

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].

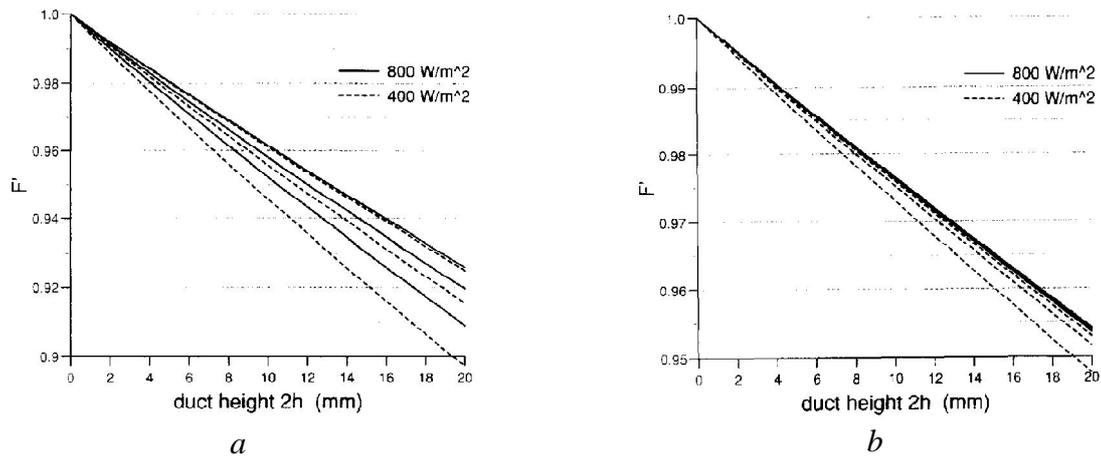


Figure. (I-2) : Evolution du facteur d'efficacité de l'absorbeur (F') suivant la hauteur de canal(a) pour l'eau et (b) pour l'antigel [1].

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)).

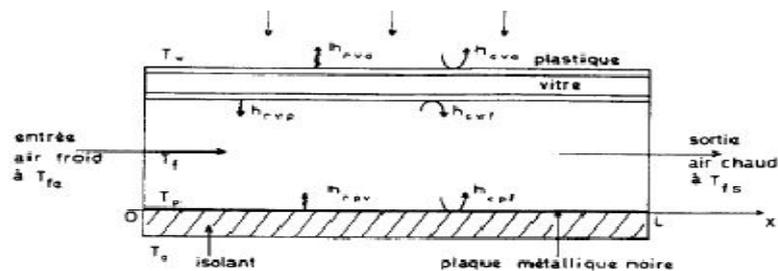


Figure. (I-3) : Vue schématique d'un capteur à air à couverture combinée plastique-vitre [2].

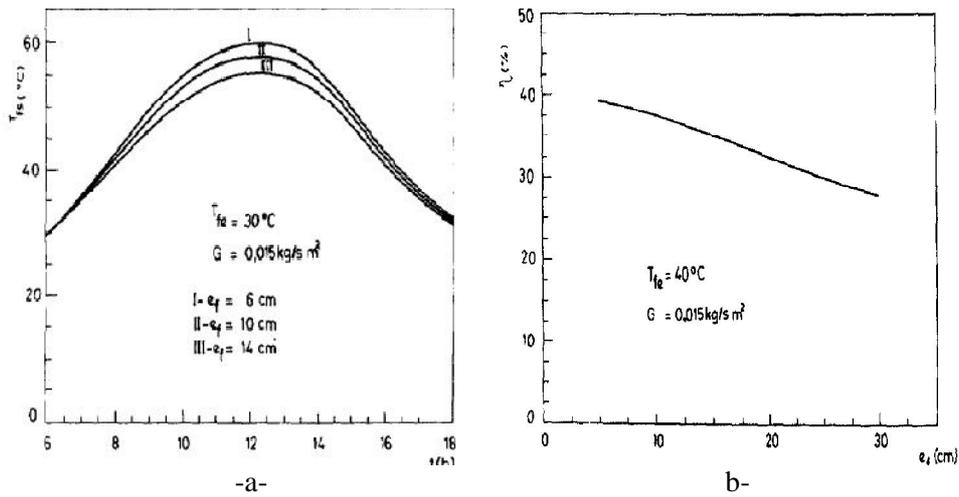


Figure. (I-4) : (a) : Influence de la hauteur du canal d'écoulement sur les variations horaires de la température de sortie du fluide caloporteur, (b) : Influence de la hauteur du canal d'écoulement sur rendement thermique [2].

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).

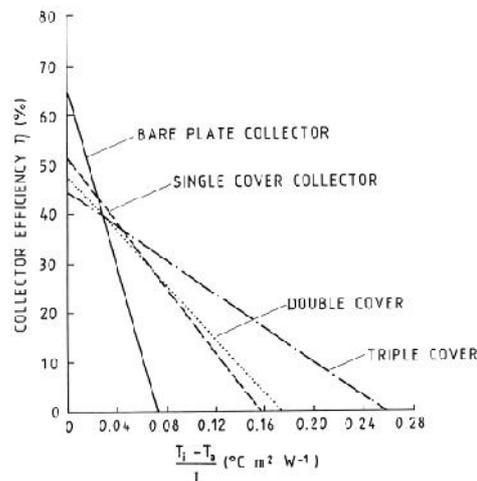


Figure. (I-5) : Variations du rendement instantané en fonction de la température réduite $T^* = (T_p - T_a) / I_g$ pour plusieurs types de capteurs solaires plans. [3]

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.

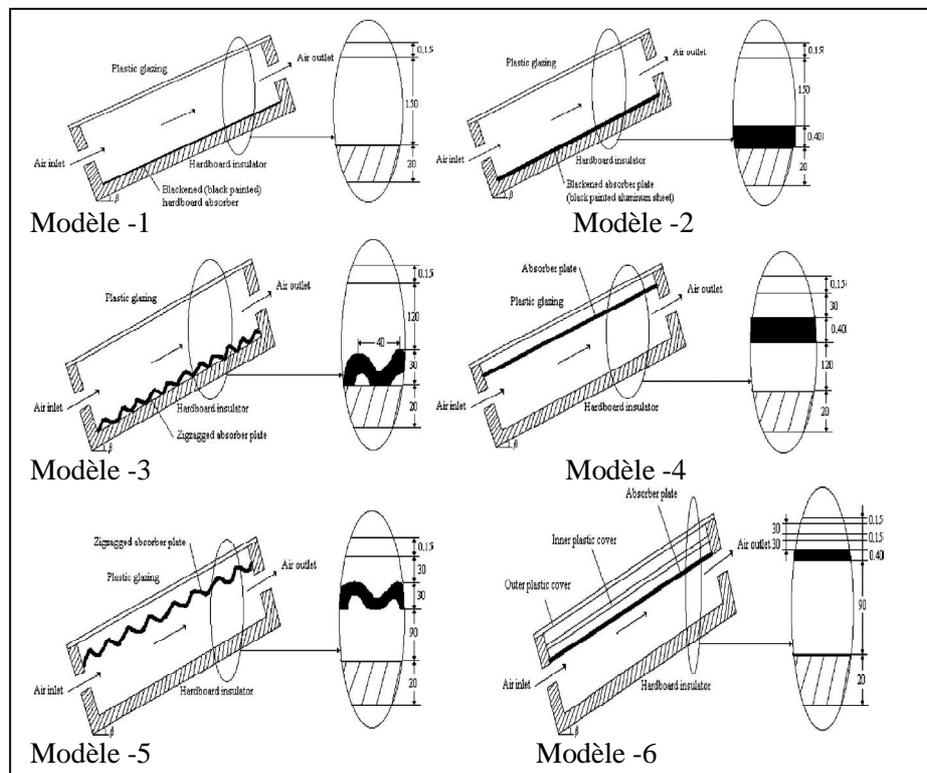


Figure. (I-6) : Schématique des six Modèles différents de capteurs solaires à air [4].

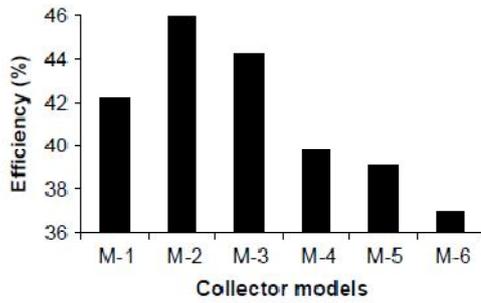


Figure.(I-7) : comparaison des rendements thermiques des modèles de capteurs étudiés[4]

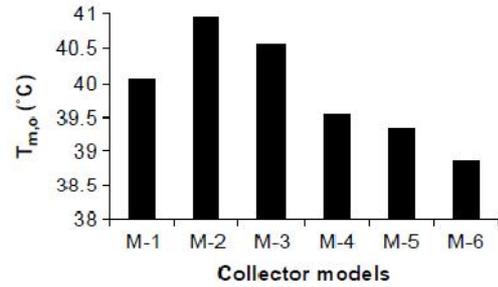


Figure.(I-8) : comparaison des températures de moyennes de sorties de l'air des modèles de capteurs étudiés[4]

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 :

$$\eta = \eta_0 - a_1 T^* - a_2 (T^*)^2 \tag{I-1}$$

Avec :

η_0 : Rendement optique (%)

a_1 : Coefficient de déperditions thermiques par conduction (W/m².K)

a_2 : Coefficient de déperditions thermiques par convection (W/m².K)

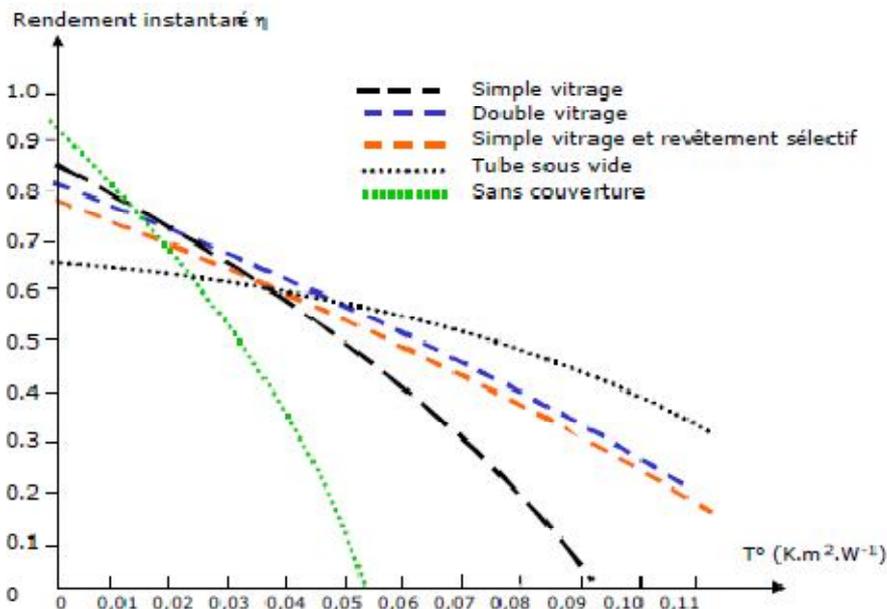


Figure. (I-9) : Les variations du rendement instantané en fonction de la température réduite pour $T^* = (T_p - T_a) / I_g$ plusieurs types de capteurs [5].

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.

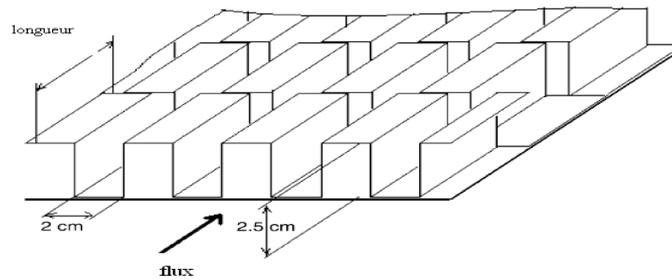


Figure. (I-10) : Plaque d'absorbeur de compensation à ailettes rectangulaires [15]

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.

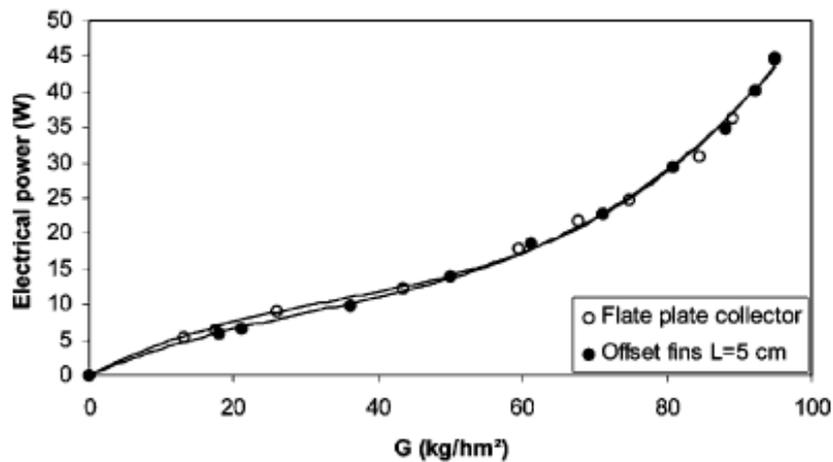


Figure. (I-11) : Consommation électrique (W) en fonction du débit massique G (kg / hm²), avec ailettes de longueur $L = 5$ cm [15].

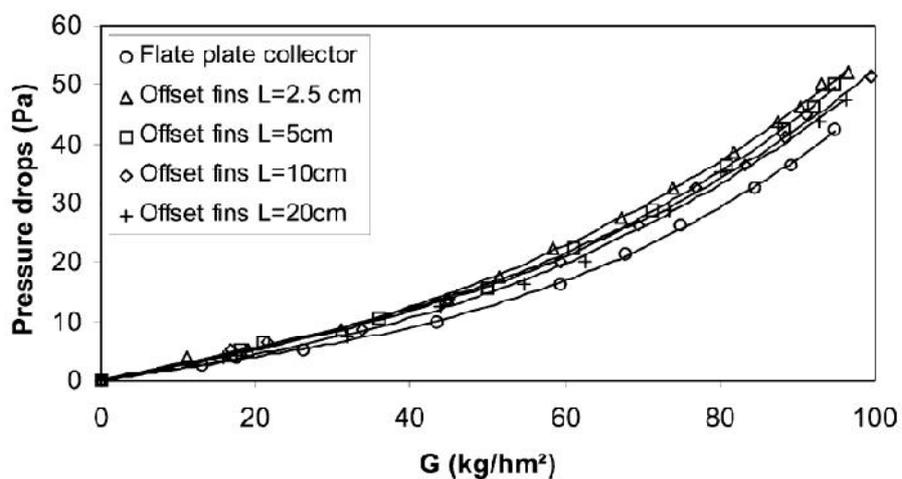


Figure. (I-12) : Chute de pression produites par les ailettes (Pa) en fonction du débit massique G (kg/hm²) [15].

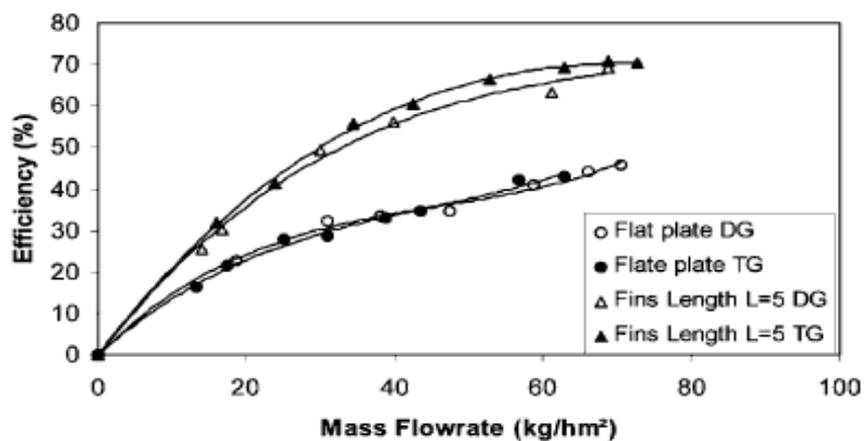


Figure. (I-13) : Efficacité (%) en fonction du débit massique G (kg / hm²), avec ailettes de longueur $L = 5$ cm [15].

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).

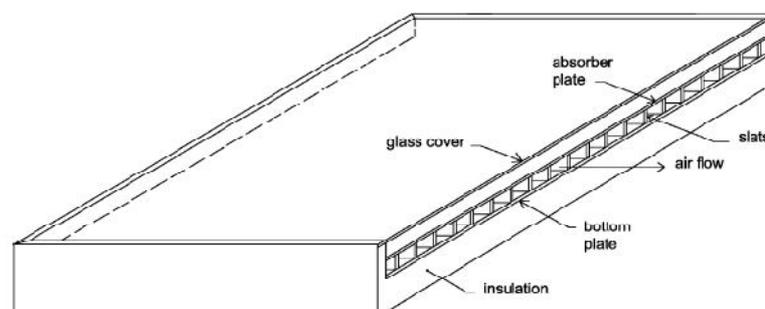


Figure. (I-14) : capteur solaire plan à air avec multi-passage lamellaires en métal [17].

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).

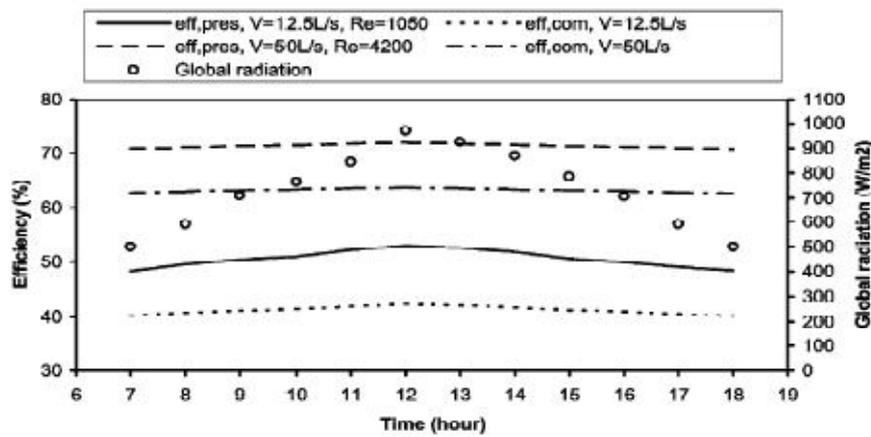


Figure. (I-15) : Comparaison de l'efficacité entre le capteur lamellaire en métal et le type le plus commun [17].

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.

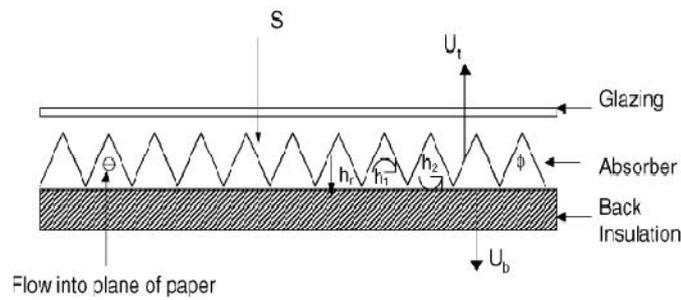


Figure. (I-18) : capteur solaire à air de v -absorbeur [18].

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 $0.01 \text{ kg/m}^2\text{s}$ à 0.71 pour un débit massique de $0.054 \text{ kg/m}^2\text{s}$.

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 $0.035 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 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.

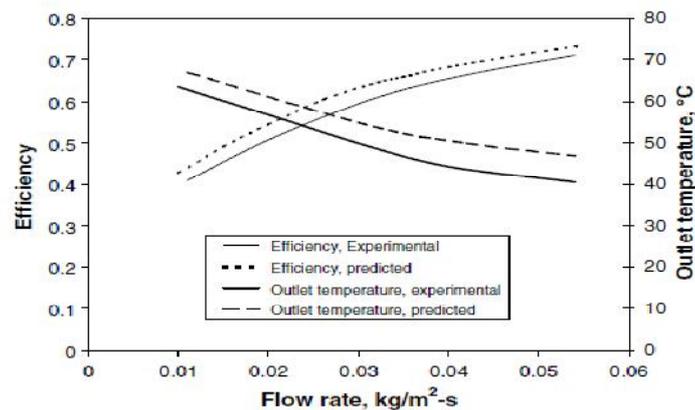


Figure. (I-19) : Variation du rendement et de la température de sortie en fonction du débit massique [18].

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.

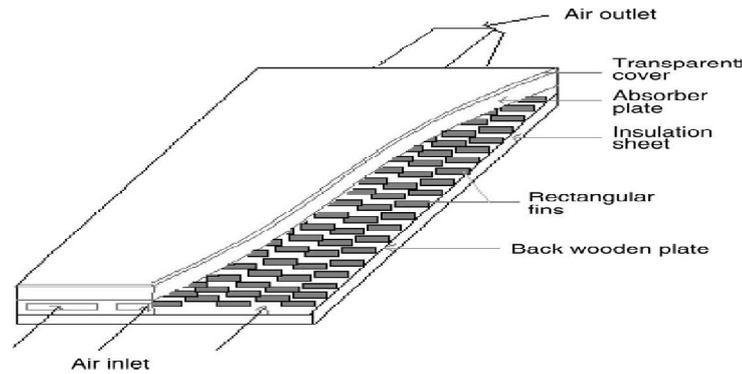


Figure. (I-20) : Capteur avec des chicane rectangulaire sur la plaque inférieure en bois [18].

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.

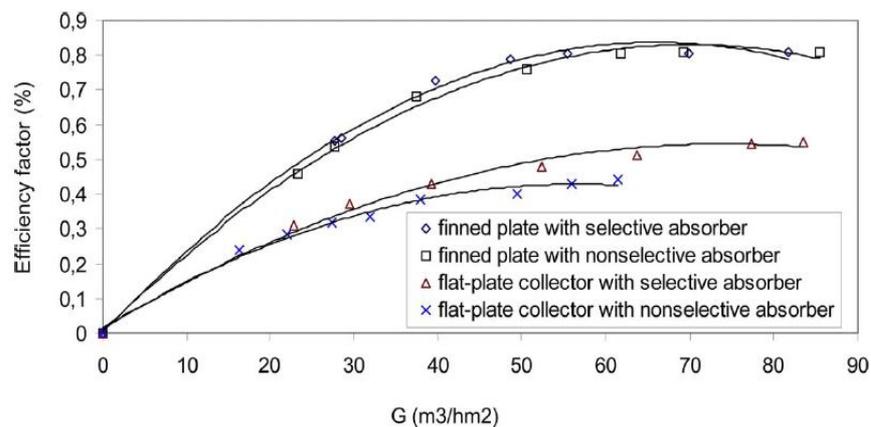


Figure. (I-21) : Evolution du rendement du capteur en fonction du débit volume de l'air pour les deux configurations de capteurs (avec chicane et absorbeur sélectif) [18].

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.

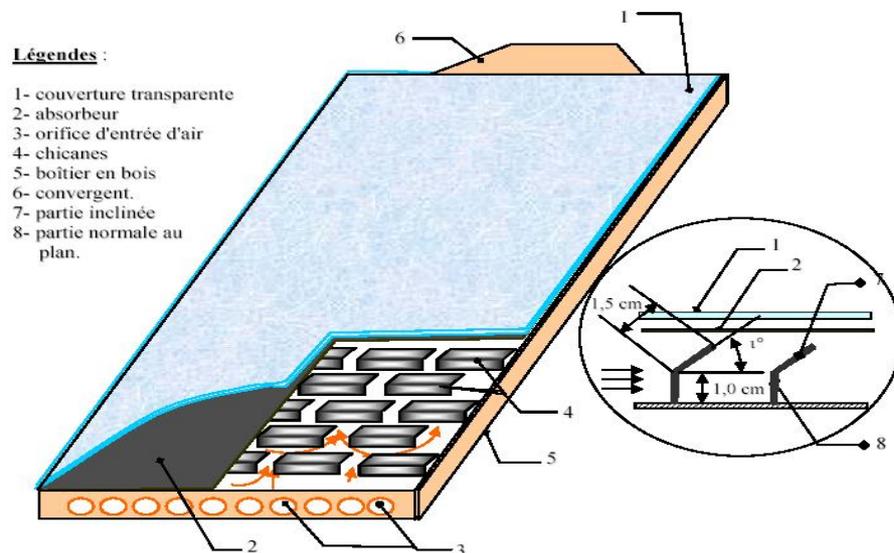


Figure. (I-22) : Schéma d'un capteur solaire plan à air muni de chicanes [21].

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

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

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

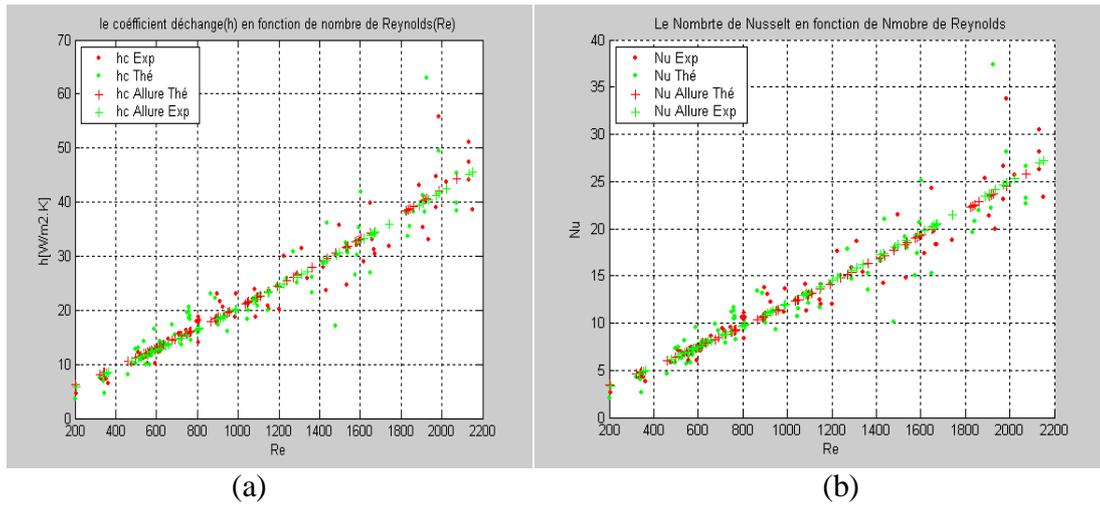


Figure. (I-23) : (a) Evolution de coefficient d'échange en fonction de nombre de Reynolds ($Re < 2100$). (b) Evolution de nombre de Nusselt en fonction de nombre de Reynolds ($Re < 2100$) [21].

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

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

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

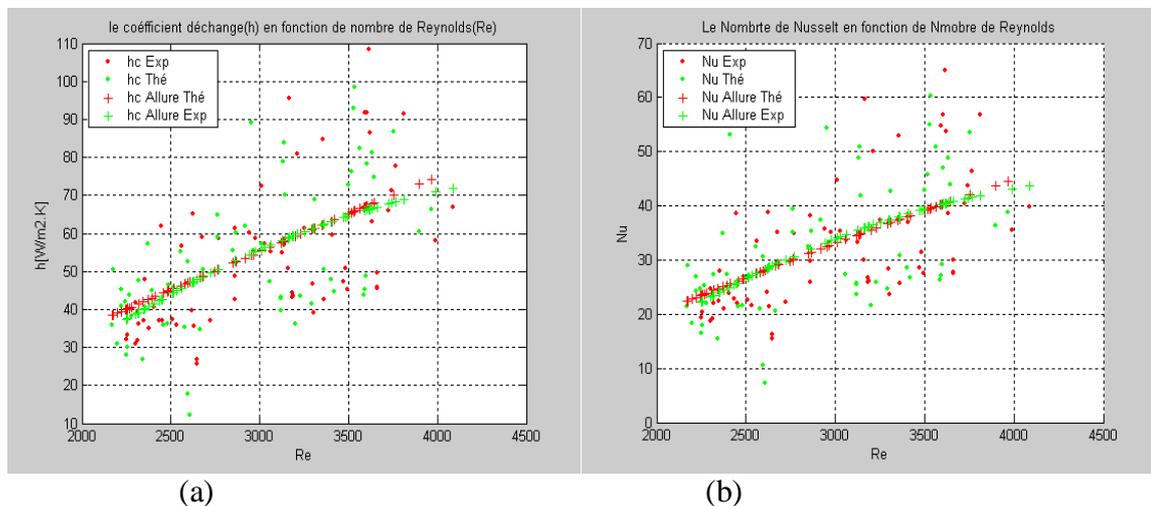


Figure. (I-24) : (a) Evolution de coefficient d'échange en fonction de nombre de Reynolds ($Re > 2100$). (b) Evolution de nombre de Nusselt en fonction de nombre de Reynolds ($Re > 2100$) [21].

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.