

## Les retombées technico-économiques d'un capteur hybride photovoltaïque / thermique à air

A. Ghellab<sup>1,2\*</sup>, A. Kaabi<sup>2</sup>, S. Annane<sup>1</sup> et C. Briche<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Département du Génie Mécanique, Faculté des Sciences et de la Technologie  
Université de Jijel, Ouled Aïssa, B.P 98, Jijel, Algeria

<sup>2</sup> Département du Génie Climatique, Université de Constantine 1  
Route Ain El Bey, Constantine, Algeria

(reçu le 30 Janvier 2013 – accepté le 30 Septembre 2013)

**Résumé** - *La demande sans cesse de l'énergie, nous a conduit à étudier le capteur solaire hybride photovoltaïque / thermique, qui produit, à la fois, de l'énergie électrique et thermique. Notre travail a pour but de réaliser une étude technico-économique d'un capteur hybride photovoltaïque / thermique à air, où on a évalué l'effet de la variation de la vitesse du vent et de l'épaisseur du canal d'air sur les différents rendement, tout comme l'évolution de la fonction coût/rendement, en prenant différents types d'isolants, qui a été aussi réalisée.*

**Abstract** - *The unceasingly demand in term of energy, leads us to carry out a study on the photovoltaic/thermal solar collector, which produces, at the same time, electrical and thermal energy. The aim of our work is to set up a technical and economical study of an hybrid solar photovoltaic / thermal collector, using the air, where we evaluate the change in the wind velocity and the thickness of the air duct on the different efficiencies, as well as the change of the function cost/efficiency, by selecting different types of insulators, was also used.*

**Mots clés:** Capteur hybride - Vitesse du vent - Rendement - Coût.

### 1. INTRODUCTION

L'importance des recherches pour la substitution des énergies fossiles périssables et non renouvelables va sans cesse grandissante tant sur le plan universel que local (cas de l'Algérie), où les autorités cherchent à pourvoir les zones non électrifiées par une énergie autonome renouvelable à souhait et de surcroît non polluante par le biais de la mise en place de capteurs solaires hybrides.

L'élévation du niveau de vie de la majeure partie des citoyens algériens a conduit ces derniers à une consommation de plus en plus forte de l'énergie. La solution serait selon les recherches, la mise en place de panneaux photovoltaïques accouplés à des capteurs thermiques à air dont la mise en service mène à la production d'énergie électrique et thermique à la fois.

Les études sur le rendement électrique des panneaux solaires photovoltaïques ont conclu qu'il varie de 5 % à 25 %, alors que l'énergie absorbée par les cellules solaires avoisine 80 à 85, % d'énergie calorifique ou thermique. D'ailleurs en partant de ce constat, on suggère l'idée d'associer à ces panneaux un autre système dans lequel circule un fluide qui aura pour but d'extraire la chaleur des cellules pour la mise en place de ce système [1].

---

\* ghellab\_amel@yahoo.fr

Après être passé en revue la faisabilité du projet, Bouzidi *et al.* [2] et Diaf *et al.* [3] se sont penchés sur une étude socio-économique dont le coût de production du kilowattheure peut influencer positivement ou négativement sur celui-ci. La recherche pour obtenir un kilowattheure à bas prix nécessite l'introduction d'un aérogénérateur qui va agir d'une manière autonome sur la réduction de la taille du générateur et sur sa capacité de stockage dont le processus va agir directement sur le coût de ce système [4-6].

Les essais mis en exécution dans des laboratoires ayant acquis une notoriété en la matière ont prouvé qu'il est possible de gagner plus d'énergie par unité de surface sur des capteurs hybrides en comparaison avec les rendements des capteurs solaires thermiques et ceux issus des systèmes photovoltaïques, pris séparément. A cet effet, une étude sur la température de fluide, de l'absorbeur et du vitrage ont démontré que le couplage est une nécessité scientifique [7, 8].

Joshi *et al.* [9], ont évalué les performances thermiques de deux types de capteurs hybrides PV/T à air, dont les résultats ont montré qu'une cellule photovoltaïque immergée entre deux vitres donne de meilleures performances par rapport à celle qui se trouve entre le verre et le tedlar.

Boubakri [10], a étudié les performances électriques et thermiques d'un capteur PV/T à eau. Les résultats ont mis en évidence l'impact direct d'un certain nombre de paramètres, notamment l'angle d'inclinaison et le débit massique de l'eau sur l'efficacité totale du capteur.

Dans ce contexte, on procède à la simulation numérique d'un capteur hybride photovoltaïque (PV/T) à air afin de tester l'influence de certains paramètres de fonctionnement de ce même capteur. Certains panneaux PV/T sont intégrés dans le bâtiment, d'où la nécessité de renforcer l'isolation. L'étude de la fonction coût/rendement en fonction de différents types d'isolants s'avère nécessaire.

## 2. MISE EN EQUATION DU SYSTEME

### 2.1 Description du système hybride PV/T à air

Le système hybride photovoltaïque/thermique à air regroupe un module photovoltaïque, qui produit de l'électricité, à un capteur thermique, disposé derrière ce panneau. La chaleur résiduelle qui vient du capteur photovoltaïque, se transfère par conduction et convection à l'intérieur du canal du capteur thermique, si bien, qu'une ventilation du capteur photovoltaïque permet d'améliorer sa productivité électrique.

L'utilisation de ces capteurs hybrides ne se limite pas à l'usage comme chauffage, mais ils peuvent être utiliser comme moyen de ventilation. Il faut noter aussi, la grande adaptabilité de ces systèmes aux différentes configurations dans les bâtiments.

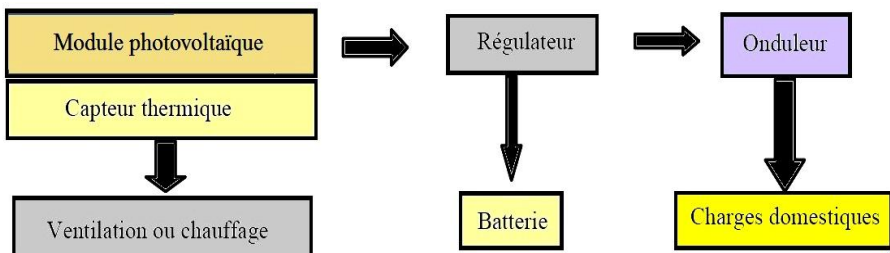


Fig. 1: Système hybride photovoltaïque/thermique à air

### 2.2 Schéma équivalent d'un capteur hybride PV/ thermique à air

La figure suivant représente une coupe transversale d'un capteur PV/T à air:

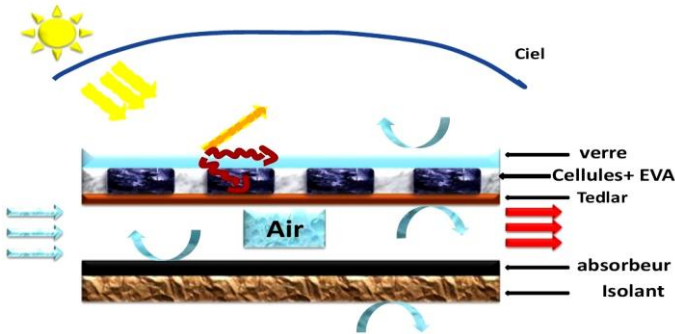


Fig.2: Coupe transversale dans un capteur hybride PV/T à air

Le schéma électrique équivalent du capteur hybride est montré dans la figure 3.

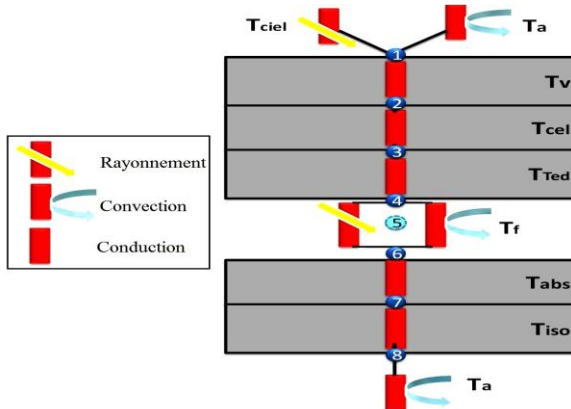


Fig. 3: Schéma électrique équivalent du capteur hybride

### 2.3 Mise en équation du système

Selon le schéma électrique montré en figure 3, on applique la loi d'Ohm au nœud de la maille. On va avoir les équations suivantes:

Nœud 1- Face externe de la vitre

$$\frac{M_v \times C_{p_v}}{2S_v} \times \left( \frac{dT_{ve}}{dt} \right) = \frac{P_v}{2} - H_{r_{veciel}} (T_{ve} - T_{ciel}) - H_{v_{vea}} (T_{ve} - T_a) - H_{ev} (T_{ve} - T_{vi}) \quad (1)$$

D'où  $M_v$ ,  $C_{p_e}$ ,  $S_v$  sont respectivement la masse, la chaleur spécifique et la surface de la vitre.

$T_{ciel}$ ,  $T_a$  représentent respectivement la température du ciel et celle de l'ambiance.

$H_{r_{veciel}}$  désigne le coefficient de transfert thermique par rayonnement entre la face externe de la vitre et le ciel,  $H_{v_{vea}}$  le coefficient de transfert de chaleur par convection

entre la face extérieure du verre et l'absorbeur et  $H_{cv}$  le coefficient de transfert de chaleur par conduction dans la vitre.

$P_v$  est la puissance absorbée par la vitre, calculée ainsi: [11]

$$P_v = P_{dir} \times \alpha_{v-dir} + P_{dif} \times \alpha_{v-dif} \quad (2)$$

Avec  $P_{dir}$  et  $P_{dif}$  représentant respectivement l'intensité du rayonnement incident direct et diffus. Les coefficients d'absorption du vitrage sont donnés par les relations suivantes: [11]:

$$\alpha_{v-dir} = 1 - \tau_{dir,v} - \rho_{dir,v} \quad (3)$$

$$\alpha_{v-dif} = 1 - \tau_{dif,v} - \rho_{dif,v} \quad (4)$$

Le coefficient de réflexion ( $\rho_{dir,v}$ ) donné est par [11],

$$\rho_{dir,v} = r (1 + T_{a,v} \times \tau_{dir,v}) \quad (5)$$

Le coefficient de transmission ( $\tau_{dir,v}$ ) donné est par [11],

$$\tau_{dir,v} = T_{a,v} \times T_r \quad (6)$$

Où,  $\tau$  représente le pouvoir réflecteur du verre,  $T_r$  et  $T_{a,v}$  identifient respectivement le coefficient de transmission dû à la réflexion et le coefficient de transmission dû à l'absorption, ce dernier est donné par la relation suivante [11],

$$T_{a,v} = \exp\left[\frac{-k \times e_v}{\cos\theta_2}\right] \quad (7)$$

Où,  $k$ , est le coefficient d'extinction du verre,  $e_v$ , l'épaisseur de la vitre et  $\theta_2$ , l'angle de réfraction.

### Nœud 2- Face interne de la vitre

$$\frac{M_v \times C_{pv}}{2S_v} \times \left(\frac{dT_{vi}}{dt}\right) = \frac{P_v}{2} + H_{ev} (T_{ve} - T_{vi}) - H_{cvic} (T_{vi} - T_c) \times (S_c / S_v) \quad (8)$$

$H_{cvic}$  est le coefficient d'échange thermique par conduction entre la face interne de la vitre et de la cellule solaire.

### Nœud 3- Cellule

$$\frac{M_c \times C_{pc}}{S_c} \times \left(\frac{dT_c}{dt}\right) = P_c + H_{cvic} (T_{vi} - T_c) - H_{cct} (T_c - T_t) \times (S_t / S_c) - \frac{Q_{éle}}{S_c} \quad (9)$$

La puissance incidente transmise par la vitre est absorbée par la cellule solaire, si bien que cette dernière se calcule par la formule suivante [9]

$$P_c = \beta_c \times \alpha_c \times \tau_v \times P_g \quad (10)$$

Où,  $\beta_c$ ,  $\alpha_c$ ,  $\tau_v$  et  $P_g$  représentent respectivement le facteur de remplissage, le coefficient d'absorption de la cellule, le coefficient de transmission de la vitre et la puissance incidente.

La puissance électrique produite par la cellule solaire est donnée par la forme suivante:

$$Q_{el} = \eta_{el} \times \beta_c \times \tau_v \times P_g \quad (11)$$

Où,  $\eta_{el}$ , est le rendement électrique de la cellule PV, et il est égal au rendement de référence dans les conditions standards.

#### Nœud 4- Couche de tedlar

$$\frac{M_t \times C_{pt}}{S_t} \times \left( \frac{dT_t}{dt} \right) = P_t + H_{cct} (T_c - T_t) - H_{vtf} (T_t - T_f) - H_{rtab} (T_t - T_{ab}) \quad (12)$$

avec,  $H_{cct}$ ,  $H_{vtf}$ ,  $H_{rtab}$  sont respectivement le coefficient d'échange thermique par conduction entre la cellule solaire et le tedlar, le coefficient d'échange thermique par convection entre le tedlar et l'air (fluide caloporteur) et le coefficient d'échange thermique par rayonnement entre le tedlar et l'absorbeur.

La puissance absorbée par le tedlar est donnée par la relation suivante: [9]

$$P_t = (1 - \beta_c) \times \alpha_c \times \tau_v \times P_g \quad (13)$$

#### Nœud 5- Couche de l'air

$$\frac{G_f \times C_{pf}}{S_f} \times (T_f - T_f^*) = H_{vtf} (T_t - T_f) - H_{vfab} (T_f - T_{ab}) \quad (14)$$

Avec,  $G_f$ , le débit d'air,  $C_{pf}$ : la chaleur spécifique de l'air,  $T_f^*$ , la température de la section précédente.  $H_{vfab}$  est le coefficient d'échange thermique par convection entre l'air et l'absorbeur.

#### Nœud 6- Absorbeur

$$\frac{M_{ab} \times C_{pab}}{S_{ab}} \times \left( \frac{dT_{ab}}{dt} \right) = P_{ab} + H_{vfab} (T_f - T_{ab}) - H_{rtab} (T_t - T_{ab}) - H_{cabisi} (T_{ab} - T_{isi}) \quad (15)$$

La puissance incidente transmise par la vitre et le tedlar est absorbée par l'absorbeur. Elle est calculée par la relation suivante: [9]

$$P_{ab} = (1 - \beta_c) \times \alpha_{ab} \times \tau_v^2 \times P_g \quad (16)$$

Avec,  $\alpha_{ab}$ , désigne le coefficient d'absorption de l'absorbeur.  $H_{cabisi}$  est le coefficient d'échange thermique par conduction entre l'absorbeur et la face interne de l'isolant.

**Nœud 7-** Face interne de l'isolant

$$\frac{M_{is} \times C_{pis}}{S_{is}} \times \left( \frac{dT_{isi}}{dt} \right) = H_{cabisi} (T_{ab} - T_{isi}) - H_{cis} (T_{isi} - T_{ise}) \quad (17)$$

$H_{cis}$ , est le coefficient d'échange thermique par conduction entre la face interne et la face externe de l'isolant.

**Nœud 8-** Face externe de l'isolant

$$\frac{M_{is} \times C_{pis}}{2S_{is}} \times \left( \frac{dT_{ise}}{dt} \right) = H_{cis} (T_{isi} - T_{ise}) + H_{visea} (T_a - T_{ise}) + H_{rises} (T_s - T_{ise}) \quad (18)$$

$H_{visea}$ ,  $H_{rises}$  sont respectivement le coefficient d'échange thermique par convection entre la face externe de l'isolant et l'ambiance, et le coefficient d'échange thermique par rayonnement entre la face externe de l'isolant et le sol.  $T_s$  représente la température du sol.

**2.4 Les coefficients d'échange thermique**

Généralement, le coefficient d'échange thermique par conduction unidimensionnelle est donné par la formule suivante:

$$H_c = \lambda / e \quad (19)$$

Avec,  $e$ , l'épaisseur de la paroi,  $\lambda$ , la conductivité thermique du matériau.

L'échange radiatif apparait entre:

- le verre trempé et le ciel.

$$H_{rvciel} = \sigma \times \varepsilon_v \times (T_{ciel} + T_{ve}) \times (T_{ciel}^2 + T_{ve}^2) \quad (20)$$

$$T_{ciel} = 0.0522 (T_a)^{1.5} \quad (21)$$

$\beta$  représente l'inclinaison du capteur solaire,  $\varepsilon_v$ , l'émissivité du vitrage et  $\sigma$ , la constante de Stephan-Boltzmann.

- le tedlar et l'absorbeur.

$$H_{r.tab} = \frac{(T_t + T_{ab}) \times (T_t^2 + T_{ab}^2)}{\frac{1 - \varepsilon_t}{\varepsilon_t} + 1 + \frac{1 - \varepsilon_{ab}}{\varepsilon_{ab}}} \quad (22)$$

$\varepsilon_{ab}$ ,  $\varepsilon_t$  représentent respectivement l'émissivité de l'absorbeur et celle du tedlar.

- l'isolant et le sol.

$$H_{r.ise.s} = \sigma \times \varepsilon_{is} (T_{ise} + T_s) \times (T_{ise}^2 + T_s^2) \quad (23)$$

$\varepsilon_{is}$  représente l'émissivité de l'isolant.

- Les échanges par convection qui interviennent sont:
- Entre le verre et l'ambiance.

Pour déterminer le coefficient d'échange entre le verre et l'ambiance, nous utilisons la corrélation de Hottel *et al.* [12]:

$$H_v = 5.67 + 3.86 V \quad (24)$$

V est la vitesse du vent.

- dans le canal d'air.

La convection forcée est mise en jeu entre le tedlar et l'absorbeur. Pour pouvoir utiliser les corrélations expérimentales, nous définissons le nombre de Reynold, de Prandtl et de Nusselt, cités dans la bibliographie par plusieurs auteurs.

Le nombre de Nusselt est donné par la relation suivant:

$$Nu = \frac{H_v \times L_c}{\lambda} \quad (25)$$

D'où,  $\lambda$ ,  $L_c$  représentent la conductivité thermique et la longueur caractéristique.

Le nombre de Prandtl est défini par la relation suivante:

$$Pr = \frac{\mu \times C_p}{\lambda_f} \quad (26)$$

$\mu$  est la viscosité dynamique du fluide caloporteur,  $C_p$  indique la capacité calorifique massique à la pression constante et  $\lambda_f$  désigne La conductivité thermique du fluide.

Le nombre de Reynold est donné par la relation suivante:

$$Re = \frac{v \times D_h}{\nu} \quad (27)$$

$v$  représente la vitesse moyenne du fluide,  $\nu$ , le coefficient de viscosité cinématique et  $D_h$  représente le diamètre hydraulique du conduit.

Le coefficient d'échange thermique par convection forcée est calculé à partir du groupement de Nusselt suivant :

Dans le cas d'un écoulement laminaire, ( $Re < 2300$ ) [12]

$$Nu = N_\infty + \frac{a \times [Pr \times Re \times D_h / L]^m}{1 + b \times [Pr \times Re \times D_h / L]^n} \quad (\text{Heaton}) \quad (28)$$

Avec,  $a = 0.00190$  ;  $b = 0.00563$ ;  $N_\infty = 5.4$  ;  $Pr = 0.7$  ;  $n = 1.17$  ;  $m = 1.71$ .

Dans le cas d'un écoulement laminaire, ( $Re > 6000$ ) [12]

$$Nu = 0.036 + Re^{0.8} \times Pr^{1/3} \times (D_h / L)^{0.055} \quad (\text{Heaton}) \quad (29)$$

$D_h$  est la longueur caractéristique ou le diamètre hydraulique (m).

## 2.5 Performances du capteur hybride PV/T

Il existe plusieurs corrélations permettant de calculer la puissance utile récupérée par le fluide caloporteur. Dans ce travail, nous avons utilisé celle exprimée en fonction de la température d'entrée du fluide pour le capteur hybride PV/T.

Tout d'abord, nous définissons les coefficients suivants:

Le coefficient global de perte thermique arrière à partir du fluide caloporteur vers l'ambiance ( $U_b$ ):

$$U_b = \left( \frac{1}{H_{cis}} + \frac{1}{H_{cabisi}} + \frac{1}{H_{visea}} + \frac{1}{H_{rises}} \right)^{-1} \quad (30)$$

Le coefficient de transfert thermique par conduction entre la cellule solaire et le fluide caloporteur se fait à travers le tedlar ( $U_T$ ):

$$U_T = [1 / H_{cct}]^{-1} \quad (31)$$

Le coefficient de transfert thermique à partir de la cellule solaire vers l'ambiance à travers la vitre ( $U_{tT}$ ) [13]:

$$U_{tT} = \left( \frac{1}{H_{cv}} + \frac{1}{H_{vvea}} + \frac{1}{H_{rveciel}} \right)^{-1} \quad (32)$$

Le coefficient d'échange global entre la vitre et le tedlar à travers la cellule solaire ( $U_{tT}$ ) [13]:

$$U_{tT} = \left( \frac{1}{U_t} + \frac{1}{U_T} \right)^{-1} \quad (33)$$

Le coefficient d'échange global thermique entre la vitre et le fluide caloporteur à travers la cellule solaire et le tedlar ( $U_{Tf}$ ) [13]:

$$U_{Tf} = \left( \frac{1}{H_{vtf}} + \frac{1}{U_{tT}} \right)^{-1} \quad (34)$$

Le coefficient global de pertes thermiques à partir du collecteur PV/T à air et l'environnement ( $U_L$ ): [13]

$$U_L = U_b + U_{Tf} \quad (35)$$

Le facteur de pénalité due à la présence des matériaux dans la cellule, la vitre et l'EVA ( $h_{p1}$ ): [13]

$$h_{p1} = U_t / (U_t + U_T) \quad (36)$$

Le facteur de pénalité due à la présence de l'interface entre le tedlar et le fluide caloporteur ( $h_{p2}$ ): [13]



$$h_{p2} = U_{vtf} / (U_{tT} + U_{vtf}) \quad (37)$$

Le produit effectif  $(\alpha\tau)_{\text{eff}}$  : [13]

$$(\alpha\tau)_{\text{eff}} = \tau_v \times (\alpha_c \times \beta_c + \alpha_t (1 - \beta_c) - \beta_c \times \eta_{\text{el}}) \quad (38)$$

## 2.6 Le rendement électrique du capteur est calculé par la formule suivante: [13]

$$\eta_{\text{el}} = \eta_{\text{ref}} \times (1 - 0.0045 (T_c - T_{\text{ref}})) \quad (39)$$

Où,  $T_{\text{ref}}$  représente la température de référence, elle est égale à 25 °C. Finalement, la relation permettant le calcul de la puissance utile récupérée par le fluide caloporteur est donnée comme suit [9]:

$$P_{\text{utile}} = \frac{G_f C_{\text{Pf}}}{U_L} \times (h_{p1} h_{p2} (\alpha\tau)_{\text{eff}} P_g - U_L (T_{f_c} - T_{\text{amb}})) \left( 1 - \exp\left(-\frac{W U_L L}{G_f C_{\text{Pf}}}\right) \right) \quad (40)$$

Où,  $P_g$ ,  $W$  et  $L$  sont respectivement le rayonnement global, la largeur et la longueur du capteur hybride PV/T à air.

## 2.7 Rendement thermique du capteur hybride PV/T à air

On calcule le rendement thermique par la formule suivante:

$$\eta_{\text{the}} = \frac{P_{\text{utile}}}{W L P_g} \quad (41)$$

Avant de calculer le rendement global, on calcule le rendement thermique équivalent au rendement électrique par la relation suivante [13]:

$$\eta_{\text{el,the}} = \frac{\eta_{\text{el}}}{C_f} \quad (42)$$

$\eta_{\text{el,the}}$  représente le rendement thermique équivalent, et  $C_f$ , le facteur de conversion de l'énergie thermique comprise ente 0.35 et 0.4.

Donc le rendement global est la somme du rendement thermique et le rendement thermique équivalent [13].

$$\eta_g = \eta_{\text{the}} + \eta_{\text{el,the}} \quad (43)$$

## 3. VARIATION DES COÛTS DU CAPTEUR [14]

On peut admettre en première approximation que le coût varie d'une façon proportionnelle avec l'épaisseur de l'isolant. Pour une surface de captation de 1 m<sup>2</sup>, le coût du capteur est donné comme suit:

$$C_c = C_0 + C_1 \times e_i \quad (44)$$

Où,  $C_1$  est le coût de l'isolant,  $C_0$  représente le coût du capteur sans isolant et  $e_i$  est l'épaisseur du sol.

#### 4. RESULTATS ET DISCUSSION

Dans cette partie, on présente les résultats issus de la simulation numérique en utilisant le langage Matlab et en prenant Jijel comme région d'étude et en tenant compte des considérations suivantes:

Les calculs sont effectués à partir d'un instant initial ' $t_0$ ' pour chaque composant du capteur et à une température initiale ' $T_0$ '.

Les données météorologiques de la région de Jijel sont: Latitude = 36048' N, Longitude = 5053' E, Albédo du sol = 0.2. Nous avons choisi le 10 juillet comme jour de calcul pour le capteur.

**Tableau 1:** Propriétés des isolants utilisés dans les calculs

Isolant	Conductivité thermique	Masse volumique	Chaleur Massique	Coût
<b>Polyurethane</b>	0.030 W/mK	30 kg/m <sup>3</sup>	1440 J/kgK	28 000 DA/m
<b>Laine de verre</b>	0.039 W/mK	24 kg/m <sup>3</sup>	919 J/kgK	10 000 DA/m
<b>Laine de roche</b>	0.044 W/mK	40 kg/m <sup>3</sup>	828 J/kgK	12 000 DA/m
<b>Verre cellulaire</b>	0.051 W/mK	140 kg/m <sup>3</sup>	900 J/kgK	60 000 DA/m

**Tableau 2:** Caractéristiques physiques appliquées dans la simulation

Composant	Caractéristiques	Valeur
<b>Vitre</b>	Masse volumique	2530 kg/m <sup>3</sup>
	Chaleur spécifique	836 J/kgK
	Conductivité thermique	0.93 W/mK
	Emissivité du vitrage	0.88
<b>Cellule au Silicium monocristallin</b>	Masse volumique	2330 kg/m <sup>3</sup>
	Chaleur spécifique	836 J/kgK
	Conductivité thermique	0.036 W/mK
	Epaisseur	0.0003 m
	Coefficient d'absorption	0.85
	Emissivité de la cellule	0.95
	Facteur de remplissage	0.83
Rendement de référence	0.12	
<b>Couche de Tedlar</b>	Masse volumique	1390 kg/m <sup>3</sup>
	Chaleur spécifique	1400 J/kgK
	Conductivité thermique	0.033 W/mK
	Epaisseur	0.0005 m
	Coefficient d'absorption	0.5
<b>Absorbeur</b>	Emissivité	0.88
	Masse volumique	8000 kg/m <sup>3</sup>
	Chaleur spécifique	36 J/kgK
	Conductivité thermique	389 W/mK
	Epaisseur	0.002 m
<b>Isolant (Laine de verre)</b>	Coefficient d'absorption	0.75
	Emissivité	0.04
	Masse volumique	24 kg/m <sup>3</sup>
	Chaleur spécifique	919 J/kgK
	Conductivité thermique	0.039 W/mK
	Conductivité d'absorption	0.11
	Epaisseur	0.04 m

#### 4.1 Variation temporelle du rendement global

La figure 4 montre l'évolution temporelle du rendement global en fonction du temps. On remarque que la variation du rendement global dépend des évolutions du rendement thermique et électrique durant la journée.

Ces derniers sont en fonction du flux de chaleur qui est au maximum entre 12 h et 14 h, et durant cette période le rendement électrique est au minimum, par contre le rendement thermique est au maximum.

Pour la cogénération, le rendement global diminue légèrement puisque l'augmentation du rendement thermique ne compense pas vraiment la diminution du rendement électrique, par contre il est relativement au maximum à 9 h 30 mn.

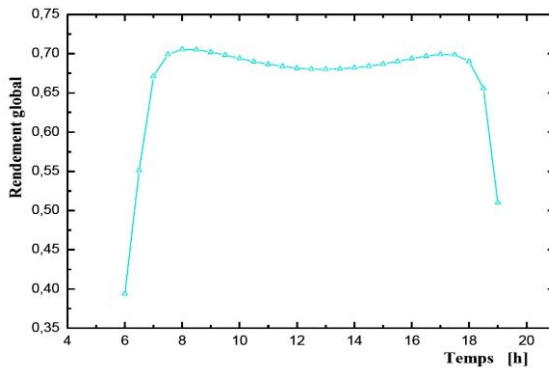


Fig. 4: Variation temporelle du rendement global

#### 4.2 Variation des rendements global et thermique avec la vitesse du vent

Les figures 5 et 6 représentent l'évolution des rendements global et thermique avec la vitesse du vent durant la journée.

On peut constater que plus la vitesse du vent croît, les rendements diminuent. Ceci est dû aux pertes de chaleur qui varient proportionnellement avec la vitesse du vent.

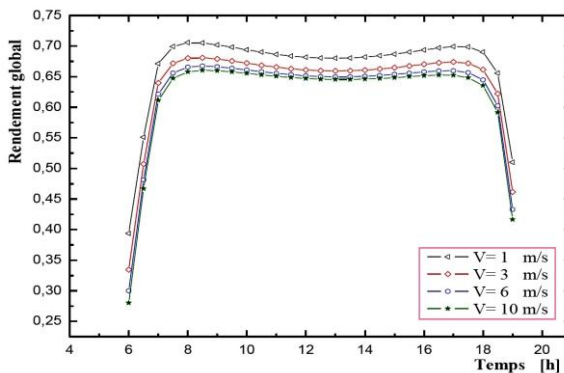


Fig. 5: Variation du rendement global avec la vitesse de vent

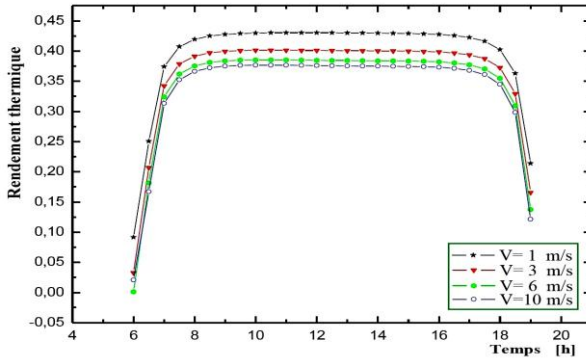


Fig. 6: Variation du rendement thermique avec la vitesse du vent

#### 4.3 Variation des rendements global et thermique avec l'épaisseur du canal d'air

La figure 7 représente l'évolution du rendement global avec l'épaisseur du canal d'air au cours de la journée choisie.

De la même manière que la vitesse du vent, l'augmentation de l'épaisseur du canal d'air influe négativement sur les rendements, ce même résultat a été constaté dans une étude expérimentale [15].

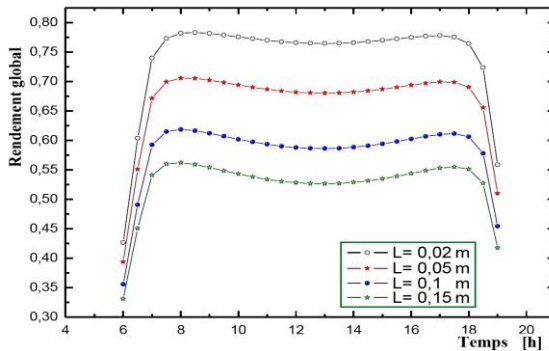


Fig. 7: Variation du rendement global avec l'épaisseur du canal d'air

#### 4.4 Variation du rendement thermique du capteur hybride PV/T

La figure 8 représente la variation du rendement thermique du capteur hybride PV/T en fonction de l'épaisseur de l'isolant. D'après cette figure, on constate qu'il existe une variation proportionnelle du rendement thermique avec l'épaisseur de l'isolant, alors qu'il est très faible lors de l'absence de l'isolation, ensuite le fait d'utiliser un isolant d'épaisseur confinée entre 0.01 et 0.1 m, le rendement thermique est bien amélioré suite à la diminution des pertes de chaleur vers l'arrière.

Le renforcement de l'isolation au-delà de cette épaisseur varie peu le rendement, ce qui signifie que les pertes vers l'arrière sont acceptablement minimisées, sans donc oublier les pertes vers l'avant et celles latérales. Donc, on peut prendre une valeur optimale de l'épaisseur de l'isolant de l'ordre de 0.1 m.

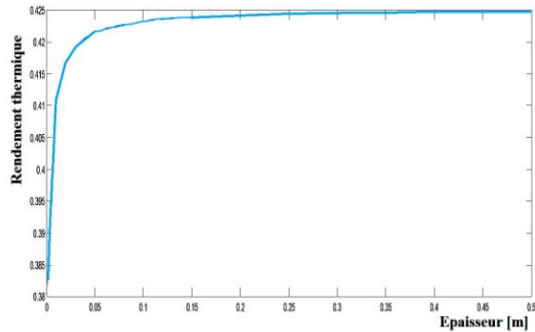


Fig. 8: Variation du rendement thermique avec l'épaisseur de l'isolation

#### 4.5 Variation du rapport coût/rendement

La figure 9 illustre l'évolution du rapport coût/rendement en fonction de l'épaisseur de l'isolant. On constate que le rapport coût/rendement atteint sa valeur minimum lorsque l'épaisseur de l'isolant est égale à 0.1 m, donc l'utilisation économique optimale de l'épaisseur de l'isolant est de l'ordre de 0.1 m.

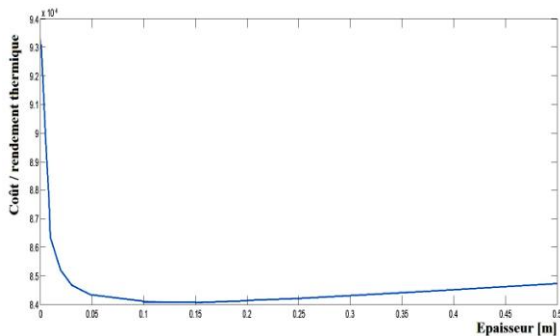


Fig. 9: Variation du rapport coût/rendement avec l'épaisseur de l'isolation

La figure 10 représente la variation du rendement thermique avec l'épaisseur pour différents matériaux, tels que la laine de verre, la laine de roche, le polyuréthane et le verre cellulaire. On remarque donc que pour une épaisseur optimale d'isolation de l'ordre de 0.1 m, le polyuréthane produit le meilleur rendement thermique.

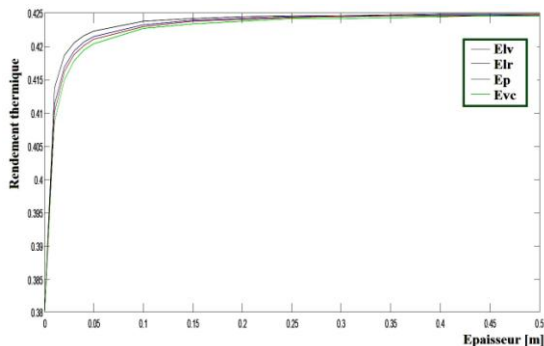


Fig. 10: Variation du rendement thermique avec l'épaisseur de l'isolation

#### 4.6 Variation du rapport coût/rendement

La figure 11 représente la variation du rapport coût / rendement avec l'épaisseur des différents matériaux, qui sont la laine de verre, la laine de roche, le polyuréthane et le verre cellulaire.

On constate que le rapport coût/rendement est meilleur pour une épaisseur optimale et il est de même pour la laine de verre, ce qui, économiquement, favorise son utilisation.

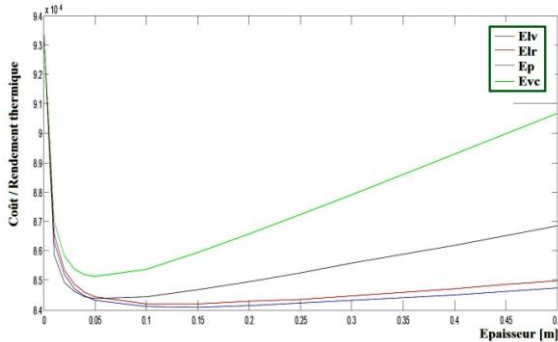


Fig. 11: Variation du rapport coût/rendement avec l'épaisseur de l'isolation

### 5. CONCLUSION

Afin de gagner l'énergie électrique et thermique d'une manière simultanée, on fait appel à un capteur solaire hybride PV/T perfectionné au lieu d'utiliser séparément un capteur solaire PV et un autre système thermique. Ceci ne va pas, seulement, minimiser la surface occupée, mais aussi les dépenses.

Dans ce but, on a développé une étude théorique et numérique d'un capteur solaire hybride PV/T, où on a cherché à étudier l'influence de certains paramètres sur les performances du capteur de manière à réaliser des épaisseurs optimales concernant les différentes couches, en tenant compte des différents coûts. On a constaté que la croissance de la vitesse du vent ou bien l'élévation de la profondeur du canal d'air font diminuer les rendements thermique et global du système.

En vue de trouver un meilleur rapport coût / rendement, on doit utiliser l'épaisseur optimale des matériaux isolants issue du polyuréthane, ainsi que celle issue de la laine de verre.

### REFERENCES

- [1] K. Touafek, W. Bendaikha-Touafek, A. Malek, M. Haddadi et L. Serir', *Etude d'un Système de Cogénération par les Capteurs Hybrides Photovoltaïques Thermiques Destinés à l'Habitat*, Revue des Energies Renouvelables, CER'07 Oujda, pp. 177 – 180, 2007.
- [2] B. Bouzidi, A. Malek et M. Haddadi, '*Rentabilité Economique des Systèmes de Pompage Photovoltaïques*', Revue des Energies Renouvelables, Vol. 9, N°3, pp. 187 – 197, 2006.

- [3] S. Diaf, M. Haddadi et M. Belhamel, 'Analyse Technico Economique d'un Système Hybride (Photovoltaïque/Eolien) Autonome pour le Site d'Adrar', *Revue des Energies Renouvelables*, Vol. 9, N°3, pp. 127 – 134, 2006.
- [4] L. Stoyanov, G. Notton et V. Lazarov, 'Optimisation des Systèmes Multi-Sources de Production d'Electricité à Energies Renouvelables', *Revue des Energies Renouvelables*, Vol. 10, N°1, pp. 1 – 18, 2007.
- [5] A. Kaabeche, M. Belhamel, R. Ibtouen, S. Moussa et M.R. Benhaddadi, 'Optimisation d'un Système Hybride (Eolien – Photovoltaïque) Totalement Autonome', *Revue des Energies Renouvelables*, Vol. 9, N°3, pp. 199 – 209, 2006.
- [6] W.T. Chong, M.S. Naghavi, S.C. Poh, T.M.I. Mahlia and K.C. Pan, 'Technico-Economic Analysis of a Wind-Solar Hybrid Renewable Energy System with Rainwater Collection Feature for Urban High-Rise Application', *Applied Energy*, Vol. 88, N°11, pp. 4067 – 4077, 2011.
- [7] V. Lazarov, C. Schaeffer, M. Shishkov and M. Ivanova, 'Hybrid Solar Collector', *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 161, N°1-2, pp. 229-233, 2005.
- [8] A. Tiwari, M.S. Sodha, A. Chandra and J.C. Joshi, 'Performance Evaluation of Photovoltaïque Thermal Solar Air Collector for Composite Climate in India', *Solar Energy Materials and Solar Cells*, Vol. 90, N°2, pp. 175-189, 2006.
- [9] A. S. Joshi, A. Tiwari, G.N. Tiwari, I. Dincer and B.V. Reddy, 'Performance Evaluation of Hybrid Photovoltaic Thermal (PV/T) (Glass to Glass) System', *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 48, N°1, pp. 154 - 164, 2009.
- [10] M. Boubakri, A. Chaker and A. Cheknane, 'Numerical Approach for Performance Study of Hybrid PV/Thermal Collector', *Revue des Energies Renouvelables*, Vol. 12, N°3, pp. 355 – 368, 2009.
- [11] J.A. Duffie and W.A. Beckman, 'Solar Engineering of Thermal Processes', 3<sup>th</sup> Edition, John Wiley and Sons, 2006.
- [12] K.S. Ong, 'Thermal Performance of Solar Air Heaters Experimental Correlation', *Solar Energy*, Vol. 55, N°3, pp. 209 - 220.1995.
- [13] F. Sarhaddi, F. Farahat, H. Ajam, A. Behzadmehr and M. Mahdavi, 'An Improved Thermal and Electrical Model for a Solar Photovoltaic Thermal (PV/T) Air Collector', *Applied Energy*, Vol. 87, N°7, pp. 2328 – 2339, 2010.
- [14] M. Daguenet, 'Les Séchoirs Solaires, Théorie et Pratique', Unesco 1985.
- [15] R. Kumar and M.A. Rosen. 'Performance Evaluation of A Double Pass PV/T Solar Air Heater with and without Fins', *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, N°8, pp. 1402 – 1410, 2011.
- [16] J.K. Tonui and Y. Tripanagnostopoulos, 'Air-Cooled PV/T Solar Collectors with Low Cost Performance Improvements', *Solar Energy*, Vol. 81, N°5, pp. 498 – 511, 2006.
- [17] J. K. Tonui and Y. Tripanagnostopoulos, 'Improved PV/T Solar Collectors with Heat Extraction by Forced or Natural Air Circulation', *Renewable Energy*, Vol. 32, N°4, pp. 623 – 637, 2006.

- [18] G.N. Tiwari and S. Dubey, '*Fundamentals of Photovoltaic Modules and Their Applications*', RSC Energy Series N°2, 2010.
- [19] A. Hegazy. '*Comparative Study of the Performances of Four Photovoltaic/Thermal Solar Air Collectors*'. Energy Conversion and Management, Vol 41, N°8, pp. 861 - 881. 2000.