



**HAL**  
open science

## Simulation du fonctionnement de capteurs solaires à air de type tôle et de type absorbeur poreux

Michel Fournier, Yves Maurissen

► **To cite this version:**

Michel Fournier, Yves Maurissen. Simulation du fonctionnement de capteurs solaires à air de type tôle et de type absorbeur poreux. *Journal de Physique III*, 1993, 3 (12), pp.2249-2260. 10.1051/jp3:1993272 . jpa-00249080

**HAL Id: jpa-00249080**

**<https://hal.science/jpa-00249080>**

Submitted on 4 Feb 2008

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Classification  
 Physics Abstracts  
 44.00

## Simulation du fonctionnement de capteurs solaires à air de type tôle et de type absorbeur poreux

Michel Fournier et Yves Maurissen

IMP-CNRS, Université de Perpignan, 52 Avenue de Villeneuve, 66860 Perpignan Cedex, France

(Reçu le 28 mai 1993, révisé le 13 septembre 1993, accepté le 27 septembre 1993)

**Résumé.** — La comparaison des capteurs solaires à air à absorbeur de type tôle et de type poreux a été abordée le plus souvent de façon expérimentale. La modélisation du fonctionnement de ces types de capteur permet de généraliser cette comparaison et de définir les domaines de fonctionnement où un type de capteur se montre plus efficace que l'autre.

**Abstract.** — The comparison between air-heated insulators, no porous and porous plate, often has been made experimentaly. The behaviour model of these insulators permit generalization of the study in the conditions where each insulator is the most performant.

### Nomenclature.

$C_p$ Chaleur massique de l'air	J/kg
$D_H$ Diamètre hydraulique d'un canal de section rectangulaire	m
$d$ Distance tôle-vitre	m
$e$ épaisseur de l'isolant constituant le fond	m
$F$ facteur de forme	-
$G_0$ débit massique spécifique	kg/h/m <sup>2</sup>
$H$ Coefficient global d'échange avec l'air	W/m <sup>2</sup> /°C
$h_{cfa}$ Coefficient d'échange convectif fond-air	W/m <sup>2</sup> /°C
$h_{cpa}$ Coefficient d'échange convectif absorbeur-air	W/m <sup>2</sup> /°C
$h_{cpv}$ Coefficient d'échange convectif absorbeur-vitre	W/m <sup>2</sup> /°C
$h_{cva}$ Coefficient d'échange convectif vitre-air	W/m <sup>2</sup> /°C
$h_{cve}$ Coefficient d'échange convectif vitre-extérieur	W/m <sup>2</sup> /°C
$h_{rpf}$ Coefficient d'échange radiatif absorbeur-fond	W/m <sup>2</sup> /°C

$h_{rpv}$	Coefficient d'échange radiatif absorbeur-vitre	$W/m^2/^\circ C$
$h_{rve}$	Coefficient d'échange radiateur vitre-extérieur	$W/m^2/^\circ C$
$h_{pv} = h_{rpv} + h_{cpv}$	Coefficient d'échange global absorbeur-vitre	$W/m^2/^\circ C$
$h_{ve} = h_{rve} + h_{cve}$	Coefficient d'échange global vitre-extérieur	$W/m^2/^\circ C$
$I$	Flux lumineux incident	$W/m^2$
$k_a$	Coefficient de conduction de l'air	$W/m/^\circ C$
$k_i$	Coefficient de conduction de l'isolant	$W/m/^\circ C$
$l$	Largeur intérieure du capteur	m
$L$	Longueur intérieure du capteur	m
$T$	Température de l'air	$^\circ C$
$T_e$	Température de l'air extérieur	$^\circ C$
$T_f$	Température du fond	$^\circ C$
$T_M$	Température moyenne	$^\circ C$
$T_0$	Température d'entrée de l'air	$^\circ C$
$T_1$	Température entrée absorbeur poreux	$^\circ C$
$T_2$	Température sortie absorbeur poreux	$^\circ C$
$T_s$	Température sortie capteur	$^\circ C$
$T_p$	Température de l'absorbeur tôle en $x$	$^\circ C$
$T_v$	Température de la vitre en $x$	$^\circ C$
$U_B$	Coefficient de pertes par le fond $\neq \frac{k_i}{e}$	$W/m^2/^\circ C$
$U_L$	Coefficient de perte global	$W/m^2/^\circ C$
$U_P$	Coefficient de perte tôle-extérieur	$W/m^2/^\circ C$
$v$	Vitesse du fluide	m/S
$x$	Distance par rapport à l'entrée de l'air dans le capteur	m
$z$	Distance par rapport à l'entrée de l'air dans l'absorbeur poreux	m
$\alpha$	Absorptance	-
$\varepsilon$	Emissivité	-
$\eta$	Rendement	-
$\sigma$	Cte de Stephan	$5,67 \times 10^{-8} W/m^2$
$\tau$	Transmittance globale	-
$\tau_a$	Transmittance due à l'opacité de la vitre	-
$(\tau\alpha)_e$	Produit transmittance absorptance effectif	-

## Introduction.

Le choix d'un capteur solaire à air pose toujours un problème de connaissance de son fonctionnement. Le modèle proposé doit permettre de comparer donc de choisir entre les deux types d'absorbeur les plus utilisés : l'absorbeur de type tôle et l'absorbeur de type poreux. Suivant les conditions économiques locales on pourra cependant être conduit à choisir le moins performant, si les courbes de rendement sont proches dans les conditions d'utilisation choisies.

## 1. Capteurs type tôle.

1.1 DESCRIPTION. — C'est le capteur le plus courant, il est constitué :

- d'un caisson isolant comportant deux orifices de circulation d'air ;
- d'une tôle noircie (ou recouverte d'une couche sélective) située à quelques centimètres du fond ;
- d'un vitrage couvrant le tout, quelques centimètres au-dessus de la tôle.

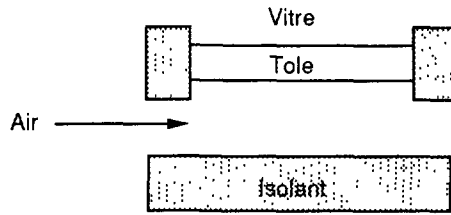


Fig. 1. — Schéma d'un insolateur type tôle.  
[Non-porous insulator sheme.]

1.2 FONCTIONNEMENT. — La tôle sous l'effet des rayons solaires s'échauffe et va donc réémettre des rayons infrarouges de grande longueur d'onde.

- Côté supérieur ces derniers seront piégés par le vitrage, qui leur paraît opaque. La distance tôle-vitre doit être dimensionnée pour limiter au mieux les pertes par conduction - convection dans la couche d'air emprisonnée.
- Côté inférieur les rayons I.R. vont chauffer le *fond* du capteur ; l'air qui circule entre la tôle et le fond du caisson, va acquérir des calories par convection au contact de ces *deux* surfaces.

1.3 EQUATIONS. — Le modèle présenté ici, permet de calculer un ordre de grandeur des différentes variables en jeu : ceci est suffisant, compte tenu de la précision des mesures.

Les différents échanges énergétiques pris en compte sont schématisés sur la figure 2. Pour cela nous avons réécrit les équations classiques des bilans thermiques pour une surface d'absorbeur de largeur  $l$  et de longueur  $dx$  (voir Whillier (1964), Gupta et Garg (1966), Liu et Jordan (1977), Choudury Andersen et Rekstad (1988)). Les différentes équations sont :

- équation sur le fond du caisson ;
- équation sur la tôle absorbeur ;
- équation sur la vitre ;
- équation sur l'air.

La résolution de ce système d'équations permet d'écrire l'expression du rendement thermique du capteur solaire.

$$\eta = \frac{G_o C_p (T_s - T_o)}{I} = \frac{G_o C_p}{I} (1 - e^{-\frac{A}{\sigma_o C_p}}) \left[ \frac{I(\tau\alpha)_e}{A} \frac{H}{H + U_p} - (T_o - T_e) \right]$$

avec

$$H = h_{c_{pa}} + \frac{h_{rpf} \rho h_{cfa}}{D} \quad H: \text{coefficient d'échange global tôle-air.}$$

$$U_p = \frac{h_{pv} h_{ve}}{h_{pv} + h_{ve}} + \frac{h_{rpf} U_B}{D} \quad U_p . \text{coefficient de perte global tôle-extérieur.}$$

$$(\tau\alpha)_e = \tau\alpha + \frac{h_{pv}}{h_{pv} + h_{ve}} (1 - \tau\alpha) \quad (\tau\alpha)_e . \text{produit effectif transmittance-absorptance.}$$

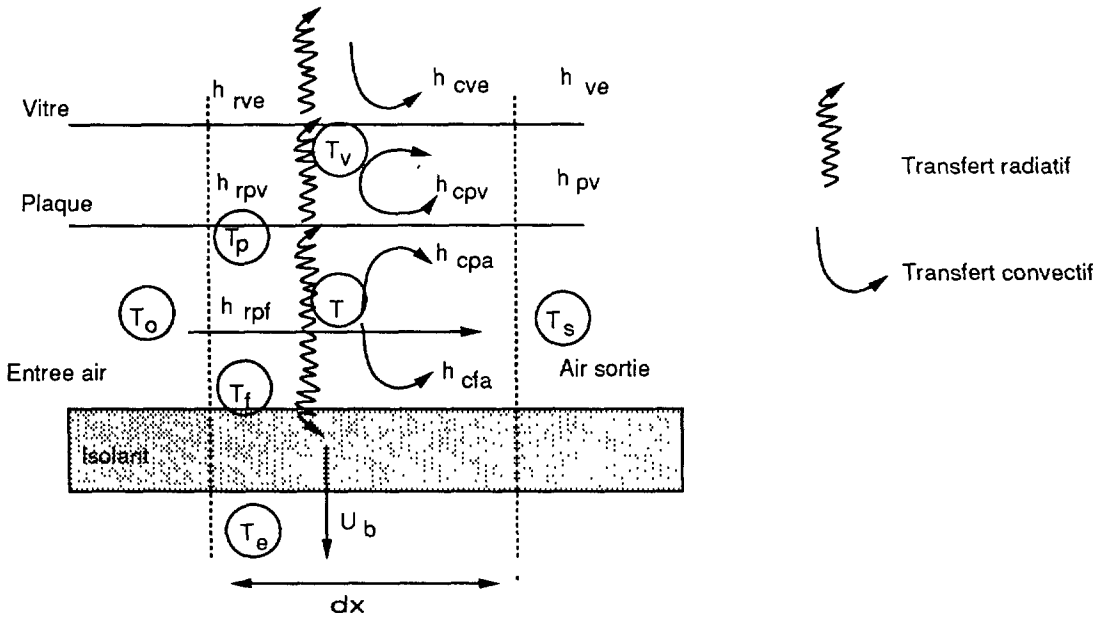


Fig. 2. — Transferts thermiques pris en compte dans la modélisation d'un insolateur type tôle.  
 [Thermal transfert used in non-porous insulator model.]

$$A = \frac{HU_P}{H + U_P} + \frac{\rho h_{cfa} U_B}{D}$$

$$\rho = \frac{\text{surface sous la tôle (fond + côtés)}}{\text{surface caprice}}$$

$$D = h_{rpf} + \rho h_{cfa} + U_B$$

Remarque. — Il est habituel d'écrire le rendement d'un capteur sous la forme :

$$\eta = F_R \left[ (\alpha\tau)_e - \frac{U_L}{I} (T_o - T_e) \right]$$

auquel cas :

$$U_L = A \frac{(H + U_P)}{H} \quad \text{et} \quad F_R = \frac{G_o C_P}{U_L} \left( 1 - e^{-A/G_o C_P} \right)$$

**2. Capteur à absorbeur poreux.**

**2.1 DESCRIPTION - FONCTIONNEMENT.** — La différence d'un tel type de capteur avec le type tôle est que l'air *traverse* l'absorbeur. Celui-ci est constitué d'une matière poreuse (grille, copeaux, mousse, etc.) très perméable à l'air, mais suffisamment épaisse pour être opaque au rayonnement incident qui le chauffe.

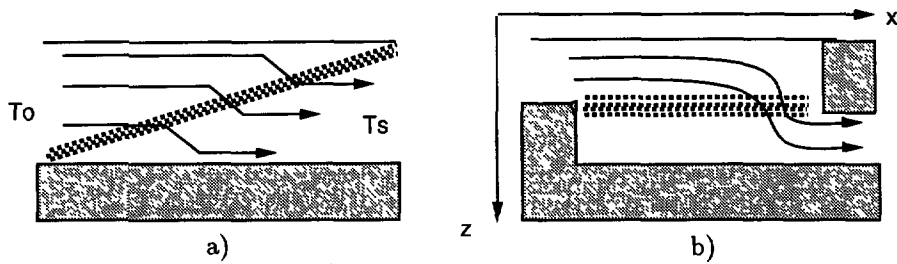


Fig. 3. — a) Type poreux diagonal. b) Type poreux horizontal.  
[a) Diagonal porous insulator. b) Horizontal porous insulator.]

Cette configuration de capteur solaire a donné lieu à un certain nombre de travaux parmi lesquels on peut citer : Clary et Morgan (1977), Chiou (1965), Hamid et Beckman (1969) et Lansing (1979).

Dans ce type de capteur la chaleur piégée dans l'absorbeur est transmise à l'air qui le traverse. L'absorbeur est constitué d'une matière finement et régulièrement divisée, il présente donc une surface d'échange spécifique beaucoup plus grande qu'une simple tôle. Bien entendu l'air froid d'entrée circule entre la vitre et l'absorbeur tandis que l'air chaud circule entre l'absorbeur et le fond, celui-ci présentant une isolation bien meilleure que la vitre. La disposition figure 3b est à éviter : l'air traversant essentiellement l'extrémité de l'absorbeur.

2.2 LES ÉQUATIONS. — L'étude complète est très complexe et mal connue, nous nous limiterons à un calcul approximatif simple.

- On suppose que l'air passant entre la vitre et l'absorbeur n'échange de la chaleur qu'avec la vitre, car, dès qu'il frôle l'absorbeur, il est aspiré et y entre, avec une température moyenne  $T_1$  (selon  $x$ ).
- En traversant l'absorbeur, il récupère une partie de la chaleur déposée par le rayonnement solaire et ressort à une température  $T_2$ .
- Puis finalement, il se refroidit légèrement en léchant le fond bien isolé et sort à la température  $T_s$ .

2.2.1 *Equations sur l'air d'entrée.* — La quantité d'air circulant sous la vitre diminue selon la loi linéaire  $G = G_o(L - x)$  puisque l'on suppose que l'absorbeur est traversé par un flux uniforme d'air. La température de l'air étant  $t_1(x)$ , la chaleur échangée avec la vitre (de température moyenne selon  $x : T_v$ ) est donc :

$$G_o C_p (L - x) \frac{dt_1}{dx} = -h_{cva} (t_1 - T_v)$$

$$t_1 - T_v = (T_o - T_v) \left(1 - \frac{x}{L}\right)^{\frac{h_{cva}}{G_o C_p}}$$

D'où la température moyenne  $T_1$  (suivant  $x$ ) :

$$T_1 - T_v = (T_o - T_v) \frac{1}{L} \int_0^L \left(1 - \frac{x}{L}\right)^{\frac{h_{cva}}{G_o C_p}} dx = \frac{(T_o - T_v)}{1 + h_{cva}/G_o C_p} \quad (1)$$

### 2.2.2 Phénomènes relatifs à l'absorbeur.

- L'absorbeur reçoit de la lumière dont l'intensité décroît avec la profondeur  $z$  selon la loi  $Ie^{-\beta z}$
- L'absorbeur chaud réémet vers la vitre des I.R et nous considérerons (ce qui est *très approximatif*) que cette réémission se fait suivant une loi analogue.
- L'épaisseur de l'absorbeur est telle que toute la lumière incidente est absorbée.

Finalement, comme l'éclairement à la surface de l'absorbeur est  $I\tau\alpha$ , on aura dans une tranche d'épaisseur  $dz$  :

$$\beta e^{-\beta z} [I\tau\alpha - h_{\text{rpv}}(T_p - T_v)] - h_{\text{cpa}}(T_p - T) = 0 \quad (2)$$

Tandis que pour l'air, dans cette même tranche, on aura :

$$G_o C_p \frac{dT}{dz} = -h_{\text{cpa}}(T - T_p) \quad (3)$$

En extrayant  $T - T_p$  de la première équation, et en reportant dans la seconde, on obtient :

$$G_o C_p \frac{dT}{dz} = h_{\text{cpa}} \frac{\beta e^{-\beta z}}{h_{\text{rpv}}\beta e^{-\beta z} + h_{\text{cpa}}} [I\tau\alpha - h_{\text{rpv}}(T - T_v)]$$

Finalement

$$T_2 - T_1 = \left[ \frac{I\tau\alpha}{h_{\text{rpv}}} - (T_o - T_v) \right] \left[ 1 - \left( \frac{h_{\text{cpa}}/\beta}{h_{\text{rpv}} + h_{\text{cpa}}/\beta} \right)^{\frac{h_{\text{cpa}}/\beta}{G_o C_p}} \right] \quad (4)$$

**2.2.3 Equation sur l'air de sortie.** — Dans le canal inférieur à l'absorbeur, l'air perd de la chaleur à travers l'isolant du fond.

Ces pertes étant très faibles, il s'en suit que  $T_s$  est voisin de  $T_2$  et que la chaleur échangée peut s'écrire :

$$G_o C_p (T_s - T_2) + \left( \frac{T_s + T_2}{2} - T_e \right) U_b = 0$$

$$\text{Soit } T_s - T_e = (T_2 - T_e) \frac{(1 - U_b/(2G_o C_p))}{(1 + U_b/(2G_o C_p))} \quad (5)$$

**2.2.4 Equation sur la vitre.** — L'énergie emmagasinée par la vitre s'équilibre par convection avec l'extérieur, par rayonnement avec l'absorbeur, et par convection sur l'air intérieur du canal.

$$I(1 - I_a) - (T_v - T_e)h_{\text{ve}} - (T_v - \overline{T_p})h_{\text{rpv}} - (T_v - T_1)h_{\text{cva}} = 0 \quad (6)$$

$\overline{T_p}$  = valeur moyenne selon  $z$  (et  $x$ ).

**2.3 RÉSOLUTION DU SYSTÈME, VALEURS MOYENNES.** — On a donc un système de quatre équations (1), (4), (5), (6) dont les inconnues sont  $T_1, T_2, T_s, T_v$ .

Il est également nécessaire d'avoir une équation permettant de calculer  $\overline{T_p}$  (utilisé dans l'équation (6), mais aussi pour évaluer le coefficient  $h_{rpv}$ ).

Pour cela, on remarquera que globalement, pour l'absorbeur :  
l'énergie reçue = énergie rayonnée vers la vitre + énergie échangée avec l'air

$$I\tau\alpha = h_{rpv}(\overline{T_p} - T_v) + (T_2 - T_1)G_oC_p$$

Le modèle a été écrit en Turbo Pascal V6.0. Il est disponible sur IBM-PC ou compatible.

### 3. Calcul des coefficients.

**3.1 COEFFICIENT DE TRANSFERT RADIATIF.** — Dans le cas où l'échange entre 2 corps est provoqué par des températures voisines, on utilise la température moyenne  $T_M$  et on écrit :

$$h_r \sim 4F\sigma T_M^3$$

Le calcul de  $h_r$  nécessite donc la connaissance à priori des températures moyennes (telles que  $\overline{T_v}, \overline{T_p}, \overline{T_f}$ ) dont précisément, on recherche la valeur.

Fort heureusement,  $h_r$  dépend des températures exprimées en K et d'autre part, on connaît l'ordre de grandeur des températures à obtenir (à 10 K près, soit 3 % d'erreur sur une température voisine de 300 K), aussi,  $h_r$  est-il évaluable avec une précision suffisante pour obtenir des valeurs convenables sur les températures cherchées.

Néanmoins, si l'on cherche une précision meilleure, il est nécessaire d'effectuer un calcul itératif.

**3.2 COEFFICIENT DE CONVECTION VITRE - EXTÉRIEUR  $h_{cve}$ .** — Pour un capteur placé à l'extérieur, on utilise généralement la relation de Mac Adams (1954) :

$$h_{cve} = 5,7 + 3,8V(W/m^2/^\circ C)$$

avec  $V$  : vitesse du vent extérieur au niveau de la vitre en m/s.

**3.3 COEFFICIENT DE CONVECTION ABSORBEUR - VITRE  $h_{cpv}$  (TYPE "TÔLE").** — Les échanges thermiques entre 2 plaques séparées par une couche d'air se font par conduction et convection.

Ici encore, il est nécessaire de procéder par itération,  $Gr_d$  le nombre de Grashof étant dépendant de  $\overline{T_p} - T_v$ .

Si  $d$  est l'épaisseur de la lame d'air, la quantité  $h_{cpv} \frac{d}{k_a}$  est donnée en fonction de  $Gr_d$  par le graphe proposée par Kreith (1967 p.359).

**3.4 COEFFICIENT D'ÉCHANGE AIR-SURFACE PLANE ( $h_{cpa}, h_{cfa}, h_{cva}$ ).** — Ces coefficients sont calculés à partir de l'évaluation des nombres de Nusselt.



**3.4.1 Régime turbulent établi :  $R_e > 3000$ .** — Le nombre de Nusselt sera évalué grâce à l'expression de Kreith (1967) :

$$N_u = 0,0158 R_e^{0,8} \left[ 1 + \frac{D_H}{L} (6,22 \text{ Log } \frac{L}{D_H} - 7,9) \right]$$

**3.4.2 Régime laminaire :  $R_e < 2100$ .** — Soit le nombre de Graetz :  $G_z = \frac{R_e P_f D_H}{L}$ , on a d'après Kays (Saccadura, 1982):

$$N_u = 3,66 + \frac{0,104 G_z}{1 + 0,016 G_z^{0,8}}$$

**3.5 COEFFICIENT D'ÉCHANGE VOLUMIQUE  $h_{cpa}/\beta$ .** — Dans l'absorbeur poreux si  $\beta$  est le facteur d'extinction, on prendra l'expression habituelle  $h_{cpa}/\beta = 224.V^{0,97}$  ( $W/m^2/^\circ C$ )

avec  $V$  = vitesse de l'air dans l'absorbeur en m/s.

#### 4. Validation expérimentale des modèles et résultats de simulation.

Les modèles mathématiques ont été validés sur un banc de testage en lumière artificielle stabilisée.

La hauteur réglable du jeu de lampes utilisées permet d'obtenir une zone d'éclairement uniforme, suffisamment grande pour tester le capteur. Au niveau de la couverture vitrée la puissance captée est  $I = 500 W/m^2$ .

Le caisson du capteur est réalisé en polyuréthane à cellules fermées de 5 cm d'épaisseur. Ses dimensions sont 0,60 m de longueur sur 0,30 m de largeur. La vitre est refroidie par un courant d'air à température ambiante (22 °C). L'air qui circule à l'intérieur du capteur est pulsé par un ventilateur centrifuge. Son débit est réglé grâce à une vanne située sur son aspiration. Les cotés supérieurs du caisson sont recouverts de film d'aluminium réfléchissant pour éviter les surchauffes. La conception est telle que l'on peut tester alternativement l'absorbeur tôle et l'absorbeur poreux.

L'absorbeur poreux est constitué d'une plaque de mousse de polyuréthane noire, à cellules ouvertes dont le diamètre est environ 1 mm. Son épaisseur (2,5 cm) a été choisie pour absorber complètement le flux incident. La tôle a une épaisseur de 0,3 mm : elle est peinte en noir.

Les températures sont mesurées grâce à des thermomètres au mercure  $\pm 0,25$  °C et les vitesses d'air par des différences de pression.

Dans ces mêmes conditions expérimentales les comportements des capteurs poreux et type tôle ont été simulés et les points expérimentaux ont été reportés sur les courbes théoriques de la figure 4.

L'écart moyen entre les deux courbes et les huit points expérimentaux peut-être évalué à un peu moins de 3 %, ce qui semble raisonnable pour prétendre à la validation de notre modèle. Les courbes trouvées sont très semblables à celles de Lansing (1979).

Une fois les deux modèles validés, plusieurs phénomènes peuvent être mis en évidence par simulation.

- Si nous utilisons une longueur de capteur plus importante que celle du caisson expérimental qui nous a servi pour la validation, le capteur tôle peut se montrer dans certaines

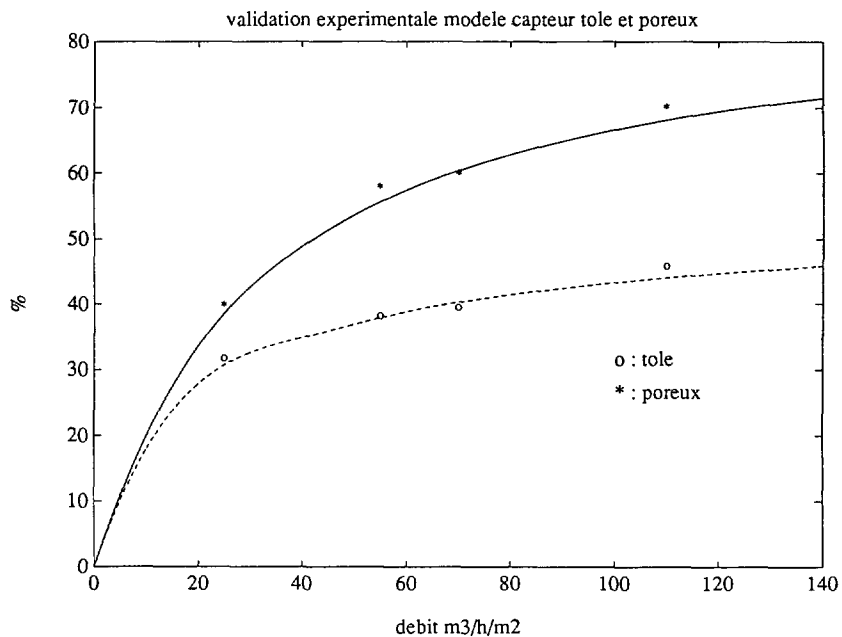


Fig. 4. — Validation des modèles type tôle et poreux Ens 500 W/m<sup>2</sup>. Capteur long. 0,6 m larg. 0,3 m. [Experimental validation for porous and non porous insulators.]

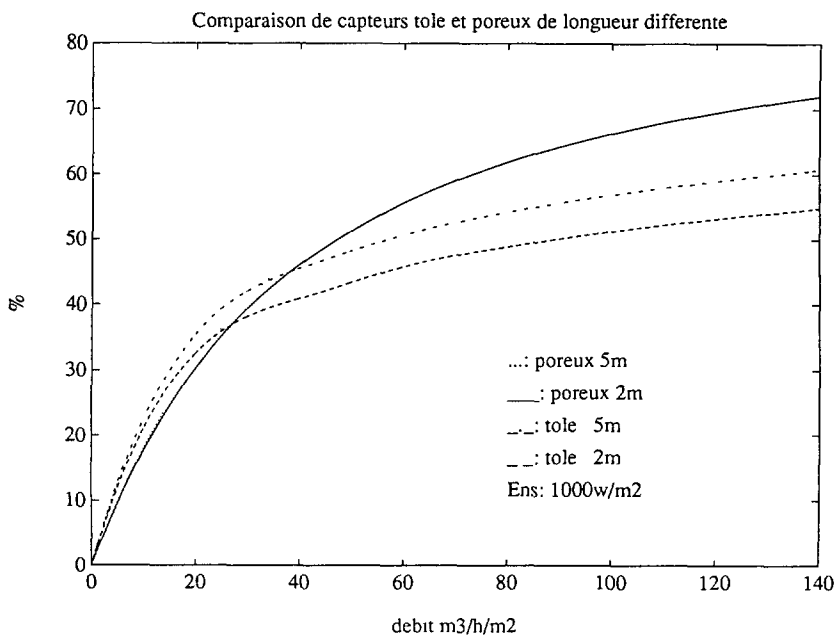


Fig. 5. — Comparaison de capteurs tôle/poreux de longueur différente. [Comparison of porous and non porous insulators with different length.]

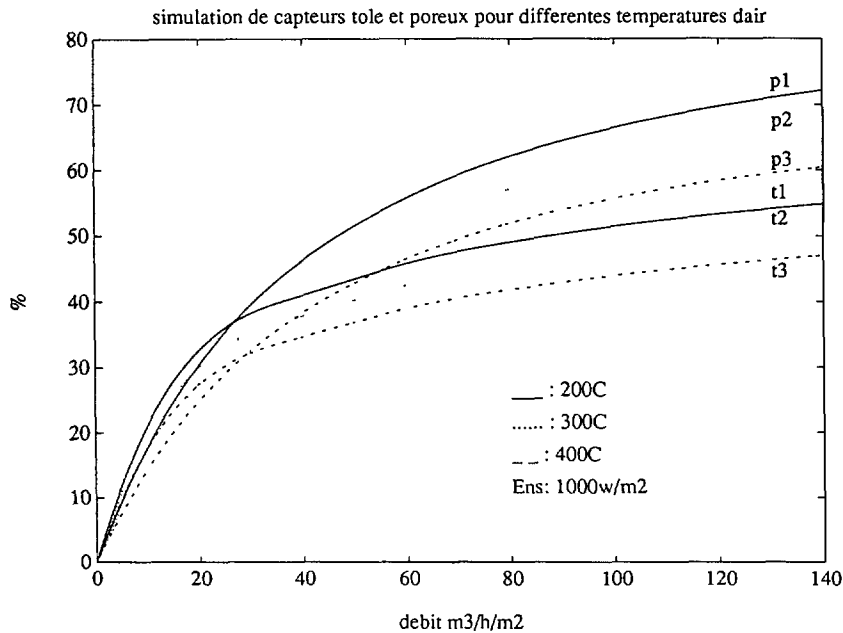


Fig. 6. — Simulation de fonctionnement de capteurs solaires type tôle et type poreux de 2 m de long. [Simulation of porous and non porous insulators.]

conditions plus efficace que le modèle poreux. En effet pour une température de l'air d'entrée de 20 °C et pour un caisson de 2 m de long, sur 1 m de large, le type tôle s'avère pour les faibles débits d'air plus efficace que le type poreux et ce jusqu'à un débit de 27 m<sup>3</sup>/h/m<sup>2</sup> pour une température d'entrée d'air de 20 °C. Pour une longueur de 5 m c'est à partir de 35 m<sup>3</sup>/h que le capteur poreux devient plus efficace que le capteur de type tôle. Ceci est mis en évidence sur la figure 5.

Dans un capteur poreux, par unité de longueur, la surface d'échange volumique, SE est plus grande que dans le type tôle. Par contre le débit d'air total se divise en filets d'air élémentaires d'autant plus faibles que la surface du capteur est grande : le débit élémentaire est le débit total divisé par le nombre de surfaces élémentaires. L'énergie récupérée est proportionnelle à  $P$ , produit du filet d'air élémentaire par la surface SE. Si le filet d'air est faible, la température de l'air s'élève et les pertes thermiques sont grandes donc le rendement chute. Dans le cas du capteur tôle, le débit d'air par surface élémentaire est toujours le débit total, et la valeur du produit, débit d'air par surface capteur peut dépasser celle du produit  $P$  précédent. Le rendement du capteur tôle est alors supérieur à celui du poreux. Dans le cas des débits d'air suffisamment importants, cette inversion n'est plus possible et les performances du capteur poreux sont plus élevées que celles du capteur type tôle.

Il est à noter que l'allongement du capteur de 2 à 5 mètres se traduit par une augmentation relative du rendement plus faible dans le capteur poreux que dans le type tôle. La traversée de la matière poreuse reste la même, seule la vitesse de l'air diminue. Par contre la surface d'échange air tôle augmente en fonction de la longueur. Augmenter la longueur d'un capteur poreux s'avère donc peu intéressant.

- La figure 6 illustre quelques fonctionnements obtenus en simulation et met en évidence l'influence de la température de l'air d'entrée sur des caissons de 2 m de long. Les performances sont d'autant meilleures que l'air d'entrée est froid car les pertes dues aux hautes températures sont plus faibles. Ceci est vrai pour les deux types de capteurs étudiés.  
D'autre part l'écart entre les valeurs des rendements calculées pour les deux types de capteur, s'amenuise également avec l'élévation de la température de l'air d'entrée. L'utilisation d'un capteur pour préchauffer de l'air, à partir d'air extérieur froid, semble être une solution satisfaisante.
- La valeur du débit d'air à partir duquel le capteur poreux devient plus efficace que le type tôle augmente légèrement, en fonction de la température d'entrée d'air. Elle passe de 27 à 29 m<sup>3</sup>/h/m<sup>2</sup>, lorsque  $T_{\text{air}}$  passe de 20° à 40°. Ces valeurs numériques dépendent de la géométrie des capteurs mais le sens des variations reste valable.  
Ceci est en accord avec la remarque du paragraphe précédent, suivant laquelle pour des débits d'air faibles dans un capteur poreux, les pertes thermiques locales sont supérieures à celles obtenues dans un capteur type tôle.

## 5. Conclusion.

Les résultats des simulations du fonctionnement des deux capteurs solaires à air étudiés, tôle et poreux, font apparaître des résultats très voisins. Cependant pour des faibles températures d'air d'entrée et pour des grands débits le rendement du capteur de type poreux est supérieur de 20 % à celui du capteur tôle.

D'autre part et surtout pour des conditions de fonctionnement normal, le capteur poreux ne nécessite pas une grande longueur puisque l'air se chauffe en traversant l'absorbeur. Le choix d'un capteur de faible dimension est un avantage certain.

Enfin le choix matériel d'un des deux types de capteur dépend souvent des conditions de fonctionnement imposées, en particulier des impératifs géométriques, largeur-longueur. Lorsque les écarts de rendement sont faibles, la facilité technologique de mise en place n'est plus à négliger et dans cette optique la tôle noircie sous une vitre présente le meilleur rapport rendement/prix de revient, avec des débits d'air réalistes dans des conditions de fonctionnement normales.

Enfin la durée de vie d'une tôle est beaucoup plus longue que celle d'un matériau poreux inévitablement plus fragile.

## Bibliographie

- Bliss R.W., The derivations of several "plate efficiency factors" useful in the design of flat plate solar heat collectors, *Sol. Energy* **8** (1959) 55-64.
- Chiou J.P., El Wakil M.M., Duffie J.A., A slit and expanded aluminum foil matrix solar collector, *Sol. Energy* **9** (1965) 73-82.
- Choudury C., Andersen S.L., Rekstad J., A solar air heater for low temperature applications, *Sol. Energy* **40** (1988) 335-343.

Clary B.L., Morgan R.G., Evaluation of matrix solar collectors for heating air Conference on solar crop drying (Raleigh, NC, USA, 1977) pp. 44-53.

Duffie J.A., Beckman W.A., Solar Energy thermal process (Ed. John Willey, 1974).

Gupta C.L., Garg H.P., Performances studies on solar air heaters, *Sol. Energy* **11** (1966) 25-31.

Hamid Y.H., Beckman W.A., Transpiration cooling on radiatively heated porous bed, *ASME Publ.*, n°69.WA/SD-6,2 (1969).

Kreith F., Transmission de la chaleur et thermodynamique (Masson, Boulevard Saint Germain, Paris, 1967).

Lansing F.L., Clarke V., A high performance porous flat plate solar collector, *Energy* **4** (1979) 685.

Liu B.Y.H., Jordan R.C., Application of solar energy for flat plate, Solar Air, collector ASHRAE GRP 170 (1977).

Mac Adams W.H., Heat Transmission (McGraw Hill, 1954).

Saccadura J.F., Initiations aux transferts thermiques, Technique et Documentation (Lavoisier Paris, 1982).

Whillier A., Black painted solar air heaters of conventional design, *Sol. Energy* **8** (1964) 31-36.