

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministere de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique.

Université MOHAMED KHIDER BISKRA

Faculté des Sciences et de la Technologie

Departement de Génie Mécanique

N°d'ordre :

Serie :

Mémoire Présenté Par

ZEDAYRIA Merouane.

Pour obtenir le diplôme de Magistère en Génie Mécanique

Option : Énergétique

**Effet des paramètres géométriques,
thermophysiques et optiques sur les performances
thermiques des capteurs solaires plans à air**

Soutenue le / /2010

Devant le jury :

Président, N.MOUMMI

Maître de conférences

U.Biskra

Rapporteur, A.MOUMMI

Maître de conférences

U.Biskra

Examineur, A.BENCHABENE

Maître de conférences

U.Biskra

Invité, SABRI ALI YUCEF

SNC, Frères Ali Youcef

Constantine

Introduction Générale

L'augmentation brutale du prix du pétrole survenue en 1973 a conduit une première fois l'homme à s'intéresser à des sources d'énergie renouvelables au premier rang desquelles l'énergie solaire.

Les principales caractéristiques de l'énergie solaire ayant suscité l'intérêt qu'on lui a porté à l'époque étaient sa gratuité, sa disponibilité sur une grande partie du globe terrestre et l'absence de risque d'épuisement connu par les sources d'énergie fossile.

Toutefois, sans être totalement gratuite, l'énergie solaire présente des coûts de fonctionnement réduits et offre dans certains cas une alternative économiquement rentable par rapport aux sources d'énergie conventionnelles.

Le développement de l'utilisation de l'énergie solaire sera lié non seulement à ses avantages économiques (qui grandiront au fur et à mesure que les réserves d'énergie fossile diminueront) mais surtout à des considérations liées à la protection de l'environnement : pas de rejets polluants (fumées contenant du CO₂ et des NO_x par les centrales thermiques), pas de danger radioactif et de déchets encombrants (centrales nucléaires), possibilité de limitation de l'emploi des CFC (production de froid solaire par adsorption).

Les applications ayant trait à l'utilisation de l'énergie solaire peuvent être regroupées en deux catégories principales : les applications à hautes températures (les concentrateurs solaires et capteur solaire sous vide), et les applications à basses températures : (les capteurs plans comme destinés pour le chauffage, la réfrigération et le séchage ...etc.).

Notre étude est concerner aux applications à basses températures, ou les capteurs les plus utilisables sont les capteurs solaires plans à air.

Les capteurs solaires plans à air transforment l'énergie radiante du soleil en énergie thermique extraite par l'air en écoulement dans le capteur. Cette énergie est utilisée dans différentes applications solaires, comme par exemple le séchage des grains ou du bois, le chauffage des locaux industriels ou à usage d'habitation, ainsi que dans la réfrigération solaire.

Plusieurs travaux ont été menés pour améliorer les performances thermiques, principalement le rendement, la quantité de chaleur extraite par l'air depuis l'entrée du capteur jusqu'à la sortie, l'écart de température rapporté au rayonnement globale reçu...etc.

L'objectif principal de notre étude, consiste au dimensionnement du capteur solaire optimal, caractérisé par de bonnes performances thermiques. Pour atteindre cet objectif on s'est intéressé à étudier l'effet des paramètres géométriques (dimensions du capteur), thermo-physiques (propriétés de certains constituants) et optiques (relatif aux couvertures transparentes) sur les performances thermiques, à savoir le rendement thermique, la quantité de chaleur utile véhiculé par le fluide, les pertes thermiques globales et les principales températures (absorbeur, fluide et vitre).

Pour réaliser ce travail, on a traité cette problématique en trois chapitres essentiels.

Le premier chapitre, comporte une étude bibliographique, à travers laquelle des généralités sur les capteurs ainsi que quelques travaux de recherche en relation avec ce travail sont passés en revue.

Dans le second chapitre, on a essayé de présenté une étude détaillé sur la théorie des capteurs solaires plans à air, principalement les différents échanges thermiques qui ont lieu caractérisé par des coefficients d'échanges spécifiques, d'autre part certains informations concernant les principaux matériaux utilisés dans la conception des capteurs, sous forme de tableaux, pour donner au lecteur la possibilité d'imaginer un choix judicieux.

Le dernier chapitre est réservé à l'étude de l'effet des paramètres à considéré, ou on a présenté les principaux résultats sous formes d'illustrations graphiques, accompagné des interprétations et des discussions nécessaires.

En fin de cette étude, une conclusion générale est présentée, ou on a tenté de reprendre les principaux résultats obtenus, qui nous donne la possibilité d'imaginer le capteur solaire plan à air avec des performances meilleures et souhaitables.

I-1 Introduction :

La production de l'énergie thermique à partir de l'énergie solaire par les capteurs plans connaît de nos jours de nombreuses applications vue leurs innombrables intérêts économiques et environnementaux.

Actuellement, la conservation des ressources énergétiques est devenue une priorité à l'échelle planétaire, d'autre part, vue la demande vertigineuse en matière d'énergie, ce qui a poussé les spécialistes à trouver de nouvelles techniques, telles que les énergies renouvelables (solaires, éoliennes et géothermiques).

L'amélioration des performances thermiques des capteurs solaires plans, repose sur plusieurs techniques, parmi elles on cite le choix judicieux des formes adéquates et des paramètres de conception (géométriques, thermo-physiques et optiques). Tels que, l'épaisseur du canal, l'épaisseur de la lame d'air fluide, la longueur et largeur du capteur, l'épaisseur de l'isolant (pour une bonne calorifugation), choix de la matière absorbante sélective ou non sélective, à simple et à double vitrage, avec des couvertures multiples en verre, en polycarbonate ou en film plastique ...etc.).

I-2. Etude bibliographique :

Plusieurs types de capteurs à air ont été construits et testés à travers le monde, l'objectif principal étant de collecter le maximum d'énergie solaire à un coût minimum. Pour atteindre cet objectif, des grandes voies (travaux) sont aujourd'hui explorées.

Après cette préface, nous exposons quelques travaux disponibles dans la littérature qui traitent le côté thermique avec des études énergiques en générale effectuées sur les capteurs solaires plans à air.

Parmi les travaux de recherches qui ont été entamées dans cette perspective, tel que le travail effectué par M.ROMMEL et W.MOOCK [1]. Ces derniers ont étudiés théoriquement des capteurs plans, pour voir l'effet de la hauteur du canal rectangulaire sur le facteur d'efficacité de l'absorbeur (F'), ont montré que le facteur (F') peut atteindre une valeur maximale ($F'=0,98$) quand la hauteur du canal varie entre 3 à 6 mm Fig.(I-2)



Figure.(I-1) : Schéma d'un capteur avec un conduit de section étroite [1].

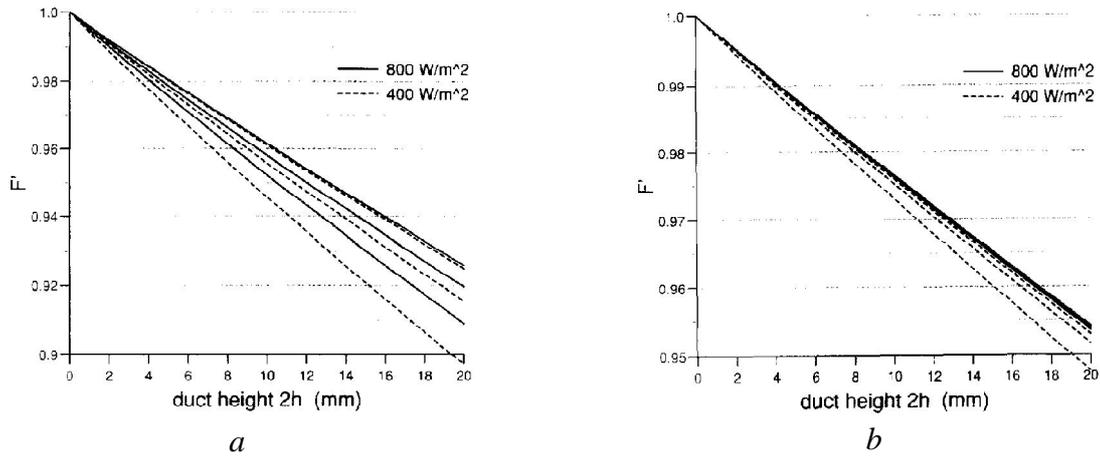


Figure. (I-2) : Evolution du facteur d'efficacité de l'absorbeur (F') suivant la hauteur de canal(a) pour l'eau et (b) pour l'antigel [1].

D. NJOMO et al [2] ont accomplis une étude très étendue, bien que les investigations sur un capteur solaire plan à air à couverture combinée plastique-vitre (Fig.(I-3)) avec une analyse de l'influence de divers paramètres, tels que la température d'entrée du fluide caloporteur, le débit massique de ce fluide et la distance entre l'absorbeur et le système combiné de couvertures, sur le comportement thermique du capteur.

Ils trouvaient que la température de sortie du fluide caloporteur, ainsi que le rendement thermique journalier du capteur, diminuent lorsque le débit d'air augmente, par contre la température de sortie du fluide caloporteur ne croît pas de manière significative avec l'augmentation de sa température d'entrée, car les pertes thermiques du capteur augmentent rapidement quand la température de l'air à l'entrée augmente, et le rendement thermique journalier du capteur décroît linéairement avec l'augmentation de la température d'entrée du fluide jusqu'à s'annuler.

Ils observaient aussi, que la température de sortie du fluide caloporteur, ainsi que le rendement thermique journalier du capteur, décroissent continuellement quand on augmente la hauteur du canal d'écoulement du fluide Fig.(I-4)).

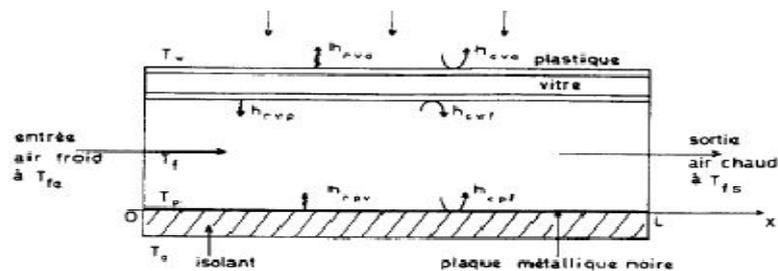


Figure. (I-3) : Vue schématique d'un capteur à air à couverture combinée plastique-vitre [2].

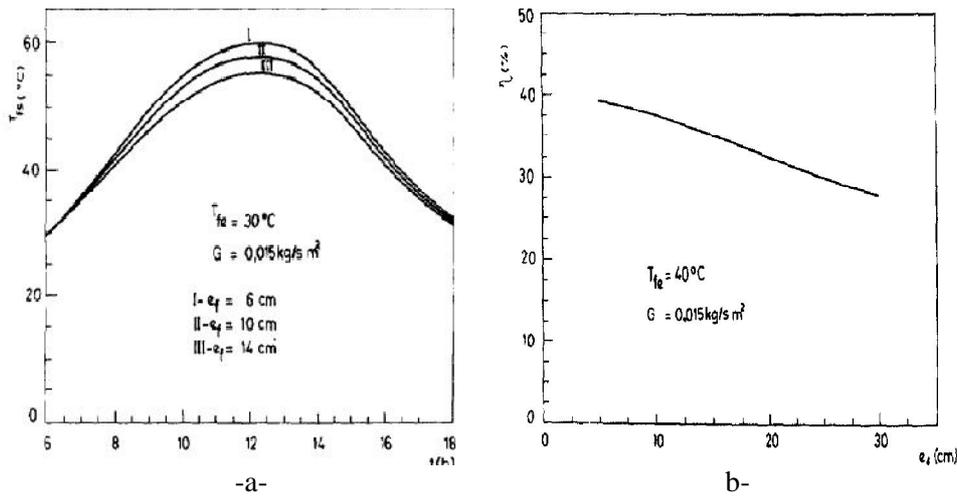


Figure. (I-4) : (a) : Influence de la hauteur du canal d'écoulement sur les variations horaires de la température de sortie du fluide caloporteur, (b) : Influence de la hauteur du canal d'écoulement sur rendement thermique [2].

O. V. EKECHUKWU et B. NORTON [3] ont étudiés plusieurs configurations des capteurs solaires à air (capteur sans vitrage, simple vitrage, double et triple vitrage) dans les applications du séchage de la récolte. Ils ont montrés que les capteurs solaires à air de simple vitrage sont plus efficaces que ceux avec un double ou à triple vitrage, le premier type (à simple vitrage) est donc le plus approprié pour les applications du séchage par voie de l'énergie solaire.

Les capteurs solaires à air à double ou à triple vitrage peuvent être utilisés pour réduire les pertes de la chaleur convectives et radiative, en effet l'utilisation des couvertures multiples à double ou à triple vitrage joue un rôle important dans l'isolation contre les déperditions thermiques par l'avant. Puisque l'élévation de la température ambiante exige une grande isolation, ce qui est le cas des capteurs sans vitrage ou à simple vitrage, à cause des pertes de la chaleur considérables dans ces deux cas (capteurs sans couvertures ou à simple vitrage).

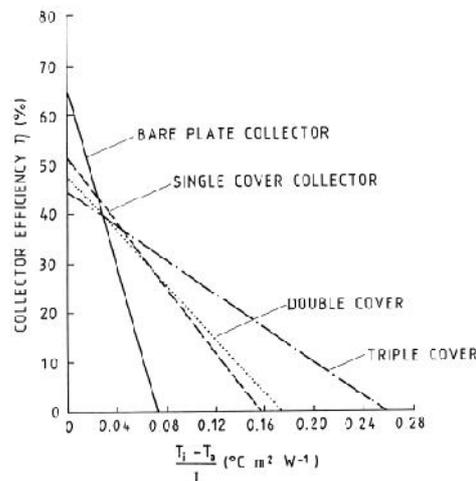


Figure. (I-5) : Variations du rendement instantané en fonction de la température réduite $T^* = (T_p - T_a) / I_g$ pour plusieurs types de capteurs solaires plans. [3]

T. Koyuncu [4], étudié six Modèles différents de capteurs solaires à air avec convection naturel pour le séchage des produits agricoles :

- Modèle -1 : à simple vitrage en plastique, l'absorbeur est en carton dur à peinture noire sans effet de serre.
- Modèle -2 : à simple vitrage en plastique, l'absorbeur est en tôle d'aluminium peinte en noire sans effet de serre.
- Modèle -3 : une seule vitre en plastique, l'absorbeur est en tôle aluminium en forme de zigzague, avec peinture noire, sans effet de serre,
- Modèle -4 : à simple vitrage en plastique, l'absorbeur est en tôle d'aluminium peinte en noire avec effet de serre.
- Modèle -5 : à simple vitrage en plastique, l'absorbeur en tôle aluminium en forme de zigzague à peinture noire avec effet de serre.
- Modèle -6 : double vitre en plastique, l'absorbeur en tôle aluminium peinte en noire avec effet de serre).

Il montré que les capteurs à simple vitrage et sans effet de serre sont plus efficaces que ceux à double ou à triple vitrages Fig. (I-7 et 8), ces dispositifs de conversion thermique de l'énergie solaire, sont plus appropriés pour la circulation naturelle dans les applications du séchage par de l'énergie solaires.

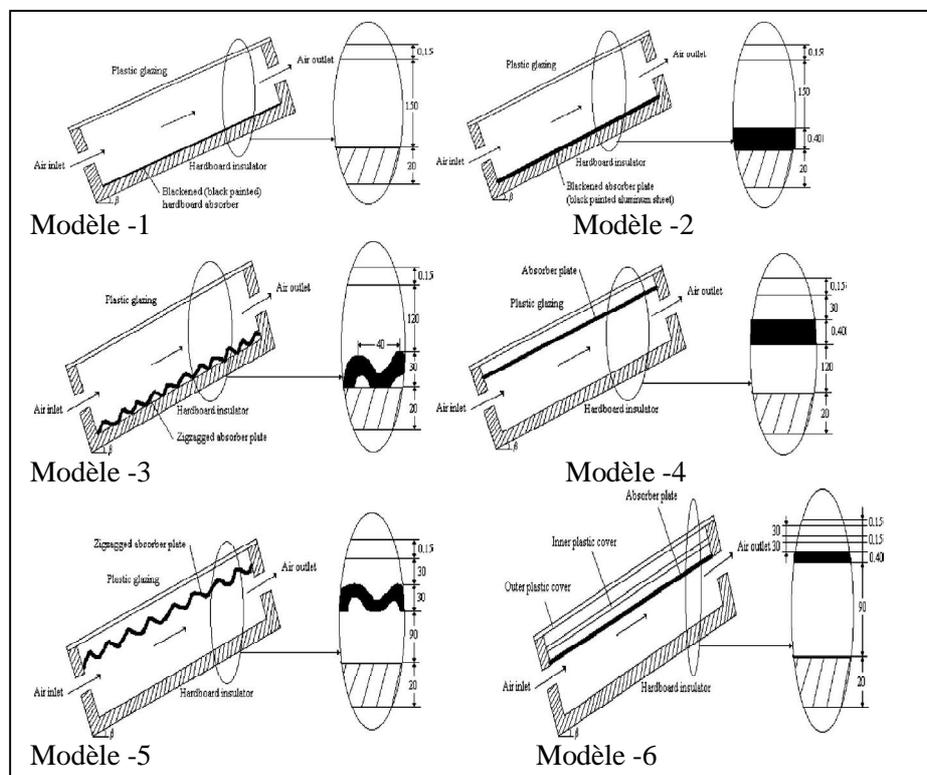


Figure. (I-6) : Schématique des six Modèles différents de capteurs solaires à air [4].

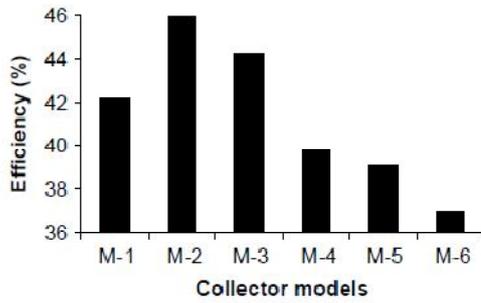


Figure.(I-7) : comparaison des rendements thermiques des modèles de capteurs étudiés[4]

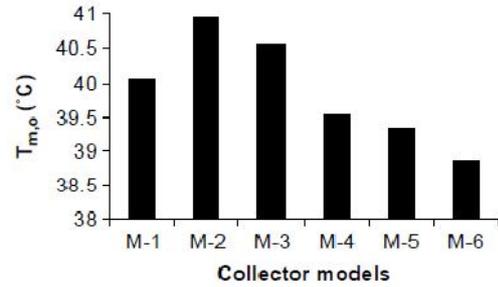


Figure.(I-8) : comparaison des températures de moyennes de sorties de l'air des modèles de capteurs étudiés[4]

Une étude effectuée par A D E M E [5], concernant plusieurs types de capteurs solaires à eau à simple vitrage, à double vitrage, à simple vitrage et à revêtement sélectif, à tube sous vide et sans couvertures, les résultats obtenus montrent que le capteur avec simple vitrage et à revêtement sélectif est plus efficace que celui à une seule vitrage et sans revêtement sélectif Fig.(I.9). Sachant que le rendement d'un capteur plan peut être caractérisé par trois coefficients indépendants de la température, tel que :

$$\eta = \eta_0 - a1T^* - a2(T^*)^2 \tag{I-1}$$

Avec :

η_0 : Rendement optique (%)

$a1$: Coefficient de déperditions thermiques par conduction (W/m².K)

$a2$: Coefficient de déperditions thermiques par convection (W/m².K)

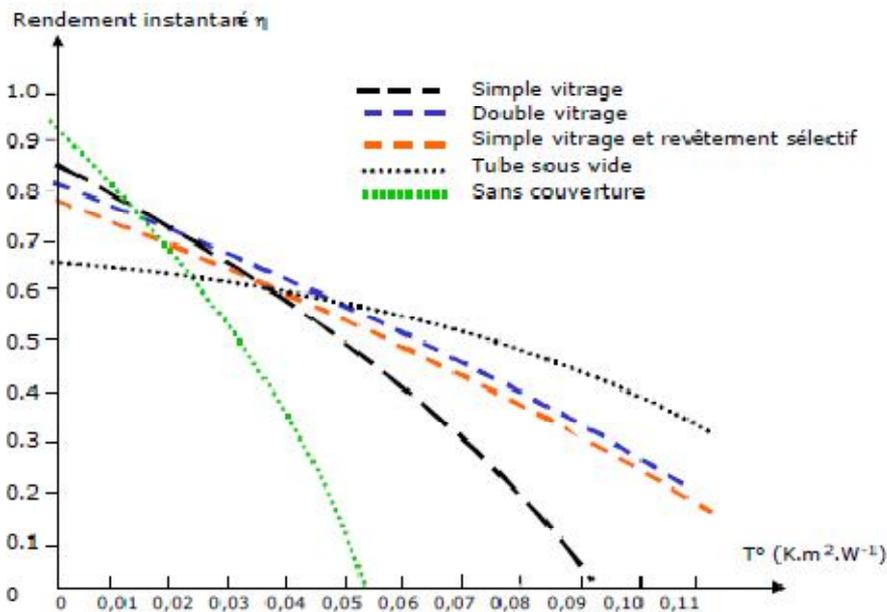


Figure. (I-9) : Les variations du rendement instantané en fonction de la température réduite pour $T^* = (T_p - T_a) / I_g$ plusieurs types de capteurs [5].

Une étude concernant les revêtements sélectifs, a été aussi effectuée par J.WILEY [10], et I.MICHAELIDES [13] qui ont montrés que l'application des revêtements sélectifs augmente l'efficacité du capteur solaire plan lorsque la température de sa surface absorbante atteint 60° à 70°C. Pour des températures plus basses, il vaut mieux utiliser des surfaces noires, et réduire les pertes de la chaleur convectives et radiative tableau (I.1).

Paramètre	Surface sélective	Surface non sélective
$h_{r,p-v}$	0.72 W m ⁻² K ⁻¹	6.08 W m ⁻² K ⁻¹
$h_{c,p-v}$	3.4 W W m ⁻² K ⁻¹	3.2 W m ⁻² K ⁻¹
$h_{r,v-a}$	11.88 W m ⁻² K ⁻¹	8.3 W m ⁻² K ⁻¹
$h_{c,v-a}$	14.9 W m ⁻² K ⁻¹	14.9 W m ⁻² K ⁻¹
T_v	18.0°C	27.1°C
U_{av}	3.56 W m ⁻² K ⁻¹	6.64 W m ⁻² K ⁻¹

Tableau.(I-1) : comparaison entre surface sélective et surface non sélective d'un capteur solaire avec $T_a = 10^\circ\text{C}$, $T_p = 70^\circ\text{C}$ et $U_{vent} = 3 \text{ m/s}$, $\varepsilon = 0,1$ pour Surface sélective e $\varepsilon = 0,9$ pour une surface non sélective [10]

Pour combler les faibles propriétés thermophysiques de l'air utilisé comme un fluide caloporteur, et en vue de réaliser un transfert de la chaleur intensif, les capteurs solaires plans à air fonctionnement en régime turbulent. Cela augmente le transfert de chaleur entre la plaque absorbante et le fluide, qui permet d'obtenir de nettes améliorations des performances thermiques des capteurs solaires plans à air.

S. Youcef-Ali [15] et al, leur travail consiste à introduire des ailettes de forme rectangulaires dans la veine d'air mobile du capteur solaire. L'objectif principal de cette étude est d'augmenté la surface d'échange totale afin d'améliorer les performances thermiques Fig.(I-10).

Les meilleures performances thermiques sont obtenues avec les plus basses pertes de la charge et par contre une basse consommation électrique par le ventilateur (pertes de charge non remarquable), pour les capteurs sans ailettes. Tous les résultats expérimentaux sont comparés en utilisant deux types d'enveloppes transparentes à double et à triple couvertures.

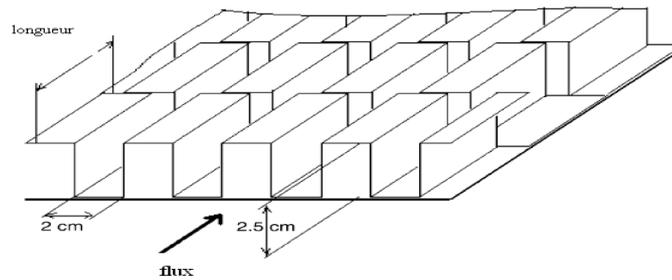


Figure. (I-10) : Plaque d'absorbeur de compensation à ailettes rectangulaires [15]

En conclusion, le triple vitrage réduit plus les pertes de chaleur en avant que le double vitrage, la compensation par des ailettes rectangulaires crée dans les cas d'un haut transfert de chaleur. Le haut transfert de la chaleur convectif thermique entre la plaque absorbante et les courants d'air réduit raisonnablement la température de l'absorbeur et en même temps les pertes de la chaleur sont réduites. Avec le capteur muni des ailettes rectangulaires, le double vitrage donne une performance thermique inférieure que le triple vitrage. Ceci est dû aux pertes de chaleur vers l'ambiance. Alors, le montant de radiation interceptée transmis à l'absorbeur a été diminué avec le triple vitrage, mais les pertes de la chaleur globales sont réduites plus loin. Le double vitrage transmet plus de radiation que l'abri du triple vitrage, mais les restes de pertes de chaleur est important.

Le capteur muni avec des ailettes rectangulaires de longueur $L = 5$ cm, et à couverture en triple vitrages, voit augmenter considérablement ces performances thermiques Fig. (I.13). Il est noté que pour un flux incident de 900 W/m^2 pour chaque exemple, le montant de chaleur rassemblé est évalué à 612 W/m^2 pour un débit massique de 50 kg/h m^2 . Pour la consommation d'électricité par le ventilateur, le capteur a besoin seulement de 11 W/m^2 (Fig. I.11). Alors que 576 W/m^2 ont été recueillie en présence d'un double vitrage avec plaque d'absorbeur muni d'ailettes rectangulaires. Ce montant de chutes de la chaleur attribuée aux valeurs de 351 et 342 W/m^2 (Fig. I.13), pour le capteur sans ailette, respectivement, avec triple vitrage et double vitrage pour la même consommation électrique.

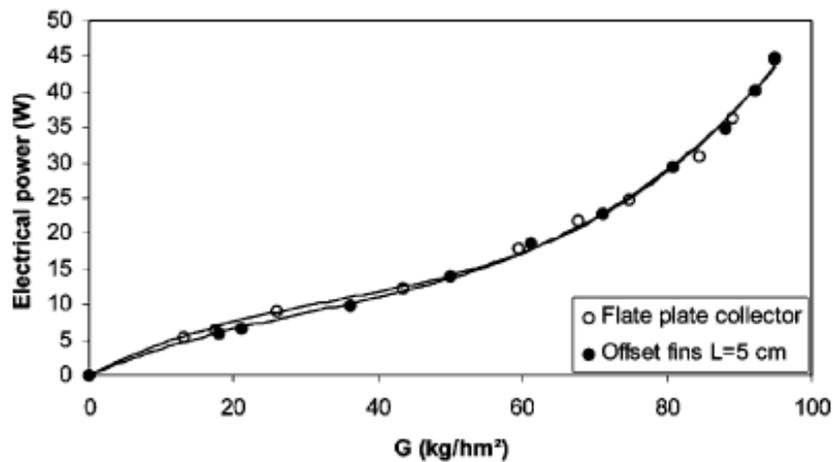


Figure. (I-11) : Consommation électrique (W) en fonction du débit massique G (kg / hm²), avec ailettes de longueur $L = 5$ cm [15].

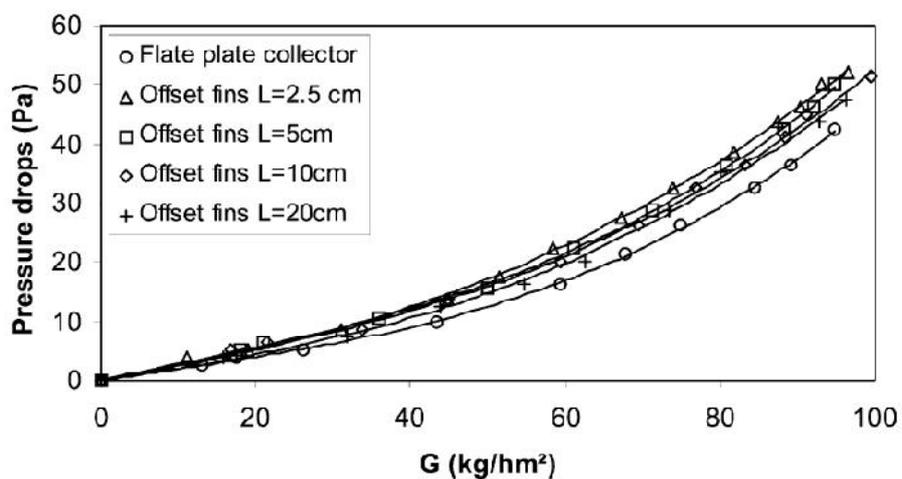


Figure. (I-12) : Chute de pression produites par les ailettes (Pa) en fonction du débit massique G (kg/hm²) [15].

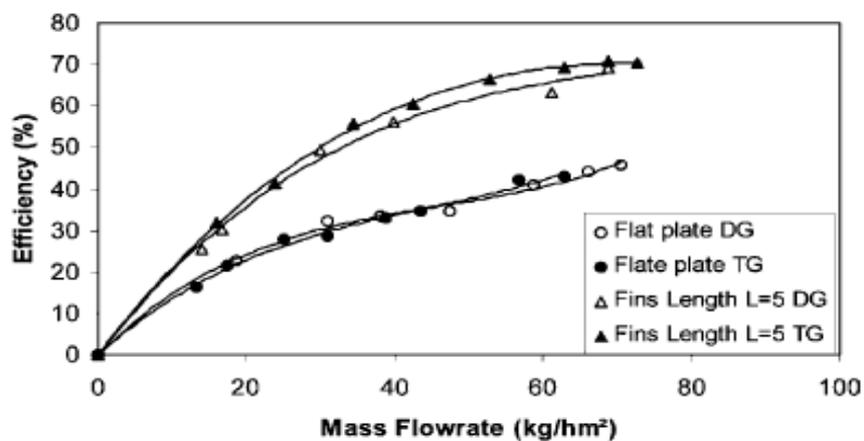


Figure. (I-13) : Efficacité (%) en fonction du débit massique G (kg / hm²), avec ailettes de longueur $L = 5$ cm [15].

S Chemkhi et al [16], ont présentés une étude concernant le comportement thermique d'un appareil de chauffage avec de l'air à partir du solaire comme une source d'énergie, destinée pour sécher des produits agricoles. Pour simuler le fonctionnement du dispositif solaire, ils ont choisi un modèle simple basé sur l'évaluation des coefficients de transfert la chaleur pour différentes configurations dans le capteur, et pour différentes situations de l'environnement extérieure. Le but était de déterminer la température du fluide à la sortie, l'énergie produite à utilisé en fonction de la température ambiante, de la radiation solaire incidente, de la vitesse du vent et du débit massique de l'air.

Les auteurs ont prouvé l'usage du capteur solaire pour le chauffage de l'air très avantageux, depuis que certaines températures importantes sont obtenues à la sortie de l'ordre de 80°C en régime d'écoulement libre et au environs de 60 °C en régime forcé. Pour bénéficier plus de l'énergie disponible, il fallait augmenter le débit massique de l'air ce permis d'améliorer l'efficacité dans un intervalle remarquable compris entre 50 et 60 % *Tableau.(I.2)*

Débit massique 10^{-3} kg/s	8,3	18,3	37,77	46,36
Température de sortie en °C	72,7	69,4	57,1	54
Coefficient de perte globale en $W m^{-2}K^{-1}$	3,16	3,15	3,11	3,11
Energie utile Q_u en W	405,3	832,1	1248,8	1525,8
η %	15,2	31,2	46,9	57,3

Tableau.(I-2) : Efficacité thermique en fonction de la variation du débit massique [16].

H.D. Ammari [17], propose un modèle mathématique pour calculer la performance thermique d'un capteur solaire plan à air à un seul passage d'air. Les canaux de l'air sont formés par de plusieurs passages de lamelles en métal, qui communiquent entre eux tout le long du passage de l'air, ceci est dans le but d'améliorer l'efficacité thermique du capteur solaire à air (Fig. I.14).

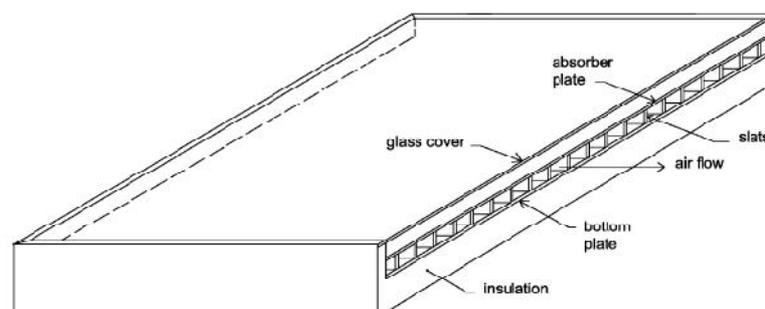


Figure. (I-14) : capteur solaire plan à air avec multi-passage lamellaires en métal [17].

Le modèle mathématique proposé, est développé pour mettre en évidence l'influence de l'addition des lamelles en métal sur l'efficacité du capteur solaire étudiée. Un code de calcul informatique développé qui emploie la méthode de solution à plusieurs itérations afin de résoudre les équations d'énergie gouvernantes pour estimer les températures moyennes du capteur. L'effet de débit volumique de l'air, la longueur du capteur, l'espacer entre l'absorbeur et la plaques inférieure sur les performances thermiques de capteur solaire à air. En outre, une comparaison numérique a été entamée avec les modèles les plus communs. Les résultats de la comparaison ont indiqué que la meilleure performance thermique a été obtenue par le système modifié Figure.(I-15).

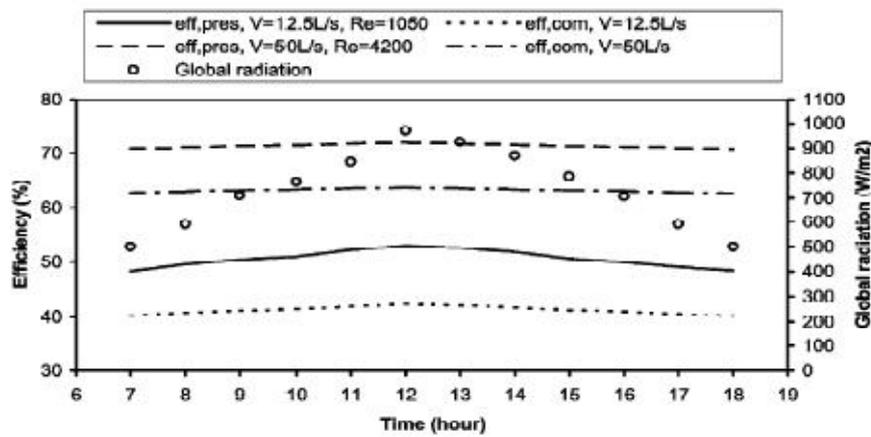


Figure. (I-15) : Comparaison de l'efficacité entre le capteur lamellaire en métal et le type le plus commun [17].

L'étude de Md Azharul Karim [18], a donnée des résultats des performances obtenus sur capteur solaire à air avec un absorbeur en forme de zigzag, destiné pour des applications dans le séchage (Figure. I.16). Les résultats expérimentaux obtenus sont très satisfaisantes et indiquent une bonne efficacité thermique de ce capteur (absorbeur en zigzag) en comparaison à un capteur plan simple. Les résultats montrent que la température du fluide à la sortie du capteur diminue avec le débit massique du aux pertes thermiques vers l'environnement.

Pour un débit massique de $0,035 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$ correspond à une bonne efficacité et une température de sortie suffisante pour la plupart des applications de séchage des produits agricoles, ce débit peut être considéré comme optimal pour cette configuration de capteur.

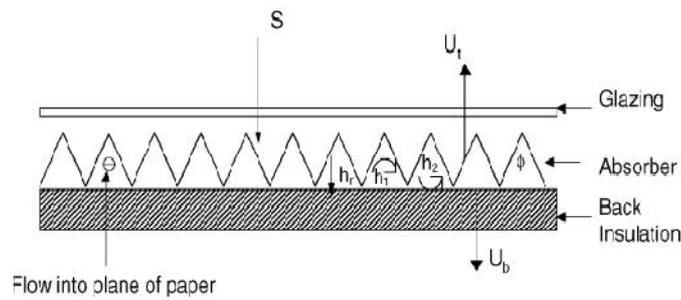


Figure. (I-18) : capteur solaire à air de v -absorbeur [18].

Le capteur avec un absorbeur en zigzag est plus efficace de 12% de plus qu'un capteur plan à absorbeur ordinaire. L'efficacité du capteur dépend du débit massique de l'air, qui augmente de 0.41 pour un débit massique de 0.01 kg/m²s à 0.71 pour un débit massique de 0.054 kg/m²s.

Comme l'efficacité du capteur a augmenté avec le débit massique, la température à la sortie par contre a diminué, comme pour un débit massique de 0.035 kg/m²s assure une bonne efficacité et une température à sortie suffisante pour la plupart des applications du séchage agricoles, ce débit massique peut être considéré comme optimum pour cette configuration du capteur.

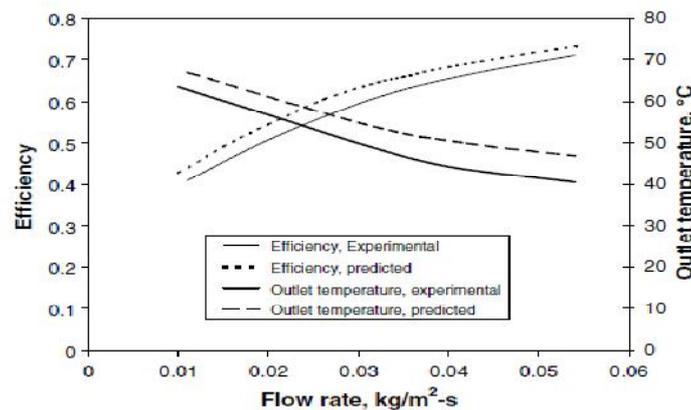


Figure. (I-19) : Variation du rendement et de la température de sortie en fonction du débit massique [18].

N.Moumni et al [19], leur travail s'est intéressé aux capteurs plans à air avec des chicane rectangulaires placées perpendiculairement sur le plan d'écoulement dans la veine fluide mobile du conduit, ce qui a permis de produire au sein de la lame d'air un courant plus turbulent entre l'absorbeur et la plaque arrière en bois arrière, ce qui a abouti à une amélioration du rendement de ces capteurs solaires et le coefficient de transfert. Les résultats sont comparés avec ceux obtenus avec un capteur solaire sans chicane Figure. (I.18), en utilisant deux types d'absorbeurs sélectifs et non sélectifs en aluminium peint en noir.

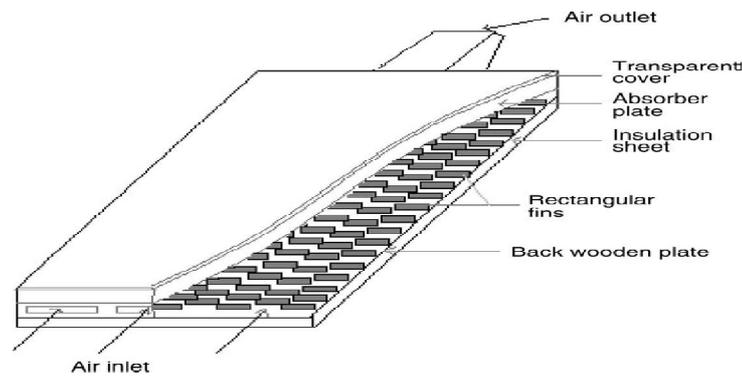


Figure. (I-20) : Capteur avec des chicane rectangulaire sur la plaque inférieure en bois [18].

L'évolution des profils de la température de l'air et de la plaque de l'absorbeur en présence des chicanes rectangulaires, montre que les valeurs enregistrées sont satisfaisantes par suite d'addition de plusieurs rangées de chicanes, ce qui a permis d'augmenter sensiblement la qualité du transfert de la chaleur, ces même résultats obtenus sont comparées à ceux enregistrés avec un capteur muni d'un absorbeur sélectif, ou il ne représente pas d'améliorations remarquables par rapport à celui en présence de chicanes Figure.(I.21). Par conséquent les pertes thermiques sont considérables, alors que si l'absorbeur est sélectif, les pertes sont relativement réduites et la différence des coefficients d'émission est dédommée par la présence des chicanes qui refroidissent l'absorbeur. Elle donne aussi une approche approximative sur le calcul du coefficient de transfert convectif dans le conduit utile de l'écoulement de l'air.

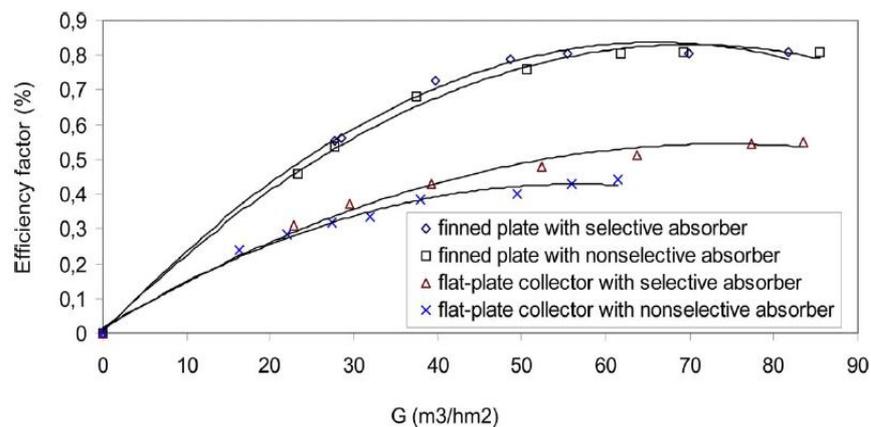


Figure. (I-21) : Evolution du rendement du capteur en fonction du débit volume de l'air pour les deux configurations de capteurs (avec chicane et absorbeur sélectif) [18].

Menasria Fouad [21], propose un modèle empirique de calcul du coefficient d'échange thermique par convection, lors de l'écoulement de l'air dans un conduit rectangulaire, dont le plan inférieur est muni de chicanes de formes rectangulaires disposées en quinconce *Figure. (I-22)*. Par la méthode de l'analyse dimensionnelle, il a pu mettre en relation tous les paramètres physiques, thermo-physiques et les caractéristiques géométriques des chicanes, et en fonction du régime d'écoulement on estime un coefficient d'échange par convection dans l'espace d'écoulement du fluide.

Comme résultats important à signaler, concernant l'influence du nombre de Reynolds sur le coefficient d'échange thermique convectif, nous pouvons constater qu'en régime laminaire, le coefficient de transfert convectif (h) varie dans l'intervalle de 4 à 45 [W/m².K] *Figure. (I-23)*, dans le cas où le pas entre deux rangées successives $P_{e-r} = 10 \text{ cm}$, d'autre part il ne varie que de 4 à 35 [W/m².K], dans le second cas, où le pas entre deux rangées $P_{e-r} = 20 \text{ cm}$, ce qui montre l'effet significatif du pas entre les rangées

En régime turbulent ($Re > 2100$), l'écart est plus significatif, le coefficient d'échange thermique varie de 40 à 70 [W/m².K] *Figure. (I-24)* dans le premier, par contre il ne varie que de 35 à 55 [W/m².K] dans le deuxième cas.

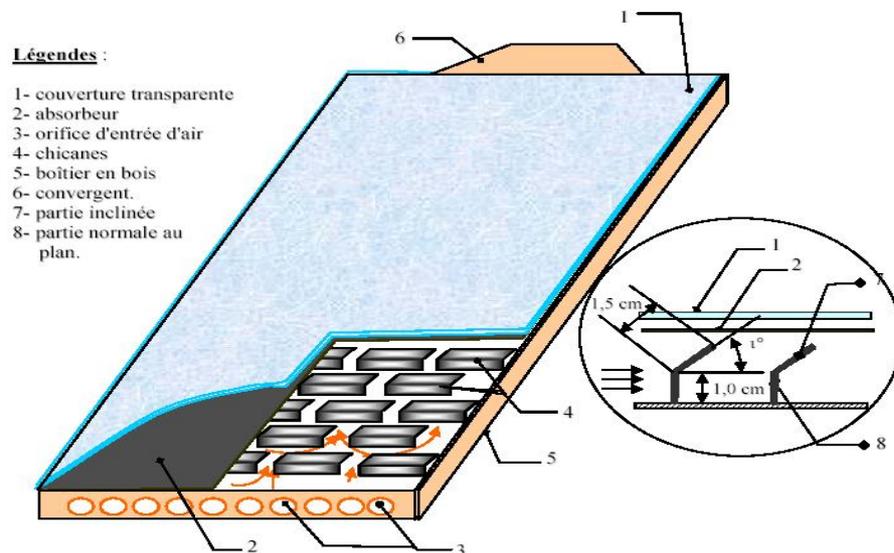


Figure. (I-22) : Schéma d'un capteur solaire plan à air muni de chicanes [21].

- Pour $Re < 2100$, les corrélations donnant h et le nombre de Nusselt sont :

$$h_c = \frac{A_c \cdot \rho \cdot C_p \cdot u}{D_h^2} Re^{1.2414} \cdot Pr^{11.5536} \cdot Br^{-0.5811} \cdot \left(\frac{\varepsilon}{D_h}\right)^{-0.1074} \cdot \left(\frac{P_{e-c}}{D_h}\right)^{-0.3022} \cdot \left(\frac{P_{e-r}}{D_h}\right)^{-0.6246} \cdot \left(\frac{l_{ch}}{D_h}\right)^{-0.4991} \cdot \left(\frac{I}{\rho \cdot u^3}\right)^{-0.0375}$$

$$Nu = \frac{A_c \cdot \rho \cdot C_p \cdot u}{D_h \cdot \lambda} Re^{1.2414} \cdot Pr^{11.5536} \cdot Br^{-0.5811} \cdot \left(\frac{\varepsilon}{D_h}\right)^{-0.1074} \cdot \left(\frac{P_{e-c}}{D_h}\right)^{-0.3022} \cdot \left(\frac{P_{e-r}}{D_h}\right)^{-0.6246} \cdot \left(\frac{l_{ch}}{D_h}\right)^{-0.4991} \cdot \left(\frac{I}{\rho \cdot u^3}\right)^{-0.0375}$$

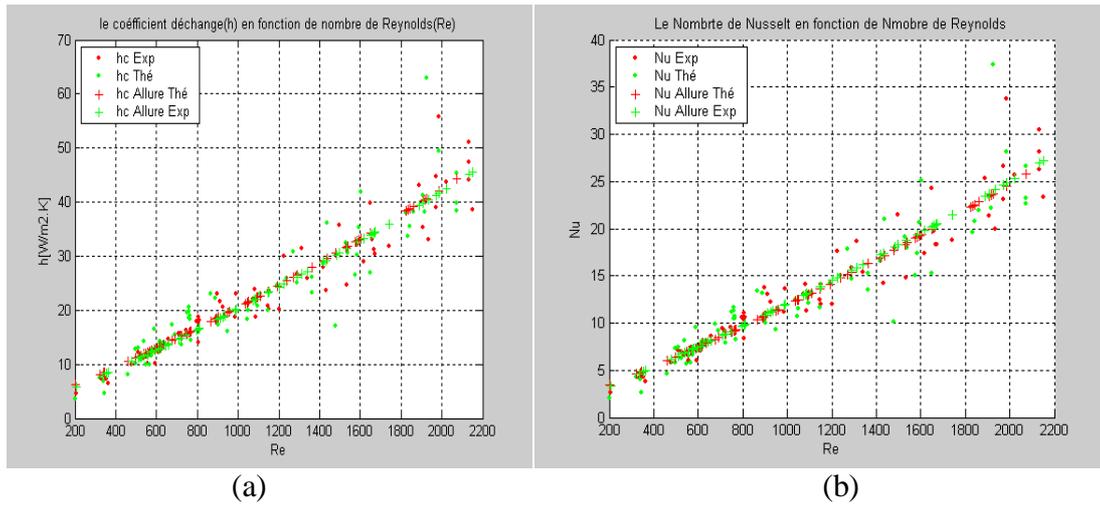


Figure. (I-23) : (a) Evolution de coefficient d'échange en fonction de nombre de Reynolds ($Re < 2100$). (b) Evolution de nombre de Nusselt en fonction de nombre de Reynolds ($Re < 2100$) [21].

- Pour $Re > 2100$ les corrélations correspondantes sont de la forme :

$$h_c = \frac{A_c \cdot \rho \cdot C_p \cdot u}{D_h^2} Re^{0.4523} \cdot Pr^{-1.6114} \cdot Br^{-0.9945} \cdot \left(\frac{\varepsilon}{D_h}\right)^{-0.1449} \cdot \left(\frac{P_{e-c}}{D_h}\right)^{-0.4078} \cdot \left(\frac{P_{e-r}}{D_h}\right)^{-0.8428} \cdot \left(\frac{l_{ch}}{D_h}\right)^{-0.6735} \cdot \left(\frac{I}{\rho \cdot u^3}\right)^{-0.5924}$$

$$Nu = \frac{A_c \cdot \rho \cdot C_p \cdot u}{D_h \cdot \lambda} Re^{0.4523} \cdot Pr^{-1.6114} \cdot Br^{-0.9945} \cdot \left(\frac{\varepsilon}{D_h}\right)^{-0.1449} \cdot \left(\frac{P_{e-c}}{D_h}\right)^{-0.4078} \cdot \left(\frac{P_{e-r}}{D_h}\right)^{-0.8428} \cdot \left(\frac{l_{ch}}{D_h}\right)^{-0.6735} \cdot \left(\frac{I}{\rho \cdot u^3}\right)^{-0.5924}$$

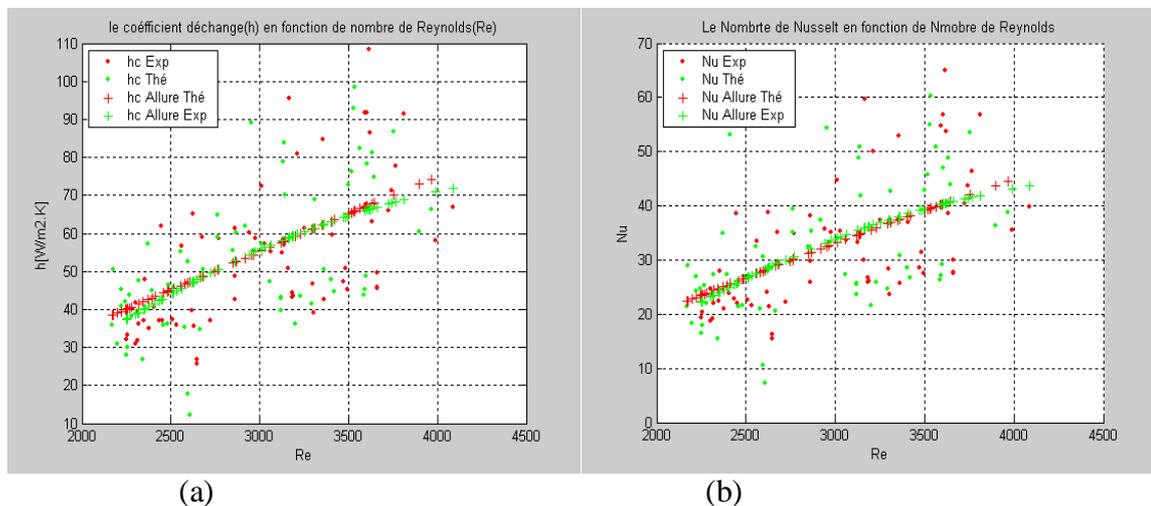


Figure. (I-24) : (a) Evolution de coefficient d'échange en fonction de nombre de Reynolds ($Re > 2100$). (b) Evolution de nombre de Nusselt en fonction de nombre de Reynolds ($Re > 2100$) [21].

Avec :

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot D_h}{\mu} \quad \text{Nombre de Reynolds}$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda} \quad \text{Nombre de Prandtl}$$

$Br = \left(\frac{\lambda \Delta T}{\mu u^2}\right)^{-1}$ Nombre de Brinkman

$Pe = Re \cdot Pr$ Nombre de Peclet

P_{e-c} : Pas entre deux chicanes de la même rangée [m]

P_{e-r} : Pas entre deux rangées successives de chicanes [m]

D_h : Diamètre hydraulique de la conduite utile munis de chicanes [m]

ε : Hauteur absolue ou rugosité absolue d'une chicane [m]

L_{ch} : Longueur de chicane [m]

I-3 Démarche :

A travers cette étude bibliographique consacrée aux capteurs solaires plans à air, on a pu constater que les performances thermiques au niveau de chaque constituant de celle-ci dépend essentiellement des paramètres géométriques (épaisseur du canal, épaisseur de la lame d'air, de la longueur et largeur du capteur et de l'épaisseur de l'isolation, des paramètres thermo-physiques (absorbeur sélectif ou non sélectifs) ainsi que des paramètres optiques (à simple vitrage, double vitrage...etc.).

Vu l'intérêt scientifique, on a jugé utile d'entamer une étude dans ce sens, qui aura pour objectif l'élaboration d'ajustements d'un calcul qui permet de construire un capteur solaire plus efficace.

Cette étude constituera dans un premier temps un repère consistant, pour de futurs travaux de recherches au sein du laboratoire de génie mécanique, équipe ; optimisation des procédés de conversion de l'énergie solaire, de l'université Mohamed Khider de Biskra.

II.1- Introduction :

Le rôle d'un capteur solaire thermique est de transformer le rayonnement solaire qu'il reçoit en énergie calorifique utilisable, le plus souvent par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur (eau, air, ...). Le schéma de principe d'un capteur solaire plan est donné sur la figure ci-dessous :

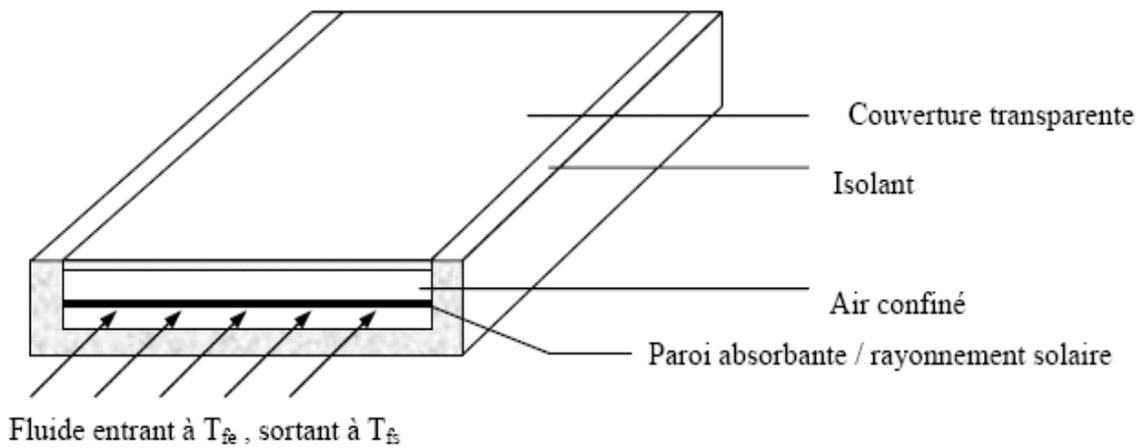


Figure. II-1 : schéma de principe d'un capteur solaire plan à air [12]

II.2 -Bilan thermique global de la paroi absorbante :

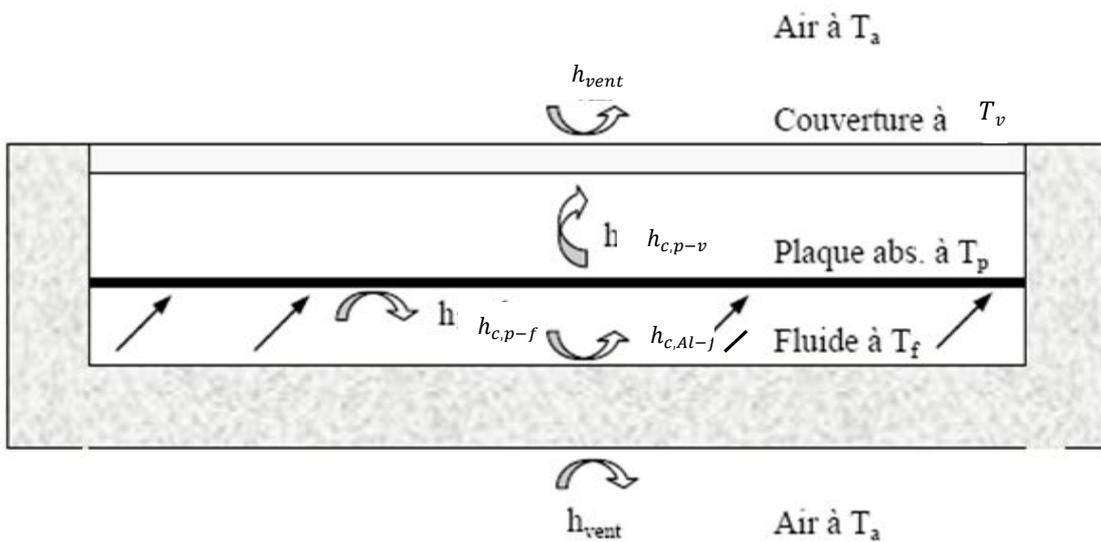


Figure. II-2: Schématisation des flux convectifs dans un capteur solaire couvert [12].

Le bilan thermique de la paroi absorbante s'écrit :

$$Q_{sa} = Q_p + Q_u + Q_{st} \tag{II-1}$$

Q_{sa} : Flux solaire absorbé en $[w/m^2]$.

Q_p : Flux perdu par la paroi absorbante en $[\text{w}/\text{m}^2]$.

Q_u : Flux utile transmis au fluide caloporteur en $[\text{w}/\text{m}^2]$.

Q_{st} : Flux stocké dans le capteur $[\text{w}/\text{m}^2]$.

Ce bilan se résume ainsi : le flux absorbé Q_{sa} reçu par le capteur solaire est exprimé par la somme de l'énergie utile Q_u emportée par le fluide caloporteur, des déperditions thermiques Q_p par les différents modes de transferts vers le milieu ambiant et de l'énergie stockée Q_{st} dans les différents éléments constituant le capteur solaire.

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

$$Q_{sa} = Q_p + Q_u \quad (\text{II-2})$$

II.3- Modélisation des échanges thermiques dans un capteur solaire : Il existe deux méthodes :

- a)- Méthode par tranche.
- b)- Méthode globale

II.3- a) Méthode par tranches : les différents échanges thermiques qui ont lieu, sont schématisés par le circuit électrique équivalent suivant :

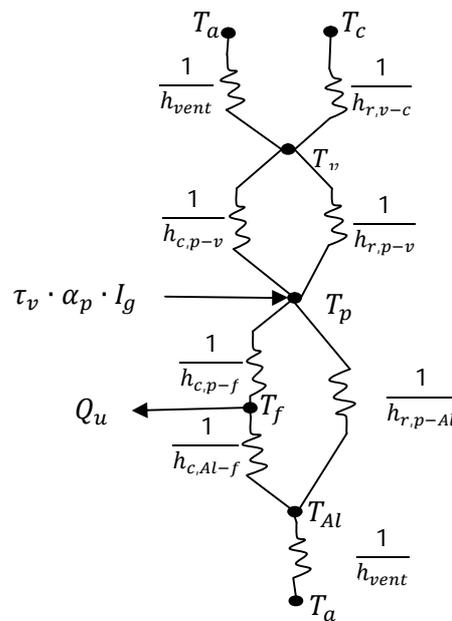


Figure. II-3 : Schéma électrique relatif à une section du capteur

Cette méthode est aussi dite, la méthode de modélisation «pas à pas» qui prend en compte l'évolution des températures de tous les éléments du capteur solaire dans le temps et dans l'espace. Elle consiste à découper le capteur solaire 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 les analogies qui existent entre le transfert de chaleur et les circuits électriques analogiques équivalents.

Le réseau électrique *Figure (II-3)* correspond au capteur solaire tel que schématisé par *Figure (II-1)*, par conséquent l'application de la loi d'Ohm conduit aux équations des bilans suivantes :

- Dans la vitre

$$h_{r,p-v}(T_p - T_v) + \frac{h_{c,p-v}}{2}(T_p - T_v) = U_{av1} \cdot (T_v - T_a) \quad (\text{II-3})$$

- Dans l'absorbeur

$$(\tau_v \alpha_p) I_g = h_{c,p-f}(T_p - T_f) + \frac{h_{c-pv}}{2}(T_p - T_v) + h_{r,p-Al}(T_p - T_{Al}) + h_{r,p-v}(T_p - T_v) \quad (\text{II-4})$$

- Dans le fluide caloporteur :

$$h_{c,p-f} \cdot (T_p - T_f) = h_{c,f-Al} \cdot (T_f - T_{Al}) + Q_u \quad (\text{II-5})$$

- Dans la plaque inférieure en Aluminium (de la côte de l'isolant) :

$$h_{c,Al-f} \cdot (T_f - T_{Al}) + h_{r,p-Al} \cdot (T_p - T_{Al}) = U_{ar} \cdot (T_{Al} - T_a) \quad (\text{II-6})$$

Avec :

T_a : Température ambiante [°C]

T_v : Température de la vitre [°C]

T_p : Température d'absorbeur [°C]

T_f : Température du fluide caloporteur, air [°C]

T_{Al} : Température de la plaque d'aluminium près de l'isolant (plan inférieur de l'écoulement De veine d'air mobile) [°C].

U_{av1} : Coefficient des pertes thermiques à l'avant de la vitre [W/m²]

U_{ar} : Coefficient des pertes thermiques à l'arrière du capteur [W/m²]

$h_{r,p-v}$: Coefficient de transfert radiatif entre l'absorbeur et la vitre [W/m^2]

$h_{c,p-v}$: Coefficient de transfert convectif entre l'absorbeur et la vitre [W/m^2]

$h_{c,p-f}$: Coefficient de transfert convectif entre l'absorbeur et le fluide [W/m^2]

$h_{r,p-Al}$: Coefficient de transfert radiatif entre l'absorbeur et la plaque d'aluminium [W/m^2]

$h_{c,f-Al}$: Coefficient de transfert convectif entre l'absorbeur et la plaque d'aluminium [W/m^2]

I_g : Flux solaire global reçu par le capteur plan.

τ_V : Coefficient de transmission des couvertures transparentes.

α_p : Coefficient d'absorption de l'absorbeur.

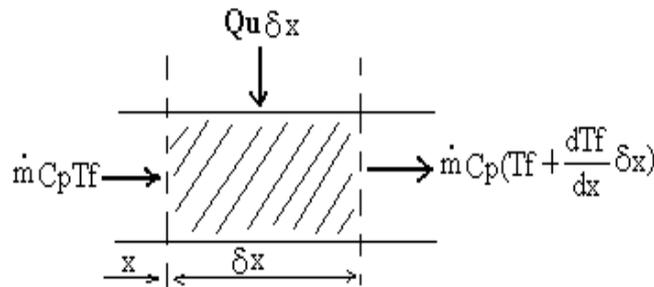


Figure. II-4 : Echanges thermiques dans une tranche fictive δx [15]

Pour étudier la distribution de la température suivant la direction de l'écoulement de l'air, on considère la tranche δx voir Figure.(II-3), La température de l'air est supposée uniforme au niveau de la section de la veine d'air mobile du capteur.

La conservation de l'énergie dans cette tranche nous donne, sachant que l_c est la largeur du capteur :

$$\dot{m}C_p + Q_u l_c \delta x = \dot{m}C_p \left(T_f + \frac{dT_f}{dx} \delta x \right) \quad (II-7)$$

Après simplification, on obtient :

$$\frac{dT_f}{dx} = \frac{Q_u l_c}{\dot{m}C_p}$$

Généralement, en présence d'un fluide gazeux tel que l'air, nous supposons que la température du fluide T_f est uniforme tout le long de la veine fluide du capteur de longueur L [6]. Par conséquent l'intégration de équation (II-7) est donc triviale, on obtient :

$$T_f(x) = \frac{Q_u l_c}{\dot{m}C_p} \cdot x + T_{fe} \quad (II-8)$$

Où, T_{fe} est la température d'entrée du fluide dans le capteur, T_{fs} est sa température à la sortie qui a pour valeur :

$$T_{fs} = \frac{Q_u L}{\dot{m} C_p} \cdot x + T_{fe}$$

D'autre part, nous supposons aussi que la température du fluide varie linéairement tout le long du capteur, la valeur moyenne de la température est égale donc à la moyenne arithmétique entre l'entrée et la sortie :

$$T_f = \frac{T_{fe} + T_{fs}}{2}$$

Des deux dernières équations, on déduit :

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

Où, $A = l_c L$

En remplaçant l'expression de la quantité de chaleur utile (II-9) dans les équations du bilan thermique respectivement au vitrage, l'absorbeur, le fluide caloporteur et au niveau de la plaque inférieure en aluminium, ce qui permis d'aboutir au système d'équations suivantes :

$$(h_{r,p-v} + \frac{h_{c,p-v}}{2} + U_{av1})T_v - (h_{r,p-v} + \frac{h_{c,p-v}}{2})T_p = U_{av1}T_a \quad (\text{II-10})$$

$$-\left(\frac{h_{c,p-v}}{2} + h_{r,p-v}\right)T_v + \left(h_{c,p-f} + \frac{h_{c,p-v}}{2} + h_{r,p-Al}\right)T_p + h_{c,p-f}T_f + h_{r,p-Al}T_{Al} = \tau_v \alpha_p I_g \quad (\text{II-11})$$

$$h_{c,p-f}T_p - \left(h_{c,p-f} + h_{c,Al-f} + \frac{2\dot{m}C_p}{A}\right)T_f + h_{c,Al-f}T_{Al} = \frac{2\dot{m}C_p}{A}T_{fe} \quad (\text{II-12})$$

$$-h_{r,p-Al}T_p - h_{c,Al-f}T_f + (h_{r,p-Al} + U_{ar} + h_{c,Al-f})T_{Al} = U_{ar}T_a \quad (\text{II-13})$$

Ce système d'équation peut être réécrit sous la forme d'une équation matricielle à quatre (04) dimensions de la forme :

$$[A][T] = [B] \quad \text{Où} \quad [T] = \begin{bmatrix} T_v \\ T_p \\ T_f \\ T_{Al} \end{bmatrix} \quad (\text{II-14})$$

Dont les températures sont déterminées par la matrice inverse :

$$[T] = [B][A]^{-1} \quad (\text{II-15})$$

Le déroulement de ces calculs nécessite la connaissance des valeurs des coefficients d'échanges par convection, par rayonnement et par conduction, ainsi que les valeurs des coefficients des pertes globales par l'avant du capteur U_{av1} et par l'arrière U_{ar} définis par les expressions :

$$U_{av1} = h_{c,v-a} + h_{r,v-a} \quad \text{Et} \quad U_{ar} = \frac{1}{\left[\frac{e_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{1}{h_{c,v-a}} \right]}$$

Avec,

U_{av1} : Coefficient des pertes thermiques à l'avant de la vitre [W/m^2]

$h_{c,v-a}$: Coefficient de transfert convectif entre la vitre et l'ambiance [W/m^2]

$h_{r,v-a}$: Coefficient de transfert radiatif entre la vitre et l'ambiance [W/m^2]

U_{ar} : Coefficient des pertes thermiques à l'arrière du capteur [W/m^2]

e_{is} : Épaisseur de l'isolant placé à l'arrière du capteur [m]

II.3- b) Méthode globale :

Cette deuxième méthode est celle adoptée par **Hottel**, **Whillier** et **Bliss** [6]. Elle suppose que le régime est quasi-permanent, et que les éléments du capteur se trouvent chacun à une température moyenne constante, qui néglige donc les effets de l'inertie thermique.

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

L'équation de la chaleur dans le fluide caloporteur s'écrit [6] :

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + \vec{V}_f \overrightarrow{\text{grad}}(T_f) \right) = \text{div}(\vec{q}) + \sigma_T \quad (\text{II-16})$$

Où, q est le flux de chaleur 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 et en négligeant la conduction dans le fluide, il vient d'écrire que :

$$\rho C_p \vec{V}_f \overrightarrow{\text{grad}}(T_f) = \sigma_T$$

Si l'écoulement s'effectue suivant la direction x , cette équation (II-16) s'écrit :

$$\rho C_p V_f \frac{\partial T_f}{\partial x} = \sigma_T$$

Où :

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

En introduisant le coefficient global des pertes thermiques entre l'absorbeur et l'ambiance U_L , la quantité de chaleur utile P_u véhiculée par le fluide (air s'écoulant de l'entrée du capteur jusqu'à la sortie) s'écrit :

$$P_u = A Q_u = A(\tau_v \alpha_p I_g - U_L(T_p - T_a)) \quad (\text{II-17})$$

Où, A est la surface de captation utile face au rayonnement solaire incident.

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

$$P'_u = A(\tau_v \alpha_p I_g - U_L(T_f - T_a))$$

En fait, la condition $T_f = T_p$ n'est jamais satisfaite, on est donc amené à définir un coefficient d'efficacité local de transfert air-absorbeur noté par F' , qui représente le rapport de la puissance utile à la puissance récupérée par le capteur lorsque la température de l'absorbeur est précisément celle du fluide [6,2], tel que ce coefficient d'efficacité s'écrit :

$$F' = \frac{(\tau_v \alpha_p I_g - U_L(T_f - T_a))}{(\tau_v \alpha_p I_g - U_L(T_p - T_a))} \quad (\text{II-18})$$

D'autre part, en tenant compte des échanges radiatifs on aura [6, 2,18]

$$F' = \frac{h_{r,p-AI} \cdot h_{c,p-f} + h_{c,AI-f} \cdot U_{av} + h_{r,p-AI} \cdot h_{c,AI-f} + h_{c,AI-f} \cdot h_{c,p-f}}{(U_{av} + h_{r,p-AI} + h_{c,p-f})(U_{ar} + h_{c,AI-f} + h_{r,p-AI}) - h_{r,p-AI}^2} \quad (\text{II-19})$$

Pour, $h_{c,AI-f} = h_{c,p-f}$ on aboutit à :

$$F' = \frac{h_{c,p-f}(U_{av} + 2 \cdot h_{r,p-AI} + h_{c,p-f})}{(U_{av} + h_{r,p-AI} + h_{c,p-f})(U_{ar} + h_{c,AI-f} + h_{r,p-AI}) - h_{r,p-AI}^2} \quad (\text{II-20})$$

Si les échanges radiatifs dans le capteur étant négligeables, le coefficient F' s'écrit par l'expression suivante :

$$F' = \frac{1}{1 + \frac{U_L}{h_{c,p-f}}} \quad (\text{II-21})$$

Soit :

$$P_u = A F' (\tau_v \alpha_p I_g - U_L(T_f - T_a)) \quad (\text{II-22})$$

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

$$\dot{m}C_p \frac{\partial T_f}{\partial x} = l_c F' (\tau_v \alpha_p I_g - U_L (T_f - T_a)) \quad (\text{II-23})$$

Et si l'on suppose que F' et U_L ne dépendent pas de x , la solution de l'équation (II-23) serait de la forme :

$$\frac{T_f - T_a - \frac{\tau_v \alpha_p I_g}{U_L}}{T_{fe} - T_a - \frac{\tau_v \alpha_p I_g}{U_L}} = \exp\left(-\frac{U_L l_c F' x}{\dot{m}C_p}\right) \quad (\text{II-24})$$

Où,

La température T_{fs} du fluide à la sortie du capteur de longueur L est exprimée par l'expression suivante, telle que :

$$\frac{T_{fs} - T_a - \frac{\tau_v \alpha_p I_g}{U_L}}{T_{fe} - T_a - \frac{\tau_v \alpha_p I_g}{U_L}} = \exp\left(-\frac{U_L l_c F' L}{\dot{m}C_p}\right) \quad (\text{II-25})$$

En fait, l'équation (II-25) qui est fonction de F' qui est aussi en fonction de T_f est T_p , dépend donc de ces deux températures, la température du fluide T_f est considérée comme une donnée du problème, par contre celle de l'absorbeur T_p est inconnue.

Dans la pratique, Il est plus commode d'exprimer la puissance utile du fluide caloporteur en termes de conditions d'entrée en définissant un autre coefficient global qui caractérise la qualité de transfert entre l'air et absorbeur définit par l'expression :

$$F_R = \frac{\tau_v \alpha_p I_g - U_L (T_p - T_a)}{\tau_v \alpha_p I_g - U_L (T_{fe} - T_a)} \quad (\text{II-26})$$

En introduisant le débit massique rapporté par m^2 du capteur désigné par la quantité ($G = \frac{\dot{m}}{l_c L}$), où l_c et L sont respectivement la largeur et la longueur du capteur en (m), la puissance Q_u récupérée par le fluide par m^2 de surface du capteur serait de la forme :

$$\begin{aligned} Q_u &= GC_p (T_{fs} - T_a) = GC_p \left(\left(T_{fs} - T_a - \frac{\tau_v \alpha_p I_g}{U_L} \right) - \left(T_{fe} - T_a - \frac{\tau_v \alpha_p I_g}{U_L} \right) \right) \\ &= GC_p \left(\left(T_{fe} - T_a - \frac{\tau_v \alpha_p I_g}{U_L} \right) \exp\left(-\frac{U_L F'}{GC_p}\right) - \left(T_{fe} - T_a - \frac{\tau_v \alpha_p I_g}{U_L} \right) \right) \\ &= \frac{GC_p}{U_L} \left(1 - \exp\left(-\frac{U_L F'}{GC_p}\right) \right) (\tau_v \alpha_p I_g - U_L (T_{fe} - T_a)) \end{aligned}$$

Finalement sous forme plus simpliste on obtient :

$$Q_u = F_R (\tau_v \alpha_p I_g - U_L (T_{fe} - T_a)) \quad (\text{II-27})$$

Avec,

$$F_R = \frac{GC_p}{U_L} \left(1 - \exp \left(-\frac{U_L F'}{GC_p} \right) \right) \quad (\text{II-28})$$

Où F_r est le coefficient de conductance, qui caractérise la qualité de transfert de chaleur entre la plaque absorbante et le fluide caloporteur.

En introduisant la surface A du capteur, l'expression du coefficient F_R devient sous la forme :

$$F_R = \frac{\dot{m}C_p}{AU_L} \left(1 - \exp \left(-\frac{AU_L F'}{\dot{m}C_p} \right) \right) \quad (\text{II-29})$$

II.4-Modélisation des échanges par convection dans un capteur solaire à air :

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

- La conduction thermique dans le sens de l'écoulement du fluide est négligeable,
- Le vent extérieur est supposé de direction toujours parallèle aux faces du capteur,
- 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 , on introduit les relations suivantes, selon qu'il s'agit d'un transfert par conduction, rayonnement ou convection.

II.4.1. Transfert conductif :

Les coefficients de transfert par conduction à travers l'isolant et la partie inférieure qui est souvent en bois à l'arrière du capteur sont décrits par l'expression :

$$\frac{\lambda_{is}}{e_{is}} \text{ et } \frac{\lambda_b}{e_b} \quad (\text{II-30})$$

Où :

λ_{is} et λ_b : sont respectivement les conductivités thermiques de l'isolant et du bois.

e_{is} et e_b : sont respectivement les épaisseurs de l'isolant et du bois.

II.4.2- Transfert radiatif :

On considère un transfert radiatif entre deux plaques parallèles de températures T_1 et T_2 (exprimées en kelvin). On applique la relation suivante [12] :

$$h_r = \frac{\sigma(T_1+T_2).(T_1^2+T_2^2)}{\frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{12}} - \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2} \frac{S_1}{S_2}} \quad (\text{II-31})$$

Où,

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

ε_i : 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 dans les diverses parties du capteur égale à 1.

σ : Constante de Stephan-Boltzmann.

II.4.2.1- Echanges radiatifs entre les vitrages et la voûte céleste : on emploie l'expression du coefficient d'échange radiatif suivante [6] :

$$h_{r,v-c} = \frac{1}{2} \sigma \varepsilon_v (1 + \cos\varphi) (T_v + T_c) (T_v^2 + T_c^2) \quad (\text{II-32})$$

Où,

φ : étant l'inclinaison du capteur par rapport à l'horizontale, les températures T_v et T_c sont les températures absolues.

T_c : Températures équivalente de la voûte céleste donnée par la relation de **Swinbank** (1963) [6,12] suivante :

$$T_c = 0,0552 . T_a^{1,5} \quad (\text{II-33})$$

Les températures T_c et T_a sont exprimées en Kelvin.

II.4.2.2- Echanges radiatifs entre la vitre et l'absorbeur : sont décrits par l'expression suivante :

$$h_{r,p-v} = \frac{\sigma(T_v+T_p)(T_p^2+T_v^2)}{\frac{1}{\varepsilon_v} + \frac{1}{\varepsilon_{p-v}} - 1} \quad (\text{II-34})$$

Les températures T_v et T_p sont respectivement la température des vitrages et de la plaque absorbante exprimées en Kelvin.

II.4.2. 3- Echanges radiatifs entre l'absorbeur et la plaque d'aluminium sur l'isolant :

Sont décrit par l'expression :

$$h_{r,p-v} = \frac{\sigma(T_p+T_{Al})(T_p^2+T_{Al}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_{p-Al}} + \frac{1}{\varepsilon_{Al-p}} - 1} \quad (\text{II-35})$$

Où, les températures T_p et T_{Al} exprimées en Kelvin, sont la température de l'absorbeur et de la plaque considérée en aluminium sur l'isolant.

II.4.3- Transfert convectif :

II.4.3.1- Echanges convectifs entre le capteur et le milieu environnant :

Lorsque le vent souffle parallèlement aux parois externes du capteur, en emploi une corrélation empirique simple qui permet d'estimer le coefficient d'échange par convection forcée en fonction de la vitesse du vent [8,2] décrite par :

$$h_{c,v-a} = h_{vent} = 5.67 + 3.86 \cdot U_{vent} \quad (\text{II-36})$$

II.4.3.2- Echanges convectifs entre l'absorbeur et la vitre : Le transfert thermique dans l'espace compris entre la vitre et l'absorbeur, est à la fois caractérisé par des échanges de conduction et de convection naturelle, sont exprimés par un coefficient de conduction-convection tel que [7] :

$$h_{c,p-v} = \frac{Nu \cdot d}{\lambda_a} \quad (\text{II-37})$$

Le nombre de *Nusselt*, Nu est exprimé en fonction du nombre de *Rayleigh* par la corrélation de *Hollands* [7] suivante :

$$Nu = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708(\sin 1.8\varphi)^{1.6}}{Ra \cdot \cos \varphi} \right] \left[1 - \frac{1708}{Ra \cdot \cos \varphi} \right] + \left[\left(\frac{Ra \cdot \cos \varphi}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right] \quad (\text{II-38})$$

Avec :

$$Ra : \text{Etant le nombre de } \mathbf{Rayleigh}, Ra = \frac{g \beta \Delta T e_v^3}{a \nu}$$

$$g : \text{Accélération de la pesanteur } \left[\frac{m}{s^2} \right].$$

$$\beta : \text{Coefficient de dilatation thermique de l'air, } \beta = 1/T \left[\frac{1}{K^\circ} \right]$$

$$\Delta T : \text{Écart de température entre la vitre et l'absorbeur } [K^\circ]$$

$$e_v : \text{Distance entre la vitre et l'absorbeur } [m]$$

$$a : \text{Diffusivité thermique de la lame d'air entre la vitre et l'absorbeur } \left[\frac{m^2}{s} \right]$$

$$\nu : \text{Viscosité cinétique du milieu } \left[\frac{m^2}{s} \right]$$

$$\varphi : \text{Angle d'inclinaison du capteur par rapport à l'horizontal en degré.}$$

$$\lambda_a : \text{Conductivité thermique de la lame d'air entre la vitre et l'absorbeur (air) } \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$$

D'autres corrélations peuvent être également employées, on cite en particulier celles établies par **Jacques.B** [8].

$$\left. \begin{aligned} N_u &= 1.013 && \text{pour } G_r < 1700 + 47.8 \varphi \\ N_u &= 2.5 + 0.0133(90 - \varphi) && \text{pour } G_r > 80000 \\ N_u &= [0.06 + 3 \cdot 10^{-4}(90 - \varphi)] && \text{pour autrement} \end{aligned} \right\} \quad (\text{II-39})$$

Avec, G_r étant le nombre de **Grashoff**, tel que $G_r = \frac{g \beta \Delta T e_v^3}{\nu^2}$ et φ en degré

II.4.3.3- Echanges convectifs dans la lame d'air mobile : Les coefficients d'échange convectifs $h_{c,Al-f}$ et $h_{c,p-f}$ respectivement entre le fluide et les parois solides, l'absorbeur et la plaque d'aluminium sur l'isolant, sont estimés par la relation :

$$h_{c,Al-f} = h_{c,p-f} = \frac{Nu \lambda_a}{D_h} \quad (\text{II-40})$$

Avec,

λ_a : Conductivité thermique du fluide, l'air en écoulement $\left[\frac{W}{m.K} \right]$

D_h : Diamètre hydraulique équivalent du conduit utile [m]

Nu : Nombre de **Nusselt**.

Le nombre de Nusselt est généralement en fonction du régime d'écoulement, tel que :

➤ En régime laminaire ($Re < 2300$), le nombre de **Nusselt** est décrit par les corrélations suivantes :

- Corrélation proposé par **Mercer** [2] :

$$Nu = 4.9 + \frac{0.0606 \left(\frac{Re Pr D_h}{L_c} \right)^{1.2}}{1 + 0.0909 \left(\frac{Re Pr D_h}{L_c} \right)^{0.7} Pr^{0.17}} \quad (\text{II-41})$$

Où,

Re : étant le nombre de Reynolds, $Re = \frac{U_f D_h}{\nu}$

Pr : Nombre de Prandtl, $Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda}$

- Corrélation de Malik et Charters [2] :

$$Nu = \frac{0.0192 Re^{0.75} Pr}{1 + 1.22 Re^{-\frac{1}{8}} (Pr - 2)} \quad (\text{II-42})$$

➤ *En régime turbulent* ($Re > 2300$), *Nusselt* est estimé par les corrélations suivantes :

- Corrélation de *Kays* [6] :

$$Nu = 0.0158 Re^{0.75} \quad \text{Pour } \frac{L_c}{D_h} > 10 \quad (\text{II-43})$$

Où, Re étant le nombre de Reynolds donné par :

$$Re = \frac{U_f D_h}{\nu}$$

U_f : Vitesse d'écoulement dans le conduit utile d'écoulement d'air [m/s]

D_h : Diamètre hydraulique équivalent du conduit utile [m]

ν : Viscosité cinétique du fluide en écoulement $\left[\frac{m^2}{s}\right]$

II.5-Calcul des coefficients des pertes thermiques globaux par l'avant et l'arrière du capteur :

En reprenant le schéma descriptif du circuit électrique équivalent Figure.(II-3), et en supposant les hypothèses simplificatrices suivantes :

- Le régime thermique est permanent.
- Les températures T_v, T_p et T_{Al} sont uniformes tout le long du capteur.
- La puissance solaire absorbée par la vitre est négligeable.
- La conductance dans la vitre est négligeable

II.5.1- Estimation du coefficient des pertes thermiques vers l'avant du capteur :

En utilisant l'analogie électrique telle que représentée par la Figure.(II-3), on établit l'expression du coefficient de pertes thermiques par l'avant du capteur, exprimé en fonction du coefficient d'échange convectif et radiatif tel que :

$R_{c,v-a} = \frac{1}{h_{c,v-a}}$: Résistance thermique entre la vitre et l'ambiance due à l'échange convectif.

$R_{r,v-a} = \frac{1}{h_{r,v-a}}$: Résistance thermique entre la vitre et l'ambiance due à l'échange radiatif.

Avec, $h_{r,v-a} = h_{r,v-c} \frac{(T_v - T_c)}{(T_v - T_a)} = \frac{1}{2} \sigma \epsilon_v (1 + \cos \beta) (T_v^4 + T_c^4) / (T_v - T_a)$

$R_{c,p-v} = \frac{1}{h_{c,p-v}}$: Résistance thermique entre l'absorbeur et la vitre due à l'échange convectif.

$R_{r,p-v} = \frac{1}{h_{r,p-v}}$: Résistance thermique entre l'absorbeur et la vitre due à l'échange radiatif.

La résistance thermique équivalente par l'avant du capteur est :

$$\frac{1}{R_{eq,v-a}} = \frac{1}{R_{c,v-a}} + \frac{1}{R_{r,v-a}} = h_{c,v-a} + h_{r,v-a} = U_{av1}$$

$$\frac{1}{R_{eq,p-v}} = \frac{1}{R_{c,p-v}} + \frac{1}{R_{r,p-v}} = h_{c,p-v} + h_{r,p-v} = U_{av2}$$

$$R_{eq,p-a} = R_{eq,v-a} + R_{eq,p-v} = \frac{1}{U_{av1}} + \frac{1}{U_{av2}}$$

Enfin :

$$U_{av} = \frac{1}{R_{eq,p-a}} = \left[\frac{1}{U_{av1}} + \frac{1}{U_{av2}} \right]^{-1} \quad (\text{II-44})$$

II.5-2. Coefficients des pertes thermiques vers l'arrière du capteur :

Le coefficient des pertes thermique par l'arrière du capteur est estimé par la relation suivante :

$$U_{ar} = \frac{1}{\left[\frac{\epsilon_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{1}{h_{c,v-a}} \right]} \quad (\text{II-45})$$

II.5-3. Coefficient global des pertes thermiques :

Ce coefficient englobe toutes les pertes à l'avant et l'arrière du capteur, ce qui lui confère la forme suivante :

$$U_L = U_{av} + U_{ar} \quad (\text{II-46})$$

Si on tient compte de tous les échanges, le coefficient des pertes thermiques global est donné par l'expression (II-48) qui est valable pour les capteurs solaires plans, où on tient en compte des échanges radiatifs internes ayant lieu dans les différents éléments du capteur [2, 6,18]

$$U_L = \frac{(U_{av}+U_{ar})(h_{c,p-f}.h_{c,Al-f}+h_{c,p-f}.h_{r,p-Al}+h_{c,Al-f}.h_{r,p-Al})+U_{av}.U_{ar}(h_{c,p-f}+h_{c,Al-f})}{h_{c,p-f}.h_{c,Al-f}+h_{c,p-f}.h_{r,p-Al}+h_{c,Al-f}.h_{r,p-Al}+U_{av}.h_{c,Al-f}} \quad (\text{II-47})$$

Si $h_{c,p-f} = h_{c,Al-f}$, l'expression U_L se simplifie et devient sous la forme suivante :

$$U_L = \frac{(U_{av}+U_{ar})(h_{c,p-f}+2.h_{r,p-Al})+2.U_{av}.U_{ar}}{h_{c,p-f}+2.h_{r,p-Al}+U_{av}} \quad (\text{II-48})$$

II.5-4. Rendement thermique du capteur solaire plan η :

Le rendement thermique d'un capteur solaire plan représente le rapport de la puissance utile à la puissance incidente, peut être exprimé par le rapport suivant :

$$\eta = \frac{Q_u}{I_g} \quad (\text{II-49})$$

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

$$\eta = \frac{Q_u}{I_g} = F_R \left(\tau_v \alpha_p - U_L \frac{(T_{fe} - T_a)}{I_g} \right) \quad (\text{II-50})$$

II.6- Caractéristiques Optiques des couvertures transparentes et principaux matériaux utilisé comme absorbeur

II.6.1- Couverture transparente :

L'utilisation des couvertures transparentes sur la face avant des capteurs solaires plans, est d'une importance primordiale, elle permet de minimiser les pertes thermiques, par la formation d'une lame d'air isolante dans l'intervalle compris entre la vitre et l'absorbeur. D'autre part permet de accroître sensiblement le rendement du capteur par l'effet de serre. L'intérêt d'une couverture transparente pour le rayonnement solaire est d'autant plus grand que la température de fonctionnement du collecteur solaire est élevée. C'est donc pour des températures dépassant 70°C que l'on peut envisager d'installer un double vitrage afin d'accroître les performances thermiques.

Les couvertures transparentes habituelles sont pour la plupart en verre, mais on peut trouver aussi des produits de synthèse telle que le polycarbonate, le polyméthacrylate ou bien le polyester armé. Le tableau (II.1), fournit quelques indications sur ces matériaux photoniques, qui ont la propriété d'être transparente vis-à-vis du rayonnement solaire, mais opaques devant les échanges ayant lieu dans le domaine de l'infrarouge pour satisfaire les conditions d'effet de serre.

<i>matériau</i>	<i>noms commerciaux</i>	<i>épaisseur mm</i>	τ^* %	ρ kg/m ³	C_p J/kg.K	λ W/m.K	k_d 10 ⁻⁵ /K
verre à vitre	3	85-92	2700	840	0,93	0,9
polycarbonate*	Makrolon Lexan	3,2	82-89	1200	1260	0,2	6,6
polyméthacrylate	Altuglas plexiglas	3,2	89-92	1200	1460	0,2	7
polyester armé	-----	1	77-90	1400	1050	0,21	3,5
polytéréphtalate d'éthylène	Mylar Terphane	0,025	84	1,38	1170	0,25	7
polyfluoroéthylène propylène	Téflon FEP	0,05	97	2,15	1170	0,25	10
polyfluorure vinyle	Tedlar	0,1	93	1,50	1380	0,12	4

Tableau II.1 : Propriétés de quelques surfaces transparentes vis-à-vis du rayonnement solaire

(τ^* Facteur de transmission solaire, ρ masse volumique, c_d chaleur massique, λ conductivité thermique, k_d coefficient de dilatation thermique) [8].

II.6.2- Facteur de transmission :

Le coefficient de transmission τ est le produit d'un coefficient τ_r relatif à la réflexion partielle du rayonnement incident, et d'un coefficient τ_a relatif à l'absorption dans le milieu transparent, ce qui revient à écrire :

$$\tau = \tau_a \cdot \tau_r \quad (\text{II-51})$$

Lorsque le rayonnement change de milieu de propagation, il subit au passage de l'interface appelée dioptre, une déviation en fonction de l'indice de réfraction n du milieu. Selon la loi de Descartes [8,10] on a :

$$n_1 \sin \theta_1 = n_2 \sin \theta_2 \quad (\text{II-52})$$

Où n_1 et n_2 sont les indices de réfraction absolue des milieux de propagation, θ_1 et θ_2 sont les angles que font les rayons avec la normale au dioptre fig.(II-5).

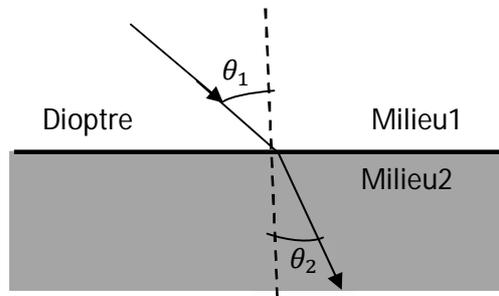


Figure. (II-5) : Réfraction d'un rayon lumineux à la traversée d'un dioptre séparant deux milieux de réfringence différente.

Le coefficient de réflexion peut être déterminé par la formule de **Fresnel** [8,10], tel que :

$$\rho = \frac{1}{2} \left[\frac{\sin^2 (\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2 (\theta_2 + \theta_1)} + \frac{\tan^2 (\theta_2 - \theta_1)}{\tan^2 (\theta_2 + \theta_1)} \right] \quad (\text{II-53})$$

Pour un rayonnement incident normal, on aura : $\rho = \left[\frac{n_1 - n_2}{n_1 + n_2} \right]^2$.

Ou encore, si le milieu (1) est de l'air ($n_1 \approx 1$) et en posant $n_1 = n$, ce qui conduit à écrire, $\rho = \left[\frac{n - 1}{n + 1} \right]^2$

Matériaux	Indice de réfraction
air	1
verre	1.526
Polycarbonate	1.6
Polyméthacrylate	1.45

Tableau(II-2) : Indices de réfraction communs des matières transparentes.

La couverture transparente d'un capteur solaire est généralement constitué d'une lame à faces parallèles, il s'agit donc de deux interfaces qui sont à l'origine des pertes optiques par réflexion. Pour un rayon d'intensité égale à unité, une fraction $(1 - \rho)$ pénètre dans le matériau tandis qu'une fraction ρ est réfléchi. la partie transmise se réfléchit à son tour et ne transmet donc qu'une fraction $(1 - \rho)^2$. Et ainsi de suite le coefficient de transmission τ_r s'écrit donc conformément à la figure (II-6).

$$\tau_r = (1 - \rho)^2 \sum_{n=0}^{\infty} \rho^{2n} = \frac{1-\rho}{1+\rho} \tag{II-54}$$

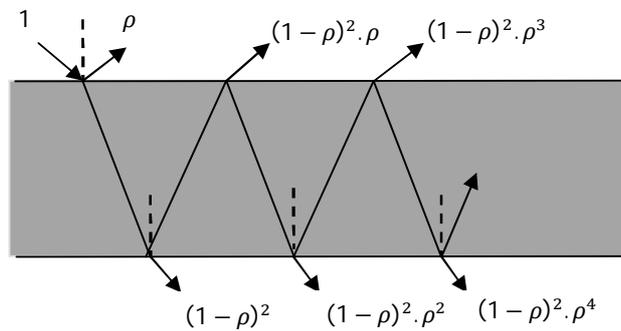


Figure.(II-6) : Effet des multiples réflexions sur le facteur de transmission d'une vitre.

Pour un système avec N couvertures, on aura [8] :

$$\tau_r = \frac{1-\rho}{1+(2N-1)\rho} \tag{II-55}$$

Le coefficient de transmission due à l'absorption du milieu est donnée par l'expression ci-après :

$$\tau_a = \exp(-k_e \cdot l) \tag{II-56}$$

Avec k_e est le coefficient d'extinction, l étant la longueur parcourue par le rayonnement dans le milieu (2) figure.(II-5).

Matériau	Coefficient d'extinction
Verre solaire	4
Verre de la fenêtre typique	30
Verre de la protection du soleil absorbant	130-270

Tableau(II-3). Coefficients d'extinction de certains matériaux transparents [10].

II.6.3- Surface absorbante :

Les surfaces absorbantes sont destinées à transformer le rayonnement solaire de courtes longueurs d'onde sous forme d'énergie calorifique (chaleur). La fraction du rayonnement solaire incident qui est absorbé par le capteur est appelé facteur d'absorption solaire α (ou absorptivité) de la surface. Le complément de cette fraction correspond au facteur de réflexion solaire ρ (ou réflectivité), la plaque absorbante (absorbeur) est opaque, par conséquent le facteur de transmission solaire τ^* (ou transmissivité) est nul.

Le facteur d'émission infrarouge ε ou émissivité d'un corps, est la fraction d'énergie effectivement rayonnée rapportée à celle que rayonnerait la surface considérée comme un corps noir.

L'émittance E d'une surface à la température T s'écrit :

$$E = \varepsilon \sigma T^4 \quad (\text{II-56})$$

Où, σ est la constante de Stefan-Boltzmann, $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$

On appelle sélectivité, le rapport du facteur d'absorption solaire α sur le facteur d'émission infrarouge ε .

Le tableau suivant donne la sélectivité de quelques surfaces, sachant que c'est le revêtement qui compte : une surface d'un matériau donné mais revêtue d'une couche de peinture noire ou blanche n'aura pas le même comportement sur le plan des échanges radiatifs.

<i>Etat de surface de différents matériaux</i>	α	ε	α / ε
cuivre poli	0,25	0,02	12,5
film plastique recouvert d'or	0,30	0,03	10
acier poli	0,63	0,09	7
aluminium anodisé	0,80	0,14	5,71
nickel brillant	0,34	0,07	4,86
aluminium poli	0,10	0,04	2,5
peinture noire (silicate)	0,97	0,88	1,10
peinture aluminium	0,26	0,26	1
acier sablé	0,75	0,80	0,94
SSM : Kapton aluminisé de 0,5 mm d'épaisseur	0,36	0,52	0,69
peinture blanche (silicate)	0,14	0,90	0,16
OSR	0,11	0,83	0,13

Tableau II.4 : Caractéristiques radiatives de quelques surfaces [8].

La sélectivité est le rapport de l'absorptivité solaire α sur l'émissivité infrarouge ε . On cite en

particulier les OSR (Optical Solar Reflector) qui sont des miroirs en verre argenté ou aluminisé, et les SSM (Second Surface Mirrors), qui sont des films plastiques (polyamide ou en polyester) souples et métallisés (argent, aluminium).

II.6.4-Surface sélective

On dit qu'une surface est sélective, lorsqu'une couche mince déposée sur la surface donne à celle-ci la propriété de sélectionner les rayonnements reçus et émis. On réduit ainsi les déperditions thermiques. Il s'agit de surface dotée de propriétés particulières dans un domaine spectral déterminé, quant à la transmission, l'émission et l'absorption de rayonnement. Une surface sélective, a un pouvoir d'absorption élevé pour le rayonnement solaire visible, mais un pouvoir émissif faible vis-à-vis du rayonnement infrarouge.

La captation de l'énergie solaire nécessite à la surface de l'absorbeur des surfaces réceptrices noires, de faible émittance et d'absorbance solaire élevée. Il peut s'agir de peintures spéciales noires (Minnesota 3 M) [5] ou de revêtement électrochimique, tel que le chrome noir mat, ou encore l'oxyde de cuivre sur l'aluminium poli.

Pour faire acquérir les surfaces de captation au rayonnement solaires certaines propriétés optiques convenables, différentes méthodes sont utilisées :

- **Revêtement par peinture** : le coefficient d'absorption (α) est généralement bon : $\alpha > 0,90$; par contre, le coefficient d'émission (ε) est élevé : $> 0,70$.

Certaines peintures ont une émissivité égale à l'absorption.

- **Revêtement par électrodéposition** : ces revêtements de type chrome noir ou nickel noir sont performants.

Le coefficient d'absorption (α) est supérieur à 0,95

Le coefficient d'émission (ε) faible est inférieur à 0,15

Il faut cependant apporter un grand soin lors de l'application de ces produits pour éviter un phénomène de pelliculage dans le temps.

- **Par oxydation provoquée de l'absorbeur** : dans ce cas, il n'y a aucune déposition. L'oxydation de la matière est provoquée, soit par anodisation (procédure électrochimique), soit par traitement chimique (procédure par trempage).

Les caractéristiques d'absorption et d'émission (α et ε) sont au moins égales à celles des revêtements par électrodéposition.

Il est important de noter que le revêtement par électrodéposition ainsi que le traitement par oxydation provoquée sont des procédés de traitement des surfaces encore coûteux.

Surface sélective	α	ε	α/ε
Chrome noir.	0.93	0.10	9.3
Nickel noir sur nickel poli.	0.92	0.11	8.4
Nickel noir sur le fer galvanisé.	0.89	0.12	7.4
CuO sur nickel.	0.81	0.17	4.7
Co ₃ O ₄ sur l'argent.	0.90	0.27	3.3
CuO sur aluminium.	0.93	0.11	8.5
CuO sur aluminium de l'anodized.	0.85	0.11	7.7

Tableau II.5 : Propriétés de quelques surfaces sélectives [10].

II.7- Méthode de calcul d'un capteur solaire

On se place ici dans le cas où l'on dispose d'un capteur solaire plan dont on connaît les dimensions et les propriétés thermiques et optiques des différents éléments constitutifs. Le problème est de déterminer son rendement dans des conditions météorologiques données. Les inconnues du problème sont : T_p , T_v , U_L et η .

On utilise une méthode itérative :

- On fixe une valeur arbitraire « réaliste » de T_p et T_v
- On calcule les différents coefficients d'échange par convection et rayonnement puis le coefficient global de pertes U_L par l'une des relations (II-46) à (II-48)
- On calcule, F' , F_R et η par les relations (II-19) à (3.21), (II-28), (II-29) et (II-50)
- On calcule la puissance utile Q_u par la relation (II-27)
- On recalcule la température de l'absorbeur T_p : d'après le bilan énergétique (II-2) :

$$Q_{sa} = Q_p + Q_u$$

Avec, $Q_{sa} = (\tau_v \alpha_p) I_g$

$$Q_p = U_L (T_p - T_a)$$

Par conséquent la température de l'absorbeur serait déterminée par l'expression suivante

$$T_p = T_a + \frac{(\tau_v \alpha_p) I_g - Q_u}{U_L} \quad (\text{II.57})$$

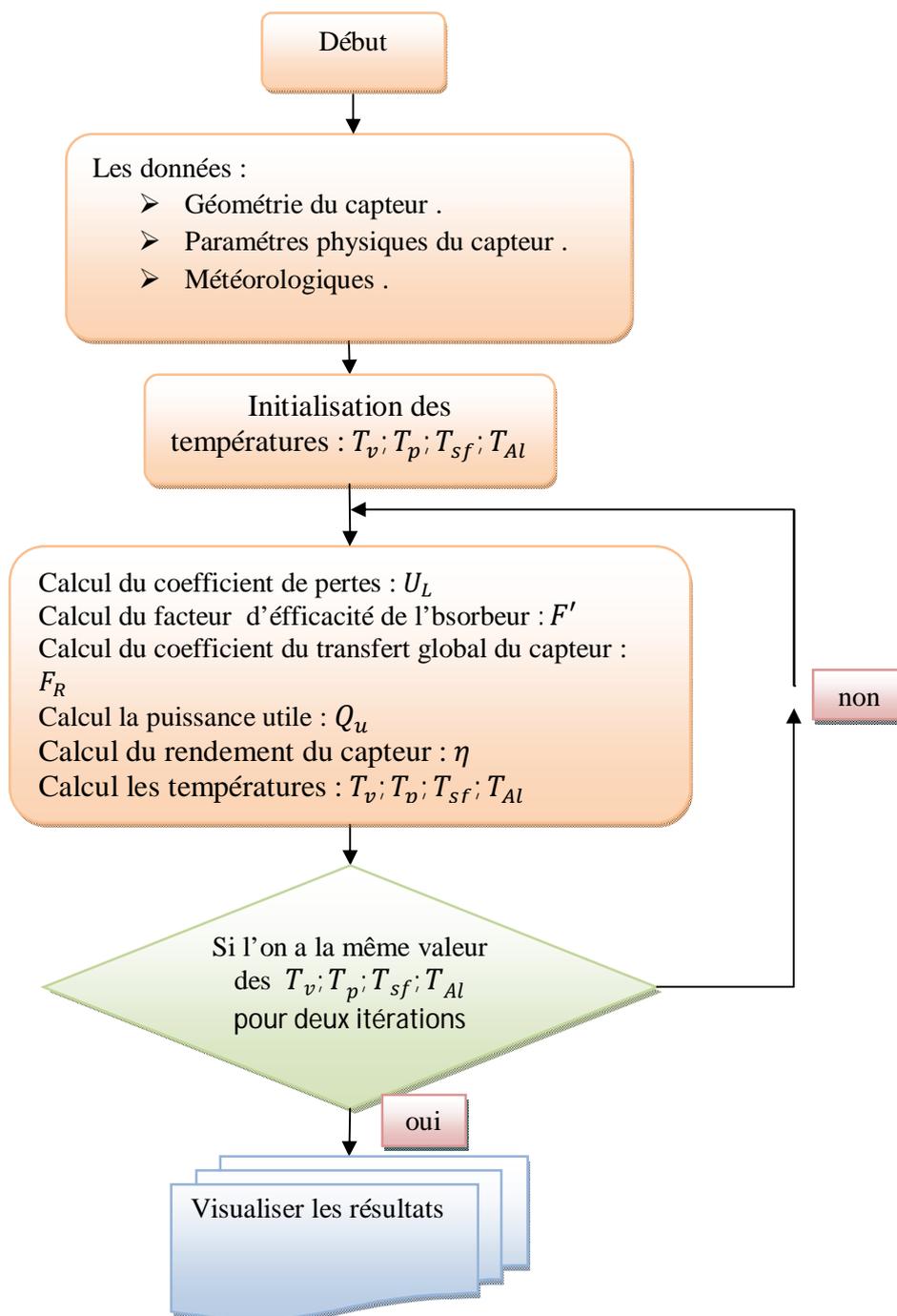
- On recalcule T_v par résolution de l'équation (II-10)
- On calcule la température de sortie de fluide T_{fs} par les relations (II-25)

- On compare la valeur recalculée à la valeur de départ. Si la différence dépasse un critère de convergence à fixer (écart $> 0,05$ °C par exemple), on réitère la boucle de calcul en prenant comme valeur initiale la valeur recalculée. Sinon, on arrête le calcul en retenant les résultats de la dernière boucle effectuée.

Finalement, à partir de cette étude théorique, nous avons développé un algorithme assez simple que nous avons mis en évidence pour le calcul des paramètres géométriques, thermophysiques et optiques sur les performances thermiques des capteurs solaires plans à air qui est l'objectif de cette étude.

Introduction :

Dans ce chapitre on essaiera de présenter les résultats graphiques obtenus qui sont issus de la simulation numérique de l'effet des paramètres géométriques (dimensions caractéristiques des éléments constituant le capteur solaire), thermo-physiques et optiques sur les performances thermiques des capteurs solaires plans à air. Pour mieux comprendre l'enchaînement des étapes de calculs qui ont été suivies dans ce travail, on a élaboré un programme de calcul informatique sous l'environnement Matlab, dont le schéma de l'organigramme principal est présenté comme suit :



III.1-Effet des paramètres géométriques :

Pour mettre en évidence les effets des paramètres géométriques des éléments constituant du capteur sur les performances thermiques en général, on a considéré durant le calcul les valeurs caractéristiques suivantes relativement aux paramètres physiques présentés ci-après :

- Facteur d'émissivité des vitrages, $\varepsilon_v = 0.93$
- Facteur d'émissivité de l'absorbeur côté vitrage, $\varepsilon_{p-v} = 0,88$.
- Facteur d'émissivité de l'absorbeur côté isolant, $\varepsilon_{p-AI} = 0,95$.
- Facteur d'émissivité de la plaque d'aluminium côté absorbeur, $\varepsilon_{AI-p} = 0.52$.
- Facteur de transmission de la vitre, $\tau_v = 0.92$.
- Facteur d'absorption de l'absorbeur, $\alpha_p = 0.97$.
- conductivité thermique de isolant, $\lambda_{is} = 0.027$ [W/(m.K)].
- Vitesse d'écoulement du fluide (air) dans le conduit . $U_f = 1.5$ [m/s]
- Les données météorologiques :
- Puissance du rayonnement solaire, $I = 900$ [W/m²].
- Vitesse du vent, $V_{vent} = 2$ [m/s].
- Température ambiante, $T_a = 24$ [°C]
- Température du fluide à l'entrée du capteur, $T_e = 30$ [°C]
- Angles d'inclinaison du capteur par rapport à l'horizontale, $\beta = 30$ [°]

II.1.1- Effet de la largeur du capteur :

En considérant les dimensions caractéristiques suivantes qui sont maintenues constantes, l'effet de la largeur sur les performances thermiques sont montrés sur les figures (III-1, 2, 3 et 4) qui présentent leur évolutions en fonction de la variation de la largeur du capteur :

- Longueur du capteur, $L_c = 1,5$ [m].
- Epaisseur de la lame d'air immobile, $e_v = 25$ [mm].
- Epaisseur de l'isolant placé à l'arrière du capteur, $e_{is} = 0,1$ [m].
- Epaisseur de la veine d'air mobile, $e = 30$ [mm].

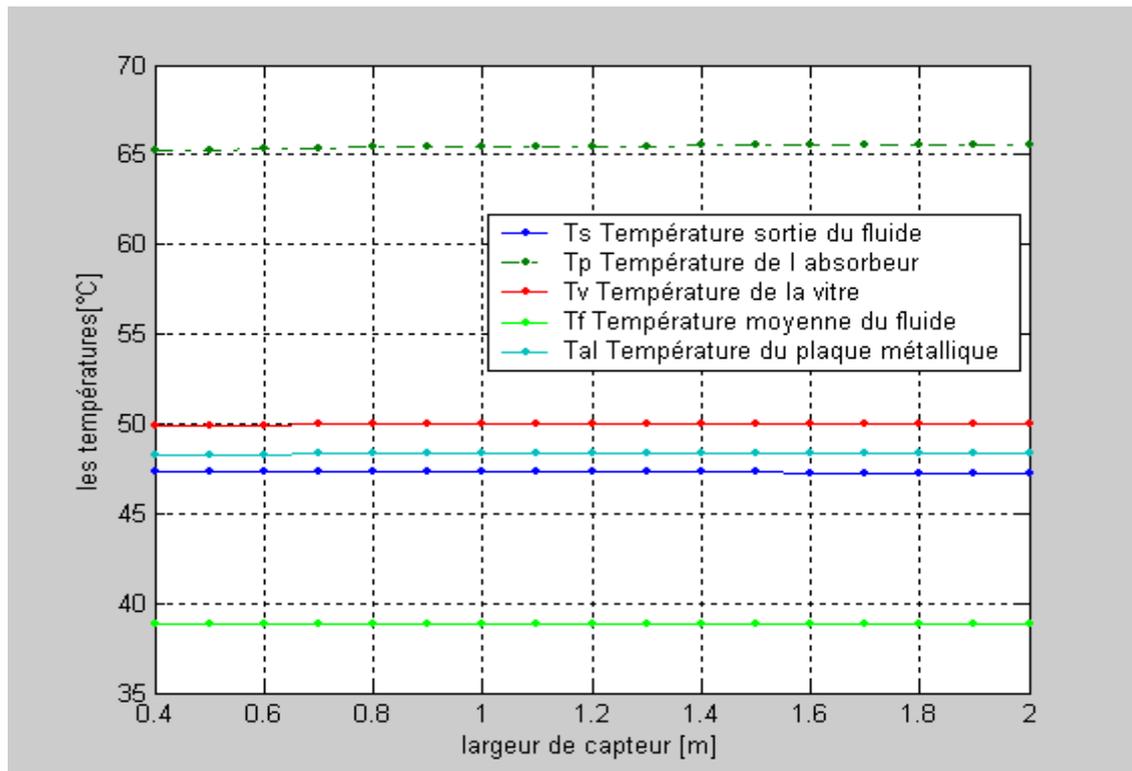


Figure. (III -1) : *Effet de la largeur du capteur sur les différentes températures (à la sortie et moyenne du fluide, de l'absorbeur, de la vitre et de la plaque métallique placée sur l'isolant en aluminium)*

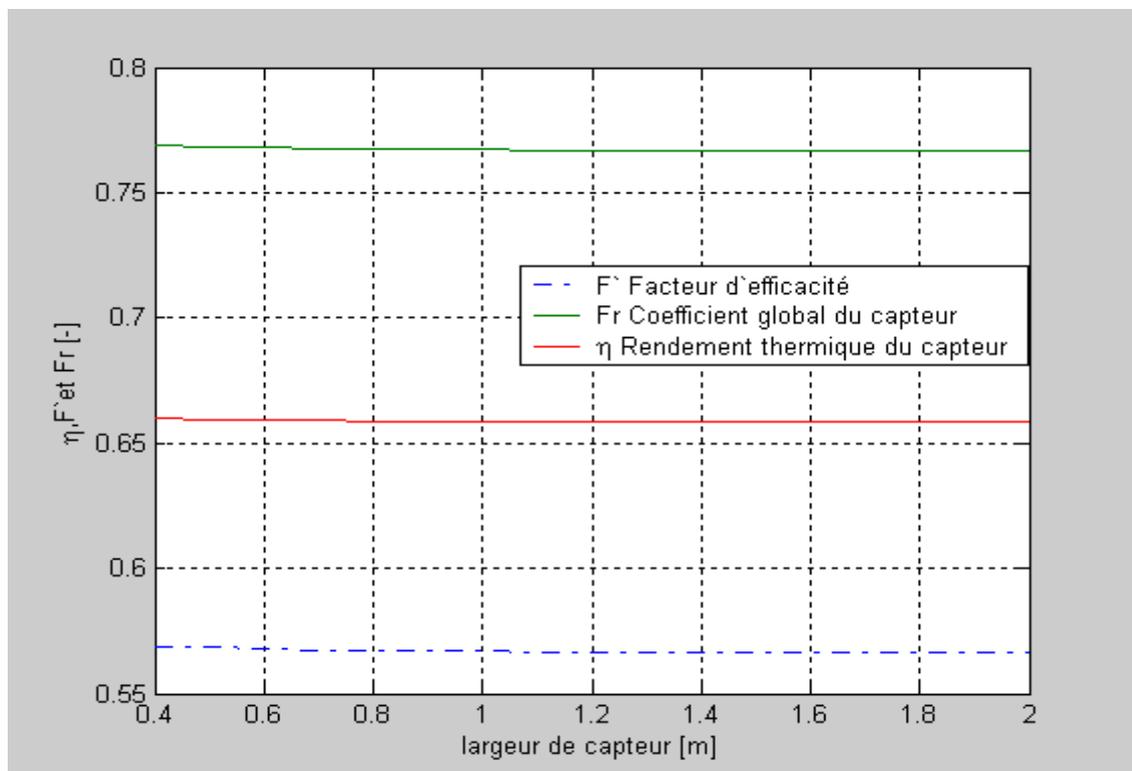


Figure. (III -2) : *Effet de la largeur du capteur sur le facteur d'efficacité (F'), le coefficient global (F_R) et le rendement (η)*

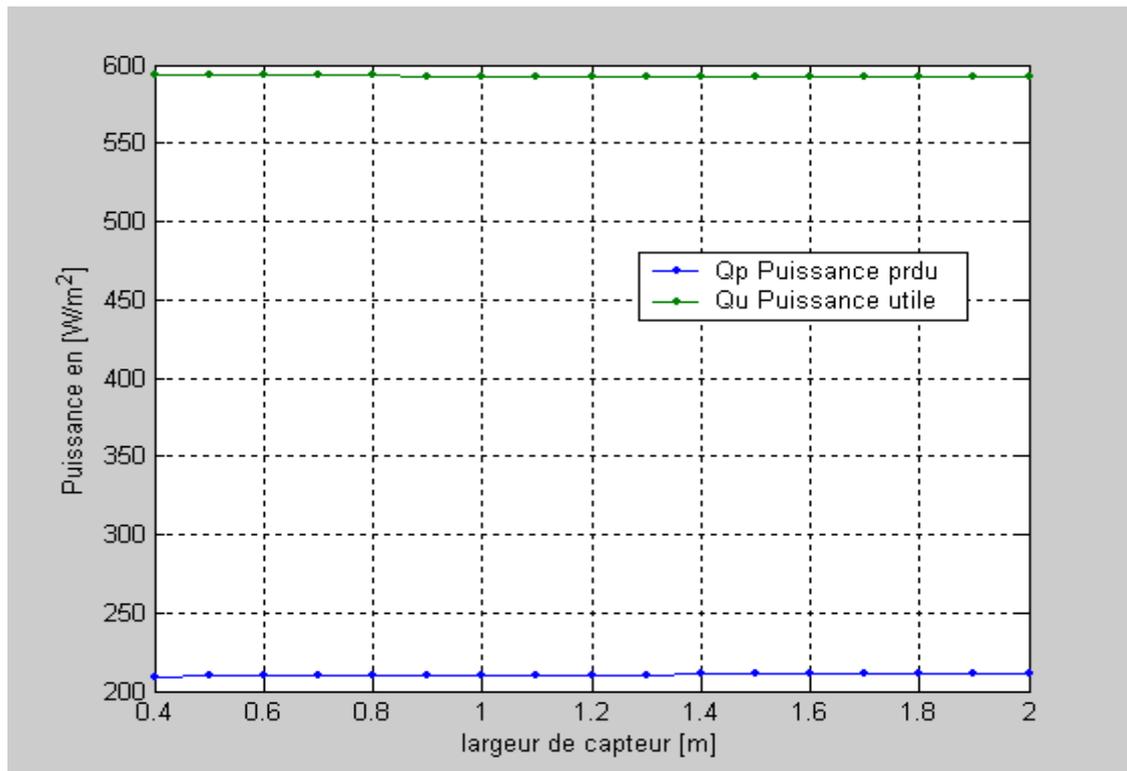


Figure. (III -3) : Effet de la largeur du capteur sur la puissance perdue (Q_p) et la puissance utile récupérée par le fluide (Q_u)

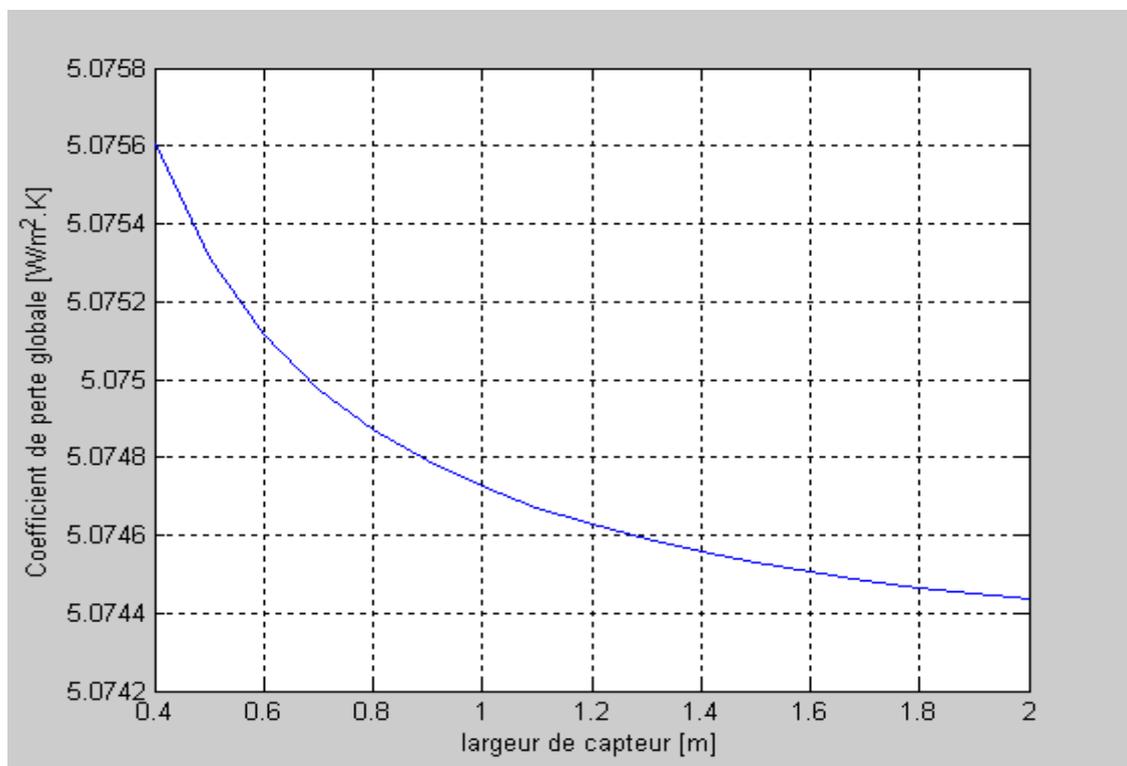


Figure. (III -4) : Effet de la largeur du capteur sur le coefficient globale des pertes thermiques

III.1.2- Effet de la longueur du capteur :

Comme précédemment, en considérant les dimensions caractéristiques suivantes constantes, et en variant la longueur du capteur, l'évolution des paramètres de performances en fonction de ce paramètre géométrique sont montrées sur les figures (III-5, 6, 7 et 8) :

- Largeur de capteur, $l_c=1$ [m].
- Epaisseur de la lame d'air immobile, $e_v=25$ [mm].
- Epaisseur de l'isolant placé à l'arrière du capteur $e_{is}=0,1$ [m].
- Epaisseur de la veine d'air mobile, $e=30$ [mm].

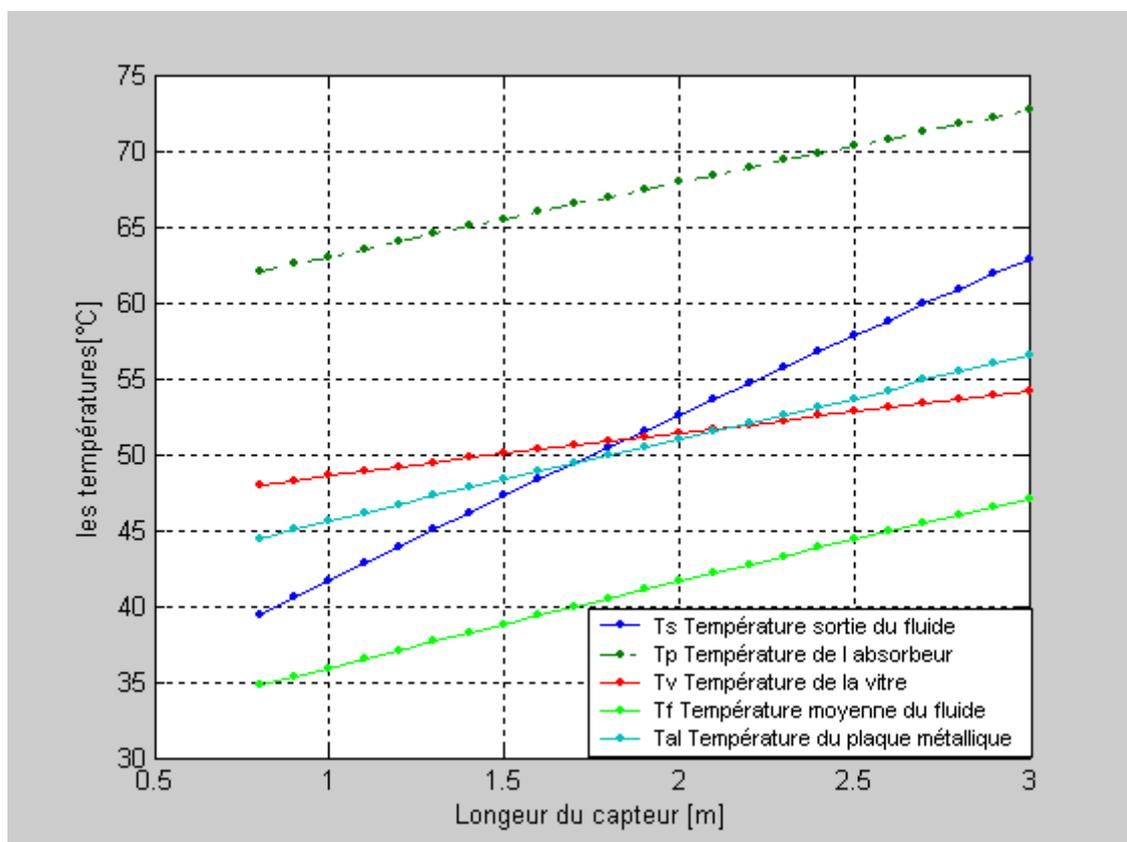


Figure. (III -5) : Effet de la longueur du capteur sur les différentes températures (à la sortie et moyenne du fluide, de l'absorbeur, de la vitre et de la plaque métallique placée sur l'isolant en aluminium)

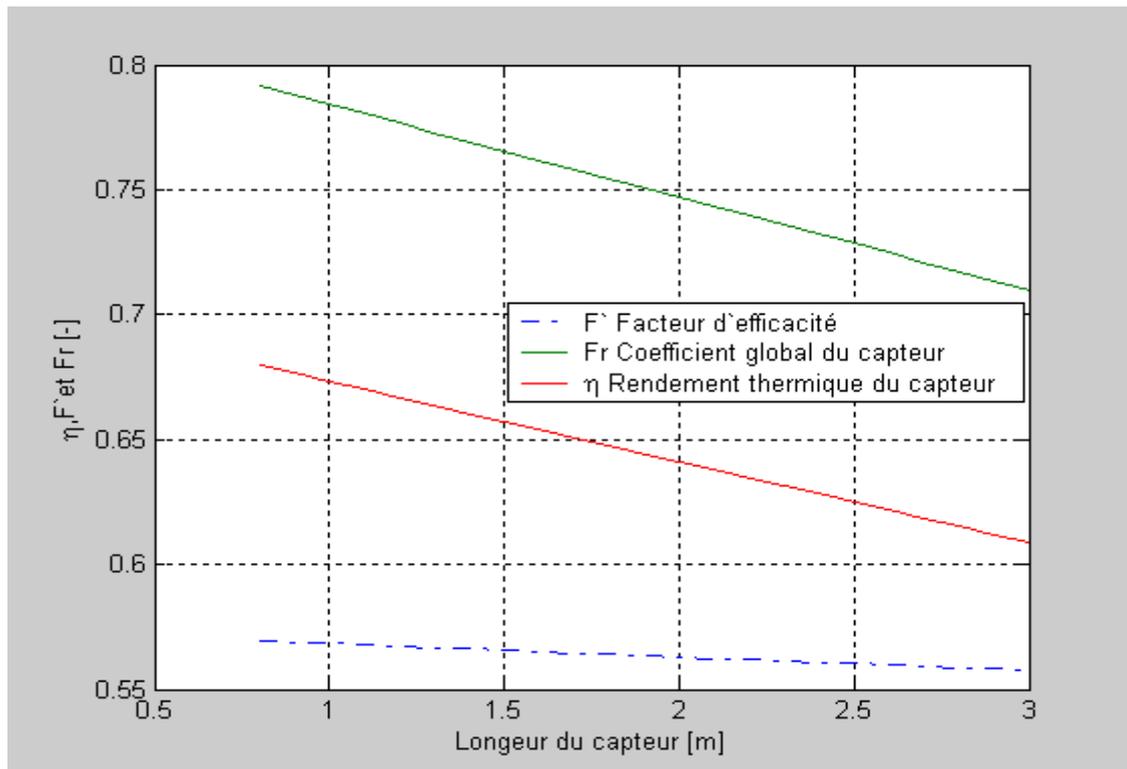


Figure. (III -6) : Effet de la longueur du capteur sur le facteur d'efficacité (F'), le coefficient de conductance global (F_R) et le rendement (η)

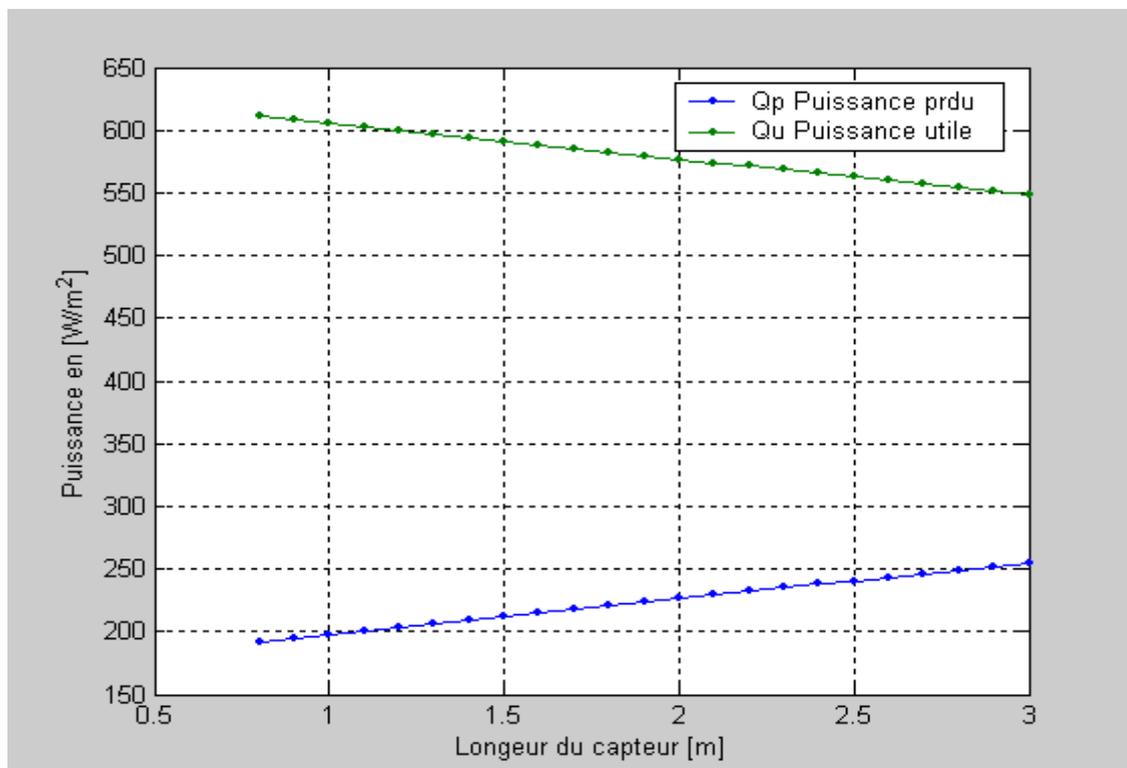


Figure. (III -7) : Effet de la longueur du capteur sur la puissance perdue (Q_p) et la puissance utile récupérée par le fluide (Q_u)

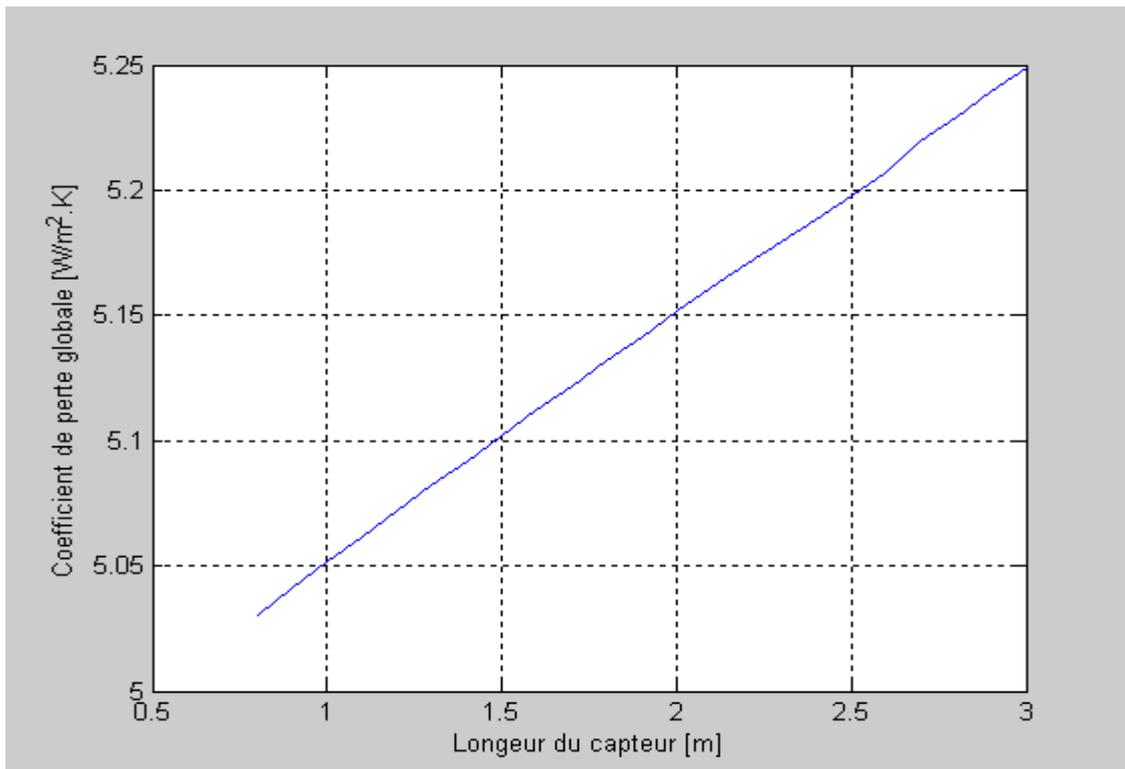


Figure. (III -8) : Effet de la longueur du capteur sur le coefficient globale des pertes thermiques.

III.1.3- Effet de la hauteur du conduit utile de la veine d'air mobile :

L'étude de l'effet de la hauteur ou épaisseur de la veine fluide mobile sur les paramètres de performances est montrée d'après les illustrations graphiques qui sont affichés sur les figures (III-9, 10 11 & 12), tout en considérant constant les dimensions géométriques suivantes :

- Largeur du capteur, $l_c = 1$ [m].
- Longueur du capteur, $L_c = 1,5$ [m].
- Epaisseur de la lame d'air immobile $e_v = 25$ [mm].
- Epaisseur de l'isolant placé à l'arrière du capteur, $e_{is} = 0,1$ [m].

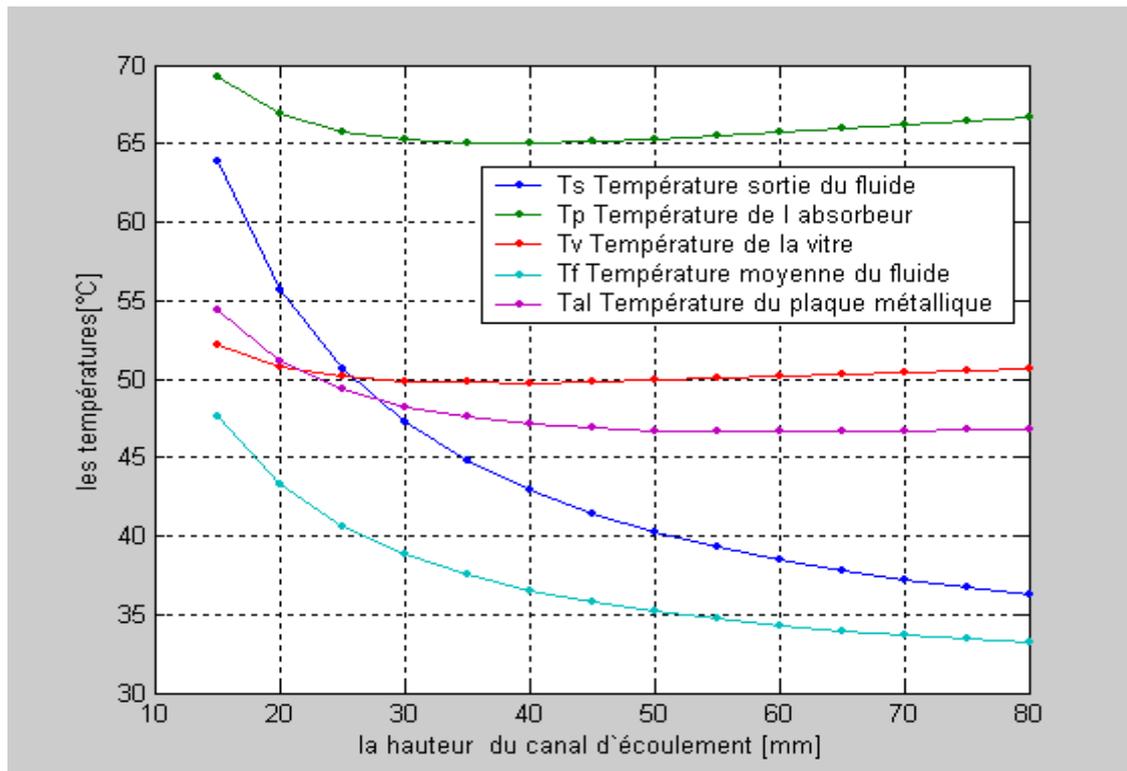


Figure. (III -9) : Effet de la hauteur du conduit utile sur les températures (à la sortie et moyenne du fluide, de l'absorbeur et de la vitre et de la plaque métallique placée sur l'isolant en aluminium)

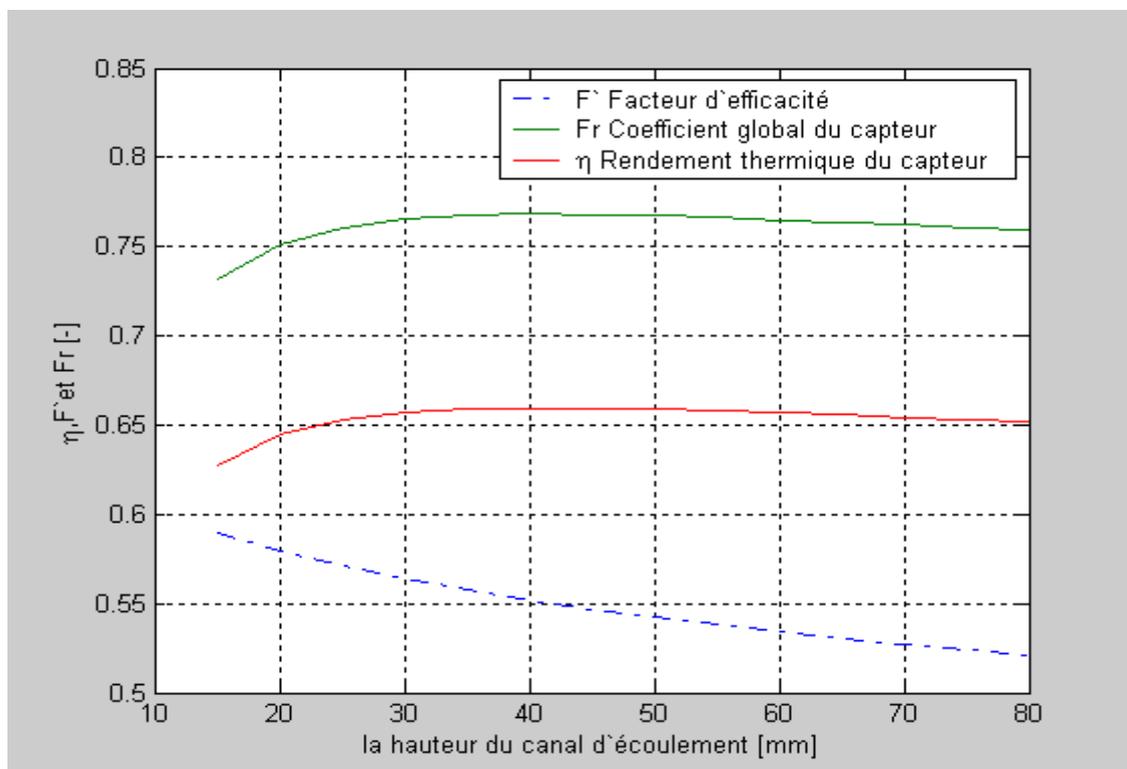


Figure. (III -10) : Effet de la hauteur du conduit utile sur les facteurs d'efficacité (F'), le coefficient global (F_r) et le rendement (η)

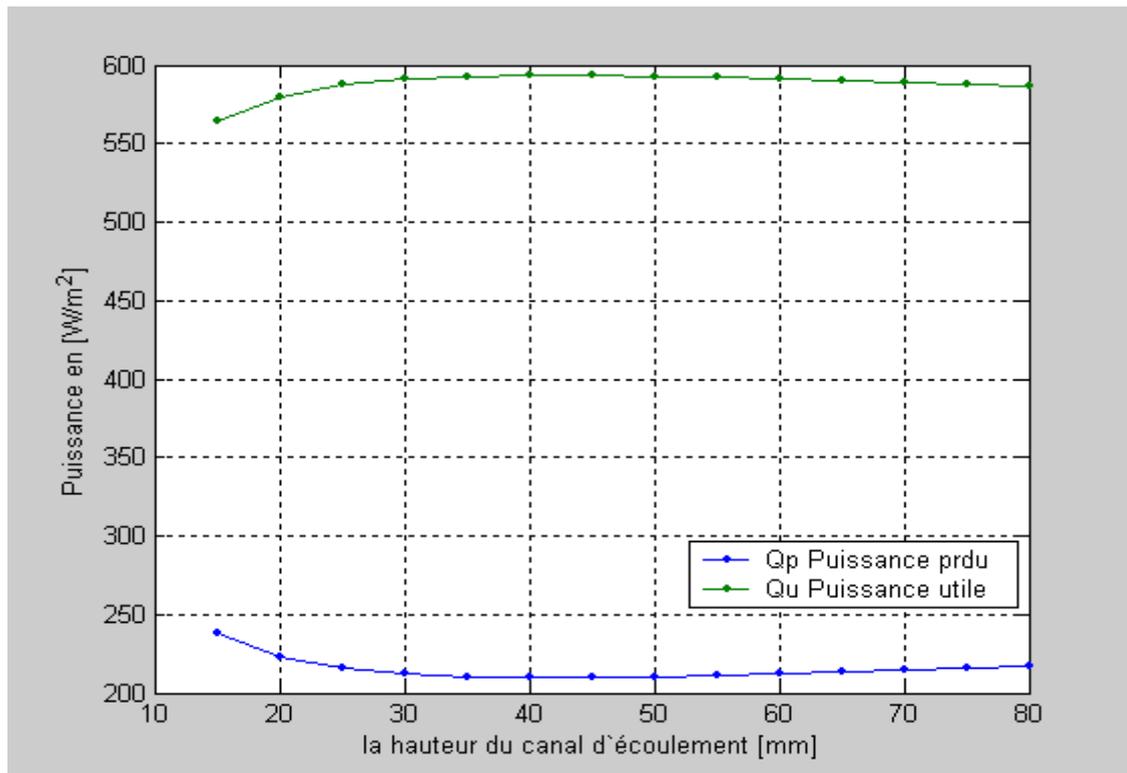


Figure. (III -11) : Effet de la hauteur du conduit utile sur la puissance perdue (Q_p) et la puissance utile récupérée par le fluide (Q_u)

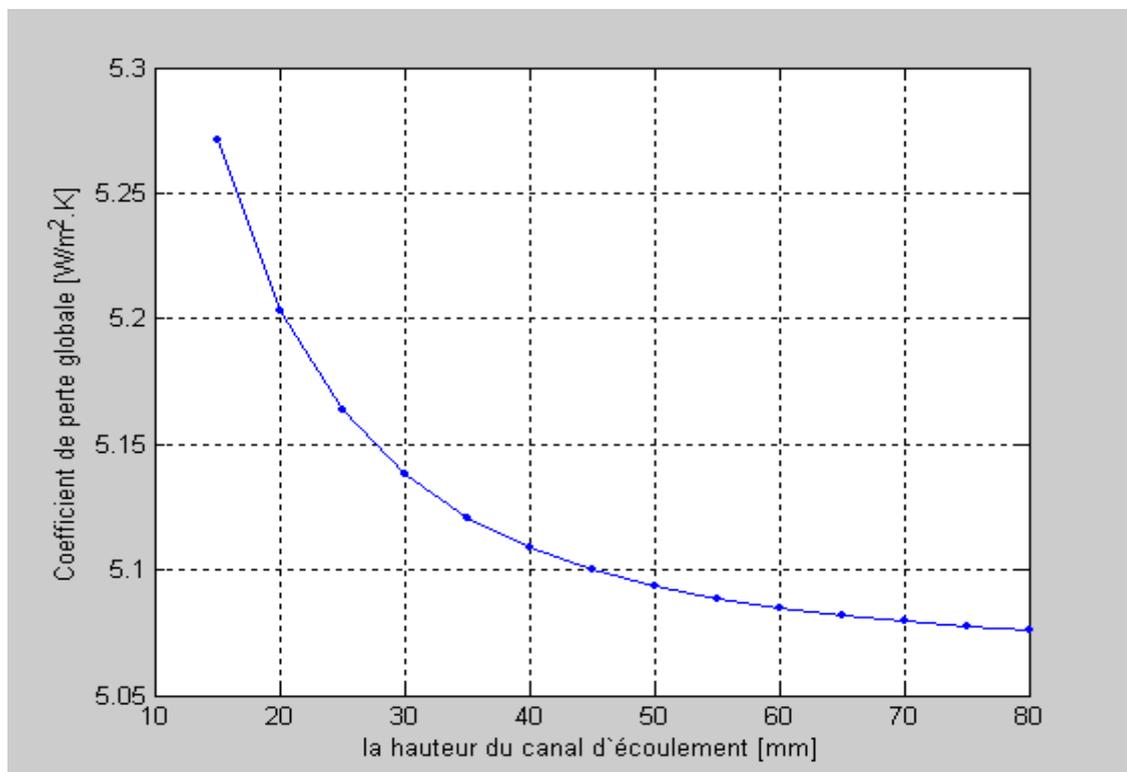


Figure. (III -12) : Effet de la hauteur du conduit utile sur le coefficient global des pertes thermiques

III.1.4-Effet de l'épaisseur de la lame d'air immobile (entre absorbeur et vitrage) :

De la même façon, en considérant constantes les dimensions caractéristiques suivantes, l'évolution des paramètres en fonction de l'épaisseur de la lame d'air immobile incarcérée entre la vitre et la plaque absorbante, dont les résultats graphiques sont affichés sur les figures (III-13, 14, 15 et 16) :

- Largeur de capteur, $l_c=1$ [m].
- Longueur du capteur, $L_c=1,5$ [m].
- Epaisseur de l'isolant placé à l'arrière du capteur, $e_{is}= 0,1$ [m].
- Epaisseur de la veine d'air mobile, $e = 30$ [mm].

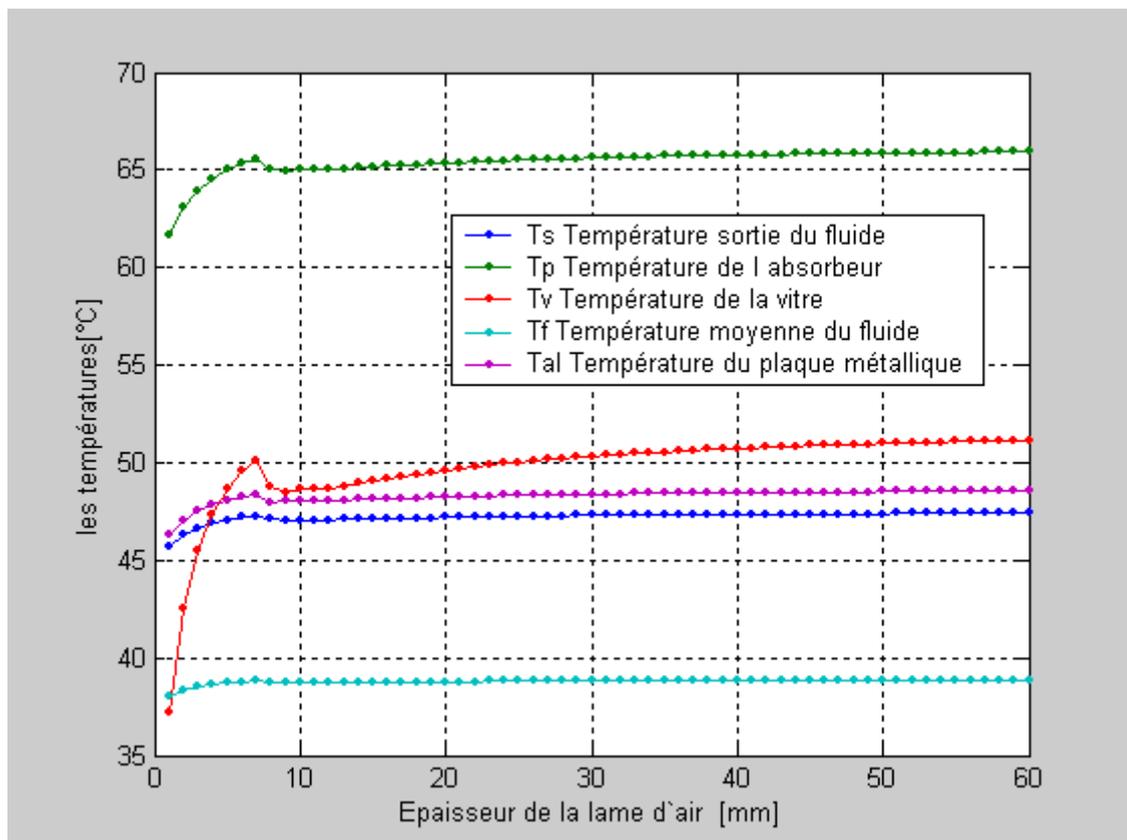


Figure. (III -13) : *Effet de l'épaisseur de la lame d'air immobile sur les différentes températures (à la sortie et moyenne du fluide, de l'absorbeur, de la vitre et de la plaque métallique placée sur l'isolant en aluminium).*

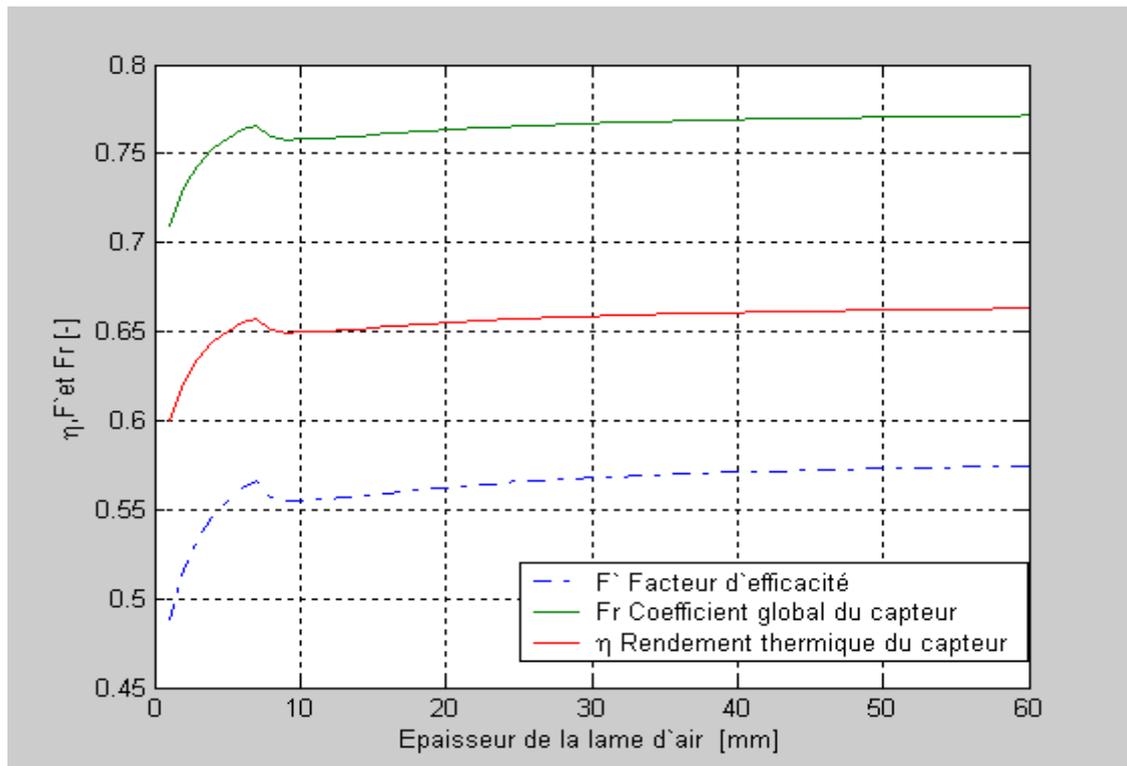


Figure. (III -14) : *Effet de l'épaisseur de la lame d'air immobile sur les facteurs d'efficacité (F'), le coefficient global (F_R) et le rendement (η)*

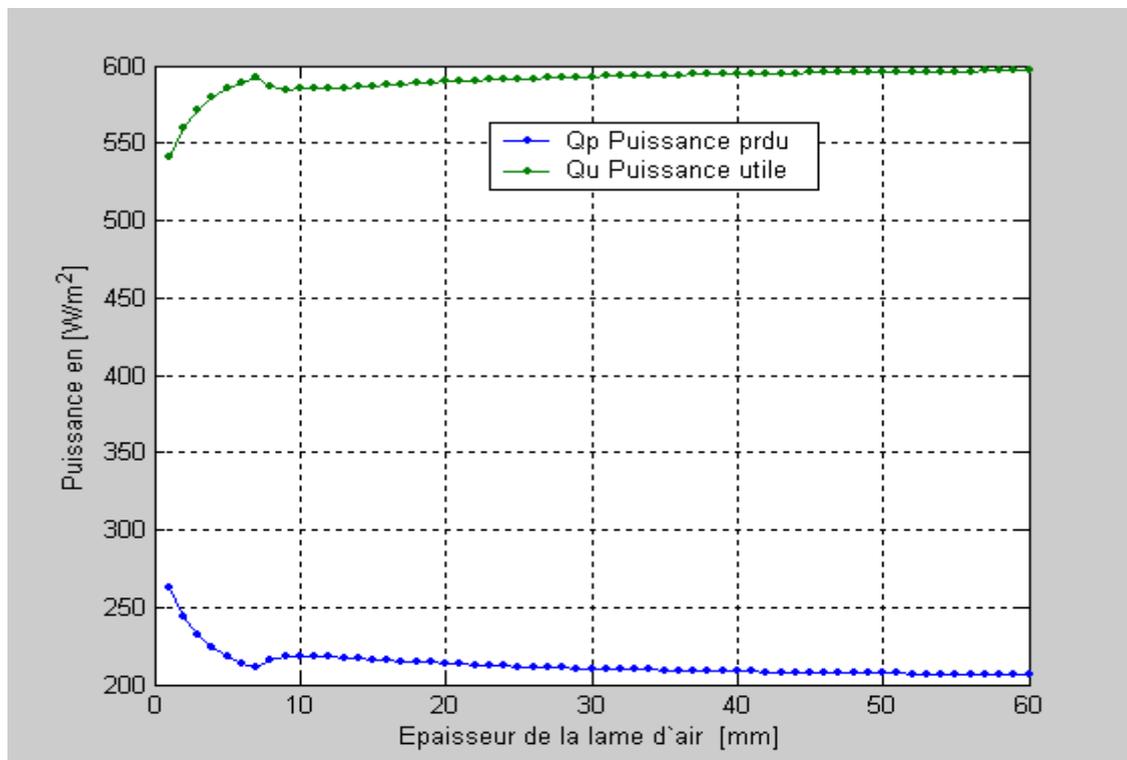


Figure. (III -15) : *Effet de l'épaisseur de la lame d'air immobile sur la puissance perdue (Q_p) et la puissance utile récupérée par le fluide (Q_u).*

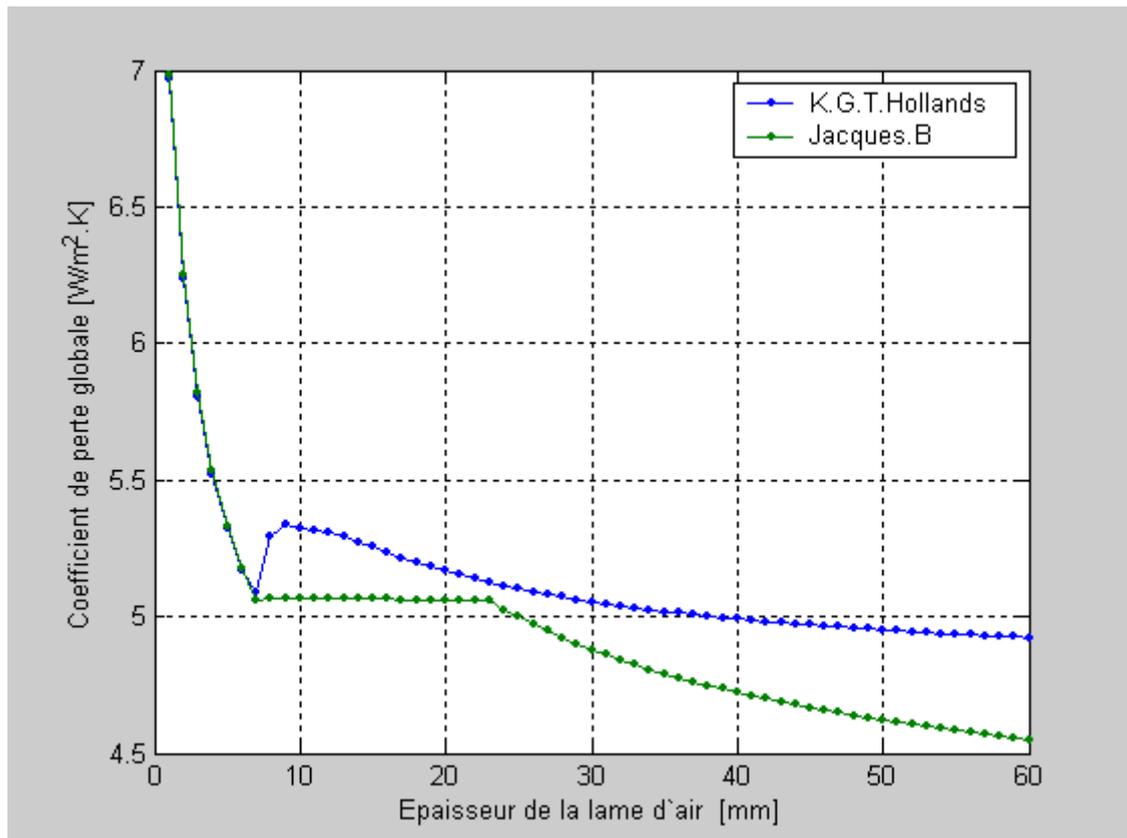


Figure. (III -16) : Effet de l'épaisseur de la lame d'air immobile sur le coefficient global des pertes thermique (en considérant les corrélations de K.G.T.Hollands & B .Jacques)

III.1.5- Effet de l'épaisseur de isolant (côté arrière du capteur) :

Dont les illustrations graphiques qui montre l'effet de l'épaisseur de l'isolant sur les performances thermiques sont montrées sur les figures (III-17, 18, 19 & 20), ceci étant en gardant constants les dimensions caractéristiques suivantes :

- Largeur de capteur , $l_c=1$ [m].
- Longueur du capteur, $L_c=1,5$ [m].
- Epaisseur de la lame d'air immobile, $e_v= 25$ [mm].
- Epaisseur de la veine d'air mobile $e =30$ [mm].

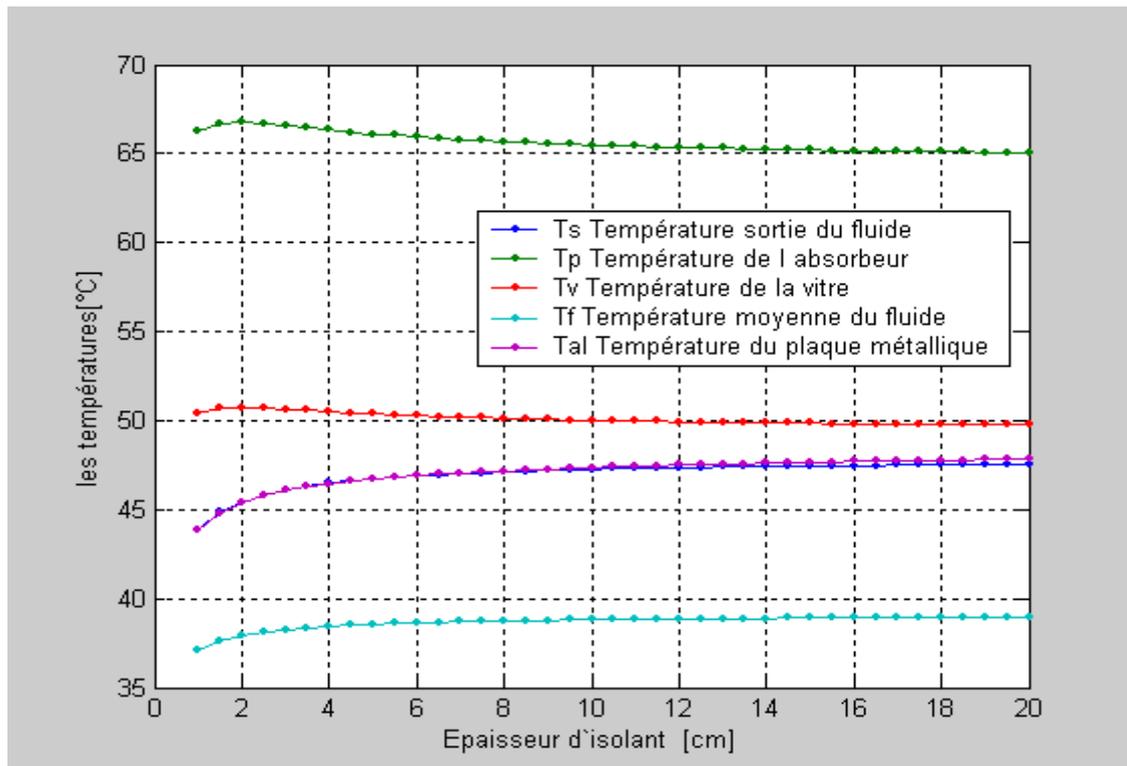


Figure. (III -17) : Effet de l'apaisir de l'isolant sur les temperatures (à la sortie et moyenne du fluide, de l'absorbeur, de la vitre et de la plaque métallique placée sur l'isolant en aluminium).

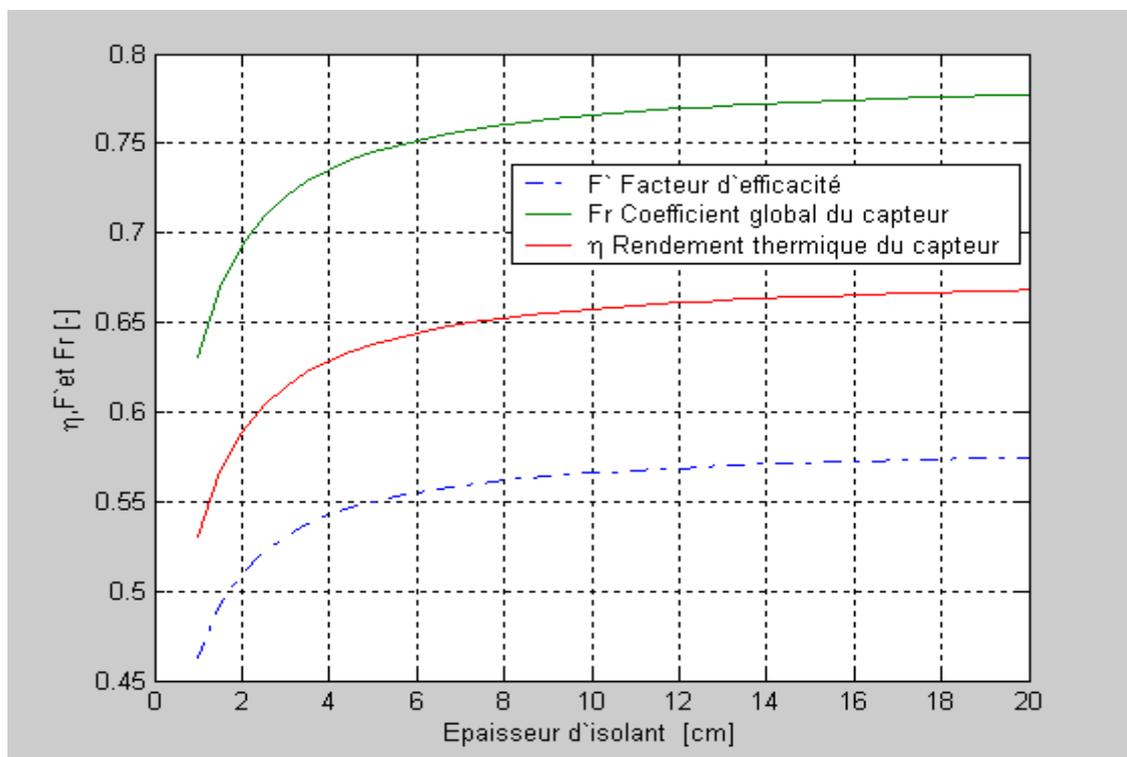


Figure. (III -18) : Effet de l'épaisseur de l'isolant sur le facteur d'efficacité (F'), le coefficient global (F_R) et le rendement (η)

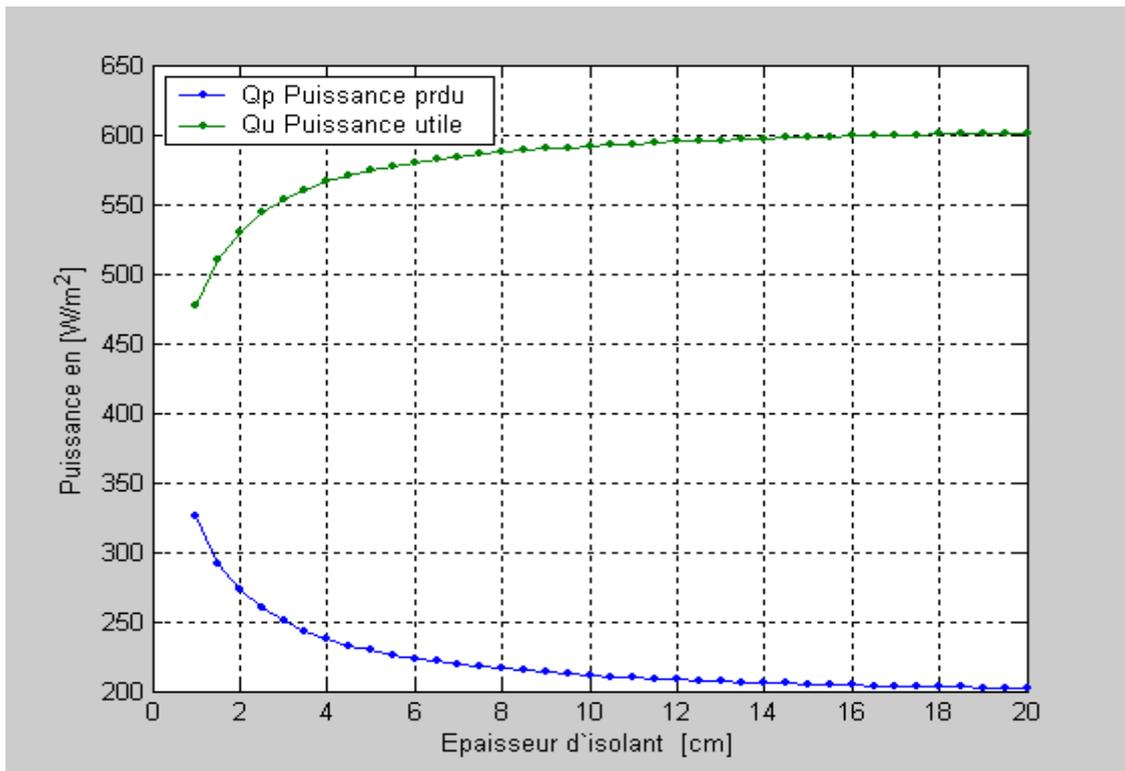


Figure. (III -19) : Effet de l'épaisseur de l'isolant sur la puissance perdue (Q_p) et la puissance utile récupérée par le fluide (Q_u).

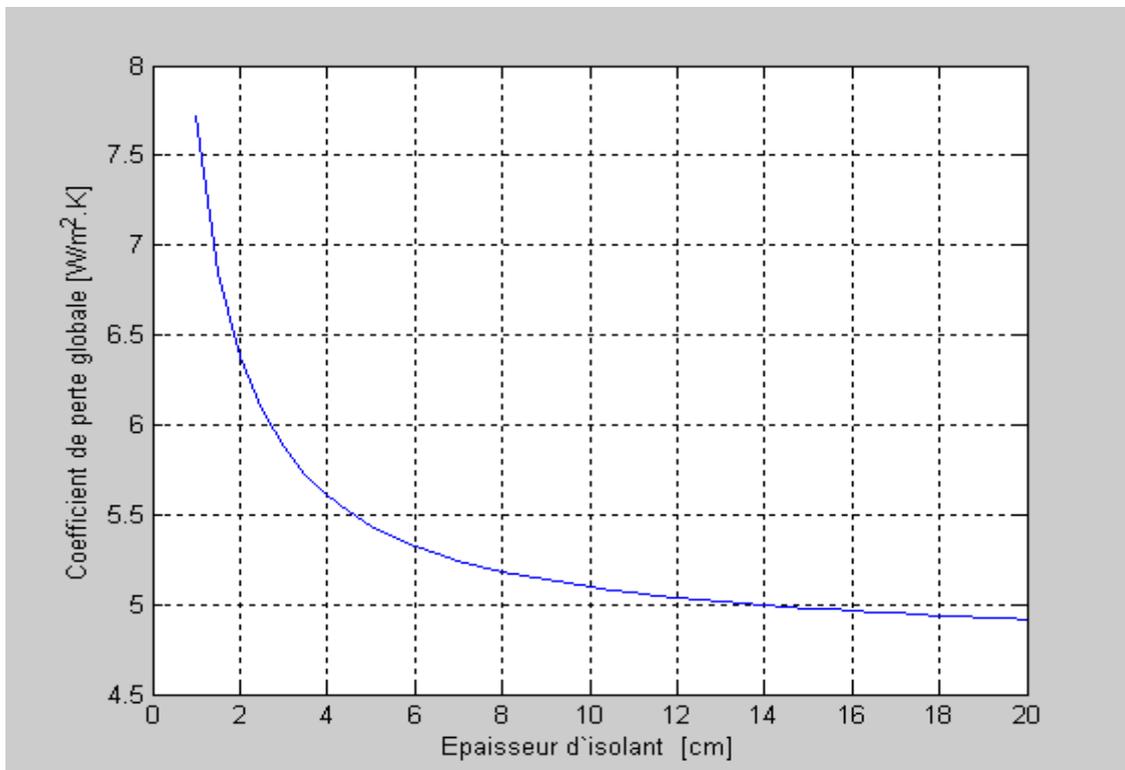


Figure. (III -20) : Effet de l'épaisseur de l'isolant sur le coefficient globale des pertes thermiques.

III.2 - Effet des paramètres thermophysiques :

Dans cette partie consacrée à l'impact des paramètres thermophysiques des matériaux utilisés, on s'intéressera uniquement à deux cas de matériaux de nature diverses, l'isolant et l'absorbeur.

III.2.1- Nature de l'isolant (conductivité thermique) : En considérant quatre type de matériaux isolants de conductivités thermiques différentes, l'évolution du rendement thermique et coefficient de perte thermique globale (U_L) en fonction de l'épaisseur pour 04 type de matériaux isolant de conductivités thermiques différentes Tableau.(III-1), qui sont les plus fréquemment employés dans les travaux de calorifugeage est montrée d'après la figure (III-21 & 22).

Matériaux isolants	λ conductivité thermique [W/mK]
Polyuréthane	0.027
polystyrène	0.040
sciure de bois	0.11
laine de verre	0.45

Tablezau (III-1) : conductivité thermique de quelques matériaux isolants

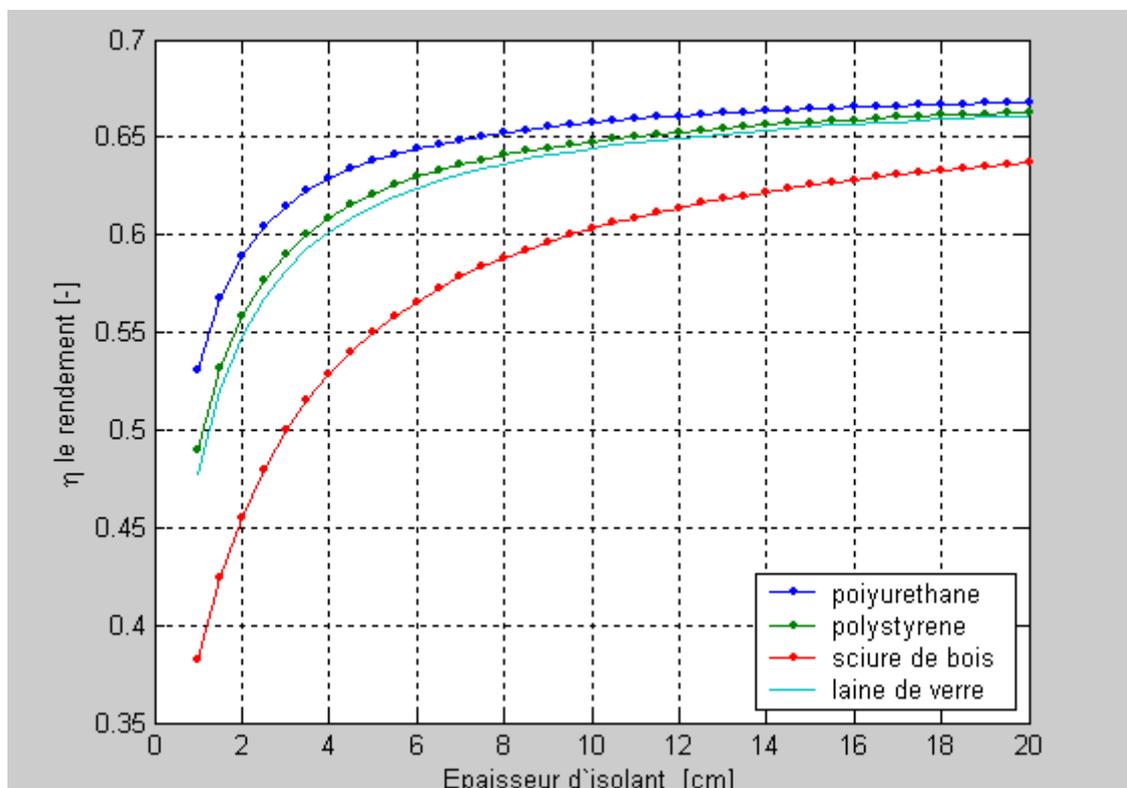


Figure. (III -21) : Effet de l'épaisseur de l'isolant et de la conductivité thermique sur le rendement (η) pour quatre (04) types de matériaux isolants

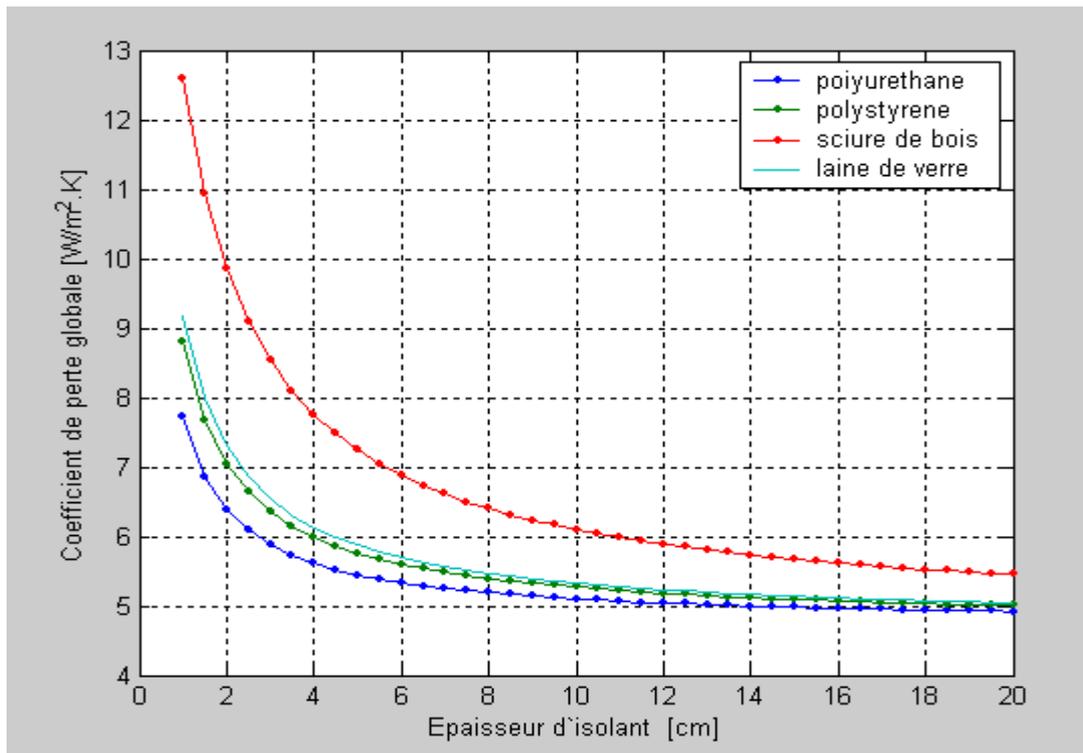


Figure. (III -22) : Effet de l'épaisseur de l'isolant et de la conductivité thermique sur le coefficient globale des pertes thermiques (U_L) pour (04) types de matériaux isolants

III.2.2- Nature de l'absorbeur (cas des surfaces sélectives) : Il s'agit d'étudier l'effet de la nature des surfaces absorbantes, en considérant le cas des surfaces sélectives sur les performances thermiques. En considérant les propriétés géométriques, physique et optiques dont les valeurs sont fixées constantes (ci-dessous), les résultats de la simulation sont affichés d'après le tableaux (III-1) pour différents matériaux utilisés comme plaques absorbantes dans la technologie de conception et dans l'ingénierie du solaire photothermique.

- Largeur de capteur, $l_c=1$ [m].
- Largeur de capteur, $L_c=1,5$ [m].
- Epaisseur de la lame d'air immobile, $e_v=0,02$ [m].
- Epaisseur de la veine d'air mobile, $e=25$ [mm].
- Epaisseur de l'isolant placé à l'arrière du capteur, $e_{is}=0,12$ [m].
- Facteur d'émissivité de la vitre, $\varepsilon_v=0,93$.
- Facteur d'émissivité de l'absorbeur côté isolant, $\varepsilon_{p-Al}=0,95$.
- Facteur d'émissivité de la plaque d'aluminium côté absorbeur, $\varepsilon_{Al-p}=0,52$.
- Facteur de transmission de la vitre, $\tau_v=0,92$.
- Facteur d'absorption de l'absorbeur, α_p .

<i>Surface de différents matériaux et surface sélective</i>	α_p	ε_{p-v}	T_p [°C]	T_{sf} [°C]	F' [%]	F_R [%]	η [%]	U_{L_2} [w/m ² .K]
cuivre poli	0,25	0,02	49,3	34,0	66,47	63,90	13,21	3,4819
acier poli	0,63	0,09	76,5	39,9	60,57	57,81	31,78	4,4874
aluminium poli	0,10	0,07	36,3	31,3	66,02	63,45	04,33	3,5539
peinture noire (silicate)	0,97	0,88	79,7	40,6	43,62	40,81	33,99	8,9107
acier sablé	0,75	0,80	69,3	38,4	45,25	42,42	26,91	8,3453
Kapton aluminisé de 0,5 mm	0,36	0,52	50,1	34,3	50,91	48,06	13,79	6,6559
Chrome noir.	0,93	0,10	96,8	44,3	58,82	56,01	45,60	4,8226
Nickel noir sur nickel poli.	0,92	0,11	96,1	44,2	58,35	55,53	45,18	4,9170
CuO sur aluminium.	0,93	0,11	96,8	44,3	58,31	55,49	45,65	4,9252

Tableau (III-2) : propriétés optiques et thermophysique des principaux matériaux sélectives utilisées comme plaques absorbante [ε_{p-v} . (facteur d'émission de l'absorbeur coté vitre), T_{sf} (Température à la sortie du fluide), T_p (Température de plaque absorbante, F' (Facteur d'efficacité locale de transfert air-absorbeur, F_R (Coefficient global de transfert air-absorbeur) η (rendement de capteur)]

III.3 : Effet des paramètres optiques (nombre et épaisseur des couvertures) :

Dans ce cas on s'intéresse à l'effet du nombre et de l'épaisseur des couvertures transparentes en verre et en plexiglass pour certaines conditions de fonctionnement, sur quelques paramètres de performances à savoir, la température de l'absorbeur et du fluide caloporteur, le coefficient d'efficacité et de conductance globale de l'absorbeur, le coefficient des pertes thermiques globale et le rendement thermique. Dont les résultats de simulation sont affichés sur les graphiques des figures.(III-23, 24, 25, 26,27 et 28], qui montrent leurs évolutions en fonction du débit massique du fluide caloporteur, ceci étant en considérant données suivantes :

a)- données météorologiques :

- Eclairage solaire, $I = 900$ [W/m²].
- Vitesse du vent $U_{vent} = 2$ [m/s].
- Température ambiante, $T_a = 24$ [°C]
- Température du fluide à l'entrée du capteur, $T_e = 30$ [°C]
- Inclinaison du capteur par rapport à l'horizontale, $\beta = 30$ [°]

b)- données géométriques du capteur

- Largeur de capteur, $l_c = 1$ [m].
- Longueur de capteur, $L_c = 1,5$ [m].

- Epaisseur de la lame d'air immobile, $e_v = 0,015$ [m].
- Epaisseur de la veine d'air mobile, $e = 0,025$ [m].
- Epaisseur de isolant placé à l'arrière du capteur, $e_{is} = 0,12$ [m].

c)- caractéristiques optiques des couvertures transparentes en verre et en plexiglass :

- Facteur d'émission de la vitre en verre , $\varepsilon_v = 0.93$
- Facteur d'émission de la vitre en plexiglas, $\varepsilon_g = 0.86$
- Facteur de transmission de la vitre en verre et en plexiglas, $\tau_v = \tau_g = 0.92$
- Facteur d'émission de l'absorbeur côté vitre, $\varepsilon_{p-v} = 0.88$

d)- caractéristiques optiques de l'absorbeur :

- Facteur d'émission de l'absorbeur côté isolant, $\varepsilon_{p-Al} = 0,95$
- Facteur d'émission de la plaque d'aluminium côté absorbeur, $\varepsilon_{Al-p} = 0.52$
- Facteur d'absorbtion de l'absorbeur, $\alpha_p = 0.97$

e)- caractéristiques de fonctionnement du capteur :

- Température de sortie du fluide, T_{sf} [°C].
- Température de la plaque absorbante, T_p [°C].
- Facteur d'efficacité local du transfert air-absorbeur, F' [%].
- Coefficient global caractérisant entre air-absorbeur, F_R [%].
- Rendement de capteur η [%]

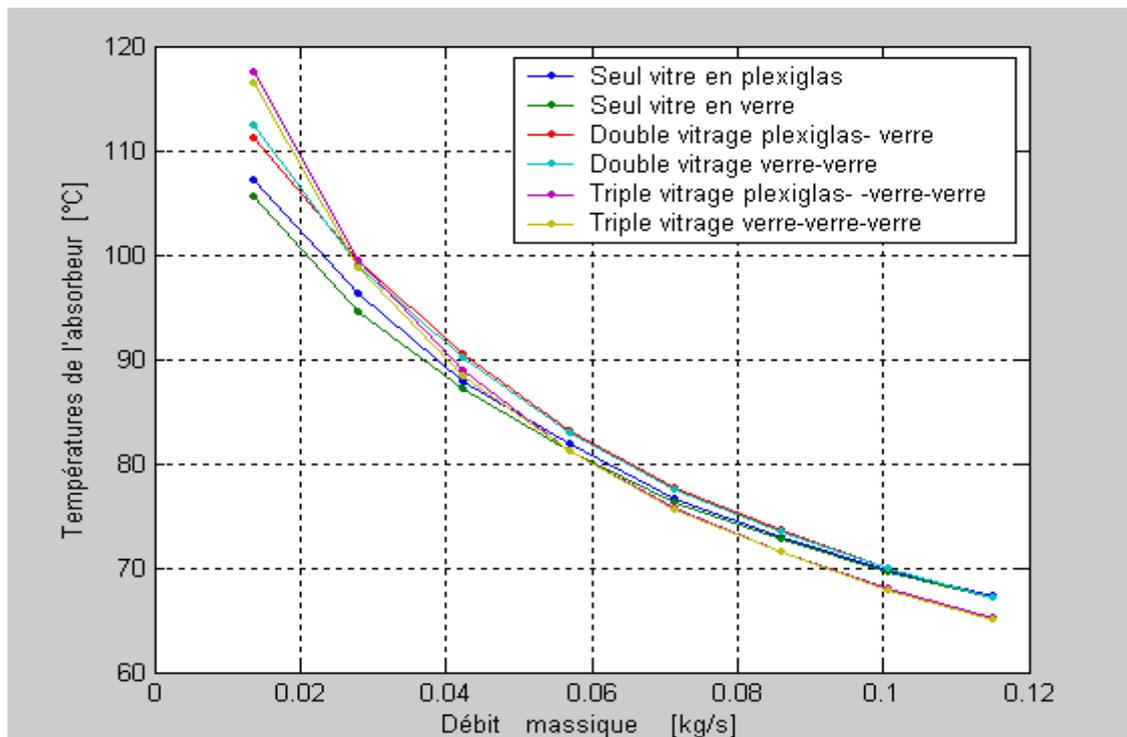


Figure. III-23 : Effet du nombre de vitrage sur le température de l'absorbeur

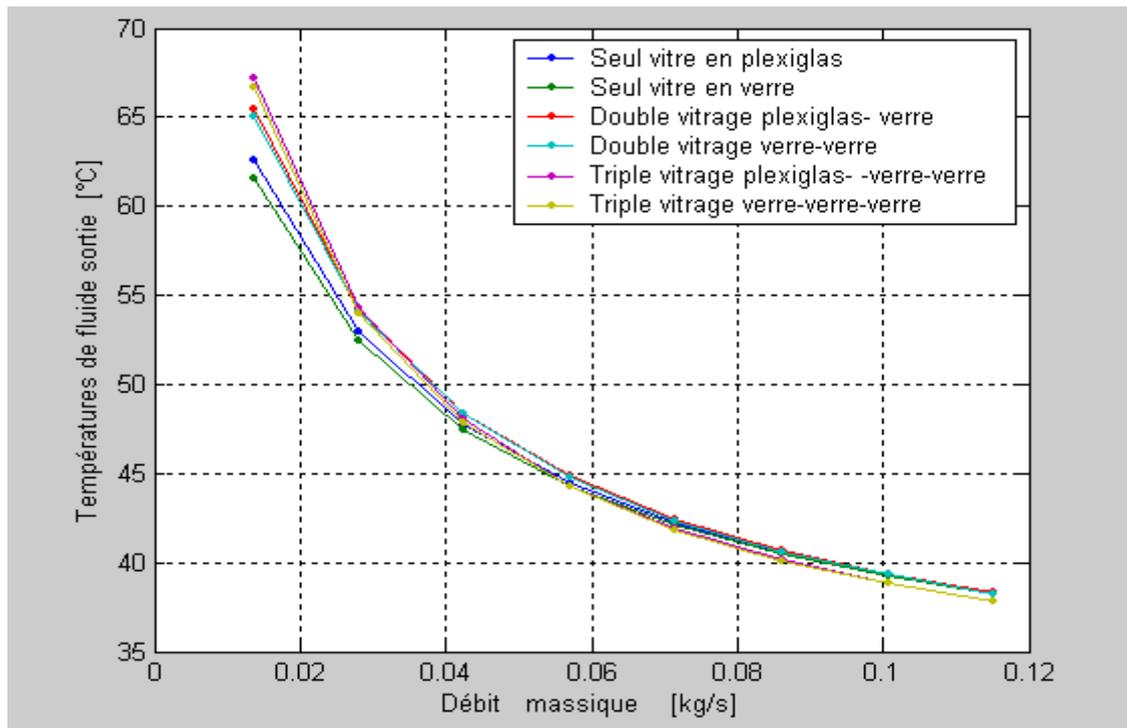


Figure. III-24 : Effet du nombre de vitrage sur la température à la sortie du fluide.

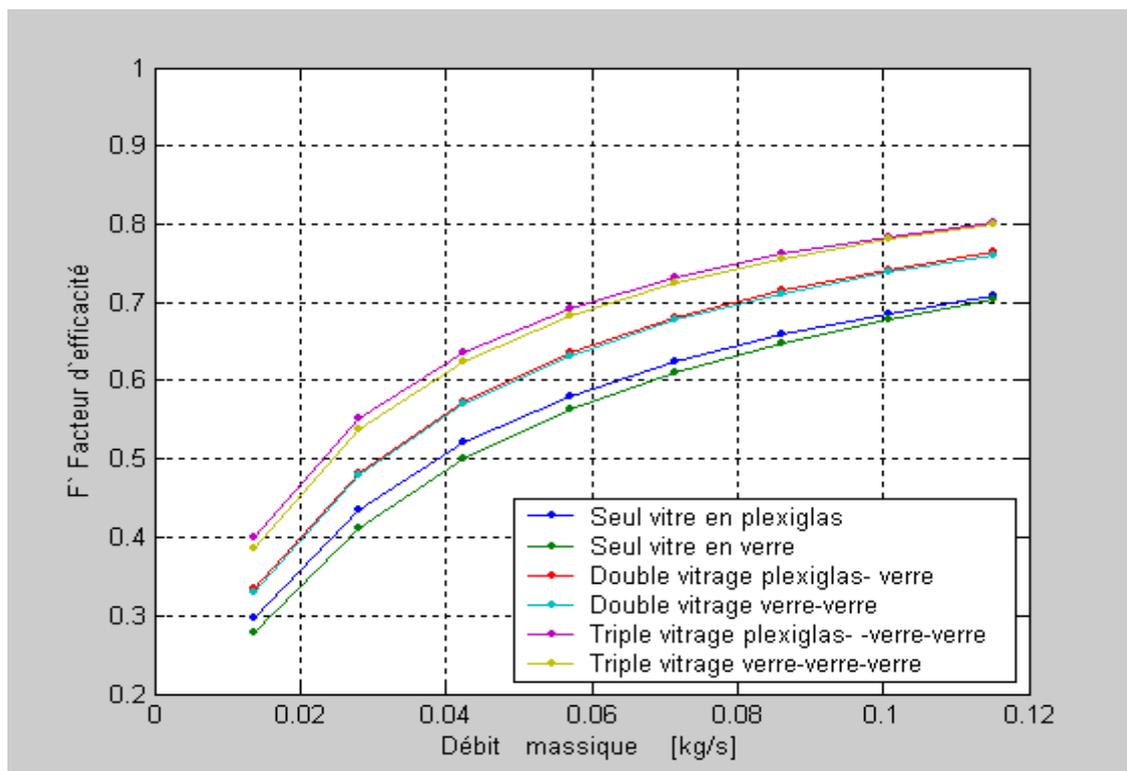


Figure. III-25 : Effet du nombre de vitrage sur le facteur d'efficacité de l'absorbeur (F')

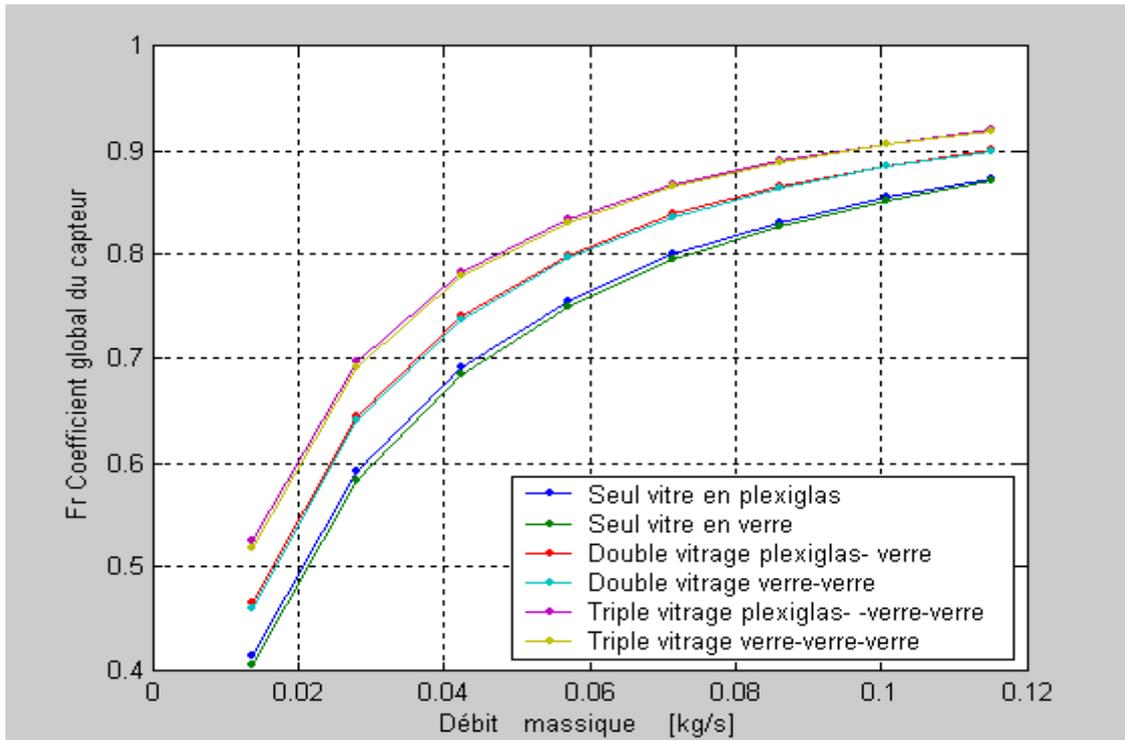


Figure. III-26 : Effet du nombre de vitrage sur le coefficient globale de conductance (F_R)

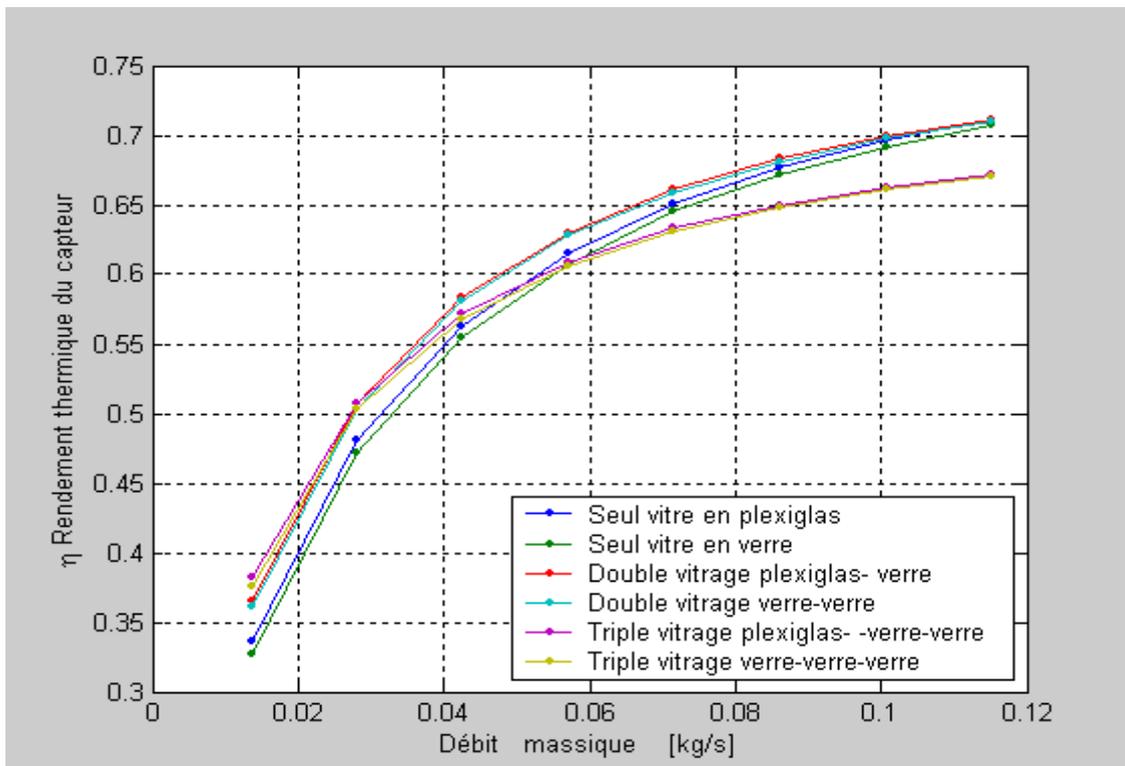


Figure. III-27 : Effet du nombre de vitrage sur le rendement thermique du capteur

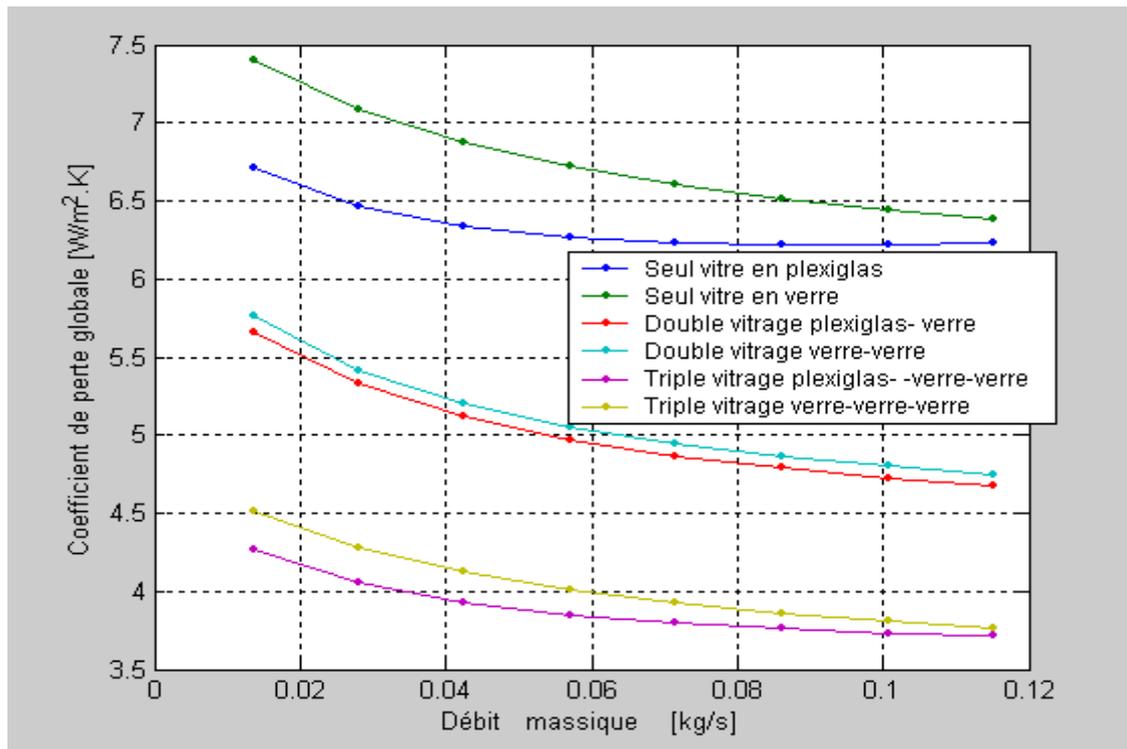


Figure. III-28 : Effet du nombre de vitrage sur le coefficient globale des pertes thermiques

Pour le deuxième cas, on considère l'effet de l'épaisseur des couvertures transparentes en verre sur le rendement optique et thermique du capteur, relativement aux conditions de fonctionnement indiqués ci-dessous :

- Epaisseur de la lame d'air immobile, $e_v = 0,025$ [m].
- Epaisseur de la veine d'air mobile, $e = 0,030$ [m].
- Epaisseur de l'isolant situé à l'arrière du capteur, $e_{is} = 0,10$ [m].
- Facteur d'émission de la vitre en verre, $\epsilon_v = 0.93$
- Facteur d'émission de l'absorbeur côté isolant, $\epsilon_{p-Al} = 0,95$
- Facteur d'émission de la plaque d'aluminium côté absorbeur . $\epsilon_{Al-p} = 0.52$
- Facteur d'absorption de l'absorbeur . $\alpha_p = 0.97$
- Facteur d'émission de l'absorbeur coté vitre . $\epsilon_{p-v} = 0.88$
- Indice de réfraction du verre, $n = 1,526$.
- Coefficient d'extinction du verre, $k_e = 30 m^{-1}$

En introduisant le rendement optique exprimé par $\eta_o = \tau_v \alpha_p$ (équation (II-50)), le rendement

thermique devient sous la forme : $\eta = F_R \left(\eta_o - U_L \frac{(T_{fe} - T_a)}{I_g} \right)$

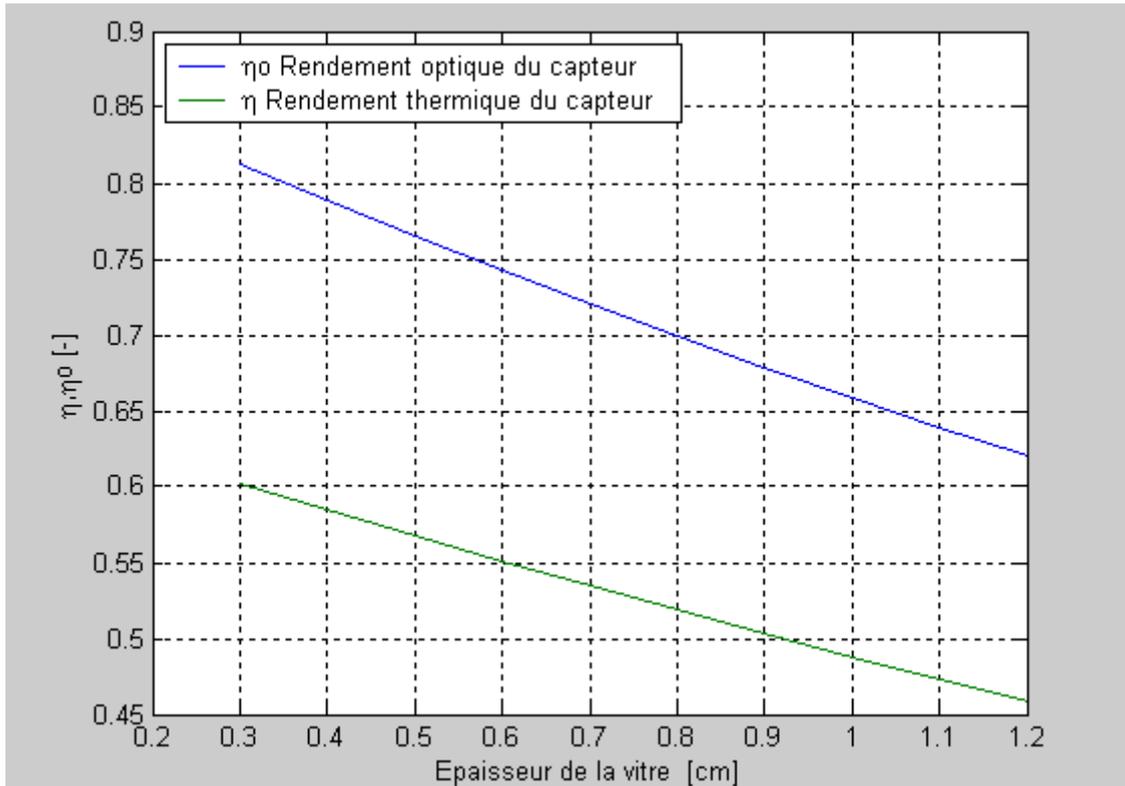


Figure. III-29 : Effet d'épaisseur des couverture transparente en verre sur le rendement (η) thermique et le rendement optique (η₀) du capteur.

III.4- Discussion et interprétation des résultats obtenus :

A partir de résultats graphiques obtenus par la simulation numériques des paramètre de conception sur les crières de performance, on conclu qu'il est clairement évident que la variation de la largeur du compteur n'a pas d'impact significatif sur les performances thermiques du compteur *Figure (III.1.à.4)* ceci est naturellement attendue puisque l'équation (II-29) qui exprime le coefficient de conductance du collecteur donnée par :

$$F_R = \frac{\dot{m}c_p}{AU_L} \left(1 - \exp \left(-\frac{AU_L F'}{\dot{m}c_p} \right) \right)$$

En substituant le débit massique par sa valeur donnée par $\dot{m} = \rho U_f e_f l_c$, ou l_c n'est d'autre que la largeur du capteur, on aurait :

$$F_R = \frac{\rho U_f e_f c_p}{L_c U_L} \left(1 - \exp \left(-\frac{L_c U_L F'}{\rho U_f e_f c_p} \right) \right)$$

Puisque $F' = f(h_{c,p-f})$, $h_{c,p-f} = g(D_h)$

D'autre part l'examen, du diamètre hydraulique exprimé par $D_h = \frac{2 e_f l_c}{e_f + l_c} = \frac{2 e_f}{\frac{e_f}{l_c} + 1} \approx 2 e_f$ où $e_f \ll l_c$, montre que le facteur F_R est pratiquement indépendant de la variation de la largeur, le même raisonnement est obtenu lorsqu'on applique l'équation (II-24).

Une nette amélioration de la température du fluide est observée à la sortie du capteur, *Figure. (III-5)*, qui est enregistrée lorsque la longueur du capteur augmente (dans le sens longitudinale d'écoulement du fluide), ceci étant due par le fait que les échanges thermiques ont lieu entre l'absorbeur et le fluide au cours d'une longue distance parcourue dans le sens d'écoulement du collecteur, ce qui est aussi remarquable clairement sur la variation de la température de la plaque d'aluminium.

D'après l'équation (II-25) la température de fluide a la sortie est régit par l'équation :

$$\frac{T_{f_s} - T_a - \frac{\tau_v \alpha_p l_g}{U_L}}{T_{f_e} - T_a - \frac{\tau_v \alpha_p l_g}{U_L}} = \exp\left(-\frac{U_L l_c F' L}{\dot{m} c_p}\right)$$

Alors, il est remarquable que la variation de T_{f_s} est une loi exponentielle, tel que :

($T_{f_s} = A + B \exp(-C L)$) qui dépend de la longueur du conduit utile (L), ce qui est en parfait accord avec les courbes qui montre l'évolutions des températures

Ainsi l'augmentation de la longueur du capteur est d'importante influence sur la température de l'absorbeur *Figure(III-5)*, cette influence corresponde à une augmentation des échanges thermiques par convection avec l'extérieur en obéissant à l'équation décrite par ($Q_p = U_L S (T_p - T_a)$), mais comme la température de l'absorbeur augmente et la surface d'échange aussi, selon l'augmentation de la longueur, d'autre part les pertes seront considérables en résultant des deux élévations susmentionnées.

Une dégradation remarquable dans les variations de (F' , F_R et η) en général *Figure.(III-6)*, pourtant que le coefficient d'échange global U_L montre une augmentation apparemment linéaire en fonction de la variation de la longueur du capteur *Figure.(III-8)*,

La variation progressive de la valeur de la hauteur du canal mène à des variations plus ou moins modérées des températures de l'absorbeur, du vitre, et celle de la plaque d'aluminium mais, le changement sera considérable en ce qui concerne la température du fluide à la sortie et à l'intérieur du capteur *Figure.(III-9)*, ce changement est défavorable puisque qu'il constitue une diminution dans la température du fluide causée par la régression du coefficient d'échange dans le canal.

Comme $\frac{T_{fs}-T_a-\frac{\tau_v\alpha_p l g}{U_L}}{T_{fe}-T_a-\frac{\tau_v\alpha_p l g}{U_L}} = \exp\left(-\frac{U_L l_c F' L}{\dot{m} c_p}\right)$ donc $T_{fs} = \alpha + \beta \exp\left(-\gamma \frac{F'}{\dot{m}}\right)$ où $F' = f(h_{c,p-f}(e_f))$

et \dot{m} contient le terme e_f , donc la diminution de $h_{c,p-f}(e_f)$ implique une diminution de F' et par conséquent $\frac{F'}{\dot{m}}$ suit la diminution de la température T_{fs} .

Les courbes de la puissance *Figure.(III-11)*, montrent que la puissance perdue diminue graduellement jusqu'à une valeur critique de 210 W/m^2 , à la valeur de la hauteur du canal $e_f = 40 \text{ mm}$ puis elle reprenne l'augmentation progressive, tant que la puissance utile présente un comportement contraire à ce que déjà mentionné, et voit une valeur maximale à $e_f = 40 \text{ mm}$ de 593 W/m^2 , on conclue qu'une meilleure valeur de la hauteur du canal dans le cas de ce capteur étudié ne doit pas dépasser 40 mm .

Sur la *Figure.(III-10)*, on remarque que le rendement thermique η et F_R présente une allure similaire aux courbes déjà commentées avec des valeurs maxima à 40 mm , mais F' diminue à cause de sa dépendance (variation en fonction de $h_{c,p}$ et U_L) aux coefficients dont la baisse de sa valeur et clairement évidente sur les *Figures.(III-10 et 12)* en fonction des valeurs de la hauteur du canal.

Si on augmente l'épaisseur de la lame d'air on n'aperçoit pas de grand changement sur la température du fluide dans le capteur à la sortie et la température de l'absorbeur et la température de la plaque d'aluminium, après le seuil de 7 mm , malgré qu'avant ce seuil la variation soit modeste *Figure.(III-13)*, alors la température de la vitre est sensiblement touchée par l'augmentation de l'épaisseur de la lame d'air, et elle montre une valeur extrême (maximale) à 7 mm puis elle diminue avant qu'elle reprenne sa progression lente . Ceci est une conséquence de la dépendance entre la température de la vitre et l'épaisseur de la lame d'air (e_v est un paramètre principale pour T_v)

La courbe de la puissance perdue *Figure.(III-15)* présente aussi une baisse suivant la variation de e_v jusqu'à atteindre la valeur critique de $e_v = 7 \text{ mm}$, puis elle restitue son augmentation, ainsi elle diminue juste après qu'elle dépasse le seuil de 10 mm , à savoir qu'une bonne valeur de l'épaisseur de la vitre pourra situer dans l'intervalle de 7 mm dans ce cas d'étude, il en résulte aussi que la puissance utile comporte d'une façon similaire mais en sens inverse et voit sa valeur maximale à 7 mm .

Les courbes des performances thermiques en général présentent des comportements identiques avec des valeurs maximales à $e_v = 7 \text{ mm}$ *Figure.(III-14)* alors les courbes du coefficient de perte globale donnent une explication de l'existence des valeurs extrêmes des variations des :

températures motionnées, des coefficients de performances et des puissances à l'épaisseur critique ($e_{vcr}=7$ mm), sachant que les calculs ont été effectués avec la corrélation de (Holands) [7], dans la *Figure. (III-16)*, ou on a tracé aussi la courbe du coefficient de perte global calculé avec la corrélation de (J. Bernard) [8] pour mettre en évidence la différence entre les deux relations, cette différence est nulle dans la zone situant avant l'épaisseur critique ($e_{vcr}=7$ mm) puis elles se différencient après cette zone. Ce qui nous conduit à conclure que l'épaisseur optimale qu'on peut adopter entre l'absorbeur et la vitre soit de 7 mm, ceci est en accord avec la littérature [5].

En inspectant les équations de (II-32 et 39) on remarque que e_v a un impact direct sur le nombre de Grashoff G_r et le nombre de Rayleigh R_a , puis sur le coefficient d'échange convectif entre l'absorbeur et la vitre $h_{c,p-v}$ et en conséquence sur U_L , le coefficient global des pertes thermiques, ce dernier a un effet sur Q_p flux perdu par la paroi absorbante .

D'autre part, lorsqu'on augmente l'épaisseur de l'isolant, les paramètres de performances thermiques sont améliorées, jusqu'à une certaine valeur entre 10 et 15 cm, qui contribuent à une diminution des pertes thermiques, qui se stabilisent et deviennent presque monotones *Figure.(III-17)*, *Figure.(III -18)*, *Figure. (III -19)* et *Figure. (III -20)*.

A partir des équations (II,45) et (II,30) on constate qu'une augmentation la valeur de e_{is} mène à une augmentation de la résistance thermique de la face inférieure (arrière) du capteur .

Il en résulte que pour avoir de bonnes performances on doit réduire les échanges thermiques par au niveau de face inférieure (côté arrière)

À travers le *Tableau III-1*) qui montre clairement que les traitements chimiques et électriques des surfaces de certains métaux qui composent l'absorbeur ont un grand impact sur le phénomène d'absorption vis-à-vis du rayonnement solaire, la chaleur perdue se trouve également réduite davantage en présence des métaux purs et qui sont peintes en noir.

L'augmentation du rendement *Figure.(III -27)* est dû au réchauffement du fluide caloporteur, ceci est due à l'emprisonnement thermique (effet de serre entre la couverture transparente et l'absorbeur), d'autre part l'augmentation du nombre de couvertures transparentes *Figure.(III -28)* en double vitrage et triple vitrage permet de diminuer les pertes thermiques et en occurrence d'augmenter l'énergie utile récupérée par le fluide caloporteur.

L'épaisseur de la vitre engendre une diminution du rendement thermique et optique du capteur telle qu'il est montré sur la *figure (III-29)* avec des variations linéaires apparentes dans l'intervalle étudié de l'épaisseur de la vitre .

A.1-Rayonnement Global Estimé Recu Par Une Surface D'inclinaison Quelconque

Generalites Sur L'énergie 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 (Figure. A,1).

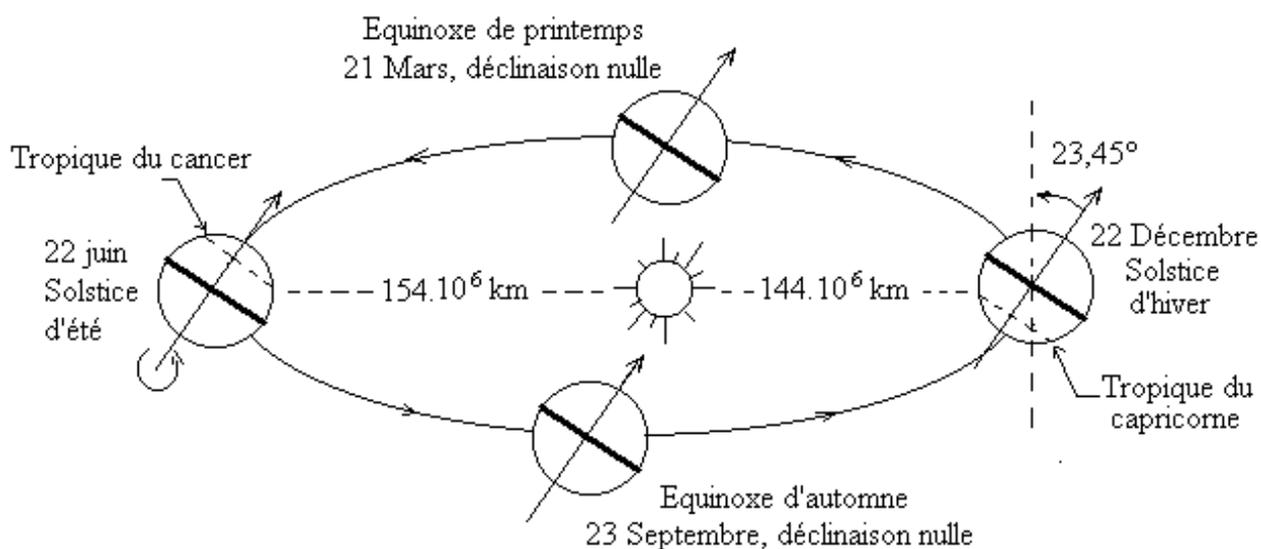


Figure. A.1. Mouvement de la terre autour du soleil

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 à 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 Reçu Par Une Surface Inclinée

Le rayonnement solaire global « I_g » arrivant sur une surface orientée au Sud d'inclinaison « β » (Figure. A,2) 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 :

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

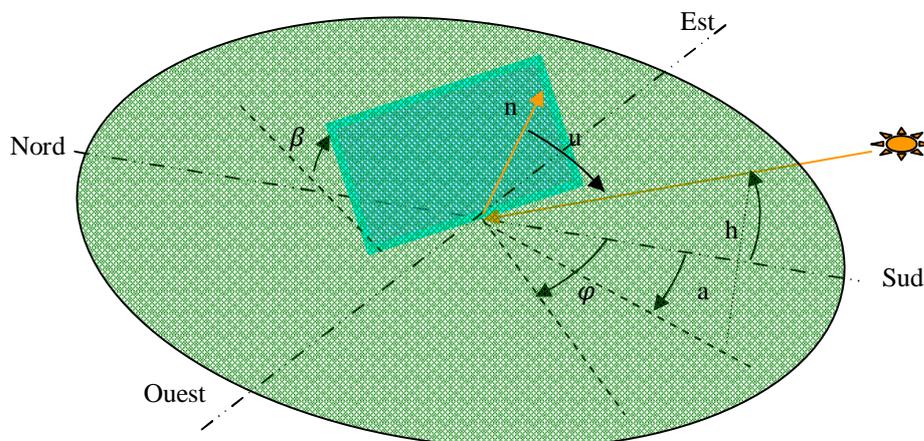


Figure. A.2. Caractéristiques géométriques d'un capteur plan orienté de φ avec le sud (a : azimut)

- I_{dn} est le rayonnement normal reçu par une surface d'inclinaison « β »

$$I_{dn} = I_d \cos(u)$$

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 [6] :

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

$$\text{- Conditions Normales de Ciel Clair (CNCC) : } I_d = 1230 \exp\left(-\frac{1}{3,8 \sin(h+1,6)}\right)$$

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

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) : $D_h = \frac{3}{4} 125 \sin(h)^{0,4}$

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

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

- $D_s(\beta)$ 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 $h > 30^\circ$)	0,07

Tab. A.1. quelques valeurs de l'albédo en fonction de la nature du sol

A.2-Propriétés 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 [65 et 66], 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

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

A.3-Propriétés Thermophysiques de certains corps

- Matériaux divers

Nature	T °C	ρ kg m ⁻³	Cp J kg ⁻¹ °C ⁻¹	λ w m ⁻¹ °C ⁻¹
Amiante	20			0.16
Asphalte	20	2115	920	0.062
Caoutchouc (naturel)	20	1150		0.28
Caoutchouc (vulcanisé)	20	1100	2010	0.13
Carton	20	86	2030	0.048
Cuir	0	998		0.159
Glace	20	920	2040	1.88
Papier	20			0.48
Plexiglass	20	1190	1465	0.19
Sable	20	1515	800	0.2-1.0
Sciure	20			
Terre mouillée	20	1900	2000	2
Terre sèche	20	1500	1900	1
Verre	20	2700	840	0.78

- Matériaux de construction

Nature	T °C	ρ kg m ⁻³	Cp J kg ⁻¹ °C ⁻¹	λ w m ⁻¹ °C ⁻¹
Ardoise	20	2400	879	2.2
Basalte	20	2850	881	1.6
Béton caverneux	20	1900	879	1.4
Béton plein	20	2300	878	1.75
Bitume (cartonné)	20	1050	1305	0.23
Bois feuillus légers	20	525	3143	0.15
Bois feuillus mi-lourds	20	675	3156	0.23
Bois feuillus très légers	20	375	3147	0.12
Bois résineux légers	20	375	3147	0.12
Bois résineux mi-lourds	20	500	3160	0.15
Bois résineux très légers	20	375	3147	0.12
Brique terre cuite	20	1800	878	1.15
Calcaire dur	20	2450	882	2.4
Calcaire tendre	20	1650	879	1
Carrelage	20	2400	875	2.4
Contre-plaqué okoumé	20	400	3000	0.12
Contre-plaqué pin	20	500	3000	0.15
Granite	20	2600	881	3
Gravier (vrac)	20	1800	889	0.7
Grès	20	2500	880	2.6
Lave	20	2350	881	1.1
Marbre	20	2700	881	2.9
Parquet	20	700	3143	0.2
Plâtre	20			0.48

- Métaux, alliages et céramiques

Nature	T °C	ρ kg m ⁻³	Cp J kg ⁻¹ °C ⁻¹	λ w m ⁻¹ °C ⁻¹
Acier au carbone	20	7833	465	54
	200			48
	600			35
Acier inox 15%Cr, 10%Ni	20	7864	460	20
Acier inox 18%Cr, 8%Ni	20	7816	460	1603
	600			22
Acier inox 25%Cr, 20%Ni	20	7864	460	13
Alumine	20			29
Aluminium	20	2707	896	204
	400			249
Argent	20	10525	234	407
Bronze 75%Cu, 25%Sn	20	8666	343	26
Carbone	20			147
Carbure de silicium	20			13
Chrome	20	2118	7160	449
Constantan 60% Cu, 40%Ni	20	8922	410	22.7
Cuivre	20	8954	383.1	386
	400			363
Duralumin	20	2787	883	164
Etain	20	7304	226	64
Fer	20	7870	452	73
Fonte	20	7849	460	59
Laiton 70%Cu, 30%Zn	20	8522	385	111
	400			147
Magnésie	38	270		0.067
Or	20	1336	19300	129
Platine	20			72
Plomb	20	11373	130	35
Sodium liquide	100			81.5
Titane	20			16
Tungstène	20	19350	134	163
Zinc	20	7144	384	112
Zircone	20			4

- Matériaux isolants

Nature	T °C	ρ kg m ⁻³	Cp J kg ⁻¹ °C ⁻¹	λ w m ⁻¹ °C ⁻¹
Balsa	20	85		0.054
Copeaux bois	23			0.059
Coton	20	80	1300	0.06
Kapok	30			0.035
Laine de roche	20	20	880	0.047
	20	55	880	0.038
	20	135	880	0.041
Laine de verre	20	8	875	0.051
	20	10	880	0.045
	20	15	880	0.041
	20	40	880	0.035
Liège expansé	20	120	2100	0.044
Moquette	20	200	1300	0.06
Polyuréthane (mousse rigide)	20	32	1300	0.03
	20	50	1360	0.035
	20	85	1300	0.045
PVC (mousse rigide)	20	30	1300	0.031
	20	40	1300	0.041
Polystyrène expansé	20	12	1300	0.047
	20	14	1300	0.043
	20	18	1300	0.041
	20	28	1300	0.037