

# SIMULATION NUMERIQUE DES TRANSFERTS THERMIQUES DANS UN SYSTEME DE SECHAGE SOLAIRE DU BOIS

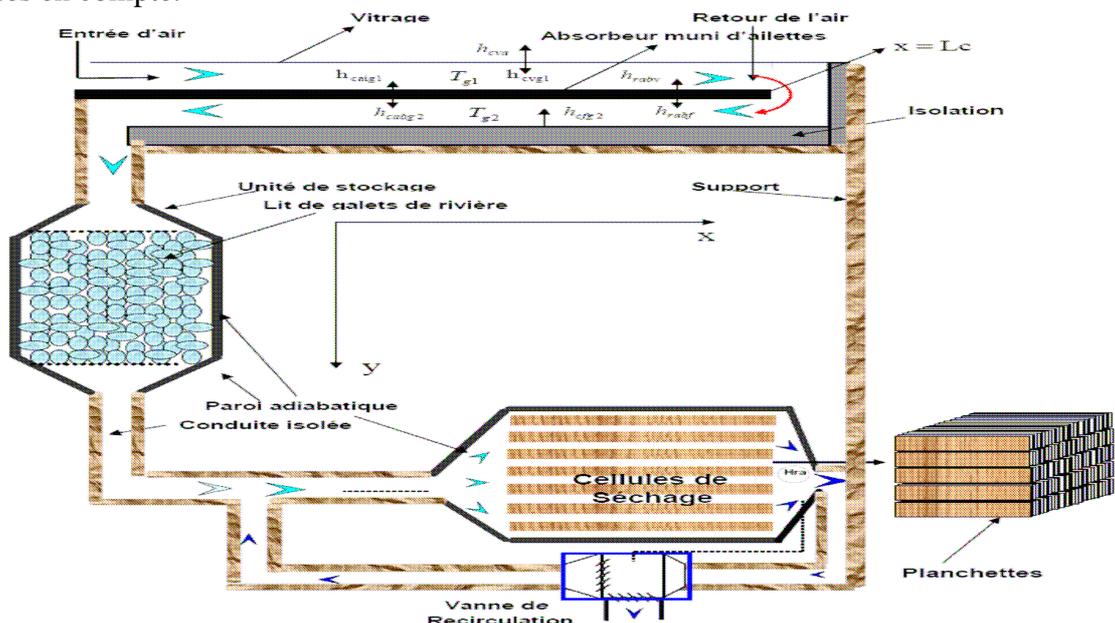
Ahmed KHOUYA, Jaâfar BENABDELOUHAB, Abdeslam DRAOUI  
 Laboratoire d'Energétique – Equipe des Transferts Thermiques et Energétique,  
 Université Abdelmalek Essaâdi - Faculté des Sciences et Techniques de Tanger  
 BP 416- Tanger – Maroc  
*ahmedkhouya3@yahoo.fr*

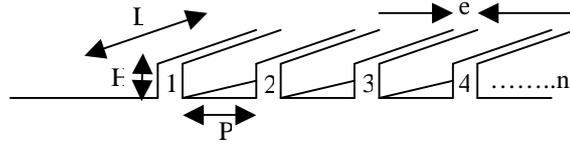
**Résumé :** Les auteurs présentent une étude théorique sur un système de séchage constitué d'un capteur solaire à air de type multi – passes muni d'ailettes et couplé à une cuve de stockage dans les conditions climatiques de la région de Tanger au Maroc. L'étude est réalisée à partir des modèles mathématiques obtenus par l'écriture des lois de conservation de l'énergie dans les différentes composantes du système. Des simulations ont été réalisées en exploitant des mesures expérimentales du rayonnement solaire et de la température ambiante d'un jour type à Tanger. Les résultats obtenus mettent en évidence l'importance de la double circulation d'air ainsi que l'usage des ailettes sur les performances du système de séchage.

**Mots clés :** Séchage solaire, Bois, Modélisation, Simulation, Performances.

## 1. INTRODUCTION

L'intérêt de ce travail est l'étude d'un séchoir solaire à bois monté en série à une cuve de stockage thermique alimenté par un capteur solaire. Concernant les capteurs solaires à air, le rendement thermique peut être amélioré si on favorise l'échange de chaleur entre la plaque d'absorption et l'air. Pour ce faire, nous avons proposé d'augmenter la surface d'échange entre l'absorbeur et l'air au moyen d'une plaque d'absorption munie d'ailettes. Un modèle numérique monodimensionnel décrivant tous les modes de transferts thermiques impliqués a été établi. Les conditions d'entrée thermiques de l'air instationnaires dans le système ont été prises en compte.



**Fig. 1 : Séchoir solaire étudié****Fig. 2 : Ailettes rectangulaire de longueur L, de pas P, d'épaisseur e, et de hauteur H.**

## 2. MODELISATION DE L'UNITE DE GENERATION D'AIR CHAUD

**Bilan thermique de la vitre :**

$$A_c E_i \alpha_v + h_{rabv} \cdot A_c \cdot (T_{ab} - T_v) + h_{cvg1} A_c (T_{g1} - T_v) - h_{rva} \cdot A_c \cdot (T_v - T_a) - h_{cva} \cdot A_c \cdot (T_v - T_a) = 0 \quad (1)$$

**Bilan thermique dans le fluide caloporteur de la conduite supérieure :**

$$D \cdot C_{pg} \frac{dT_{g1}}{dx} = a \cdot h_{cvg1} (T_v - T_{g1}) + h_{caig1} \cdot [N_{ai} \cdot \eta_1 \cdot L_{ai} + \frac{S_r}{L}] \cdot (T_{ai} - T_{g1}) \quad (2)$$

**Bilan thermique de l'absorbeur :**

$$A_c \cdot E_i \cdot \tau_v + h_{caig1} \cdot [N_{ai} \cdot \eta_1 \cdot S_{ai} + S_r] \cdot (T_{g1} - T_{ai}) + h_{cabg2} A_c \cdot (T_{g2} - T_{ab}) - h_{rabv} \cdot A_c \cdot (T_{ab} - T_v) - h_{rabf} \cdot A_c \cdot (T_{ab} - T_f) = 0 \quad (3)$$

**Bilan thermique dans le fluide caloporteur de la conduite inférieure :**

$$-D \cdot C_{pg} \frac{dT_{g2}}{dx} = a \cdot h_{cfg2} (T_f - T_{g2}) + a \cdot h_{cabg2} (T_{ab} - T_{g2}) \quad (4)$$

**Bilan thermique dans le fond isolant :**

$$T_{is} = \frac{h_{cfa} \cdot T_a - h_{cfg2} \cdot T_{g2}}{h_{cfa} + h_{cfg2}} \quad (5)$$

Les conditions aux limites associées sont : en  $x = 0$  ;  $T_{g1} = T_a$  et en  $x = Lc$  ;  $T_{g1} = T_{g2}$

Les équations précédentes ont été résolues par la méthode de Runge Kutta D'ordre 4

## 3. BILAN THERMIQUE DANS L'UNITE DE STOCKAGE

L'établissement du modèle du stock repose sur les hypothèses simplificatrices suivantes :

- L'isolation du stockage est supposée suffisante pour que les pertes thermiques latérales soient négligeables durant les périodes de transfert thermique entre les solides et le fluide.
- La vitesse de l'air est uniforme dès l'entrée dans le milieu du stockage.
- Le phénomène est unidirectionnel.
- Le stock est un milieu poreux remplis de matériau granulaire à géométrie sphérique uniforme.

Les hypothèses précédentes conduisent à :

$$\rho_g C_{pg} V_g \frac{\partial T_f}{\partial y} = \lambda_{\text{eff}}^v \frac{\partial^2 T_f}{\partial y^2} + \frac{A_s \cdot h_s}{\varepsilon_1} (T_s - T_f) \quad (6)$$

$$\rho_s C_{ps} \frac{\partial T_s}{\partial t} = \lambda_{\text{eff}}^s \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} - \frac{A_s \cdot h_s}{1 - \varepsilon_1} (T_s - T_f)$$

Avec :

$$\begin{cases} T_f(y,0) = T_s(y,0) = T_0 \\ \lambda_{\text{eff}}^v \frac{\partial T_f}{\partial y}(L_s, t) = h_s (T_f(0; t) - T_s(0, t)) = \lambda_{\text{eff}}^s \frac{\partial T_s}{\partial y}(L_s, t) \\ T_s(0, t) = T_f(0, t) = T_{g2}(x = L_c, t) \end{cases} \quad (7)$$

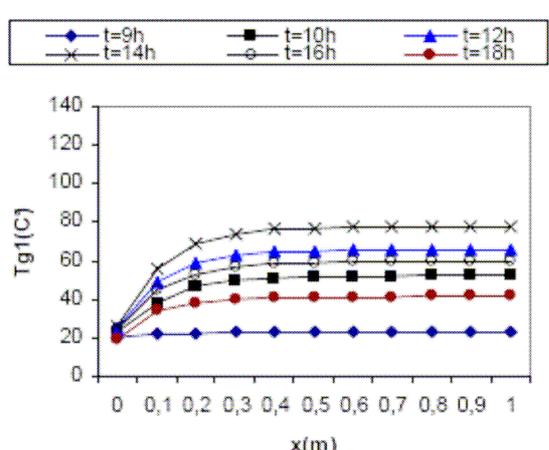
#### 4. METHODE DE RESOLUTION

Les équations de transfert obtenues dans le lit épais ont été résolues à l'aide d'une méthode aux différences finies implicites associée à la technique de volume de contrôle. Le système algébrique obtenu a été résolu par la méthode itérative de Gauss Seidel [1].

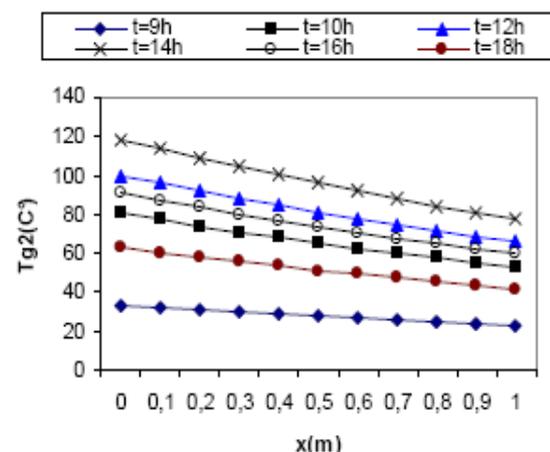
#### 5. RESULTATS DES SIMULATIONS:

##### ➤ Evolution de la température de l'air dans le capteur

Les figures (3) et (4) montrent l'évolution de la température de l'air le long de son parcours dans la partie supérieure et inférieure du capteur double circulation munie d'ailettes. Nous notons à 14h00 TSV que la température de l'air au point ( $x = L_c$ ) du capteur avoisinait les  $70^\circ\text{C}$  et que celle de la sortie ( $x = 0$  en bas) avoisinait les  $116^\circ\text{C}$ . La principale constatation est l'écart important entre la température de retour du fluide au point ( $x = L_c$ ) et la température de sortie ( $x = 0$ ). Cet écart est de l'ordre de  $46^\circ\text{C}$  à 14h00 TSV [2, 3].



**Fig. 3 :** Evolution de la température de l'air à l'aller dans le capteur en fonction de l'abscisse :  $D=0.028\text{Kg/s}$ ,  $L_c=1\text{m}$ ,  $V=1\text{m/s}$



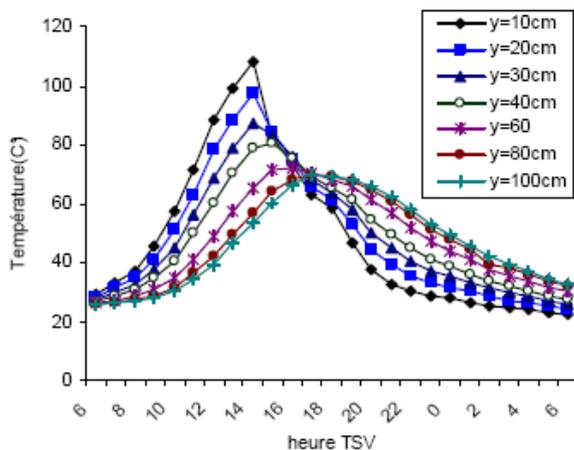
**Fig. 4 :** Evolution de la température de l'air au retour dans le capteur en fonction de l'abscisse :  $D=0.028\text{Kg/s}$ ,  $L_c=1\text{m}$ ,  $V=1\text{m/s}$

### ➤ Evolutions des températures dans l'unité de stockage

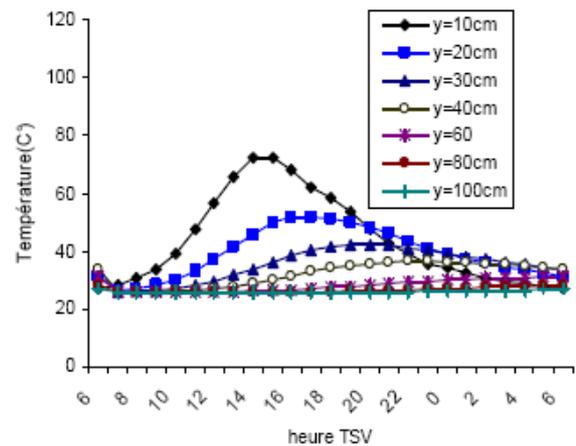
Nous avons représenté sur les figures (5) et (6) les évolutions respectives de la température de l'air, de celle du matériau du stockage en fonction du temps pour différents niveaux du lit.

On observe une montée en température pour les premières tranches entre 6h00TSV et 14h00TSV. Ceci peut s'expliquer par le fait qu'en raison de l'augmentation de la densité du flux solaire incident dans la matinée, la température de l'air à la sortie du capteur est constamment croissante. Pour les autres tranches, cette montée en température s'effectue d'autant plus lentement que l'on s'éloigne de l'entrée du stock. Le modèle mathématique traduit ainsi l'effet de l'inertie thermique du volume de stockage [4, 5, 6].

Par contre dans l'après midi, la diminution progressive de la température de l'air en sortie du capteur, provoque un refroidissement de la zone d'entrée du stock et le fluide traverse le stock de la partie la plus chaude vers la partie la plus froide. La zone la plus chaude cède peu à peu toute son énergie stockée au profit de la zone la plus froide. Nous obtenons alors à la sortie du stock, une température du fluide qui augmente progressivement au cours du temps pour atteindre un maximum aux alentours de 18h00TSV et puis diminuer à nouveau.



**Fig. 5 :** Evolution de la température de l'air dans l'unité de stockage à différents niveaux du lit en fonction du temps :  $D=0.028\text{Kg/s}$ ,  $L_c=1\text{m}$ ,  $V=1\text{m/s}$



**Fig. 6 :** Evolution de la température du matériau de stockage à différents niveaux du lit en fonction du temps :  $D=0.028\text{Kg/s}$ ,  $L_c=1\text{m}$ ,  $V=1\text{m/s}$

## 6. CONCLUSION

Cette étude a porté sur la simulation numérique des performances d'une cuve de stockage thermique couplée à un capteur solaire double circulation d'air muni d'ailettes. Une telle caractérisation est très intéressante car elle permet la bonne compréhension des mécanismes ayant lieu dans les unités étudiées pour le dimensionnement du séchoir utilisé. Nous avons ainsi procédé à une modélisation fine des transferts de chaleur dans les principales composantes du capteur solaire et dans l'unité de stockage. Cette étude a montré que l'usage des ailettes dans l'absorbeur ainsi que la double circulation demeure des moyens

efficaces pour l'amélioration des performances d'un capteur solaire couplé à une unité de stockage.

## Nomenclature

$A_s$  : Taux de surface d'échange dans le lit de stockage ( $m^2/m^3$ )

$a$  : Largeur du capteur en ( $m$ )

$C_{ps}$  : Chaleur spécifique du matériau de stockage ( $J/Kg. °C$ )

$D_{eff}^S$  : Coefficient de diffusion du matériau de stockage ( $m^2/s$ )

$D$  : Débit massique d'air dans le capteur ( $Kg/s$ )

$E_i$  : Energie solaire incidente en ( $W/m^2$ )

$h_{caig1}$ : Coefficient de transfert de la chaleur entre l'ailette et l'air ( $W/m^2.K$ )

$h_{cabg2}$ : Coefficient de transfert de la chaleur entre l'absorbeur et l'air ( $W/m^2.K$ )

$h_i$  : Coefficient de transfert convectif ( $W/m^2.K$ )

$h_s$  : Coefficient de transfert de chaleur par convection entre le matériau de stockage et l'air ( $m/s$ ).

$N_{ai}$  : Nombre d'ailettes encastrées dans l'absorbeur

$L_c, L_s$  : Longueur de l'ailette, du lit de stockage ( $m$ )

TSV : Temps Solaire Vrai

$T_{ab}, T_v$  : Température de l'absorbeur de la vitre ( $°C$ )

$T_0$  : Température de référence ( $°C$ )

$V$  : vitesse du vent en ( $m/s$ )

$S_{ai}$  : Surface des ailettes (en  $m$ )

$S_r$  : surface restante des ailettes (en  $m^2$ )

$\tau_v$  : Transmittivité de la vitre

$\beta$  : Coefficient d'absorption du rayonnement solaire

$\epsilon_1$  : Porosité du lit de stockage

$\eta_1$  : Efficacité de l'ailette

$\lambda_{eff}^S$  : Conductivité thermique du lit de stockage ( $W/m. °C$ )

$\lambda_{ai}$  : Conductivité de l'ailettes ( $W/m. °C$ )

## Références

[1] A Zerrouki, "Modélisations des pertes thermiques dans un capteur solaire plan à air à deux passes" *Rev. Energ. Ren.* Vol. 5 (2002), pp. 49-58.

[2] F.Mokhtari, "Etude de la variation de la température de la plaque absorbante pour différents capteurs solaire à air", *Rev. Energ. Rev.* : 11<sup>èmes</sup> Journée Internationale de Thermique (2003), pp. 47-51.

[3] A. Zaid, "Amélioration des performances des capteurs solaires plans à air : application au séchage de l'OIGNON JAUNE et du HARENG", *Rev. Energ. Ren.* Vol. 4(2001), pp. 69-78.

[4] A. Benmansour, "Simulation du Stockage de l'Energie Thermique dans un Lit Fixe de Sphères Contenant un Matériau à Changement de Phase", *Rev. Energ. Ren.* Vol.4 (2001), pp. 125-134.

[5] S. Aboul-Enein, A.A. El-Sebaei, M.R.I. Ramadan, H.G. El-Gohary, "Parametric study of a solar air heater with and without thermal storage for solar drying applications", *Renewable Energy* 21 (2000), pp. 505-522.

[6] M.A. Karim, M.N.A. Hawlader, "Development of solar air collectors for drying applications", *Energy Conversion and Management* 45 (2004), pp. 329-344.