

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي و البحث العلمي
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

Université Mohamed Khider – Biskra
Faculté des Sciences et de la technologie
Département : Génie mécanique
Ref :.....



جامعة محمد خيضر بسكرة
كلية العلوم و التكنولوجيا
قسم: الهندسة الميكانيكية
المرجع:.....

Mémoire présenté en vue de l'obtention
Du diplôme de
Magister en : Génie mécanique

Option : systèmes thermiques et maîtrise d'énergie

Développement d'un logiciel de simulation des performances thermiques des capteurs solaires plans

Présenté par :

Ferdjani Ahmed Taha

Soutenu publiquement le 07/02/2013

Devant le jury composé de :

Dr. N.Moummi	Professeur	Président	Université de Biskra
Dr. A.Moummi	Maitre de Conférences 'A'	Rapporteur	Université de Biskra
Dr.A.Benchabene	Maitre de Conférences	Examineur	Université de Biskra
D.K.E.Melkemi	Maitre de Conférences	Examineur	Université de Biskra

Dédicace

À ma mère et mon père.

À mes sœurs et mes frères.

À le petit Hamza.

À mes très chères amis Hatem et Labri.

REMERCIEMENTS

Je remercie avant tout ALLAH le tout puissant de m'avoir donné le courage et la patience qui m'ont permis d'accomplir ce petit et modeste travail.

Je tiens en premier à exprimer ma profonde gratitude et sincère reconnaissance envers Dr A. MOUMMI pour m'avoir conseillé, dirigé pendant la réalisation de ce travail.

Aux membres du jury qui ont pris sur leur temps et aménager leur volonté pour examiner et porter une analyse critique sur mon travail.

Mes sincères remerciements s'adressent à Monsieur, CHOUCANE NACER Maître de conférences à l'Universitaire Mohamed Khider, Biskra.

L'équipe de service APG et le directeur générale de centre de control technique et expertise à Hassi Messaoud de m'avoir soutenu et encouragé de faire des recherches scientifiques.

A mes amies et en particulier M, BALI, H.HOUHOU, L.HENKA et T.BAISSI

SOMMAIRE

Nomenclature.....	i
Introduction générale.....	1

CHAPITRE I : ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

I.1. Introduction.....	3
I.2. Étude bibliographique	3
I.3. Conclusion.....	19

**CHAPITRE II : ÉTUDE THÉORIQUE ET THERMIQUE DE CAPTEUR SOLAIRE
PLAN**

II.1. Introduction.....	20
II.2. Capteurs plans	20
II.3. Éléments constitutants : les éléments constitutants sont :.....	20
II.3.1 Surface absorbante :	20
II.3.1.1 Absorbeur sélectif	21
II.3.1.1.1 La sélectivité : le traitement de surface	22
II.3.1.1.2 Les différents revêtements possibles :	23
II.3.1.1.3 Les revêtements sélectifs	23
II.3.2 Couverture transparente :	25
II.3.2.1 Facteur de transmission	26
II.3.3 Fluide caloporteur.....	29
II.3.4 L'isolant	30
II.4. Rayonnement solaire	30
II.4.1 Modèles d'estimation du rayonnement solaire terrestre	32
II.4.2 Modèle de PERRIN DE BRICHAMBEAUT sur un plan horizontal.....	31
II.4.3 Rayonnement solaire sur un plan incliné	33
II.5. Analyse thermique de capteur solaire plan à air.....	35
II.5.1 Bilan thermique et calcul de rendement	35
II.5.2 Modélisation des échanges thermiques dans un capteur solaire :	36
II.5.2.1 Méthode par tranche.....	36
II.5.2.2 Méthode globale	43
II.5.2.3 Perte globale d'énergie.....	46

II.5.2.4 Rendement instantané du capteur solaire	48
II.6. Conclusion.....	48

CHAPITRE III : Réalisation d'une application visuelle & validation

III.1.Introduction	49
III.2.Implémentations informatique	49
III.3.Présentation de l'interface.....	52
III.4.Validation de logiciel	55
III.4.1 Rayonnement solaire global	32
III.4.2 Température de sortie de l'air	31
III.4.3 Rendement instantané	33
III.5.Interprétation des résultats.....	71
III.5.1 Interprétation des courbes de rayonnement solaire	71
III.5.1 Interprétation des courbes de température de sortie	71
III.5.1 Interprétation des courbes de rendement	72
III.6.Conclusion	73

Conclusion générale	74
----------------------------------	-----------

Référence bibliographique.....	76
---------------------------------------	-----------

ANNEXE A

1. Les différentes stations de (O.N.M)	80
--	----

ANNEXE B

1. Caractéristiques thermophysiques des matériaux métalliques	84
2. Les propriétés optiques de quelques surfaces sélectives	84
3. Propriétés optiques et thermiques de quelques surfaces transparentes.....	85
4. Degré d'émissivité de quelques matériaux.....	86
5. Propriétés thermiques de quelques matériaux isolants	86

NOMENCLATURE

A : surface de captation de l'isolateur plan à air	m ²
L : longueur du capteur plan à air	m
l : largeur du capteur plan à air	m
D _H : diamètre hydraulique	m
\dot{m} : débit d'air massique	Kg/s
d : Distance entre la vitre et l'absorbeur	m
h : étant la hauteur du soleil en degré	[°C]
R _b : facteur d'inclinaison du rayonnement direct	
G _{hor} : rayonnement global reçu par un plan horizontal en	[w/m ²]
I _{hor} : Rayonnement normal reçu par un plan horizontal	[w/m ²]
D _{hor} : Rayonnement diffus provenant du ciel, reçu par un plan horizontal	[w/m ²]
G _(β) : rayonnement global reçu par un plan incliné	[w/m ²]
S _(β) : rayonnement direct arrivant normalement sur un plan incliné.	[w/m ²]
D _{ciel-(β)} : rayonnement diffus provenant du ciel, reçu sur un plan incliné	[w/m ²]
D _{sol-(β)} : rayonnement diffus provenant du sol, reçu sur un plan incliné	[w/m ²]
G : Flux solaire global reçu par le capteur plan.	[w/m ²]
Q _s : Flux solaire absorbé	[w/m ²]
Q _p : Flux perdu par la paroi absorbante	[w/m ²]
Q _u : Flux utile transmis au fluide caloporteur	[w/m ²]
Q _{st} : Flux stocké dans le capteur	[w/m ²]
T _a : Température ambiante	[°C]
T _V : Température de la vitre	[°C]
T _P : Température d'absorbeur	[°C]
T _{fm} : Température moyenne du fluide caloporteur, air	[°C]
: Écart de température entre la vitre et l'absorbeur	[°C]
T _{pl} : Température de la plaque d'aluminium près de l'isolant	[°C]
U _{av1} : Coefficient des pertes thermiques à l'avant de la vitre	[W/m ² k]
U _{ar} : Coefficient des pertes thermiques à l'arrière du capteur	[W/m ² k]
U _L : Coefficient des pertes totale	[W/m ² k]
h _{rv-c} : Coefficient de transfert radiatif entre la vitre la voûte céleste	[W/m ² k]
h _{rv-p} : Coefficient de transfert radiatif entre l'absorbeur et la vitre	[W/m ² k]
h _{r,p-pl} : Coefficient de transfert radiatif entre l'absorbeur et la plaque d'aluminium	[W/m ² k]
h _{c,v-a} : Coefficient de transfert convectif entre la vitre et l'air ambiant	[W/m ² k]
h _{c,p-v} : Coefficient de transfert convectif entre l'absorbeur et la vitre	[W/m ² k]
h _{c,p-f} : Coefficient de transfert convectif entre l'absorbeur et le fluide	[W/m ² k]
h _{c,f-pl} : Coefficient de transfert convectif entre le fluide et la plaque d'aluminium	[W/m ² k]
h _{c,pl-a} : Coefficient de transfert convectif entre la plaque d'aluminium et	[W/m ² k]

l'ambiance

α : coefficient d'absorption

F' : coefficient d'efficacité local de transfert air-absorbeur

F_R : coefficient global de transfert air-absorbeur

ε : coefficient d'émission

ε_v : Emissivité de la vitre

ε_p : Emissivité de l'absorbeur

α : Diffusivité thermique

ρ : Masse volumique

Kg/m^3

: Chaleur massique

$[\text{J/kg k}]$

: Conductivité Thermique

$[\text{w/m.k}]$

ν : Viscosité cinétique du milieu

$[\text{m}^2/\text{s}]$

η : rendement thermique du capteur plan à air

%

τ_v : Coefficient de transmission de la vitre.

α_p : Coefficient d'absorption de l'absorbeur

λ_a : Conductivité thermique de la lame d'air entre la vitre et l'absorbeur (air)

β : Angle d'inclinaison du capteur par rapport à l'horizontal en degré

g : Accélération de la pesanteur

$[\text{m/s}^2]$

Nu : nombre de Nusselt

Pr : nombre de Prandtl

R_a : nombre de Rayleigh

R_e : nombre de Reynolds

Introduction générale

Introduction Générale

L'énergie a toujours constitué un enjeu vital pour l'homme et les sociétés humaines. Les comportements humains sont fortement induits par sa disponibilité ou sa non-disponibilité, son abondance ou sa pénurie. De ces comportements vont découler de nouveaux enjeux, en particulier pour l'environnement et les équilibres socio-économiques. La prise de conscience de l'importance de ces enjeux (réchauffement climatique, épuisement des ressources, augmentation des coûts de la santé, ...) devrait permettre de tendre vers une utilisation plus rationnelle de l'énergie, une optimisation des processus énergétiques que nous mettons en œuvre tous les jours.

Les énergies renouvelables ont connu une première phase de développement à l'occasion des chocs pétroliers de 1973 et 1978, puis une période de repli après le contre-choc de 1986, avant de retrouver un second souffle en 1998 à la suite de la signature du protocole de Kyoto, protocole qui prévoit notamment une baisse de 5.2 % des émissions des gaz à effet de serre des pays riches sur la période 2002-2012 par rapport à 1990. [1]

L'application de l'énergie solaire peut être regroupée en deux catégories principales : les applications à hautes températures (les concentrateurs solaires et capteurs solaires sous vide), et les applications à basses températures : (les capteurs plans comme destinés pour le chauffage, la réfrigération et le séchage...etc.).

L'objectif de ce présent travail est le développement d'un logiciel informatique qui permet de simuler le rayonnement solaire et les performances thermiques des capteurs plan à air sous l'environnement DELPHI.

Pour ce faire, nous avons adopté et choisi deux approches théoriques, pour la modélisation du rayonnement solaire, qui sont valables pour des différents types de ciel, et une méthode globale pour la simulation et la modélisation des performances thermiques.

Pour l'estimation des irradiations incidentes sur un plan incliné, nous avons adopté le modèle de **Liu & Jordan** et de **Perrin De Brichambaut**, de ce fait, nous allons ensuite exploiter ces résultats pour évaluer les performances thermiques du capteur par la méthode de **Hottel, Whillier et Bliss**.

La base de données des capteurs sera développée par Access 2007, qui nous permet la définition des paramètres d'un capteur plan tel que le type de vitrage, absorbeur et l'isolant.....etc.

Dans ce travail, on a structuré le manuscrit en trois chapitres essentiels comme suit :

Dans le premier chapitre, nous allons exposer une synthèse bibliographique sur quelques travaux disponibles dans la littérature qui traitent le côté thermique avec des études énergétiques en générale effectuées sur les capteurs solaires plans à air.

Lors du second chapitre, nous procéderons à l'étude théorique et la modélisation des échanges thermique d'un capteur solaire plan à air en régime permanent par deux méthodes (globale et pas à pas). Et aussi nous exposerons un approche sur la modélisation du rayonnement incident sur un plan incliné par un angle β avec l'horizontal.

Le dernier chapitre sera consacré sur l'écriture de l'algorithme générale et les différentes étapes de réalisation du logiciel, de ce fait, nous allons ensuite exposer les résultats de validation et la comparaison avec d'autres travaux pour les mêmes données d'entrées. Nous terminerons notre travail par une conclusion générale.

Chapitre I :

Etude

Bibliographique

I.1. Introduction

La production de l'énergie thermique à partir de l'énergie solaire est aujourd'hui une des techniques les plus prometteuses pour répondre aux besoins énergétiques mondiaux.

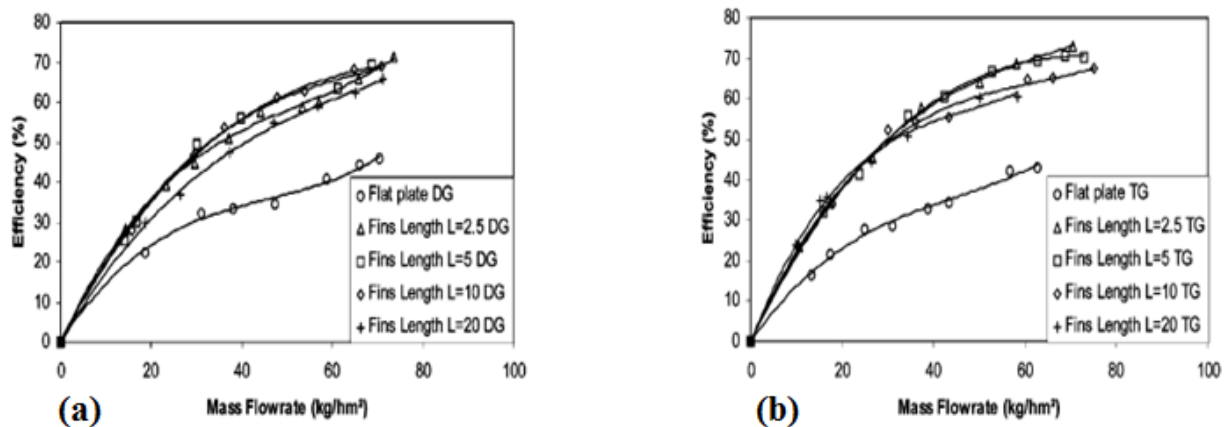
Actuellement il y a plusieurs millions de m² des capteurs et de systèmes solaires installés dans le monde utilisant les technologies les plus récentes.

La plus grande part de recherche est consacrée au développement des capteurs solaires du point de vue performance thermique en général tenant en compte de tout les paramètres qui influent sur leur comportements, nous entendons ici les paramètres de conception (géométriques, thermo-physiques et optiques).

I.2. Étude bibliographique

L'étude des paramètres qui influent sur les performances thermiques des capteurs solaires plans à air a fait l'objet de plusieurs recherches. Nous exposons quelques travaux disponibles dans la littérature qui traitent le côté thermique avec des études énergétiques en générale effectuées sur les capteurs solaires plans.

La plus part des capteurs solaires couverts utilisés sont à couverture simple, à double ou triple. Parmi les travaux de recherches qui ont été entamés dans cette perspective, nous citons le travail effectué par **S.Youcef-Ali** [2] qui a montré dans une étude expérimentale, que la couverture triple donne des performances plus importantes que celle à double vitre grâce à la minimisation des pertes vers l'extérieur, Figure (I-1).



Figure(I-1): variation de l'efficacité (%) en fonction de la variation du taux de débit massique (kg/hm²)
a-double vitrage, b-triple vitrage

Turhan. Koyuncu[3], a aussi étudié expérimentalement l'influence du nombre des couvertures, il a trouvé que ce facteur influe fortement sur l'efficacité du capteur. Le verre est

tout à fait intéressant comme couverture pour les dispositifs solaires, puisque il absorbe presque tout le rayonnement infrarouge réémis par l'absorbeur ayant pour résultats une amélioration de l'efficacité thermique du capteur. Mais son utilisation possède aussi des inconvénients qui sont, son coût élevé et sa fragilité pendant le transport et le service, c'est la raison pour laquelle, pendant plusieurs années des couvertures en plastique transparentes ont été appliquées largement pour construire des capteurs solaires de coût modéré et rigides.

Dans ce cadre, **Donation Njomo** [4] a souligné d'après une étude numérique, qu'un capteur avec double couverture de matière différente (ici la couverture extérieure est en pléxiglace et celle intérieure est en verre) a des performances meilleures qu'un capteur à deux vitres de même matière.

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 Figure (I-2).

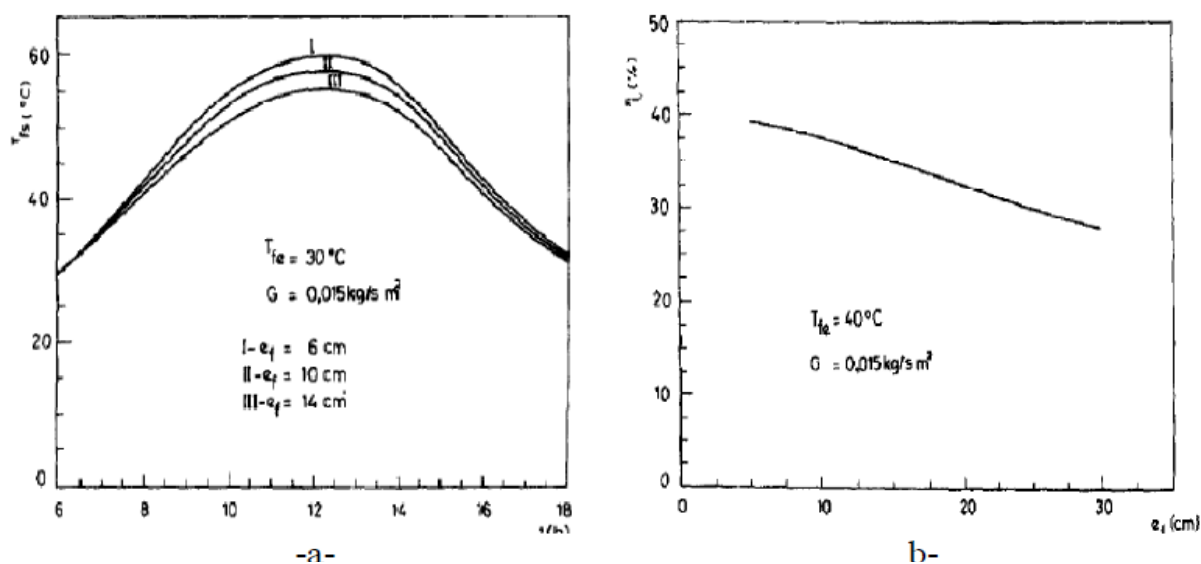


Figure. (I-2) : (a) : Influence de la hauteur du canal d'écoulement sur les variations horaires de la température de sortie du fluide caloporteur, (b) : Influence de la hauteur du canal d'écoulement sur rendement thermique.

Selon **Ho-Mig Yeh et Tong-Tshien Lin** [5], l'augmentation de la surface du capteur accroît le taux du rayonnement solaire intercepté et la surface de contact entre l'absorbeur et le fluide caloporteur (augmentation de la surface d'échange), mais elle augmente le coefficient des pertes thermiques entre la couverture et l'extérieur.

Suleyman Karsali [6] a illustré que l'allongement du capteur solaire influe fortement sur son efficacité. De ce fait, des chercheurs ont proposé d'augmenter le transfert thermique entre l'absorbeur et le fluide caloporteur (sans toucher les dimensions du capteur) par l'ajout des obstacles (ailettes) (Figure (I.3)) jointes à la face inférieure de l'absorbeur. **A. Abene et al** [7], **S. youcef-Ali** [1], selon ces auteurs, les obstacles peuvent augmenter la surface d'échange, réduire les zones mortes et créer la turbulence. **A. Abene et al** [7] ont montré que la forme, les dimensions, l'orientation et la disposition de ces obstacles influents considérablement sur l'efficacité du capteur (comme souligné par **K. R. Ahrwal et B. K Gandhi** [8]).

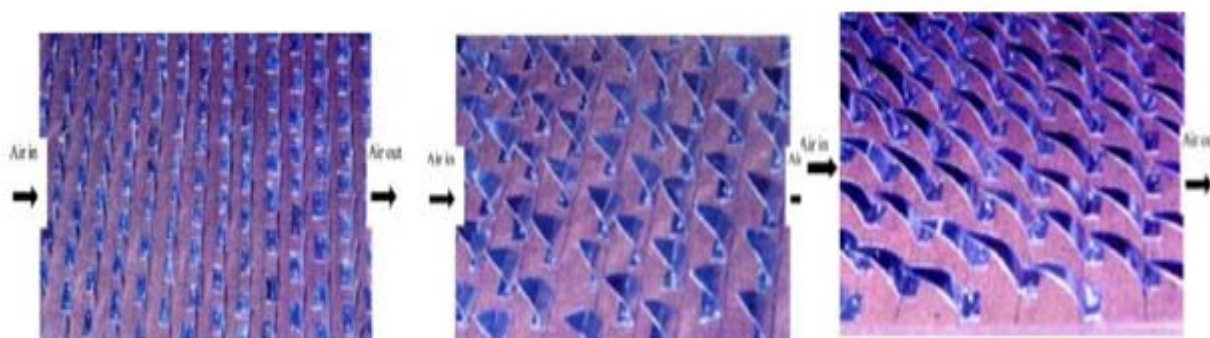


Figure (I-3) : *différentes formes d'ailettes ajoutées à l'absorbeur pour améliorer l'efficacité de l'absorbeur*

N.Moumami et al [9], 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 un courant d'air plus turbulent entre l'absorbeur et la plaque arrière en bois, ce qui a aboutit à une amélioration du rendement de ces capteurs solaires et le coefficient du transfert. Les résultats sont comparés avec ceux obtenus avec un capteur solaire sans chicane Figure. (I.4), en utilisant deux types d'absorbeurs sélectifs et non sélectifs en aluminium peint en noir.

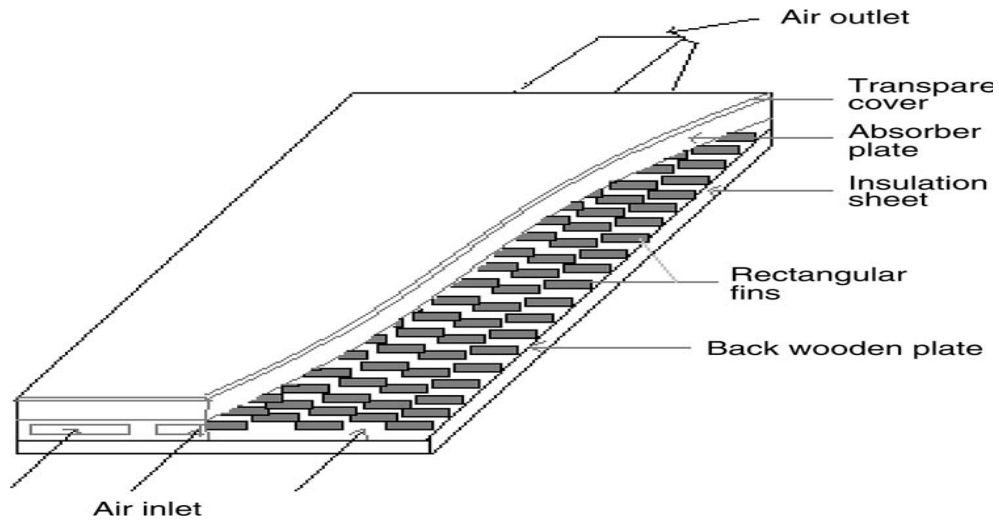


Figure (I-4) : Capteur avec des chicane rectangulaire sur la plaque inférieure en bois

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.5). 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 dédommagée 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.

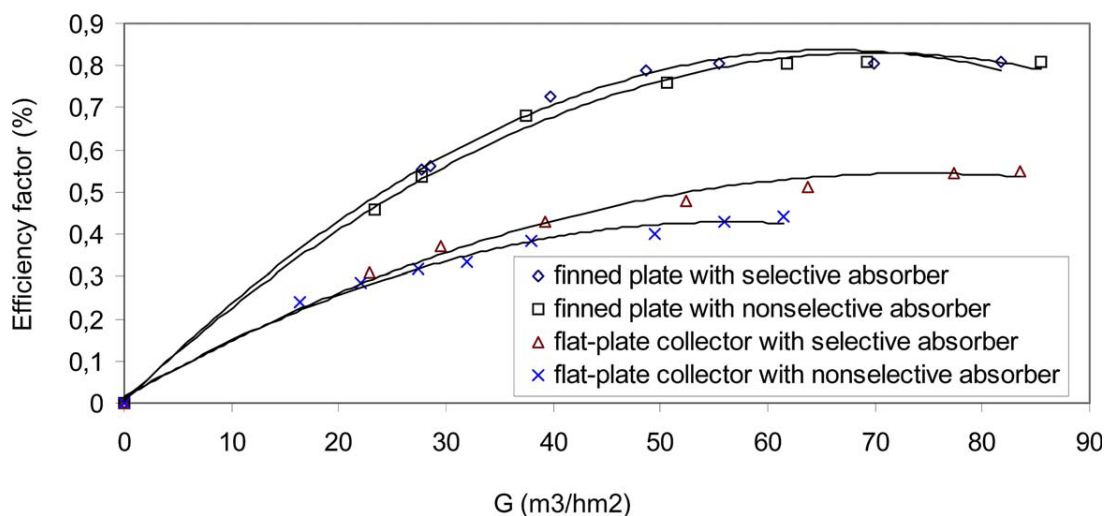


Figure (I-5) : Evolution du rendement du capteur en fonction du débit volume de l'air pour les deux configurations de capteurs (avec chicane et absorbeur sélectif)

T. Letz et M.Lallemand [10], Leur travail concerne l'analyse du comportement d'un capteur solaire plan à air fonctionnant en régime dynamique. Un modèle basé sur une résolution des équations des bilans thermiques par une méthode nodale a été établi. Sa validation est réalisée à partir d'essais effectués en ensoleillement naturel et en ensoleillement artificiel. L'écart absolu entre les rendements théoriques et expérimentaux est inférieur à 3 %. La sensibilité du rendement à différents paramètres, accessibles ou non par l'expérience, a été étudiée ; en particulier il s'agit de la sélectivité de l'absorbeur, de l'importance des fuites d'air, et des conditions de fonctionnement du capteur.

la figure (I-6) représente l'influence de la sélectivité de l'absorbeur pour le capteur expérimental de référence et pour un capteur identique muni d'un absorbeur non sélectif ($\alpha = \varepsilon = 0,91$). Les courbes obtenues s'écartent lorsque la température d'entrée de l'air augmente.

L'absorbeur sélectif permet pratiquement de doubler le rendement pour une température d'entrée d'air de 60 °C. Dans un capteur à air, l'absorbeur est toujours beaucoup plus chaud que l'air caloporteur, et les pertes radiatives sont très grands. L'utilisation d'un absorbeur sélectif permet une diminution très importante de ces pertes.

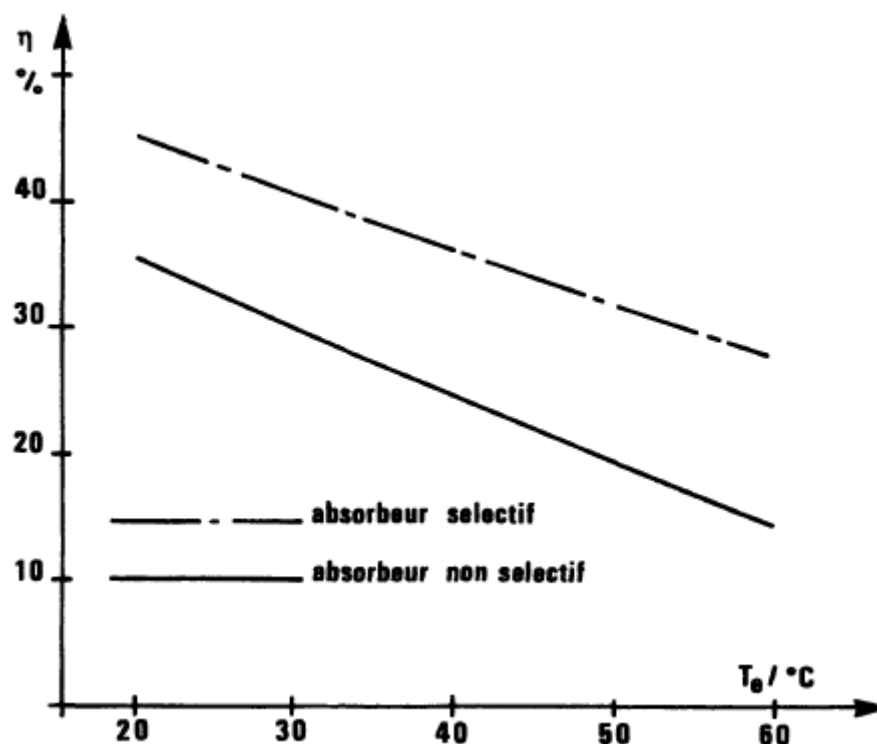


Figure (I-6) : Influence de la sélectivité sur le rendement du capteur.

Ils ont conclu que le comportement des capteurs solaires à air étudiés en ensoleillement naturel et en ensoleillement artificiel de façon à mieux maîtriser les paramètres dont dépend le rendement. Il est à noter que ce type de capteurs, montés en toiture, a une inertie relativement

importante qui entraîne une faible valeur du rendement du capteur en début de journée, et une valeur plus élevée en fin de journée. Alors que le débit d'air dans le capteur et la température d'entrée ont une grande influence sur le rendement, par contre l'inclinaison du capteur et l'éclairement n'ont qu'une légère influence. La modélisation en régime dynamique prend en considération le comportement du capteur avec une bonne précision, elle confirme le rôle important de l'inertie du capteur, et permis de mettre en évidence l'intérêt des absorbeurs sélectifs pour les capteurs à air qui permettent une amélioration considérable des rendements lorsque la température d'entrée de l'air est élevée. Les fuites, inévitables dans les capteurs à air, diminuent la température de sortie de l'air. Le modèle permet également de corriger les mesures faites sous simulateur ; ainsi une surestimation du rendement en ensoleillement artificiel de l'ordre de 10 % a été mise en évidence.

Un autre facteur influe aussi sur l'efficacité du capteur, c'est bien, la tuyauterie, qui est généralement soudée à la partie inférieure de l'absorbeur et des fois fait partie de l'absorbeur, sa forme diffère d'un capteur à un autre. Parmi ces différentes formes, la forme sinusoïdale est la plus efficace, puisque elle offre la plus grande surface d'échange et réduit les zones mortes, comme il est montré par **Marwa. M. Hassan et Yvan Beliveau [11]**.

Pour les réchauffeurs solaires à doubles passes et dans le but d'améliorer leurs efficacités, **K. Sopian et al [12]**, ont proposé d'ajouter un milieu poreux au canal inférieur Figure.(I-7), ce qui augmente le transfert thermique d'où l'élévation de la température de sortie et par conséquent un rendement de 60 à 70%, c'est à dire plus haut qu'un capteur sans milieu poreux, de la même façon **Paisarus Naphon [13]** a montré que les milieux poreux donnent une efficacité de 25.9% plus élevée et que leur conductivité thermique a un effet significatif sur le rendement des capteurs solaires à air, d'ailleurs **K. Sopian et al (1999) [12]** avaient présenté une étude expérimentale du rendement thermique d'un capteur solaire à doubles passes sans et avec un milieu poreux dans le deuxième canal. Ils ont étudié l'effet du changement de la profondeur supérieure et inférieure du canal avec et sans milieu poreux sur le rendement thermique, en plus des effets du débit d'air, du rayonnement et de l'élévation de la température. Dans ce travail, ils ont constaté que la présence du milieu poreux augmente le transfert thermique d'où l'augmentation de la température de sortie et par conséquent le rendement thermique des systèmes, les capteurs solaires à double passes a des performances thermiques plus élevées que celles à simple passe. Le rendement thermique d'un capteur solaire à double passes avec un milieu poreux est environ 60-70 % plus haut que le capteur sans milieu poreux. Les résultats ont indiqué que ce type de collecteur peut être employé pour une grande variété d'applications, telles que le séchage solaire des produits agricoles.

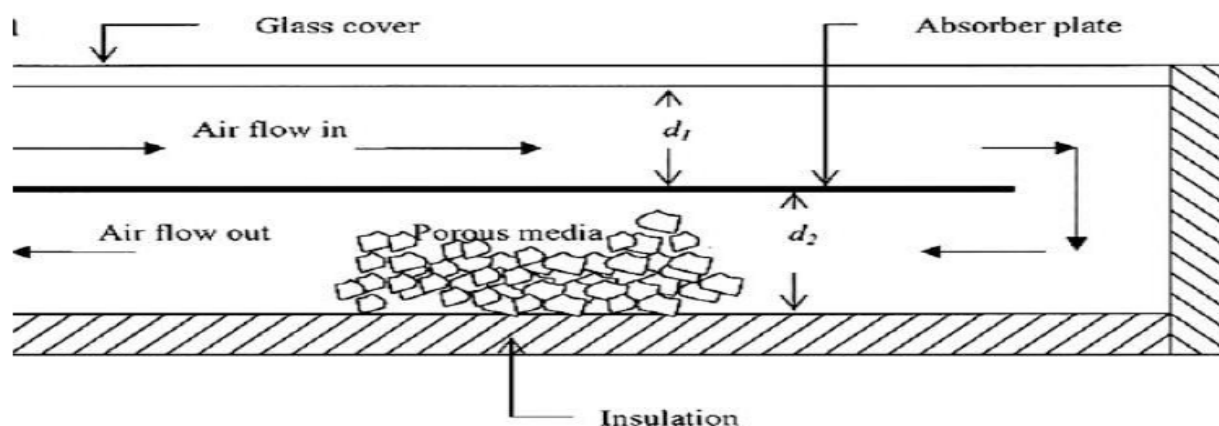


Figure (I.7) : schématisation du milieu poreux dans le second canal d'un capteur à double passage

De même **B.M. Ramani et al** [14] a trouvé d'après une étude expérimentale que l'efficacité thermique d'un capteur à air à double passe contre courant avec un matériau poreux dans la deuxième passe d'air est plus élevée que celle à sans matériau poreux, Cela peut être dû au fait que le matériau poreux fournit une très grande surface pour le transfert de chaleur et donc le coefficient de transfert de chaleur volumétrique est extrêmement élevé. Figure(I.8)

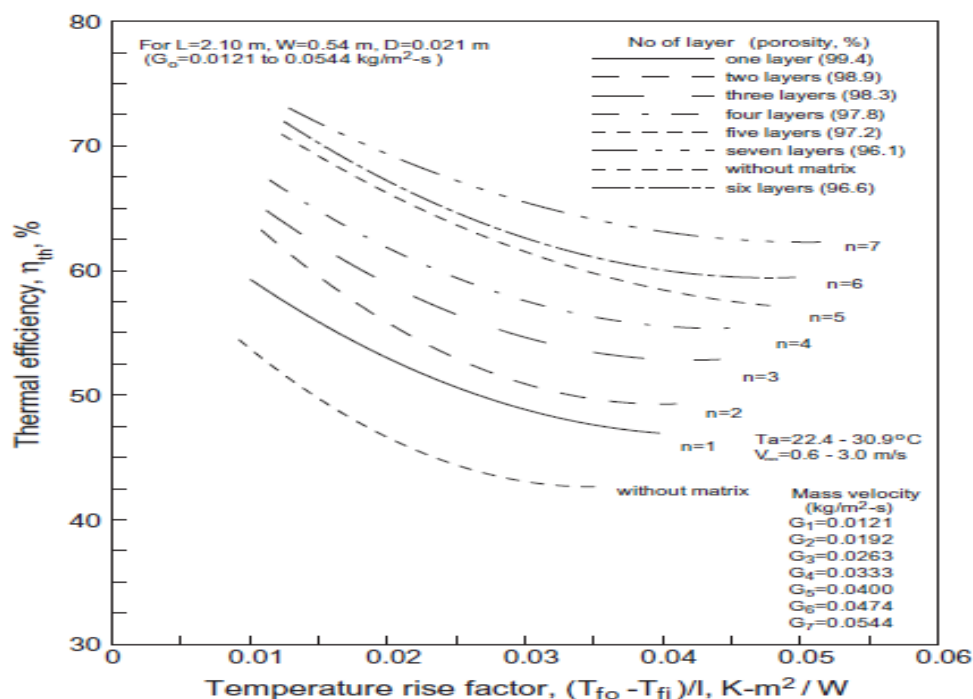


Figure (I.8) : Effet d'un matériau poreux sur le rendement thermique

Une autre étude effectuée par **M. Augustus Leon et al** [15], a montré que le débit d'air a l'effet le plus fort sur l'efficacité d'échange thermique et par conséquent sur le rendement. D'après le travail expérimental et numérique qui a été effectué en 2007 par **Marwa. M. Hassan et al** [11], la diminution du débit massique augmente la température du fluide et décroît les gains

globaux de la chaleur, au dessus d'un débit de $0.06 \text{ m}^3/\text{h}$, la température du fluide n'augmente plus. La façon de passage de l'air a une influence considérable sur l'efficacité du capteur solaire.

Plusieurs travaux ont été faits dans le but de vérifier la faisabilité d'augmenter le nombre de passage de l'air d'une seule passe à un double passes et même a multi passes, parmi les quels on cite le travail de **A.Fudholi et al[16]**, qui ont mené une étude expérimentale sur un capteur solaire à air double passage avec des ailettes disposées en quinconces dans le bas de canal ,figure. (I-9), ils ont analysé l'influence de divers paramètres, tels que le débit massique du fluide caloporteur et le rayonnement solaire sur le comportement thermique du capteur. Le but de cette étude est d'évaluée la performance thermique par la convection force.

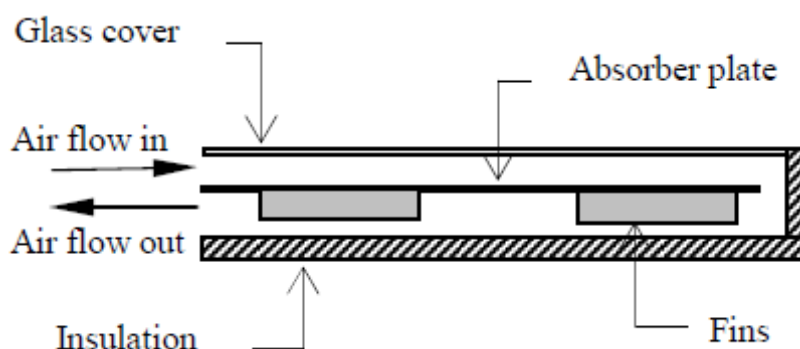


Figure (I.9) : schéma d'un capteur solaire à air double passage

Ils trouvaient pour trois valeurs du rayonnement solaire $S=123\text{w}/\text{m}^2$, $S=772\text{w}/\text{m}^2$, $S=788\text{w}/\text{m}^2$, l'efficacité du capteur augmente en fonction du débit massique Figure. (I-10), et cette dernière décroît linéairement lorsque le rapport $(T_0-T_a)/S$ augmente Figure. (I-11), ils concluèrent aussi que le rendement du capteur est fortement dépendant du débit massique, par contre le capteur solaire à double passage avec des ailettes échelonnées en lignes a une efficacité de plus de 75% pour un débit massique de plus de 0.08 kg/s .

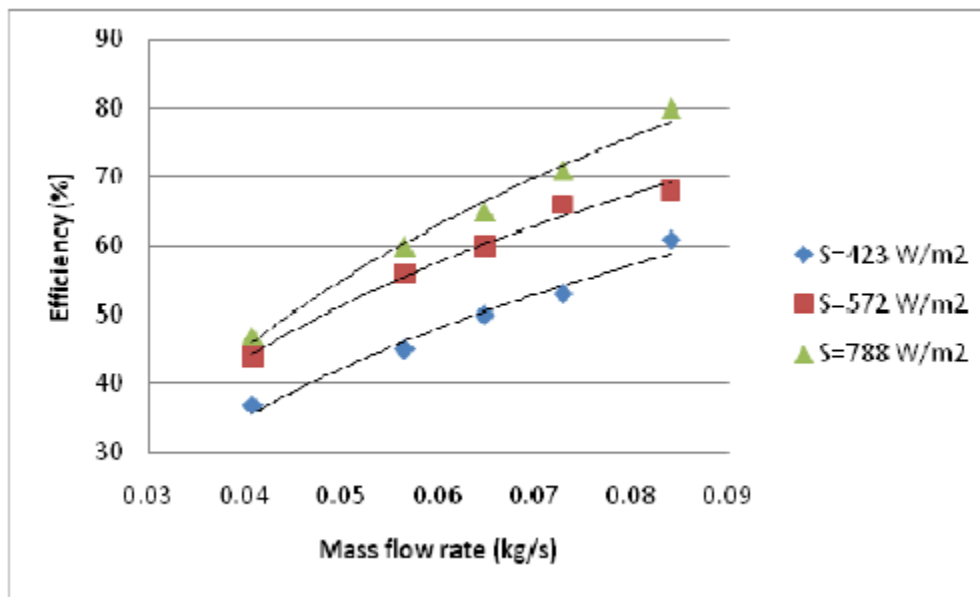


Figure (I-10) : effet du rayonnement solaire sur le débit massique et l'efficacité

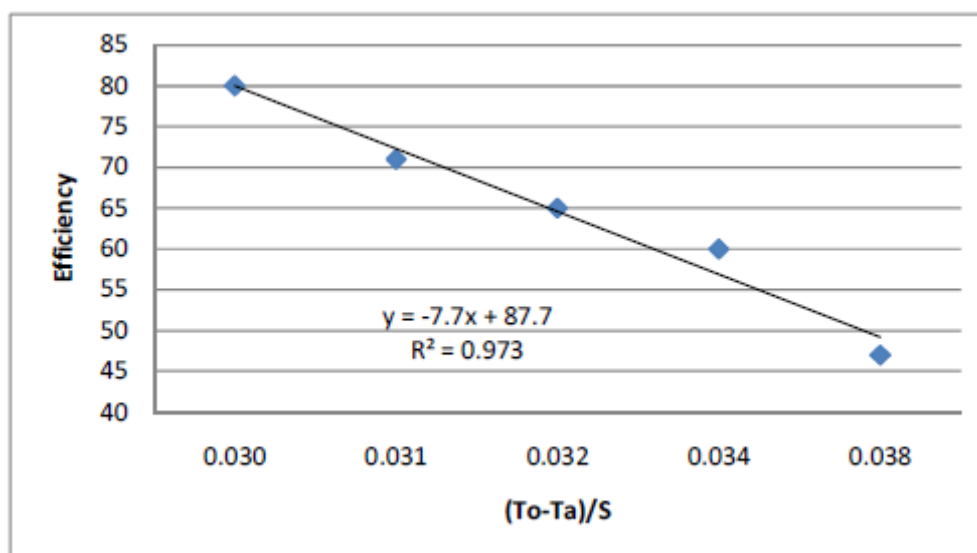


Figure (I-11) : variation du rendement thermique en fonction du rapport $(T_0 - T_a)/S$

La réutilisation (recyclage) de l'air accroît la vitesse du fluide ce qui peut améliorer l'efficacité du capteur plus de 80% comme il a été souligné par **H. M. Yeh et C. D. Ho [17]** qui ont montré théoriquement et expérimentalement que l'élévation du débit de l'air recyclé augmente l'efficacité, et la dissipation d'énergie se produit également.

D'autre part les pertes de chaleur principales du capteur sont au niveau des couvertures, puisque les cotées et le dos peuvent être isolés, alors que la face avant doit être exposée au rayonnement solaire et à la température ambiante. C'est pour cela l'air est utilisé fréquemment comme une isolation contre les pertes de chaleur conductrices et convectives de l'absorbeur vers

la vitre. Selon **N. T. Ahmed [18]**, on peut réduire ces pertes en utilisant de l'isolation transparente (ici un film de bulles d'air).

Fayza Benyelles et al [19] ont proposé une nouvelle conception qui utilise l'aérogel de silice (matériaux poreux de faible conductivité thermique) comme un isolant placé au dessus de l'absorbeur. Figure (I-12)

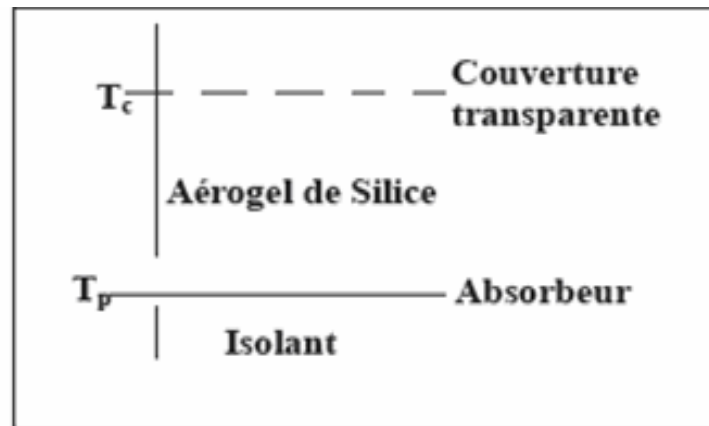


Figure (I.12) : Conception des capteurs à aérogel de silice

Ce nouveau capteur a été comparé avec d'autres capteurs plans, de simple ou double vitrage, avec ou sans absorbeur sélectif. Le coefficient de pertes par conduction et par rayonnement à travers l'isolant (en tenant compte des paramètres optiques du matériau) et le coefficient de pertes globales du nouveau dispositif ont été estimés. A partir de la comparaison faite, ils ont conclu que l'aérogel est un super isolant transparent de la face avant du capteur solaire plan, et il joué un rôle très important à l'augmentation de rendement thermique. Figure (I-13)

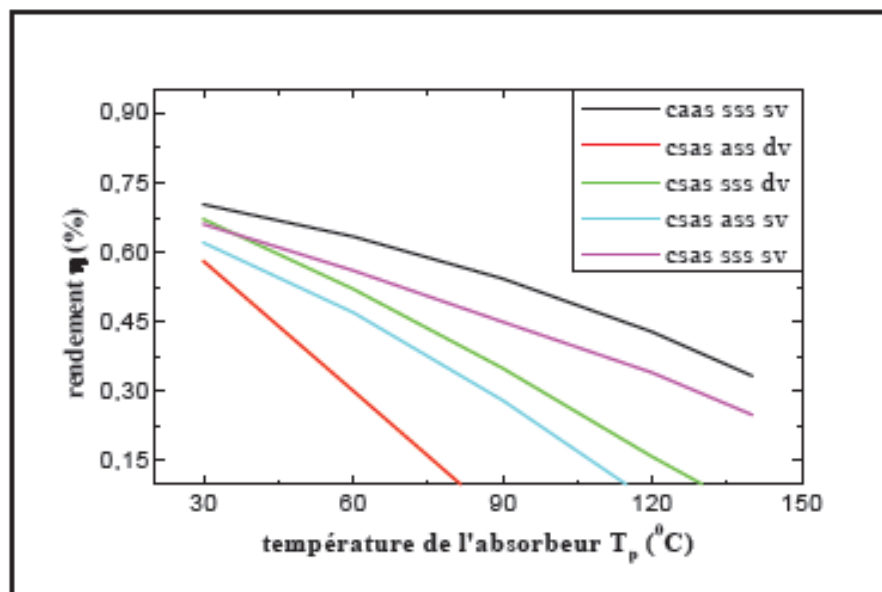


Figure (I.13) : Variation des rendements de différents capteurs en fonction de la température de l'absorbeur

- Capteur simple vitrage à absorbeur non sélectif : csas, sss, sv.
- Capteur simple vitrage à absorbeur sélectif : csas, ass, sv.
- Capteur double vitrage à absorbeur non sélectif : csas, sss, dv.
- Capteur double vitrage à absorbeur sélectif : csas, ass, dv.
- capteur simple vitrage à aéro-gel de Silice et muni d'un absorbeur non sélectif : caas, sss, sv

L'influence de l'orientation d'un capteur et de son inclinaison avec l'horizontal est due au fait que ces deux dernières changent le rayonnement solaire atteignant la surface du capteur. La meilleure orientation du capteur solaire est de l'orienter directement au sud selon **Huseyin Gunerhan et al [20]**.

L'angle optimal d'inclinaison est appliqué à une variété de systèmes, tels que, les capteurs plans ou paraboliques, les panneaux photovoltaïques, maisons solaires et serres installées dans une position fixe. Cet angle joue un rôle important en augmentant la collection d'énergie par les capteurs solaires.

F. Mokhtari et al [21], Ont fait une étude expérimentale sur les capteurs solaires à air, leur objectif est d'évaluer l'effet de la plaque absorbante sur la température de sortie du fluide caloporteur. C'est-à-dire le coefficient d'échange par convection, pour cela ils ont étudié trois configurations de capteurs solaires à air. La première configuration (a) est la plus simple, elle a un passage d'air sous l'absorbeur qui est en tôle peinte en noir ($\alpha=0.95$), la couverture est un vitrage de (0.03 m).

La deuxième configuration (b) constituée comme la première, seulement la plaque absorbante est placée sur la diagonale du capteur entre la couverture et l'isolant, l'entrée de l'air se trouve au dessus de l'absorbeur tandis que la sortie est située sous l'absorbeur. Elle est munie d'un orifice de section rectangulaire de (150 x 600 mm).pour permettre l'évacuation de l'air chaud.

La troisième configuration (c) est constituée des mêmes éléments que la première configuration, seulement le passage d'air se trouve au- dessus de la plaque absorbante (entre le vitrage et la plaque absorbante). Les trois capteurs sont de dimensions (1.92×0.94m), l'entrée de chaque capteur est munie d'un ventilateur qui débite une vitesse de l'air de l'ordre de 2,6 m/s en convection forcée. Figure (I.14).

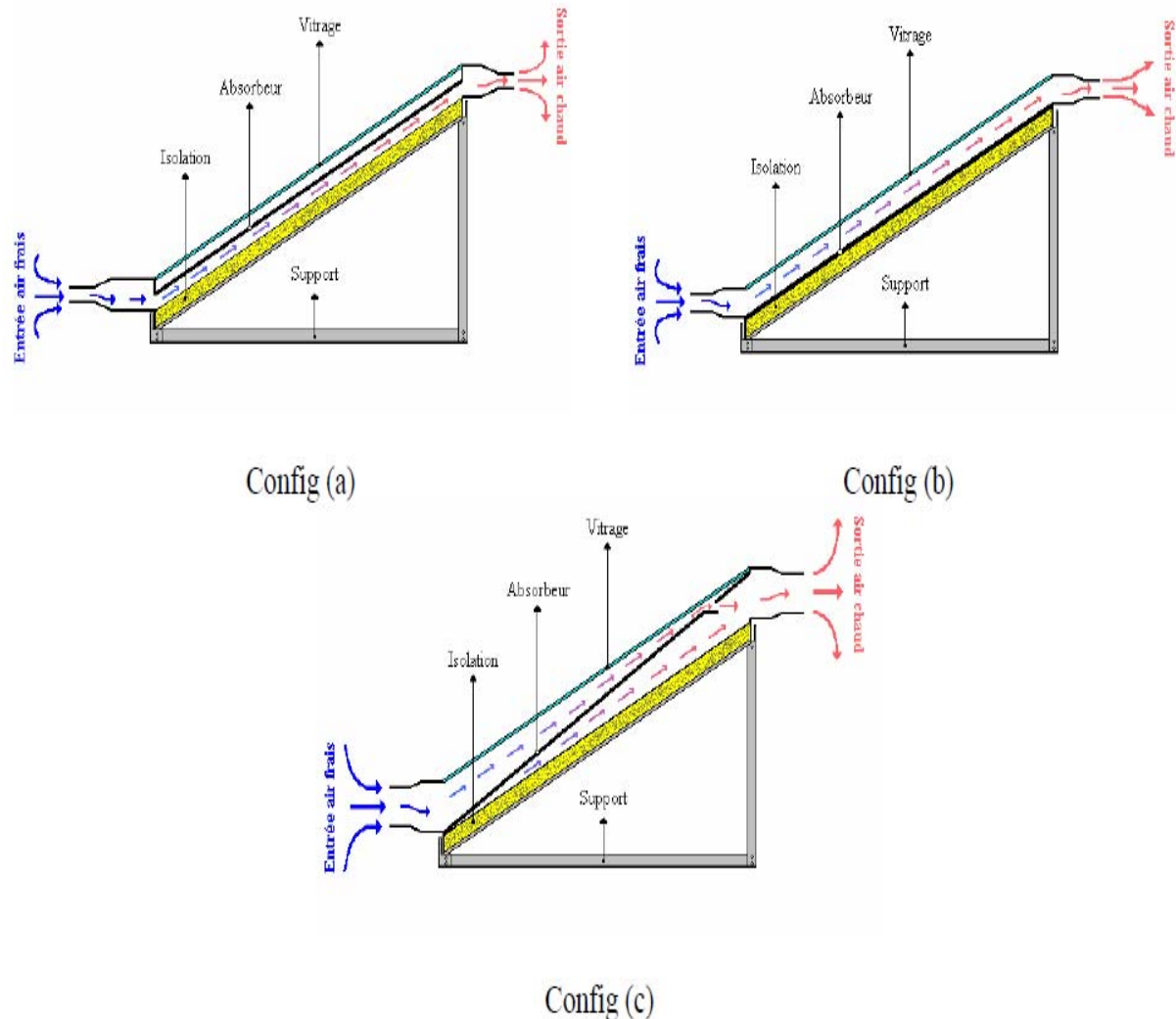


Figure (I.14) : Représentation des trois configurations de capteurs

Les paramètres mesurés sont les différentes températures de l'absorbeur et les températures de sortie du fluide caloporteur des trois capteurs en deux modes de circulation naturelle et forcée, ils ont remarqué que la température de la plaque absorbante du capteur incliné (b) est la plus basse en haut du capteur c'est à dire à proximité de la sortie, cela veut dire que le capteur incliné cède de la chaleur plus que les deux autres configurations, vue l'ouverture qui se trouve en haut du capteur. Figure (I-15), pour la deuxième circulation (convection forcée), ils trouvaient que le capteur (b) donne la température de sortie du fluide la plus élevée des trois capteurs. Figure (I-16).

Ils concluaient que le transfert de chaleur entre l'absorbeur et l'air est important quand il y a contact direct (plaque- air) et double circulation d'air.

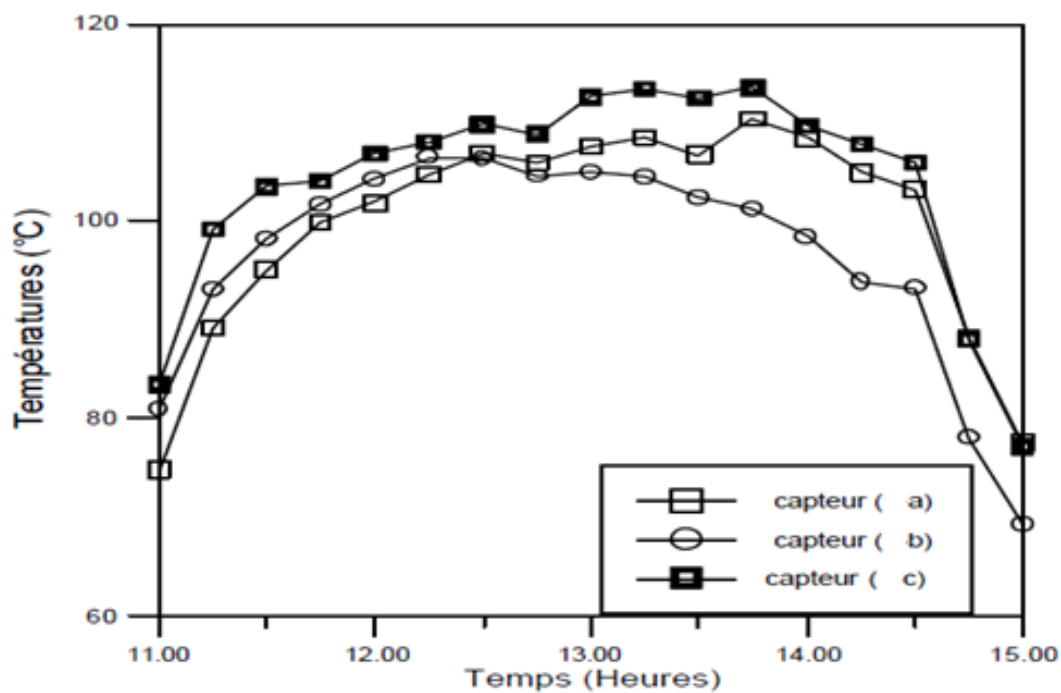


Figure (I-15) : Représentation des différentes températures de la plaque en convection naturelle

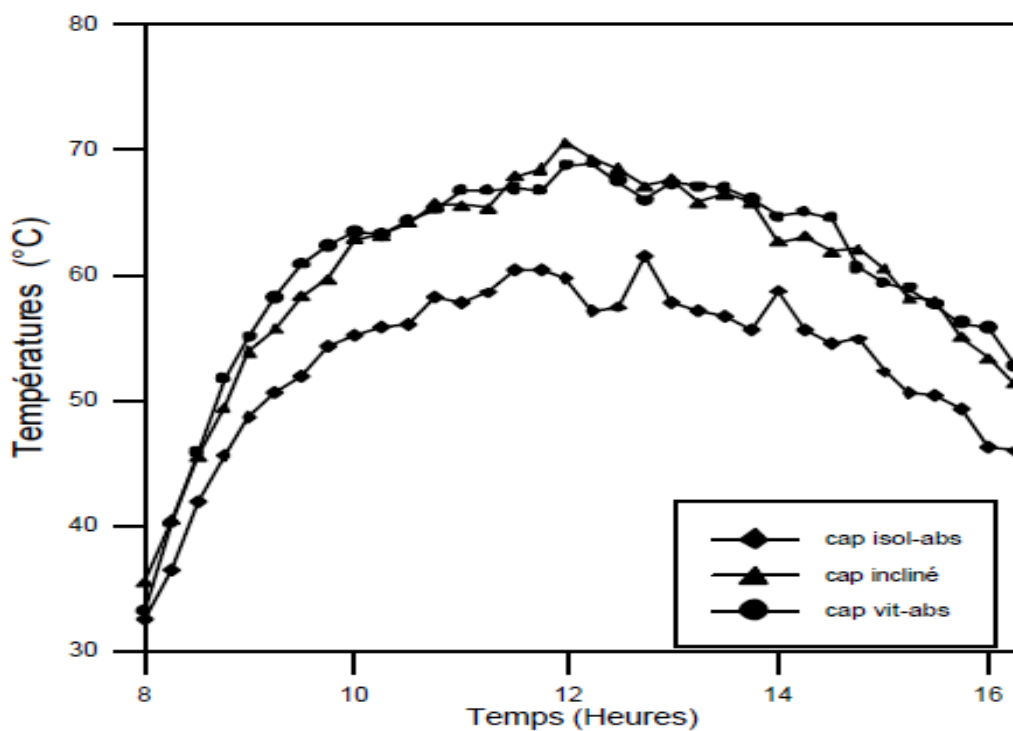


Figure (I.16) : Représentation des températures de sortie du fluide en convection forcée.

La vitesse du vent apparaît dans le coefficient de convection entre la vitre et l'extérieur qui agit sur la valeur des pertes, c'est pourquoi la connaissance des données météorologiques est important.

Rajendra Karwa et al [22] a souligné que lorsque le coefficient de transfert thermique dû au vent est à son maximum (pour une longueur de 1m d'absorbeur noir installé horizontalement) la diminution de l'efficacité s'avère au plus bas niveau.

Les pertes thermiques au niveau du capteur solaire peuvent avoir lieu par l'intervention des trois modes de transfert thermique: convection, conduction et rayonnement. Le transfert par convection intervient généralement entre la couverture et le milieu extérieur, l'absorbeur et la lame d'air, la lame d'air et la couverture.

Dans le but de minimiser les pertes de chaleur a travers la couverture vers l'ambient, **A.A. Mohamad [23]** a proposé de forcer l'air pour circuler sur la couverture de verre (préchauffage d'air) avant le passage par l'absorbeur, et d'utiliser un absorbeur poreux pour augmenter le transfert thermique de l'air et d'ajouter une deuxième couverture. Figure (I-17)

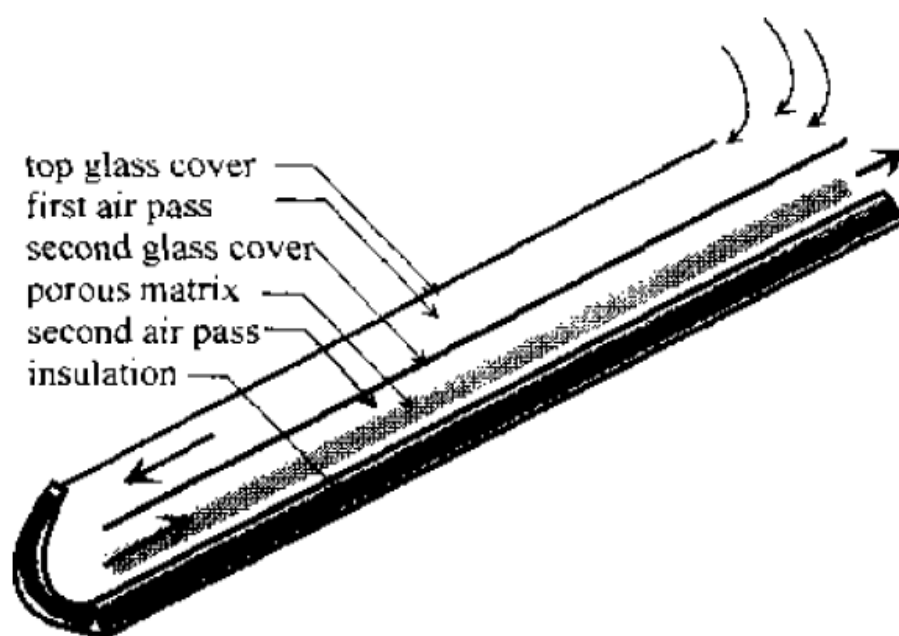


Figure (I.17) : Schéma d'un capteur solaire thermique qui se base sur le préchauffage de l'air

Dans ce travail, **Mohamad** a présenté une analyse d'un tel type de capteur et son rendement, comme, il a fait une comparaison avec un capteur solaire conventionnel avec des couvertures simple et double. Cette analyse a indiqué que l'efficacité du capteur conseillé est élevée comparée aux capteurs conventionnels et qu'elle peut excéder 75%.

Dans le but d'étudier l'influence de quelques paramètres sur le coefficient des pertes thermiques vers l'avant du capteur, **A. Benkhelifa [24]** a présenté un modèle mathématique qui permet de calculer ces pertes thermiques, les équations de ce modèle ont été résolues par une

méthode itérative, dont les résultats de ce modèle étaient en bon accord avec ceux issus des relations empiriques rencontrées dans la littérature. De ce travail, il a conclu que le coefficient des pertes thermiques augmente avec l'augmentation de l'émissivité de l'absorbeur et sa température et le coefficient d'échange convectif avec l'air ambiant, mais, il diminue avec l'accroissement de la distance entre l'absorbeur et la vitre. Selon ce dernier, le coefficient des pertes thermiques augmente avec l'augmentation de l'émissivité de l'absorbeur, sa température, et le coefficient d'échange convectif avec l'air ambiant, alors qu'il diminue avec l'accroissement de la distance entre l'absorbeur et la vitre. Les obstacles soudés à l'absorbeur peuvent réduire les pertes par l'avant en diminuant la température de l'absorbeur, comme il a été montré par **S. Youcef-Ali** en 2005.

Pour calculer le coefficient de transfert de chaleur entre l'absorbeur et la couverture, plusieurs corrélations ont été proposées, parmi les quelles la corrélation proposée par **A.Benkhelifa [24]**, cette corrélation donne le nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh et de l'angle d'inclinaison du capteur (pour un angle d'inclinaison qui varie entre 0° et 75°) comme suit :

$$\overline{Nu} = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708(\sin 1.80)^{1.44}}{Ra \cos \theta} \right] \left[1 - \frac{1708}{Ra \cos \theta} \right] - \left[\left(\frac{Ra \cos \theta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right] \quad (I-1)$$

Avec:

$$Ra = \frac{g \beta (T_H - T_C) L^3 \rho_f}{\nu^2} \quad (I-2)$$

Et :

$$h = \frac{\overline{Nu} k}{L} \quad (I-3)$$

Le coefficient d'échange thermique entre la couverture et l'air peut être calculé à partir de nombreuses corrélations existantes dans la littérature telles que :

Pour un capteur situé à l'extérieur, en présence d'un vent de vitesse V (m/s), le coefficient convectif h (W/m²K) est donné expérimentalement par **Klein, S.A, [25]**.

$$h = 7.5 + 3.8V \quad (I-4)$$

Une autre expression donnée aussi d'après **Mac Adams [4]**

$$h_w = 5.7 + 3.8V \quad (I-5)$$

Si l'unité du coefficient h_w est exprimée en (kj/hm² K) l'équation (I-5) devient

$$h_w = 4.9 + 3.27V \quad (I-6)$$

Finalement, **ZEDAYRIA Merouane [26]**, son travail intitulé effet des paramètres géométriques, thermophysiques et optiques sur les performances thermiques des capteurs solaires plans à air. Les résultats graphiques obtenus qui sont issus de la simulation numérique de l'effet de ces paramètres sur les performances thermiques des capteurs solaire plans à air, ont été exécutés et élaborés par un programme de calcul informatique développé sous l'environnement Matlab.

Pour mettre en évidence les effets des ces paramètres, il a considéré durant le calcul les valeurs caractéristiques de tel ou tel paramètre. A partir de ces résultats graphiques obtenus par la simulation numériques des paramètres de conception sur les critères de performance, il a 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 (I.18) ceci est naturellement attendue puisque l'équation qui exprime le coefficient de conductance du collecteur donnée par :

$$F_R = \frac{\dot{m} C_P}{A U_L} \left(1 - \exp\left(-\frac{A U_L F'}{\dot{m} C_P}\right) \right) \quad (1-7)$$

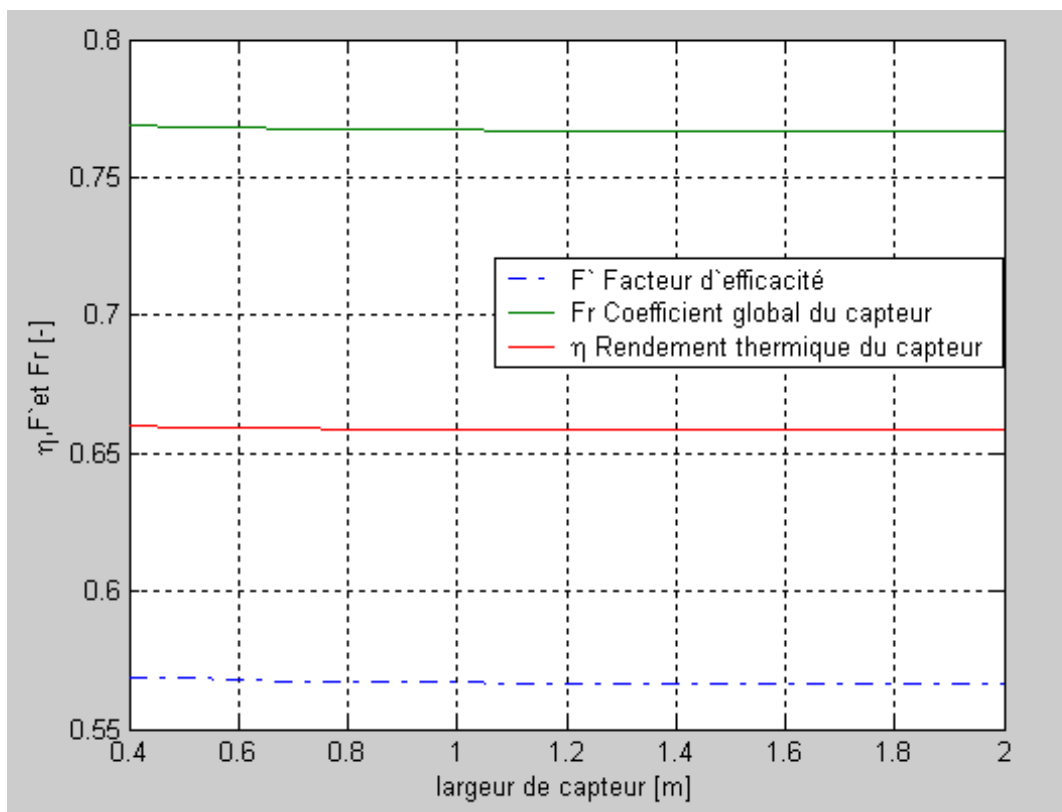


Figure (I.18) : Effet de la largeur du capteur sur le facteur d'efficacité (F'), le coefficient global (F_R) et le rendement (η) [26]

Il a conclu aussi que lorsqu'on augmente l'épaisseur de l'isolant, les paramètres de performances thermiques sont améliorées, jusqu'à une certaine valeur comprise entre 10 et 15 cm, qui se manifeste par à une diminution des pertes thermiques qui se stabilisent et deviennent presque monotones Figure (I.19).

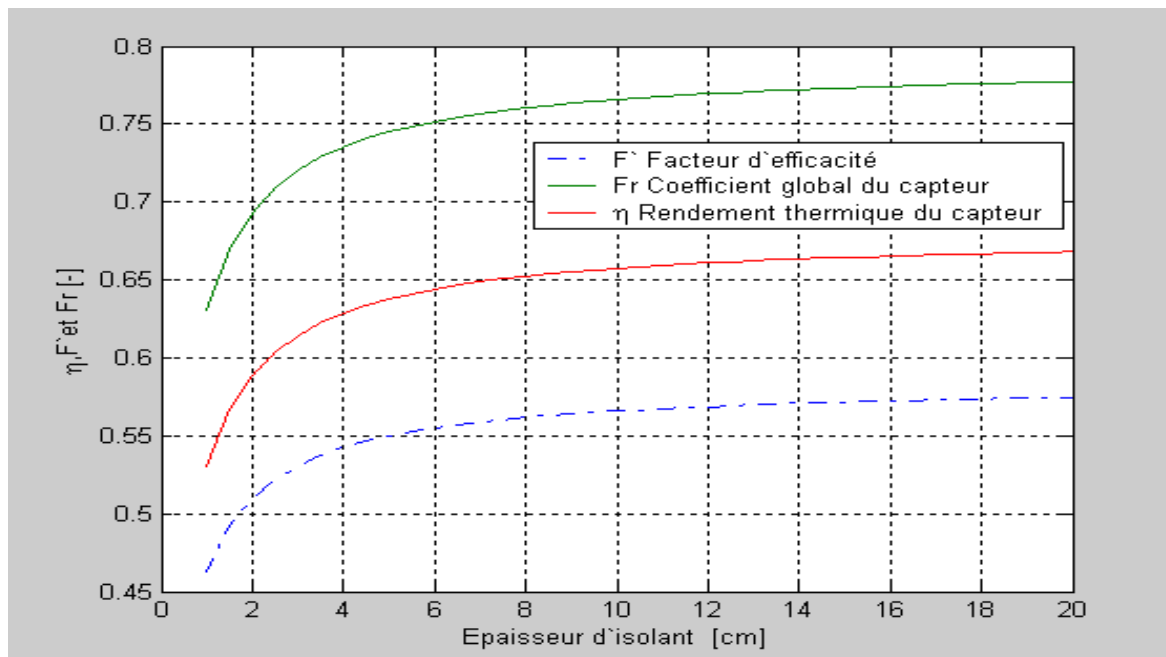


Figure (I.19) : Effet de l'épaisseur de l'isolant sur le facteur d'efficacité (F'), le coefficient global (F_R) et le rendement (η) [26]

I.3. Conclusion

A travers cette étude bibliographique consacrée aux capteurs solaires plans à air, on a pu constater que leurs performances dépendent essentiellement des paramètres thermophysiques, optiques et géométriques.

Vu l'intérêt scientifique, on a jugé utile d'entamer une étude dans ce sens, qui aura pour objectif de réaliser un algorithme qui permet de prendre en considération les paramètres (thermophysiques, optiques et géométriques) intervenant dans les équations gouvernantes le fonctionnement des capteurs solaires.

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

Chapitre II :
Etude théorique et
thermique de capteur solaire plan

II.1. Introduction

L'énergie solaire thermique est la transformation de l'énergie contenue dans le rayonnement solaire en chaleur. Cette transformation en chaleur et donc en énergie thermique permet de chauffer un fluide caloporteur. On peut utiliser cette énergie transportée par ce dernier dans des différents cas d'applications solaires : centrales solaires thermodynamiques, chauffe-eau et chauffage solaires, rafraîchissement solaire, cuisinières et sècheurs solaires. La production de cette énergie peut être soit utilisée directement (pour chauffer un bâtiment par exemple) où indirectement (comme la production de vapeur d'eau pour entraîner des alternateurs et ainsi obtenir une énergie électrique).

Pour transformer l'énergie contenue dans le rayonnement solaire on doit d'abord le capter, la captation se fait par deux façons :

- la captation par concentration
- la captation par surface plane

Ce deuxième chapitre est consacré à des rappelles qui sont en l'occurrence le bagage scientifique utile et nécessaire pour développer cette présente étude.

II.2. Capteurs plans

Le rayonnement solaire peut être transformé en chaleur à basse température, par des capteurs plans utilisant conjointement l'absorbeur, surface sélective et l'effet de serre créé par le vitrage, Ces capteurs ont l'avantage d'utiliser aussi bien les rayons directs du soleil que les rayons diffusés, c'est à dire que même par temps couvert, le fluide caloporteur de capteur parvient à s'échauffer. L'autre avantage est qu'il n'est pas nécessaire d'orienter le capteur suivant le soleil.

II.3. Éléments constitutifs : les éléments constitutifs sont :

II.3.1 Surface absorbante :

Son rôle est de transformer le rayonnement solaire de courtes longueurs d'onde en chaleur. En chauffant, l'absorbeur va rayonner dans l'infrarouge. La fraction d'énergie effectivement rayonnée sur l'énergie que rayonnerait la surface considérée comme un corps noir est appelée facteur d'émission infrarouge ε ou émissivité. L'émittance E d'une surface à la température T s'écrit :

$$E = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \quad (\text{II.1})$$

Où σ est la constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ w/m}^2 \cdot \text{k}^4$).

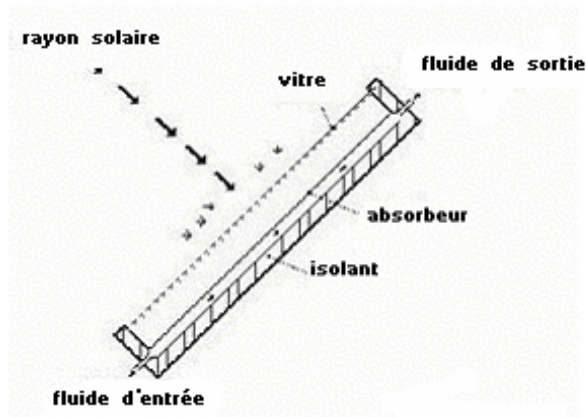


Figure (II.1) : schéma descriptif d'un capteur plan

Le tableau ci-dessous présente les caractéristiques thermo-physiques de quelques matériaux utilisés comme absorbeurs.

Métal	Conductivité Thermique $\lambda = (W/m.K)$	Chaleur massique $C_P = (J/kg.K)$	Masse volumique $\rho = (kg/m^3)$	Diffusivité thermique $\alpha = \frac{\lambda}{\rho C_P} \times 10^{-6} m^2/s$
Cuivre	384	398	9800	108
Acier inoxydable	14	460	7800	4
aluminium	204	879	2700	86

Tableau II.1 : Caractéristique thermo-physiques de quelques matériaux métalliques [27]

II.3.1.1 Absorbeur sélectif [4]

Une surface qui a un coefficient d'absorption élevé est un bon absorbant du rayonnement solaire, en général à une haute émittance à l'infrarouge, une peinture noir mat qui absorbe 96% de l'énergie solaire sera également irradié d'une grande partie de l'énergie sous forme de chaleur qui dépend de la température de l'absorbeur et la vitre. Idéalement, une surface sélective et celle qui absorbe toutes les longueurs d'onde solaire et qui n'émette aucune des longueurs d'onde de chaleur, de sorte que plus de chaleur pourrait être transférée au fluide de travail, car une telle surface, $\alpha = 1$ et $\varepsilon = 0$. Les absorbeurs sélectifs fabriqués peuvent être approché de cet idéal.

II.3.1.1.1 La sélectivité : le traitement de surface

On appelle sélectivité, le rapport du facteur d'absorption solaire au facteur d'émission infrarouge.

La sélectivité de l'absorbeur est très importante, elle est améliorée au moyen de traitement de surface qui ajoute au support des caractéristiques telles que le rayonnement solaire est très bien absorbé et que le rayonnement infrarouge émis (dû à l'échauffement) est limité.

Deux coefficients déterminent les caractéristiques de ces absorbeurs sélectifs :

α : coefficient d'absorption (0 à 1, optimum : 1).

ε : coefficient d'émission (0 à 1, optimum : 0).

Un tel traitement de surface peut être obtenu par des procédés électrochimiques ou électro-physiques. De nombreux progrès ont été réalisés dans ce domaine. Les plus importants, classés par ordre d'apparition, seront présentés et comparés par rapport à la peinture noire. Le tableau II.2, donne la sélectivité de quelques surfaces les plus usuelles.

État de surface de différents matériaux	α coefficient d'absorption	ε coefficient d'émission	α / ε
Cuivre poli	0.25	0.02	12.5
Acier poli	0.63	0.09	7
Aluminium anodise	0.80	0.14	5.71.
Nickel brillant	0.34	0.07	4.86
Aluminium poli	0.01	0.04	2.5
Peinture noire (silicate)	0.97	0.88	1.01
Peinture aluminium	0.26	0.26	1
Peinture blanche (silicate)	0.14	0.90	0.16
film plastique recouvert d'or	0,30	0,03	10
acier sablé	0,75	0,80	0,94
SSM : Kapton aluminisé de 0,5 mm d'épaisseur	0,36	0,52	0,69

Tableau II.2 : Caractéristiques radiatives de quelques surfaces absorbante [27]

II.3.1.1.2 Les différents revêtements possibles :

- **La peinture noire :**

La peinture mate noire du commerce permet d'obtenir un coefficient d'absorption compris entre 0,9 et 0,95. Mais le degré d'émission est très élevé de l'ordre de 0,85.

- **Oxyde de chrome :**

Le revêtement en « black chrome » (couleur noire) est composé d'oxyde de chrome déposé sur une sous-couche de nickel, formant une couche extrêmement fine sur un support métallique, dont les coefficients d'absorption et d'émission sont $\alpha = 0,95$ et $\varepsilon = 0,12 \div 0,18$.

- **Traitement sous vide :**

Ce revêtement sélectif a été mis au point en 1995, facilement reconnaissable par sa couleur bleu marine. Ce procédé consiste à déposer différents métaux sur la surface absorbante en présence du vide. Le coefficient d'absorption α obtenu est supérieur à 0,95 et le coefficient d'émission ε est inférieur à 0,05.

II.3.1.1.3 Les revêtements sélectifs [28]

Les revêtements sélectifs peuvent être classés en six catégories distinctes: a) intrinsèques, b) tandems semi-conducteur-métal, c) absorbeur à multicouche, d) multi-diélectrique revêtements composites, e) les surfaces texturées, et f) de façon sélective la transmission de l'énergie solaire sur le revêtement d'un absorbeur noir-type. Les absorbeurs intrinsèques utilisent un matériau ayant des propriétés intrinsèques qui résultent de la sélectivité spectrale désirée. Tandems semi-conducteurs métalliques absorbent le rayonnement de courte longueur d'onde en raison de la largeur de bande interdite de semi-conducteurs, ont une faible émission thermique en raison de la couche métallique. Les absorbeurs multicouches utilisent de multiples réflexions entre les couches susceptibles d'absorber la lumière, peuvent être adaptés pour être efficace. Les composites métal-diélectrique-cermets sont composés de fines particules de métal dans un matériau diélectrique ou une céramique d'accueil. Les surfaces texturées peuvent produire des absorptions solaires par des réflexions multiples entre microstructure aciculaire, dendritiques, ou poreux. En outre, de façon sélective la transmission de l'énergie solaire sur un absorbeur de revêtements noir-type sont également utilisés, généralement dans des applications à basses températures. Ces constructions sont respectivement schématisées d'après la figure (II.2)

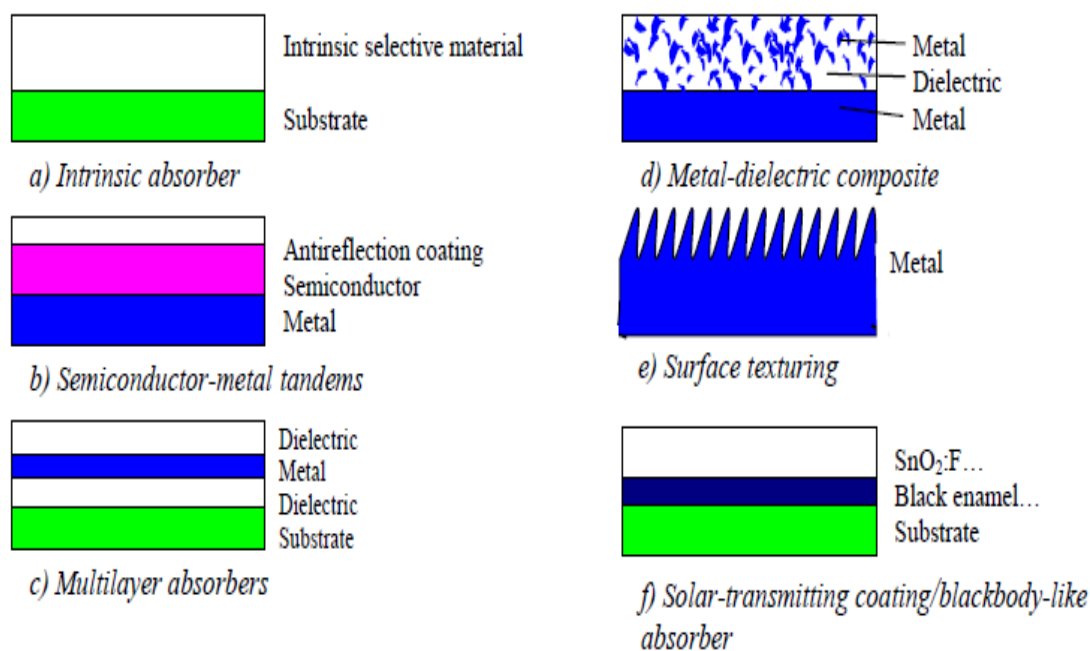


Figure (II.2) : Schéma des revêtements et traitements de surface pour l'absorption sélective de l'énergie solaire.

Le tableau II.3, donne les propriétés de quelques revêtements sélectifs.

revêtements sélectifs	α	ϵ	α/ϵ
chrome noir (Black Chrome Black)	0.93	0.10	9.3
Nickel de nickel poli (Nickel on polished nickel)	0.92	0.11	8.14
Nickel noir sur le fer galvanisé (Black Nickel on galvanized iron)	0.89	0.12	7.4
CuO sur le nickel	0.81	0.17	4.7
Co3O4 sur l'argent	0.90	0.27	3.3
CuO sur l' aluminium	0.93	0.11	8.5
CuO sur l'aluminium anodisé (on anodized aluminum)	0.85	0.11	7.7

Tableau II.3 : propriétés de quelques revêtements sélectifs [29]

II.3.2 Couverture transparente :

Durant le fonctionnement thermique d'un capteur solaire plan, la couverture transparente joue un rôle essentiel, qui est de permettre l'effet de serre : elle doit pour cela transmettre la plus grande partie possible du rayonnement solaire incident, et absorber (ou réfléchir dans le cas des couvertures transparentes dites sélectives) les rayons infrarouges provenant de l'absorbeur. Elle doit aussi confiner une lame d'air au-dessus de l'absorbeur, de façon à limiter les échanges convectifs. De façon contradictoire, la couverture transparente est donc par l'effet de serre à l'origine de l'échauffement de l'absorbeur, et par la réémission des rayons infrarouges le siège des pertes thermiques les plus importantes du capteur solaire.

Ses propriétés essentielles seront donc ses caractéristiques optiques et sa tenue mécanique. Elles devront présenter un facteur de transmission énergétique élevé de 0,3 à 2,2 microns, c'est-à-dire sur l'étendue du spectre solaire, et une opacité totale aux infrarouges lointains, de 4 à 30 μ , c'est à-dire aux longueurs d'onde d'émission du corps noir correspondant à des températures de 100 °C à -20 °C (en tenant compte de la largeur des spectres)

Elles devront d'autre part présenter une bonne résistance aux chocs et aux sollicitations mécaniques, qui peuvent être dues à des variations de pression ou aux simples dilatations différentielles.

Le verre est généralement choisi pour les couvertures de capteurs solaires à cause de ses propriétés optiques. Néanmoins sa tenue aux chocs ne peut être assurée en fonctionnement qu'au prix d'une épaisseur élevée (4 parfois 6 mm) ou de traitements particuliers (trempe). Il reste deux inconvénients majeurs à l'emploi du verre : son poids et les risques de casse accidentelle en transport, en manutention ou lors de la pose.

C'est pourquoi de nombreux fabricants de capteurs solaires s'orientent vers l'emploi de matières plastiques, moins lourdes et moins fragiles. Néanmoins, si le verre peut être considéré comme un matériau de référence en vieillissement, l'emploi de matériaux polymériques nécessite une étude sérieuse de leur durabilité.

Actuellement les trois matières plastiques utilisées comme couvertures sont :

- le polyméthacrylate (PMMA) : est un thermoplastique transparent parfois appelé verre acrylique, chimiquement, c'est le polymère synthétique de méthacrylate de méthyle.
- le polycarbonate (PC),
- le polyester renforcé aux fibres de verre (PRV) : Le PRV est un matériau composite thermodurcissable, principalement constitué de résine de polyester insaturé, renforcé de

fibres de verre et chargé en agrégats. La résine polyester joue le rôle de liant entre les différents composants.

Ces trois matériaux sont connus et employés dans certaines applications, dans le bâtiment depuis déjà de nombreuses années.[30]

Le tableau II.4 regroupe les propriétés de différentes surfaces transparentes.

Matière	réflexion	Epaisseur (mm)	transmittance $\lambda=0.4\div 2.5\mu\text{m}$	transmittance $\lambda=2.5\div 40\mu\text{m}$	C_p ($\text{kJ}/\text{kg}\cdot\text{K}$)	ρ (kg/m^3)
Verre	1.518	3.175	0.840	0.7020	0.754	2489
fibre de verre polyester renforcé	1.540	6.350	0.870	0.076	1.465	1399
Fibre acrylique (plexiglass)	1.490	3.175	0.900	0.020	1.465	1189
Polycarbonate (lexan)	1.586	3.175	0.840	0.020	1.193	1199
Polytétrafluoroéthylène (teflon)	1.343	5.080	0.960	0.0256	1.172	2480
Fluorure de polyvinyle (Tedlar)	1.460	1.016	0.920	0.07	1.256	1379
Polyster (mylar)	1.460	1.270	0.870	0.178	1.046	1394
fluorure de polyvinylidène (Kynar)	1.413	1.016	0.930	0.230	1.256	1770
Polyéthylène	1.500	1.016	0.920	0.810	2.302	910

Tableau II.4 : propriétés de différentes surfaces transparentes [31]

II.3.2.1 Facteur de transmission

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

$$\tau = \tau_a \cdot \tau_r \quad (\text{II-2})$$

Lorsqu'un rayonnement change de milieu de propagation, il subit au passage de l'interface, appelée dioptré une déviation en fonction de l'indice de réfraction n du milieu (figure II.3), selon la loi de **Snell-Descartes** [32].

$$n = \frac{n_2}{n_1} = \frac{\sin \theta_1}{\sin \theta_2} \quad (\text{II-3})$$

Où n_1 et n_2 sont les indices de réfraction et n est le rapport entre l'indice de réfraction pour les deux milieux formant l'interface.

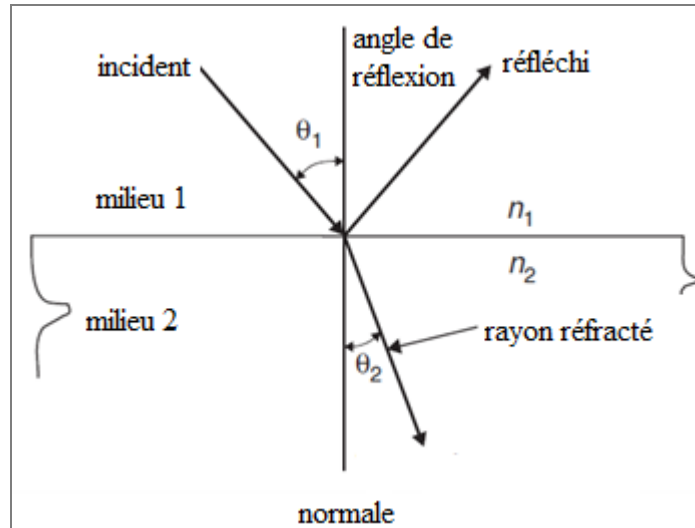


Figure (II.3) : Réfraction d'un rayon lumineux à la traversée d'un dioptre séparant deux milieux de réfringence différente.

Le coefficient de réflexion peut être déterminé par la formule de **Fresnel [32]** en deux composantes tels que :

$$r_{\perp} = \left[\frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)} \right] \quad (\text{II-4})$$

$$r_{\parallel} = \left[\frac{\tan^2(\theta_2 - \theta_1)}{\tan^2(\theta_2 + \theta_1)} \right] \quad (\text{II-5})$$

r_{\perp} : représente la composante perpendiculaire du rayon réfléchi.

r_{\parallel} : représente la composante parallèle du rayon réfléchi.

Les propriétés sont évaluées en calculant la moyenne de ces deux composantes.

$$r = \frac{1}{2} (r_{\perp} + r_{\parallel}) \quad (\text{II-6})$$

Pour un rayonnement incident normal, les deux angles sont nulle on aura :

$$r_0 = \left(\frac{n_1 - n_2}{n_1 + n_2} \right)^2 \quad (\text{II-7})$$

Ou encore, si le milieu (2) est de l'air ($n_2 \approx 1$) et en posant $n_1 = n$, ce qui conduit à écrire :

$$r_0 = \left(\frac{n-1}{n+1} \right)^2 \quad (\text{II-8})$$

Matériaux	Indice de réfraction
Air	1
L'eau	1.33
Verre	1.526
Polycarbonate	1.6
Poly méthacrylate	1.45

Tableau II.5 : indices de réfraction communs des matières transparentes [32, 33]

De même, la transmission, τ_r (r indice indiquent que les pertes optiques par réflexion sont prises en compte), peut être calculée à partir de la transmittance moyenne des deux composantes comme suit :

$$\tau_r = \frac{1}{2} \left(\frac{1-r_{||}}{1+r_{||}} + \frac{1-r_{\perp}}{1+r_{\perp}} \right) \tag{II-9}$$

La couverture transparente d'un capteur solaire est généralement constituée 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 $(1 - r)$ pénètre dans le matériau tandis qu'une fraction est réfléchi. La partie transmise se réfléchit à son tour et ne transmet donc qu'une fraction $(1 - r)^2$. Et ainsi de suite le coefficient de transmission τ_r , s'écrira donc conformément à la figure (II-4).

$$\tau_r = (1 - r)^2 \sum_{n=0}^{\infty} r^{2n} = \frac{1-r}{1+r} \tag{II-10}$$

Pour un système avec N couvertures, on aura [32] :

$$\tau_r = \frac{1}{2} \left(\frac{1-r_{||}}{1+(2N-1)r_{||}} + \frac{1-r_{\perp}}{1+(2N-1)r_{\perp}} \right) \tag{II-11}$$

La dernière expression devient sous la forme :

$$\tau_r = \frac{1}{2} \left(\frac{1-r}{1+(2N-1)r} \right) \tag{II-12}$$

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

$$\tau_a = \exp \left(- \frac{KL}{\cos \theta_2} \right) \tag{II-13}$$

Où K est le coefficient d'extinction (aussi appelé coefficient d'atténuation), qui peut varier de 4 m⁻¹ (pour le verre de faible qualité) à 32 m⁻¹ (pour le verre de haute qualité), L est l'épaisseur de la vitre [32].

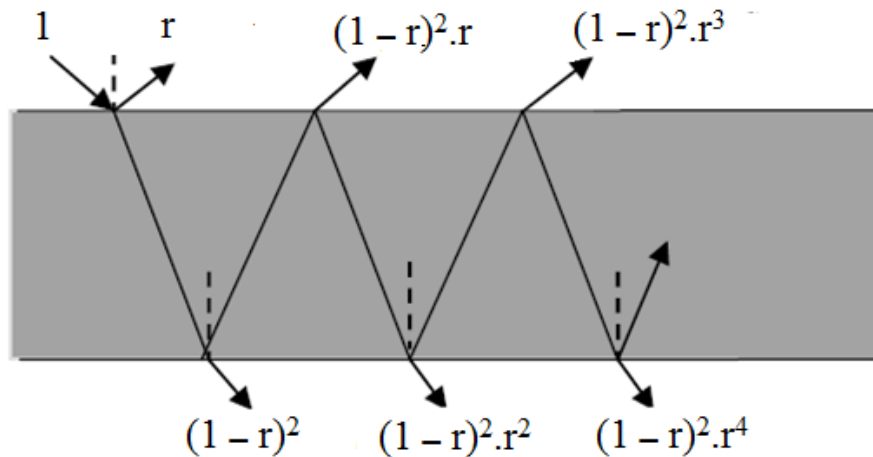


Figure (II.4): Effet des multiples réflexions sur le facteur de transmission d'une vitre.

Matériaux	Coefficient d'extinction
Verre solaire	4
Verre de la fenêtrer	30
Verre de la protection du soleil absorbant	130÷270

Tableau II.6 : coefficients d'extinction de certains matériaux transparents [33]

II.3.3 Fluide caloporteur

Pour évacuer la chaleur emmagasinée par la surface absorbante, on utilise habituellement soit l'eau soit l'air, ce dernier se distingue par les avantages suivants :

- Pas de problème de gel l'hiver ou d'ébullition l'été.
- Avec l'air sec, il n'y pas de problème de corrosion.
- Mise en œuvre simple.
- Système fiable.

Mais son utilisation entraîne les inconvénients suivants :

- L'air ne peut servir qu'au chauffage des locaux.
- Le produit de la masse volumique par la chaleur spécifique est faible pour l'air comparativement à celui dans le cas de l'eau.
- Les conduites doivent avoir une forte section pour laisser passer un débit suffisant compte tenu de la remarque précédente.

- Les transferts thermiques sont moins bons qu'avec l'eau. Dans le cas de tuyauteries soudées sur la face arrière de la plaque absorbante, il faut prendre soin aux soudures afin de réduire le plus possible la résistance thermique de contact.

II.3.4 L'isolant

Pour minimiser les pertes calorifiques du système, il faut isoler ses parois. Vers l'avant c'est le plus souvent une lame d'air qui fait office d'isolant. Son épaisseur ne doit pas être trop importante pour limiter les transferts par convection. On choisira une distance comprise entre 2 à 3 cm. A la partie arrière, on place une ou plusieurs couches d'isolant du type : laine de verre, polystyrène, mousse de polyuréthane; le tableau II.7 regroupe les principales propriétés thermiques de quelques matériaux isolants.

Matériau	Conductivité Thermique $\lambda = (\text{W}/\text{m}\cdot\text{K})$	Chaleur massique $C_P = (\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K})$	Masse volumique $\rho = (\text{kg}/\text{m}^3)$	Diffusivité $\alpha = \frac{\lambda}{\rho C_P} (\text{m}^2/\text{s})$
Laine de verre	0.036	840	40	10.7
Polystyrène expansé	0.040	1500	20	13.3
Laine de roche	0.040	840	40	11.9
Laine (vêtement)	0.040	1880	450	0.47
Liège expansé	0.048	1380	120	2.9
Bois de Spain	0.144	272	535	9.9
Caoutchouc pur	0.153	2170	1200	0.6

Tableau II.7 : Propriétés thermiques des quelque matériaux isolants [27]

L'étude de capteur solaire nous exige de faire un approche sur la modélisation du rayonnement incident sur un plan incliné par un angle β avec l'horizontal.

II.4. Rayonnement solaire [34]

Lors de sa traversée dans l'atmosphère, le rayonnement solaire est soumis à des phénomènes de diffusion et d'absorption par des molécules gazeuses comme par les aérosols, gouttelettes, cristaux et poussière diverses en suspension. Le rayonnement absorbé est transformé en chaleur et disparaît du bilan du rayonnement utilisable au sol. Le rayonnement diffusé est rayonné dans l'espace pour être à nouveau diffusé vers le sol ou vers le ciel, absorbé ou transmis. Le rayonnement reçu au sol se décompose en :

- ✓ Rayonnement **direct** : les rayons parallèles, viennent directement du soleil, plus au moins atténués (par absorption ou par diffusion).
- ✓ Rayonnement **diffus provenant du ciel** : ce rayonnement provient de manière non isotrope, de toutes les directions de l'espace. Une partie du rayonnement diffusé est renvoyée vers l'espace.
- ✓ Rayonnement **diffus provenant du sol** : il s'agit du rayonnement réfléchi par le sol constitué du rayonnement direct et diffus atteignant le sol puis réfléchi par ce dernier, qui est caractérisé par la nature du sol, souvent est désigné par un coefficient de la réflectivité du sol **dit aussi Albédo**, comme étant le rapport entre l'énergie réfléchie.
- ✓ L'ensemble (direct + diffus) constitue le rayonnement **global**.

Le tableau (II-8) donne quelques valeurs moyennes de réflectivité ou albédo du sol (ρ) pour différents types de sols.

Surface	Réflectivité moyenne (albédo)
Sol enneigé	0.7
Sol recouvert de feuilles mortes	0.30
Herbe verte	0.26
Forêt en automne ou champs dorés	0.26
Galets et pierres blanches	0.20
Herbe sèche	0.2
Sol argileux	0.17
Forêt en hiver (arbres conifères sans neige)	0.007
Plan d'eau (soleil haut $h > 030^\circ$)	0.007

Tableau II.8 : albédo du sol [34]

II.4.1 Modèles d'estimation du rayonnement solaire terrestre [34]

Il existe plusieurs modèles pour la simulation de l'éclairement solaire global, direct et diffus, généralement exprimés par des approches semi empiriques, les plus fréquemment connus et utilisés dans la pratique on citera principalement le modèle de **PERRIN DE BRICHAMBAUT** et celui de **LIU et JORDAN**, ces deux modèles donnent de bons résultats pour estimer l'irradiation solaire sur un plan parfaitement horizontal ou sur un plan incliné. Dans notre travail on se basera sur l'approche de **PERRIN DE BRICHAMBAUT**.

II.4.2 Modèle de PERRIN DE BRICHAMBEAUT sur un plan horizontal

Le rayonnement global sur un plan horizontal est la somme du rayonnement direct et du rayonnement diffus, estimé par l'expression suivante :

$$G_{hor} = I_{hor} + D_{hor} \quad (II-14)$$

Où, G_{hor} : étant le rayonnement global reçu par un plan horizontal en $W.m^{-2}$

I_{hor} : Rayonnement normal reçu par un plan horizontal en $W.m^{-2}$

D_{hor} : Rayonnement diffus provenant du ciel, reçu par un plan horizontal en $W.m^{-2}$.

Le rayonnement direct sur un plan horizontal peut être estimé comme suit :

$$I_{hor} = A \cdot (\sin h) \cdot \exp \frac{-1}{C \sin(h+\delta)} \quad (II-15)$$

Avec,

· h : étant la hauteur du soleil en degré.

· A , et C sont des constantes qui dépendent de la qualité du ciel, dont les valeurs sont exprimées d'après le tableau (II-9) suivant :

Nature du ciel	A	C
Ciel très pur (très clair) (CC)	1300	6
Ciel moyen (CM)	1230	4
Ciel pollué (CP)	1200	2.5

Tableau II.9 : valeurs des constantes A et C en fonction de la nature du ciel [34]
(modèle de Perrin de Brichambaut)

De la même façon, le rayonnement diffus en provenance du ciel est aussi en fonction de la qualité du ciel, exprimé par la relation (II-16) suivante :

$$D_{hor} = B(\sin h)^{0.4} \quad (II-16)$$

Avec B est une constante qui dépend de la nature du ciel, Tableau (II-10).

Nature du ciel	B
Ciel très pur (très clair) (CC)	87
Ciel moyen (CM)	125
Ciel pollué (CP)	127

Tableau II.10 valeurs de B en fonction de la nature du ciel [34]

(modèle de Perrin de Brichambaut)

II.4.3 Rayonnement solaire sur un plan incliné [34] :

Si les éclairagements solaires incidents directs, diffus ou globaux sur un plan horizontal sont connus, on peut calculer l'éclairagement solaire sur un plan incliné et d'orientation quelconque. Dans ce cas l'irradiation globale arrivant sur une surface réceptrice inclinée, est constituée de trois composantes:

- ✓ Composante directe du rayonnement solaire
- ✓ Composante diffuse isotrope provenant du ciel.
- ✓ Composante diffuse provenant du sol.

$$G_{(\beta)} = S_{(\beta)} + D_{\text{ciel}-(\beta)} + D_{\text{sol}-(\beta)} \quad (\text{II-17})$$

Avec,

$G_{(\beta)}$: rayonnement global reçu par un plan incliné.

$S_{(\beta)}$: rayonnement direct arrivant normalement sur un plan incliné.

$D_{\text{ciel}-(\beta)}$: rayonnement diffus provenant du ciel, reçu sur un plan incliné

$D_{\text{sol}-(\beta)}$: rayonnement diffus provenant du sol, reçu sur un plan incliné.

En tenant compte de l'inclinaison du plan récepteur incliné, le rayonnement direct reçu par le plan incliné est estimé comme suit

$$S_{(\beta)} = I_{\text{hor}} \cdot R_b \quad (\text{II-18})$$

Où,

I_{hor} : étant le rayonnement direct sur un plan horizontal eq.(II-15).

R_b est appelé facteur d'inclinaison du rayonnement direct, pour une surface face au sud, est exprimé par la relation suivante :

$$R_b = \frac{\cos \theta}{\sin h} = \frac{\cos(\varphi - \beta) \cdot \cos \delta \cdot \cos \omega + \sin(\varphi - \beta) \cdot \sin \delta}{\cos \varphi \cdot \cos \delta \cdot \cos \omega + \sin \varphi \cdot \sin \delta} \quad (\text{II-19})$$

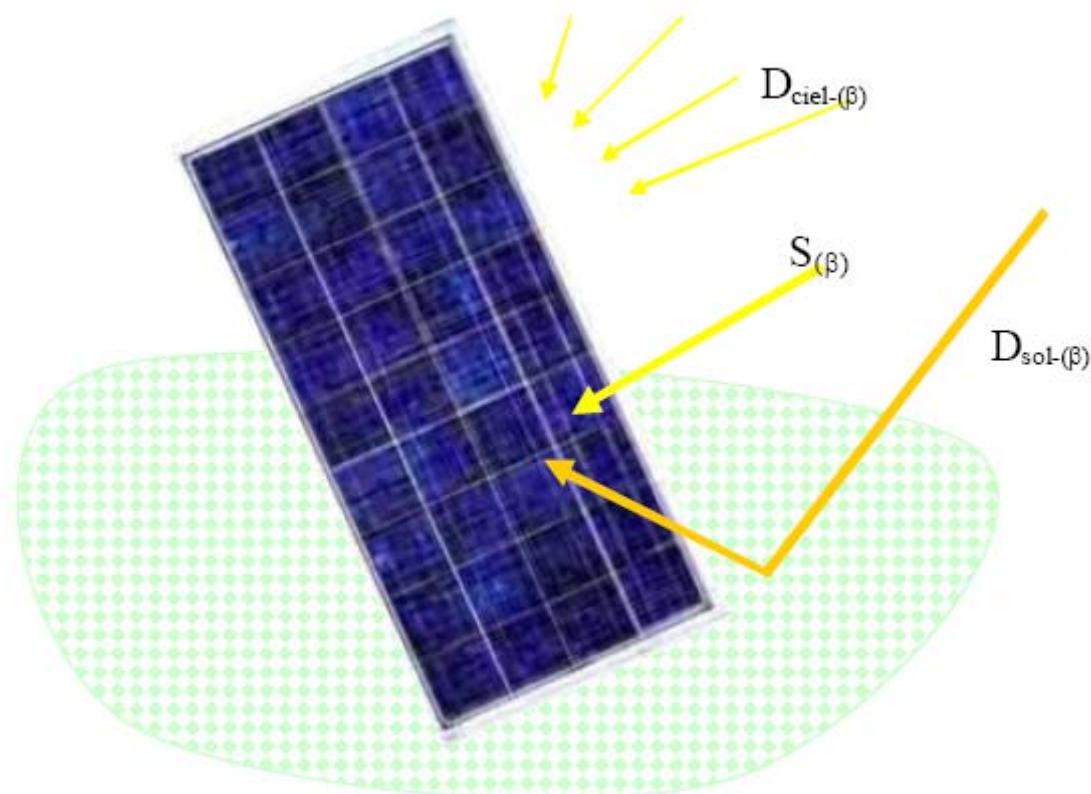


Figure (II.5): Schématisation des composantes du rayonnement solaire reçu par un plan incliné

D'autre part le rayonnement isotrope venant de toutes les directions en provenance du ciel, sur un plan incliné est de la forme :

$$D_{\text{ciel}-(\beta)} = D_{\text{hor}} \cdot \frac{1 + \cos \beta}{2} \quad (\text{II-20})$$

Finalement, la part du rayonnement réfléchi en provenance du sol et reçu par le plan incliné s'écrit :

$$D_{\text{sol}-(\beta)} = (I_{\text{hor}} \cdot \sin h + D_{\text{hor}}) \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \cdot \rho \quad (\text{II-21})$$

Où,

β : étant l'angle d'inclinaison par rapport à l'horizontal.

ρ : étant la réflectivité moyenne du sol avoisinant au plan incliné.

II.5. Analyse thermique de capteur solaire plan à air

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,.....)

La paroi absorbante s'échauffe sous l'effet de l'absorption du rayonnement solaire incident, Le fluide qui circule sous cette paroi récupère par convection une partie de cette énergie absorbée et subit une élévation de température $T_{fs} - T_{fe}$ à la traversée du capteur

Dans ce qui suit on regroupera les équations mathématiques gouvernant le fonctionnement du capteur à air après le bilan thermique de celle-ci.

II.5.1 Bilan thermique et calcul de rendement

Le bilan thermique de la paroi absorbante s'écrit :

$$Q_{sa} - Q_p + Q_u + Q_{st} \quad (II-22)$$

Où,

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

Q_p : Flux perdu par la paroi absorbante en $[w/m^2]$

Q_u : Flux utile transmis au fluide caloporteur en $[w/m^2]$

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

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 :

$$Q_{sa} = Q_p + Q_u \quad (II-23)$$

II.5.2 Modélisation des échanges thermiques dans un capteur solaire :

Le principe de modélisation consiste à écrire les bilans énergétiques de chaque élément constituant le capteur ; absorbeur, vitre, isolant et fluide caloporteur. Avant d'aborder les calculs il est nécessaire de considérer certaines hypothèses :

- ✓ Les propriétés physiques et thermiques du fluide caloporteur (air) sont données en fonction de sa température moyenne.
- ✓ L'absorbeur étant en métal (acier, cuivre ou aluminium) de faible épaisseur avec une conductivité très élevée.
- ✓ Les deux faces de la vitre sont à la même température.

- ✓ La température ambiante est la même autour du capteur.
- ✓ La température dans le fluide et dans l'absorbeur ne dépend que de la dimension longitudinale (sens de l'écoulement).

Plusieurs modèles sont rencontrés pour ce fait, deux méthodes de modélisation sont rencontrées également

- a) Méthode par tranches
- b) Méthode globale

II.5.2.1 Méthode par tranche

Cette méthode est aussi dite, la méthode de modélisation " pas à pas " la méthode consiste à découper l'isolateur en tranches fictive de longueur δx dans le sens de l'écoulement du fluide caloporteur et à écrire les bilans dans chaque tranche. Il est commode pour cela d'utiliser les analogies qui existent entre le transfert de chaleur et le transfert d'électricité.

les différents échanges thermiques qui ont lieux, sont schématisés par le circuit électrique équivalent figure (II-6).

- **Bilan thermique de la vitre (indice, v)**

$$h_{v,p-v}(T_p - T_v) + h_{c,p-v}(T_p - T_v) = U_{av1} \cdot (T \quad \text{II-24})$$

- **Bilan thermique de l'absorbeur (indice, p)**

$$(T_v, \alpha_p) \cdot G = h_{a,p-f}(T_p - T_{fm}) + h_{c,p-v}(T_p - T_v) + h_{v,p-pl}(T_p - T_{pl}) + h_{v,p-v}(T_p - T_v) \quad \text{II-25}$$

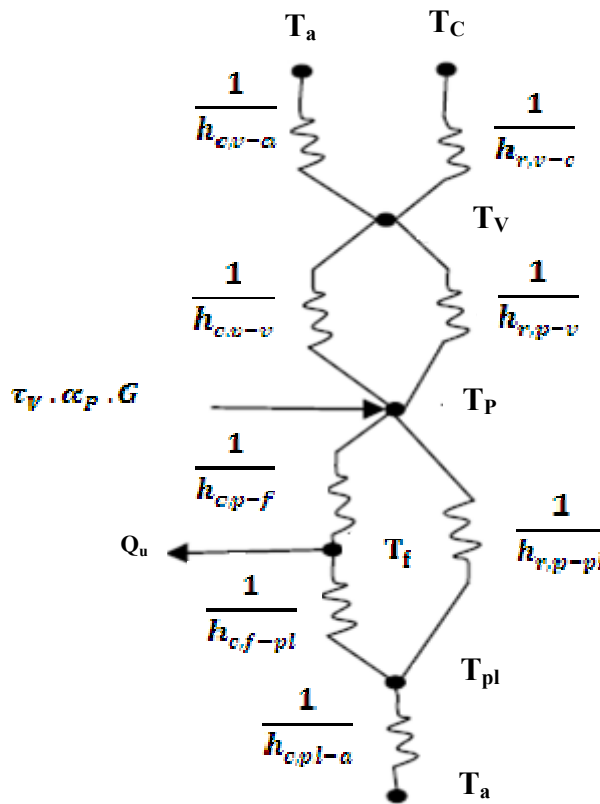


Figure (II.6) : Schéma électrique relatif à une section du capteur

- Bilan thermique du fluide caloporteur (indice, f)

$$h_{c,p-f} (T_p - T_{fm}) = h_{c,f-pl} (T_{fm} - T_p) \tag{II-26}$$

- Pour le plan d'écoulement inférieur (coté isolant) (indice, pl)

$$h_{c,pl-f} (T_{fm} - T_{pl}) + h_{v,p-pl} (T_p - T_{pl}) = U_{av} (T_i \tag{II-27}$$

Avec :

T_a : Température ambiante [°C]

T_v : Température de la vitre [°C]

T_p : Température d'absorbeur [°C]

T_{fm} : Température moyenne du fluide caloporteur, air [°C]

T_{pl} : Température de la plaque d'aluminium près de l'isolant [°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].

$h_{v,v-c}$: Coefficient de transfert radiatif entre la vitre la voûte céleste [W/m²k].

$h_{v,p-v}$: Coefficient de transfert radiatif entre l'absorbeur et la vitre [W/m²k].

$h_{v,p-pl}$: Coefficient de transfert radiatif entre l'absorbeur et la plaque d'aluminium [W/m²k].

$h_{c,v-a}$: Coefficient de transfert convectif entre la vitre et l'air ambiant [W/m²k].

$h_{c,p-v}$: Coefficient de transfert convectif entre l'absorbeur et la vitre [W/m²k].

$h_{c,p-f}$: Coefficient de transfert convectif entre l'absorbeur et le fluide [W/m²k].

$h_{c,f-pl}$: Coefficient de transfert convectif entre le fluide et la plaque d'aluminium [W/m²k].

$h_{c,pl-a}$: Coefficient de transfert convectif entre la plaque d'aluminium et l'ambiance [W/m²k].

G : Flux solaire global reçu par le capteur plan.

τ_v : Coefficient de transmission de la vitre.

α_p : Coefficient d'absorption de l'absorbeur.

Considérons une tranche d'écoulement de longueur dx . La conservation de l'énergie dans cette tranche nous donne, sachant que l_c est la largeur du capteur :

$$\dot{m} \cdot C_p \cdot T_f + Q_u \cdot l_c \cdot dx = \dot{m} \cdot C_p \left[T_f + \frac{dT_f}{dx} \cdot dx \right] \Rightarrow \frac{dT_f}{dx} = \frac{Q_u \cdot l_c}{\dot{m} C_p} \quad (II-28)$$

Avec, \dot{m} : Débit massique [kg/s].

C_p : Capacité calorifique massique du fluide à pression constante [J/kg.k].

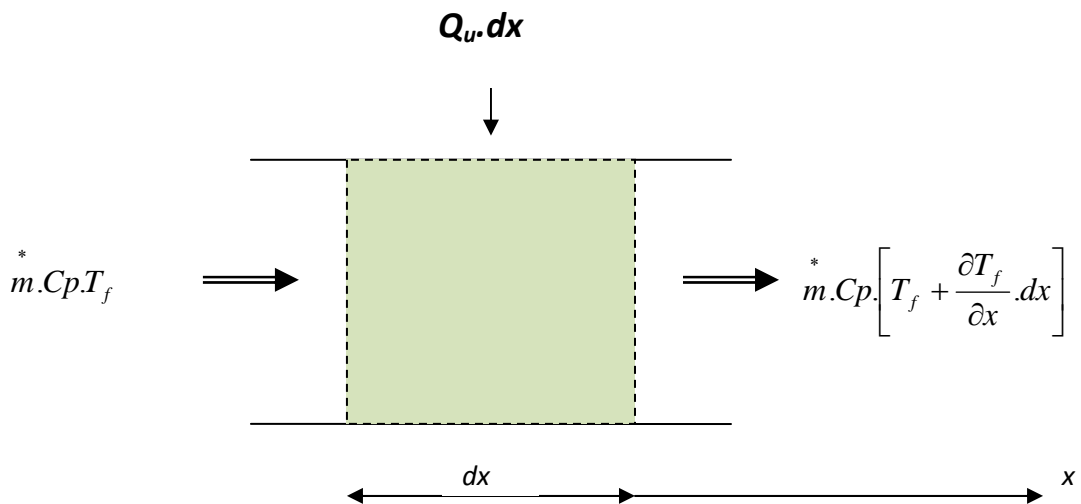


Figure (II.7) : Tranche fictive de longueur dx

On suppose que la température et le transfert de chaleur avec le fluide caloporteur de température T_f est uniforme le long du capteur de longueur L d'où :

$$\int_{x=0}^{x=L} \frac{dT_f}{dx} dx = \int_{x=0}^{x=L} \frac{Q_u \cdot L}{\dot{m} \cdot C_p} dx \quad (\text{II-29})$$

Nous aurons :

$$T_f(x) = \left[\frac{Q_u \cdot L}{\dot{m} \cdot C_p} \right] \cdot x + T_{fe}$$

D'où ,

$$T_{fs} = \left[\frac{Q_u \cdot L}{\dot{m} \cdot C_p} \right] \cdot L + T_{fe} \quad (\text{II-30})$$

Où T_{fe} est la température d'entrée du fluide dans le capteur, T_{fs} est sa température à la sortie.

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.

$$T_{fm} = \frac{T_{fe} + T_{fs}}{2} \quad (\text{II-31})$$

Des deux dernières équations, on déduit :

$$Q_u = \frac{2 \cdot \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{fm} - T_{fe})}{A} \quad (\text{II-32})$$

Où : $A = L \cdot l_c$

En remplaçant la valeur du flux transmis au fluide Q_u dans le système d'équation du bilan on aura :

$$(h_{r,p-v} + h_{c,p-v} + U_{av1})T_v - (h_{r,p-v} + h_{c,p-v})T_p = U_{av1} \cdot T_a \quad (\text{II-33})$$

$$(h_{c,p-v} + h_{r,p-v})T_v + (h_{c,p-f} + h_{c,p-v} + h_{r,p-pl})T_p + h_{c,p-f}T_{fm} + h_{r,p-pl}T_{pl} = \tau_v \cdot \alpha_p \cdot G \quad (\text{II-34})$$

$$h_{c,p-f} \cdot T_p - \left(h_{c,p-f} + h_{c,f-pl} + \frac{2 \cdot \dot{m} \cdot C_p}{A} \right) T_{fm} + h_{c,f-pl} T_{pl} = \frac{2 \cdot \dot{m} \cdot C_p}{A} T_{fe} \quad (\text{II-35})$$

$$h_{r,p-pl} T_p + T_{fm} h_{c,pl-f} - (h_{c,pl-f} + h_{r,p-pl} + U_{av}) T_{pl} = -U_{av} T_a \quad (\text{II-36})$$

Ce système d'équation peut être mis sous la forme matricielle suivante :

$$\begin{cases} T_v a_{11} + T_p a_{12} + T_{fm} a_{13} + T_{pl} a_{14} = b_1 \\ T_v a_{21} + T_p a_{22} + T_{fm} a_{23} + T_{pl} a_{24} = b_2 \\ T_v a_{31} + T_p a_{32} + T_{fm} a_{33} + T_{pl} a_{34} = b_3 \\ T_v a_{41} + T_p a_{42} + T_{fm} a_{43} + T_{pl} a_{44} = b_4 \end{cases}$$

$$A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} \end{bmatrix} \quad T = \begin{bmatrix} T_v \\ T_p \\ T_{fm} \\ T_{pl} \end{bmatrix} \quad B = \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \\ b_4 \end{bmatrix}$$

Les températures peuvent être déterminées par : $\{T\} = [A]^{-1} \cdot \{B\}$ en connaissant les valeurs des coefficients d'échanges thermiques ainsi que les pertes à l'avant et à l'arrière, les valeurs des coefficients des pertes globales par l'avant du capteur U_{av1} et par l'arrière U_{ar} définis par les expressions :

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

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

II.5.2.1.1 Évaluations des coefficients des changes radiatif et convectif

- *Coefficient d'échange par convection entre la vitre et l'air ambiant dû au vent $h_{c,v-a}$:*

donné par la relation de Hottel et Woertz [35] :

$$h_{c,v-a} = 5.67 + 3.86V_{vent} \quad \text{Et} \quad 0 \leq V_{vent} < 10 \text{ m/s} \quad \left(\frac{W}{m^2 K} \right). \quad (\text{II-37})$$

- *Coefficient d'échange par convection entre la vitre et l'absorbeur $h_{c,p-v}$:*

L'échange entre la vitre et l'absorbeur, à travers la lame d'air immobile si elle existe, est une convection naturelle, est exprimé en fonction du nombre de Rayleigh par la corrélation de Hollands et al (1976) [36].

$$h_{c,p-v} = \lambda_a / d \left\{ 1 + 1.44 [1 - R]^+ (1 - R(\sin 1.8E)^{1.6}) + \left[0.66416R^{-1/3} - 1 \right]^+ \right\} \quad (\text{II-38})$$

Où, $R = \frac{1708}{R_a \cos E}$

R_a : Etant le nombre de Rayleigh, $R_a = \frac{g B' \Delta T d^3}{\alpha \nu}$

g : Accélération de la pesanteur [m/s^2]

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

ΔT : Écart de température entre la vitre et l'absorbeur, [K°]

d : Distance entre la vitre et l'absorbeur, [m]

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

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

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

β : Angle d'inclinaison du capteur par rapport à l'horizontal en degré.

L'exposant [°] implique seulement les valeurs positives dans les supports carrés qui devraient être utilisés (on le néglige lorsqu'elles deviennent négatives)

D'autres corrélations peuvent être également employées, on cite en particulier celles établies par Ucar et Inalli, 2006 [37] .

$$\begin{cases} 100 < R_e < 2100 & N_u = 0.344 R_e^{0.35} \\ 2100 < R_e < 2850 & N_u = 168 \cdot 10^{-9} R_e^{2.25} \\ 2850 < R_e < 5650 & N_u = 2.55 \cdot 10^{-3} R_e^{1.04} \\ 5650 < R_e < 100000 & N_u = 19.81 \cdot 10^{-3} R_e^{0.8} \end{cases} \quad (II-39)$$

- **Échanges convectifs dans la lame d'air mobile $h_{c,p-f}$, $h_{c,f-pl}$:**

Pour augmenter la valeur du coefficient d'échange entre le fluide et l'absorbeur, il faut favoriser l'échange, et par suite l'énergie transférée. Cela est réalisable de plusieurs façons :

- Utilisations des chicane qui canalisent le fluide caloporteur et augmente le temps de son passage dans le capteur en allongeant son parcours.
- Accroissement de la surface d'échange entre l'absorbeur et le fluide caloporteur par introduction de plusieurs rangées d'ailettes.

Diverses corrélations ont été développées pour déterminer ce coefficient. En ce qui concerne la convection forcée, et dans le cas des conduits rectangulaires on peut utiliser l'expression empirique suivante [38].

$$N_u = 0.0196 \cdot R_e^{0.6} \cdot P_r^{1/3}$$

$$h_{c,p-f} = h_{c,f-pl} = \frac{N_u \lambda}{D_H} \quad (II-$$

En $w/(m^2.k)$ avec $R_e = \frac{V.D_H}{\nu}$

P_r : Le nombre de Prandtl (égal à 0.73 pour l'air).

D_H : Diamètre hydraulique (dimension caractéristique)

ν : Viscosité cinématique $\left[\frac{m^2}{s}\right]$

D'autres relations reliant Nu à Pr et Re ont été proposées par Manglik et Buelow (1995), Kays ainsi que Tan et Charters.

Les corrélations de Sieder-Tate et Hausen, souvent adoptées; elles dépendent du régime d'écoulement caractérisé par la valeur du nombre de Reynolds, introduisent le nombre adimensionnel de Graetz, défini par :[38]

$$G_z = R_e . P_r \frac{D_H}{L}$$

Tels que :

- Pour le régime laminaire : $Re < 2100$

$$\begin{cases} N_u = 3.66 + 0.085 \cdot \left(1 + 0.047 \cdot G_z^{2/3}\right) & \text{pour } G_z < 100 \\ N_u = 1.86 \cdot G_z^{1/3} + 0.87 \cdot \left(1 + 0.015 \cdot G_z^{1/3}\right) & \text{pour } G_z > 100 \end{cases} \quad \text{(II-41)}$$

- Pour le régime transitoire : $2100 < Re < 10000$

$$N_u = 0.116 \left(R_e^{2/3} - 125\right) \cdot P_r^{1/3} \cdot \left[1 + (D_H/L)^{2/3}\right] \quad \text{(II-42)}$$

- Pour le régime turbulent : $Re > 10000$

$$N_u = 0.027 \cdot R_e^{0.8} \cdot P_r^{0.33} \quad \text{(II-43)}$$

- Coefficient de transfert radiatif entre la vitre la voûte céleste $h_{v,v-c}$:

Le coefficient de transfert radiatif entre la vitre et la voûte céleste peut être donné par la formule suivante :

$$h_{v,v-c} = \sigma \cdot \frac{(T_v + T_c)(T_v^2 + T_c^2)}{\frac{1}{\varepsilon_v}} \quad \text{(II-44)}$$

Où, σ est la constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} w/m^2 \cdot k^4$).

La température de la voûte céleste est donnée par la formule de Swinbank[39]

$$T_c = 0.0552 \cdot T_a^{1.5} \quad (II-45)$$

- **Coefficient de transfert radiatif entre l'absorbeur et la vitre $h_{v,p-v}$:**

Le coefficient de transfert radiatif entre la vitre et l'absorbeur est donné par [39] :

$$h_{v,p-v} = \sigma \cdot \frac{(T_p + T_v)(T_p^2 + T_v^2)}{\frac{\epsilon_v}{\epsilon_p} + \frac{\epsilon_p}{\epsilon_v} - 1} \quad (II-46)$$

Avec,

ϵ_v : Emissivité de la vitre.

ϵ_p : Emissivité de l'absorbeur

- **Coefficient de transfert radiatif entre l'absorbeur et la plaque d'aluminium $h_{r,p-pl}$**

Le coefficient de transfert thermique par rayonnement entre la face inférieure de l'absorbeur et la plaque inférieure où les températures T_p , T_{pl} sont exprimées en Kelvin, est donné par J.F. Sacadura [40], Il s'écrit ainsi :

$$h_{r,p-pl} = \sigma \cdot \frac{(T_p + T_{pl})(T_p^2 + T_{pl}^2)}{\frac{\epsilon_p}{\epsilon_{pl}} + \frac{\epsilon_{pl}}{\epsilon_p} - 1} \quad (II-47)$$

II.5.2.2 Méthode globale

Cette méthode est celle suivie par **Hottel, Whillier et Bliss**. [41]. Elle suppose que le régime est quasi-permanent et que les éléments de l'isolateur se trouvent chacun à une température moyenne constante ; elle néglige donc les effets de l'inertie thermique.

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

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

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T_f}{\partial \tau} + \vec{V}_f \overline{\text{grad}}(T_{fm}) \right) = \text{div}(\vec{q}) + \sigma_T \quad (II-48)$$

Où q est le flux de 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 .

Pour simplifier l'équation (II-48) on suppose les hypothèses suivantes :

- ✓ le régime est permanent : $\frac{\partial T_f}{\partial \tau} = 0$

- ✓ l'écoulement est unidimensionnel : $\overrightarrow{\text{grad}}T_f = \frac{\partial T_f}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x}$
- ✓ la conduction dans le fluide est négligée : $\text{div}\vec{q} = 0$
(q est le flux de conduction dans le fluide).

Donc l'équation (II-46) s'écrit :

$$\rho C_p V_f \frac{\partial T_f}{\partial x} = \sigma_T \quad (\text{II-49})$$

$$\text{Où : } \sigma_T = \frac{Q_u}{e}$$

En introduisant le coefficient global de perte thermique entre l'absorbeur et l'air extérieur U_L , la puissance utile apportée par l'air sortant de l'isolateur s'écrit :

$$P_u = A Q_u = A(\tau_v \alpha_p G - U_L(T_p - T_a)) \quad (\text{II-50})$$

Où A est la surface de captation utile face au rayonnement solaire incident, U_L est le coefficient global des pertes thermiques entre l'absorbeur et l'air ambiant.

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

$$P_u' = A(\tau_v \alpha_p G - U_L(T_{fm} - T_a)) \quad (\text{II-51})$$

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 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 $F' = \frac{P_u}{P_u'}$ [41].

$$F' = \frac{\tau_v \alpha_p G - U_L(T_p - T_a)}{\tau_v \alpha_p G - U_L(T_{fm} - T_a)} \quad (\text{II-52})$$

En tenant compte des échanges radiatifs on aura une autre expression de F' [41, 42].

$$F' = \frac{h_{r,p-pl} + h_{c,p-f} + h_{c,f-pl} U_{av} + h_{r,p-pl} h_{c,f-pl} + h_{c,f-pl} h_{c,p-f}}{(U_{av} + h_{r,p-pl} + h_{c,p-f})(U_{ar} + h_{c,f-pl} + h_{r,p-pl}) - h_{r,p-pl}^2} \quad (\text{II-53})$$

Et pour $h_{c,p-f} = h_{c,f-pl}$ l'équation précédente s'écrit :

$$F' = \frac{h_{c,p-f}(U_{av} + 2h_{r,p-pl} + h_{c,p-f})}{(U_{av} + h_{r,p-pl} + h_{c,p-f})(U_{ar} + h_{c,f-pl} + h_{r,p-pl}) - h_{r,p-pl}^2} \quad (\text{II-54})$$

F' : désigne le coefficient d'efficacité de l'absorbeur

Soit :

$$P_u = AF'(\tau_v \alpha_p G - U_L(T_{fm} - T_a)) \quad (II-55)$$

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

$$\dot{m}C_p \frac{\partial T_f}{\partial x} = l_c F'(\tau_v \alpha_p G - U_L(T_{fm} - T_a)) \quad (II-56)$$

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

$$\frac{T_{fm} - T_a - \frac{\tau_v \alpha_p G}{U_L}}{T_{fs} - T_a - \frac{\tau_v \alpha_p G}{U_L}} = \exp\left(-\frac{U_L l_c F' x}{\dot{m} C_p}\right) \quad (II-57)$$

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

$$\frac{T_{fs} - T_a - \frac{\tau_v \alpha_p G}{U_L}}{T_{fs} - T_a - \frac{\tau_v \alpha_p G}{U_L}} = \exp\left(-\frac{U_L l_c F' L}{\dot{m} C_p}\right) \quad (II-58)$$

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

$$F_R = \frac{\tau_v \alpha_p G - U_L(T_a - T_a)}{\tau_v \alpha_p G - U_L(T_{fs} - T_a)} \quad (II-59)$$

En introduisant le débit massique rapporté par m^2 du capteur désigné par la quantité ($\dot{M}_C = \frac{\dot{m}}{A}$), Où $A = L \cdot l_c$, L et l_c sont respectivement la largeur et la longueur du capteur en (m).

Alors l'équation (II-31) serait de la forme :

$$Q_u = \dot{M}_C \cdot C_p (T_{fs} - T_a) = \dot{M}_C \cdot C_p \left(\left(T_{fs} - T_a - \frac{\tau_v \alpha_p G}{U_L} \right) - \left(T_{fs} - T_a - \frac{\tau_v \alpha_p G}{U_L} \right) \right)$$

$$Q_u = \dot{M}_C \cdot C_p \left(\left(T_{fs} - T_a - \frac{\tau_v \alpha_p G}{U_L} \right) \exp\left(-\frac{U_L F' L}{\dot{M}_C \cdot C_p}\right) - \left(T_{fs} - T_a - \frac{\tau_v \alpha_p G}{U_L} \right) \right)$$

$$Q_u = \frac{\dot{M}_C \cdot C_p}{U_L} \left(1 - \exp\left(-\frac{U_L F' L}{\dot{M}_C \cdot C_p}\right) (\tau_v \alpha_p G - U_L (T_{fs} - T_a)) \right) \quad (II-60)$$

Finalement sous forme plus simpliste on obtient :

$$Q_u = F_R (\tau_v \alpha_p G - U_L (T_{fs} - T_a)) \quad (\text{II-61})$$

Des équations (II.60) et (II-61) et en introduisant la surface du capteur, le coefficient F_R s'écrit :

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p}{A \cdot U_L} \left[1 - \exp \left(- \frac{A \cdot U_L F}{\dot{m} C_p} \right) \right] \quad (\text{II-62})$$

II.5.2.3 Perte globale d'énergie

Les pertes thermiques sont dues à la différence de température entre l'absorbeur et le milieu ambiant. Elles se manifestent selon les trois modes de transfert de chaleur. Elles se divisent en trois catégories: les pertes vers l'avant, les pertes vers l'arrière et les pertes latérales.

En reprenant le schéma descriptif du circuit électrique équivalent Figure (II-8) et on suppose les hypothèses suivantes

- Le régime thermique est permanent.
- Les températures T_v , T_p T_p sont uniformes tout le long du capteur.
- La puissance solaire absorbée par la vitre est négligeable.
- La conductance dans la vitre est négligeable.
- Les pertes latérales sont faibles devant les pertes avant et arrière.

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

$$Q_p = U_L (T_p - T_a) = Q_{p1} + Q_{p2} \quad (\text{II-63})$$

Où,

Q_{p1} : la quantité de chaleur perdue à l'avant du capteur.

Q_{p2} : la quantité de chaleur perdue à l'arrière du capteur.

On définit ainsi :

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

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

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

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

Avec, $h_{r,v-c} = \sigma \cdot \frac{(T_v + T_c)(T_v^2 + T_c^2)}{\frac{1}{\epsilon_v}}$

- Coefficient des pertes thermiques vers l'avant du capteur U_{av1} :

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

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

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

Alors, $R_{eqp-a} = R_{eqv-p} + R_{eqv-a} = \frac{1}{U_{av2}} + \frac{1}{U_{av1}}$

Donc le coefficient de pertes thermiques global vers l'avant du capteur sera donné par la relation suivante :

$$U_{av} = \frac{1}{R_{eqp-a}} = \left[\frac{1}{U_{av1}} + \frac{1}{U_{av2}} \right]^{-1} \quad (II-64)$$

Une autre expression qui permet nous donne U_{av} en fonctions des plusieurs paramètres, parmi eux le nombre et l'épaisseur de la couverture transparente a été proposée par Klein [41] qui exprime la quantité de chaleur perdue à l'avant du capteur Q_{p1} en fonction de la température de l'absorbeur, indépendamment de celle de la vitre :

$$Q_{p1} = N \frac{T_p - T_a}{\left[\left(\frac{c}{T_p} \right) \frac{T_p - T_a}{N+f} \right]^{0.333} + \frac{1}{h_{c,v-a}}} + \frac{\sigma(T_p^4 - T_a^4)}{\frac{1}{\epsilon_{p\beta} + 0.05N(1-\epsilon_{p\beta})} + \frac{1}{\epsilon_{v\beta}} - N} \quad (II-65)$$

Les températures T_p et T_a sont exprimées en Kelvin, cette équation est valable pour :

$$47^\circ\text{C} < T_p < 147^\circ\text{C}, \quad -13^\circ\text{C} < T_a < 37^\circ\text{C}, \quad 0,1 < \epsilon_{v\beta} < 0,95,$$

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

Où :

N est le nombre de vitrages (2 et 3 dans le cas étudié)

$\epsilon_{n\beta}$ est l'emissivité de l'absorbeur pour une inclinaison β de celui-ci,

$\epsilon_{v\beta}$ est l'emissivité de la vitre pour une inclinaison β du capteur,

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

$$f = \left(1 - 0.04 \cdot h_{c,v-a} + 0.0005 h_{c,v-a}^2 (1 + 0.091 \cdot N) \right) \quad (II-66)$$

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

$$C = 365.6(1 - 0.0883\beta + 0.00012\beta^2) \quad (II-67)$$

β étant exprimée en degrés

Et en fin,

$$U_{av} = \frac{Q_{P1}}{T_P - T_a} \quad (II-68)$$

- **Coefficient de pertes thermiques vers l'arrière du capteur U_{ar} :**

Ce coefficient est peu important que celui d'avant, vue le capteur est très bien isolé à l'arrière. L'expression évaluant ce coefficient est donnée par:

$$U_{ar} = \frac{1}{\frac{\sum \epsilon_{i2}}{\lambda_{i2}} + h_{vent}} \quad (II-69)$$

Le coefficient de pertes thermiques global vers l'extérieur est la somme des deux coefficients :

$$U_L = U_{av} + U_{ar} \quad (II-70)$$

Même que F' quand on tient compte de tous les échanges thermiques en sien du capteur tel que les échanges radiatifs et convectifs, et dans le cas où $h_{c,p-f} = h_{c,f-pl}$ l'expression du coefficient des pertes globales s'écrit sous la forme suivante [41, 42].

$$U_L = \frac{(U_{av} + U_{ar})(2h_{r,p-pl} + h_{c,p-f}) + 2 \cdot U_{av} \cdot U_{ar}}{2h_{r,p-pl} + h_{c,p-f} + U_{av}} \quad (II-71)$$

II.5.2.4 Rendement instantané du capteur solaire

L'analyse faite dans ce domaine par **Hottel, Willier, Wortz et Bliss** permet d'aboutir à une équation unique donnant le rendement instantané du capteur que l'on définit par le rapport suivant [43] :

$$\eta = \frac{\text{Puissance thermique utile par m}^2 \text{ du capteur}}{\text{flux solaire incident sur le plan du capteur}}$$

$$\eta = \frac{q_u}{G} = F_R \left(\tau_v \alpha_p - U_L \frac{(T_{fs} - T_{se})}{G} \right) \quad (\text{II-72})$$

II.6. Conclusion

A partir de cette étude théorique, on va développer un logiciel informatique qui permet de simuler les performances thermiques des capteurs solaires plans. De ce fait un algorithme doit être réalisé assez simple qui permet de prendre en considération les paramètres (thermophysiques, optiques et géométriques) qui fait intervenir toutes les équations gouvernantes le fonctionnement des capteurs solaires plans à air qui est l'objectif de cette étude.

Chapitre III :
Réalisation d'une application visuelle
&
validation

III.1. Introduction

Dans ce chapitre nous essayerons d'expliquer les différentes étapes pour développer notre logiciel, avec quelques exemples d'applications qui seront suivis par une comparaison avec d'autres travaux scientifiques qui se sont intéressés aux performances thermiques des capteurs solaires plans à air.

La programmation a été fait sous l'environnement BOURLAND DELPHI 7, est un environnement de développement de type RAD (Rapide Application Développement) basé sur le langage Pascal. Il permet de réaliser rapidement et simplement des applications sous Windows.

Cette rapidité et simplicité de développement sont dues à une conception visuelle de l'application.

BOURLAND DELPHI 7 propose un ensemble très complet de composants visuels prêts à l'emploi incluant la quasi-totalité des composants Windows (boutons, boîtes de dialogue, menus, barres d'outils...etc.) ainsi que des experts permettant de créer facilement divers types d'applications et de bibliothèques.

III.2. Implémentations informatiques :

Pour mieux comprendre l'enchaînement des étapes de calculs qui ont été suivis dans ce travail, on a élaboré un algorithme qui permet de simuler en premier lieu le gisement solaire par deux modèles semi-empiriques de **PERRIN DE BRICHAMBAUT** et de **LIU JORDAN**, puis en second lieu les performances thermiques du capteur plan à air par la méthode globale de **HOTTEL. WHILLIER** et **BLISS**. D'autre part, l'application informatique développée permet à l'utilisateur de choisir le type du capteur, à surface lisse sans ailettes, ou à surface rugueuse avec ailettes, en injectant des corrélations qui caractérisent l'écoulement en régime de convection forcée dans la veine d'air mobile, généralement exprimées en fonction NUSSELT qui lui aussi dépend essentiellement du Nombre RAYLONDS, en vue d'estimer par voie de calcul les températures de divers composants constituant le collecteur solaire plan de manière interactive.

L'organigramme principal qui décrit l'ensemble des étapes de calcul est présenté par Figure (III.1) suivante :

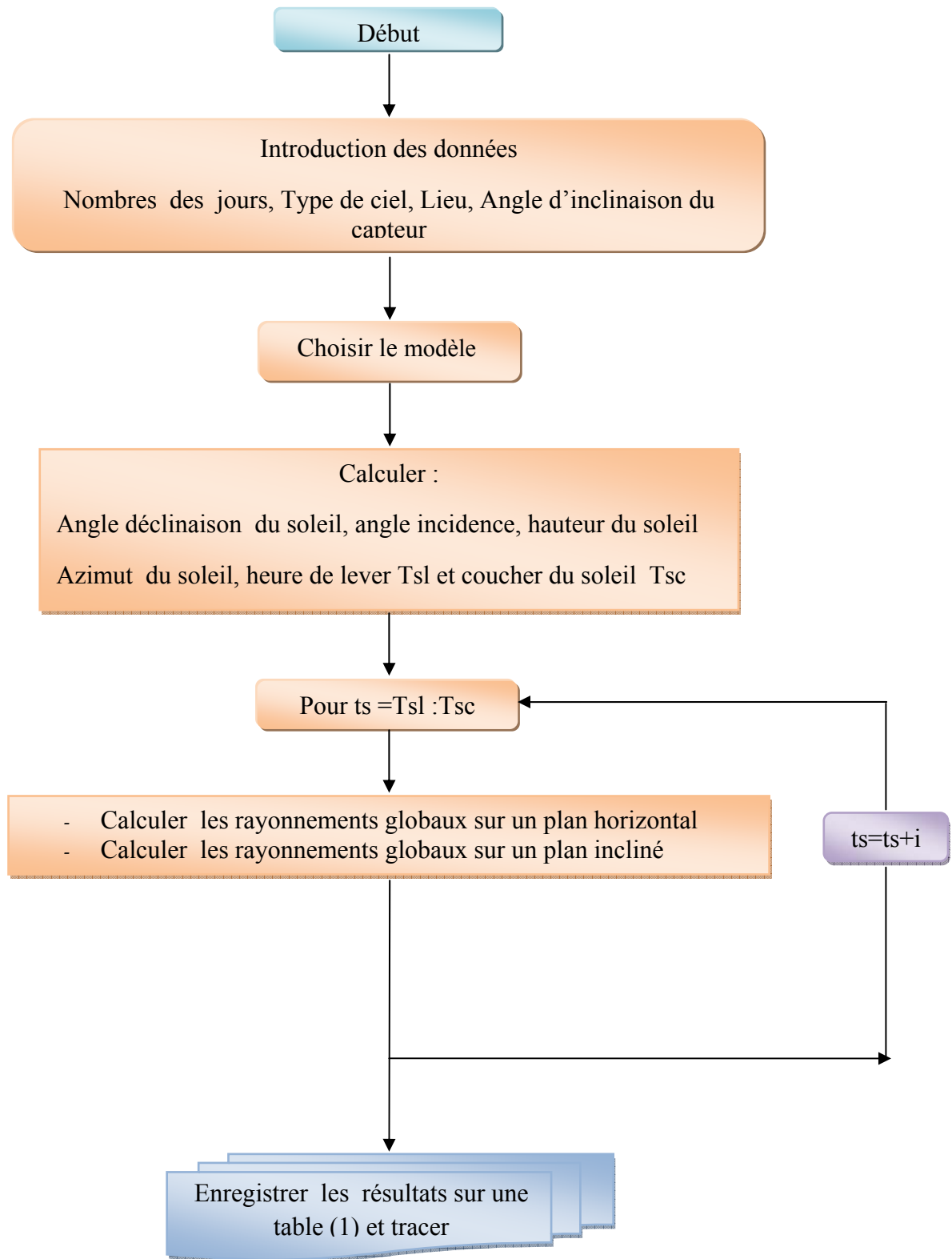


Figure (III.1) : structure de l'organigramme pour l'interface 1

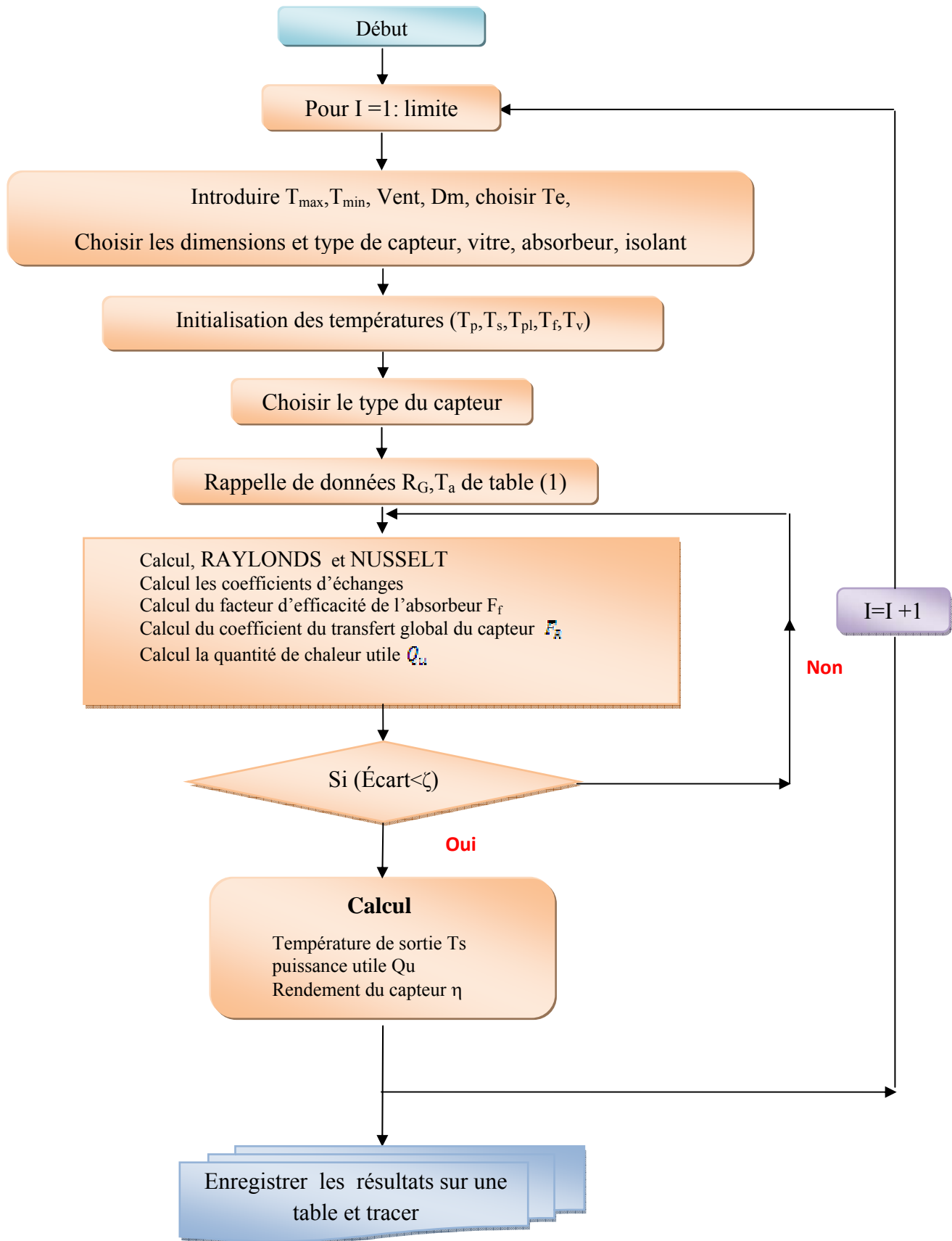


Figure (III.2) : structure de l'organigramme pour l'interface 2

III.3. Présentation de l'interface

Le logiciel est composé de trois interfaces simples et conviviales. La première interface permet à l'utilisateur de sélectionner et introduire tous les données géographiques (mois, nombre de jours, lieu, type de ciel, albédo du sol ou réflectivité du sol, angle d'inclinaison...etc.) ; en cliquant sur le bouton qui sélectionne le modèle de calcul, permet de visualiser les résultats (courbe d'évolution du rayonnement global en fonction de temps).

La deuxième interface permet à l'utilisateur de sélectionner et introduire les données d'entrée (caractéristiques du capteur, température d'entrée, température ambiante.....etc.) et choisir le type de capteur ainsi que le type des ailettes, la matière de la vitre, l'absorbeur et de l'isolant.

La troisième interface permet à l'utilisateur de modifier la base de données (ajout et suppression ...etc.).

III.3.1 Fenêtre de calcul du rayonnement solaire

La fenêtre de la figure (III.3) est utilisée pour calculer le rayonnement solaire globale du lever jusqu'au coucher du soleil, ainsi que le traçage des allures en fonction du temps.

Pour choisir les données (mois, jour, type de ciel, lieu, albédo et le modèle de rayonnement) on utilise le combo Box tel que le montre l'exemple suivant :

Albédo



- L'angle d'inclinaison choisi est saisi dans l'éditeur de texte
- Pour exécuter l'enchaînement de la procédure du calcul des données sélectionnées, il faut cliquer sur le bouton
- « calculer et tracer ».

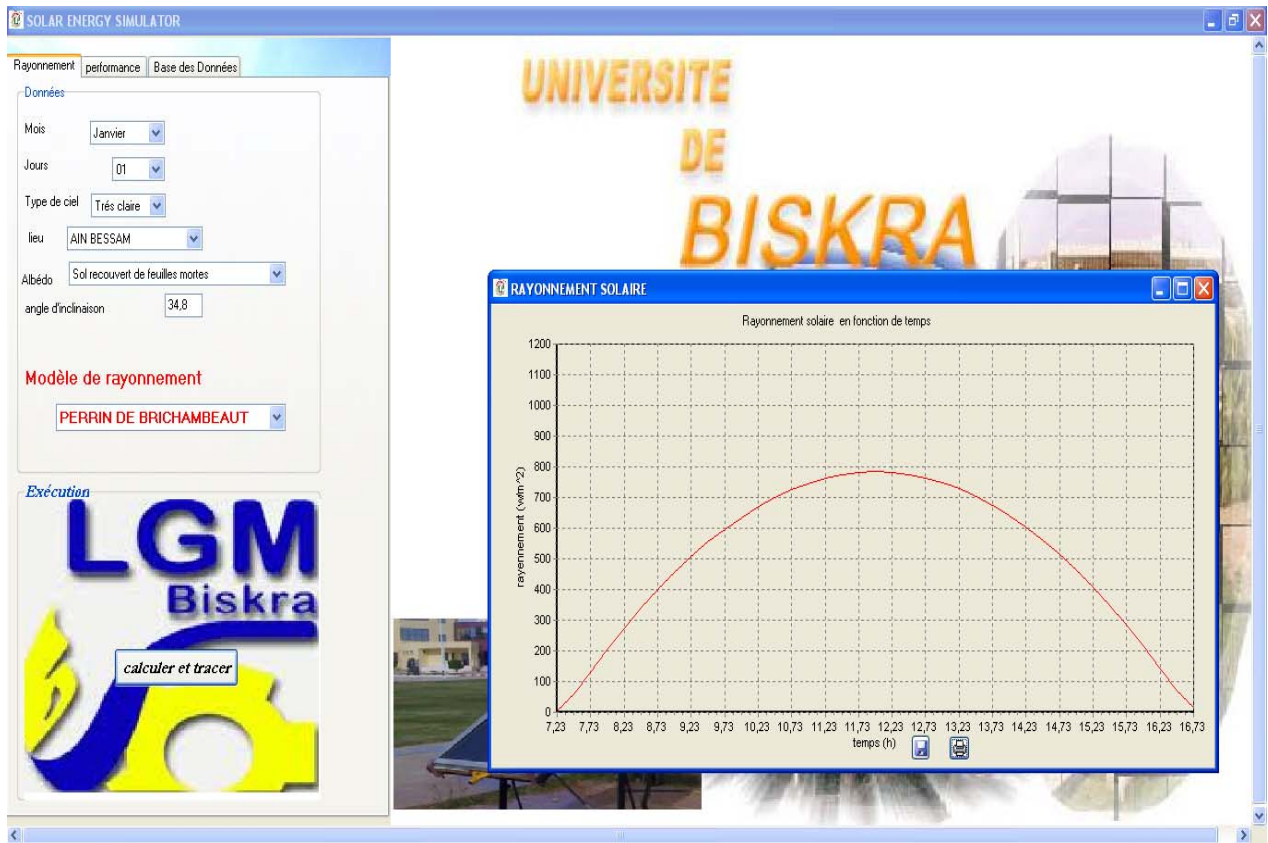


Figure (III.3) : Fenêtre de calcul du rayonnement solaire

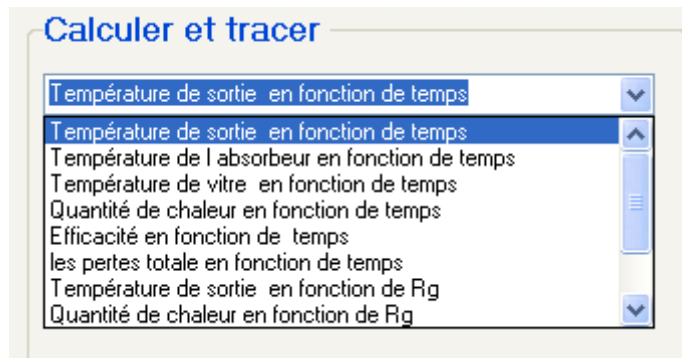
III.3.2 Fenêtre de calcul des Performances thermiques :

La fenêtre de la figure(III.4) est conçue pour calculer les performances thermiques du capteur solaire plan par la méthode globale, et tracer la température des différents composants du capteur en fonction du temps

On Utilise les combo-box pour :

- Sélectionner les caractéristiques géométriques et de fonctionnement : largeur, longueur, vitre, absorbeur, isolant, température d'entrée du fluide.
- Définir le type du capteur (avec ou sans ailettes)
- Définir le type et la disposition des ailettes.
- La température ambiante (minimale et maximale), la vitesse du vent et le débit massique sont choisis en les saisissant dans les éditeurs de texte destinés.

Dans la partie « Calculer et Tracer », on utilise le combo-box pour déterminer la courbe à tracer ; par exemple : Température de sortie en fonction du temps, ou bien la quantité de chaleur en fonction du temps.



- Pour afficher la courbe correspondante, il faut cliquer sur le bouton « OK ».
- Le bouton « Tableau des résultats » permet d'afficher les résultats des calculs.

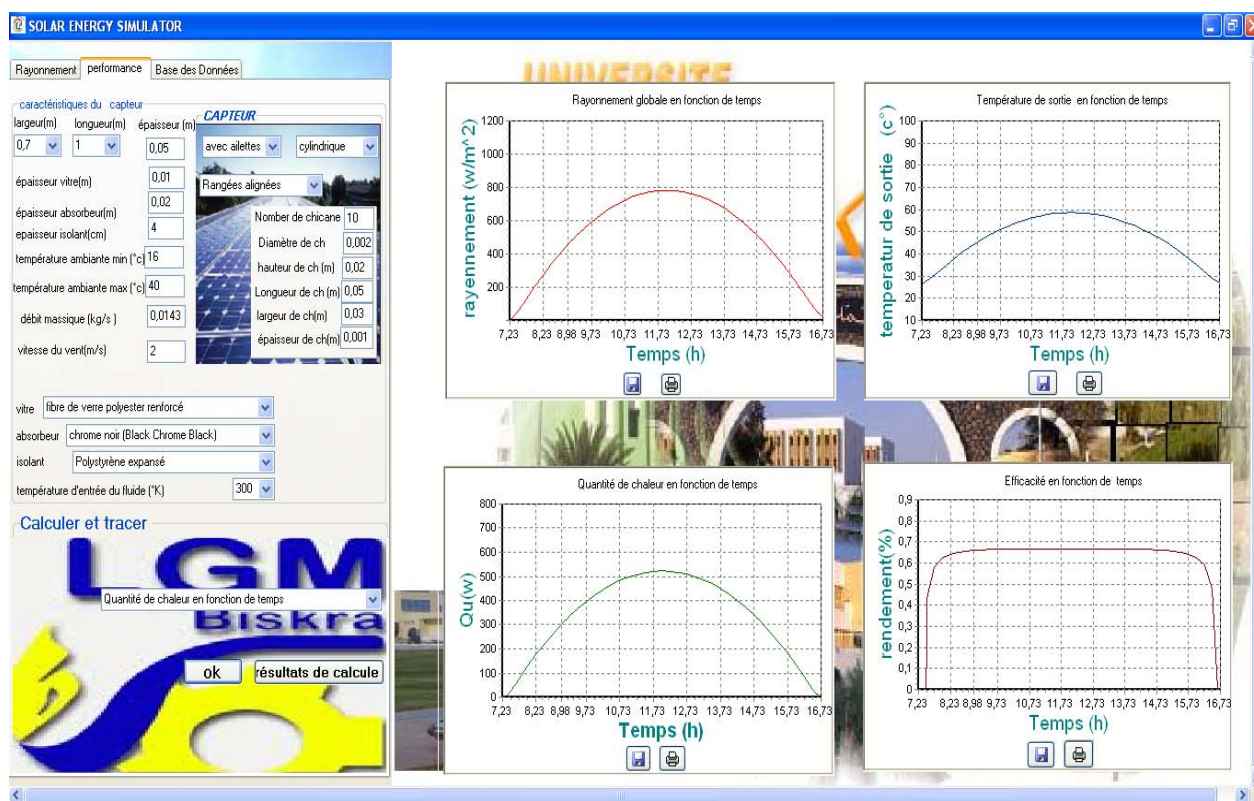


Figure (III.4) : Fenêtre de calcul des Performances thermiques

III.3.3 Fenêtre de gestion de Base des données :

La fenêtre correspondante à la figure(III.5) permet de définir les paramètres caractéristiques relatifs au fonctionnement d'un capteur solaire plan choisi, à partir de la base des données disponibles. Cette dernière est conçue d'une manière ouverte, de telle sorte qu'on peut ajouter, modifier ou supprimer des capteurs plans.

-En cliquant sur le bouton



s'affiche dans une fenêtre intitulée

: Gestion des données.

-Dans la page contrôle de cette fenêtre on trouve cinq (5) onglets :

1-Absorbeur. 2-Isolants. 3- Vitre. 4-Albédo. 5-Site géographique (Wilaya).

- Pour la modification des données, on utilise les boutons affichés en-dessous de la page

contrôle, telle que  montrée sur la figure suivante :

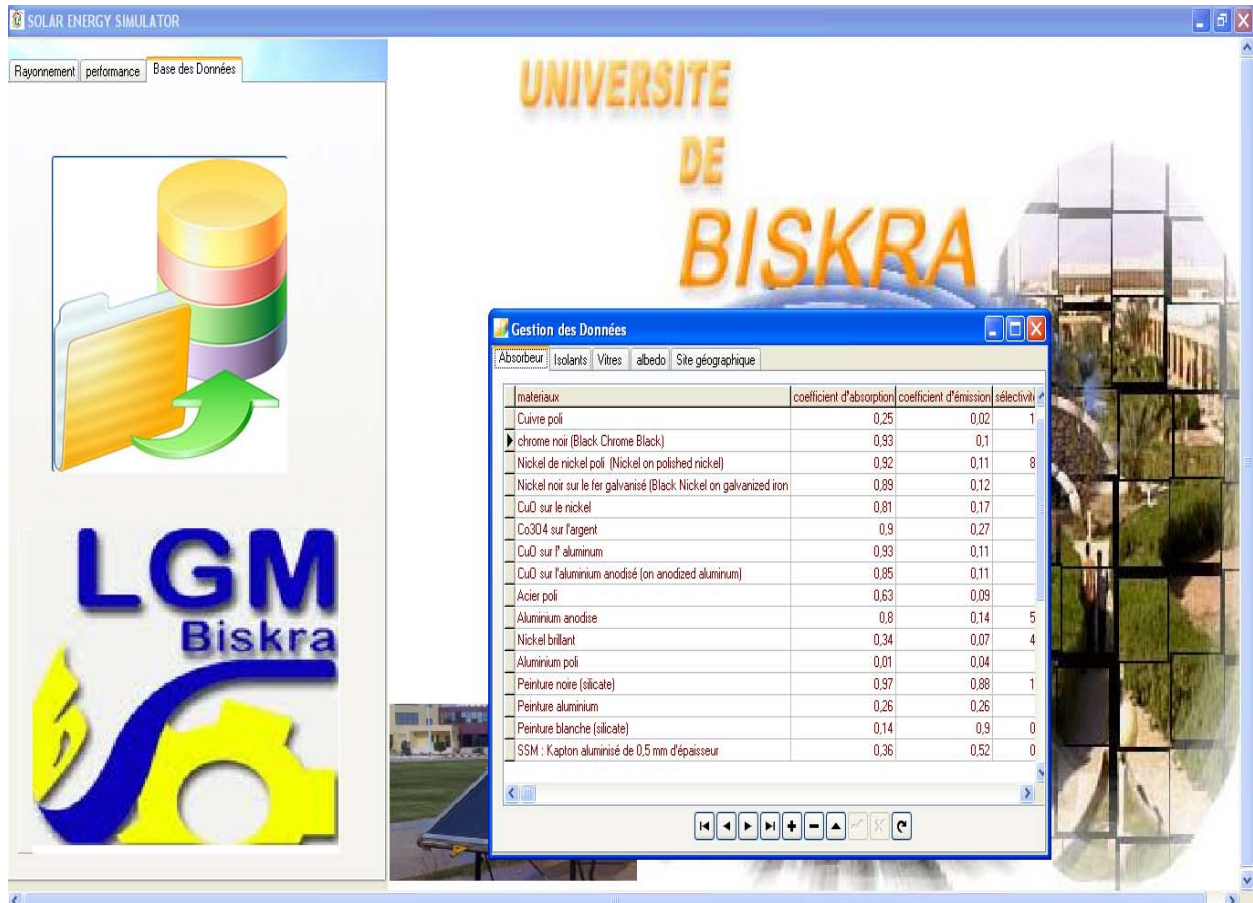


Figure (III.5) : Fenêtre de la Base de données

III.4. Validation du logiciel

Afin de vérifier la fiabilité des résultats générés par le logiciel développé ‘solar energy’ avec d’autres travaux de recherches numériques et expérimentaux, on a entamé une étude comparative entre les résultats affichés par l’application informatique relativement au rayonnement solaire global, la température de sortie de l’air ainsi que le rendement thermique avec des résultats obtenus par d’autres travaux.

Nous avons choisi pour cela, des travaux réalisés dans cette thématique, qui se présentent sous forme de courbes. Pour les mêmes données d’entrée, les résultats obtenus sont les suivants :

III.4.1 Rayonnement solaire global :

Nous avons confronté quelques valeurs du rayonnement solaire fournies par le travail de *M.R. Yaïche1, S.M.A. Bekkouche et A. Moummi* pour les trois sites Ghardaïa, Alger et Biskra avec des valeurs délivrées par le logiciel développé (figure à droite).

🚩 Site de Ghardia (modèle *LIU et JORDAN*)

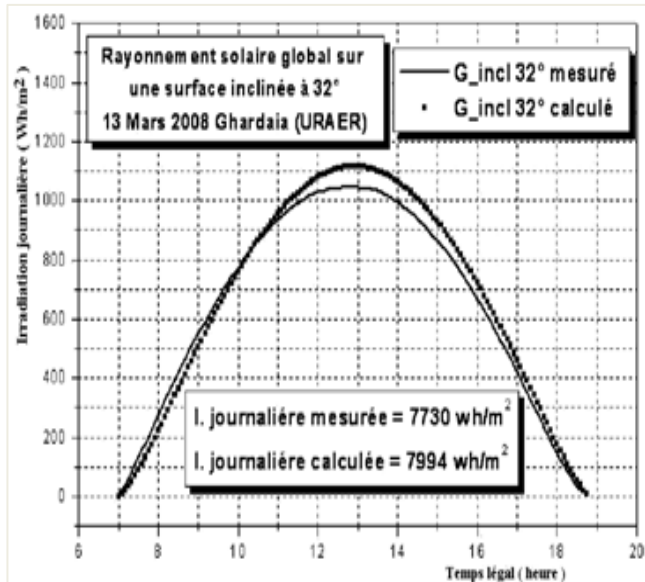


Figure (III.6-a) : Evolution du rayonnement global sur une surface inclinée de 32° - le 13 Mars [44]

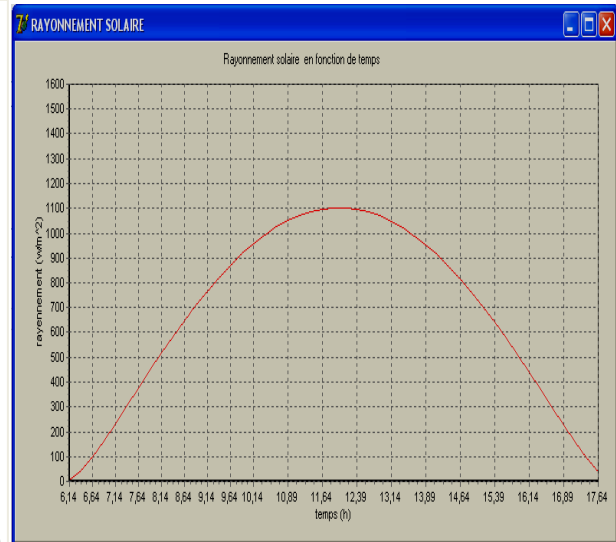


Figure (III.6-b): Evolution du rayonnement global sur une surface inclinée de 32° - Obtenu le 13 Mars par notre logiciel

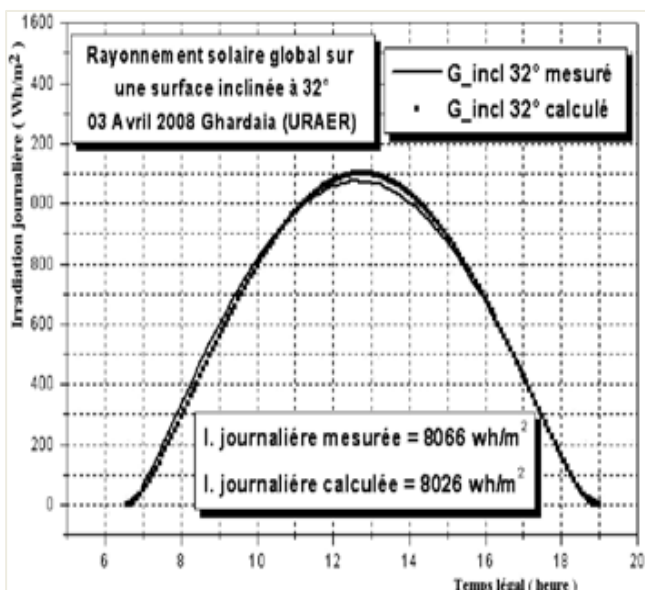


Figure (III.7-a) : Rayonnement global sur une surface inclinée de 32° - le 03 Avril [44]

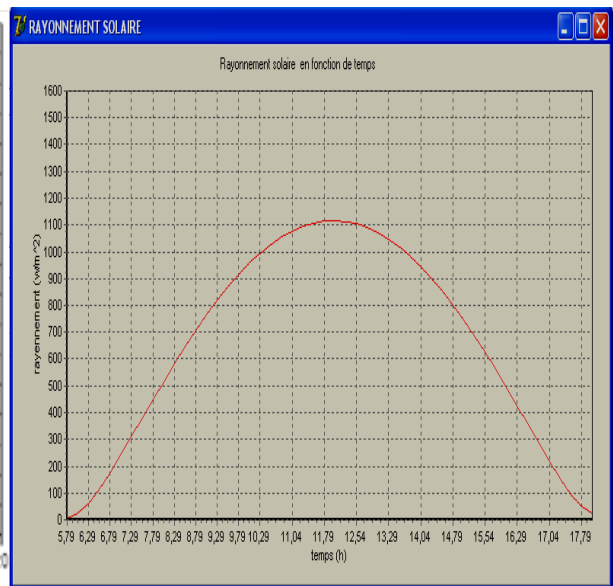


Figure (III.7-b) : Rayonnement global sur une surface inclinée de 32° Obtenu le 03Avril par notre logiciel

Site d'Alger (modèle LIU et JORDAN)

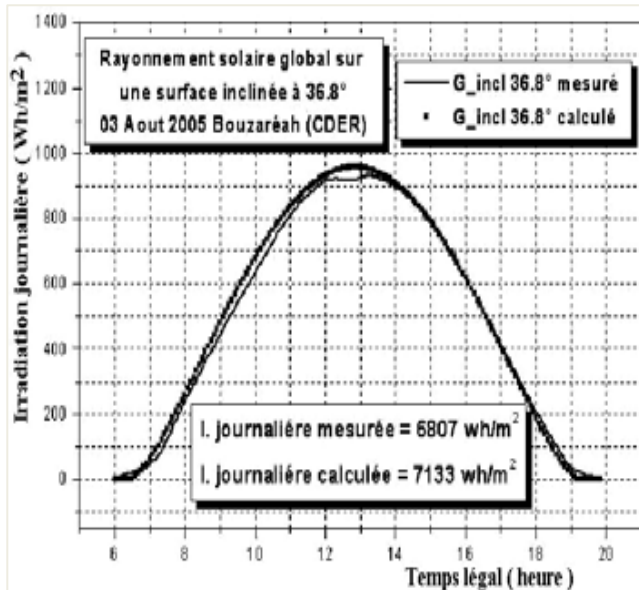


Figure (III.8-a) : Rayonnement global sur une surface inclinée de 36.8° - le 03 Aout [44]

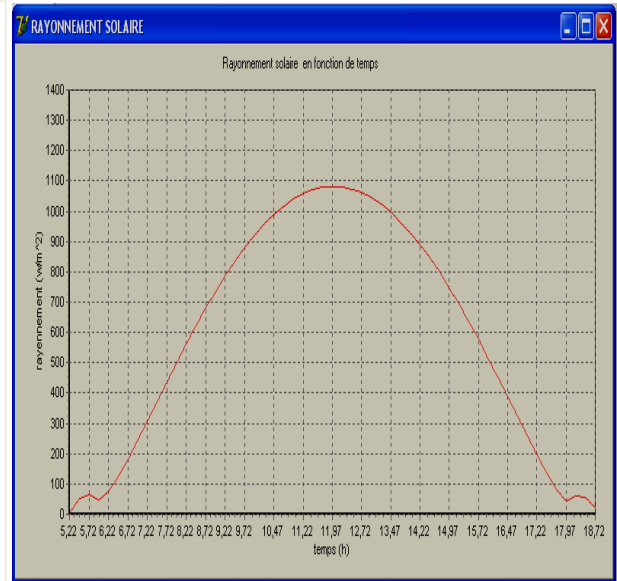


Figure (III.8-b) : Rayonnement global sur une surface inclinée Obtenu le 03 Aout (logiciel)

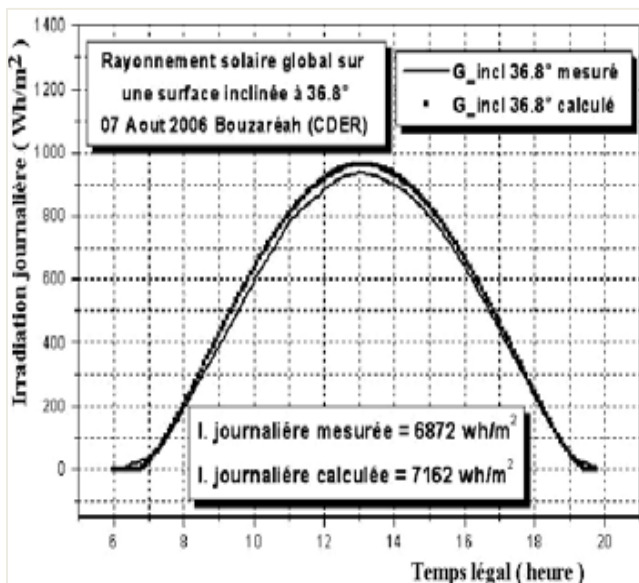


Figure (III.9-a) Rayonnement global sur une surface inclinée de 36.8° - le 07Aout [44]

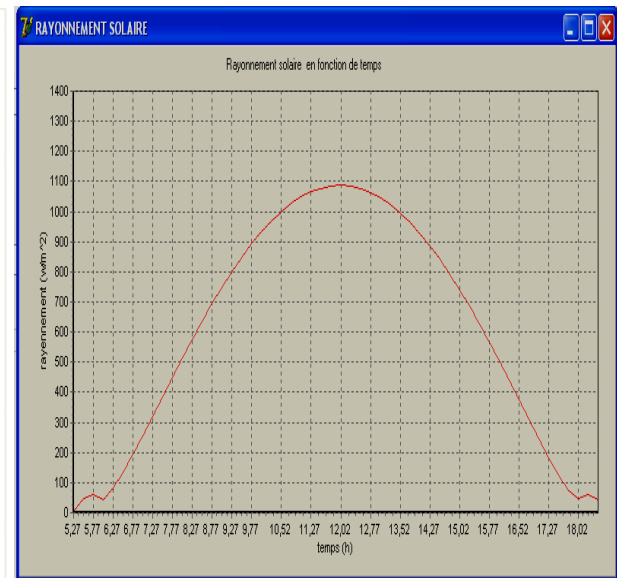


Figure (III.9-b) Rayonnement global sur une surface inclinée de 36.8° Obtenu le 07Aout (logiciel)

Site de Biskra (modèle *LIU et JORDAN*)

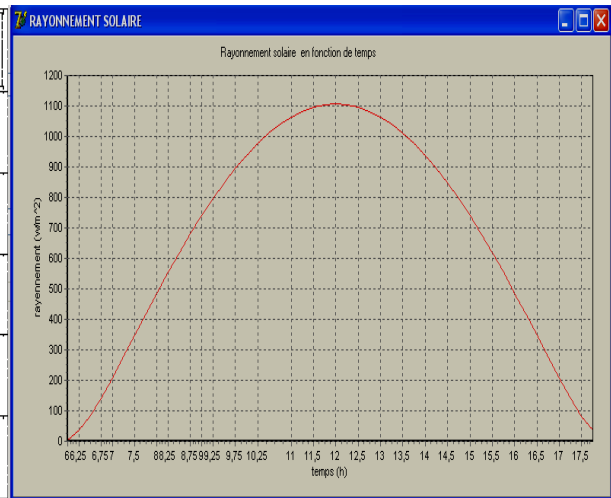
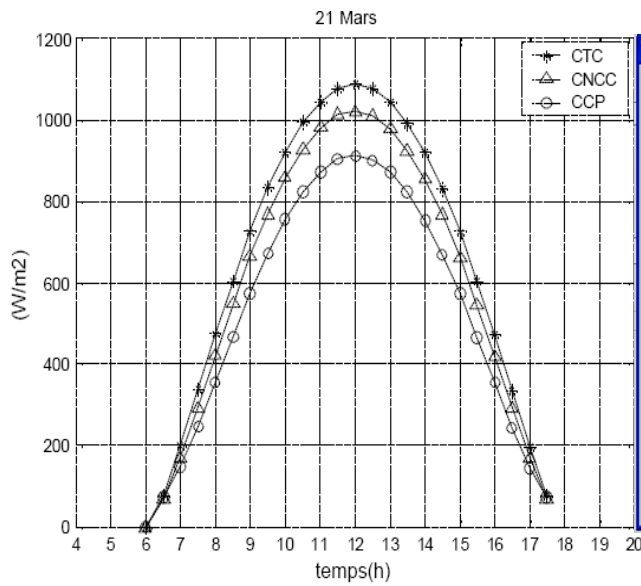


Figure (III.10-a) Rayonnement global sur une Surface inclinée de 34.8° - le 21 Mars [34]

Figure (III.10-b) Rayonnement global sur une surface inclinée de 34.8° Obtenu le 21 Mars (logiciel)

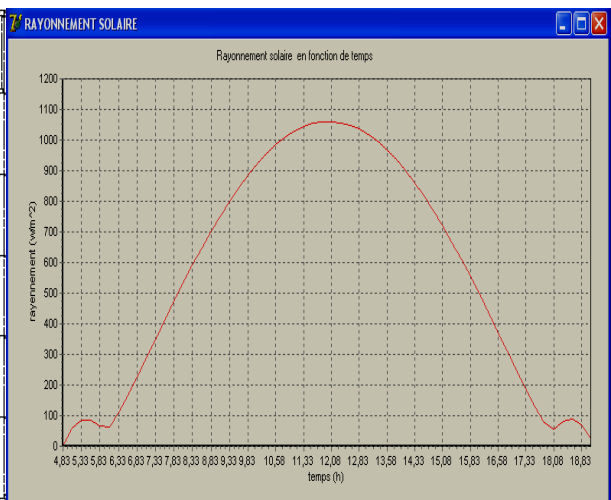
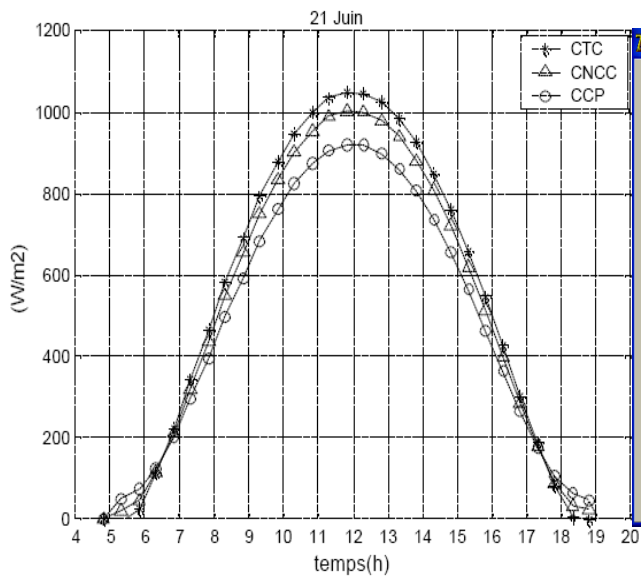


Figure (III.11-a) : Rayonnement global sur une surface inclinée de 34.8° -le 21 Juin [34]

Figure (III.11-b) : Rayonnement global sur une surface inclinée de 34.8° Obtenu le 21 Juin(logiciel)

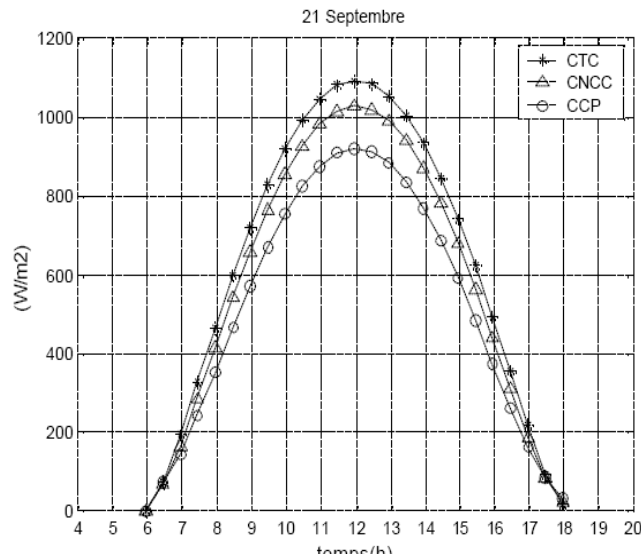


Figure (III.12-a) : Rayonnement global sur une surface inclinée de 34.8° - le 21 Septembre [34]

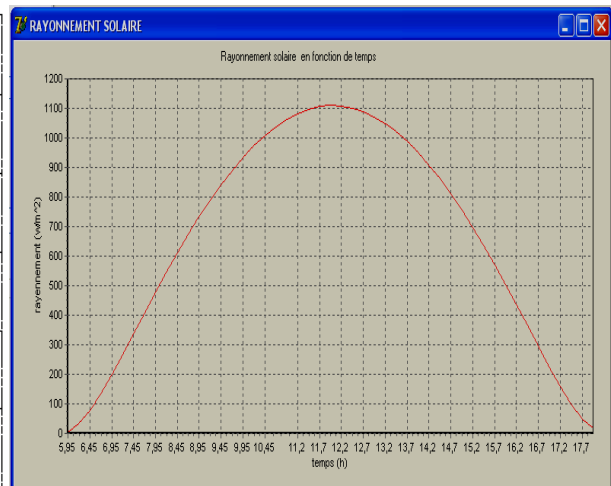


Figure (III.12-b) : Rayonnement global sur une surface inclinée de 34.8° - Obtenu le 21 Septembre (logiciel)

III.4.2 Température de sortie de l'air :

En ce qui concerne l'évolution de la température de sortie de l'air, la comparaison des résultats affichés par notre application informatique est effectuée par rapport au travail expérimental accompli par **Mr Baissi Mohamed Taher** en 2010, dans le cadre de son projet de magister qui a été mené au laboratoire de Génie Mécanique de l'Université de Biskra.

On a confronté les résultats fournis par ce travail, avec ceux délivrés par le logiciel développé, Les résultats obtenus sont illustrés d'après les figures suivantes affichées ci-dessous.

Le capteur solaire plan étudié présente les caractéristiques géométriques suivantes, il s'agit d'un capteur solaire plan à air à surface lisse (sans chicane)

- Longueur du capteur : 1.95 m.
- Largeur : 0.89 m.
- Absorbeur plat en acier galvanisé peint en noir mat
- L'écartement, absorbeur-vitre égale à 2 cm.
- L'écartement, plaque inférieure-absorbeur égale à 2,5 cm.
- L'isolation est en polystyrène, d'épaisseur 4 cm.
- Une vitre de protection, en verre d'épaisseur égale à 5 mm.
- Diamètre 47 mm

Le 21 Avril 2009 jour clair Figure (III.13-a), (III.13-b)

- température ambiante mini : 18°C
- température ambiante maxi : $28,5^\circ\text{C}$
- température d'entrée moyenne : 23°C

- débit massique 80 m³/h

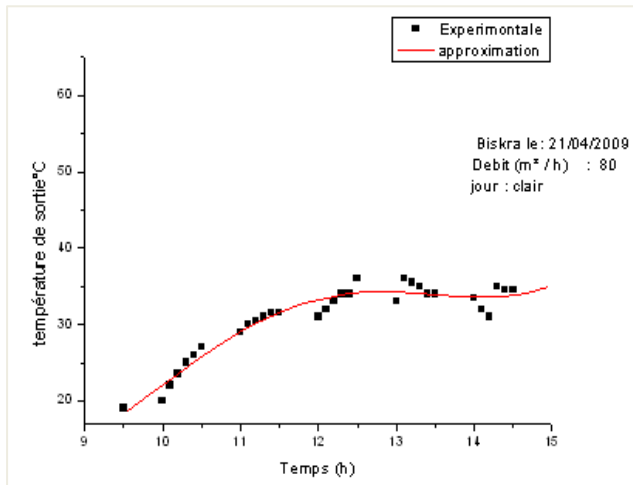


Figure (III.13-a) : évolution de la température de sortie en fonction du temps – le 21 Avril 2009 à Biskra [45]

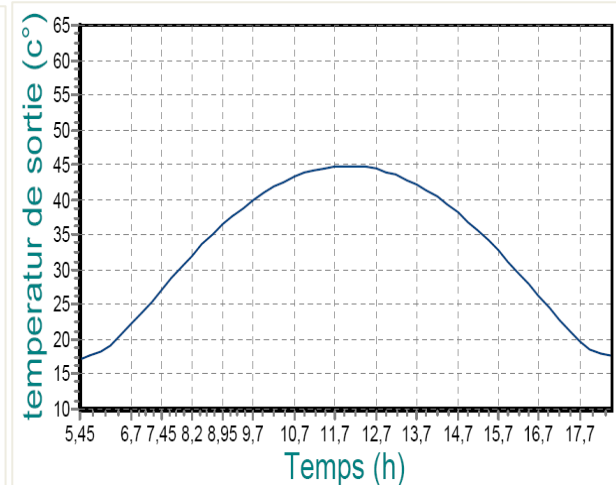


Figure (III.13-b) : évolution de la température de sortie en fonction du temps – le 21 Avril à Biskra (logiciel)

🚩 **Le 05 Décembre 2010 jour clair** Figure (III.14-a), (III.14-b)

- température ambiante mini : 17,6°C
- température ambiante maxi : 27,5°C
- température d'entrée moyenne : 21,91°C
- Débit volumique : 80 m³/h

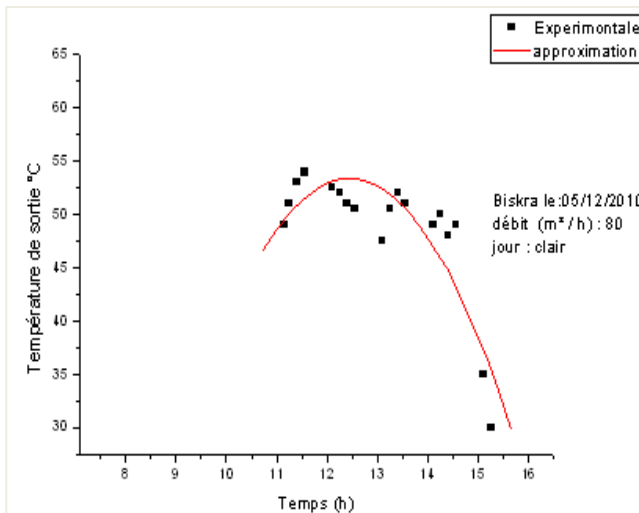


Figure (III.14-a) : évolution de la température de sortie en fonction du temps – le 05 Décembre 2010[45]

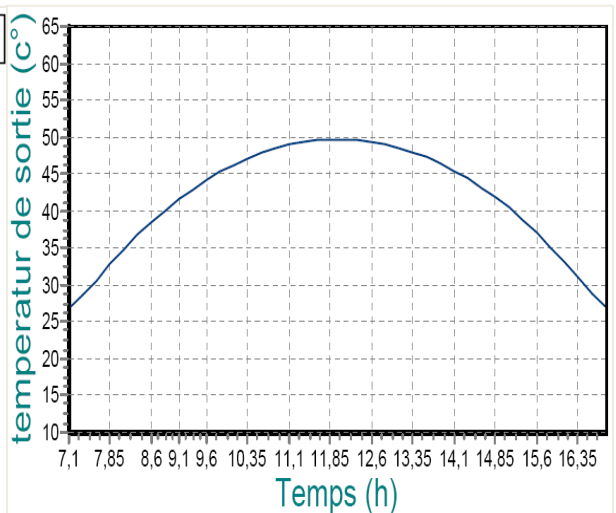


Figure (III.14-b) : évolution de la température de sortie en fonction du temps – le 05 Décembre à Biskra (logiciel)

Le 09 Décembre 2010 jour clair Figure (III.15-a), (III.15-b)

- température ambiante mini : 18°C
- température ambiante maxi : 29,5°C
- température d'entrée moyenne : 29,23°C
- débit volumique : 40 m³/h

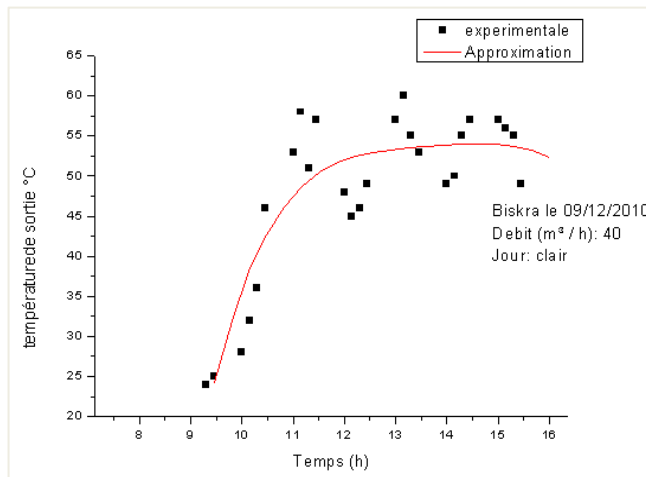


Figure (III.15-a) : évolution de la température de sortie en fonction du temps – le 09 Décembre 2010 à Biskra [45]

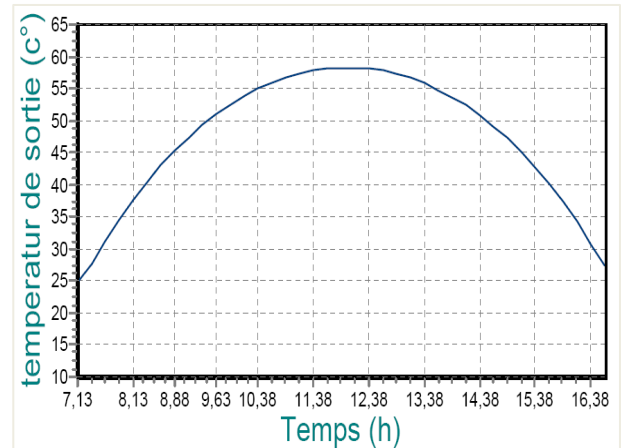


Figure (III.15-b) température de sortie en fonction du temps – le 09 Décembre (logiciel)

Le 03 Janvier 2011 jour clair : Figure (III.16-a),(III.16-b)

- température ambiante mini : 17,5°C
- température ambiante maxi : 21,1°C
- température d'entrée moyenne : 25,28 °C
- débit volumique : 40 m³/h

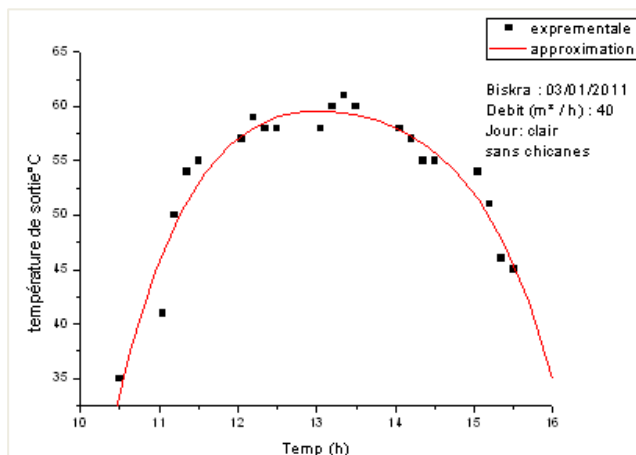


Figure (III.16-a) : évolution de la température de sortie en fonction du temps – le 03 Janvier 2011 à Biskra[45]

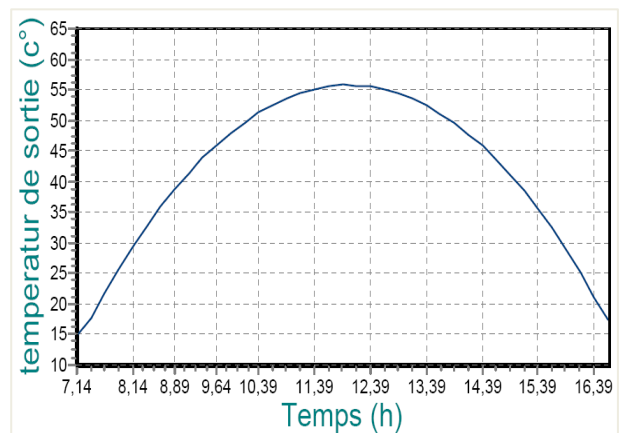


Figure (III.16-b) : évolution de la température de sortie en fonction du temps – le 03 Janvier (logiciel)

- ✚ **Le 16 Février 2011 jour clair** Figure (III.17-a),(III.17-b)
- température ambiante mini : 19,5°C
 - température ambiante maxi : 23,6°C
 - température d'entrée moyenne : 26,28 °C
 - débit volumique : 60 m³/h

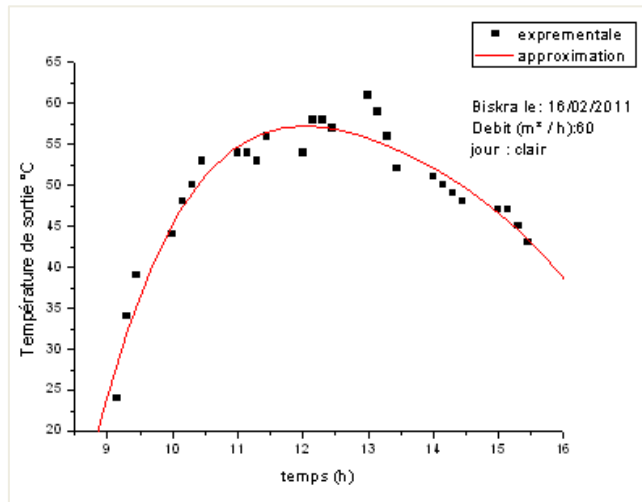


Figure (III.17-a) : évolution de la température de sortie en fonction du temps – le 16 Février 2011 à Biskra [45]

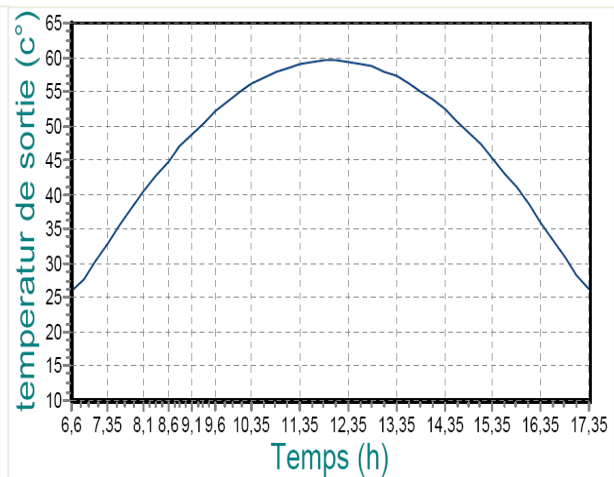


Figure (III.17-b) : évolution de la température de sortie en fonction du temps – 16 Février (logiciel)

Dans un autre travail réalisé par **S.BENLAHMIDI** [46] au laboratoire de génie mécanique à l'université M^{ed} Khider de Biskra en 2007, l'auteur a développé un programme informatique sous l'environnement MATLAB, qui permet d'estimer respectivement l'évolution du rayonnement solaire, la température d'entrée et de sortie de l'air dans un capteur solaire plan pour divers contextes climatiques et géographiques.

Une confrontation est entamée concernant la température de sortie de l'air, respectivement pour trois sites géographiques différents considérés dans cette étude ; Alger, Biskra et Tamanrasset, comparativement avec les résultats numériques délivrées par notre logiciel.

✚ Site d'Alger

Pour les données d'entrée suivantes, en considérant un capteur sans chicane et le modèle de PERRIN DE BRICHAMBAUT adopté comme approche de simulation du rayonnement solaire le 15 juin, dont les conditions de fonctionnement sont les suivantes :

- Vitre : en fibre de verre polyester renforcé
- Absorbeur : Nickel noir sur fer galvanisé
- Isolant : Polystyrène expansé

- Température mini : 18 °C
- Température maxi : 29 °C
- Température d'entrée : 18 °C
- épaisseur: 0.05m
- longueur : 1,95m
- largeur : 0.9m
- Vitesse du vent : 1m/s
- Débit du fluide : 0.008kg/s

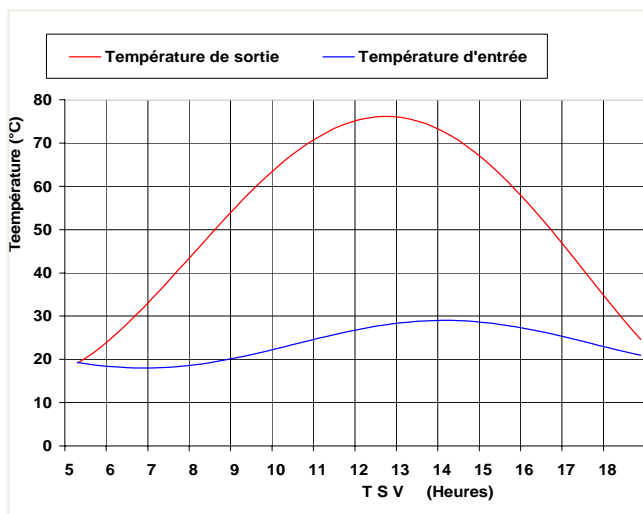


Figure (III.18-a) : Température de sortie de l'air en fonction du temps - le 15 Juin à Alger [46]

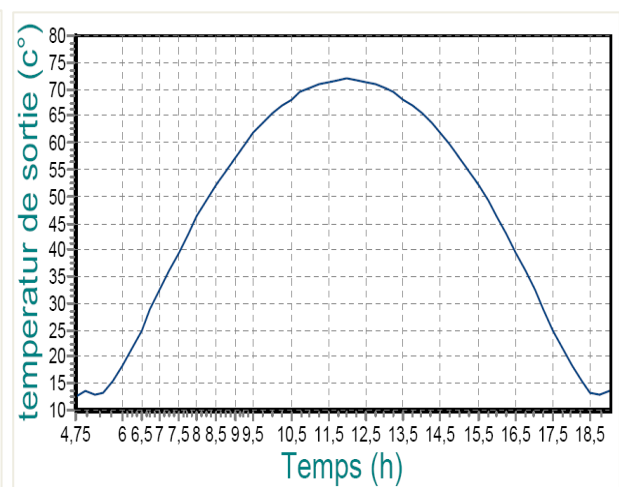


Figure (III.18-b) : Température de sortie de l'air en fonction du temps - le 15 juin à Alger (logiciel)

Pour les données d'entrée suivantes, avec un capteur sans chicane et le modèle de PERRIN DE BRICHAMBAUT, le jour 15 septembre dans le site d'Alger, de même sorte en considérant les conditions suivantes :

- Vitre : fibre de verre polyester renforcé
- Absorbeur : Nickel noir sur fer galvanisé
- Isolant : Polystyrène expansé
- Température mini : 20 °C
- Température maxi : 33 °C
- Température d'entrée : 25°C
- Epaisseur : 0.05m
- Longueur : 1,95m
- Largeur : 0.89m

- Vitesse du vent : 1m/s
- Débit du fluide : 0.008 kg/s

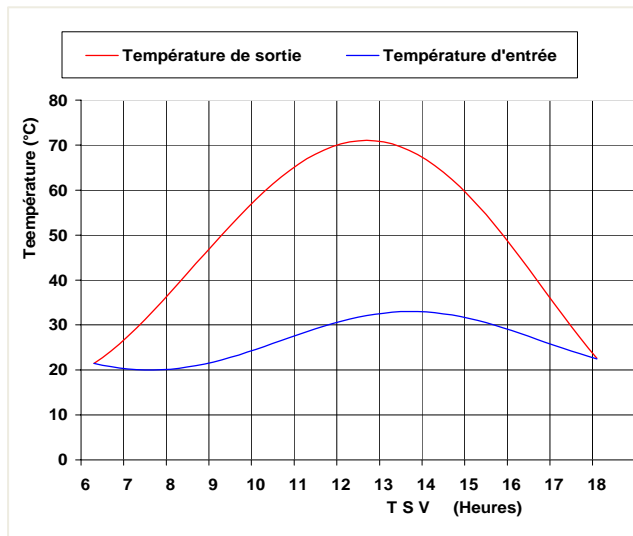


Figure (III.19-a) : *Température de sortie de l'air en fonction du temps- le 15 Septembre à Alger [46]*

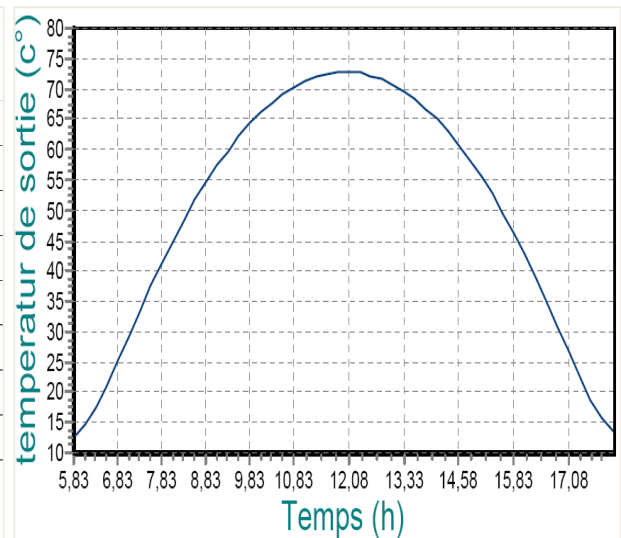


Figure (III.19-b) : *Température de sortie de l'air en fonction du temps- le 15 Septembre à Alger (logiciel)*

Site de Biskra

Pour les données d'entrée suivantes : (capteur sans chicane, modèle PERRIN DE BRICHAMBAUT, journée du 15 juin)

- Vitre : fibre de verre polyester renforcé
- Absorbeur : Nickel noir sur le fer galvanisé
- Isolant : Polystyrène expansé
- Température mini : 27 °C
- Température maxi : 39 °C
- Température d'entrée : 28°C
- Epaisseur : 0.05m
- Longueur : 1,95m
- Largeur : 0.89 m
- Vitesse du vent : 1m/s
- Débit du fluide ; 0.008kg/s

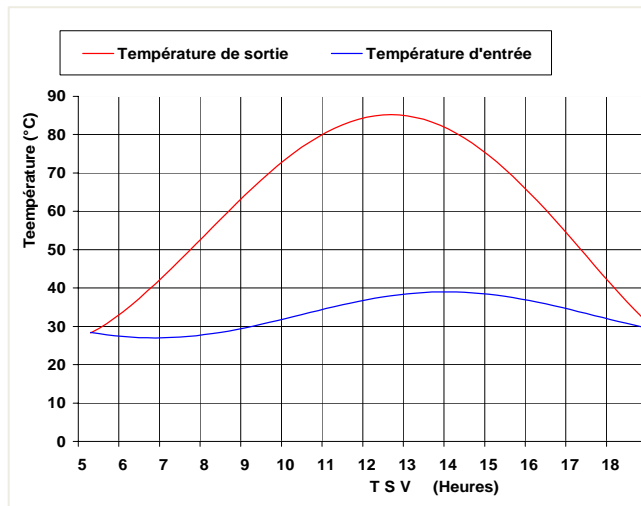


Figure (III.20-a) : Température de sortie de l'air en fonction du temps- le 15 Juin à Biskra [46]

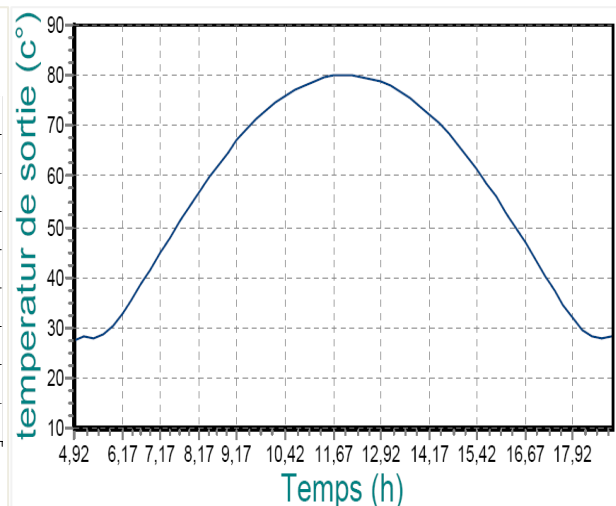


Figure (III.20-b) : Température de sortie de l'air en fonction du temps- le 15 Juin à Biskra (logiciel)

Pour les conditions de fonctionnement suivantes ; capteur sans chicane, modèle PERRIN DE BRICHAMBAUT) pour la journée du 15 septembre dans le site de Biskra :

- Vitre : fibre de verre en polyester renforcé
- Absorbeur : Nickel noir sur le fer galvanisé
- Isolant : Polystyrène expansé
- Température mini : 23 °C
- Température maxi 35 °C
- Température d'entrée : 30°C
- Epaisseur : 0.05m
- Longueur : 1,95m
- Largeur : 0.89 m
- Vitesse du vent : 1m/s
- Débit du fluide ; 0.008kg/s

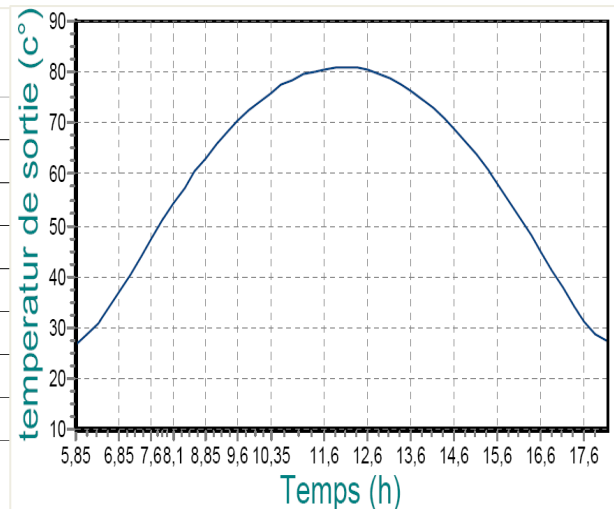
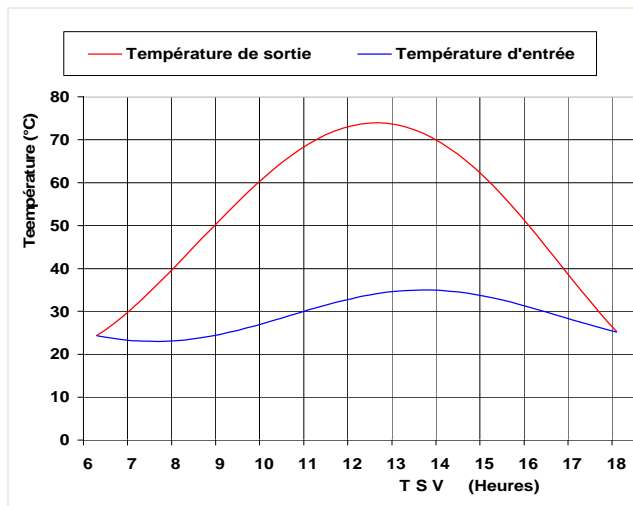


Figure (III.21-a) : *Température de sortie de l'air en fonction du temps- le 15 Septembre à Biskra* [46]

Figure (III.21-b) : *Température de sortie de l'air en fonction du temps- le 15 Septembre à Biskra (logiciel)*

Site de Tamanrasset

Pour les données d'entrée suivantes : (capteur sans chicane, modèle PERRIN DE BRICHAMBAUT, jour 15 Juin).

- Vitre : fibre de verre polyester renforcé
- Absorbeur : Nickel noir sur le fer galvanisé
- Isolant : Polystyrène expansé
- Température mini : 27°C
- Température maxi : 37 °C
- Température d'entrée : 35°C
- Epaisseur : 0.05m
- Longueur : 1,95m
- Largeur : 0,9 m
- Vitesse du vent : 1m/s
- Débit du fluide ; 0.008kg/s

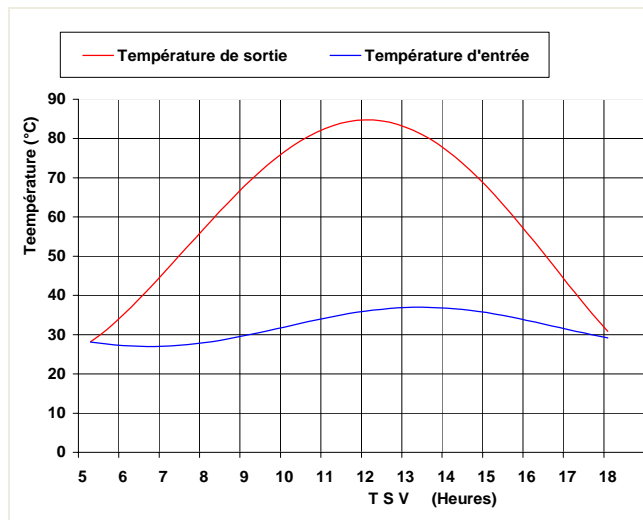


Figure (III.22-a) : Température de sortie de l'air en fonction du temps- le 15 Juin à Tamanrasset [46]

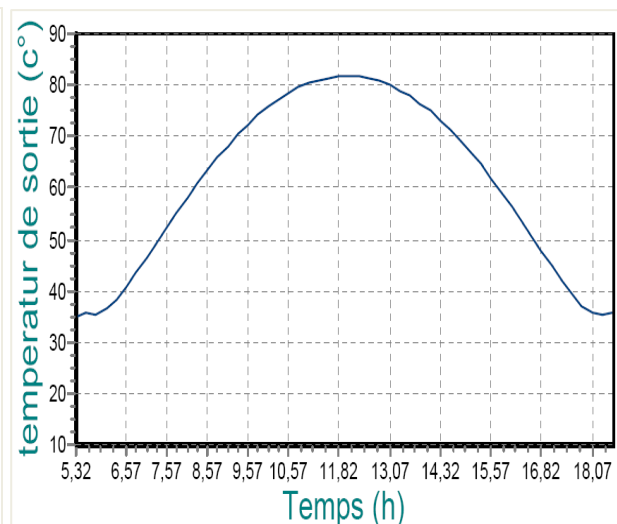


Figure (III.22-b) : Température de sortie de l'air en fonction du temps- le 15 Juin à Tamanrasset (logiciel)

De même sorte, pour le site de Tamanrasset le 15 septembre (capteur sans chicane, modèle d'éclairage de PERRIN DE BRICHAMBAUT), sous les conditions décrites ci-dessous, la comparaison entre les résultats obtenus par *S.BENLAHMIDI* [46] et notre logiciel de simulation a permis d'obtenir une allure de la température en fonction du temps tel que montrée par les figures [III.23](a et b).

- Vitre : fibre de verre polyester renforcé
- Absorbeur : Nickel noir sur le fer galvanisé
- Isolant : Polystyrène expansé
- Température mini : 12°C
- Température maxi : 39 °C
- Température d'entrée : 30°C
- Epaisseur : 0.05m
- Longueur : 1,95m
- Largeur : 0,89 m
- Vitesse du vent : 1m/s
- Débit massique du fluide ; 0.008 kg/s

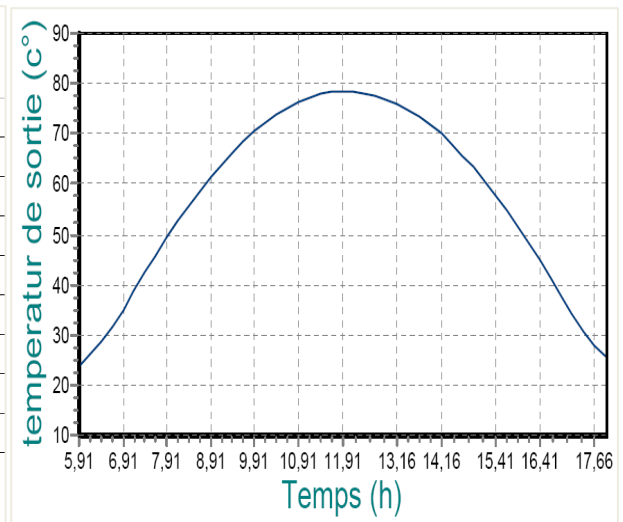
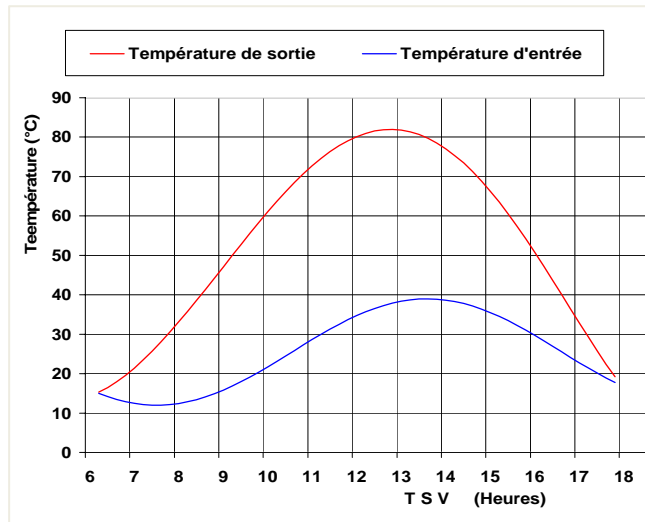


Figure (III.23-a) : *Température de sortie de l'air en fonction du temps- le 15 Septembre à Tamanrasset [46]*

Figure (III.23-b) : *Température de sortie de l'air en fonction du temps- le 15 Juin à Tamanrasset (logiciel)*

III.4.3 Rendement instantané

Pour vérifier la variation de rendement instantané, on a également confronté les résultats fournis par le travail de **SAADI SOUAD** [47] pour le site de Bouzaréah comparativement aux résultats délivrés par le logiciel développé.

L'expérience de SAADI SOUAD a été faite le 10 octobre 2007 à Bouzaréah dont les coordonnées géographiques sont : Latitude = $36,8^\circ$ nord, Longitude = $3,09^\circ$, Altitude = 345 m.

Les caractéristiques du capteur utilisé sont les suivantes :

- Vitre : fibre de verre polyester renforcé
- Absorbeur : Nickel noir sur le fer galvanisé
- Isolant : Polystyrène expansé
- Température mini : 20°C
- Température maxi : 33°C
- Température d'entrée : 25°C
- Epaisseur : 0.02 m
- Longueur : 1,5 m
- Largeur : 0,8 m
- Vitesse du vent : 1 m/s
- Débit massique du fluide : 0.014 kg/s

Les résultats obtenus sont illustrés par les figures (III.24-a) et (III.24-a) suivantes :

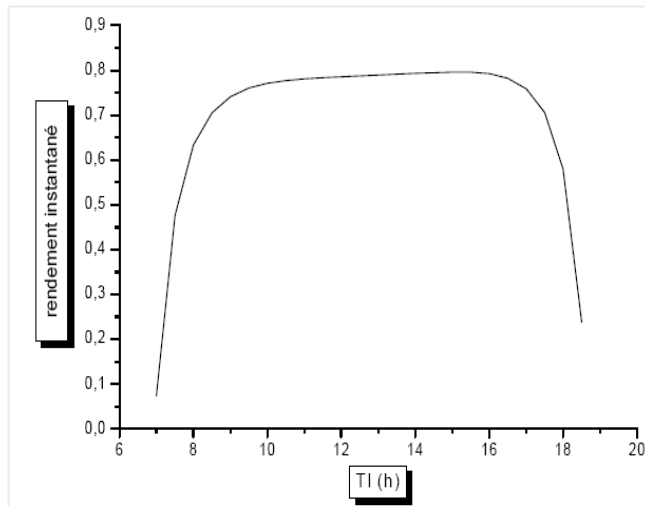


Figure (III.24-a) : Variation du rendement thermique en fonction du temps pour le 10 octobre 2007 à Bouzaréah [47]

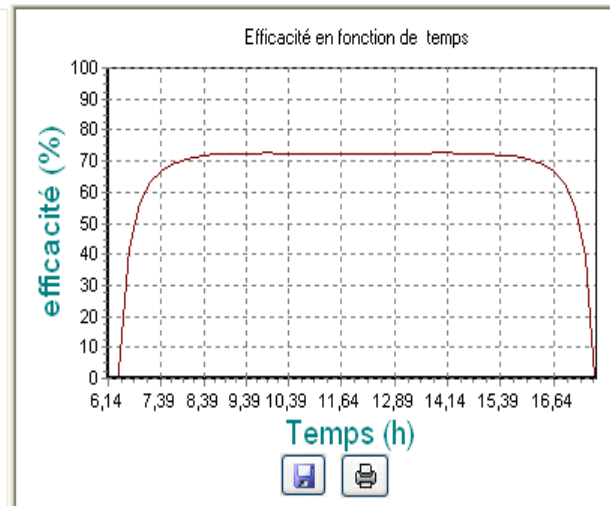


Figure (III.24-b) : Variation du rendement thermique en fonction du temps pour le 10 octobre 2007 à Bouzaréah (logiciel)

Dans le même contexte, le travail expérimental réalisé par **Baissi Mohamed Taher** [45] nous a permis de comparer le rendement thermique mesuré au cours de plusieurs journées d'expériences dans le site de Biskra, avec le rendement théorique délivrée par le logiciel développé. Les résultats obtenus pour les différentes journées sont illustrées d'après les figures suivantes :

Le 03 Janvier 2011 jour clair : Figure (III.25-a), (III.25-b) (capteur sans chicane)

- température ambiante mini : 18 °C
- température ambiante maxi : 28,5°C
- température d'entrée moyenne : 23°C
- débit volumique 80 m³/h

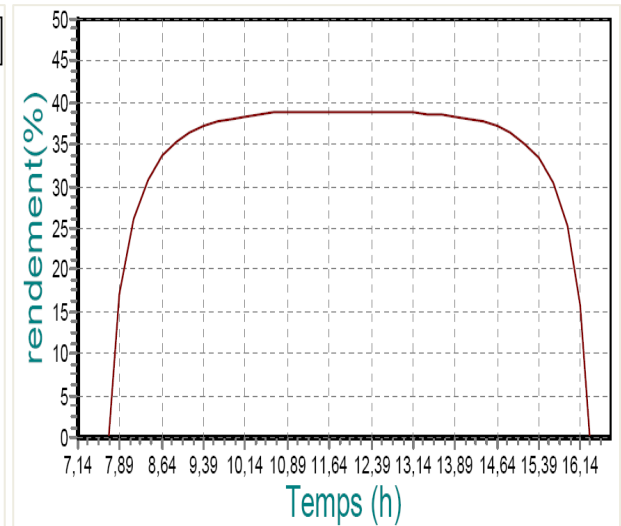
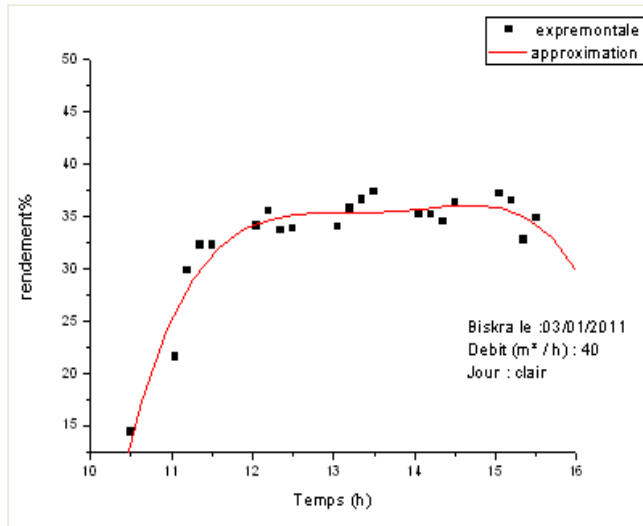


Figure (III.25-a) : rendement thermique en fonction du temps pour un débit de $80\text{m}^3/\text{h}$ obtenu le 03 Janvier 2011 par jour clair à Biskra [45]

Figure (III.25-b) : rendement thermique en fonction du temps pour un débit de $80\text{m}^3/\text{h}$ obtenu le 03 Janvier 2011 par jour clair à Biskra (logiciel)

Le 16 Février 2011 jour clair Figure (III.26-a),(III.26-b)

- température ambiante mini : $19,5^\circ\text{C}$
- température ambiante maxi : $23,6^\circ\text{C}$
- température d'entrée moyenne : $26,28^\circ\text{C}$
- débit volumique : $60\text{ m}^3/\text{h}$

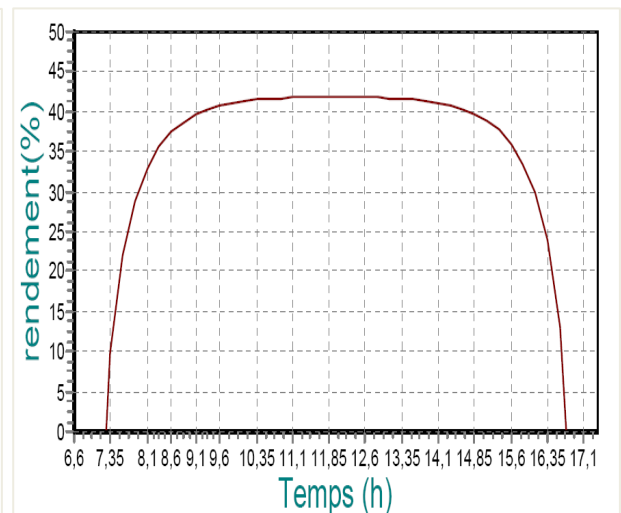
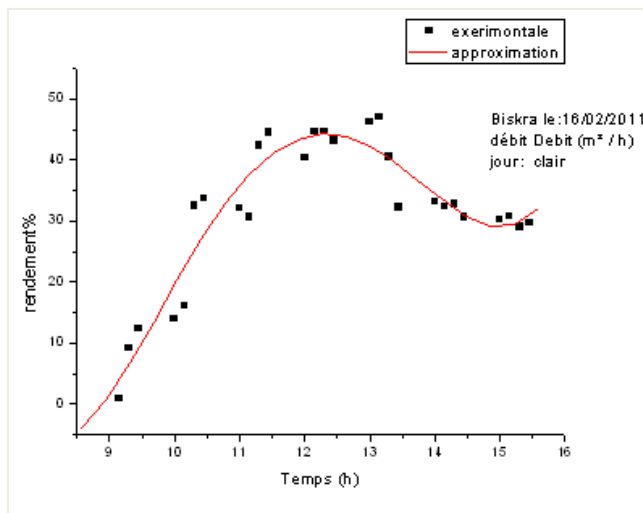


Figure (III.26-a) : rendement thermique en fonction du temps pour un débit de $60\text{m}^3/\text{h}$ obtenu le 16 Janvier 2011 jour par jour clair à Biskra[45]

Figure (III.26-b) : rendement thermique en fonction du temps pour un débit de $60\text{m}^3/\text{h}$ obtenu le 16 Janvier 2011 par jour clair à Biskra (logiciel)

III.5. Interprétation des résultats

III.5.1 Interprétation des courbes du rayonnement solaire :

Les courbes qui montrent l'évolution temporelle du rayonnement solaire global pour les différents sites obtenus par le modèle de *LIU et JORDAN* sur un plan incliné, sont illustrée d'après les figures [III-6 jusqu'à III-12] (a et b).

La comparaisons cas par cas entre ces graphiques (figure (III.6-a) jusqu'à (III.12-a) avec les figure (III.6-b) jusqu'à figure (III.12.b)) a permis de distinguer un écart moins important, selon les différents sites étudiés, à titre d'exemple, pour le site Ghardaïa, on retiens la valeur maximale du rayonnement obtenu de l'ordre de 1060 W/m^2 cité dans le travail de *M.r.Yaïche I et S.M.A. Bekkouche* [44] (figure (III.6-a)), et de 1096 W/m^2 affiché par notre logiciel (figure III.6-b).

D'autre part la figure (III.6-a) montre que la valeur maximale mesurée du rayonnement global est de 1100 W/m^2 qu'est relativement plus proche que celle fournie par notre logiciel.

Ainsi pour le site d'Alger, l'analyse des courbes des figures (III.8-a), (III.8-b) comparativement à (III.9-a), (III.9-b) permet de constater que les valeurs du rayonnement global sont très proches.

De même sorte, dans le cas du site de Biskra, Il est aisé d'observer sur les figures (III.10-a), (III.10-b), (III.11-a), (III.11-b) et (III.12-a), (III.12-b) que les valeurs de rayonnement cité dans la communication de *A. Moummi et al* [34] sont plus proche avec ceux fournis par les résultats de l' application développée.

III.5.2 Interprétation des courbes des températures de sorties de l'air :

Les résultats représentés sur les figures (III.13-a) et (III.13-b), (III.14-a) et (III.14-b), (III.15-a) et (III.15-b), (III.16-a) et (III.16-b), (III.17-a) et (III.17-b) montrent qu'il y a un rapprochement entre les résultats expérimentaux de *Baïssi Mohamede Taher* [45] et ceux fournis par le logiciel, par rapport à un capteur sans chicane et pour les mêmes données d'entrée. A titre d'exemple, le 03 janvier 2011 tel que montré par les figures (III.13-a) et (III.13-b), la valeur expérimentale maximale est de $60 \text{ }^\circ\text{C}$ à 13 heure, correspondant ainsi à une valeur maximale fournie par le logiciel égale à $55 \text{ }^\circ\text{C}$ à 12,40 heure, Cet écart est dû probablement au fait que le profil d'évolution de la température par approximation d'un polynôme de 4^{ième} degré, présente seulement la variation partielle au cours de la durée des expériences, par contre le profile évalué par le logiciel présente la variation de la température du levé jusqu'au couché du soleil.

L'évolution temporelle de la température de sortie de l'air pour les différents sites, tel que montré sur les figures (III.18-a) et (III.18-b), (III.19-a) et (III.19-b), (III.20-a) et (III.20-b), (III.21-a) et (III.21-b), (III.22-a) et (III.22-b), (III.23-a) et (III.23-b), la confrontation entre les résultats obtenus par *S. BENLAHMIDI* [46] et ceux fournis par le logiciel développé, permet d'observer qu'ils sont très proches les uns des autres, l'exemple du site d'Alger le 15 juin, où la valeur maximale de la température de sortie de l'ordre de 76 C° par le travail de *S. BENLAHMIDI*[46] (figure (III.18-a)) alors qu'elle est presque aux environs de 73 C° affiché par notre logiciel (figure (III.18-b)).

Pour le site de Biskra le 15 juin, d'après les figures (III.20-a) et (III.20-b), on observe que la température de sortie atteint sa valeur maximale au midi solaire égale à 80 C° par notre logiciel, alors que d'après le travail de *S. BENLAHMIDI* [46], la température atteint son maximum au midi solaire de l'ordre 85 C°, ce qui montre que l'écart est moins important entre les deux méthodes de simulations.

De même sorte que pour le site de Tamanrasset, d'après les figures (III.21-a), (III.22-a) et (III.21-b), (III.22-b), on remarque qu'il existe un écart moins important, ou la valeur maximale de la température de sortie correspondant au 15 juin, affichée par le logiciel développé qui est égale à 83 C° au midi solaire, est presque proche que celle fournie par le travail de *S. BENLAHMIDI* [46].

III.5.3 Interprétation des courbes du rendement

L'analyse de la variation de l'allure du rendement instantané au cours d'une journée figure (III.24-b), montre que le rendement augmente graduellement durant les premières heures de la journée pour atteindre des valeurs maximales de 70% , bien que l'irradiation solaire commence à décroître à partir de 12 h, ce qui semble en bon accord avec les résultats rencontrés dans le travail de *S.SOUAD* [48] Figure (III.24-a), où l'écart est moins important, qui est dû certainement à la méthode emprunté par l'auteur durant la modélisation des équations caractéristiques, qui est faite par le procédé pas à pas, par contre, le cas de notre travail, nous avons utilisé la méthode globale au cours de la modalisation des performances thermiques du capteur solaire plan à air.

D'autre part l'analyse des résultats d'après les figures (III.25-a), (III.25b), (III.26-a) et (III.26-b), montrent successivement une bonne concordance entre les résultats fournis par notre logiciel et ceux rencontrés dans la littérature, cependant, on tient à signalé que les écarts existants par rapport aux travaux expérimentaux et théoriques citées, comparativement avec ceux de notre logiciel, sont dû au phénomène de vieillissement des éléments constituant du capteur solaire, quand il s'agit de saisir les valeurs correspondantes aux paramètres thermo-physiques et

optiques, d'autre part les modèles d'éclairéments considérés semblent inconvenables sous certaines conditions spécifiques .

III.6. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons vu les démarches essentielles suivies au cours de la conception et la réalisation du logiciel, ensuite on a présenté en détail l'interface graphique avec des explications concernant l'utilisation, en fin quelques résultats affichés relativement à des sites géographiques, suivis par une étude comparative afin de vérifier la validité et la fiabilité des résultats générés par l'application visuelle développée.

Conclusion générale

CONCLUSION GENERALE

Dans le cadre de ce travail, on s'est proposé de développer un logiciel informatique pour la simulation des performances thermiques des capteurs solaires plans à air.

Après une étude bibliographique et théorique sur le sujet, on a procédé à la programmation de la méthode de calcul, en s'appuyant sur les deux modèles de *Liu & Jordan et Perrin de Brichambaut* pour estimer théoriquement l'éclairement solaire, et la méthode de *Hottel. Whillier et Bliss*, pour la modélisation des performances thermiques, principalement les paramètres essentiels qui interviennent directement dans le fonctionnement de ces dispositifs de conversion thermique de l'énergie solaire, ensuite nous avons réalisé et intégré la partie du logiciel concernant la base de données des capteurs plans.

Au sein du programme principal, nous avons introduit des corrélations qui décrivent les phénomènes de transfert par convection forcé dans la veine d'air mobile, il s'agit, des corrélations exprimées en fonction des nombres sans dimensions (NUSSELT, RAYLONDS). De ce fait, nous avons utilisé la boucle conditionnelle pour ajuster les données d'entrées correspondantes.

Cet outil de simulation a pour finalité d'être ensuite couplé à une interface visuelle sous l'environnement DELPHI, qui soit manipulable de manière simple et conviviale par tous les utilisateurs.

Le logiciel développé dans ce travail est une version exécutable qui s'installe sur l'environnement Windows, est doté d'une fenêtre de gestion de base de données simple, modifiable et facile à utiliser.

Les études, les programmes et le logiciel de calcul développé, démontrent qu'il est possible de persuader les évolutions instantanées des différents paramètres, tel que le rayonnement solaire global, la température de sortie, la quantité de chaleur et le rendement thermique.

La partie validation a été effectuée par une comparaison entre des résultats graphiques affichés par le logiciel, avec certains travaux expérimentaux et théoriques similaires réalisés qu'on a rencontré dans la littérature, à noter que la confrontation a été réalisée en respectant les mêmes conditions de fonctionnement externes et internes.

Les tests établis par comparaison avec le travail expérimentale de *Baissi Mohamed Taher* nous a permis de conclure que notre logiciel est en bon accord avec la configuration du capteur solaire plan sans chicane qui a été utilisé par cet auteur au sein de laboratoire de génie mécanique Biskra.

On générale, les séries de tests entrepris pour vérifier aussi bien le bon fonctionnement et la fiabilité du logiciel réalisé, montrent que le programme de travail défini initialement a été réalisé particulièrement dans son ensemble. Les résultats obtenus sont satisfaisants.

Nous avons rencontrés quelques difficultés au fur et à mesure dans notre travail, notamment durant la phase de la conception, où il est très nécessaire de proposer une conception qui exploite au maximum la puissance de ce paradigme, lors de la phase de l'implémentation, on a également rencontré la difficulté de maîtriser le couplage de la base des données avec le logiciel final.

Les rôles du logiciel peuvent être résumés comme suit :

- permet au spécialiste du domaine, de faire des simulations par ordinateur dans le but d'estimer les caractéristiques de l'installation réelle. Ce qui permet de réduire le coût et augmenter la fiabilité du système.
- Faire l'étude du fonctionnement du capteur à air pour diverse matériaux et sur plusieurs sites.
- Comparée plusieurs configurations de l'installation pour le même site.
- Faire un choix des éléments qui s'adapte le mieux pour le site choisi.

Après la découverte et la recherche dans le stade de ce domaine, nous envisageons à suivre ce travail pour d'autres applications de la conversion thermique de l'énergie solaire.

Annexes

A

ANNEXE A : différentes stations de l'O.N.M

1. Les différentes stations de (O.N.M)

Le tableau 1.A présente les principales stations de l'O.N.M

Station	Elévation	Latitude	Longitude
Adrar/ Touat	2630	+27883	-000283
Ain Safra	10580	+32767	-000600
Ain bessam	7480	+36317	+003533
Alger port	80	+36767	+003100
Annaba/el mellah	40	+36833	+007817
Aoulef	3090	+26967	+001083
Arzew	40	+35817	-000267
Batna	10520	+35550	+006183
Bechar/ouakda	7730	+31617	-002233
Bejaia-port	40	+36750	+005100
Bejaia/soummam	20	+36717	+005067
Beni abbes	4990	+30133	-002167
Beni-saf	680	+35300	-001350
Biskra	870	+34800	+005733
Bordj bou arreridj	9280	+36067	+004767
Bordji b mokhtar	3980	+21333	+000950
Bou-saada	4610	+35333	+004200
Bouhegouf	1110	+36500	+007717
Bouira	6350	+36383	+003900
Cap carbon	40	+36750	+005100
Cap falcon	1040	+35767	-000800
Chlef	1430	+36217	+001333

Constantine/el bey	6940	+36283	+006617
Dar-el-beida/houari	250	+36717	+003250
Dellys	120	+36917	+003950
Djanet/tiska	10540	+24550	+009467
Djelfa/tlets	11780	+34667	+003350
El bayadh	13410	+33667	+001000
El golea	3970	+30567	+002867
El kheiter	10000	+34150	+000067
El oued/guemer	630	+33500	+006117
El-kala	100	+36900	+008450
Ft flatters/bordj-o	3870	+28133	+006817
Ghardaia/noumerate	4500	+32383	+003817
Ghazaouet	830	+35100	-001867
Guelma	2270	+36467	+007467
Hassi-messaoud/irar	1420	+31667	+006150
Hassir`mel	7640	+32933	+003283
Ighil izane	750	+35733	+000533
Illizi/illirane	5580	+26500	+008417
In amenas/zarzaitin	5620	+28050	+009633
In salah	2930	+27200	+002467
In salah north	2690	+27250	+002517
In-guezzam	4110	+19567	+005767
Jijel	20	+36833	+005783
Jijel/taher	20	+36833	+005783
Khenchella	11160	+35417	+007150

Ksar chellala	8000	+35167	+002317
Laghouat	7650	+33767	+002933
Maghnia	4260	+34817	-001783
Mascara	4740	+35600	+000300
Mascara/ghriss	5110	+35267	+000150
Mecheria	11490	+34933	-000433
Medea	9810	+36267	+002750
Miliana	7150	+36300	+002233
Mostaganem	1370	+35883	+000117
M`sila	4410	+35667	+004500
Naama	11660	+33267	-000300
Oran port	220	+35700	-000650
Oran tafaraoui	1110	+35483	-000517
Oran/es senia	900	+35633	-000600
Oran/tafaroui	0	+35483	-000533
Ouargla	1410	+31917	+005400
Oum el bouaghi	8890	+35883	+007117
Saida	7700	+34867	+000150
Setif/ain-arnat	10380	+36183	+005417
Sidi bel abbes	4500	+35183	-002617
Skikda	70	+36933	+006950
Souk ahras	6800	+36283	+007950
Tamanrasset	13780	+22783	+005517
Tamanrasset/aguenna	13770	+22817	+005467
Tebessa	8130	+35483	+008132

Tenes	590	+36550	+001333
Tiaret	11270	+35250	+001433
Timimoun	3120	+29250	+000283
Tindouf	4310	+27667	-008132
Tizi-ouzou	1950	+36700	+004050
Tlemcen/zenata	8050	+34867	-001333
Touggourt/sidi mahd	850	+33117	+006133

Tableau 1.A. Les différentes station de l'O.N.M

Annexes

B

ANNEXE B : Propriétés thermiques et optiques des différents composants du capteur plan

1. Caractéristiques thermophysiques des matériaux métalliques

Les caractéristiques thermophysiques des matériaux métalliques pouvant constituer l'absorbeur d'un capteur solaire plan sont regroupés dans le tableau (1.B)

Métal	Conductivité thermique (W/m. K)	Masse volumique (kg/m ³)	Chaleur massique (J/kg. K)	Absorptivité	Emissivité
Cuivre	384	8900	398	0.25	0.02
Acier inoxydable	14	7800	460	0.01	0.04
Aluminium	204	2700	879	0.63	0.09

Tableau 1.B. Caractéristiques thermophysiques des matériaux métalliques[47]

2. Les propriétés optiques de quelques surfaces sélectives

Les propriétés optiques de quelques surfaces sélectives figurent dans le tableau 2.B

Support et traitement	Absorptivité de la surface	Emissivité de la surface	Effet de l'humidité
Acier et nickel noir sur nickel	0.95	0.07	Variable
Acier et chrome noir sur nickel	0.95	0.09	Sans effet
Acier et chrome noir	0.91	0.07	Oxydation rapide
Cuivre et chrome noir	0.95	0.14	Peu d'effets
Acier galvanisé et chrome noir	0.95	0.16	Couche sélective pèle rapidement
Cuivre et cuivre noir	0.88	0.15	
Acier et oxyde de fer	0.85	0.08	Peu d'effets

Alu et oxyde de manganèse	0.70	0.08	
Acier et couche organique sur oxyde de fer	0.90	0.16	Peu d'effets
Acier et couche organique sur chrome noir	0.94	0.2	Peu d'effets

Tableau 2.B. Propriétés optiques de quelques surfaces sélectives[47]

3. Propriétés optiques et thermiques de quelques surfaces transparentes

Les propriétés optiques et thermiques de quelques surfaces transparentes [4], [13] sont listées dans le tableau 3.B

Matériau	Epaisseur (mm)	Transmissivité (%)	Masse volumique (kg/m ³)	Chaleur massique (J/kg. K)	Conductivité thermique (W/m. K)
Verre à vitre	3	85- 92	2700	840	0.93
Polycarbonate	3.2	82-89	1200	1260	0.2
Polyméthacrylate	3.2	89-92	1200	1460	0.2
Polyster armé	1	77-90	1400	1050	0.21
Polyfluoroéthyle propylène	0.05	97	2.51	1170	0.25
Polyfluorure vinyle	0.1	93	1.5	1380	0.12

Tableau. 3. B. Propriétés optiques et thermiques de quelques surfaces transparentes [47]

4. Degré d'émissivité de quelques matériaux

Le tableau 4.B regroupe le degré d'émissivité de quelques matériaux

Matériaux	Température (°C)	Emissivité
Aluminium nu après laminage	170	0.04
Aluminium anodisé noir	50	0.98
Béton	20	0.93
Glace lisse	0	0.97
Fer poncé	20	0.24
Verre	90	0.94
Cuivre légèrement ternis	20	0.04
Cuivre oxydé	130	0.76
Acier trempé	200	0.52
Acier oxydé	200	0.79

Tableau 4.B. Degré d'émissivité de quelques matériaux [47]

5. Propriétés thermiques de quelques matériaux isolants

Le tableau 5.B donne les propriétés thermiques de quelques matériaux pouvant servir d'isolants

Matériau	Conductivité thermique (W/m. K)	Masse volumique (kg/m ³)	Chaleur massique (J/kg. K)	Diffusivité thermique 10 ⁻⁷ m ² /s
Air à 20 °C	0.025	1.2	1003	208
Mousse de polyuréthane	0.029	30	1600	6
verre	0.036	40	840	10.7
Laine de Polystyrène expansé	0.04	20	1500	13.3
Laine de roche	0.04	40	840	11.9

Laine (vêtement)	0.04	450	1880	0.47
Feutre d'amiante	0.047	116	800	5.1
Liège expansé	0.048	120	1380	2.9
Perlite	0.048	60	840	9.5
Silicate de calcium	0.052	200	920	2.8
Magnésie	0.055	200	880	3.1
Béton cellulaire	0.075	280	800	3.3
Vermiculite	0.09	80	880	12.8
Papier journal comprimé	0.105	130	1340	6
Bois de pin	0.118	500	1210	1.95
Papier	0.14	700	1340	1.5
Bois de sapin	0.144	535	272	9.9
Caoutchouc	0.153	1200	2170	0.6
Pvc	0.166	1380	1000	1.2
Bois de chêne	0.198	825	2400	1.0
Plâtre	0.35	800	800	5.5
Brique	0.697	1700	900	4.6

Tableau 5.B. *Propriétés thermiques de quelques matériaux isolants*[47]

Résumé :

Le développement actuel du domaine de l'informatique, constitue une aide à la simulation des performances des systèmes de conversion d'énergie, simuler le bon choix des éléments et une meilleure adaptation aux diverses utilisations industrielles et domestiques. La programmation et le développement d'un logiciel de simulation des performances thermiques des capteurs plans à air par l'outil de programmation DELPHI, constitue le sujet essentiel de ce travail. Dans cette étude on a mis en évidence un organigramme et une démarche de conception et de validation d'un logiciel de simulation des performances thermiques des isolateurs solaires plans à air.

Mots Clés : capteur solaire, plan à air, performance thermique, convection forcée, logiciel, simulation informatique,

خلاصة :

التطور الحالي في مجال علوم الحاسوب، تساعد على إنشاء أنظمة تمكن من اختيار الجملة النموذجية لتحويل الطاقة، وإسهامها في الاختيار الصحيح للعناصر المكونة وتكييفها لأفضل الاستخدامات الصناعية والمنزلية. الهدف الأساسي لهذا العمل يتمحور على تطوير برنامج ذو قاعدة بيانات يسمح لنا بحساب مردودية المستقبلات الشمسية التي تعمل بالهواء وهذا باستعمال الدلفي كلغة برمجة وتطوير. في هذه الدراسة وضعنا بوضوح مراحل و خطوات البرمجة وكذا اختبرنا مدى توافق النتائج المتحصل عليها من خلال البرنامج المنجز في ما يخص المردودية الحرارية للمستقبلات الشمسية .

الكلمات المفتاح : مستقبل شمسي، مردودية حرارية، تحميل حراري مدعم، برنامج، محاكاة آلية.

Abstract

The current development of the field of computer science, is a help to the simulation of the performance of energy conversion systems, simulate the right choice of the elements and a better adaptation to various industrial and domestic uses. The programming and the development of a software simulation of thermal performance of flat plate air collector with DELPHI tool is the essential subject of this work. In this study it was highlighted chart, the approach of design and validation of the thermal performance about the flat plate collector by software computer simulation.

Key words: flat plate collector, thermal performance, forced convection, software, computer simulation.