



# Capteur solaire hybride photovoltaïque thermique en système thermosiphon

Baissi Mohamed Tahar <sup>1,2</sup>, Touafek Khaled <sup>1</sup>, Tabet Ismail <sup>1</sup>, Khelifa Abdelkrim <sup>1</sup>

<sup>1</sup> Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables, URAER, Centre de  
Développement des Energies Renouvelables, CDER, 47133, Ghardaïa, Algeria

<sup>2</sup> Université Mohamed Khider, B.P. 145, Biskra, 07000 Algeria

[Baissimohamed@yahoo.fr](mailto:Baissimohamed@yahoo.fr)

**Résumé** – L'objet de ce travail est le dimensionnement d'un système hybride solaire. Un système hybride photovoltaïque thermique (PVT) combine deux systèmes solaires différents (thermique et photovoltaïque) en une seule unité. Les produits finaux d'un tel système sont à la fois l'énergie thermique et électrique. Ce travail est consacré pour étudier le dimensionnement d'un système solaire chauffe d'eau à thermosiphon combiné avec des cellules photovoltaïques.

**Keywords:** dimensionnement, système hybride solaire, thermosiphon, photovoltaïque, thermique.

## I. INTRODUCTION

L'énergie solaire est utilisée principalement sous deux formes, selon que l'énergie thermique et l'énergie électrique. Un des systèmes thermiques les plus couramment utilisés est le chauffe-eau solaire. Les cellules photovoltaïques sont utilisées pour la conversion de l'énergie solaire en énergie électrique. Les systèmes thermiques et photovoltaïques lorsqu'ils sont utilisés à un endroit sont installés normalement comme des unités séparées. L'efficacité d'un chauffe-eau à thermosiphon est d'environ 40% ou plus, alors que dans une installation photovoltaïque, seulement 8 à 10% de l'énergie solaire est utilisée, le reste, environ 90%, est perdu. Une nouvelle approche appelle à la conception de systèmes solaires plus efficaces de production d'énergie thermique et électrique.

En concentrant les systèmes photovoltaïques où le taux de concentration est élevé, c'est une pratique courante pour refroidir les panneaux à l'aide de moyens passifs ou actifs en faisant circuler de l'eau ou l'air. Ces systèmes sont normalement installés à des endroits où l'eau chaude ou d'air chaud ne peuvent pas être utilisés fructueusement. Le besoin est un système qui pourrait être utilisé dans les maisons ou dans les petits centres commerciaux. Un tel système est un combiné photovoltaïque-thermique (PVT) à capteur plan. Les deux types d'énergie, ainsi que thermique électrique, sont produites simultanément à partir d'une unité de collecteur unique.

Au cours des années précédentes, une grande quantité de travaux de recherches sur les capteurs PVT ont été menés. Provenant de plusieurs développements indépendants qui ont tous eu comme conséquence l'idée d'intégrer le photovoltaïque et le flux de chaleur produit dans un seul capteur.

À Chypre, une étude numérique a été effectuée sur des capteurs hybrides PVT inclus dans un système à thermosiphon PVT [1]. Chow [2]-[3] ont établi un modèle dynamique pour un capteur PVT, qui a été utilisé pour calculer les performances d'un système à thermosiphon.

Les efforts de recherches ont été accentués sur les applications autonomes des capteurs PVT dans des systèmes à thermosiphon, qui ont été en grande partie effectués au centre des études d'énergies de l'Institut de la technologie indien à New Delhi et à l'université de Delhi [4]-[7].

Le premier prototype en Algérie du capteur hybride PVT a été étudié et réalisé à l'unité de recherche appliquée en énergies renouvelables à Ghardaïa par Touafek et al. [8]-[10]. Il s'agit de capteurs PVT de type eau avec un absorbeur en serpentin en cuivre.

Wei He et al. [11] ont introduit un système de PV T / thermosiphon collecteur avec des cellules de silicium polycristallin placés sur la partie supérieure d'un absorbeur-boîte plate en alliage d'aluminium (avec 50% de couverture); les tests de performance en plein air sur le prototype ont montré que tous les jours un rendement thermique d'environ 40% et une économie d'énergie primaire de 52% sont réalisables.

Le logiciel de simulation TRNSYS a été utilisé par Kalogirou pour modéliser les capteurs hybrides PVT [12] puis dans la simulation d'un système à thermosiphon [13]. Tripanagnostopoulos et Kalogirou ont étudié plusieurs configurations des capteurs hybrides à eau.

L'objet de notre travail consiste à dimensionner l'installation en premier lieu, la réalisation en second et enfin effectuer quelques tests afin d'étudier les performances thermiques et électrique de l'installation.



## II. CONCEPT DE CAPTEUR HYBRIDE PHOTOVOLTAÏQUE-THERMIQUE

Le concept de capteur hybride photovoltaïque-thermique consiste à superposer les deux fonctions énergétiques électrique et thermique. Dans ce type de composant hybride, les cellules PV fonctionnent comme absorbeur thermique et sont refroidies grâce à la circulation d'un fluide caloporteur en face arrière. La figure 1 présente une description d'un capteur PV-T plan vitré utilisant de l'eau comme fluide caloporteur. Le système se compose de trois modules PV, chaque module est de surface de 1.28 m<sup>2</sup> incliné à 32.8° à l'horizontale, un réservoir de stockage vertical isolé thermiquement de 80 l de capacité, un serpentin immergé dans le réservoir et un appoint d'énergie effectué par une résistance supplémentaire alimentée en énergie électrique. Ce dernier fournit la chaleur quand la température du réservoir n'est pas assez élevée pour chauffer l'eau sanitaire à la température de sortie désirée à T<sub>c</sub> = 45°C.

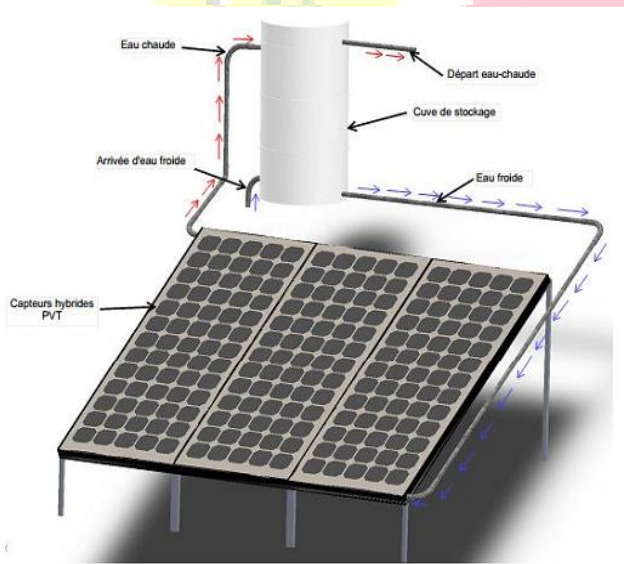


Fig1. Conception de collecteur hybride PV/T

## III. DIMENSIONNEMENT DU SYSTEME

### A. DETERMINER LA SURFACE DU CAPTEUR

Le besoin en eau chaude est de 40 litres par personne à 30 °C (sans appoint d'énergie) et la température de l'eau froide est de 20 °C, l'eau chaude consommée est de :

$V_{ECS} = V_{besoin} \times N_P = 40 \times 2 = 80$  litres à 30 °C ce qui nous donne un volume de 27 litres par personne et par jour à 35 °C.  
T<sub>es</sub>=30°C, T<sub>st</sub>=35 °C, T<sub>ef</sub>=20°C.

$$V = V_{besoin} \times \left( \frac{(T_{es} - T_{ef})}{(T_{st} - T_{ef})} \right) \quad (1)$$

$$V = 40 \times ((30 - 20) / (35 - 20)) = 27 \text{ litres.}$$

Avec un besoin de 80 litres/jour, ceci représente une énergie de :

$$E = V_{besoin} \times 1.163 \times (T_{st} - T_{es}) \quad (2)$$

$$E = 80 \times 1,163 \times (35 - 20) = 1395 \text{ Wh, soit } 1.395 \text{ kWh.}$$

– Calcul le rendement de capteur :

Le rendement capteur est très difficile à définir sans mesures directes sur site car fonction de plusieurs paramètres mais pour simplifier, il est possible d'utiliser la formule suivante :

$$\eta = \eta_0 - U_1 \times \frac{(T_{mf} - T_e)}{G^*} - U_2 \times \frac{(T_{mf} - T_e)^2}{G^*} \quad (3)$$

Nous avons prendre les données suivantes :

Le rendement  $\eta_0$  (ou efficacité) optique du capteur, avec environ 0,826 pour un capteur plan et 0,837 pour un capteur à tubes sous vide d'air.

Le rayonnement solaire global G\* en Wh/m<sup>2</sup> il est possible de prendre une valeur moyenne par défaut d'environ 800 W/m<sup>2</sup>.

Les coefficients U<sub>1</sub> et U<sub>2</sub> de déperditions thermiques par conduction et par convection, en W/m<sup>2</sup>.K avec des valeurs par défaut indiquées dans le tableau ci-dessous :

Tableau 1. Coefficients de déperditions thermiques.

Type de capteur	U <sub>1</sub>	U <sub>2</sub>
Capteur plan	3,7	0,011
Capteur à tube sous vide	1,8	0,008

On trouve :

$$\eta = 0,826 - 3,7 \times (35 - 20) / 800 - 0,011 \times (35 - 20)^2 / 800 = 0,67 \text{ soit } 67\%$$

– Les besoins journaliers en énergie :

Avec un rendement d'installation d'environ 67% (33% de pertes thermiques), les besoins journaliers en énergie s'élèvent à :

$$B_{Energie} = \frac{E_{nergie}}{\eta} \quad (4)$$



$B_{Energie} = 1,395 / 0,67 = 2,08$  kWh/jour, soit en moyenne  
 $2,08 \times 30 = 62.46$  kWh/mois.

– Energie de capteur :

Les capteurs ont une orientation et inclinaison différente,  
on appliquera les coefficients correspondants pour calculer  
l'énergie de capteur en peut utiliser la formule suivante :

$$E_{capteur} = E_{Disponible} \times C_0 \times C_i \times \eta \quad (5)$$

Pour la région de Ghardaïa, la production journalière est  
 $1050 \text{Wh} / 1.28 \text{m}^2 = 820,3 \text{Wh/m}^2 = 0.8203 \text{KWh/m}^2$ .

Le capteur peut produire :  $(0.82 \text{ Wh}) \times (30 \text{ jours}) = 24,6$   
 $\text{KWh/m}^2$ .

$$E_{Capteur} = 24,6 \times 1 \times 0,93 \times 0,67 = 15,32 \text{ kWh/m}^2$$

– La surface de capteur nette nécessaire :

$$S_{capteur} = \frac{B_{Energie}}{E_{capteur}} \quad (6)$$

$$S_{Capteur} = 62.46 / 15.32 = 4,07 \text{ m}^2$$

#### B. Conception d'échangeur de chaleur hélicoïdal

Nous effectuerons nos calculs sur la base d'une production  
journalière de 80 litres d'eau chaude à 45°C en utilisant le  
système thermosiphon puis l'énergie d'appoint. Pour le  
système thermosiphon, si l'on suppose que l'eau à réchauffer  
est au départ à 20°C, cela nécessitera un apport calorifique de:  
 $80 (30^\circ - 20^\circ) = 800$  kilocalories par jour, ce qui équivaut à  
environ 0.93 kilowatts Heure par jour. On admettra pour  
simplifier que ce besoin est constant tout au long de l'année.

L'analyse de l'échangeur de chaleur hélicoïdal figure 2 est  
réalisée par la procédure suivante:

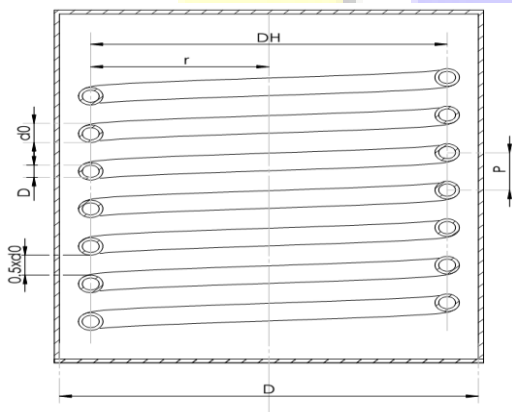


Fig2. The caption must describe the figure content.

#### 1) Procédure de dimensionnement

La procédure simple pour la conception d'un échangeur de  
chaleur hélicoïdal. Déterminer les coefficients de transfert de  
chaleur. Pour calculer les coefficients de transfert de chaleur  
dans le serpentin et cuve, les paramètres suivants doivent être  
connus:

– Longueur du serpentin nécessaire :

$$L = N \sqrt{(2\pi r)^2 + P^2} \quad (7)$$

Le pas entre les tubes de serpentin

$$P = 1.5 d_0 \quad (8)$$

On obtient  $P = 1.5(0.012) = 0.018 \text{ m}$ .

Alors

$$L = N \sqrt{(2 \times 3.14 \times 0.139)^2 + 0.018^2}$$

Sur la substitution  $L = N(0.8731 \text{ m})$

– Volume disponible pour l'écoulement de fluide dans  
l'espace de la cuve :

$$V_f = \left(\frac{\pi}{4}\right) C^2 p N - \left(\frac{\pi}{4}\right) d_0^2 L \quad (9)$$

Ici  $C = 0.35 \text{ m}$ ,  $d_0 = 12 \times 10^{-3} \text{ m} = 0.012 \text{ m}$

Sur les substituant  $V_f = N(1.632 \times 10^{-3} \text{ m}^3)$

– Le diamètre équivalent du côté cuve du tube en  
serpentin :

$$D_{eq} = \frac{4V_f}{\pi d_0^2 L} \quad (10)$$

On obtient  $Deq = 0.198 \text{ m}$

– La vitesse massique du fluide coté cuve :

On propose  $M_{fc} = 0.007 \text{ kg/s}$  débit massique d'eau de la cuve.

$$G_s = \frac{M_f}{\left(\frac{\pi}{4}\right) C^2} \quad (11)$$



**Le 4<sup>ème</sup> Séminaire International sur les Energies Nouvelles et  
Renouvelables**  
**The 4<sup>th</sup> International Seminar on New and Renewable  
Energies**

Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables,  
Ghardaïa - Algérie 24 - 25 Octobre 2016



On obtient  $G_s = 0,727 \text{ kg/m}^2\text{s}$

Tableau 2. Les paramètres d'exploitation de l'échangeur de chaleur hélicoïdal

paramètre	Eau froide (cuve)	Eau chaude (tube serpentín)
Débit massique $M_f$	0.007	0.07
Température initiale ( $^{\circ}\text{C}$ )	20	45
Température de sortie ( $^{\circ}\text{C}$ )	30	35
$C_p \text{ J/Kg } ^{\circ}\text{C}$	4182	4178
Nombre prandtl (PR)	7,02	4,34
La conductivité thermique (K) ( $\text{W/m } ^{\circ}\text{C}$ )	0,597	0,628
Viscosité ( $\text{N}\cdot\text{s/m}^2$ )	$10,10 \times 10^{-4}$	$6,55 \times 10^{-4}$
Densité ( $\text{kg/m}^3$ )	1001	995

$$u = \frac{q}{A_f} \quad (14)$$

La surface de la section de tube :

$$A_f = \frac{\pi D^2}{4} \quad (15)$$

$$A_f = \frac{\pi \times 0.01^2}{4} = 7.85 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

Le débit volumique:

$$q = \frac{M}{\rho} \quad (16)$$

$$q = \frac{0.025}{995} = 7.035 \times 10^{-6} \text{ m}^3 / \text{s}$$

Donc :

$$u = \frac{q}{A_f} = \frac{7.035 \times 10^{-6}}{7.85 \times 10^{-5}} = 0.0896 \text{ m/s}$$

- Nombre de Reynolds (coté cuve) :

$$N_{Re} = D_{eq} \times \frac{G_s}{\mu_{fw}} \quad (12)$$

- Nombre de Reynolds côté du tube est :

$$N_{Re} = \rho_{cw} \times u \times D / \mu_{cw} \quad (17)$$

Ici  $\mu_{fw} = 10.10 \times 10^{-4} \text{ N}\cdot\text{s/m}^2$

On obtient  $N_{Re} = 142.703$

$$N_{Re} = \frac{995 \times 0.331 \times 10 \times 10^{-3}}{6.55 \times 10^{-4}} = 5028.16$$

- Coefficient de transfert de chaleur extérieur du serpentín :

Pour nombres de Reynolds,  $N_{Re}$  dans la gamme de 50 - 10,000.

$$\frac{h_0 D_e}{k} = 0.6 N_{Re}^{0.5} N_{Pr}^{0.31} \quad (13)$$

- Coefficient de transfert de chaleur à l'intérieur du serpentín  $h_{i0}$  :

Calculer d'abord le facteur de Colburn  $j_H$  De graphique  $j_H=19$ .

$$h_i = j_H (k/D) (N_{Pr})^{1/3} \quad (18)$$

Ici  $K = 0,597 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$

$N_{Pr} = 7,02$

$\mu_{fw} = 10,1 \times 10^{-4} \text{ N}\cdot\text{s/m}^2$

On obtient

$$h_i = 19 \times (0.628 / 0.01) (4.34)^{1/3} = 1946.3 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$$

$$h_0 = \frac{0.597 \times 0.6 \times (127.34)^{0.5} \times (7.02)^{0.31}}{0.198} = 39.54 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$$

Coefficient de transfert de chaleur sur la base du diamètre extérieur du serpentín :

$$h_{i0} = h_i \times D / d_0 \quad (19)$$

- La vitesse de fluide le tube serpentín :

Donc

$$h_{i0} = 1946.3 \times 10 / 12 = 16219 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C}$$

Vitesse du fluide :

- Coefficient global de transfert de chaleur :



D'abord calculer l'épaisseur de paroi du tube X

$$X = \frac{(d_o - D)}{2} \quad (20)$$

$$X = \frac{(12-10)}{2} + 1mm = 0.001m$$

$$1/U = 1/h_o + 1/h_{oi} + x/k + R_f + R_a \quad (21)$$

Ici  $R_a = R_t = 0.0001754$

On obtient  $U = 38.08W/m^2 \cdot C$

– Différence de température moyenne logarithmique (contre-courant) :

$$\Delta T_{lm} = \frac{[(T_{e-tub} - T_{e-cuve}) - (T_{s-tub} - T_{s-cuve})]}{\ln((T_{e-tub} - T_{e-cuve}) / (T_{s-tub} - T_{s-cuve}))} \quad (22)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{[(45 - 20) - (35 - 30)]}{\ln((45 - 20) / (35 - 30))}$$

Maintenant corrigé  $\Delta T_{lm}$

$$\Delta T_{lm-corrigé} = \text{facteur de correction} \times \Delta T_{lm} \quad (23)$$

$$\Delta T_{lm-corrigé} = 0.99 \times 12.42 = 12.3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

– Charge thermique Q :

$$Q = M_{cw} \times c_p \times \Delta T \quad (24)$$

$$Q = 0.025 \times 4178 \times (45 - 35) = 292.46W$$

– La surface de contact nécessaire :

$$A = \frac{Q}{U_i \times \Delta T_{lm-corrigé}} \quad (25)$$

$$A = \frac{292.46}{38.08 \times 12.3} = 0.62m^2$$

– Calculer le nombre de tours du serpentin nécessaire :

$$L = \frac{A}{\pi d_o} \quad (26)$$

$$L = \frac{0.624}{\pi \times 0.012} = 16.55 \approx 17m$$

$$N = A / (\pi d_o (L/N)) \quad (27)$$

$$N = 0.624 / (\pi \times 0.012 \times 0.8731) = 18.97 \sim 19 \text{ tours}$$

La hauteur du serpentin est :

$$H = N \times P + d_o \quad (28)$$

Donc

$$H = 19 \times 0.018 + 0.012 = 0,354 m$$

### C. Positionnement du réservoir de stockage

Rectification thermique est souvent nécessaire dans les systèmes de chauffage solaire de l'eau à l'énergie afin d'éviter les fuites de chaleur indésirables qui se produisent pendant la nuit à la suite de mouvements thermosiphon inverse qui peut se produire lorsque la température moyenne du capteur solaire est inférieure à celle de la cuve de stockage. Dans une circulation naturelle, l'énergie solaire chauffe-eau, la température locale est une fonction de la hauteur de l'eau dans le système. Supposons que la température moyenne  $\bar{T}_i$  de l'eau dans un composant du système de la hauteur  $h_i$  est donné par :

$$\bar{T}_i = \frac{\int_0^{h_i} T(h) dh}{h_i} \quad (29)$$

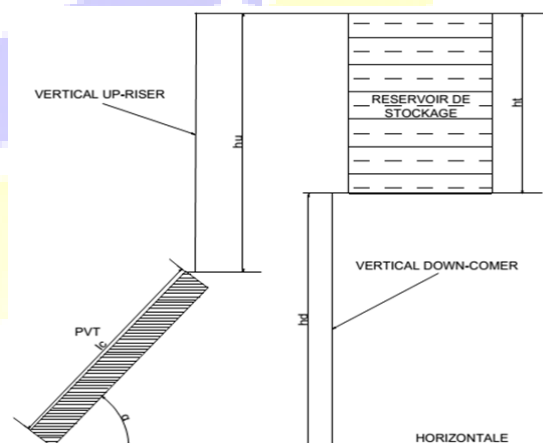


Fig3. Schéma de principe d'une circulation naturelle d'énergie solaire chauffe-eau



La hauteur verticale minimum critique du tuyau de descente qui va empêcher la circulation inverse se produisant la nuit est donnée par [14]:

$$h_{\text{crit}} = \frac{1}{(T_u - T_d)} \left( (T_u - T_c) l_c \sin \alpha + (T_t - T_u) h_t \right) \quad (30)$$

Dans la figure 3 on peut voir que:

$$l_c \sin \alpha + h_u = h_d + h_t \quad (31)$$

On aura:

$$h_u = h_d + h_t - l_c \sin \alpha \quad (32)$$

Dans notre cas les données suivantes :

Les caractéristiques géométriques :

$l_c = 1.6 \text{ m}$ .

L'angle  $\alpha = 32.39^\circ$ .

La hauteur du réservoir  $h_t = 0.56 \text{ m}$ .

Les températures supposées de nos calculs pendant la nuit sont :

Température du tube de vers le haut - canalisation verticale

$T_u = 27^\circ\text{C}$ .

Température du tube l'arrivant vers le bas  $T_d = 22^\circ\text{C}$ .

Température du réservoir pendant la nuit  $T_t = 30^\circ\text{C}$ .

Température du collecteur pendant la nuit  $T_c = 20^\circ\text{C}$ .

Donc :

$$h_{\text{crit}} = \frac{1}{(27 - 22)} \left( (27 - 20) 1.6 \sin(32.39) + (30 - 27) 0.56 \right) = 1.53 \text{ m}$$

Et

$$h_u = h_d + h_t - l_c \sin \alpha = 1.53 + 0.56 - 1.6 \sin 32.39 = 1.23 \text{ m}$$

#### IV. CONCLUSION

L'objet de notre travail consiste à dimensionner l'installation en premier lieu, la réalisation en second et enfin effectuer quelques tests afin d'étudier les performances thermiques et électrique de l'installation.

#### REFERENCES

- [1] Kalogirou SA, «Use of TRNSYS for modelling and simulation of a hybrid PV-thermal solar system for Cyprus», Renewable Energy 2001; 23:247-60.
- [2] Chow TT, «Performance analysis of photovoltaic-thermal collector by explicit dynamic model». Sol Energy 2003; 75:143-52.
- [3] Chow TT, He W, Ji J, «Hybrid photovoltaic-thermosyphon water heating system for residential application». Sol Energy 2006; 80(3):298-306.
- [4] Agarwal RK, Garg HP, «Study of a photovoltaic-thermal system-thermosyphonic solar water heater combined with solar cells», Energy Convers Manage 1994; 35(7):605-20.
- [5] Garg HP, Agarwal RK, Joshi JC, «Experimental study on a hybrid photovoltaic-thermal solar water heater and its performance predictions», Energy Convers Manage 1994; 35(7):621-33.
- [6] Garg HP, Agarwal RK, «Some aspects of a PV/T collector/forced circulation flat plate solar water heater with solar cells», Energy Convers Manage 1995; 36(2):87-99.
- [7] Tiwari A, Sodha MS, «Parametric study of various configurations of hybrid PV/thermal air collector: Experimental validation of theoretical model», Sol Energy Mater Sol Cells 2007; 91:17-28.
- [8] Touafek K, Malek A, Haddadi M, « Etude expérimentale du capteur hybride photovoltaïque thermique », Revue des Energies Renouvelables 2006 ; 9 (3) : 143- 154.
- [9] Touafek K, Malek A, Haddadi M, Bendaikha-Touafek W, « Simulation numérique du comportement thermique du capteur hybride photovoltaïque Thermique », Revue des Energies Renouvelables 2008 ; 11(1) : 153-165.
- [10] Touafek K, Malek A, Haddadi M, Bendaikha-Touafek W, Serir L, «Survey of the temperature distribution in a photovoltaic solar module», conference: International Conference on Electrical Engineering Design and Technologies (ICEEDT), Hammamet, Tunisia, November 4-6, 2007.
- [11] Wei He, Tin-Tai Chow, Jie Ji, Jianping Lu, Gang Pei, Lok-shun Chan. Hybrid photovoltaic and thermal solar-collector designed for natural circulation of water. Appl Energy 2006;83(3):199-210.
- [12] Kalogirou SA, «Use of TRNSYS for modelling and simulation of a hybrid PV- thermal solar system for Cyprus», Renewable Energy 2001; 23 (2): 247-260.
- [13] Kalogirou SA, Y. Tripanagnostopoulos, «Hybrid PV/T solar systems for domestic hot water and electricity production», Energy Conversion and Management 2006; 47: 3368-3382.
- [14] B. Norton and S.D. Probert 'Achieving Thermal Rectification in Natural-Circulation Solar-Energy Water Heaters' Applied Energy 14 (1983) 211 225.