

# Simulation numérique d'un thermosiphon solaire associé à une zone simple

R.CHARGUI<sup>\*,a</sup>, H.SAMMOUDA<sup>a</sup>

Email des auteurs ([chargui\\_r@yahoo.fr](mailto:chargui_r@yahoo.fr); [habib.sammouda@fsm.rnu.tn](mailto:habib.sammouda@fsm.rnu.tn))

**Résumé :** Pour les besoins en eau chaude sanitaire d'une maison simple dans le sud de la Tunisie, un chauffe-eau solaire à thermosiphon associé à une seule maison est modélisé. (Deux capteurs plans de surfaces 6 et 8m<sup>2</sup> sont modélisés). Tous les paramètres de conception nécessaires sont étudiés et les valeurs optimales sont déterminées en utilisant le programme de simulation TRNSYS. La fraction solaire de l'ensemble du système est utilisée en tant que paramètre d'optimisation. La température de l'eau dans le réservoir de stockage, la température du capteur, la température à l'intérieur et à l'extérieur de la maison, la fraction solaire pour différentes surfaces de capteurs solaires et l'énergie totale sont mesurées pour 11h de fonctionnement en Janvier et 2856h en hiver. La fraction solaire moyenne obtenue était de 85% et le système pourrait couvrir tous les besoins en eau chaude d'une maison de six personnes. Les résultats montrent que, en utilisant l'énergie solaire, le système conçu pourrait fournir 40-70% des besoins en eau chaude en hiver. La description mathématique et l'algorithme de calcul ont été mises en œuvre sur les logiciels TRNSYS. Toutes les informations sont disponibles dans le document supplémentaire.

**Mots clés :** Thermosiphon; Zone Simple; radiation Solaire; TRNSYS.

## 1. Introduction

La performance des systèmes de chauffage solaire de l'eau avec des capteurs solaires plans est largement étudiée théoriquement et expérimentalement au cours des dernières décennies. Hottel et Woertz (1942) [1] ont établi les relations fondamentales quantitatives entre les paramètres des systèmes de chauffage solaire, ils ont abouties à établir la performance de ses modèles. Les modèles mathématiques pour une variété de capteurs solaires ont été obtenues par Bliss (1959) [2]. Par ailleurs, Liu et Jordan (1963), Whillier et Saluja (1965) et Gupta et Garge (1968) [3-5] ont étudié une procédure simple pour prédire la performance à long terme d'un capteur solaire. L'effet de plusieurs détails de conception sur les performances du système à été établie. La surface du capteur et la distance entre les tubes sont fixées par Yeh et al. (2003) [6].

Un certain nombre de travaux ont été réalisé par plusieurs chercheurs dans la conception "modélisation d'un « thermosiphon à capteur plan » utilisé pour le chauffe eau-solaire". Ces études menées sur la base du rayonnement solaire peuvent être classés en trois groupes: (i) capteur plan pour le chauffage de l'eau (San Martin et Fjeld, 1975; Siebers et Viskanta, 1977; Hahne, 1985 [7-9]), (ii) thermosiphon utilisant l'énergie solaire pour produire de l'eau chaude (Morrison et Braun, 1985; Hobson et Norton, 1989; Shialabi et Charia, 1997 [10-12]), (iii) Analyse des performances d'un système solaire assistée par-thermosiphon pour une zone de forme parallélépipède, (ou couplage des capteurs solaires, réservoir de stockage et une zone à conditionné) (Soteris Christos, 2000; Alireza Kamran, 2009 [13,14]).

L'objectif de ce travail est de modéliser un système de thermosiphon associé à une zone simple avec TRNSYS. Le modèle est validé par un certain nombre d'études expérimentales et numériques réalisé par de nombreux chercheurs. Par la suite, la performance du système à long terme (quatre mois d'hiver) est présenté en utilisant le modèle de simulation TRNSYS.

## 2. Matériels et méthodes

### 2.1. Description du système étudié

Le modèle est étudiée (Fig. 1) pour différentes zones collectrices qui sont 8 et 6m<sup>2</sup>; pour estimer les fractions solaires annuels et ceci pour déterminer le rayonnement solaire incident, le débit de l'eau, la variation de la température du réservoir et du capteur, l'énergie reçue par le capteur solaire pour 6 et 8 m<sup>2</sup> de surface, l'énergie délivré par le capteur et l'énergie fournie par le réservoir. Les paramètres d'entrées utilisés par TRNSYS sont enregistrés dans les Tableaux 1,2.

Table 1. Paramètres d'entrée du thermosiphon sur TRNSYS

Nom	Dimension	Unité	Type	Rang	Défaut
Rayonnement incident totale	Flux	$\text{kJ h}^{-1}\text{m}^{-2}$	réel	[0.0;+Inf]	0.0
Rayonnement horizontale totale	Flux	$\text{kJ h}^{-1}\text{m}^{-2}$	réel	[0.0;+Inf]	0.0
rayonnement Horizontale diffusé	Flux	$\text{kJ h}^{-1}\text{m}^{-2}$	réel	[0.0;+Inf]	0.0
Direction de l'angle d'incidence	(Angle)	degré	réel	[-360;+360]	45.0
réflexion au sol	Sans dimension	-	réel	[0.0;1.0]	0.2
Température ambiante	Température	°C	réel	[-Inf;+Inf]	10.0
Température de remplacement	Température	°C	réel	[-Inf;+Inf]	20.0
Température extérieure	Température	°C	réel	[-Inf;+Inf]	22.0
Signal de control	Sans dimension	-	réel	[0.0;1.0]	0.0

Table 2. Paramètres d'entrée de la zone à conditionnée sur TRNSYS

Nom	Dimension	Unité	Type	Rang	Défaut
Température ambiante	Température	°C	réel	[-Inf;+Inf]	10.0
Humidité ambiante	Sans dimension	-	réel	[0.00;0.5]	0.005
Température suivie au flux de ventilation	Température	°C		[-Inf;+Inf]	25.0
Flux de ventilation	Débit	$\text{kg h}^{-1}$	réel	[0.0;+Inf]	50
Flux d'humidité	Sans dimension	$\text{kg h}^{-1}$	réel	[0.000;0.5]	0.005
Taux de gain d'humidité	Débit	$\text{kg h}^{-1}$	réel	[-Inf;+Inf]	10.0
Nombre de personnes dans la zone	Sans dimension	-	entier	[0.0;+Inf]	12
Le niveau d'activité des personnes	Sans dimension	-	réel	[1;11]	4
gains radiatifs	Puissance	$\text{kJ h}^{-1}$	réel	[-Inf;+Inf]	0.0
Autres gains internes	Puissance	$\text{kJ h}^{-1}$	réel	[-Inf;+Inf]	0.0
La vitesse du vent	Vitesse	$\text{m s}^{-1}$	réel	[0.0;+Inf]	2.0

## 2.2. Description mathématique du système thermosiphon

Le poids net de liquide dans le capteur est obtenu en divisant le capteur par  $N_X$  nœuds de taille égale (spécifié par l'utilisateur). La performance thermique est modélisée selon l'équation Hottel-Whillier (Morrison et Ranatunga, 1980). La température au point milieu d'un nœud de collecteur,  $k$  est égal à:

$$T_{ck} = T_a + \frac{I_T F_R (\tau\alpha)}{F_R U_L} + \left( T_{ci} - T_a - \frac{I_T F_R (\tau\alpha)}{F_R U_L} \right) \cdot \exp \left[ \frac{F'U_L}{GC_p} \frac{K - \frac{1}{2}}{N_x} \right] \quad (1)$$

Le paramètre  $F'U_L$  collecteur est calculée à partir de la valeur de  $F_R U_L$  et les conditions d'essai:

$$F'U_L = -G_{test} C_p \ln \left( 1 - \frac{F_R U_L}{G_{test} C_p} \right) \quad (2)$$

Cette procédure néglige variations de  $F$  et  $U_L$  en raison de l'évolution du coefficient de transfert de chaleur fluide. Le paramètre  $F_R (\tau\alpha)$  est déterminé à partir de l'efficacité d'interception à la normale incidence  $FR (\tau\alpha)_n$ , en utilisant un angle d'incidence,  $(\tau\alpha)/(\tau\alpha)_n$ . En général:

$$\frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_n} = \frac{I_{bT} \frac{(\tau\alpha)_b}{(\tau\alpha)_n} + I_d \frac{1 + \cos \beta}{2} \frac{(\tau\alpha)_s}{(\tau\alpha)_n} + I_g \frac{1 - \cos \beta}{2} \frac{(\tau\alpha)_g}{(\tau\alpha)_n}}{I_T} \quad (3)$$

L'angle d'incidence du rayonnement du faisceau est donnée en termes d'angle d'incidence et une constante spécifiée par l'utilisateur,  $b_0$  (Morrison and Ranatunga, 1980) as:

$$\frac{(\tau\alpha)_b}{(\tau\alpha)_n} = 1 - b_0 \left( \frac{1}{\cos \theta} - 1 \right) \quad (4)$$

Pour le ciel et le rayonnement diffus du sol, les modificateurs de l'angle d'incidence sont également déterminés en utilisant la relation ci-dessus, mais à des angles d'incidence efficaces tels que définis par Brandemuehl et Beckman (1980).

L'énergie totale utile est donnée par la relation suivante:

$$Q_u = r A_c (F_R (\tau\alpha) I_T F_R U_L (T_{ci} - T_a)) \quad (5)$$

Où:

$$r = \frac{F_R (use)}{F_R (test)} = \frac{G \left( 1 - \exp \left( -\frac{F' U_L}{G C_p} \right) \right)}{G_{test} \left( 1 - \exp \left( -\frac{F' U_L}{G_{test} C_p} \right) \right)} \quad (6)$$

$$T_{co} = \frac{Q_u}{\dot{m} C_p} + T_{ci} \quad (7)$$

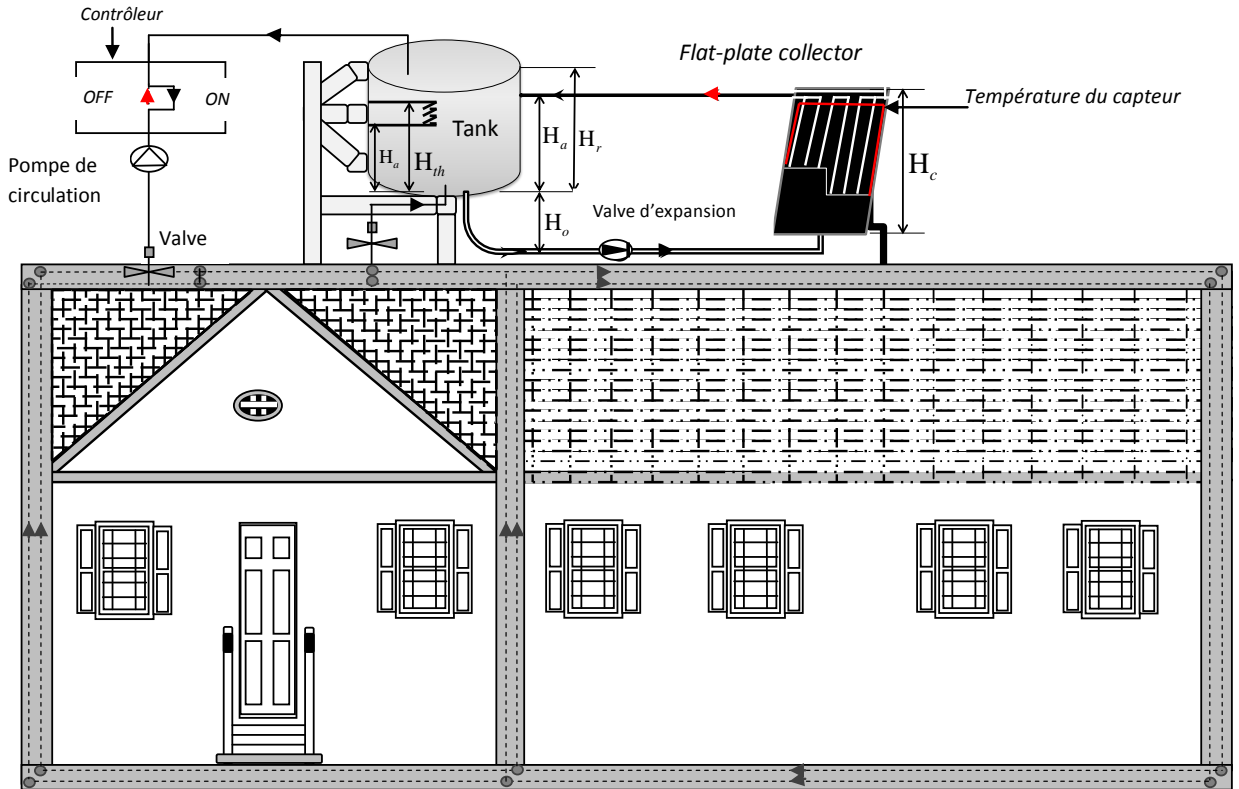


Figure 1. Schéma du modèle de système de circulation

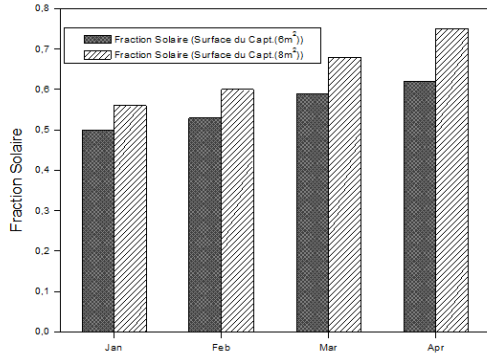


Figure 2. Valeurs moyennes de la fraction solaire mensuelle pour des surfaces de capteur différentes

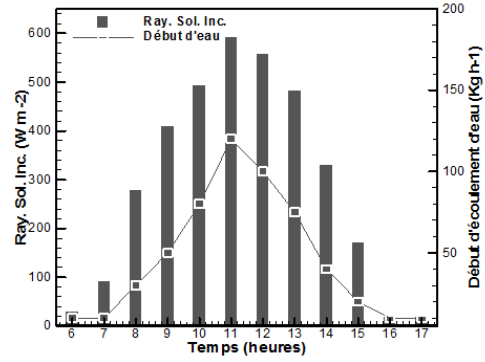


Figure 3. Evolution temporelle du débit d'eau et du rayonnement incident pendant 11h de fonctionnement en Janvier

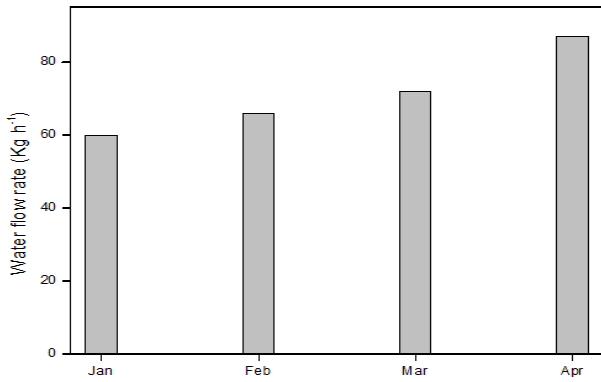


Figure 4. Valeurs moyennes de débit d'eau mensuelle

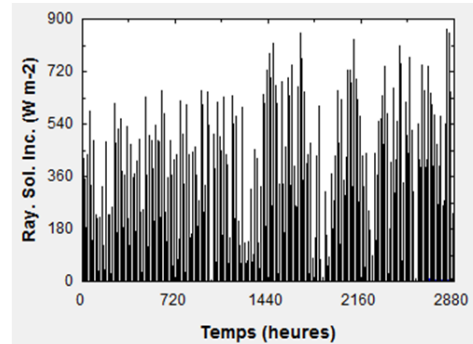


Figure 5. Variations du rayonnement solaire incident pendant 2880h de fonctionnement en hiver

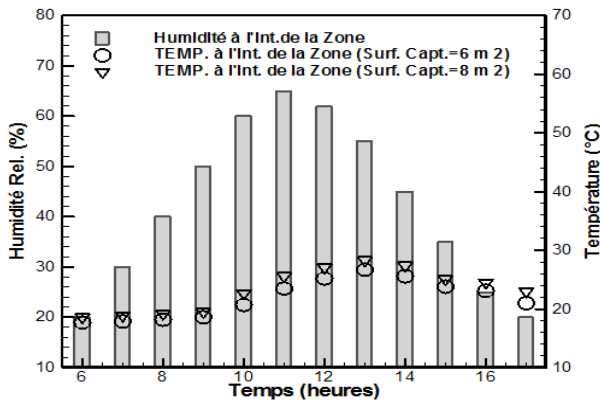


Figure 6. Evolution temporelle de la température et de l'humidité à l'intérieur de la zone pendant 11h de fonctionnement en Janvier

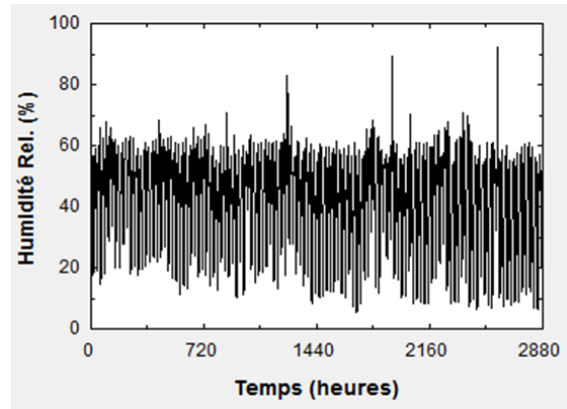


Figure 7. Evolution temporelle de l'humidité relative à l'intérieur de la zone pendant quatre mois de fonctionnement en hiver

### 3. Résultats et discussion

Les figures 2-3-4 et 5 montrent les valeurs moyennes de la fraction solaire, l'évolution temporelle du débit d'eau et du rayonnement solaire incident, les valeurs moyennes du débit d'eau mensuelle et du rayonnement solaire incident pour 2880 h de fonctionnement en hiver.

Fig. 6 et Fig. 7 montrent la variation de la température et l'humidité à l'intérieur dans la maison pour des surfaces de capteurs différentes et pour 2880 h de fonctionnement en hiver. Tous les résultats présentent une augmentation progressive entre Janvier et Avril, Cela est dû à l'augmentation du rayonnement solaire incident durant cette période.

La température à l'intérieur de la maison est engendrée entre 17 et 28°C. La valeur de la température 17,1°C correspond à une valeur de l'humidité relative de l'air à l'intérieur de la maison de 35,2% et la valeur 28°C correspond à une valeur de l'humidité de 50%.

Les résultats obtenus par ce modèle peuvent être validés par plusieurs études (par exemple, Beckman et al, 1977; Baughn et Young, 1984; Klein et al, 1976; Soteris et al, 2000; Alireza et al., 2009; Tiwari, 1991; Charia et Shalabi, 1997, Ghosal et Tiwari (2004) et Yumrutas et Unsal (2012) [12-19]). La valeur préférée de 1m<sup>3</sup> en volume et 1m de hauteur du réservoir a été comparée avec les études de Charia et Shalabi (1997) [12] qui a suggéré le même volume et la même hauteur du réservoir de 1m<sup>3</sup> et 1m pour les systèmes de thermosiphon. Le capteur utilisé dans cette simulation est similaire à celui utilisé dans les travaux d'Alireza et al. (2009) [14] qui est également basé sur les travaux de Beckman et al. (1977); Baughn et Young, 1984 et Klein et al. (1976) [15-17]. La valeur moyenne du rapport du volume du réservoir d'eau chaude sur la surface du capteur est égale à 125 l m<sup>-2</sup> pour le capteur de 8m<sup>2</sup> de surface (respectivement 160 l m<sup>-2</sup> pour le capteur de 6m<sup>2</sup> de surface), qui est la valeur de base obtenue par (Klein et al., 1976 [17]).

La valeur moyenne de rapport de débit d'eau sur la surface du capteur est égal à 20 kg h<sup>-1</sup> m<sup>-2</sup> (comme valeur maximale), ce qui est en bon accord avec Beckman et al., 1977 et Baughn et Young, 1984 [15,16]. Les valeurs de *f* mensuel (entre 0.5 et 0.58) obtenues pendant le mois de Janvier sont autour de 40% ils sont plus grande que la fraction annuelle. Les valeurs maximales (entre 6.2 et 7.7) se produisent en Avril, ils sont inférieure à la fraction annuelle de 10 à 18% (Fig. 2). Un bon accord a été trouvé entre cette étude numérique et les résultats expérimentaux de Beckman et al., 1977, Baughn et Young, 1984 et Klein et al., 1976 [15-17]. Les résultats indiquent que l'augmentation du débit d'eau est proportionnelle à l'augmentation de l'énergie solaire absorbée par le capteur qui à leurs tours améliorent la valeur de *f*. Les résultats indiquent également que la variation de débit n'a pas d'effet significatif sur la fraction solaire globale. Les valeurs la plus élevée et la plus faible du débit d'eau enregistrée pendant 11h de fonctionnement en Janvier sont autour de 60 et 120 kg h<sup>-1</sup> (entre 10 et 14 h) et 20 à 60 kg h<sup>-1</sup> (entre 8 et 10 h) et (14 - 16 h) (Fig. 3). Les valeurs moyennes mensuelles sont d'environ 60 kg h<sup>-1</sup> en Janvier et 87 kg h<sup>-1</sup> en Avril (Fig. 4). Les valeurs obtenues sont en bon accord avec les résultats précédents pour les systèmes TSWH 'Thermosiphon Solar Water Heater', par exemple 30 à 140 kg h<sup>-1</sup> (Beckman et al, 1977; Soteris et al, 2000 [13,15]) et 20 à 130 kg h<sup>-1</sup> (Baughn et Young, 1984 [16]).

Fig. 5, Fig. 6 et Fig. 7 présentent un bon accord entre la présente étude et les résultats expérimentaux et numériques développés par Soteris et al. (2000). La température moyenne dans le réservoir (surface de capteur égale 8 m<sup>2</sup>) est d'environ 60 à 70°C (respectivement 55 à 68°C pour un capteur de surface 6m<sup>2</sup>). Dans le capteur de 8m<sup>2</sup> de surface, la température moyenne est de 88°C (respectivement 79°C pour un capteur de surface 6m<sup>2</sup>), ceci est en bon accord avec les résultats fournis par Soteris et al. (2000) et Alireza et al. (2009) [14] qui ont trouvée des valeurs entre 79°C et 88°C pour les deux types de capteurs. Les incertitudes annoncées sont comprises entre 1,5 et 2,9%. La température est également comparée avec les études expérimentales qui traite le système de thermosiphon en mode chauffage, et qui mettent en évidence les erreurs systématiques causées par les échangeurs de chaleur et les pompes de circulation.

En comparons avec le travail de Soteris et al. (2000) [12], les résultats suggèrent que le volume du réservoir et les surfaces des capteurs sont souhaitables. La valeur préférée de 1m<sup>3</sup> et 1m pour le volume et la hauteur du réservoir et 6 et 8m<sup>2</sup> pour les surface des capteurs est comparable à celui des études antérieures telles que Charia et Shalabi (1997) [12] qui suggère 1m<sup>3</sup> comme volume et 1m comme hauteur du réservoir pour le système de thermosiphon. Les résultats sont dans le bon accord avec les résultats théoriques et expérimentaux développés par Soteris et al. (2000); Alireza et al. (2009) et Charia et Shalabi (1997) [12-14], en tenant compte des variations de la température ambiante et le rayonnement solaire dans chaque simulation et dans chaque travail expérimental. En fait, l'incertitude relative trouvée est comprise entre 1 et 4,5%. Les résultats donnent des valeurs performantes qui répondent aux besoins énergétiques demandés par l'utilisateur et qui peuvent être utile dans le chauffage des maisons simples ou des serres agricoles en Tunisie.

#### 4. conclusion

Dans cette partie de la simulation, un nouveau modèle TRNSYS pour le chauffe-eau solaire avec un couplage d'un thermosiphon et une seule zone a été développé. Un modèle de référence a été construit dans TRNSYS afin d'analyser les performances du chauffe-eau solaire à thermosiphon. le système est associé à une maison individuelle en mode de chauffage a été étudié. Quelques nouvelles fonctionnalités ont été ajoutées aux types de modèle standard TRNSYS 45 et type 19.

La fraction mensuelle annuelle solaire a été considérée comme le paramètre d'optimisation. Le système d'analyse porte sur l'influence de la température ambiante et la fraction solaire sur le fonctionnement du système de chauffage pour 11 h de fonctionnement en Janvier et quatre mois d'hiver.

A partir des résultats de la simulation, on conclut que:

Un capteur (de surface 6m<sup>2</sup> et 8m<sup>2</sup>), avec des valeurs de  $F_R (\tau\alpha)_n$  et  $F_T U_1$  supérieures est appropriée pour cette application.

Les résultats mettent en évidence le gain en particulier de la température et de l'énergie dans le système du couplage. Ses résultats seront utiles pour le chauffage des serres agricoles en Tunisie. En général, les simulations du système de thermosiphon couplé avec une zone simple et en particulier les simulations avec le programme TRNSYS peuvent être exploitées réellement dans une entreprise de fabrication des systèmes utilisant l'énergie solaires.

## Références

- [1] Hottel, HC, Woertz, BB. Performance of flat plate solar heat collectors. Transactions of ASME 1942;64:91–104.
- [2] Bliss, RW. The derivations of several 'plate-efficiency factors' useful in the design of flat plate solar heat collectors. Solar Energy 1959;3:55–64.
- [3] Liu, BYH, Jordan, R. The long-term average performance of flat plate solar-energy collector. Solar Energy 1963;7(2):53–74.
- [4] Whillier, A, Saluja, G. Effect of materials and construction details on the thermal performance of solar water heaters. Solar Energy 1965;9(1):21–26.
- [5] Gupta, GL, Garge, HP. System design in solar water heaters with natural circulation. Solar Energy 1968;12: 163–182.
- [6] Yeh, HM., Ho, CD, Yeh, CW. Effect of aspect ratio on the collector efficiency of sheet-and-tube solar water heaters with the consideration of hydraulic dissipated energy. Renewable Energy 2003;28:1575–1586.
- [7] San Martin, RL, Fjeld, GJ. Experimental performance of three solar collectors. Solar Energy 1975; 17 (6):345–349.
- [8] Siebers, DL, Viskanta, R.. Comparison of predicted performance of constant outlet temperature and constant mass flow rate collectors. Solar Energy 1977; 19 (4): 411–413.
- [9] Hahne, E. Parameter effects on design and performance of flat plate solar collector. Solar Energy 1985; 34 (6): 497–504.
- [10] Morrison GL, Braun JE. System modelling and operation characteristics of thermosiphon solar water heaters. Solar Energy 1985;34:389-405.
- [11] Hobson PA, Norton B. A design nomogram for direct thermosiphon solar energy water heaters. Solar Energy 1989;43:89-95.
- [12] Shariah AM, Shialabi B. Optimal design for a thermosiphon solar water heater. Renewable Energy 1997;11:351-61.
- [13] Soteris AK, Christos P. Modelling of a thermosiphon solar water heating system and simple model validation. Renewable Energy 2000;21:471-493.
- [14] Alireza H, Kamran S. Optimal design of a forced circulation solar water heating system for a residential unit in cold climate using TRNSYS. Solar Energy 2009; 83:700–714.
- [15] Beckman, W.A., Klein, S.A., Duffie, J.A., 1977. Solar Heating Design by the F-Chart Method. John Wiley, New York.
- [16] Baughn, J.W., Young, M.F., 1984. The calculated performance of a solar hot water system for a range of collector flow rates. Solar Energy 32 (2), 303–305.
- [17] Klein, SA, et al. TRNSYS Version. 17. Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison 2004; Website: <<http://sel.me.wisc.edu/trnsys>>.
- [18] Tiwari, GN., 1991. Design of a Non-airconditioned Passive Solar House for the Cold Climate of Srinagar. Building and Environment 96 ( 4), 371-380.
- [19] Ghosal, M.K., Tiwari, G.N., 2004. Mathematical modeling for greenhouse heating by using thermal curtain and geothermal energy. Solar energy 76, 603-613.