

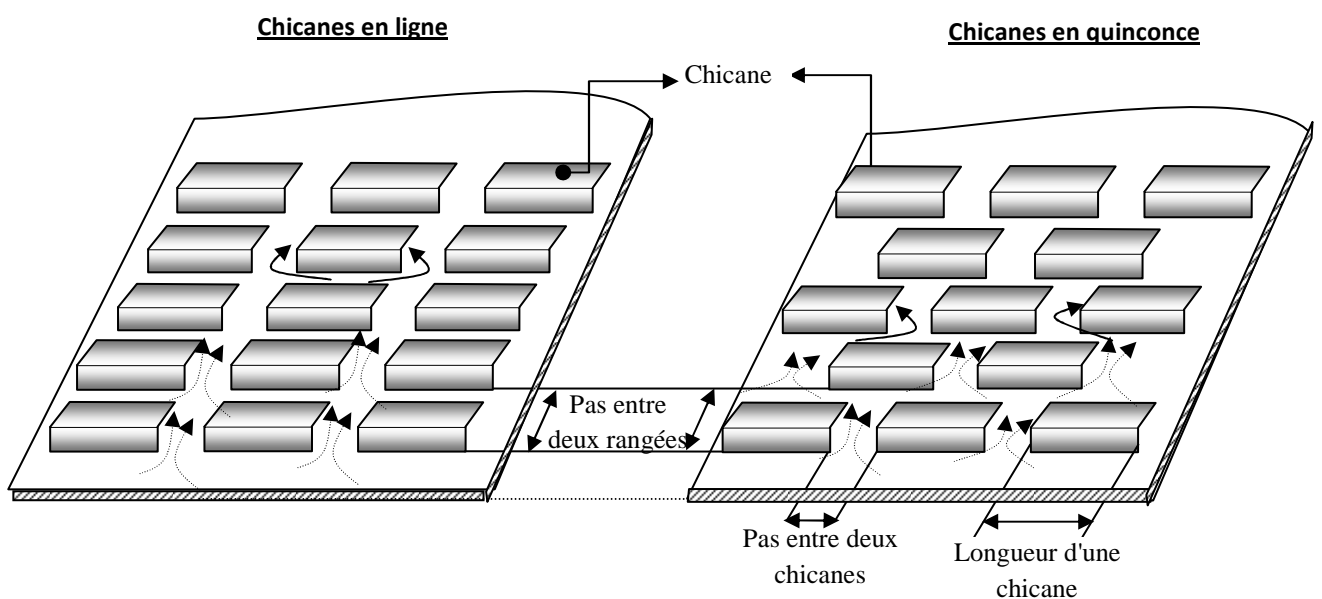
### II-1- Introduction :

Les capteurs solaires plans à air, qui sont l'objet de notre étude transforment l'énergie solaire incidente en énergie thermique extraite par l'air en écoulement dans le capteur. Cette énergie est ensuite utilisée dans diverses applications, à savoir ; le chauffage, la réfrigération, le séchage, etc.

L'étude du comportement thermique de notre capteur relativement aux configurations utilisées, est une étude parmi d'autres déjà élaborées dans divers laboratoires de recherche. L'objectif principal de cette étude est de mettre en évidence les paramètres de performances, à noter l'optimisation des échanges convectifs dans le conduit utile du capteur, et la modélisation de ces échanges en fonction de plusieurs variables, notamment les paramètres géométriques.

Il existe plusieurs modèles qui décrivent la variation du rendement thermique en fonction des paramètres physiques, géométriques et optiques, tels que le nombre de Reynolds (débit du fluide caloporteur), la nature des matériaux utilisés, du fluide caloporteur et du type des vitrages, ainsi que des dimensions de différentes pièces constituantes.

Plusieurs types de capteurs à air ont été construits et testés. Ils se différencient par leurs configurations, du mode d'écoulement de l'air, du type et du nombre de vitrages utilisés, par la nature de l'absorbeur ainsi que par le mode d'adjonction de tôles minces placées en ligne ou en quinconce entre l'absorbeur et l'isolant « sur l'isolant » figure (II-1) (disposition en ligne et en quinconce).



**Fig. (II-1) :** Disposition en rangée et en quinconces des chicanes dans la veine d'air mobile

Les couvertures transparentes externes des capteurs sont généralement en verre, qui a la propriété d'être plus opaque au rayonnement infrarouge, elle réalise l'effet de serre nécessaire pour le piégeage du rayonnement solaire et par conséquent de réchauffer l'absorbeur.

Plusieurs capteurs peuvent être reliés de manières différentes pour répondre aux besoins demandés, on observe que leur combinaison en série est plus performante que celle en parallèle ou le montage mixte en série et parallèle.

## II-2- Description de capteur :

Il s'agit d'un capteur solaire plan à air à simple passe entre l'absorbeur et la plaque absorbante en acier galvanisé ou en aluminium. En vue d'améliorer les performances thermiques du capteur solaire, on a introduit des obstacles métalliques très minces d'épaisseur **0,4 mm**, assimilés à des rugosités artificielles dites chicanes dans la veine d'air utile. La figure suivante représente les éléments de l'insolateur a étudié :

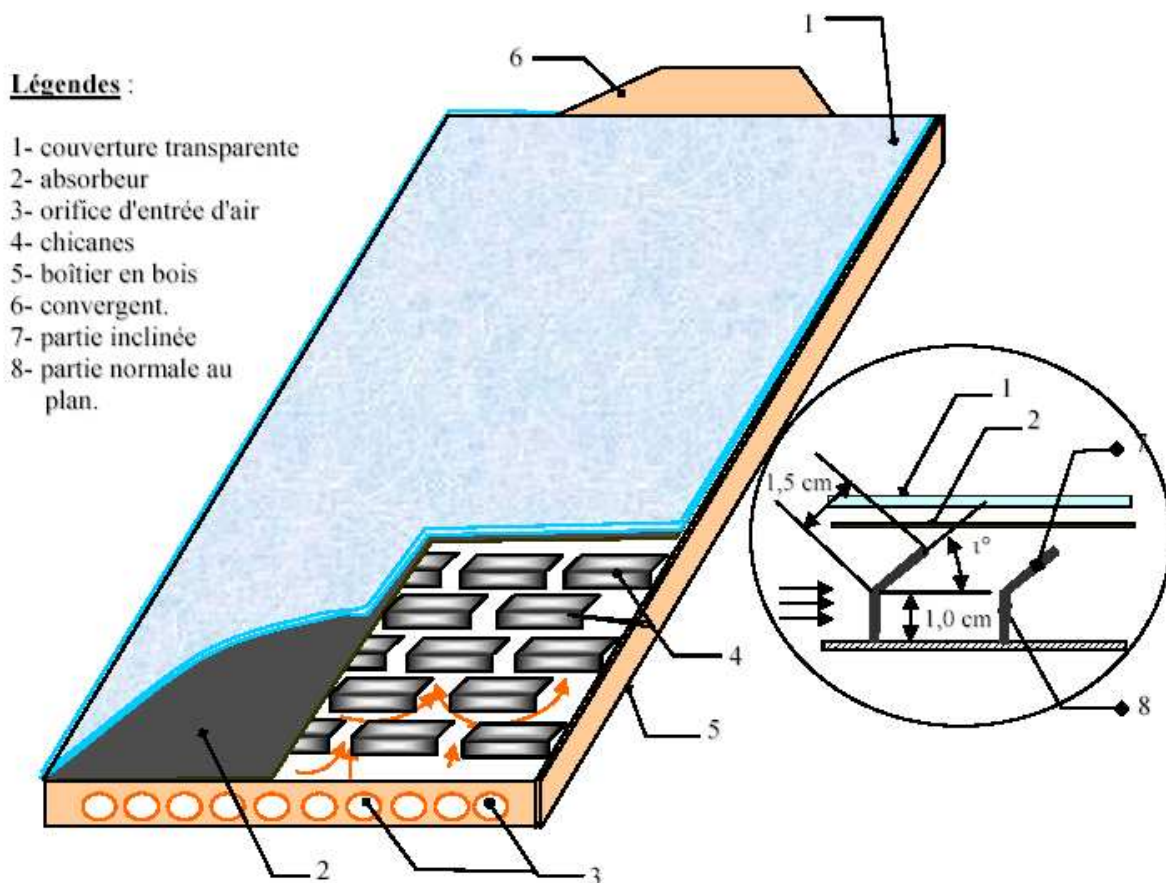


Fig. (II-2) : Schéma d'un capteur solaire plan à air



**Fig(II-3)** : capteur solaire plan à air exposé au soleil (photo dgm.Univ de Biskra 2007)

En raison de l'insuffisance de l'échange thermique réalisé dans le capteur solaire plan à air entre le fluide et l'absorbeur l'utilisateur est amené à apporter des améliorations pour de meilleures performances ou une meilleure efficacité thermique. Dans cette étude expérimentale, par la simulation de l'énergie solaire, nous avons cherché à améliorer le couple <<Rendement – Ecart de température >> du capteur en introduisant des chicanes (obstacles), qui sont disposées dans la veine dynamique du capteur. Les échanges thermiques, la température de sortie et le rendement du capteur se trouvent nettement améliorés.

L'amélioration des performances des capteurs solaires plans, consiste à limiter les pertes thermiques entre l'absorbeur et l'environnement extérieur. Plusieurs approches ont été développées.

### **II-3- Le bilan thermique**

Le bilan thermique d'un insolateur au niveau de la veine d'air mobile rapporté à l'unité de surface, se résume ainsi par la quantité d'énergie utile  $Q_u$  emportée par le fluide caloporteur, dans notre cas il s'agit de l'air.

#### **II-3-1 Distribution de la température suivant la direction de l'écoulement de l'air :**

On considère la tranche " $\delta x$ " voir figure (II-4), La température est supposée uniforme au niveau de la section de la veine d'air mobile de l'insolateur démunie des chicanes.

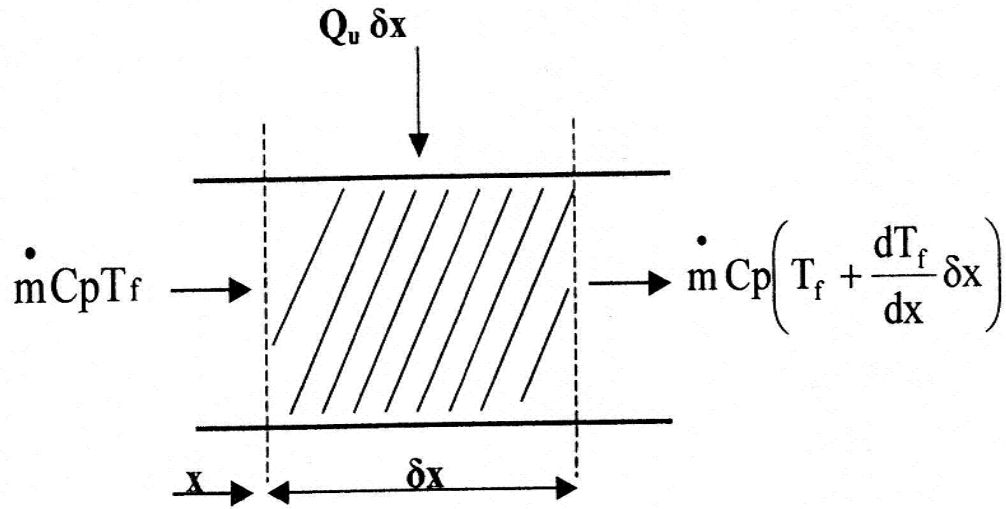


Fig.(II-4) : Tranche fictive " $\delta x$ " du volume de contrôle.

La conservation de l'énergie dans cette tranche nous donne avec l'état de largeur du capteur [11] :

$$\dot{m} C_p T_f + Q_u \cdot l \cdot \delta x = \dot{m} C_p \left( T_f + \frac{dT_f}{dx} \delta x \right) \quad (\text{II-1})$$

Après simplification on obtient :

$$\frac{dT_f}{dx} = \frac{Q_u \cdot l}{\dot{m} C_p} \quad (\text{II-2})$$

Nous supposons comme on le fait généralement, que le transfert de chaleur avec l'air de température  $T_f$  est uniforme le long du capteur de longueur  $L$ .

$$T_f(x) = \left( \frac{Q_u \cdot l}{\dot{m} C_p} \right) x + T_{fe} \quad (\text{II-3})$$

L'intégration de l'équation (II-3) entre les deux pole du capteur nous permis d'obtenir l'expression :

$$T_{fs} = \frac{Q_u \cdot l \cdot L}{\dot{m} C_p} + T_{fe} \quad (\text{II-3)(a)}$$

Où,  $T_{fe}$  et  $T_{fs}$  sont respectivement la température à l'entrée et à la sortie de l'air dans le capteur.

Supposons aussi que la température du fluide varie linéairement le long du capteur, la valeur moyenne de la température est par conséquent étant égale à la moyenne arithmétique entre

l'entrée et la sortie, par conséquent :

$$T_f = \frac{(T_{fs} + T_{fe})}{2} \quad (\text{II-4})$$

Ou d'une manière générale :

$$T_f = \sum_{i=1}^{i=k} T_{fi} / k \quad (\text{II-5})$$

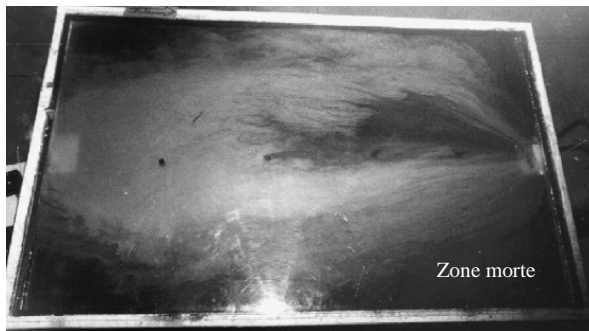
Donc on peut calculer la température moyenne du fluide d'après la relation suivante

$$T_{fm} = \frac{T_f + T_p}{2} \quad (\text{II-6})$$

A partir des deux dernières équations, on déduit :

$$Qu = \frac{2 \dot{m} c_p (T_{fm} - T_{fe})}{A} \quad (\text{II-7})$$

Dans le cas des obstacles fixés sur l'isolant, le choix des formes géométriques d'obstacles utilisées doit satisfaire certains critères. En effet, la forme et la disposition affectent l'écoulement de l'air durant son acheminement. Les obstacles assurent une bonne irrigation de l'absorbeur, assurent un écoulement turbulent et réduisent l'existence des zones inactives (mortes) dans le collecteur figures (II-5) et (II-6) [12].



**Fig. [II-5]** : Visualisation de l'écoulement d'un jet de fumée dans un capteur sans chicanes



**Fig. [II-6]** : Visualisation de l'écoulement d'un jet de fumée dans un capteur en présence de chicanes triangulaires

#### II-4- Effet des obstacles sur les échanges convectifs :

L'introduction d'obstacles dans la veine d'air dynamique nécessite un choix judicieux du mode de fixation, il est possible qu'ils soient fixés sur l'isolant ou sous l'absorbeur, ou les combinaisons ensemble. Dans tous les cas les performances thermiques sont nettement

améliorés, du fait que la surface d'échange totale mise en jeu se trouve augmentée et la section de passage offerte devant le passage du fluide qui et par conséquent réduite.

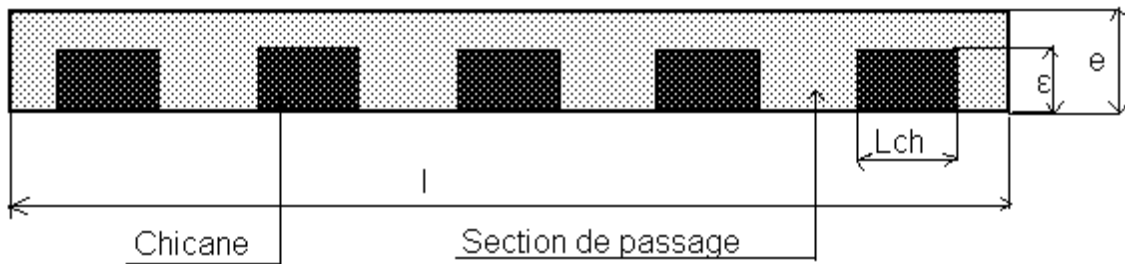
Dans la veine d'air mobile, le calcul du nombre de Reynolds ( $Re$ ) est obtenu par le calcul de la vitesse maximale de l'air ( $V_{max}$ ) correspondant à la section de passage minimale ( $S_{min}$ ), qui est exprimé par la relation suivante :

$$Re = \frac{V_m \cdot D_h}{\nu} = \frac{Q_v \cdot D_h}{\nu \cdot S_{min}} \tag{II-8}$$

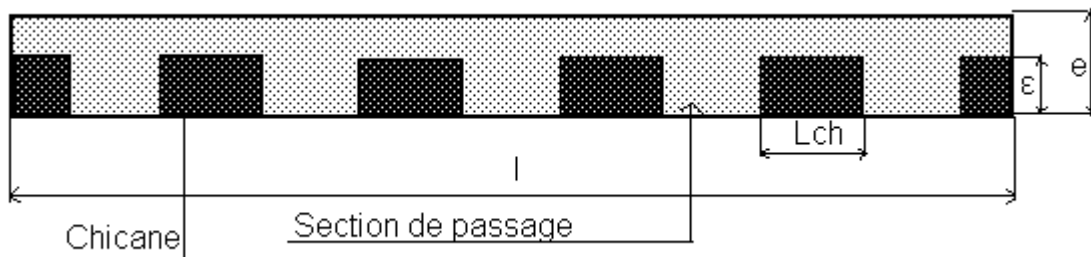
Ou,  $D_h$  est le diamètre hydraulique, définit comme étant le rapport de 4 fois la section de passage sur le périmètre mouillé, autrement :

$$D_h = \frac{4 \cdot \text{section de passage}}{\text{périmètre mouillé}} \tag{II-9}$$

Dans le cas d'une veine rectangulaire muni de chicanes figure (II-7), le diamètre hydraulique est calculé à partir du schéma équivalent suivant, ou on tient compte de la section obturée transversale par une rangée constituée de «  $n$  » obstacles de chicanes disposées devant le passage du fluide.



**Fig.(II-7) :** coupe transversale d'un capteur muni de chicanes  
(disposition en ligne)



**Fig.(II-8) :** coupe transversale d'un capteur muni de chicanes  
(disposition en quinconce "2ieme rangées")

$A$  : Section de passage de l'air dans la veine [ $m^2$ ].

$L_c$  : Longueur du capteur [m].

$l_c$  : Largeur du capteur [m].

$e$  : Épaisseur de la veine d'air mobile du capteur pour le passage d'air [m].

$\varepsilon$  : Hauteur d'une chicane (rugosité absolue artificielle) [m].

$n$  : Nombre de chicanes sur une rangée.

$k$  : Nombre des essais ou bien nombre des sondes de mesure de la température.

Soit  $Q_V$  : le débit volumique de l'air en écoulement dans la veine d'air mobile [ $m^3/s$ ].

$u$  : La vitesse d'écoulement de l'air [m/s]

La section de passage du fluide est :

$$A = e \cdot l - n \cdot \varepsilon \cdot L_{ch} \quad (\text{II-10})$$

Le périmètre mouillé est :

\*Dans le cas où les chicanes sont disposées en ligne le périmètre mouillé est :

$$P = 2(l + e + n \cdot \varepsilon) \quad (\text{II-11)(a)}$$

\*Dans le cas où les chicanes sont disposées en quinconce le périmètre mouillé est :

$$P = 2(l + e + (n - 1) \cdot \varepsilon) \quad (\text{II-11)(b)}$$

Sachant que l'expression du diamètre hydraulique est :

$$D_h = \frac{4 \cdot A}{P}$$

En se référant au schéma de la figure (II-7), on aurait :

$$D_h = \frac{2[e \cdot l - n \cdot \varepsilon \cdot L_{ch}]}{l + e + n \cdot \varepsilon} \quad (\text{II-12)(a)}$$

Et en se référant au schéma de la figure (II-8), on aurait :

$$D_h = \frac{2[e \cdot l - n \cdot \varepsilon \cdot L_{ch}]}{l + e + (n - 1) \cdot \varepsilon} \quad (\text{II-12)(b)}$$

Sachant que la section minimale offerte est  $S_{min} = A$ ,

Par conséquent la vitesse maximale  $V_m$  est :

$$V_m = \frac{Q_V}{S_{min}} = \frac{Q_V}{A} \quad (\text{II-13})$$

Le nombre de Reynolds serait alors :

Soit dans la veine où les chicanes sont disposées en ligne est :

$$Re = \frac{2 \cdot Q_V}{\nu[l+e+n \cdot \varepsilon]} \quad (\text{II-14)(a)}$$

Soit dans la veine où les chicanes sont disposées en quinconce est :

$$Re = \frac{2 \cdot Q_V}{\nu[l+e+(n-1) \cdot \varepsilon]} \quad (\text{II-14)(b)}$$

Le coefficient d'échange thermique  $h$  entre l'absorbeur et l'air dépend notamment du nombre Reynolds. On déduit alors que l'augmentation de la rugosité absolue «  $\varepsilon$  » entraîne celle de  $Re$  et  $h$ . La section minimale 'A' est fonction de la forme des obstacles, de leurs dimensions et de leur disposition.

Dans la veine d'air mobile, la convection forcée dans le cas des conduites rectangulaires l'échange entre l'absorbeur et le fluide caloporteur est caractérisé par un coefficient d'échange convectif défini par :

$$h_{ab\_f} = \frac{Nu \cdot \lambda_f}{D_h} \quad (\text{II-15})$$

D'autre part, le coefficient d'échange entre le fluide caloporteur et la plaque inférieure isolante est pratiquement peu différent de celui entre l'absorbeur et l'air  $h_{ab\_f}$ , généralement considéré de même valeur pour simplifier le calcul. Par conséquent, le coefficient d'échange convectif du côté isolant  $h_{is\_f}$  est donné par les mêmes corrélations que celui entre le fluide et l'absorbeur [13].

$$h_{ab\_f} = h_{is\_f} \quad (\text{II-15)(a)}$$



Pour le cas d'un capteur muni de rugosité artificielle (chicanes),  $h_{ab,f}$  est considéré comme le coefficient d'échange moyen, calculé par la relation précédente. Le nombre de Nusselt est déterminé par la corrélation de Kays [13] (pour un absorbeur avec chicane) suivante :

$$Nu = 0,0158 . Re^{0.8} \quad \text{Pour } (L/D_h) > 10$$

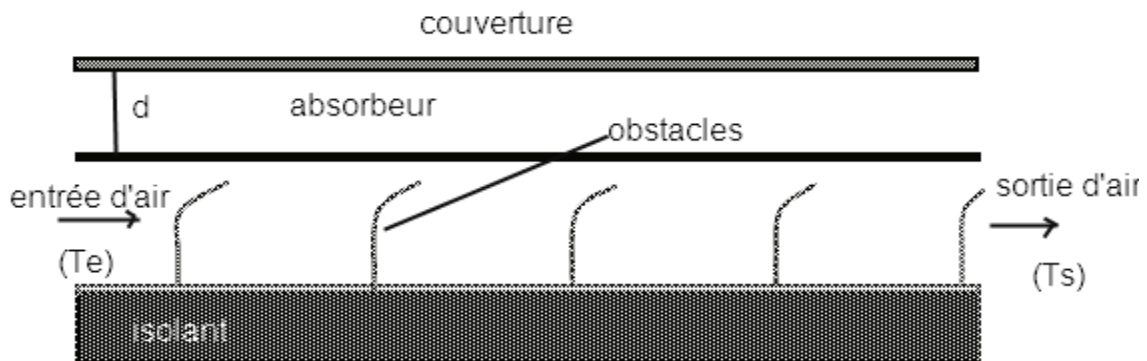


Fig. (II-9) : capteur solaire muni de chicanes.

Pour les capteurs à absorbeurs muni de chicanes, on utilise le facteur de Colburn «  $J$  » [13].

Pour  $120 < Re < 10000$

Avec  $Pr = 0,66$  à  $0,7$  pour l'air comme fluide caloporteur dans les capteurs solaires.

$$J = \frac{Nu}{Re.Pr^{1/3}} \quad \text{(II- 16)}$$

### II-5- Effet des obstacles sur les échanges radiatifs :

Les éléments qui constituent les capteurs plans à air (vitrage, absorbeur et isolant) ont une forme géométrique commune rectangulaire. Toutes ces surfaces sont en parallèles entre elles à des distances relativement faible, se qui nous permet de simplifier les facteurs de formes et de prendre les températures moyennes de ces éléments afin d'exprimer les coefficients radiatifs. Pour cela, par conséquent en utilisant la formulation classique suivante on obtient [11]:

$$h_r = \frac{\sigma.(T_1+T_2).(T_1^2+T_2^2)}{\frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{1.2}} + \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2} \left(\frac{S_1}{S_2}\right)} \quad \text{(II-17)}$$

Avec :

$\sigma = 5,67.10^{-8}$  est la constante de Stephan Boltzmann en  $[W/(m^2.K^{-4})]$ .

$T_1$  et  $T_2$  : sont les températures des surfaces concernées par l'échange en [K].

$\varepsilon_1$  et  $\varepsilon_2$  : Les émissivités des surfaces d'échange.

$F_{1,2}$  : Facteur de forme relatif aux surfaces qui dépend de leur position l'une par rapport à l'autre (pour les capteurs plans à air  $F_{1,2} = 1$ ).

$S_2$  et  $S_2$  : étant les surfaces d'échange mise en jeu en [m<sup>2</sup>].

**a) Cas ou le capteur sans chicanes :**

Echange radiatif entre l'absorbeur et la plaque métallique placée sur l'isolant :

$$h_{ab\_pis} = \frac{\sigma \cdot (T_{pis} + T_{ab}) \cdot (T_{pis}^2 + T_{ab}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_{ab\_pis}} + \frac{1}{\varepsilon_{pis}} - 1} \quad (II-17)(a)$$

**b) Cas ou le capteur est muni des chicanes :**

$$h_{ab\_pis} = \frac{\sigma \cdot (T_{pis} + T_{ab}) \cdot (T_{pis}^2 + T_{ab}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_{ab\_pis}} + \frac{1}{\varepsilon_{pis}} \cdot \frac{S_{ab}}{S_{pi} + N \cdot S_{ch}}} \quad (II-17)(b)$$

$\varepsilon_{ab\_pis}$  : Émissivité de l'absorbeur coté plaque métallique.

$\varepsilon_{pis}$  : Émissivité de la plaque métallique coté absorbeur.

$T_{pis}$  : Température de la plaque métallique placée sur l'isolation en [K].

$N$  : le nombre total de chicane

**II-6- Amélioration du couple « Rendement - Ecart de Température »**

Nous présentons d'abord les résultats obtenus avec le capteur sans chicanes et avec le capteur muni de chicane.

Pour calculer le rendement ( $\eta$ ) du capteur solaire, la densité du flux horaire globale est prise constante. Nous rappelons que le débit d'air ( $Q_V$ ) est exprimé par unité de surface de l'absorbeur :

$$\eta = \frac{Q_u}{I_G \cdot A_G} = \frac{Q_{mf} \cdot C_{pf} \cdot (T_s - T_e)}{I_G \cdot A_C} = \frac{\rho_f \cdot Q_{Va} \cdot C_{pf} \cdot (T_s - T_e)}{I_G \cdot A_C} \quad (II-18)(a)$$

$$\eta = \frac{\rho_f \cdot Q_V \cdot C_{pf} \cdot (T_s - T_e)}{I_G} \quad (II-18)(b)$$

Avec  $T_e$  et  $T_s$  en [K]

$$\rho_f = \rho_0 \cdot \frac{273}{273+T_{SV}} \cdot \frac{P(Z)}{P_0} \tag{II-19}$$

Soit la forme de la relation  $\frac{P(Z)}{P_0}$  est :

$$\frac{P(Z)}{P_0} = (0.89)^Z \tag{II-20}$$

Pour les altitudes (Z) inférieures à 3 Kms

$P(Z)$  : La pression a l'altitude Z [Kkm].

$P_0$  : La pression standard au niveau de la mer ( $1.013 \cdot 10^5$  Pascal à 288 K).

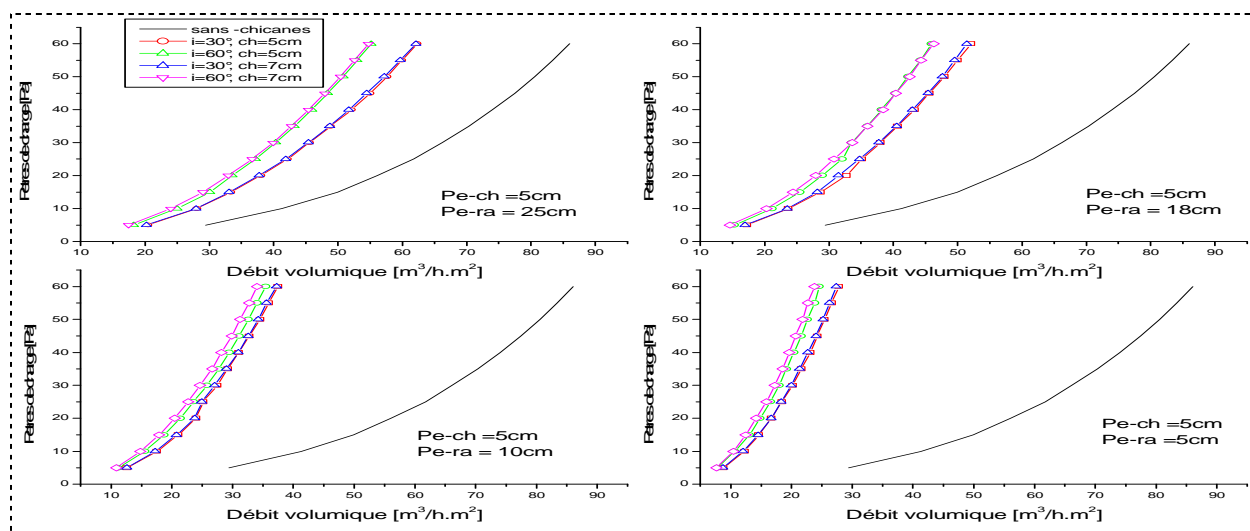
$T_{SV}$  : La température a la sortie du ventilateur [K].

$\rho_f$  : La masse volumique de l'air à l'altitude (Z) de l'endroit considéré [ $\text{Kg/m}^3$ ].

$\rho_0$  : La masse volumique de l'air ( $1.293 \text{ Kg/m}^3$ ) correspondant à  $P_0$ .

Dans la couche de l'atmosphère dénommé "troposphère" la température décroît de  $6.5^\circ\text{C}$  par kilomètre d'altitude.

L'effet d'obturation avec les obstacles est un avantage pour créer un courant très turbulent. Ainsi, nous aurons un très bon échange thermique, malheureusement, avec des pertes de charges très importantes Fig. (II-9) [10].



**Fig. (II-9)** pertes de charge pour les incidences de  $30^\circ$  et  $60^\circ$  de la partie inclinée des chicanes rectangulaires de longueur 5 et 7 cm, disposées en quinconce en comparaison avec un capteur sans chicanes.

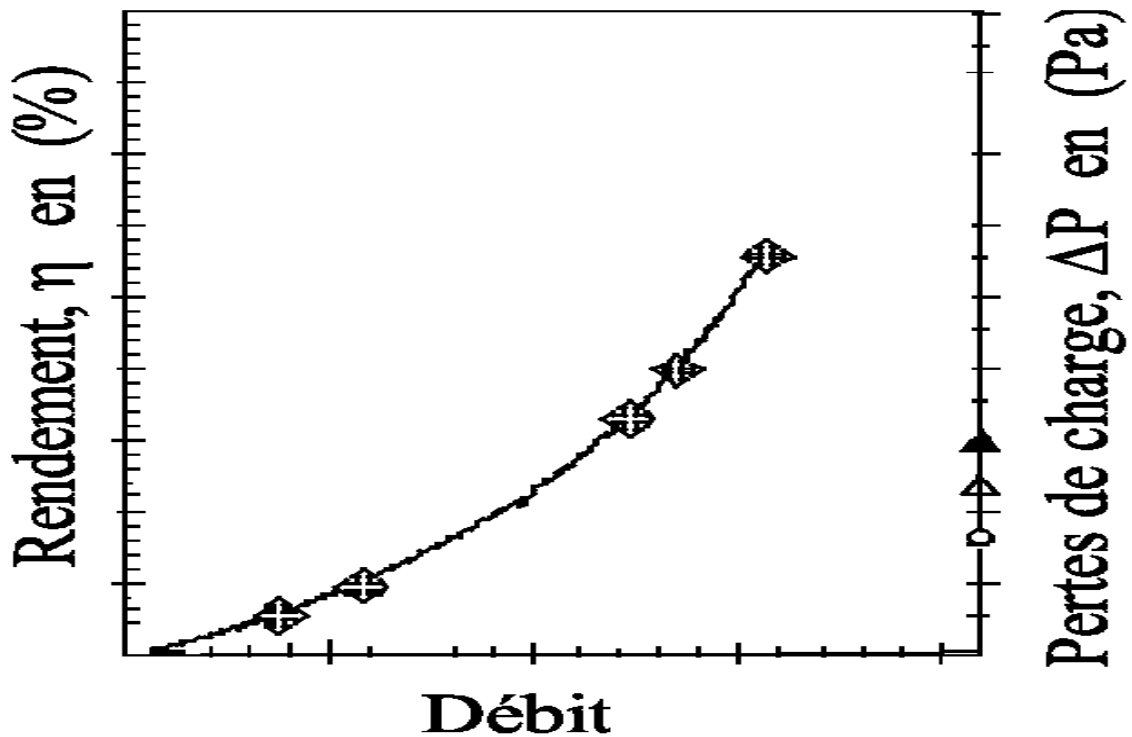


Fig. (II-10) Variation du rendement ( $\eta$ ) et des pertes de charge ( $\Delta P$ ) en fonction du débit ( $Q_V$ )

Ces pertes de charge que nous avons déterminées expérimentalement s'expriment en théorie par l'expression suivante [14]:

$$\Delta P = \frac{1}{2} \cdot C_{pf} \cdot S^{\#} \rho_f \cdot L \cdot Q_V^2 = \xi \cdot Q_V^2 \quad (\text{II-21})$$

Où

$$C_{pf} = 0,085 \cdot Re - 0,25 + 0,01625 \cdot \left(\frac{D_h}{L}\right) \quad (\text{II-22})$$

$C_{pf}$  : C'est la chaleur massique de l'air ici.

$L$  : Longueur totale parcourue par l'air depuis l'entrée jusqu'à la sortie du capteur.

$$S^{\#} = \frac{\text{Surface d'échange thermique mouillée totale}}{\text{Surface de captation face à l'insolation}}$$

Avec  $S^{\#} = 2$  Cas du capteur sans chicanes.

$$S^{\#} > 2 + N \cdot \frac{S_{ch}}{S_{ins}} \quad \text{Cas du capteur muni de chicanes.}$$