

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
Université Mohamed Khider-Biskra
Faculté des Sciences et Sciences de l'Ingénieur
Département de Physique

MEMOIRE

En Vue de l'Obtention du Diplôme de Magister

En Physique du Solide

Option

Physique des Semi-conducteurs et Matériaux Métalliques

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.

Par

Hamani Nadjette

Soutenu-le.....

Devant le jury :

Dr.A.Bettahar	Président	Pr	Université de Chleff.
Dr.M.S.Aida	Examineur	Pr	Université de Constantine.
Dr.N.Moummi	Examineur	M.C	Université de Biskra.
Dr.A.Moummi	Rapporteur	CC	Université de Biskra.
B.M.Toufik	Invité	CC	Université de Biskra.

2005

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
Université Mohamed Khider-Biskra
Faculté des Sciences et Sciences de l'Ingénieur
Département de Physique

MEMOIRE

En Vue de l'Obtention du Diplôme de Magister

En Physique du Solide

Option

Physique des Semi-conducteurs et Matériaux Métalliques

**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.**

Par

Hamani Nadjette

Soutenu-le.....

Devant le jury :

Dr.A.Bettahar	Président	Pr	Université de Chleff.
Dr.M.S.Aida	Examineur	Pr	Université de Constantine.
Dr.N.Moummi	Examineur	M.C	Université de Biskra.
Dr.A.Moummi	Rapporteur	CC	Université de Biskra.
B.M.Toufik	Invité	CC	Université de Biskra.

2005

Remerciement et Dédicace

*À ma famille
Et
À mes amies*

Je remercie dieu le tout puissant de m'avoir donné courage et patience qui m'a permis d'accomplir ce modeste travail.

Je tiens en premier à exprimer ma grande gratitude envers mon encadreur Dr.A.Moummi, qui m'a apporté son aide et ses valeureux conseils pour l'accomplissement et le suivi de ce travail.

Je tiens aussi à remercier M. H. Benmoussa et A. Benderradji à université Batna pour leur conseil et pour les documentations. Ainsi je remercie Monsieur Ben Salah Nabil le Directeur de la station météorologique de Biskra pour son aide précieuse.

Aussi je remercie Hamani Karim, Hamani Hakim et Ouamane Samia de m'avoir aidés matériellement et moralement durant cette année.

Mes très vives remerciements sont destinés en particulier à mon amie A.Saadi, qui à travers laquelle je me suis inspirée des idées novatrices dans le domaine des énergies renouvelables.

Enfin je tiens à exprimer mes sincères gratitude et remerciements aux personnels de département de physique de l'université de Biskra, et en particuliers mes valeureux enseignants qui m'ont inculqués durant mon cursus universitaire, et aux honorables membres du jury qui se sont consacré pour assister à cette soutenance de Magister.

Résumé

Ce travail concerne la simulation numérique du chauffage d'un écoulement du fluide caloporteur (eau) dans le tube absorbeur d'un capteur solaire à concentration de type cylindro-parabolique. En raison du calculer la température de sortie de collecteur dans des jours particuliers d'une année, nous avons établi un modèle mathématique pour contrôler la température du fluide ainsi que les températures de l'absorbeur et la vitre. Les résultats sont calculé heure par heure du lever au coucher du soleil. Cette étude a montré qu'il y a un écart considérable de température entre l'entrée et la sortie pour les jours du test. Les résultats obtenus montre clairement que les températures de sortie varient en fonction du flux solaire, des paramètres géométrique et climatique.

Mots clés

Concentrateur cylindro-parabolique; Température de sortie; Flux solaire; chauffage; Ecoulement du fluide.

Sommaire

<i>Remerciement et Dédicace</i>	ii
<i>Résumé</i>	iii
<i>Nomenclature</i>	iv
<i>Table des figures</i>	iiv
<i>Introduction</i>	1
<i>Chapitre I: Gisement solaire</i>	
I.1 Introduction	4
I.2 Rappels fondamentaux d'astronomie	5
I . 2 . 1	5
I.2.2 Les émissions du Soleil	5
1.2.3 La constante solaire.....	6
I.2.4 Déclinaison du soleil	7
I.2.5 Angle horaire ω	8
I.2.6 Les différent temps solaire	8
I.2.7 Lever et coucher du soleil	10
I.2.8 Durée du jour	10
I.2.9 Fraction d'insolation	10
I.3 Rayonnement solaire.....	11
I.4 Estimation du rayonnement solaire.....	14
I.4.1 Modèle de Perrin de Brichambaut (plan horizontal).....	14
I.4.2 Modèle de LIU et Jordan	15

Chapitre II: Concentrateurs solaires

II.1. Introduction	22
II.3 Inclinaison optimal d'un capteur solaire.....	23
II.3 Inclinaison optimal d'un capteur solaire	23
II.4 Captation du rayonnement solaire.	24
II.5 Conversion thermique de l'énergie solaire.....	25
II.5.1 Dispositifs 2D (sans concentration)	25
II.5.2 Dispositifs 1D (concentration sur une ligne)	26
II.5.3 Dispositifs 0D (concentration sur un point)	27
II.6 Les principes physiques de la conversion du rayonnement solaire en chaleur...	28
II.7 Les systèmes a concentration	29
a) Avantage d'utilisation	30
b) Inconvénient d'utilisation.....	30
II.8 Caractéristiques d'un concentrateur CCP	31
II.8.1 Facteur de concentration.....	33
II.8.2 Angle d'incidence	34
II.9 Différents modes de transfert de chaleur dans un concentrateur.....	36
II.10 Méthodes de réduction des pertes thermiques.	36
II.11 Surfaces sélectives.	37

Chapitre III : Modélisation du capteur solaire avec effet de concentration de type cylindro-parabolique.

III.1 Introduction	39
III.2 Modélisation du capteur cylindro-parabolique.....	40
III.2.1 Description	40
III.2.2 Les équations de base	41
1. Bilan thermique.....	41
a. Pour la température du fluide, T_F	43
b. Pour l'absorbeur T_A	45

c. Pour la vitre T_V	45
2. Echanges thermiques	46
a. Echanges thermiques entre l'absorbeur et le fluide	46
b. Echanges thermiques entre l'absorbeur et la vitre.....	47
c. Echanges thermiques entre le vitrage et le milieu l'ambient.....	50
3. L'énergie absorbée.....	51
4. Pertes de puissance thermiques dans un concentrateur cylindro- parabolique.....	52
III.3 Résolution numérique.....	54
III.3.1 Choix d'une méthode mathématique de résolution	55
III.3.2 Discrétisation des équations	56
a. Pour la température du fluide	57
b. Pour la température de l'absorbeur	57
c. Pour la température du vitrage.....	57
III.3.3 La résolution du système Matriciel	59
a. Méthode de calcul	59
b. Constantes et paramètres utilisés dans la simulation.	62
III.3.4 Programme de calcul.....	63
III.3.5 Organigramme principal.....	65

Chapitre IV : Résultats et discussions

IV.1 Introduction.....	67
IV .2 Commentaires.....	68
IV.2.1 Rayonnement solaire	68
IV.2.2 Evolution de la température de sortie	68
IV.2.3 Effets des paramètres géométriques et climatiques sur la température du fluide	69
1. Influence de la longueur de l'absorbeur	69
2. Effet de la largeur du réflecteur.....	69
IV.2.4 Pertes thermiques.	70
IV.2.5. Effet des paramètres climatiques	70
IV.3 Principaux résultats.....	71
<i>Conclusion</i>	79

Bibliographie

Annexes

Nomenclature

A	surface par unité de longueur	(m)
a	azumut du soleil	(°)
C	facteur de concentration	
c_p	chaleur spécifique du fluide.	(J/kg.k)
d	durée du jours	(heures)
D_h	rayonnement diffus sur un plan horizontal.	(w/m ²)
$D(\beta)$	rayonnement diffus sur un plan incliné	(w/m ²)
$D_{A,i}$	diamètre interne de l'absorbeur.	(m)
$D_{A,e}$	diamètre extérieur de l'absorbeur.	(m)
$D_{V,i}$	diamètre interne pour le vitre.	(m)
$D_{V,e}$	diamètre externe pour le vitre.	(m)
f	facteur de frottement	
j	nombre de jours	
h	hauteur du soleil	(°)
h_F	coefficient d'échange par convection	
	(w/m ² .k)	
h_v	coefficient d'échange du au vent	
	(w/m ² .k)	
I	constante solaire	(w/m ²)
I_h	rayonnement direct sur un plan horizontal.	(w/m ²)
g	gravité ($g = 9.81 \text{ m.s}^{-2}$).	
G_h	rayonnement global sur un plan horizontal.	(w/m ²)
G_i	rayonnement global sur un plan inliné	(w/m ²)
k	conductivité thermique	(w/m.k)
$K_{eff, Air}$	conductivité thermique équivalente de l'air	(w/m.k)
L	latitude de lieu	(°)

L	épaisseur moyenne de la couche annulaire	(m)
n	durée d'insolation	
$q_{absorbé}$	quantité de chaleur absorbée au niveau de l'absorbeur.	(w/m)
q_{utile}	quantité de chaleur échangée par convection	(w/m)
$q_{interne}$	quantité de chaleur interne	(w/m)
$q_{externe}$	quantité de chaleur externe	(w/m)
$q_{entrée}$	quantité de chaleur à l'entrée d'un élément de l'absorbeur	(w/m)
q_{sortie}	quantité de chaleur à la sortie d'un élément de l'absorbeur	(w/m)
R_b	facteur d'inclinaison	
$S(\beta)$	rayonnement direct sur un plan incliné	(w/m ²)
t	temps	(S)
T	température	(kilven)
$T_{moy,annulaire}$	température moyenne de la lame d'air dans l'espace annulaire	(kilven)
TSV	temps solaire vrai	(heures)
TSM	temps solaire moyen	(heures)
U_L	coefficient des pertes thermique	(w/m ² K)
\dot{V}	débit volumique	(m ³ /s)
V_V	vitesse du vent	(m.s ⁻¹)
W	ouverture du miroir	(m)

Nombres adimensionnels

Nu	nombre de Nusselt
Re	nombre de Reynolds
Ra_L	nombre Rayleigh
Pr	nombre de Prandtl

Lettres grecques

β	angle d'inclinaison	(°)
B_{air}	coefficient de dilatation thermique volumétrique de l'air	(k ⁻¹)

ρ	albédo de sol	
ρ_m	facteur de réflectance du miroir.	
$(\alpha\tau)$	produit de coefficient transmission de la couverture et le facteur l'absorption du récepteur .	
ω	angle horaire	(°)
δ	declinaison solaire	(°)
σ_s	fraction d'insolation	
φ	angle d'ouverture	(°)
θ	angle incidence	(°)
ρ	densité	(kg/m ³)
ΔQ	energie	(J)
μ	viscosité dynamique	(m ² /s)
ν	viscosité cinématique	(kg/s.m)
α	diffusivité thermique	(m ² /s)
σ	constante de Stefan-Boltzmann : $\sigma = 5,670 \times 10^{-8} W/m^2 K^4$	
ε	émissivité de l'absorbeur	

Indices :

A : Absorbeur.

F : Fluide.

V : vitre.

amb : ambiante.

INTRODUCTION

Dans ce présent travail on s'intéresse à l'utilisation de l'énergie solaire qui est un immense gisement d'énergie naturel et gratuit, dont les applications sont très diversifiées. Quelque soit l'application, le principe de captation de l'énergie solaire est toujours utilisée. L'énergie solaire qui se manifeste donc principalement par la chaleur diffusée vers la terre se propage de trois façons différentes : global, direct et diffus. Ces différentes façons sont utilisées pour la collection de l'énergie solaire.

Il existe deux techniques distinctes pour la collection de l'énergie solaire qui peuvent être identifiées, une première catégorie est composée de technique « plates » 'capteurs plans'. Ce type de capteur utilise une méthode simple de conversion de l'énergie solaire incidente en énergie thermique directement utilisable, par conséquent leur domaines d'utilisation est très restreint et il présente en outre un certains nombres d'inconvénients; ce qui a poussé les spécialistes et particulièrement les constructeurs à concevoir d'autres modèles de configuration afin de trouver un prototype qui améliore le rendement au maximum et remédier aux inconvénients (réduction du poids, manutention rapide et facile.....etc.), ce nouveau prototype est le 'concentrateur solaire', qui fournisse une quantité de chaleur considérable.

L'idée de concentration de rayonnement solaire a commencée en 1980 par un groupe de chercheurs français [1].

Les capteurs plans sont utilisés pour des applications à basses et à moyennes températures, par contre les concentrateurs solaires de type cylindro-parabolique sont surtout utilisés dans les applications industriels et domestiques exigeant une température comprise entre une gamme de 80°C jusqu'à 160°C [2], et qui peut atteindre pour certaines installations sophistiquées des valeurs de températures plus élevées, atteignant parfois 1500°C et plus, utilisés dans certaines applications telle que l'exemple de production de la vapeur surchauffée dans les centrales électriques [3].

Pour mettre plus d'accent sur l'effet de forme et de l'état de surface sur les performances thermiques des concentrateurs, on a voulu contribuer par la présente étude, avec une nouvelle idée de conception, qui conjugue la forme plane et l'effet de concentration. Il comporte une série de capteurs cylindro-parabolique (CCP) adjacents et fixes sur un support incliné (l'angle d'inclinaison = latitude de lieu), les tubes absorbeurs sont reliés entre eux pour former un système hydraulique de type *serpentin*, dans lequel circule le fluide caloporteur (eau).

Le concentrateur solaire cylindro-parabolique contient un tube circulaire « absorbeur » avec une couche sélective convenable, est entouré par une enveloppe en verre concentrique située le long de la ligne focale d'un réflecteur cylindro-parabolique. L'étude du chauffage de l'eau par cet concentrateur comporte deux parties essentielles : la première partie, concerne le dimensionnement mécanique, thermique et optique du concentrateur cylindro-parabolique, la deuxième partie est entièrement réservée à l'étude thermique du conduit absorbeur. Le transfert de chaleur se fait principalement par la convection forcée qui peut être laminaire ou turbulente d'après R. Benard [4] et J. Howell [5].

D'après l'étude de Beckman dans le central SEGS « Solar Electric Generating System », pour contrôler la température de sortie dans un champ des concentrateurs de type cylindro-parabolique dans le désert de la Californie. Il a trouvé par simulation et par

l'expérimentation, que la température de sortie peut atteindre 650°C. Cette température est principalement affectée par le changement de l'intensité du rayonnement solaire incident, de la température d'entrée et du débit volumique du fluide ainsi que les paramètres climatiques (vitesse du vent et la température ambiante) [6].

L'objectif de cette étude est de calculer la température de sortie du fluide circulant dans le tube absorbeur dans un capteur avec effet de concentration. Dans la simulation du chauffage de l'eau, on a établi un modèle mathématique pour contrôler la température de sortie du fluide.

Ce présent travail est constitué de quatre chapitres.

Le premier chapitre comporte des notions fondamentales astronomiques qui donnent des informations et des renseignements très utiles sur le gisement solaire local dans le site de Biskra, où l'ensemble des modèles d'éclairement les plus utilisés sont Perrin de Brichambeau, Liu et Jordan. Et à travers une application informatique (MATLAB) on a pu estimer par des résultats numériques le rayonnement global, direct et diffus sur un plan incliné et horizontal.

Le second chapitre présente des généralités sur les concentrateurs solaires.

Le troisième chapitre comporte une analyse thermique des différents éléments constituants, où un modèle numérique est présenté pour le capteur étudié.

Le quatrième chapitre, comporte les principaux résultats obtenus, où l'évolution de la température de sortie du fluide caloporteur en fonction de l'éclairement est simulée pour des journées types de l'année prises comme exemples dans le site de Biskra.

On tient à signaler que dans le présent travail on n'a pas tenu compte du changement de phase de l'eau comme fluide caloporteur, ni même de l'évolution de la pression du fluide. Ceci fera objet d'autres études ultérieures qui portent intérêt sur la production de la vapeur par voies solaires destinée pour des applications industrielles diverses.

Dans la conclusion générale, comporte les principaux résultats obtenus avec quelques remarques indispensables pour les futurs travaux.

Chapitre I

Gisement solaire

I.1 Introduction :

Dans ce chapitre, on précède sur quelques notions fondamentales d'astronomie qui donnent des informations sur le rayonnement reçu par le sol (diffus et direct). Les données nécessaires à l'établissement du bilan énergétique solaire (les durées d'insolations, les mesures du rayonnement direct et diffus et les mesures du rayonnement global) d'un lieu déterminé sont obtenues par des appareils de mesures. Finalement, on va estimer le rayonnement solaire sur un plan horizontal et incliné par modélisation selon des modèles approchés de PERRIN DE BRICHAMBEAUT et de LIU et JORDAN dans le site de Biskra.

I.2 Rappels fondamentaux d'astronomie :

I.2.1 Généralité sur la terre et le soleil :

Le soleil est une immense sphère de plasma de diamètre 109 fois supérieur à celui de la terre, de densité 1,41 ; 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, des réactions thermonucléaires se produisent alors en permanence provoquant la fusion de l'hydrogène en Hélium. La température à la surface du soleil est de 5800°k et peut atteindre 20.10⁶ à son centre. A chaque seconde, le soleil perd 4,5.10⁶ tonnes de matières sous forme de rayonnement électromagnétique se propageant à la vitesse de 300.000 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°k [7].

Le gisement solaire est une science qui propose l'étude radiométrique et météorologique de l'atmosphère. En effet, les aspects de l'environnement relèvent immédiatement de l'objet précité. Les niveaux d'énergies au sol et leur rythmes de fluctuation saisonnière, 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 avec moins ressentis, reflètent le concept propre du climat. L'Algérie offre des possibilités considérables pour le développement des applications solaire et éolienne via l'exploitation du gisement solaire sous ses différentes formes selon les diverses modes de captation [8].

I.2.2 Les émissions du Soleil :

L'énergie émise par le Soleil est d'abord sous forme de rayonnements électromagnétiques dont l'ensemble forme le **rayonnement solaire**, qui constitue la seule source externe notable d'énergie pour l'atmosphère.

L'œil humain perçoit une partie seulement du rayonnement solaire, celle située dans le domaine dit **visible**, de longueurs d'onde comprises entre 0,40 et 0,70 μm, le rayonnement **ultraviolet**, est un rayonnement électromagnétique de longueur d'onde plus courte que le visible (<0.4 μm). Le rayonnement **infrarouge** est un rayonnement électromagnétique de longueur d'onde >0.77 μm.

La plus grande partie de l'énergie solaire est cependant rayonnée dans les domaines ultraviolet, visible et proche d'infrarouge : 99,2 % de l'énergie solaire hors atmosphère se trouve entre 200 nm et 4 μm . Au sol, par suite de l'absorption du rayonnement solaire par la vapeur d'eau, le spectre est limité vers le haut à 2,5 μm environ (figure I.1) [7].

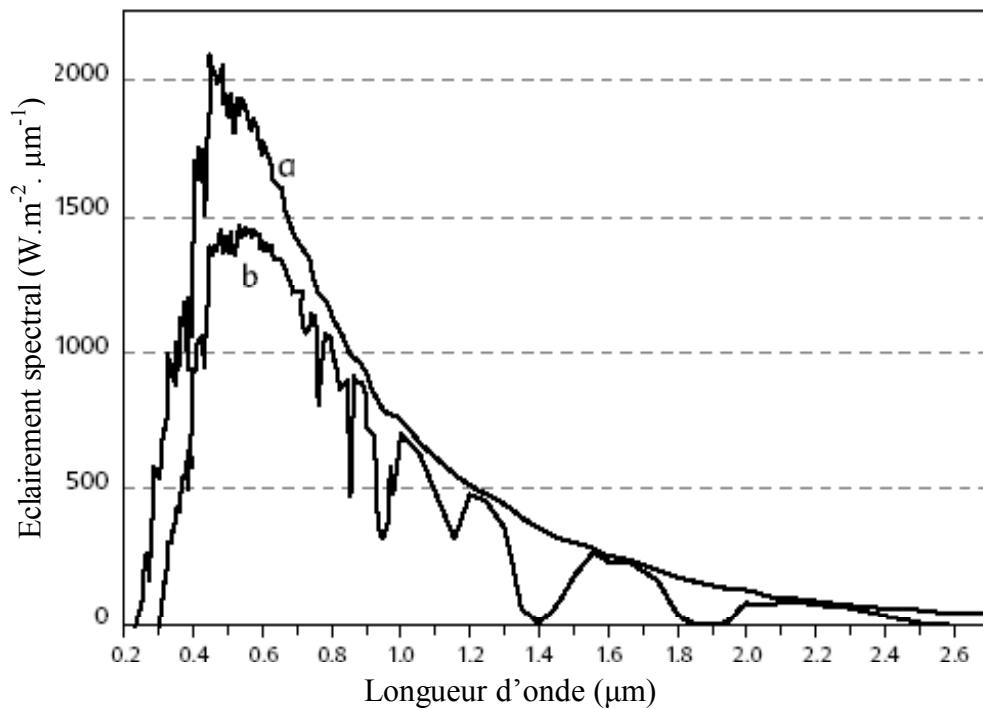


Figure I.1 : Densité spectrale de l'éclairement énergétique du rayonnement solaire direct (a) Rayonnement solaire hors de l'atmosphère. (b) Rayonnement solaire direct au sol pour une hauteur du soleil de 6 degrés et une atmosphère claire standard.

1.2.3 La constante solaire :

Le flux solaire moyen sur un plan perpendiculaire à la direction des rayons et placé en dehors de l'atmosphère terrestre est appelé ; la constante solaire (**I**). La valeur moyenne actuellement retenue est 1390 W/m^2 . La variation de la distance terre-soleil pendant l'année influence la valeur de la constante solaire. La relation suivante donne la valeur corrigée de la constante solaire [9] :

$$I = 1353(1 + 0.033 \cos J) \quad (\text{I.1})$$

Lorsqu'une plus grande précision est requise, on pourra utiliser le développement en série de Fourier [10] :

$$\begin{aligned} I = & 1353 + 45.326 \cos J + 0.88018 \cos 2J - 0.0046 \cos 3J + 1.8037 \sin J \\ & + 0.09746 \sin 2J + 0.18412 \sin 3J \end{aligned} \quad (I.2)$$

Avec : $J = 0.984j$, j étant le nombre du jour de l'année à partir de janvier.

I.2.4 Déclinaison du soleil :

Le mouvement de la terre sur son axe et autour du soleil est schématisé sur la figure (I.2). Les quatre positions de la terre représentées sur cette figure correspondent aux solstices et aux équinoxes. On notera en particulier que l'axe de rotation de la terre est incliné par rapport à la normale du plan de l'écliptique d'un angle de $23.27'$. [10], et la déclinaison du soleil (δ) varie donc de $-23.27'$ (solstice d'hiver 21 Décembre) à $+23.27'$ (solstice d'été 21 Juin) en passant par 0 aux équinoxes.

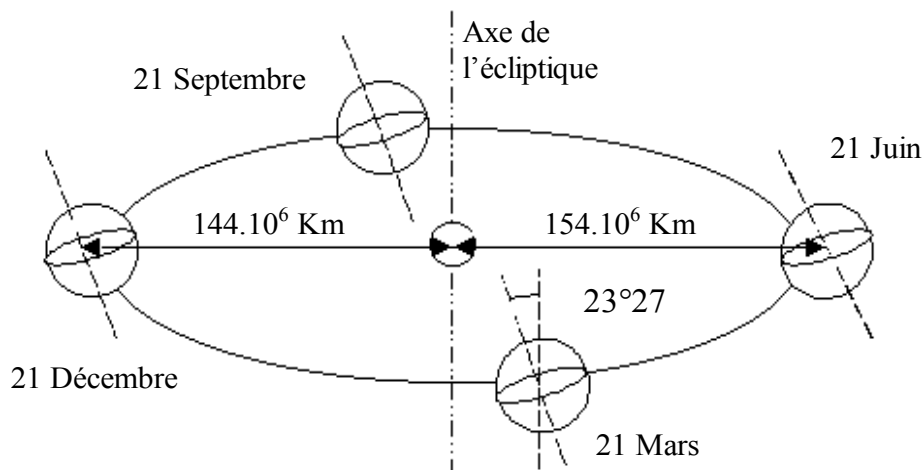


Figure I.2 : Mouvement de la terre autour du soleil

L'angle de la déclinaison δ est donné par l'équation suivante [10]:

$$\delta = 23.45 \sin [0.980(j + 284)] \quad (I.3)$$

Lorsqu'une précision est requise, on pourra utiliser le développement en série de Fourier [10]:

$$\begin{aligned} \delta = & 0.33281 - 22.984 \cos J - 0.3499 \cos 2J - 0.1398 \cos 3J + 3.7872 \sin J \\ & + 0.03205 \sin 2J + 0.07187 \sin 3J \end{aligned} \quad (I.4)$$

La courbe suivante représente la variation de l'angle δ en fonction de nombre de jours figure (I.3).

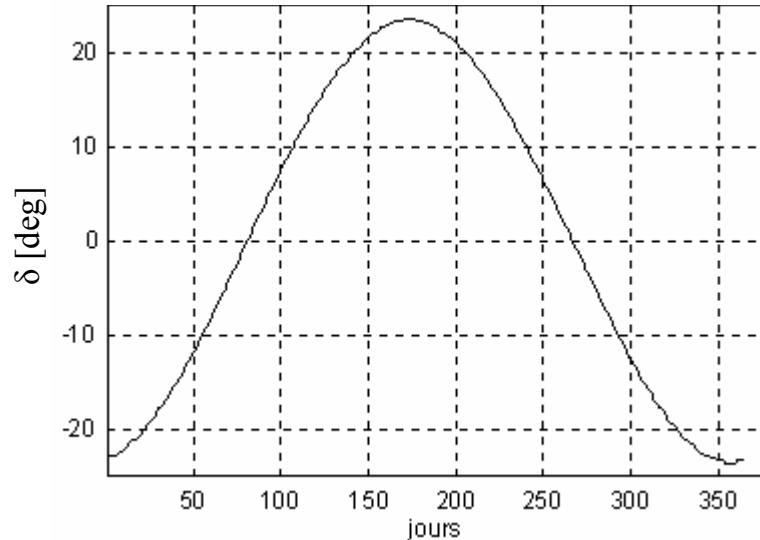


Figure I. 3 : déclinaison du soleil.

I.2.5 Angle horaire ω :

L'angle horaire est déterminé par la rotation régulière de terre autour de son axe polaire, il est donc directement lié au temps solaire vrai TSV qui est un paramètre essentiel permettant de calcul exact des coordonnées angulaire du soleil [11].

$$\omega = \frac{360}{24}(TSV - 12) \quad (I.5)$$

TSV : temps solaire vrai donné en heures.

I.2.6 Les différent temps solaire [11] :

-Le temps solaire vrai (TSV) : Directement lié à la rotation de terre sur elle-même ; il est défini par l'angle horaire ω c'est-à-dire angle formé par le plan méridien passant par le soleil et le plan méridien du lieu.

$$TSV = 12 + \omega / 15 \quad (I.6)$$

-Le temps solaire moyen TSM : C'est le temps qui correspondrait à une rotation uniforme de la terre autour du soleil. Il diffère peu du TSV (écart maximal ET= 16 minutes) donc :

$$TSM = TSV + ET \quad (I.7)$$

Où l'équation de temps (ET) est donnée par la relation suivante :

$$ET = 0.0072 \cos J - 0.0528 \cos 2J - 0.0012 \cos 3J - 0.1229 \sin J - 0.1565 \sin 2J - 0.0041 \sin 3J \quad (I.8)$$

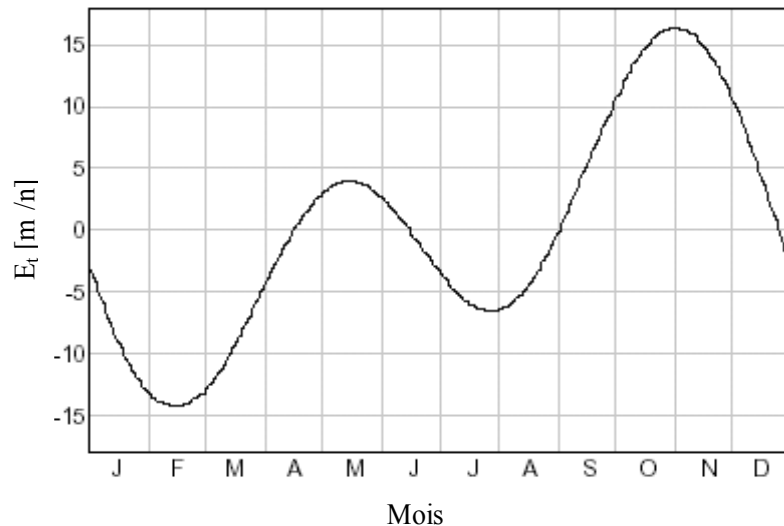


Figure I.4: Equation de temps.

Pour repérer la position du soleil dans le ciel, il est d'usage d'utiliser un système de coordonnées locales dit de coordonnées azimutales, défini en un point de la surface terrestre, la direction du soleil est repérée grâce à deux angles :

- *hauteur du soleil (h)* : c'est l'angle que fait la direction du soleil avec sa projection sur le sol, il varie de 0° à 90° dans l'hémisphère sud (Nadir) et s'annule au lever et au coucher du soleil et est maximal au midi solaire.
- *Azimut du soleil (a)* : ou que fait la projection de la direction du soleil avec la direction du sud, cet angle étant mesuré positivement vers l'ouest.

On exprime (a) et (h) en fonction de la latitude L , δ et ω par les relations suivantes [10] :

$$\sin h = \sin L \sin \delta + \cos L \cdot \cos \delta \cdot \cos \omega \quad (\text{I.10})$$

$$\sin a = \frac{\cos \delta \cdot \sin \omega}{\cos h} \quad (\text{I.11})$$

I.2.7 Lever et coucher du soleil :

On s'intéresse ici à deux instants particuliers de la journée, le « lever » et le « coucher » du soleil donné par les équations (I.12) et (I.13) [10]:

$$(TSV)_{\text{lever}} = 12 - \frac{\omega_s}{15} \quad (\text{I.12})$$

Et

$$(TSV)_{\text{coucher}} = 12 + \frac{\omega_s}{15} \quad (\text{I.13})$$

L'angle solaire au lever ($-\omega_s$) et au coucher (ω_s) est donné par l'équation suivante: (sin $h = 0$ dans la relation (I.10))

$$\cos \omega_s = -\text{tg } \delta \cdot \text{tg } L \Rightarrow \omega_s = -\text{arc cos}(-\text{tg } \delta \cdot \text{tg } L) \quad (\text{I.14})$$

I.2.8 Durée du jour :

La durée du jour (d) est donnée par l'expression suivante [12] :

$$d = \frac{2}{15} \cdot \text{arc cos}(-\text{tg } \delta \cdot \text{tg } L) \quad (\text{I.15})$$

I.2.9 Fraction d'insolation :

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

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

$$\sigma = \frac{n}{d} \quad (\text{I.16})$$

Où (n) est le nombre d'heures ensoleillées ou durées d'insolation, et (d) la durée du jour

- pour un jour très clair $\sigma = 1$
- pour un jour totalement couvert de (nuage) $\sigma = 0$.

Par exemple les fractions d'insolation sont exprimées en % (moyenne mensuelle) pour le site de Biskra dans l'Atlas solaire de l'Algérie est donné par le tableau suivant [13].

JA	FE	MR	AV	MA	JN	JL	AO	SE	OC	NO	DE
73	76	76	75	75	79	88	86	85	73	68	72

Tableau [I.1] : fraction d'insolation dans le site de Biskra.

I.3 Rayonnement solaire :

L'énergie émise par le soleil voyage jusqu'à la terre sous forme de rayonnement électromagnétique. Ce rayonnement est semblable aux ondes radioélectriques mais il possède une gamme de fréquence différente. La quantité d'énergie disponible au cours du trajet entre le soleil et l'atmosphère extérieur de la terre est égale à environ 1367 W/m². Il en résulte qu'au cours d'une journée ensoleillée, la quantité d'énergie solaire disponible à la surface de la terre dans la direction du soleil est généralement plus ou moins de 1000 W/m². Quel que soit le moment, l'énergie solaire disponible est principalement fonction de la position du soleil dans le ciel et de la nébulosité. Sur une base mensuelle ou annuelle, la quantité d'énergie solaire disponible dépend également de l'emplacement géographique. De plus, l'énergie solaire utilisable dépend de l'énergie solaire disponible.

Le rayonnement solaire *global* qui atteint la surface du capteur comprend un rayonnement *direct*, provenant en lignes droites venant directement du soleil, et un rayonnement *diffus*, qui provient de manière non isotrope, de toutes les directions de l'espace. Une partie du rayonnement diffusé est renvoyée vers l'espace ; le reste est transmis jusqu'au sol, voir figure (I.5).

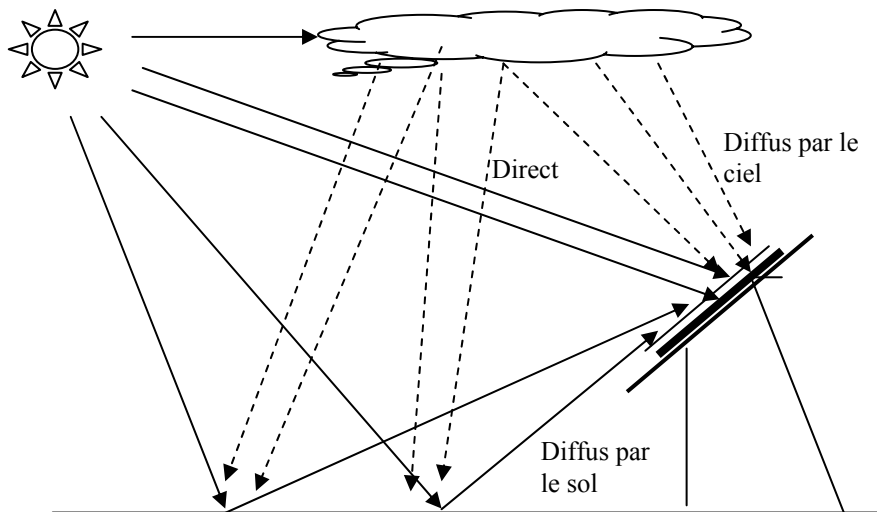


Figure I.5 : Transmission du rayonnement solaire.

On définit *l'albédo* comme le rapport entre l'énergie réfléchie par diffusion et l'énergie incidente tableau [I .2] [10].

Surface	Réfectivité moyenne
Sol enneigé	0.7
Sol recouvert de feuilles mortes	0.30
Herbe verte	0.26
Forêt en automne ou champs dorés	0.26
Galets et pierres blanches	0.20
Herbe sèche	0.20
Sol argileux	0.17
Foret en hiver (arbres conifères sans neige)	0.07
Plan d'eau (soleil haut $h > 030^\circ$)	0.07

Tableau [I-2] : albédo du sol.

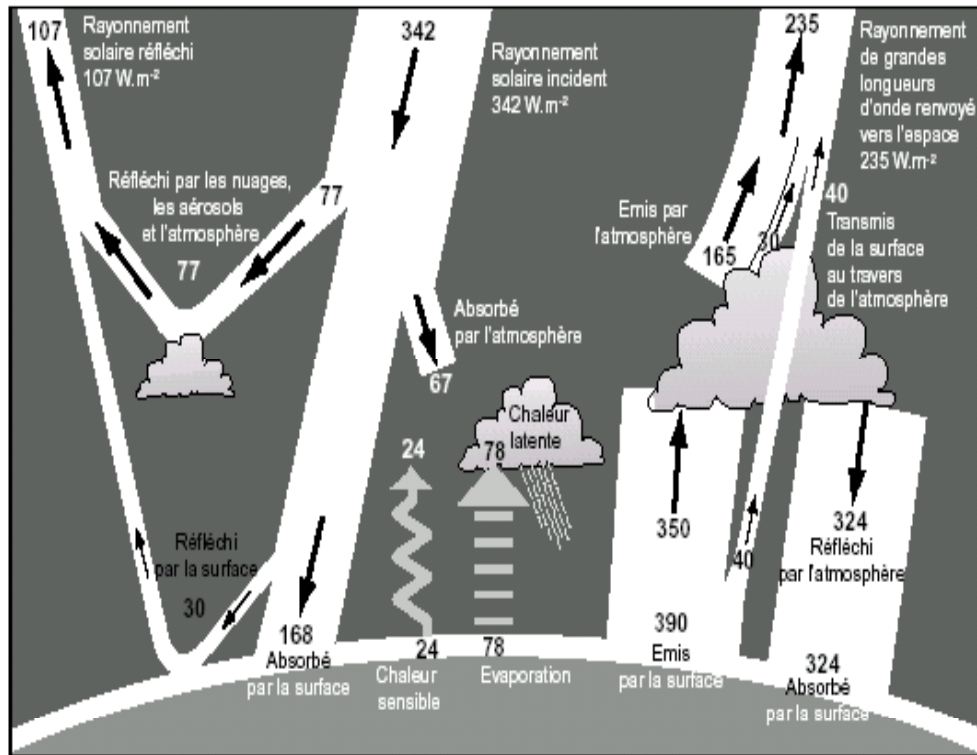


Figure I.6 : Echanges énergétiques moyens entre la surface terrestre, L’atmosphère et l’espace. En W/m^2 .

De part sa situation géographique, l’Algérie possède une source énergétique importante. Elle reçoit annuellement une énergie de l’ordre de $2500 \text{ kWh}/m^2/\text{an}$ [14]. La durée d’insolation sur la quasi totalité du territoire national dépasse les 2000 heures annuellement et peut atteindre les 3900 heures (hauts plateaux et Sahara). L’énergie acquise quotidiennement sur une surface horizontale de $1m^2$ est de l’ordre de 5 kWh sur la majeure partie du territoire national, soit près de $1700 \text{ kWh}/m^2/\text{an}$ au Nord et $2263 \text{ kWh}/m^2/\text{an}$ au Sud du pays[15].

Régions	Région côtière	Hauts Plateaux	Sahara
Superficie (%)	4	10	86
Durée moyenne d’insolation (Heures/an)	2650	3000	3500
Energie moyenne reçue ($\text{kWh}/m^2/\text{an}$)	1700	1900	2650

Tableau [I-3] : Potentiel solaire en Algérie

I.4 Estimation du rayonnement solaire :

En fonction des besoins d'énergie, pour estimer le rayonnement solaire, il existe plusieurs méthodes et des instruments classiques de mesure de rayonnement solaire qui le permettent, les plus connus sont :

- *le pyranomètre* : C'est un appareil qui est utilisé pour la mesure du rayonnement global reçu par une surface plane.
- *L'héliographe* : Cet instrument mesure la durée d'ensoleillement journalière.
- *Pyrhéliomètre* : C'est un radiomètre qui mesure le rayonnement direct reçu par une surface normale aux rayons du soleil [16].

L'objet de cette étude, n'est pas de présenter ces instruments. Donc il existe d'autres modèles basés sur le traitement d'images, permettant d'estimer le flux de rayonnement solaire, les plus connus sont les approches physiques, analytiques et statistiques. Pour cela on a choisi deux modèles approchés de PERRIN DE BRICHAMBEAUT et de LIU et JORDAN qui donnent de bons résultats pour l'estimation d'irradiation sur un plan horizontal et incliné respectivement (exemple d'application dans le site de Biskra).

I.4.1 Modèle de PERRIN DE BRICHAMBEAUT (plan horizontal) :

Le rayonnement global sur un plan horizontal est la somme du rayonnement direct et diffus, donné par [13]:

$$G_h = I_h \cdot \sin h + D_h \quad (\text{I.17})$$

Où

I_h : le rayonnement direct reçu par une surface horizontale.

D_h : le rayonnement diffus provenant du ciel, reçu par une surface horizontale.

G_h : le rayonnement global reçu par une surface horizontale.

Le premier composant de rayonnement 'direct' est donné par l'expression suivante :

$$I_h = A \cdot \exp \frac{-1}{B \cdot \sin(h + C)} \quad (\text{I.18})$$

Avec A, B et C sont des constantes empiriques qui dépendent de la nature du ciel, dont les valeurs sont:

A = 1210	B = 6	C = 1	pour un ciel très clair (CTC)
A = 1230	B = 3.8	C = 1.6	pour des conditions normales de ciel clair (CNCC)
A = 1260	B = 2.3	C = 3	pour un ciel clair pollué. (CCP)

La deuxième composante du rayonnement 'diffus' est donnée par :

$$D_h = E \cdot (\sin h)^{0.4} \quad (\text{I.19})$$

La valeur de la constante empirique E est :

E = (3/4).125	pour un ciel très clair (CTC)
E = 125	pour des conditions normales de ciel clair (CNCC)
E = (4/3).125	pour un ciel clair pollué (CCP).

La formule globale de PERRIN DE BRICHAMBAUT est obtenue directement sous la forme :

$$G_h = A \cdot (\sin h)^D \quad (\text{I.20})$$

avec :

A = 1150	D = 1.15	pour un ciel très clair (CTC).
A = 1080	D = 1.22	pour des conditions normales de ciel clair (CNCC).
A = 990	D = 1.25	pour un ciel clair pollué (CCP).

I.4.2 Modèle de LIU et JORDAN (plan incliné) [11]:

Si l'éclairement direct et diffus est connu sur un plan horizontal, on peut calculer l'éclairement solaire sur des plans inclinés. Dans ce cas le rayonnement global arrivant sur une surface inclinée, est composé de trois composantes : composante du direct,

diffus isotrope et diffus provenant du ciel et qui sont donnés par les équations (I.21) et (I.25). Le rayonnement global sur un plan incliné donnée par l'équation suivante :

$$Gi = R_d(\beta) + D_c(\beta) + D_s(\beta) \quad (I.21)$$

La composante du rayonnement direct est donnée par la relation suivante :

$$R_d(\beta) = I_h \cdot R_b \quad (I.22)$$

Avec R_b : est le facteur d'inclinaison donné par la relation suivante :

$$R_b = \frac{\cos(L - \beta) \cdot \cos \delta \cdot \cos \omega + \sin(L - \beta) \cdot \sin \delta}{\cos L \cos \delta \cdot \cos \omega + \sin L \cdot \sin \delta} \quad (I.23)$$

La composante du rayonnement diffus sur un plan incliné est donnée par:

$$D_c(\beta) = D_h \cdot \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \quad (I.24)$$

La dernière composante du rayonnement diffus par le sol est donnée par l'équation suivante :

$$D_s(\beta) = G_h \cdot \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \cdot \rho \quad (I.25)$$

Où : β : Angle d'inclinaison du plan par rapport à l'horizontal.

ρ : Albédo du sol .

Pour la ville de Biskra, on a élaboré un organigramme de calcul du rayonnement solaire sur un plan horizontal et incliné. Nous avons calculé les insolation pour le 21^{ème} jours des mois suivants : Mars, Juin, Septembre, Décembre. Les procédures de calcul (organigramme) se trouvent dans le troisième chapitre.

L'ensemble des résultats numériques obtenus, qui donnent l'évolution du rayonnement solaire sur un plan horizon et incliné en fonction des conditions climatiques et pour des Jours typiques est représenté dans les figures suivantes :

▪ **Modèle de PERRIN DE BRICHAMBEAUT (plan horizontal) :**

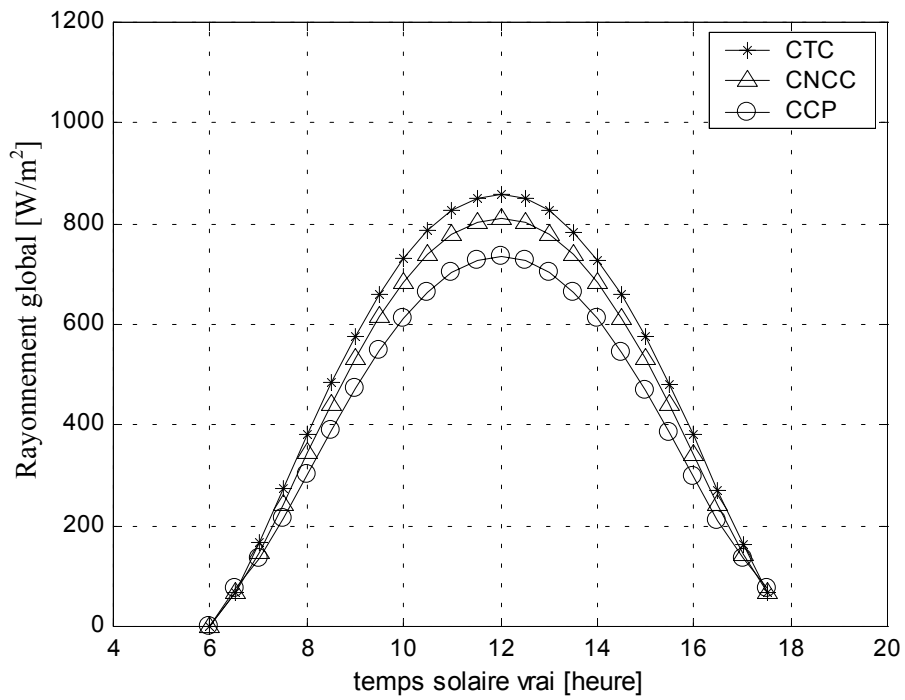


Figure I.7 : Rayonnement global sur un plan horizontal dans le site de Biskra pour 21 Mars

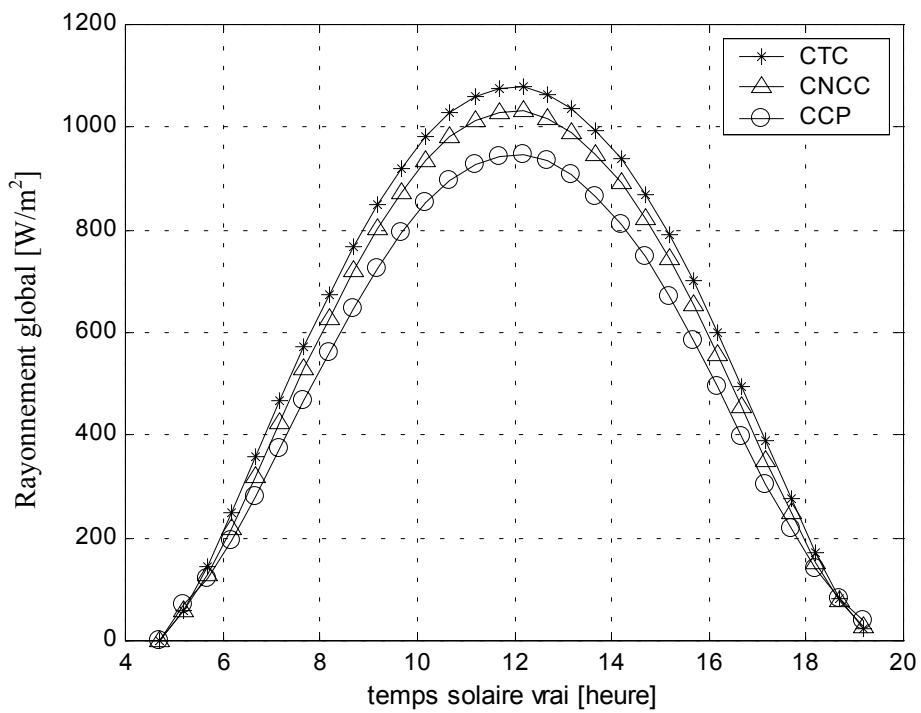


Figure I.8 : Rayonnement global sur un plan horizontal dans le site de Biskra pour 21 Juin

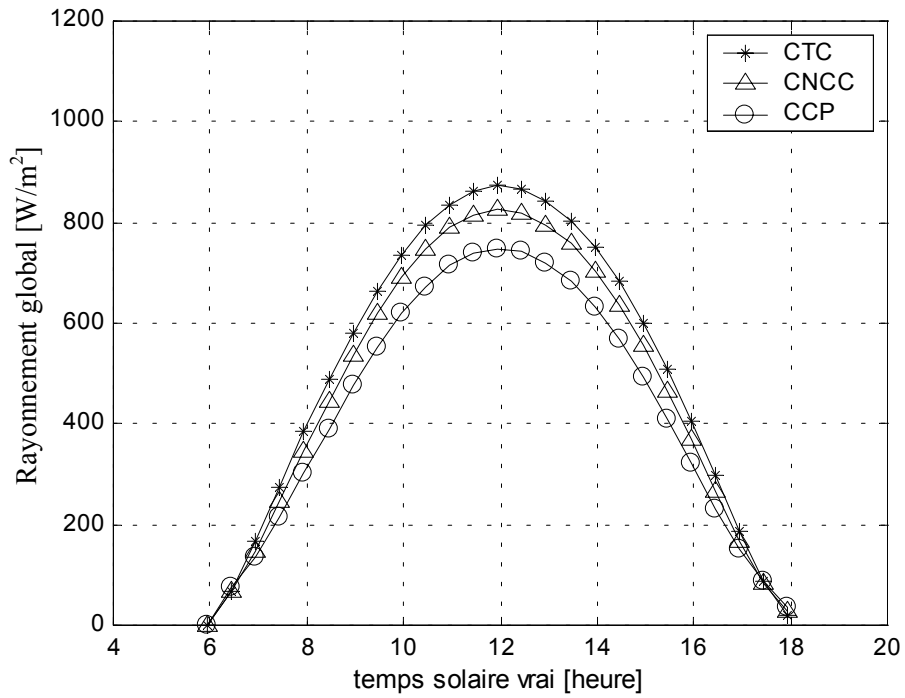


Figure I.9 : Rayonnement global sur un plan horizontal dans le site de Biskra pour 21 Septembre.

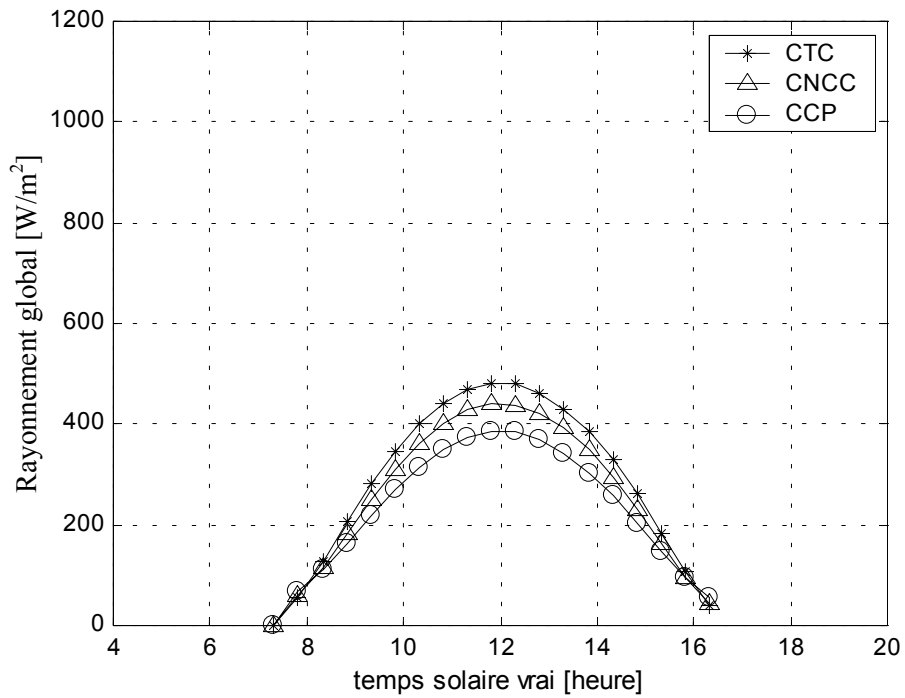


Figure I.10 : Rayonnement global sur un plan horizontal dans le site de Biskra pour 21 Décembre.

▪ **Le Modèle de LIU et JORDAN (plan incliné) :**

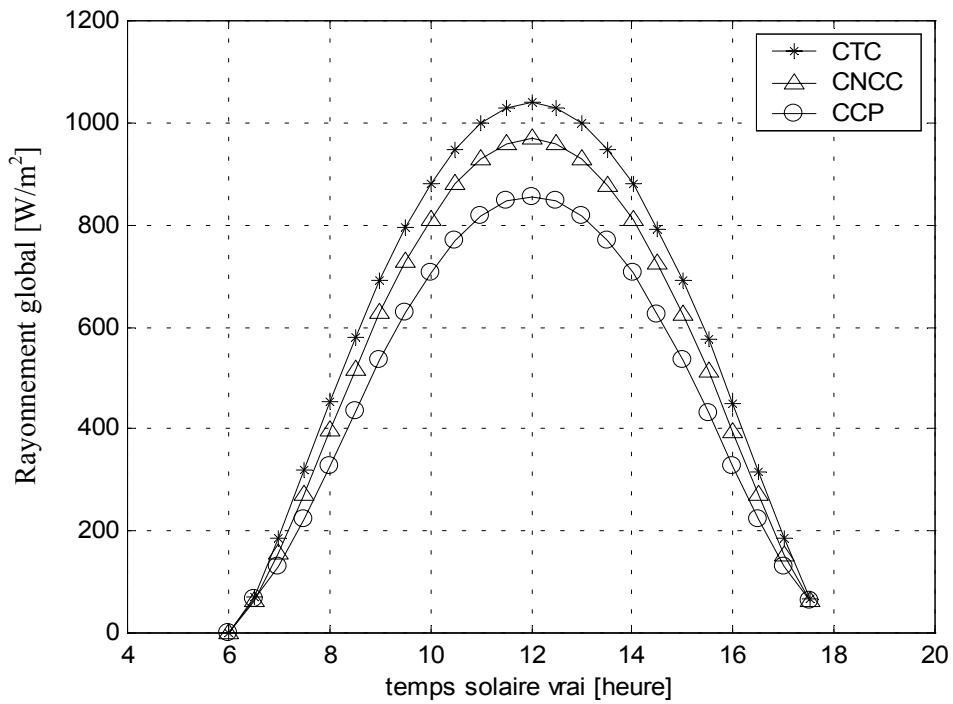


Figure I.11 : Rayonnement global sur un plan incliné dans le site de Biskra pour 21 Mars.

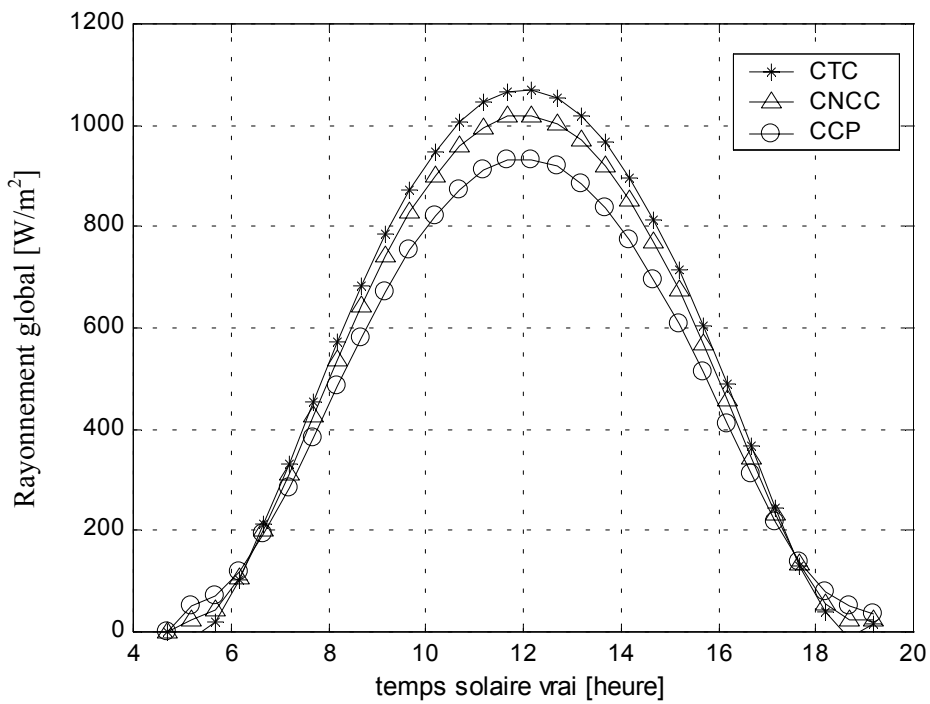


Figure I.12 : Rayonnement global sur un plan incliné dans le site de Biskra pour 21 Juin.

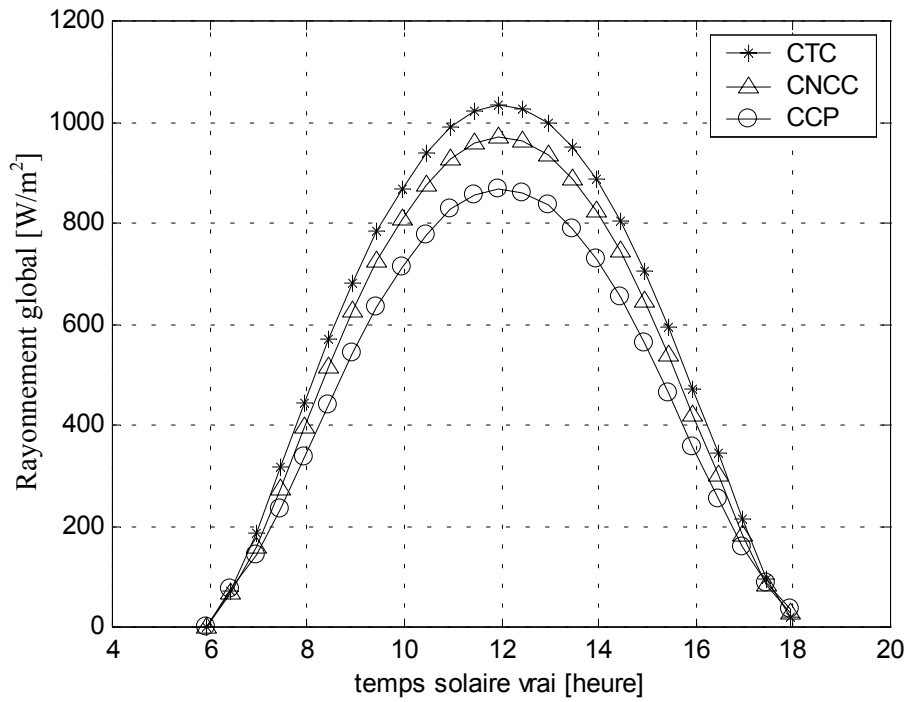


Figure I.13 : Rayonnement global sur un plan incliné dans le site de Biskra pour 21 Septembre.

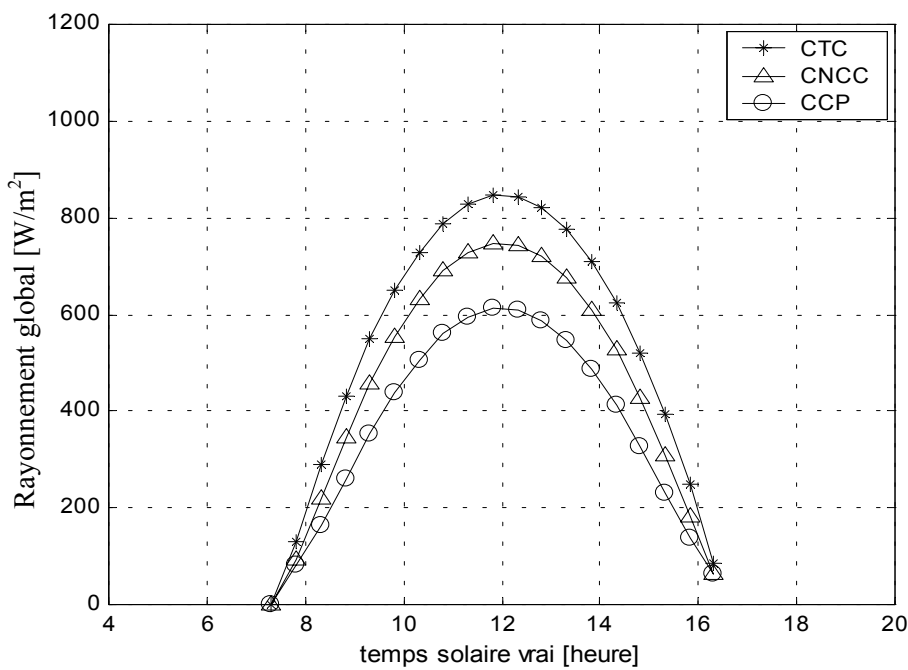


Figure I.14 : Rayonnement global sur un plan incliné dans le site de Biskra pour 21 Décembre.

Le rayonnement globale mensuel reçu dans le site BISKRA sur un plan horizontal :

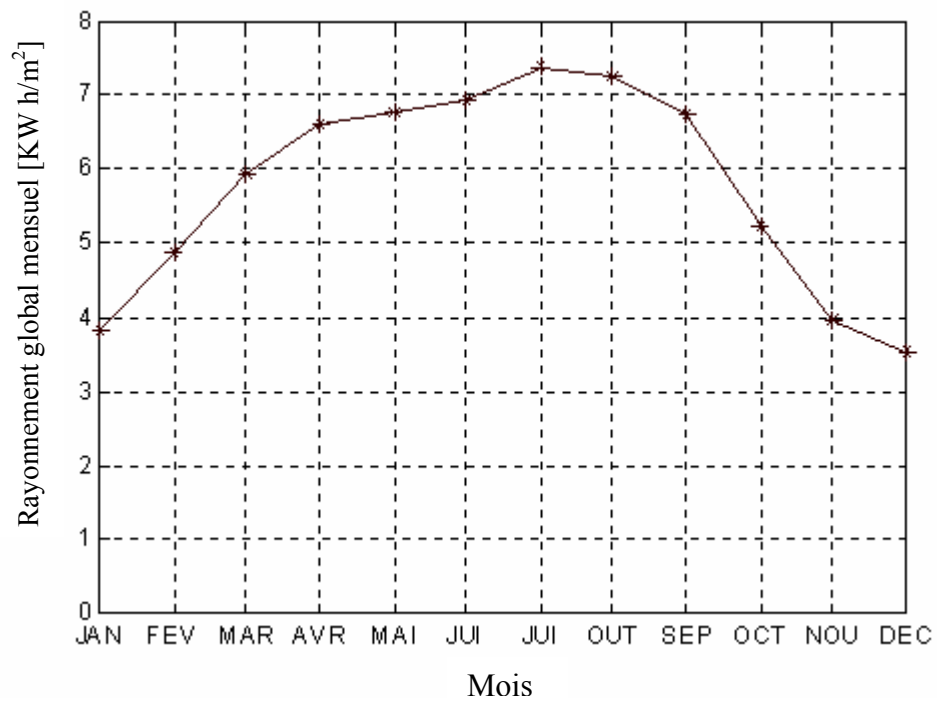


Figure I.15 : Rayonnement global mensuel reçu dans le site BISKRA sur un plan horizontal

Chapitre II

Concentrateurs solaires

II.1 Introduction :

La conversion de l'énergie solaire en chaleur thermique à moyenne et à haute température est obtenue par des techniques différentes en fonction des besoins. Elle peut fournir directement à l'industrie, une partie de ses besoins en chaleur, elle peut aussi être transformée en énergie électrique pour l'alimentation des réseaux. La conversion à moyenne et à haute température a recours à une technologie plus élaborée, par l'idée de concentrer les rayonnements solaires pour augmenter l'intensité de flux solaire au moyen de capteurs optiques plus élaborés appelés concentrateurs solaires.

Dans ce chapitre on commence par le rôle de l'énergie solaire sur un capteur solaire et ensuite par généralités sur les concentrateurs, enfin, on résume les concentrateurs sur un type de capteurs solaires avec effet de concentration de type cylindro-parabolique.

II.2 L'énergie solaire thermique :

Le solaire thermique actif permet de récupérer la chaleur du rayonnement solaire au sein d'un fluide, parfois de l'air, le plus souvent de l'eau, par la mise en œuvre de capteurs solaires. Ces techniques peuvent assurer la production d'eau chaude sanitaire ou d'eau distillée, le chauffage des piscines et des habitations ainsi que le séchage de céréales, par exemple.

Il existe plusieurs types des capteurs solaires dont nous allons évoquer les principaux. Un capteur solaire est composé des éléments suivants :

- Le corps opaque qui absorbe le rayonnement solaire en s'échauffant.
- Un isolant thermique pour les faces non exposées au soleil.
- Une couverture transparente (face avant, exposée au rayonnement) qui assure l'effet de serre.
- Subsidiairement un coffrage étanche à l'eau et un système de support mécanique de l'ensemble.

La position optimal (inclinaison) d'un capteur assure un bon rendement et moins des pertes thermique

II.3 Inclinaison optimal d'un capteur solaire :

Les capteurs solaires peuvent être installés au sol, contre le côté d'un édifice ou sur la toiture. Idéalement, ils devraient être orientés vers le sud, à l'écart des zones ombragées, et devraient présenter un angle d'inclinaison qui permette que la surface du capteur soit perpendiculaire aux rayons solaires et ainsi exposés au maximum de lumière solaire. Le calcul de l'angle d'inclinaison se fait en soustrayant la déclinaison du soleil de la latitude géographique de l'emplacement du système de chauffage solaire. En général, il s'agit de la latitude de l'emplacement plus ou moins 10 à 15 degrés. En hiver (position hivernale), lorsque la trajectoire du soleil est basse dans le ciel, il faut employer un angle d'inclinaison plus élevé (la latitude plus 10 à 15 degrés). Par contre,

il est recommandé d'employer un angle d'inclinaison moins élevé (la latitude moins 10 à 15 degrés) durant les mois d'été lorsque le soleil est plus haut dans le ciel (position estivale). Toutefois, l'angle n'est pas d'une telle importance qu'on ne puisse le varier de 10 degrés.

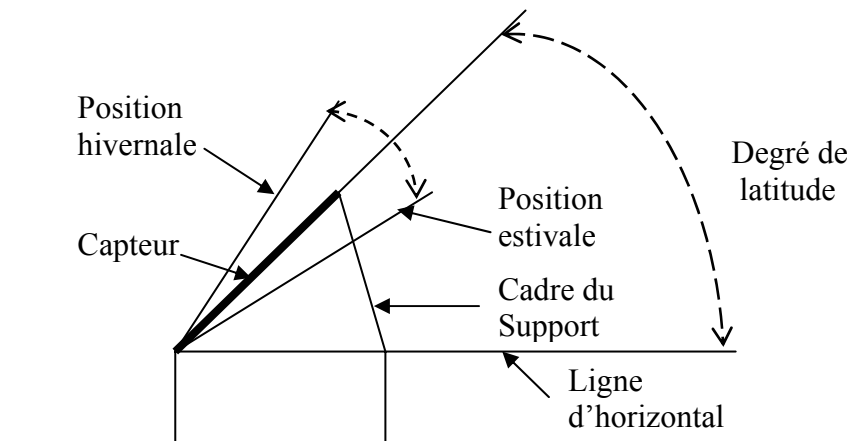


Figure II.1 : Installation d'un capteur solaire.

II.4 Captation du rayonnement solaire :

On peut capter directement le rayonnement solaire au moyen des panneaux plans (capteurs plans) réceptifs, convenablement équipés dénommés insolateurs, au lieu de faire la captation directe on peut la faire à l'aide des concentrateurs, connus par le nom de capteurs solaires à concentration. Ces deux types de capteurs réagissent réciproquement avec les radiations solaires. Le capteur plan est considéré comme un simple absorbeur des rayons solaires provenant de toutes les directions. Le rayonnement solaire est non seulement absorbé du ciel mais aussi de tout l'environnement. Cela veut dire qu'un capteur plan est relativement insensible aux conditions du ciel. D'autre part, la réalisation d'un capteur solaire plan ne demande pas une conception compliquée. Cependant, la conception d'un collecteur avec effet de concentration, qui fait appel à des techniques plus au moins complexes, dont le principe consiste à focaliser le flux solaire incident sur un absorbeur de surface plus petite que la surface d'ouverture du collecteur, afin d'augmenter la concentration du rayonnement au niveau de l'absorbeur. A l'encontre des capteurs plans qui utilisent le rayonnement diffus provenant du ciel et

du sol, les concentrateurs n'utilisent que le rayonnement direct. La figure suivante montre le principe de captation par les deux types de conversion thermique de l'énergie solaire [17].

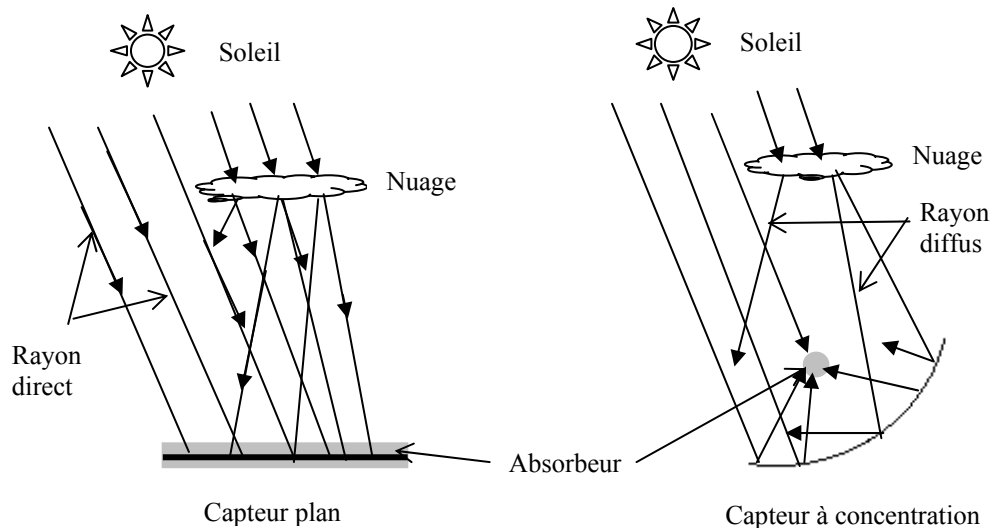


Figure II.2 : Types des capteurs solaires et le principe d'absorption des rayonnements solaires.

II.5 Conversion thermique de l'énergie solaire [18] :

Une des manifestations les plus évidentes du rayonnement solaire est la chaleur qu'il apporte. Ce paragraphe est consacré aux dispositifs qui convertissent le rayonnement solaire en chaleur, parce que le but de recherche est justement la production de chaleur. On peut classer ces dispositifs selon le degré de concentration du rayonnement solaire qu'ils opèrent avant la transformation en chaleur.

II.5.1 Dispositifs 2D (sans concentration) :

Le sigle 2D signifie "à deux dimensions". Les capteurs 2D sont en général des surfaces planes noircies (pour mieux absorber le rayonnement) et couvertes d'une vitre (pour profiter de l'effet de serre et empêcher la chaleur de la surface d'être emportée par les mouvements de l'air tels que le vent et la convection naturelle). Un fluide circule à l'intérieur de la surface absorbante pour emporter la chaleur produite. La température ne dépassant pas 80°C. Ceci n'est pas un handicap pour des applications telles que l'obtention de l'eau chaude domestique.

II.5.2 Dispositifs 1D (concentration sur une ligne) :

Le thermique 1D (figure II.3) utilise comme capteur solaire à concentration de type cylindro-parabolique, contient élément tubulaire sur lequel un miroir parabolique concentre le rayonnement du soleil. Il nécessite un système d'orientation du miroir (à un degré de liberté). Ce système permet d'atteindre par la concentration du rayonnement direct une température de 200°C.

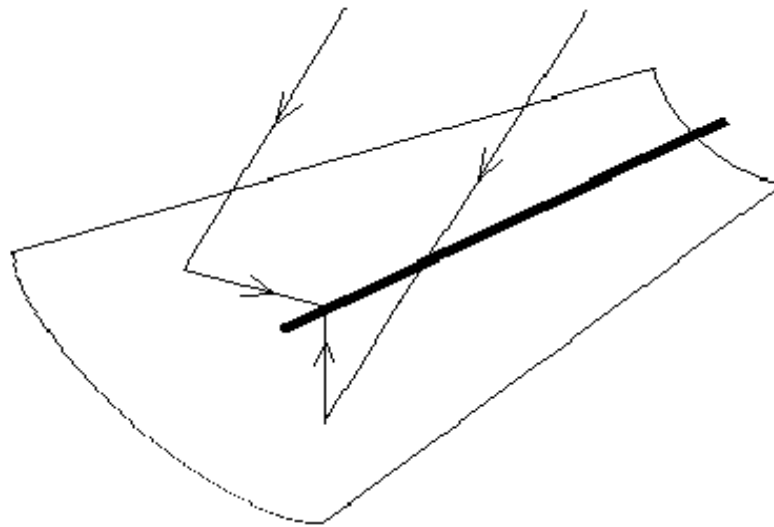


Figure II.3 : principe d'une concentration 1D.

- comme chaque fois que l'on utilise un dispositif de concentration, seul le rayonnement direct est utilisé, le rayonnement diffus ne pouvant pas être concentré.
- du fait que, comme le miroir doit être tourné vers le soleil, on doit laisser un espace inutilisé entre les miroirs pour éviter qu'ils se fassent de l'ombre, ce qui ferait chuter de façon très importante leur rendement. Une partie de l'énergie solaire passe donc entre les miroirs et est "perdue" sur le sol.
- entre le champ solaire et le dispositif thermodynamique, il peut y avoir perte de chaleur.

II.5.3 Dispositifs 0D (concentration sur un point) :

Le thermique 0D (figure II.4) semble le plus intéressant. Il utilise comme capteur un élément de petite dimension sur lequel le rayonnement solaire est concentré par un ensemble de miroirs paraboliques (héliostats). Les héliostats doivent être munis d'un dispositif d'orientation à deux degrés de liberté. Une. Ce système permet d'obtenir une température de 1500°C (fluctuante, ce qui fatigue les matériaux du capteur).

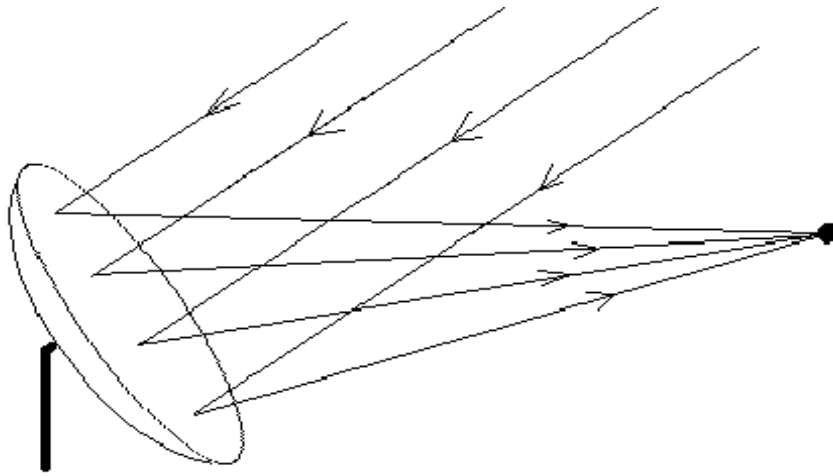


Figure II.4 : Principe d'une concentration en un point.

Ici aussi, ce chiffre doit être tempéré par une série de considérations. Tout d'abord, puisqu'il y a concentration, le rayonnement diffus du soleil n'est pas utilisé. Ensuite, les héliostats doivent être disposés de façon à éviter non seulement les ombres, mais encore le blocage du rayonnement entre un héliostat et le capteur. L'occupation du sol est dès lors assez faible. Ensuite, comme le soleil, l'héliostat et le capteur ne sont pas alignés. Enfin, la distance entre le capteur (en haut d'une tour) et le dispositif thermodynamique donne lieu à des pertes de chaleur. Malgré ce fait et les difficultés technologiques liées à cette solution, elle pourrait bien s'avérer la plus intéressante économiquement des solutions thermiques.

II.6 Les principes physiques de la conversion du rayonnement solaire en chaleur :

Examinons de plus près les formes pratiques de la conversion du rayonnement solaire en chaleur. Le processus fondamental de la conversion thermique, d'un usage généralisé à l'heure actuelle, est l'*effet de serre*, voir figure (II.5).

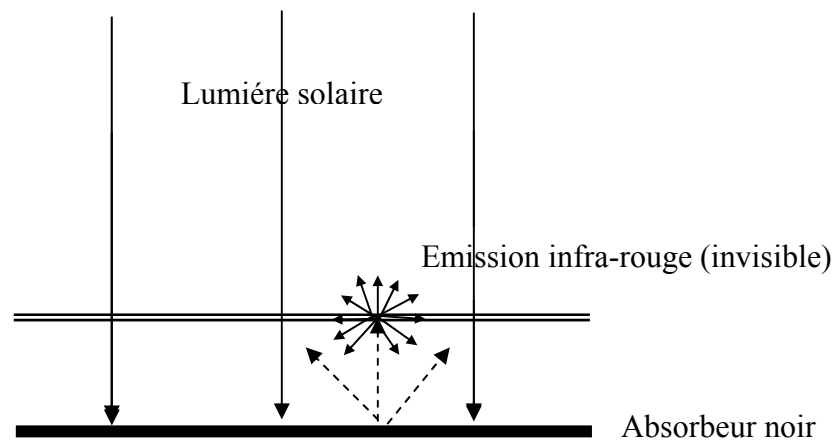


Figure II.5 : Principe de l'effet de serre.

Cet effet résulte de la transmission sélective de certains matériaux, le verre et quelques plastiques transmettent totalement le rayonnement solaire dont les longueurs d'ondes sont pratiquement comprises entre 0.3 et 2.5 μm , mais ils sont absorbantes pour les longueurs d'ondes plus élevées. Le rayon incident traverse donc la lame et va chauffer le corps noir (absorbeur). Celui-ci rayonne aussi mais à une température qui n'est pas très élevée et son rayonnement se situe dans la zone de l'infrarouge qui se trouve piégée par la lame qui est opaque vis-à-vis du rayonnement dans le domaine de l'infrarouge. Un vitrage constitue un piège à calories, connue généralement sous le nom de l'effet de serre, cet effet sera augmenté si l'on utilise un double ou un triple vitrage [16].

II.7 Les systèmes à concentration :

En utilisant des réflecteurs afin de concentrer les rayons du soleil sur l'absorbeur d'un capteur solaire, cela permet de diminuer grandement la taille de l'absorbeur, ce qui réduit les pertes de chaleur et augmente son efficacité à hautes températures voir la figure (II.6). Un autre avantage de ce système est que les réflecteurs sont sensiblement moins coûteux, par unité de surface, que les capteurs.

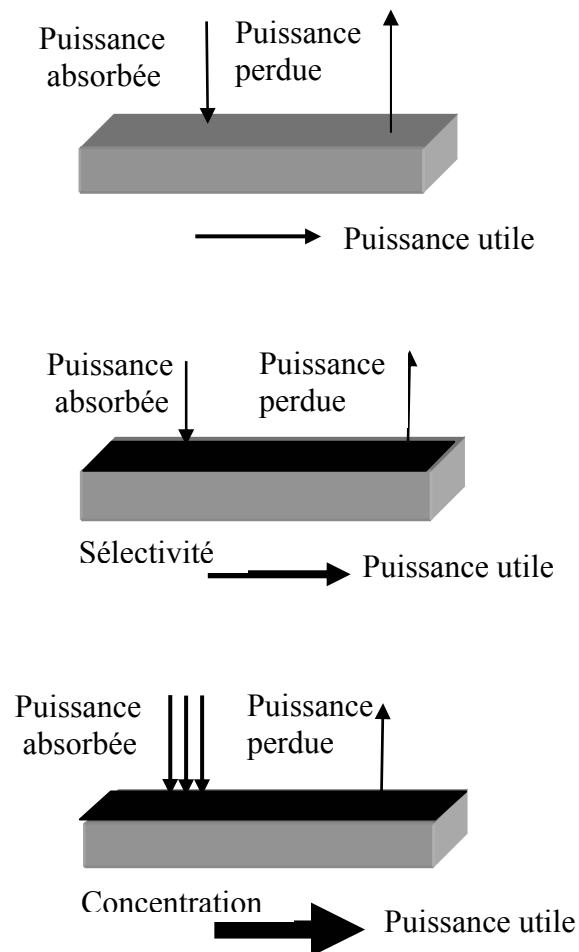


Figure II.6 : Concentration du rayonnement au niveau de l'absorbeur.

Il existe quatre principaux types de capteurs à concentration :

- Réflecteur cylindro-parabolique.
- Réflecteur parabolique.
- Centrale à tour.
- Capteurs solaires à concentration...

a) Avantage d'utilisation :

Les avantages d'utilisation des systèmes à concentration sont :

- Pour une température donnée de l'absorbeur, celui-ci étant plus petit, les pertes thermiques sont moindres que pour les capteurs plans de même ouverture le rendement de captation peut donc être amélioré.
- Les températures obtenues sont plus élevées. L'utilisation de surfaces sélectives permet également d'augmenter la température dans les capteurs plans mais il est difficile de dépasser quelques centaines de degrés. Au contraire avec des systèmes à concentration il est possible d'atteindre des températures de l'ordre de 4000°C [9].
- Le poids ou le coût d'un système peut être réduit en remplaçant un capteur plan par un système à concentration et un absorbeur plus petit. Ceci peut être intéressant pour les cellules photovoltaïques dont le prix demeure très élevé.

b) Inconvénients d'utilisation :

Les systèmes à concentration présentent un certain nombre d'inconvénient :

- Le rayonnement diffus est très mal utilisé. Dans les systèmes à concentration, seul le rayonnement direct est concentré ;
- Les pertes optiques peuvent être importantes. Elles sont dues aux phénomènes de réflexion et de réfraction et aux caractéristiques géométriques des systèmes ;
- Les systèmes à forte concentration nécessitent des montages optiques précis et donc chers ;
- Il faut aussi maintenir les qualités du système (contre l'oxydation, la poussière....)

- Dans la plus part du temps le flux n'est pas distribué de façon uniforme sur l'absorbeur ;

Dans ce présent travail on s'intéresse au dernier type des capteurs à concentration, qui consiste à l'étude d'un type de capteurs solaires avec effet de concentration. Il s'agit principalement d'étudier l'effet de la forme du capteur figure (II.7). Il comporte une série de tubes absorbeurs en cuivre peints en noir placés dans les centres focaux des surfaces de type cylindro-parabolique (CCP) adjacents et fixes sur un support incliné, les tubes absorbeurs sont reliés entre eux pour former un système hydraulique de type *serpentin*, dans le quel circule le fluide caloporteur (eau).

Le choix de type serpentin est fait d'après [19], qui étudiée la comparaison entre deux types du systèmes hydrauliques ; l'un est serpentin et l'autre est de forme deux tubes horizontaux, avec une série des tubes parallèles verticaux (hider riser.), a le montage en serpentin s'est avéré le mieux adapté.

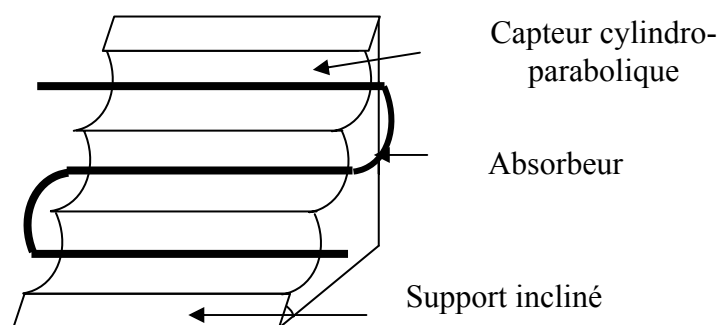


Figure II.7 : Capteur solaire avec effet de concentration de type cylindro-parabolique.

II.8 Caractéristiques d'un concentrateur CCP :

Le concentrateur à surface cylindro-parabolique (CCP) se distingue par sa simplicité et représente un investissement relativement réduit, ainsi que ses performances dans la production de hautes températures, surtout dans le domaine de la production de la vapeur et la production de l'eau chaude. Le collecteur cylindro-parabolique est le plus préféré des capteurs pour la production de la vapeur d'eau à hautes températures qui peut être obtenue sans altération du rendement. Il se présente comme un module ayant un réflecteur (miroir ou matériau réfléchissant) de forme parabolique ou cylindro-

parabolique. Cette géométrie permet de focaliser l'énergie solaire incidente selon une génératrice linéaire où est placé un tube absorbeur dans lequel circule un fluide caloporteur. Pour augmenter le principe de captation ainsi que le processus du transfert de chaleur, on a généralement recours à des surfaces sélectives. Une enveloppe transparente souvent en verre recouvre le tube absorbeur afin de réduire les pertes thermiques par rayonnement par conduction et par convection vers l'extérieur.

Le concentrateur CCP est généralement doté d'une poursuite solaire à un seul axe et peut être orienté Est-Ouest soit plein sud à l'altitude du lieu. La figure (II.8) montre le principe de captation d'un concentrateur CCP.

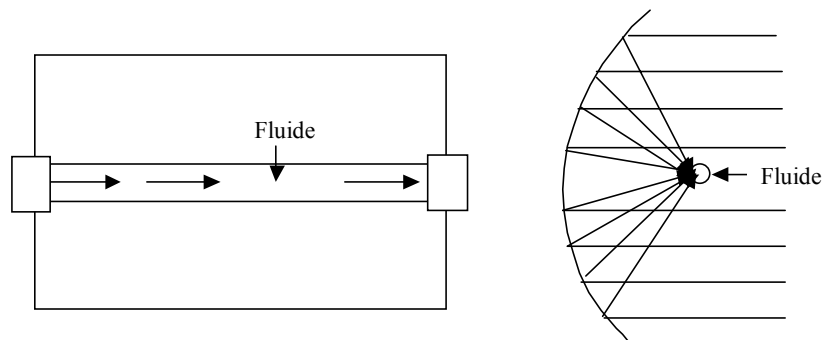


Figure II.8 : Fonctionnement d'un capteur cylindro-parabolique.

Pour un (CCP) l'équation générale, en coordonnées cartésiennes, s'écrit [20] :

$$x^2 = 4.f.Y \quad (\text{II.1})$$

Où f : la distance focale.

L'ouverture W du concentrateur en fonction de l'angle de ouverture (φ) voir la figure (II.9) est donnée par l'équation [20] :

$$W = 2r.\sin(\varphi) = 4.f.\tan\left(\frac{\varphi}{2}\right) \quad (\text{II.2})$$

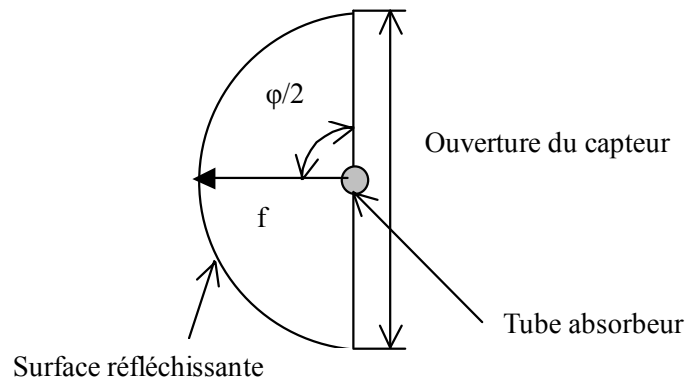


Figure II.9 : Dimensions relatives à un concentrateur cylindro-parabolique.

II.8.1 Facteur de concentration :

Il existe plusieurs possibilités pour augmenter le flux de radiation au niveau de l'absorbeur par des lentilles ou par des surfaces réfractaires, par le type de montage et l'orientation des systèmes, et cela peut être accompli par le choix des matériaux de construction. La caractéristique primaire de la concentration est le taux de concentration géométrique qui est défini de deux manières.

a) La première définition est strictement géométrique, c'est le rapport entre la surface de captation (surface d'ouverture du capteur) S à la surface apparente de l'absorbeur s . La concentration est exprimée à l'aide de la relation suivante [20] :

$$C = \frac{S}{s} \quad (\text{II.3})$$

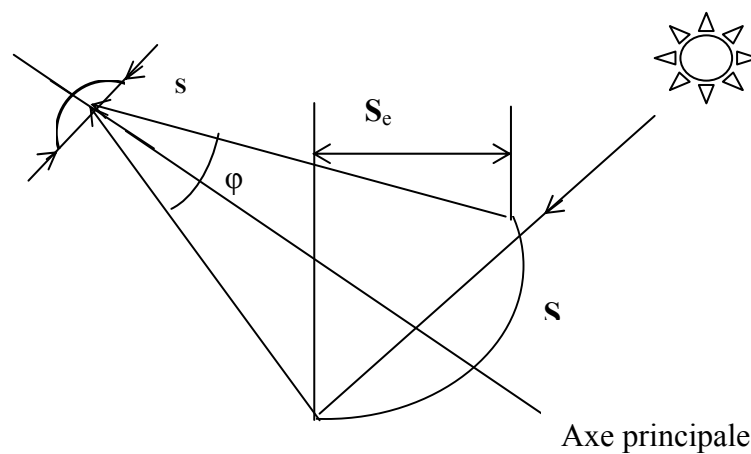


Figure II.10 : Différentes surfaces caractérisant un CCP.

b) La deuxième définition indique le rapport de l'intensité de flux au niveau de l'ouverture du capteur et l'intensité du flux sur l'absorbeur, elle peut être obtenue en mesurant la radiation normale direct $I_0(\lambda)$ et le flux au niveau de l'absorbeur, à l'aide de l'équation [20] :

$$C_{Flux} = \frac{I_o(\lambda)}{I_a(\lambda)} \quad (\text{II.4})$$

Où λ : est la longueur du spectre de longueur d'onde.

On intégrant sur un spectre de longueur d'onde solaire on obtient l'expression :

$$C_{Flux} = \frac{I_o}{I_a} \quad (\text{II.5})$$

II.8.2 Angle d'incidence :

On considère un concentrateur cylindro-parabolique, comme le représente la figure (II.11), L'énergie solaire incidente sur la surface d'ouverture d'un collecteur est en fonction de deux paramètres : l'insolation normale direct et la position relative du soleil par rapport à la l'ouverture du capteur.

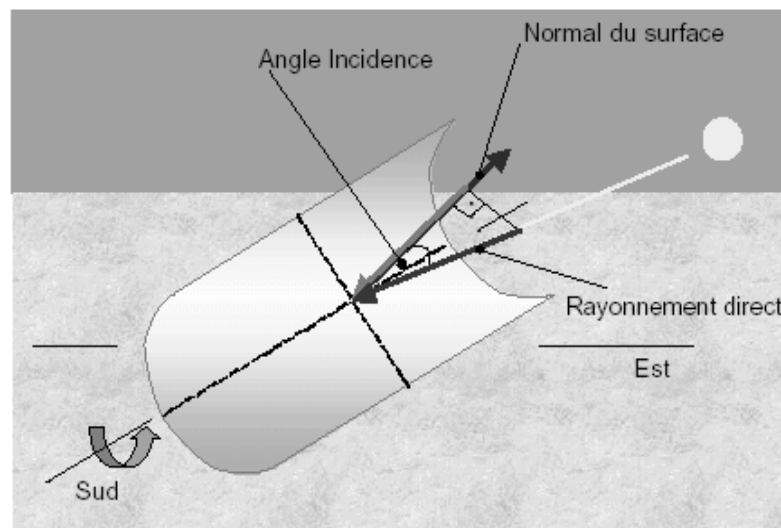


Figure II.11 : Angle incidence sur un capteur solaire

Si ce collecteur est mobile et le tube de chaudière est fixe pour suivre le mouvement du soleil, ce type correspond essentiellement aux grosses centrales à foyer linéaire, dans le cas rotation suivant l'axe horizontal Nord-Sud avec un réglage continue pour obtenir un flux maximal. La relation de l'angle d'incidence d'après (Duffie Et Beckman) est donnée par [21] :

$$\cos \theta = ((\cos \delta \cos L \cos \omega + \sin \delta \sin L)^2 + \cos^2 \delta \sin^2 \omega)^{0.5} \quad (\text{II.6})$$

Si ce collecteur et le tube de chaudière sont fixes comme dans notre cas, la relation de l'angle incidence se réduit à :

$$\cos \theta_{\beta} = \cos \delta \cos \omega \cos (L - \beta) + \sin \delta \sin (L - \beta) \quad (\text{II.7})$$

Donc la surface efficace S_e touchée par la radiation solaire direct en fonction de l'angle d'incidence est définie comme suite [1]:

$$S_e = L.w - \left(\frac{w^3}{48.f} + f.w \right) \tan(\theta_{\beta}) \quad (\text{II.8})$$

II.9 Différents modes de transfert de chaleur dans un concentrateur :

Il est habituel, dans l'étude des transferts thermiques, de distinguer trois grandes parties se rattachant chacune à un mode de transfert de chaleur particulier : *conduction*, *rayonnement* et *convection*, chacun de ces modes étant lui-même lié à un processus physique bien déterminé. En effet, comme l'énergie thermique d'un milieu matériel correspond à l'énergie cinétique de ses constituants fondamentaux ayant une certaine liberté de mouvement (molécule, atome, électron libres,....), ceux-ci pourront échanger tout ou une partie de leur énergie thermique, c'est-à-dire gagner ou perdre de l'énergie cinétique :

- Soit par interaction directe avec les particules voisines (choc de molécules par exemple), ce qui correspond à la conduction.

- Soit par absorption ou émission de radiations électromagnétiques, ce qui correspond au rayonnement.

Enfin dans le cas d'un liquide ou d'un gaz, on considère également, mais cette fois-ci à l'échelle macroscopique, comme un mode de transfert de chaleur appelé convection, les échanges résultant du mélange des diverses parties d'un fluide à des températures différentes [22] .

II.10 Méthode de réduction des pertes thermiques [17] :

Le rendement d'un capteur solaire dépend de plusieurs paramètres, dont les principaux sont :

- les propriétés optiques des matériaux utilisés.
- la conductance.
- Le degré de concentration.

Lorsqu'on agit sur la conductance de telle sorte qu'elle soit réduite, on dit que le capteur est rendu sélectif.

On générale, les trois modes de transfert de chaleur par rayonnement, convection et par conduction doivent être considérés dans le calcul de la performance d'un collecteur solaire, parce que les pertes par convection et par conduction avec l'air l'ambiante et l'absorbeur sont importantes. Pour un absorbeur non sélectif, le terme des déperditions par rayonnement est d'autant plus important avec la température, et particulièrement avec les températures élevées ou les déperditions par rayonnement deviennent dominantes. Pour réduire les pertes on a souvent recours à des surfaces sélectives, à titre d'exemple le noir chrome est le plus adaptable pour $\alpha \approx 0.95$ et $\varepsilon \leq 0.1$ dans l'intervalle des température de travail allant jusqu'à 300°C.

Dans les collecteurs solaires à concentration, une partie relativement réduite de la surface de l'absorbeur devra être couverte par une surface sélective. L'utilisation des surfaces sélectives est possible et peut être rentable particulièrement dans les concentrateurs à faible et à moyenne concentration. L'expérience a bien montré que l'utilisation des surfaces sélectives, en particulier lorsqu'il y a évacuation de l'air de

l'ordre de 10^{-2} à 10^{-3} pressions atmosphérique, réduit sensiblement les pertes par convection, mais pas la conduction. L'évacuation relative de l'air de l'espace annulaire environ 10^{-7} atm pourra éliminer complètement les pertes par conduction.

II.11 Surface sélective [23]:

C'est une surface qui a une absorptivité élevée pour le rayonnement solaire et une émissivité faible pour le rayonnement infrarouge émis à une température donnée.

Cette surface dite sélective est en générale un film mince d'une épaisseur de l'ordre de la grandeur d'onde du rayonnement solaire intercepté, qui peut être obtenu par plusieurs procédés. Parmi les méthodes de réalisation des surfaces sélectives, on citera les principales :

- Dépôt par projection sous vide.
- La pulvérisation cathodique.
- Dépôt par action chimique (C.V.D).
- Oxydation à chaud ou dépôt par pulvérisation (spray).
- Dépôt par voie d'électrolyse.
- L'oxydation anodique.

La méthode la mieux adaptée est la méthode qui utilise le dépôt par action chimique (C.V.D), la surface en question est faite de plusieurs couches de différentes épaisseurs.

Le besoin d'obtenir un film réflecteur stable à la température d'utilisation, rend quelques métaux de basse réflectance infra thermique plus importante. Parmi ces métaux l'aluminium (Al), qui est facile à manipuler dans un évaporateur et particulièrement utile à des température inférieures à 200°C . Le Molybdène (Mo) a été expressivement utilisé quand le film doit retenir ces propriétés à des températures élevées, mais uniquement en absence de l'air, qui provoque un film d'oxydation. Le Nickel (Ni) est aussi utilisé comme base dans plusieurs couches de revêtement anodisées.

Actuellement le noir nickel développé par TABOR (1955) commercialisé avec un coefficient d'absorption α égal à 0.90 et un coefficient d'émissivité ε à 100°C égale à

0.20 Jusqu'à 0.25, quant au noir nickel et l'oxyde de cuivre sont tous détériorés par de l'eau et n'ont pas de sélectivité adéquate pour les hautes températures.

Donc les collecteurs solaires à concentration nécessitent l'utilisation de matériaux réflecteurs pour diriger le rayonnement direct vers le foyer. Cela demande des surfaces de grande réflectivité dans le spectre solaire, en utilisant des matériaux de revêtement spécial.

Chapitre III :

Modélisation du capteur solaire avec effet de concentration de type cylindro parabolique

III.1 Introduction :

Dans ce chapitre, on va effectuer l'analyse thermique et la modélisation numérique d'un capteur solaire à eau avec effet de concentration de type cylindro-parabolique. Cette modélisation est employée pour prévoir la variation de la température de sortie d'un fluide caloporteur (eau) en fonction de l'éclairement dans le site de Biskra.

III.2 Modélisation du capteur cylindro-parabolique :

III.2.1 Description :

L'élément le plus important dans les systèmes concentrateurs est le tube absorbeur dans lequel circule le fluide caloporteur à l'intérieur. Le tube absorbeur est souvent en cuivre recouvert d'une couche sélective appropriée et entouré d'un tube en verre, comme il est représenté dans la figure (III.1), il est placé le long de la ligne focale du concentrateur cylindro-parabolique.

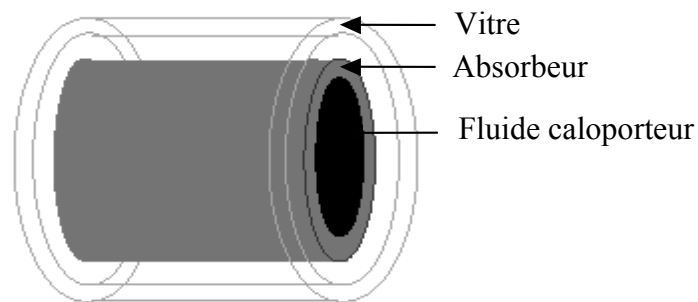


Figure III. 1 : schéma d'un élément du tube absorbeur.

Les échanges thermiques existant dans le système concentrateur ont lieu entre les trois éléments : le fluide caloporteur, l'absorbeur et la vitre, tel que représenté dans la figure (III.2). Le rayonnement solaire incident réfléchi par les miroirs paraboliques tombe sur l'absorbeur, après passage à travers la vitre.

Cette énergie solaire incidente absorbée, n'est pas entièrement transmise au fluide caloporteur, où une partie est dissipée sous forme de perte de chaleur entre l'absorbeur et la vitre d'une part, la vitre et le milieu ambiant d'autre part. En prenant en considération des différentes parts d'énergies, celle recueillie par le fluide et perdue vers l'ambiance, tel que schématisée sur la figure (III.2).

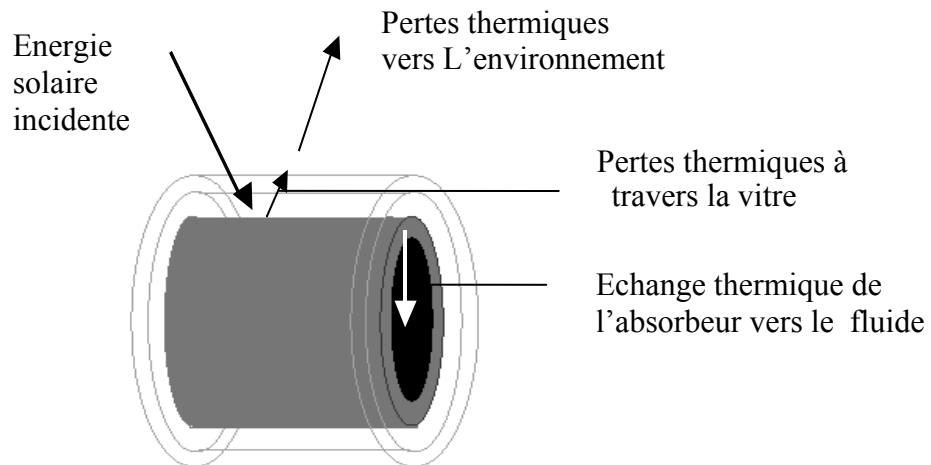


Figure III.2 : Schématisation du transfert thermique entre les différentes parties du collecteur cylindro-parabolique.

III.2.2 Etablissement des équations caractéristiques :

1. Bilan thermique :

Pour le calcul du bilan énergétique on pose comme hypothèses :

- Le fluide caloporteur est incompressible.
- La forme de parabole est symétrique.
- La température ambiante autour du capteur est uniforme.
- La vitre est considérée comme opaque aux radiations infrarouges.
- L'écoulement du fluide est unidimensionnel.
- Les variations temporelles dans l'épaisseur de l'absorbeur et la vitre sont négligeables.
- L'échange par conduction dans l'absorbeur et la vitre est négligeable.
- L'effet de l'ombre du tube absorbeur sur le miroir est négligeable.
- Le flux solaire au niveau de l'absorbeur est uniformément réparti.

D'après la figure (III.3), la modélisation de la température est basée sur les bilans énergétiques caractérisé par les équations différentielles des trois températures : T_F

(Fluide), T_A (absorbeur) et T_V (vitre), ces équations varient pendant le temps t (le temps de l'éclairement) pour une longueur z de l'absorbeur .

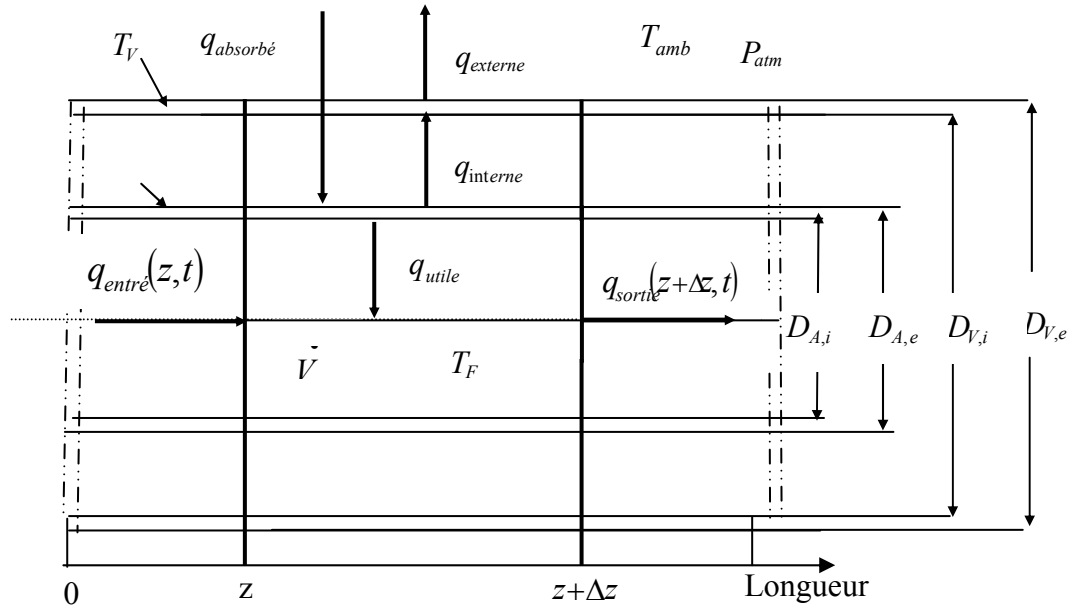


Figure III.3 : Bilan thermique d'un élément de surface du collecteur cylindro-parabolique

Où

$q_{absorbé}$: Quantité de chaleur absorbée au niveau du tube absorbeur.

q_{utile} : Quantité de chaleur échangé par convection entre l'absorbeur et le fluide.

$q_{interne}$: Quantité de chaleur interne (convection + conduction) dans l'espace annulaire entre l'absorbeur et la vitre.

$q_{externe}$: Quantité de chaleur perdue vers l'extérieur (convection + conduction) entre la vitre et le milieu ambiant.

$D_{A,i}$: Diamètre interne de l'absorbeur.

$D_{A,e}$: Diamètre externe de l'absorbeur.

$D_{V,i}$: Diamètre interne de la vitre, (ou l'enveloppe transparente).

$D_{V,e}$: Diamètre externe de la vitre.

T_F : Température du fluide.

T_A : Température de l'absorbeur.

T_V : Température de la vitre.

\dot{V} : Débit volumique.

a. Bilan énergétique pour le fluide:

Le bilan énergétique pour le fluide caloporteur qui circule dans le tube absorbeur est exprimé par la relation suivante :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\Delta Q_F(z, t)) = q_{\text{entré}}(z, t) - q_{\text{sortie}}(z + \Delta z, t) + q_{\text{utile}}(z, t) \cdot \Delta z \quad (\text{III.1})$$

La quantité de chaleur récupérée par le fluide $\Delta Q_F(z, t)$ dans l'intervalle Δz est donnée par :

$$\Delta Q_F(z, t) = \rho_F \cdot c_F \cdot A_{A, \text{interne}} \Delta z T_F(z, t) \quad (\text{III.2})$$

Où

ρ_F : Densité du fluide.

c_F : Chaleur spécifique du fluide.

$A_{A, \text{interne}}$: Surface d'échange interne de l'absorbeur par unité de longueur, qui est exprimée par la relation suivante :

$$A_{A, \text{interne}} = \pi \cdot D_{A, i}$$

On note que toutes les propriétés thermophysiques du fluide sont considérées en fonction de la température T_F (voir annexe A).

La quantité de chaleur à l'entrée et à la sortie dans l'élément de longueur Δz est donnée par les relations suivantes :

$$\begin{aligned}
 q_{entré}(z, t) &= \rho_F \cdot C_F \cdot \dot{V} \cdot T_F(z, t) \\
 q_{sortie}(z + \Delta z, t) &= \rho_F \cdot C_F \cdot \dot{V} \cdot T_F(z + \Delta z, t)
 \end{aligned}
 \tag{III.3}$$

\dot{V} : Le débit volumique du fluide caloporteur dans le tube absorbeur.

$q_{utile}(z, t)$: est le flux de chaleur échangé par convection entre l'absorbeur et le fluide, qui est présenté d'après § III.2.2.2.a.

L'insertion des équations (III.2), (III.3) dans (III.1) nous donne la relation suivante :

$$\rho_F \cdot C_F \cdot A_{A,interne} \cdot \Delta z \frac{\partial T_F(z, t)}{\partial t} = \rho_F \cdot C_F \cdot \dot{V} \cdot T_F(z, t) - \rho_F \cdot C_F \cdot \dot{V} \cdot T_F(z + \Delta z, t) + q_{utile}(z, t) \cdot \Delta z \tag{III.4}$$

La dérivée partielle par rapport à l'abscisse z est :

$$\frac{\partial T_F(z, t)}{\partial z} = \frac{T_F(z + \Delta z, t) - T_F(z, t)}{\Delta z} \tag{III.5}$$

Divisons l'équation (III.4) par Δz et après substitution dans (III.5) on obtient:

$$\rho_F \cdot C_F \cdot A_{A,interne} \frac{\partial T_F(z, t)}{\partial t} = - \rho_F \cdot C_F \cdot \dot{V} \cdot \frac{\partial T_F(z, t)}{\partial z} + q_{utile}(z, t) \tag{III.6}$$

Les conditions initiales et les conditions aux limites de l'équation (III.6) sont:

$$T_F(0, t) = T_{F,entré}(t) = T_{amb}(t)$$

$$T_F(z, 0) = T_{F,initial}(z) = T_{amb}(0)$$

b. Bilan énergétique pour l'absorbeur :

Le bilan énergétique pour l'absorbeur est donné par la relation suivante:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\Delta Q_A(z,t)) = (q_{\text{absorbé}}(t) - q_{\text{interne}}(z,t) - q_{\text{utile}}(z,t)) \Delta z \quad (\text{III.7})$$

ΔQ_A : La quantité de chaleur dans l'absorbeur est exprimée par :

$$\Delta Q_A(z,t) = \rho_A \cdot c_A \cdot A_A \cdot \Delta z \cdot T_A(z,t) \quad (\text{III.8})$$

Où

ρ_A : la densité de l'absorbeur

c_A : la chaleur spécifique de l'absorbeur.

A_A : la surface de l'absorbeur.

Après substitution de (III.8) dans (III.7), on obtient l'expression :

$$\rho_A \cdot c_A \cdot A_A \frac{\partial T_A(z,t)}{\partial t} = q_{\text{absorbé}}(t) - q_{\text{interne}}(z,t) - q_{\text{utile}}(z,t) \quad (\text{III.9})$$

Les conditions initiales relative à l'équation (III.9) sont :

$$T_A(z,0) = T_{A, \text{initial}}(z) = T_{\text{amb}}(0)$$

c. bilan énergétique de la vitre :

De la même façon le bilan énergétique pour la vitre est donné par :

$$\rho_V \cdot c_V \cdot A_V \frac{\partial T_V(z,t)}{\partial t} = q_{\text{interne}}(z,t) - q_{\text{externe}}(z,t) \quad (\text{III.10})$$

Avec

ρ_V : est la densité du vitrage.

c_V : est la chaleur spécifique du vitrage .

La quantité de chaleur externe q_{externe} entre le vitrage et le milieu ambiant est présentée d'après (§ III.2.2.2.c). La condition initiale de l'équation (III.10) est :

$$T_V(z,0) = T_{V,initial}(z) = T_{amb}(0)$$

2. Echanges thermiques :

a. Echanges thermiques entre l'absorbeur et le fluide :

Le flux de chaleur échangé par convection entre le tube absorbeur cylindrique et le fluide circulant à l'intérieur de l'absorbeur, par unité de longueur est donné par l'expression suivante :

$$q_{utile} = h_F A_{A,interne} (T_A - T_F) \quad (III.11)$$

Dont l'expression du coefficient d'échange thermique par convection h_f dépend essentiellement du régime d'écoulement du fluide, donnée souvent par la relation suivante :

$$h_F = \frac{Nu \cdot k_F}{D_{A,i}} \quad (III.13)$$

Avec

k_F : est la conductivité thermique du fluide..

Nu : étant le nombre de Nusselt, donné par la corrélation de Gnielinsky [24] :

$$Nu = \frac{(f/8)(Re_F - 1000)Pr_F}{1 + 12.7\sqrt{f/8}(Pr_F^{2/3} - 1)} \quad (III.14)$$

Où

f : est le coefficient de frottement calculé à partir de la relation de Petukhov [24] :

$$f = (0.0790 \ln Re_F - 1.64)^2 \quad (III.15)$$

Re_F : le nombre de Reynolds qui exprimé par la relation suivante [21] :

$$\text{Re}_F = \frac{4 \cdot \rho_F \cdot \dot{V}}{\pi \cdot D_{Ai} \cdot \mu_F} \quad (\text{III.16})$$

Avec

μ_F : la viscosité dynamique du fluide.

Pr_F : étant le nombre de Prandtl donné par l'expression suivante :

$$\text{Pr}_F = \frac{\nu_F}{\alpha_F} \quad (\text{III.17})$$

Où

ν_F : La viscosité cinématique défini par :

$$\nu_F = \frac{\mu_F}{\rho_F} \quad (\text{III.18})$$

α_F : est la diffusivité thermique du fluide :

$$\alpha_F = \frac{k_F}{\rho_F \cdot c_F} \quad (\text{III.19})$$

- Pour l'écoulement *laminaire* ($\text{Re}_F < 2300$), le nombre de Nusselt est exprimé par la valeur suivante [25] : $Nu = 4.36$.
- Pour l'écoulement *turbulent* ($\text{Re}_F > 2300$), le nombre de Nusselt est calculé par la corrélation de Gnielinsky [24].

b. Echanges thermiques entre l'absorbeur et la vitre :

L'échange thermique entre l'absorbeur et la vitre, $q_{interne}$ est calculé à partir des échanges par convection et par rayonnement qui ont lieu dans l'espace annulaire:

$$q_{interne} = q_{interne, convection} + q_{interne, rayonnement} \quad (\text{III.20})$$

L'échange par rayonnement $q_{interne, rayonnement}$ dans l'espace annulaire est donné par l'expression [21] :

$$q_{inetrne, rayonnement} = \frac{\sigma A_{A,externe} (T_A^4 - T_V^4)}{\frac{1}{\varepsilon_A} + \frac{1-\varepsilon_V}{\varepsilon_V} \left(\frac{D_{A,e}}{D_{V,i}} \right)} \quad (\text{III.21})$$

Où :

σ : est la constante de Stefan Boltzmann : $\sigma = 5670 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$

ε_A : est l'émissivité de l'absorbeur .

ε_V : est l'émissivité du vitrage.

L'échange thermique interne par convection $q_{inetrne, convection}$ dans la lame d'air comprise entre l'absorbeur et le vitrage, est donné par [21], sachant que cette lame d'air est *mobile* :

$$q_{interne, convection} = \frac{2\pi k_{eff,Air}}{\ln(D_{V,i}/D_{A,e})} (T_A - T_V) \quad (\text{III.23})$$

Avec $K_{eff, Air}$ est la conductivité thermique équivalente de l'air, donnée par la relation:

$$\frac{k_{eff,Air}}{k_{Air}} = 0.386 \left(\frac{\text{Pr}_{Air}}{0.861 + \text{Pr}_{Air}} \right)^{1/4} \left(\frac{[\ln(D_{V,i}/D_{A,e})]^4}{L^3(D_{A,e}^{-3/5} + D_{V,i}^{-3/5})^3} Ra_L \right)^{1/4} \quad (\text{III.24})$$

Où L : est l'épaisseur moyenne de la couche annulaire située entre l'absorbeur et la vitre, égale à :

$$L = 0.5 (D_{V,i} - D_{A,e}) \quad (\text{III.25})$$

Ra_L : le nombre Rayleigh pour l'air est donné par l'expression suivante [21]:

$$Ra_L = \frac{g \beta_{air} (T_A - T_V) L^3}{\alpha_{air} \nu_{air}} \quad (III.26)$$

avec

g : est la gravité ($g = 9.81 \text{ m.s}^{-2}$).

β_{air} : le coefficient de dilatation thermique volumétrique de l'air.

α_{air} : la diffusivité thermique de l'air calculé par :

$$\alpha_{air} = \frac{k_{air}}{\rho_{air} \cdot c_{p,air}} \quad (III.27)$$

ρ_{air} , $c_{p,air}$ et k_{air} : sont respectivement la densité, la chaleur spécifique et la conductivité thermique de l'air .

ν_{air} : est la viscosité cinématique de l'air, exprimée par :

$$\nu_{air} = \frac{\mu_{air}}{\rho_{air}} \quad (III.28)$$

Avec

μ_{air} : la viscosité dynamique de l'air.

Si en absence de convection (lame d'air piégée est *immobile*) entre l'absorbeur et la vitre, le flux par unité de longueur s'écrit [26] :

$$q_{interne, conduction} = \frac{2\pi k_{air}}{\ln(D_{V,i} / D_{A,e})} (T_A - T_V) \quad (III.29)$$

Toutes les propriétés thermodynamiques de l'air, dans l'espace annulaire ; α_{air} , β_{air} , $c_{p,air}$, K_{air} , μ_{air} , ν_{air} , Pr_{air} et ρ_{air} dépendent de la température moyenne dans l'espace annulaire voir annexe A .

Pour le calcul de la température moyenne dans l'espace annulaire, une équation semi empirique [27] est utilisée pour la détermination de cette température pour un absorbeur de forme cylindrique, qui est donnée par :

$$T_{moy,annulaire} = 320 + [(0.11 \times \varepsilon_A) + 0.57] \times (T_V - 320) \quad (III.30)$$

D'autre part la température moyenne dans l'espace annulaire, peut être exprimé par :

$$T_{moy,annulaire} = 0.5 (T_A + T_V) \quad (III.31)$$

c. échange thermique entre la vitre et le milieu ambiant :

On assume que le transfert thermique entre l'enveloppe transparente et l'environnement est aussi du à l'échange par convection et par rayonnement.

$$q_{externe} = q_{externe,convection} + q_{externe,rayonnement} \quad (III.32)$$

La quantité de chaleur convective $q_{externe,convection}$ du vitrage vers l'environnement est exprimée par :

$$q_{externe,convection} = h_v A_{V,externe} (T_V - T_{amb}) \quad (III.33)$$

Avec

h_v : étant le coefficient d'échange du au vent , donné par les expressions suivantes [28]:

$$\begin{aligned} h_v &= 5.7 + 3.8 V_v & 0 < V_v < 4 \text{m.s}^{-1} \\ h_v &= 7.3 V_v^{0.8} & 4 < V_v < 40 \text{m.s}^{-1} \end{aligned} \quad (III.34)$$

V_v : est la vitesse du vent en $[\text{m.s}^{-1}]$.

La quantité de chaleur par rayonnement du vitrage vers l'environnement $q_{\text{externe, rayonnement}}$ peut être exprimée par la relation :

$$q_{\text{externe, rayonnement}} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_{V, \text{externe}} \left(T_V^4 - T_{\text{amb}}^4 \right) \quad (\text{III.35})$$

Souvent on suppose que la température du ciel est égale à la température ambiante par conséquent ($T_{\text{ciel}} = T_{\text{amb}}$).

3. L'énergie absorbée :

Pour déterminer la quantité de chaleur utile récupérée par le fluide, il faut tout d'abord savoir estimer l'influence du degré de concentration du rayonnement solaire sur les performances thermiques du capteur. Soit $R_d(\beta)$ l'ensoleillement ou le rayonnement direct qui est calculé dans le chapitre I (voir équation I.22), et S_e la surface effective d'un réflecteur du capteur cylindro-parabolique calculé dans le chapitre II (équation II.8). La puissance thermique émise par le soleil et reçue par le concentrateur vaut donc [29] :

$$q_{\text{absorbé}} = S_e \cdot R_d(\beta) \quad (\text{III.36})$$

La surface de l'absorbeur « A_A » recevant la même puissance que « S_e » on peut dire que la concentration a pour effet d'augmenter la puissance par unité de surface au niveau de « A_A », mais il y a des pertes optiques autour de l'enveloppe transparente et l'absorbeur, par conséquent la puissance par unité de longueur de l'absorbeur donnée par :

$$q_{\text{absorbé}} = \tau \cdot \alpha \cdot \rho_m \cdot S_e \cdot R_d(\beta) \cdot k(\theta) \quad (\text{III.37})$$

Où :

ρ_m : Facteur de réflectance du miroir.

α : Coefficient de l'absorption du tube de l'absorbeur.

τ : Coefficient de transmission de la couverture.

$k(\theta)$: Angle incidence modifier.

La variation de l'angle d'incidence pour les collecteurs asymétriques comme les collecteurs cylindro-paraboliques est très complexe, dans ce type de collecteur on ne doit pas prendre en considération uniquement l'angle d'incidence à la normale du collecteur, mais aussi les trois directions dimensionnelles du rayonnement incident [30]. C'est ce qu'on appelle angle d'incidence modifié $k(\theta)$.

Une équation récente a été proposée par [31], qui donne le coefficient $k(\theta)$ en fonction de l'angle d'incidence :

$$k(\theta) = 1 - b_0 \left(\frac{1}{\cos(\theta)} \right) \quad (\text{III.38})$$

Où

b_0 : Le coefficient de l'angle modifié inférieur à zéro pour un concentrateur cylindro-parabolique.

La variation de l'angle modifié en fonction de l'angle incidence est présente dans la figure suivante d'après Beckman et Duffie [21].

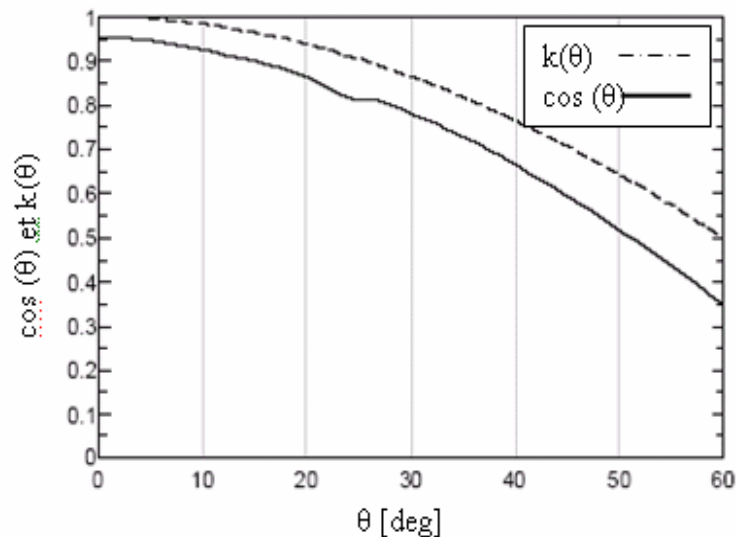


Figure III. 4 : Variation de l'angle modifié en fonction de l'angle incidence.

4. Pertes de puissance thermiques dans un concentrateur cylindro-parabolique :

Dans le plus part des travaux publiés, on ne traite que très rarement les problèmes qui sont liés aux pertes thermiques. Une publication récente de Mullick [32], concerne une approche semi-empirique utilisée pour évaluer le coefficient des pertes thermiques au niveau du tube absorbeur et de l'enveloppe de verre. Elle est souvent utilisée pour l'absorbeur à concentration linéaire, qui donne des résultats satisfaisants avec une erreur de 1% par rapport à la méthode itérative, pour des températures de l'absorbeur de 380 à 580 K, avec une émittance de l'absorbeur de 0.1 à 0.95. Le modèle peut estimer la valeur du coefficient des pertes thermiques même à des températures supérieures à 620 K, avec une erreur maximale de 2%. Le coefficient des pertes thermique U_L est exprimé par :

$$U_L = \left(\frac{1}{C_1 \left[\frac{(T_A - T_{amb})}{(1+f)} \right]^{0.25}} + \frac{D_{A,i}}{D_{A,e}} \cdot \frac{1}{h_v} \right)^{-1} \quad (\text{III.39})$$

$$+ \left(\frac{\sigma (T_A^2 + T_{amb}^2)(T_A + T_{amb})}{\left[\varepsilon_A - 0.04(1 - \varepsilon_A) \left(\frac{T_A}{450} \right) \right]^4 - \left[\left(\frac{D_{A,i}}{D_{A,e}} \right) \left(\frac{1}{\varepsilon_v} \right) + f / \varepsilon_v \right]} \right)$$

Où

Le facteur f tient compte du coefficient des pertes du au vent, et qui peut être obtenu par l'équation suivante :

$$f = \frac{D_{A,i}}{D_{A,i}^{1.4}} (0.61 + 1.3 \varepsilon_A) h_v^{-0.9} \exp[0.00325(T_A - 273)] \quad (\text{III.40})$$

Où

C_1 : est donné par l'expression empirique suivante :

$$C_1 = \frac{1.45 + 0.96(\varepsilon_A - 0.5)^2}{D_{A,i} \left(\frac{1}{D_{A,i}^{0.6}} + D_{A,e}^{0.6} \right)^{1.25}} \quad (\text{III.41})$$

Où le coefficient par convection du vent est :

$$h_v = 4V_v^{0.58} \cdot D_{A,e}^{-0.42} \quad (\text{III.42})$$

Une autre relation semi-empirique peut être aussi utilisé qui est exprimée par [32]

$$U_L = \left[1 / \left[C_1 (T_A - T_V)^{0.25} + \frac{\sigma (T_A^2 + T_{amb}^2) (T_A + T_{amb})}{1/\varepsilon_A - (D_{A,i}/D_{A,e})(1/\varepsilon_V - 1)} \right] + \left(\frac{D_{A,i}}{D_{A,e}} \right) \cdot \frac{1}{h_v + \sigma \varepsilon_V (T_V^2 - T_{amb}^2) (T_V + T_{amb})} + \left(\frac{D_{A,i}}{D_{A,e}} \right) \cdot \frac{e_g}{k_V} \right]^{-1} \quad (\text{III.43})$$

Où C est donné par :

$$C_1 = \frac{17.74}{(T_A - T_V)^{0.4} \cdot D_A \cdot (D_{A,i}^{-0.75} + D_{A,e}^{-0.75})} \quad (\text{III.44})$$

Avec.

$D_{A,i}$: diamètre intérieur du tube absorbeur.

$D_{A,e}$: diamètre extérieur du tube l'absorbeur.

e_g : épaisseur de l'enveloppe transparente en verre.

h_v : coefficient du transfert de chaleur du au vent.

K_V : conductivité thermique du verre.

T_A : température moyenne du tube absorbeur.

T_V : température moyenne de l'enveloppe transparente en verre.

ε_A : émissivité du tube absorbeur.

ε_V : émissivité de l'enveloppe transparente en verre .

III.3 Résolution numérique du problème :

Pour résoudre ce problème, il fallait d'abord tout comprendre les phénomènes physiques, qui sont la meilleure assurance pour écrire un problème soluble. Il n'existe pas des méthodes purement mathématiques pour la résolution des systèmes non linéaires des équations (III.6, 9,10). Seuls des méthodes numériques, donnant des

solutions approchées, peuvent être utilisées dans de tels cas, où les problèmes sont assez complexes.

Le modèle du capteur étudié, représenté dans le (schéma III.5), est représentée comme une boîte noire avec des entrées et des sorties.

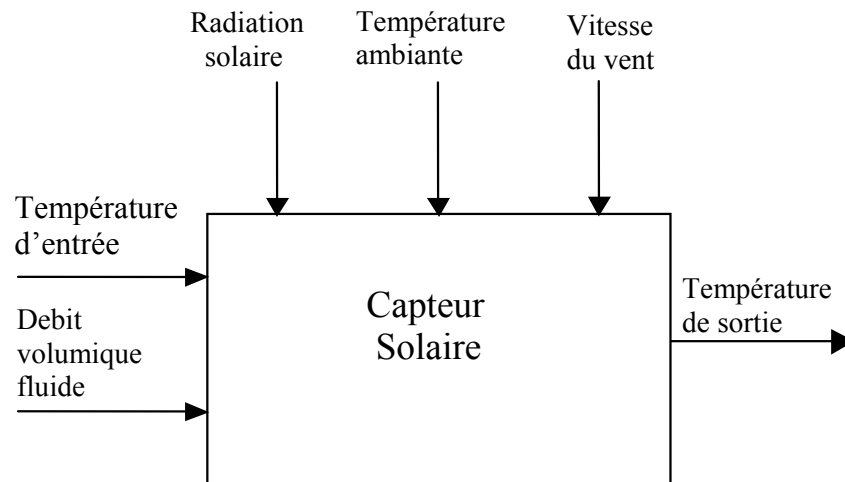


Figure III 5 : Schématisation du modèle du capteur solaire.

III.3.1 Choix d'une méthode mathématique de résolution :

Il existe plusieurs façons d'approcher discrètement un système d'équations différentielles non linéaires de la forme :

$$\frac{d y_q}{d t} = f_q(y_p, t) \quad (\text{III.45})$$

Nous avons choisi la méthode des différences finies. Les grandeurs y_q dans notre cas sont la température du fluide caloporteur, et la température de l'absorbeur ainsi que la température du vitrage, elles sont toutes en fonctions du temps et de la position. D'une manière générale, on exprime la dérivée partielle première par rapport au temps comme suit :

$$\frac{\partial y_q}{\partial t} = \frac{y_q(z, t) - y_q(z, t - \Delta t)}{\Delta t} \quad (\text{III.46})$$

La dérivée partielle par rapport à l'abscisse z est comme suit :

$$\frac{\partial y_q}{\partial z} = \frac{y_q(z, t) - y_q(z - \Delta z, t)}{\Delta z} \quad (\text{III.47})$$

Δz : représente la longueur de la tranche de l'absorbeur prise en considération.

III.3.2 Discrétisation des équations :

La résolution du problème commence par la discrétisation de l'absorbeur en plusieurs tranches élémentaires, où chaque élément est défini par un indice j de la longueur (Δz) figure (III.6). On suppose que les températures T_F , T_A et T_V sont uniformes dans la tranche j .

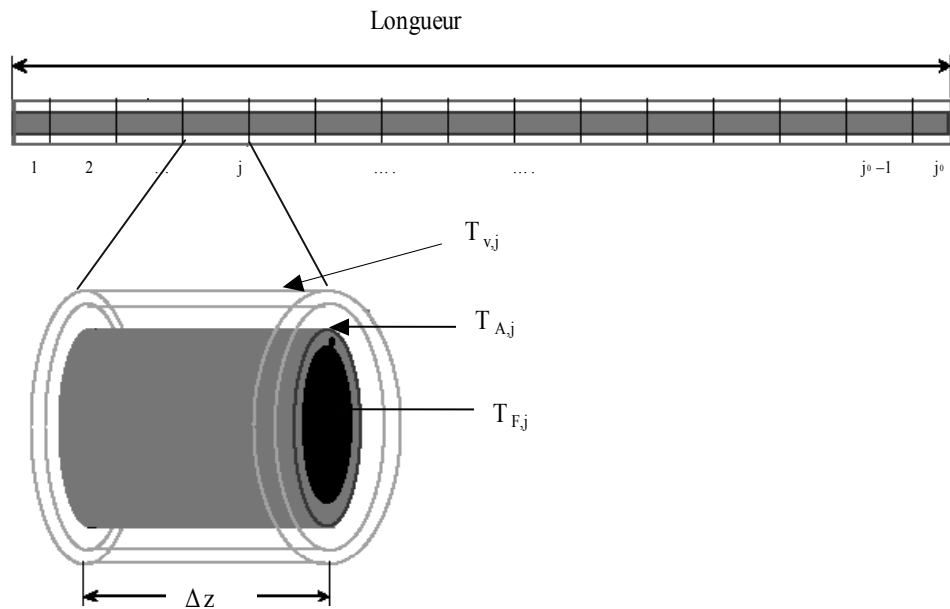


Figure III.6 : Discrétisation d'un élément du tube absorbeur.

Où $\Delta z = \frac{\text{longueur}}{j_0}$, j_0 est le nombre total des tranches de chaque tube absorbeur.

L'approximation de la dérivée partielle par rapport à l'abscisse (z) dans le domaine discrétisé est :

$$\frac{\partial T_F(z, t)}{\partial z} = \frac{T_{F,j}(t) - T_{F,j-1}(t)}{\Delta z} \quad (\text{III.48})$$

a) Pour la température du fluide :

L'équation différentielle finale du fluide caloporteur, après insertion des relations définissant les échanges thermiques qui ont lieu dans l'élément j serait comme suit :

$$\begin{aligned} \frac{dT_{F,j}(t)}{dt} = & - \frac{\dot{V}}{A_{A,interne} \cdot \Delta z} \cdot T_{F,j}(t) \\ & + \frac{\rho_F (T_{F,j-1}) \cdot C_{F,j} (T_{F,j-1}) \cdot \dot{V}}{\rho_F (T_{F,j}) \cdot C_{F,j} (T_{F,j}) \cdot A_{A,interne} \cdot \Delta z} T_{F,j-1}(t) \\ & + \frac{1}{\rho_F (T_{F,j}) \cdot C_{F,j} (T_{F,j}) \cdot A_{A,interne} \cdot \Delta z} q_{utile} (T_{A,j}(t), T_{F,j}(t)) \end{aligned} \quad (III.49)$$

Avec les conditions initiales et aux limites :

$$\begin{aligned} T_{F,0}(t) &= T_{F,entree}(t) = T_{amb}(t) \\ T_{F,j}(0) &= T_{F,initial}(z_j) = T_{amb}(0) \quad z_j = j \cdot \Delta z, \quad j = 1, 2, \dots, j_0 \end{aligned}$$

b) Pour la température de l'absorbeur :

L'équation différentielle de l'absorbeur, compte tenu des échanges thermiques existant dans l'élément j peut être mise sous la forme:

$$\frac{dT_{A,j}(t)}{dt} = \frac{1}{\rho_A \cdot C_A \cdot A_A} [q_{absorbé}(t) - q_{interne}(T_{A,j}(t), T_{V,j}(t)) - q_{utile}(T_{A,j}(t), T_{F,j}(t))] \quad (III.50)$$

Avec les conditions initiales :

$$T_{A,j}(0) = T_{A,initial}(z_j) = T_{amb}(0) \quad z_j = j \cdot \Delta z, \quad j = 1, 2, \dots, j_0$$

c) Pour la température des vitrage :

Le même raisonnement nous conduit à l'équation différentielle pour la vitre. L'équation dans l'élément j est comme suit :

$$\frac{dT_{V,j}(t)}{dt} = \frac{1}{\rho_V \cdot C_V \cdot A_V} [q_{interne}(T_{A,j}(t), T_{V,j}(t)) - q_{externe}(T_{V,j}(t), T_{amb}(t))] \quad (III.51)$$

Dont les conditions initiales sont :

$$T_{V,j}(0) = T_{V,initial}(z_j) = T_{amb}(0) \quad z_j = j \cdot \Delta z, \quad j = 1, 2, \dots, j_0$$

L'ensemble des équations (III.49) (III.50) et (III.51), forme un système à trois variables T_F , T_A et T_V donné par (III.52) :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dT_{F,j}(t)}{dt} = - \frac{\dot{V}}{A_{A,interne} \cdot \Delta z} T_{F,j}(t) + \frac{\rho_F(T_{F,j-1}) c_F(T_{F,j-1}) \dot{V}}{\rho_F(T_{F,j}) c_F(T_{F,j}) A_{A,interne} \cdot \Delta z} T_{F,j-1}(t) \\ \quad + \frac{1}{\rho_F(T_{F,j}) c_F(T_{F,j}) A_{A,interne}} h_F \cdot A_{A,interne} (T_{A,j} - T_{F,j}) \\ \frac{dT_{A,j}(t)}{dt} = \frac{1}{\rho_A c_A A_A} \left[q_{absorbé}(t) - \frac{2\pi \cdot k_{eff,air}}{\ln(D_{V,i} / D_{A,e})} (T_{A,j}(t) - T_{V,j}(t)) - \frac{\sigma \cdot A_{A,externe} (T_{A,j}^4(t) - T_{V,j}^4(t))}{\frac{1}{\varepsilon_A} + \frac{1 - \varepsilon_V}{\varepsilon_V} \left(\frac{D_{A,e}}{D_{V,i}} \right)} \right. \\ \quad \left. - h_F \cdot A_{A,interne,j} (T_{A,j}(t) - T_{F,j}(t)) \right] \\ \frac{dT_{V,j}(t)}{dt} = \frac{1}{\rho_V c_V A_V} \left[\frac{2\pi \cdot k_{eff,air}}{\ln(D_{V,j} / D_{A,e})} (T_{A,j}(t) - T_{V,j}(t)) + \frac{\sigma \cdot A_{A,externe} (T_{A,j}^4(t) - T_{V,j}^4(t))}{\frac{1}{\varepsilon_A} + \frac{1 - \varepsilon_V}{\varepsilon_V} \left(\frac{D_{A,e}}{D_{V,i}} \right)} \right] \\ \quad - \frac{1}{\rho_V c_V A_V} \left[h_V \cdot A_{V,externe} (T_{V,j}(t) - T_{amb}(t)) + \varepsilon_V \cdot \sigma \cdot A_{V,externe} (T_{V,j}^4(t) - T_{amb}^4(t)) \right] \end{array} \right.$$

Remarque :

Dans (III.53), le terme $(T_{A,j}^4(t) - T_{V,j}^4(t)) = (T_{A,j}^2(t) + T_{V,j}^2(t))(T_{A,j}(t) + T_{V,j}(t))(T_{A,j}(t) - T_{V,j}(t))$.

Dans la pratique, la résolution de ce problème et compte tenu la définition de la dérivée partielle par rapport au temps, on fait généralement varier le pas de temporel de l'ordre d'une heure .Klein et al [33] ont montré qu'un pas inférieur à une heure n'apporte aucune amélioration à la précision des résultats. Par conséquent le système devient sous la forme suivante éq (III.53) :

$$\left\{ \begin{array}{l}
 T_{F,j}(t) = T_{F,j}(t-\Delta t) + \Delta t \left[-\frac{\dot{V}}{A_{A,interne} \cdot \Delta z} T_{F,j}(t) + \frac{\rho_F(T_{F,j-1}) c_F(T_{F,j-1}) \dot{V}}{\rho_F(T_{F,j}) c_{F,j}(T_{F,j}) A_{A,interne}} T_{F,j-1}(t) \right. \\
 \left. + \frac{1}{\rho_F(T_{F,j}) c_F(T_{F,j}) A_{A,interne} \cdot \Delta z} h_F \cdot A_{A,interne} (T_{A,j} - T_{F,j}) \right] \\
 \\
 T_{A,j}(t) = T_{A,j}(t-\Delta t) + \frac{\Delta t}{\rho_A c_A A_A} \left[q_{absorbé}(t) - \frac{2\pi K_{eff,air}}{\ln(D_{V,i}/D_{A,e})} (T_{A,j}(t) - T_{V,j}(t)) - \frac{\sigma A_{A,externe} (T_{A,j}^4(t) - T_{V,j}^4(t))}{\frac{1}{\varepsilon_A} + \frac{1-\varepsilon_V}{\varepsilon_V} \left(\frac{D_{A,e}}{D_{V,i}}\right)} \right. \\
 \left. - h_F \cdot A_{A,interne,j} (T_{A,j}(t) - T_{F,j}(t)) \right] \\
 \\
 T_{V,j}(t) = T_{V,j}(t-\Delta t) + \frac{\Delta t}{\rho_V c_V A_V} \left[\frac{2\pi k_{eff,air}}{\ln(D_{V,j}/D_{A,e})} (T_{A,j}(t) - T_{V,j}(t)) + \frac{\sigma A_{A,externe} (T_{A,j}^4(t) - T_{V,j}^4(t))}{\frac{1}{\varepsilon_A} + \frac{1-\varepsilon_V}{\varepsilon_V} \left(\frac{D_{A,e}}{D_{V,i}}\right)} \right] \\
 \\
 - \frac{\Delta t}{\rho_V c_V A_V} \left[h_V \cdot A_{V,externe} (T_{V,j}(t) - T_{amb}(t)) + \varepsilon_V \cdot \sigma A_{V,externe} (T_{V,j}^4(t) - T_{amb}^4(t)) \right]
 \end{array} \right.$$

III.3.3 Résolution du système matriciel :

a) Méthode de calcul :

Pour résoudre ce système reformulé de l'ensemble des relations, nous serons amenés à la forme matricielle simplifiée suivante :

$$[A] \cdot [T] = [B]$$

Où :

- [A] représente la matrice des coefficients, qui s'écrit :

$$[A] = \begin{bmatrix} 1 + \frac{\Delta t \cdot \dot{V}}{A_{A,interne} \Delta z} + \frac{\Delta t h_F}{\rho_F (T_{F,j}) c_F (T_{F,j})} & - \frac{\Delta t h_F}{\rho_F (T_{F,j}) c_F (T_{F,j})} & 0 \\ - \frac{\Delta t \cdot h_F \cdot A_{A,interne}}{\rho_A \cdot c_A \cdot A_A} & 1 + \Delta t \cdot a & - \Delta t \cdot b \\ 0 & - \Delta t \cdot c & 1 + \Delta t \cdot (c + d) \end{bmatrix}$$

Avec :

$$a = \frac{1}{\rho_A \cdot c_A \cdot A_A} \left[\frac{2\pi \cdot K_{eff,air}}{\ln(D_{V,i} / D_{A,e})} + \frac{\sigma \cdot A_{A,externe} (T_{A,j}^2(t) + T_{V,j}^2(t)) (T_{A,j}(t) + T_{V,j}(t))}{\frac{1}{\varepsilon_A} + \frac{1 - \varepsilon_V}{\varepsilon_V} \left(\frac{D_{A,e}}{D_{V,i}} \right)} + h_F \cdot A_{A,interne} \right]$$

$$b = \frac{1}{\rho_A \cdot c_A \cdot A_A} \left[\frac{2\pi \cdot K_{eff,air}}{\ln(D_{V,i} / D_{A,e})} + \frac{\sigma \cdot A_{A,externe} (T_{A,j}^2(t) + T_{V,j}^2(t)) (T_{A,j}(t) + T_{V,j}(t))}{\frac{1}{\varepsilon_A} + \frac{1 - \varepsilon_V}{\varepsilon_V} \left(\frac{D_{A,e}}{D_{V,i}} \right)} \right]$$

$$c = \frac{1}{\rho_V \cdot c_V \cdot A_V} \left[\frac{2\pi \cdot K_{eff,air}}{\ln(D_{V,i} / D_{A,e})} + \frac{\sigma \cdot A_{A,externe} (T_{A,j-1}^2(t) + T_{V,j-1}^2(t)) (T_{A,j-1}(t) + T_{V,j-1}(t))}{\frac{1}{\varepsilon_A} + \frac{1 - \varepsilon_V}{\varepsilon_V} \left(\frac{D_{A,e}}{D_{V,i}} \right)} \right]$$

$$d = \frac{1}{\rho_V \cdot c_V \cdot A_V} \left[h_v \cdot A_{V,externe} + \varepsilon_V \cdot \sigma \cdot A_{V,externe} (T_{V,j-1}^2(t) + T_{amb}^2(t)) (T_{V,j-1}(t) + T_{amb}(t)) \right]$$

- [T] : représente le vecteur des inconnues, donné par :

$$[T] = \begin{bmatrix} T_{F,j}(t) \\ T_{A,j}(t) \\ T_V(t) \end{bmatrix}$$

- [B] : est le vecteur du second membre, qui s'écrit :

$$[B] = \begin{bmatrix} \frac{\rho_F(T_{F,j-1})c_F(T_{F,j-1})\dot{V}}{\rho_F(T_{F,j})c_{F,j}(T_{F,j})A_{A,interne}\Delta z} T_{F,j-1}(t) + T_{F,j}(t - \Delta t) \\ \frac{\Delta t}{\rho_A.c_A.A_A} q_{absorbé}(t) + T_{A,j}(t - \Delta t) \\ \left(\frac{\Delta t}{\rho_V.c_V.A_V} h_{v,A_V,externe} + d \right) T_{amb}(t) + T_{V,j}(t - \Delta t) \end{bmatrix}$$

Pour la résolution de ce système, nous avons adapté la méthode de Gauss - Seidel avec pivot total, car cette méthode converge rapidement et supprime l'inversion matricielle qui peut être aussi utilisée dans notre cas.

Soit le système linéaire réel $[A]. [T] = [B]$, non homogène ($[B]$ n'est pas nulle), $[A]$ est la matrice carrée d'ordre 3 (matrice des coefficients), et $[B]$ la matrice colonne réelle à 3 élément ;(matrice des seconds membres), cette méthode de résolution comprend trois étapes :

- Le système est d'abord réduit à un système triangulaire supérieur $[A]'[T]'=[B]'$ par l'algorithme de Gauss Seidel avec pivot total.

- Le système obtenu est ensuite résolu par la méthode de substitution arrière.
- La solution $[T]$ du système initial est alors calculée à partir de la solution $[T]'$ du système obtenu après triangularisation.

b) constantes et paramètres utilisés dans la simulation numérique :

- **Paramètres géométriques du collecteur considéré :**

Caractéristique géométrique	Valeur
Diamètre interne de l'absorbeur, $D_{A,i}$	1.25 cm
Diamètre externe de l'absorbeur, $D_{A,e}$	1.4 cm
Diamètre interne de la vitre, $D_{V,i}$	1.75 cm
Diamètre externe de la vitre, $D_{V,e}$	2cm
Largueur effectif du miroir, W_{eff}	1m
Nombre de collecteur, N_{total}	3
Elément de longueur, Δz	0.1m
Longueur de tube de chaque collecteur L_{tube}	5m
Distance focale	0.235m

- **Propriétés optiques des matériaux utilisés :**

Propriétés	valeur
Coefficient d'absorption du tube absorbeur, α	0.8
Transmittivité du type de vitre, τ	0.8
Reflectance de la surface du miroir, ρ_m	0.85
Emissivité du tube absorbeur (visible), ϵ_A	0.12
Emissivité du tube de la vitre, ϵ_V	0.9

III.3.4 Programme de calcul :

Un programme informatique a été développé pour simuler la température de sortie du fluide caloporteur (ainsi que la température de l'absorbeur et la vitre) dans un concentrateur cylindro-paraboliques arrangé en lignes parallèles, fixé sur un support plan incliné. Le programme est écrit en langage MATLAB 5.3, qui comporte les étapes suivantes :

1^{ère} étape : Introduction des données :

- Les paramètres géométriques du concentrateur ;
- Les paramètres optiques du concentrateur ;
- La vitesse de vent ;
- Le pas de temps Δt ;
- L'élément de longueur Δz
- L'angle inclinaison du capteur ;
- Les coordonnées solaires (latitude du lieu, nombre de jour et le type de ciel) ;

2^{ème} étape :

- Initialisation $T_{F,1}(0), T_{A,1}(0), T_{V,1}(0)$;
- température ambiante ;

3^{ème} étape :

- Calcul de l'heure du lever et du coucher du soleil ;
- Calcul de la déclinaison δ et de l'angle solaire ω ;

4^{ème} étape :

- Calcul du rayonnement direct, diffus et global ;
- Calcul du facteur d'interception ;
- Calcul de la puissance absorbée au niveau de l'absorbeur ;

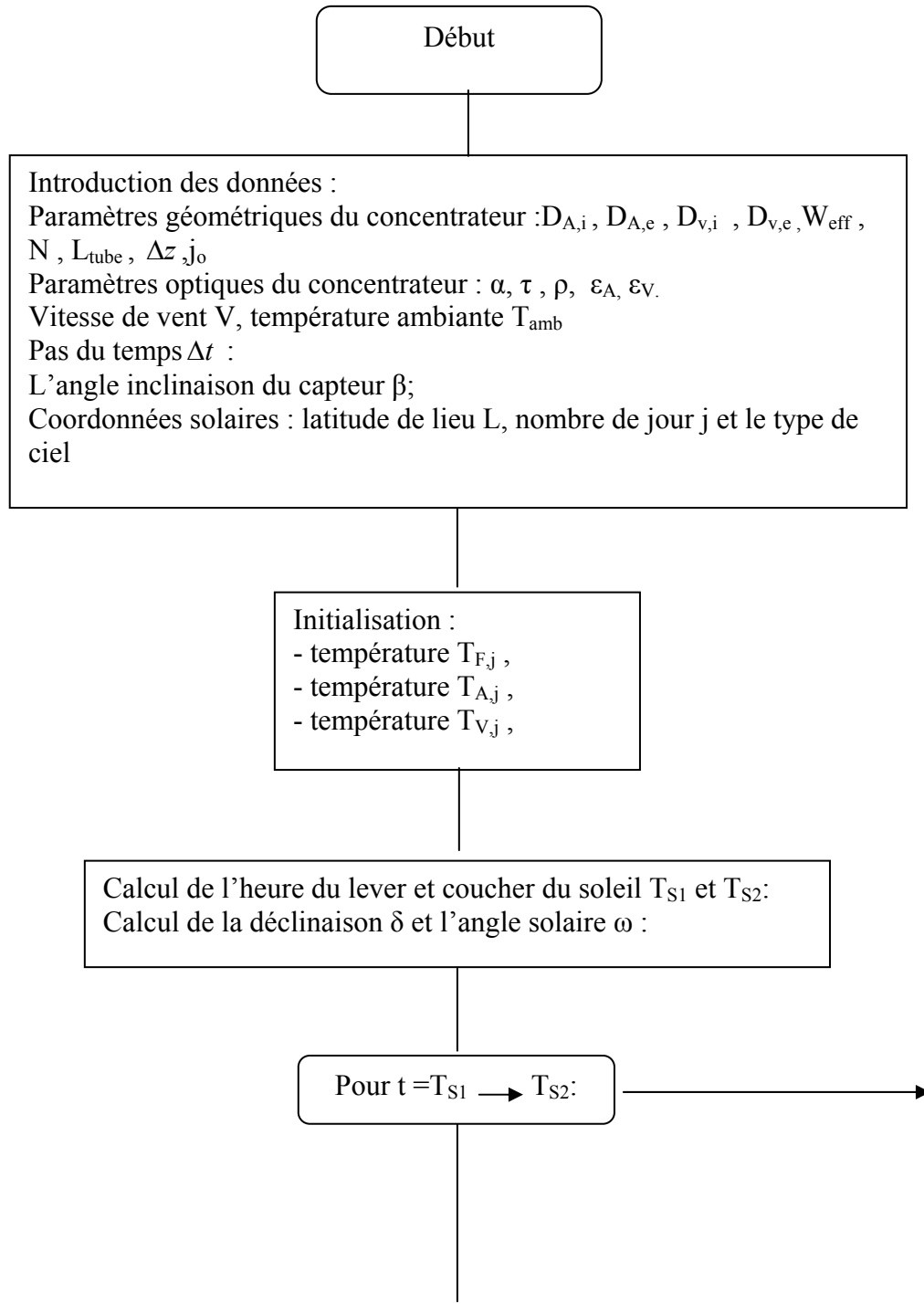
5^{ème} étape

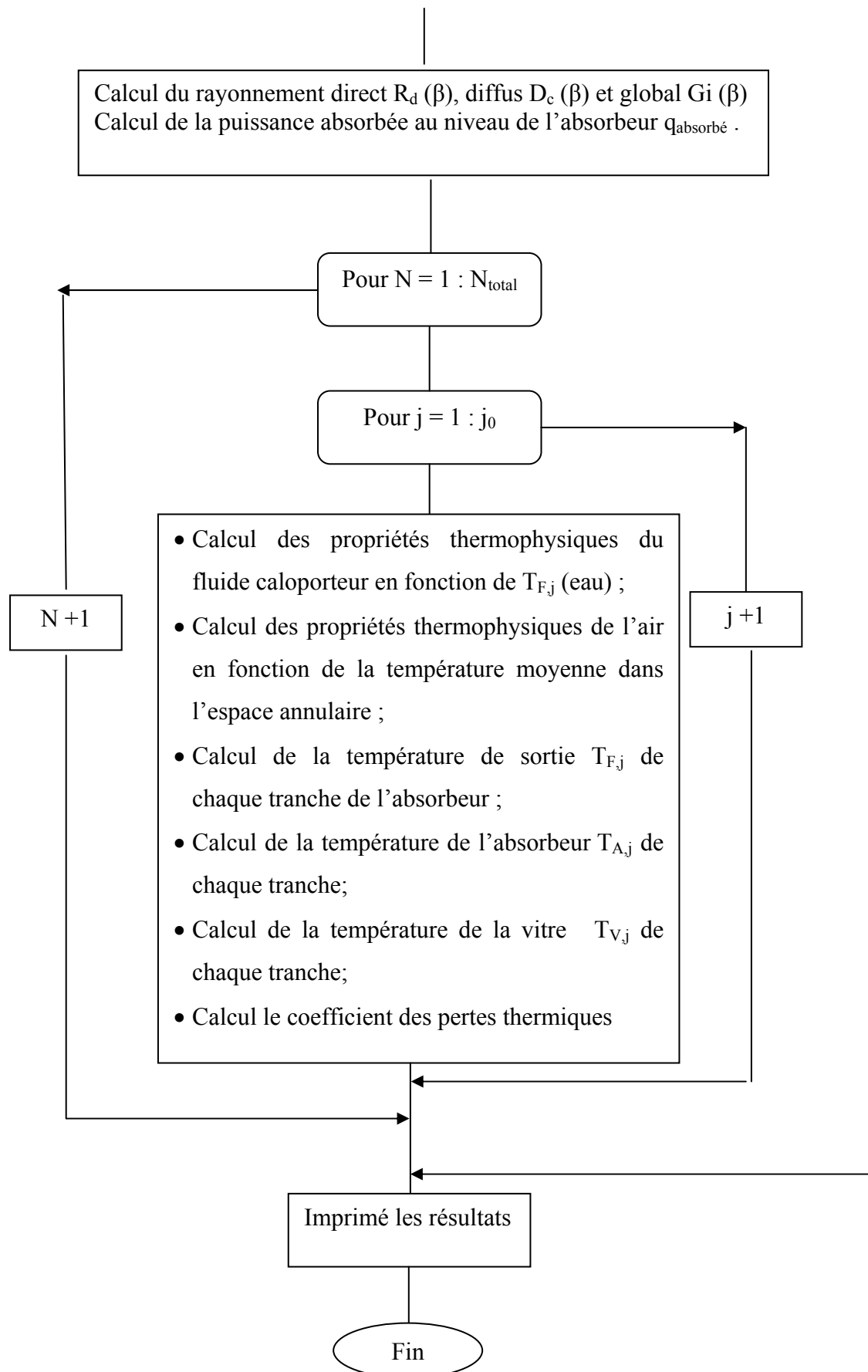
- Calcul des propriétés thermophysiques du fluide caloporteur (eau).
- Calcul des propriétés thermophysiques de l'air en fonction de la température moyenne dans l'espace annulaire.
- Calcul de la température de sortie $T_{F,j}$ de chaque tranche de l'absorbeur ;
- Calcul de la température de l'absorbeur $T_{A,j}$ de chaque tranche;
- Calcul la température du vitre $T_{V,j}$ de chaque tranche;

6^{ème} étape : imprimé les résultats ($t_{s1} \rightarrow t_{s2}$).

Finalement, au fur et à mesure de l'incrémentación du pas de temps, ces résultats nous permettent de tracer les courbes des trois températures finales T_F , T_A et T_V .

III.3.5 Organigramme principal :





Chapitre IV :

Résultats et discussions

IV.1 Introduction :

La méthode du calcul numérique utilisée au chapitre précédent constitue un moyen pour la détermination de la température de sortie du fluide (eau) dans l'absorbeur d'un capteur avec effet de concentration de type cylindro-parabolique, avec les deux températures de l'absorbeur et la vitre.

Dans ce chapitre nous allons présenter l'ensemble des résultats issus de la simulation numérique, ainsi que l'effet de quelques paramètres géométriques et climatiques [34] sur l'évolution de la température de sortie T_F .

IV .2 Commentaires :

IV.2.1 Rayonnement solaire :

On représente les courbes des figures (IV.1, 2, 3, 4) qui traduisent la variation du rayonnements global, direct et diffus durant quatre journées type de l'année, notamment pour les solstices et l'équinoxes, en adoptant la corrélation de Lieu et Jordan. Dans le premier chapitre le rayonnement a été calculé pour les trois cas des conditions du ciel (CTC, CNCC, CCP), mais dans la simulation on suppose que le ciel est très clair dans le site de Biskra.

On remarque que pour la journée du 21 Juin, le rayonnement global est maximale au midi solaire vrai qui peut atteindre 1100 W/m^2 . Pour la modélisation de la température de sortie on ne va tenir compte que du rayonnement direct.

IV.2.2 Evolution de la température de sortie :

Les figures (IV.5, 6, 7, 8) représentent la variation des températures du fluide, de l'absorbeur et de la vitre à la sortie du tube de l'absorbeur, durant le déroulement des tests en fonction du temps. Dans les quatre figures l'évolution des températures est la même, la différence réside uniquement au niveau des pentes des courbes.

En examinant ces figures on remarque :

- Pour les quatre jours typiques de l'année, pour un débit volumique constant, la température de sortie du fluide caloporteur (eau) atteint sa valeur maximale de l'ordre 426 K enregistrée au midi solaire vrai pour la journée du 21 Juin. Elle dépend principalement du $q_{\text{absorbé}}(t)$, qui est fonction des paramètres optiques, géométrique du concentrateur et du rayonnement direct reçu par le capteur.
- On remarque que, la température de l'absorbeur (T_A) est presque proche de (T_F) qui peut atteindre 430 K au midi solaire vrai pour la journée du 21 Juin .Ce qui peut être justifié par son pouvoir d'absorption élevé pour le rayonnement solaire visible et un pouvoir émissif faible pour le rayonnement infrarouge de grande longueur d'onde, qui

est assuré par son revêtement. Il est possible de conserver la plus grande partie de l'énergie solaire incidente et de ne perdre que très peu de chaleur par rayonnement de grande longueur d'onde quand la surface absorbante devient chaude.

- La température de vitrage (T_V) est inférieure à (T_A) et à (T_F) qui peut atteindre 390K au midi solaire vrai pour la journée du 21 Juin, car la face interne de la vitre absorbe le rayonnement infrarouge, qui subit une augmentation de la température (T_V) (effet de serre). Par conséquent celle de la face externe est plus basse, qui est proche du milieu ambiant soumis principalement à la vitesse du vent, qui crée un phénomène de convection sur la vitre à l'extérieure, c'est pour quoi les renseignements est les données météorologiques notamment la vitesse du vent sont importantes (§ IV.2.3.4).

IV.2.3 Effets des paramètres géométriques et climatiques sur la température du fluide :

1. Influence de la longueur de l'absorbeur :

La figure (IV.9) représente la variation de la température du fluide à la sortie en fonction de la longueur du tube l'absorbeur, et ceci pour les trois puissances du rayonnement directe 1000 W/m^2 , 700 W/m^2 et 500 W/m^2 . On remarque que l'augmentation de la température du fluide (T_F) est proportionnelle à la longueur et à l'intensité de flux solaire.

2. Effet de la largeur du réflecteur (ouverture du concentrateur):

Pour voir l'effet de la largeur du miroir sur la température du fluide (T_F), on a choisi trois valeurs, 2m, 1m et 0.5m, où on remarque dans la figure (IV.10) que la valeur maximale de (T_F) correspond à la largeur de 2m (570 K) pour la journée de 21 Juin.

IV.2.4 Pertes thermiques :

L'absorbeur est le siège des pertes thermiques qui ont été estimées par l'expression suggéré par Mallik Nanda [33]. La figure (IV.11) représente l'évolution du coefficient des pertes thermiques en fonction de la température moyenne de l'absorbeur, et ceci pour les trois valeurs de l'émissivité ε_p , 0.9, 0.5 et 0.2. On remarque que les pertes augmentent avec l'accroissement de la température moyenne de l'absorbeur. L'émissivité de 0.2 pourrait réduire d'avantage les pertes par rayonnement en adoptant des surfaces sélectives (voir chapitre II). L'élimination de l'air entre l'enveloppe transparente en verre et l'absorbeur, c'est-à-dire dans l'espace annulaire, en créant un vide, pourrait réduire nettement les pertes par convection.

IV.2.5 Effet des paramètres climatiques :

Pour voir l'effet des paramètres climatiques sur l'évolution de la température du fluide T_F , on a utilisé les données météorologiques (Rayonnement direct, vitesse du vent et température ambiante) mesurés par la station météorologique dans le site de Biskra pour la journée du 06/06/2002. On a introduit les valeurs mesurées dans le programme de simulation de contrôle de la température du fluide T_F , pour voir les différences par rapport aux valeurs obtenues par des modèles semi-empiriques.

Ces données sont présentées dans les figures (IV 12, 13, 14, 15,16). La figure (IV.16) montre la comparaison de l'évolution de la température T_F entre les deux cas :

- les paramètres climatiques sont variables en fonction du temps.
- les paramètres climatiques sont fixes.

On examinant de plus près que les valeurs obtenues numériquement sont proches de ceux des données expérimentales, l'effet de vitesse du vent et la température ambiante est presque insignifiante.

IV.3 Principaux résultats obtenus :

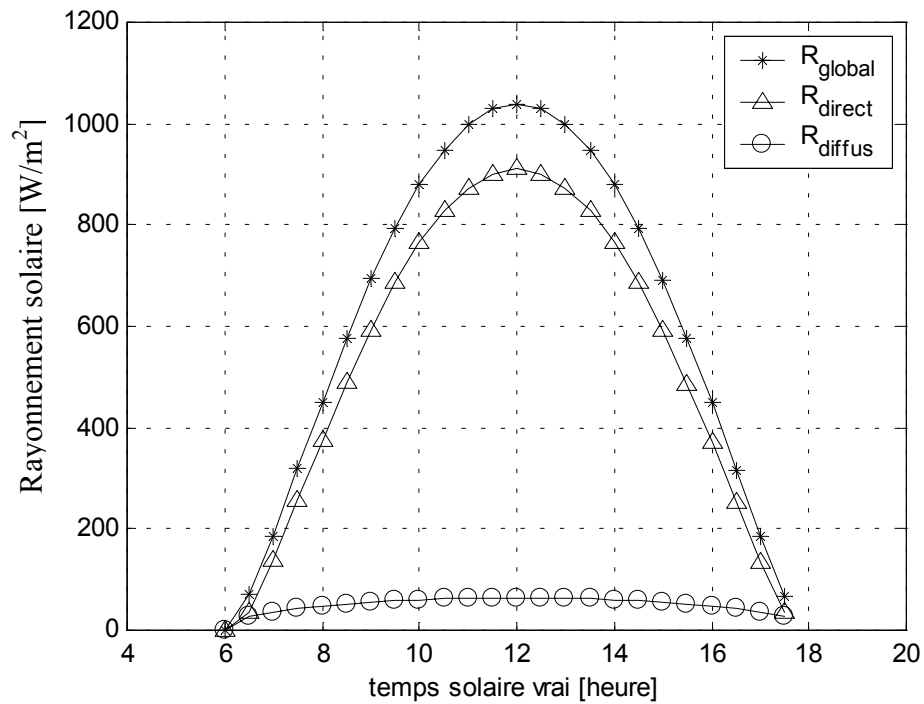


Figure IV.1 : Évolution des rayonnement global, diffus et direct en fonction du temps pour le jour 21 Mars.

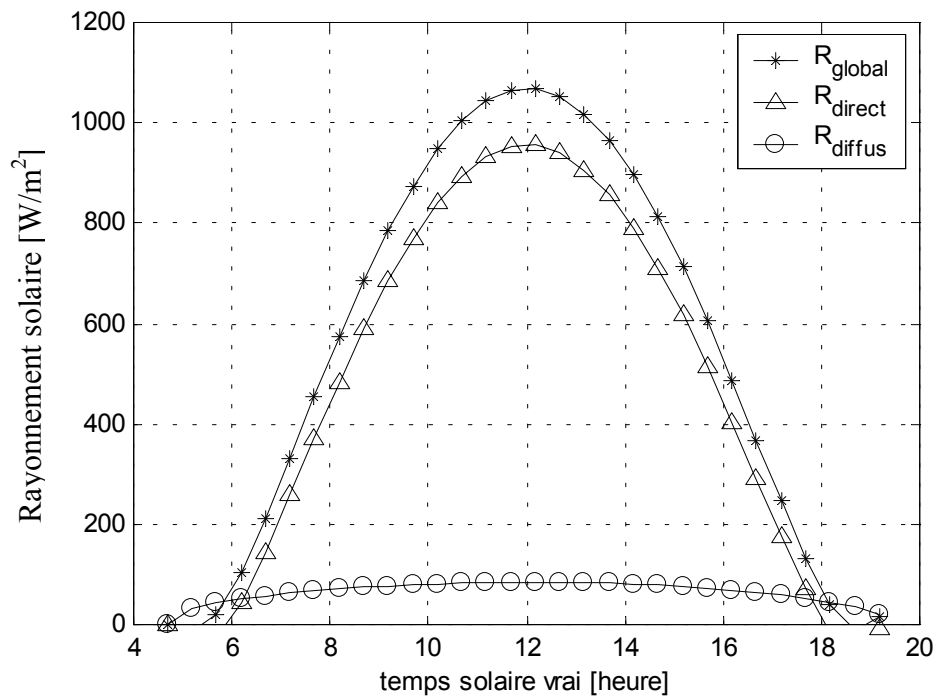


Figure IV.2 : Évolution du rayonnement global, diffus et direct en fonction du temps pour le 21 Juin.

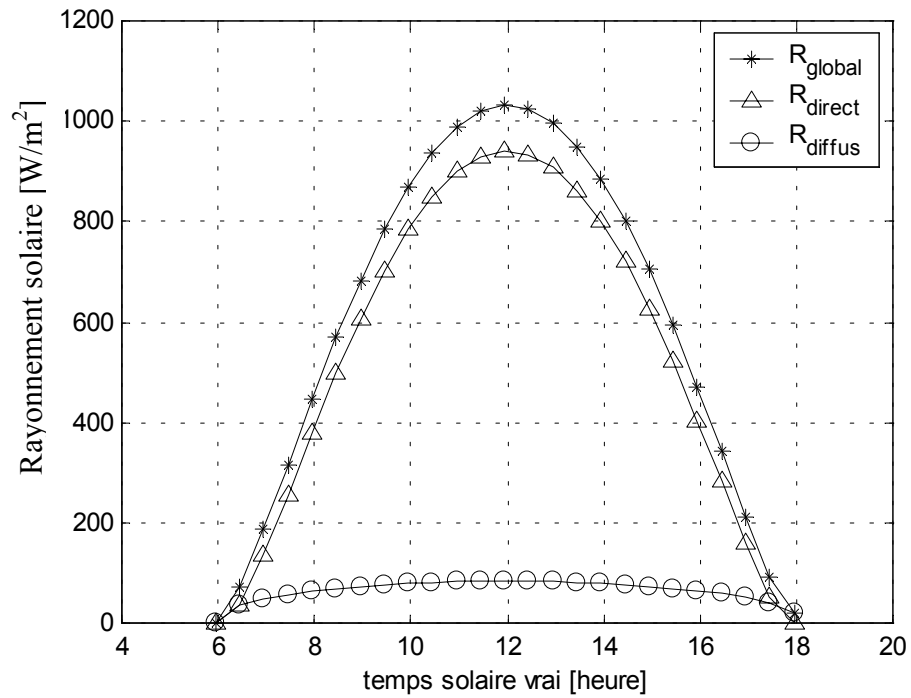


Figure IV.3 : Évolution des rayonnements globale, diffus et direct en fonction du temps pour le jour 21 Septembre.

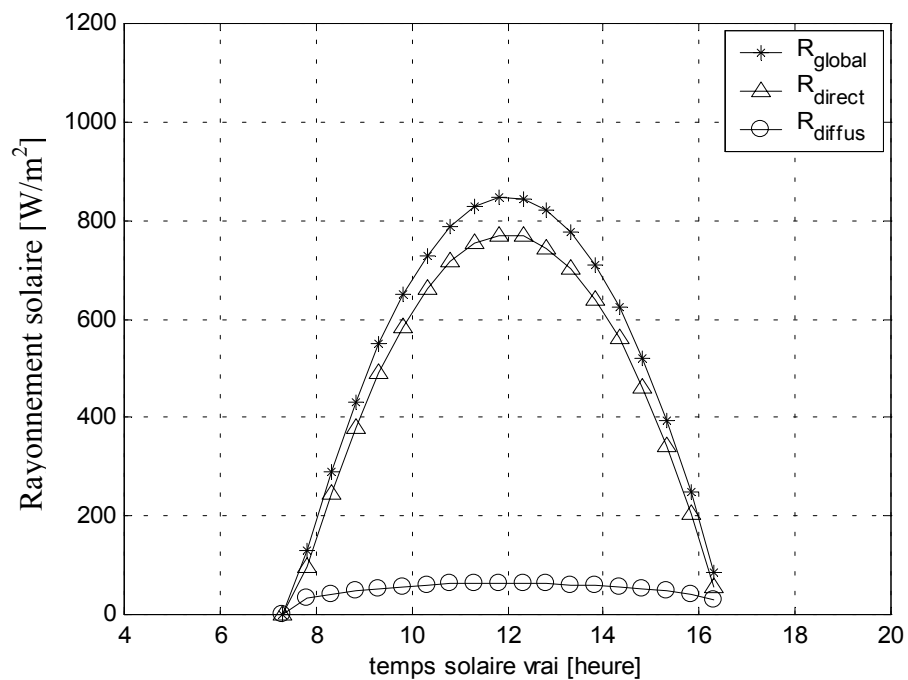


Figure IV.4 : Évolution du rayonnement global, diffus et direct en fonction du temps pour le jour 21 Décembre.

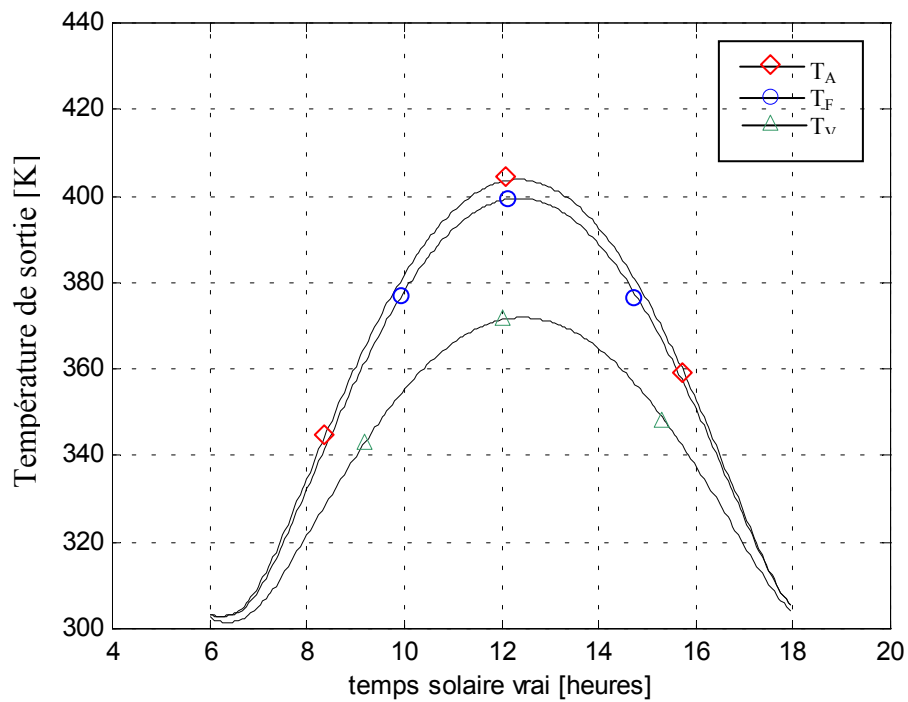


Figure IV.5 : Évolution de la température de sortie du fluide (T_F), de l'absorbeur (T_A) et la vitre (T_V) pour le 21 Mars .

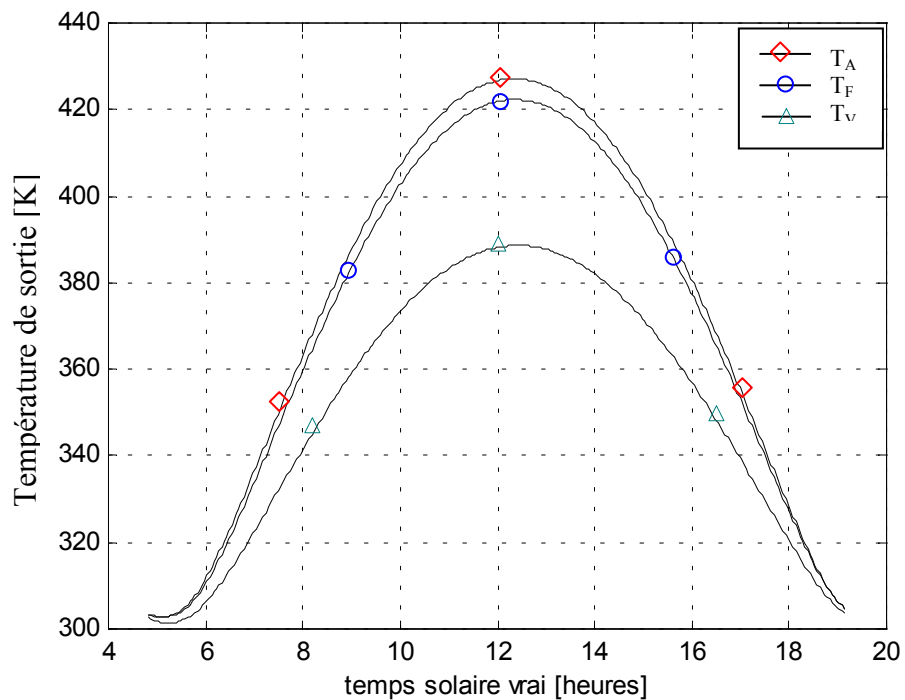


Figure IV.6 : Évolution de la température de sortie du fluide (T_F), de l'absorbeur (T_A) et la vitre (T_V) pour le 21 Juin .

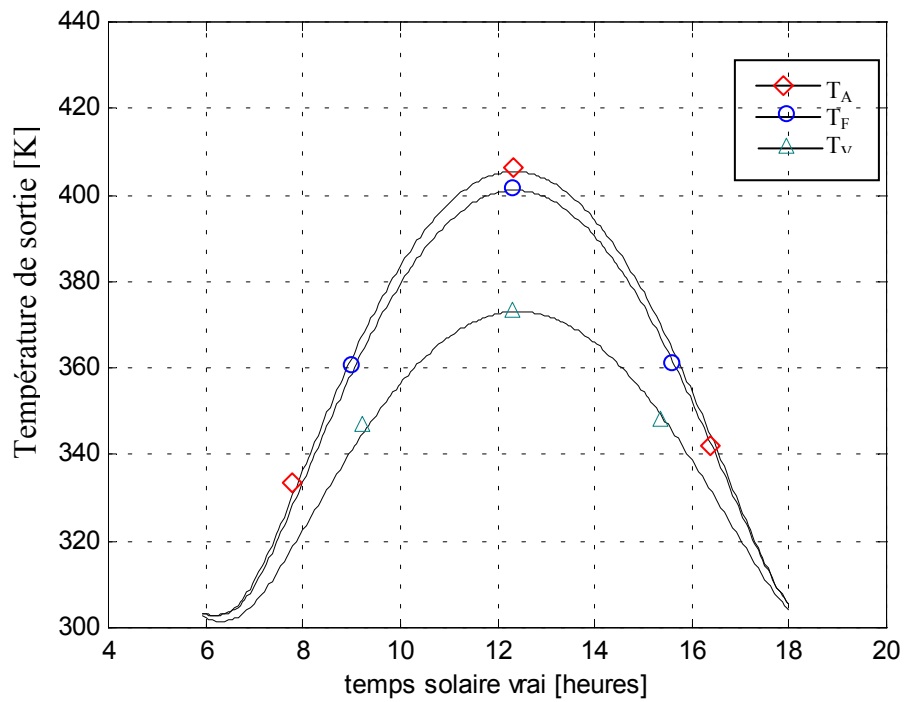


Figure IV.7 : Évolution de la température de sortie du fluide (T_F), de l'absorbeur (T_A) et la vitre (T_V) pour le 21 Septembre .

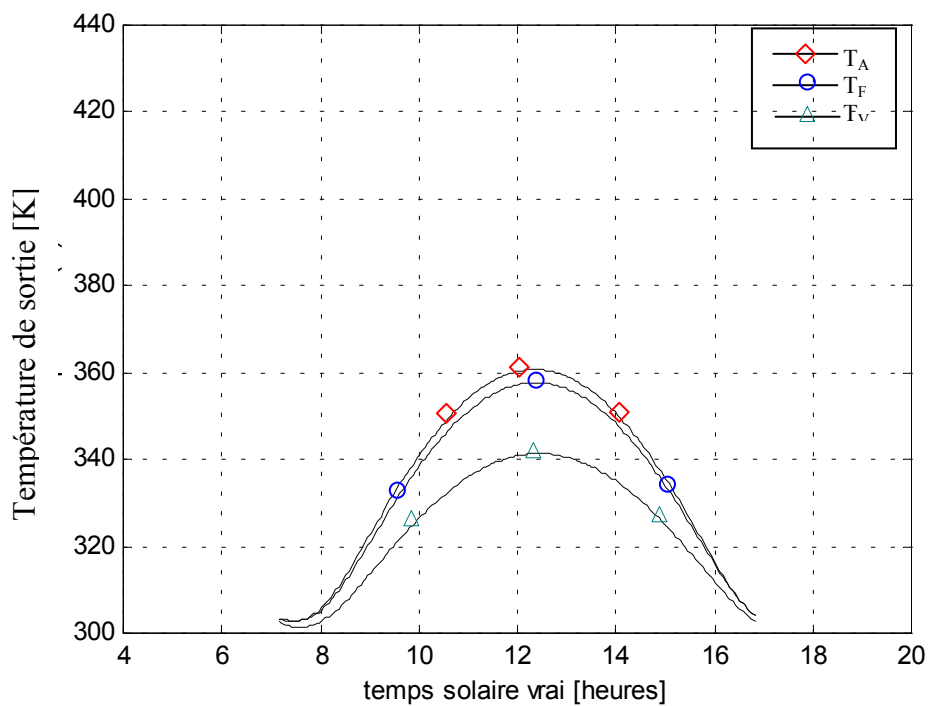


Figure IV.8 : Évolution de la température de sortie du fluide (T_F), de l'absorbeur (T_A) et la vitre (T_V) pour le 21 Décembre .

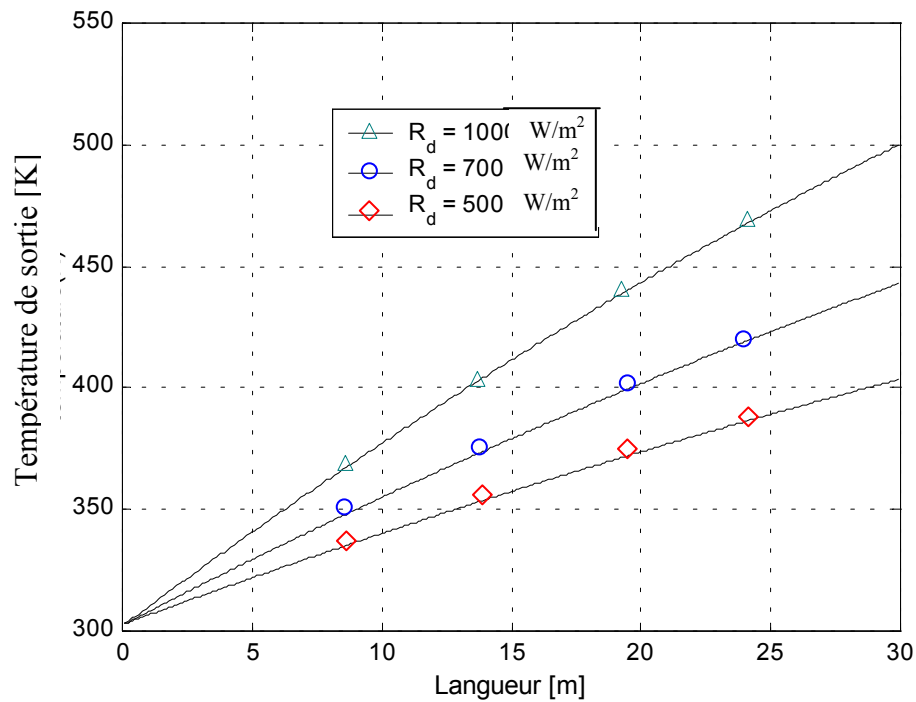


Figure IV.9 : Évolution de la température de sortie en fonction de la longueur du tube absorbeur.

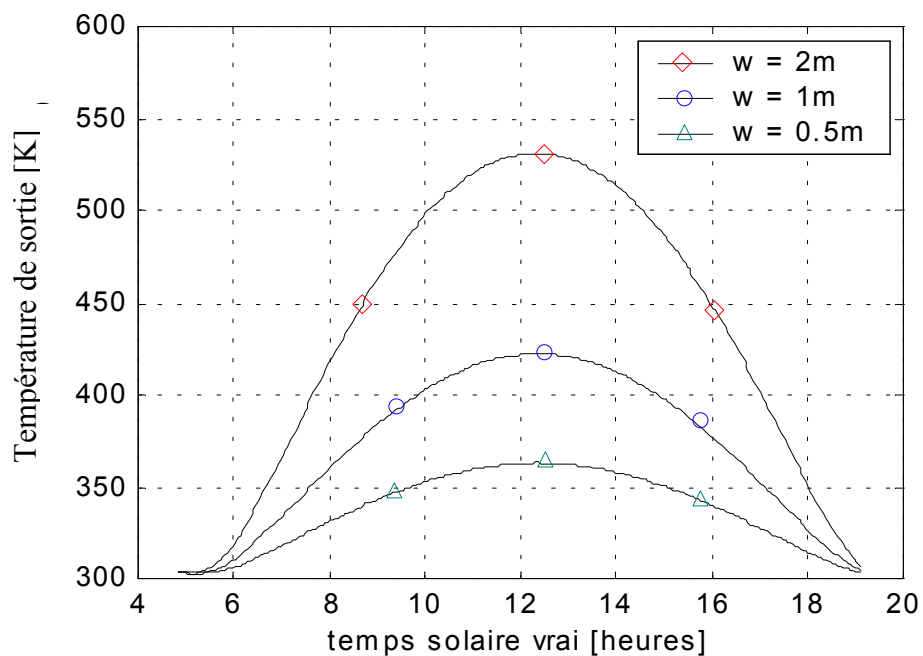


Figure IV.10 : Évolution de la température du T_F en fonction de la largeur du miroir.

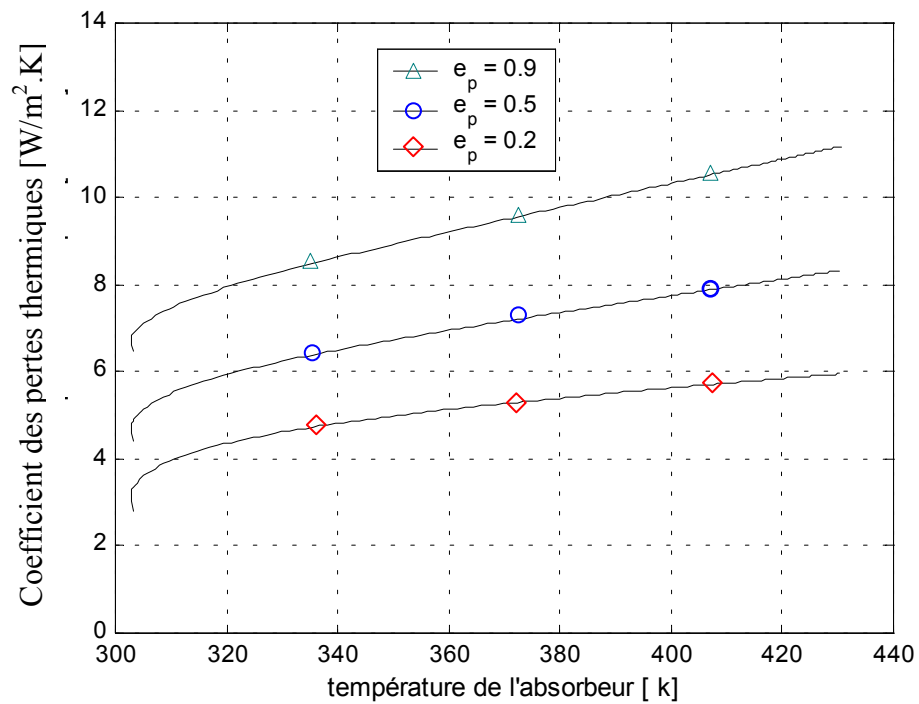


Figure IV.11 : Évolution du coefficient des pertes thermiques en fonction de la température de l'absorbeur pour différentes émissivités.

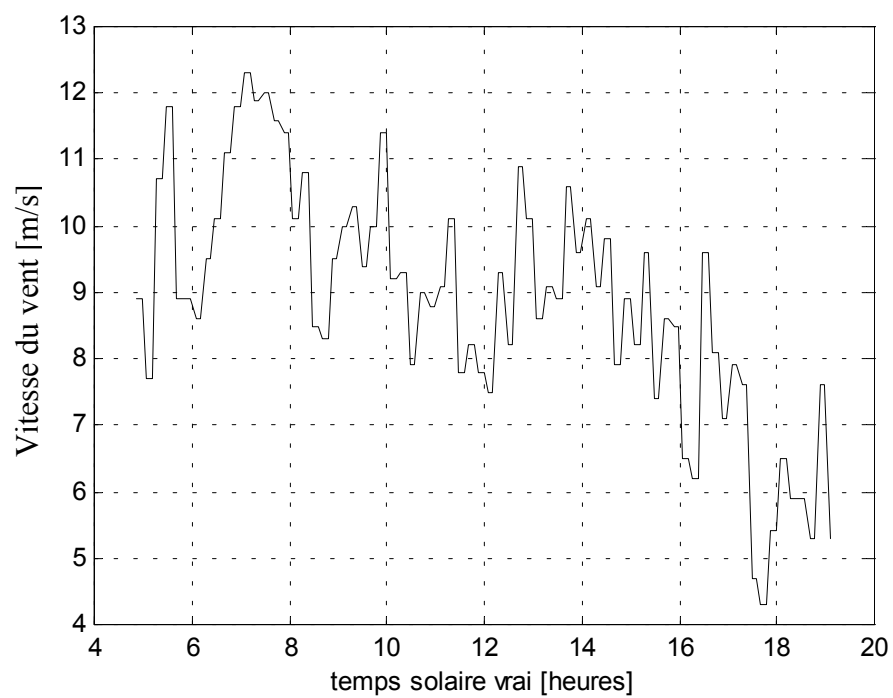


Figure IV.12 : Mesures expérimentales de la vitesse du vent pour le 06 Juin 2002.

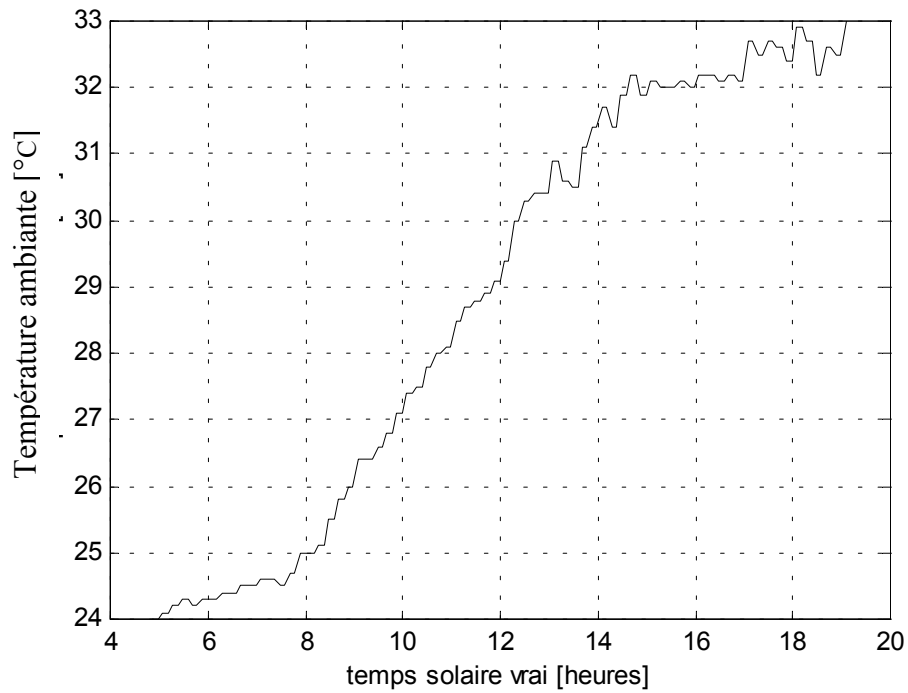


Figure IV.13 : Mesures expérimentale de température ambiante pour le 06 Juin 2002.

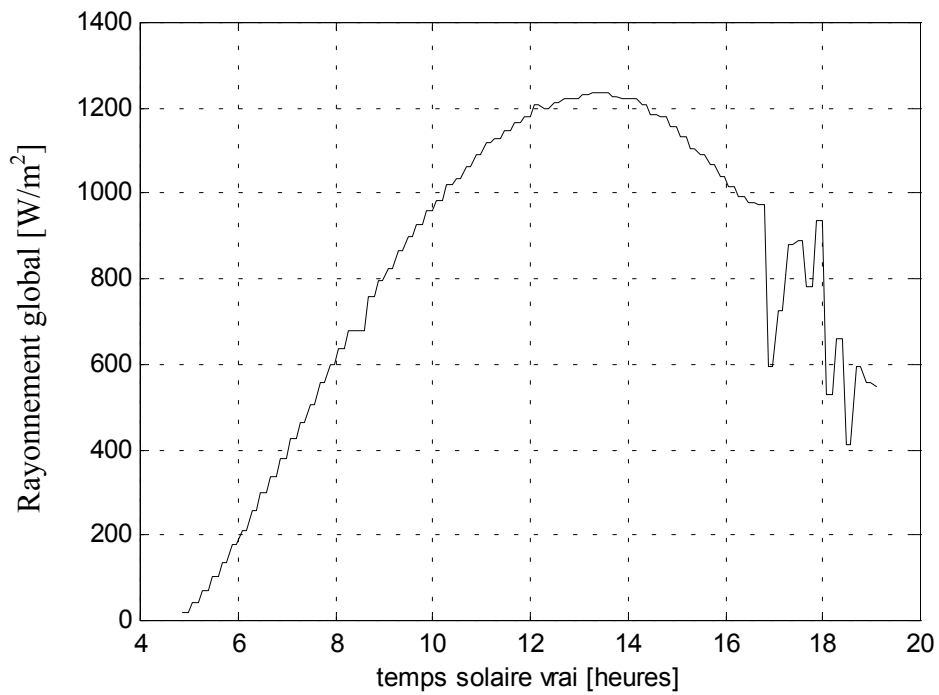


Figure IV.14 : Mesures expérimentales du rayonnement global pour le 06 Juin 2002.

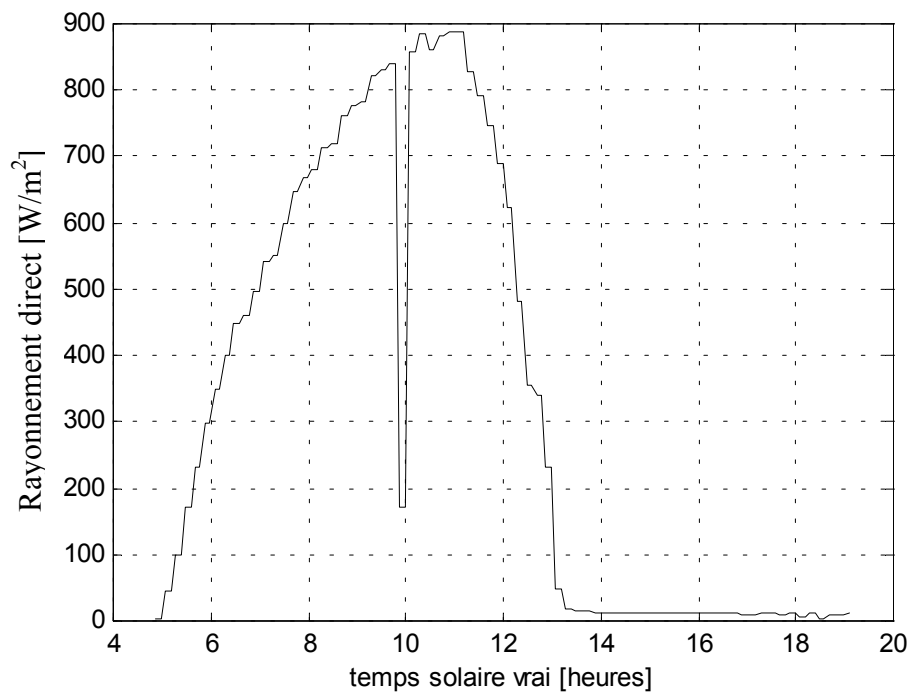


Figure IV.15 : Mesures expérimentales du rayonnement direct pour le 06 Juin 2002.

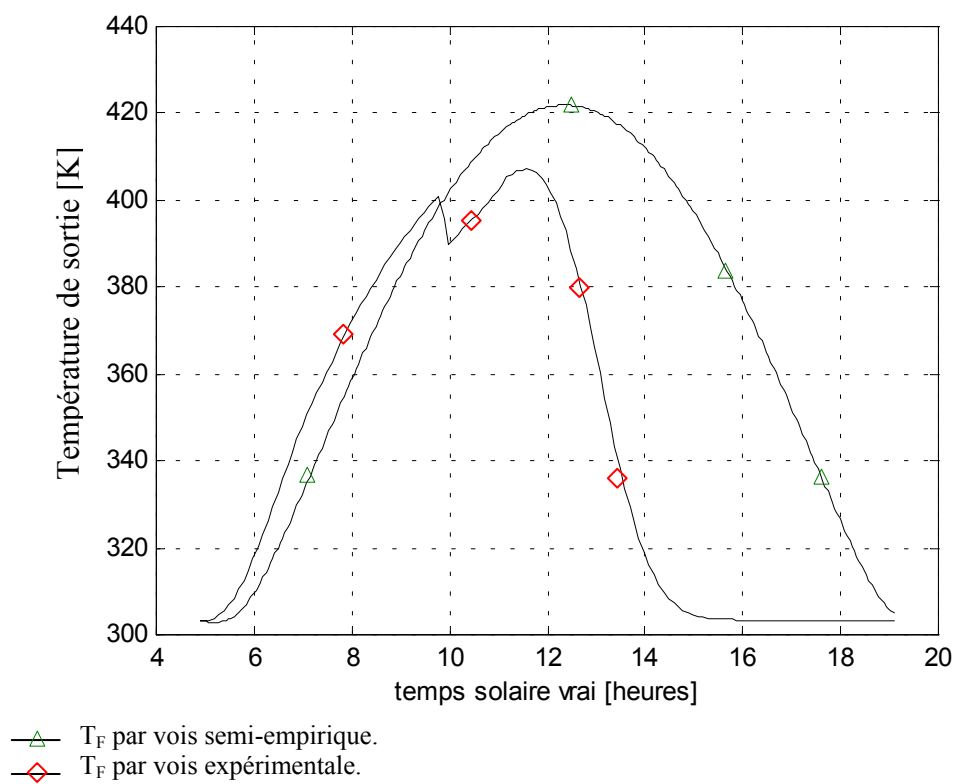


Figure IV.16 : Simulation de la température de sortie du fluide pour deux modèles d'éclairage semi empirique et par voie expérimentale pour le 06 Juin 2002.

CONCLUSION

Ce travail comporte deux parties essentielles, une première partie consacrée à la modélisation du flux solaire incident basé sur les modèles semi-empiriques de Perrin de Brichambaut et de Liu-Jordan. A travers ces modèles on a pu élaborer un code de calcul informatique sous Matlab qui nous a permis pour une journée précise de l'année et pour des conditions climatiques, d'estimer la puissance solaire rayonnante. L'évolution du rayonnement global sur un plan horizontal et incliné a été représentée par des journées types de l'année dans le site de Biskra. La deuxième partie, constituée d'une étude détaillée sur un concentrateur solaire de type cylindro-parabolique, où nous sommes intéressés à la simulation de la température de sortie d'un fluide caloporteur (eau) dans ce capteur.

Pour évaluer la température de sortie dans le collecteur pour des jours particuliers de l'année, nous avons établi un modèle mathématique pour contrôler la température du fluide ainsi que les températures de l'absorbeur et la vitre. Les résultats sont calculés heure par heure, du lever jusqu'au coucher du soleil. Ces calculs ont montré qu'il y a un écart de température considérable entre l'entrée et la sortie du collecteur.

On a utilisé la méthode des différences finies pour discrétiser les équations gouvernantes du phénomène. Le modèle a été ensuite présenté sous forme d'équations

différentielles couplées avec le modèle du flux solaire pris en considération. Pour la résolution du système matriciel obtenu, nous avons choisi la méthode de Gauss- Seidel avec pivot total.

Un programme informatique a été développé pour simuler les différentes températures, notamment la température de sortie du fluide caloporteur avec les deux températures de l'absorbeur et la vitre, en fonction du temps et de la position. Le programme est écrit en langage MATLAB 5.3.

Les résultats obtenus montre clairement que les températures de sortie varient en fonction du flux solaire ainsi que des paramètres géométriques et climatiques [35].

Parmi les principaux résultats on cite :

- Une grande valeur de température est obtenue dans le solstice d'été qui peut atteindre 420K au midi solaire vrai. Elle dépend principalement de la puissance absorbée, $q_{\text{absorbé}}(t)$ qui est fonction des paramètres optiques et géométriques du capteur. Ce qui nous laisse dire que ce type de collecteur peut être favorablement conseillé dans le domaine de chauffage de l'eau.
- la température de l'absorbeur (T_A) est plus proche de (T_F) , Ce qui peut être justifié par son pouvoir d'absorption élevé pour le rayonnement solaire visible et un pouvoir émissif faible pour le rayonnement infrarouge de grande longueur d'onde grâce à son revêtement. il est possible de conserver la plus grande partie de l'énergie solaire incidente et de ne perdre que peu de chaleur par rayonnement de grande longueur d'onde quand la surface absorbante devient chaude. La température de vitrage (T_V) est inférieure de celle de (T_A) et (T_F) elle dépend des paramètres optique et climatiques et particulière de la vitesse du vent.
- l'augmentation de la température du fluide (T_F) est proportionnelle à la longueur et à la largeur du réflecteur cylindro-parabolique.
- les pertes augmentent avec l'accroissement de la température moyenne de l'absorbeur, par contre un choix judicieux de l'émissivité pourrait réduire

d'avantage les pertes par rayonnement on adoptant des surfaces sélectives. L'élimination de l'air entre l'enveloppe transparente en verre et l'absorbeur, c'est-à-dire dans l'espace annulaire en créant un vide permet de réduire les pertes par convection.

Dans cette étude de modélisation, on n'a pas tenu compte de l'évolution de la pression du fluide caloporteur de l'entrée du collecteur jusqu'à la sortie et en particulier du phénomène de vaporisation de l'eau notamment dans les journées idéales de longues durée d'éclairement où la puissance solaire incidente peut atteindre des valeurs considérables dépassant parfois 1000 w/m^2 . Ceci fera objet d'une étude ultérieure détaillé qui pourrait avoir des impacts intéressants dans le secteur industriel notamment dans la production de la vapeur et dans la distillation thermo-solaire qui connaît de nos jours des applications très larges, en particuliers dans les milieux arides et dans certains endroits côtiers ou l'approvisionnement en eau potable connaît de sérieux problèmes.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] **J. ROBIEU**, 1975 patent 75-14582 (INPI), international classification F03g 7/02 ; 02 KX/G02b5/10.
- [2] **Al-Rubaian, Ali I. And Al-fares, Harnad**, Performance of single Axis tracking solar parabolic trough in Riyadh Saudi Arabia, World renewable energy congress VIII (WREC 2004).
- [3] **J.R.Vaillant** , Utilisation et promesse de l'énergie solaire, Edition Eyrolles, Paris, 1978.
- [4] **R.Bernard, D.Mengury & M.Schuartz**, Le rayonnement solaire : conversion et application, Edition Paris, 1979.
- [5] **J.Howell, B.Bauverot & G.C.Veliet**, Solar thermal energy system: analysis and desgn, Mc.Graw-Howell Book Company, USA, 1982.
- [6] **Thorsten A. Stuetzle, Nathan Blair, John W. Mitchell, William A.Beckman**, Automatic Control of the 30 MWe SEGS VI parabolic trough plant ,Solar Energy, Vol 76 pp187-193.2004
- [7] **Pierre Bessemoulin et Jean Oliviéri**, Le rayonnement solaire et sa composante, La Météorologie 8° série - n° 31 - septembre pp 42-59. 2000
- [8] **Cherrif . Khelif et Kamel . Hadri Y-attaf**, Gisement solaire du site d'Adrar pour l'an 2000, ENERSOLE'01-ADRAR- ALGERIE , pp 255-272. 2001
- [9] **F.Youcef Ettoumi, L.Nacet, A. Adane, H.Sauvageot**, Génération du Gisement

quotidien en Algérie, 3^{ème} Séminaire National en Génie Electrique 29-31 pp251-256. 2001

- [10] **A.A SFEIR G. GUARRACINO**, ingénieur des systèmes solaires, application a l'habitat , technique et documentation , Edition paris ,1981.
- [11] **K-Messaitfa** , Evaluation de l'apport quantitatif des inclinaisons optimales d'un Système de pompage photovoltaïques –ENERSOLE'01-ADRAR- ALGERIE pp 255-272. 2001
- [12] **F.Youcef Ettoumi et A. Adane**, Génération des données d'irradiation solaire globale quotidienne à Bechar, international conférence on electrotechnic, ICEL'2000, november 13-15, 2000, U.S.T.Oran "M.B", Alegria pp 384-387
- [13] **M.Capdériaux**, Atlas solaire en Algérie (tome 1, 2 et 3), O.P.U Alger, 1988.
- [14] **S.Bouzza, C.Zidani, F.Benyarou, B.Benyoucef**, Estimation des énergies incidentes sur les capteurs a concentration, International Congress of Photovoltaic and Wind Energy ,Tlemcen, Algérie le 20.21 et 22 Décembre 2003.
- [15] [http// www.mem.algria.org](http://www.mem.algria.org).
- [16] **H.benmossa, B.Gharbi, S.Mammeri**, Etude et d'un réfrigérateur solaire 'mémoire d'ingénieur ', Batna 1979.
- [17] **GURRAICHE DJEMAA**, Simulation et prédiction de la radiation solaire directe absorbée par un champ de capteurs cylindro-parabolique. thèse de magister, Batna 2002.
- [18] **JACQUES DESAUTEL**, les capteurs héliothermique, Edition EDISUD 1978.
- [19] **MYRNA DAYAN**, High performance in low flow solar domestic hot water

systems, A thesis for the degree of the degree of master of science, University of Wisconsin – Madison.1997.

- [20] **BENDERRADJI AMMAR**, Etude théorique et expérimentale des performances d'un concentrateur Cylindro-Parabolique, thèse de magister, Batna 1996.
- [21] **THORSTEN A.STUETZELE**, Automatic Control of the 30 Mwe SEGS VI parabolic trough plant, A thesis for the degree of the degree of master of science, University of Wisconsin – Madison.2002.
- [22] **SACADURA J. F.**, Initiation aux transferts thermiques, Cast, INSA de Lyon, Technique et Documentation de Paris, 1980.
- [23] **B.MEINEL, and MARJORIE P.MEINEL**, Applied solar .Ed. ADDISON – WESLEY IN PHISICS .1976.
- [24] **JOHN H.LIENHARD IV and JOHN H.LIENHARD V.** A HEAT TRANFER TEXTBOOK third edition. 2003
- [25] **H.D.Ammari and Y.L.Nimir**, Experimental and theoretical of performance of a tar water heater, Energy Conversion and Management, Vol 44 pp 3037-3055. 2003
- [26] **Jean-Pierre PETIT**, Convection Naturelle, Ecole Centrale Paris, 1989-1990.
- [27] **Ameghouchouche Merzaka**, Simulation et prédiction des pertes thermiques d'un Absorbeur pour un concentrateur cylindro-parabolique, thèse de magister, Batna 2002.
- [28] **J.A.Duffie and W.A Beckman.** Solar Energy thermal Processes. Wiley, New York 1974.

- [29] **Bonnet, M.Alphilippe , P.Stouffs** , Conversion thermodynamique de l'énergie solaire dans des installation de faible ou de moyenne puissance :Réflexion sur choix du meilleur degré de concentration, Rev. Energ.Ren : 11^{ème} Journées internationales de thermique (2003)73-80.
- [30] **Al-Rubaian, Ali I. And Al-fare , Harnual**, Performance of single Axis tracking solar parabolic trough in Riyadh Saudi Arabia , Word Renewable Energy Congress VIII (WREC 2004)
- [31] **T. Das* & K. Pramanik** ,Modelling and Performance Evaluation of Solar Water Heating Systems, Word Renewable Energy Congress VIII (WREC 2004)
- [32] **S. C. MULLICK, S.NANDA**, An improved technique for computing the heat loss factor of tubular absorber,Solar Energy Vol.42, N°1,pp1-7,1989.
- [33] **Klein S.A, J.A.Duffie et W.A Beckman**, Transient considerations of flat-plate solar collectors, Journal Eng Power, Vol.96 A, ASME, (1974).
- [34] Base de données recueillies auprès la station météorologique de Biskra (6 Juin 2002).

ANNEXE (A)

Toutes les propriétés thermo-physiques qui sont utilisées dans l'analyse thermique du concentrateur sont en fonction de la température moyenne du fluide caloporteur, T_F pour l'eau et $T_{moy,annu}$ avec $T_{moy,annu} = 0,5(T_A + T_V)$. (Les températures sont en Kelvin.)

1- Propriétés thermo-physique de l'eau :

1.1 La densité :

$$\rho_F = -510,3061 + 15,19367 \times T_F - 5,49006 \times 10^{-2} \times T_F^2 + 8,53852 \times 10^{-5} \times T_F^3 - 5,122868 \times 10^{-8} \times T_F^4$$

1.2 La chaleur spécifique :

- $273 < T_F < 410$

$$cp_F = 2,13974 - 9,68137 \times 10^{-3} \times T_F + 2,6856 \times 10^{-5} \times T_F^2 - 2,42139 \times 10^{-8} \times T_F^3 \times 1000 \times 4,1886$$

- $T_F < 410$

$$cp_F = -11,1558 + 7,96443 \times 10^{-2} \times T_F - 1,74799 \times 10^{-4} \times T_F^2 + 1,29156 \times 10^{-7} \times T_F^3 \times 1000 \times 4,1886$$

1.3 La Conductivité thermique :

$$k_F = -2.896282 + 3.003312 \times 10^{-2} \times T_F - 9.604677 \times 10^{-5} \times T_F^2 \\ + 1.403673 \times 10^{-7} \times T_F^3 - 8.01983 \times 10^{-11} \times T_F^4$$

2- Propriétés thermo-physique de l'air :

2.1 La densité :

- $T_{\text{moy,annu}} < 500$

$$\rho_{\text{air}} = 8.55135 - 0.07367 \times T_{\text{moy,annu}} + 2.8952 \times 10^{-4} \times T_{\text{moy,annu}}^2 \\ - 5.28275 \times 10^{-7} \times T_{\text{moy,annu}}^3 + 3.62497 \times 10^{-10} \times T_{\text{moy,annu}}^4$$

- $T_{\text{moy,annu}} > 500$

$$\rho_{\text{air}} = 7.50785 - 0.05612 \times T_{\text{moy,annu}} + 1.96255 \times 10^{-4} \times T_{\text{moy,annu}}^2 \\ - 3.46183 \times 10^{-7} \times T_{\text{moy,annu}}^3 + 2.97588 \times 10^{-10} \times T_{\text{moy,annu}}^4 \\ - 9.89255 \times 10^{-14} \times T_{\text{moy,annu}}^5$$

2.2 La chaleur spécifique :

$$cp_{\text{air}} = 1075.07062 - 0.55477 \times T_{\text{moy,annu}} + 0.001335 \times T_{\text{moy,annu}}^2 \\ - 9.589955 \times 10^{-7} \times T_{\text{moy,annu}}^3 + 2.30819 \times 10^{-10} \times T_{\text{moy,annu}}^4$$

2.3 La viscosité dynamique:

$$\mu_{\text{air}} = 1.2885 \times 10^{-6} - 6.60387 \times 10^{-8} \times T_{\text{moy,annu}} - 3.3137 \times 10^{-11} \times T_{\text{moy,annu}}^2 \\ + 9.17685 \times 10^{-15} \times T_{\text{moy,annu}}^3$$

2.4 La viscosité cinématique :

$$\alpha_{air} = -2.83529 \times 10^{-6} + 3.01256 \times 10^{-8} \times T_{moy,annu} + 1.12534 \times 10^{-10} \times T_{moy,annu}^2 - 1.65878 \times 10^{-14} \times T_{moy,annu}^3$$

2.5 La conductivité thermique :

$$k_{air} = -0.00226 + 1.2417 \times 10^{-4} \times T_{moy,annu} - 1.2332 \times 10^{-7} \times T_{moy,annu}^2 + 9.9309 \times 10^{-11} \times T_{moy,annu}^3 - 3.01751 \times 10^{-14} \times T_{moy,annu}^4$$

ANNEXE (B)

Quelques propriétés des fluides caloporteurs les plus utilisés :

Les propriétés des fluides caloporteurs généralement utilisés dans les concentrateurs solaires sont présentés d'après le tableau suivant [36].

Fluide caloporteur	Intervalle de température de fonctionnement	Propriétés
Air (He)	Nom limité	Faible coefficient de transfert de chaleur
Eau	100°C (pression atmosphérique) 250°C à des pressions élevées.	
Vapeur	Jusqu'à 500 °C	
L'eau + éthylène glycol	A 150 °C	Joue le rôle d'un anti-gèle
Huile thermique (dowtherm, therminol)	De 150°C à 300°C	Coefficient de transfert de chaleur très élevé, inflammable, grande viscosité pour des basses températures.

ANNEXE (C)

Application des différents types de concentrateurs solaires [36]

Mode de poursuite	Exemple	Domaine de concentration	Température de travail
Inclinaison fixe	CPC	1.5 à 2	Supérieur à 100°C Plus de 150°C
Un seul axe de poursuite	CPC, lentilles de Fresnel, avec miroir fixe et absorbeur mobile	6 à 30	100 à 300 °C avec des surfaces sélectives jusqu'à 500°C
Deux axes de poursuite	Parabolique, réflecteur sphérique fixe plus absorbeur mobile	50 à 150 500 à 3000	500 à 2000 °C 300 à 500 °C

ANNEXE (D)

Surfaces sélectives [36]:

Surface sélective	α	ε à 100 °C	Problèmes possibles
Noir chrome	0.96	0.12	Qualité de contrôle
Noir nickel	0.9	0.07	Humidité, sensibilité, stabilité
CuO	0.88	0.15	Stabilité à hautes températures
Enamels	0.95	0.8-0.9	Grandes émittances
PbO ₂	0.98	0.3	Température limitée
SS (INCO)	0.9	0.4	Le coût élevé et grande émittence
Aluminium	0.93	0.35	Température, durés de vie, grande émittence

Résumé

Ce travail concerne la simulation numérique du chauffage d'un écoulement du fluide caloporteur (eau) dans le tube absorbeur d'un capteur solaire à concentration de type cylindro-parabolique. En raison du calculer la température de sortie de collecteur dans des jours particuliers d'une année, nous avons établi un modèle mathématique pour contrôler la température du fluide ainsi que les températures de l'absorbeur et la vitre. Les résultats sont calculé heure par heure du lever au coucher du soleil. Cette étude a montré qu'il y a un écart considérable de température entre l'entrée et la sortie pour les jours du test. Les résultats obtenus montre clairement que les températures de sortie varient en fonction du flux solaire, des paramètres géométrique et climatique.

Abstract

This work concerns the numerical simulation of the water heater flow in the absorber tube of a solar collector of cylindro-parabolic type. For a reason to calculate the outlet temperature (water), in the particular days of the year, we have established a mathematical model to control the outlet temperature of the fluid as well as the temperatures of the absorber and the glass cover. The simulated results are calculated hour per hour during most of the daylight. This study has shown that there is a large difference between the inlet and the outlet temperature in the test days. The obtained results also show clearly that the outlet temperatures are a function of solar flow and of geometrical and climatical parameters.

ملخص

هدف هذا العمل هو دراسة العددية لتسخين الماء داخل أنبوب امتصاص لمركز شمسي ذو شكل قطع مكافئ أسطواناني للحصول على درجة حرارة الخروج (الماء) في أيام معينة من السنة. فمن أجل هذا قمنا بإنشاء نموذج حسابي لمراقبة درجة حرارة الماء و درجة حرارة أنبوب الامتصاص وكذلك بالنسبة للحاجز الزجاجي، مع العلم أن النتائج تحسب كل ساعة من الشروق إلى غروب الشمس.

هذه الدراسة تبرهن على وجود تغير معتبر بين درجة حرارة الدخول و الخروج، كذلك النتائج تبين بوضوح على أن درجة حرارة الخروج تتعلق بشدة الأشعة الشمسية و بالعوامل الجوية و الهندسية.