merzouk. Performances journalières d'un chauffe-eau solaire, Revue des Energies Renouvelables, p 153-162. (2008).
- [3] U, Eiker. Solar technologies for buildings, John Wiley sans Sons, England. (2001).
- [4] M, Khoukhi; S, Maruyama; S, Sakai. Non-gray calculation of plate solar collector with low iron glazing taking into account the absorption and emission with a glass cover.(2007).
- [5] M, Boumahrat ; A, Gourdin. Méthodes numériques appliquées, Office des Publications Universitaires, Alger. (1993).
- [6] T, J, Chung. Computational fluid dynamics, Combridge University Press, Combridge. (2002).
- [7] P. Rhushi Prasad. Performance Analysis of A Solar Water Heater With Flat Plate Collector Using Computer Program , European Journal of Scientific Research.(2011).
- [8] T, letz ; M, Lallemand. Etude Théorique et Expérimentale d'un Capteur Plan à Air en Régime Dynamique, revue de physique appliquée. (1986).
- [9] Y, A, çengel. Heat and Mass Transfer. Mc Graw Hill Companies. (2007).
- [10] J, A, Duffie; W, A, Beckman. Solar engineering of thermal processes, John Wiley and Sons. (1980).