

# MODELISATION D'UN CHAUFFE EAU SOLAIRE A TERMOSIPHON

Sid Ali Hakem<sup>1</sup>, Nachida Kasbadji Merzouk<sup>1</sup> et Mustapha Merzouk<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Centre de développement des Energies Renouvelables, BP. 62, Bouzaréah, Alger, Algérie

E-mail : [hakem.sidali@cder.dz](mailto:hakem.sidali@cder.dz), [nkmerzouk@cder.dz](mailto:nkmerzouk@cder.dz)

<sup>2</sup>Université Saad Dahleb de Blida, Département Mécanique, Soumaa, Blida, Algérie

E-mail : [m\\_merzouk@cder.dz](mailto:m_merzouk@cder.dz)

## Résumé

Dans cet article, nous décrivons une modélisation d'un chauffe eau solaire en procédant successivement à l'étude de ces différents composants, à s'avoir : le capteur plan, les conduites de connexions, l'effet thermosiphon ainsi que le stockage. Cela nous permet d'aboutir à un système sous forme matricielle exprimant la variation de la température de stockage dans le temps. La matrice de transfert regroupe toute les données du chauffe eau calculées à l'instant donné. Le vecteur d'excitation, ou ces composantes sont fonction de l'éclairement solaire et de la température ambiante.

Ces dernières sont modélisées et introduites dans le modèle principale du chauffe eau solaire pour avoir l'évolution des différentes températures entrée-sortie capteur, entrée – sortie échangeur de chaleur et celle du stockage.

Mots Clés : Chauffe eau solaire, thermosiphon, modélisation

## I Introduction

Le chauffe eau solaire à thermosiphon est un système thermique dont le principe consiste à transformer le rayonnement solaire incident absorbée par un capteur plan en énergie calorifique. Le stockage de cette énergie se fait dans une cuve située au dessus du capteur et qui assure la circulation du fluide. Les deux parties (capteur plan et cuve de stockages), sont

reliées par un circuit thermiquement isolé. (figure1)



Figure1 : Chauffe eau solaire à thermosiphon

## II Modélisation du système thermique

II.1 Modélisation du capteur plan : la modélisation du capteur plan repose sur plusieurs hypothèses simplificatrice dont les plus importantes sont tels que les caractéristiques des matériaux sont constantes et indépendantes de la température et des conditions météorologiques, et que l'écoulement est dynamiquement et thermiquement développé dans toute la boucle primaire.

Selon le modèle de *Hottel, Woertz et Bliss* [1] la puissance thermique utile récupérée par le fluide est donnée par :

$$Q_u = A_c F_R [S(\tau\alpha)_e - U_L(T_1 - T_a)] \quad (1)$$

Le facteur de conductance  $F_R$  est exprimé en fonction de l'efficacité de l'absorbeur, du débit et du coefficient de pertes thermiques globales donné par :

$$F_R = \frac{\dot{m}C_{p_{eau}}}{A_c U_g} \left[ 1 - \exp\left(\frac{A_c F' U_g}{\dot{m}C_{p_{eau}}}\right) \right] \quad (2)$$

Et  $S(\tau\alpha)_e$  l'éclairement solaire transmis par le vitrage et absorbé par la plaque absorbante par le produit effectif des caractéristiques du vitrage.

Le coefficient de pertes thermiques globales est donné par :

$$U_g = U_{av} + U_{ar} + U_{lt} \frac{A_{lt}}{A_c} \quad (3)$$

Le rendement instantané du capteur solaire est donné par :

$$\eta = F_R (\tau\alpha)_e - F_R U_g \frac{(T_1 - T_2)}{I_g} \quad (4)$$

Ce dernier a été déterminé à l'aide d'une modélisation théorique exprimant le rendement instantané du capteur selon la norme européenne (ISO 9459) [2], En figure 2 est donné la courbe du rendement instantané du capteur.

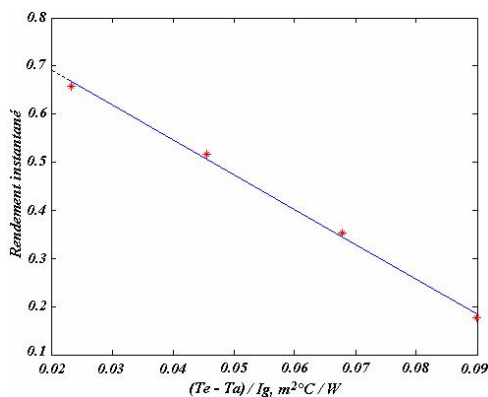


Figure 2 : Courbe représentative du rendement théorique du capteur plan.

Avec :

- un rendement optique  $\eta_0 = F_R (\tau\alpha)_e = 0.69$
- un coefficient de déperditions globales  $F_R U_g = 7.23 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$

## II.2 Estimation des pertes thermiques globales a travers les conduites et la cuve

La circulation du fluide reliant le capteur à la cuve de stockage entraine des pertes thermiques vers l'ambiance. On suppose que ces pertes se font à la température moyenne entre les deux extrémités de la conduite considérée, (figure 3)

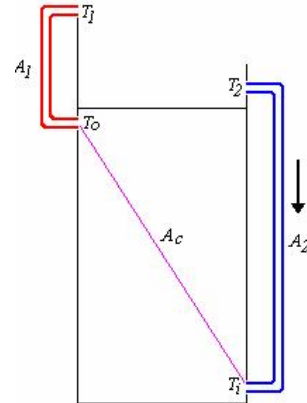


Figure 3 : Vue de face du chauffe eau avec les conduites de raccordement.

A l'équilibre, un bilan énergétique autour de chaque conduite (sortie capteur-entrée échangeur immergé dans la cuve de stockage et sortie échangeur-entrée capteur), donne :

$$T_1 = \frac{2\dot{m}C_{p_{eau}}T_0 - U_1 A_1 (T_0 - 2T_2)}{U_1 A_1 + 2\dot{m}C_{p_{eau}}} \quad (5)$$

$$T_2 = \frac{2\dot{m}C_{p_{eau}}T_2 - U_2 A_2 (T_2 - 2T_1)}{U_2 A_2 + 2\dot{m}C_{p_{eau}}} \quad (6)$$

Où le coefficient de transfert global de chaque traçons est égal à la somme des résistances thermiques du fluide vers l'ambiance à travers l'épaisseur du tube.

Le coefficient de transfert convectif  $h_{cv}$  entre l'eau et la paroi de la conduite est estimé à l'aide de formules empirique par l'intermédiaire du nombre de *Nusselt* selon le régime de l'écoulement.

- Régime laminaire ( $Re < 2100$ ), *Seider* et *Tate* [3] propose :

$$Nu = 1.86 \left( Re Pr \frac{d}{L} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu_f}{\mu_p} \right)^{0.14} \quad (7)$$

- Régime turbulent ( $Re > 10000$ ), les mêmes auteurs proposent :

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu_f}{\mu_p} \right)^{0.14} \quad (8)$$

Où  $\frac{\mu_f}{\mu_p}$  le rapport de viscosité dynamique du fluide et du fluide à la paroi.

Le coefficient de transfert par convection est donné alors par :

$$h_{cv} = \frac{k_{eau} Nu}{d} \quad (9)$$

Avec les propriétés thermophysiques de l'eau données par [4] :

$$\begin{cases} C_{p_{eau}} = 4196.35 - 0.81714 T + 0.00934 T^2 + 10^{-5} T^3 \\ \rho_{eau} = 1000.26 - 3.906 \cdot 10^{-2} T - 4.05 \cdot 10^{-3} T^2 \\ \mu_{eau} = [1.632 + 13.63 \exp(-0.025 T)] \cdot 10^{-4} \\ k_{eau} = 0.55867 + 0.00203 T - 10^{-5} T^2 \end{cases} \quad (10)$$

### II.3 Modélisation de la cuve de stockage

L'étude du stockage est basée sur plusieurs hypothèses tels que :

- Les flux calorifiques sont unidirectionnels ;
- Il n'y a pas d'interaction entre les pertes à travers le cylindre et les pertes à travers les fonds plats circulaires ;
- L'épaisseur du cylindre étant faible devant son diamètre, les pertes par conduction à travers le cylindre sont négligeables ;
- Les effets de bords sont négligés ;
- Le stockage est supposé stratifié.

Un bilan thermique autour de la cuve de stockage, permet d'écrire :

$$\left( MC_{p_{eau}} \right)_{st} \frac{dT_{st}}{dt} = Q'_u - Q_{p-cu} \quad (11)$$

Où M est la masse d'eau contenue dans la cuve, Les pertes thermiques globales de la cuve vers l'ambiance  $Q_{p-cu}$ , définies comme étant la somme des pertes de la partie cylindrique et des deux parois planes latérales vers l'extérieur données par :

$$Q_{p-cu} = \frac{\pi d_{cu}}{2} (2L_{cu} U_{cu} + d_{cu-ls} U_{pl-cu}) (T_{st} - T_a) \quad (12)$$

En supposant que la paroi interne est à la température du fluide  $T_{st}$ , on néglige la conduction-convection, et que le coefficient de transfert par convection à l'intérieur de la cuve est négligeable,

### II.4 Modélisation de l'effet thermosiphon

La circulation de l'eau dans le chauffe eau solaire est provoquée par l'effet thermosiphon. Lorsque le fluide d'un circuit est soumis à une différence de température, il se meut par variation de sa densité entre les parties chaudes et froides donnée par sa hauteur :

$$h_T = \frac{1}{2} (\rho_c - \rho_f) H_t \quad (13)$$

Cette différence de densité entraîne la création d'une charge ( $H_T$ ) équilibrée par la somme des pertes de charges linéaires et singulière considérées pour chaque tronçon, donnée par [5], équation (14):

$$h_F = \sum f \frac{L V_{10}^2}{D_m 2g} + \sum \xi \frac{V_{10}^2}{2g} \quad (14)$$

Pour avoir une circulation, il faut que  $h_T > h_F$ . Il s'agit donc de résoudre la fonction ( $f(\dot{m}) = 0$ , (équation (2)). La solution par la méthode de *Newton Raphson*, la variation du débit prendra l'allure suivante, (figure 4) :

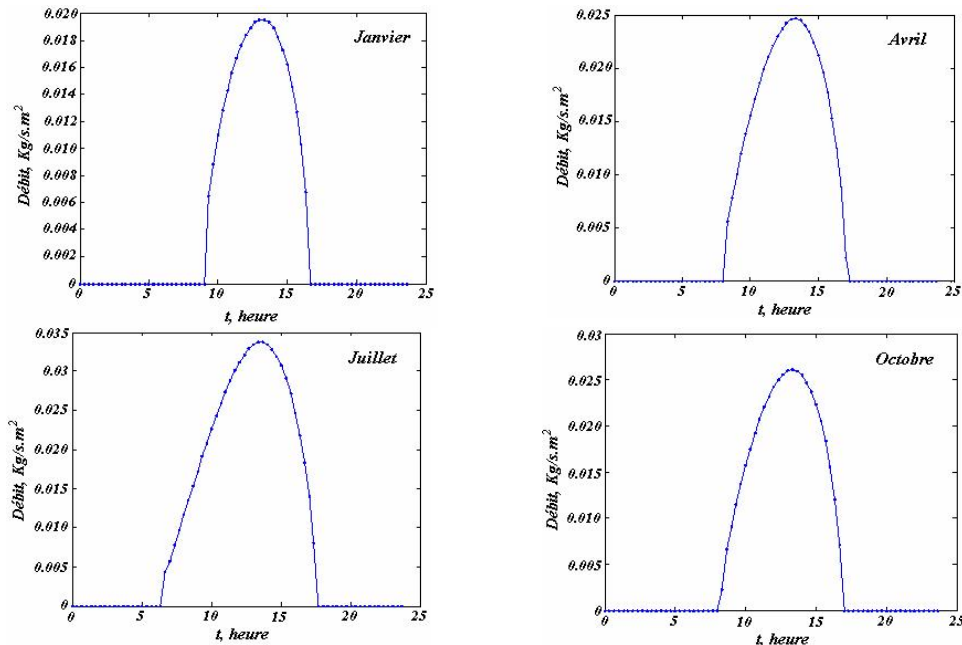


Figure 4 : Variation journalière théorique du débit durant les journées types des mois de janvier, avril, juillet et octobre.

### II.5 Modélisation du chauffe eau solaire en régime transitoire

L'énergie récupérée par le capteur plan durant l'intervalle de temps  $dt$  s'écrit :

$$dQ_u = A_c F_R [S + U_g (T_i - T_a)] dt = \dot{m} C_{p_{eau}} (T_0 - T_i) dt \quad (15)$$

Les différentes équations de la modélisation du chauffe eau solaire pour un régime transitoire sont regroupées sous la forme matricielle suivante :

$$(T_j)_{i+1} = A \times (T_j)_i + B_i \quad (16)$$

Avec A la matrice de transition qui regroupe tous les paramètres constructives du chauffe eau solaire, et B le vecteur d'excitation qui est donné en fonction des paramètres externe influençant le rendement du système tels que la température ambiante et le rayonnement globale.

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & aa \\ bb & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & cc & 0 & 0 & dd \\ 0 & ee & 0 & ff & 0 \\ 0 & 0 & 0 & gg & 0 \end{bmatrix}$$

$$T_j = \begin{bmatrix} T_0 \\ T_1 \\ T_{st} \\ T_2 \\ T_i \end{bmatrix} \quad B = \begin{bmatrix} \frac{A_c F_R U_g}{\dot{m} C_{p_{eau}}} (S + U_g T_a) \\ \frac{2T_1}{U_g A_2 + 2\dot{m} C_{p_{eau}}} \\ \frac{(UA)_{st}}{(\dot{m} C_{p_{eau}})_{st}} T_a \Delta t \\ 0 \\ \frac{-2U_g A_2 T_2}{U_g A_2 + 2\dot{m} C_{p_{eau}}} \end{bmatrix}$$

$$aa = 1 - \frac{U_g A_c F_R}{\dot{m} C_{p_{eau}}}$$

$$bb = \frac{2\dot{m} C_{p_{eau}} - U_g A_2}{2\dot{m} C_{p_{eau}} + U_g A_2} - 1$$

$$cc = -\frac{\dot{m} C_{p_{eau}} \Delta t}{(\dot{m} C_{p_{eau}})_{st}}$$

$$dd = \frac{\varepsilon m C_{p, eau} - (UA)_{it}}{(MC_p)_{it}} \Delta t$$

$$ee = 1 - \varepsilon \quad ff = \varepsilon$$

$$gg = \frac{2 m C_{p, eau} - U_2 A_2}{2 m C_{p, eau} + U_2 A_2}$$

Une modélisation de l'éclairement solaire et de la température ambiante par des méthodes probabilistes, et son introduction dans le programme de simulation du chauffe eau solaire, pour la détermination de l'évolution des différentes températures, entrée-sortie capteur, entrée - sortie échangeur de chaleur et la température de stockage, figure 5.

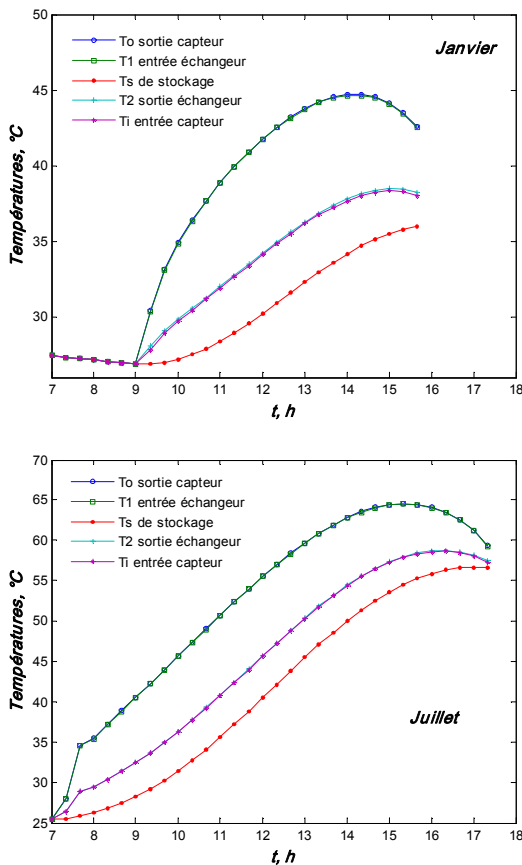


Figure 5 : Variation journalière théorique des différentes températures pour la journée type de chaque mois

Les résultats obtenus sont représentés pour quatre mois de l'année, pris comme références, de chaque saison. Elles croissent le matin en hiver au tour de 9h, où elles atteignent un maximum au tour de 14h. Alors, qu'en été les différentes

températures croissent le matin à partir de 7 à 8 heures pour atteindre un maximum à 14 -15 heures.

## Nomenclature

- $A$  : Matrice de transfert.
- $A_c$  : Surface [ $m^2$ ].
- $B$  : Vecteur excitation.
- $C_p$  : Chaleur massique [ $kJ/kg^\circ C$ ].
- $F'$  : Efficacité de l'absorbeur.
- $F_R$  : Facteur de conductance de l'absorbeur.
- $I_g$  : Éclairement solaire incident [ $W/m^2$ ].
- $L$  : Longueur [ $m$ ].
- $Nu$  : Nombre de Nusselt.
- $Pr$  : Nombre de Prandtl.
- $Re$  : Nombre de Reynolds.
- $T$  : Température [ $^\circ C$ ].
- $U$  : Coefficient de pertes thermiques [ $W/m^2^\circ C$ ].
- $V_{f(i)}$  : Vitesse du fluide [ $m/s$ ].
- $d$  : Diamètre [ $m$ ].
- $f$  : Coefficient de pertes de charges
- $k$  : Conductivité thermique [ $W/m^\circ C$ ].
- $\dot{m}$  : Débit massique [ $kg/s$ ].
- Lettres grecques**
- $\Delta$  : Différence.
- $\eta$  : Rendements
- $\zeta$  : Coefficient de pertes de charges singulières.
- $\epsilon$  : efficacité de l'échangeur.
- Indices :**
- $a$  : ambiance.
- $av, ar$  : avant et arrière.
- $c$  : Capteur.
- $cu$  : Cuve.
- $g$  : globale.
- $el$  : Ailette.
- $f$  : Fluide.
- $is$  : Isolation.
- $lt$  : Latéral.
- $p$  : Perdu.
- $u$  : Utile.
- $v$  : Vitrage
- $i, o$  : entrée, sortie capteur.
- $1, 2$  : entrée,

linéaires.                                    sortie échangeur  
 de chaleur.  
 $g$ : Accélération de  
 la pesanteur [ $m.s^{-2}$ ].             $st$ : stockage.  
 $h$ : Coefficient de  
 transfert [ $W/m^2K$ ].  
 $h_f$ : Perte de charge  
 du circuit [ $mCE$ ].  
 $h_T$ : Gain de pression  
 dû à l'effet  
 thermosiphon [ $mCE$ ].

**Bibliographie :**

- [1] J.A. DUFFIE et W.A. BECKMAN, 2006. *Solar engineering of thermal processes*. Editions Wiley&Sons, USA.
- [2] ISO 9459-5, 2003. *System Performance Characterization by Means of Whole System Tests and Computer Simulation*, PDF.
- [3] M.N. OZISIK, 1985. *Heat transfert. A basic approach*. Edition McGraw-Hill, book, Co,USA.
- [4] N. RAHNI, 1990. *Estimation des performances a long terme d'un chauffe eau solaire à thermosiphon par la methode F-chart*. Mémoire de fin d'Etude d'ingénieur ENITA.
- [5] R. COMOLET, 1969. *Mécanique expérimentale des fluides, Dynamique des fluides réels-turbomachines*. Edition Masson et Cie, Vol. Tome1.