

République Algérienne Démocratique et Populaire

**Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la
Recherche Scientifique**



Université Echahid Hamma Lakhdar d'El-Oued



FACULTE DES SCIENCES ET TECHNOLOGIE

Mémoire de fin d'étude

Présenté pour l'obtention du diplôme de

LICENCE ACADEMIQUE

Domaine: Sciences et Technologies

Filière: Génie mécanique

Spécialité: Mécanique énergétique

Thème

**ÉTUDE THEORIQUE ET THERMIQUE D'UN
CAPTEUR SOLAIRE PLAN**

Devant le jury composé de :

..... Président
..... Examineur
..... Examineur
FERDJANI
Ahmed Taha
Encadreur

Présenté par :

-ZEGHIDI Mohamed Ennadir
-KHETTA Mahfoud
-LAIMECHE Khemissi

2014/2015

DEDICACE

Tout d'abord remercions Dieu pour nous aider à compléter ce travail .

Nous voulons dédier ce modeste travail en premier lieu à :

nos chères mères

et Nos chères pères.

Aussi frères et soeurs aussi

nos oncles et nos tantes

Ainsi que en particulier mon encadreur et tous nos professeurs
distingués et nos amis et tous ce qui nous ont contribués de près ou de loin.

REMERCIEMENTS

Nous aimerons tout d'abord remercier mes encadreur **FREDJANI AHMED TAHA** et
Tous les professeurs particulièrement Y.AOUN , M.T.GHARBI ,H.BOURKAN , A.GHOURRAH ,
E.HOURRA et N.ZEMMAR .

On remercie également mes amis O. BERRACHED ,I.DJELOUL , M.BOUKHAZZA S.NAAIMI
CH.BERRACHED , B.FERHAT et surtout Y.GASMIA A.E.BOUKHAZZA , A.ZABI.

Nous tenons à Saluer ainsi tous les administrateurs de l'université de HAMMA LAKHDAR
D'ELOUED particulièrement les employés dans la bibliothèque M.T.BENACHOURE ,
H.DAHM ,S.FERHAT.

Nous adressons aussi nos remerciements aux personnes que nous avons Régulièrement côtoyées
pendant la durée d'achèvement de la mémoire.

Nos Remerciements vont aussi à nos chers parents qui nous ont encouragés pendant toute la durée de
Tout au long de la période d'étude et qui nous ont aidés de près ou de loin pour l'accomplissement de
notre mémoire dans les meilleures conditions.

SOMMAIRE

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

CHAPITRE I : Rappels sur les Transferts Thermiques

I.1. Introduction	2
I.2. Modes de transfert de chaleur.....	2
I.2.1. Conduction	2
I.2.1.1. Resistance thermique.....	3
I.2.1.2. EQUATION GENERALE DE LA CHALEUR.....	4
I.2.2. TRANSFERT PAR CONVECTION	4
I.2.2.1. NOMBRES SANS DIMENSION	6
I.2.2.2. FLUX DE CHALEUR EN CONVECTION FORCEE	7
I.2.2.3. LE FLUX DE CHALEUR EN CONVECTION NATURELLE	8
I.2.3. TRANSFERT DE CHALEUR PAR RAYONNEMENT	8
I.2.3.1. L'EMITTANCE (TOTALE).....	9
I.2.3.2. LE CORPS NOIR.....	9
I.2.3.3. LOI DU RAYONNEMENT THERMIQUE	9
I.2.3.4. Transfert par rayonnement entre surface	10
I.3. CONCLUSION	11

CHAPITRE II : Généralité Sur le Rayonnement Solaire

II.1. Introduction	12
II.2. Constitution physique du soleil	12
II.3. Distribution spectrale du rayonnement solaire	13
II.4. Les émissions du soleil.....	14
II.5. Données géométriques et astronomiques	15
II.5.1. La constante solaire.....	15
II.5.2. Déclinaison du soleil.....	16
II.5.3. Azimut du soleil (a):.....	17
II.5.4. L'angle horaire (w):	17
II.5.5. Heures et temps:	19
II.5.6.1. Le temps solaire vrai (TSV) :	19
II.5.6.2. Le temps solaire moyen TSM :	19
II.5.6.3. Le temps universel TU:	19

II.5.6.	Lever et coucher du soleil:	19
II.5.7.	Durée du jour:	20
II.5.8.	Angle d'incidence sur un plan d'orientation quelconque :	20
II.5.9.	Fraction d'insolation :	21
II.6.	Rayonnement solaire en présence de l'atmosphère :	21
II.6.1.	Modèles d'estimation du rayonnement solaire terrestre :	22
II.6.1.1.	MODELE DE PERRIN DE BRICHAMBEAUT SUR UN PLAN HORIZONTAL :	22
II.6.1.2.	Rayonnement solaire sur un plan incline (perrin de brichambaut)	23
II.7.	Conclusion.....	24

CHAPITRE III : ÉTUDE THEORIQUE ET THERMIQUE DE CAPTEUR PLAN

III.1.	Introduction	25
III.2.	Capteurs solaire plans (principe)	25
III.3.	Éléments constitutants :	25
III.3.1	Surface absorbante :	25
III.3.1.1	Absorbeur sélectif [6]	26
III.3.2	Couverture transparente :	27
III.3.2.1	Facteur de transmission	29
III.3.3	Fluide caloporteur	31
III.3.4	L'isolant	32
III.4.	Analyse thermique de capteur solaire plan à air	32
III.4.1	Bilan thermique et calcul de rendement	33
III.4.2	Modélisation des échanges thermiques dans un capteur solaire :	33
III.4.2.1	Méthode par tranche	34
III.4.2.2	Méthode globale	41
III.4.2.3	Perte globale d'énergie	43
III.4.2.4	Rendement instantané du capteur solaire	46
III.5.	Conclusion	46
	Conclusion générale	47
	Référence bibliographique	48

-Figure. (I.1) Echange de chaleur par conduction.....	03
-Figure. (I.2) Résistance thermique.....	04
-Figure. (I.3) Transfert de chaleur par convection.....	05
-Figure (I.4). Transfert de chaleur par rayonnement.....	10
-Figure (II.1) position de la terre par le soleil.....	13
-Figure (II.2) : Echanges énergétiques entre la surface terrestre, l'atmosphère et l'espace en W/m^2 (D'après Kiehl et Trenberth, 1997)	14
-Figure (II.3) : Répartition spectrale de l'éclairement énergétique du rayonnementsolaire au niveau du sol.....	15
-Figure (II.4) : Mouvement de la terre autour du soleil.	16
-Figure (II.5): déclinaison du soleil	17
-Figure (II.6) : Repérage du soleil.....	18
-Figure (II.7) : angle d'incidence sur un plan d'orientation quelconque incliné d'un angle β par rapport à l'horizontal.....	20
-Figure (II.8) : composante du rayonnement global sur un plan incliné.....	21
-Figure (III.1) : Schéma de principe d'un capteur solaire plan	26
--Figure (III.2): la peinture mate noire.....	26
-Figure (III.3): en black chrome.	27
-Figure (III.4): surface absorbante en présence du vide.....	27
-Figure. (III.5) : Réfraction d'un rayon lumineux à la traversée d'un dioptre séparant deux milieux de réfringence différente.....	29
-Figure.(III.6) : Effet des multiples réflexions sur le facteur de transmission d'une vitre...31	
-Figure (III.7): Schéma électrique relatif à une section du capteur.....	35
-Figure (III.8) : Tranche fictive de longueur dx	36

- Tableau (II-1) : comparaison entre la répartition spectrale du flux solaire et d'un corps noir à 5762 °K.....	13
- Tableau (II-2) - Eclairement énergétique du rayonnement solaire hors de l'atmosphère dans les divers domaines de longueur d'onde.[1]	15
- Tableau (II-3) : Variation de la hauteur du soleil en fonction de la date pour la région de Valenciennes.....	18
- Tableau (II-4) : valeurs des constantes A et C en fonction de la nature du ciel (modèle de Perrin de Brichambaut)	22
- Tableau (II-5) : valeurs de B en fonction de la nature du ciel (modèle de Perrin de Brichambaut).....	23
- Tableau (II-6) : valeurs de A et D en fonction de la nature du ciel (modèle de Perrin de Brichambaut).....	23
- Tableau (II-7) : Albédo moyen de quelque type de sols les plus fréquents.....	24
- Tableau (III.1) : Caractéristique thermo-physiques de quelques matériaux métalliques [5]..	26
- Tableau(III.2) : propriétés de différentes surfaces transparentes [8].....	28
- Tableau(III-3) : Indices de réfraction communs des matières transparentes [7,8].....	30
- Tableau(III-4) : Coefficients d'extinction de certains matériaux transparents [8].....	31
- Tableau III.5 : Propriétés thermiques des quelque matériaux isolants[9].....	32

NOMENCLATURE

A : surface de captation de l'isolateur plan à air	m ²
L : longueur du capteur plan à air	m
L : longueur du capteur plan à air	m
D _H : diamètre hydraulique	m
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]
ΔT : Écart de température entre la vitre et l'absorbeur	[°C]
T _{pl} : Température de la plaque isolante	[°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 isolante	[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 isolante	[W/m ² k]
h _{c,pl-a} : Coefficient de transfert convectif entre la plaque isolante et l'ambiance	[W/m ² k]
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

a : Diffusivité thermique

ρ : Masse volumique

Kg/m^3

c_p : Chaleur massique

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

λ : 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)

B : 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

Re : nombre de Reynolds

Introduction Générale

La conversion de l'énergie solaire, qu'est sous forme d'un rayonnement électromagnétique, peut s'envisager suivant des principes physiques différents. On distingue essentiellement les conversions photoélectriques et photochimiques, ainsi que la conversion photothermique, qu'est la transformation de l'énergie solaire en chaleur.

Dans le domaine de la conversion photothermique, de nombreuses applications sont été mises en évidence, le travail présenté ici s'inscrit dans la contribution de la conception et simulation des convertisseurs thermiques.

De part, une relative simplicité de mise en oeuvre et vu l'importance des besoins énergétiques sous forme de chaleur, la conversion photothermique est encore actuellement la plus usuelle. Concernant la production de chaleur à basse température, on peut de nos jours considérer qu'au moyen de dispositifs de captation dite actifs, les problèmes ne sont plus que d'ordre économique. Le chauffage des piscines par capteur plan est par exemple devenu. [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 l'étude théorique de performance thermique d'un capteur solaire plan.

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

Dans le premier chapitre, nous allons exposer une étude théorique sur les modes de transferts de chaleur.

Lors du second chapitre, nous procéderons à l'étude de gisement solaire, 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'étude des échanges thermique d'un capteur solaire plan à air en régime permanent par deux méthodes (globale et pas à pas). A fin de déterminer l'expression du rendement instantané du capteur.

Nous terminerons notre travail par une conclusion générale.

I.1. Introduction

L'énergie thermique C'est un procédé de transformation d'une énergie électrique, chimique ou nucléaire en énergie thermique (chaleur) suivant les lois de la thermodynamique. On entend par énergie thermique, lorsqu'à l'intérieur d'un système, les molécules constituant la matière sont soumises à une certaine mobilité. Plus le niveau de l'énergie thermique est élevé et plus l'énergie cinétique des molécules est grande. Ce qui est appelé chaleur, c'est ce transfert de l'énergie thermique d'un endroit à un autre. La chaleur se transmet d'un corps chaud à un corps froid par contact ou par radiation : les corps peuvent être solides, gazeux ou liquides. L'énergie thermique est de chaleur en stockage. [1]

I.2. Modes de transfert de chaleur

Le transfert thermique est un processus complexe qui est réalisé par la superposition des trois modes fondamentaux : conduction, convection et rayonnement. Dans le cas où l'un de ces trois modes est déterminant, les effets des autres sont peu importants ; aussi ils peuvent être négligés, simplifiant considérablement l'analyse cas concerné. En tenant compte de ces conditions, on va présenter ensuite le mécanisme d'apparition de chacun de ces modes.[1]

I.2.1. Conduction

C'est le transfert de chaleur au sein d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, sous l'influence d'une différence de température. La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts : une transmission par les vibrations des atomes ou molécules et une transmission par les électrons libres.

La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de Fourier : la densité de flux est proportionnelle au gradient de température. Figure I.1 [1]

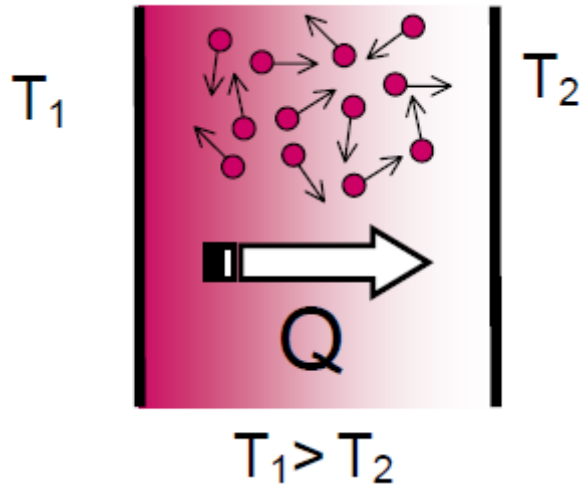


Figure. (I.1) *Echange de chaleur par conduction*

Le transfert de chaleur par conduction s'appuie sur la loi de Fourier :

- Loi de Fourier [1]

$$\Phi = -\lambda_c \cdot S \frac{dT}{dX} \quad (I.1)$$

Φ : Flux de chaleur.

λ_c : Conductivité thermique.

I.2.1.1. Resistance thermique

Considérant l'intersection d'un tube de courant par deux surfaces isothermes de températures T_1 et T_2 , on définit la résistance thermique par la relation

$$T_1 - T_2 = R \cdot \Phi \quad (I.2)$$

On reconnaît dans cette équation la forme générale de la loi d'Ohm

$$E_1 - E_2 = R \cdot I \quad (I.3)$$

Dans laquelle les potentiels E sont remplacés par les températures et l'intensité I par le flux Φ

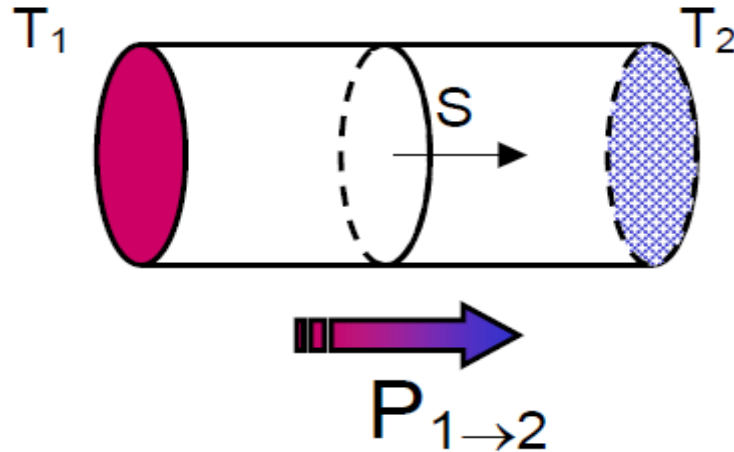


Figure. (I.2) Résistance thermique

I.2.1.2. EQUATION GENERALE DE LA CHALEUR

Cette équation qui exprime la conservation d'énergie d'un élément infinitésimal de matière s'écrit :
[1]

$$\overrightarrow{\text{div}} (\lambda \cdot \text{grad } T) + P = \rho \cdot C_p \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right) \quad (\text{I.4})$$

Où P : représente la production de chaleur en w/m^3
 C_p : chaleur massique en $(\text{J/kg} \cdot ^\circ\text{k})$,
 ρ : masse volumique en (kg/m^3)

I.2.2. TRANSFERT PAR CONVECTION

Le phénomène de convection se réfère au transfert thermique qui a lieu dans les fluides -liquides ou gaz- en mouvement.

La convection est le processus de transfert thermique déterminé par le mouvement des particules élémentaires d'un fluide entre des zones ayant des températures différentes ; ce mouvement entraîne un mélange intense des particules fluides, qui changent de l'énergie (chaleur) et de la quantité de mouvement (impulse) entre elles. Ayant toujours lieu dans un milieu fluide, elle a comme caractéristique de base le fait que le transfert de chaleur est intimement lié par le mouvement de ce milieu (d'ailleurs son nom vient du verbe latin *convehere* qui signifie porté avec soi).

Le transfert par convection est régie par la loi de **Newton** qui stipule que le flux de chaleur transmis est proportionnel à l'écart entre la température T_1 du corps solide qui reçoit ou transmet de la

chaleur et la température T_2 du liquide ou du gaz qui transmet ou reçoit cette chaleur. Le coefficient de proportionnalité de la loi de Fourier est appelé coefficient de convection thermique est noté h_c [2].

Le flux calorifique (puissance) transmis par convection s'exprime alors par l'équation fondamentale suivant :

$$\Phi = h_c \cdot S (T_2 - T_1) \quad (I.5)$$

Avec :

Φ : Puissance transmise en W.

h_c : Coefficient de transmission thermique par convection, ou coefficient de convection thermique en $W/m^2.K$.

S : Surface d'échange considérée en m^2 .

T_1 : Température la plus chaude (paroi ou fluide en $^{\circ}C$).

T_2 : Température la plus froide (fluide ou paroi en $^{\circ}C$).

$\frac{1}{h_c}$: Résistance thermique en $m^2.K/W$.

La valeur du coefficient de transfert de chaleur par convection h_c est en fonction de la nature du fluide, de sa température, de sa vitesse et des caractéristiques géométriques de la surface de contact solide/fluide

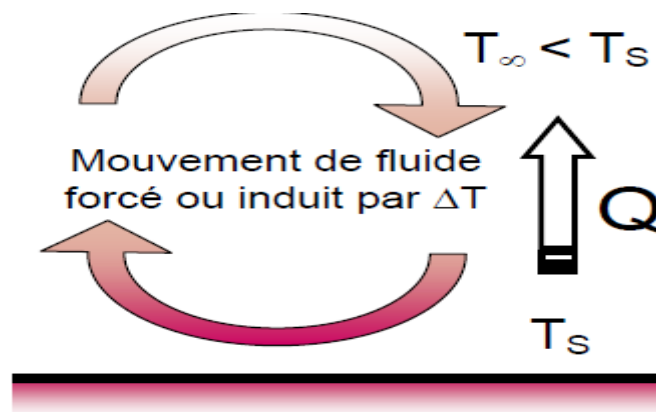


Figure. (I.3) Transfert de chaleur par convection

I.2.2.1. NOMBRES SANS DIMENSION

Nous définirons ci-dessous les nombres sans dimension rencontrés en transfert thermique par convection

- **Nombre de Prandtl**

Il représente le rapport entre la diffusivité de quantité de mouvement ν (ou viscosité cinématique) et la diffusivité thermique.

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda} = \frac{\nu}{a} \quad (I. 6)$$

Avec :

λ : Conductivité thermique du milieu ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)

μ : viscosité dynamique en $kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$

ν : viscosité cinématique en $m^2 \cdot s^{-1}$

a : Diffusivité thermique en $m^2 \cdot s^{-1}$

Un fluide peu visqueux mais bon conducteur thermique, aura un Pr très faible et vice-versa [3].

- **Nombre de Nusselt**

$$Nu = \frac{h \cdot L}{\lambda_f} \quad (I. 7)$$

Avec

L : dimension caractéristique (m)

Ce nombre exprime le rapport entre le flux de chaleur par convection dans le fluide et le flux par conduction λ_f , ici la conductivité du fluide. Contrairement au Pr, Nu dépend non seulement de la nature du fluide à travers λ_f , mais aussi de la géométrie de l'écoulement à travers la dimension caractéristique L et de champ de la vitesse dans la couche limite à travers sa dépendance sur h .

- **Nombre de Grashof**

$$Gr = \frac{B \cdot g \cdot p^2 L^3 (T - T_f)}{\mu^2} \quad (I. 8)$$

Ce nombre exprime le rapport entre les forces de gravité multipliées par les forces d'inertie et le carré des forces de viscosité.

- **Nombre de Rayleigh**

Il s'écrit sous la forme suivante :

$$Ra = Pr \cdot Gr = \frac{B \cdot g \cdot p^2 L^3 (T - T_f)}{a \cdot \vartheta} \quad (I.9)$$

Où il caractérise l'écoulement en convection naturelle.

Avec :

β : coefficient de dilatation du fluide (K⁻¹)

L : dimension caractéristique de la surface d'échange (m)

g : accélération de la pesanteur (m/s²)

μ : viscosité dynamique du fluide (kg/m.s)

ν : viscosité cinématique (m²/s)

ρ : masse volumique en (kg/m³)

a : Diffusivité thermique en (m²/s)

- **Le nombre de Reynolds**

Ce nombre joue un rôle fondamental dans la caractérisation de l'écoulement, il est défini par l'expression suivante :

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot L}{\mu} = \frac{u \cdot L}{\nu} \quad (I.10)$$

Ce nombre exprime le rapport des forces d'inertie sur les forces de viscosité [1-2-3].

-Si $Re < 2400$ on est en régime laminaire.

-Pour des vitesses plus élevées, $Re \gg 2400$, le régime turbulent apparaît

I.2.2.2. FLUX DE CHALEUR EN CONVECTION FORCEE

L'application de l'analyse dimensionnelle montre que la relation liant le flux de chaleur transféré par convection aux variables dont il dépend peut être recherchée sous la forme d'une relation entre trois nombres adimensionnels :

$$Nu = f(Re, Pr)$$

Avec Nu : nombre de Nusselt, Re : nombre de Reynolds et Pr : nombre de Prandtl

Le calcul d'un flux de chaleur transmis par convection forcée s'effectue donc de la manière suivante:

1. Calcul des nombres adimensionnels de Reynolds et de Prandtl ;
2. Suivant la valeur de Re et la configuration $\rightarrow$ choix de la corrélation ;
3. Calcul de Nu par application de cette corrélation ;
4. Calcul de h (Coefficient de transfert de chaleur)

$$h = \lambda Nu/d \text{ et de } \Phi = h S (T_p - T)$$

I.2.2.3. LE FLUX DE CHALEUR EN CONVECTION NATURELLE

L'application de l'analyse dimensionnelle montre que la relation liant le flux de chaleur transféré par convection aux variables dont il dépend peut être recherchée sous la forme d'une relation entre trois nombres adimensionnels :

$$Nu = f(Gr, Pr)$$

Avec Nu : nombre de Nusselt, Pr : nombre de Prandtl et Gr : nombre de Grashof.

Le flux de chaleur transmise par convection naturelle s'effectue donc de la manière suivante:

1. Calcul des nombres adimensionnels de Grashof et de Prandtl ;
2. Suivant la valeur de Gr et la configuration $\rightarrow$ choix de la corrélation ;
3. Calcul de Nu par application de cette corrélation ;
4. Calcul de h (Coefficient de transfert de chaleur)

$$h = \lambda Nu/D \text{ et de } \Phi = h S (T_p - T)$$

I.2.3. TRANSFERT DE CHALEUR PAR RAYONNEMENT

Le phénomène de rayonnement thermique constitue une forme particulière de transfert thermique dans laquelle le porteur d'énergie n'est plus représenté par des particules de substance, mais par des ondes électromagnétiques ayant à l'origine l'agitation atomique à la surface d'un corps. Le mécanisme de rayonnement est créé par l'émission et l'absorption des ondes électromagnétiques porteuses d'énergie rayonnante et par la transformation de celle-ci en chaleur avec le changement d'état énergétique –énergie interne- des corps qui la retiennent. Ayant la même nature que le rayonnement lumineux, le rayonnement thermique sera gouverné par les mêmes lois que celui-ci, avec tout de même des lois propres.

I.2.3.1. L'ÉMITTANCE (TOTALE)

C'est le flux total émis par unité de surface de la source. On considère globalement la puissance $d\Phi$ émise par un élément de surface dS dans l'ensemble des directions où il peut rayonner (hémisphère limitée par le plan tangent à dS en son centre), et on divise ce flux par l'aire de dS . L'émittance est notée par M . Son unité est le W/m^2 :

$$M = d\Phi/dS$$

I.2.3.2. LE CORPS NOIR

C'est un corps qui absorbe toutes les radiations qu'il reçoit indépendamment de son épaisseur, de sa température, de l'angle d'incidence et de la longueur d'onde du rayonnement incident, il est défini par : $\alpha\lambda T = 1$. Une surface enduite de noir de fumée est approximativement un corps noir.[1]

- **Propriétés du corps noir :**

- Tous les corps noirs rayonnent de la même manière.
- Le corps noir rayonne plus que le corps non noir à la même température.

I.2.3.3. LOI DU RAYONNEMENT THERMIQUE

- **Loi de Planck, émittance monochromatique du corps noir :**

L'émittance monochromatique d'un corps noir $M_{\lambda,T}$ à la longueur d'onde λ et la température T , est donnée par la loi de Planck [1]

$$M_{\lambda,T} = \frac{C_1 \lambda^{-5}}{\exp\left(\frac{C_2}{\lambda T}\right) - 1} \quad (\text{I. 11})$$

Où $M_{\lambda,T}$: est le flux énergétique émis par la surface dans tout l'hémisphère et ramène à l'unité de longueur d'onde λ , la surface étant à la température T . $M_{\lambda,T}$ est exprimé en W/m^3 .

Les constantes C_1 , C_2 sont égales à :

$$\begin{aligned} C_1 &= 3,742 \cdot 10^{-16} \text{ W.m}^{-2} \\ C_2 &= 1,4385 \cdot 10^{-2} \text{ m.K} \end{aligned}$$

- **Loi de Stefan Boltzmann**

Cette loi fournit l'émittance totale du rayonnement du corps noir dans l'espace en fonction de sa température absolue (sur tout le spectre de longueur d'onde). Elle s'écrit :

$$Mo_T = \sigma T^4 \quad (I.12)$$

Avec

σ : est la constante de Stefan Boltz mann ($5,675 \cdot 10^{-8} \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-4}$)

Dans les calculs on écrira souvent : $\sigma = 5,675 \left(\frac{T}{100}\right)^4$

I.2.3.4. Transfert par rayonnement entre surface

C'est un transfert d'énergie électromagnétique entre deux surfaces (même dans le vide). Dans les problèmes de conduction, on prend en compte le rayonnement entre un solide et le milieu environnant.

1) petit objet convexe placé dans une enceinte large ($S1 \ll S2$)

$$\Phi = \sigma \varepsilon_p S (T_p^4 - T_\infty^4) \quad (I.13)$$

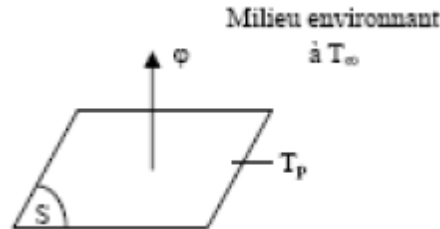


Figure (I.4). Transfert de chaleur par rayonnement

2) Deux plans parallèles infinis

$$\Phi = \frac{\sigma(T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad (I.14)$$

Avec :

Φ Flux de chaleur transmis par rayonnement exprimé en W

σ Constante de Stephan ($5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W.m}^{-2} \text{ K}^{-4}$)

ε_p Facteur d'émission de la surface

T_p Température de la surface en K

T_∞ Température du milieu environnant la surface en K

S Aire de la surface en m^2

I.3. CONCLUSION

Dans ce chapitre on a présenté une étude théorique sur les différents modes de transferts de chaleur, qui sont la base d'étude de tous phénomènes de conversion d'énergie .

Le prochain chapitre sera consacré sur les gisements solaires en présentant des modèles de modélisation.

II.1. Introduction

L'énergie solaire reçue par la terre vaut, en chiffres ronds, environ 10.000 fois la quantité totale d'énergie consommée par l'ensemble de l'humanité. En d'autres termes, capter 0,01% de cette énergie nous permettrait de nous passer de pétrole, de gaz, de charbon et d'uranium. Dans beaucoup de pays, qui souvent ne bénéficient pas d'un ensoleillement aussi favorable qu'en Algérie, l'énergie solaire gagne en signification à une vitesse exponentielle. La croissance moyenne mondiale du marché a été de 33% au cours des dix dernières années. Produire de l'électricité avec le soleil - Il ne s'agit depuis longtemps plus d'une utopie mais bien d'une branche industrielle en plein boom. A titre d'exemple en Allemagne la puissance totale installée a augmenté de quasiment 400 à 700 MW. Des taux de croissance à deux chiffres sont encore attendus en Allemagne dans les années à venir. Le développement technique poursuivi des composants des produits et des processus de fabrication a eu pour effet que les prix des composants des installations photovoltaïques ont fortement diminué au cours des dernières années. Ainsi, dans les 10 années qui viennent de s'écouler, les frais de fabrication ont diminué de 60%. De nouveaux procédés de fabrication des cellules solaires et la combinaison des diverses techniques augmentent le rendement énergétique des installations modernes.

En Algérie bien que les conditions (géographiques, climatiques et météorologiques) soient très favorables, l'énergie solaire n'a pas encore percé ce marché demeure encore presque vierge. Notre pays a un des gisements solaires des plus élevés au monde, en effet de part sa position géographique dispose de plus de 2500 heures d'ensoleillement en moyenne par an sur une très grande partie de son territoire.

II.2. Constitution physique du soleil

Le soleil est une étoile située à environ 150 millions de kilomètres de la Terre. Vu de notre planète, il se présente sous la forme d'un disque assez homogène, son rayon est 109 fois celui de la Terre (soit 696 000 km) et sa masse 333 000 fois celle de notre planète (soit 2.1030×10^{30} kg) [1]. Le soleil est composé de 80% d'hydrogène, de 19% d'hélium, le 1% restant étant un mélange de plus de 100 éléments lourds (Fer, Néon, Azote, Silicium, ...).

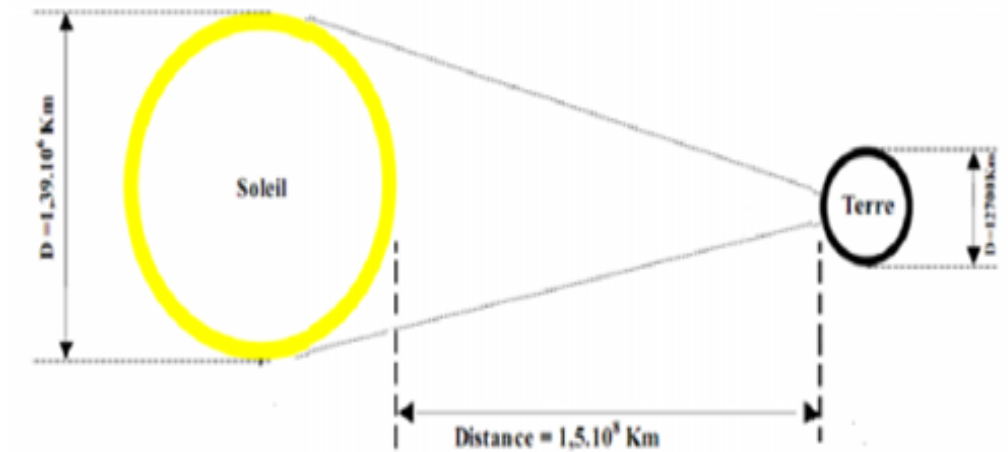


Figure (II.1) position de la terre par le soleil

II.3. Distribution spectrale du rayonnement solaire

La distribution spectrale du flux solaire en dehors de l'atmosphère ainsi que la distribution spectrale d'un corps noir porté à 5762 °K dans les trois bande du spectre du rayonnement solaire thermique, montre l'existence d'un écart minimum généralement considéré inférieur à 3 %, ce qui permis de supposer que le rayonnement d'un cors noir est une approximation acceptable du rayonnement solaire .

Le tableau (II.1) montre la répartition spectrale du rayonnement solaire (résultats adaptés des études de Thékaekara. qui sont basés sur des observations satellitaires par la NASA).

Longueur d'onde en micron	% Energies (Solaire)	% Energie (corps noir)
Ultraviolet $\lambda < 0,38$	7%	9.9%
Visible $0,38 < \lambda < 0,78$	47.3%	46.4%
Infrarouge $0,78 < \lambda < 15$	45.1%	43.6%

Tableau (II.1) : comparaison entre la répartition spectrale du flux solaire
Et d'un corps noir à 5762 °K

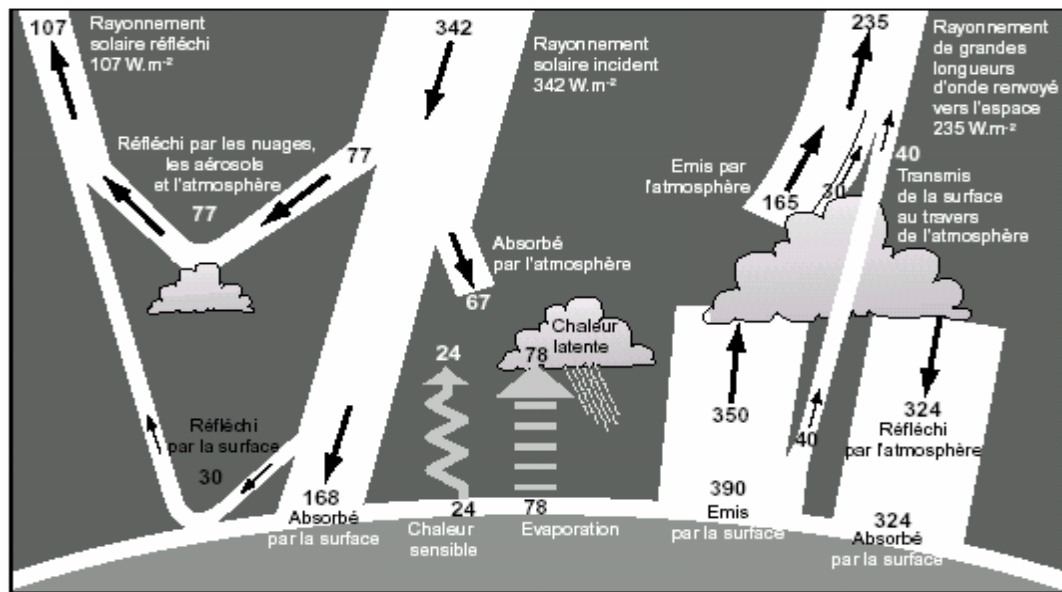


Figure (II.2): Echanges énergétiques entre la surface terrestre, l'atmosphère et l'espace en W/m^2 (D'après Kiehl et Trenberth, 1997)

II.4. Les émissions du soleil

L'énergie émise par le Soleil est d'abord sous la forme de rayonnements électromagnétiques dont l'ensemble forme le rayonnement solaire, qui constitue la seule source externe notable d'énergie pour l'atmosphère. L'œil humaine perçoit une partie seulement du rayonnement solaire, celle située dans le domaine dite visible, de longueurs d'onde comprises entre 0,40 et 0,70 μm , le rayonnement ultraviolet, est un rayonnement électromagnétiques de longueurs d'onde plus courte que le visible ($< 0,4 \mu m$). Le rayonnement infrarouge est un rayonnement électromagnétiques de longueur d'onde ($> 0,77 \mu m$.)

La plus grande partie de l'énergie solaire est cependant rayonnement dans les domaines ultraviolet, visible et proche d'infrarouge : 99,2 % de l'énergie solaire hors l'atmosphère se trouve entre 0,2 et 3,4 μm . Au sol, par suite de l'absorption du rayonnement solaire par la vapeur d'eau, le spectre est limité à 2,5 μm environ (figure II.2).

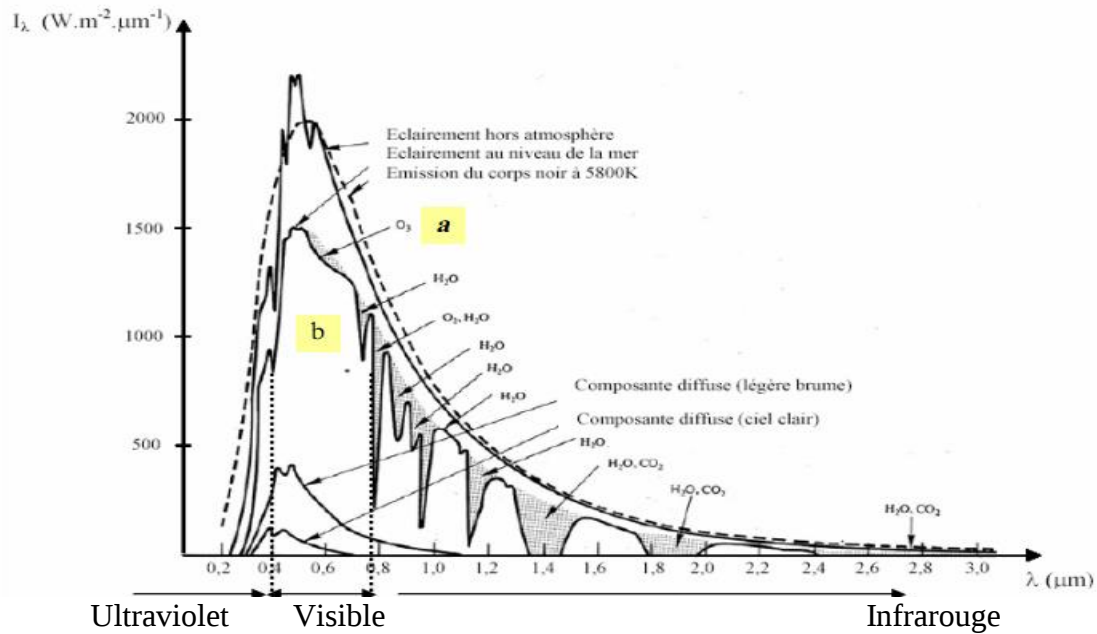


Figure (II.2) : Répartition spectrale de l'éclairement énergétique du rayonnement solaire au niveau du sol

- a). Rayonnement solaire hors de l'atmosphère
b). Rayonnement solaire direct au sol pour une atmosphère Claire standard

Région spectrale	Longueurs d'onde (μm)	Eclairement énergétique (w.m-2)	Percentages (%)
Infrarouge	> 0.70	695	50.8
Visible	0.40 à 0.70	559	40.9
UV -A	0.32 à 0.40	86	6.3
UV-B	0.28 à 0.32	21	1.5
UV-C	<0.28	6	0.4

Tableau [II.2] - Eclairement énergétique du rayonnement solaire hors de l'atmosphère dans les divers domaines de longueur d'onde.

II.5. Données géométriques et astronomiques

L'étude du gisement solaire fait appel à des données astronomiques et à des renseignements suffisants sur les conditions climatiques du site, pour estimer convenablement la puissance solaire incidente.

II.5.1. La constante solaire

Le flux solaire moyen sur un plan perpendiculaire à la direction des rayons et placé en dehors de l'atmosphère terrestre est appelé constante solaire désignée par (I). La valeur moyenne

actuellement retenue est $1\,390\text{ W/m}^2$. La variation de la distance terre-soleil pendant l'année influence la valeur de la constante solaire. La relation suivante donne la valeur corrigée de la constante solaire :

$$I = 1353 \cdot (1 + 0,033 \cdot \cos J) \quad (\text{II.1})$$

Lorsqu'une plus grande précision est requise, on pourra utiliser le développement en série de Fourier :

$$I = 1353 + 45.326 \cos J + 0.88018 \cos 2J - 0.00461 \cos 3J + 1.8037 \sin J + 0.09746 \sin 2J + 0.18412 \sin 3J \quad (\text{II.2})$$

Où : $J = 0,984 j$, j étant le nombre du jour de l'année (1,2,3,4.....365 jours de l'année).

II.5.2. Déclinaison du soleil

Le mouvement de la Terre sur son axe et autour du soleil est schématisé sur la figure (II.3). Les quatre positions de la terre représentées sur cette figure correspondent aux solstices et aux équinoxes. On notera en particulier que l'axe de rotation de la terre est incliné par rapport à la normale du plan de l'écliptique d'un angle de $23.27'$ [], et la déclinaison du soleil (d) varie donc de $-23.27'$ (solstice d'hiver le 21 Décembre) à $+23.27'$ (solstice d'été le 21 Juin) en passant par 0 aux équinoxes.

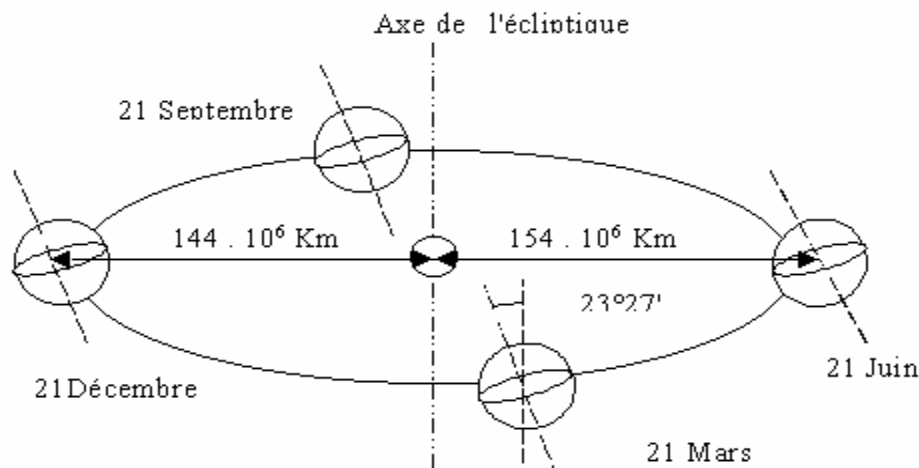


Figure (II.4) : Mouvement de la terre autour du soleil

L'angle de la déclinaison est donné par l'équation suivante :

$$\delta = 23.45 \sin [0.980(\varphi + 284)] \quad (\text{II.3})$$

Lorsqu'une précision est requise, on pourra utiliser le développement en série de Fourier [] :

$$\delta = 0.33281 - 22.984 \cos J - 0.3499 \cos 2J - 0.1398 \cos 3J + 3.7872 \sin J + 0.03205 \sin 2J + 0.07187 \sin 3J \quad (\text{II.4})$$

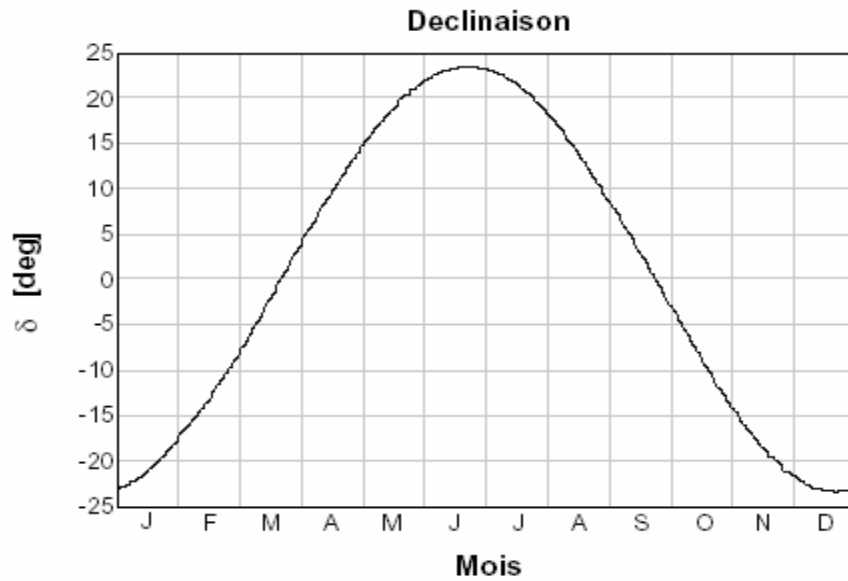


Figure (II.5): déclinaison du soleil

II.5.3. Azimut du soleil (a):

Angle que fait la projection de la direction du soleil avec la direction du sud, cet angle étant mesuré positivement vers l'ouest.

II.5.4. L'angle horaire (w):

Défini comme étant 15° fois le nombre heures de différences avec le midi solaire, affecté de signe positif pour les heures de l'après midi solaire, et négatif pour les heures avant midi solaire, exprimé par la relation :

$$W = \frac{360}{24} (TSV - 12) \quad (\text{II.5})$$

TSV : étant le temps solaire vrai en heures.

L'azimut (a) et l'hauteur du soleil (h) en un lieu et une date donnée et à une heure quelconque sont en fonction de la latitude φ du lieu et de la déclinaison d et de l'angle horaire φ par les relations suivantes :

$$\sin h = \sin \varphi \cdot \sin \sigma + \cos \varphi \cdot \cos \sigma \cdot \cos w \quad (\text{II.6})$$

$$\sin \alpha = \frac{\cos \sigma \cdot \cos w}{\cos h} \quad (\text{II.7})$$

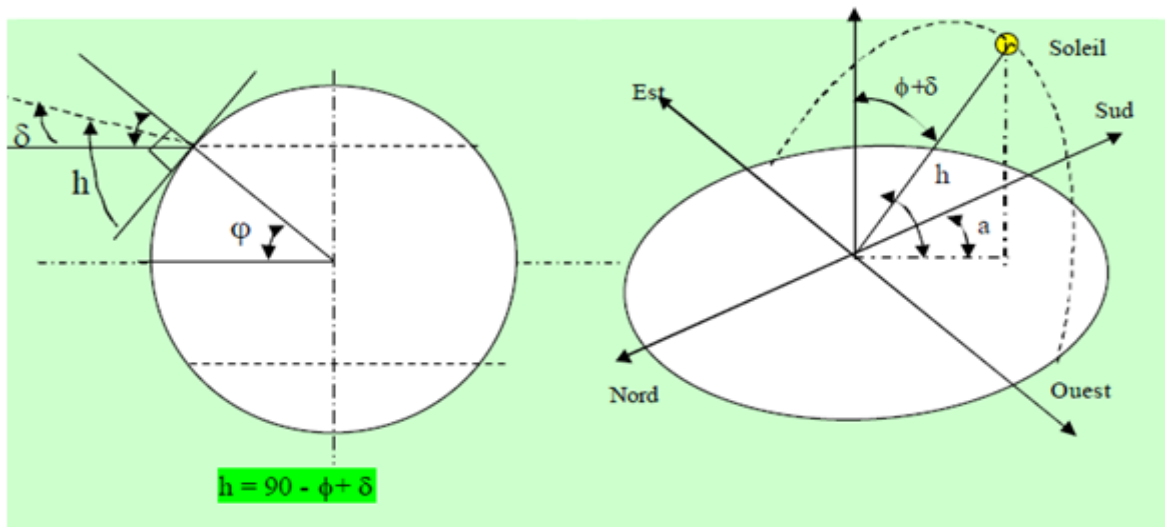


Figure (II.6) Repérage du soleil

Exemple : Variation de la hauteur du soleil en fonction de la déclinaison (date) pour la région de Valenciennes (France) (latitude de Valenciennes $\phi = 50,3^\circ$)

Hauteur du soleil	Date	déclinaison
16,2 °	21 Décembre	- 23,27 °
18,9 °	15 Janvier	- 20,8°
27 °	15 Février	- 12,7°
37,8°	15 Mars	- 1,9°
39,8 °	21 Mars	0,0°
49,6°	15 Avril	+9,9 °
58,6°	15 Mai	+ 18,9°
62,8°	15 Juin	+ 23,1 °
63,2°	21 Juin	23,27°
61,4°	15 Juillet	+ 21,3 °
53,4°	15 Août	+ 13,7 °
+ 42,7 °	15 Septembre	+3,0°
39,7 °	21 Septembre	0,0°
30,9°	15 Octobre	- 8,8 °
21,3	15 Novembre	- 18,4 °
16,7	15 Décembre	- 23,0 °
16,2	21 Décembre	- 23,27 °

Tableau (II.3): Variation de la hauteur du soleil en fonction de la date pour la région de Valenciennes

II.5.5. Heures et temps:

C'est une bande de 15° de longitude de large s'étendant du pôle nord au pôle sud, permettant de décomposer le globe terrestre en 24 tranches horaires. Chaque fuseau est centré sur un méridien multiple de 15°. Le méridien d'origine est celui de Greenwich, qui définit le temps Universel. Chaque pays utilise en principe l'heure du fuseau le plus proche en longitude.

II.5.6.1. Le temps solaire vrai (TSV) :

C'est le temps mis par le soleil entre deux passages consécutifs au méridien d'un lieu (direction Nord-Sud). Le temps solaire vrai et le temps solaire moyen diffèrent. Cette Différence est appelée équation du temps, elle varie en fonction du jour:

$$TVS = 15 + \frac{W}{15} \quad (\text{II. 8})$$

II.5.6.2. Le temps solaire moyen TSM

La rotation de la terre autour d'elle-même introduit la notion du temps solaire moyen ou TSM. On le définit comme étant le temps qui sépare en moyenne deux passages successifs par le méridien du lieu, une rotation complète de la terre autour d'elle-même prend 24 heures.

II.5.6.3. Le temps universel TU:

Le temps universel TU est défini par l'heure du passage du soleil à la méridienne origine. Le méridien retenu comme origine est celui de Greenwich et le TSM correspond au temps Universel (c'est le TSM à la longitude 0°). La différence entre le temps solaire moyen et le Temps universel est appelée correction de longitude, le temps universel est lié au temps Solaire moyen (local) par la relation:

$$TSM = TU \pm L/15 \quad (\text{II.9})$$

L: longitude du lieu, (+) pour longitude Est, (-) pour longitude Ouest.

II.5.6. Lever et coucher du soleil:

On s'intéresse à deux instants particuliers de la journée : particulièrement ceux pour lesquels la hauteur (h) est nulle qui correspondent au le « lever » et au « coucher » du soleil. Le calcul de l'angle solaire au lever (-? s) et au coucher (? s) s'obtient en écrivant tout simplement $\sin h = 0$ (dans la relation (I-6) ce qui nous donne :

II.5.7. Durée du jour:

La durée du jour (d) en heures est par définition :

$$\text{Durée du Jour} = \frac{W_s - (-W_s)}{15} = \frac{2W_s}{15} = 2 \cos^{-1}(\text{tg}\sigma \cdot \text{tg}\varphi) \quad (\text{II.10})$$

II.5.8. Angle d'incidence sur un plan d'orientation quelconque :

Il s'agit de l'angle θ entre un rayon arrivant directement incident du soleil et la normale à un plan quelconque. L'orientation de la surface du plan considéré est précisée par les angles suivants:

- Son inclinaison β qui est l'angle entre le plan horizontal et le plan considéré.
- a : angle d'azimut, angle entre la normale au plan et le plan méridien compté positivement vers l'ouest et négativement vers l'est (nulle au midi solaire vrai).

Les rapports géométriques entre le plan considéré de n'importe quelle orientation et le rayonnement solaire incident peuvent être décrits en termes de plusieurs angles fig. (II,7) principalement

j : latitude du lieu (positif au nord)

a : déclinaison de la terre

β : angle entre le plan horizontal et le plan considéré.

h : angle horaire

θ : angle d'incidence de rayonnement directe, l'angle étant mesuré entre la direction de rayonnement et la normale au plan considéré.

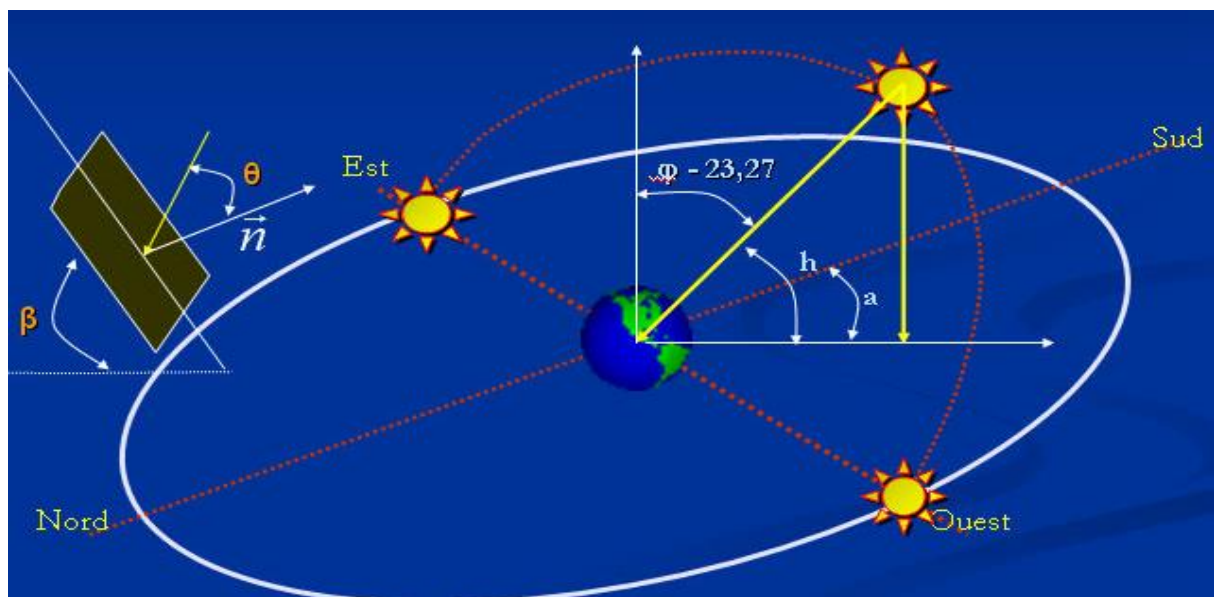


Figure (II,7) : angle d'incidence sur un plan d'orientation quelconque incliné d'un angle β par rapport à l'horizontal

L'expression réécrite sous sa forme simplifiée :

$$\cos \theta = \sin \delta \cdot \sin(\varphi - \beta) + \cos \delta \cdot \cos(\alpha - \beta) \cos w \quad (\text{II.11})$$

II.5.9. Fraction d'insolation :

La durée d'insolation est une variable qui présente une grandeur non-stationne, celle-ci trouve son explication dans la variation de sa moyenne au cours de l'année, à cause de la saisonnalité du professe. En effet, elle varie d'un jour à l'autre .

L'ensoleillement d'un site est exprimé par la fraction d'insolation (s) définie par le rapport :

Où, n : le nombre d'heures ensoleillées ou durée d'insolation.

D : la durée du jour

· Pour un jour très clair s =1

· Pour un jour totalement couvert de nuage s = 0

La fraction d'insolation est exprimée en % (moyenne mensuelle), pour la région de Biskra la fraction d'insolation est donnée d'après le tableau (II -5) suivant

II.6. Rayonnement solaire en présence de l'atmosphère :

Lors de sa traversée dans l'atmosphère, le rayonnement solaire est soumis à des phénomènes de diffusion et d'absorption par des molécules gazeuse 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 :

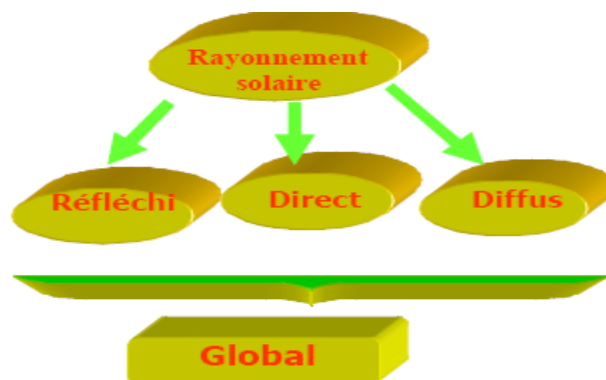


Figure (II.8) : composante du rayonnement global sur un plan incliné

- 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 qui est désigné souvent par un coefficient de la réflectivité du sol *dit aussi Albédo*, comme étant le rapport entre l'énergie réfléchie par diffusion et l'énergie incidente (tableau (I-4)).
- L'ensemble (direct + diffus) constitue le rayonnement global.

II.6.1. Modèles d'estimation du rayonnement solaire terrestre :

Il existe plusieurs modèles pour la simulation de l'éclairement solaire global, direct et diffus, qui 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 estimation de l'irradiation solaire sur un plan parfaitement horizontal ou sur un plan incliné. Dans ce qui suit-on présentera l'approche de **PERRIN DE BRICHAMBAUT**.

II.6.1.1. MODELE DE PERRIN DE BRICHAMBEAUT SUR UN PLAN HORIZONTAL :

Le modèle empirique de **Perrin de Brichambaut** a été établi sur la base d'une série de mesures expérimentales qui ont été effectuées dans le centre de Trappes (région parisienne et de Carpentras (Midi de France), qui s'appliquent correctement à plusieurs parties du monde, à l'exception des régions qui sont caractérisées par une atmosphère trop chargée de poussières l'exemple des régions de Sahel tel que le Mali, Le Niger pendant quelques périodes de l'année. Pour l'Algérie les expériences effectuées montrent la validité des formules de **Perrin de Brichambaut** au nord de l'Algérie comme au sud. Le rayonnement global sur un plan horizontal est la somme du rayonnement direct et du rayonnement diffus, estimé par l'expression suivante :

$$G_{hor} = I_{hor} + D_{hor} \quad (II.12)$$

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 :

$$I_{hor} = A \sin h \exp \frac{-1}{C \cdot \sin (h + 2)} \quad (II.13)$$

Avec,

- η : étant la hauteur du soleil en degré.
- **A**, **B** et **C** sont des constantes qui dépendent de la qualité du ciel, dont les valeurs sont exprimées d'après le tableau (II,4) 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,4) : valeurs des constantes A et C en fonction de la nature du ciel

(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.14) suivante :

$$D = B \cdot (\sin h)^{0.4} \quad (\text{II.14})$$

Avec B est une constante qui dépend de la nature du ciel, Tableau (II,5)

Nature du ciel	B
Ciel très pur (très clair) (CC)	87
Ciel moyen (CM)	125
Ciel pollué (CP)	187

Tableau (II,5) : valeurs de B en fonction de la nature du ciel

(modèle de Perrin de Brichambaut)

Selon un autre proche le rayonnement global sur un plan horizontal peut être aussi estimé par la formule globale de **Perrin de Brichambaut** exprimée par la relation :

$$D_{\text{hor}} = A \cdot (\sin h)^D \quad (\text{II.15})$$

Avec A et D sont des constantes dont les valeurs dépendent aussi de la nature du ciel voir tableau (II,6):

Nature du ciel	A	D
Ciel très pur (très clair) (CC)	1150	1.15
Ciel moyen (CM)	1080	1.22
Ciel pollué (CP)	990	1.25

Tableau (II -6) : valeurs de A et D en fonction de la nature du ciel

II.6.1.2. Rayonnement solaire sur un plan incliné (perrin de brichambaut):

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 composants :

1. Composante directe du rayonnement solaire
2. Composante diffuse isotrope provenant du ciel.
3. Composante diffuse provenant du sol

$$S_{(B)} = I_{hor} + R_b \quad (II.16)$$

Où, I_{hor} : étant le rayonnement direct sur un plan horizontal eq.(II-17).

• R_b : Est une fonction purement géométrique qui désigne le rapport entre le cosinus de l'angle d'incidence (θ) du rayonnement sur le plan incliné et le sinus de la hauteur du soleil, qui fait apparaître l'effet d'orientation du plan incliné, de la latitude du lieu de la date et l'heure de la journée, ce rapport désigné par R_b est appelé facteur d'inclinaison du rayonnement direct, pour une surface face au sud, exprimé par la relation suivante :

$$R_b = \frac{\cos \theta}{\sin h} \frac{\cos(\varphi - \beta) \cdot \cos \sigma \cdot \cos w + \sin(\varphi - \beta) \cdot \sin \sigma}{\cos \varphi \cdot \cos \varphi \cdot \cos w + \sin \varphi \cdot \sin \sigma} \quad (II.17)$$

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

$$D_{ciel-(B)} = D_{hor} + \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \quad (II.18)$$

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

$$D_{ciel-(B)} = I_{hor} + \sin h \cdot D_{hor} + \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \cdot \rho \quad (II.19)$$

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

ρ : étant la réflectivité moyenne du sol avoisinant au plan incliné, caractérisé par un coefficient désigné par l'albédo du sol Tableau (II.7).

Nature du sol	Réflectivité moyenne (Albédo moyen)
Terre labourée	0.2
Herbages verts	0.25
Herbe sèche	0.2
Champs cultivé	0.15
Forêts	0.15
Déserts	0.3
Sable sec	0.25
Cailloux	0.2
Villes	0.15
Bitume	0.15
Ciment, Béton, Gravier	0.25
Pierre	0.2
Calcaire	0.45
Peinture blanche, chaux	0.8
Peinture noire	0.05
Neige fraîche	0.8
Neige ancienne	0.6
Lac, mer calme (hauteur soleil > 30°)	0,05

Tableau (II.7): Albédo moyen de quelque type de sols les plus fréquents

II.7. Conclusion:

L'étude précédente nous permet de calculer le rayonnement solaire au voisinage des sites où l'on projette une installation.

III.1. Introduction

Le rôle d'un capteur solaire thermique est de transformer le rayonnement solaire qu'il reçoit en énergie calorifique utilisable, le plus souvent par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur (eau, air ,...).

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 chapitre est consacré à des rappels qui sont en l'occurrence le bagage scientifique utile et nécessaire pour calculer le rendement du capteur.

III.2. Capteurs solaire plans (principe)

Un capteur solaire est destiné à convertir le rayonnement incident en énergie thermique à basses et moyennes températures et à la transférer au fluide caloporteur. La technologie de ces systèmes est simple elle repose sur le pouvoir absorbant d'une surface traitée, l'absorbeur qui peut être une plaque d'aluminium peinte en noir mat ou des plaques sélectives « coppersun ».

L'absorbeur s'échauffe en absorbant les rayons solaires, cède une partie de l'énergie récupérée à un fluide caloporteur (l'air) et en remet une partie dans l'infrarouge. Une vitre alvéolée en polycarbonate est placée au dessus de l'absorbeur, cette dernière est transparente aux rayonnements solaires visibles et opaque à l'infrarouge qu'elle absorbe et remet vers l'absorbeur, permettant ainsi de « piéger » les rayonnements entre l'absorbeur et la vitre et d'augmenter la température de l'absorbeur : c'est l'effet de serre. L'arrière du capteur ainsi que les parois latérales sont recouvertes d'isolants thermiques.[1]

III.3. Éléments constitutifs :

Les éléments constitutifs sont :

III.3.1 Surface absorbante :

La nature de l'absorbeur joue un rôle très important pour les performances d'un capteur. Il a comme rôle de transformer en chaleur le rayonnement électromagnétique incident qu'il reçoit et de le transmettre sous forme de chaleur à l'air. Ses principales qualités sont donc :

- Facteur d'absorption aussi voisin que possible de l'unité.
- Pouvoir émissif dans l'infrarouge aussi faible que possible.
- Bonne conductibilité thermique.
- Une faible inertie thermique.

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

Où σ est la constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5.67.10^{-8} \text{ w/ m}^2 .\text{k}^4$).

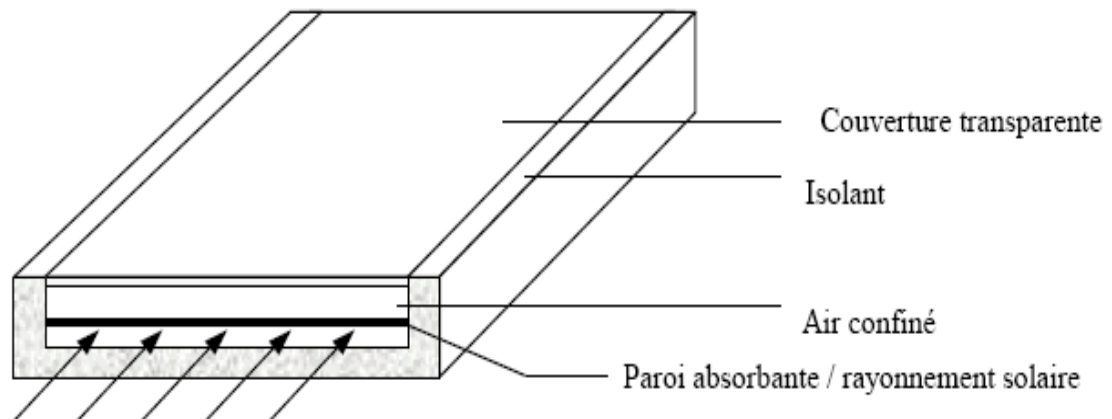


Figure (III.1) : schéma de principe d'un capteur plan

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

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

Tableau III.1 : Caractéristique thermo-physiques de quelques matériaux métalliques [5]

III.3.1.1 Absorbeur sélectif [6]

- A. 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 e lui est très élevé (0,85).

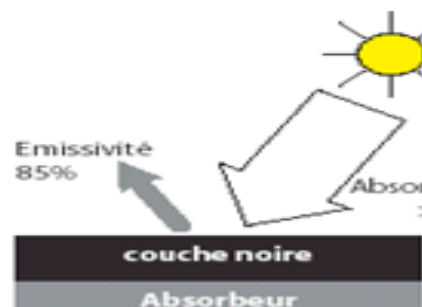


Figure (III.2) la peinture mate noire

B. Oxyde de chrome :

le revêtement en "black chrome" (couleur noire) est composé d'oxyde de chrome déposé

sur une sous-couche de nickel, le tout formant une couche extrêmement fine sur un support métallique. Son coefficient d'absorption J est de 0,95 et son coefficient d'émission e de 0,12 à 0,18.



Figure (III.3) en black chrome

C. Traitement sous vide :

Ce revêtement sélectif a été mis au point en 1995 et est facilement reconnaissable de par sa couleur bleu marine.

Ce procédé consiste à déposer différents métaux (titane, ...) sur la surface absorbante en présence du vide. Le coefficient d'absorption J obtenu est supérieur à 0,95 et le coefficient d'émission e , inférieur à 0,05.

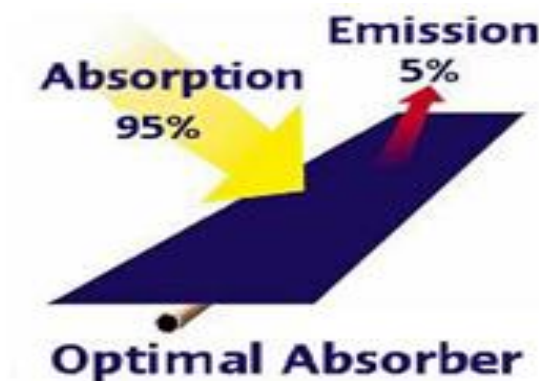


Figure (III.4): surface absorbante en présence du vide

III.3.2 Couverture transparente :

C'est l'élément par lequel se fait le maximum d'échange d'énergie. Elle doit être donc transparente pour laisser passer le rayonnement solaire qui se transforme en chaleur dans l'absorbeur. Ce dernier compte tenu des températures atteintes, émet des radiations dans le domaine de l'infrarouge, la couverture doit être opaque à ces radiations et doit donc les réfléchir vers l'absorbeur.

Les échanges convectifs entre l'absorbeur et la couverture varient avec la distance qui les sépare. En général tout vitrage est caractérisé par son coefficient de transmission (τ) et son

coefficient de réflexion (ρ).

Actuellement, on utilise comme couverture les matériaux suivants :

- **Le verre :**

Avec une épaisseur de 3mm, le verre laisse passer entre 84% et 92% de rayonnement incident (sous incidence normale). Il est conseillé de prendre du verre contenant moins d'oxyde de fer pour s'approcher d'une transmission du verre pouvant atteindre 95% du rayonnement reçu. Le seul inconvénient des couvertures en verre consiste donc en leur fragilité vis-à-vis des chocs mécaniques thermiques.

- **Le Poly méthacrylate de méthyle (plexiglas) :**

Ce matériau peut également remplacer le verre. Il est moins fragile mais il présente l'inconvénient de ne pas supporter une température de l'ordre de 95°C, son coefficient de transmission est plus faible que celui du verre, de l'ordre de 83%.

- **Le Polycarbonate :**

Très souvent utilisé dans le laboratoire il a l'avantage d'avoir une double proie reliée par des alvéoles réduisant ainsi le problème de convection entre les deux plaques transparentes. Il transmet environ 84% du rayonnement reçu.

Il a également l'avantage d'avoir une solidité mécanique à toute épreuve et une facilité au découpage pour l'utilisation, il réduit également l'inertie du capteur par sa légèreté.[7]

Le tableau III.2 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	0.020	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 III.2: propriétés de différentes surfaces transparentes [8]

III.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 :

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

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

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

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.

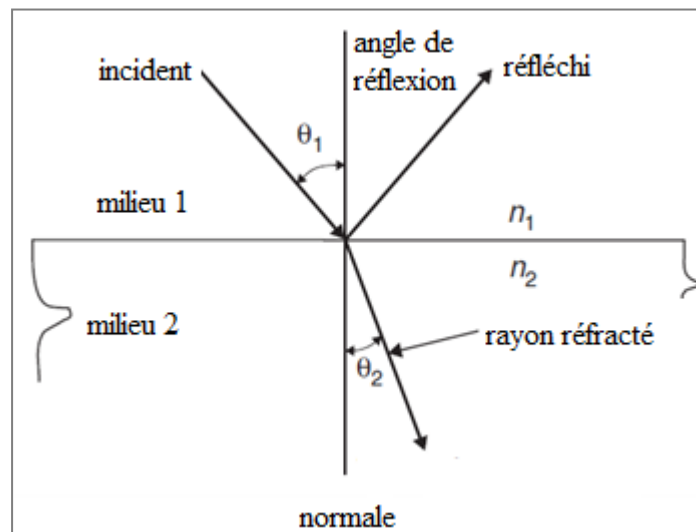


Figure (III.5) : Réfraction d'un rayon lumineux à la traversée d'un dioptre séparant deux milieux de réfringence différente.

Le coefficient de réflexion peut être déterminé par la formule de **Fresnel** [3] en deux composantes tels que :

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

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

$r_{\perp}$: 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.

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

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

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

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 :

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

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

Tableau III.3 : indices de réfraction communs des matières transparentes [7, 8]

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 :

$$\tau_r = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - r_{\parallel}}{1 + r_{\parallel}} + \frac{1 - r_{\perp}}{1 + r_{\perp}} \right) \quad (\text{II} - 9)$$

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'écrit donc conformément à la figure (III-4).

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

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

$$\tau_r = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - r_{\parallel}}{1 + (2N - 1)r_{\parallel}} + \frac{1 - r_{\perp}}{1 + (2N - 1)r_{\perp}} \right) \quad (\text{III} - 11)$$

La dernière expression devient sous la forme :

$$\tau_r = \frac{1}{2} \left(\frac{1-r}{1+(2N-1)r} \right) \quad (\text{III} - 12)$$

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

$$\tau_a = \exp \left(- \frac{KL}{\cos \theta_2} \right) \quad (\text{III-13})$$

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 [3].

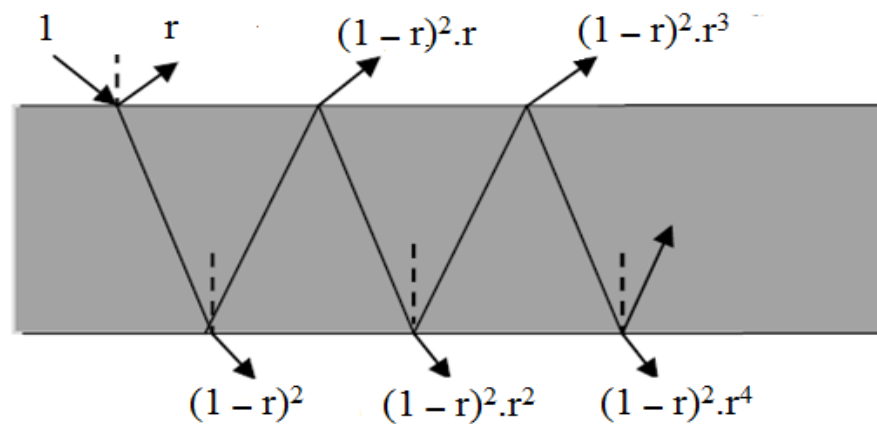


Figure (III.6): Effet des multiples réflexions sur le facteur de transmission d'une vitre.

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

Tableau III.4 : coefficients d'extinction de certains matériaux transparents [8]

III.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.

III.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 III.5 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 $a = \frac{\lambda}{\rho C_P} (\text{m}^2/\text{s})$
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 III.5 : Propriétés thermiques des quelque matériaux isolants [9]

III.4. 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.

III.4.1 Bilan thermique et calcul de rendement

Le bilan thermique de la paroi absorbante s'écrit :

$$Q_{sa} = Q_p + Q_u + Q_{st} \quad (III-14)$$

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 :

$$Q_{sa} = Q_p + Q_u \quad (III-15)$$

III.4.2 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

III.4.2.1 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 (III-7).

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

$$h_{r,p-v}(T_p - T_v) + h_{c,p-v}(T_p - T_v) = U_{av1} \cdot (T_v - T_a) \quad (\text{III} - 16)$$

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

$$(\tau_v \cdot \alpha_p) \cdot G = h_{c,p-f}(T_p - T_{fm}) + h_{c,p-v}(T_p - T_v) + h_{r,p-pl}(T_p - T_{pl}) + h_{r,p-v}(T_p - T_v) \quad (\text{III-17})$$

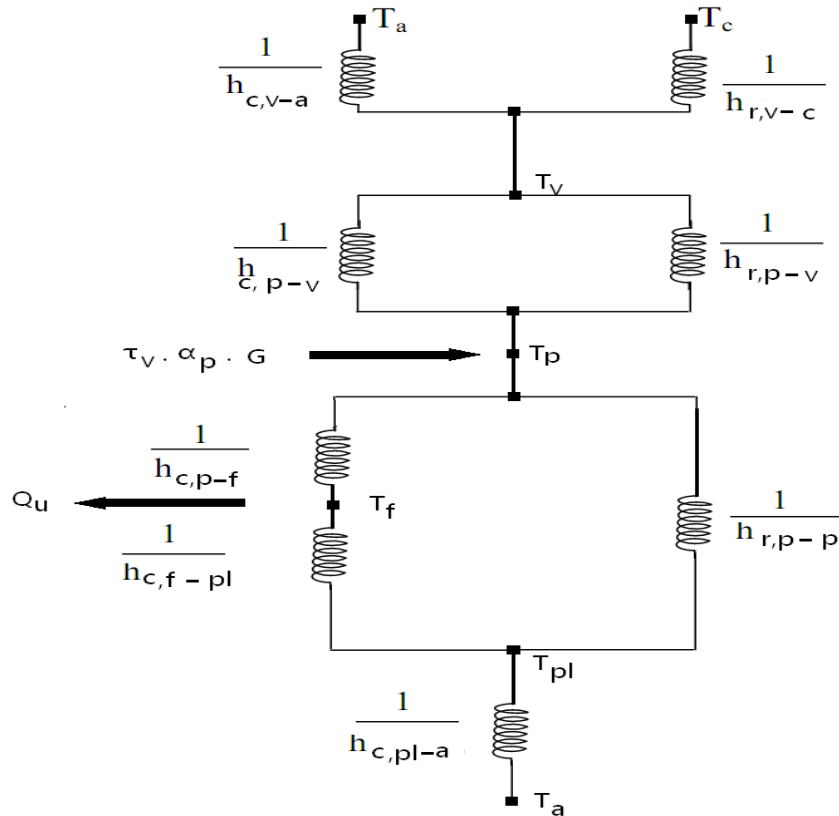


Figure (III.7) : Schéma électrique relatif à une section du capteur

- **Bilan thermique du fluide caloporteur (indice, f)**

$$h_{c,p-f} \cdot (T_p - T_{fm}) = h_{c,f-pl} (T_{fm} - T_{pl}) + Q_u \quad (\text{III-18})$$

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

$$h_{c,pl-f} \cdot (T_{fm} - T_{pl}) + h_{r,p-pl} \cdot (T_p - T_{pl}) = U_{ar} (T_{pl} - T_a) \quad (\text{III} - 19)$$

Avec :

T_a : Température ambiante [$^{\circ}\text{C}$]

T_v : Température de la vitre [$^{\circ}\text{C}$]

T_p : Température d'absorbeur [$^{\circ}\text{C}$]

T_{fm} : Température moyenne du fluide caloporteur, air [$^{\circ}\text{C}$]

T_{pl} : Température de la plaque isolante [$^{\circ}\text{C}$].

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

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

$h_{r,v-c}$: Coefficient de transfert radiatif entre la vitre la voûte céleste [$\text{W}/\text{m}^2\text{k}$].

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

$h_{r,p-pl}$: Coefficient de transfert radiatif entre l'absorbeur et la plaque isolante [$\text{W}/\text{m}^2\text{k}$].

$h_{c,v-a}$: Coefficient de transfert convectif entre la vitre et l'air ambiant [$\text{W}/\text{m}^2\text{k}$].

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

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

$h_{c,f-pl}$: Coefficient de transfert convectif entre le fluide et la plaque isolante [$\text{W}/\text{m}^2\text{k}$].

$h_{c,pl-a}$: Coefficient de transfert convectif entre la plaque isolante et l'ambiance [$\text{W}/\text{m}^2\text{k}$].

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 :

$$\dot{m} \cdot C_p \cdot T_f + Q_u \cdot l_c \cdot dx = \dot{m} \cdot C_p \left[T_f + \frac{dT_f}{dx} \cdot dx \right] \Rightarrow \frac{dT_f}{dx} = \frac{Q_u \cdot l_c}{\dot{m} C_p} \quad (\text{III} - 20)$$

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

C_p : Capacité calorifique massique du fluide à pression constante [$\text{J}/\text{kg.k}$].

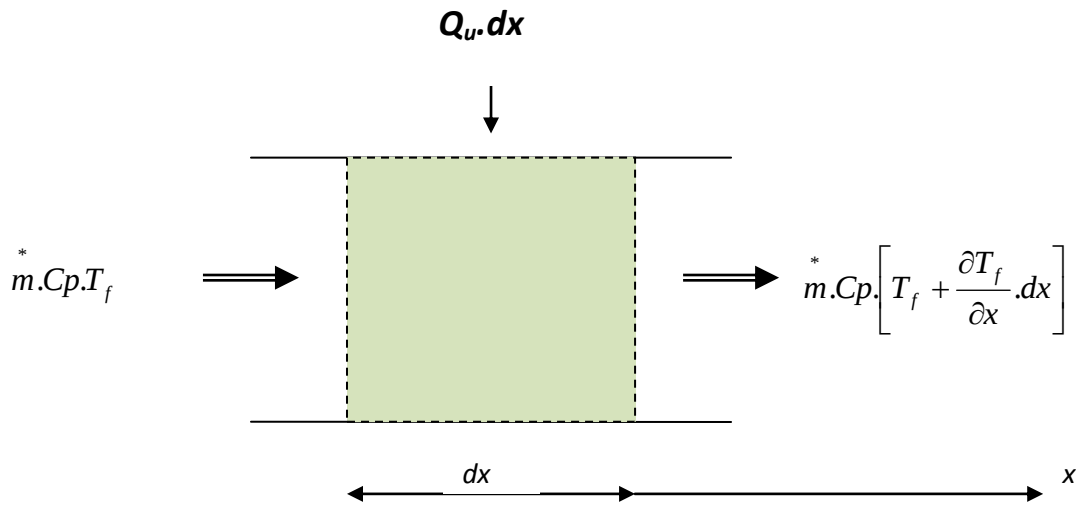


Figure (III.8) : Tranche fictive de longueur dx

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 :

$$\int_{x=0}^{x=L} \frac{dT_f}{dx} dx = \int_{x=0}^{x=L} \frac{Q_u \cdot L}{\dot{m} \cdot C_p} dx \quad (\text{III} - 21)$$

Nous aurons :

$$T_f(x) = \left[\frac{Q_u \cdot l_c}{\dot{m} C_p} \right] \cdot x + T_{fe} \quad (\text{III} - 22)$$

D'où ,

$$T_{fs} = \left[\frac{Q_u \cdot l_c}{\dot{m} C_p} \right] \cdot L + T_{fe} \quad (\text{III} - 23)$$

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.

$$T_{fm} = \frac{T_{fe} + T_{fs}}{2} \quad (\text{III} - 24)$$

Des deux dernières équations, on déduit :

$$Q_u = \frac{2 \cdot \dot{m} C_p (T_{fm} - T_{fe})}{A} \quad (\text{III} - 25)$$

Où : $A = L \cdot l_c$

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

$$(h_{r,p-v} + h_{c,p-v} + U_{av1})T_v - (h_{r,p-v} + h_{c,p-v})T_p = U_{av1} \cdot T_a \quad (\text{III-26})$$

$$(h_{c,p-v} + h_{r,p-v})T_v + (h_{c,p-f} + h_{c,p-v} + h_{r,p-pl})T_p + h_{c,p-f}T_{fm} + h_{r,p-pl}T_{pl} = \tau_v \cdot \alpha_p \cdot G \quad (\text{III-27})$$

$$h_{c,p-f} \cdot T_p - \left(h_{c,p-f} + h_{c,f-pl} + \frac{2 \cdot \dot{m}C_p}{A} \right) T_{fm} + h_{c,f-pl} T_{pl} = \frac{2 \cdot \dot{m}C_p}{A} T_{fe} \quad (\text{III-28})$$

$$h_{r,p-pl} T_p + T_{fm} h_{c,pl-f} - (h_{c,pl-f} + h_{r,p-pl} + U_{ar})T_{pl} = -U_{ar}T_a \quad (\text{III-29})$$

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 :

$$U_{av1} = h_{c,v-a} + h_{r,v-c} \quad , \quad h_{r,v-c} = h_{r,v-a}$$

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

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

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 [15] :

$$h_{c,v-a} = 5.67 + 3.86V_{vent} \quad \text{Et} \quad 0 \leq V_{vent} < 10 \text{ m/s} \quad \left(\text{W/m}^2\text{k} \right). \quad (\text{III-30})$$

- **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) [16].

$$h_{c,p-v} = \lambda_a/d \left\{ 1 + 1.44[1 - R]^+ (1 - R(\sin 1.8B)^{1.6}) + \left[0.66416R^{-1/3} - 1 \right]^+ \right\} \quad (\text{III-31})$$

$$\text{Où, } R = \frac{1708}{R_a \cos B}$$

R_a : Etant le nombre de Rayleigh,

$$R_a = \frac{gB'\Delta T d^3}{\alpha \nu}$$

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

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

ΔT : Écart de température entre la vitre et l'absorbeur, [$^\circ\text{K}$]

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

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

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

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

B : 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 [17] .

$$\begin{cases} 100 < R_e < 2100 & N_u = 0.344 R_e^{0.35} \\ 2100 < R_e < 2850 & N_u = 16810^{-9} R_e^{2.25} \\ 2850 < R_e < 5650 & N_u = 2.5510^{-3} R_e^{1.04} \\ 5650 < R_e < 100000 & N_u = 19.810^{-3} R_e^{0.8} \end{cases} \quad (\text{III-32})$$

- **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 chicanes 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 [13].

$$N_u = 0.0196 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3}$$

$$h_{c,p-f} = h_{c,f-pl} = \frac{N_u \lambda}{D_H} \quad (\text{III} - 33)$$

En $W/(m^2.k)$ avec

$$Re = \frac{V \cdot D_H}{\nu}$$

Pr : 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 :[13]

$$G_Z = Re \cdot Pr \cdot \frac{D_H}{L}$$

Tels que :

- Pour le régime laminaire : $Re < 2100$

$$\begin{cases} N_u = 3.66 + 0.085 \cdot \left(1 + 0.047 \cdot G_Z^{2/3}\right) & \text{pour } G_Z < 100 \\ N_u = 1.86 \cdot G_Z^{1/3} + 0.87 \cdot \left(1 + 0.015 \cdot G_Z^{1/3}\right) & \text{pour } G_Z > 100 \end{cases} \quad (\text{III-34})$$

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

$$N_u = 0.116 \left(Re^{2/3} - 125 \right) . P_r^{1/3} . \left[1 + (D_H/L)^{2/3} \right] \quad (III-35)$$

➤ Pour le régime turbulent : $Re > 10000$

$$N_u = 0.027 . Re^{0.8} . P_r^{0.33} \quad (III-36)$$

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

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

$$h_{r,v-c} = \sigma . \frac{(T_v + T_c)(T_v^2 + T_c^2)}{\frac{1}{\varepsilon_v}} \quad (III - 37)$$

Où, σ est la constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5.67.10^{-8} \text{ w/ m}^2 . \text{K}^4$).

La température de la voûte céleste est donnée par la formule de Swinbank[14]

$$T_c = 0.0552 . T_a^{1.5} \quad (III-38)$$

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

Le coefficient de transfert radiatif entre la vitre et l'absorbeur est donné par [14] :

$$h_{r,p-v} = \sigma . \frac{(T_p + T_v)(T_p^2 + T_v^2)}{\frac{1}{\varepsilon_v} + \frac{1}{\varepsilon_p} - 1} \quad (II - 39)$$

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 [18], Il s'écrit ainsi :

$$h_{r,p-pl} = \sigma . \frac{(T_p + T_{pl})(T_p^2 + T_{pl}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_{pl}} - 1} \quad (III - 40)$$

III.4.2.2 Méthode globale

Cette méthode est celle suivie par **Hottel, Whillier et Bliss**. [11]. 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 :

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + \vec{V}_f \overrightarrow{\text{grad}}(T_{fm}) \right) = \text{div}(\vec{q}) + \sigma_T \quad (\text{III} - 41)$$

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 (III-41) on suppose les hypothèses suivantes :

- ✓ le régime est permanent : $\frac{\partial T_f}{\partial t} = 0$
 - ✓ 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 (III-41) s'écrit :

$$\rho C_p V_f \frac{\partial T_f}{\partial x} = \sigma_T \quad (\text{III} - 42)$$

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 :

$$P_u = A Q_u = A (\tau_v \alpha_p G - U_L (T_p - T_a)) \quad (\text{III-43})$$

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 :

$$P_u' = A(\tau_v \alpha_p G - U_L(T_{fm} - T_a)) \quad (III-44)$$

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 $F' = \frac{P_u}{P_u'} [11]$.

$$F' = \frac{\tau_v \alpha_p G - U_L(T_p - T_a)}{\tau_v \alpha_p G - U_L(T_{fm} - T_a)} \quad (III - 45)$$

En tenant compte des échanges radiatifs on aura une autre expression de F' [11, 12].

$$F' = \frac{h_{r,p-pl} \cdot h_{c,p-f} + h_{c,f-pl} \cdot U_{av} + h_{r,p-pl} \cdot h_{c,f-pl} + h_{c,f-pl} \cdot h_{c,p-f}}{(U_{av} + h_{r,p-pl} + h_{c,p-f})(U_{ar} + h_{c,f-pl} + h_{r,p-pl}) - h_{r,p-pl}^2} \quad (III - 46)$$

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

$$F' = \frac{h_{c,p-f}(U_{av} + 2 \cdot h_{r,p-pl} + h_{c,p-f})}{(U_{av} + h_{r,p-pl} + h_{c,p-f})(U_{ar} + h_{c,f-pl} + h_{r,p-pl}) - h_{r,p-pl}^2} \quad (III - 47)$$

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

Soit :

$$P_u = AF'(\tau_v \alpha_p G - U_L(T_{fm} - T_a)) \quad (III-48)$$

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

$$\dot{m} C_p \frac{\partial T_f}{\partial x} = l_c F'(\tau_v \alpha_p G - U_L(T_{fm} - T_a)) \quad (III - 49)$$

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

$$\frac{T_{fm} - T_a - \frac{\tau_v \alpha_p G}{U_L}}{T_{fe} - T_a - \frac{\tau_v \alpha_p G}{U_L}} = \exp\left(-\frac{U_L l_c F' x}{\dot{m} C_p}\right) \quad (III - 50)$$

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

$$\frac{T_{fs} - T_a - \frac{\tau_v \alpha_p G}{U_L}}{T_{fe} - T_a - \frac{\tau_v \alpha_p G}{U_L}} = \exp\left(-\frac{U_L l_c F' x}{\dot{m} C_p}\right) \quad (III - 51)$$

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 ::

$$F_R = \frac{\tau_v \alpha_p G - U_L (T_p - T_a)}{\tau_v \alpha_p G - U_L (T_{fe} - T_a)} \quad (\text{III} - 52)$$

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 (III-25) serait de la forme :

$$\begin{aligned} Q_u &= \dot{M}_C \cdot C_p (T_{fs} - T_a) = \dot{M}_C \cdot C_p \left(\left(T_{fs} - T_a - \frac{\tau_v \alpha_p G}{U_L} \right) - \left(T_{fe} - T_a - \frac{\tau_v \alpha_p G}{U_L} \right) \right) \\ Q_u &= \dot{M}_C \cdot C_p \left(\left(T_{fe} - T_a - \frac{\tau_v \alpha_p G}{U_L} \right) \exp \left(-\frac{U_L F'}{\dot{M}_C \cdot C_p} \right) - \left(T_{fe} - T_a - \frac{\tau_v \alpha_p G}{U_L} \right) \right) \\ Q_u &= \frac{\dot{M}_C \cdot C_p}{U_L} \left(1 - \exp \left(-\frac{U_L F'}{\dot{M}_C \cdot C_p} \right) (\tau_v \alpha_p G - U_L (T_{fe} - T_a)) \right) \end{aligned} \quad (\text{III} - 53)$$

Finalement sous forme plus simpliste on obtient :

$$Q_u = F_R (\tau_v \alpha_p G - U_L (T_{fe} - T_a)) \quad (\text{III-54})$$

Des équations (III.53) et (III-55) et en introduisant la surface du capteur, le coefficient F_R s'écrit :

$$F_R = \frac{\dot{m} \cdot C_p}{A \cdot U_L} \left[1 - \exp \left(-\frac{A \cdot U_L F'}{\dot{m} \cdot C_p} \right) \right] \quad (\text{III} - 55)$$

III.4.2.3 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 (III-4) et on suppose les hypothèses suivantes

- Le régime thermique est permanent.
- Les températures T_v , T_p , T_a 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 :

$$Q_p = U_L (T_p - T_a) = Q_{p1} + Q_{p2} \quad (\text{III-56})$$

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,

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

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

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

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

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

Alors,

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

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

$$U_{av} = \frac{1}{R_{eq,p-a}} = \left[\frac{1}{U_{av1}} + \frac{1}{U_{av2}} \right]^{-1} \quad (III - 57)$$

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[11] 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 :

$$Q_{P1} = \frac{T_P - T_a}{\frac{N}{\left[\left(\frac{C}{T_P} \right) \frac{T_P - T_a}{N + f} \right]^{0.33} + \frac{1}{h_{c,v-a}}} + \frac{\sigma(T_P^4 - T_a^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{p\beta} + 0.05N(1 - \varepsilon_{p\beta})} + \frac{2N + f - 1}{\varepsilon_{v\beta}} - N} \quad (III - 58)$$

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

$$\begin{aligned} 47^\circ\text{C} < T_P < 147^\circ\text{C}, & \quad -13^\circ\text{C} < T_a < 37^\circ\text{C}, & \quad 0,1 < \varepsilon_{v\beta} < 0,95, \\ v_v < 10 \text{ m/s}, & \quad 1 < N < 3 & \quad \text{et} \quad 0 < \beta < 90^\circ \end{aligned}$$

Où :

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

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

$\varepsilon_{v\beta}$ est l'émissivité 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 :

$$f = \left(1 - 0.04 \cdot h_{c,v-a} + 0.0005 h_{c,v-a}^2 (1 + 0.091 \cdot N) \right) \quad (III-59)$$

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 :

$$C = 365.6(1 - 0.0883\beta + 0.00012\beta^2) \quad (III-60)$$

β Étant exprimée en degrés

Et en fin,

$$U_{av} = \frac{Q_{P1}}{T_P - T_a} \quad (III - 61)$$

- **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:

$$U_{ar} = \frac{1}{\left[\sum \frac{e_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{1}{h_{vent}} \right]} \quad (III - 62)$$

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

$$U_L = U_{av} + U_{ar} \quad (III-63)$$

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 [11, 12].

$$U_L = \frac{(U_{av} + U_{ar})(2 \cdot h_{r,p-pl} + h_{c,p-f}) + 2 \cdot U_{av} \cdot U_{ar}}{2 \cdot h_{r,p-pl} + h_{c,p-f} + U_{av}} \quad (III - 64)$$

III.4.2.4 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 [10] :

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

$$\eta = \frac{Q_u}{G} = F_R \left(\tau_v \alpha_p - U_L \frac{(T_{fe} - T_a)}{G} \right) \quad (III - 65)$$

III.5. Conclusion

A partir de cette étude, on a déterminé le rendement global du capteur plan en fonction des températures d'entrée du fluide caloporteur, la température ambiante et le coefficient global de transfert air-absorbeur, qui c'est le but de notre sujet.

Conclusion générale

Le présent travail est une contribution dans le domaine des conversions d'énergie solaire par une captation direct -capteurs solaires plan . Il s'intéresse particulièrement à l'étude de transfert de chaleur dans les différents composants du capteur à fin de déterminer la performance instantanée de ce dernier.

Le rayonnement solaire globale au cours de la journée d'après le modèle de **PERRIN DE BRICHAMBAUT** pour une surface inclinée avec l'horizontal par un angle B est donné par la somme de composante directe du rayonnement solaire, composante diffuse isotrope provenant du ciel, composante diffuse provenant du sol.

Les deux méthodes de modélisation de performance thermique qui sont également présentées dans cette étude, basées sur l'écriture du bilan thermique et la détermination des coefficients de change convectif et radiatif.

- Les pertes des charges avant et arrière
- La performance thermique (l'équation)
- Des propositions
 - 1- Réalisation une étude expérimentale sur les performances thermiques de capteur a air et calcule
 - 2- Etude expérimentales de gisement solaire sur le site d'el oeud

Références bibliographiques

- [1] Y. JANNOT, , *thermique solair* Elsevier Inc ed, Octobre 2003.
- [2] N. Moummi, S. Youcef-Ali, A. Moummi, and J. Y. Desmons, "Energy analysis of a solar air collector withrows of fins," *Renewable Energy*, vol. 29, pp. 2053-2064, 2004.
- [3] T. Koyuncu, "Performance of various design of solar air heaters for crop drying applications," *Renewable Energy*, vol. 31, pp. 1073-1088, 2006.
- [4] A. Moummi, "Gisement solaire Cours de magistère," 2009, pp. 25.
- [5] B. Abdelouahad, "Effet des parametres de fonctionnement sur les performances d'un distillateur solaire," in *physique. mémoire de magistère: universite mentouri de constantine*, 2009, pp. 107.
- [6] D. Njomo, "étude théorique du comportement thermique d'un capteur solaire plan à air à couverture combinée plastique-vitre," *Rev.Gén.Therm (Elsevier)*, vol. 37, pp. 973-980, 1998.
- [7] A. Aubert, "Mesure du facteur d'émission des surfaces selectives pour la conversion thermique de l'energie solair," *Journal de physique*, vol. 42, pp. C1-383, 1981.
- [8] H. Garg, Prakash, and P. Garg, *Solar energy: fundamentals and applications*, 2006.
- [9] B. Abdelouahad, "Effet des parametres de fonctionnement sur les performances d'un distillateur solaire," in *physique. mémoire de magistère: universite mentouri de constantine*, 2009, pp. 107.
- [10] B. s. M. E. Amine, "Modélisation du Comportement Thermique de Quelques Dispositifs Solaires." Thèse de doctorat en Physique: Universite Abou-Bakr Belkaïd Tlemcen, 2009, pp. 169.
- [11] S. Y. Ali, étude numérique et expérimentale des séchoirs solaires indirects à convection forcée : Application à la pomme de terre." thèse de doctorat: Université de Valenciennes et du Hainaut-Ambrésis, 2001, pp. 205.
- [12] Z. Merouane, "Effet des paramètres géométriques, thermophysiques et optiques sur les performances thermiques des capteurs solaires plans à air," in *Departement de Génie Mécanique. mémoire de magistère: Université Mohamed Khider Biskra*, 2010, pp. 63.
- [13] S. Benlahmidi, "Simulation des performances des insolateurs plans en vue de la valorisation du gisement solaire en Algérie," in *Mécanique. mémoier de magistère: Universite Mohamed khider Biskra*, 2007, pp. 112.
- [14] S. Oudjedi, A. Boubghal, W. B. Chaouch, T. Chergui, and A. Belhamri, "Etude paramétrique d'un capteur solaire plan à air destiné au séchage (Partie: 2)," *Revue des Energies Renouvelables*, vol. 08, pp. 255 – 266, 2008.

- [15] H. M. S. Hussein, M. A. Mohamad, and A. S. El-Asfour, "Transient investigation of a thermosyphon flat-plate solar collector," *Applied Thermal Engineering*, vol. 19, pp. 789-800, 1999.
- [16] A. A and Hegazy, "Thermohydraulic performance of air heating solar collectors with variable width flat absorber plates," *Energy Conversion & Management*, vol. 41, pp. 1361-1378, 2000.
- [17] A. Sencan and G. Ozdemir, "Comparison of Thermal Performances Predicted and Experimental of Solar Air Collector," *Journal of Applied Sciences*, vol. 23, pp. 3721-3728, 2007.
- [18] A. Labed, N. Moumami, K. Aouès, M. Zellouf, and A. Moumami, "Etude théorique et expérimentale des performances d'un capteur solaire plan à air muni d'une nouvelle forme de rugosité artificielle," *Revue des Energies Renouvelables*, vol. 12, pp. 551 – 561, 2009.

Résumé

L'énergie solaire thermique est l'utilisation de l'énergie thermique du rayonnement solaire. Elle peut être soit utilisée directement (pour chauffer un bâtiment par exemple) ou indirectement (comme la production de vapeur d'eau pour entraîner des alternateurs et ainsi d'obtenir une énergie électrique)...etc.

Dans cette étude on a mis en évidence une démarche de calcul théorique des performances thermiques d'un capteur solaire plan en présentant deux méthodes de modélisation des échanges thermiques dans un isolateur solaire.

Mots Clés : capteur solaire plan, performance thermique, transfert de chaleur, rayonnement solaire

خلاصة :

الطاقة الحرارية الشمسية هي استخدام الطاقة الحرارية الناتجة عن الإشعاع الشمسي. التي يمكن أن تستخدم بطريقة مباشرة (تدفئة المنازل على سبيل المثال) أو بطريقة غير مباشرة (مثل إنتاج بخار الماء لقيادة المولدات الكهربائية، ومن ثم الحصول على الطاقة الكهربائية).. إلخ .
في هذه الدراسة قد تم تسليط الضوء على منهجية الحساب النظري لنجاعة ومردودية اللاقط الشمسي وذلك بعرض أسلوبين لنمذجة للتبادل الحراري في اللاقط الشمسي .

الكلمات المفتاح : مستقبل شمسي، النجاعة الحرارية، التحول الحراري، والإشعاع الشمسي

Introduction

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 l'étude de performance thermique d'un capteur solaire plan à air. dans ce travail, on a structuré le manuscrit en trois chapitres essentiels comme suit :

- Dans le premier chapitre, nous allons exposer une étude théorique sur les modes de transferts de chaleur.
- Lors du second chapitre, nous procéderons à l'étude de gisement solaire, Et aussi nous exposerons un approche sur la modélisation du rayonnement incident sur un plan incliné par un angle avec l'horizontal.
- Le dernier chapitre sera consacré sur l'étude des échanges thermique d'un capteur solaire plan à air en régime permanent par deux méthodes (globale et pas à pas).

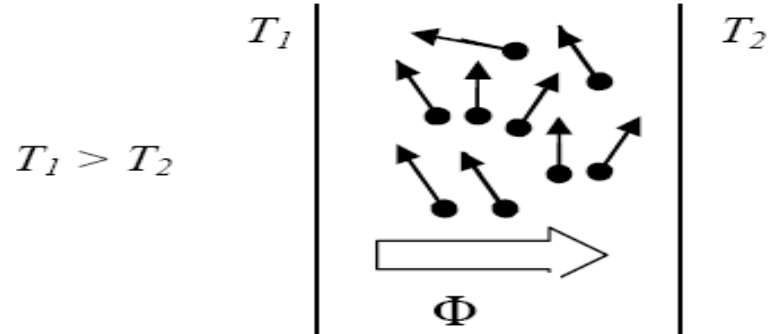
A fin de déterminer l'expression du rendement instantané du capteur.

Chapitre I : Les différentes modes de transfert de chaleur

Il existe trois modes essentiels de transferts de chaleur : la conduction, le rayonnement et la convection

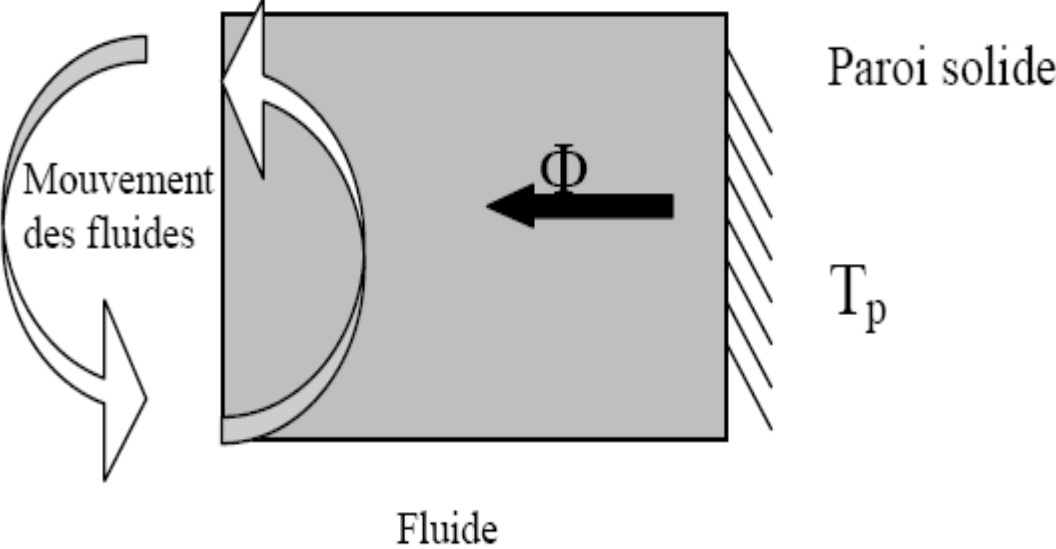
1- la conduction:

C'est le transfert de chaleur au sein d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, sous l'influence de différence de température Le transfert de chaleur par conduction s'appuie sur la loi de Fourier :

$$\varphi = h S (T_p - T_{\infty})$$


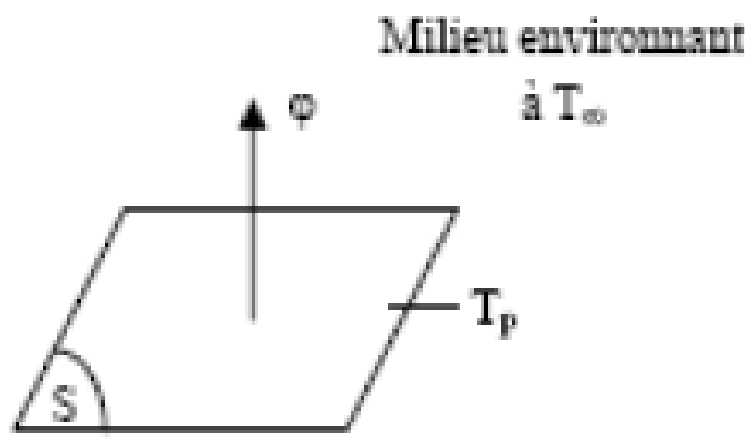
2- la convection :

c'est un transfert de chaleur entre un solide et fluide , ce mécanisme de transfert est régie par la loi de loi du newton

$$\varphi = \sigma \varepsilon_p S (T_p^4 - T_{\infty}^4)$$


3- le rayonnement :

Le rayonnement c'est un transfert d'énergie électromagnétique entre deux surfaces (même dans l'espace).



Chapitre II : Gisement solaire

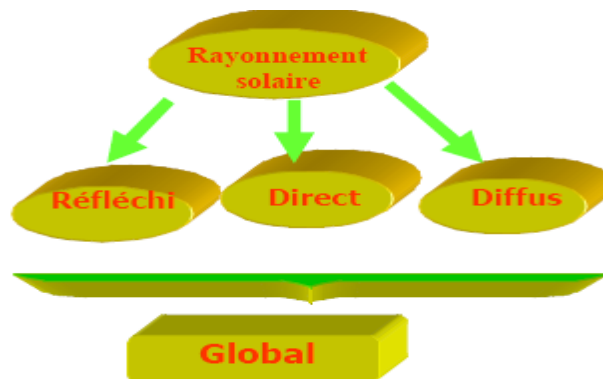
En Algérie bien que les conditions (géographiques, climatiques et météorologiques) soient très favorables, l'énergie solaire n'a pas encore percé ce marché demeure encore presque vierge Notre pays a un des gisements solaires des plus élevés au monde, en effet de part sa position géographique dispose de plus de 2500 heures d'ensoleillement en moyenne par an sur une très grande partie de son territoire

1- Rayonnement solaire en présence de l'atmosphère :

Lors de sa traversée dans l'atmosphère, le rayonnement solaire est soumis à des phénomènes de diffusion et d'absorption par des molécules gazeuse 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 :

$$G_{hor} = I_{hor} + D_{hor}$$

Où, G_{hor} : étant le rayonnement global
 I_{hor} : Rayonnement normal
 D_{hor} : Rayonnement diffus.



2-Modèles d'estimation du rayonnement solaire terrestre

Il existe plusieurs modèles pour la simulation de l'éclairement solaire global, direct et diffus, qui généralement exprimés par des approches semi empiriques, les plus fréquemment connus et utilisé dans la pratique on citera principalement le modèle de **PERRIN DE BRICHAMBAUT**

3-MODELE DE PERRIN DE BRICHAMBEAUT SUR UN PLAN HORIZONTAL

$G_{hor} = I_{hor} + D_{hor}$		$I_{hor} = A \cdot (\sin h) \cdot \exp \frac{-1}{C \sin(h+2)}$		$D_{hor} = B(\sin h)^{0.4}$	
Nature du ciel		B	Nature du ciel	A	C
Ciel très pur (très clair) (CC)		87	Ciel très pur (très clair) (CC)	1300	6
Ciel moyen (CM)		125	Ciel moyen (CM)	1230	4
Ciel pollué (CP)		127	Ciel pollué (CP)	1200	2.5

3- Rayonnement solaire sur un plan incliné (perrin de brichambaut)

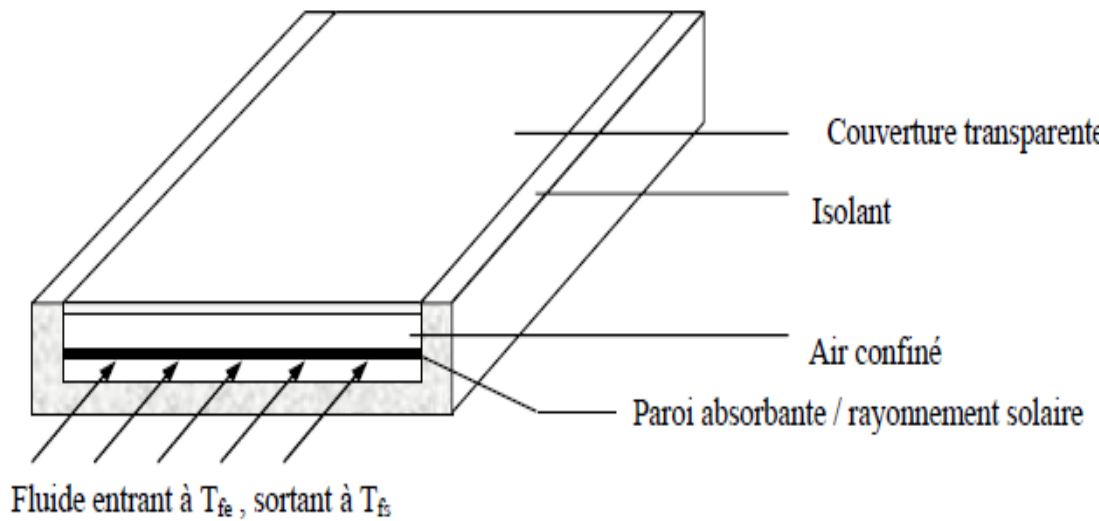
$$S_{(\beta)} = I_{hor} \cdot R_b \quad \text{avec} \quad R_b = \frac{\cos \theta}{\sin h} = \frac{\cos(\varphi - \beta) \cdot \cos \delta \cdot \cos \omega + \sin(\varphi - \beta) \cdot \sin \delta}{\cos \varphi \cdot \cos \delta \cdot \cos \omega + \sin \varphi \cdot \sin \delta}$$
$$D_{ciel-(\beta)} = D_{hor} \cdot \frac{1 + \cos \beta}{2} \quad D_{sol-(\beta)} = (I_{hor} \cdot \sin h + D_{hor}) \cdot \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \cdot \rho$$

Le rayonnement globale donné par :

$$G_{(\beta)} = S_{(\beta)} + D_{ciel-(\beta)} + D_{sol-(\beta)}$$

Chapitre III : Étude théorique et thermique de capteur plan

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, ...).



1- Bilan thermique de capteur

Le bilan thermique de la paroi absorbante s'écrit : $Q_{sa} = Q_p + Q_u + Q_{st}$

2-Modélisation des échanges thermiques dans un capteur solaire

Pour la modélisation, deux principales méthodes sont rencontrées :

*** méthode par tranche *** Méthode globale

* Méthode par tranches (pas à pas)

Niveau la vitre:

$$h_{t,p-v} \cdot (T_p - T_v) + h_{t,p-v} \cdot (T_p - T_v) = U_{vt} \cdot (T_v - T_a)$$

Niveau l'absorbeur :

$$(\tau_v \cdot \alpha_p) \cdot G = h_{c,p-f} \cdot (T_p - T_m) + h_{c,p-v} \cdot (T_p - T_v) + h_{r,p-pl} \cdot (T_p - T_{pl}) + h_{t,p-v} \cdot (T_p - T_v)$$

Niveau de fluide caloporteur :

$$h_{c,p-f} \cdot (T_p - T_m) = h_{c,f-pl} \cdot (T_m - T_{pl}) + Q_u$$

Niveau de isolant :

$$h_{cpl-f} \cdot (T_m - T_{pl}) + h_{c,p-pl} \cdot (T_p - T_{pl}) = U_{ar} \cdot (T_{pl} - T_a)$$

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

Les températures peuvent être déterminées par : $[T] = [A]^{-1} \cdot [B]$

* Méthode globale

Cette méthode est celle suivie par Hottel, Whillier et Bliss, qui 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.

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

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + \vec{V}_f \cdot \text{grad}(T_{fm}) \right) = \text{div}(\vec{q}) + \sigma_T$$

3- rendement thermique

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 défini par le rapport suivant

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

$$\eta = \frac{Q_u}{G} = F_R \left(\tau_v \alpha_p - U_L \frac{(T_{fs} - T_a)}{G} \right)$$

Conclusion

Il sera intéressant par la suite de ce travail de mettre en place un prototype de CAPTEURS solaire plan en site réel pour la production de l'énergie thermique qu'elle peut on

l'utilise dans plusieurs domaine d'application (exemple : séchage de produit agroalimentaire, chauffage de locaux, ...etc.).

Dans d'autre part ce dispositif permettra aussi d'avoir des informations sur l'action du milieu extérieur sur le système.

Une étude expérimentale sera mieux réalisée avec la présente étude pour connaitre l'influence des paramètres internes et externes sur la performance thermique du capteur plan à air.

Enfin, nous souhaitons que ce travail soit un outil de travail pour les étudiants de département de génie mécanique