

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**

**MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

**CENTRE UNIVERSITAIRE LARBI BEN M'HIDI D'OUM EL BOUAGHI**

**DEPARTEMENT DE GENIE CIVIL**

N° de série \_\_\_\_\_

N° d'ordre \_\_\_\_\_

**MEMOIRE**

**Présenté pour obtenir le Diplôme de Magister en Génie Civil**

**Option**

**THERMIQUE DU BATIMENT ET REFRIGERATION**

**THEME**

**ETUDE DE L'IMPACT DE L'ESPACE ENTRE LA VITRE ET  
L'ABSORBEUR SUR LE RENDEMENT D'UN CAPTEUR  
SOLAIRE**

**Par**

**HADJI Malek**

Soutenu le \_\_\_\_/\_\_\_\_/2008

Devant le jury

<b>Président</b>	<b>Mr A. BELHAMRI</b>	<b>Professeur</b>	<b>Université Mentouri</b>	<b>Constantine</b>
<b>Rapporteur</b>	<b>Mr A. KAABI</b>	<b>Professeur</b>	<b>Université Mentouri</b>	<b>Constantine</b>
<b>Examineur</b>	<b>Mr A. AYADI</b>	<b>Professeur</b>	<b>C.U. Larbi ben M'hidi</b>	<b>Oum el bouaghi</b>
<b>Examineur</b>	<b>Mr Y. KHETIB</b>	<b>Maître de conférence</b>	<b>U. Mentouri</b>	<b>Constantine</b>

# SOMMAIRE

## NOMENCLATURE

<b>INTRODUCTION</b>	2
<b>CHAPITRE I – GISEMENT SOLAIRE</b>	4
I.1 – LE COUPLE TERRE-SOLEIL	5
I.2 – L'ENERGIE SOLAIRE	6
I.3 – SPECTRE SOLAIRE	6
I.4 – LA CONSTANCE SOLAIRE	7
I.5 – NOTION SUR L'ALBEDO	8
I.6 – CALCUL DE LA POSITION DU SOLEIL	9
I.6.1 – PARAMETRES DE POSITION	9
I.6.1.1 – LATITUDE ET LONGITUDE	9
I.6.1.2 – LA DECLINAISON	9
I.6.1.3 – L'ANGLE HORAIRE	10
I.6.1.4 – AZIMUT ET HAUTEUR ANGULAIRE	11
I.6.1.5 – RELATIONS DE GAUSS	12
I.6.2 – PARAMETRE DE TEMPS SOLAIRE	13
I.6.2.1 – LE TEMPS SOLAIRE VRAI	13
I.6.2.2 – LE TEMPS SOLAIRE MOYEN	13
I.6.2.3 – LE TEMPS UNIVERSEL	14
I.6.2.4 – LE TEMPS LEGAL	14
I.6.3 – CAS PARTICULIERS	15
I.7 – RADIATION SOLAIRE AU NIVEAU DU SOL	15
I.7.1 – RAYONNEMENT DIRECT	15
I.7.2 – RAYONNEMENT DIFFUS	18
I.7.3 – ECLAIREMENT GLOBAL	19
<b>CHAPITRE II – LES CAPTEURS SOLAIRES</b>	20
II.1 – INTRODUCTION	21
II.2 – LES CAPTEURS PLANS	22
II.3 – LES CAPTEURS A CONCENTRATION	22

II.3.1 – CONCENTRATEUR SPHERIQUE-----	23
II.3.2 – CONCENTRATEURS PARABOLIQUES & CYLINDRO PARABOLIQUES-----	23
II.3.2 – LES CENTRALES SOLAIRES-----	23
II.4 – LES PHOTO PILES-----	23
II.5 – CLASSIFICATION DES CAPTEURS SOLAIRES-----	23
II.5.1 – CAPTEURS SOLAIRES A EAU-----	24
II.5.1.1 – SYSTEMES A BASSE PRESSION DE CIRCULATION-----	24
II.5.1.2 – SYSTEMES A HAUTE PRESSION DE CIRCULATION-----	24
II.5.2 – CAPTEURS SOLAIRES A AIR-----	24
II.6 – PRINCIPAUX COMPOSANTS DES CAPTEURS SOLAIRES PLANS-----	25
II.6.1 – SURFACE ABSORBANTE-----	25
II.6.2 – COUVERTURE TRANSPARENTE-----	26
II.6.2.1 – FACTEUR DE TRANSMISSION-----	26
II.6.2.2 – BILAN GLOBAL DE TRANSMISSION SOLAIRE-----	28
III.6.2.3 – BILAN GLOBAL D’ABSORPTION SOLAIRE DE L’ABSORBEUR-----	29
II.6.2.4 – L’EFFET DE SERRE-----	30
II.6.3 – LE FLUIDE CALOPORTEUR-----	30
II.6.4 – L’ISOLANT-----	30
II.7 – PARAMETRES ET CARACTERISTIQUES DE FONCTIONNEMENT DES CAPTEURS-----	31
II.7.1 – PARAMETRES EXTERNES-----	31
II.7.2 – PARAMETRES INTERNES-----	31
II.7.2.1 – PARAMETRE DE POSITION-----	31
II.7.2.2 – PARAMETRES CONSTRUCTIFS OU GEOMETRIQUES-----	32
II.7.3 – LES CARACTERISTIQUES DE FONCTIONNEMENT-----	34
II.7.3.1 – LA PUISSANCE UTILE-----	34
II.7.3.2 – LE RENDEMENT INSTANTANE-----	34
<b>CHAPITRE III – ETUDE THEORIQUE-----</b>	<b>35</b>
III.1 – REPARTITION DU FLUX SOLAIRE INCIDENT DANS LE CAPTEUR-----	36
II. 1.1 – PUISSANCE ABSORBEE PAR LA VITRE-----	36
III.1.2 – PUISSANCE ABSORBEE PAR LA PLAQUE-----	38
III.1.3 –RENDEMENT OPTIQUE DU CAPTEUR-----	38
III.2 – LES ECHANGES THERMIQUES DU CAPTEUR-----	38
III.2.1 – TRANSFERT DE CHALEUR PAR CONDUCTION -----	38

III.2.2 – TRANSFERT DE CHALEUR PAR CONVECTION-----	40
III.2.2.1 - CONVECTION FORCEE-----	40
III.2.2.2 – CONVECTION LIBRE-----	41
III.2.3 – TRANSFERT PAR RAYONNEMENT-----	46
III.3 – COMPORTEMENT THERMIQUE DU CAPTEUR-----	49
III.3.1 – BILAN ENERGETIQUE AU NIVEAU DE L’ABSORBEUR-----	49
III.3.2 – CONDUCTANCE GLOBALE DU CAPTEUR – PERTES-----	50
III.3.3 – RENDEMENT INSTANTANE DU CAPTEUR-----	52
<b>CHAPITRE IV – RESOLUTION MATHEMATIQUE DU SYSTEME-----</b>	<b>55</b>
IV.1 - DESCRIPTION DU SYSTEME-----	56
IV.2 - HYPOTHESES GENERALES DE SIMPLIFICATION-----	56
IV.3 – FONCTIONNEMENT-----	59
IV.4 - REPARTITION DU RAYONNEMENT SOLAIRE DANS LE CAPTEUR-----	59
IV.5 - FORMULATION MATHEMATIQUE DU PROBLEME-----	59
IV.6 – BILAN ENERGETIQUE GLOBAL DU CAPTEUR SOLAIRE-----	61
IV.7 – ANALOGIE ELECTRIQUE-----	63
IV.8 – ÉTABLISSEMENT DES EQUATIONS DU SYSTEME-----	65
IV.9 – SCHEMA ELECTRIQUE EQUIVALENT-----	65
IV.10 – MISE EN EQUATION DES DIFFERENTS ECHANGES THERMIQUES-----	67
IV.11 – DISCRETISATION DES EQUATIONS-----	69
IV.12 – LE PROBLEME PHYSIQUE-----	75
IV.13 – RESOLUTION NUMERIQUE-----	75
III.14 – ORGANIGRAMME-----	75
<b>CHAPITRE V – RESULTATS ET DISCUSSION-----</b>	<b>78</b>
V.0 – INTERPRETATION ET DISCUSSION DES RESULTATS-----	79
V.0.1 – PARAMETRES D’ENTREE-----	79
V.1 – VARIATION : DECLINAISON, EQUATION DU TEMPS ET HAUTEUR SOLAIRE-----	80
V.2 - EVOLUTION DU RAYONNEMENT SOLAIRE ET DES PUISSANCES-----	82
V.3 – VARIATION DES TEMPERATURES-----	90
V.4 – CARACTERISTIQUES DE FONCTIONNEMENT DU CAPTEUR-----	93

<b>CONCLUSION</b> -----	112
RECOMMANDATIONS-----	116
BIBLIOGRAPHIE-----	117
ANNEXES-----	120
ANNEXE A – CARACTERISTIQUES PHYSIQUE DE L’AIR-----	121
ANNEXE B – CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DE L’EAU-----	122
ANNEXE C – CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DES ELEMENTS DU CAPTEUR-----	124
ANNEXE D – CALCUL DE LA TEMPERATURE AMBIANTE-----	127
ANNEXE E – METHODE NUMERIQUE UTILISEE-----	128
ANNEXE F – PROGRAMME DE SIMULATION-----	131

## NOMENCLATURE

A	surface (m <sup>2</sup> )
a	albédo
C	constante solaire (W/m <sup>2</sup> )
C <sub>p</sub>	chaleur massique (j/kg.K)
D	rayonnement diffus (W/m <sup>2</sup> )
d	diamètre (m)
dd	numéro du jour dans l'année
e	épaisseur (m)
F	facteur de forme
F <sub>t</sub>	facteur de transfert thermique
g	accélération de la pesanteur (m/s <sup>2</sup> )
G	rayonnement global (W/m <sup>2</sup> )
h	hauteur solaire (°), coefficient de transfert thermique (W/m <sup>2</sup> .K)
i	angle d'incidence (°)
jj	numéro du jour du mois
k <sub>e</sub>	coefficient d'extinction de la vitre (1/m)
L	longitude (°), longueur du tube (m)
m	masse (kg)
m	débit massique (kg/s)
mm	numéro du mois de l'année
n	indice de réfraction d'un milieu transparent
Q	puissance (W/m <sup>2</sup> )
R	résistance thermique (K / (W/m <sup>2</sup> ))
S	rayonnement direct (W/m <sup>2</sup> )
T	température (K, °C)
t	temps (heure, seconde)
U <sub>g</sub>	conductance ou perte thermique (W/m <sup>2</sup> .K)
u	vitesse moyenne du fluide (m/s)
V <sub>v</sub>	vitesse moyenne journalière du vent (m/s)

### Lettres grecques

α	facteur d'absorption ou absorptivité
β	angle d'inclinaison (°)
β <sub>c</sub>	coefficient de dilatation cubique
Φ	flux de chaleur (W)
δ	déclinaison solaire (°)
ε	facteur d'émission ou émissivité
η	rendement (%)
θ	angle de rayonnement dans un milieu transparent (°)
λ	conductivité thermique (W/m.k)
μ	viscosité dynamique (kg/m.s)
ν	viscosité cinématique (m <sup>2</sup> /s)
ν <sub>OP</sub>	rendement optique d'un capteur plan (%)
ρ	facteur de réflexion ou réflectivité, masse volumique (kg/m <sup>3</sup> )
σ	constante de Stefan-Boltzmann (W/m <sup>2</sup> .k <sup>4</sup> )
τ	facteur de transmission
φ	latitude (°)
ω	angle horaire (°)

### Abréviations

ddj	durée du jour heure (heure)
ET	Equation du Temps (mn) ou (heure)
TL	Temps Légal (heure)
TSM	Temps Solaire Moyen (heure)
TSV	Temps Solaire Vrai (heure)
TU	Temps Universel (heure)

### Indice supérieur

j	numéro de la maille
---	---------------------

### Indices inférieurs

A	ambiante
AR	arrière
AV	avant
D	rayonnement direct
C	ciel
cd	transfert thermique par conduction
cv	transfert thermique par convection
F	fluide
fe	fluide à l'entrée
fs	fluide à la sortie
g	global
h	horizontal
I	isolant
Ii	isolant face intérieur
Ie	isolant face extérieur
LAT	latéral
op	optique
P	plaque absorbante ou absorbeur
S	rayonnement direct, sol
T	tube
U	utile
V	verre, vent
Vi	verre face intérieur
Ve	verre face extérieur
$\infty$	espace

### Nombres adimensionnels

Gr	nombre de Grashof
Gz	nombre de Graetz
Nu	nombre de Nusselt
Pr	nombre de Prandtl
Ra	nombre de Rayleigh
Re	nombre de Reynolds
St	nombre de Stanton

# *INTRODUCTION*



Il est clair qu'il devient urgent et indispensable de se mobiliser pour faire émerger d'autres sources d'énergie, renouvelables, abondantes et non polluantes. On assiste aujourd'hui à un fort accroissement de la consommation d'énergie fossile et parallèlement à une forte augmentation de l'émission de gaz à effet de serre. L'élévation de la température globale de la planète qui en résulte, provoquera de sérieux changements climatiques. De plus les énergies fossiles n'ont qu'un temps, selon les experts les plus optimistes, au rythme actuel de la consommation d'énergie, les réserves disponibles de pétrole commenceront à baisser dans les années 2030 [27].

L'utilisation de l'énergie solaire, en tant qu'alternative aux énergies fossiles traditionnelles et à l'énergie nucléaire, suscite de grands espoirs. Les qualités de cette source d'énergie renouvelable sont connues. Gratuite et inépuisable, elle est de loin l'énergie la plus abondante sur terre. Mais l'énergie solaire présente l'inconvénient d'être irrégulière. Il est donc nécessaire de mettre au point les techniques qui permettent de capter cette énergie et de la convertir en énergie électrique ou thermique.

Les cellules photovoltaïques servent à transformer directement l'énergie rayonnée par le soleil en énergie électrique. Ce type de capteur ne nécessite pas une installation thermique lourde et il est dépourvu des pièces mobiles, l'une des raisons pour lesquelles l'industrie spatiale s'est emparée de ce moyen. Seul le coût actuel des photopiles freine le développement de la filière photovoltaïque [6].

Nous nous intéressons dans cette étude aux capteurs solaires plans. Ce sont les éléments fondamentaux de la transformation de l'énergie solaire en énergie thermique à basse température. Ils n'utilisent pas la concentration du rayonnement solaire et ne nécessitent pas un suivi du soleil. Ils utilisent les composantes directe et diffuse du rayonnement solaire incident. Ils sont principalement utilisés pour la production d'eau chaude sanitaire et le chauffage des locaux [6].

Plusieurs facteurs rendent difficiles les applications de l'énergie solaire. C'est d'abord la nature intermittente du rayonnement solaire qui en est la principale raison : Non seulement le soleil varie avec la saison, mais encore il reste l'effet imprévisible des conditions météorologiques locales [7].

De ce fait il est inéluctable de tenir compte du décalage entre les apports de l'énergie solaire et les besoins en chaleur (en hiver par exemple le besoin pressant en chauffage survient quand les apports de l'énergie solaire sont à leur minimum), en assurant des appoints en énergie classique. Ils s'ajoutent à ces préoccupations les préférences optimales des paramètres internes influant sur les caractéristiques de fonctionnement du convertisseur de chaleur.

L'objectif de ce travail est l'étude théorique et numérique de l'impact de l'espace entre la vitre et l'absorbeur sur le rendement d'un capteur solaire. Nous avons établi les équations régissant le fonctionnement de ce capteur dont la résolution a été abordée par une approche numérique basé sur la méthode de Gauss Seidel d'itération.

Ce mémoire comporte cinq chapitres, organisé de la manière suivante :

- Le premier chapitre est consacré à l'étude bibliographique sur le gisement solaire : présentation de quelques notions, définitions et formules utilisées dans le domaine astronomique.
- le deuxième chapitre comporte une brève bibliographie sur les types de convertisseurs existant ainsi qu'une théorie sur les différents éléments constituant un capteur solaire plan.
- Le troisième chapitre est destiné à l'étude théorique du capteur solaire, où sont formulés les expressions des différents coefficients d'échanges thermiques, les apports solaires, pertes thermiques et le rendement.
- Le quatrième chapitre présente le modèle mathématique ainsi que la méthode numérique utilisée pour la résolution du système d'équation régissant le fonctionnement du capteur.
- Le cinquième chapitre présente l'ensemble des résultats obtenus, issus de la simulation numérique, ainsi que leurs interprétations.

Nous terminons cette étude par une conclusion générale et nous complétons le travail par une annexe contenant : les propriétés thermo physiques de l'air, de l'eau et des éléments du capteur, la méthode de résolution numérique utilisée ainsi que le programme de calcul.

# *Chapitre I*

## *Gisement solaire*

### I.1 – LE COUPLE TERRE-SOLEIL :

Le Soleil est une immense sphère de plasma de diamètre 109 fois supérieur à celui de la terre, de densité  $1,41 \text{ Kg/m}^3$  ; la pression qui y règne à sa surface est de plusieurs milliards de fois plus forte que celle observée au niveau de la surface terrestre, le constituant principal du soleil est l'hydrogène. La température à la surface du soleil est de  $5800^\circ\text{k}$  et peut atteindre  $20.10^6$  à son centre. A chaque seconde, le soleil perd  $4,5.10^6$  tonnes de matière sous forme de rayonnement électromagnétique se propageant à la vitesse de  $300.000 \text{ km/s}$ . Notons toute fois que la perte de matière est infime vis-à-vis de la masse totale du soleil. Ce rayonnement solaire est équivalent au rayonnement qui serait émis par un corps noir à  $5800 \text{ Kelvin}$  [1].

**Tableau I.1** - Les principales caractéristiques du soleil.

caractéristiques	valeur
Masse	$1,989.10^{30} \text{ kg}$
Diamètre	$1,392.10^9 \text{ m}$
Masse volumique moyenne	$1410 \text{ kg/m}^3$
Magnitude absolue	+4,83
Magnitude apparente	-26,74
Puissance rayonnée	$3,83.10^{26} \text{ W}$
Température superficielle	$5800 \text{ Kelvin}$

Le gisement solaire est une science qui propose l'étude radio métrique et météorologique de l'atmosphère. En effet, les aspects de l'environnement relèvent immédiatement de l'objet précité. les niveaux d'énergie au sol et leurs rythmes de fluctuations saisonnières , les variations dans l'espace et dans le temps de l'humidité et de la pression atmosphérique , le régime du vent avec d'autres paramètres moins ressentis , reflètent le concept propre du climat .

L'Algérie offre des possibilités considérables pour le développement des applications solaires et éoliennes via l'exploitation du gisement solaire sous ses différentes formes selon les divers modes de captation [2].

### **I.2 – L'ÉNERGIE SOLAIRE :**

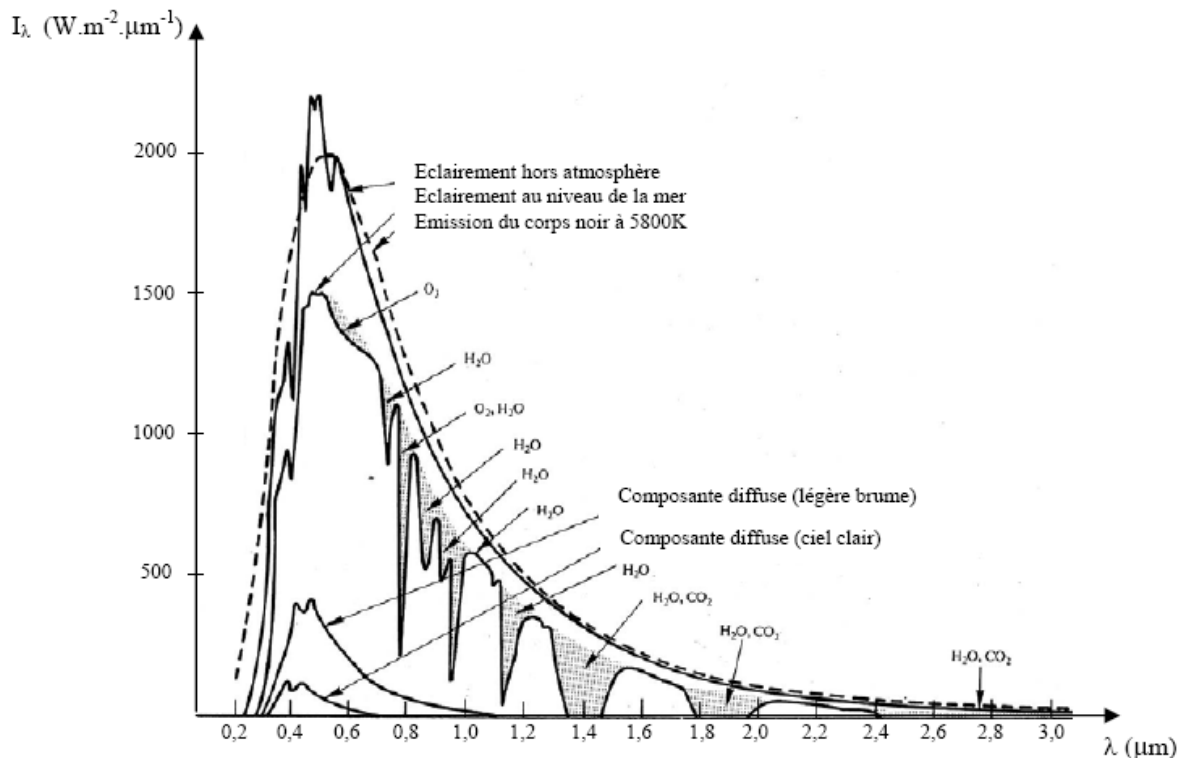
L'énergie solaire provient des réactions thermonucléaires qui se produisent en permanence au sein du noyau du soleil, provoquant la fusion de l'hydrogène en hélium.

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 [1].

### **I.3 – SPECTRE SOLAIRE :**

L'œil humain perçoit une partie seulement du rayonnement solaire, celle située dans le domaine dit visible, de longueur d'onde comprise entre 0,40 et 0,70  $\mu\text{m}$ , le rayonnement ultraviolet, est un rayonnement électromagnétique de longueur d'onde plus courte que le visible ( $<0,40 \mu\text{m}$ ). Le rayonnement infrarouge est un rayonnement électromagnétique de longueur d'onde ( $>0,77 \mu\text{m}$ ).

La plus grande partie de l'énergie solaire est cependant rayonnée dans les domaines ultraviolets, visibles et proches d'infrarouge : 99,2 % de l'énergie solaire hors atmosphère se trouve entre 0,2 et 4  $\mu\text{m}$ . Par suite de l'absorption du rayonnement solaire par la vapeur d'eau, le spectre est limité vers le haut à 2,5  $\mu\text{m}$  environ [1].



**Figure I.1** – Répartition Spectrale du rayonnement solaire au niveau du sol.

#### I.4 – LA CONSTANTE SOLAIRE :

Une surface plane d'un mètre carré perpendiculaire au rayonnement solaire et située à la limite de l'atmosphère terrestre reçoit une puissance rayonnée en fonction de la distance Terre-Soleil. Cette distance variant quelque peu au cours de l'année, compte tenu de la légère excentricité de l'orbite terrestre, il en est de même de la puissance reçue par la surface en question.

La constante solaire est indépendante des conditions météorologiques, mais dépend de la distance Terre-Soleil [3].

$$C^{\text{st}} = \sigma \times T_S^4 \times \left( \frac{R_S}{D_{\text{ST}}} \right)^2 \quad (\text{I.1})$$

Avec :

$R_S$  : le rayon du Soleil (m)

$D_{\text{ST}}$  : distance Terre-Soleil (m)

$\sigma$  : constante de Stephane-Boltzman :  $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ .

La constante solaire notée « C » est la valeur moyenne du flux solaire reçu à la limite de l'atmosphère terrestre. On a :  $C = 1353 \text{ W/m}^2$ . Cette donnée est généralement corrigée par la relation suivante [4], [20] :

$$C_{\text{cor}} = C^{\text{st}} \times \left[ 1 + 0,033 \cos\left(\frac{360}{365} \times dd\right) \right] \quad (\text{I.2})$$

Ou encore en fonction de la déclinaison :

$$C_{\text{cor}}(\delta) = C^{\text{st}} \times \left( 1 - \frac{\sin(\delta)}{11,7} \right) \quad (\text{I.3})$$

dd : est le numéro du jour dans l'année.

$\delta$  : la déclinaison ( $^{\circ}$ )

### I.5 – NOTION SUR L'ALBEDO :

Pour caractériser l'importance du phénomène de réflexion du rayonnement incident par une surface on définit une quantité appelée albédo « a ». L'albédo d'une surface est égal au rapport de l'énergie réfléchie sur l'énergie totale reçue par la surface sous forme de rayonnement. C'est l'équivalent du facteur de réflexion.

**Tableau I.2** - albédo solaire de différentes surfaces

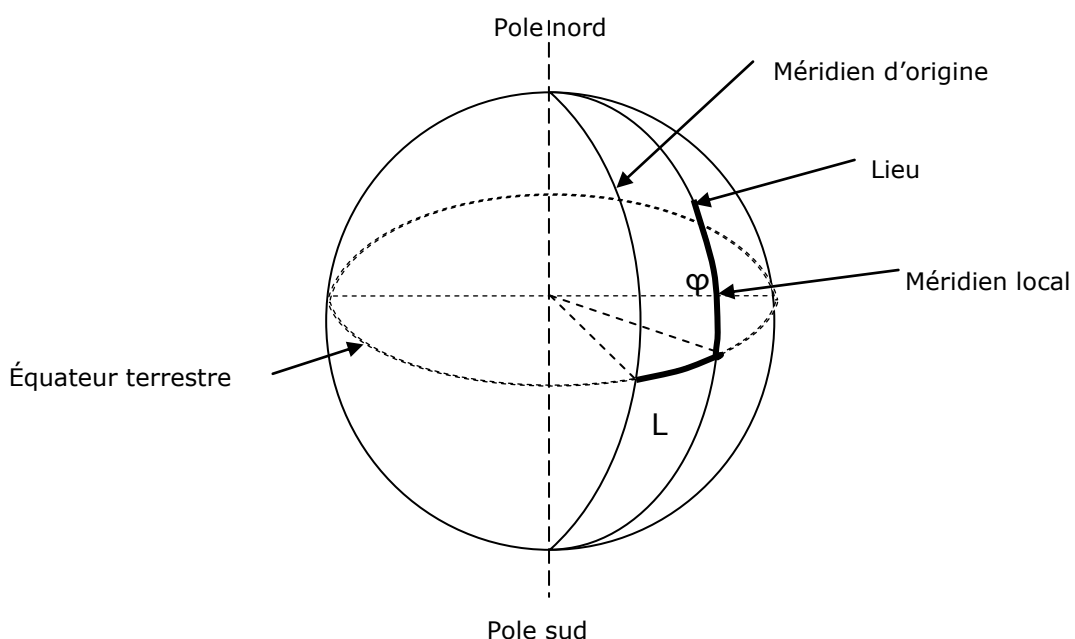
surface	Albédo solaire « a »
Mer chaude	0,05
Forêt	0,12
Mer froide	0,15
Pierre, ciment, sol cultivé	0,15 à 0,25
Herbe verte	0,25
Sable claire	0,37
Neige fraîche	0,85
nuage	0,80

## I.6 – CALCUL DE LA POSITION DU SOLEIL :

### I.6.1 – PARAMETRES DE POSITION :

#### I.6.1.1 – LATITUDE ET LONGITUDE :

Tout point de la sphère terrestre peut être repéré par deux coordonnées, appelées coordonnées terrestres, à savoir : sa latitude «  $\varphi$  » (positive dans l'hémisphère nord, négative dans l'hémisphère sud) et sa longitude «  $L$  » (positive à l'ouest, négative à l'est). Le méridien origine servant à la mesure de la longitude, est celui de Greenwich.



**Figure I.2** - coordonnées terrestre d'un lieu.

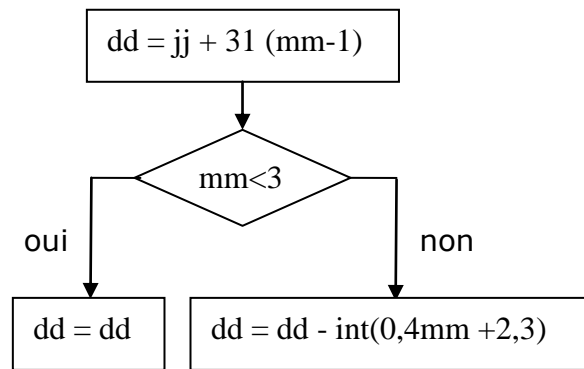
#### I.6.1.2 – LA DECLINAISON « $\delta$ » :

C'est l'angle que fait le plan de l'équateur terrestre avec la direction Terre-Soleil. Cet angle varie tout au long de l'année de façon symétrique de  $-23^{\circ}26'$  à  $+23^{\circ}26'$ . Cette valeur peut être obtenue avec une bonne précision par la formule suivante [5] :

$$\delta = 23,45 \times \sin \left[ \frac{360}{365} (dd - 81) \right] \quad (I.4)$$

Avec  $dd$  : numéro du jour de l'année qui peut être calculé à partir de l'organigramme suivant [6]:





**Figure I.3** – organigramme de calcul du numéro de jour de l'année.

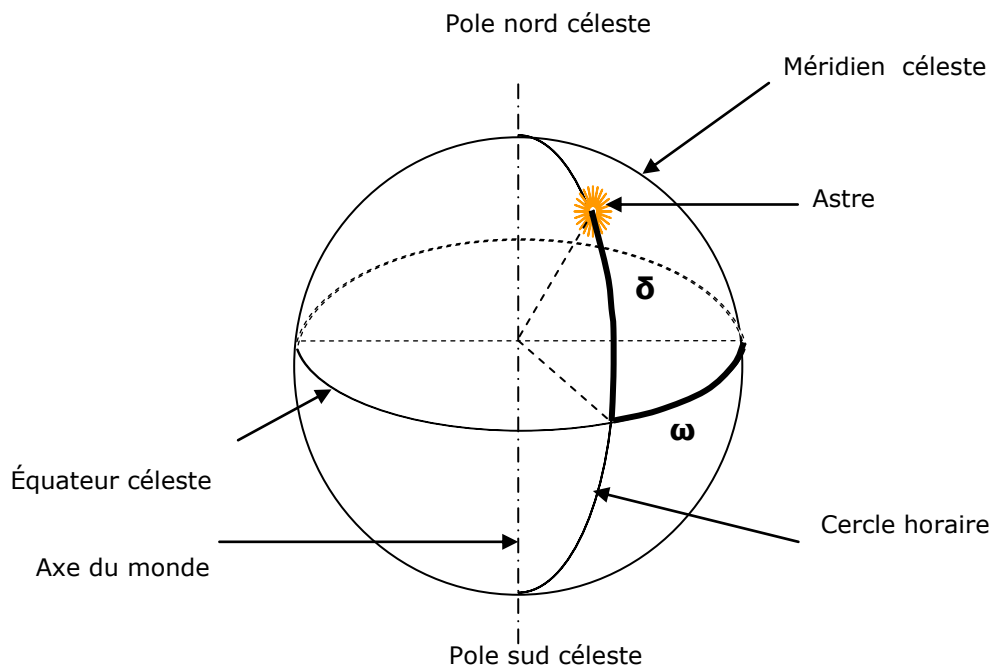
jj et mm: numéro du jour du mois et numéro du mois de l'année.

Int : consiste à prendre la valeur entière de la valeur.

### I.6.1.3 – L'ANGLE HORAIRE $\omega$ :

Est l'angle que fait le plan contenant le cercle horaire de l'astre avec le plan contenant le méridien céleste. Il est compté positivement à l'ouest, négativement à l'est.

A partir de la déclinaison «  $\delta$  » et de l'angle horaire «  $\omega$  », on définit les coordonnées horaires.

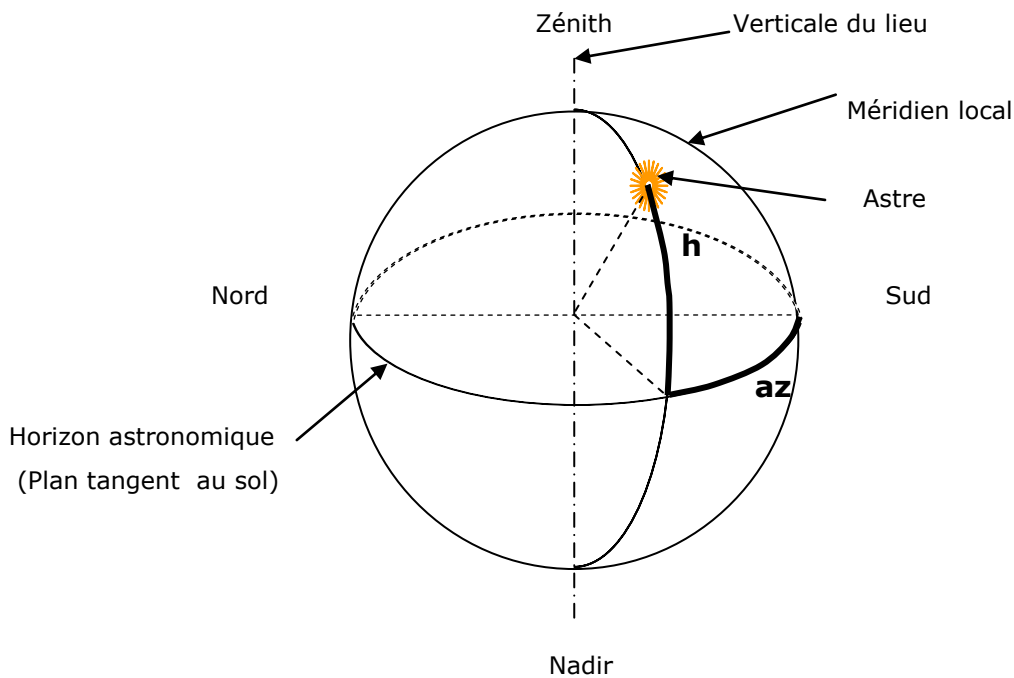


**Figure I.4** - coordonnées horaires

**I.6.1.4 – AZIMUT ET HAUTEUR ANGULAIRE :**

La position d'un astre dans l'espace peut être repérée par ses coordonnées horizontales définies sur la sphère céleste à savoir :

- ◆ Sa hauteur angulaire «  $h$  » qui est l'angle que fait la direction de l'astre avec le plan horizontal (tangent au sol).
- ◆ Son azimut «  $az$  » correspondant à l'angle que fait le plan du méridien local avec le plan vertical passant par l'astre. Il est compté négativement vers l'est, positivement vers l'ouest.



**Figure I.5** - coordonnées horizontales.

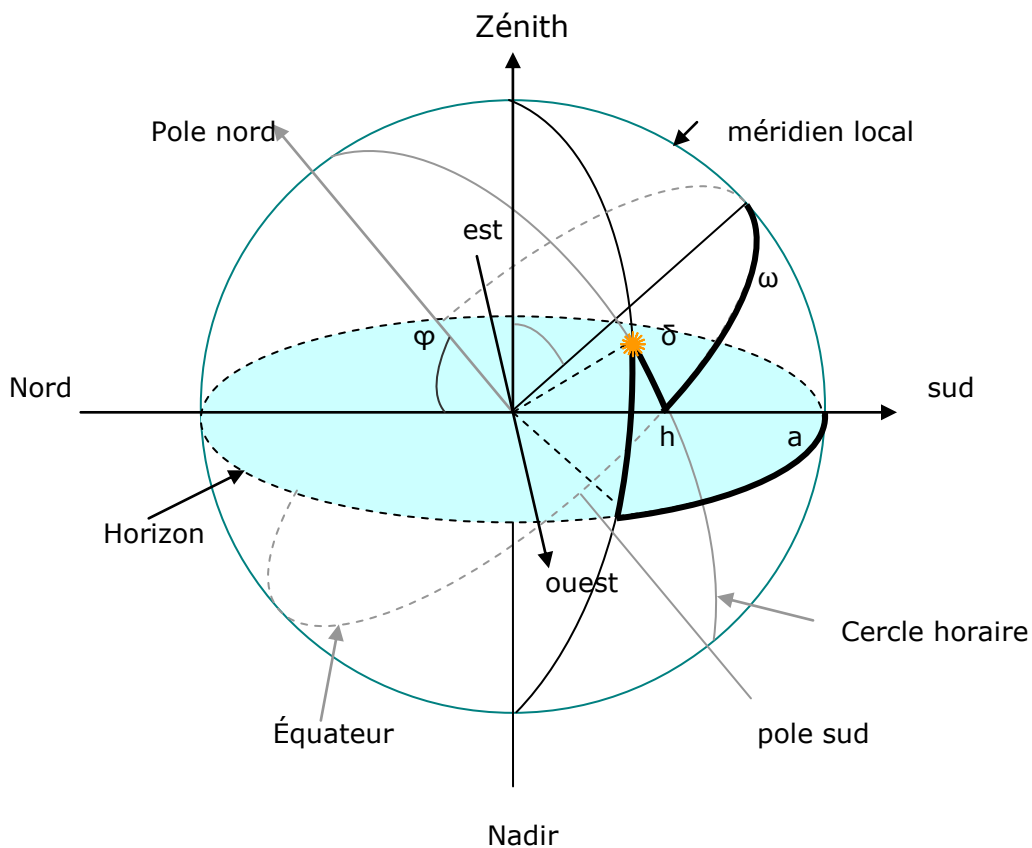
**I.6.1.5 – RELATIONS DE GAUSS :**

En associant géométriquement les différentes coordonnées sus cités, on peut déduire trois expressions scalaires, appelés *formules de Gauss* reliant entre elles les quatre coordonnées **a**, **h**, **ω**, et **δ** pour une latitude φ donnée :

$$\cos(h) \times \sin(a) = \cos(\delta) \times \sin(\omega) \quad (\text{I.5})$$

$$\cos(h) \times \cos(a) = \cos(\delta) \times \cos(\omega) \times \sin(\varphi) - \sin(\delta) \times \cos(\varphi) \quad (\text{I.6})$$

Ces formules permettent de déterminer l'azimut a et la hauteur h du soleil dès que l'on connaît la déclinaison δ et l'angle horaire ω.



**Figure I.6** - schéma montrant les différentes coordonnées angulaires.

## I.6.2 – PARAMETRE DE TEMPS SOLAIRE :

### I.6.2.1 – LE TEMPS SOLAIRE VRAI :

La position du soleil dans le ciel nous renseigne sur le temps solaire vrai (TSV ou Solar Time –ST- en anglais). C'est le temps donné par les cadrans solaires.

Il existe une relation simple entre l'heure solaire TSV et l'angle  $\omega$  :

$$\omega = (\text{TSV} - 12) \times 15 \quad (\text{I.7})$$

Avec :

TSV en heure et  $\omega$  en degrés.

TSV=12h si  $\omega = 0^\circ$ .

### I.6.2.2 – LE TEMPS SOLAIRE MOYEN :

On introduit le **t**emps solaire moyen (TSM) qui varie de  $\pm 16$ mn par rapport au TSV.

On a :

$$\text{TSM} = \text{TSV} - \text{ET} \quad (\text{I.8})$$

Où le terme ET est appelée équation du temps.

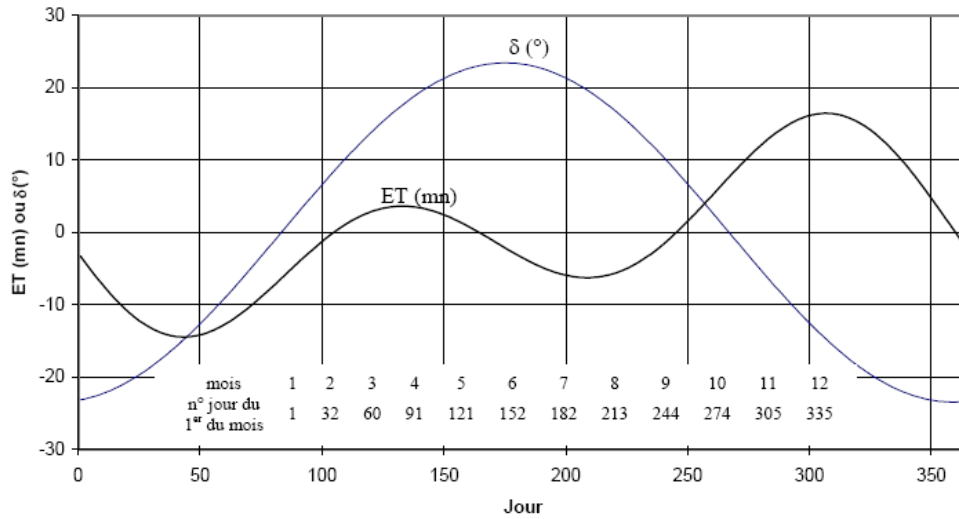
Cette quantité peut être calculée par la formule suivante [2] :

$$\begin{aligned} \text{ET}(\text{mn}) = & -0,0002 + 0,4197 \cos(\varpi) - 7,3509 \sin(\varpi) - 3,2265 \cos(2\varpi) \\ & - 9,3912 \sin(2\varpi) - 0,0903 \cos(3\varpi) - 0,3361 \sin(3\varpi) \end{aligned} \quad (\text{I.9})$$

Dans laquelle  $\varpi$  (en degrés) vaut :

$$\varpi = 360 \frac{d}{365} \quad (\text{I.10})$$

Et où  $dd$  est le numéro du jour de l'année.



**Figure I.7** - équation du temps  $ET$ , déclinaison  $\delta$  en fonction du jour de l'année.

### I.6.2.3 – LE TEMPS UNIVERSEL :

En un lieu de longitude donnée, le temps universel  $TU$  est lié au temps solaire moyen (local) par la relation :

$$TU = TSM + \frac{L}{15} \quad (I.11)$$

Avec  $L$  la longitude exprimé en degrés et les temps en heures.

### I.6.2.4 – LE TEMPS LEGAL :

L'heure que nous lisons aux horloges publiques est le *temps légal*  $TL$ . Il est égal au temps universel affecté des corrections de *fuseau*  $C_1$  ( $>0$  à l'est de Greenwich,  $<0$  à l'ouest), ainsi que d'une correction de saison  $C_2$  s'il y a lieu.

$$TL = TU + C_1 + C_2 \quad (I.12)$$

Pour l'Algérie :  $C_1 = +1h$  et  $C_2 = 0$

### I.6.3 – CAS PARTICULIERS :

Les quantités relatives au lever et au coucher du soleil ( $h=0$ ) sont marquées de l'indice inférieur «  $_0$  » et celles relatives au midi solaire (12h TSV,  $a=\omega=0$ ) de l'indice «  $_m$  ». On a donc [6], [20]:

$$\diamond \text{ hauteur à midi solaire : } h_m = \sin^{-1}[\cos(\delta - \varphi)] \quad (\text{I.13})$$

$$\diamond \text{ angle horaire au coucher: } \omega_0 = \cos^{-1}(-\tan\varphi \cdot \tan\delta) \quad (\text{I.14})$$

$$\diamond \text{ azimut au coucher : } a_0 = \cos^{-1}(-\sin\delta / \cos\varphi) \quad (\text{I.15})$$

$$\diamond \text{ durée du jour : } ddj = 2 \times \omega_0 / 15 \quad (\text{I.16})$$

### I.7 – RADIATION SOLAIRE AU NIVEAU DU SOL :

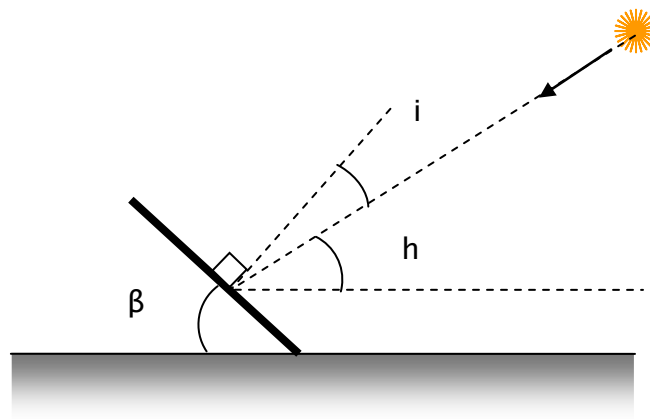
Le rayonnement solaire subit un certain nombre d'altération et d'atténuations aléatoires en traversant l'atmosphère ; réflexion sur les couches atmosphériques, absorption moléculaire, diffusion moléculaire et par les aérosols (poussières, gouttelettes d'eau...)

L'éclairement correspond à la puissance solaire reçue par une surface plane élémentaire, appelée capteur. On distingue l'éclairement du au rayons solaires directs (anisotrope) et celui du au rayonnement solaire diffusé (isotrope) par le ciel ou réfléchi par une surface (le sol, un mur...). :

Le rayonnement global est par conséquent la somme du rayonnement direct et rayonnement diffus.

#### I.7.1 – RAYONNEMENT DIRECT :

Provenant du disque solaire et subit l'atténuation due à la traversée de l'atmosphère. L'expression du rayonnement direct pour un plan orienté vers le sud et incliné d'un angle  $\beta$  par rapport à l'horizontale est donné par [5], [15] :



**Figure I.8** - définition des angles pour une surface plane élémentaire éclairée par le soleil.

$$S = S_h \times \cos(i) \quad (\text{I.17})$$

Où

$S_h$  : flux direct reçu par un plan horizontal ( $\text{W}/\text{m}^2$ ).

$\beta$  : angle d'inclinaison du capteur (degré).

$i$  : angle d'incidence (degré).

$h$  : hauteur solaire (degré).

$$S_h = C^{st} \times C \times \tau_s \quad (\text{W}/\text{m}^2) \quad (\text{I.18})$$

$$C = 1 + 0,033 \times \cos\left(\frac{360}{365} \times dd\right) \quad (\text{I.19})$$

$\tau_s$  : coefficient de transmission du rayonnement direct.

$dd$  : numéro du jour dans l'année.

En pratique, on peut caractériser l'état du ciel par deux coefficients « a » et « b » qui expliquent le trouble atmosphérique de l'instant. Le coefficient de transmission (ou transmissivité) totale s'écrit de la manière suivante [19];

$$\tau_s = a \times \exp\left(\frac{-b}{\sin(h)} \times \frac{p}{1000}\right) \quad (\text{I.20})$$

a et b sont des coefficients données dans le tableau I.4 :

$$\sin(h) = \cos(\delta) \times \cos(\omega) \times \cos(\varphi) + \sin(\delta) \times \sin(\varphi) \quad (\text{I.21})$$

h: étant la hauteur du soleil (degré).

Pour une surface orientée vers l'équateur cos (i) s'écrit :

$$\cos(i) = \cos(\omega) \times \cos(\delta) \times \cos(\varphi - \beta) + \sin(\delta) \times \sin(\varphi - \beta) \quad (\text{I.22})$$

$\beta$  : est l'angle du plan considéré (degré).

**Tableau I.3** -: valeurs des coefficients a et b de trouble atmosphérique.

	Ciel pur	Conditions normales	Zones industrielles
a	0,87	0,88	0,91
b	0,17	0,26	0,43



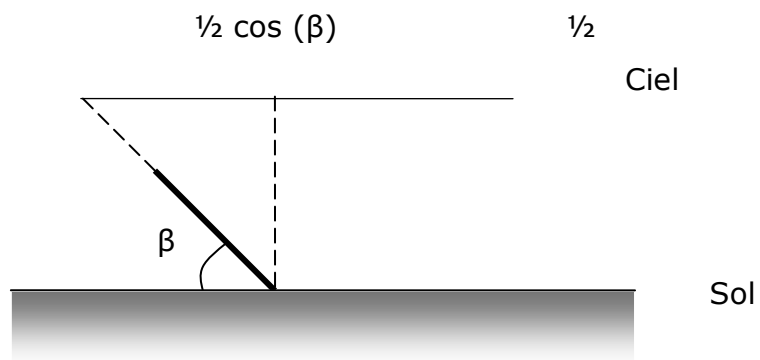
**Tableau I.4** - variation de la pression atmosphérique avec l'altitude.

Altitude (m)	0	500	1000	1500	2000	5000
p (mbar)	1000	950	900	850	800	500

**I.7.2 – RAYONNEMENT DIFFUS :**

Provient de tous les éléments irradiés par le soleil.

On suppose que le rayonnement diffus provenant du ciel ou bien du sol est isotrope [5], [6], [15].

**Figure I.9** – effet de l'inclinaison  $i$  sur la réception du rayonnement diffus.

Lorsque le capteur est horizontal ( $\beta=0$ ) il reçoit le rayonnement diffusé par le ciel :  $D_h$ .

S'il est incliné d'un angle  $\beta$ , il reçoit du sol une fraction de la quantité  $a \times (S_h + D_h)$ .

$a$  : albédo solaire du milieu environnant.

La figure ci-dessus montre effectivement que le capteur reçoit :

- En provenance du ciel ; la fraction de  $D_h$  :

$$\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cdot \cos(\beta) = \frac{1}{2} \cdot (1 + \cos(\beta)) \quad (\text{I.23})$$

- En provenance du sol ; la fraction de  $a_x(S_h + D_h)$  :

$$1 - \frac{1}{2} \cdot (1 + \cos(\beta)) = \frac{1}{2} \cdot (1 - \cos(\beta)) \quad (\text{I.24})$$

Le rayonnement diffus sera donc :

$$D = D_h \cdot \frac{1 + \cos(\beta)}{2} + a \cdot (S_h + D_h) \cdot \frac{1 - \cos(\beta)}{2} \quad (\text{W/m}^2) \quad (\text{I.25})$$

$$D_h = C^{st} \cdot C \cdot \sin(h) \cdot (0,271 - 0,2939 \cdot \tau_s) = C^{st} \cdot C \cdot \sin(h) \cdot \tau_D \quad (\text{I.26})$$

$$\tau_D = 0,271 - 0,2939 \cdot \tau_s \quad (\text{I.27})$$

### **I.7.3 – RAYONNEMENT GLOBAL :**

C'est la somme des rayonnements directs et diffus :

$$G = S + D \quad (\text{W/m}^2) \quad (\text{I.28})$$

## *Chapitre II*

### *Les capteurs solaires*

## II.1 – INTRODUCTION :

Les capteurs de la chaleur solaire sont des appareils transformant l'énergie du rayonnement solaire en énergie thermique, on peut ensuite utiliser cette chaleur comme celle de toutes les sources usuelles de chaleur, c'est-à-dire pour chauffer les locaux industriels ou logements, fournir l'eau chaude sanitaire, sécher les grains, faire fonctionner les moteurs thermiques produisant de l'énergie mécanique ou de l'électricité, et pour alimenter des machines de réfrigération destinées au conditionnement de l'air ou à la conservation des aliments [7].

## II.2 – LES CAPTEURS PLANS :

Ce sont les capteurs solaires les plus couramment utilisés et ils sont les éléments fondamentaux de la transformation de l'énergie solaire en chaleur. Le flux tombant sur une surface située au niveau de la mer ne peut guère dépasser  $1\text{kw}/\text{m}^2$ . Cette valeur ne permet pas d'atteindre des températures supérieures à  $100^\circ\text{C}$ . ils sont essentiellement utilisés pour la production d'eau chaude sanitaire et le chauffage d'habitation [6].

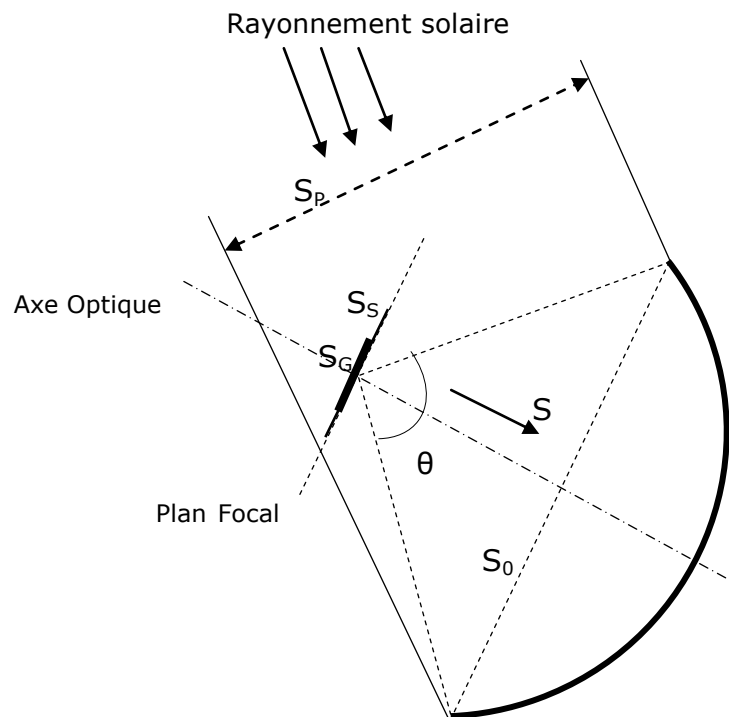


**Figure II.1** – Vue en coupe d'un capteur plan.

## II.3 – LES CAPTEURS A CONCENTRATION :

Les capteurs plans ne peuvent généralement pas porter les fluides caloporteurs à très haute température. En revanche, il est possible d'utiliser des capteurs par concentration, mais ils sont plus complexes et plus onéreux. Cette concentration entraîne une augmentation de l'intensité, et les températures obtenues sur le récepteur (appelé cible) peuvent atteindre plusieurs centaines, voir plusieurs milliers de degrés Celsius.

La concentration s'obtient par réflexion du rayonnement solaire sur des formes géométriques planes ou courbes qu'on appelle miroirs solaires. Les rayons dérivés se concentrent dans la zone focale, ainsi l'énergie reçue par unité de surface dans cette zone sera beaucoup plus importante. On peut distinguer les capteurs à concentration [6] :



**Figure II.2** - schéma d'un capteur solaire à concentration.

$S_p$  : section de passage du rayonnement solaire entrant dans le concentrateur ;

$S_s$  : surface de l'image réelle du soleil dans le plan focal ;

$S_g$  : surface de l'image de Gauss du soleil ;

$S$  : éclairement direct dans la section d'ouverture du concentrateur ;

$S_0$  : section d'ouverture du concentrateur ;

$\theta$  : angle d'ouverture du concentrateur.

**II.3.1 – CONCENTRATEUR SPHERIQUE :**

La surface de captation est astigmatique, les rayons incidents, parallèles à l'axe optique, ne convergent pas tous, après réflexion, en un même point.

**II.3.2 – CONCENTRATEURS PARABOLIQUES & CYLINDRO PARABOLIQUES (Paraboloïde de révolution) :**

La surface est dite stigmatique, où tout rayon parallèle à l'axe optique converge, après réflexion, en un point appelé foyer.

**II.3.2 – LES CENTRALES SOLAIRES :**

Une centrale solaire à tour se compose d'un récepteur central entouré par des héliostats. Les héliostats sont des miroirs mobiles, commandés par ordinateur, suivant la course du soleil et réfléchissant les rayons de ce dernier sur un absorbeur (chaudière) situé dans le haut de la tour. Dans cet absorbeur un liquide caloporteur est réchauffé; ce liquide sert par la suite à produire de la vapeur, qui elle-même actionnera une turbine à vapeur produisant de l'électricité.

**II.4 – LES PHOTO PILES :**

Dès qu'elle est éclairée, une cellule photovoltaïque, appelée aussi photopile, génère un courant électrique continu à ses bornes. Son principe consiste à convertir l'énergie cinétique des photons en énergie électrique.

Les cellules photovoltaïques (PV) sont réalisées à partir de matériaux semi-conducteurs, et en particulier le silicium à partir duquel la majorité des cellules PV sont fabriquées.

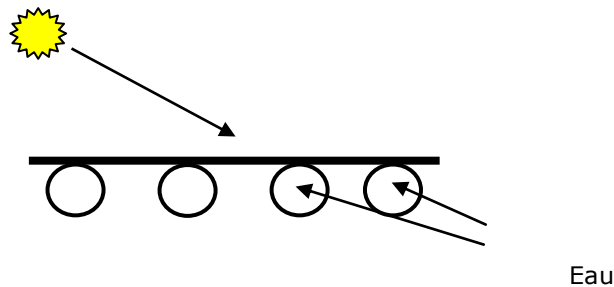
**II.5 – CLASSIFICATION DES CAPTEURS SOLAIRES :**

On peut classer les capteurs solaires d'après le fluide de travail utilisé. L'air constitue une classe de ces fluides et l'eau une autre.

## II.5.1 – CAPTEURS SOLAIRES A EAU :

### II.5.1.1 – SYSTEMES A BASSE PRESSION DE CIRCULATION :

On emploie les systèmes à basse pression pour le chauffage des piscines, le chauffage d'eau industrielle et pour la préparation de l'eau chaude sanitaire ou de chauffage dans les foyers domestiques. Dans les systèmes à basse pression, il suffit d'un film plastique mince comme réservoir pour l'eau. Le plastique doit ce pendant être suffisamment épais pour supporter les conditions atmosphériques, sans l'être trop car c'est un très mauvais conducteur thermique [7].



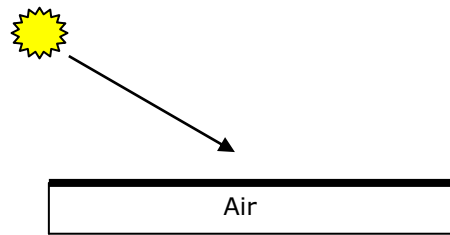
**Figure II.3** - Capteur plan à eau.

### II.5.1.2 – SYSTEMES A HAUTE PRESSION DE CIRCULATION :

Dans ces systèmes le circuit d'eau est généralement constitué de tubes de cuivre et de plaques métalliques qui augmentent la surface d'absorption. Les ailettes sont normalement en acier, en aluminium ou en cuivre, et ont une épaisseur de l'ordre de 0,25 mm pour le cuivre, 0,5 mm pour l'aluminium, et 2 mm pour l'acier, à cause des différences de conductivité thermique. L'espacement entre les tubes dépend de l'épaisseur des ailettes [7].

## II.5.2 – CAPTEURS SOLAIRES A AIR :

L'énergie qui est recueillie des capteurs solaires à air peut être utilisée pour le chauffage de l'air de ventilation, le chauffage des locaux, et le séchage des récoltes [8].



**Figure II.4** - Capteur plan à air.

La conception de ce capteur est différente pour trois raisons [1] :

- le débit volumique de l'air est beaucoup plus grand .En effet, la chaleur spécifique de 1 m<sup>3</sup> d'air est 0.34 Wh/°C, celle de 1m<sup>3</sup> d'eau est 1160 Wh / °C.
- le coefficient d'échange de chaleur par convection air-paroi est beaucoup plus petit que celui d'un liquide.

Air en convection libre	5.8 à 29	(W / m <sup>2</sup> °C)
Huile	58 à 11740	(W / m <sup>2</sup> °C)
Eau en convection forcée	290 à 11600	(W / m <sup>2</sup> °C)

- la troisième différence est celle du mode de stockage et des caractéristiques d'utilisation associées à chaque type.

Les capteurs à air sont habituellement plus légers que les capteurs à circulation de liquide puisqu'ils n'ont pas de canalisations sous pression. Les capteurs à air présentent l'avantage de ne pas avoir de problèmes de refroidissement ni d'ébullition.

## **II.6 – PRINCIPAUX COMPOSANTS DES CAPTEURS SOLAIRES PLANS :**

### **II.6.1 – SURFACE ABSORBANTE :**

Elle absorbe l'énergie solaire et la convertit en chaleur (transforme le rayonnement solaire de courte longueur d'ondes en chaleur). Ce n'est rien de plus qu'une plaque noircie exposée au soleil [6].



La fraction du rayonnement solaire incident qui est absorbée par le capteur est appelée facteur d'absorption solaire «  $\alpha$  » (ou absorptivité) de la surface. Le complément à 1 de cette fraction correspond au facteur de réflexion solaire «  $\rho$  » (ou réflectivité). Dans la mesure où la plaque est opaque et donc que le facteur de transmission solaire «  $\tau$  » (ou transmissivité) est nulle.

La surface absorbante (ou l'absorbeur), en chauffant va rayonner dans l'infrarouge. La fraction d'énergie effectivement rayonnée sur l'énergie que rayonnerait la surface considérée comme un corps noir est appelée facteur d'émission infrarouge «  $\varepsilon$  » ou émissivité.

Le matériau constituant la plaque de l'absorbeur peut être soit métallique soit en matière plastique.

Dans les cas des métaux on utilise le plus couramment le cuivre, l'acier inoxydable ou bien l'aluminium.

### **II.6.2 – COUVERTURE TRANSPARENTE :**

Habituellement une plaque de verre, recouvre l'absorbeur pour réduire les pertes de chaleur et permettre d'accroître sensiblement le rendement du convertisseur par effet de serre [6], [9].

#### **II.6.2.1 – FACTEUR DE TRANSMISSION :**

Le coefficient de transmission  $\tau$  est le produit d'un coefficient «  $\tau_r$  » relatif à la réflexion partielle du rayonnement incident, et d'un coefficient «  $\tau_a$  » relatif à l'absorption dans le milieu transparent, on a donc :

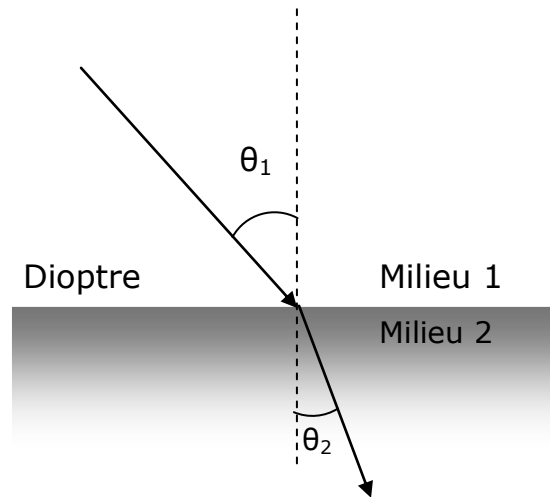
$$\tau_v = \tau_a \times \tau_r \quad (\text{II.1})$$

Lorsqu'un rayonnement change de milieu de propagation, il subit au passage de l'interface, appelée dioptre, une déviation qui est fonction de l'indice de réfraction  $n$  du milieu selon la loi de Descartes :

$$n_1 \times \sin\theta_1 = n_2 \times \sin\theta_2 \quad (\text{II.2})$$

$\theta_1$  et  $\theta_2$  : angles que font les rayons avec la normale au dioptre.

$n_1$  et  $n_2$  : indices de réfraction absolue des milieux de propagation.



**figure II.5** - réfraction d'un rayon lumineux à la traversée d'un dioptr séparant deux milieux.

Le coefficient de réflexion «  $\rho$  » peut être déterminé par la formule de Fresnel :

$$\rho_v = \frac{1}{2} \left[ \frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)} + \frac{\tan^2(\theta_2 - \theta_1)}{\tan^2(\theta_2 + \theta_1)} \right] \quad (\text{II.3})$$

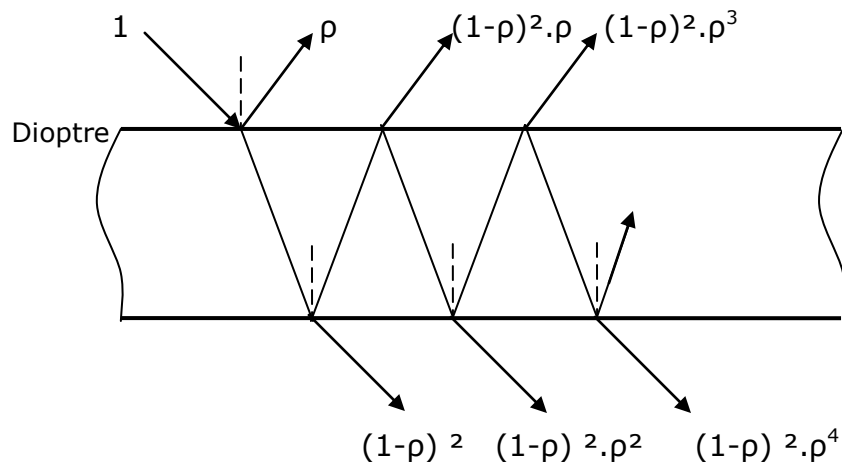
Pour un rayonnement incident normal, et si le milieu 1 est de l'air ( $n_1 = 1$  et posons  $n_2 = n$ ) :

$$\rho_v = \left[ \frac{n - 1}{n + 1} \right]^2 \quad (\text{II.4})$$

### II.6.2.2 – BILAN GLOBAL DE TRANSMISSION SOLAIRE:

La couverture transparente d'un capteur solaire constitue une lame à faces parallèles, il y a donc deux interfaces à l'origine de pertes par réflexion.

Pour un rayon lumineux d'intensité 1, une fraction  $(1-\rho)$  pénètre dans le matériau tandis qu'une fraction  $\rho$  est réfléchi. La partie transmise se réfléchit à son tour et ne transmet donc qu'une fraction  $(1-\rho)^2$ . Et ainsi de suite.



**figure II.6** - effet des multiples réflexions sur le facteur de transmission d'une vitre

Le coefficient de transmission  $\tau_r$  est :

$$\tau_r = (1-\rho)^2 \sum_{n=0}^{\infty} \rho^{2n} = \frac{1-\rho}{1+\rho} \quad (\text{II.5})$$

Pour un capteur solaire comportant un nombre «  $n_v$  » de couvertures, l'expression précédente devient :

$$\tau_r = \frac{1-\rho}{1+(2.n_v-1).\rho} \quad (\text{II.6})$$

Le coefficient de transmission «  $\tau_a$  » est donnée par la relation suivante :

$$\tau_a = \exp(-k_e \times l) \quad (\text{II.7})$$

$k_e$  : coefficient d'extinction

$l$  : trajet optique parcourue par le rayonnement dans le milieu et peut être écrit :

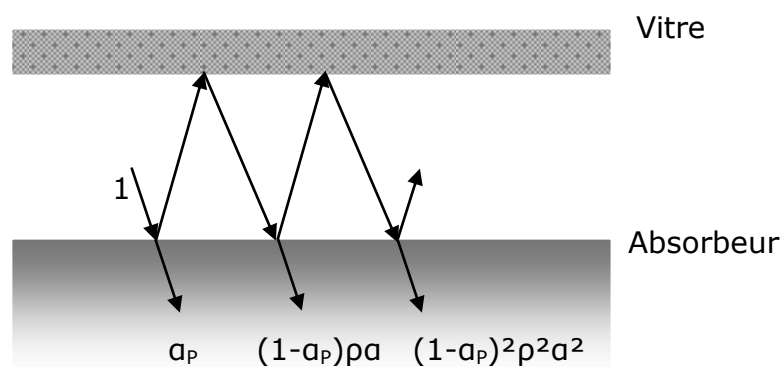
$$l = \frac{n_v \cdot e_v}{\cos \theta_2} \quad (\text{II.8})$$

où :  $e_v$  est l'épaisseur de la couverture transparente.

$n_v$  est le nombre de couvertures

### III.6.2.3 – BILAN GLOBAL D'ABSORPTION SOLAIRE DE L'ABSORBEUR:

L'absorbeur capte la fraction  $\alpha$  de la puissance transmise par la vitre et réfléchit vers le vitrage la fraction  $(1-\alpha)$ . Pour une réflectivité  $\rho_D$  du vitrage, ce lui-ci réfléchit vers l'absorbeur la fraction  $(1-\alpha)\rho_D$ . Ce dernier absorbe à nouveau la fraction  $\alpha(1-\alpha)\rho_D$  et réfléchit vers le vitrage la fraction  $(1-\alpha)^2\rho_D$ . La fraction  $(1-\alpha)^2\rho_D^2$  est, à nouveau, réfléchi vers l'absorbeur et ainsi de suite[6],[10].



**figure II.7** - effet des multiples réflexions plaque - vitre.

$$\alpha_{\text{Peff}} = \alpha_p \cdot \sum_{i=0}^{\infty} [(1 - \alpha_p) \rho_D]^i = \frac{\alpha_p}{1 - (1 - \alpha_p) \rho_D} \quad (\text{II.9})$$

**II.6.2.4 – L'EFFET DE SERRE :**

Son principe réside dans le fait qu'un matériau transparent pour le rayonnement solaire peut être opaque au rayonnement infrarouge. Le rayonnement de courte longueur d'onde va traverser ce matériau, échauffer la plaque absorbante qui va rayonner dans les grandes longueurs d'onde (dans l'infrarouge). Ce rayonnement infrarouge, ne pouvant s'échapper, va être en partie absorbé par la couverture qui s'échauffe et en partie réfléchi vers la plaque qui elle aussi s'échauffe.

Quand le capteur atteint son équilibre thermique, la température de la plaque est d'autant plus élevée que l'effet de serre est plus prononcé. Avec les capteurs à double vitrage la température peut atteindre des valeurs plus grandes qu'avec un simple vitrage.

**II.6.3 – LE FLUIDE CALOPORTEUR :**

Appelé aussi fluide travail, on peut classer les capteurs solaires d'après le fluide de travail utilisé. On dénombre plusieurs types de fluide. L'air constitue une classe de ces fluides, l'eau une autre. Naturellement il existe d'autres. Si l'on classe les fluides de transfert de chaleur par niveau de performances technique on trouve en tête les fluides possédant une conductivité thermique élevée, une faible viscosité et un produit chaleur massique masse volumique élevé. D'après ce classement l'air est le moins efficace, l'eau est moyenne en les comparant aux autres fluides [1].

**II.6.4 – L'ISOLANT :**

L'emploi de l'isolant au niveau des parois du capteur solaire permet de minimiser les pertes calorifiques du système. Cette isolation peut être exécutée de la manière suivante :

- A la partie avant du capteur : c'est le plus souvent une lame d'air qui assure la fonction d'isolant. Ainsi pour limiter les transferts par convection son épaisseur ne doit pas être trop importante.
- A la partie arrière du capteur : on peut réaliser un ou plusieurs couches d'isolants du type polystyrène expansé ou extrudé, mousse de polyuréthane, laine de verre...

## **II.7 – PARAMETRES ET CARACTERISTIQUES DE FONCTIONNEMENT DES CAPTEURS SOLAIRES :**

Le choix d'un capteur solaire repose sur des grandeurs appelées « caractéristiques de fonctionnement » ces derniers dépendent des paramètres internes et externes [11].

### **II.7.1 – PARAMETRES EXTERNES :**

Ces paramètres sont liés au site, on distingue :

- Paramètres géographiques : tels que la longitude, la latitude et la hauteur du soleil.
  
- Paramètres météorologiques, dont les plus souvent retenus sont :
  - la vitesse du vent, qui intervient surtout dans l'échange par convection entre la face externe de la couverture et l'ambiance ;
  - la température ambiante ;
  - d'autres paramètres atmosphériques tels que la pluie la rosée, la poussière, peuvent également influencer ;
  - paramètres d'ensoleillement : rayonnement, position du soleil...

### **II.7.2 – PARAMETRES INTERNES :**

#### **II.7.2.1 – PARAMETRE DE POSITION :**

- l'emplacement du capteur : il doit être placé de manière à éviter les obstacles « l'effet de masque » qui empêche le rayonnement solaire d'atteindre la surface de captation.
  
- l'orientation qui dépend essentiellement du fonctionnement du capteur pendant la journée, on distingue :
  - fonctionnement pendant la matinée ; orientation Est ;
  - fonctionnement l'après-midi ; orientation Ouest ;
  - fonctionnement durant toute la journée ; orientation Sud ;

- l'inclinaison, elle dépend du fonctionnement du capteur pendant l'année
- fonctionnement Estival  $\beta = \varphi - 10$
- fonctionnement hivernal  $\beta = \varphi + 20$
- fonctionnement annuel  $\beta = \varphi + 10$

### **II.7.2.2 – PARAMETRES CONSTRUCTIFS OU GEOMETRIQUES :**

Les matériaux utilisés dans la construction des capteurs solaires ont une grande influence sur le fonctionnement de ces derniers, on distingue notamment :

- la couverture :

Elle intervient essentiellement par :

- sa nature ;
- sa transparence au rayonnement solaire ;
- son opacité à l'infrarouge de grande longueur d'ondes ;
- le nombre de vitre.

- la plaque absorbante :

Son rôle est de transformer le rayonnement solaire incident en flux thermique. Les caractéristiques idéales sont :

- Un facteur d'absorption proche de l'unité ;
- une bonne conductivité thermique ;
- une bonne tenue à la corrosion ;
- une faible inertie thermique ;
- En outre, il doit supporter les grandes températures sans qu'il y'ait une détérioration de sa surface.

On choisit généralement le cuivre ou l'aluminium, recouvert d'une mince couche de peinture noir mate pour augmenter son pouvoir d'absorption et réduire les pertes thermiques par réflexion et diffusion.

➤ Fluide caloporteur :

Il doit avoir les qualités suivantes :

- moins de problème de gel ;
- Ne favorise pas la corrosion ;
- Une bonne conductivité thermique ;
- Une faible viscosité,
- Le produit chaleur massique par la masse volumique, élevé.

➤ l'espace entre la couverture transparente et la plaque absorbante :

Ce paramètre détermine l'intensité des pertes thermiques par convection. Une recherche a montré qu'une réduction de cet espace augmente le rendement du capteur [12].

➤ Paramètre optique :

Sont : l'émissivité, l'absorptivité, la réflectivité et la transmittivité de la couverture transparente et de la plaque absorbante.

➤ Paramètres thermo physiques :

On distingue :

- La conductivité thermique, la masse volumique, la chaleur spécifique de la couverture transparente, de la plaque absorbante et de l'isolant.
- La conductivité thermique, la masse volumique, la chaleur spécifique, la viscosité cinématique et dynamique de l'eau.



**II.7.3 – LES CARACTERISTIQUES DE FONCTIONNEMENT :**

Un capteur solaire est caractérisé essentiellement par les grandeurs suivantes [1], [14] :

**II.7.3.1 – LA PUISSANCE UTILE :**

C'est l'énergie par unité de surface transmise au fluide caloporteur. Autrement dit c'est l'énergie absorbée par plaque « moins » les pertes

**II.7.3.2 – LE RENDEMENT INSTANTANE :**

Représente le rapport de la puissance utile par le flux solaire global incident.

## *Chapitre III*

*Etude théorique*

Ce chapitre est consacré à l'étude théorique du capteur solaire, où nous décrivons les puissances absorbées et l'ensemble des échanges qui interviennent dans chaque partie du convertisseur de la chaleur solaire, ainsi que les caractéristiques de son fonctionnement.

### **III.1 – REPARTITION DU FLUX SOLAIRE INCIDENT DANS LE CAPTEUR :**

Tout rayonnement tombant sur la vitre est soit réfléchi ( $\rho_v$ ), soit absorbé ( $\alpha_v$ ), soit transmis ( $\tau_v$ ), on a donc :

$$\rho_v + \alpha_v + \tau_v = 1 \quad (\text{III.1})$$

$\rho_v$ ,  $\tau_v$ ,  $\alpha_v$  : sont respectivement les coefficients, de réflexion, de transmission et d'absorption de la couverture transparente.

#### **II. 1.1 – PUISSANCE ABSORBEE PAR LA VITRE :**

Au passage du rayonnement solaire à travers la vitre transparente, cette dernière absorbe la quantité [5], [6]:

$$Q_v = \alpha_{v(S)} \cdot S + \alpha_{v(D)} \cdot D \quad (\text{W/m}^2) \quad (\text{III.2})$$

Le coefficient d'absorption du rayonnement direct s'écrit :

$$\alpha_{v(S)} = 1 - \rho_{v(S)} - \tau_{v(S)} \quad (\text{III.3})$$

La relation (II.3) du chapitre II, permet d'écrire :

$$\rho_{S(V)} = \frac{1}{2} \left[ \frac{\sin^2(\theta - i)}{\sin^2(\theta + i)} + \frac{\tan(\theta - i)}{\tan(\theta + i)} \right] \quad (\text{III.4})$$

$i$ : angle d'incidence du rayonnement solaire ( $^\circ$ ).

Le coefficient d'absorption du rayonnement diffus est donné par:

$$\alpha_{V(D)} = 1 - \rho_{V(D)} - \tau_{V(D)} \quad (\text{III.5})$$

En général on calcule  $\rho_{D(V)}$  en assimilant le rayonnement diffus à un rayonnement direct frappant l'absorbeur sous un angle d'incidence «  $i$  » égal à  $60^\circ$ . [5].

$$\rho_{V(D)} = \frac{1}{2} \left[ \frac{\sin^2(\theta - 60)}{\sin^2(\theta + 60)} + \frac{\tan(\theta - 60)}{\tan(\theta + 60)} \right] \quad (\text{III.6})$$

L'angle «  $\theta$  » est déduit de la relation (II.2) :

$$\theta = \arcsin(n_i / n_\theta) \cdot \sin(i) \quad (\text{III.7})$$

$n_i$  : indice de réfraction absolue de propagation de l'air.

$n_\theta$  : indices de réfraction absolue de propagation de la vitre.

$n = 1$  pour l'air.

$n = 1.5$  pour le verre à vitre.

**III.1.2 – PUISSANCE ABSORBÉE PAR LA PLAQUE :**

La fraction du flux solaire absorbée par le corps noir s'écrit [5], [6] :

$$Q_P = \alpha_{\text{Peff}} \cdot (\tau_{V(S)} \cdot S + \tau_{V(D)} \cdot D) \quad (\text{III.8})$$

En utilisant la relation (II.9) du chapitre II, la puissance absorbée s'écrit :

$$Q_P = \frac{\alpha_P (\tau_{V(S)} \cdot S + \tau_{V(D)} \cdot D)}{1 - (1 - \alpha_P) \rho_{V(D)}} \quad (\text{W/m}^2) \quad (\text{III.9})$$

**III.1.3 – RENDEMENT OPTIQUE DU CAPTEUR :**

On définit le rendement optique d'un capteur noté  $v_{OP}$  ou  $(\tau\alpha)$ , le quotient  $Q_P/G$ , appelé aussi « transmissivité absorptivité effective »

$$v_{OP} = (\tau\alpha) = \frac{Q_P}{G} = \frac{\alpha_P (\tau_{V(S)} \cdot S + \tau_{V(D)} \cdot D)}{1 - (1 - \alpha_P) \rho_{V(D)} \cdot (S + D)} \quad (\text{III.10})$$

**III.2 – LES ECHANGES THERMIQUES DU CAPTEUR :****III.2.1 – TRANSFERT DE CHALEUR PAR 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 théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de Fourier : la densité de flux est proportionnelle au gradient de température [16].

$$\vec{\phi} = -\lambda \cdot \overrightarrow{\text{grad}}(T) \quad (\text{III.11})$$

Ou sous forme algébrique :

$$\phi = -\lambda.A.\frac{\partial T}{\partial x} \quad (\text{III.12})$$

$\Phi$  : flux de chaleur transmis par conduction (W).

$\lambda$  : conductivité thermique du milieu considérée constante dans l'intervalle de température de fonctionnement (W/m.°C).

A : aire de la surface de passage de flux de chaleur (m<sup>2</sup>)

x : variable d'espace dans la direction du flux (m).

Le flux de chaleur transmis par conduction à travers l'aire « A » est donné par :

$$\phi = -\lambda.A.\frac{\Delta T}{e} = h_{cd}.A.\Delta T \quad (\text{III.13})$$

Où,

$$h_{cd} = \frac{\lambda}{e} \quad (\text{III.14})$$

$h_{cd}$  : coefficient de chaleur par conduction (W/m<sup>2</sup>.°C).

e: est l'épaisseur de la paroi (m).

Dans le cas de plusieurs parois superposées on a :

$$h_{cd} = \frac{1}{\sum_i \frac{e_i}{\lambda_i}} \quad (\text{III.15})$$

i: la i<sup>ème</sup> paroi.

Les échanges par conduction qui interviennent dans notre système sont [1], [16] :

$h_{cd,V}$  : entre les interfaces de la vitre.

$h_{cd,P-T}$  : entre la plaque et le tube.

$h_{cd,I-T}$  : entre le tube et l'isolant.

$h_{cd,v}$  : entre les faces intérieur et extérieur de l'isolant.

### III.2.2 - TRANSFERT DE CHALEUR PAR CONVECTION :

C'est le transfert de chaleur entre un solide et un fluide, l'énergie étant transmise par déplacement du fluide. Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton [16] :

$$\phi = h_{cv} \cdot A \cdot (T_p - T_\infty) \quad (\text{III.16})$$

$\Phi$  : flux de chaleur transmis par convection (W)

$h_{cv}$  : coefficient de transfert de chaleur par convection ( $\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ )

$T_p$  : température de surface du solide ( $^\circ\text{C}$ )

$T_\infty$  : température du fluide loin de la surface du solide ( $^\circ\text{C}$ )

La valeur du coefficient de transfert par convection  $h_{cv}$  est fonction de la nature de fluide, de sa température, de sa vitesse et des caractéristiques géométriques de la surface de contact solide-fluide.

#### III.2.2.1 – 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 nombre adimensionnels :  $Nu = f(Re, Pr)$ , définis par [5], [16], [18] :

$$Nu = \frac{h_{cd} \cdot D_h}{\lambda} \quad (\text{III.17})$$

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot D_h}{\mu} \quad (\text{III.18})$$

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{\lambda} \quad (\text{III.19})$$

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 t de Prandlt
2. suivant la valeur de Re et la configuration on choisit la corrélation
3. calcul de Nusselt par application de cette corrélation
4. calcul de  $h_{cv}$  et de  $\Phi$ .

### III.2.2.2 – CONVECTION LIBRE :

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 nombre adimensionnels :  $Nu = f(Gr, Pr)$  définie par [5], [16], [18] :

$$Nu = \frac{h.D_h}{\lambda} \quad (III.20)$$

$$Gr = \frac{\beta_c.g.\Delta T.\rho^2.L^3}{\mu^2} \quad (III.21)$$

$$Pr = \frac{C_p.\mu}{\lambda} \quad (III.22)$$

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

1. calcul des nombres adimensionnels de Grashof t de Prandlt
2. suivant la valeur de Gr et la configuration on choisit la corrélation
3. calcul de Nusselt par application de cette corrélation
4. calcul de  $h_{cv}$  et de  $\Phi$ .

Les échanges par convection qui interviennent dans notre système sont [1], [16] :



$h_{cv,V-A}$  : entre la vitre et l'air ambiant.

$h_{cv,P-V}$  : entre la plaque et la vitre.

$h_{cv,I-T}$  : entre le tube et l'isolant.

$h_{cv,T-F}$  : entre le tube et le fluide caloporteur.

$h_{cv,F-I}$  : entre le fluide et l'isolant.

$h_{cv,I-A}$  : entre l'isolant et l'air ambiant.

- Le coefficient de transfert thermique par convection entre la vitre et l'air ambiant est donné par (Mac Adams 1961) [17] :

$$h_{cv,V-A} = 5,67 + 3,86.V_v \quad (\text{III.23})$$

$V_v$  : est la vitesse moyenne journalière du vent (m/s)

- Le Coefficient d'échange thermique qui se produit dans l'espace confiné compris entre l'absorbeur et la couverture transparente, est donné en fonction de l'inclinaison «  $\beta$  » du capteur :

$$h_{cv,P-V} = \frac{Nu_\beta \cdot \lambda_a}{e_{VP}} \quad (\text{III.24})$$

➤ Si  $0 < \beta < \beta_0$

$$Nu_\beta = 1 + 1,44 \left[ 1 - \frac{1708}{Gr.Pr.\cos(\beta)} \right] \left[ 1 - \frac{1708(\sin(1,8\beta))^{1,6}}{Gr.Pr.\cos(\beta)} \right] + \left[ \left( \frac{Gr.Pr.\cos(\beta)}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right] \quad (\text{III.25})$$

➤ Si  $\beta_0 < \beta < 90^\circ$

$$Nu_\beta = [\sin(\beta)]^{1/4} \cdot Nu_{90^\circ} \quad (\text{III.26})$$

➤ Si  $90^\circ < \beta < 180^\circ$

$$Nu_\beta = 1 + [Nu_{90^\circ} - 1]\sin(\beta) \quad (\text{III.27})$$

Avec

$$\beta_0 = \tan^{-1}(4800.Pr) \quad (\text{III.28})$$

$Nu_\beta$  : nombre de Nusselt pour une inclinaison  $\beta$  ( $^\circ$ ) ;

$Nu_{90^\circ}$  : nombre de Nusselt pour une inclinaison  $\beta = 90^\circ$  ;

$$Gr = \frac{\beta_c \cdot g \cdot \Delta T \cdot \rho_a^2 \cdot e_{VP}^3}{\mu_a^2} \quad (\text{III.29})$$

$$Pr = \frac{C_{pa} \cdot \mu_a}{\lambda_a} \quad (\text{III.30})$$

Avec les caractéristiques du fluide :

-  $\beta_c$  : coefficient de dilatation cubique,

$$\beta_c = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\Delta \rho}{\Delta T} \quad (\text{III.31})$$

- $\lambda_a$  : conductivité thermique de l'air (w/m°C)
- $\mu_a$  : viscosité dynamique de l'air (kg/m.s)
- $C_{pa}$  : chaleur massique de l'air (j/kg °C)
- $\rho_a$  : masse volumique de l'air (kg/m<sup>3</sup>)
- $g$  : accélération de la pesanteur (m/s<sup>2</sup>)
- $e_{VP}$  : est l'espace entre la vitre et l'absorbeur (m).
- $\Delta T$  : écart de température entre les deux surfaces (°c)

Une autre méthode pour le calcul du coefficient d'échange par convection est donnée en fonction de l'angle de l'inclinaison [6] :

- Si  $Gr < 1700 + 47,8 \cdot \beta$

$$Nu = 1,013 \quad (III.32)$$

- Si  $1700 + 47,8 \cdot \beta \leq Gr \leq 80000$

$$Nu = [0,06 + 0,0003 \cdot (90 - \beta)] Gr^{1/3} \quad (III.33)$$

- Si  $Gr > 80000$

$$Nu = 2,5 + 0,0133 \cdot (90 - \beta) \quad (III.34)$$

- Le coefficient d'échange thermique qui s'effectue par convection forcée entre le tube et le fluide caloporteur s'écrit [23]:

$$h_{cv,T-F} = \frac{Nu \cdot \lambda_F}{d_i} \quad (III.35)$$

$$Re = \frac{\rho_F \cdot u \cdot d_i}{\mu_F} \quad (III.36)$$

$$Gz = Re \cdot Pr \cdot \frac{d_i}{L} \quad (III.37)$$

$$St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} \quad (III.38)$$

Re : nombre de Reynolds ;

Gz : nombre de Graetz ;

St : nombre de Stanton ;

$d_i$  : diamètre intérieur du tube (m) ;

u : vitesse moyenne du fluide (m/s) ;

L : longueur du tube (m).

➤ Re < 2100 Régime laminaire

- Gz < 100 Haussen

$$Nu = 3,66 + \frac{0,085 \times Gz}{1 + 0,047 \times Gz^{2/3}} \times \left( \frac{\mu_F}{\mu_P} \right)^{0,14} \quad (III.39)$$

- Gz > 100 Seider-Tate

$$Nu = 1,86 \times Gz^{1/3} \times \left( \frac{\mu_F}{\mu_P} \right)^{0,14} + 0,87 \times (1 + 0,015 \times Gz^{1/3}) \quad (III.40)$$

➤ 2100 < Re < 10000 Zone transitoire Haussen

$$Nu = 0,016(Re^{1/3} - 125) \times Pr^{1/3} \times \left[ 1 + \left( \frac{d_i}{L} \right)^{2/3} \right] \times \left( \frac{\mu_F}{\mu_P} \right)^{0,14} \quad (III.41)$$

➤  $Re > 10000$  Régime turbulent Seider-Tate

$$Nu = 0,023 \times Re^{0,8} \times Pr^{1/3} \times \left( \frac{\mu_F}{\mu_P} \right)^{0,14} \quad (III.42)$$

Avec :

$\mu_F$  : viscosité dynamique du fluide à la température considérée (kg/m.s)

$\mu_P$  : viscosité dynamique du fluide près de la paroi à la température considérée (kg/m.s)

- Le coefficient d'échange par convection entre le bas du capteur et l'air extérieur est donné par:

$$h_{cv,I-A} = 5,67 + 3,86 \times V_V \quad (III.43)$$

$V_V$  : est la vitesse moyenne journalière du vent (m/s).

### III.2.3 – TRANSFERT PAR RAYONNEMENT :

C'est le transfert d'énergie électromagnétique entre deux surfaces (même dans le vide).

D'une manière général le flux d'échange radiatif entre deux surfaces  $A_i$  et  $A_j$  portées aux températures  $T_i$  et  $T_j$  est donné par [5], [16], [18] :

$$\phi_{i-j} = h_{r,i-j} \cdot A_i \cdot (T_i - T_j) \quad (III.44)$$

$\Phi_{i-j}$  : flux de chaleur transmis par rayonnement entre les deux surfaces (w).

$A_i$  et  $A_j$  : respectivement le aires des surfaces i et j ( $m^2$ ).

$T_i$  et  $t_j$  : sont respectivement les températures des surfaces i et j (K).

$$h_{r,i-j} = \frac{\sigma \cdot (T_i + T_j) \cdot (T_i^2 + T_j^2)}{\frac{1 - \varepsilon_i}{\varepsilon_i} + \frac{1}{F_{ij}} + \frac{1 - \varepsilon_j}{\varepsilon_j} \cdot \frac{A_i}{A_j}} \quad (W/m^2.K) \quad (III.45)$$

$\sigma$  : constante de Stephan Boltzmann ( $5,67.10^{-8} \text{ w/m}^2. \text{ K}^4$ ).

$\varepsilon_i$  et  $\varepsilon_j$  : respectivement les facteurs d'émission (ou émissivités) des surface i et j.

$F_{ij}$  : facteur de forme géométrique.

Ce facteur est pris égale à l'unité ( $F_{ij} = 1$ ) pour deux surfaces de dimensions assez grandes par rapport à la distance qui les sépare.

La relation (III.45) s'écrit alors :

$$h_{r,i-j} = \frac{\sigma.(T_i + T_j).(T_i^2 + T_j^2)}{\frac{1 - \varepsilon_i}{\varepsilon_i} + 1 + \frac{1 - \varepsilon_j}{\varepsilon_j}} \quad (\text{III.46})$$

Dans le cas du rayonnement entre un solide et le milieu environnant le coefficient d'échange est donné par la relation :

$$h_{r,i-\infty} = \sigma.\varepsilon_i.(T_i + T_\infty).(T_i^2 + T_\infty^2) \quad (\text{III.47})$$

$T_i$  : température de la surface du solide (K)

$T_\infty$  : température du milieu environnant la surface (K)

Les échanges par rayonnement qui interviennent dans notre système sont [1], [16] :

$h_{r,V-C}$  : entre la vitre et le ciel.

$h_{r,P-V}$  : ente la plaque et la vitre.

$h_{r,I-S}$  : entre l'isolant et le sol.

- Le coefficient d'échange thermique par rayonnement qui se déroule entre la vitre et l'environnement s'écrit [17]:

$$h_{r,V-C} = \sigma \cdot \varepsilon_v \cdot (T_V + T_C) (T_V^2 + T_C^2) \quad (\text{III.48})$$

$\varepsilon_v$  : facteur d'émission ou émissivité de la couverture transparente (vitre).

La température du ciel est donnée en fonction de la température ambiante, par la relation (Swinbank 1963) [6], [17]:

$$T_C = 0,0552 \cdot T_A^{1,5} \quad (\text{Kelvin}) \quad (\text{III.49})$$

- Le Coefficient d'échange thermique par rayonnement qui intervient dans l'espace confiné compris entre l'absorbeur et la couverture transparente est donné :

$$h_{r,P-V} = \frac{\sigma \cdot (T_P^2 + T_V^2) (T_P + T_V)}{\frac{1 - \varepsilon_P}{\varepsilon_P} + \frac{1}{F_{PV}} + \frac{1 - \varepsilon_V}{\varepsilon_V}} \quad (\text{III.50})$$

$\sigma$  : constante de Stephan Boltzmann ;

$\varepsilon$  : émissivité de la plaque absorbante ;

$\varepsilon$  : émissivité de la couverture transparente ;

$F_{PV}$  : facteur de forme géométrique.

$T_P$  et  $T_V$  : respectivement les températures de la plaque et de la vitre (K).

- Le Coefficient d'échange thermique par rayonnement se produisant entre l'isolant et le sol s'écrit :

$$h_{r,I-S} = \sigma \cdot \varepsilon_I \cdot (T_{Ie} + T_S) (T_{Ie}^2 + T_S^2) \quad (\text{III.51})$$

$\varepsilon_i$  : facteur d'émission de l'isolant.

$\sigma$  : constante de Stephan Boltzmann.

$T_{Ie}$  et  $T_S$  : respectivement les températures extérieur de l'isolant et du sol.

### **III.3 – COMPORTEMENT THERMIQUE DU CAPTEUR :**

#### **III.3.1 – BILAN ENERGETIQUE AU NIVEAU DE L'ABSORBEUR :**

$Q_p$  est l'énergie solaire absorbée par l'absorbeur. Une partie de celle-ci est emmagasinée dans le fluide caloporteur c'est l'énergie utile  $Q_U$ . Le capteur solaire est sujet à des pertes thermiques, donc l'autre partie de l'énergie absorbée est transférée par convection et par rayonnement vers l'environnement sous forme de pertes thermiques. Cette énergie est désignée  $Q_A$ .

Les différents transferts thermiques qui interviennent dans le bilan énergétique du capteur sont donc :

- récupération effective de l'énergie incidente par l'absorbeur  $Q_p$  ;
- l'échange de chaleur entre l'absorbeur et le fluide à réchauffer  $Q_U$ .
- l'échange de chaleur entre l'absorbeur et le milieu extérieur  $Q_A$  ;

Ce bilan peut être exprimé comme suit :

$$Q_p = Q_U + Q_A \quad \text{(III.52)}$$

#### **III.3.2 – CONDUCTANCE GLOBAL DU CAPTEUR - PERTES :**

L'analogie électrique du système thermique de notre capteur solaire nous permet de déterminer le flux de chaleur perdu avec l'environnement à la température  $T_A$ , émanant de l'absorbeur, ce dernier est considéré à la température uniforme  $T_p$ .

On peut établir les résistances thermiques au niveau des différents échanges de la manière suivante :



1. La résistance thermique intérieure  $R_i$  s'opposant aux transferts de chaleur entre la surface de captation et la surface de l'interface inférieure du verre. Les pertes sont dues aux échanges, convectif et radiatif entre la plaque absorbante et la face intérieure de la couverture.

$$R_i = \frac{1}{h_{cv,P-V} + h_{r,P-V}} \quad (\text{III.53})$$

2. La résistance extérieure  $R_e$  s'opposant aux transferts convectif et radiatif entre la surface de l'interface extérieure du verre et l'environnement :

$$R_e = \frac{1}{h_{cv,V-A} + h_{r,V-C}} \quad (\text{III.54})$$

La résistance thermique vers l'avant du capteur s'écrit :

$$R_{AV} = R_i + R_e \quad (\text{III.55})$$

La conductance thermique est l'inverse de la résistance thermique.

Pour les pertes thermiques vers avant, le coefficient de la conductance thermique est défini comme suit :

$$K_{AV} = \frac{1}{R_{AV}} = \frac{1}{R_i + R_e} \quad (\text{III.56})$$

Et nous arrivons à :

$$K_{AV} = \left[ \frac{1}{h_{cv,VA} + h_{r,V-C}} + \frac{1}{h_{cv,P-V} + h_{r,P-V}} \right]^{-1} \quad (\text{III.57})$$

3. le calcul des pertes par l'arrière du capteur est effectué en supposant que les pertes entre la face externe de l'isolant et l'air extérieur sont négligeables et que les températures  $T_{ii}$  et  $T_p$  sont

confondues, donc les pertes par le fond du capteur sont dues à la conduction pure par l'isolation arrière, la résistance thermique créée par l'isolant s'écrit dans ce cas [5] :

$$R_{AR} = \frac{e_I}{\lambda_I} \quad (\text{III.58})$$

Et le coefficient de la conductance thermique des pertes arrière :

$$K_{AR} = \frac{\lambda_I}{e_I} \quad (\text{III.59})$$

Où :

$\lambda_I$  : conductivité thermique de l'isolant (W/m°C);

$e_I$  : épaisseur de l'isolant (m).

4. Dans la pratique, la relation qui donne le coefficient de la conductance thermique des pertes latérales est:

$$K_{LAT} = \frac{\lambda_{LAT} \cdot e_B \cdot P_B}{e_{LAT} \cdot A} \quad (\text{III.60})$$

$\lambda_{LAT}$  : conductivité thermique de l'isolant latéral ;

$e_{LAT}$  : épaisseur de l'isolant latéral.

$e_B$  : épaisseur du boîtier ;

$P_B$  : périmètre du boîtier ;

En utilisant les conductances thermiques :

$$K_g = K_{AV} + K_{AR} + K_{LAT} \quad (\text{III.61})$$

$K_g$  : conductance globale du capteur.

$K_{AV}$  : conductance thermique des pertes vers l'avant.

$K_{AR}$  : conductance thermique des pertes vers l'arrière.

$K_{LAT}$  : conductance thermique des pertes latérales.

Le flux thermique échangé par unité de surface, avec l'environnement (ou pertes), est proportionnel à l'écart de température entre la plaque  $T_P$  et l'ambiance  $T_A$ .

$$Q_A = (K_{AV} + K_{AR} + K_{LAT})(T_P - T_A) = K_g \cdot (T_P - T_A) \quad (\text{III.62})$$

La puissance transmise au fluide caloporteur par unité de surface peut être donnée par la relation :

$$Q_U = [Q_P - K_g \cdot (T_P - T_A)] \quad (\text{III.63})$$

La situation idéale serait :

$$Q_{U,ideale} = [Q_P - K_g \cdot (T_F - T_A)] \quad (\text{III.64})$$

### III.3.3 – RENDEMENT INSTANTANE DU CAPTEUR :

La puissance thermique  $Q_F$  absorbée par le fluide caloporteur par mètre de longueur de tuyauterie est égale à l'apport solaire  $Q_P$  diminué des pertes thermiques  $Q_A$  et augmenté des apports par conduction thermique :

$$Q_F = [Q_P - K_g \cdot (T_F - T_A)] \cdot p \cdot F_i \quad (\text{III.65})$$

$F_i$  est appelé rendement d'irrigation, il correspond au rapport de la résistance thermique de l'absorbeur-air ambiant sur la résistance thermique fluide-air ambiant.

$$F_i = \frac{1}{\frac{p}{d_e + 2 \cdot w \cdot f} + \frac{p \cdot K_g}{\pi \cdot d_i \cdot h_{cv-F}}} \quad (\text{III.66})$$

$$p = 2.w + d_e \quad (\text{III.67})$$

$p$ : est le pas entre tuyauterie (m).

$(2.w)$  : est l'espace libre séparant les conduites (m).

$\Pi \cdot d_i$  : représente le périmètre mouillé de la conduite (m).

$d_i$  et  $d_e$  : sont respectivement les diamètres intérieur et extérieur de la conduite.

$$f = \frac{th(m.w)}{m.w} \quad (\text{III.68})$$

$$m = \sqrt{\frac{K_g}{\lambda_p \cdot e_p}} \quad (\text{III.69})$$

$\lambda_p$  et  $e_p$  sont respectivement la conductivité et l'épaisseur de la plaque absorbante.

L'équation de bilan thermique d'un volume élémentaire de fluide caloporteur de longueur  $dy$  s'écrit :

$$\dot{m}_F \cdot C_{pF} \cdot dT_F = Q_F \cdot dy \quad (\text{III.70})$$

$\dot{m}_F$  : est le débit massique du fluide caloporteur (kg/s).

$C_{pF}$  : la capacité calorifique du fluide (J/kg. °C).

Soit  $\dot{M}$ , le débit massique du fluide par unité de surface du capteur (kg/s.m<sup>2</sup>).

$$\dot{M} = \frac{\dot{m}_F}{\rho \cdot L} \quad (\text{III.71})$$

$L$  : est la longueur de la conduite (m)

La résolution de l'équation différentielle (III.70) donne :

$$\frac{Q_p - K_g(T_{fs} - T_A)}{Q_p - K_g(T_{fe} - T_A)} = \exp\left(-\frac{F_i \cdot K_g}{\dot{M} \cdot C_p}\right) \quad (\text{III.72})$$

La puissance fournie au fluide caloporteur par mètre carré de surface s'écrit :

$$Q_U = \dot{M} C_p (T_{fs} - T_{fe}) \quad (\text{III.73})$$

On note

$$F_t = \frac{\dot{M} C_p}{K_g} \left[ 1 - \exp\left(-\frac{F_i k_g}{\dot{M} C_p}\right) \right] \quad (\text{III.74})$$

$F_t$  est appelé facteur de transfert thermique. Il représente le rapport du flux thermique réel reçu par le fluide sur celui qui serait récupéré si la surface absorbante était isotherme à  $T_{fe}$ , [24].

La puissance utile  $Q_U$  sera donnée en fonction de  $F_t$  :

$$Q_U = F_t [Q_p - K_g (T_{fe} - T_A)] \quad (\text{III.75})$$

### RENDEMENT D'UN CAPTEUR

On définit le rendement global du capteur par le quotient de la puissance utile sur la puissance incidente :

$$\eta = \frac{Q_U}{G} \quad (\text{III.76})$$

D'où le rendement instantané s'écrit [25]:

$$\eta_{in} = F_t \left( v_{OP} - K_g \cdot \frac{T_{fe} - T_A}{G} \right) \quad (\text{III.77})$$

## *Chapitre IV*

*Résolution mathématique*

L'objectif de cette étude est de déterminer à l'aide de la modélisation du système et de l'analyse numérique, le comportement de l'insolateur en fonction des paramètres d'entrée au cours d'une journée. Les caractéristiques de fonctionnement ainsi que les températures des différents éléments constituant le capteur, varient instantanément, occasionnant de ce fait des échanges de chaleur par les différents modes.

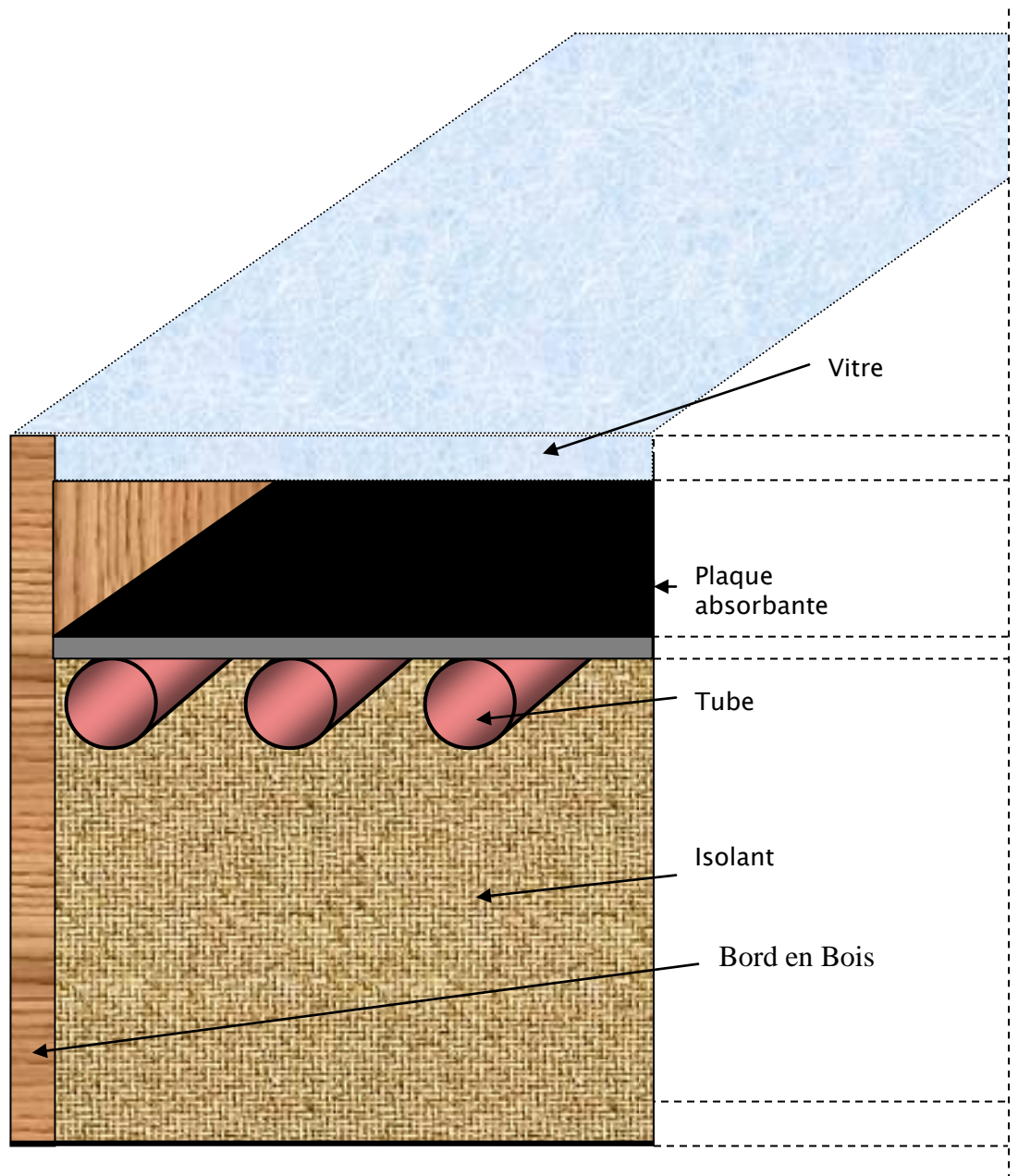
#### **IV.1 - DESCRIPTION DU SYSTEME :**

Considérons un capteur solaire plan constitué, d'une couverture transparente de protection en verre à vitre, d'une plaque plane absorbante en cuivre peinte en noir (silicate) sous laquelle sont soudés des tubes à section circulaire. A l'intérieur de ces tubes circule le fluide caloporteur « eau ». Afin de réduire les pertes de chaleur vers l'extérieur, le fond du capteur est isolé thermiquement (en polystyrène extrudé).

#### **IV.2 - HYPOTHESES GENERALES DE SIMPLIFICATION :**

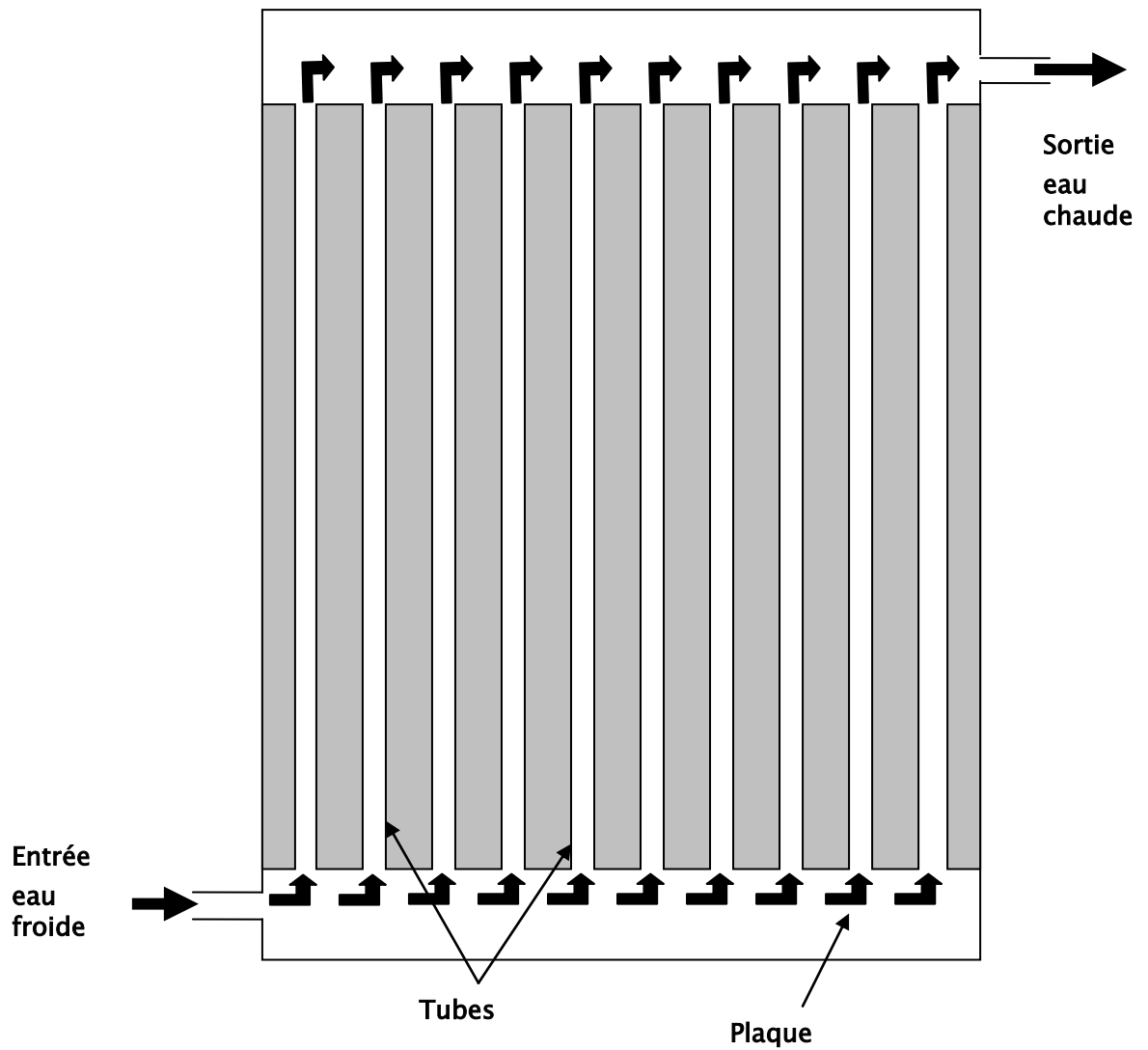
Pour pouvoir obtenir un modèle numérique représentatif des phénomènes physiques, et capable d'être résolu, la formulation de certaines hypothèses s'impose [6], [13]:

- ◆ Le ciel rayonne à la température  $T_c$  calculée à partir d'une formule empirique ;
- ◆ Le rayonnement solaire diffus est isotrope ;
- ◆ La température du sol est prise égale à la température de l'ambiance ;
- ◆ Le régime est transitoire ;
- ◆ Les propriétés physiques des matériaux sont supposées constantes et indépendantes de la température ;
- ◆ Les surfaces de la vitre, de la plaque absorbante et de l'isolant, sont isothermes ;
- ◆ Les surfaces où interviennent les échanges radiatifs sont considérées comme grises diffuses.



**Figure IV.1** - Coupe du capteur solaire.





**Figure IV.2** – circuit hydraulique du capteur.

**IV.3 - FONCTIONNEMENT :**

Du rayonnement solaire tombant sur le capteur, une partie est soit réfléchi vers l'air extérieur, soit absorbée par la vitre. L'autre partie du rayonnement de courte longueur d'onde traversant la vitre est captée par l'absorbeur qui s'échauffe et réfléchi à son tour une fraction par convection et par rayonnement dans l'infrarouge (grandes longueurs d'onde). La fraction effectivement absorbée par le corps noir est transférée par conduction puis par convection au fluide de travail.

**IV.4 - REPARTITION DU RAYONNEMENT SOLAIRE DANS LE CAPTEUR :**

Le rayonnement solaire arrivant sur le capteur solaire se répartit entre les différents éléments du capteur selon les proportions présentées dans le tableau suivant :

**Tableau III.1** - Répartition du flux incident frappant un capteur.

Rayon incident	vitre	Plaque absorbante
Réflexion	$\rho_{V(S)} \cdot S + \rho_{V(D)} \cdot D$	$1 - \frac{\alpha_p (\tau_{V(S)} \cdot S + \tau_{V(D)} \cdot D)}{1 - (1 - \alpha_p) \rho_{V(D)}}$
Transmission	$\tau_{V(S)} \cdot S + \tau_{V(D)} \cdot D$	-
Absorption	$Q_v = \alpha_{V(S)} \cdot S + \alpha_{V(D)} \cdot D$	$Q_p = \frac{\alpha_p (\tau_{V(S)} \cdot S + \tau_{V(D)} \cdot D)}{1 - (1 - \alpha_p) \rho_{V(D)}}$

Avec

- $\rho$ ,  $\tau$  et  $\alpha$  sont respectivement les coefficients de réflexion, de transmission et d'absorption. Les indices v et p désignent respectivement la vitre et la plaque du capteur.
- $Q_v$  et  $Q_p$  sont respectivement les puissances absorbées par la vitre et l'absorbeur ( $W/m^2$ ).
- S et D sont les rayonnements solaires direct et diffus ( $W/m^2$ ).

**IV.5 - FORMULATION MATHÉMATIQUE DU PROBLÈME :**

Les divers mécanismes de transfert thermique sont schématisés dans la figure IV.3 :

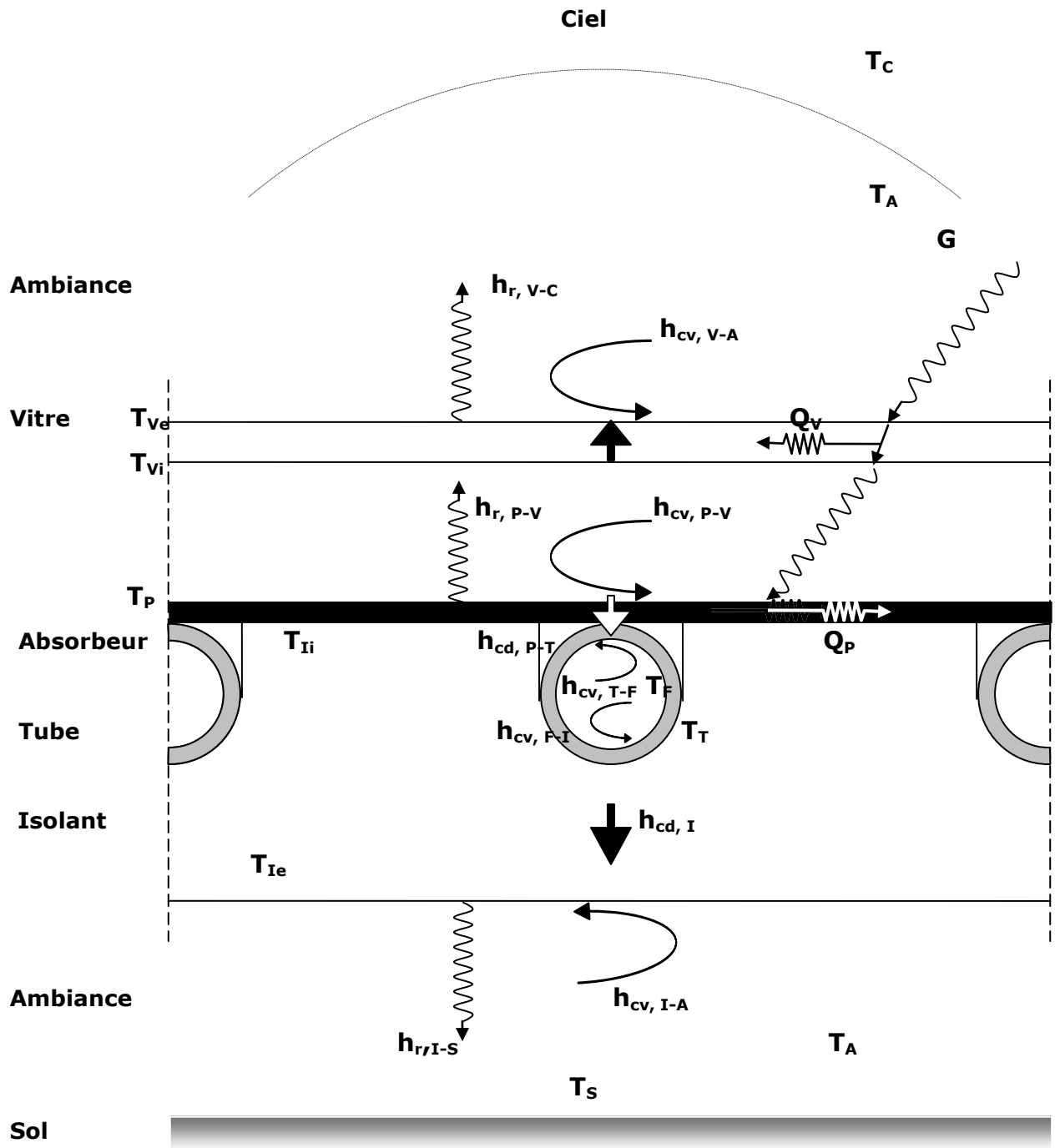
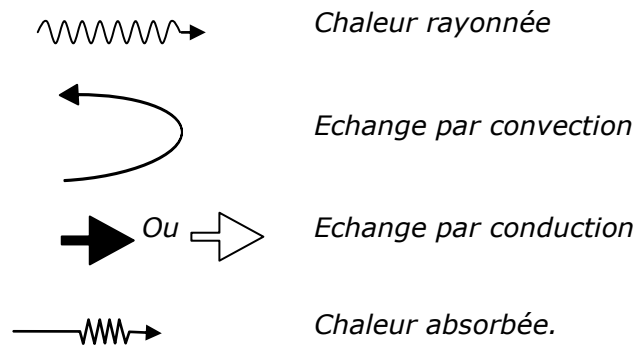


Figure IV.3 – schéma des échanges thermiques au niveau d'une maille.

**LEGENDE :****IV.6 – BILAN ENERGETIQUE GLOBAL DU CAPTEUR SOLAIRE:****AU NIVEAU DE LA VITRE :**

- **Du coté extérieur**, la vitre cède, au ciel par rayonnement le flux «  $h_{r, V-C} \cdot A_V \cdot (T_{Ve} - T_C)$  » et à l'air ambiant par convection le flux de chaleur «  $h_{cv, V-A} \cdot A_V \cdot (T_{Ve} - T_A)$  ».
- **Du coté intérieur**, la vitre reçoit de l'absorbeur les flux «  $h_{r, P-V} \cdot A_V \cdot (T_P - T_{Vi})$  » et «  $h_{cv, P-V} \cdot A_V \cdot (T_P - T_{Vi})$  » respectivement par rayonnement et par convection.
- Entre les deux faces de la vitre on observe le transfert par conduction du flux «  $h_{cd, V} \cdot A_V \cdot (T_{Vi} - T_{Ve})$  ».
- La vitre absorbe la partie du rayonnement solaire incident «  $Q_V$  »

**AU NIVEAU DE L'ABSORBEUR :**

- L'absorbeur cède à la vitre par rayonnement le flux «  $h_{r, P-V} \cdot A_P \cdot (T_P - T_{Vi})$  » et par convection naturelle le flux «  $h_{cv, P-V} \cdot A_P \cdot (T_P - T_{Vi})$  » et cède par conduction au tube le flux «  $h_{cd, P-T} \cdot A_{PT} \cdot (T_P - T_T)$  »
- «  $Q_P$  » est la partie du rayonnement solaire absorbée par la plaque absorbante.

**AU NIVEAU DU TUBE :**

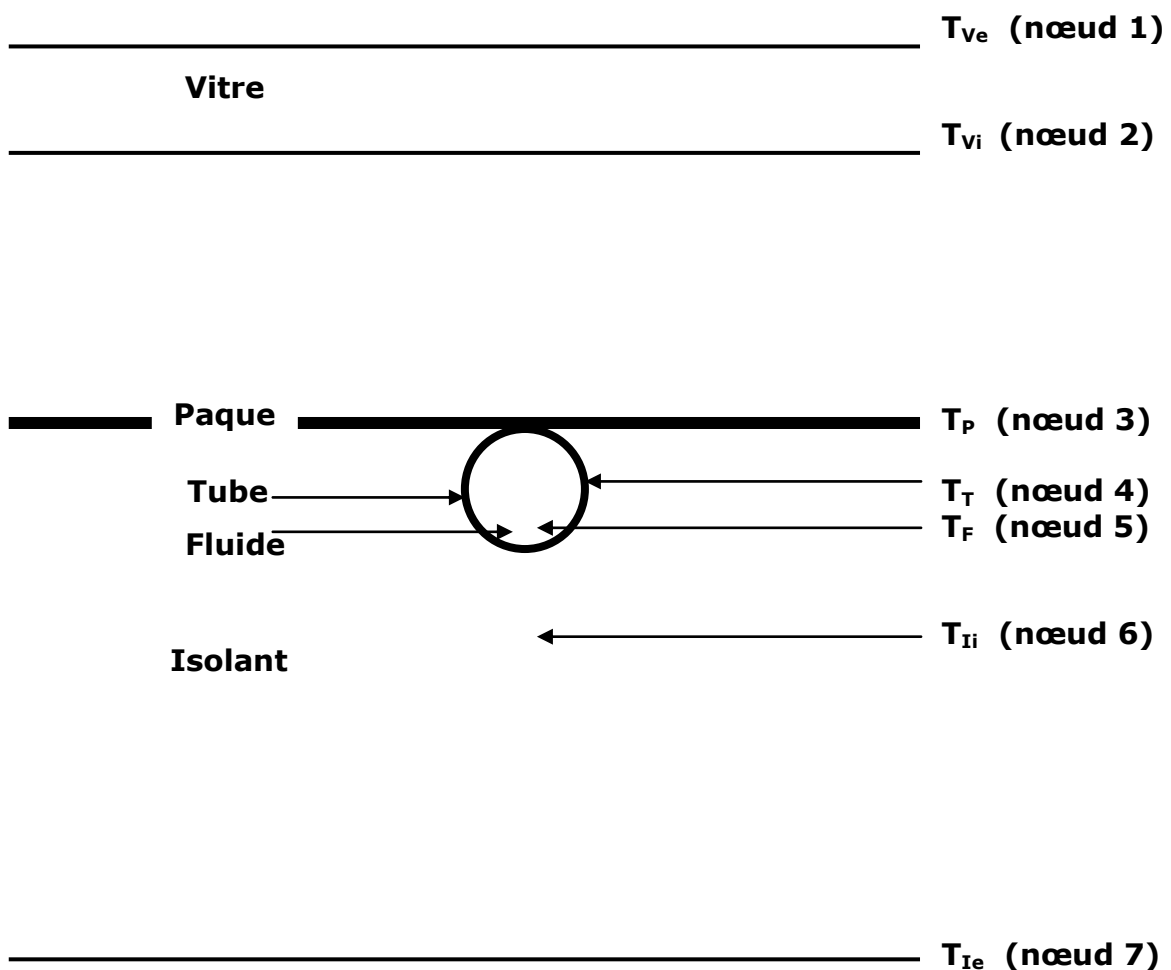
- Le tube reçoit par conduction de l'absorbeur un flux «  $h_{cd, P-T} \cdot A_{PT} \cdot (T_P - T_T)$  », et cède par convection le flux «  $h_{cv, T-F} \cdot A_F \cdot (T_T - T_F)$  » au fluide caloporteur et par conduction le flux «  $h_{cd, T-I} \cdot A_T \cdot (T_T - T_{II})$  » à l'isolant.

**AU NIVEAU DU FLUIDE CALOPORTEUR :**

- Le fluide caloporteur reçoit par convection du tube le flux «  $h_{cv, T-F} \cdot A_F \cdot (T_T - T_F)$  » et cède par convection aussi à l'isolant le flux «  $h_{cv, F-I} \cdot A_{FI} \cdot (T_F - T_{II})$  »

**AU NIVEAU DE L'ISOLANT :**

- **Du côté Intérieur de l'isolant :** l'isolant reçoit du tube par conduction le flux «  $h_{cd, T-I} \cdot A_T \cdot (T_T - T_{Ii})$  » et du fluide caloporteur par convection le flux «  $h_{cv, F-I} \cdot A_{FI} \cdot (T_F - T_{Ii})$  ».
- **Du côté extérieur de l'isolant :** l'isolant cède par rayonnement au sol et par convection vers l'ambiance respectivement les flux «  $h_{r, I-S} \cdot A_I \cdot (T_{Ie} - T_S)$  » et «  $h_{cv, IA} \cdot A_I \cdot (T_{Ie} - T_A)$  »
- Entre les deux faces de l'isolant on observe le transfert par conduction du flux «  $h_{cd, I} \cdot A_I \cdot (T_{Ii} - T_{Ie})$  »



**Figure IV.4** – schéma d'une coupe du capteur solaire représentant les différents nœuds et leurs températures correspondantes.

**IV.7 – ANALOGIE ELECTRIQUE :**

On détermine la densité de flux de chaleur échangée entre deux points l'un porté à une température  $T_i$  et l'autre à la température  $T_j$  de manière générale comme suit :

$$\phi_{j-i} = h_{j-i} \cdot (T_j - T_i) \quad (\text{IV.1})$$

La Loi d' OHM nous donne la même expression qui nous permet de faire les analogies entre les grandeurs thermiques et électriques.

$$I = \frac{1}{R_{\text{eq}}} (U_i - U_j) \quad (\text{IV.2})$$

$I$  : intensité du courant électrique.

$U_i$  et  $U_j$  : sont respectivement les potentiels électriques entre les points  $i$  et  $j$  du circuit.

$R_{\text{eq}}$  : résistance équivalente aux transferts de charge électriques entre les points  $i$  et  $j$ .

Cette analogie nous permet de représenter les échanges de chaleur par des schémas électriques sur lesquels on peut appliquer la loi d'OHM et de KIRCHOFF [5], [13]. Lorsque les transferts de chaleur s'opèrent simultanément entre deux éléments suivant plusieurs modes, le circuit électrique modèle comportera des résistances en parallèles. Mais s'il s'effectue suivant plusieurs modes successives, le circuit électrique modèle comportera des résistances en série.

**Tableau II.2** - tableau représentant l'analogie électrique.

Système thermique			Système électrique		
<i>paramètres</i>	<i>Symbole usuel</i>	<i>unité</i>	<i>paramètres</i>	<i>Symbole usuel</i>	<i>unité</i>
<i>Température</i>	<i>T</i>	<i>K</i>	<i>Potentiel</i>	<i>U</i>	<i>V</i>
<i>Flux de chaleur</i>	<i>Q</i>	<i>W</i>	<i>Intensité</i>	<i>I</i>	<i>A</i>
<i>Densité du flux</i>	$\phi$	<i>W/m<sup>2</sup></i>	<i>Intensité (i=I/A)</i>	<i>I</i>	<i>A/m<sup>2</sup></i>
<i>Conductivité thermique</i>	$\lambda$	<i>W/m<sup>2</sup>.K</i>	<i>Conductivité électrique</i>	<i>K</i>	<i>A/m.V</i>
<i>Coefficient d'échange</i>	<i>h</i>	<i>W/m<sup>2</sup>.K</i>			
<i>Conductance thermique</i>	<i>K</i>	<i>W/.K</i>	<i>Conductance électrique</i>		$\Omega^{-1}(A/V)$
<i>Résistance thermique</i>	<i>R</i>	<i>K/W</i>	<i>Résistance électrique</i>	<i>R<sub>e</sub></i>	$\Omega$
<i>Résistivité thermique</i>		<i>m.K/W</i>	<i>Résistivité électrique</i>	$\rho$	<i>m.V/A</i>
<i>Chaleur massique</i>	<i>C<sub>p</sub></i>	<i>J/K.kg</i>			
<i>Capacité calorifique (C=M.C<sub>p</sub>)</i>	<i>c</i>	<i>J/K</i>	<i>Capacité électrique</i>	<i>c</i>	<i>F</i>

**IV.8 – ETABLISSEMENT DES EQUATIONS DU SYSTEME :**

Soit une maille de plusieurs nœuds à l'instant « t ». Soit i un nœud de cette maille de masse  $m_i$ , de capacité spécifique  $Cp_i$ , de section  $A_i$  et de température  $T_i$ . On applique la loi d'OHM au nœud « i » on obtient :

$$\frac{m_i \cdot Cp_i}{A_i} \cdot \frac{\partial T_i}{\partial t} = \sum_{k \in E} h_{i-k} \cdot (T_k - T_i) + Q_i \quad (\text{IV.3})$$

Qu'on peut mettre sous la forme :

$$\frac{m_i \cdot Cp_i}{A_i} \cdot \frac{T_i(t) - T_i(t - \Delta t)}{\Delta t} = \sum_{k \in E} h_{i-k} \cdot (T_k - T_i) + Q_i \quad (\text{IV.4})$$

E : ensemble de nœuds « k » pour lesquelles  $T_k$  est un potentiel connecté à  $T_i$ .

$\Delta t$  : pas de temps.

$Q_i$  : facteur puit ou source ( $W/m^2$ ).

**IV.9 – SCHEMA ELECTRIQUE EQUIVALENT :**

On prend une maille « j » où on applique la Loi d' OHM sur de la figure IV.3, on obtient le schéma de la figure IV.5.



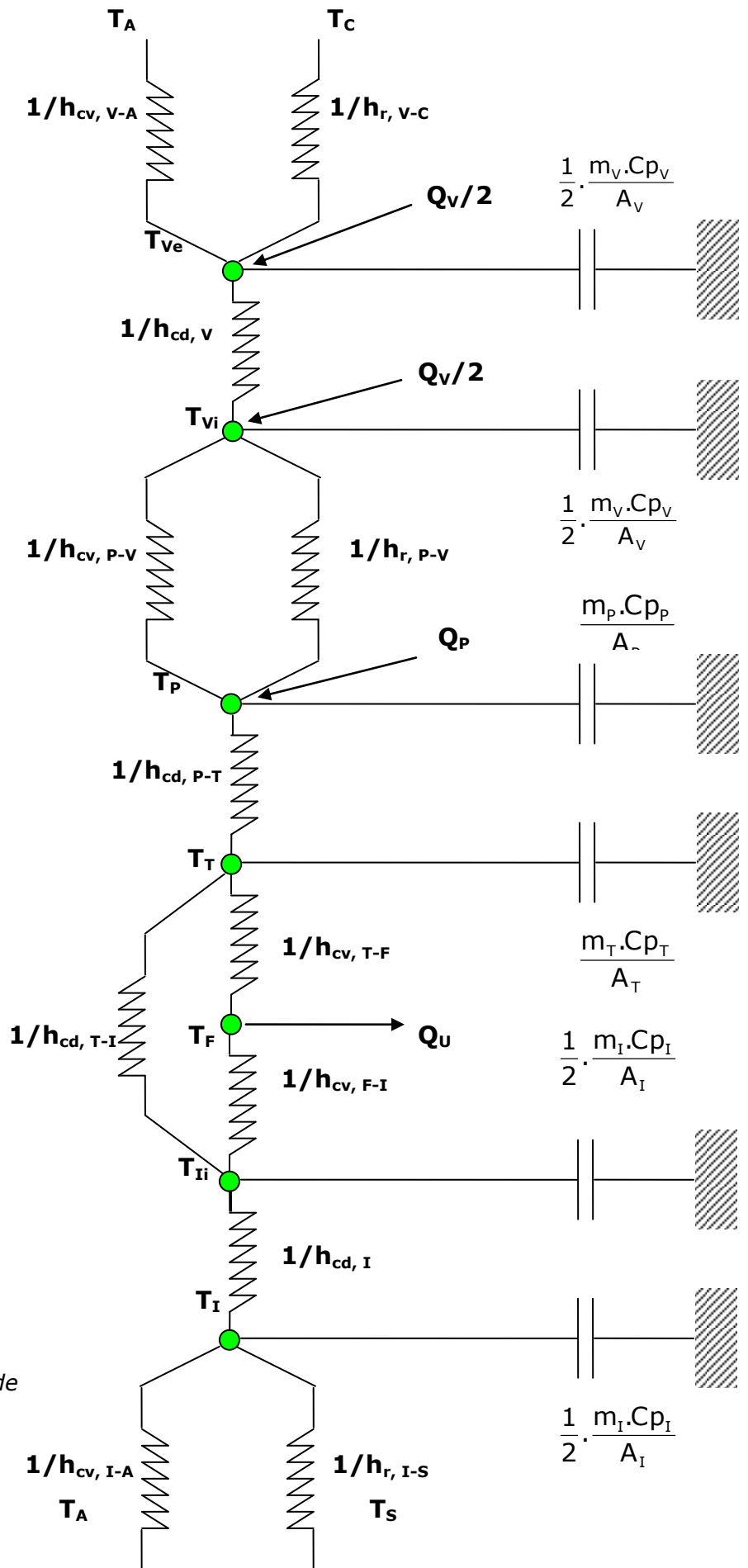


Figure IV.5 - schéma de résistances du capteur

**IV.10 – MISE EN EQUATION DES DIFFERENTS ECHANGES THERMIQUES :**

Les échanges thermiques (bilan thermiques) sont mis en équation de la manière suivante :

◆ BILAN THERMIQUE AU NIVEAU EXTERIEUR DE LA COUVERTURE TRANSPARENTE :

$$\frac{m_V \cdot Cp_V}{2 \cdot A_V} \frac{dT_{Ve}}{dt} = \left[ \frac{1}{2} Q_V + h_{r,V-C} (T_C - T_{Ve}) + h_{cv,V-A} (T_A - T_{Ve}) + h_{cd,V} (T_{Vi} - T_{Ve}) \right]$$

◆ BILAN THERMIQUE AU NIVEAU INTERIEUR DE LA COUVERTURE TRANSPARENTE :

$$\frac{m_V \cdot Cp_V}{2 \cdot A_V} \frac{dT_{Vi}}{dt} = \left[ \frac{1}{2} Q_V + h_{r,P-V} (T_P - T_{Vi}) + h_{cv,P-V} (T_P - T_{Vi}) + h_{cd,V} (T_{Ve} - T_{Vi}) \right]$$

◆ BILAN THERMIQUE AU NIVEAU DE LA PLAQUE ABSORBANTE :

$$\frac{m_P \cdot Cp_P}{A_P} \frac{dT_P}{dt} = \left[ Q_P + h_{r,P-V} (T_{Vi} - T_P) - h_{cv,P-V} (T_{Vi} - T_P) + h_{cd,P-T} \cdot \frac{A_{PT}}{A_P} (T_T - T_P) \right]$$

◆ BILAN THERMIQUE AU NIVEAU DU TUBE :

$$\frac{m_T \cdot Cp_T}{A_T} \frac{dT_T}{dt} = \left[ h_{cd,P-T} \cdot \frac{A_{PT}}{A_T} (T_P - T_T) + h_{cv,T-F} \cdot \frac{A_F}{A_T} (T_F - T_T) + h_{cd,T-I} \cdot \frac{A_I}{A_T} (T_{Ii} - T_T) \right]$$

◆ BILAN THERMIQUE AU NIVEAU DU FLUIDE CALOPORTEUR :

$$m_F \cdot Cp_F (T_F - T_{F-1}) = A_F \left[ h_{cv,T-F} \cdot \frac{A_T}{A_F} (T_T - T_F) + h_{cv,F-I} \cdot \frac{A_{FI}}{A_F} (T_{Ii} - T_F) \right]$$

◆ BILAN THERMIQUE AU NIVEAU INTERIEUR DE L'ISOLANT :

$$\frac{m_I \cdot Cp_I}{2A_I} \cdot \frac{dT_{Ii}}{dt} = \left[ h_{cd,T-I} \frac{A_T}{A_I} (T_T - T_{Ii}) + h_{cv,F-I} \cdot \frac{A_{FI}}{A_I} (T_F - T_{Ii}) + h_{cd,I} (T_{Ie} - T_{Ii}) \right]$$

◆ BILAN THERMIQUE AU NIVEAU EXTERIEUR DE L'ISOLANT :

$$\frac{m_I \cdot Cp_I}{2A_I} \cdot \frac{dT_{Ie}}{dt} = \left[ h_{c,d-I} (T_{Ii} - T_{Ie}) + h_{r,I-S} (T_S - T_{Ie}) + h_{cv,I-A} (T_A - T_{Ie}) \right]$$

Où

$$A_V = A_P = A_I \quad (m^2)$$

$A_{PT}$  : surface de jonction plaque – tube (m<sup>2</sup>) ;

$$A_{PT} = \frac{\pi \cdot d_e}{4} \cdot \frac{L \cdot l}{p}$$

$A_T$  : surface extérieur du tube (m<sup>2</sup>) ;

$$A_T = \pi \cdot d_e \cdot \frac{L \cdot l}{p}$$

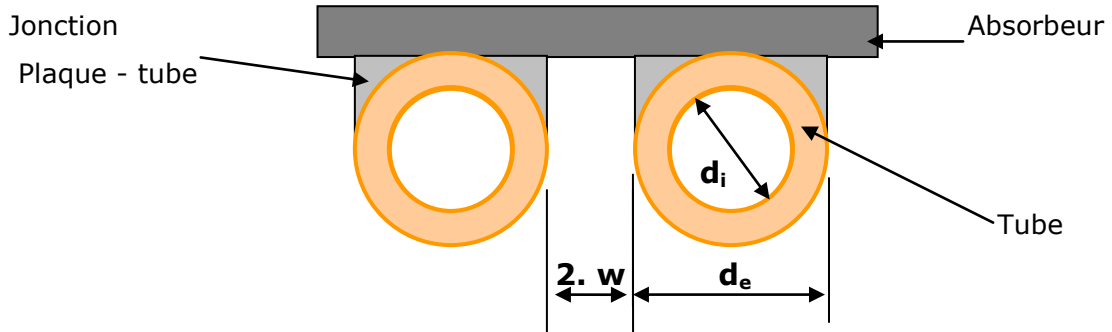
$A_F$  : surface de contact fluide – tube (c'est la surface intérieur du tube) (m<sup>2</sup>) ;

$$A_F = \pi \cdot d_i \cdot \frac{L \cdot l}{p}$$

$A_{FI}$  : surface de contact fictif du fluide caloporteur avec l'isolant, (c'est aussi la surface intérieur du tube) (m<sup>2</sup>) ;

$$A_{FI} = A_F$$

$T_{F-1}$  : température du fluide caloporteur à la maille « j -1 ».



**Figure IV.6** – coupe du capteur

$d_i/d_e$  : diamètres intérieur/extérieur du tube (m).

$p = 2.w + d_e$  : est le pas entre tuyauterie (m).

#### IV.11 – DISCRETISATION DES EQUATIONS :

◆ AU NIVEAU EXTERIEUR DE LA COUVERTURE TRANSPARENTE :

$$\frac{m_v \cdot C_{p_v}}{2A_v} \cdot [T_{Ve}^j(t) - T_{Ve}^j(t - \Delta t)] = \frac{1}{2} \cdot Q_v + h_{r,v-c} \cdot (T_c - T_{Ve}^j(t)) + h_{cv,v-a} \cdot (T_a - T_{Ve}^j(t)) + h_{cd,v} \cdot (T_{Vi}^j(t) - T_{Ve}^j(t))$$

◆ AU NIVEAU INTERIEUR DE LA COUVERTURE TRANSPARENTE :

$$\frac{m_v \cdot C_{p_v}}{2A_v} \cdot [T_{Vi}^j(t) - T_{Vi}^j(t - \Delta t)] = \frac{1}{2} \cdot Q_v + h_{r,p-v} \cdot [T_p^j(t) - T_{Vi}^j(t)] + h_{cv,p-v} \cdot [T_p^j(t) - T_{Vi}^j(t)] + h_{cd,v} \cdot [T_{Ve}^j(t) - T_{Vi}^j(t)]$$

◆ AU NIVEAU DE LA PLAQUE ABSORBANTE :

$$\frac{m_p \cdot C_{pP}}{A_p} \cdot [T_p^j(t) - T_p^j(t - \Delta t)] = Q_p + h_{r,P-V} \cdot [T_{Vi}^j(t) - T_p^j(t)] + h_{cv,P-V} \cdot [T_{Vi}^j(t) - T_p^j(t)] \\ + h_{cd,P-T} \cdot \frac{A_{PT}}{A_p} \cdot [T_T^j(t) - T_p^j(t)]$$

◆ AU NIVEAU DU TUBE :

$$\frac{m_T \cdot C_{pT}}{A_T} \cdot [T_F^j(t) - T_F^j(t - \Delta t)] = h_{cd,P-T} \cdot \frac{A_{PT}}{A_T} \cdot [T_p^j(t) - T_T^j(t)] + h_{cv,T-F} \cdot \frac{A_F}{A_T} \cdot [T_F^j(t) - T_T^j(t)] \\ + h_{cd,T-I} \cdot \frac{A_I}{A_T} \cdot [T_{Ii}^j(t) - T_T^j(t)]$$

◆ AU NIVEAU DU FLUIDE CALOPORTEUR :

$$\frac{m_F \cdot C_{pF}}{A_F} \cdot [T_F^j(t) - T_F^{j-1}(t)] = h_{cv,T-F} \cdot \frac{A_T}{A_F} \cdot [T_T^j(t) - T_F^j(t)] + h_{cv,F-I} \cdot \frac{A_{FI}}{A_F} \cdot [T_{Ii}^j(t) - T_F^j(t)]$$

◆ AU NIVEAU INTERIEUR DE L'ISOLANT :

$$\frac{m_I \cdot C_{pI}}{2A_I} \cdot [T_{Ii}^j(t) - T_{Ii}^j(t - \Delta t)] = h_{cd,T-I} \cdot \frac{A_T}{A_I} \cdot [T_T^j(t) - T_{Ii}^j(t)] + h_{cv,F-I} \cdot \frac{A_{FI}}{A_I} \cdot [T_F^j(t) - T_{Ii}^j(t)] \\ + h_{cd,I} \cdot [T_{Ie}^j(t) - T_{Ii}^j(t)]$$

◆ AU NIVEAU EXTERIEUR DE L'ISOLANT :

$$\frac{m_I \cdot C_{pI}}{2A_I} \cdot [T_{Ie}^j(t) - T_{Ie}^j(t - \Delta t)] = h_{cd,I} \cdot [T_{Ii}^j(t) - T_{Ie}^j(t)] + h_{r,I-S} \cdot [T_S^j(t) - T_{Ie}^j(t)] \\ + h_{cv,I-A} \cdot [T_A^j(t) - T_{Ie}^j(t)]$$

Dans ce système d'équations les paramètres inconnus sont :

$$T_{Ve} ; T_{Vi} ; T_P ; T_T ; T_F ; T_{Ii} ; T_{Ie} .$$

Qui représentent respectivement les températures de : la face externe de la vitre, la face interne de la vitre, la plaque, le tube, le fluide caloporteur, la face interne de l'isolant et la face externe de l'isolant.

Ces équations forment un système d'équations linéaires sous forme :

$$A \times T = B$$

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} & a_{15} & a_{16} & a_{17} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} & a_{25} & a_{26} & a_{27} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} & a_{35} & a_{36} & a_{37} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} & a_{45} & a_{46} & a_{47} \\ a_{51} & a_{52} & a_{53} & a_{54} & a_{55} & a_{56} & a_{57} \\ a_{61} & a_{62} & a_{63} & a_{64} & a_{65} & a_{66} & a_{67} \\ a_{71} & a_{72} & a_{73} & a_{74} & a_{75} & a_{76} & a_{77} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} T_{Ve}^j \\ T_{Vi}^j \\ T_P^j \\ T_T^j \\ T_F^j \\ T_{Ii}^j \\ T_{Ie}^j \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \\ b_4 \\ b_5 \\ b_6 \\ b_7 \end{bmatrix}$$

$$\text{Mat } A(7,7) \times \text{Mat } T(7,1) = \text{Mat } B(7,1)$$

Avec

$a_{mn}$  ( $m=1, 7$  et  $n=1, 7$ ) correspond aux coefficients de chaque température  
 $b_m$  ( $m=1, 7$ ) correspond aux coefficients de second membre des équations considérées.

Tel que :

$$a_{11} = \frac{m_V C_{pV}}{2A_V} + h_{r,V-C} + h_{cv,V-A} + h_{cd,V}$$

$$a_{12} = -h_{cd,V}$$

$$a_{13} = 0$$

$$a_{14} = 0$$

$$a_{15} = 0$$

$$a_{16} = 0$$

$$a_{17} = 0$$

$$a_{21} = a_{12}$$

$$a_{22} = \frac{m_V C_{pV}}{2A_V} + h_{cd,V} + h_{r,P-V} + h_{cv,P-V}$$

$$a_{23} = -(h_{r,P-V} + h_{cv,P-V})$$

$$a_{24} = 0$$

$$a_{25} = 0$$

$$a_{26} = 0$$

$$a_{27} = 0$$

$$a_{31} = 0$$

$$a_{32} = a_{23}$$

$$a_{33} = \frac{m_P C_{pP}}{A_P} + h_{r,P-T} + h_{cv,P-T} + \frac{A_{PT}}{A_P} h_{cd,P-T}$$

$$a_{34} = \frac{A_{PT}}{A_P} h_{cd,P-T}$$

$$a_{35} = 0$$

$$a_{36} = 0$$

$$a_{37} = 0$$

$$a_{41} = 0$$

$$a_{42} = 0$$

$$a_{43} = a_{34}$$

$$a_{44} = \frac{m_T C_{pT}}{A_T} + \frac{A_{PT}}{A_P} h_{cd,P-T} + \frac{A_F}{A_T} h_{cv,T-F} + \frac{A_I}{A_T} h_{cd,I-T}$$

$$a_{45} = \frac{A_F}{A_T} h_{cv,T-F}$$

$$a_{46} = \frac{A_I}{A_T} h_{cd,I-T}$$

$$a_{47} = 0$$

$$a_{51} = 0$$

$$a_{52} = 0$$

$$a_{53} = 0$$

$$a_{54} = a_{45}$$

$$a_{55} = \frac{m_I C_{pI}}{A_F} + \frac{A_F}{A_T} h_{cv,T-F} + \frac{A_{IF}}{A_I} h_{cv,F-I}$$

$$a_{56} = -\frac{A_{IF}}{A_I} h_{cv,F-I}$$

$$a_{57} = 0$$

$$a_{61} = 0$$

$$a_{62} = 0$$

$$a_{63} = 0$$

$$a_{64} = a_{46}$$

$$a_{65} = a_{56}$$

$$a_{66} = \frac{m_I C_{pI}}{2A_I} + \frac{A_{FI}}{A_I} h_{cv,F-I} + \frac{A_I}{A_T} h_{cd,T-I} + h_{cd,I}$$

$$a_{67} = -h_{cd,I}$$

$$a_{71} = 0$$

$$a_{72} = 0$$

$$a_{73} = 0$$

$$a_{74} = 0$$

$$a_{75} = 0$$

$$a_{76} = a_{67}$$

$$a_{77} = \frac{m_I C_{pI}}{2A_I} + h_{cd,I} + h_{r,I-S} + h_{cv,I-A}$$



$$b_1 = \frac{m_V \cdot Cp_V}{2A_V} T_{Ve}(0) + h_{r,V-C} T_C + h_{cv,V-A} T_A + \frac{Q_V}{2}$$

$$b_2 = \frac{m_V \cdot Cp_V}{2A_V} T_{Vi}(0) + \frac{Q_V}{2}$$

$$b_3 = \frac{m_P \cdot Cp_P}{A_P} T_P(0) + Q_P$$

$$b_4 = \frac{m_T \cdot Cp_T}{A_T} T_T(0)$$

$$b_5 = \frac{m_F \cdot Cp_F}{A_F} T_F^{j-1}$$

$$b_6 = \frac{m_I \cdot Cp_I}{A_I} T_{Ii}(0)$$

$$b_7 = \frac{m_I \cdot Cp_I}{A_I} T_{Ie}(0) + h_{r,I-S} T_S + h_{cv,I-A} T_A$$

**IV.12 – LE PROBLEME PHYSIQUE :**

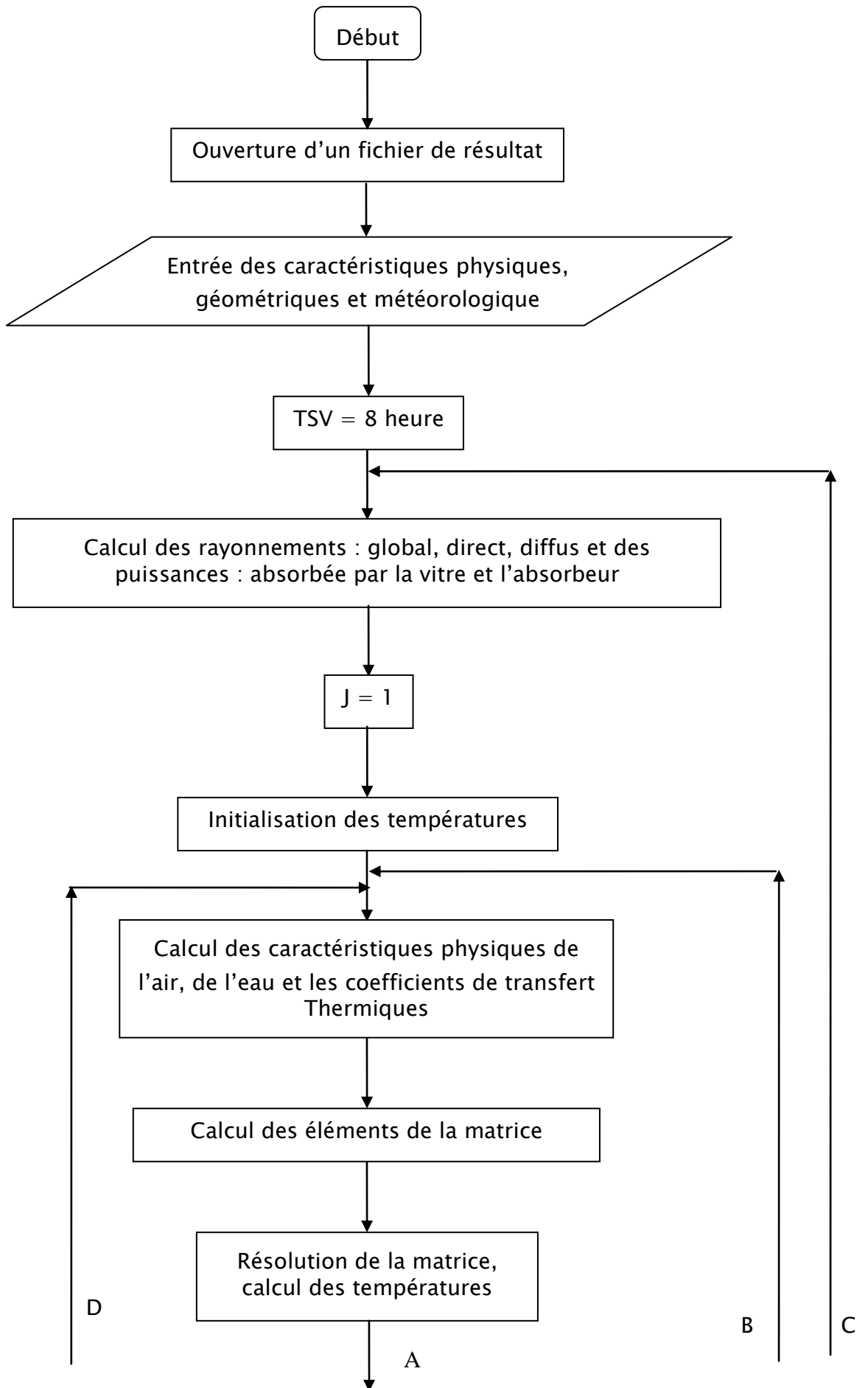
Le problème physique consiste à déterminer en fonction des paramètres externes au système (les conditions atmosphériques ou météorologiques) et des paramètres internes (l'inclinaison, les caractéristiques du vitrage et de l'absorbeur, l'espace entre la vitre et la plaque absorbante...) :

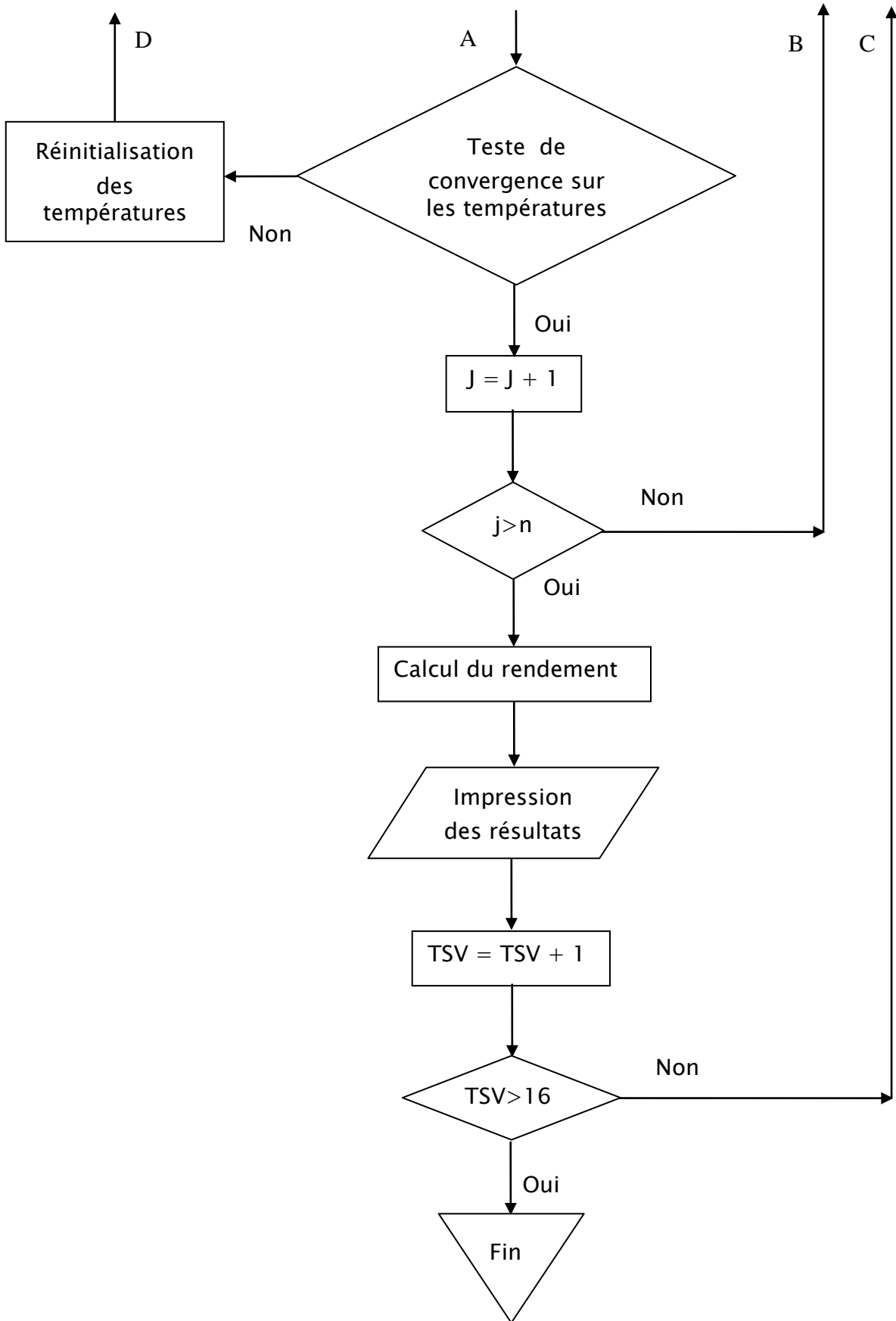
- les rayonnements solaires et les puissances absorbées et la puissance utile ;
- les températures au niveau de chaque nœud du système ;
- l'efficacité globale ou le rendement du système ainsi que les pertes globales.

**IV.13 – RESOLUTION NUMERIQUE :**

Les équations régissant le fonctionnement du capteur solaire sont résolues par une approche numérique basée sur la méthode itérative de Gauss – Seidel. Pour cela, nous admettons que les températures des différents nœuds à l'instant initial sont connues et à l'aide de l'algorithme de calcul nous déterminons les différents coefficients des transferts thermiques, l'estimation sera répétée pour chaque intervalle de temps (une heure) et pour chaque maille pour ainsi obtenir un système d'équations, dont la résolution permet de déterminer les inconnues.

**III.14 – ORGANIGRAMME :**





## *Chapitre V*

### *Résultats et discussion*

**V.0 – INTERPRETATION ET DISCUSSION DES RESULTATS :**

La méthode de calcul numérique utilisée au chapitre précédent constitue un moyen approprié pour la détermination des caractéristiques de fonctionnement du capteur solaire et du rendement.

Dans ce chapitre nous allons présenter l'ensemble des résultats issus de la simulation numérique, ainsi que l'effet de l'espace entre la vitre et l'absorbeur associé aux paramètres géométriques et climatiques, sur le rendement du capteur.

**V.0.1 – PARAMETRES D'ENTREE :**

Généralement le rôle voué aux capteurs solaires thermiques est de produire de la chaleur pour l'utiliser dans le chauffage des locaux ou autres pendant la période hivernale. Donc nous considérons utile et intéressant d'optimiser son fonctionnement le jour où le temps de présence du soleil dans le ciel est plus réduit alors que les besoins de chauffage sont plus élevés.

Les résultats sont obtenus en utilisant un programme de calcul développé en langage Fortran pour le site de Constantine à partir des données climatiques et coordonnées terrestre de la région, à savoir [22] :

**- PARAMETRES EXTERNES :**

Journée de calcul : 21 décembre

Température maximale : 13°C

Température minimale : 4°C

Longitude : 6°37'

Latitude : 36°17'

Altitude : 700 m

Albédo : 0,25

Vitesse du vent : 10 m/s

**- PARAMETRES INTERNES :**

Orientation : plein sud

Inclinaison : 60°

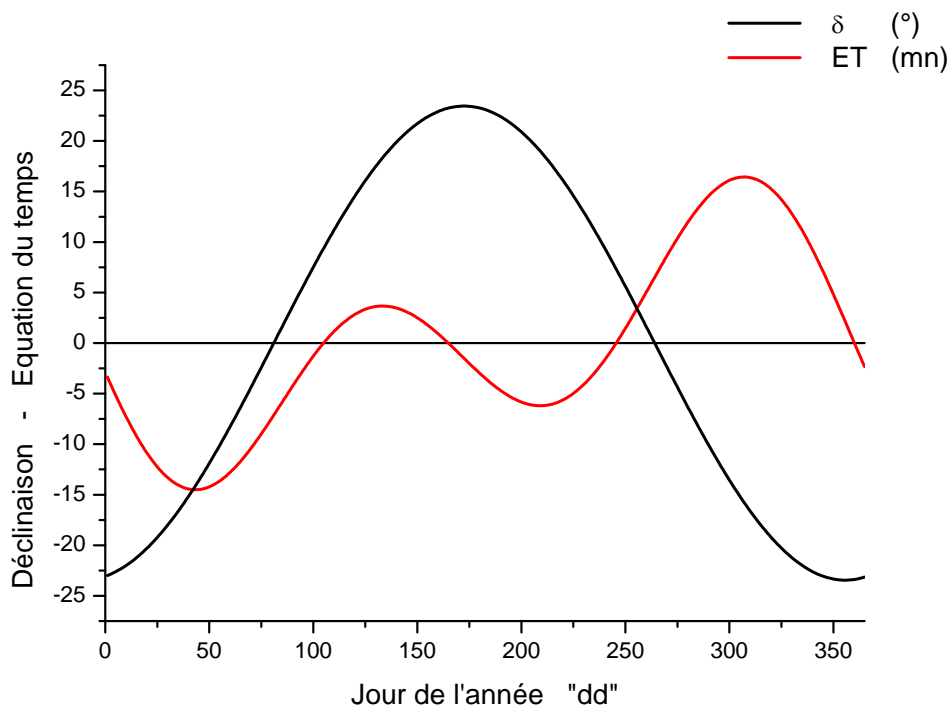
Débit du fluide caloporteur : 70l/h

### V.1 – VARIATION DE LA DÉCLINAISON, L'ÉQUATION DU TEMPS ET LA HAUTEUR SOLAIRE :

En parallèle avec l'étude numérique du capteur solaire, notre intérêt a porté également sur l'étude de quelques données astronomiques qui ont été présentées au chapitre I notamment la déclinaison, la hauteur solaire et l'angle d'incidence du rayonnement.

#### V.1.1 – DÉCLINAISON SOLAIRE - EQUATION DU TEMPS :

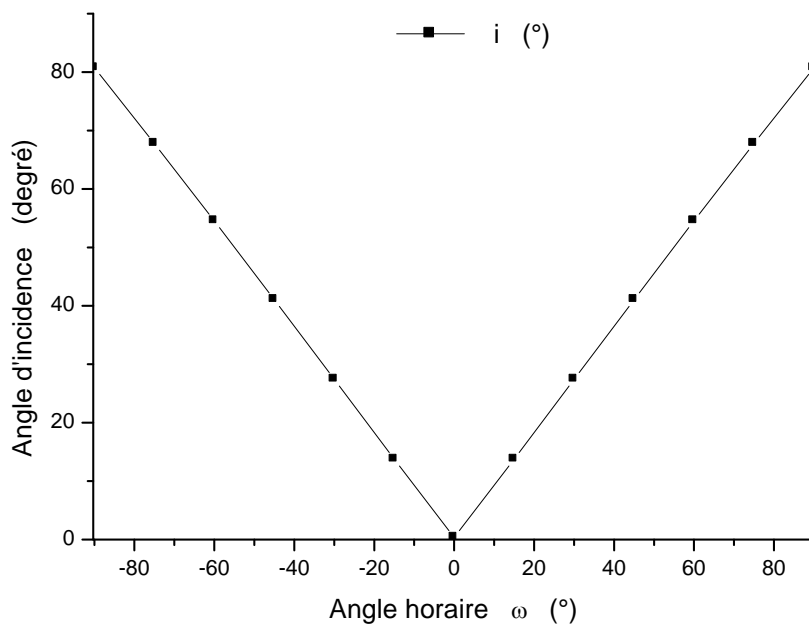
D'après la figure V.1 la déclinaison varie au cours de l'année entre  $-23^{\circ}.44$  et  $+23.44$  ; elle est nulle aux équinoxes, maximale au solstice d'été et minimale au solstice d'hiver, réalisant ainsi une allure de courbe sinusoïdale. Les variations de la déclinaison et celle de l'équation du temps au cours de l'année obtenues sont très proches de celles trouvées dans la littérature [1], [5], [6].



**Figure V.1-** évolution de la déclinaison  $\delta$  et de l'équation du temps ET au cours de l'année.

#### V.1.2 – EVOLUTION DE L'ANGLE D'INCIDENCE DU RAYONNEMENT SOLAIRE EN FONCTION DE L'ANGLE HORAIRE :

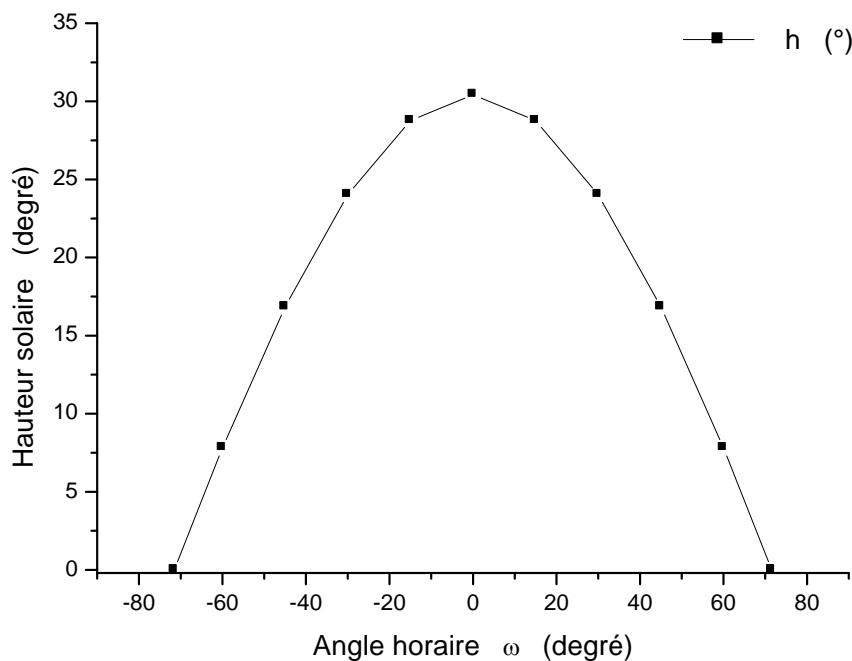
L'angle que fait le rayon solaire avec la verticale orthogonale à la surface de captation varie au cours de la journée comme le décrit la figure V.2 Cet angle est nul quand le soleil est à son Zénith (lorsque les rayons solaires arrivent perpendiculairement sur le plan du capteur), et maximal au lever et au coucher du soleil.



**Figure V.2** – variation de l'angle d'incidence du rayonnement en fonction de l'angle horaire.

### V.1.3 – EVOLUTION DE LA HAUTEUR SOLAIRE EN FONCTION DE L'ANGLE HORAIRE :

La figure V.3 illustre la variation journalière de la hauteur solaire  $h$  en fonction de l'angle horaire. Cette hauteur est nulle au coucher et au lever du soleil, et maximale quand le soleil est à son Zénith (c'est-à-dire pour un angle horaire  $\omega_0=0^\circ$ ), [14].



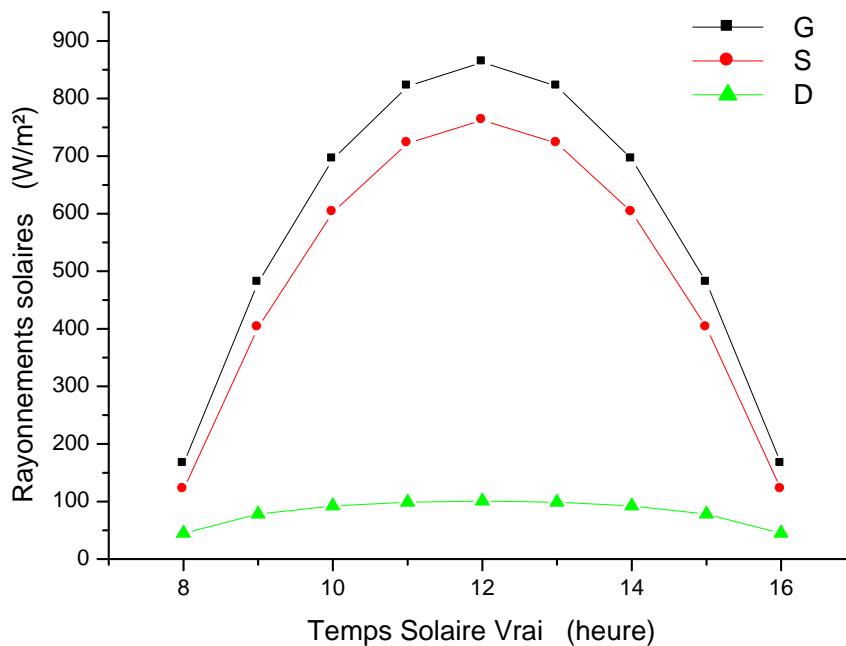
**Figure V.3** - évolution de la hauteur solaire en fonction de l'angle horaire.



## V.2 - EVOLUTION DU RAYONNEMENT SOLAIRE ET DES PUISSANCES :

### V.2.1 - VARIATION DES RAYONNEMENTS SOLAIRES : GLOBAL, DIRECT ET DIFFUS :

Le rayonnement global « G » est la somme des rayonnements : direct « S » et diffus « D ». Dans la figure V.4 l'évolution des ces rayonnements, s'émerge dans une symétrie nettement visible par rapport au midi solaire. Ceci permet de déduire que le soleil atteint son maximum à midi temps solaire vrai, heure à laquelle le soleil est à son zénith. Ces observations ont fait l'objet des travaux de Liu et Jordan [5], [23] [26].



**Figure V.4** – variation horaire des rayonnements solaires global, direct et diffus.

### V.2.2 - INFLUENCE DES TROUBLES ATMOSPHERIQUES SUR LE RAYONNEMENT GLOBAL :

La figure V.5 décrit la variation du rayonnement global pendant une journée pour trois types d'état du ciel, le flux solaire atteignant le sol est d'autant plus important lorsque le ciel est pur, il est moins important quand les conditions atmosphériques sont normales et relativement faible dans le cas où l'atmosphère est polluée pour une zone industrielle par exemple. Ces résultats sont en bon accord avec les valeurs trouvés dans la littérature [19], [22].

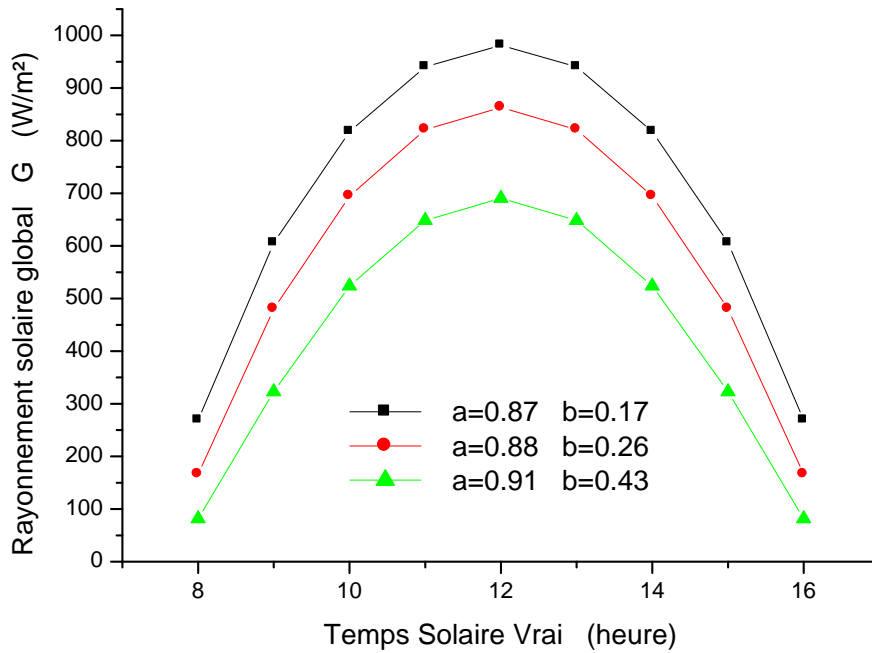


Figure V.5 – variation horaire des flux solaires suivant le trouble atmosphérique.

**V.2.3 – EFFET DE L’ANGLE D’INCIDENCE DU RAYONNEMENT ET DU NOMBRE DE VITRES SUR LE FACTEUR DE TRANSMISSION :**

Les courbes du coefficient de transmission  $\tau_s$  sont obtenues en faisant varier l’angle d’incidence et le nombre de vitre. La figure V.6 relate une diminution du coefficient de transmission lorsque le nombre de vitre augmente, ceci dit, pour un même nombre de vitre, la courbe du coefficient diminue aussi quand l’angle d’incidence accroît [6].

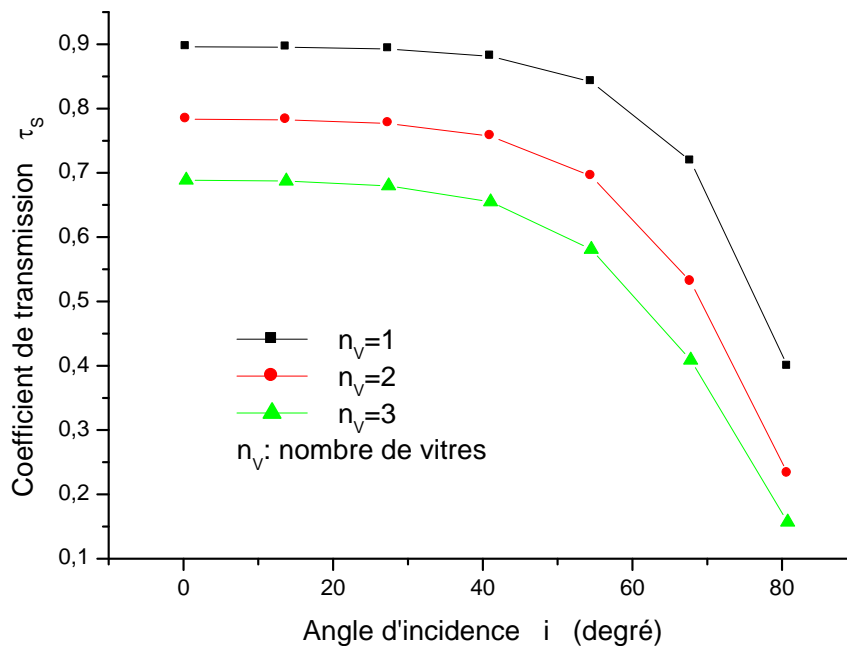
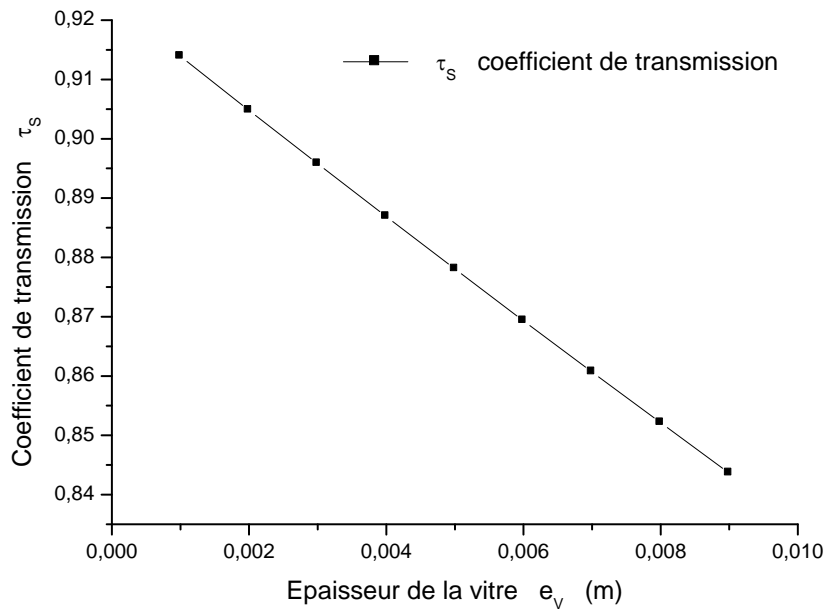


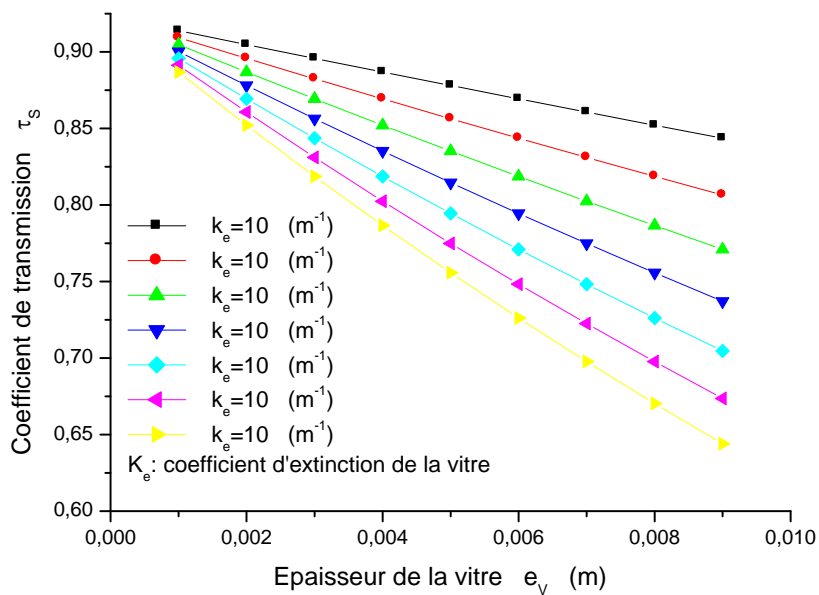
Figure V.6 – Effet de l’angle d’incidence et du nombre de vitres sur le facteur de transmission.

### V.2.4 – INFLUENCE DES PROPRIETES PHYSIQUES DE LA VITRE SUR LE FACTEUR DE TRANSMISSION :

L'accroissement de l'épaisseur et/ou du coefficient d'extinction de la vitre conduit à la diminution du coefficient de transmission figure V.7 et V.8. La décroissance de la transmissivité est due fondamentalement à l'absorption du milieu (la vitre). Ce commentaire est soutenu par la relation (II.7) du chapitre II.



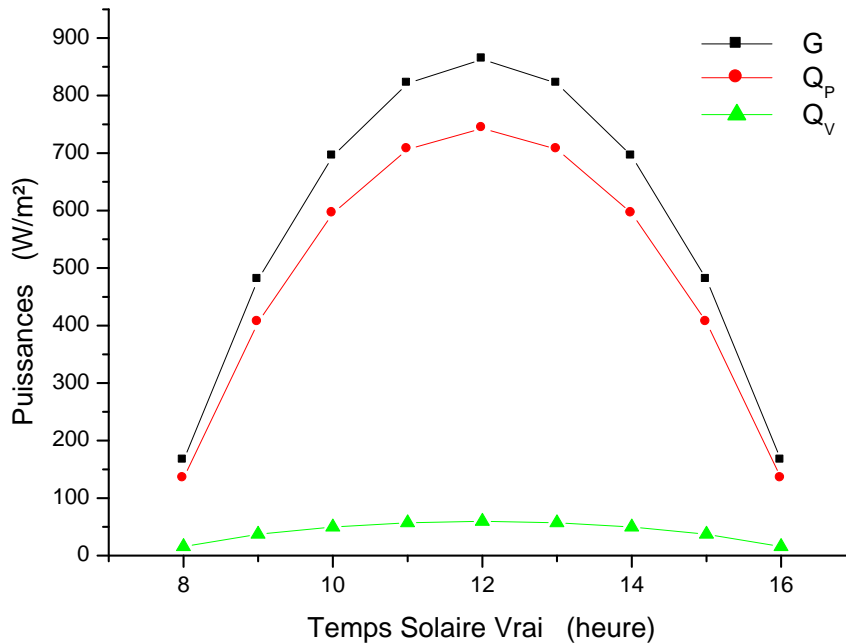
**Figure V.7** – variation de  $\tau_s$  en fonction de l'épaisseur de la vitre.



**Figure V.8** – variation de  $\tau_s$  en fonction de l'épaisseur et du coefficient d'extinction.

### V.2.5 – EVOLUTION DU FLUX GLOBAL « G » ET DES PUISSANCES ABSORBEES « Q<sub>P</sub> - Q<sub>V</sub> »:

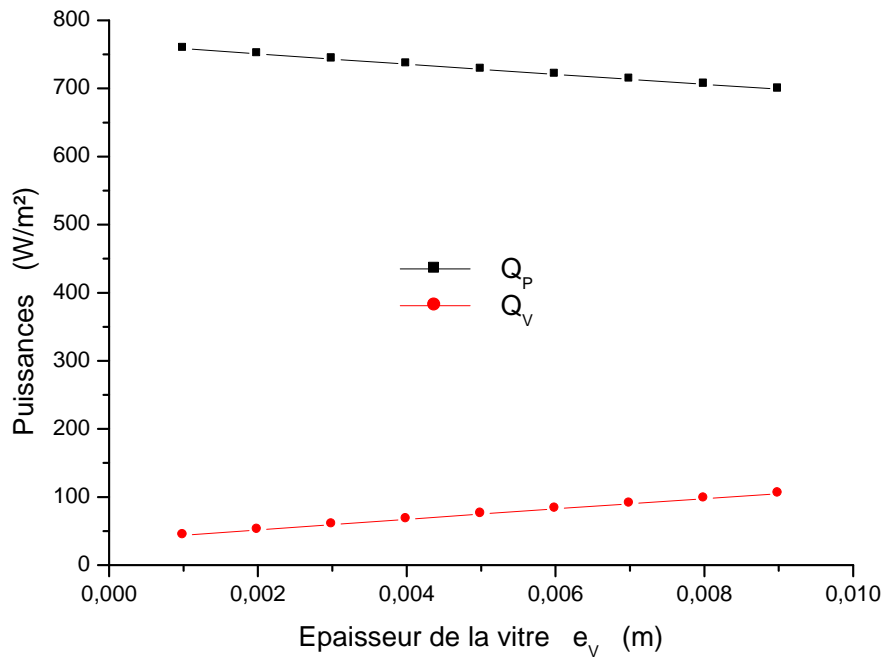
De la même manière les puissances maximums sont obtenues à midi temps solaire vrai, figure V.9. Arrivant sur la surface de captation le flux solaire global « G » subit une fragmentation. Une faible proportion du flux est absorbée par la vitre c'est la puissance « Q<sub>V</sub> », la plus grande partie du flux est transmise à la plaque absorbante c'est la puissance « Q<sub>P</sub> ». Le reste est dissipé par réflexion sous forme de pertes thermiques.



**Figure V.9** – variation horaire du rayonnement solaire global et des puissances absorbées par la vitre et l'absorbant.

### V.2.6 - VARIATION DES PUISSANCES ABSORBEES « Q<sub>P</sub> ET Q<sub>V</sub> » EN FONCTION DE L'ÉPAISSEUR DE LA VITRE :

La puissance absorbée par la vitre « Q<sub>V</sub> » est une fonction croissante de l'épaisseur, à l'opposé de la puissance absorbée par la plaque absorbante qui s'affaiblit lorsque la vitre est plus épaisse (figure V.10). Ce phénomène se traduit par l'aptitude de la couverture en verre d'absorber, lorsque elle est plus épaisse, plus d'énergie est captée, ce qui entraîne une réduction de l'énergie transmise à l'absorbant « Q<sub>P</sub> » qui se voit se diminuer de la quantité d'énergie absorbée par le vitrage.

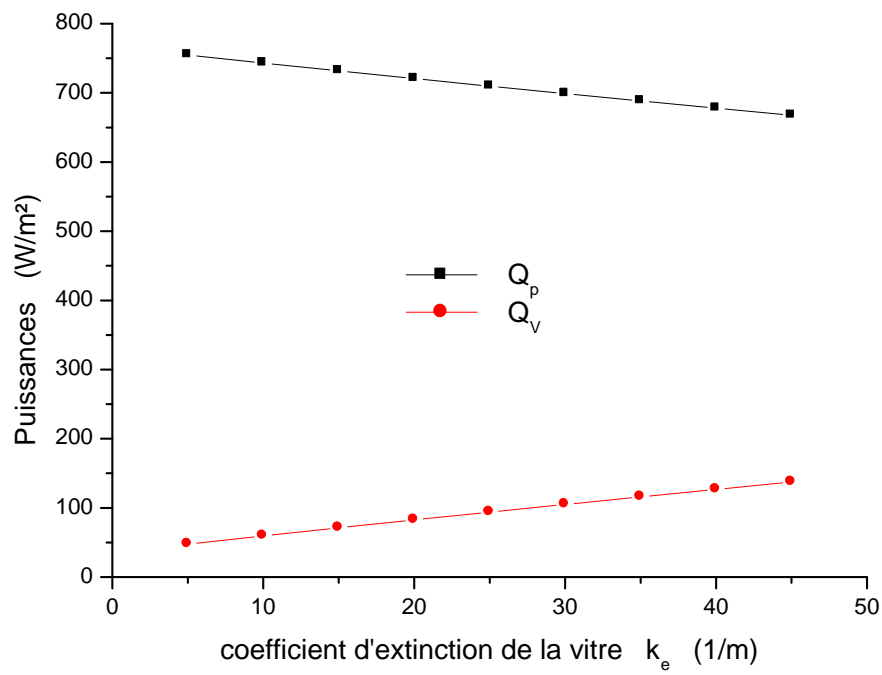


**Figure V.10** – variation des puissances  $Q_P$  et  $Q_V$  en fonction de l'épaisseur de la vitre.

### V.2.7 – VARIATION DES PUISSANCES ABSORBÉES EN FONCTION DU COEFFICIENT D'EXTINCTION DE LA VITRE :

La figure V.11 a une allure très proche de celle de la figure V.10.

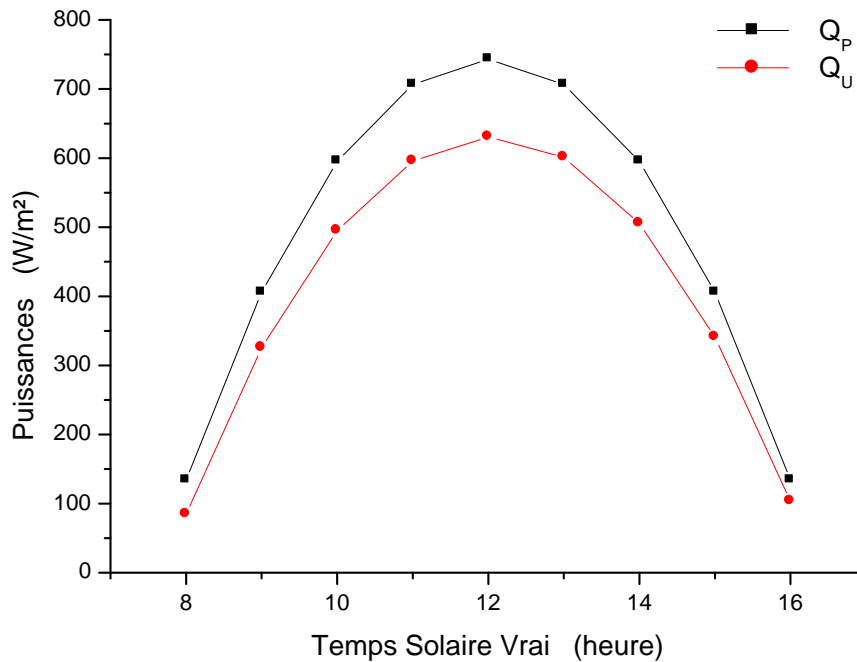
La variation de la puissance absorbée par la vitre est proportionnelle au changement du coefficient d'extinction de cette dernière, à l'opposé de la puissance absorbée par la plaque, qui s'affaiblit lorsque la vitre a un coefficient d'extinction plus important. Ce phénomène se traduit par le fait que la couverture en verre a la faculté d'absorber, lorsqu'elle est moins « translucide », plus d'énergie captée, ce qui entraîne une augmentation de la puissance absorbée par la vitre et une diminution de la puissance transmise à l'absorbeur.



**Figure V.11** – variation des puissances  $Q_p$  et  $Q_v$  en fonction du coefficient d'extinction l'épaisseur de la vitre.

### V.2.8 – VARIATION HORAIRE DES PUISSANCES UTILE « $Q_U$ » ET ABSORBÉE « $Q_P$ » :

Les progressions dans le temps des puissances «  $Q_P$  » et «  $Q_U$  » sont corrélatives, la puissance absorbée par la plaque est supérieure à la puissance utile, étant donné qu'une partie de l'énergie captée est cédée au fluide caloporteur, l'autre partie est dissipée par rayonnement et par convection vers l'extérieur sous forme de pertes, ces pertes sont illustrer dans la figure V.12 par l'écart entre les deux courbes.

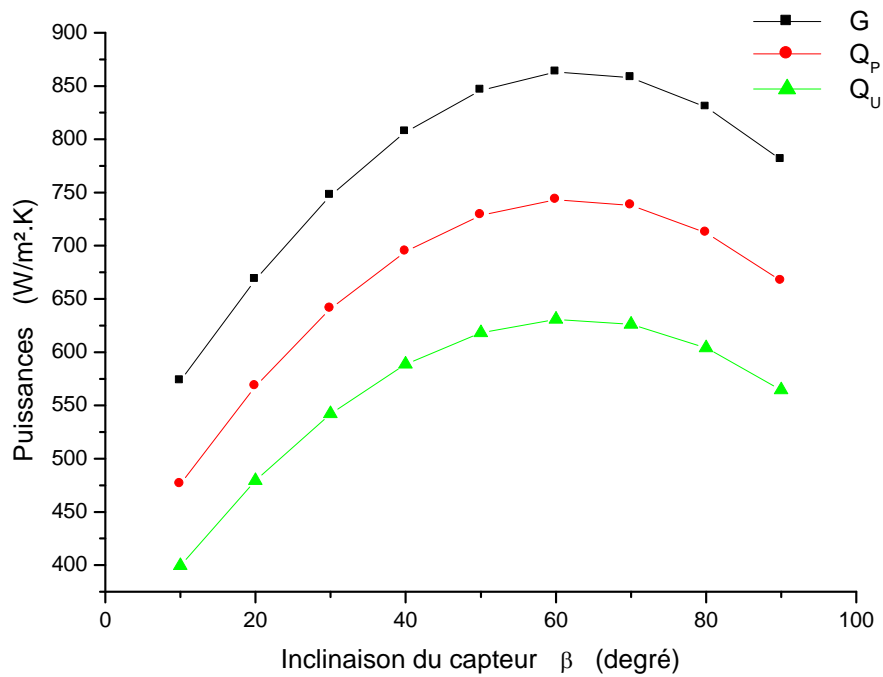


**Figure V.12** – variation horaire des puissances utile  $Q_U$  et absorbée  $Q_P$ .

### V.2.9 - INFLUENCE DE L'INCLINAISON SUR LE RAYONNEMENT SOLAIRE GLOBAL ET LES PUISSANCES : ABSORBÉE ET UTILE :

Dans la figure V.13, sont enregistrées les valeurs maximales du rayonnement solaire, de la puissance absorbée par la plaque et de l'énergie fournie au fluide caloporteur pour une inclinaison égale à  $60^\circ$ .

Ce résultat obtenu est en bon accord avec les valeurs trouvées dans la littérature [14], [21]. En effet l'inclinaison du capteur solaire dépend principalement de la période (jour/saison) et du lieu de son d'exposition. Donc une inclinaison du capteur  $\beta = 60^\circ$  par rapport à l'horizontale est un choix optimal.



**Figure V.13** – influence de l'inclinaison sur le rayonnement solaire global et les puissances utile et absorbée.

#### Conclusion :

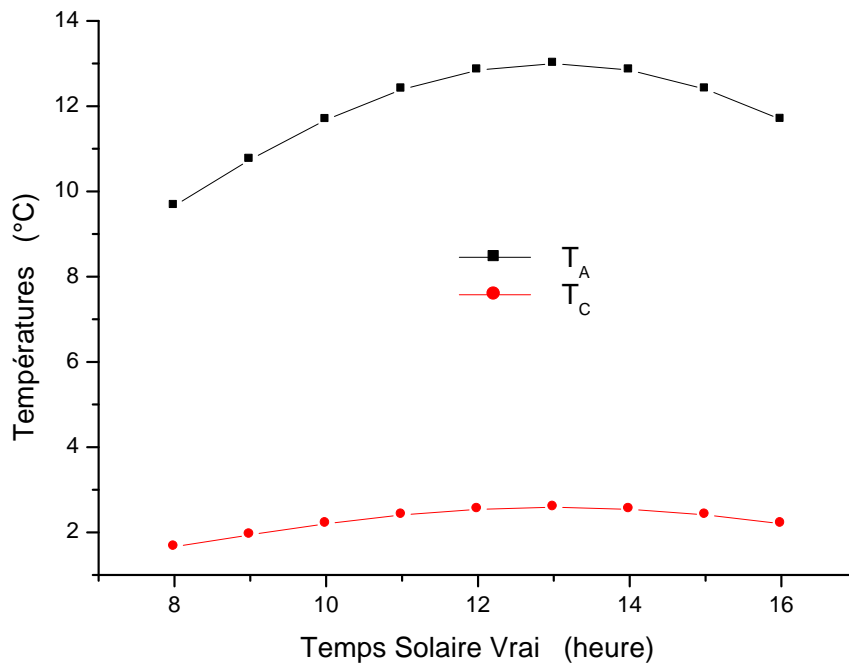
- Les rayonnements solaires, les puissances absorbées par la vitre et par l'absorbeur ainsi que la puissance utile augmentent en fonction du temps jusqu'à midi puis diminuent. on remarque une nette symétrie sur l'axe du midi temps solaire vrai.
- En période hivernale et en particulier le jour du 21 décembre la meilleure valeur de l'inclinaison est obtenue pour  $\beta=60^\circ$ .



### V.3 – VARIATION DES TEMPERATURES :

#### V.3.1 – VARIATION DE LA TEMPERATURE AMBIANTE ET LA TEMPERATURE DU CIEL :

La figure V.14 montre que la courbe de température du ciel, a la même allure que celle de température ambiante et que pour la même heure elles atteignent leurs maximums. Ceci peut être commenté par l'interdépendance entre la température du ciel et la température ambiante, donnée dans la relation (III.50) décrite au chapitre III, [17], [23].



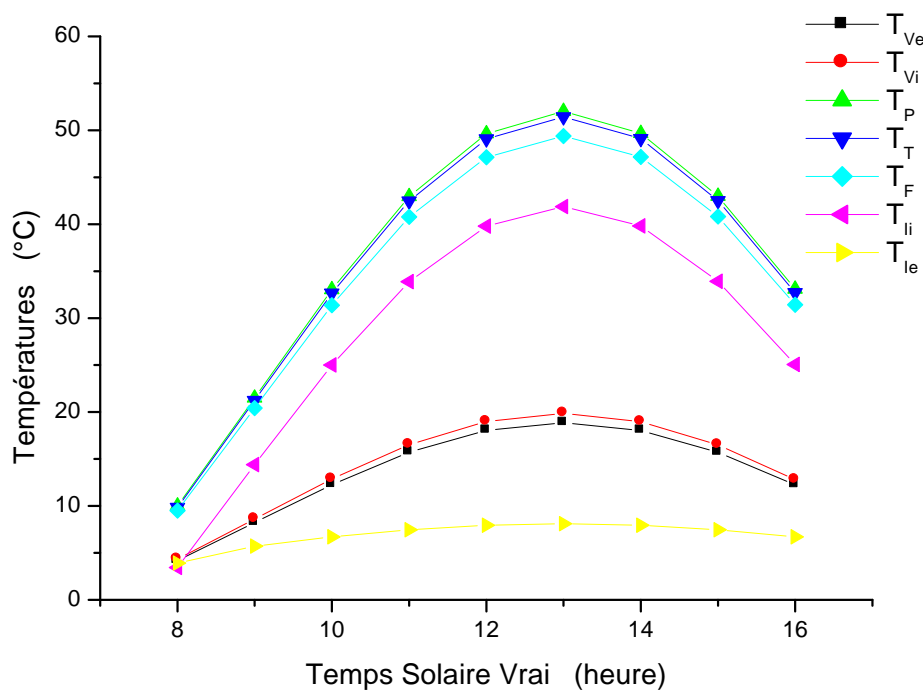
**Figure V.14** – Variation de la température ambiante et la température du ciel en fonction du temps solaire vrai.

#### V.3.2 – VARIATION TEMPORELLE DE TEMPERATURE DES DIFFERENTS ELEMENTS DU CAPTEUR SOLAIRE:

L'ensemble des courbes issue du modèle, indique que les températures des différents éléments du capteur augmentent en fonction du temps puis diminuent l'après midi temps solaire vrai, elles suivent l'allure de la température ambiante [17].

La température la plus élevée est celle de l'absorbeur puisqu'il dispose d'une importante absorptivité et d'une faible réflectivité, ces dernières sont dues à la sélectivité de sa surface. Les températures du tube et du fluide caloporteur sont légèrement inférieures à celle de la plaque mais elles restent très proches en raison de

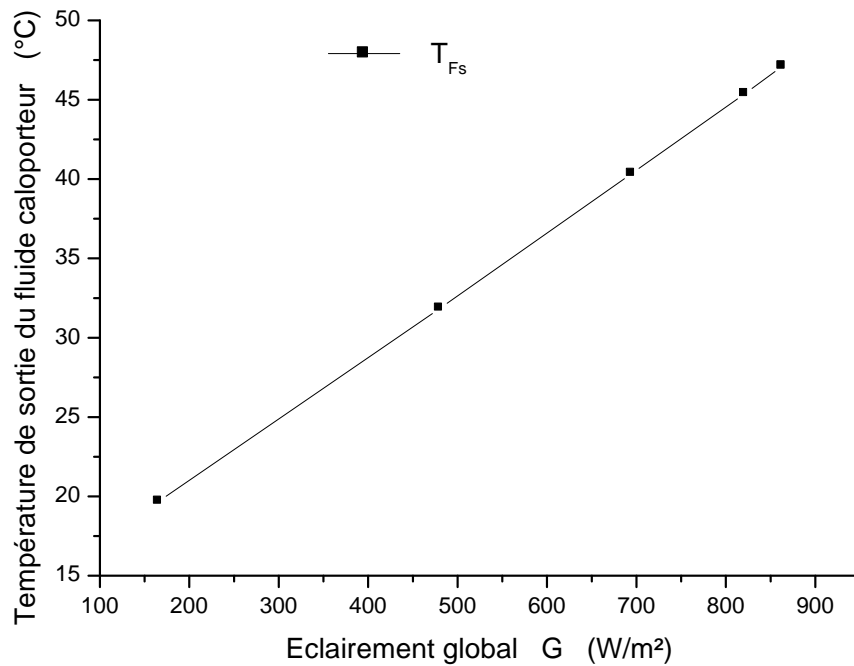
la bonne conductibilité du matériau constituant la plaque qui transmet la chaleur au fluide caloporteur via le tube. L'élévation de la température de la face interne de l'isolant est due principalement au transfert par conduction (pertes) vers l'arrière du capteur. Les températures des deux interfaces de la vitre sont moins élevées, leur évolution est due à l'absorption par la vitre du rayonnement solaire incident, la température de la face intérieure est légèrement supérieure (effet de serre) à la température de la face extérieure qui elle est soumise à l'action du vent. La température la plus faible est celle de la face extérieure de l'isolant, ce dernier possède une grande résistance au transfert de chaleur.



**Figure V.15** – Variation temporelle de température des différents éléments du capteur.

### V.3.2 – VARIATION DE LA TEMPERATURE DE SORTIE DU FLUIDE CALOPORTEUR EN FONCTION DU RAYONNEMENT GLOBAL:

Il est évident que la température de sortie du fluide caloporteur dépend étroitement de la quantité de chaleur reçue par le capteur solaire. Ainsi et comme le montre la figure V.16, la variation de la température a une allure linéaire croissante.



**Figure V.16** – Variation de la température de sortie du fluide caloporteur en fonction du rayonnement global.

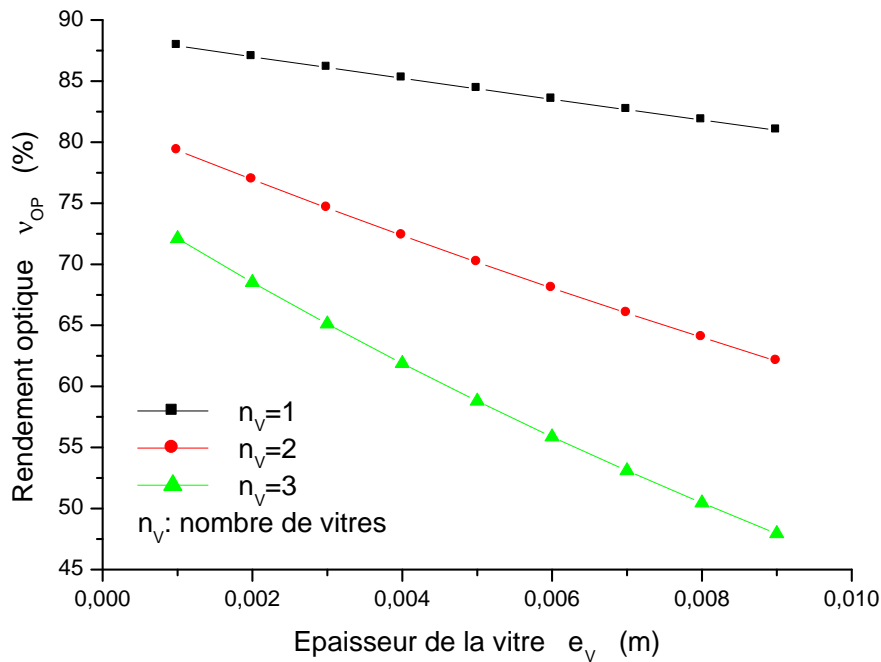
**Conclusion :**

- les températures de tous les composants du capteur solaires augmentent instantanément en fonction du temps puis diminuent après midi temps solaire vrai. On n'en déduit que ces températures ainsi que la température de sortie du fluide caloporteur dépendent de la valeur de l'éclairement solaire incident au cours d'une journée.

#### V.4 – CARACTERISTIQUES DE FONCTIONNEMENT DU CAPTEUR :

##### V.4.1 – EFFET DE L'ÉPAISSEUR ET DU NOMBRE DE VITRES SUR LE RENDEMENT OPTIQUE :

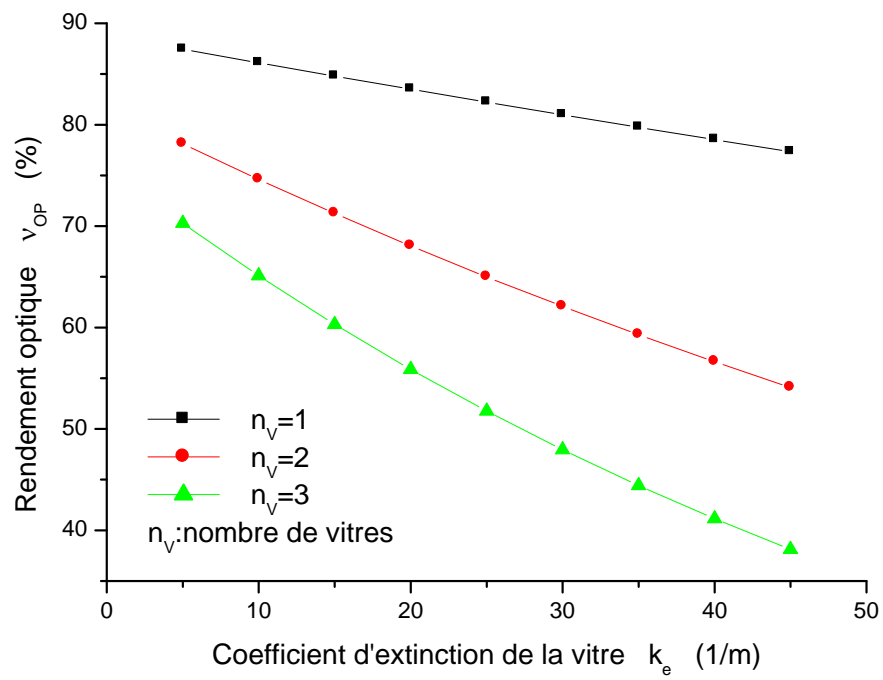
Les courbes de la figure V.17 sont déterminées en faisant augmenter le nombre et l'épaisseur des vitres, l'analyse de ces courbes traduit clairement que le fait d'accroître l'épaisseur ou le nombre de vitres, demeure infructueux pour le rendement optique.



**Figure V.17** – Effet de l'épaisseur et du nombre de vitres sur le rendement optique.

##### V.4.2 – EFFET DU COEFFICIENT D'EXTINCTION DE LA VITRE SUR LE RENDEMENT OPTIQUE POUR MULTIPLES VITRES :

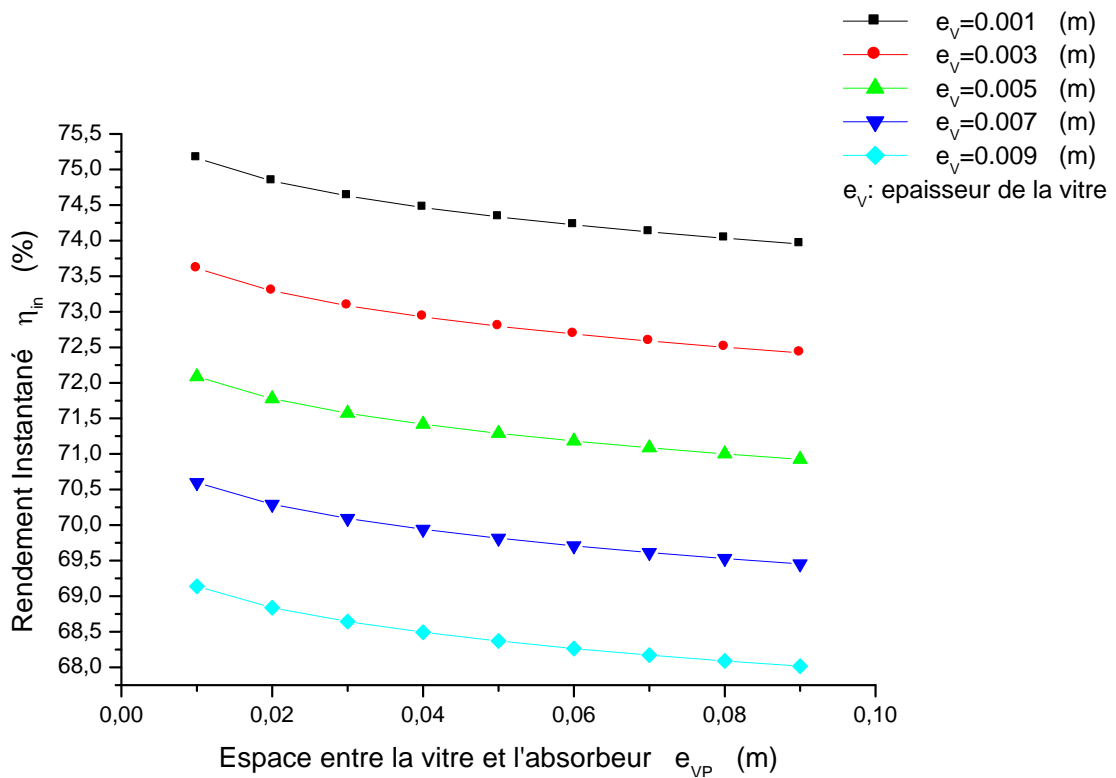
De la même manière que dans le cas précédant, mais cette fois ci la figure V.18 est obtenue en faisant varier le coefficient d'extinction pour une ou plusieurs vitres. L'appréciation du résultat est proche de celui de la figure V.17. Le rendement optique décroît lorsque le coefficient augmente et/ou le nombre de vitre, est multiplié.



**Figure V.18** – INFLUENCE DU COEFFICIENT D'EXTINCTION DE LA COUVERTURE TRANSPARENTE SUR LE RENDEMENT OPTIQUE.

### V.4.3 - EFFET DE L'ÉPAISSEUR DE LA VITRE SUR LE RENDEMENT INSTANTANÉ :

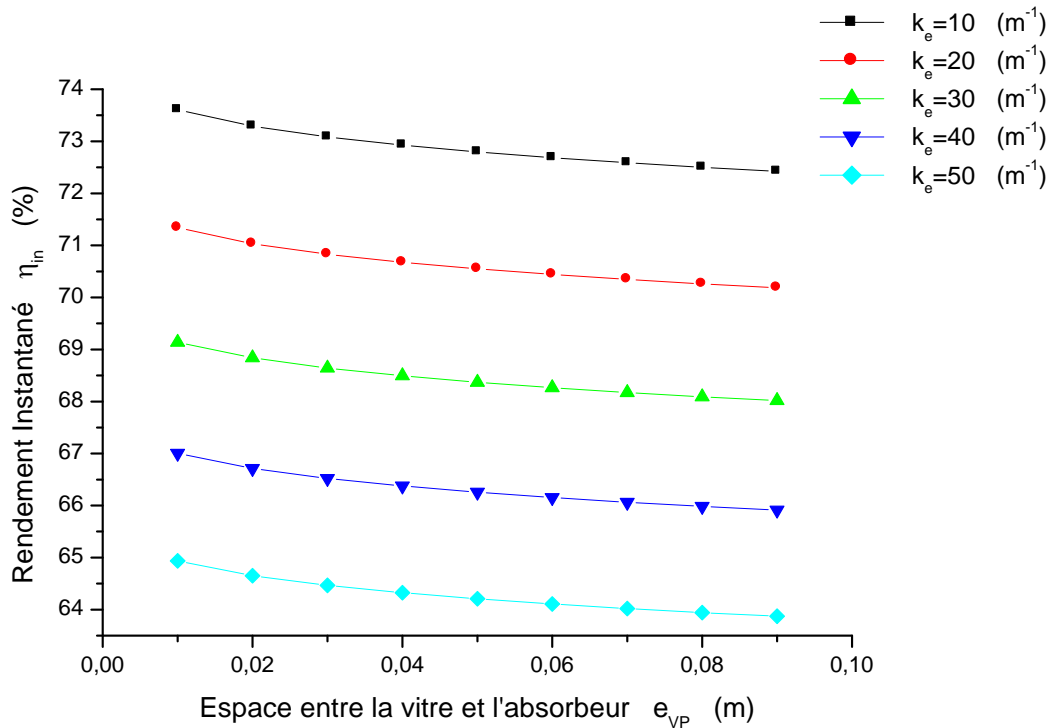
La figure V.19 montre que l'augmentation de l'épaisseur de la vitre provoque l'affaiblissement du rendement instantané du capteur. En effet comme on l'on a constaté sur la figure V.7 le facteur de transmission diminue avec l'accroissement de l'épaisseur de la vitre et qui a pour conséquence un transfert de flux solaire moins important vers l'absorbeur. Par ailleurs un choix d'une épaisseur réduite du vitrage présente un risque de fragilité de la vitre en verre. La figure V.19 montre aussi que pour une même courbe d'épaisseur du vitrage le rendement peut être amélioré en réduisant l'espace entre la vitre et l'absorbeur.



**Figure V.19** – effet de l'épaisseur de la vitre sur le rendement instantané.

#### V.4.4 – EFFET DU COEFFICIENT D'EXTINCTION DE LA VITRE SUR LE RENDEMENT INSTANTANÉ :

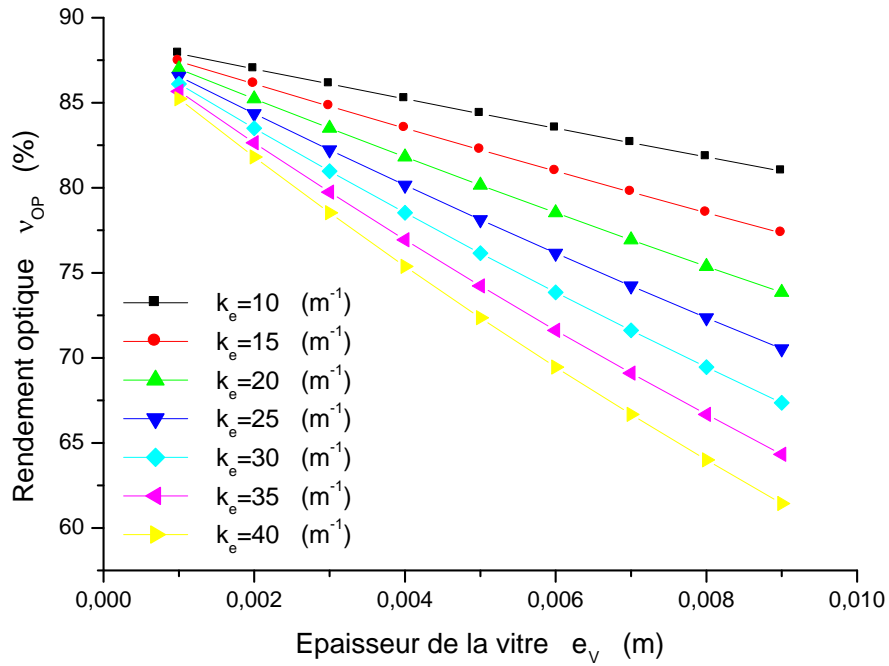
Le constat déduit de la figure V.20 est similaire à celui de la figure V.19. L'augmentation du coefficient d'extinction entraîne la diminution du rendement instantané, ainsi pour une valeur adoptée pour le coefficient d'extinction le rendement peut être amélioré en diminuant l'espace entre la vitre et l'absorbeur.



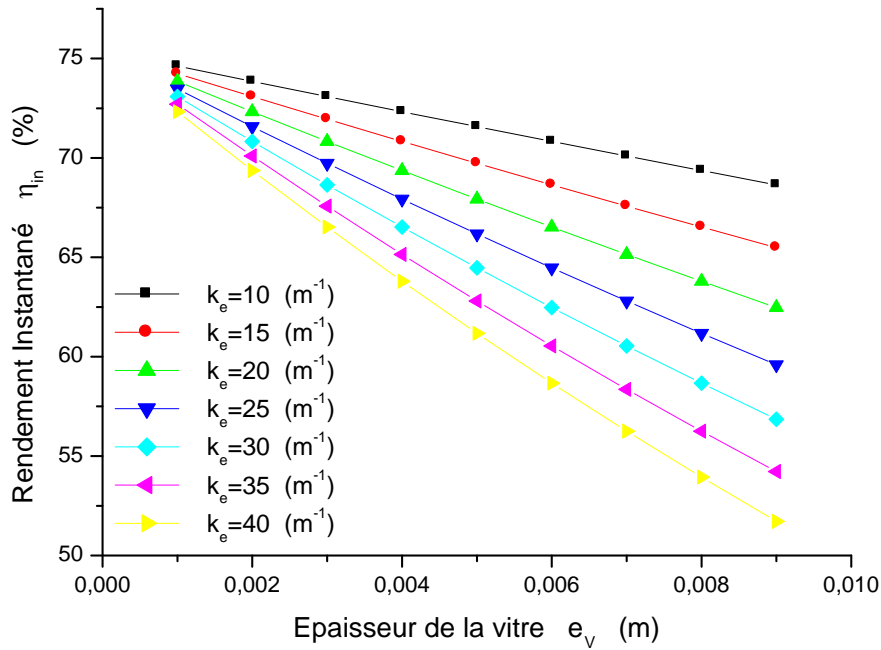
**Figure V.20** – effet du coefficient d'extinction de la vitre sur le rendement instantané.

#### V.4.5 – EFFET DES PROPRIETES PHYSIQUES DE LA VITRE SUR LES RENDEMENTS :

Les figures V.21 et V.22 représentent respectivement les variations du rendement optique et du rendement instantané en fonction de l'épaisseur de la vitre en considérant plusieurs valeurs du coefficient d'extinction «  $k_e$  ». On constate sur les deux figures que lorsque l'épaisseur de la vitre accroît le rendement diminue pour les différentes valeurs du coefficient, mais on remarque aussi que pour une même épaisseur de la vitre ce rendement est meilleur pour le coefficient d'extinction le plus faible. Ceci peut être expliqué par le fait que la vitre absorbe plus d'énergie lorsqu'elle est plus épaisse ou moins «translucide».



**Figure V.21** – EFFET DE L'ÉPAISSEUR ET DU COEFFICIENT D'EXTINCTION DE LA VITRE SUR LE RENDEMENT OPTIQUE.



**Figure V.22** – EFFET DE L'ÉPAISSEUR ET DU COEFFICIENT D'EXTINCTION DE LA COUVERTURE TRANSPARENTE SUR LE RENDEMENT INSTANTANE.

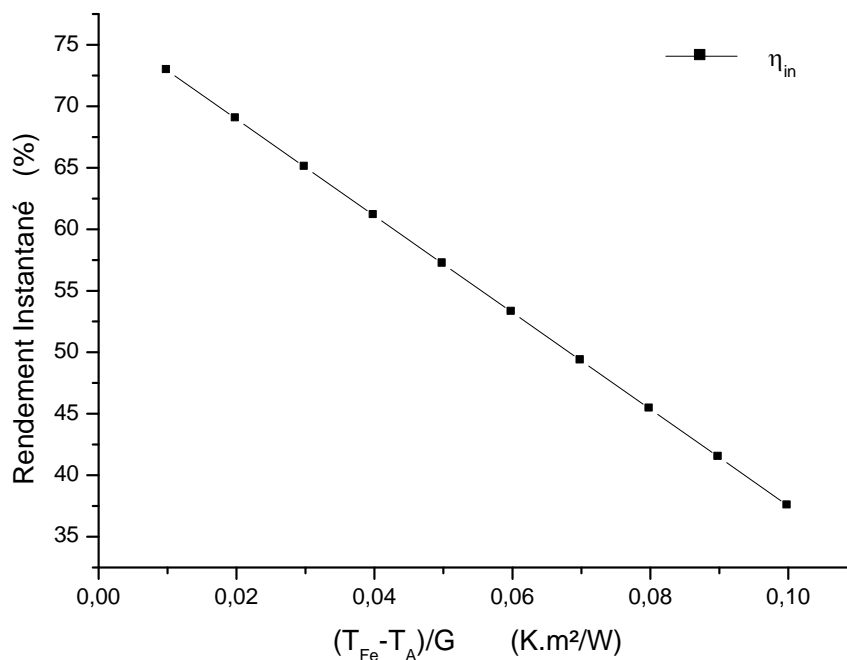


**Conclusion :**

- Il n'y a pas un grand intérêt à multiplier le nombre de vitres car si l'on gagne en effet de serre, on perd en coefficient de transmission et donc en rendement (...et en coût de fabrication). Dès lors on a opté pour une seule vitre pour la couverture transparente du système.
- Les meilleures valeurs du rendement sont obtenues pour les faibles épaisseurs de la vitre, ainsi pour diminuer les risques de cassure du verre sans pour autant affaiblir l'efficacité du système on a opté pour la valeur optimale «  $e_v = 3 \text{ mm}$  ».
- On a constaté que, plus le coefficient d'extinction est important, plus le flux solaire traversant la vitre est absorbé par la vitre, un choix optimal de «  $k_e = 10 \text{ m}^{-1}$  » améliorera le rendement du capteur.

**V.4.6 - VARIATION DU RENDEMENT INSTANTANÉ EN FONCTION DE LA TEMPÉRATURE D'ENTRÉE DU FLUIDE CALOPORTEUR :**

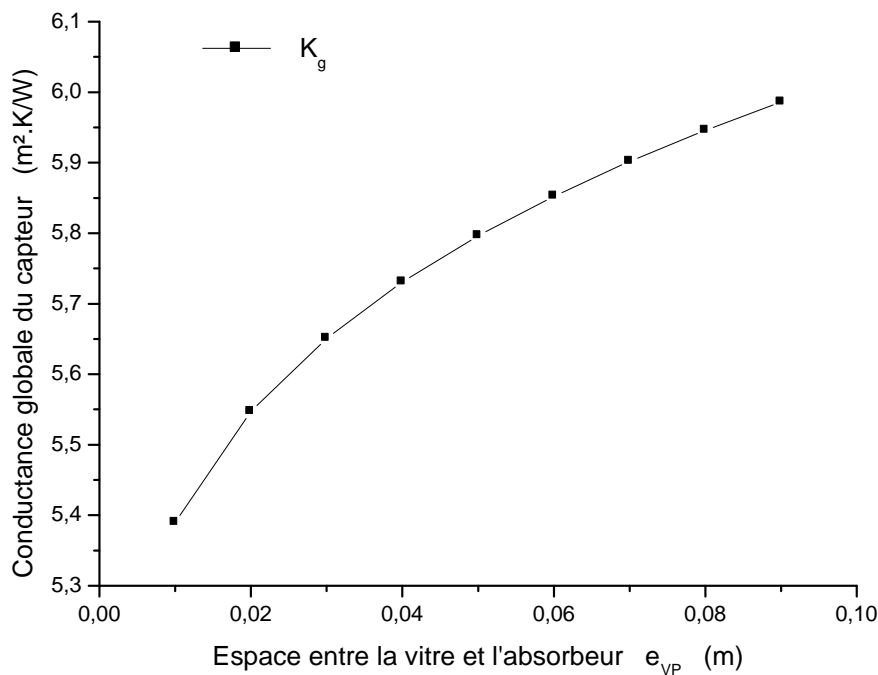
Le rendement sera d'autant meilleur lorsque la température du fluide caloporteur sera proche de la température de l'air ambiant figure V.23, donc il ne faut pas rechercher de hautes températures du fluide caloporteur avec les capteurs solaires plans. Ce type de capteur convient parfaitement à l'utilisation basse température [8].



**Figure V.23** - Variation du rendement instantané en fonction de la température d'entrée du fluide caloporteur.

#### V.4.7 – VARIATION DE LA CONDUCTANCE GLOBALE DU CAPTEUR EN FONCTION DE L'ESPACE ENTRE LA VITRE ET L'ABSORBEUR :

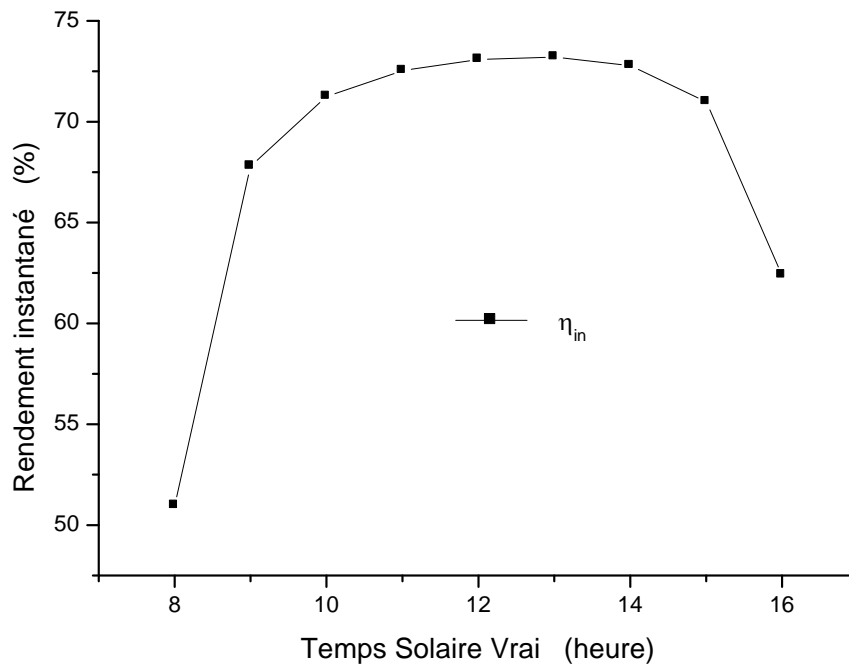
La conductance globale du capteur est représentée sur la figure V.24. Il apparaît sur cette figure que les pertes du système augmentent avec l'espace entre la vitre et l'absorbeur. Ceci peut être interprété par l'importance des transferts thermiques par convection qui s'opèrent entre le vitrage et la plaque absorbante et qui s'intensifient avec l'augmentation de cet espace.



**Figure V.24** – EVOLUTION DE LA CONDUCTANCE GLOBALE DU CAPTEUR EN FONCTION DE L'ESPACE ENTRE LA VITRE ET L'ABSORBEUR.

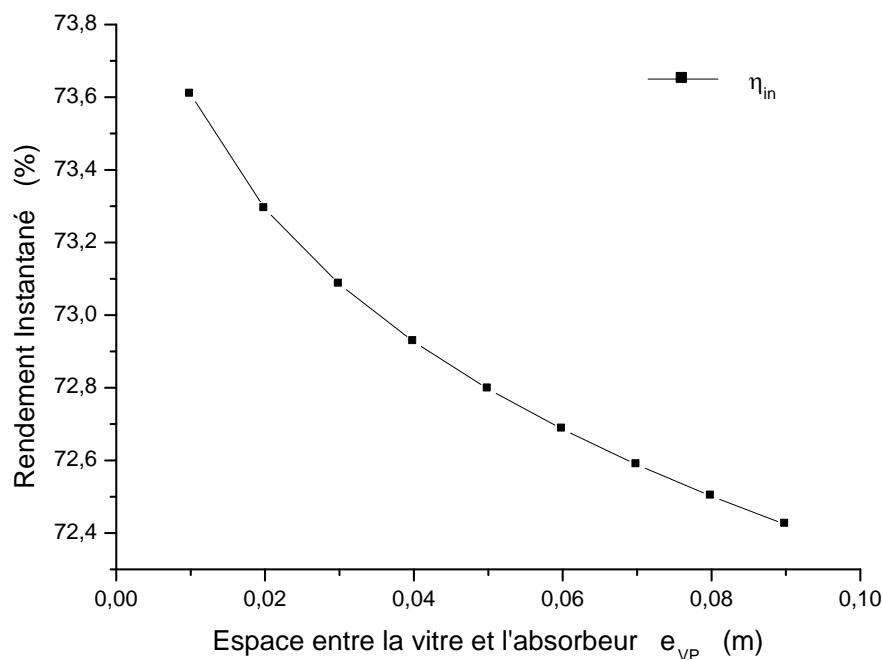
#### V.4.8 – EVOLUTION DU RENDEMENT INSTANTANÉ AU COURS D'UNE JOURNÉE :

La figure V.25 décrit l'évolution horaire du rendement instantané. D'après cette figure la valeur maximale du rendement est obtenue entre midi et 13 heures temps solaire vrai, temps à laquelle le rayonnement solaire est intense, à ce moment là la puissance utile fournie au fluide caloporteur pour le réchauffer est importante.



**Figure V.25** – variation horaire du rendement instantané au cours d'une journée.

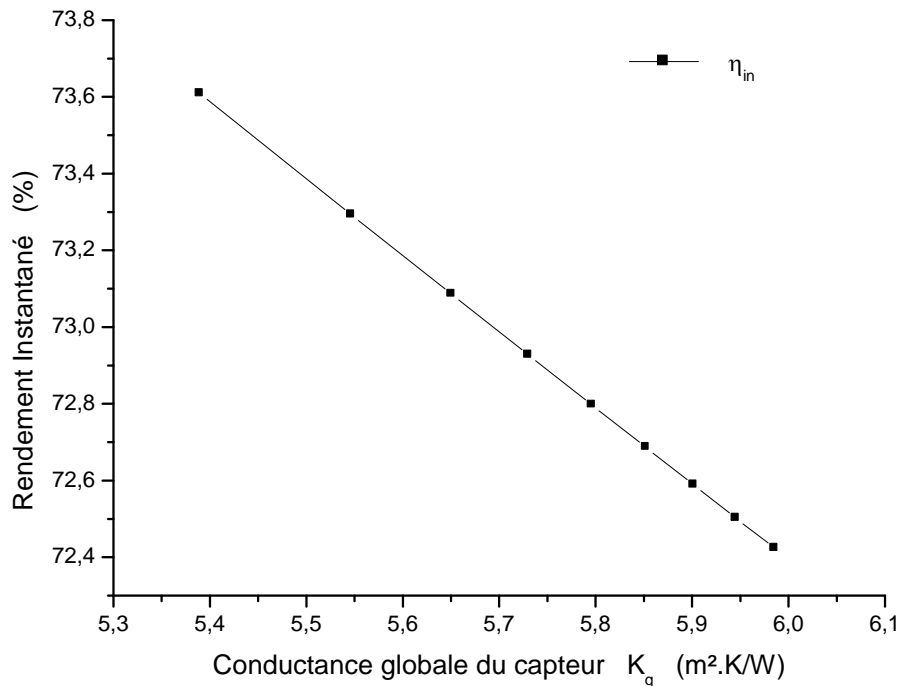
**V.4.9 - VARIATION DU RENDEMENT INSTANTANE EN FONCTION DE L'ESPACE ENTRE LA VITRE ET L'ABSORBEUR :** la figure V.26 montre que les résultats obtenus sont cohérents avec celles obtenus dans la figure V.24. L'accroissement de l'espace entre la vitre et l'absorbeur occasionne un abaissement du rendement instantané du capteur solaire, ceci est dû à l'importance des transferts convectifs qui s'effectuent à l'intérieur de cet espace et qui s'accroissent avec l'accroissement de l'épaisseur de ce dernier, ce qui entraîne par ce fait à une augmentation des pertes par l'avant du capteur [6].



**Figure V.26** – Variation du rendement en fonction de l'espace entre la vitre et l'absorbeur.

#### V.4.10 - INFLUENCE DE LA CONDUCTANCE GLOBALE DU CAPTEUR SUR RENDEMENT INSTANTANE :

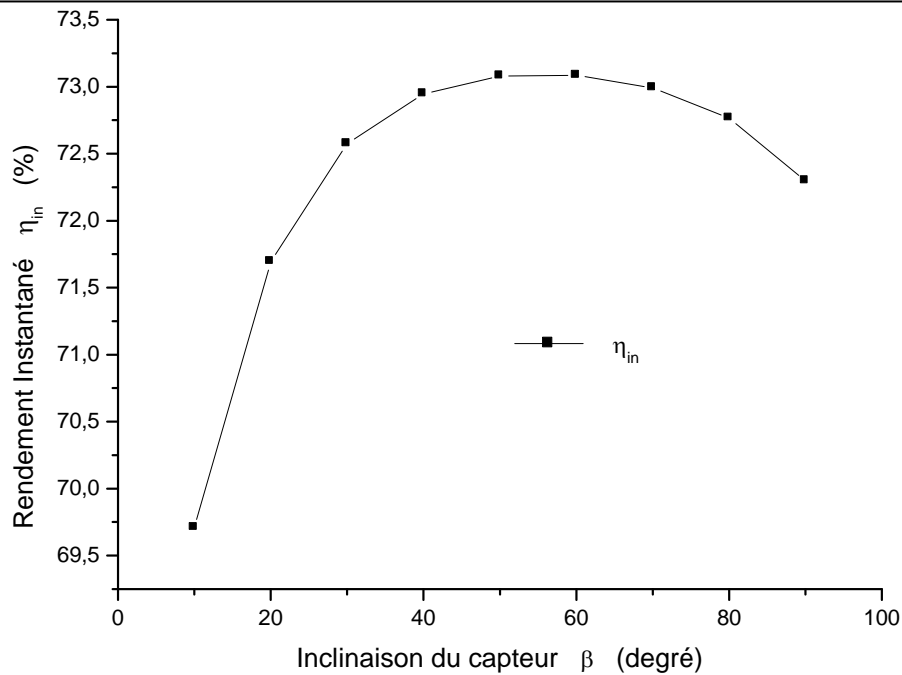
La figure V.27 retrace l'évolution du rendement instantané en fonction de la conductance globale du capteur solaire. Les résultats représentés sur cette figure réaffirment celles obtenus dans les figures V.24 et V.26. La courbe du rendement décroît lorsque la conductance globale du capteur augmente c'est-à-dire quand les pertes thermiques globales du système augmentent.



**Figure V.27** – Influence de la conductance globale du capteur sur rendement instantané.

#### V.4.11 - INFLUENCE DE L'INCLINAISON SUR LE RENDEMENT INSTANTANE:

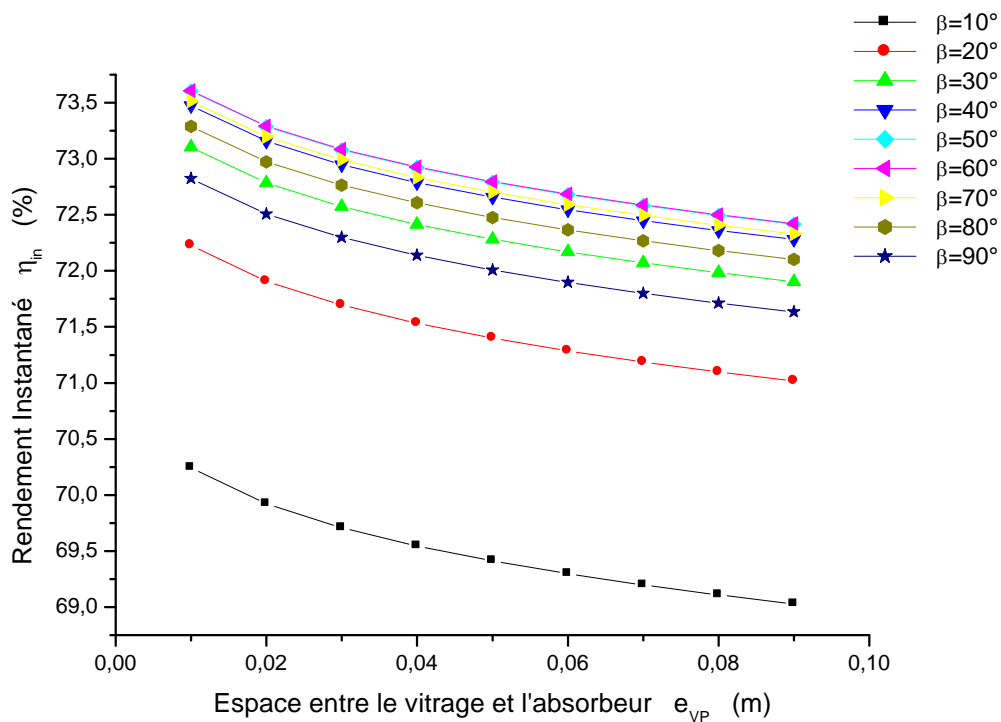
Pour accroître l'énergie reçue par le capteur, ce dernier doit être orienté plein sud. La figure V.28 illustre la variation du rendement instantané en fonction de l'inclinaison. D'après cette figure, pour améliorer davantage ce rendement l'insolateur doit être incliné de  $60^\circ$  par rapport à l'horizontale. Ceci peut être expliqué par le fait que l'inclinaison dépend essentiellement du lieu d'exposition et du fonctionnement du capteur pendant l'année. Notons qu'en période hivernale l'angle de l'inclinaison «  $\beta = \varphi + 20^\circ$  ». Ce résultat obtenu s'accorde avec les valeurs trouvées dans la littérature [21].



**Figure V.28** – influence de l'inclinaison sur le rendement.

#### V.4.12 - EFFET DE L'INCLINAISON ET DE L'ESPACE ENTRE LA VITRE ET L'ABSORBEUR SUR LE RENDEMENT INSTANTANE :

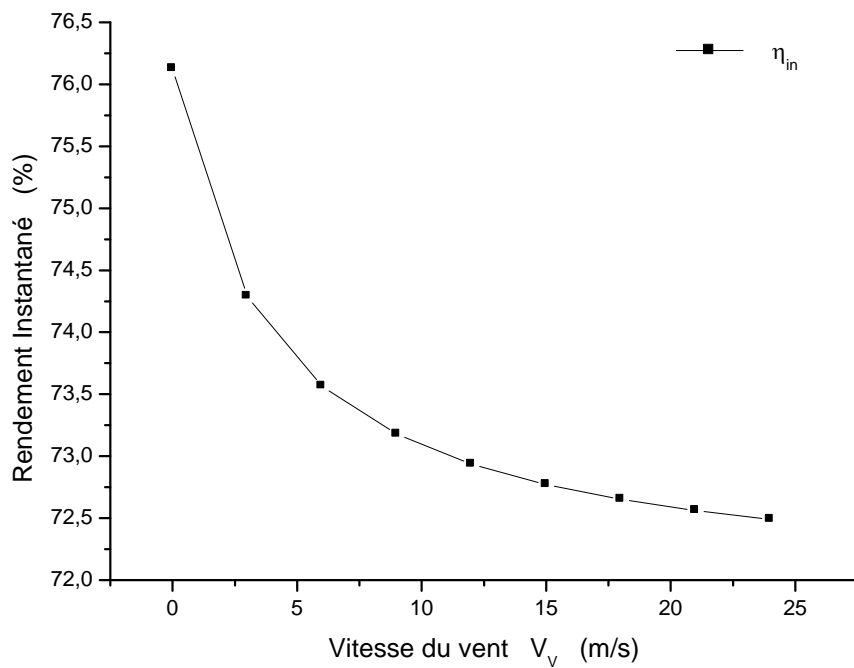
La figure V.29 relate que le meilleur rendement est obtenu pour la courbe de l'inclinaison  $\beta=60^\circ$ . Elle révèle aussi que pour la même inclinaison le rendement augmente avec la diminution de l'espace entre le vitrage et la plaque absorbante.



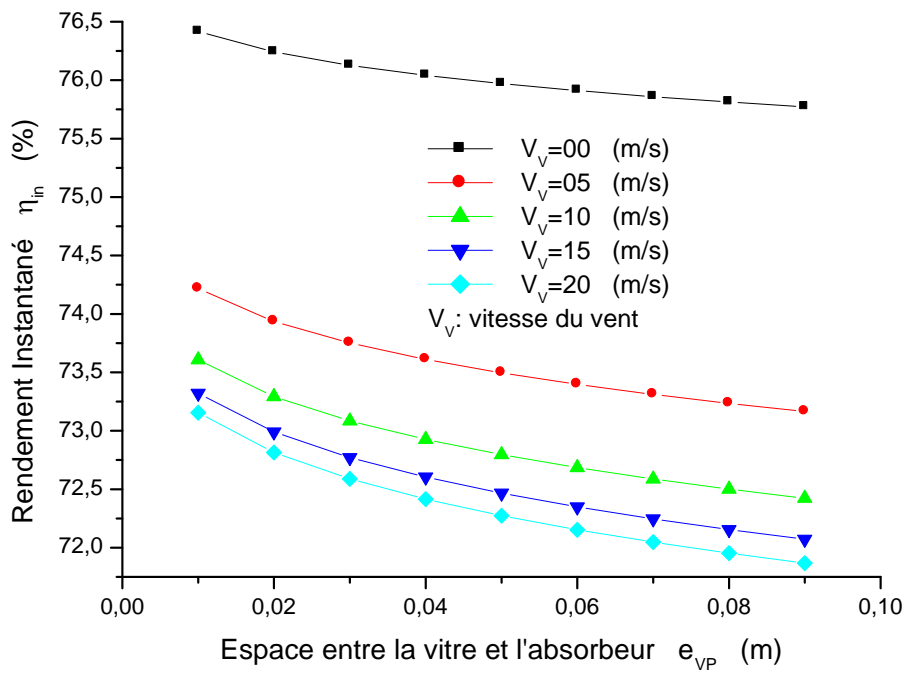
**Figure V.29** – effet de l'inclinaison et de l'espace entre la vitre et l'absorbeur sur le rendement instantané.

**V.4.13 – EFFET DE LA VITESSE DU VENT SUR LE RENDEMENT INSTANTANÉ :**

L'augmentation de la vitesse du vent produit la décroissance du rendement instantané comme le montre, les figures V.30 et V.31. Effectivement lorsque la vitesse du vent augmente, l'échange de chaleur par convection sur l'interface externe de la vitre augmente aussi, donc le vent accélère le processus de déperditions thermiques (pertes) par convection vers l'extérieur, ce qui conduit à un abaissement du rendement. Par contre si on réduit l'espace entre la vitre et l'absorbeur, le rendement peut être amélioré comme l'indique la figure V.31.



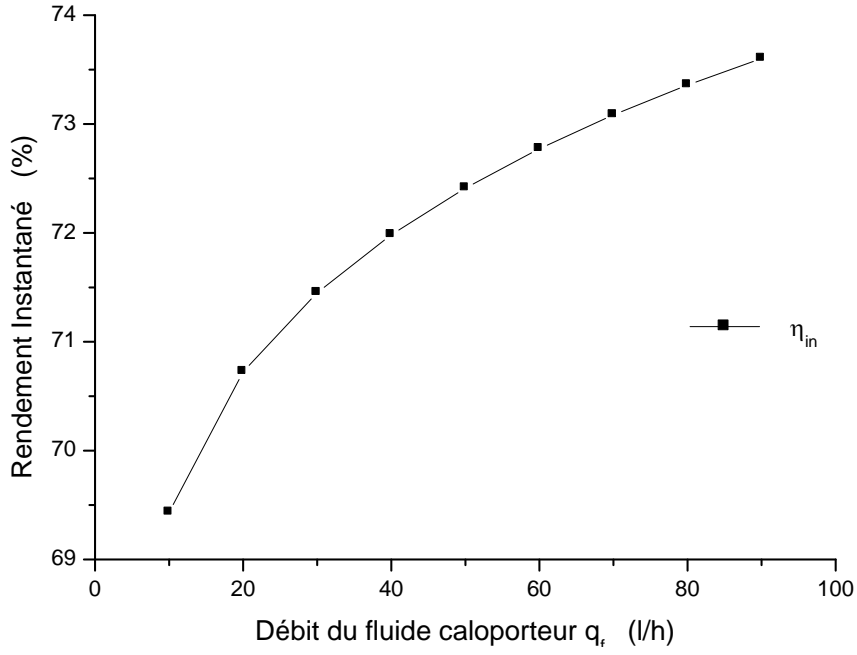
**Figure V.30** – Effet de la vitesse du vent sur le rendement instantané.



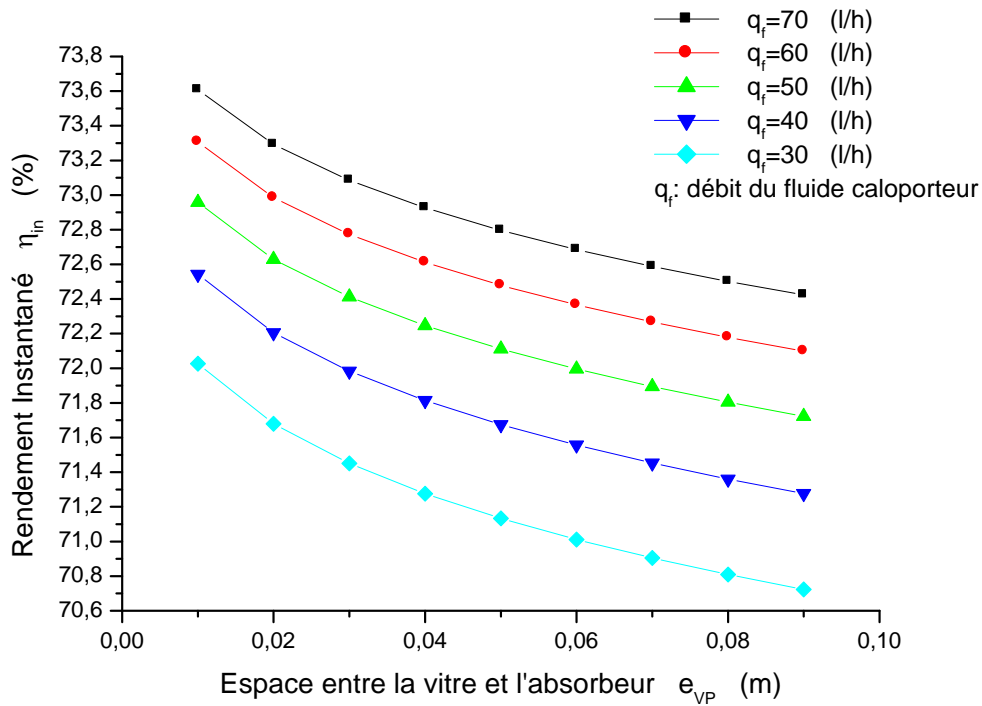
**Figure V.31** – Effet de la vitesse du vent sur le rendement instantané pour différents espaces entre la vitre et l'absorbeur.

#### V.4.14 – INFLUENCE DU DEBIT DU FLUIDE CALOPORTEUR SUR LE RENDEMENT INSTANTANE :

Les figures V.32 et V.33 illustrent la variation du rendement instantané en fonction du débit du fluide caloporteur. Il apparaît clairement sur ces figures que le rendement du capteur solaire est fonction croissante du débit. Ceci peut être justifié par le fait que l'énergie utile restituée au fluide caloporteur dépend proportionnellement au débit (relation III.73, chapitre III). la figure V.31, montre que pour un débit donné le rendement peut être amélioré en diminuant l'espace entre la vitre et l'absorbeur [6].



**Figure V.32** – Influence du débit caloporteur sur le rendement instantané.

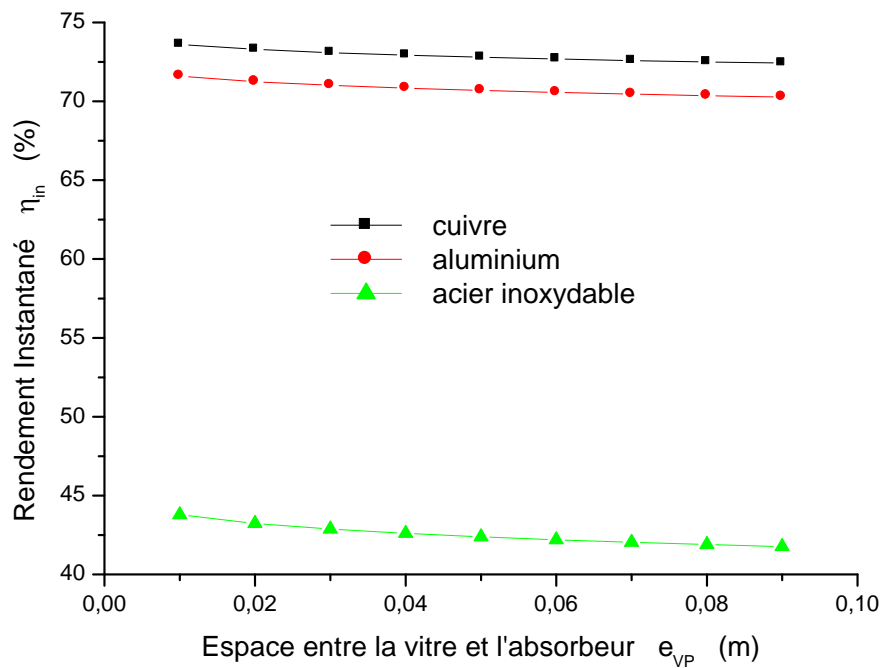


**Figure V.33** – Influence du débit caloporteur et de l'espace entre la vitre et l'absorbeur sur le rendement instantané.



**V.4.15 – EFFET DU MATERIAU DE LA PLAQUE ABSORBANTE SUR LE RENDEMENT INSTANTANE :**

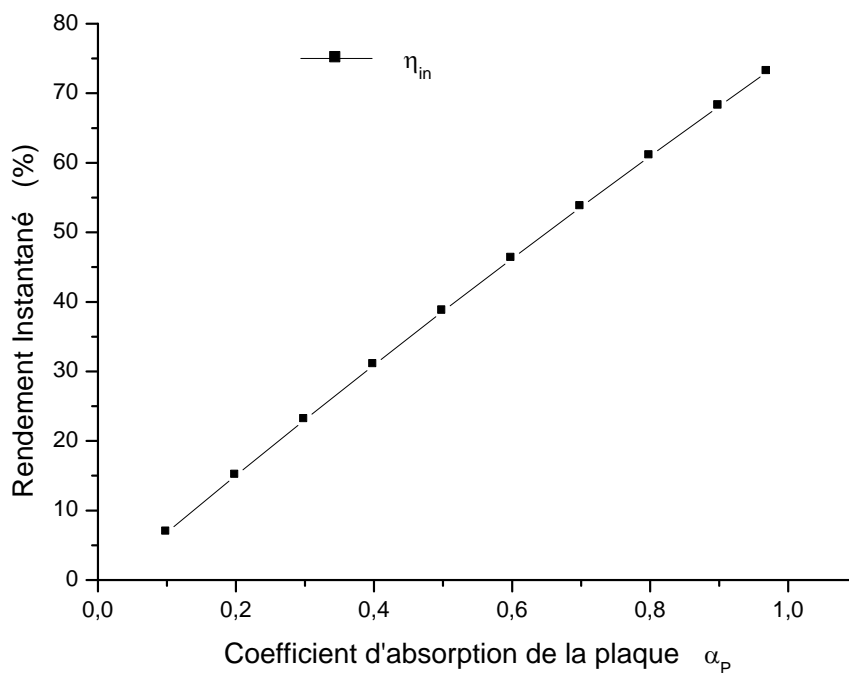
La figure V.34 représente le rendement pour différents matériaux de la plaque absorbante en fonction de l'espace entre la vitre et l'absorbeur. D'après cette figure le meilleur rendement est donné pour le cuivre qui possède une bonne conductivité thermique comparé aux autres matériaux, lui permettant de mieux véhiculer la chaleur absorbée vers le fluide caloporteur.



**Figure V.34** – Effet du matériau de la plaque absorbante sur le rendement instantané pour différents espaces entre la vitre et l'absorbeur.

**V.4.16 – INFLUENCE DE L'ABSORPTIVITE DE LA PLAQUE ABSORBANTE SUR LE RENDEMENT INSTANTANE :**

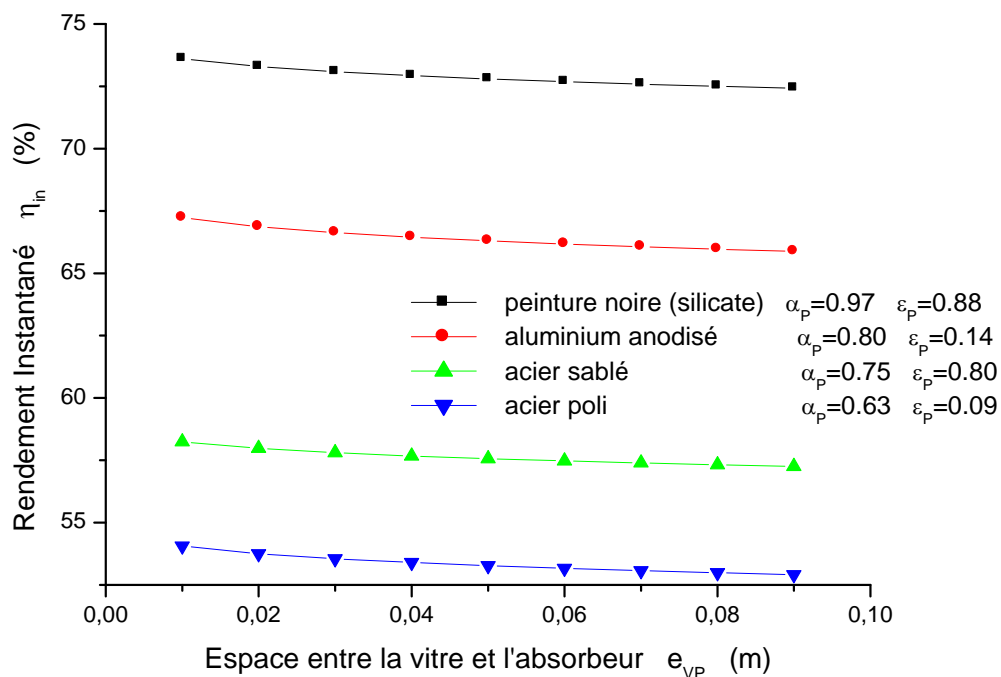
La figure V.35 montre une courbe croissante, elle résulte d'une affinité entre le rendement instantané et le coefficient d'absorption de la plaque. Par conséquent un revêtement de surface de l'absorbeur disposant d'une sélectivité optimale a des répercussions très avantageuses sur le rendement instantané, du fait qu'il permet d'augmenter l'absorption du rayonnement solaire incident et de diminuer la réflexion.



**Figure V.35** – Influence de l'absorptivité de l'absorbeur sur le rendement instantané.

#### V.4.17 –EFFET DE QUELQUES MATERIAUX SELECTIFS (COUCHE REVETUE LA SURFACE DE L'ABSORBEUR) SUR LE RENDEMENT INSTANTANE :

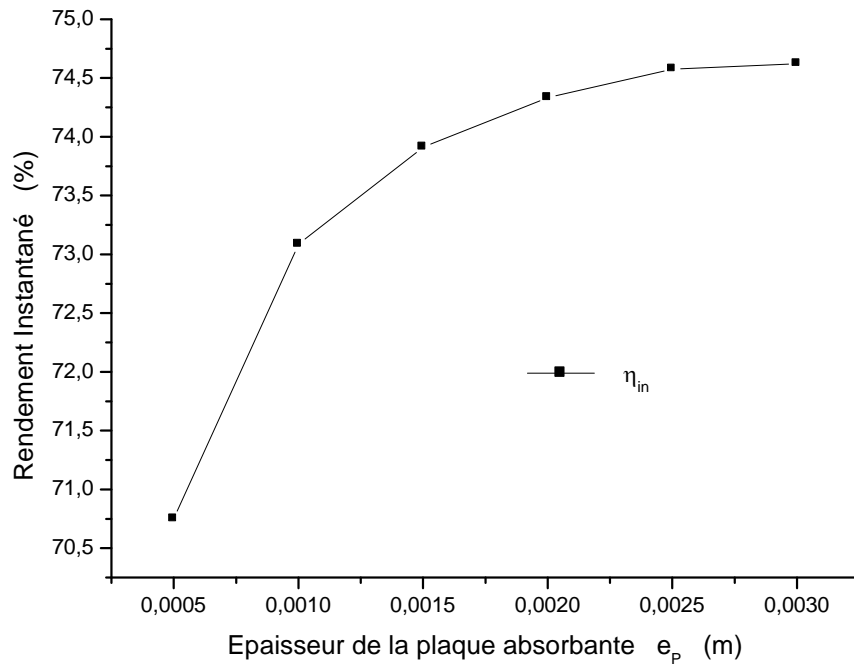
La figure V.36 indique le rendement pour quelques surfaces sélectives de la plaque absorbante en fonction de l'espace entre la vitre et l'absorbeur. D'après cette figure le meilleur rendement est donné pour la peinture noire (silicate) qui possède un grand pouvoir d'absorption du rayonnement solaire incident comparé aux autres revêtements. Ce rendement est d'autant meilleur lorsque que l'espace entre la vitre et l'absorbeur est réduit.



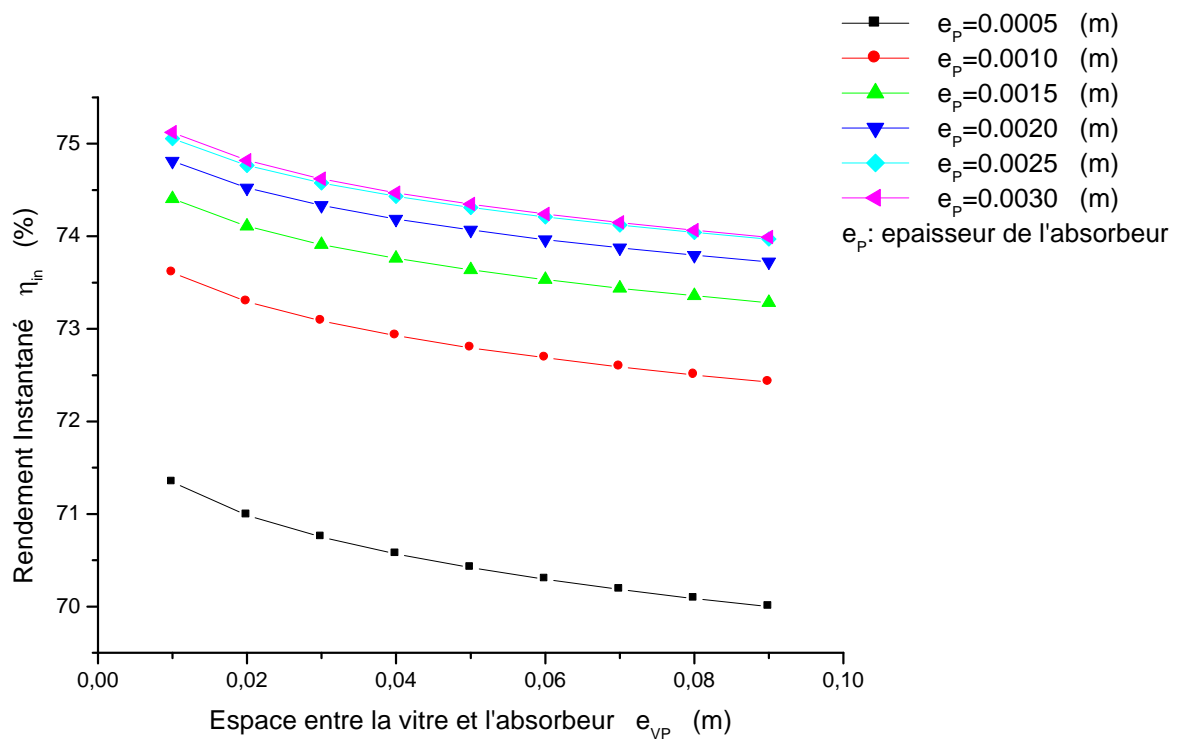
**Figure V.36** – Effet de quelques matériaux sélectifs revêtu la surface de l'absorbeur sur le rendement instantané.

#### V.4.18 –INFLUENCE DE L'ÉPAISSEUR DE L'ABSORBEUR SUR LE RENDEMENT INSTANTANE :

L'augmentation de l'épaisseur de la plaque absorbante occasionne dans un premier temps à l'accroissement du rendement instantané figures V.37 et V.38, mais au delà d'une certaine épaisseur «  $e_p=0.0015$  m » cette augmentation est rapidement allégée. Ce résultat peut être commenté probablement par le fait que pour des épaisseurs «  $e_p \geq 0.0015$  m » l'inertie thermique de la plaque est relativement importante, d'où l'énergie captée est en partie transmise au fluide caloporteur, l'autre partie est répandue dans la matière.



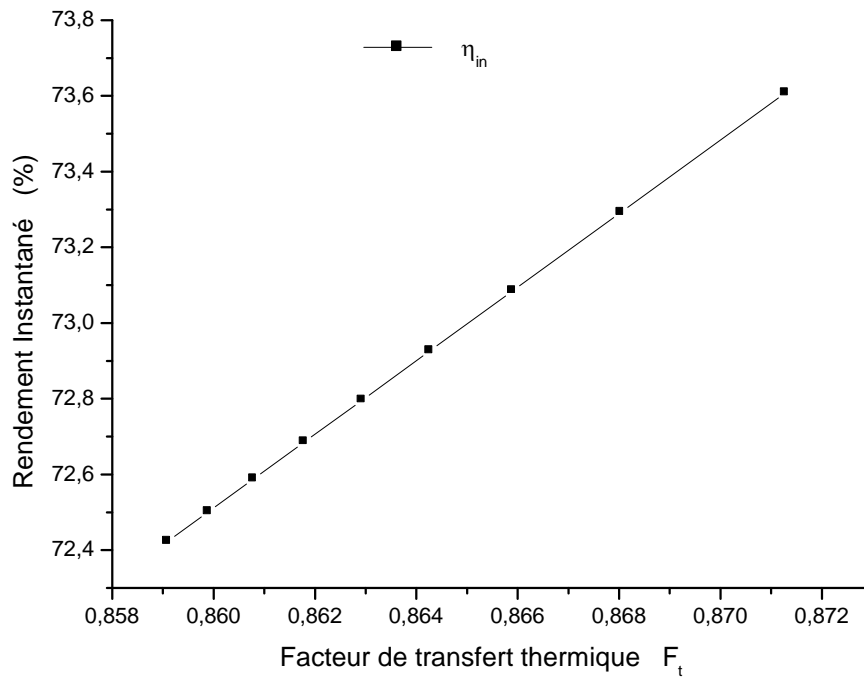
**Figure V.37** – Influence de l'épaisseur de l'absorbeur sur le rendement instantané.



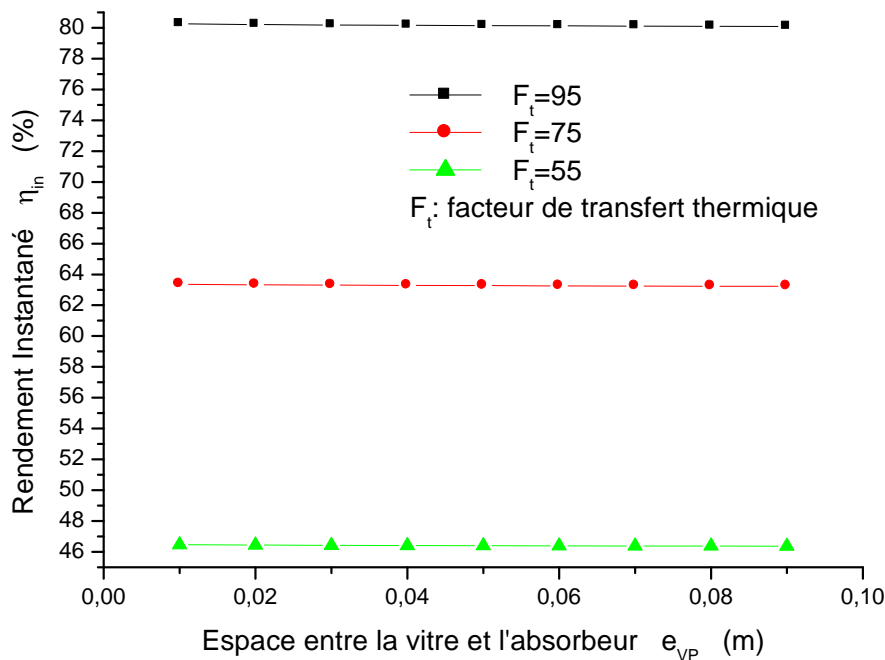
**Figure V.38** – Influence de l'épaisseur de l'absorbeur sur le rendement instantané pour différents espaces entre la vitre et la plaque.

**V.4.19 – INFLUENCE DU FACTEUR DE TRANSFERT THERMIQUE SUR LE RENDEMENT INSTANTANÉ :**

Les figures V.39 et V.40 montrent que l'augmentation du facteur de transfert thermique produit l'accroissement du rendement instantané. Ce facteur sera proche de l'unité lorsque le flux thermique absorbé par la plaque est parfaitement cédé au fluide caloporteur. Sur la figure V.38, les courbes des rendements données en fonction de l'espace entre la vitre et l'absorbeur pour différents facteurs de transferts thermiques sont quasiment horizontales.



**Figure V.39**– Influence du facteur de transfert thermique sur le rendement instantané.



**Figure V.40** – Influence du facteur de transfert thermique sur le rendement instantané pour différents espaces entre la vitre et l'absorbeur.

### Conclusion :

- Plus on réduit l'espace entre la vitre et l'absorbeur plus on améliore le rendement du capteur moins les pertes thermiques vers l'extérieur sont importantes. Cet événement peut être attribué aux transferts par convection qui, s'opèrent entre les surfaces d'échanges, et qui diminuent lorsque l'on réduit cet espace, produisant ainsi une décroissance des pertes.
- Les pertes thermiques augmentent avec la vitesse de l'air d'où la décroissance du rendement instantané.
- Le dédit du fluide caloporteur est une fonction croissante du rendement.
- La sélectivité de la surface de l'absorbeur joue un rôle influent sur l'absorptivité et l'énergie captée et donc sur le rendement du capteur.

## *CONCLUSION*

Le travail que nous présentons dans ce mémoire concerne une étude théorique et numérique d'un capteur solaire plan à eau. Nous avons entrepris une recherche basée sur l'impact et l'optimisation de l'espace entre l'absorbeur et la vitre et son influence sur les caractéristiques de fonctionnement d'un capteur. Pour se faire nous avons commencé par présenter les différentes notions relatives à l'énergie solaire ainsi que les méthodes de calcul, définir le capteur qui est l'élément clé de la conversion de l'énergie solaire en chaleur et établir le bilan thermique au niveau de chaque élément. Le système d'équations régissant le fonctionnement du capteur est résolu par la méthode itérative de Gauss Seidel.

Les résultats obtenus à partir d'un programme de calcul développé en langage Fortran ont permis de mettre en évidence l'effet de nombreux paramètres sur les caractéristiques de fonctionnement du système.

Cette étude est menée en vue d'optimiser les paramètres influant sur le rendement d'un capteur pour la région de Constantine, dans les conditions telles que la durée du jour soit la plus courte (21 décembre présence minimale du soleil) et les températures saisonnières soient défavorables (températures min/max = 4/13 °C enregistrées à Constantine le jour du 21.Déc.2007), la période où l'expression de besoins en chaleur est intense.

Il apparaît clairement qu'un développement du rayonnement global qui reste le paramètre le plus influant, conduit à un accroissement du rendement. Cependant une grande puissance incidente peut produire plus de pertes thermiques.

Nous avons constaté que, pour améliorer l'efficacité du capteur en période hivernale, le panneau doit être orienté vers le sud et la valeur optimale de l'inclinaison doit être située entre 50° et 60° par rapport à l'horizontale. Nous avons retenu la valeur optimale de l'inclinaison «  $\beta_{opt}=60^\circ$  ».



En vu de privilégier l'effet de serre, on a rajouté à notre système une couverture transparente en verre de vitre.

Les meilleures valeurs du rendement sont obtenues pour les faibles épaisseurs de la vitre, ainsi pour diminuer les risques de cassure du verre sans pour autant affaiblir l'efficacité du système, on a opté pour la valeur optimale «  $e_{V\_opt} = 3 \text{ mm}$  ».

On a observé que, le flux solaire absorbé par la vitre est d'autant plus important que son coefficient d'extinction est grand, donc pour augmenter le flux transmis et diminuer le flux absorbé par la vitre nous sélectionnons un verre dont le coefficient d'extinction est «  $k_{e\_opt} = 10 \text{ m}^{-1}$  »

Il n'y a pas un grand intérêt à multiplier le nombre de vitres car si l'on gagne en effet de serre, on perd en coefficient de transmission et donc en rendement (...et en coût de fabrication). Dès lors on a opté pour une seule vitre pour la couverture transparente du système «  $n_V = 1$  ».

Augmenter l'absorptivité de l'absorbeur pour accroître le rendement d'un capteur est toujours possible, c'est pour cela que nous avons jugé qu'une plaque absorbante en cuivre offre un meilleur rendement comparé aux autres métaux comme l'aluminium ou l'acier inoxydable. En plus de sa bonne conductibilité et mis à part son coût d'investissement qui est relativement onéreux, le cuivre garantit une bonne tenue à la fois, au vieillissement dû au rayonnement ultraviolet, aux températures élevées et à la corrosion. Son épaisseur est choisie par rapport à la valeur optimale trouvée c'est-à-dire «  $e_{P\_opt} = 1.5 \text{ mm}$  ».

Le rendement peut encore être amélioré au niveau de l'absorbeur en augmentant la partie absorbée du rayonnement solaire incident et en diminuant la partie réfléchie, ceci est envisageable en recouvrant la plaque absorbante par un revêtement ou une couche d'un matériaux d'une sélectivité optimale, comme par exemple la peinture noire (silicate).

La vitesse du vent est un facteur influant sur le rendement d'un capteur, car il contribue favorablement aux pertes thermiques en particulier vers l'avant du capteur où il accentue les échanges thermiques convectifs entre l'interface extérieure du capteur et l'ambiance. Plus la vitesse du vent est élevée plus le capteur solaire est moins rentable.

Remarquablement, le rendement d'un capteur solaire est une fonction croissante du débit du fluide caloporteur, étant donné que le rôle assigné au fluide demeure l'évacuation de l'énergie emmagasinée par l'absorbeur vers l'utilisation. Un débit  $q_f$  de 70 l/h devient un choix optimal.

Notre intérêt a porté particulièrement sur l'impact de l'espace entre la vitre et l'absorbeur sur le rendement d'un capteur. Il en ressort que plus on diminue cet espace, plus le rendement est meilleur, moins les pertes sont importantes. À partir de là, nous retenons pour cet espace une valeur optimale «  $e_{VP\_op} = 0.03m$  ». Cependant pour un écartement plus serré entre la vitre et l'absorbeur «  $e_{VP} < 0.03m$  », la mise en œuvre du capteur devient très délicate et impose une grande finesse dans l'exécution, de plus on voit qu'il n'y a pas un grand profit à minimiser davantage l'espace si l'on bénéficie de 0,6 % de rendement à peine entre 0.01 et 0.03 m.

---

## RECOMMANDATIONS

Cette étude théorique nous permet d'aboutir à un ensemble de recommandations qui s'avèrent nécessaires pour développer l'utilisation des capteurs solaires plans

- Pour améliorer le rendement du capteur il faut minimiser les pertes thermiques vers l'ambiance en utilisant :
  - Vers l'arrière et les cotés latéraux du capteur : un renforcement adéquat de l'isolation thermique.
  - Vers l'avant : une couverture transparente dont les surfaces sont anti-réfléchissantes (pour minimiser les pertes par réflexion), une épaisseur optimale et un coefficient d'absorption du milieu, moins important (pour augmenter le facteur de transmission).
- L'augmentation du rendement est liée aux caractéristiques thermo physiques de l'absorbeur, pour cela, le matériau formant le capteur doit disposer de :
  - Une bonne conductibilité thermique.
  - Une bonne tenue à la fois ; au vieillissement dû au rayonnement ultraviolet, aux températures élevées et à la corrosion.
  - Un revêtement constitué d'une couche d'un matériau sélectif lui permettant un comportement favorable vis-à-vis des échanges radiatifs.
- L'emplacement du système joue également un rôle prépondérant, aussi nous recommandons :
  - De limiter les effets de masque.
  - De choisir des lieux moins ventés.
  - D'éviter les distances trop importantes entre l'implantation du capteur et le lieu d'utilisation.

Enfin nous apercevons qu'une étude expérimentale sur l'espace entre l'absorbeur et la vitre dans des conditions climatiques réelles pourra compléter et valider les résultats obtenus à partir de l'étude théorique.

- 
- [1] **R. Bernard - G. Menguy – M. Schwartz,**  
Le rayonnement solaire – conversion thermique et application,  
Technique et documentation, Paris 1979.
- [1] **P. Bessemoulin et J. Olivier**  
Le rayonnement solaire et sa composante,  
La météorologie 8<sup>e</sup> série, septembre 2000.
- [2] **C. khellil – K. Hadri Y- Attaf,**  
Gisement solaire du site d’Adrar pour l’an 2000,  
Enersole’01, Adrar 2001.
- [3] **M.H. Sellami,**  
Utilisation de l’énergie solaire pour la déminéralisation des eaux  
Saumâtres dans le sud Algérien,  
Thèse de magister, centre universitaire de Ouargla 2000.
- [4] **C. Delorme,**  
Gisement solaire – tome 2,  
Cours de troisième cycle, groupement de développement de la  
Télétection, Toulouse 1987.
- [5] **M. Daguene**  
Les séchoirs solaires: théorie et pratique  
Unesco, Paris 1985.
- [6] **J. Bernard,**  
Energie solaire : calculs et optimisation,  
Technosup Génie énergétique - Ellipses, Paris 2004
- [7] **D.K. Edwards,**  
Capteurs solaires,  
SCM, Paris 1979
- [8] **C. Chauliaquet,**  
L’énergie solaire dans le bâtiment,  
Eyrolles, Paris 1977.
- [9] **A.A. Sfeir – G. Gurracio,**  
Ingénierie des systèmes solaires : applications à l’habitat  
Technique et documentation
- [10] **A.Ghellab,**  
Choix et optimisation des paramètres de fonctionnement d’un  
Capteur solaire utilisé pour la climatisation  
Thèse de magister, Constantine 2002
- [11] **F. Benlahrache,**  
Comparaison entre deux systèmes de chauffe eau solaire en charge et  
Non charge,  
Thèse, magister en énergétique Université de Constantine.

- 
- [12] **N. Bellel,**  
Contribution à la réalisation et simulation d'un capteur plan à eau  
Type collecteur,  
Thèse de magister en énergétique, Constantine 1989.
- [13] **S. Laouar,**  
Etude comparative de deux types de capteurs solaires plan,  
Thèse de magister en énergétique, Constantine 1994.
- [14] **N. Boukerzaza,**  
Etude de l'effet des pertes thermiques sur les caractéristiques de  
Fonctionnement d'un distillateur solaire,  
Thèse de magister en physique énergétique, Constantine 2005
- [15] **H.K. Elminir,**  
Optimum solar flat-plate collector slope: case study for Helwan, Egypt  
Energy Conversion and Management, 47(2006) - ELSEVIER.
- [16] **J.F. Sacadura,**  
Initiation au transfert thermique, technique et documentation,  
Paris 1987.
- [17] **B. Touati,**  
Séchage solaire des produits en feuilles,  
Etude théorique et expérimentale d'un capteur solaire à air,  
C.U. Bechar, Algérie – SIPEB 2006.
- [18] **Y. Jannot,**  
Transferts thermiques,  
Paris 2003.
- [19] **N. Hamani,**  
Modélisation du flux solaire incident et de la température de sortie  
Dans un capteur solaire à eau avec effet de concentration du  
Rayonnement solaire incident,  
Thèse de magister, Université de Biskra, 2005.
- [20] **K. Skeiker,**  
Correlation of global solar radiation with common geographical and  
Meteorological parameters for Damascus province, Syria,  
Energy Conversion and Management - 47(2006) ELSEVIER.
- [21] **A. Guedira,**  
Procédure de qualification des capteurs plans sous ensoleillement  
Naturel au Maroc,  
Com. n° 265, JITH Tunis 2001.
- [22] **M. Capderou,**  
Atlas solaire d'Algérie,  
OPU, 1986.

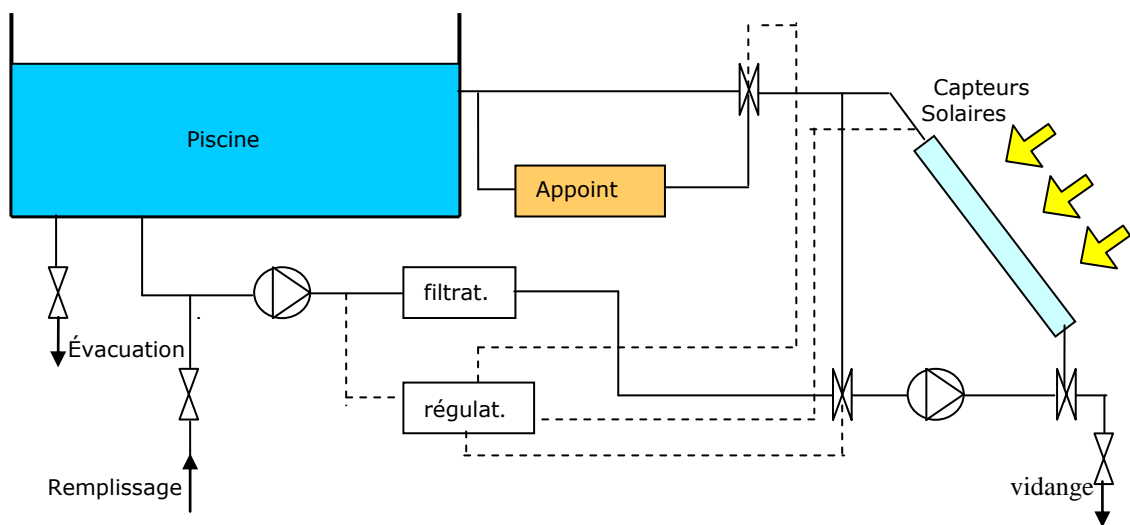
- [23] R. Tchinda,**  
Simulation numérique des performances d'un distillateur solaire  
Fonctionnant en mode indirect,  
AJST 2004 - UNESCO.
- [24] S.A. Kalogirou,**  
Prediction of flat-plate collector performance parameters using artificial  
Neural networks,  
Solar Energy 80 (2006) ELSEVIER.
- [25] A.S.Youcef,**  
Study and optimization of the thermal performances of the offset  
Rectangular plate fin absorber plates, with various glazing,  
Renewable Energy - 30(2005) ELSEVIER.
- [26] M.Pucar,**  
The effect of diffuse/indirect light on the energy gain of solar thermal  
Collectors,  
Renewable Energy - 30(2005) ELSEVIER.
- [27] E. Amouyal**  
Energie solaire.  
L'actualité chimique - mai/juin 2007.
- [28] K.Najim,**  
Outil mathématique pour le génie des procédés,  
Dunod, Paris 1999.

## A- PISCINE SOLAIRE.

### A.1 – INTRODUCTION.

La piscine solaire diffère de la piscine traditionnelle par le mode de chauffage. Celui-ci peut être tout solaire ou bien mixte. Dans ce dernier cas, une énergie une assistance énergétique vient composer l'insuffisance éventuelle des apports solaires.

L'installation solaire doit permettre d'avoir l'eau de la piscine à une température agréable. Les pertes thermiques proviennent des échanges thermiques de l'eau avec les parois du bassin et avec l'air à la surface de celui-ci. Ces pertes devront être compensées par les apports solaires. Ceux-ci sont de deux types : direct par la surface même du bassin qui joue le rôle de capteur plan horizontal et indirects, en provenance des capteurs solaires.



**figure.A.1** schéma d'une piscine solaire

## A.2 – LES PERTES THERMIQUES : ils ont cinq origines :

### A.2.1 – PERTES PAR CONDUCTION $Q_{cd}$ :

L'eau se refroidit par conduction à travers les parois de la piscine, l'énergie perdue est fonction de la conductivité du matériau constituant ces parois. En considérant que les parois de surface  $A_p$ , sont toutes de même nature avec une conductivité thermique  $\lambda_p$  et une épaisseur  $e_p$ . On écrit le coefficient d'échange thermique par conduction sous la forme :

$$h_{cd} = \frac{\lambda_p}{e_p} \quad (A.1)$$

On a donc :

$$Q_{cd} = h_{cd} \cdot (T_E - T_0) \cdot A_p \quad (A.2)$$

On peut écrire aussi:

$$Q_{cd} = \frac{\lambda_p}{e_p} \cdot (T_E - T_0) \cdot A_p \quad (A.3)$$

Où

$T_0$  et  $T_E$ : sont respectivement les températures de l'eau de la piscine et celle de l'eau du réseau d'adduction (°C).

### A.2.2 – PERTES PAR CONVECTION $Q_{cv}$ :

Elles s'effectuent avec l'air ambiant.

$$Q_{cv} = h_{cv} \cdot (T_E - T_A) \cdot A_E \quad (A.4)$$



Avec

$h_{cv}$  : coefficient d'échange thermique par convection ( $w/m^2.k$ ),

$A_E$  : surface de l'eau du bassin ( $m^2$ ),

$T_A$  : température de l'air ambiant ( $^{\circ}C$ ),

Le coefficient de transfert thermique par convection entre la surface de l'eau et l'air ambiant est donné par une formule simple:

$$h_{cv} = 5,67 + 3,86.V_v \quad (A.5)$$

### A.2.3 – PERTES PAR RAYONNEMENT $Q_r$ :

La surface de l'eau rayonne avec le ciel que l'on peut considérer comme un corps noir à la température  $T_C$  donnée par :

$$T_C = 0,0522.T_A^{1,5} \quad (A.6)$$

$T_C$  et  $T_A$  : températures données en Kelvin

$$Q_r = \varepsilon_E \cdot \sigma \cdot (T_E^4 - T_C^4) \cdot A_E \quad (A.7)$$

Avec

$\varepsilon_A$  : émissivité infrarouge de l'eau,

$\sigma$  : constante de stéphan-Boltzmann,  $\sigma = 5,67.10^{-8} w/m^2.k^4$

$T_C$  : température du ciel ( $^{\circ}C$ ),

**A.2.4 – PERTES PAR EVAPORATION  $Q_{ev}$  :**

Elles sont proportionnelles au coefficient d'échange thermique par convection et à l'humidité relative de l'air balayant l'eau de la piscine. La puissance échangée est donnée par une formule empirique suivante :

$$Q_{ev} = \frac{h_{cv} \cdot L_v}{Cp_A} \cdot (\varphi_2 \cdot \omega_{SE} - \varphi_1 \omega_{SA}) \quad (A.8)$$

$h_{cv}$  : coefficient d'échange thermique par convection entre l'eau et l'air (w/m<sup>2</sup>°k),

$L_v$  : chaleur latente d'évaporation de l'eau = 2450 kJ/kg

$Cp_A$  : chaleur massique de l'air = 1 kJ/kg d'air.k,

$\varphi_2$  : humidité relative de l'air après son passage au-dessus de l'eau de la piscine,

$\omega_{SE}$  : humidité absolue de l'air saturé à  $T_E$  (kg d'eau/kg d'air sec),

$\varphi_1$  : humidité relative de l'air avant son passage au-dessus de l'eau de la piscine,

$\omega_{SA}$  : humidité absolue de l'air saturé à  $T_A$  (kg d'eau/kg d'air sec).

On peut calculer l'humidité absolue  $\omega_s$  de l'air saturé à la température  $T$  (en °C) par la relation suivante :

$$\omega = 0,622 \cdot \frac{p_{vs}}{1.013 \cdot 10^{-5} - p_{vs}} \quad (A.9)$$

Avec

$$p_{vs} = 611 \cdot \exp\left(\frac{T}{0.059 \cdot T + 13,706}\right) \quad (A.10)$$

**A.2.5 – PERTES PAR RENOUVELLEMENT D'EAU  $Q_e$  :**

Le maintien du niveau de l'eau se fait par un apport d'eau du réseau dont la température est plus faible que celle du bassin. les pertes dues à l'adduction de l'eau son :

$$Q_e = \frac{k \cdot V_e}{\Delta t} \cdot \rho_E \cdot C_{pE} \cdot (T_E - T_0) \quad (\text{A.11})$$

Avec

$k$  : est la fraction du volume  $V_e$  de la piscine, renouvelé durant  $\Delta t$ ,

$\rho_E$  : masse volumique de l'eau à  $T_E$  ( $\text{kg/m}^3$ ),

$C_{pE}$  : chaleur massique de l'eau à  $T_E$  ( $\text{j/kg.k}$ ).

**A.2.6 – APPORTS SOLAIRES DIRECTS  $Q_p$  :**

La surface de l'eau du bassin est un capteur horizontal qui absorbe l'énergie solaire directe le premier type d'apports, s'écrit :

$$Q_p = \alpha_E \cdot G_h \cdot A_E \quad (\text{A.12})$$

$\alpha_E$  : absorptivité solaire de l'eau,

$G_h$  : éclairement solaire global reçu sur un plan horizontal ( $\text{w/m}^2$ ).

**A.2.7 – APPORTS DUS AUX CAPTEURS  $Q_c$  :**

Connaissant le rendement des capteurs le deuxième type d'apports, s'écrit :

$$Q_c = \eta_c \cdot G \cdot A_c \quad (\text{A.13})$$

$\eta_c$  : rendement d'un capteur solaire.

G : éclairement solaire global reçu par la batterie de capteurs,

$A_c$  : surface de la batterie des capteurs ( $m^2$ ).

Si les apports solaires instantanés sont égaux aux pertes instantanées, on peut écrire :

$$Q_p + Q_c = Q_{cd} + Q_{cv} + Q_r + Q_{ev} + Q_e \quad (\text{A.14})$$

## B. – LE STOCKAGE DE LA CHALEUR

### B.1 – INTRODUCTION

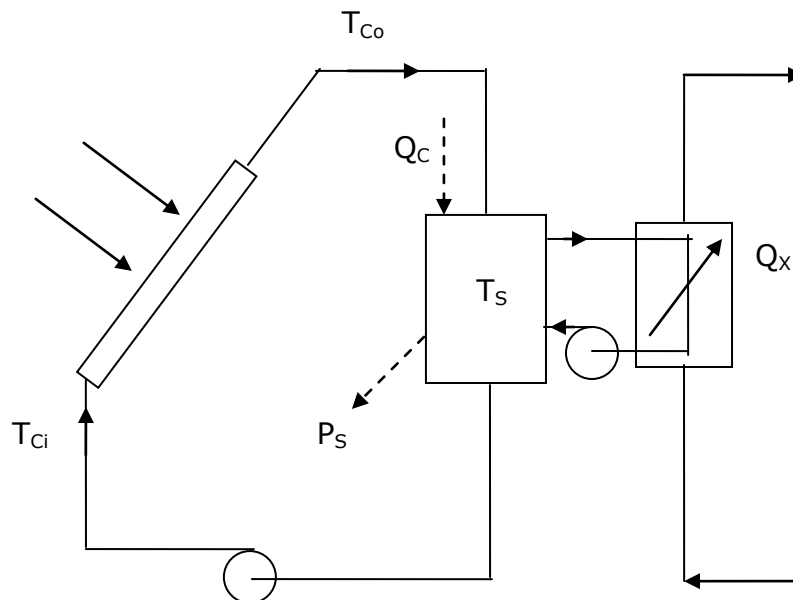
On exprime le besoin de stockage dès qu'on adapte la production à la consommation, la nature intermittente du rayonnement solaire implique cette adaptation ou l'utilisation d'une source d'énergie d'appoint. Plusieurs méthodes de chaleur existent, on s'intéresse dans notre cas au stockage par chaleur sensible en utilisant par exemple l'eau pour constituer le stockage car ce dernier possède une capacité calorifique et une masse volumique assez importantes.

Tout organe de stockage de chaleur sensible présente plus ou moins une certaine stratification thermique, qui peut exercer une grande influence sur le rendement d'un système solaire.

### B.2 – STOCKAGE DANS UN BALLON.

#### B.2.1 – EQUATION DU BALLON ISOTHERME :

Soit le schéma simplifié d'un ballon de stockage lié à un insolateur plan.



**Figure B.1** – schéma d'un système solaire avec un ballon d'eau isotherme.

On écrit le bilan énergétique instantané dans le ballon sous la forme :

$$(M.Cp)_S \cdot \frac{dT_S}{dt} = Q_C - Q_X - P_S \quad (B.1)$$

Où

$(MCp)_S$  : capacité calorifique du stockage

$Q_C$  : puissance fournie par le capteur

$$Q_C = (\dot{m}.Cp)_C \cdot (T_{Co} - T_{Ci}) \quad (B.2)$$

$T_{Co}$  : température du fluide à la sortie du capteur.

$T_{Ci}$  : température du fluide à l'entrée du capteur.

$T$  : température de l'eau du ballon

$T_{Ci} = T_S$

$Q_X$  : énergie utile extraite du ballon.

$P_S$  : pertes thermiques du ballon.

$$P_S = (K.A)_S \cdot (T_S - T_E) \quad (B.3)$$

$(K.A)_S$  : produit de la surface des parois du ballon par le coefficient de pertes thermiques à travers les parois.

$T_A$  : est la température de l'air.

En régime permanent l'équation B.1 discrétisée s'écrit :

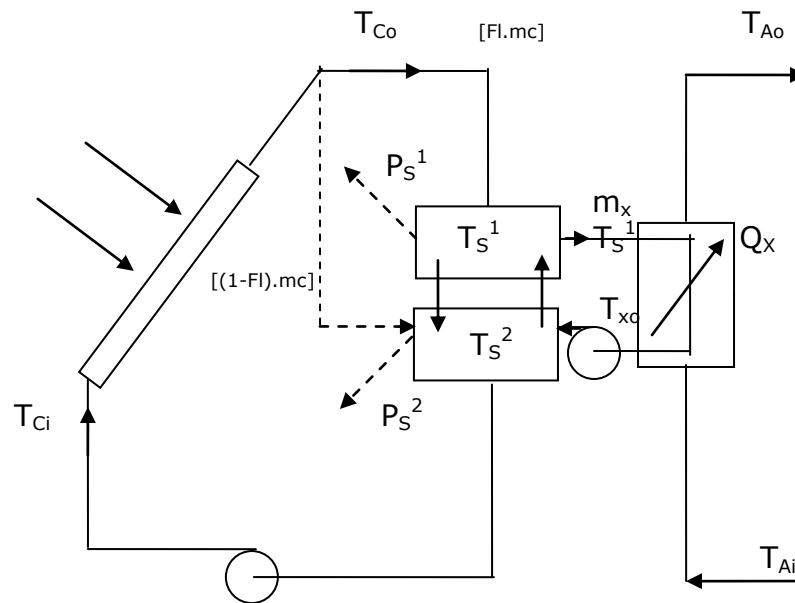
$$T_{Sf} = T_{Sb} + \left[ \frac{Q_C - Q_X - (K.A)_S \cdot (T_{Sb} - T_A)}{(M.Cp)_S} \right] \quad (B.4)$$

$T_{Sf}$  et  $T_{Sb}$  : sont respectivement les températures à la fin et au début de l'heure.

### B.2.2 – EQUATION DU BALLON STRATIFIE EN DEUX VOLUMES ISOTHERME :

Soit  $F_i$  une fonction de contrôle des débits telle que le fluide venant du capteur solaire se stabilise :

- dans la partie inférieure froide du ballon si  $F_i = 0$
- dans la partie supérieure chaude quand  $F_i = 1$ .



**Figure B.2** – schéma d'un système avec un ballon d'eau stratifié en deux volumes isothermes.

Le bilan thermique, dans le volume supérieur, discrétisé sur la période d'une heure s'écrit :

$$\begin{aligned} (MCp)_S^1 \cdot (T_{Sf}^1 - T_{Sb}^1) &= F_i \cdot (mCp)_C \cdot (T_{Co} - T_{Sb}^1) - (mCp)_X \cdot (T_{Sb}^1 - T_{Sb}^2) \\ &- (K.A)_S^1 \cdot (T_{Sb}^1 - T_A) \end{aligned} \quad (B.5)$$

Avec

$$F_i = 1 \quad \text{pour} \quad T_{Co} > T_{Sb}^1$$

$$F_i = 0 \quad \text{pour} \quad T_{Sb}^1 > T_{Co} > T_{Sb}^2$$

$(mCp)_x$  est le débit calorifique horaire du fluide primaire (eau du capteur) qui circule dans l'échangeur.

Les volumes isothermes, supérieur et Inférieur sont désignés respectivement par les indices 1 et 2.

La partie droite du bilan représente l'énergie utilisée pour la consommation, extraite de l'échangeur. Dans ce cas le débit  $m_x$  est déplacé du volume inférieur vers le volume supérieur.

De la même manière le bilan discrétisé du volume inférieur s'écrit :

$$\begin{aligned} (M.Cp)_S^2.(T_{Sf}^2 - T_{Sb}^2) &= (1 - Fi).(mCp)_C.(T_{Co} - T_{SB}^2) \\ + Fi.(mCp)_C.(T_{Sb}^1 - T_{Sb}^2) &+ (mCp)_X.(T_{Xo} - T_{Sb}^2) - (KA)_S^2.(T_{Sb}^2 - T_A) \end{aligned} \quad (B.6)$$

$T_{Xo}$  : est la température de retour dans l'échangeur de l'eau refroidie qui entre dans le volume inférieur du ballon. Elle est déterminée d'avance à partir de la valeur horaire  $Q_X$ .

La résolution des bilans énergétiques horaires (relations : B.1, B.5 et B.6) passe par le calcul de l'énergie horaire  $Q_X$ , transférée dans l'échangeur du fluide primaire du ballon au fluide secondaire vers l'utilisation.

La valeur de  $Q_X$  est déterminée par la relation Beckman et al :

$$Q_X = \text{Min}(Q_L, Q_E) \quad (B.7)$$

Où

$Q_E$  est l'énergie horaire maximale transférée à travers l'échangeur. Elle s'écrit :

$$Q_E = \eta_X.(mCp)_{\text{Min}}.(T_{Sb}^1 - T_{Ai}) \quad (B.8)$$

Avec

$\eta_X$  : efficacité thermique de l'échangeur.

$T_{Ai}$  : température à l'entrée de l'échangeur du fluide secondaire.

$Q_L$  : est la valeur de l'énergie horaire des besoins thermiques.



**A – PROPRIETES PHYSIQUES DE L'AIR****A.1 – CONDUCTIVITE THERMIQUE DE L'AIR :**

$$\lambda(T_m) = 7,57.10^{-5}.T_m + 0.0242$$

(W/m.K)

**A.2 – MASSE VOLUMIQUE :**

$$\rho(T_m) = \frac{353}{(T_m + 273)}$$

(kg/m<sup>3</sup>)

**A.3 – VISCOSITE DYNAMIQUE :**

$$\mu(T_m) = 0,0046.10^{-5}.T_m + 1,7176.10^{-5}$$

(Kg/m.s)

**A.4 – VISCOSITE CINEMATIQUE :**

$$\nu(T_m) = 0,0146.10^{-5}.T_m + 1,8343.10^{-5}$$

(m<sup>2</sup>/s)

**A.5 – NOMBRE DE PRANDTL :**

$$Pr(T_m) = -2,54.10^{-4}.T_m + 0.7147$$

$T_m$  : température moyenne du fluide en (°C).

**B. – PROPRIETES PHYSIQUES DE L'EAU****B.1 – CONDUCTIVITE THERMIQUE DE L'EAU :**

$$\lambda(T_F) = 0,5692 + 0,1858 \cdot 10^{-2} \cdot T_F - 0,7499 \cdot 10^{-5} \cdot T_F^2$$

(W/m.K)

**B.2 – MASSE VOLUMIQUE :**

$$\rho(T_F) = 999,879395 + 0,04694 \cdot T_F - 0,66725 \cdot 10^{-2} \cdot T_F^2 + 0,208229 \cdot 10^{-4} \cdot T_F^3$$

(kg/m<sup>3</sup>)

**B.3 – VISCOSITE DYNAMIQUE :**

$$\mu(T_F) = 5,449 - 0,1067 \cdot T_F + 0,0007325 \cdot T_F^2$$

(Kg/m.s)

**B.4 – VISCOSITE CINEMATIQUE :**

$$v(T_F) = \frac{\mu(T_F)}{\rho(T_F)}$$

(m<sup>2</sup>/s)

$$v(T_F) = 1,7414 \cdot 10^{-6} - 4,453 \cdot 10^{-8} \cdot T_F + 5,51413 \cdot 10^{-10} \cdot T_F^2 - 3,3955 \cdot 10^{-12} \cdot T_F^3$$

**B.5 – CHALEUR MASSIQUE :**

$$C_p(T_F) = 4216,66406 - 3,1657 \cdot T_F + 0,0886749 \cdot T_F^2 - 0,10106375 \cdot 10^{-2} \cdot T_F^3$$

$$+ 0,444909529 \cdot 10^{-5} \cdot T_F^4$$

(J/kg.K)

**B.6 – NOMBRE DE PRANDTL :**

$$\text{Pr}(T_F) = 12,9969168 - 0,460649 \cdot T_F + 0,00886749 \cdot T_F^2 - 0,10106375 \cdot 10^{-5} \cdot T_F^4 \\ - 0,377076859 \cdot 10^{-8} \cdot T_F^5$$

$T_F$  : température du fluide en (°C)

**C – PROPRIETES THERMOPHYSIQUES DES ELEMENTS CONSTITUANT LE CAPTEUR.****C.1 – CARACTERISTIQUES GEOMETRIQUES DU CAPTEUR**

Longueur  $L=1.5$  m

Largeur  $l=1$  m

**C.2 – COUVERTURE TRANSPARENTE EN VERRE A VITRE**

$\lambda_V = 0,93$  W/m.k

$\rho_V = 2700$  kg/m<sup>3</sup>

$C_{p_V} = 840$  J/kg.k

$\varepsilon_V = 0,88$

$e_V = 0.003$

$k_e = 10$  m<sup>-1</sup>

**C.3 – PLAQUE ABSORBANTE EN CUIVRE**

$\alpha_p=0.97$

$\varepsilon_p=0.88$

$\lambda_p=384$

$c_{p_p}=398$

$\rho_p=8900$

**C.4 – ISOLANT EN POLYSTYRENE EXTRUDE**

$e_p = 0.08$  m

$\lambda_V = 0,030$  W/m.k

$\rho_V = 35$  kg/m<sup>3</sup>

$C_{p_V} = 1380$  J/kg.k

$\varepsilon_I=0.88$

**C.5 – TUYAUTERIE EN CUIVRE**

Pas :  $p = 40$  mm

Diamètre intérieur  $d_i = 12$  mm

Diamètre extérieur  $d_e = 14$  mm

Demi distance libre entre tubes :  $w = (p - d_e)/2 = 20$  mm

**C.6 – BOITIER EN BOIS**

$e_B = 0.02$  m

$\lambda_B = 0.198$  W/m.K

**C.7 – TABLEAUX :****Tableau C. 1 :** propriété de quelques surfaces transparentes au rayonnement solaire mais opaques au rayonnement infrarouge.

Matériau	Noms commerciaux	Ep. mm	$\tau$ %	$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	Cp J/kg.k	$\lambda$ W/m.K
Verre à vitre		3,00	85-92	2700	840	0,9
polycarbonate	Makloron Lexan	3,20	82-89	1200	1260	6,6
Polyméthacrylate	Altuglas Plexiglas	3,20	89-92	1200	1460	7,0
Polyester armé		1,00	77-90	1400	1050	3,5
Polytéréphtalate d'éthylène	Mylar Terphane	0,03	84	1,38	1170	7,0
Polyfluoroéthylène Propylène	Teflon FEP	0,05	97	2,15	1170	1,0
Polyfluorure vinyle	Tedlar	0,10	93	1,50	1380	4,0

**Tableau C.2 :** caractéristiques thermo physiques de matériaux métalliques pouvant constituer la plaque absorbante et utilisé dans le calcul (12).

	Conductivité thermique $\lambda$ (W/m.k)	Masse volumique $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Chaleur massique Cp (J/kg.k)
Cuivre	389	8940	38
Aluminium	200	2700	86
Acier inoxydable	46	7850	49

**Tableau C.3** : caractéristiques radiatives de quelques surfaces.

La sélectivité est le rapport de l'absorptivité solaire  $\alpha$  sur l'émissivité infrarouge  $\varepsilon$ .

<i>Etat de surface de différents matériaux</i>	$\alpha$	$\varepsilon$	$\alpha/\varepsilon$
<i>Acier poli</i>	0,63	0,09	7
<i>Aluminium anodisé</i>	0,80	0,14	5,71
<i>Peinture noir (selicate)</i>	0,97	0,88	1,10
<i>Acier sablé</i>	0,75	0,80	0,94

**Tableau C.4** : propriétés thermiques de quelques isolants.

<i>matériaux</i>	<i>conductivité thermique</i> $\lambda$ <i>W/m.K</i>	<i>masse volumique</i> $\rho$ <i>kg/m<sup>3</sup></i>	<i>chaleur massique</i> $C_p$ <i>J/kg.K</i>
<i>air (20°C)</i>	0.025	1.2	1003
<i>polystyrène expansé</i>	0.040	20	1500
<i>polystyrène extrudé</i>	0.030	35	1380
<i>mousse de polyuréthane</i>	0.029	30	1600
<i>laine de verre</i>	0.036	40	840
<i>liège expansé</i>	0.048	120	1380
<i>PVC</i>	0.166	1380	1000
<i>béton cellulaire</i>	0.075	280	800

**D – DETERMINATION DE LA TEMPERATURE AMBIANTE :**

Le calcul de la température ambiante se fait à l'aide d'une fonction sinusoïdale suivante [22]:

$$T_A = \frac{1}{2} \cdot (T_{A,\max} - T_{A,\min}) \cdot \sin \frac{\pi}{12} \cdot (t - 8) + \frac{1}{2} (T_{A,\max} + T_{A,\min})$$

Où

$T_{A,\max}$  : est la température maximale journalière moyenne du mois considéré (°C).

$T_{A,\min}$  : est la température minimale journalière moyenne du mois considéré (°C).

t : temps en heure

Pour les calculs (simulation) on se limite à l'intervalle de temps dans lequel le soleil est présent dans le ciel, et les rayons solaires arrivent sur la surface de captation.

## **E – RESOLUTION DES SYSTEMES D’EQUATIONS LINEAIRES PAR LES METHODES ITERATIVES.**

Pour résoudre un problème, la solution analytique n’est pas toujours facile à obtenir et elle est en général inaccessible, on est donc conduit à chercher une solution approchée par une méthode numérique dont l’utilisation est plus aisée. Dans le cadre de cette étude, la méthode de Gauss Seidel d’itération est choisie pour la résolution du système d’équation établi.

METHODE DE GAUSS SEIDEL [28]:

### **E.1 – PRINCIPE :**

On veut résoudre le système linéaire suivant.

$$A \times T = B$$

Où :

A : est une matrice carrée d’ordre  $n \times n$  ;

B : est la matrice colonne du deuxième membre d’ordre  $n$  ;

T : est le vecteur des inconnues,  $T = (T_1, T_2, \dots, T_n)$  ;

Ecrivons A sous la forme :

$$A = M - N$$

Où :

$$M = D - L$$

Et

$$N = U$$



Avec

D : matrice diagonale ;

L : matrice inférieure ;

U : matrice supérieure.

Alors la matrice A devient :

$$A = (D - L) - U$$

Dans la méthode de Gauss Seidel, et à partir d'un vecteur initial  $T^{(0)}$ , on peut écrire :

$$T^{(1)} = (D - L)^{-1} \times U \times T^{(0)} + (D - L)^{-1} \times B$$

Comme l'inverse de (D - L) peut être compliquée à calculer, on préfère écrire le système comme suit :

$$(D - L) \times T^{(1)} = U \times T^{(0)} + B$$

Soit encore :

$$D \times T^{(1)} = L \times T^{(1)} + U \times T^{(0)} + B$$

Où

$$T^{(1)} = D^{-1} \times L \times T^{(1)} + D^{-1} \times U \times T^{(0)} + D^{-1} \times B$$

En développant cette récurrence vectorielle on obtient :

$$T_1 = (b_1 - a_{12} \times T_{p_2} - a_{13} \times T_{p_3} - \dots - a_{1n} \times T_{p_n}) / a_{11}$$

$$T_2 = (b_2 - a_{21} \times T_1 - a_{23} \times T_{p_3} - \dots - a_{2n} \times T_{p_n}) / a_{22}$$

.....

$$T_n = (b_n - a_{n1} \times T_1 - a_{n2} \times T_2 - \dots - a_{nn} \times T_n) / a_{nn}$$

## E.2 – CONDITION DE CONVERGENCE :

Le système d'équations converge si :

$$|T_i - T_{p_i}| \leq \pi \varepsilon$$

Ou bien :

$$\frac{|T_i - T_{p_i}|}{|T_i|} \leq \pi \varepsilon$$

Ou bien :

$$\sqrt{\sum_{i=1}^n (T_i - T_{p_i})^2} \leq \pi \varepsilon$$

```

integer dd,tsv,i
real sigma,l,et,tu,tsm,omega,Sh,Dh,S,D,Gh,G,Qv,Qp,sih,
+ai,coai,ah,ros,tos,rod,tod,alps,alpd,beta,ke,tve,tvi,tp,tt,tf,
+tii,tie,deltat,lam_a,ro_a,mu_a,nu_a,Nus_a,mu_e1,mu_e2,ro_e,
+tmvp,cp_e,lam_e,Nus_e,hcvpv,hrpv,m,mw,R1,R2,Kav,Kg,
+C1,C2,C3,ex,f,Fi,Ft,Qu,nu_op,nu_th,Ff,deb,tfs,nsd
dimension tvi(100,50),tve(100,50),tp(100,50),tt(100,50),
+tf(100,50),tii(100,50),tie(100,50),deltat(100,50),
+tvec(100,50),tvic(100,50),tpc(100,50),ttc(100,50),tfc(100,50),
+tiic(100,50),tiec(100,50),dila(100,50),lam_e(100,50),ro_e(100,50),
+mu_e1(100,50),mu_e2(100,50),cp_e(100,50),tc(100),hrvc(100,50),
+hcvf(100,50),tmvp(100,50),lam_a(100,50),ro_a(100,50),mu_a(100,50),
+nu_a(100,50),Pr_a(100,50),Gr_a(100,50),Ra_a(100,50),
+Nus_a(100,5),hcvpv(100,50),m(100,50),mw(100,50),f(100,50),
+hrpv(100,50),hris(100,50),Re_e(100,50),Pr_e(100,50),nsd(100,50),
+Gz_e(100,50),Nus_e(100,50),R1(100,50),R2(100,50),Kav(100,50),
+Kg(100,50),C1(100,50),C2(100,50),C3(100,50),Fi(100,50),Ff(100),
+ex(100,50),Ft(100,50),Qu(100,50),nu_th(100,50),tfs(100,50),
+nu_op(100),tam(100),omega(100),tu(100),tsm(100),tsv(100),ah(100),
+sih(100),ai(100),coai(100),taus(100),taud(100),Dh(100),Sh(100),
+Dsol(100),Dciel(100),D(100),S(100),Gh(100),G(100),tetas(100),
+ros(100),tors(100),toas(100),tos(100),alps(100),tetad(100),
+rod(100),tord(100),toad(100),tod(100),alpd(100),Qv(100),Qp(100)
file name='G1'
open(unit=5,file='G1')
write(*,*)"donner la valeur de evp"
read(*,*)evp
beta0=60
jj=21
mm=12
l=6.37
phi=36.17
tamax=13
tamin=4
a=0.88
b=0.26
nv=1
ke=10.
vv=10.
tfe=15
deb=70
ev=0.003
ep=0.001
epsi_v=0.9
alp_p=0.97
epsi_p=0.88
lam_p=384
cp_p=398
ro_p=8900
c "rayonnement global"
dd=jj+31*(mm-1)
if(mm.lt.3)then
dd=dd
else
dd=dd-int(0.4*mm+2.3)
endif
write(*,*)"dd=",dd

```

```

do 30 dd=1,365
write(*,*)"dd=",dd
sigma=23.45*sin(0.9836*(dd-81)*3.14/180.)
write(*,*)"sigma(",dd,")=",sigma
et=-0.0002+0.4197*cos(0.9836*dd*3.14/180.)-7.3509*
+ sin(0.9836*dd*3.14/180.)-3.2265*cos(1.9672*dd*3.14/180.)-9.3912*
+ sin(1.9672*dd*3.14/180.)-0.0903*cos(2.9508*dd*3.14/180.)-0.3361*
+ sin(2.9508*dd*3.14/180.)
write(*,*)"et(",dd,")=",et
30 continue
do 10 tl=9,17
write(*,*)"tl(",tl,")=",tl
c temps universel
tu(tl)=tl-1
write(*,*)"tu(",tl,")=",tu(tl)
c temps solaire moyen
tsm(tl)=tu(tl)-l/15
write(*,*)"tsm(",tl,")=",tsm(tl)
c temps solaire vrai
tsv(tl)=tsm(tl)+et/60
write(*,*)"tsv(",tl,")=",tsv(tl)
i=tsv(tl)
write(*,*)"i=",i
omega(i)=15*(i-12)
write(*,*)"omega=",omega(i)
beta=beta0*3.14/180.
sih(i)=cos(36.17*3.14/180.)*cos(sigma*3.14/180.)*
+ cos(omega(i)*3.14/180.)+sin(36.17*3.14/180.)*sin(sigma*3.14/180.)
write(*,*)"sih(",i,")=",sih(i)
ah=(asin(sih(i)))
write(*,*)"ah(",i,")=",ah(i)*180./3.14
coai(i)=cos(omega(i)*3.14/180.)*cos(sigma*3.14/180.)*
+ cos((36.17-beta0)*3.14/180.)+sin(sigma*3.14/180.)*
+ sin((36.17-beta0)*3.14/180.)
write(*,*)"coai(",i,")=",coai(i)
ai=(acos(coai(i)))
write(*,*)"ai(",i,")=",ai(i)*180./3.14
c "calcul du rayonnement global"
taus(i)=a*exp(-0.93*b/sih(i))
taud(i)=0.271-0.2939*taus(i)
Dh(i)=1396.97*sih(i)*taud(i)
Sh(i)=1396.97*taus(i)
Dsol(i)=0.2*((1.-cos(beta))/2.)*(Sh(i)+Dh(i))
Dciel(i)=((1.+cos(beta))/2.)*Dh(i)
D(i)=Dsol(i)+Dciel(i)
S(i)=Sh(i)*coai(i)
Gh(i)=Dh(i)+Sh(i)
G(i)=D(i)+S(i)
write(*,*)"i=",i
write(*,*)"D(",i,")=",D(i)
write(*,*)"S(",i,")=",S(i)
write(*,*)"G(",i,")=",G(i)
c "calcul des puissances absorbées par la vitre et l'absorbeur"
tetas(i)=asin((1/1.5)*sin(ai(i)))
ros(i)=((sin(tetas(i)-ai(i))/sin(tetas(i)+ai(i))))**2.+
+ (tan(tetas(i)-ai(i))/tan(tetas(i)+ai(i))))**2.)*0.5
tors(i)=(1.-ros(i))/(1.+(2*nv-1)*ros(i))

```

```

toas(i)=exp(-ke*(2*nv-1)*ev/(cos(tetas(i))))
tos(i)=tors(i)*toas(i)
write(*,*) "tos(",i,")=",tos(i)
alps(i)=1.-ros(i)-tos(i)
tetad(i)=asin((1/1.5)*sin(1.047))
rod(i)=0.5*((sin(tetad(i)-1.047)/sin(tetad(i)+1.047))**2.+
+ (tan(tetad(i)-1.047)/tan(tetad(i)+1.047))**2.)
tord(i)=(1.-rod(i))/(1.+(2*nv-1)*rod(i))
toad(i)=exp(-ke*(2*nv-1)*ev/cos(tetad(i)))
tod(i)=tord(i)*toad(i)
write(*,*) "tod(",i,")=",tod(i)
alpd(i)=1-rod(i)-tod(i)
Qv(i)=S(i)*alps(i)+D(i)*alpd(i)
Qp(i)=alp_p*((S(i)*tos(i)+(D(i)*tod(i)))/
+ (1.-((1.-alp_p)*rod(i)))
write(*,*) "Qv(",i,")=",Qv(i)
write(*,*) "Qp(",i,")=",Qp(i)
c      "le rendement optique nu_op"
nu_op(i)=Qp(i)/G(i)
write(*,*) "nu_op(",i,")=",nu_op(i)*100
c      "temperature ambiante"
tam(i)=0.5*(tamax+tamin)+0.5*(tamax-tamin)*
+ sin(((i)-8.)*3.14/12)
write(*,*) "tam(",i,")=",tam(i)
do 20 j=0,5
c      "initialisation des températures"
if j=0 then
tf(7,0)=tfe
tf(i-,0)=tfe
endif
tve(7,j)=tam(7)
tvi(7,j)=tam(7)
tp(7,j)=tam(7)
tt(7,j)=tam(7)
tf(7,j-1)=tfe
tii(7,j)=tam(7)
tie(7,j)=tam(7)
endif
tve(i,j)=tve(i-1,j)
tvi(i,j)=tvi(i-1,j)
tp(i,j)=tp(i-1,j)
tt(i,j)=tt(i-1,j)
tf(i,j-1)=tf(i-1,j-1)
tii(i,j)=tii(i-1,j)
tie(i,j)=tie(i-1,j)
c      "transfert et caracteristiques"
30      tmvp(i,j)=(tp(i,j)+tvi(i,j))/2.
write(*,*) "tmvp(",i,","j,")=",tmvp(i,j)
c      "cractéristiques de l'air"
c      "conductivité thermique (W/m°C)"
lam_a(i,j)=0.0242+7.57*10.**(-5)*tmvp(i,j)
write(*,*) "lam_a=",lam_a(i,j)
c      "masse volumique (kg/m3)"
ro_a(i,j)=353./(tmvp(i,j)+273.)
write(*,*) "ro_a=",ro_a(i,j)
c      "viscosité dynamique (kg/m.s)"
mu_a(i,j)=(1.7176+0.0046*tmvp(i,j))*10.**(-5)

```

```

write(*,*)"mu_a=",mu_a(i,j)
c   "caractéristiques de l'eau"
c   "conductivite thermique(W/m°C)"
lam_e(i,j)=0.5692+(0.1858-0.7499*1e-03*tf(i,j-1))*
+   tf(i,j-1)*1e-02
write(*,*)"lam_e(",i,",",j,")=",lam_e(i,j)
c   "masse volumique(kg/m3)"
ro_e(i,j)=999.879395+0.04694*tf(i,j-1)-0.66725*1e-02*
+   tf(i,j-1)**2.+0.208229*1e-04*tf(i,j-1)**3.
write(*,*)"ro_e(",i,",",j,")=",ro_e(i,j)
c   "viscosite dynamique (kg/m.s)"
mu_e1(i,j)=5.449-0.1087*tf(i,j-1)+7.325*1e-04*tf(i,j-1)**2
mu_e1(i,j)=mu_e1(i,j)/3600.
write(*,*)"mu_e1(",i,",",j,")=",mu_e1(i,j)
mu_e2(i,j)=5.449-0.1087*tt(i,j)+7.325*1e-04*
+   tt(i,j)**2
mu_e2(i,j)=mu_e2(i,j)/3600.
write(*,*)"mu_e2(",i,",",j,")=",mu_e2(i,j)
c   "chaleur spécifique (J/kg.°C)"
cp_e(i,j)=4216.66406-3.1657*tf(i,j-1)+0.0886749*
+   tf(i,j-1)**2.-0.10106375*1e-02*tf(i,j-1)**3.+0.444909529*
+   1e-05*tf(i,j-1)**4.
write(*,*)"cp_e(",i,",",j,")=",cp_e(i,j)
tve(i,j)=tve(i,j)+273
tvi(i,j)=tvi(i,j)+273
tp(i,j)=tp(i,j)+273
tt(i,j)=tt(i,j)+273
tf(i,j-1)=tf(i,j-1)+273
tii(i,j)=tii(i,j)+273
tie(i,j)=tie(i,j)+273
tmvp(i,j)=tmvp(i,j)+273
c   "Ambiance - vitre"
c   "Convection forcée hcvva"
hcvva=5.67+3.86*vv
write(*,*)"hcvva=",hcvva
c   "Rayonnement hrvc"
tc(i)=0.0552*tam(i)**1.5
write(*,*)"tc(",i,")=",tc(i)
tc(i)=tc(i)+273
hrvc(i,j)=4.9896*1e-08*(tve(i,j)**2.+tc(i)**2.)*
+   (tve(i,j)+tc(i))
write(*,*)"tc(",i,")=",tc(i)
write(*,*)"hrvc(",i,",",j,")=",hrvc(i,j)
c   "Conduction entre les interfaces de la vitre hcdv"
hcdv=0.93/ev
write(*,*)"hcdv=",hcdv
c   "Vitre - plaque"
c   "Convection entre le verre et la plaque hcvpv"
nu_a(i,j)=mu_a(i,j)/ro_a(i,j)
write(*,*)"nu_a(",i,",",j,")=",nu_a(i,j)
dila(i,j)=2./((tp(i,j)-273.)+(tvi(i,j)-273.))
write(*,*)"dila(",i,",",j,")=",dila(i,j)
deltat(i,j)=abs(tp(i,j)-tvi(i,j))
write(*,*)"deltat(",i,",",j,")=",deltat(i,j)
Pr_a(i,j)=mu_a(i,j)*1008./lam_a(i,j)
write(*,*)"Pr_a(",i,",",j,")=",Pr_a(i,j)
Gr_a(i,j)=9.81*dila(i,j)*deltat(i,j)*evp**3./

```

```

+ (nu_a(i,j)**2.)
write(*,*)"Gr_a(",i,",",j,") =",Gr_a(i,j)
Ra_a(i,j)=Gr_a(i,j)*Pr_a(i,j)
write(*,*)"Ra_a(",i,",",j,") =",Ra_a(i,j)
if(Gr_a(i,j).lt.1700.+47.8*beta0) goto 120
if(Gr_a(i,j).gt.80000.) goto 110
Nus_a(i,j)=(0.06+3*10**(-4)*(90.-beta0))*(Gr_a(i,j))**0.33
write(*,*)"Nus_a(",i,",",j,") =",Nus_a(i,j)
goto 130
110 Nus_a(i,j)=2.5+0.0133*(90.-beta0)
write(*,*)"Nus_a(",i,",",j,") =",Nus_a(i,j)
goto 130
120 Nus_a(i,j)=1.013
write(*,*)"Nus_a(",i,",",j,") =",Nus_a(i,j)
goto 130
130 hcvpv(i,j)=Nus_a(i,j)*lam_a(i,j)/evp
write(*,*)"hcvpv(",i,",",j,") =",hcvpv(i,j)
c "rayonnement hrpv"
hrpv(i,j)=(5.67*10.**(-8.)*(tp(i,j)**2.+tvi(i,j)**2.)*
+ (tp(i,j)+tvi(i,j)))/((1.-epsi_v)/epsi_v+1.+
+ (1.-epsi_p)/epsi_p)
write(*,*)"hrpv(",i,",",j,") =",hrpv(i,j)
c "Conduction entre la plaque et tube hcdpt"
hcdpt=lam_p/ep
write(*,*)"hcdpt=",hcdpt
c "Convection entre le tube et l'eau hcvf"
Re_e(i,j)=deb*ro_e(i,j)/(mu_e1(i,j)*(314.*12.*36.))
write(*,*)"Re_e(",i,",",j,") =",Re_e(i,j)
Pr_e(i,j)=(mu_e1(i,j)*cp_e(i,j))/lam_e(i,j)
write(*,*)"Pr_e(",i,",",j,") =",Pr_e(i,j)
Gz_e(i,j)=Pr_e(i,j)*Re_e(i,j)*0.012/1.5
write(*,*)"Gz_e(",i,",",j,") =",Gz_e(i,j)
if(Re_e(i,j).gt.2100.) goto 220
if(Gz_e(i,j).gt.100.) goto 210
Nus_e(i,j)=3.66+(0.085*Gz_e(i,j)*
+ (mu_e1(i,j)/mu_e2(i,j))**0.14)/
+ (1+0.047*Gz_e(i,j)**0.66)
write(*,*)"Nus_e(",i,",",j,") =",Nus_e(i,j)
goto 240
210 Nus_e(i,j)=1.86*Gz_e(i,j)**0.33*(mu_e1(i,j)/
+ mu_e2(i,j))**0.14+0.87*(1.+0.015*Gz_e(i,j)**0.33)
write(*,*)"Nus_e(",i,",",j,") =",Nus_e(i,j)
goto 240
220 if(Re_e(i,j).gt.10000.) goto 230
Nus_e(i,j)=0.116*(Re_e(i,j)**0.66-125.)*
+ Pr_e(i,j)**0.33*(1.+(0.012/1.30)**0.66)*(mu_e1(i,j)/
+ mu_e2(i,j))**0.14
write(*,*)"Nus_e(",i,",",j,") =",Nus_e(i,j)
goto 240
230 Nus_e(i,j)=0.023*Re_e(i,j)**0.8*Pr_e(i,j)**0.33*
+ (mu_e1(i,j)/mu_e2(i,j))**0.14
write(*,*)"Nus_e(",i,",",j,") =",Nus_e(i,j)
240 hcvf(i,j)=Nus_e(i,j)*lam_e(i,j)/0.0 12
write(*,*)"hcvf(",i,",",j,") =",hcvf(i,j)
c "conduction entre le tube et l'isolant hcdit"
hcdit=194.500
write(*,*)"hcdit=",hcdit

```

```

c    "conduction entre les interfaces de l'isolant hcdi"
hcdi=lam_is/eis
write(*,*)"hcdi=",hcdi
c    "convection entre l'isolant et l'ambiance hcvia"
hcvia=5.67+3.86*vV
write(*,*)"hcvia=",hcvia
c    " rayonnement entre l'isolant et le sol hris"
tam(i)=tam(i)+273
write(*,*)"tam(",i,")=",tam(i)
hris(i,j)=0.567*1e-08*(tie(i,j)**2.+tam(i)**2.)*
+ (tam(i)+tie(i,j))
write(*,*)"hris(",i,",",j,")=",hris(i,j)
c    "lecture des éléments de la matrice"
dt=3600.
a11=hcvva+hcdv+hrcv(i,j)+11.34*10.**5.*ev/dt
write(*,*)"a11=",a11
a12=-hcdv
write(*,*)"a12=",a12
a13=0.
a14=0.
a15=0.
a16=0.
a17=0.
b1=(Qv(i)/2.)+hrcv(i,j)*tc(i)+hcvva*tam(i)+
+ 11.34*10.**5.*ev*tve(i,j)/dt
write(*,*)"b1=",b1
a21=a12
write(*,*)"a21=",a21
a22=hcdv+hcvpv(i,j)+hrpv(i,j)+11.34*10.**5.*ev/dt
write(*,*)"a22=",a22
a23=-(hcvpv(i,j)+hrpv(i,j))
write(*,*)"a23=",a23
a24=0.
a25=0.
a26=0.
a27=0.
b2=(Qv(i)/2.)+11.34*10.**5.*ev*tvi(i,j)/dt
write(5,*)"b2=",b2
a31=0.
a32=a23
write(*,*)"a32=",a32
a33=hcvpv(i,j)+hrpv(i,j)+hcdpt*
+ 0.149+ro_p*cp_p*ep/dt
write(*,*)"a33=",a33
a34=-hcdpt*0.149
write(*,*)"a34=",a34
a35=0.
a36=0.
a37=0.
b3=Qp(i)+ro_p*cp_p*ep*tp(i,j)/dt
write(*,*)"b3=",b3
a41=0.
a42=0.
a43=a34
write(*,*)"a43=",a43
a44=hcvf(i,j)*0.9+(10191.6/dt)+hcdpt*0.149+hcdit*1.67
write(*,*)"a44=",a44

```



```

a45=-hcvf(i,j)*0.9
write(*,*)"a45=",a45
a46=-hcdit*1.67
write(5,*)"a46=",a46
a47=0.
b4=(10191.6/dt)*tt(i,j)
write(*,*)"b4=",b4
a51=0.
a52=0.
a53=0.
a54=a45
write(*,*)"a54=",a54
a55=(deb*ro_e(i,j)*cp_e(i,j)/(0.5369*36.*10**5))+0.9*
+ hcvf(i,j)+0.56*hcvf(i,j)
write(*,*)"a55=",a55
a56=-0.56*hcvf(i,j)
write(*,*)"a56=",a56
a57=0.
b5=(deb*ro_e(i,j)*cp_e(i,j)/(0.5369*36.*10**5))*tf(i,j-1)
write(*,*)"b5=",b5
a61=0.
a62=0.
a63=0.
a64=a46
write(*,*)"a64=",a64
a65=a56
write(*,*)"a65=",a65
a66=hcdit*1.67+0.56*hcvf(i,j)+0.4+5360./dt
write(*,*)"a66=",a66
a67=-0.4
b6=(5360./dt)*tii(i,j)
write(*,*)"b6=",b6
a71=0.
a72=0.
a73=0.
a74=0.
a75=0.
a76=a67
a77=5360./dt+hcvva+0.4+hris(i,j)
b7=hcvva*tam(i)+hris(i,j)*tam(i)+5360.*tie(i,j)/dt
write(*,*)"b7=",b7
c "gauss-seidel"
tvec(i,j)=(b1-a12*tvi(i,j)-a13*tp(i,j)-a14*
+ tt(i,j)-a15*tf(i,j-1)-a16*tii(i,j)-a17*
+ tie(i,j))/a11
write(*,*)"tvec(",i,",",j,")=",tvec(i,j)
tvic(i,j)=(b2-a21*tvec(i,j)-a23*tp(i,j)-a24*
+ tt(i,j)-a25*tf(i,j-1)-a26*tii(i,j)-a27*
+ tie(i,j))/a22
write(*,*)"tvic(",i,",",j,")=",tvic(i,j)
tpc(i,j)=(b3-a31*tvec(i,j)-a32*tvic(i,j)-a34*
+ tt(i,j)-a35*tf(i,j-1)-a36*tii(i,j)-a37*
+ tie(i,j))/a33
write(*,*)"tpc(",i,",",j,")=",tpc(i,j)
ttc(i,j)=(b4-a41*tvec(i,j)-a42*tvic(i,j)-a43*
+ tpc(i,j)-a45*tf(i,j-1)-a46*tii(i,j)-a47*
+ tie(i,j))/a44

```

```

write(*,*)"ttc(",i,",",j,")=",ttc(i,j)
tfc(i,j)=(b5-a51*tvec(i,j)-a52*tvic(i,j)-a53*
+ tpc(i,j)-a54*ttc(i,j)-a56*tii(i,j)-a57*
+ tie(i,j))/a55
write(*,*)"tfc(",i,",",j,")=",tfc(i,j)
tiic(i,j)=(b6-a61*tvec(i,j)-a62*tvic(i,j)-a63*
+ tpc(i,j)-a64*ttc(i,j)-a65*tfc(i,j)-a67*
+ tie(i,j))/a66
write(*,*)"tiic(",i,",",j,")=",tiic(i,j)
tiec(i,j)=(b7-a71*tvec(i,j)-a72*tvic(i,j)-a73*
+ tpc(i,j)-a74*ttc(i,j)-a75*tfc(i,j)-a76*
+ tiic(i,j))/a77
write(*,*)"tiec(",i,",",j,")=",tiec(i,j)
c      "test de convergence"
if ((abs((tvec(i,j)-tve(i,j))/tvec(i,j)).ge.1e-4).and.
+ (abs((tvic(i,j)-tvi(i,j))/tvic(i,j)).ge.1e-4).and.
+ (abs((tpc(i,j)-tp(i,j))/tpc(i,j)).ge.1e-4).and.
+ (abs((ttc(i,j)-tt(i,j))/ttc(i,j)).ge.1e-4).and.
+ (abs((tfc(i,j)-tf(i,j-1))/tfc(i,j)).ge.1e-4).and.
+ (abs((tiic(i,j)-tii(i,j))/tiic(i,j)).ge.1e-4).and.
+ (abs((tiec(i,j)-tie(i,j))/tiec(i,j)).ge.1e-4))then
tam(i)=tam(i)-273
tve(i,j)=tvec(i,j)-273
tvi(i,j)=tvic(i,j)-273
tp(i,j)=tpc(i,j)-273
tt(i,j)=ttc(i,j)-273
tf(i,j-1)=tfc(i,j)-273
tii(i,j)=tiic(i,j)-273
tie(i,j)=tiec(i,j)-273
goto 30
else
tam(i)=tam(i)-273
tve(i,j)=tvec(i,j)-273
tvi(i,j)=tvic(i,j)-273
tp(i,j)=tpc(i,j)-273
tt(i,j)=ttc(i,j)-273
tf(i,j-1)=tfc(i,j)-273
tii(i,j)=tiic(i,j)-273
tie(i,j)=tiec(i,j)-273
write(*,*)"tam(",i,")=",tam(i)
write(*,*)"tve(",i,",",j,")=",tve(i,j)
write(*,*)"tvi(",i,",",j,")=",tvi(i,j)
write(*,*)"tp(",i,",",j,")=",tp(i,j)
write(*,*)"tt(",i,",",j,")=",tt(i,j)
write(*,*)"tf(",i,",",j-1,")=",tf(i,j-1)
write(*,*)"tii(",i,",",j,")=",tii(i,j)
write(*,*)"tie(",i,",",j,")=",tie(i,j)
endif
c      "calcul des pertes, conductance thermique Kg"
R1(i,j)=(hrpv(i,j)+hcvpv(i,j))**(-1)
write(*,*)"Rint=",Rint(i,j)
R2(i,j)=(hcvva+hrcv(i,j))**(-1)
write(*,*)"Rext=",Rext(i,j)
Kav(i,j)=(R1(i,j)+R2(i,j))**(-1)
write(*,*)"Kav=",Kav(i,j)
Kg(i,j)=0.51868+Kav(i,j)
write(*,*)"Kg=",Kg(i,j)

```

```

c      "le rendement de l'ailette"
m(i,j)=(Kg(i,j)/(lam_p*ep))**0.5
write(*,*)"m=",m(i,j)
mw(i,j)=m(i,j)*0.02
write(*,*)"mw=",mw(i,j)
f(i,j)=tanh(mw(i,j))/mw(i,j)
write(*,*)"f=",f(i,j)
c      "le rendement d'irrigation Fi"
C1(i,j)=0.2*(0.014+0.026*f(i,j))**(-1)
write(*,*)"C1=",C1(i,j)
C2(i,j)=0.2*Kg(i,j)*(0.012*3.14*hcvf(i,j))**(-1)
write(*,*)"C2=",C2(i,j)
C3(i,j)=C1(i,j)+C2(i,j)
write(5,*)"C3=",C3(i,j)
Fi(i,j)=1*(C3(i,j))**(-1)
write(*,*)"Fi=",Fi(i,j)
c      "facteur de transfert thermique Ft"
nsd(i,j)=(deb*ro_e(i,j)*cp_e(i,j))/(Kg(i,j)*36.*40.*10.**5.)
write(*,*)"nsd(",i,",",j,")=",nsd(i,j)
ex(i,j)=exp(-Fi(i,j)/nsd(i,j))
write(*,*)"ex(",i,",",j,")=",ex(i,j)
Ft(i,j)=(1.-ex(i,j))*(deb*ro_e(i,j)*cp_e(i,j)/
+ (Kg(i,j)*(36.*40.*10.**5.)))
write(*,*)"Ft(",i,",",j,")=",Ft(i,j)
c      "facteur de température de fonctionnement du capteur Ff"
Ff(i)=(tfe-tam(i))/G(i)
write(*,*)"Ff(",i,")=",Ff(i)
c      "la puissance utile Qu"
Qu(i,j)=Ft(i,j)*(Qp(i)-Kg(i,j)*(tfe-tam(i)))
write(*,*)"Qu(",i,",",j,")=",Qu(i,j)
tfs(i,j)=(Qu(i,j)*36.*40.*10**5/(ro_e(i,j)*deb*cp_e(i,j)))+tfe
write(*,*)"tfs(",i,",",j,")=",tfs(i,j)
c      "le rendement thermique nu_th"
c      nu_th(i,j)=Qu(i,j)/G(i)
nu_th(i,j)=Ft(i,j)*(nu_op(i)-Kg(i,j)*Ff(i))
write(*,*)"nu_th(",i,",",j,")=",nu_th(i,j)*100
20      continue
10      continue
stop
end

```

## RESUME

Notre travail consiste en l'étude théorique de l'impact de l'espace entre la vitre et l'absorbeur sur le rendement d'un capteur solaire plan, dans la région de Constantine au solstice d'hiver (le 21 décembre), jour de l'année où le soleil est moins présent dans le ciel et où le besoin pressant en chaleur se fait ressentir.

Notre système est un capteur solaire à circulation d'eau, composé vers l'avant d'une couverture en verre à vitre, d'un absorbeur en cuivre, revêtu d'une couche de silicate et vers l'arrière d'une isolation thermique en polystyrène extrudé.

Le bilan thermique issu de l'étude théorique schématise l'interaction des échanges qui se produisent au niveau du système.

La modélisation est basée sur la résolution des équations de transfert entre les différents éléments du capteur.

La simulation numérique nous permet de déterminer en fonction de l'espace entre la vitre et l'absorbeur, et les paramètres d'entrée, les puissances absorbées par la vitre et la plaque absorbante, les profils de température de tous les éléments du capteur, les pertes thermiques ainsi que le rendement instantané.

**Mots clés :** capteur solaire, espace entre la vitre et l'absorbeur, pertes thermiques, rendement instantané.

## ABSTRACT

Our work has consist of theoretical study of the impact of space between the glass and absorber on the efficiency of a solar collector in the region of Constantine on December 21, the day of the year or the sun is fewer present in the sky and or the needs urgent heat is felt.

Our system is a solar collector for water circulation, composed forward a cover glass, an absorber copper, coated with a layer of silicate and to the rear of thermal insulation extruded polystyrene.

The heat balance from theoretical study shows how the interaction between different exchanges which produces in the system.

The modelling is based on solving equations transfer between different elements of the collector.

Numerical simulation allows us to be determined depending of the space between the glass and absorber, and parameters of entries: powers absorbed by glass and plate absorbing, temperature profiles of all elements of the collector, heat loss and instantaneous efficiency

**Keywords:** solar collector, space between the glass and the absorber, heat loss, instantaneous efficiency.