

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE
LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE MOHAMED KHIDER DE BISKRA
FACULTE DES SCIENCES ET DES SCIENCES DE L'INGENIEUR

Département de Génie Mécanique

MEMOIRE

pour obtenir le diplôme de Magister

Option : Construction Mécanique

Présenté et soutenu publiquement

Par

AOUES Kamel

Le 13 Mars 2005

**MODELISATION THERMIQUE DE L'ECOULEMENT DANS UN
CAPTEUR SOLAIRE PLAN A UNE SEULE VEINE D'ECOULEMENT
D'AIR, MUNI DE RUGOSITES ARTIFICIELLES DE FORME
RECTANGULAIRES AVEC UNE PARTIE INCLINEE**

JURY

Président :	M. DEBABECHE	M.C. Univ. Mohamed KHIDER.
Rapporteur :	A. MOUMMI	C. C. Univ. Mohamed KHIDER.
Examineurs :	M. HECINI	M.C. Univ. Mohamed KHIDER.
Examineurs :	N. MOUMMI	M.C. Univ. Mohamed KHIDER.
Invité :	A. ALIOUA	C. C. Univ. Mohamed KHIDER.

INTRODUCTION GENERALE

A présent on s'intéresse à l'utilisation de l'énergie solaire qui est un immense gisement d'énergie naturel et gratuit. Les applications de l'énergie solaires sont très diversifiées. Quelque soit l'application, le principe de captation de l'énergie solaire est toujours utilisé. Il y a deux grandes classes de capteurs solaires : les concentrateurs solaires sont surtout utilisés dans les applications à hautes températures : la production de la vapeurs surchauffée des centrales électriques est un exemple. Par contre, les capteurs plans sont utilisés pour les applications à basses températures : le chauffage, la réfrigération et le séchage,etc.

Dans l'utilisation de l'énergie solaire, la faible densité de l'énergie et la fourniture instable de cette dernière est due aux variations des conditions atmosphériques. La plus grande part de recherche est consacrée au développement du chauffe-eau solaire du point de vue rendement thermique en général, mais rares sont les études sur les capteurs solaires utilisant l'air comme fluide caloporteur, car ce dernier a un coefficient de transfert de chaleur par conduction-convection entre l'absorbeur et le fluide caloporteur beaucoup plus faible que celui de l'eau.

Le rendement d'un capteur solaire, conçu pour convertir l'énergie solaire en énergie thermique dépend de sa forme, de la technique choisie et de la façon dont on réduit les pertes de chaleur à la surface de celui-ci. Il existe une gamme étendue de capteurs solaires à air avec différentes dispositions de l'absorbeur. Pour notre étude, nous avons choisi un capteur solaire à air avec le passage d'air situé entre l'absorbeur et l'isolant.

Les capteurs solaires plans à air sont importants dans les applications nécessitant des températures basses et modérées, telles que le chauffage des

locaux, et le séchage qui est une opération souvent nécessaire dans de nombreux processus (agro-alimentaires, matériaux de construction, bois...).

Il convient en effet de savoir que chaque mètre carré du sol de l'hexagone, qu'il fasse beau ou qu'il pleuve, reçoit par jour, en moyenne sur un an, entre 3 et 5 kWh. Tout le problème est de piéger cette énergie solaire directe au lieu de la laisser se dissiper, et d'en piéger le maximum. C'est le rôle du capteur solaire, simple dans son principe, mais élaboré dans sa technique, et dont on peut améliorer substantiellement le rendement par l'adjonction d'une plaque d'aluminium et des rugosités artificielles dites "chicanes" dans la veines d'air mobile.

Notre étude sera consacrée à la détermination des performances thermiques de l'insolateur plan à air qui sert à convertir l'énergie solaire rayonnante incidente en énergie thermique, cette énergie étant véhiculée par un fluide caloporteur (air) dans la veine d'air mobile muni d'une plaque d'aluminium placée sur l'isolant et des chicanes rectangulaires avec une partie inclinée, disposées en rangées ou en quinconces pour accentuer plus la turbulence entre l'air et la plaque chaude, dû essentiellement par formation des retrecissements et des élargissement brusques qui se manifestent par la création des rouleaux tourbillonnaires à axes verticaux par rapport à l'écoulement de l'air, et à axes horizontaux obtenus particulièrement aux fortes incidences de la partie supérieure inclinée où il ne reste qu'un espace minimal entre l'arrête supérieure inclinée et l'absorbeur avec formation d'un élargissement brusque à l'aval de cette arrête.

Notre travail se compose de trois chapitres ; le premier est une étude bibliographique sur les différents types de capteurs à air développés actuellement, avec différentes configurations.

Le deuxième chapitre est consacré à une étude théorique détaillée des échanges (radiatifs, conductifs et convectifs) au niveau de tous les composants de l'insolateur plan. En partant des données météorologiques et des caractéristiques thermophysiques et dynamiques de l'air, grâce à un programme de calcul à itérations que nous avons développé, nous pouvons déterminer les performances thermiques du capteur ainsi que la température de sortie de l'air de cet insolateur plan muni ou non d'une plaque d'aluminium placée sur l'isolant ainsi que des chicanes dans la veine d'air mobile.

Le troisième chapitre, est réservé à la présentation des résultats numériques obtenus à l'aide du code de calcul élaboré. Grâce à un code de calcul qui met en évidence la source lumineuse développée par la démarche de Liu et Jordan est utilisée pour la maîtrise des différents paramètres qui influencent les performances thermiques.

CHAPITRE I**I. ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE****I.1. Généralités**

Pour améliorer le rendement d'un capteur solaire, on agit généralement sur le transfert thermique entre le fluide caloporteur et la plaque absorbante et sur les pertes thermiques.

Mais jusqu'à présent les solutions proposées sont assez coûteuses car soit le montage est compliqué, soit les matériaux utilisés sont coûteux comme nous l'a montré l'étude bibliographique dont nous donnons ci-dessous les éléments principaux.

I.2. Les différents capteurs solaires à air**I.2.1. Modèle de SUNTHONE [1]**

La particularité de ce modèle réside dans l'emploi d'une pièce ondulée (PO) collée à la plaque absorbante (A) par ses crêtes supérieures et au fond (F) par ces crêtes inférieures formant ainsi de multiples passages de l'écoulement d'air (fig. I.1).

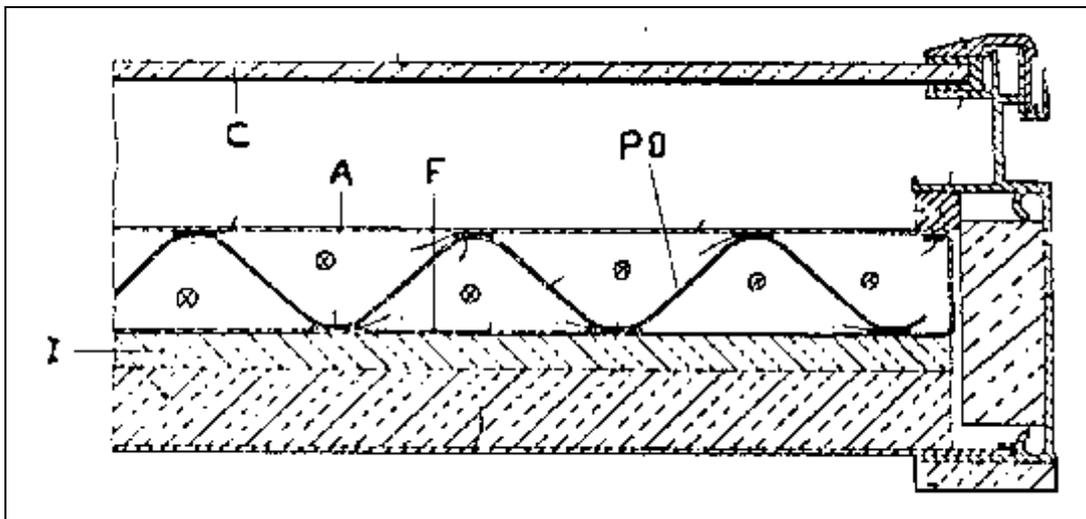


Fig. (I.1) Modèle de SUNTHONE.

Cette pièce pouvant aussi prendre d'autres formes comme celles des figures (I.2.a et I.2.b).

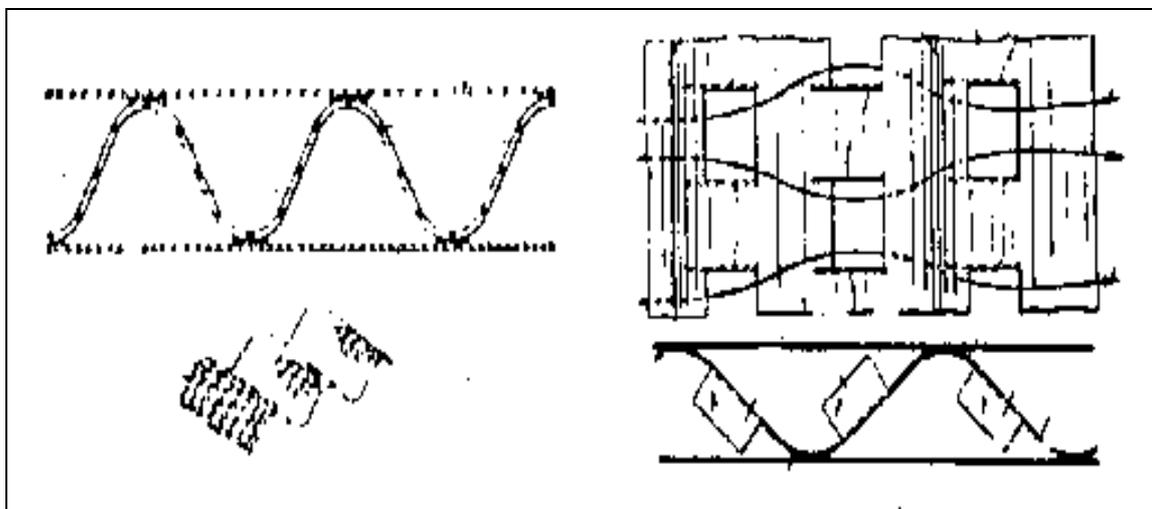


Fig.(I.2.a)

Fig.(I.2.b)

Remarque :

Ce capteur a été fait pour un ensemble modulaire, ce qui explique son aspect extérieur.

Avantage :

Augmentation de la surface de transfert et de la rigidité.

Inconvénient

Nécessité d'utiliser un agent liant à propriétés diélectriques pour empêcher un effet électrolyse entre métaux non identiques.

I.2.2. Modèle de B.F.G. GLASSGROUP [1]

L'air circule dans des canaux (CAN) de section rectangulaire (Fig. I.3) dans lesquelles sont placées, comme précédemment, des grilles de transfert. Ces canaux sont formés par le fond muni de profiles moulés à la plaque absorbante.

Avantage : Facile à fabriquer.

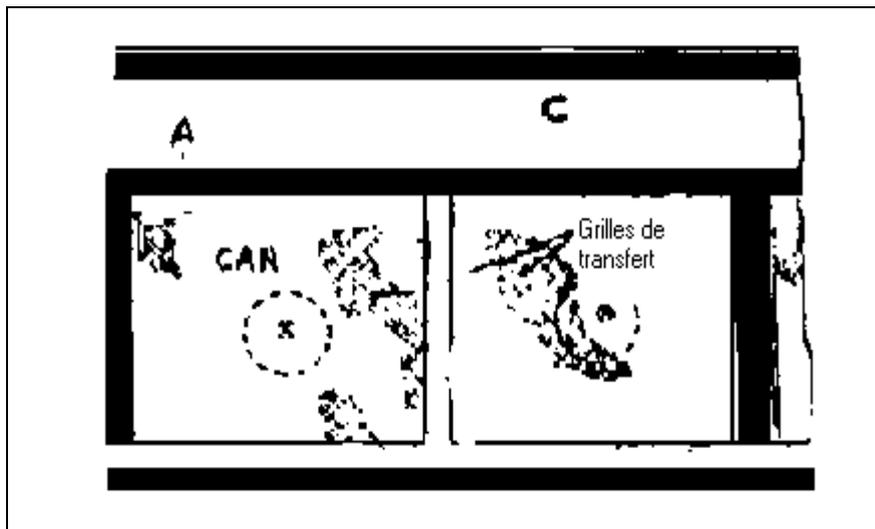


Fig. (I.3) Modèle de B.F.G. GLASSGROUP [1]

I.2.3. Modèles de Benjamin Y.H. LIC et al [1]

Dans un premier modèle (Fig. I.4.a) l'espace compris entre les deux couvertures est partiellement rempli par une matière capable de transmettre la lumière solaire.

Dans un deuxième modèle (Fig. II.4.b) l'ensemble formé par les deux couvertures et la matière transparente qui est flexible de manière que l'air injecté à l'intérieur du conduit permet de gonfler ce collecteur.

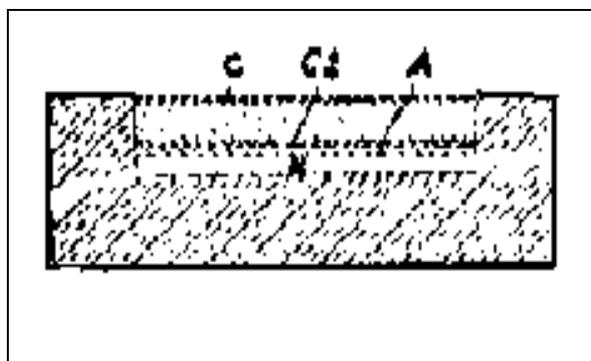


Fig.(I.4.a) Modèles de Benjamin Y.H. LIC et al [1]

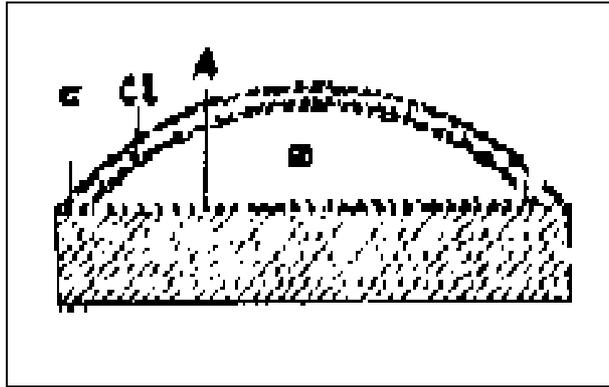


Fig. (I.4.b) Modèles de Benjamin Y.H. LIC et al [1]

Avantages

- Légèreté extrême,
- Bon marché,
- Effet de serre augmenté.

Inconvénients

L'existence d'une matière entre les deux couvertures augmente nécessairement la flexion, sauf si, bien sûr, on utilise une matière spéciale, ce qui augmente sensiblement en contre partie le coût du capteur.

I.2.4. Modèle de S. SATCUNANATHAN et STANLEY DEDNARINE [1]

L'écoulement d'air passe d'abord entre les deux couvertures avant de passer sous la plaque absorbante (Fig. I.5).

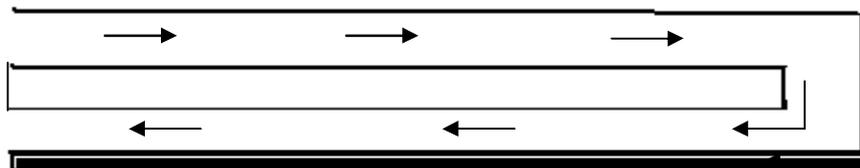


Fig.(I.5) Modèle de S. SATCUNANATHAN
et STANLEY DEDNARINE [1]

Avantage

Diminution de la température des couvertures et par conséquent diminution des pertes thermiques.

I.2.5. Modèles de “UN ON CARBRIDE CORPORATION” [1]

Ces modèles ont comme particularités l’emploi d’une plaque absorbante poreuse et de piège à radiations de sections variées (Fig. I.6.b).

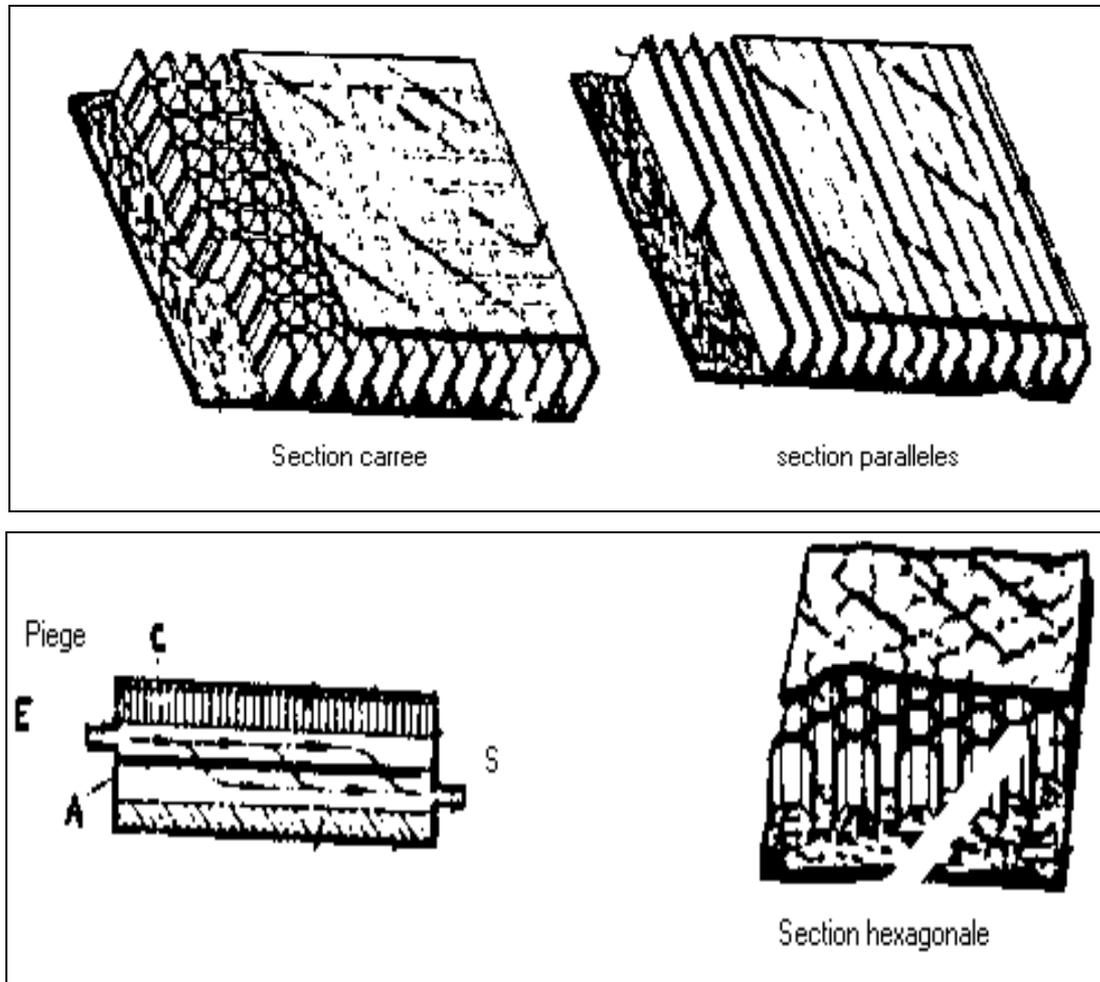


Fig. (I.6.b) Modèles de “UN ON CARBRIDE CORPORATION” [1]

Avantages

- Très bon transfert thermique,
- Réduction des pertes.

Inconvénient

L’utilisation de tels pièges à radiations et l’existence des pertes de charge importantes élèvent les coûts de construction et de fonctionnement du capteur.

I.2.6. Modèles de AGA AKTIEBOLAG [1]

Ce sont des dispositifs à double courant.

- Modèle 1 (Fig.I.7.a)

L'écoulement d'air passant d'abord entre les deux couvertures se dirige vers l'autre côté latéral du capteur.

Entre la vitre intérieure et les bords de la plaque absorbante se trouve, d'un côté un joint étanche à l'air et de l'autre une pièce poreuse (P.P) permettant à une partie de l'écoulement d'entrer dans l'espace formé par la couverture inférieure et la plaque absorbante pour ensuite sortir à travers des ouvertures pratiquées dans cette dernière plaque, comme l'indique les flèches.

L'air chaud est ensuite accueilli au centre du bâti par une rainure de sortie.

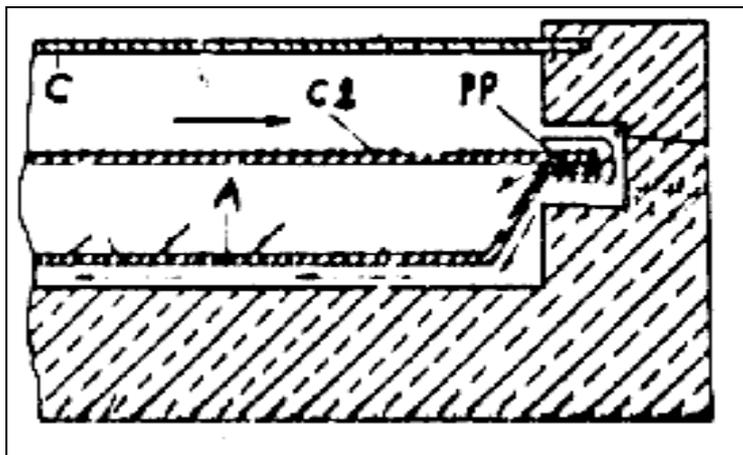


Fig.(I.7.a) Modèle 1 de AGA AKTIEBOLAG [1]

- Modèle 2 (Fig. I.7.b)

L'air rentrant par les rainures R1 et R3 se dirige vers, respectivement, les sorties S2 et S1 en passant sous la plaque absorbante. Tandis que celui qui rentre par le canal R2, soit traverse les ouvertures 30 pratiquées dans la plaque A, soit se dirige directement vers les rainures de sorties S1 et S2. Dans le premier cas, l'air ressort, par la suite, à travers les ouvertures pour rejoindre les autres courants.

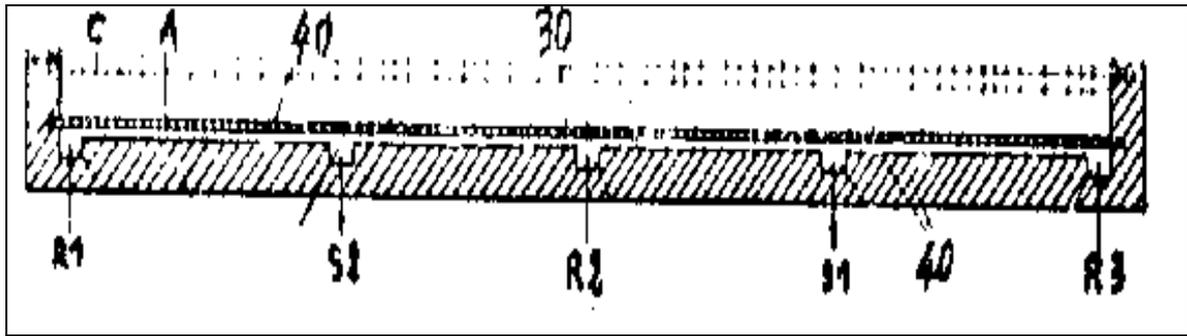


Fig. (I.7.b) Modèle 2 de AGA AKTIEBOLAG [1]

- Modèle 3 (Fig. I.7.c)

La couverture inférieure n'occupe que l'espace central entourant le conduit de sortie S qui est par ailleurs la partie la plus chaude.

Une partie du courant principal rentrant par l'ouverture E passe par les ouvertures (40), tandis que l'autre partie traverse d'abord la pièce poreuse (P.P) pour passer à travers les ouvertures (30) de la plaque absorbante et rejoindre ensuite le premier courant.

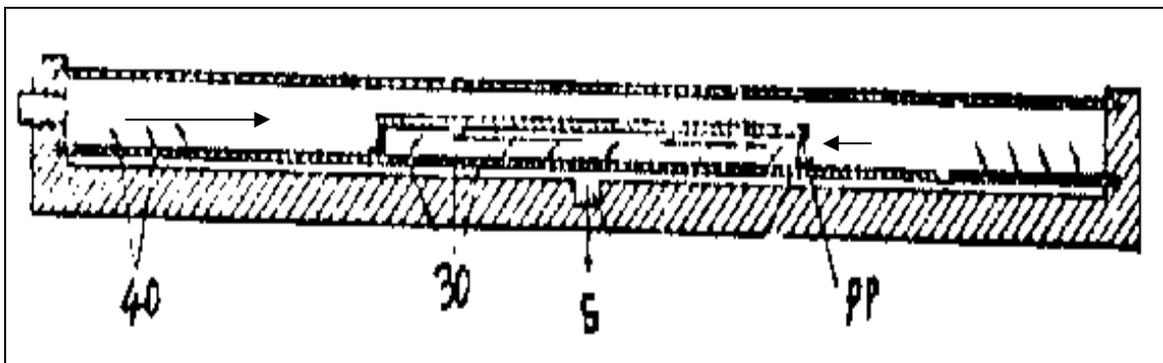


Fig. (I.7.c) Modèle 3 de AGA AKTIEBOLAG [1]

- Modèle 4 (Fig.I.7.d)

Dans se modèle plus avantageux, deux conduits de sortie sont placés sur l'isolant arrière.

L'un des courants traverse les pièces poreuses (94) pour passer ensuite à travers les ouvertures (30), tandis que l'autre passe directement à travers les ouvertures (50) de la plaque absorbante.

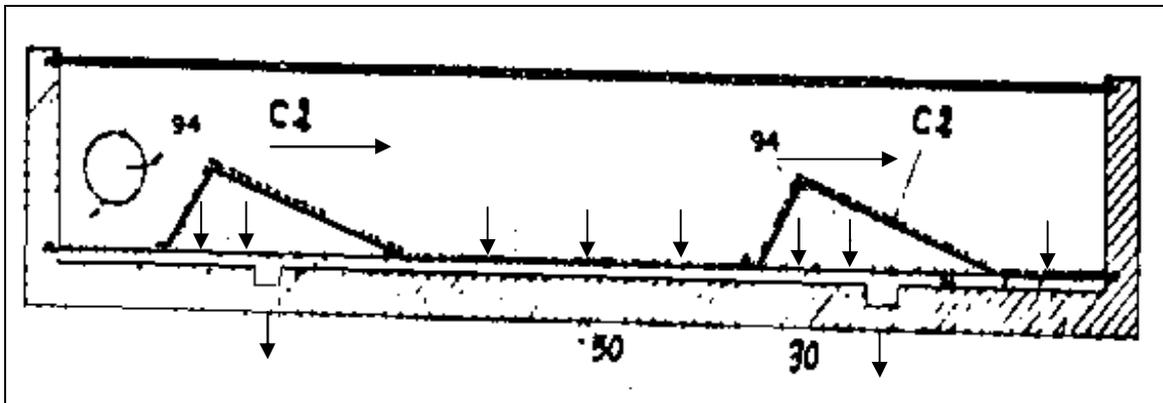


Fig.(I.7.d) Modèle 4 de AGA AKTIEBOLAG [1]

Avantage

Bon transfert de chaleur si les ouvertures pratiquées dans la plaque absorbante sont assez denses et de petit diamètre.

Inconvénient

Nécessite de nettoyer les trous pour ne pas les laisser se boucher.

Dans un autre brevet [1], AGA a proposé un modèle sans ouverture (Fig. I.8.a et b), le premier principe étant resté quasiment le même :

L'air froid entre par les ouvertures (14) de la plaque absorbante constituée d'une mince feuille d'aluminium et se dirige vers le centre du dispositif pour accéder à la tubulure par les ouvertures (20) et sortir vers le canal.

Un autre courant appelé courant dérivé est obtenu par aspiration à travers les trous (12) de l'air situé au-dessus de la plaque A rejoignant ainsi le courant principal.

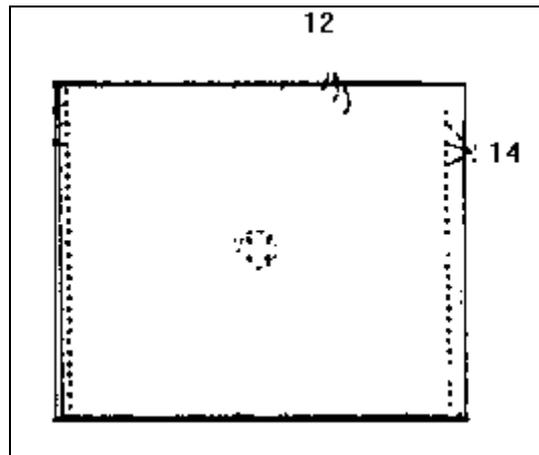


Fig. (I.8.a) Modèle 5 de AGA AKTIEBOLAG [1]

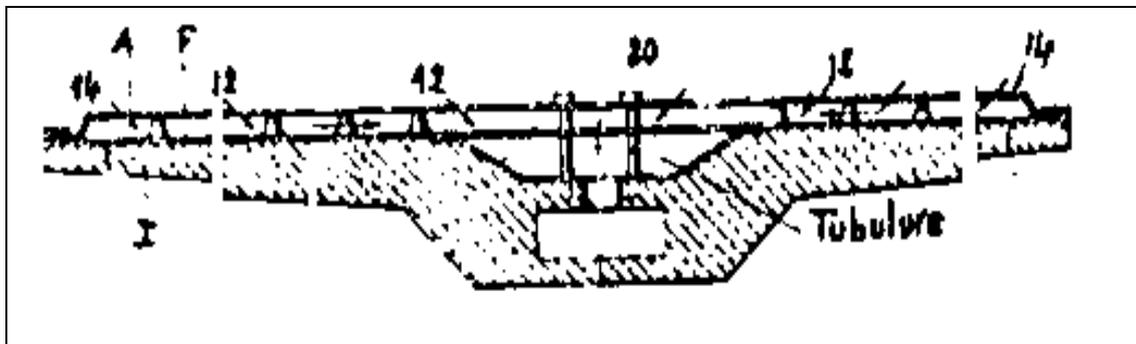


Fig. (I.8.b) Modèle 5 de AGA AKTIEBOLAG [1]

Avantage :

Pertes par convection libre minimisées.

Inconvénient :

Augmentation des pertes par rayonnement de la plaque absorbante vers l'atmosphère.

I.2.7. Modèles de CHOUDHURY AND H. P. GARG [2]

- Modèle 1 (Fig.I.9.a)

Le type 1 est un insolateur plan à air à simple passe, qui se compose d'un couvercle simple de verre, d'une plaque noir (absorbeur) et d'une plaque arrière isolante avec le passage de l'air caloporteur entre l'absorbeur et la plaque isolante arrière rempli de pierres.

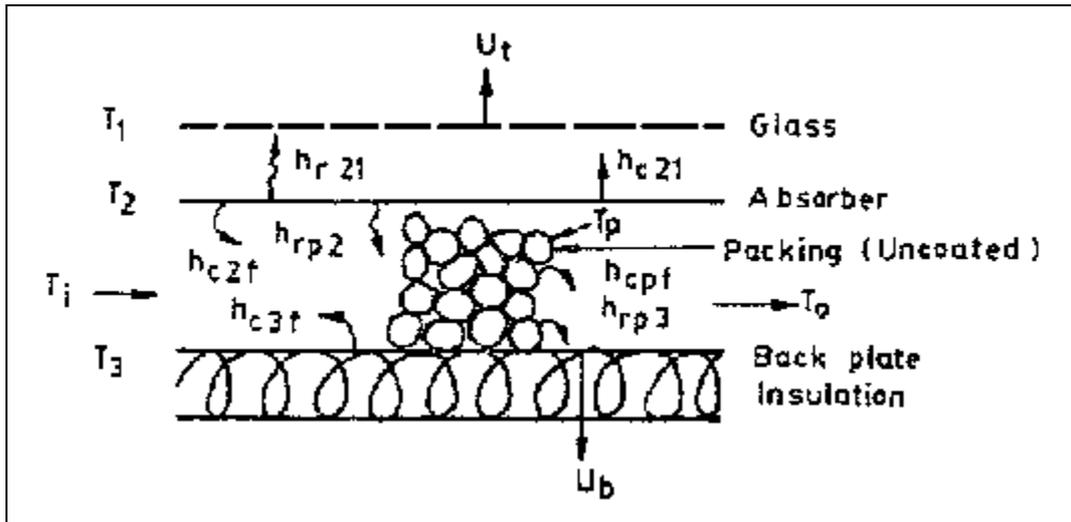


Fig.(I.9.a) Type I .

- Modèle 2 (Fig.I.9.b)

Le type 2 est la configuration conventionnelle du type 1, qui se compose de deux feuilles de verre de couverture et d'une plaque isolante arrière ; le passage entre la couverture de verre intérieure et la plaque arrière isolante est équipé de pierres peintes en noir, qui agissent en tant qu'absorbeur de radiation solaire.

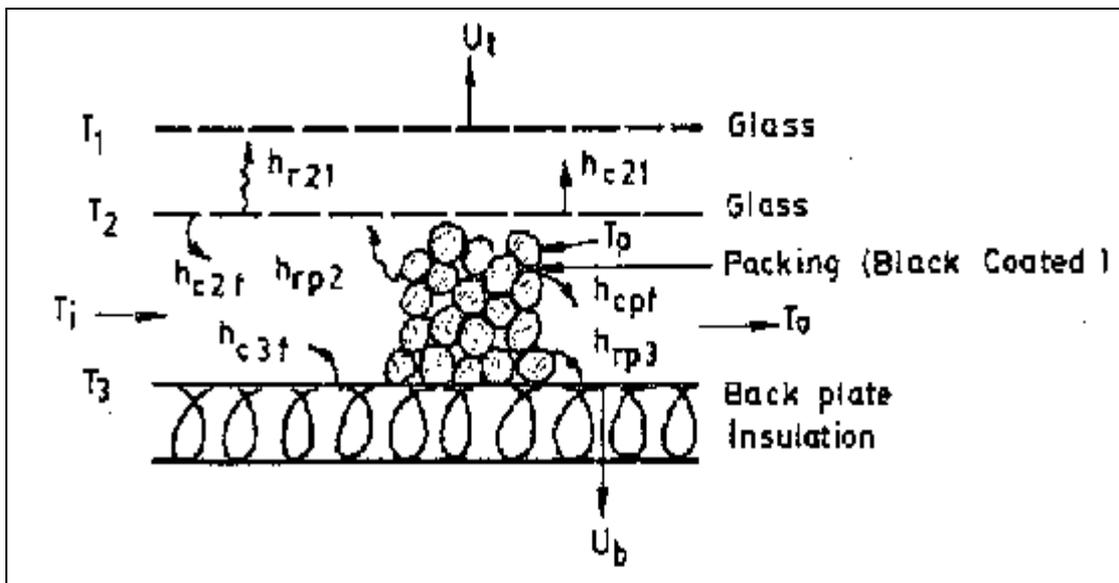


Fig.(I.9.b) Type II .

Avantages :

L'introduction des pierres dans la veine d'air mobile ou des pierres peintes en noir jouent le rôle d'absorbeur du rayonnement solaire sous la couverture de verre (sans absorbeur) dans les insolateurs plans à air améliore le rendement thermique de manière significative, en raison de la turbulence fournie par les pierres introduites dans le passage d'air.

Inconvénients :

Avec des débits massiques d'air plus grand, on obtient des rendements plus élevés mais également des chutes de pression plus élevée et par conséquent un plus grands coûts de ventilateur pour mettre en marche le système.

I.2.8. Capteur avec un plat de gicleur parallèle à l'absorbeur [3]

Pour réaliser un transfert thermique plus élevé à partir de l'absorbeur au gicleur débordant d'air avec une intention d'augmenter la quantité d'énergie rassemblée, et par conséquent, pour améliorer le rendement thermique d'un capteur solaire à air, un concept unique d'impact de gicleur a été avancé pour l'optimisation des performances thermiques du capteur.

La figure (I.10) représente un capteur à air qui se compose d'une seule ou plusieurs couvertures, un absorbeur, un plat de gicleur (comporte plusieurs trous qui représentent les jets d'air) se situe dans la veine d'air mobile parallèle à l'absorbeur avec l'air qui s'écoule à travers ces trous et vers l'arrière un isolant.

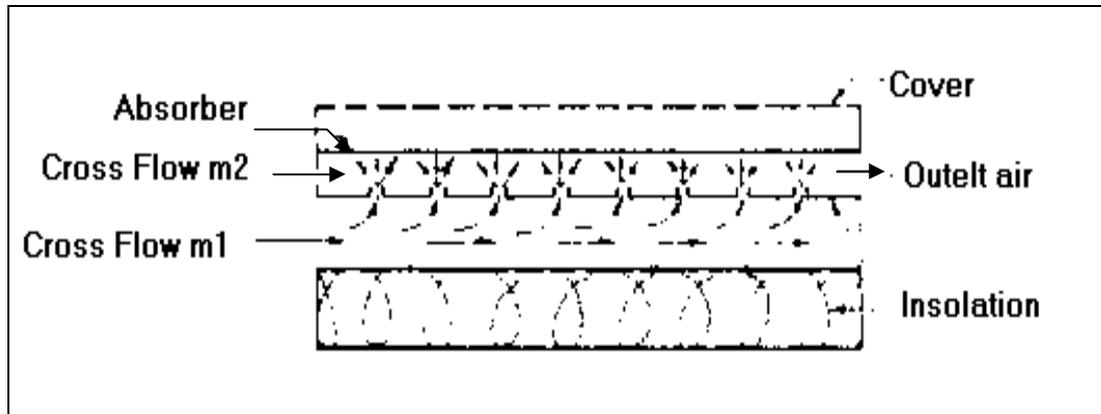


Fig.(I.10) Capteur avec un plat de gicleur parallèle à l'absorbeur.

CHAPITRE II

MODELISATION DES INSOLATEURS PLANS A AIR

INTRODUCTION

Les capteurs solaires plans à air qui feront l'objet de notre étude transforment l'énergie incidente solaire en énergie thermique extraite par l'air en écoulement dans le capteur. Cette énergie est ensuite utilisée dans diverses applications [4], à savoir ; le chauffage la réfrigération, le séchage, etc.

L'étude du comportement thermique de notre capteur relative à la configuration utilisée, ne peut être qu'une étude parmi d'autres déjà élaborées. L'objectif principal de toute recherche est la détermination, en particulier des performances thermiques. Plusieurs modèles décrivent la variation du rendement thermique [5], en fonction des paramètres, tels que le nombre de Reynolds [6], le débit de l'air caloporteur ou autres [7, 8 et 9].

Plusieurs types de capteurs à air ont été construits et testés. Ils se différencient par leurs configurations, la nature de l'écoulement de l'air caloporteur, le type de vitrage utilisé [8], et par l'introduction d'absorbeurs rugueux [10] ou de chicanes dans la veine d'air mobile entre l'isolant et l'absorbeur [11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18] ainsi que par l'adjonction de tôles minces placées en quinconce entre l'absorbeur et le vitrage [2 et 19]. La couverture transparente externe des capteurs est généralement en verre qui est le plus opaque au rayonnement infrarouge, elle réalise l'effet de serre nécessaire pour réchauffer l'absorbeur. Plusieurs capteurs peuvent être reliés de manières différentes pour répondre aux besoins demandés, on a observé [20] que leur combinaison en série est plus performante que celle en parallèle et en séries-parallèle.

II.1. L'INSOLATEUR PLAN A AIR

Il s'agit d'un capteur solaire plan à air qui passe entre l'absorbeur et la plaque d'aluminium placée sur l'isolant. 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 (II.1) représente les éléments de l'insolateur a étudié :

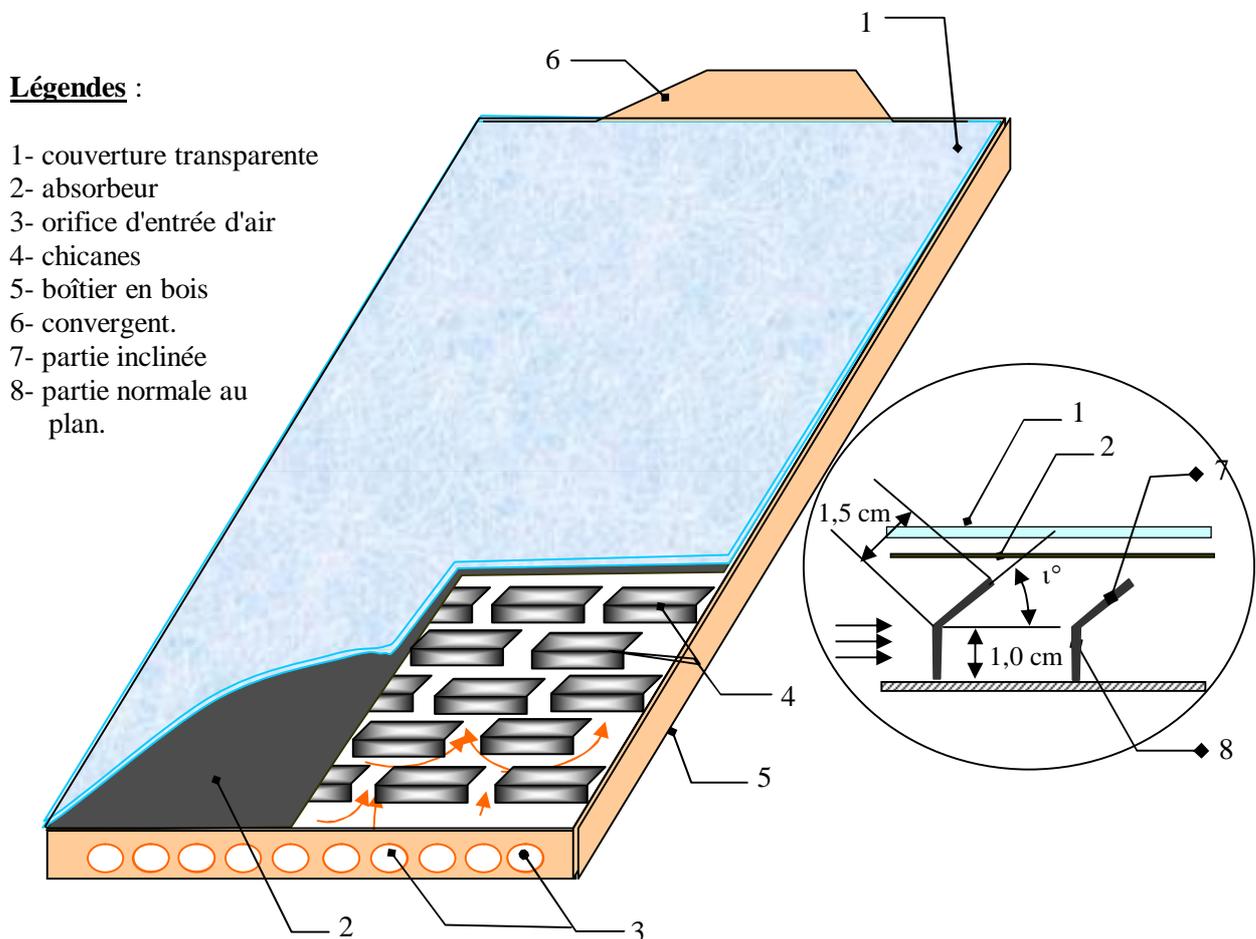


Fig.(II .1): Schéma d'un capteur solaire plan à simple passage d'air

Le bilan thermique d'un insolateur rapporté à l'unité de surface est :

$$\Phi_g = Q_u + Q_p + Q_s \quad (\text{II.1})$$

Ce bilan se résume ainsi :

Le flux ϕ_g reçu par l'insolateur représente la somme de l'énergie utile Q_u emportée par le fluide caloporteur, des déperditions thermiques Q_p par les différents modes de transfert vers le milieu ambiant et l'énergie stockée Q_s dans les différentes parties de l'insolateur.

Dans le cas du régime thermique permanent et pour les capteurs à air, la quantité d'énergie stockée dans les différentes parties de l'insolateur est négligeable, ce qui conduit à :

$$\Phi_g = Q_u + Q_p \quad (\text{II.2})$$

II-2-MODELISATION DE L'INSOLATEUR

Il existe deux méthodes de modélisation de l'insolateur plan à air :

1. Méthode par tranches.
2. Méthode globale.

II.2.1. Méthode par tranche

On appelle aussi la méthode de modélisation « pas à pas » qui prend en compte l'évolution des températures de tous les éléments de l'insolateur en tranches fictives de longueur « δx » dans le sens de l'écoulement du fluide caloporteur et à écrire le bilan des échanges dans chaque tranche.

Il est commode pour cela d'utiliser le principe des analogies qui existent entre le transfert de chaleur et le transfert d'électricité.

Le réseau électrique (fig.II.3) correspond à l'insolateur représenté sur la figure (II.2) démunie des chicanes. L'application de la loi d'Ohm conduit aux équations de bilans suivantes :

- Dans la vitre :

$$\alpha_v \Phi_g + h_{mv}(T_n - T_v) + \frac{h_{vnat}}{2}(T_n - T_v) = U_{t1}(T_v - T_a) \quad (II.3)$$

- Dans l'absorbeur :

$$(\tau_v \alpha_n) \Phi_g = h_{vnf}(T_n - T_f) + \frac{h_{vnat}}{2}(T_n - T_v) + h_{mAl}(T_n - T_{Al}) + h_{mv}(T_n - T_v) \quad (II.4)$$

- Dans le fluide caloporteur :

$$h_{vnf}(T_n - T_f) = h_{vAlf}(T_f - T_{Al}) + Qu \quad (II.5)$$

- Dans le plan d'écoulement inférieur (plaque d'aluminium) :

$$h_{vAlf}(T_f - T_{Al}) + h_{mAl}(T_n - T_{Al}) = U_b(T_{Al} - T_a) \quad (II.6)$$

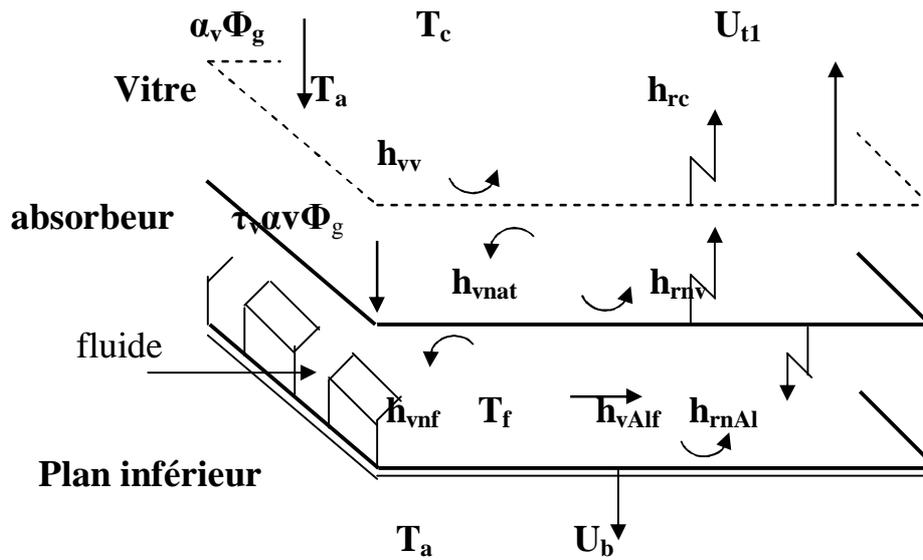


Fig.II.2. Représentation schématique des échanges thermiques qui ont lieu dans l'isolateur

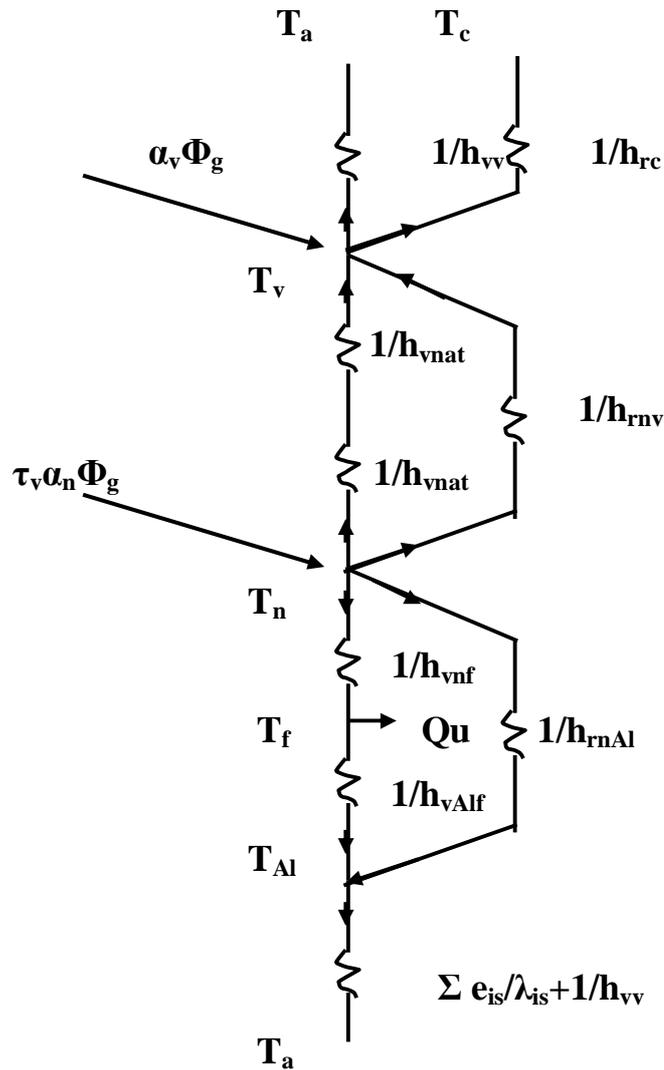
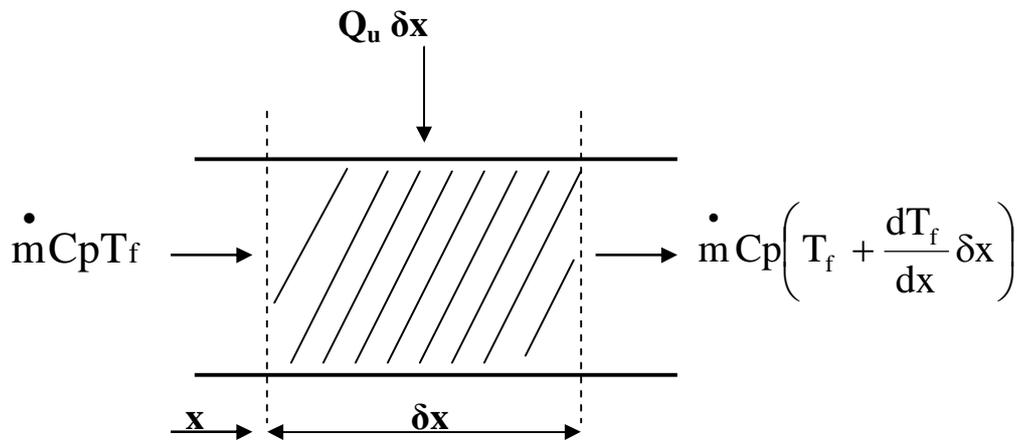


Fig.II.3. Schéma électrique équivalent relatif à une section de l'insolateur

- **Distribution de la température selon la direction de l'écoulement de l'air**

On considère la tranche "δx" voir figure (II.4). La température de l'air est supposée uniforme au niveau de la section de la veine mobile de l'insolateur démunie des chicanes.

Fig.II.4. Tranche fictive « δx »

La conservation de l'énergie dans cette tranche nous donne

Avec l étant la largeur du capteur :

$$\dot{m} Cp T_f + Q_u \cdot l \cdot \delta x = \dot{m} Cp \left(T_f + \frac{dT_f}{dx} \delta x \right) \quad (\text{II-7})$$

Après simplification, on obtient :

$$\frac{dT_f}{dx} = \frac{Q_u \cdot l}{\dot{m} Cp} \quad (\text{II-8})$$

Nous supposons, comme on le fait généralement, que le transfert de chaleur avec le fluide (air) de température T_f est uniforme le long du capteur de longueur L . L'intégration de l'équation (II-8) entre les deux pôles du capteur nous donne :

$$T_f(x) = \left(\frac{Q_u \cdot l}{\dot{m} Cp} \right) x + T_{fe} \quad (\text{II-9})$$

Où T_{fe} est la température d'entrée de l'air, et T_{fs} , la température de sortie qui a pour valeur :

$$T_{fs} = \frac{Q_u \cdot l \cdot L}{\dot{m} Cp} + T_{fe} \quad (\text{II-10})$$

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 :

$$T_{fm} = \frac{(T_{fs} + T_{fe})}{2}$$

A partir des deux dernières équations, on déduit :

$$Q_u = \frac{2 \dot{m} C_p (T_{fm} - T_{fe})}{A} \quad (\text{II.9})$$

Où : $A = l \cdot L$

En remplaçant la valeur de la puissance utile dans le système d'équations du bilan, on aboutit aux équations suivantes :

$$\left(\frac{h_{vnat}}{2} + h_{mv} + U_{t1} \right) T_v - \left(\frac{h_{vnat}}{2} + h_{mv} \right) T_n = \alpha_v \Phi_g + U_{t1} T_a \quad (\text{II.10})$$

$$\left(\frac{h_{vnat}}{2} + h_{mv} \right) T_v + \left(\frac{h_{vnat}}{2} + h_{vnf} + h_{mv} + h_{mAl} \right) T_n - h_{vnf} T_f - h_{mAl} T_{Al} = (\tau_v \alpha_n) \Phi_g \quad (\text{II.11})$$

$$h_{vnf} T_n - \left(h_{vnf} + h_{vAlf} + \frac{2 \dot{m} C_p}{A} \right) T_f + h_{vAlf} T_{Al} = - \frac{2 \dot{m} C_p}{A} T_{fe} \quad (\text{II.12})$$

$$- h_{mAl} T_n - h_{vAlf} T_f + (h_{mAl} + U_b + h_{vAlf}) T_{Al} = U_b T_a \quad (\text{II.13})$$

Ce système d'équations peut être sous la forme d'une équation matricielle de dimension 4 :

$$[A]\{T\} = \{B\} \quad \text{où} \quad \{T\} = \begin{bmatrix} T_v \\ T_n \\ T_f \\ T_{Al} \end{bmatrix} \quad (\text{II.14})$$

Les températures sont déterminées par la matrice inverse :

$$\{T\} = [A]^{-1} \{B\}$$

Tous ces calculs nécessitent la connaissance des valeurs des coefficients d'échange par convection, par rayonnement et par conduction, ainsi que les valeurs des coefficients des pertes par l'avant et par l'arrière U_{t1} et U_b qui sont formulées par [9]:

$$U_{t1} = (h_{vv} + h_{rc}) \quad \text{et} \quad U_b = \frac{1}{\sum \frac{e_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{1}{h_{vv}}}$$

II.2.2. METHODE GLOBALE

Cette deuxième méthode est celle suivie par Hottel, Whillier et Bliss [9]. Elle suppose que le régime est permanent et que les éléments de l'insolateur se trouvent chacun à une température moyenne constante ; elle néglige donc les effets de l'inertie thermique.

Notre choix s'est porté sur cette méthode pour la modélisation et l'étude des performances de l'insolateur, car la variation de la température à l'entrée du capteur est faible est les performances que nous déterminons sont instantanées.

L'équation de la chaleur dans le fluide caloporteur s'écrit :

$$\rho C_p \left(\frac{\delta T_f}{\delta t} + \vec{v}_f \cdot \vec{\text{grad}} T_f \right) = \text{div}(\vec{q}) + \sigma_T \quad (\text{II.15})$$

Où q est le flux par conduction dans le fluide, σ_T l'amplitude volumique de la source de chaleur d'origine solaire par unité de volume du fluide caloporteur de masse volumique ρ .

En régime permanent on néglige la conduction dans le fluide, il vient [21] :

$$\rho C_p \vec{v}_f \cdot \vec{\text{grad}} T = \sigma_T \quad (\text{II.15})'$$

Si l'écoulement s'effectue suivant la coordonnée x , cette équation s'écrit :

$$\rho C_p v_f \frac{\delta T_f}{\delta x} = \sigma_T \quad (\text{II-15})''$$

Où :

$$\sigma_T = \frac{Qu}{e}$$

En introduisant le coefficient global des pertes thermiques entre l'absorbeur et l'air extérieur désigné par U_L , la puissance utile s'écrit par conséquent :

$$P_u = A Q_u = A [(\tau_v \alpha_n) \Phi_g - U_L (T_n - T_a)] \quad (\text{II.16})$$

Où A est la surface de captation.

Si le transfert était idéal, on aurait $T_f = T_n$, et on pourrait alors écrire :

$$P_u' = A [(\tau_v \alpha_n) \Phi_g - U_L (T_f - T_a)] \quad (\text{II.16})'$$

En fait, la condition $T_f = T_n$ n'est jamais satisfaite, on est donc amené à définir un coefficient d'efficacité local de transfert air-absorbeur noté " F ", qui représente le rapport de la puissance utile à la puissance récupérée par l'insolateur lorsque la température de l'absorbeur est précisément celle du fluide.

$$F' = \frac{[(\tau_v \alpha_n) \Phi_g - U_L (T_n - T_a)]}{[(\tau_v \alpha_n) \Phi_g - U_L (T_f - T_a)]} \quad (\text{II.17})$$

Soit :

$$P_u' = A F' [(\tau_v \alpha_n) \Phi_g - U_L (T_f - T_a)] \quad (\text{II.18})$$

En introduisant le débit massique \dot{m} , l'équation de la chaleur s'écrit :

$$\dot{m} C_p v_f \frac{\delta T_f}{\delta x} = l \cdot F' \left[(\tau_v \alpha_n) \Phi_g - U_L (T_f - T_a) \right] \quad (\text{II.19})$$

Si l'on suppose que F' et U_L ne dépendent pas de x , la solution est de la forme :

$$\frac{T_f - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_n) \Phi_g}{U_L}}{T_{fe} - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_n) \Phi_g}{U_L}} = \exp \left(- \frac{U_L \cdot l \cdot F' x}{\dot{m} C_p} \right) \quad (\text{II.20})$$

La température T_{fs} du fluide à la sortie de l'isolateur de longueur L est donc telle que :

$$\frac{T_{fs} - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_n) \Phi_g}{U_L}}{T_{fe} - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_n) \Phi_g}{U_L}} = \exp \left(- \frac{U_L \cdot l \cdot F' L}{\dot{m} C_p} \right) \quad (\text{II.21})$$

En fait, l'équation (II.18) qui est fonction de F' qui est aussi fonction de T_f et T_n , dépend donc de ces deux températures. La première est une donnée du problème, alors que la seconde est une inconnue.

Il est pratique d'exprimer la puissance utile en termes de conditions d'entrée en définissant un autre coefficient global de transfert air-absorbeur par :

$$F_R = \frac{[(\tau_v \alpha_n) \Phi_g - U_L (T_n - T_a)]}{[(\tau_v \alpha_n) \Phi_g - U_L (T_{fe} - T_a)]} \quad (\text{II.22})$$

En introduisant le débit massique par m^2 de capteur $G_c = \frac{\dot{m}}{l \cdot L}$, la puissance Q_u récupérée par le fluide par m^2 de captation est :

$$\begin{aligned}
Q_u &= G_c Cp(T_{fs} - T_{fe}) = G_c Cp \left[\left(T_{fs} - T_{fa} - \frac{(\tau_v \alpha_n) \Phi_g}{U_L} \right) - \left(T_{fe} - T_{fa} - \frac{(\tau_v \alpha_n) \Phi_g}{U_L} \right) \right] \\
&= G_c Cp \left[\left(T_{fe} - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_n) \Phi_g}{U_L} \right) \exp\left(-\frac{F' U_L}{G_c Cp} \right) - \left(T_{fe} - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_n) \Phi_g}{U_L} \right) \right] \\
&= \frac{G_c Cp}{U_L} \left[1 - \exp\left(-\frac{F' U_L}{G_c Cp} \right) \right] \left(\frac{(\tau_v \alpha_n) \Phi_g}{U_L} - U_L (T_{fe} - T_a) \right) \\
Q_u &= F_R [(\tau_v \alpha_n) \Phi_g - U_L (T_{fe} - T_a)] \tag{II.23}
\end{aligned}$$

Avec :

$$F_R = \frac{G_c Cp}{U_L} \left[1 - \exp\left(-\frac{F' U_L}{G_c Cp} \right) \right] \tag{II.24}$$

En introduisant la surface **A** du capteur, Le coefficient **F_R** s'écrit :

$$F_R = \frac{\dot{m} Cp}{A U_L} \left[1 - \exp\left(-\frac{F' U_L A}{\dot{m} Cp} \right) \right] \tag{II.25}$$

II.3. MODELISATION DES COEFFICIENTS D'ECHANGES THERMIQUES

En plus des hypothèses générales mentionnées pour la modélisation des capteurs utilisant la méthode globale, on pose les hypothèses particulières suivantes :

- La conduction thermique dans le sens de l'écoulement est négligeable,
- Le vent extérieur est supposé de direction toujours parallèle aux faces de l'isolateur.
- Les gradients transversaux de température dans l'absorbeur sont négligés (la conductivité thermique de l'absorbeur est supposée très grande).

Pour déterminer les divers coefficients d'échange thermique "h", les relations suivantes sont utilisées, selon qu'il s'agit d'un transfert par conduction, rayonnement ou convection.

II.3.1 TRANSFERT CONDUCTIF

Les coefficients d'échange par conduction à travers l'isolant et le bois vers l'arrière de l'isolateur est donné par :

$$h_{\text{cond}} = \frac{\lambda_{\text{is}}}{e_{\text{is}}} + \frac{\lambda_{\text{b}}}{e_{\text{b}}} \quad (\text{II.26})$$

Où :

λ_{is} et λ_{b} sont respectivement les conductivités thermiques de l'isolant et du bois et e_{is} et e_{b} sont respectivement les épaisseurs de l'isolant et du bois.

II.3.2. TRANSFERT RADIATIF

On considère un transfert radiatif entre deux plaques parallèles de températures T_1 et T_2 (exprimées en Kelvin), On applique la formule [22] :

$$h = \frac{\sigma(T_1 + T_2)(T_1^2 + T_2^2)}{\frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{12}} - \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2} \frac{S_1}{S_2}}$$

Où :

T_1 et T_2 sont les températures absolues des deux faces, supposées uniformes,

ε_1 est l'émissivité du milieu i (de surface S_i),

F_{12} est le facteur de forme géométrique entre les surfaces S_1 et S_2 , pris généralement pour les diverses parties de l'isolateur égale à 1,

σ est la constante de Stephane-Boltzmann.

- Entre la vitre et la voûte céleste

D'après [6], le coefficient d'échange radiatif s'écrit :

$$h_{rc} = \frac{1}{2} \sigma \varepsilon_v (1 - \cos \beta) (T_v + T_c) (T_v^2 + T_c^2) \quad (\text{II.27})$$

Où :

β est l'inclinaison du capteur par rapport à l'horizontale et les températures T_v et T_c sont les températures absolues de la vitre et de la voûte céleste.

T_c est la température équivalente de la voûte céleste donnée par la relation de Swinbank (1963) :

$$T_c = 0.0552 T_a^{1.5} \quad (\text{II.28})$$

- Entre la vitre et l'absorbeur

$$h_{rv} = \frac{\sigma (T_v + T_n) (T_v^2 + T_n^2)}{\frac{1}{\varepsilon_v} + \frac{1}{\varepsilon_{nmat}} - 1} \quad (\text{II.29})$$

- Entre l'absorbeur et la plaque d'aluminium placée sur l'isolant

$$h_{rnAl} = \frac{\sigma (T_n + T_{Al}) (T_n^2 + T_{Al}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_{nAl}} + \frac{1}{\varepsilon_{Al}} - 1} \quad (\text{II.30})$$

II.3.3. TRANSFERT CONVECTIF

On distingue deux types d'échanges convectifs :

- Ceux dus au vent,
 - Ceux intervenant dans l'insolateur.
-

- **Transfert convectif dû au vent**

La relation suivante de Hottel et Woertz est généralement admise [14] :

$$h_{vv} = 5.67 + 3.86 \cdot V_v \quad (\text{II.31})$$

Où : V_v est la vitesse du vent en (m/s).

- **Transfert convectifs dans le capteur**

- Entre l'absorbeur et la vitre

Le coefficient de pertes par conduction-convection naturelle, entre l'absorbeur et la vitre, rapporté dans [17] s'écrit :

$$h_{vnat} = 1.42 \left[\frac{(T_n + T_a) \sin \beta}{L} \right]^{1/4} \quad (\text{II.32})$$

Les températures T_n et T_a sont exprimées en Kelvin.

- Dans la veine d'air mobile

En ce qui concerne la convection forcée, et dans le cas des conduits rectangulaires, l'échange entre l'absorbeur et le fluide caloporteur est caractérisé par le coefficient :

$$h_{vnf} = \frac{Nu \lambda_f}{DH} \quad (\text{II.33})$$

- Pour les capteurs munis de rugosité artificielle, h_{vnf} est considéré comme le coefficient d'échange moyen [23], il est aussi calculé par la formule (II.33).

Le nombre de Nusselt se calcule à partir de la corrélation de Kays suivante [9] :

$$Nu = 0.0158 \cdot Re^{0.8} \quad \text{pour} \quad \frac{L}{D_H} > 10 \quad (\text{II.34})$$

Où le nombre de Reynolds est donné par :

$$Re = \frac{V_f DH}{\nu_f}$$

- Le coefficient d'échange entre la plaque d'aluminium et le fluide caloporteur est donné par :

$$h_{vAlf} = h_{vnf} \quad (\text{II.35})$$

• La vitesse de l'air dans le conduit mobile V_f , dépend des paramètres géométriques de la veine d'air utile et de la forme des chicanes (Fig.II.5), elle s'exprime par :

$$V_f = \frac{\dot{m}}{\rho_f A_f} \quad (\text{II.36})$$

La section de passage de l'air A_f dans la veine d'air mobile, est calculée comme suit :

-Capteur sans chicanes

$$A_f = l \cdot e \quad (\text{II.37})$$

-Capteur muni de chicanes

$$A_f = (l \cdot e) - n \cdot (\varepsilon \cdot b_{ch}) \quad (\text{II.38})$$

Où : n est le nombre de chicanes par rangée,

• Le diamètre hydraulique est défini par le rapport de quatre fois la section de passage du fluide au périmètre mouillé. Pour ne pas alourdir le texte, dans l'annexe (2) on présente quelques définitions données par différents ouvrages. Selon qu'ils s'agit d'un capteur sans ou avec chicanes, on le calcule par :

-Capteur solaire sans chicanes

$$D_H = \frac{4 \cdot l \cdot e}{2(l + e)} \quad (\text{II.39})$$

-Capteur solaire muni de chicanes

Le diamètre hydraulique est calculé à partir du schéma équivalent suivant, ou on tient en compte de la section obturée transversale par une rangée constituée de N chicanes disposé devant le passage du fluide.

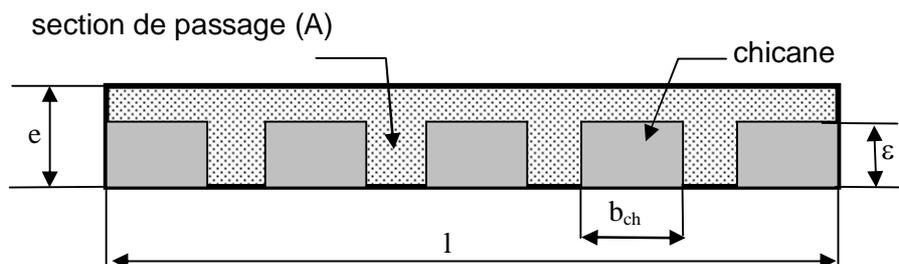


Fig.(II.5). Section de passage.

L'aire de la section de passage du fluide est : $A=el-n\varepsilon \cdot l$

Le périmètre mouillé en contact avec le fluide est : $P=2l+2e+2(n-2)\varepsilon$

Par conséquent le diamètre hydraulique équivalent peut être exprimé comme suit :

$$D_H = \frac{4.A}{P} = \frac{2(el-n\varepsilon \cdot l)}{(N-2)\varepsilon+l+e} \quad (\text{II.40})$$

II.4. PUISSANCE INCIDENTE « Φ_g »

La puissance incidente Φ_g reçue par un mètre carré de surface d'insolateur incliné d'un angle β , peut être déterminée théoriquement (cf. Annexe1), elle s'écrit :

$$\Phi_g = \Phi_{b\beta} + \Phi_{d\beta}$$

Où :

$\Phi_{b\beta}$ est la composante directe,

$\Phi_{d\beta}$ est la composante diffuse.

La puissance transmise à travers le vitrage est donc égale à ($\Phi_{b\beta}\tau + \Phi_{d\beta}\tau_d$) en désignant par τ la transmittivité totale directionnelle et τ_d la transmittivité totale hémisphérique.

L'absorbeur capte la fraction α_n de cette puissance transmise, et réfléchit vers le vitrage la fraction $(1 - \alpha_n)$. Si r_{vd} est la réflectibilité hémisphérique du vitrage, celui-ci réfléchit vers l'absorbeur la fraction $(1 - \alpha_n) \cdot r_{vd}$. Ce dernier absorbe à nouveau la fraction $\alpha_n \cdot (1 - \alpha_n) \cdot r_{vd}$ et réfléchit vers le vitrage la fraction $(1 - \alpha_n)^2 \cdot r_{vd}$. La fraction $(1 - \alpha_n)^2 \cdot r_{vd}^2$ est à nouveau, réfléchi vers l'absorbeur et ainsi de suite.

Après n réflexions sur le vitrage, la fraction réfléchi vers l'absorbeur est $(1 - \alpha_n)^n \cdot r_{vd}^n$ de sorte qu'après une infinité de réflexions, la puissance captée est :

$$\Phi_n = \sum_{n=0}^{\infty} (1 - \alpha_n)^n r_{vd}^n (\Phi_{b\beta} \tau + \Phi_{d\beta} \tau_d) = \frac{\alpha_n (\Phi_{b\beta} \tau + \Phi_{d\beta} \tau_d)}{1 - (1 - \alpha_n)^n r_{vd}} \quad (\text{II.41})$$

Le rendement optique η_0 de l'insolateur défini par le quotient Φ_n/Φ_g , est également appelé 'transmittivité-absorptivité effective' de l'insolateur et noté par $(\tau_v \alpha_n)$ qui vaut donc :

$$\eta_0 = \tau_v \alpha_n = \frac{\alpha_n (\Phi_{b\beta} \tau + \Phi_{d\beta} \tau_d)}{(1 - (1 - \alpha_n)^n r_{vd}) (\Phi_{b\beta} + \Phi_{d\beta})} \quad (\text{II.42})$$

Pour la suite, on se limitera à déterminer la puissance Φ_n par m^2 de surface de captation de l'insolateur en utilisant la formule suivante :

$$\Phi_n = (\tau_v \alpha_n) \Phi_g \quad (\text{II.43})$$

II.5. CALCUL DES PERTES THERMIQUES « Q_p »

Supposons que :

- Le régime est permanent,
- La puissance Q_v absorbée par la vitre est négligeable,

Ces hypothèses nous permettent d'exprimer les pertes globales de l'absorbeur Q_p par m^2 de surface de captation de l'insolateur à l'aide du coefficient de pertes U_L et l'inverse est la résistance au transfert thermique entre les potentiels T_n et T_a :

$$Q_p = U_L (T_n - T_a) = Q_{p1} + Q_{p2} \quad (\text{II.44})$$

Si les pertes latérales sont négligeables, Q_{p1} désignera les pertes à l'avant et Q_{p2} , les pertes à l'arrière.

II.5.1. PERTES A L'AVANT « U_t »

Afin de déterminer le coefficient de pertes à l'avant U_t qui dépend de plusieurs paramètres, parmi eux le nombre et l'épaisseur de la couverture transparente [24], Klein a proposé la formule suivante qui exprime les pertes à l'avant Q_{pl} en fonction de la température de l'absorbeur, indépendamment de celle de la vitre :

$$Q_{pl} = \frac{T_n - T_a}{N \left(\frac{C}{T_n} \right) \left(\frac{T_n - T_a}{N + f} \right)^{0.33} + \frac{1}{h_{vv}}} + \frac{\sigma (T_n^4 - T_a^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{n\beta} + 0.05N(1 - \varepsilon_{n\beta})} + \frac{2N + f - 1}{\varepsilon_{v\beta}} - N} \quad (\text{II.45})$$

Les températures T_n et T_a sont exprimées en Kelvin.

Cette équation est valable pour :

$$47^\circ\text{C} < T_n < 147^\circ\text{C}, \quad -13^\circ\text{C} < \varepsilon_{v\beta} < 37^\circ\text{C}, \quad 0.1 < \varepsilon_{vb} < 0.95,$$

$$V_v < 10 \text{ m/s}, \quad 1 < N < 3 \quad \text{et} \quad 0 < \beta < 90^\circ$$

Où :

N : est le nombre de vitrage,

$\varepsilon_{n\beta}$: est l'émissivité de l'absorbeur pour une inclinaison β de celui-ci.

ε_{vb} : est l'émissivité de la vitre pour une inclinaison β de l'isolateur,

f : est le facteur correctif tenant compte de l'effet du vent, il s'exprime par :

$$f = \left(1 - 0.04 \cdot h_{vv} + 0.0005 \cdot h_{vv}^2 \right) (1 + 0.091 \cdot N) \quad (\text{II.46})$$

C est le facteur tenant compte de l'influence de l'inclinaison de l'isolateur sur les coefficients de convection dans les conduits non utiles, il est exprimé par :

$$C = 365.9 \left(1 - 0.0088\beta + 0.00012\beta^2 \right) \quad (\text{II.47})$$

β étant exprimée en degrés.

Finalement, les pertes U_t sont données par :

$$U_t = \frac{Q_{pl}}{T_n - T_a} \quad (\text{II.48})$$

II.5.2. PERTES A L'ARRIERE « U_b »

L'expression des pertes de la face arrière de l'insolateur est :

$$U_b = \frac{1}{\frac{e_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{e_b}{\lambda_b} + \frac{1}{h_{vv}}} \quad (\text{II.49})$$

Où :

h_{vv} est le coefficient d'échange convectif dû au vent entre la face inférieure de l'insolateur et l'air extérieur.

II.6. ALGORITHME DE CALCUL DES PERFORMANCES DE L'INSOLATEUR PLAN A AIR

Les différentes étapes de l'algorithme de calcul des performances thermiques de l'insolateur sont représentées sur la figure (II.6). En utilisant la méthode globale de Hottel, Whillier et Bliss, ces étapes de calcul sont les suivantes :

1-Introduction des données

- Dimensions de l'insolateur (largeur, longueur, inclinaison, etc.),
- Caractéristiques des chicanes, si utile,
- Données météorologiques, Φ_g , T_a , V_v ,
- Débit massique du fluide caloporteur \dot{m} ,
- Température d'entrée du fluide T_{fe} .

2-Initialisation des températures moyennes

- T_f du fluide dans l'insolateur,
- T_n de l'absorbeur,
- T_{Al} de la plaque d'aluminium placée sur l'isolant,
- T_v de la vitre.

3-Calcul du coefficient de transfert convectif h_{vv} : dû au vent, voir équation (II.31)

4-Calcul du coefficient des pertes par conduction-convection naturelle h_{vnat} :

entre l'absorbeur et la vitre, voir équation (II.32)

5-Calcul du coefficient de transfert radiatif h_{rc} , h_{rnv} et h_{rnAl} : par les formules respectives (II.27), (II.29) et (II.30)

7-Calcul des pertes U_t : de la face avant de l'insolateur en utilisant la corrélation de Klein (II.45) et l'équation (II.48)

8-Calcul des pertes U_b : de la face inférieure de l'insolateur en utilisant la relation (II.49)

9-Calcul du coefficient U_L : des pertes totales de l'insolateur en tenant compte des échanges radiatifs [14], qui s'écrit sous la forme :

$$U_L = \frac{(U_t + U_b)(h_{vnf} h_{vAlf} + h_{vnf} h_{rnAl} + h_{vAlf} h_{rnAl}) + U_b U_t (h_{vnf} + h_{vAlf})}{h_{vnf} h_{rnAl} + h_{vAlf} U_t + h_{vAlf} h_{rnAl} + h_{vnf} h_{vAlf}}$$

Sachant que : $h_{vAlf} = h_{vnf}$, il vient alors :

$$U_L = \frac{(U_t + U_b)(h_{vnf} + 2h_{rnAl}) + 2U_b U_t}{U_t + 2h_{rnAl} + h_{vnf}} \quad (II.50)$$

-Si le capteur sans chicanes, ne contient pas la plaque d'aluminium placée sur l'isolant dans la veine d'air mobile, on ne tient pas compte des échanges radiatifs et on peut écrire :

$$U_L = U_t + U_b \quad (II.50a)$$

10-Calcul du coefficient d'efficacité F' : tenant compte des échanges radiatifs [12] :

$$F' = \frac{h^{rnAl} h_{vnf} + h_{vAlf} U_t + h_{vAlf} h_{rnAl} + h_{vnf} h_{vAlf}}{(U_t + h_{rnAl} + h_{vnf})(U_b + h_{vAlf} + h_{rnAl}) - h_{rnAl}^2}$$

Pour : $h_{vAlf} = h_{vnf}$, on about à :

$$F' = \frac{h_{vnf} (U_t + 2h_{rnAl} + h_{vnf})}{(U_t + h_{rnAl} + h_{vnf})(U_b + h_{vAlf} + h_{rnAl}) - h_{rnAl}^2} \quad (II.51)$$

-Par contre, lorsque le capteur sans chicanes ne dispose pas de la plaque d'aluminium sur l'isolant, les échanges radiatifs étant négligés, le coefficient F' peut être calculé par l'expression suivante :

$$F' = \frac{1}{1 + \frac{U_L}{h_{vnf}}} \quad (II.51a)$$

11-Calcul du coefficient de correction F_R , à l'aide de l'équation (II.25)

12-Calcul de la puissance utile Q_u : fournie par l'isolateur à partir de la relation :

$$Q_u = F_R [(\tau_v \alpha_n) \Phi_g - U_L (T_{fe} - T_a)] \quad (II.52)$$

13-Recalcul de la température moyenne du fluide T_f avec la relation suivante de Klein

$$T_f = T_{fe} + \frac{Q_u}{U_L F_R} \left(1 - \frac{F_R}{F'} \right) \quad (II.53)$$

14-Calcul de la température moyenne de la plaque d'aluminium T_{Al} , déduite des équations (II.54) à (II.56) du bilan, selon qu'il s'agit d'un capteur sans ou avec des chicanes :

L'adjonction des chicanes (en aluminium) dans la veine d'air mobile de l'insolateur (Fig.II.1), permet l'augmentation de la surface d'échange convectif. Cependant, en plus de la surface d'échange avec le fluide caloporteur, de l'absorbeur, on dispose d'une autre surface d'échange composée de plusieurs petites surfaces placées verticalement en quinconce dans le sens de l'écoulement de l'air. Par conséquent, le coefficient d'échange convectif h_{vAlf} entre la plaque d'aluminium et le fluide caloporteur est précédé d'un facteur noté « **fact** » qui tient compte de cette surface d'échange supplémentaire des chicanes. Et on peut donc déduire le coefficient des pertes totales de l'insolateur qui découle des équations du bilan suivantes :

$$(\tau_v \varepsilon_n) \Phi_g + U_t (T_a - T_n) + h_{rnAl} (T_{Al} - T_n) + h_{vnf} (T_f - T_n) = 0 \quad (II.54)$$

$$h_{vnf} (T_n - T_f) + fact \cdot h_{vAlf} (T_n - T_f) = Qu \quad (II.55)$$

$$U_b (T_a - T_{Al}) + fact \cdot h_{vAlf} (T_f - T_{Al}) + h_{fnAl} (T_n - T_{Al}) = 0 \quad (II.56)$$

En effet :

$$fact = 1 + \frac{A_{ch}}{A}$$

Où :

A_{ch} est la surface d'échange des chicanes placées dans le sens perpendiculaire à l'écoulement et supposées à la températures de la plaque d'aluminium (le contact entre la plaque d'aluminium et les chicanes supposé parfait), elle est donnée par :

$$A_{ch} = n \cdot (\varepsilon \cdot b_{ch}) \cdot N_n$$

Où : n est le nombre de chicanes par rangée,

N_n est le nombre de rangée.

- Capteur sans chicanes

$$T_{Al} = T_f + \frac{h_{rnAl} (\tau_v \alpha_n) \Phi_g - (T_f - T_a)(U_t U_b + U_b h_{vnf} + h_{rnAl} (U_t + U_b)) + \text{terme}}{(U_t + h_{rnAl} + h_{vnf})(U_b + h_{vAlf} + h_{rnAl}) - h_{rnAl}^2}$$

Avec : terme = $T_f (h_{vAlf} + h_{vnf})(U_t + h_{rnAl} + h_{vnf})$

Pour : $h_{vAlf} = h_{vnf}$, on about à :

$$T_{Al} = T_f + \frac{h_{rnAl} (\tau_v \alpha_n) \Phi_g - (T_f - T_a)(U_t U_b + U_b h_{vAlf} + h_{rnAl} (U_t + U_b))}{(U_t + h_{rnAl} + h_{vAlf})(U_b + h_{vAlf} + h_{rnAl}) - h_{rnAl}^2} \quad (\text{II.57})$$

- Capteur muni de chicanes :

$$T_{Al} = T_f + \frac{h_{rnAl} (\tau_v \alpha_n) \Phi_g - (T_f - T_a)(U_t U_b + U_b h_{vnf} + h_{rnAl} (U_t + U_b)) + \text{terme}}{(U_t + h_{rnAl} + h_{vnf})(U_b + \text{fact} \cdot h_{vAlf} + h_{rnAl}) - h_{rnAl}^2}$$

Avec : terme = $T_f (\text{fact} \cdot h_{vAlf} + h_{vnf})(U_t + h_{rnAl} + h_{vnf})$

Pour : $h_{vAlf} = h_{vnf}$, on aboutit à :

$$T_{Al} = T_f + \frac{h_{rnAl} (\tau_v \alpha_n) \Phi_g - (T_f - T_a)(U_t U_b + U_b h_{vAlf} + h_{rnAl} (U_t + U_b))}{(U_t + h_{rnAl} + h_{vAlf})(U_b + \text{fact} \cdot h_{vAlf} + h_{rnAl}) - h_{rnAl}^2} \quad (\text{II.58})$$

Avec : terme = $T_f \cdot h_{vAlf} (\text{fact} - 1)(U_t + h_{rnAl} + h_{vAlf})$

15-Recalcul de la température moyenne de l'absorbeur T_n , d'après le bilan énergétique,

- Capteur muni de la plaque d'aluminium et sans chicanes :

$$T_n = 2T_f + \frac{Qu}{h_{vnf}} - T_{Al} \quad (\text{II.59})$$

- Capteur sans plaque d'aluminium et sans chicanes [21]

$$T_n = T_f + \frac{Qu}{h_{vnf}} \quad (\text{II.60})$$

- Capteur muni de la plaque d'aluminium et de chicanes

$$T_n = \frac{(1 + \text{fact}) \cdot T_f + \frac{Qu}{h_{vnf}} - T_{Al}}{\text{fact}} \quad (\text{II.61})$$

16-Calcul de la température moyenne de la vitre T_v , d'après le bilan énergétique, elle s'écrit :

$$T_v = \frac{\alpha_v \Phi_g + T_n + \left(h_{mv} + \frac{h_{vnat}}{2} \right) h_{vv} T_n + h_{rc} T_c}{h_{mv} + \frac{h_{vnat}}{2} + h_{vv} + h_{rc}} \quad (\text{II.62})$$

17-Comparer, la valeur initiale de T_n et celle calculée. Si l'écart est trop important, réitérer à partir de (3), sinon continuer.

18-Calcul de :

- La température du fluide à la sortie du capteur :

$$T_{fs} = T_{fe} + \frac{AQu}{m Cp} \quad (\text{II.63})$$

- Le rendement thermique de l'insolateur η :

Le rendement thermique de l'insolateur représente le rapport de la puissance utile à la puissance incidente :

$$\eta = \frac{Qu}{\Phi_g} = \frac{P_u}{A\Phi_g} \quad (\text{II.64})$$

Il peut être aussi donné en fonction du rapport de la différence de température ($T_{fe}-T_a$) au flux global incident Φ_g :

$$\eta = \frac{P_u}{A\Phi_g} = F_R (\tau_v \alpha_n) - F_R U_L \frac{T_{fe} - T_a}{\Phi_g} \quad (\text{II.65})$$

$$|T - T_n| < \varepsilon$$

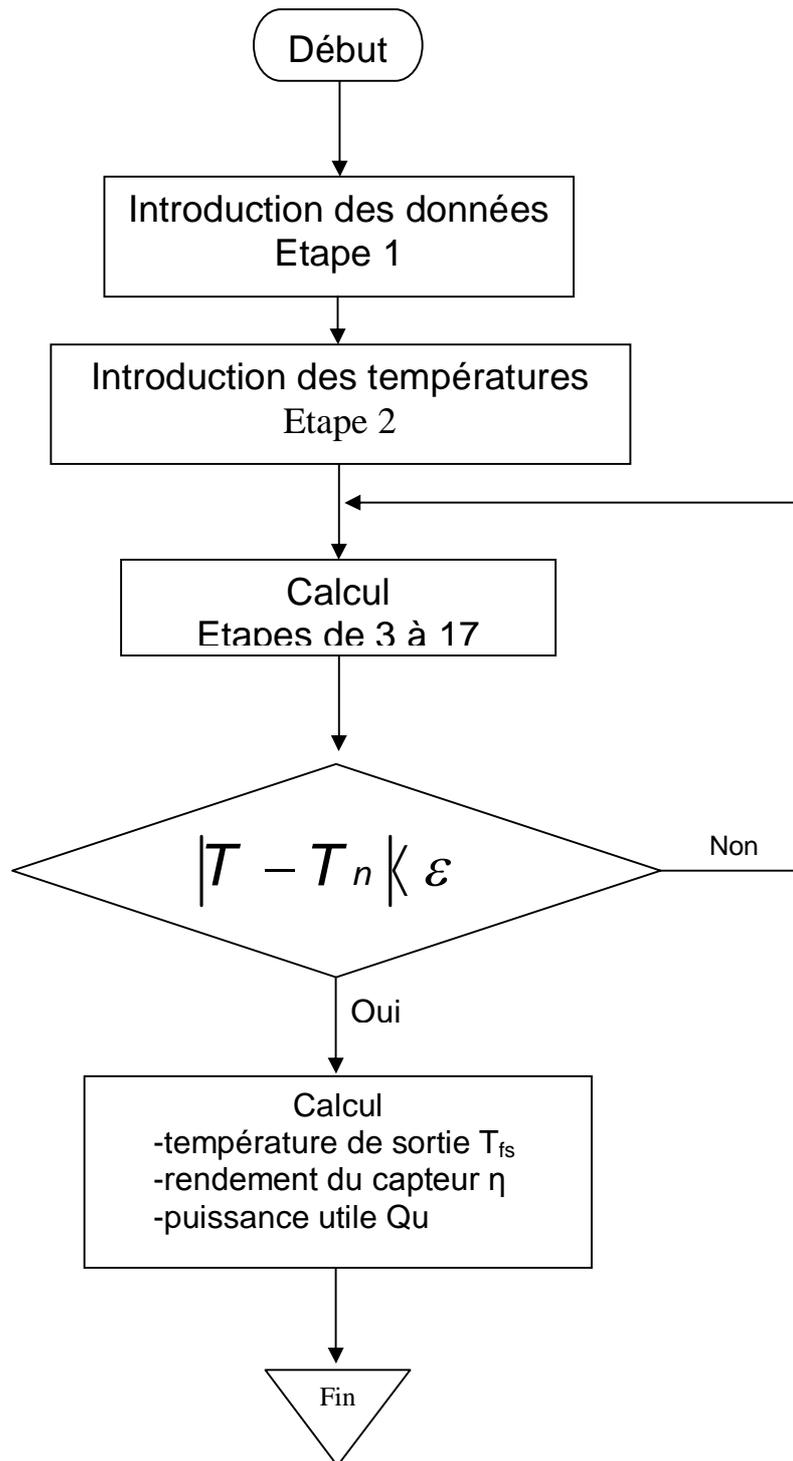


Fig.(II.6) : Organigramme simplifié de calcul des performances de l'insolateur.

CHAPITRE III

RESULTATS ET DISCUSSIONS

III.1 PERFORMANCES DE L'INSOLATEUR PLAN

De nombreux travaux portant sur l'étude des performances des insolateurs, ont été réalisés [9,8 et 26] pour plusieurs configurations de l'écoulement de l'air (à une ou à plusieurs veines d'air mobiles) sans obstacles dans celle-ci. Beaucoup d'autres travaux de recherche concernant l'optimisation de leurs performances, par introduction de chicanes de formes diverses dans la veine d'air mobile, ont été élaborés [11, 12, 16, 17 et 18].

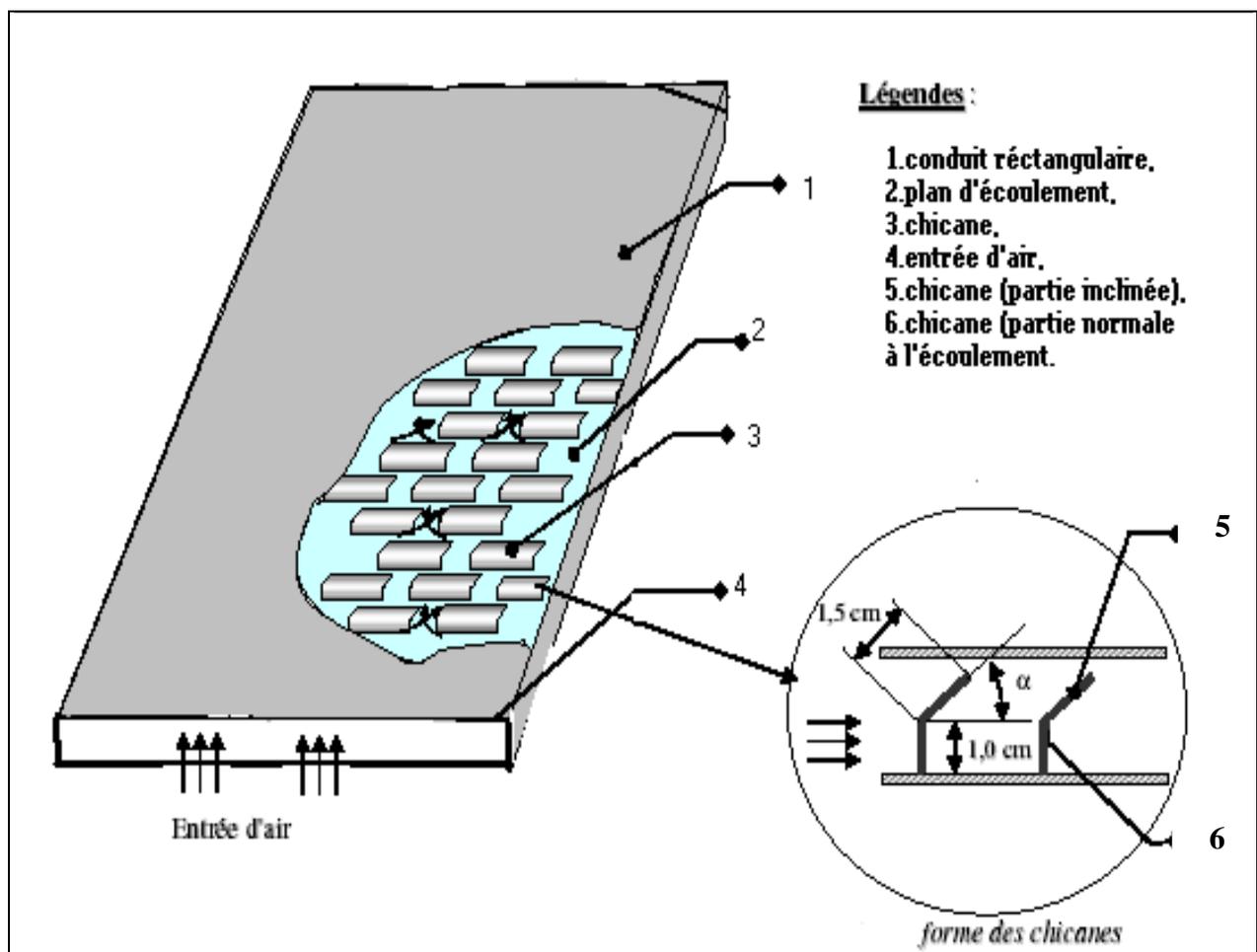


Fig.(III.1) Schéma de la veine d'écoulement du capteur.

Nous considérons ici un capteur plan à air muni ou non de chicanes (Fig.III.1), alimenté par une source lumineuse artificielle ou naturelle. Lorsque ce capteur à une seule couverture ne dispose pas de la plaque d'aluminium placée sur l'isolant dans la veine d'air mobile, les valeurs expérimentales du rendement [27] coïncident avec celles issues du modèle théorique (voir Fig.III.2). L'adjonction de la plaque d'aluminium nous permet d'avoir une nette amélioration du rendement thermique, de même lorsque on rajoute les chicanes. En disposant la plaque d'aluminium sur l'isolant (qui absorbe beaucoup plus l'infrarouge), on diminue les pertes vers l'arrière et la température de l'absorbeur augmente. Pour un capteur bien isolé vers l'avant, on a un gain net de chaleur transmis par convection de l'absorbeur au fluide caloporteur.

Dans la plage des valeurs de débit étudiés, allant de 20 à 200 [kg/h], la figure (III.2) montre que les valeurs expérimentales pris de travaux antérieurs [27], ayant utilisé comme configuration les ailettes comme obstacles et qui sont très proche de notre configuration, pour pouvoir valider notre approche numérique. On remarque que les valeurs expérimentales du rendement thermique instantané de l'insolateur ne sont pas très loin des valeurs issues du modèles théorique. En revanche, pour les faibles débits et en présence de la plaque d'aluminium, le modèle surestime le rendement. Nous pensons que ce désaccord peut être expliqué, d'une part par les erreurs de mesure mais surtout par les approches théoriques faites lors de la mise en équation du modèle théorique, citons :

- Le coefficient d'échange thermique par convection dans la veine d'air mobile, difficile à appréhender, notamment en présence des chicanes.
 - La sous estimation des pertes dans le modèle théorique qui sont élevées pour les faibles débits d'air, en raison de la différence plus élevée des températures entre l'absorbeur et l'extérieur. On pourrait introduire des corrections empiriques du coefficient de pertes globales, à partir de données expérimentales, comme cela a été fait dans [28] pour le même capteur. Dans ce travail, l'évolution du coefficient de pertes globales U_L a été représentée en fonction de la différence de température ($T_f - T_a$) qui est
-

d'autant plus importante que le débit est faible, T_f étant la température moyenne de l'air à l'intérieur de la veine d'air et T_a la température ambiante. L'équation proposée est de la forme $U_L = a(T_f - T_a)^b$.

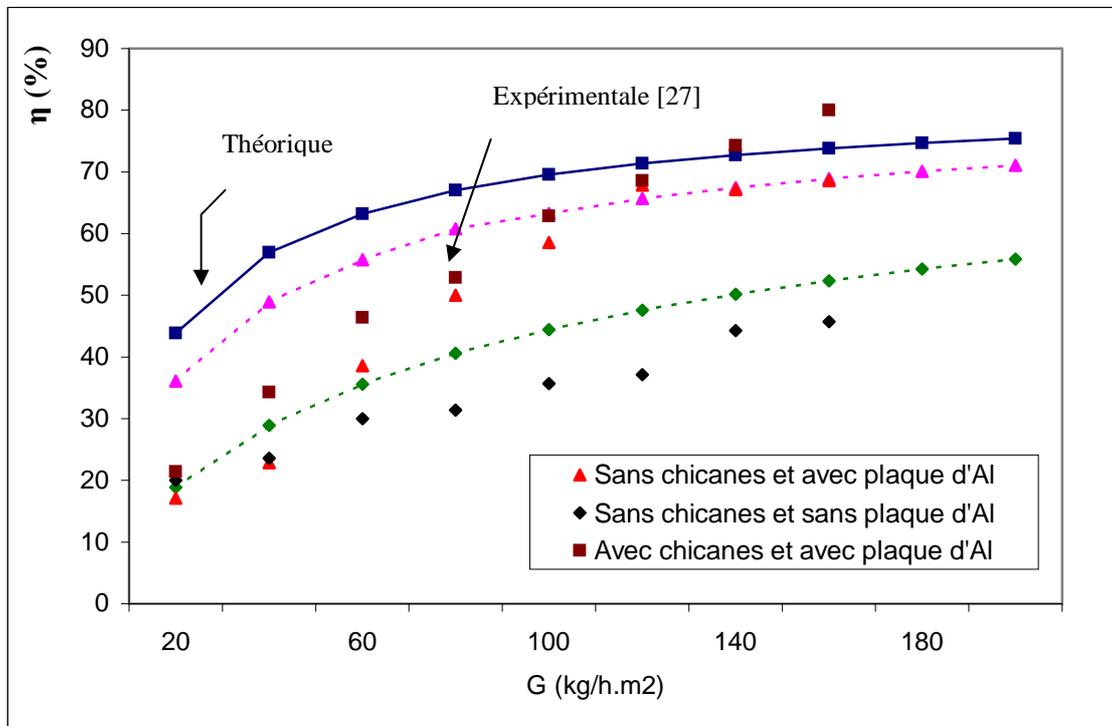


Fig.(III.2). Rendement thermique de l'insolateur plan à air en fonction du débit d'air.

La figure (III.3) montre la variation, en fonction du débit, de la température de sortie du capteur muni ou non de chicanes.

On remarque que pour un flux global incident Φ_g et pour un débit de $G = 40$ kg/h.m²; la température de l'air à la sortie de l'insolateur est 69.72 °C pour un capteur muni de plaque d'aluminium et des chicanes, 65.45°C pour un capteur muni seulement de la plaque d'aluminium et 52.77°C pour un capteur démuné de la plaque d'aluminium et des chicanes. Ces résultats nous montrent nettement l'amélioration de la température de sortie du capteur apportée par l'adjonction de la plaque d'aluminium placée sur l'isolant et les chicanes disposées en quinconce dans la veine d'air mobile qui sont placées sur le plan inférieur du conduit (plaque d'aluminium).

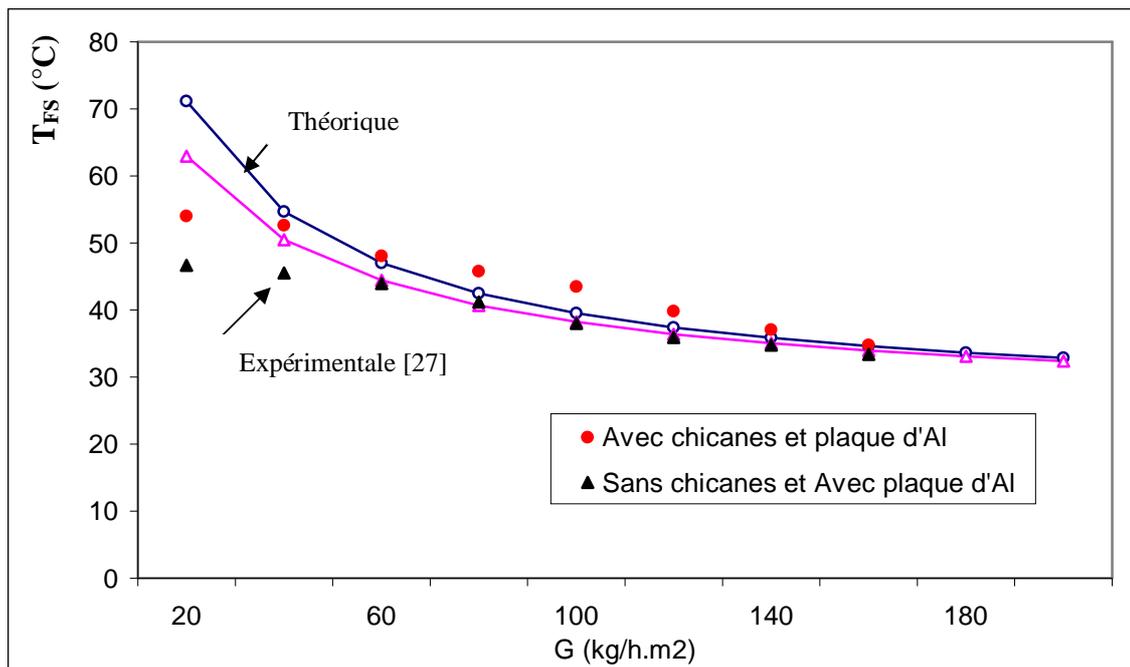


Fig.(III.3). La température de l'air à la sortie de l'insolateur plan à air en fonction du débit d'air.

III.2. Intérêt de l'adjonction des chicanes :

III.2.1. Influence de l'intensité du flux solaire incident reçu par le capteur plan

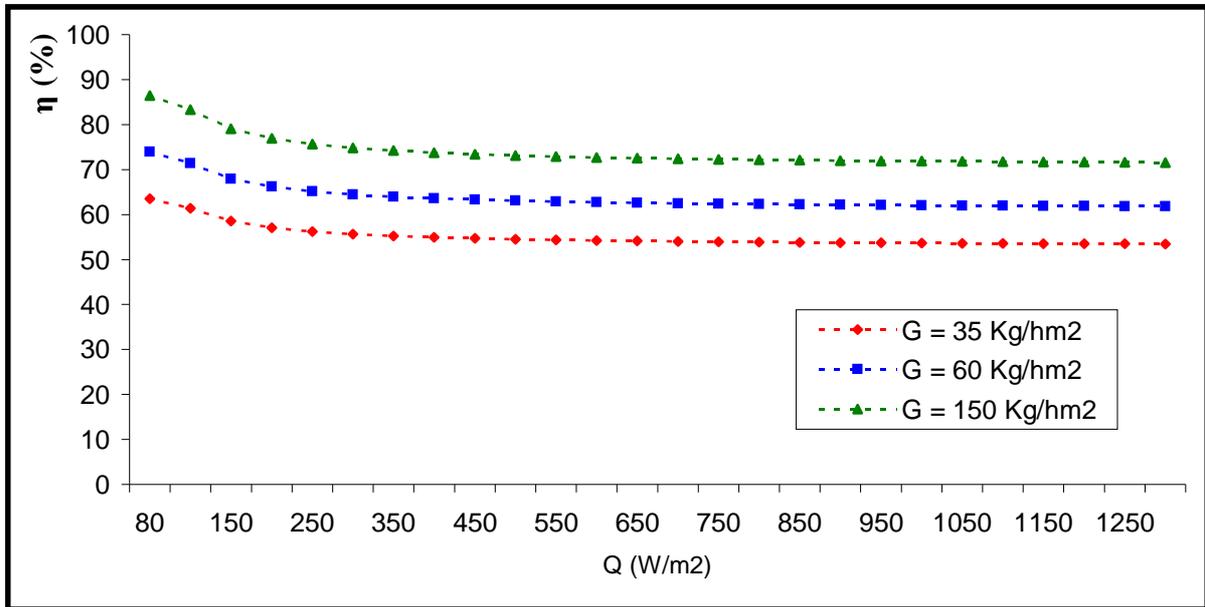


Fig.(III.4). Rendement thermique de l'insolateur plan à air en fonction du flux solaire.

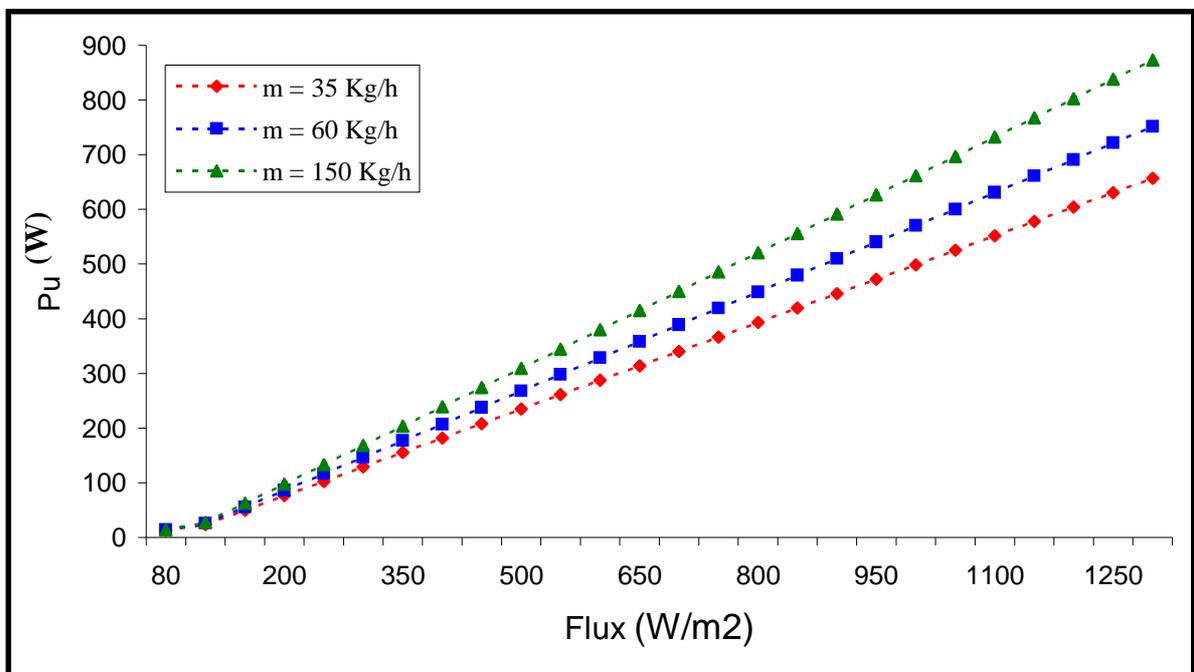


Fig.(III.5). Puissance utile de l'insolateur plan à air en fonction du flux solaire.

On remarque dans la figure (III.5) qui représente la variation, en fonction de l'intensité du flux solaire, de la puissance utile récupérée par l'insolateur plan à air muni de la plaque d'aluminium placée sur l'isolant et des chicanes disposées en quinconce dans la veine d'air mobile que la puissance utile augmente, bien évidemment, tout en augmentant le flux solaire reçu par le capteur.

III.3. ENSOLEILLEMENT NATUREL :

Il est intéressant de voir comment varie les performances thermiques de l'insolateur plan à air muni ou non de chicanes.

Dans les conditions de fonctionnement naturelles : le flux solaire et la température varient, en fonction du temps dans ce qui suit.

Ces résultats sont obtenues à partir d'un algorithme de calcul numérique présenté par le modèle de Liu et Jordan qui est le plus utilisé. Cet algorithme est expliqué dans l'annexe 1.

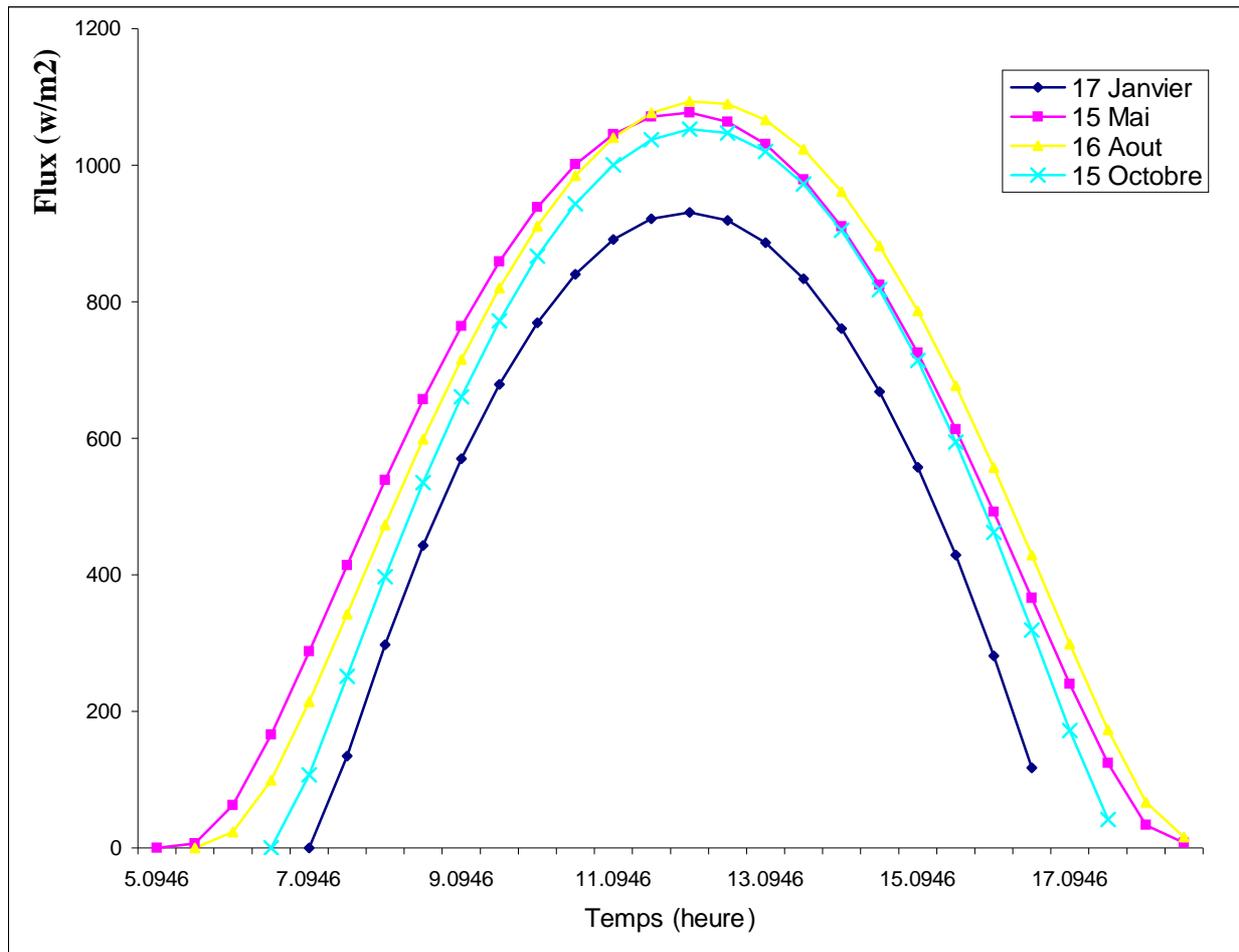


Fig.(III.6). Flux solaire pour un jour type de condition de ciel très clair du lever du soleil jusqu’au coucher ; pour le 17 janvier, le 15 mai, le 16 aout et le 15 octobre .

La figure (III.6) nous donnent l’intensité du flux solaire pour les quatre journées des quatre mois pris comme exemples qui sont respectivement le 17 janvier, le 15 mai, le 16 aout et le 15 octobre d’après un calcul numérique.

On remarque que l’intensité du flux solaire est plus importante dans les journées du 15 mai et du 16 aout dont les journées sont les plus longues.

Dans le tableau (III.1), on représente le maximum du flux solaire reçu par l'insolateur plan à air orienté vers le sud et incliné d'un angle β , et où il est indiqué l'heure du lever et du coucher du soleil.

Jours	Temps (h)	Φ_{gmax} (W/m ²)	Lever du soleil (h)	Coucher du soleil (h)
17 Janvier	12h	930.74	7h	16h30
15 Mai	12h	1076.9	5h	18h
16 Aout	11h50	1093.3	5h50	18h20
15 Octobre	11h50	1052.8	6h50	17h20

Tableau (III.1). Flux solaire max Φ_{gmax} (W/m²).

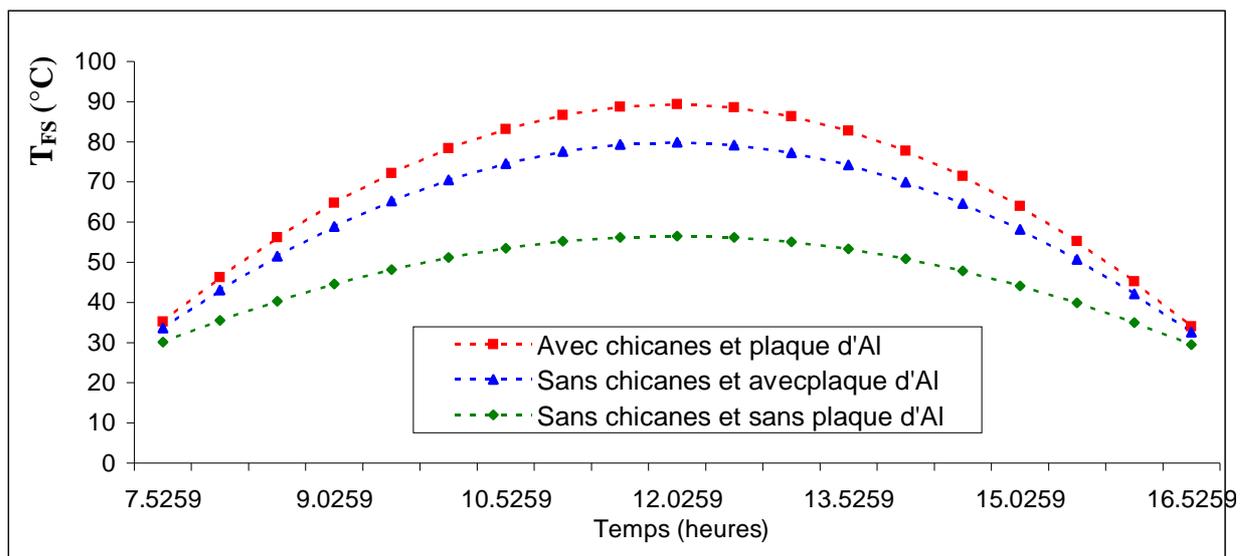


Fig. (III.7.a) Evolution de la température de l'air à la sortie d'un capteur solaire plan en fonction du flux solaire incident pour le 17 janvier, pour un débit de 35 kg/h.

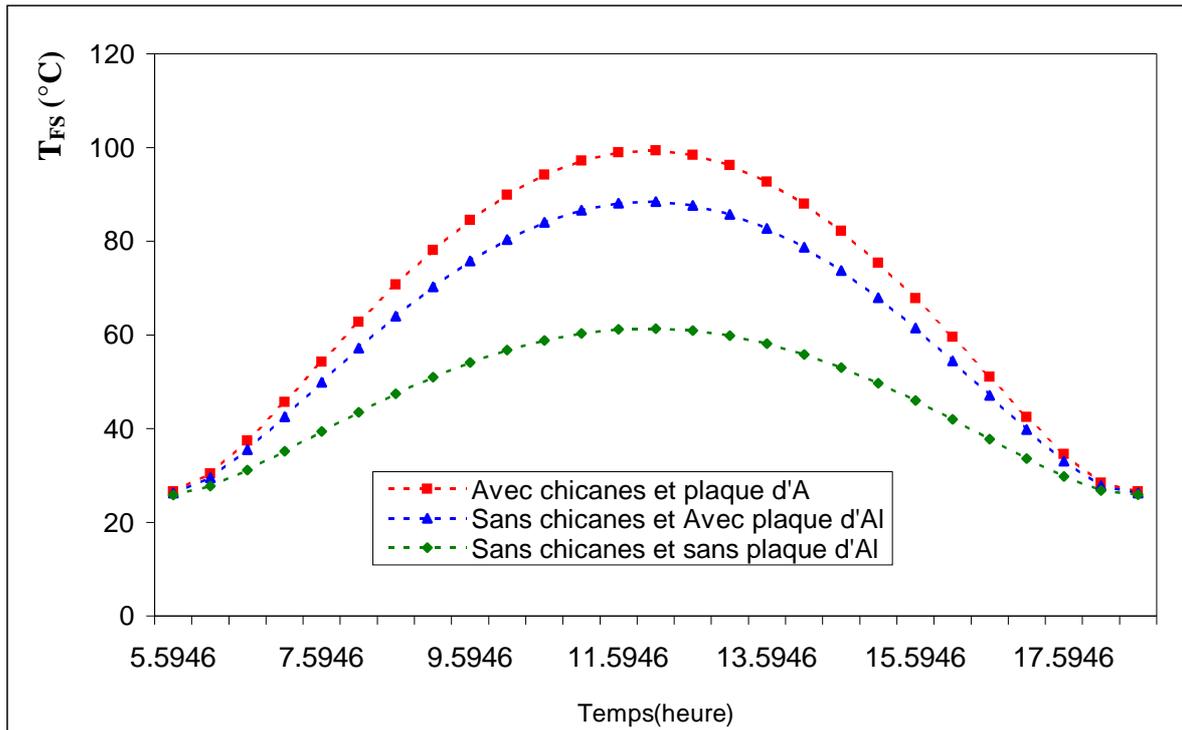


Fig. (III.7.b) Evolution de la température de l'air à la sortie d'un capteur solaire plan en fonction du flux solaire incident pour le 15 Mai, pour un débit de 35 kg/h.

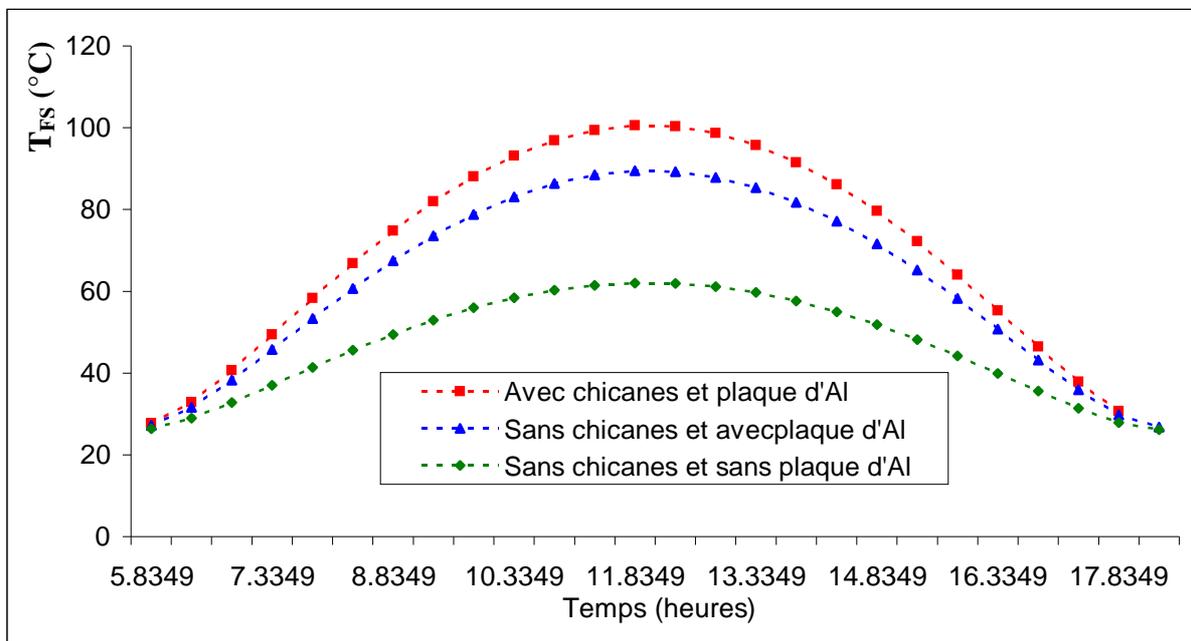


Fig. (III.7.c) Evolution de la température de l'air à la sortie d'un capteur solaire plan en fonction du flux solaire incident pour le 16 Aout, pour un débit de 35 kg/h.

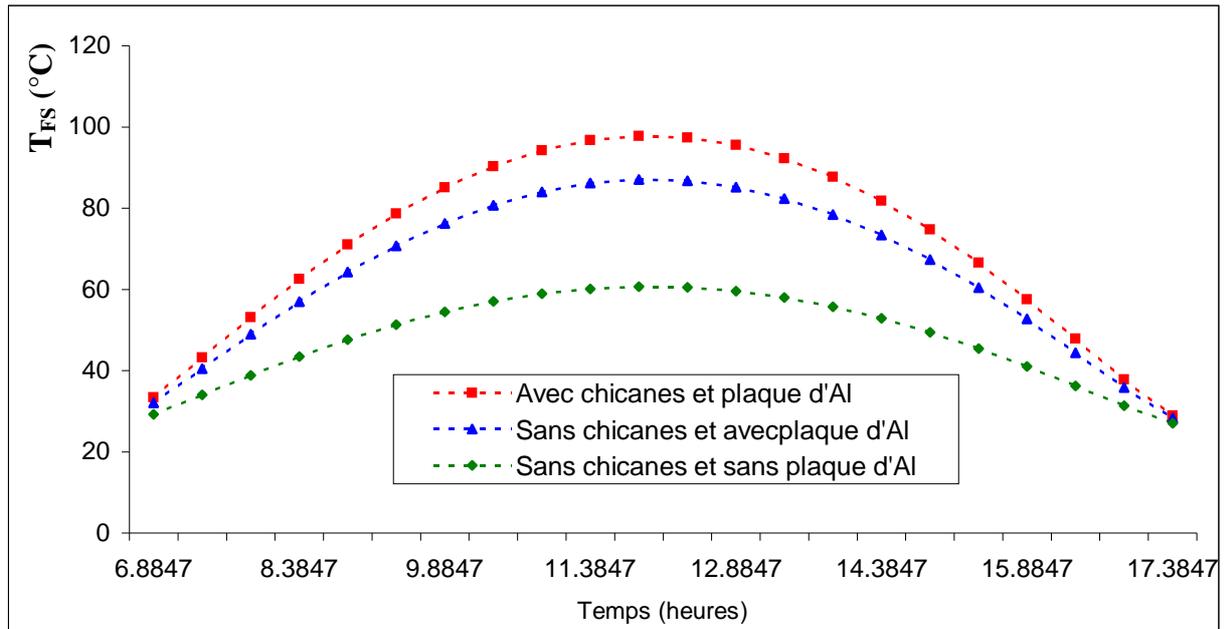


Fig. (III.7.d) Evolution de la température de l’air à la sortie d’un capteur solaire plan en fonction du flux solaire incident pour le 15 Octobre, pour un débit de 35 kg/h.

Les figures (III.7.a, b, c et d) nous montrent la variation de la température de l’air à la sortie du capteur muni ou non des chicanes en fonction de l’intensité du flux solaire représentés dans la figure (III.6).

On remarque que la température de l’air à la sortie est plus importante dans les journées du 15 Mai et du 16 Aout et moins importante aux 17 Janvier et 15 Octobre et qui sont respectivement dans le tableau (III.2).

		Température de l’air à la sortie du capteur		
Jours	Temps (h)	Capteur avec chicanes et plaque d’aluminium	Capteur sans chicanes et Avec plaque d’aluminium	Capteur sans chicanes et Sans plaque d’aluminium
17 Janvier	12 h	89.33	79.87	56.55
15 Mai	12 h	99.34	88.43	61.35
16 Aout	12 h	100.29	89.43	62.02
15 Octobre	11h50	97.76	87.07	60.67

Tableau (III.2). Températures de l’air à la sortie du capteur (°C).

D'après la représentation graphique (Fig. III.9.a, b, c et d) du rendement thermique instantané de notre capteur, calculé pour quatre journées des mois choisis comme exemple ; nous remarquons que l'adjonction de la plaque d'aluminium placée sur l'isolant, muni de chicane disposées en quinconce dans la veine d'air en écoulement ont apporté une augmentation remarquable qui est d'environ 25 % par rapport à un capteur sans plaque d'aluminium et sans chicane.

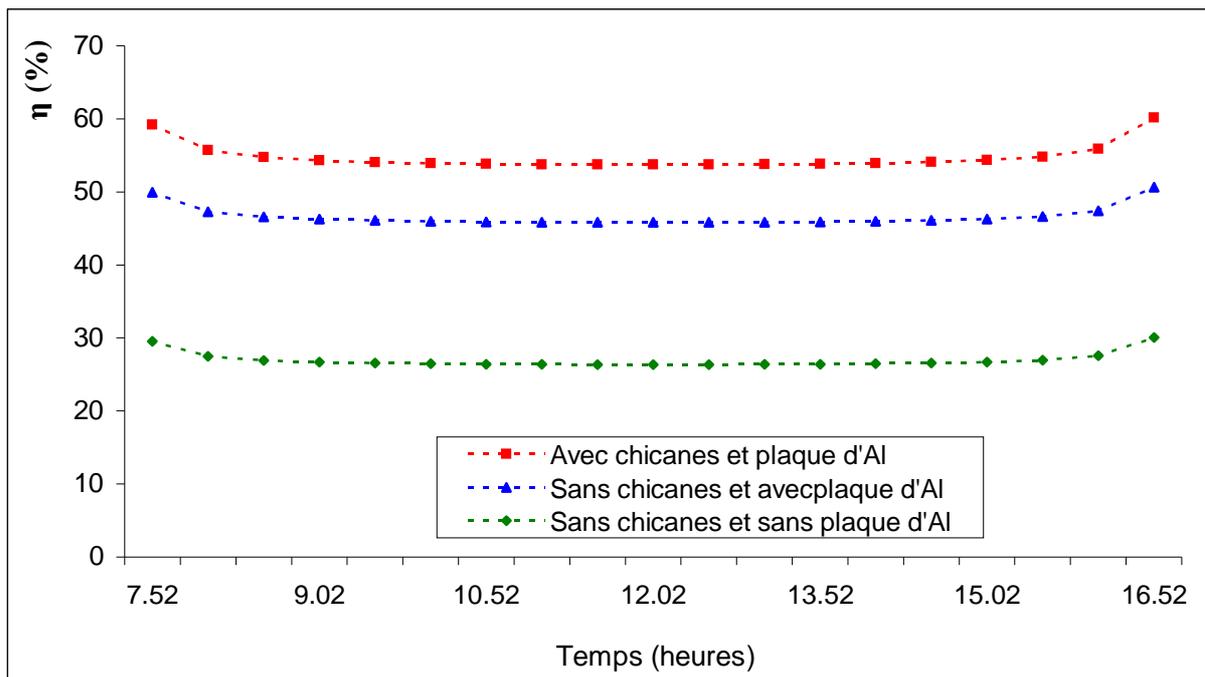


Fig.(III.8.a). Variation du rendement thermique d'un insolateur plan à air du lever jusqu'au coucher du soleil, et ceci pour le 17 Janvier de condition de ciel très clair, et pour un débit de 35 kg/h.

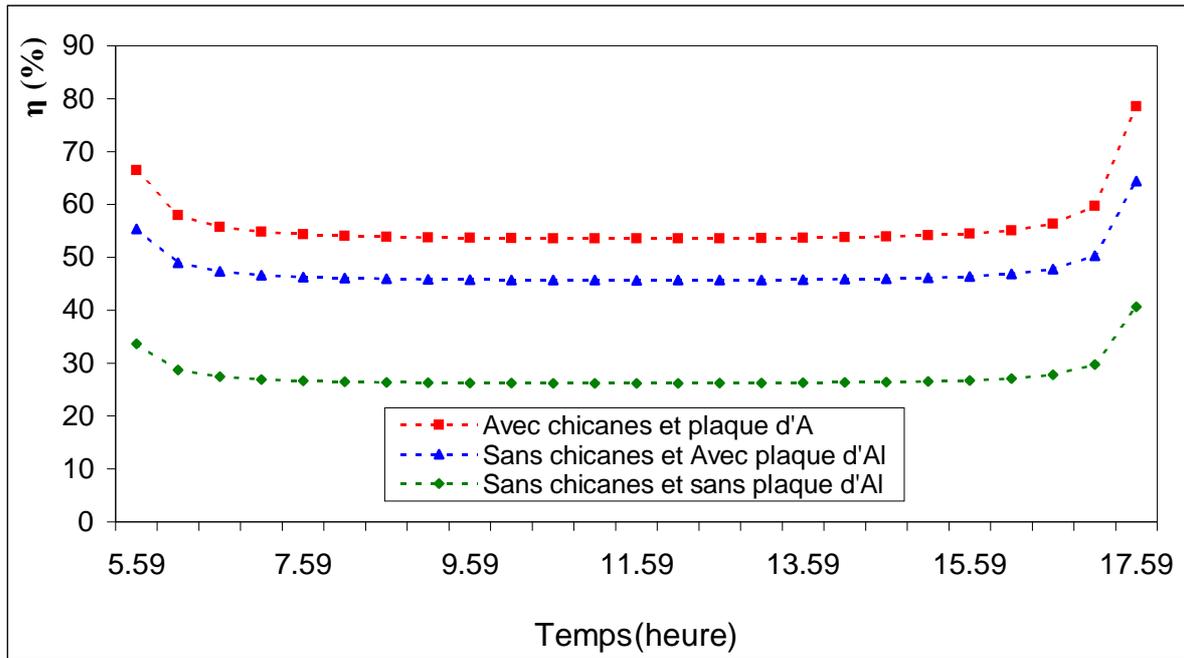


Fig.(III.8.b). **Variation du rendement thermique d'un insolateur plan à air du lever jusqu'au coucher du soleil, et ceci pour le 15 Mai de condition de ciel très clair, et pour un débit de 35 kg/h.**

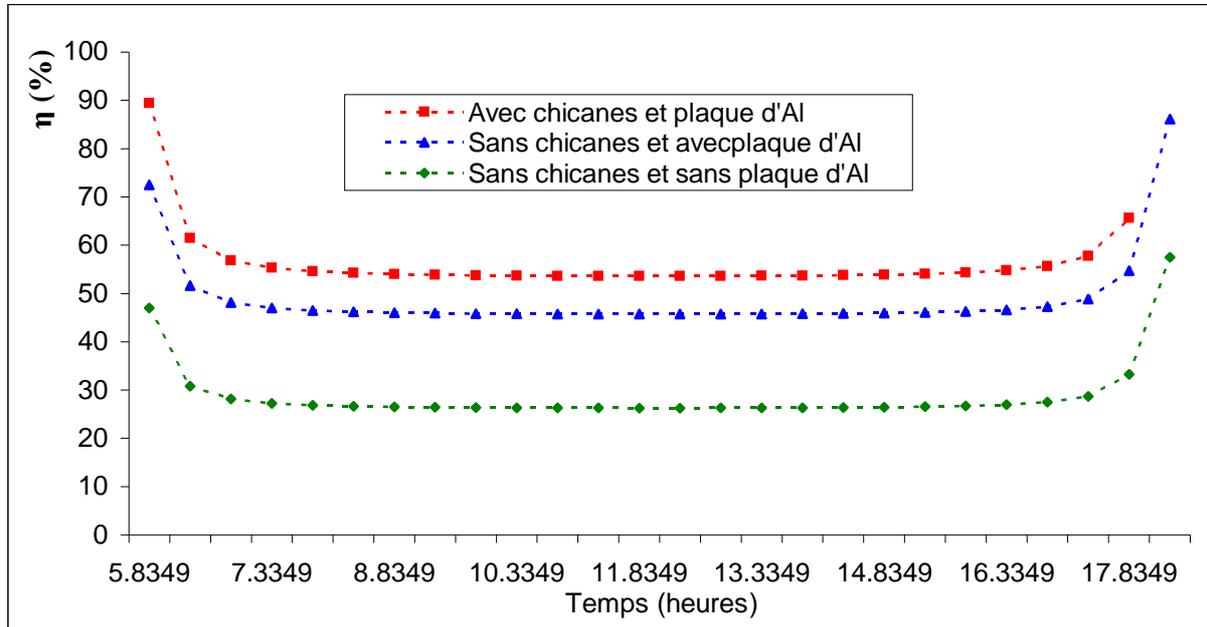


Fig.(III.8.c). **Variation du rendement thermique d'un insolateur plan à air du lever jusqu'au coucher du soleil, et ceci pour le 16 Aout de condition de ciel très clair, et pour un débit de 35 kg/h.**

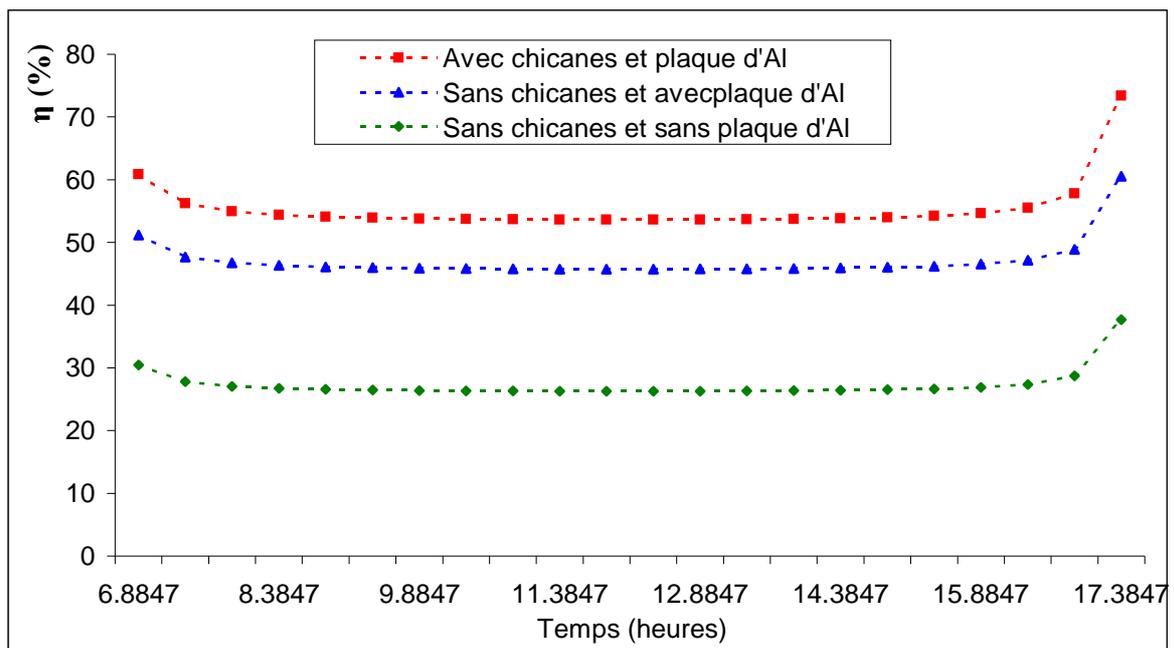


Fig.(III.8.d). **Variation du rendement thermique d'un insolateur plan à air du lever jusqu'au coucher du soleil, et ceci pour le 15 Octobre de condition de ciel très clair, et pour un débit de 35 kg/h.**

Les figures (III.9.a, b, c et d) nous montrent la variation de la puissance utile récupérée par le capteur plan à air muni ou non des chicanes, en fonction de l'intensité du flux solaire représenté dans la figure (III.6).

On remarque que la puissance utile est plus importante dans les journées du 15 Mai et du 16 Aout et moins importante aux 17 Janvier et le 15 Octobre qui sont représentés respectivement dans le tableau (III.3) .

		Puissance maximale récupérée par le capteur pour un débit de 35 kg/h [W/m ²].		
Jours	Temps (h)	Capteur avec chicanes et plaque d'aluminium	Capteur sans chicanes et Avec plaque d'aluminium	Capteur sans chicanes et Sans plaque d'aluminium
17 Janvier	12 h	499.04	425.62	244.72
15 Mai	12 h	576.66	492.07	282.03
16 Aout	12 h	585.48	499.81	287.16
15 Octobre	11h50	564.46	481.53	276.71

Tableau (III.3). Puissance utile max récupérée par le capteur (W/m²).

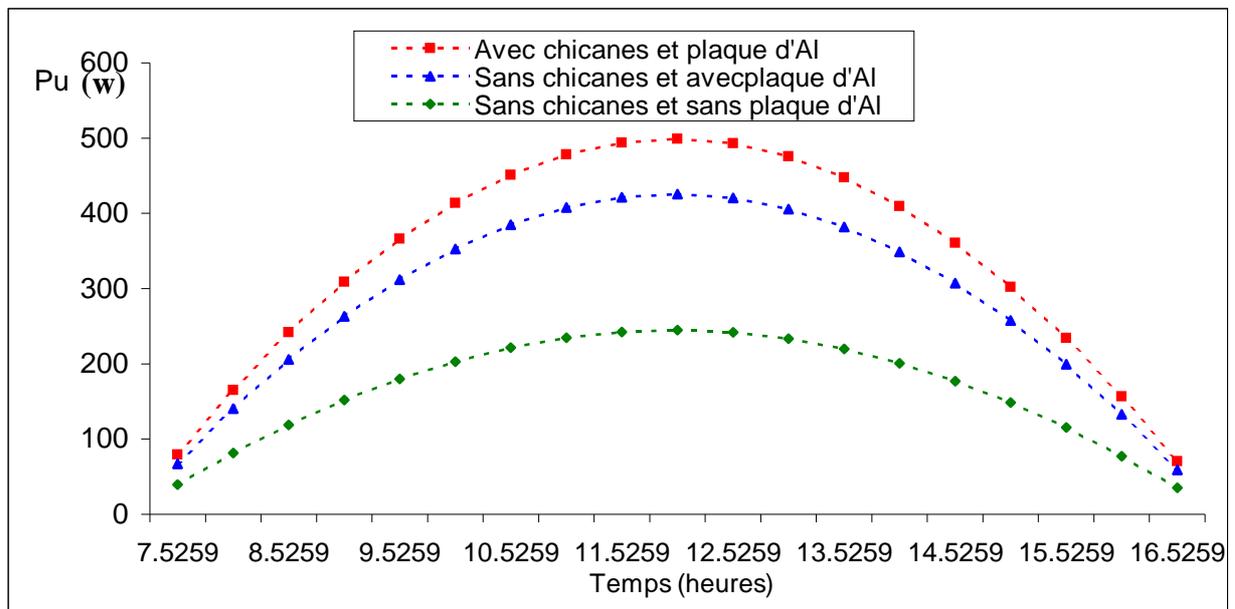


Fig.(III.9.a). Variation de la puissance utile d'un insolateur plan à air du lever jusqu'au couché, pour le 17 Janvier et pour un débit massique de 35 kg/h.

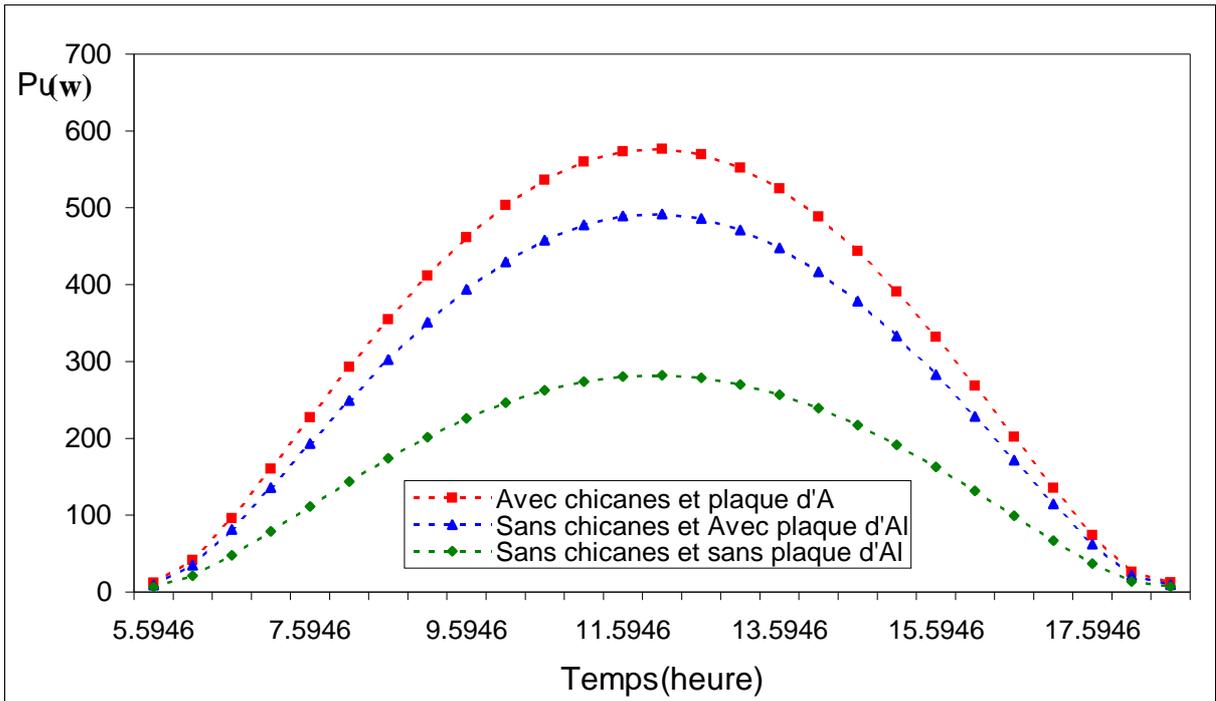


Fig.(III.9.b). **Variation de la puissance utile d'un insolateur plan à air du lever jusqu'au couché, por le 15 Mai et pour un débit massique de 35 kg/h.**

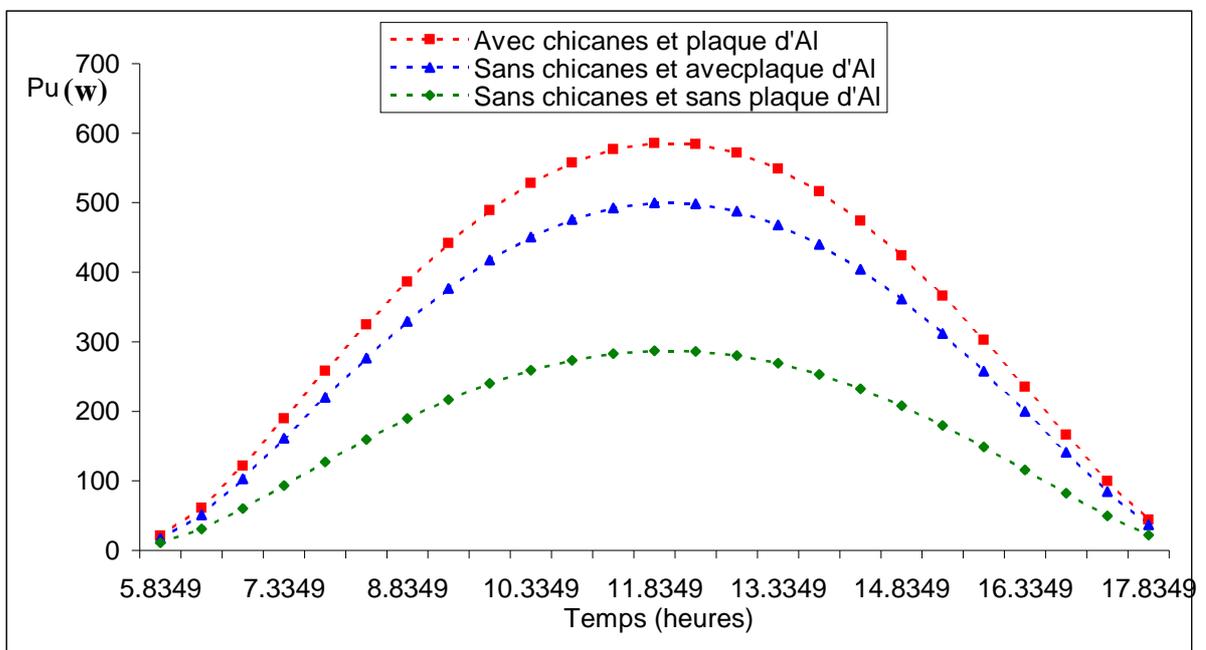


Fig.(III.9.c) **Variation de la puissance utile d'un insolateur plan à air du lever jusqu'au couché, por le 16 Aout et pour un débit massique de 35 kg/h.**

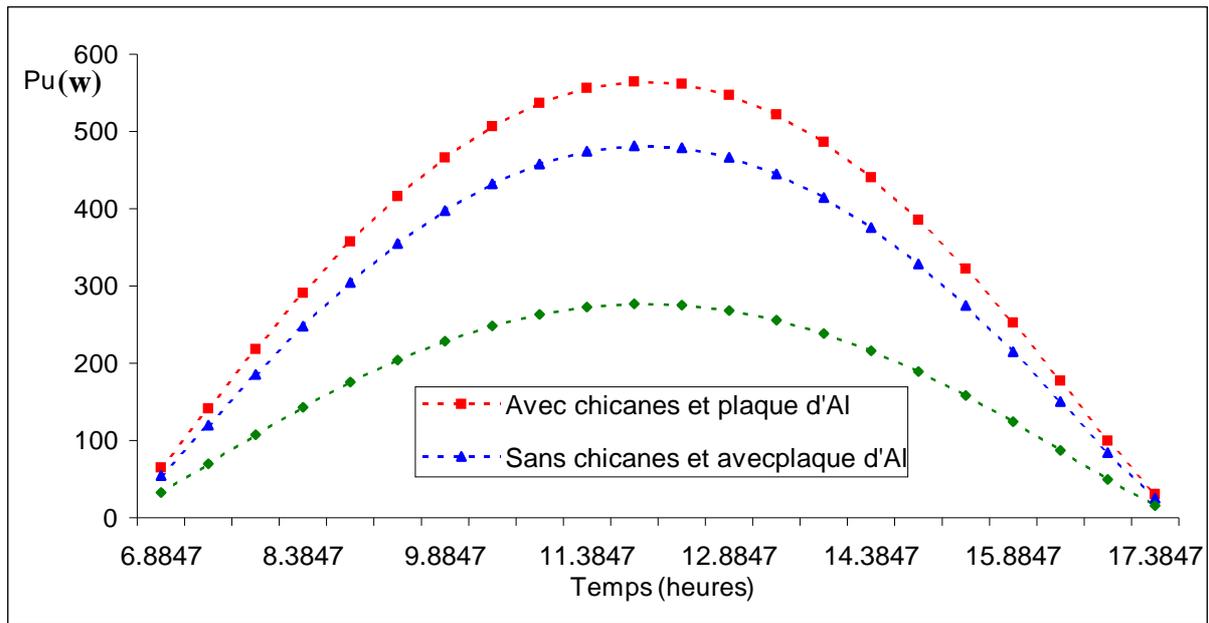


Fig.(III.9.d). **Variation de la puissance utile d'un insolateur plan à air du lever jusqu'au couché, por le 15 Octobre et pour un débit massique de 35 kg/h.**

III.4. Influence de la forme des chicanes :

Nous avons étudié un capteur solaire muni de chicanes de forme rectangulaire, tel qu'il est représenté dans la figure (III.10), avec une partie supérieure inclinée d'un angle $\alpha = \{30^\circ, 45^\circ, 60^\circ\}$, tout en fixant le débit d'air massique $G = 35 \text{ kg/h}$, nous obtenons les résultats représentés d'après les figures (III.11.a, b, c et d) qui montrent l'évolution de la température de l'air à la sortie du capteur, les figures (III.12.a, b, c et d) représentant le rendement thermique de l'insolateur, et les figures (III.13.a, b, c et d) représentent la puissance utile récupérée par le capteur.

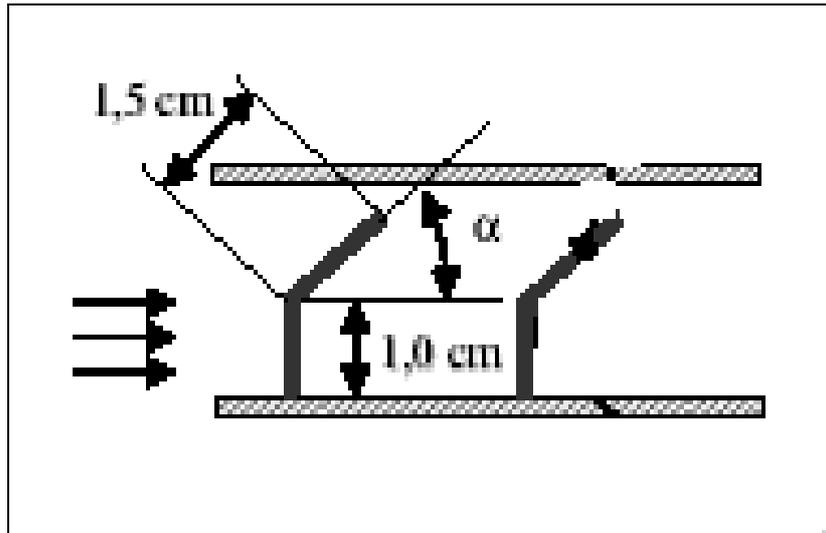


Fig.(III.10) **Forme d'une chicane rectangulaire avec une partie supérieure inclinée.**

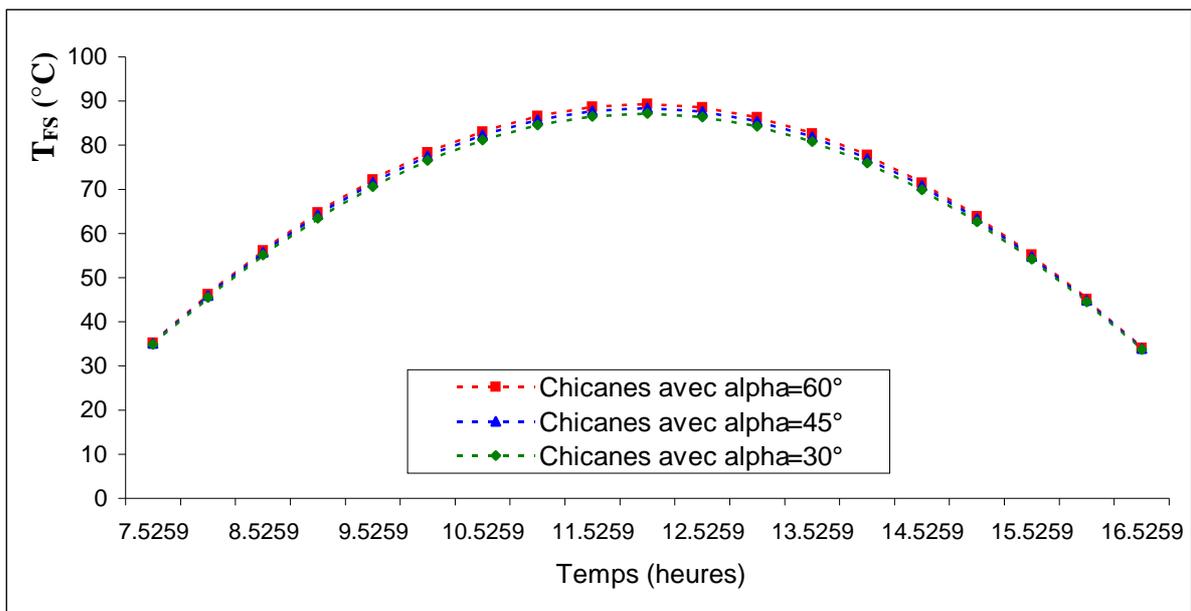


Fig. (III.11.a) **Evolution de la température de l'air à la sortie d'un capteur solaire plan du lever jusqu'au coucher pour le 17 janvier de condition de ciel clair pour un débit de 35 kg/h.**

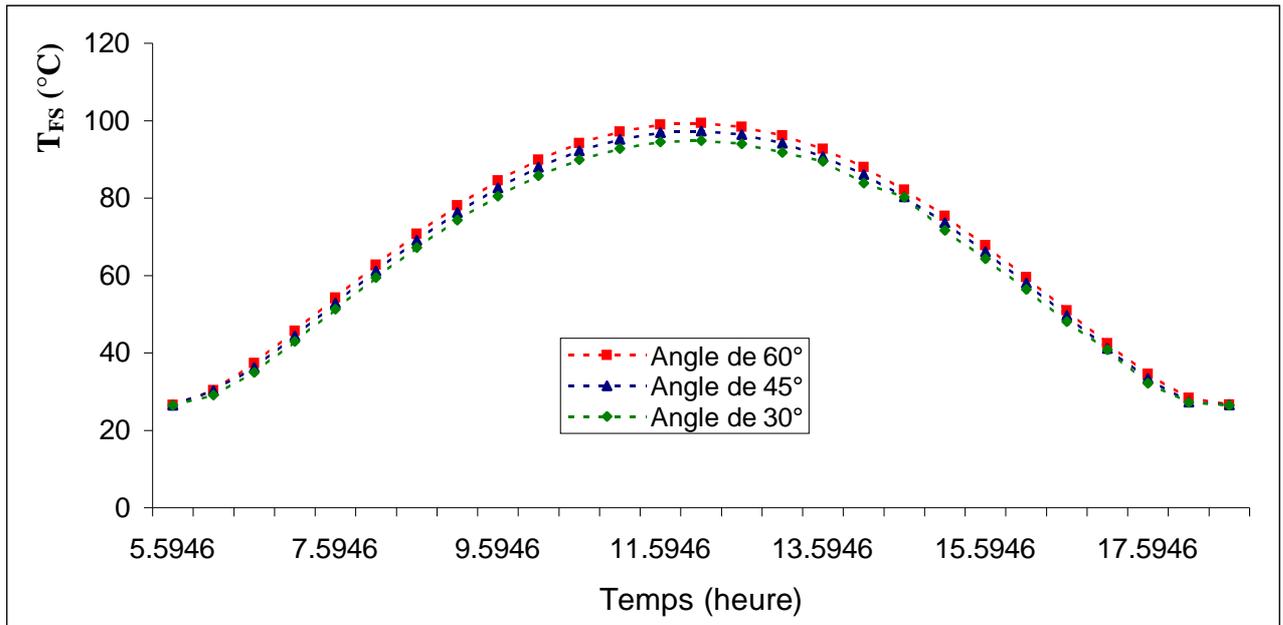


Fig. (III.11.b) Evolution de la température de l'air à la sortie d'un capteur solaire plan du lever jusqu'au coucher pour le 15 Mai de condition de ciel clair pour un débit de 35 kg/h.

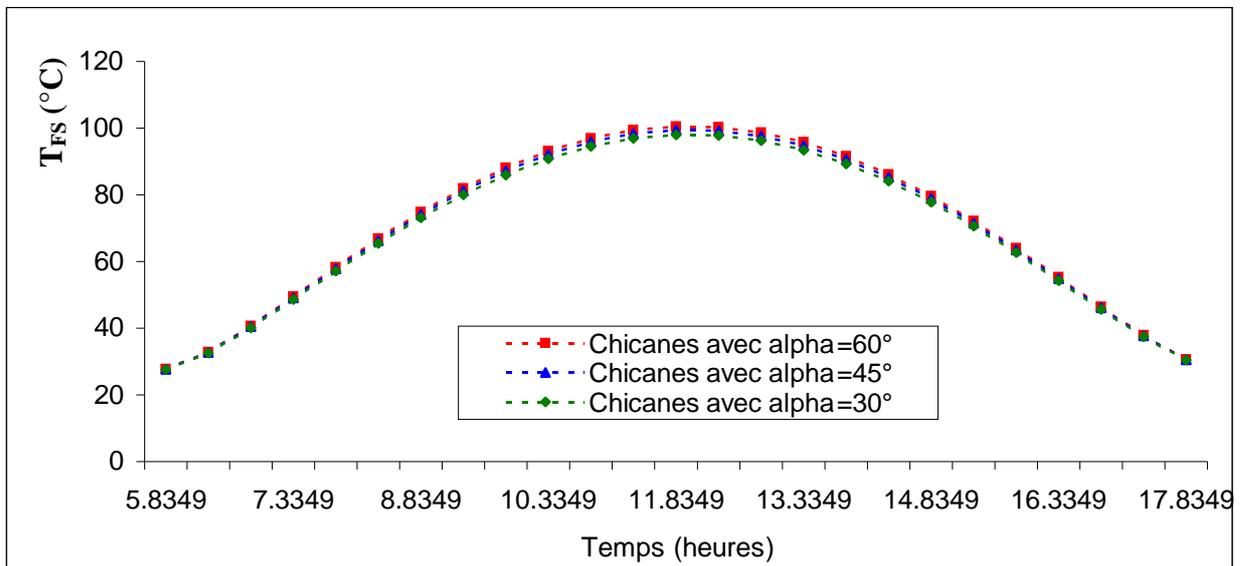


Fig. (III.11.c) Evolution de la température de l'air à la sortie d'un capteur solaire plan du lever jusqu'au coucher pour le 16 Aout de condition de ciel clair pour un débit de 35 kg/h.

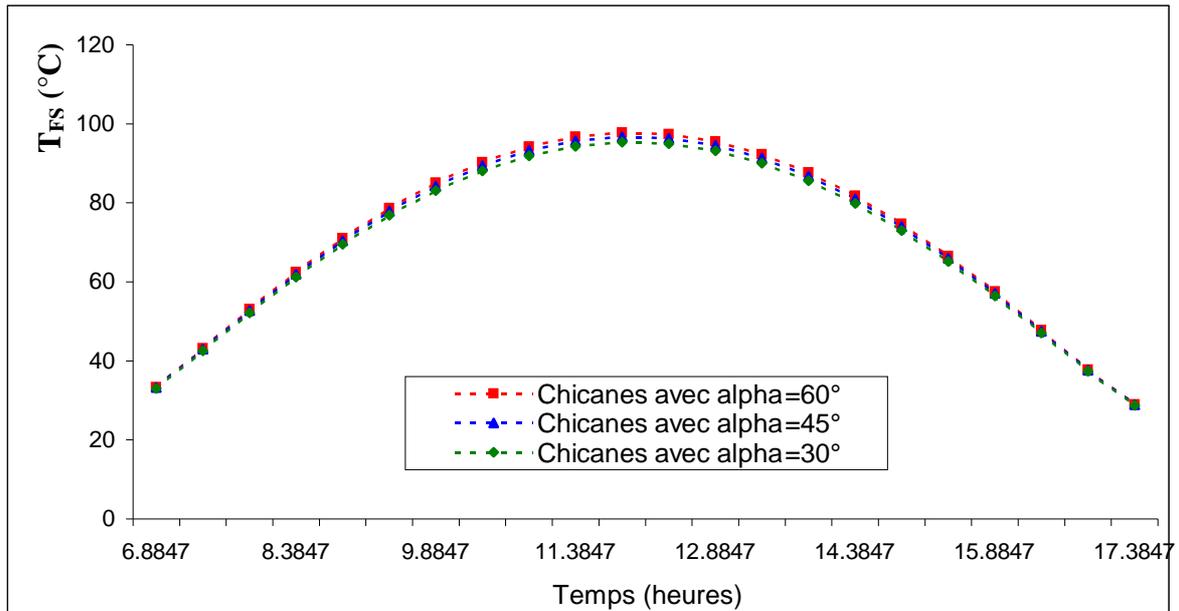


Fig. (III.11.d) Evolution de la température de l'air à la sortie d'un capteur solaire plan du lever jusqu'au coucher pour le 15 Octobre de condition de ciel clair pour un débit de 35 kg/h.

On remarque que la température de l'air à la sortie du capteur est nettement supérieure lorsque l'incidence de la partie supérieure est de 60° qu'avec les deux autres angles $\alpha = 30^\circ$ et 45° , qui est dû par le fait qu'au fortes incidences, où il ne reste qu'un passage minimal à l'air, ce qui permet de créer de la turbulence dans l'écoulement et favoriser ainsi la qualité de transfert thermique entre l'absorbeur et l'air.

Dans le tableau (III.4), on représente quelques résultats numériques de la température de sortie de l'air dans l'insolateur.

Jours	Temps (h)	Température de l'air à la sortie du capteur [°C]		
		$\alpha = 60^\circ$	$\alpha = 45^\circ$	$\alpha = 30^\circ$
17 Janvier	12 h	89.33	88.42	87.18
15 Avril	12h30	101.16	100.09	98.62
16 Aout	11h50	100.52	99.46	98
15 Octobre	12h20	97.37	96.35	94.95

Tableau (III.4). La température de l'air à la sortie du capteur en fonction de l'incidence de la partie inclinée pour un débit de 35 kg/h.

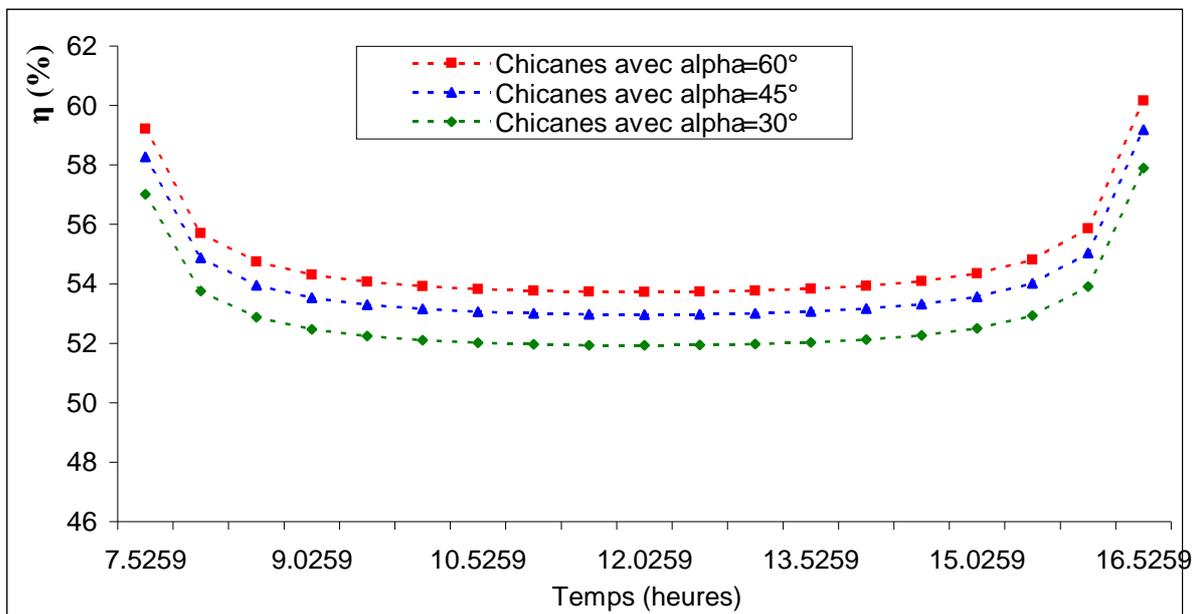


Fig. (III.12.a) Variation du rendement thermique du lever au coucher pour le 17 Janvier de condition de ciel clair et pour un débit de 35 kg/h.

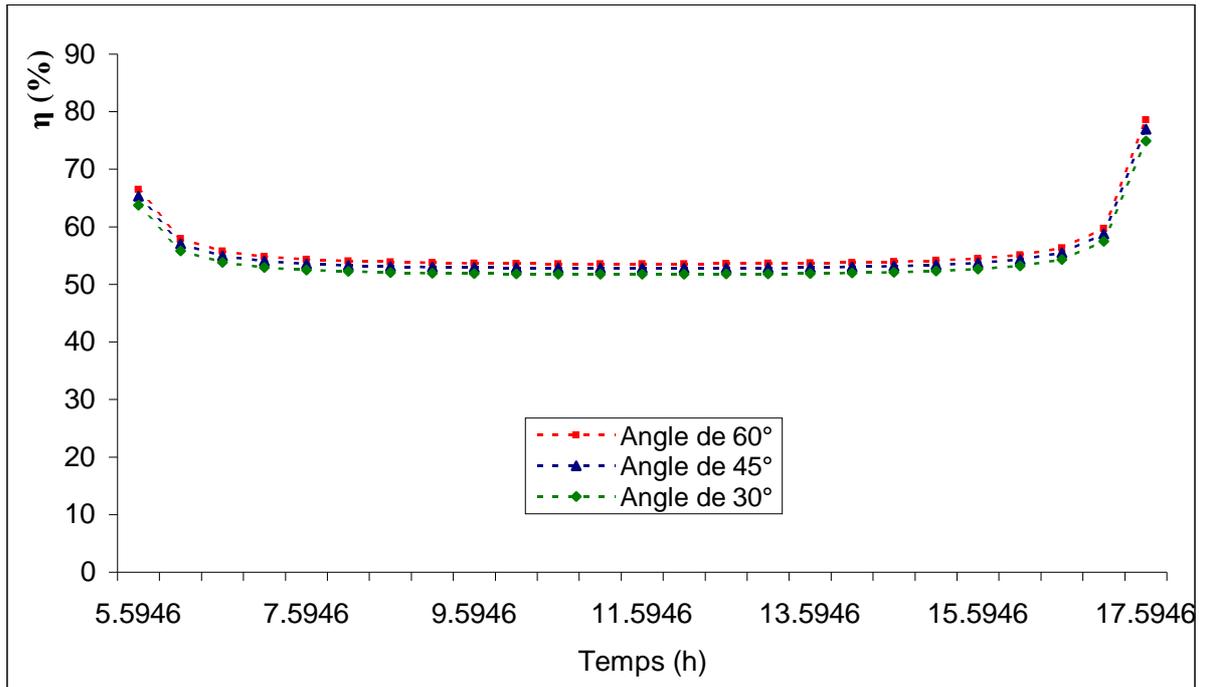


Fig. (III.12.b) Variation du rendement thermique du lever au coucher pour le 15 Mai de condition de ciel clair et pour un débit de 35 kg/h.

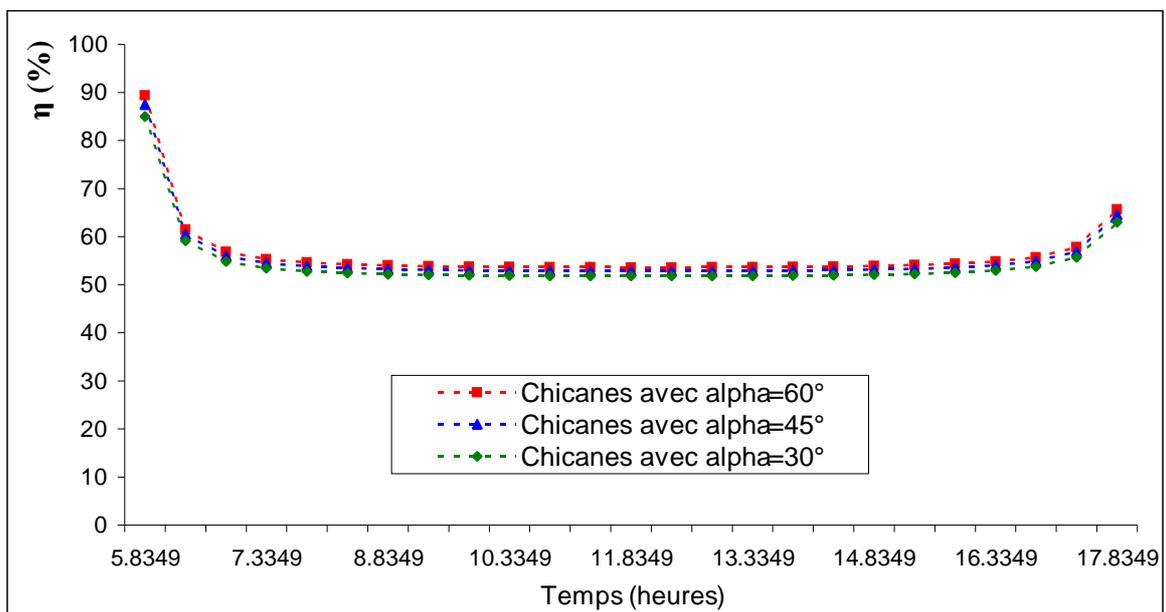


Fig. (III.12.c) Variation du rendement thermique du lever au coucher pour le 16 Aout, de condition de ciel clair et pour un débit de 35 kg/h.

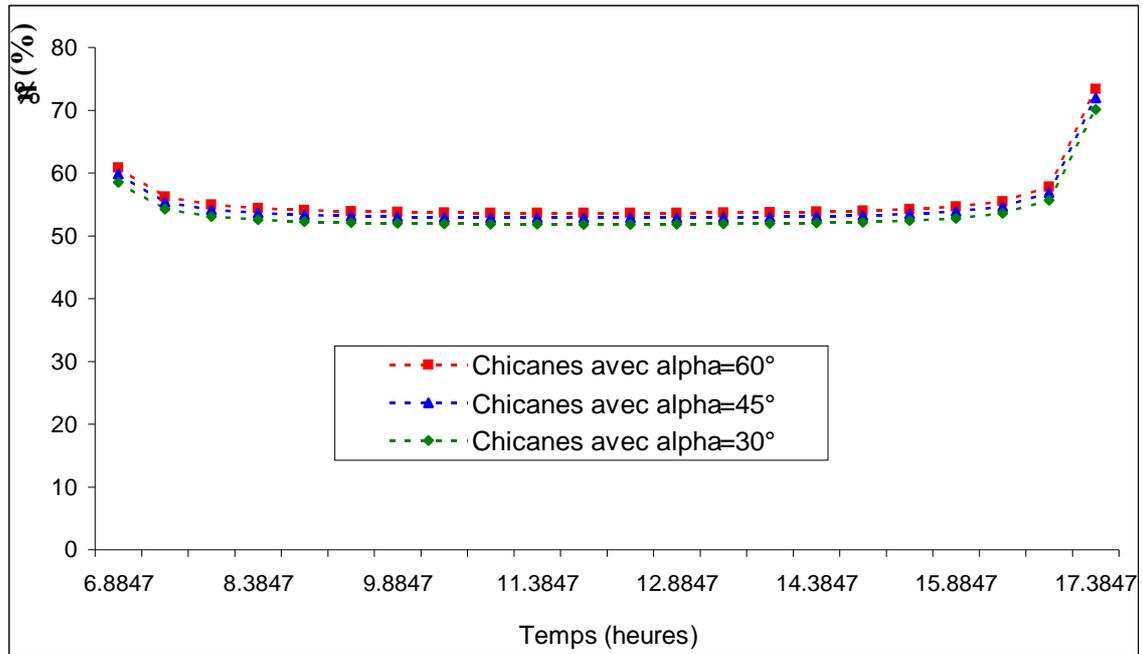


Fig. (III.12.d) **Variation du rendement thermique du lever au coucher pour le 15 Octobre de condition de ciel clair et pour un débit de 35 kg/h.**

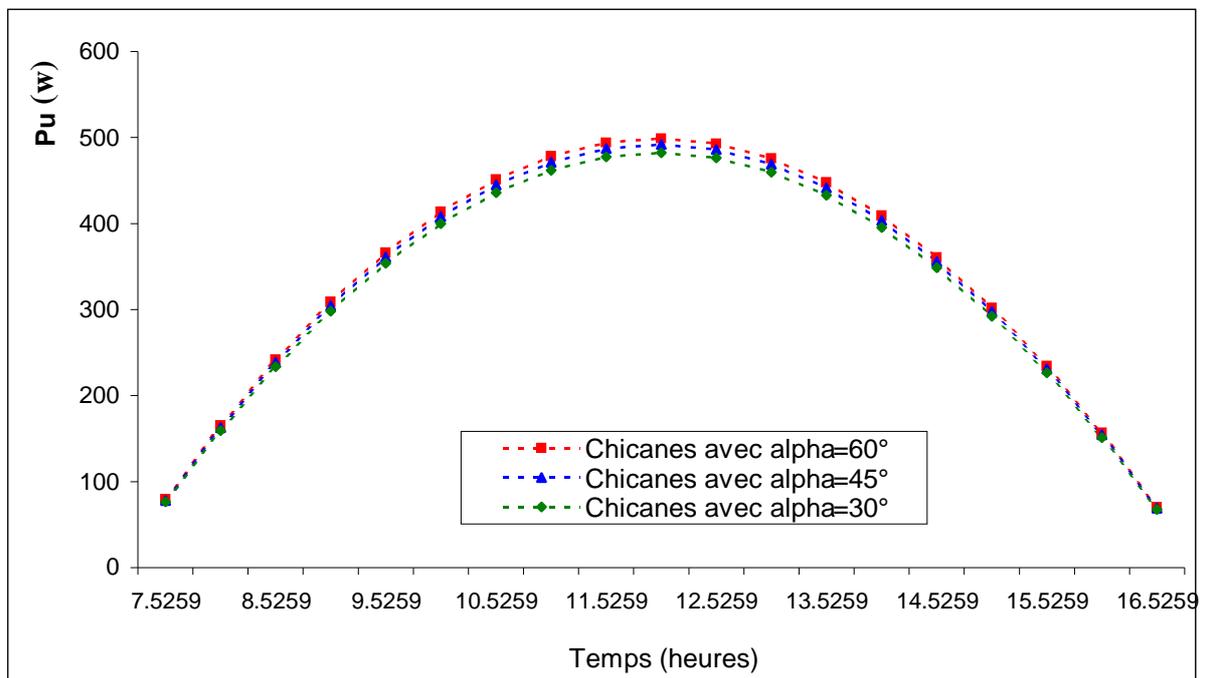


Fig. (III.13.a) **Variation de la puissance utile d'un insolateur plan à air du lever jusqu'au coucher, pour le 17 Janvier et pour un débit massique de 35 kg/h.**

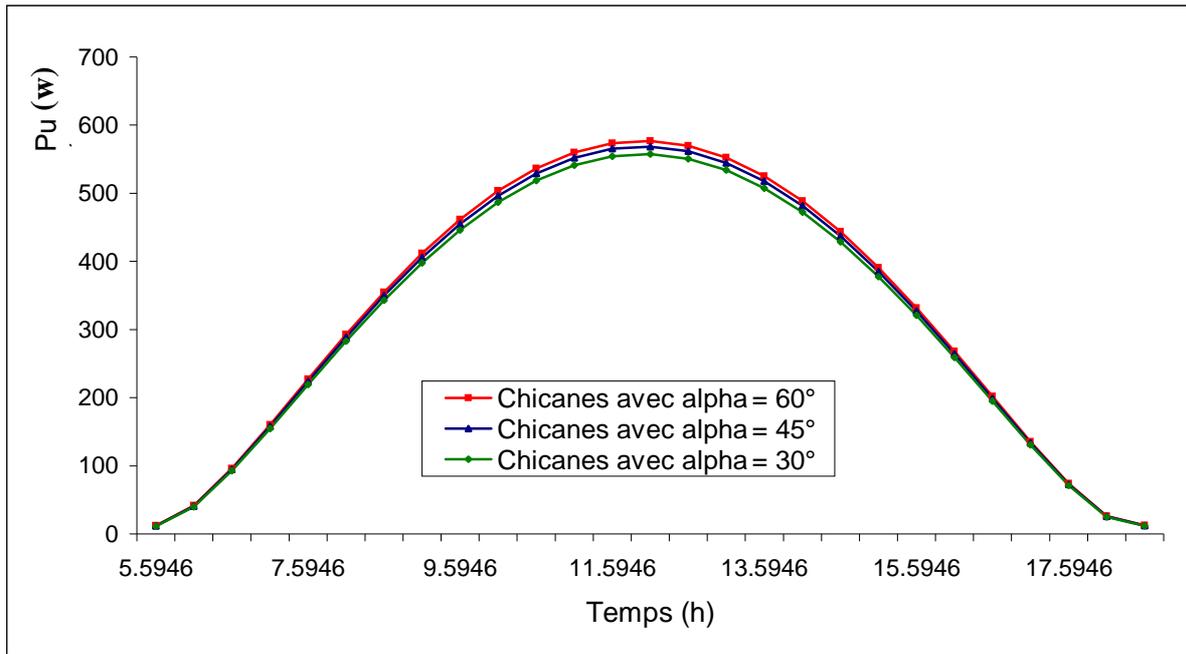


Fig. (III.13.b) Variation de la puissance utile d'un insolateur plan à air du lever jusqu'au coucher, pour le 15 Mai et pour un débit massique de 35 kg/h.

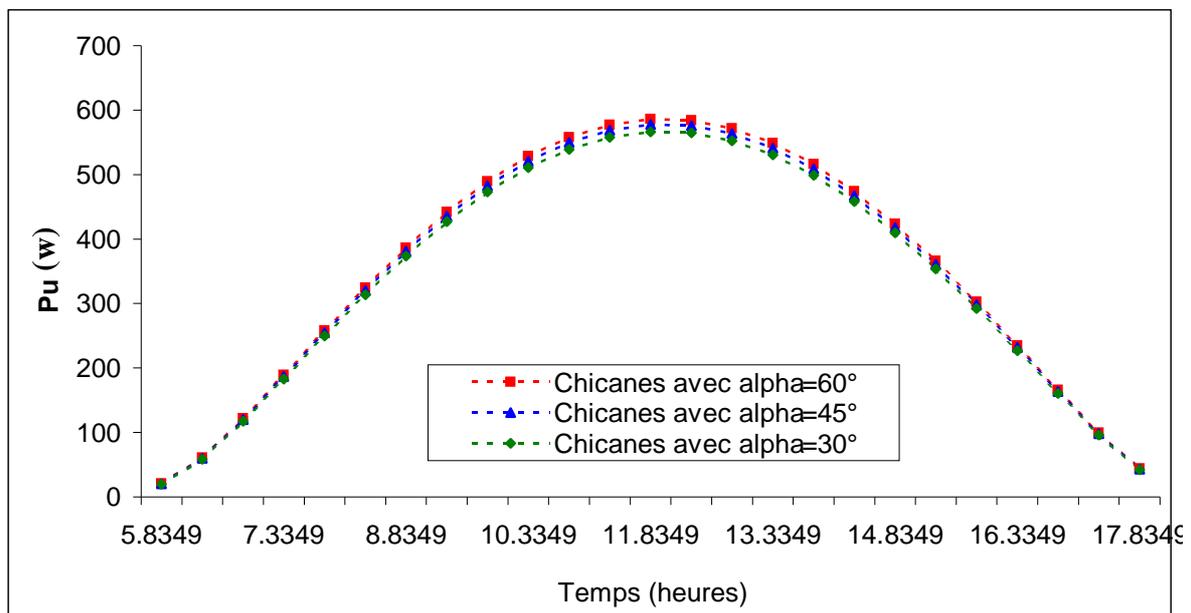


Fig. (III.13.c) Variation de la puissance utile d'un insolateur plan à air du lever jusqu'au coucher, pour le 16 Aout et pour un débit massique de 35 kg/h.

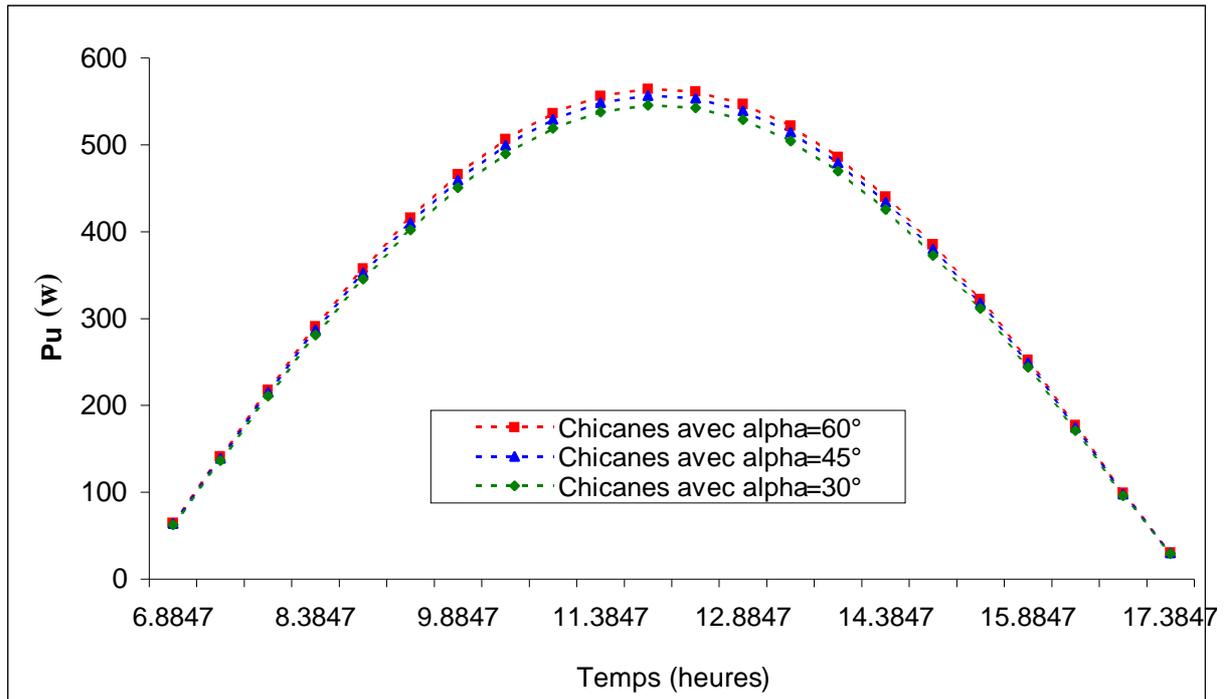


Fig. (III.13.d) **Variation de la puissance utile d'un insolateur plan à air du lever jusqu'au coucher, pour le 15 Octobre et pour un débit massique de 35 kg/h.**

Les figures (III.13.a, b, c et d) nous montrent la variation de la la puissance utile récupérée par le capteur plan à air en fonction de l'intensité du flux solaire représenté dans la figure (III.6).

On remarque que la puissance utile récupérée par le capteur est supérieure en présence des chicanes dont la partie supérieure est inclinée d'un angle $\alpha = 60^\circ$ qu'avec les deux autres angles $\alpha=30^\circ$ et 45° . Par conséquent, on constate l'influence de l'inclinaison de la partie supérieure des chicanes sur la puissance utile récupérée par le capteur.

Sur le tableau (III.5) sont représentés quelques résultats numériques, issues des tracés de la puissance utile récupérée par le capteur.

		Puissance utile récupérée par le capteur solaire muni de chicanes [W/m^2].		
Jours	Temps (h)	$\alpha = 60^\circ$	$\alpha = 45^\circ$	$\alpha = 30^\circ$
17 Janvier	12h	499.04	491.97	482.35
15 Mai	12h30	590.80	582.47	571.11
16 Aout	11h50	585.84	577.58	566.31
15 Octobre	11h50	564.46	556.49	545.63

Tableau (III.5). la puissance utile récupérée par le capteur muni de chicanes dont la partie inclinée est de 60° , 45° et 30° .

CONCLUSION

Nous espérons, à travers ce parcours, avoir contribué à l'étude de l'optimisation des performances thermiques des capteurs solaires plans à air à convection forcée, pour des diverses applications qui est le chauffage, le séchage, etc.

Ce travail a porté sur la simulation numérique du chauffage de l'air dans un conduit à section rectangulaire garni de rugosités artificielles dites « chicanes ». Ces dernières se composent de deux parties ; une partie perpendiculaire à l'écoulement et la deuxième étant inclinée d'un angle " α ", les chicanes sont placées sur le plan inférieur dans la veine d'air mobile et qui sont disposées en quinconce.

On a utilisée la méthode suivie par Hottel, Willier et Bliss (très réponde dans la modélisation des capteurs solaires) qui suppose que le régime est permanent est que les éléments de l'insolateur se trouvent chacun à une température moyenne constante ; elle néglige l'effets de l'inertie thermique. Notre choix s'est porté sur cette méthode pour la modélisation et l'étude des performances de l'insolateur, car la variation de la température à l'entrée du capteur est faible et les performances que nous déterminons sont instantanées.

A l'issue des résultats théoriques obtenus à partir du code de calcul élaboré, on a conclu que les performances thermiques déterminées sont très satisfaisantes et que l'adjonction simultanée d'une plaque d'aluminium placée sur l'isolant d'une part et les chicanes disposées en quinconce dans la veine d'air mobile d'autre part ont données une amélioration remarquable dans la température de l'air à la sortie du capteur, qui est le but de cette étude ainsi que le rendement ; à titre d'exemple pour un débit massique moyen d'air de 35 kg/hm² et pour une puissance solaire incidente globale proche de 1100 W/m², la température de l'air à la sortie du capteur qui a une surface active égale à 1.28 m² (1.6mx0.8m) peut atteindre 101.39 °C pour un capteur muni

sémutanément d'une plaque d'aluminium sur laquelle sont disposées des chicanes, 89.98 °C pour un capteur avec une plaque d'aluminium mais démunie des chicanes et de 62.38 °C pour un capteur démunie des chicanes et de la plaque de l'aluminium. Ces résultats numériques peuvent nous donner une claire idée sur le gain qu'apporte l'adjonction des chicanes dans la veine d'air mobile.

Nous proposons par la suite d'étendre les limites de validité du code de calcul, notamment par :

- Une étude plus détaillée sur l'écoulement de l'air dans le conduit utile, dont le plan d'écoulement est occupé par des obstacles de formes et de dispositions diverses, qui influent sur le régime d'écoulement surtout quand le débit d'air augmente,
 - Mettre en évidence le phénomène de rayonnement entre les différentes surfaces des chicanes, l'absorbeur et la plaque d'aluminium,
 - étude du groupement des capteurs plans en série et en parallèles dans le but d'optimiser le fonctionnement de l'ensemble (le groupement en parallèle permettrait d'obtenir des températures plus élevées avec de grands débits).
-

ANNEXE 1

RAYONNEMENT GLOBAL ESTIME RECU PAR UNE SURFACE
D'INCLINAISON QUELCONQUE

GENERALITES SUR L'ENERGIE SOLAIRE

L'énergie solaire est la plus ancienne source d'énergie. Elle est à l'origine de toutes les sources d'énergie dites traditionnelles : bois, tourbe, charbon, gaz naturel, pétrole et énergie du vent.

Le calcul des performances des capteurs solaires nécessite la connaissance du flux solaire incident en fonction du temps, c'est-à-dire en fonction de la position du soleil par rapport à la terre. La terre tourne sur elle-même suivant un axe de rotation possédant une inclinaison constante par rapport au plan de l'écliptique, avec lequel l'équateur fait un angle de $23,45^\circ$. Elle tourne aussi dans le plan de l'écliptique autour du soleil (Fig.A1).

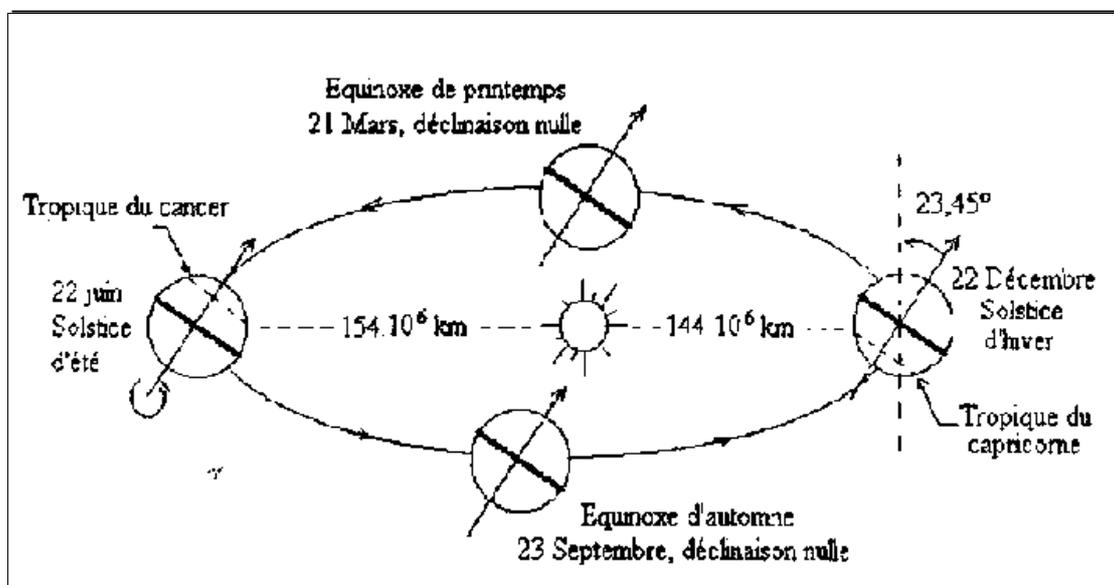


Fig.A1 : Mouvement de la terre autour du soleil

DONNEES GEOMETRIQUES ET ASTRONOMIQUES

- **Latitude** : elle représente l'angle entre le lieu de la terre et le plan de l'équateur, il est compté positivement vers le nord.
- **Déclinaison** : c'est la latitude des points de la terre qui sont atteints par le soleil au zénith (midi solaire).
- **Angle horaire** : c'est l'angle formé par le plan vertical du lieu et le plan méridien passant par le centre du soleil.

POSITION DU SOLEIL

La position du soleil en un lieu, à une date et à un instant quelconque dépend de deux angles :

- **Azimut** : c'est l'angle que fait la projection sur le sol, de la direction du soleil avec la direction du sud, il est mesuré positivement du sud vers l'ouest et nul au midi TSV,
- **Hauteur du soleil** : c'est l'angle que fait la direction du soleil avec sa projection sur le sol, il varie de 0° à 90° dans l'hémisphère sud (Nadir) et s'annule au lever et au coucher du soleil et est maximal au midi solaire.

RAYONNEMENT GLOBAL RECU PAR UNE SURFACE INCLINEE

Le rayonnement solaire global « Φ_g » arrivant sur une surface orientée au sud d'inclinaison « β » (Fig.A2) est formé de rayonnement direct et de rayonnement diffus. Il peut être estimé à n'importe quel instant et dans n'importe quel endroit, et peut être déterminé à partir d'un algorithme de calcul, il s'écrit :

$$\Phi_g = I_{dn} + D_c(\beta) + D_s(\beta)$$

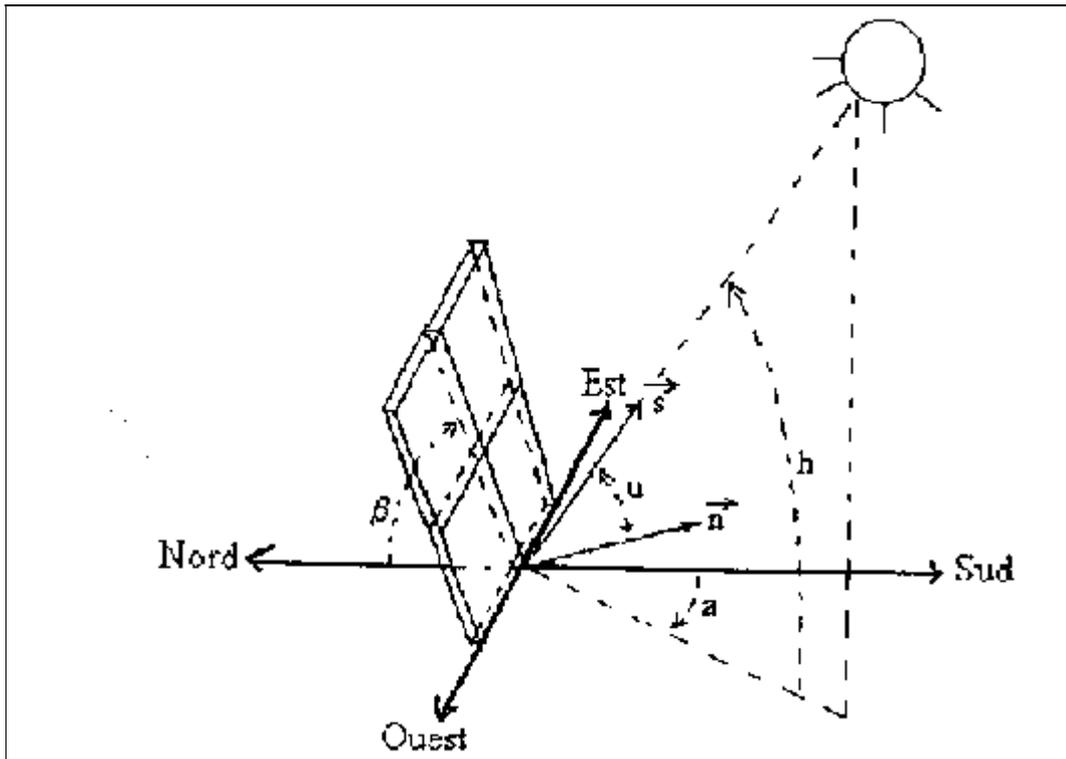


Fig. A2 : Caractéristiques géométriques d'un capteur plan orienté vers le sud (a : azimut)

- I_{dn} : est le rayonnement normal reçu par une surface d'inclinaison « β »
- u : est l'angle que fait la normale à la surface de captation avec la direction des rayons solaires.
- I_d : est le rayonnement direct provenant du ciel (W/m^2), on utilise généralement les formules semi empiriques suivantes :

- Ciel Très Clair (CTC) : $I_d = 1210 \exp\left(-\frac{1}{6 \sin(h+1)}\right)$

- Condition Normales de Ciel Clair (CNCC) :

$$I_d = 1230 \exp\left(-\frac{1}{3,8 \sin(h+1,6)}\right)$$

- Ciel Clair Pollué (CCR) : $I_d = 1260 \exp\left(-\frac{1}{2,3 \sin(h+3)}\right)$

La hauteur du soleil « h » étant en degrés.

- $D_c(\beta)$: est le rayonnement diffus provenant du ciel, reçu par une surface d'inclinaison « β »

$$D_c(\beta) = \frac{1 + \cos(\beta)}{2} D_h$$

- D_h est le rayonnement diffus provenant du ciel intercepté par une surface horizontale (W/m_2) :

- Ciel très Clair (CTC) : $D_h = \frac{3}{4} 125 \sin(h)^{0,4}$

- Condition Normales de Ciel Clair (CNCC) : $D_h = 125 \sin(h)^{0,4}$

- Ciel Clair Pollué (CCR) : $D_h = \frac{4}{3} 125 \sin(h)^{0,4}$

- $D_s(\beta)$ est le rayonnement diffus provenant du sol capté par une surface horizontale (W/m^2) :

$$D_s(\beta) = \alpha_{sol} \frac{1 - \cos(\beta)}{2} (I_d \sin(h) + D_h)$$

α_{sol} : Est la réflectivité ou albédo du sol, il dépend de la nature de celui-ci. Quelques valeurs moyennes sont résumées dans le tableau (A1).

Nature du sol	Albédo
Sol enneigé	0,70
Sol recouvert de feuilles mortes	0,30
Herbe verte	0,26
Forêt en automne ou champs dorés	0,26
Galets de pierres blanches	0,20
Herbe sèche	0,20
Sol argileux	0,17
Forêt en hiver (arbres conifères sans neige)	0,07
Plan d'eau (soleil haut $h > 30^\circ$) à	0,07

Tab. A1 : Quelques valeurs de l'albédo en fonction de la nature du sol

ANNEXE 2

DIAMETRE HYDRAULIQUE « D_H »

Le diamètre hydraulique est défini comme le rapport de 4 fois la section de passage sur le périmètre mouillé :

$$D_H = \frac{4 \cdot \text{section}}{\text{périmètre}}$$

D'autres formes sont données dans différents ouvrages. Citons A. Bejan (1982) [20], il définit le diamètre hydraulique par la relation suivante :

$$A_T = \frac{4L}{D_H} A_f$$

Où :

A_T est la surface d'échange totale,

A_f est la section transversale,

L est la longueur du conduit,

D_H est le diamètre hydraulique.

C'est-à-dire que le diamètre hydraulique d'un conduit à travers lequel est acheminé un fluide s'écrit :

$$D_H = \frac{4L}{A_T} A_f$$

- Capteur solaire sans ailettes

D'une façon générale, le diamètre hydraulique est égal :

$$D_H = \frac{4 \cdot l \cdot e}{2 \cdot (l + e)} = \frac{2 \cdot l \cdot e}{l + e}$$

D'après l'équation donnée par [20] :

$$A_T = 2(l + e)L \text{ et } A_f = l \cdot e$$

En remplaçant les expressions des surfaces dans l'expression du diamètre hydraulique, on obtient :

$$D_H = \frac{4L}{2 \cdot (l + e)L} (l \cdot e) = \frac{2 \cdot l \cdot e}{l + e}$$

ANNEXE 3

PROPRIETES THERMOPHYSIQUES DE L'AIR

Dans une plage moyenne de température (notre domaine d'application), les propriétés physiques de l'air varient linéairement avec sa température. D'après [29 et 30], elles s'écrivent comme suit (T_f en °C) :

- La conductivité thermique

$$\lambda_f = 0,02624 + 0,0000758(T_f - 27)$$

- La viscosité cinématique

$$\mu_f = (1,983 + 0,00184(T_f - 27)) \cdot 10^{-5}$$

- La capacité calorifique

$$Cp_f = 1005,7 + 0,066(T_f - 27)$$

- La masse volumique

$$\rho_f = 1,1774 - 0,00359(T_f - 27)$$

- La viscosité dynamique

$$v_f = \frac{\mu_f}{\rho_f}$$
