

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université MOULOUD MAMMERI de Tizi-Ouzou



Faculté du Génie de la Construction

Département de Génie Mécanique

Mémoire de fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme de Master
mention : Génie Mécanique
Option : Energétique
Spécialité : Energies Renouvelables

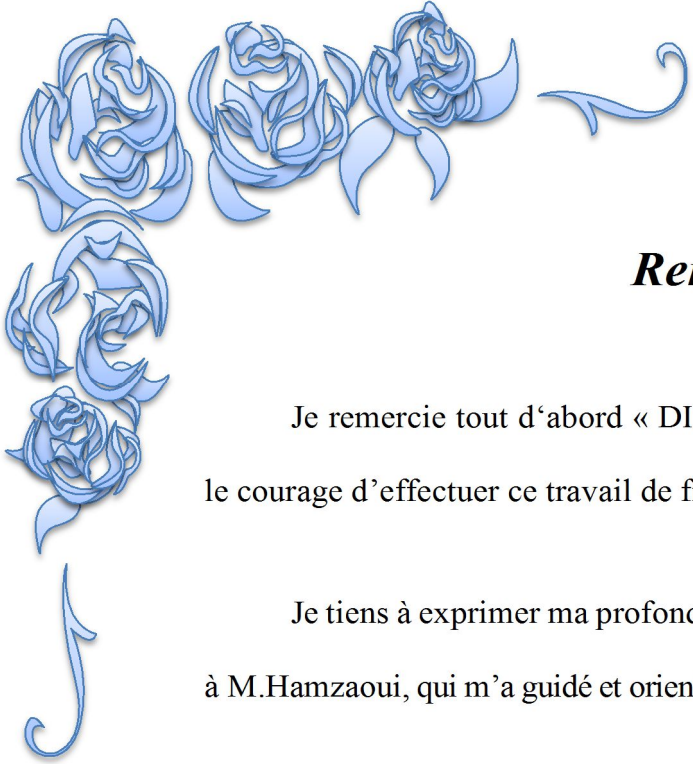
Thème : Analyse et Modélisation
d'un Capteur Cylindro-Parabolique



REALISE PAR:
LY EL HADRAMY

PROPOSE ET DIRIGE PAR :
Mr : M. HAMZAoui

2016-2017



Remerciements

Je remercie tout d'abord « DIEU » le tout puissant de m'avoir donné la santé et le courage d'effectuer ce travail de fin d'étude, dans les meilleures conditions.

Je tiens à exprimer ma profonde reconnaissance et mes chaleureux remerciements à M.Hamzaoui, qui m'a guidé et orienté tout au long de la réalisation de mon travail.

Je tiens aussi à exprimer ma profonde reconnaissance et mon chaleureux remerciements à M.Makhlouf, et tous ceux qui m'ont aidé pour réaliser ce travail.

Je remercie aussi chaleureusement la présidente du jury pour avoir accepté de présider le jury, ainsi que l'examineur qui a bien voulu juger ce travail.

Que tous les enseignants ayant contribué à ma formation trouvent ici l'expression de ma profonde reconnaissance.



Dédicaces

Je dédie ce travail

A mon cher père qui n'a jamais ne négliger aucun effort pour que je réussisse mes études,

A ma très chère grand-mère (paix à son âme) qui a toujours sur moi

A ma chère maman ; qui représente tout pour moi,

A mes frères Yacoub, cheikhna et cheikhna

A mes sœurs Fatimetou, Nasra, Tarizgha et Khadijetou

A toutes ma famille

A tous mes amis de Noujoum (Bden)

A toutes personnes qui m'ont aidé de près ou de loin

Nomenclature

Paramètres	Noms	Unités
FTC	Fluide de transfert de chaleur	
CCP	Collecteur cylindro-parabolique	
TS	Temps solaire	minutes
L_{loc}	Longitude local	degré
n	nombre de jour dans l'année	jours
L_{st}	Méridien standard du temps local	degré
D_0	Distance moyenne Terre-Soleil	Km
I_0	Constante solaire	
I	Intensité du Rayonnement Extraterrestre	W/m ²
I_b	Intensité du Rayonnement du faisceau	W/m ²
I_{bn}	Intensité du Rayonnement direct normal	W/m ²
I_d	Intensité Rayonnement diffus	W/m ²
r_r	Rayon du miroir	m
f	distances focales de la parabole	m
W_a	Ouverture de la parabole	m
C	Rapport de concentration	
D_{ve}	Diamètre externe de l'enveloppe en verre	m
D_{vi}	Diamètre interne de l'enveloppe en verre	m
D_{abe}	Diamètre externe du tube absorbeur	m
D_{abi}	Diamètre interne du tube absorbeur	m
$K(\theta)$	Modificateur d'angle d'incidence	degré
X	Longueur non rayonnée du réflecteur	m
X_{end}	Pertes d'extrémité	
$\dot{q}'_{sol}$	Irradiation solaire	
$\dot{q}'_{solAbs,ve}$	Irradiance solaire absorbée par le vers externe	
$\dot{q}'_{solAbs,Abe}$	Irradiance solaire absorbée par l'absorbeur externe	
$\dot{q}'_{cond,ve-vi}$	Transfert de chaleur par conduction du verre externe au verre interne	

Nomenclature

$\dot{q}'_{conv,abi-FTC}$	Transfert de chaleur par convection entre l'absorbeur interne et le fluide de transfert de chaleur	
$\dot{q}'_{Ray,abo-vi}$	Transfert de chaleur par rayonnement entre l'absorbeur externe et le verre interne	
$\dot{q}'_{cond,vi-ve}$	Conduction entre le verre interne et externe	
$\dot{q}'_{conv,ve-a}$	Convection entre le verre externe et l'ambiance	
$\dot{q}'_{ray,ve-ciel}$	Rayonnement entre le verre externe et le ciel	
Q_{recue}	Chaleur utile	
Q_{perdue}	Perte de chaleur	
h	Enthalpie	
C_p	Capacité calorifique	
A_i	Section transversal du segment	
T_{FTC}	Température du fluide de transfert de chaleur	
T_{abi}	Température de l'absorbeur interne	
T_{abe}	Température de l'absorber externe	
T_{vi}	Température du verre interne	
T_{ve}	Température du verre externe	
T_e	Température d'entrée du CCP	
T_s	Température de sortie du CCP	
T_a	Température ambiante	
T_c	Température du ciel	
$\dot{m}$	Débit massique	
ΔZ	Longueur du segment	
Nu	Nombre de Nusselt	
K	Conductivité thermique	W/m°k

Nomenclature

Re	Nombre de Reynold	
Pr	Nombre de Prandtl	
f	Facteur de friction	
V	Vitesse	m/s
b	coefficient d'interaction	
F_R	Facteur de dissipation de la chaleur	
$\dot{F}$	Facteur d'efficacité du collecteur	
U_L	Coefficient de perte de chaleur	
GPM	Galon par minute	GPM
λ	Longueur d'onde	m
ω	Angle horaire	degré
ϕ	Latitude	degré
δ	déclinaison solaire	degré
θ_z	Angle zénith	degré
α	Altitude solaire	degré
γ_{soleil}	Angle azimut solaire	degré
θ	Angle d'incidence	degré
θ_r	Angle de jante	degré
η_0	Efficacité optique	
η_{th}	Efficacité thermique	
ρ_{cl}	Coefficient de réflexion du verre	
τ	Transmittance	
α	Coefficient d'absorption	
ε	Émissivité	
γ	Facteur d'interception	
ρ	densité	
β	Coefficient de dilatation thermique volumétrique	
σ	Constante de Stefan boltzman	

Liste des tableaux

Tableau III .1 Constantes A, B et C

Tableau IV.1 Emission pour différents types de revêtement

Tableau IV.2 Propriétés thermiques de différents types d'acier inoxydable

Tableau IV.3 Valeurs de C et m en fonction du nombre de Reynold

Tableau IV.4 Paramètres d'entrée CCP

Liste des figures

Figure 1: Actions des sources d'énergie dans l'offre totale mondiale d'énergie primaire en 2008

Figure I.1: Irradiation solaire moyenne

Figure I.2: Principales technologies de concentration solaire

Figure I.3: schéma typique d'une installation de type DSG

Figure I.4 : schéma typique avec d'une installation de type SPEC

Figure I.5 : Schéma typique d'une installation de réfrigération solaire

Figure II.1 Champs solaire pour le pompage de l'eau d'irrigation en Méadi (Egypte)

Figure II.2 Vu de devant et de derrière du collecteur L-S3

Figure III.1 : Spectre d'irradiation solaire

Figure III.2 : Mouvement de la terre autour du soleil [31]

Figure III.3 : Angle horaire

Figure III.4 : Variation de la constante b au cours de l'année

Figure III.5 : Angle de latitude(ϕ)

Figure III.6 : variation de la déclinaison solaire au cours de l'année

Figure III.7 : Zénith, altitude solaire, et angles d'azimut solaire

Figure III.8 Angle d'incidence (θ)

Figure III.9 : Système horizontal de poursuite solaire Est-Ouest.

Figure III.10 Rayonnement extraterrestre au cours de l'année

Figure III.11 : Atténuation du rayonnement solaire en traversant l'atmosphère

Figure IV.1 Section transversale du récepteur et du réflecteur parabolique présentant ces différents angles

Figure IV.2 : La perte d'extrémité

Figure IV.3 Model de transfert de chaleur dans une section transversale du tube absorbeur

Figure IV.4 Model des résistances thermiques

Figure IV.5 : Model 2D de transfert de chaleur

Figure IV.6 : Distribution des températures

Figure IV.7 Schéma de fonctionnement du modèle réalisé sur MATLAB

Figure V.1: Carte géographique de Tizi Ouzou

Figure V.2 : Evolution des températures mensuelles de la ville de Tizi Ouzou

Figure V.3 : Durée mensuelle d'insolation

Figure V.4: Variation du rayonnement direct normal (Janvier)

Figure V.5 : Variation du rayonnement direct normal (Juillet)

Figure V.6 : Variation du rayonnement global et diffus (Janvier)

Figure V.7 : Variation du rayonnement global et diffus (Juillet)

Figure V.8 : Variation de la température d'entrée et sortie du FTC (Janvier et Juillet)

Figure V.9 : Variation de la température de l'absorbeur(T_3), de l'enveloppe en verre(T_4) et de la température de sortie du FTC(T_s) en fonction de l'intensité du rayonnement.

Figure V.10 : Variation de la température de l'absorbeur(T_3), de l'enveloppe en verre(T_4) et de la température de sortie du FTC(T_s) en fonction de l'intensité du rayonnement.

Figure V.11 : Variation de la température de l'absorbeur(T_3), de l'enveloppe en verre(T_4) et de la température de sortie du FTC(T_s) en fonction de la longueur du collecteur.

Figure V.12 : Variation la température de sortie du FTC en fonction du débit volumique

Figure V.13 : Variation temporelle de l'efficacité optique et thermique

Figure V.10 : Evolution des temperatures en fonction de la largeur du collecteur(ouverture)

Figure V.11 Variation de la température de l'absorbeur(T_3), de l'enveloppe en verre(T_4) et de la température de sortie du FTC(T_s) en fonction de la longueur du collecteur

Figure V.12 Variation la température de sortie du FTC en fonction du débit volumique

Figure V.13 Variation temporelle de l'efficacité optique et thermique

Figure V.14 : Efficacité du collecteur en fonction de sa longueur du collecteur

Figure V.15 : Variation de la chaleur utile et de la chaleur perdue en fonction du temps

Liste des symboles

FTC	Fluide de transfert de chaleur
CCP	Collecteur cylindro-parabolique
TS	Temps solaire
L_{st}	Méridien standard du temps local
L_{loc}	Longitude local

Equations du temps

n	nombre de jour dans l'année
D_0	Distance moyenne Terre-Soleil
I_0	Constante solaire
I	Rayonnement extraterrestre
I_b	Rayonnement du faisceau
I_{bn}	Rayonnement direct normal
I_d	Rayonnement diffus
FTC	FTC
r_r	Rayon du miroir
f distances focales de la parabole	
W_a	Ouverture de la parabole
C	Rapport de concentration géométrique du tube absorbeur
D_{ve}	Diamètre externe de l'enveloppe en verre
D_{vi}	Diamètre interne de l'enveloppe en verre
D_{abe}	Diamètre externe du tube absorbeur
D_{abi}	Diamètre interne du tube absorbeur
$K(\theta)$	Modificateur d'angle d'incidence
X	Longueur non rayonnée réflecteur
X_{end}	Pertes d'extrémité

$\dot{q}'_{sol}$	Irradiation solaire
$\dot{q}'_{solAbs,ve}$	Irradiance solaire absorbée par le vers externe
$\dot{q}'_{solAbs,Abe}$	Irradiance solaire absorbée par l'absorbeur externe
$\dot{q}'_{cond,ve-vi}$	Transfert de chaleur par conduction du verre externe au verre interne
$\dot{q}'_{conv,abi-FTC}$ et le fluide de transfert de chaleur	Transfert de chaleur par convection entre l'absorbeur interne et le fluide de transfert de chaleur
$\dot{q}'_{Ray,abo-vi}$	Transfert de chaleur par rayonnement entre l'absorbeur externe et le verre interne
$\dot{q}'_{conv,abe-vi}$	Convection entre l'absorbeur externe et le verre interne
$\dot{q}'_{cond,vi-ve}$	Conduction entre le verre interne et externe
$\dot{q}'_{conv,ve-a}$	Convection entre le verre externe et l'ambiance
$\dot{q}'_{ray,ve-ciel}$	Rayonnement entre le verre externe et le ciel
Q_{recue}	Chaleur utile
Q_{perdue}	Perte de chaleur
h	Enthalpie
C_p	Capacité calorifique
A_i	Section transversal du segment i
T_{FTC}	Température du fluide de transfert de chaleur
T_{abi}	Température de l'absorbeur interne
T_{abe}	Température de l'absorber externe
T_{vi}	Température du verre interne
T_{ve}	Température du verre externe
T_e	Température d'entrée du CCP
T_s	Température de sortie du CCP
T_a	Température ambiante
T_c	Température du ciel
$\dot{m}$	Débit massique
ΔZ	Longueur du segment
Nu	Nombre de Nusselt
K	Conductivité thermique

Re	Nombre de Reynold
Pr	Nombre de Prandtl
f	Facteur de friction
V	Vélocité
b	coefficient d'interaction
F_R	Facteur de dissipation de la chaleur
$\dot{F}$	Facteur d'efficacité du collecteur
U_L	Coefficient de perte de chaleur
GPM	Galon par minute

SYMBOLES GRECS

λ	Longueur d'onde
ω	Angle horaire
$\varnothing$	Latitude
δ	déclinaison solaire
θ_z	Angle zénith
α	Altitude solaire
γ_{soleil}	Angle azimut solaire
θ	Angle d'incidence
θ_r	Angle de jante
η_0	Efficacité optique
η_{th}	Efficacité thermique
ρ_{cl}	Coefficient de réflexion du verre
τ	Transmittance
α	Coefficient d'absorption
ε	Émissivité
γ	Facteur d'interception
ρ	densité
β	Coefficient de dilatation thermique volumétrique
σ	Constante de Stefan boltzman

Dans le cadre de changement climatique où la limitation des gaz à effet de serre est essentielle, et devant la menace d'épuisement des combustibles fossiles, le défi présenté est de trouver des sources d'énergie innovantes pour répondre à une nécessité toujours plus pressante.

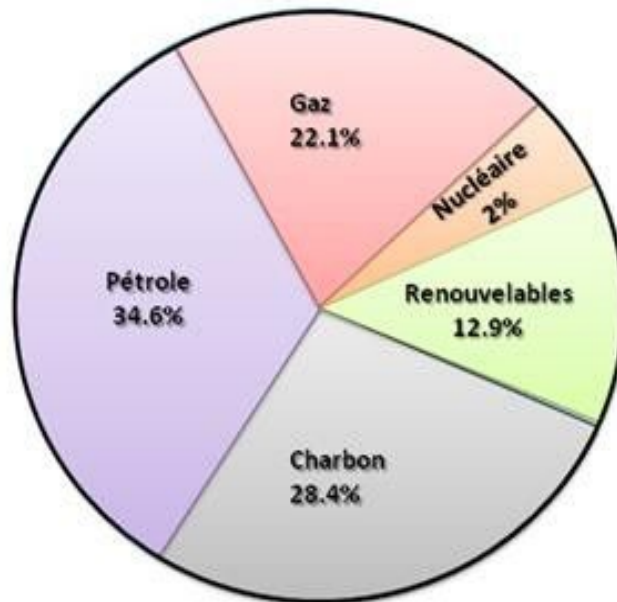


Figure 1 : Actions des sources d'énergie dans l'offre totale mondiale d'énergie primaire en 2008

Les énergies renouvelables peuvent être des solutions en raison de leur abondance.

Une énergie renouvelable est une source d'énergie considérée comme inépuisable à l'échelle de temps humain [2, 3,4]. Elles se présentent sous cinq formes :

- La biomasse désigne l'ensemble des matières organiques d'origine végétale (algues incluses), animale ou fongique pouvant devenir source d'énergie par combustion (ex : bois énergie), après méthanisation (biogaz) ou après de nouvelles transformations chimiques (agro carburant). [5,6]
- L'énergie éolienne est l'énergie du vent et plus spécifiquement, l'énergie provenant du vent au moyen d'un dispositif aérogénérateur.
- La géothermie désigne l'énergie géothermique issue de l'énergie de la Terre qui est convertie en chaleur. [7]
- L'énergie hydraulique est l'énergie fournie par le mouvement de l'eau, sous toutes ses formes : chute, cours d'eau, courant marin, marée, vagues. Ce mouvement peut être utilisé directement, par exemple avec un moulin à eau, ou plus couramment être converti, par exemple en énergie électrique dans une centrale hydroélectrique.
- La ressource solaire pourrait permettre de répondre à une grande partie de la demande mondiale en électricité. Il existe trois filières :
 - Le solaire photovoltaïque qui demande l'utilisation exclusive de très grandes surfaces (contrairement à des éoliennes installées sur des surfaces agricoles ou dans la mer). Le stockage par batterie étant très limité, cette technologie n'est envisageable qu'à petite échelle sur des surfaces comme les toitures, et des abris de parking qui ne sont pas valorisables autrement. [8]
 - Le solaire thermique sans concentration permet de fournir de l'eau chaude sanitaire. C'est une

bonne alternative au chauffe-eau électrique. Mais ce n'est pas une solution très efficace à grande échelle pour le chauffage ou la production d'électricité.

- La filière thermodynamique à concentration semble aujourd'hui être une alternative plausible pour répondre à la problématique mondiale de production d'énergie. Elle n'émet pas de gaz à effet de serre. Les technologies disponibles pour le stockage de chaleur peuvent permettre de garantir la production électrique en l'absence de soleil pendant certaines périodes [9]. Les quatre grandes familles de centrales solaires seront présentées en détail dans le prochain chapitre.

Objectifs du mémoire

Ce mémoire a pour objectif d'analyser les performances d'un collecteur solaire cylindro-parabolique (CCP) grâce à l'élaboration d'un modèle mathématique 2D avec le logiciel MATLAB. Le récepteur est divisé en plusieurs volumes de contrôles afin d'écrire un système d'équations algébriques qui montrent la phénoménologie du problème. Ce modèle estime l'irradiation solaire et les performances thermiques et optiques de l'ensemble du système ainsi que la chaleur utile. La validation du modèle a également été effectuée grâce à la comparaison des résultats trouvés et ceux calculés par la NASA.

Le codage des équations est fait avec le logiciel MATLAB ; des résultats de simulation sont présentés pour les modèles thermique et optique.

Organisation du mémoire :

Ce mémoire se compose de cinq chapitres.

Dans le premier chapitre nous présenterons les technologies de la concentration solaire, en donnant une aperçue générale sur les concentrateurs paraboliques, et en particulier sur le fonctionnement des concentrateurs cylindro-paraboliques, objet de ce mémoire.

Le second chapitre porte sur un historique sur les CCP et leurs domaines d'application ainsi qu'une revue de littérature des études précédentes qui ont été menées sur cette technologie.

Dans le troisième chapitre nous présentons le gisement solaire, tel que la présentation des paramètres essentiels utilisés dans le logiciel MATLAB pour le calcul du rayonnement.

Dans le quatrième chapitre, nous développons l'analyse théorique des trois modèles et leur mise en œuvre dans le logiciel MATLAB.

Dans le cinquième chapitre nous présentons les données climatiques de la ville de Tizi Ouzou (lieu d'emplacement de notre CCP) et nous discuterons les résultats des différentes simulations effectuées.

Nous concluons ces travaux en synthétisant les résultats obtenus à la fois sur le plan théorique et sur le plan pratique. Dans les travaux en perspective, nous listerons quels pourront être les développements futurs et dans quelles mesures les travaux présentés dans ce mémoire peuvent être utilisés en l'état.

I.1 INTRODUCTION

L'augmentation brutale du prix du pétrole survenue en 1973 a conduit une première fois l'homme à s'intéresser à des sources d'énergie renouvelables au premier rang parmi lesquelles l'énergie solaire. Les principales caractéristiques de l'énergie solaire ayant suscité l'intérêt qu'on lui a porté à l'époque étaient sa gratuité, sa disponibilité sur une grande partie du globe terrestre et l'absence de risque d'épuisement connu par les sources d'énergie fossile.

Aussi le monde connaît depuis plus d'un siècle un important développement économique. Le développement industriel, l'augmentation du parc automobile et la multiplication des équipements domestiques ont provoqué une croissance importante de la demande énergétique.

Comme alternative à ces préoccupations, le développement et l'implémentation des énergies renouvelables est incontournable. Des ressources énergétiques illimitées et abondamment disponibles existent et doivent être exploitées. Certaines, comme l'énergie éolienne ou hydraulique connaissent déjà un développement technique et commercial important et sont économiquement compétitives. [1]

D'autres, comme l'énergie solaire et thermoélectrique, sont techniquement disponibles, mais leur compétitivité nécessite une plus grande confiance de la part des entreprises privées et des institutions publiques afin de favoriser l'implémentation de ce type de systèmes et de favoriser une diminution des coûts par les économies d'échelle.

Deux filières possibles existent pour réaliser la conversion d'énergie solaire en électricité : recours à des cellules photovoltaïques, ou la conversion thermodynamique. La première solution est assez chère, pour un rendement limité. En outre, la technologie de fabrication des cellules est délicate et reste l'apanage de grands groupes : elle peut difficilement être appropriée localement.

Nous constatons que l'énergie solaire, contrairement à une idée répandue, n'est pas tout à fait gratuite : son utilisation nécessite un investissement de départ souvent plus lourd que pour les sources d'énergie conventionnelle et de nombreuses installations solaires sont aujourd'hui à l'arrêt faute d'avoir prévu un budget pour la maintenance des équipements.

I.2 APERÇU DE LA TECHNOLOGIE

Les centrales solaires utilisent des technologies relativement récentes, possédant un important potentiel de développement. Elles offrent une opportunité aux pays ensoleillés comparable à celle des fermes éoliennes pour les pays côtiers.

Les endroits les plus prometteurs pour l'implantation de ces technologies sont ceux du sud-ouest des États Unis, l'Amérique du Sud, une grande partie de l'Afrique, les pays méditerranéens et du Moyen Orient, les plaines désertiques d'Inde et du Pakistan, la Chine, l'Australie, etc. [2]

Dans beaucoup de régions du monde, un kilomètre carré de terrain suffirait à générer jusqu'à 120 Gwh d'électricité par an, grâce à la technologie des centrales solaire. Cette énergie est équivalente à la production annuelle d'une centrale classique de 50 MW.

La production d'électricité à partir du rayonnement solaire est un processus direct. L'énergie solaire étant peu dense, il est nécessaire de la concentrer pour obtenir des températures exploitables pour la production d'électricité.

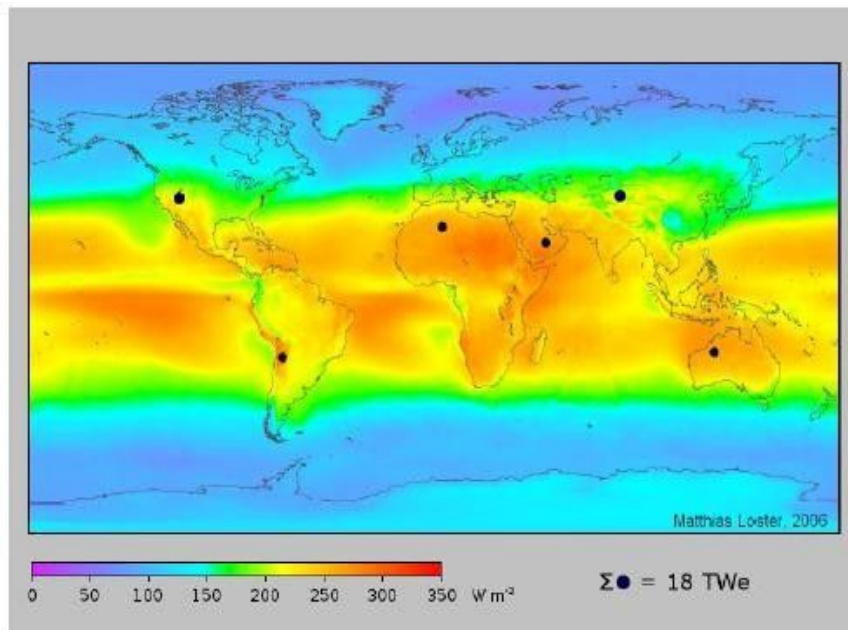
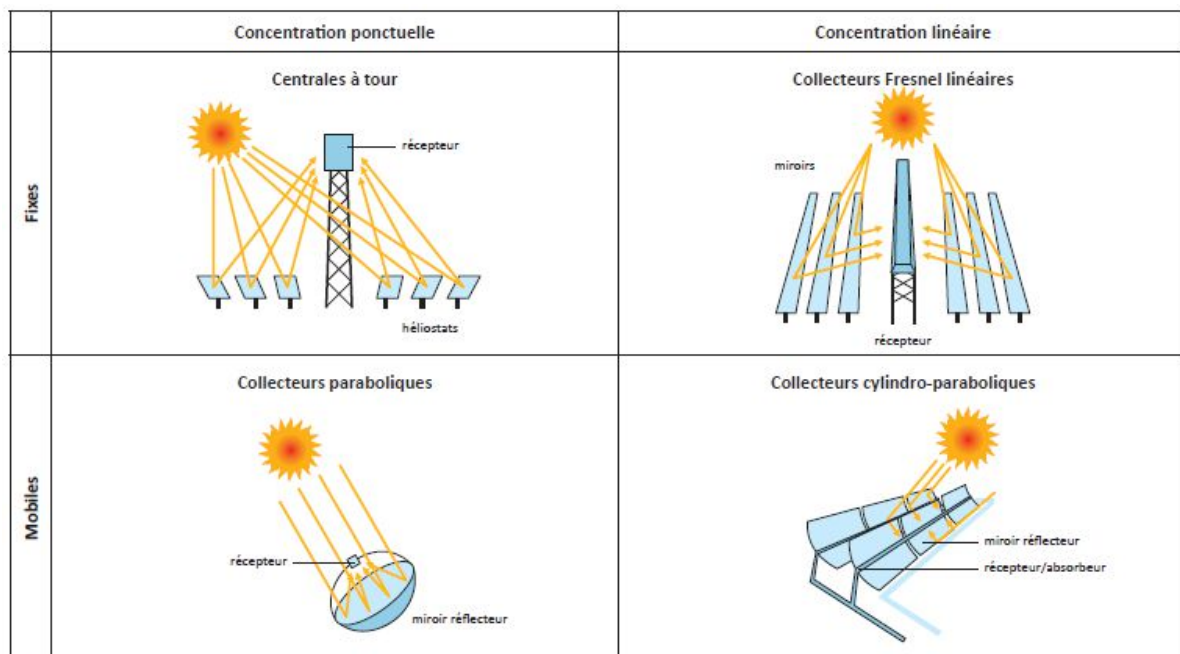


Figure I.1:Irradiation solaire moyenne [3]

Le rayonnement est concentré en un point ou en une ligne, où l'énergie thermique est transmise au fluide caloporteur. L'intensité de la concentration est définie par le facteur de concentration.

Plus celui-ci est élevé, plus la température atteinte sera importante.

La figure I.2 montre les 4 principaux systèmes de concentration. Les systèmes à concentration en ligne on généralement un facteur de concentration inférieur à ceux des concentrateurs ponctuels. [4]



source : AIE

Figure I.2:Principales technologies de concentration solaire

Parmi ces quatre types de centrales solaires il y en a deux qui sont largement développées au monde et qui sont aujourd'hui des technologies reconnues matures par le monde industrielle se sont les centrales à tour et les centrales cylindro-paraboliques on va s'intéresser dans ce mémoire sur la dernière technologie qui sont les concentrateurs cylindro-parabolique.

Comme il ne sera pas possible de construire des centrales de puissance unitaire supérieure à 100 MW électriques que dans les zones désertiques ou semi-désertiques, une grande partie des productions sera effectuée par des installations de taille moyenne proche des lieux de consommations.

La chaleur ainsi produite peut être utilisée directement dans des procédés industriels endothermiques ou convertie notamment en électricité par des cycles thermodynamiques (turbines à gaz, à vapeur, à cycles combinés).

Les études ont montré que les problèmes abordés en concentration solaire comportent de très nombreux paramètres (physiques et géométriques) et que la détermination d'un jeu optimal de paramètres est très complexe. [10]

Les systèmes de génération d'électricité sont divers : turbine à gaz, cycle de Rankine, Moteur Stirling, Cycle de Rankine organique sont les options généralement choisies.

La majorité des systèmes utilise des miroirs de verre pour réfléchir la radiation solaire. Des recherches sont actuellement en cours avec comme objectif d'améliorer les propriétés physiques des matériaux réflecteurs, (réflectivité, résistance aux chocs, etc.)

Un aspect très important des systèmes à concentration est que seule la radiation directe peut être mise à profit, la radiation diffuse ne pouvant pas être focalisée par le concentrateur.

La centrale solaire ne peut donc fonctionner que si le ciel est dégagé et que la radiation directe n'est pas diffusée par la couverture nuageuse

I.3 CONCENTRATEURS (CAPTEURS) CYLINDRO-PARABOLIQUES

La technologie des capteurs cylindro-paraboliques est actuellement la plus éprouvée des techniques de concentration solaire. De nombreuses installations ont déjà été testées et commercialisées, dont certaines dans les années 80.

L'installation typique est constituée de trois éléments principaux : le champ solaire, le système de transfert de la chaleur et le système de génération électrique.

I.3.1 Domaine d'applications des CCP :

Il existe diverses applications des concentrateurs cylindro-paraboliques. Nous avons choisi leurs applications les plus courantes.

I.3.1.2 Production d'énergie solaire

En raison de l'augmentation du niveau d'émissions de dioxyde de Carbone (CO_2) et de la consommation d'énergie, la puissance thermique solaire a été largement appliquée. Les CCP peuvent être intégrés aux centrales thermiques solaires de deux façons:

- Premièrement, faire fonctionner une turbine à vapeur par la vapeur générée directement à partir du CCP qui est connu sous le nom de technologie DSG, la figure suivante montre le schéma typique d'une installation DSG
- D'autre part, réchauffer un fluide de transfert de chaleur (FTC) dans le champ solaire, puis l'utiliser dans un échangeur de chaleur pour générer de la vapeur qui entraînera une turbine à vapeur.

Dans les deux cas, les CCP peuvent intégrer toutes sortes de centrales électriques à turbine à vapeur, y compris Rankine avec surchauffe, Rankine avec régénération, Rankine avec réchauffage, cycle de Rankine organique qui produit de la vapeur d'un fluide organique au lieu de l'eau [5].

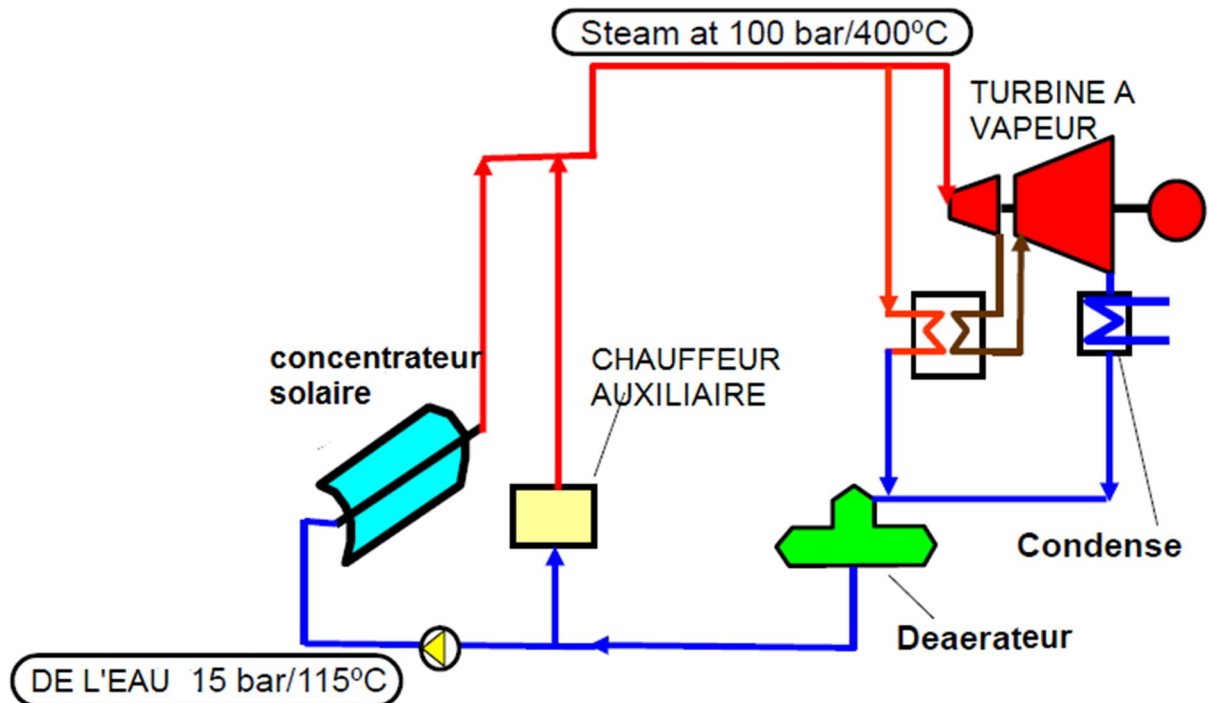


Figure I.3: schéma typique d'une installation de type DSG

L'exemple le plus courant qui utilise des collecteurs paraboliques pour produire de l'électricité sont les nouveaux systèmes commerciaux de production d'énergie solaire (SPES). Ils sont construits et installés dans le désert de Mojave, en Californie, d'une capacité totale de 354 MW. Les trois premières usines ont une capacité de 14 MW tandis que les six installations suivantes ont une capacité de 30 MW. Les deux dernières usines sont de 80 MW [11].

Un schéma de l'installation SPES est présenté à la figure I.3. Comme on l'a vu, les principaux composants des usines sont les CCP, les pompes à circulation, le bloc de production d'électricité, les sous-systèmes auxiliaires de gaz naturel et les commandes. Sur le côté du champ solaire, un fluide de transfert de chaleur (FTC) est chauffé par le CCP et ensuite pompé vers un générateur de vapeur et une surchauffeur où la vapeur est générée et remontée aux CCP. Du côté de la génération d'électricité, la vapeur est soumise à une canalisation de la turbine produisant une puissance mécanique qui entraîne un générateur électrique. La vapeur sortant de la turbine est refroidie par un condenseur et pompée à nouveau vers l'échangeur de chaleur. Le cycle se répète ainsi de suite [12].

Sur la figure I.4 est représenté une installation de type SPEG qui a le même principe que est un système DSG représenté précédemment sauf que dans ce cas on utilise un FTC pour la production de la valeur à l'aide d'un échangeur de chaleur qui par alimente une turbine à vapeur pour produire de l'électricité.

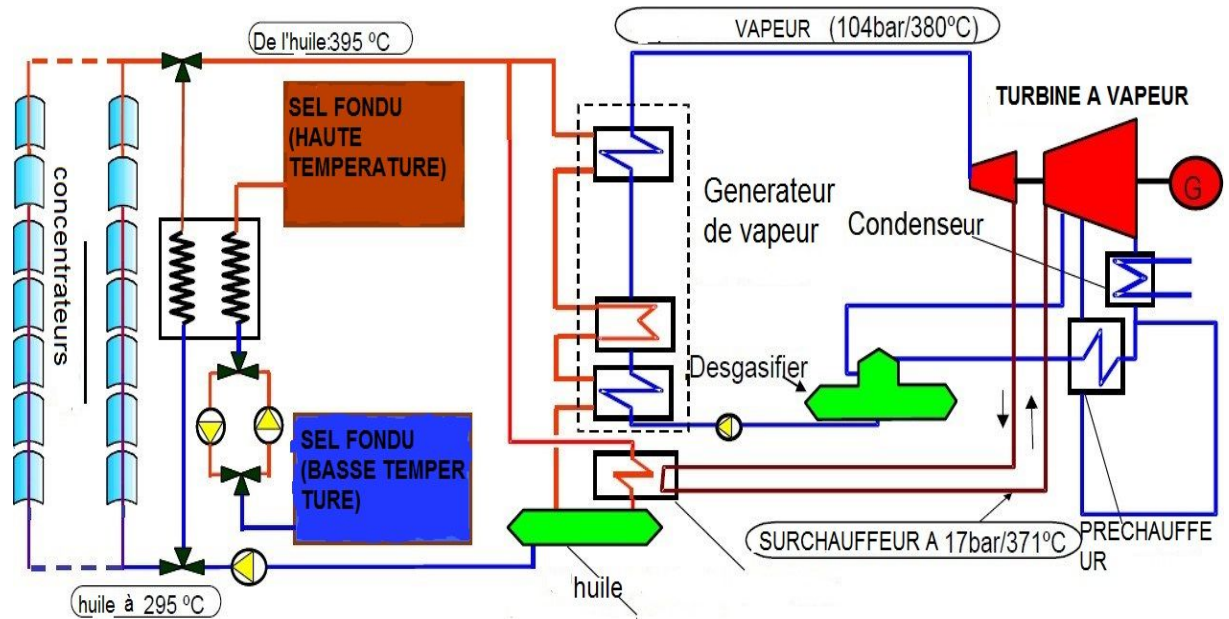


Figure I.4 : schéma typique avec d'une installation de type SPEG

- **Avantages**

- Haute température : 550°C, 120 b (huile 400°C 100b)
- Pas d'échangeur (obsolète) entre le fluide caloporteur et le fluide de travail : économie et moins de pertes thermiques (une portion réduite sert à surchauffée) et de pertes de charge.
- Économie sur le prix du fluide caloporteur (5% Andasol)
- Moins corrosif que les sels fondus, non polluant.
- Faible température de solidification

- La technologie à génération directe de vapeur permet **d'économiser** 10% du coût d'investissement.

- **Défis**

- Réaliser des connectiques (joints à rotule) résistantes à haute pression (ce problème n'existe pas pour les centrales Fresnel car les récepteurs sont fixes et la techno DSG est une solution standard)
- Création d'un stockage de longue durée (~10h) modulaire (à chaleur sensible pour le préchauffage et la surchauffe et à chaleur latente pour l'évaporation).
- Faciliter le contrôle de génération direct de vapeur surchauffée

I.3.1.3 Réfrigération solaire

La demande d'énergie associée à l'exigence de réfrigération dans l'industrie de la transformation des aliments a nettement augmenté au cours des dernières années. Par conséquent, l'intérêt des systèmes de réfrigération renouvelés alimentés par l'énergie solaire est devenu large grâce aux tâches théoriques et d'observation.

Il existe plusieurs options qui peuvent intégrer les CCP avec des systèmes de réfrigération. Les unités d'absorption alimentées par le CCP sont un exemple de réfrigération solaire avec deux combinaisons de fluides les plus utilisées sont le bromure de lithium-eau ($\text{LiBr-H}_2\text{O}$) et l'ammoniac ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$). La figure I.5 montre un schéma d'un système de réfrigération à absorption thermique. Les principaux composants du système sont l'absorbeur, le générateur, le condenseur, l'évaporateur, l'échangeur de chaleur, les pompes et les soupapes d'expansion [12]. Dans le générateur, la chaleur est ajoutée au réfrigérant par les CCP, la vapeur du réfrigérant sortant du générateur s'écoule vers le condenseur où la chaleur est rejetée. Ensuite, le liquide s'écoule à travers une soupape de détente pour réduire la pression. Dans l'évaporateur, la chaleur de la charge de l'évaporateur est ajoutée au réfrigérant, en convertissant le liquide en vapeur. La vapeur du réfrigérant est absorbée par une solution faible, ce qui donne une solution forte. Il y a un rejet de chaleur dans l'absorbeur en raison du changement de phase de la vapeur du fluide frigorigène en liquide. La pression du liquide augmente à la pression du condenseur à l'aide d'une pompe. La solution forte est préchauffée dans un échangeur de chaleur en utilisant un flux de solution faible et chaude provenant du générateur. Ensuite, il entre dans le générateur, et il est chauffé par le champ solaire. Pendant ce temps, la solution faible passe à l'absorbeur à travers l'échangeur de chaleur et la soupape de détente [13].

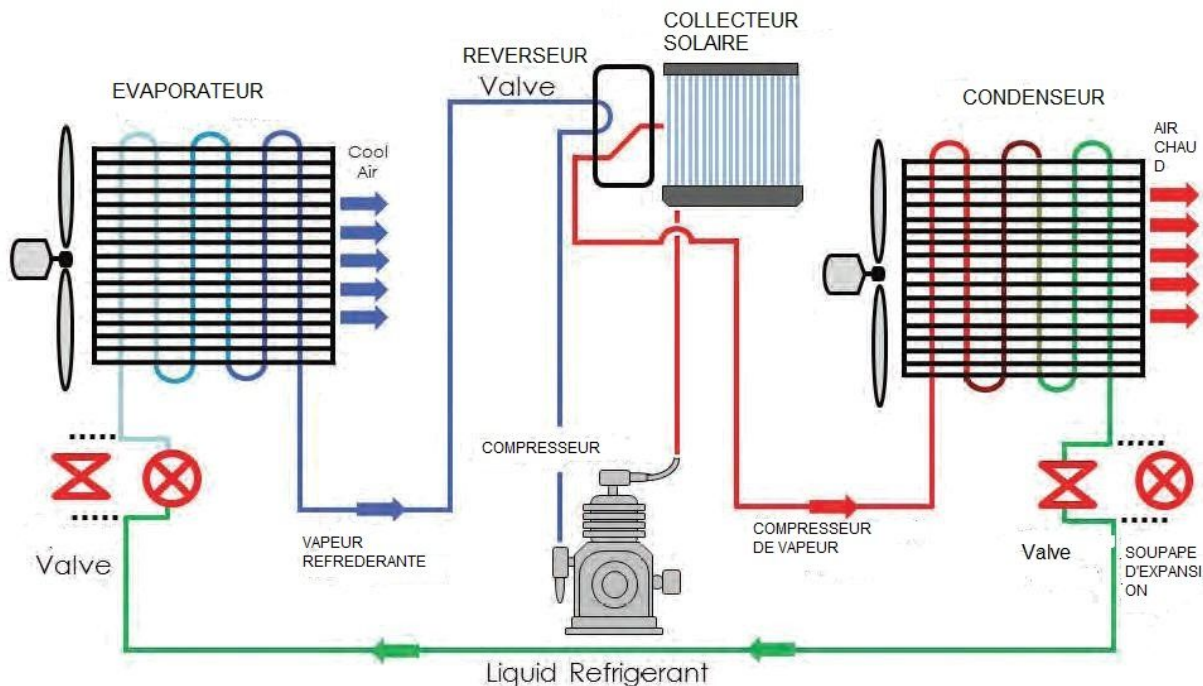


Figure I.5 : schéma typique d'une réfrigération solaire

I.3.1.4 Dessalement solaire

L'eau est l'une des ressources les plus abondantes de la terre. Elle couvre $\frac{3}{4}$ de la surface de la planète. Il n'y a qu'environ 3% d'eau douce sur la terre distribuée dans les rivières, les lacs et les eaux souterraines, fournissant des besoins en eau pour les êtres humains. D'autre part, 97% de l'eau de la planète est l'eau salée représentée par les océans et les mers. La demande d'eau douce est devenue

un besoin urgent en raison de la croissance industrielle rapide, de la contamination des rivières, des lacs et de l'explosion de la population [14].

Le dessalement de l'eau nécessite de grandes quantités d'énergie. On estime que 230 millions de tonnes de pétrole par jour sont utilisées pour dessaler 25 millions de m³ / jour d'eau salée [12]. La technologie à caniveaux paraboliques peut être utilisée pour dessaler l'eau de mer car elle est abondante dans de nombreuses parties du monde. Il existe deux méthodes pour dessaler de l'eau.

Soit avec un système de collecte directe ou indirecte.

La première méthode utilise des CCP directement pour dessaler l'eau salée ; L'eau est pompée dans des tubes et, à mesure qu'elle coule, on obtient la séparation du sel et de l'eau douce, la deuxième nécessite deux sous-systèmes; Un pour la collecte d'énergie représenté par les CCP et l'autre pour le dessalement. Un FTC est circulé à l'intérieur des CCP et fournit la chaleur requise à une chaudière à vapeur pendant que l'eau salée est pompée dans la chaudière à vapeur et condensée pour produire de l'eau douce [14].

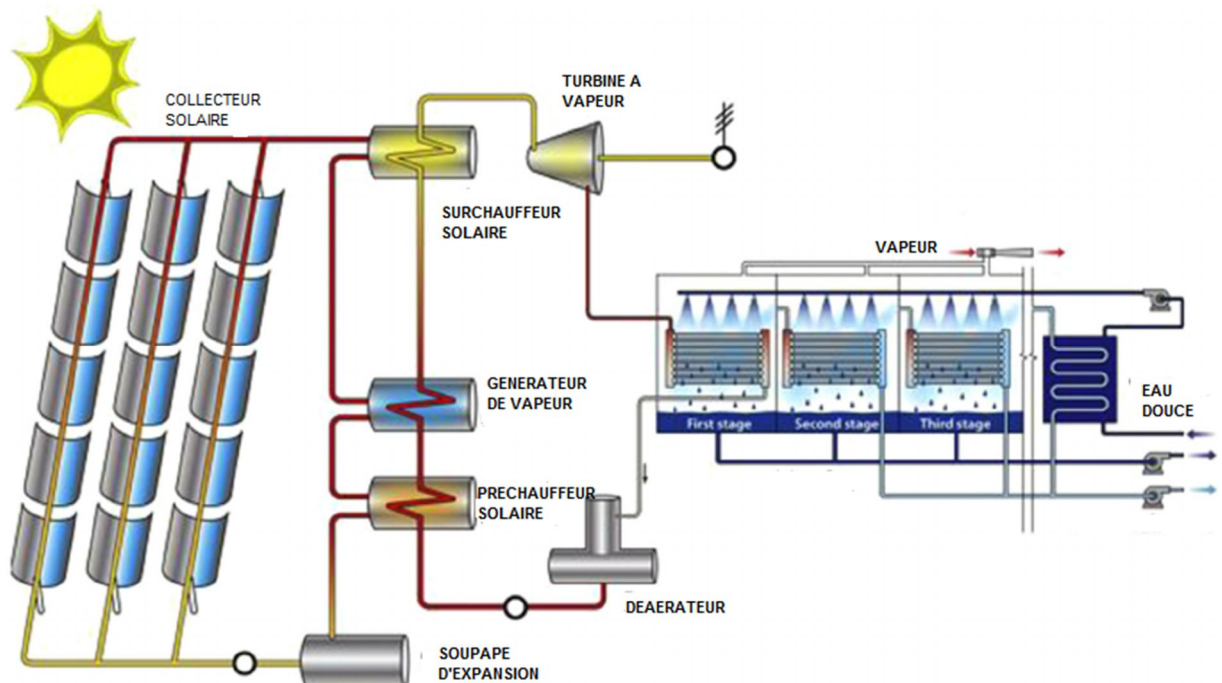


Figure I.6 : schéma typique d'un dessalement solaire

I.4.Conclusion

Il existe d'autres applications de collecteurs paraboliques, y compris les procédés de chauffage industriel (PCI), production d'eau chaude et le chauffage, la cuisson, le pompage de l'eau d'irrigation, les fours solaires, la chimie solaire et d'autres applications.

II.1 Introduction

Au cours des dernières années, la consommation d'énergie a augmenté considérablement avec l'augmentation de la population. Selon Word Energy Outlook (2012), la demande d'énergie est estimée à plus d'un tiers pour la période comprise entre 2012 et 2035 [1]. Les combustibles fossiles existent encore parmi d'autres sources d'énergie pour l'approvisionnement énergétique mondial. Selon les perspectives énergétiques internationales, 84,7% de la consommation mondiale d'énergie est fournie par les combustibles fossiles [2], ce qui entraîne de nombreux problèmes: économiques et environnementaux. Les coûts très élevés des combustibles fossiles ont une incidence sur les pays pauvres qui dépensent beaucoup d'argent pour acheter des combustibles fossiles afin de couvrir les besoins énergétiques des populations. Outre les prix élevés des carburants fossiles, le réchauffement climatique est un autre impact leur forte utilisation. En brûlant des combustibles fossiles, des gaz verts tels que le dioxyde de carbone (CO_2) sont amenés à élever la température de la terre sèche et provoquer un réchauffement climatique. Selon l'Agence internationale de l'énergie (AIE), les émissions du dioxyde de carbone (CO_2) provenant des combustibles fossiles ont atteint 30 326 millions de tonnes en 2010 contre 15 637 millions de tonnes en 1973 [4].

Ces impacts économiques et environnementaux ont poussé à développer les énergies renouvelables pour produire des énergies respectueuses de l'environnement, ce qui réduit la dépendance à l'égard des sources à combustibles fossiles et diminue les problèmes environnementaux et économiques.

Les technologies thermiques concentratrices solaires ;que ça soit les capteur solaires plats, paraboliques ou cylindro-paraboliques, sont l'une des sources d'énergie renouvelables largement utilisées pour fournir une énergie non polluante et permanente. Dans ce mémoire, l'accent sera mis sur la technologie solaire cylindro-parabolique, qui est la technologie la plus établie et éprouvée disponible aujourd'hui pour la collecte de l'énergie solaire.

II.2 Développement de la technologie des capteurs cylindro-paraboliques

En 1870, John Ericsson, ingénieur suédois, a construit le premier capteur solaire cylindro-parabolique (CCP) avec un collecteur d'ouverture de $3,25 \text{ m}^2$. Le but était de générer de la vapeur à l'intérieur du collecteur, puis de faire tourner un moteur de 373 W. Au cours des années suivantes, il a construit sept systèmes similaires à ceux du premier. Cependant, il utilisait de l'air au lieu de l'eau comme fluide de travail. En 1883, Ericsson a construit un grand système de CCP affiché à New York. Le collecteur parabolique a une longueur de 3,35 m et 4,88 m de large, ce qui focalise les rayons de soleil sur un tube récepteur de 15,88 cm de diamètre. Le tube comprenait des bâtons en bois et des déchirures de fer qui étaient attachés sur les côtés du tube (cylindre). La surface du réflecteur était en verre de fenêtre, qui était installés sur des bâtons. Tout le système suivait manuellement le soleil [5].

En 1907, Wilhelm Meier et Adolf Remshardt (Allemands) ont obtenu un brevet sur la technologie des CCP. L'objectif du système était de générer de la vapeur [6].

De 1906 à 1911, Frank Shuman, ingénieur américain, a construit et testé plusieurs moteurs solaires, y compris différentes sortes de capteurs solaires non concentrés et peu concentrés. Certains de ces collecteurs ont été utilisés pour pomper de l'eau pour l'irrigation à Tacony, en Pennsylvanie. Après avoir acquis de l'expérience avec ces systèmes, en 1912, il a construit une grande usine de pompage de l'eau pour l'irrigation, comme le montre la figure I.1 en Meadi, petit village près du Caire, en Égypte, avec l'aide d'un consultant anglais Charles Vernon Boys.

Un changement alternatif a été suggéré par C.V. Boys, c'est-à-dire que les tubes récepteurs à couvercle

en verre étaient placés le long du collecteur parabolique. Le système comprenait 5 rangées de CCP face au nord-sud. Chaque rangée a une longueur de 62,17 m et une largeur de 4,1 m avec un diamètre d'absorbeur de 8,9 cm et un taux de concentration de 4,6. La surface totale de collecte était de 1250 m², et la surface totale occupée était de 4047 m² [5] [7]. Le système était capable de produire 27 000 litres d'eau par minute [6].

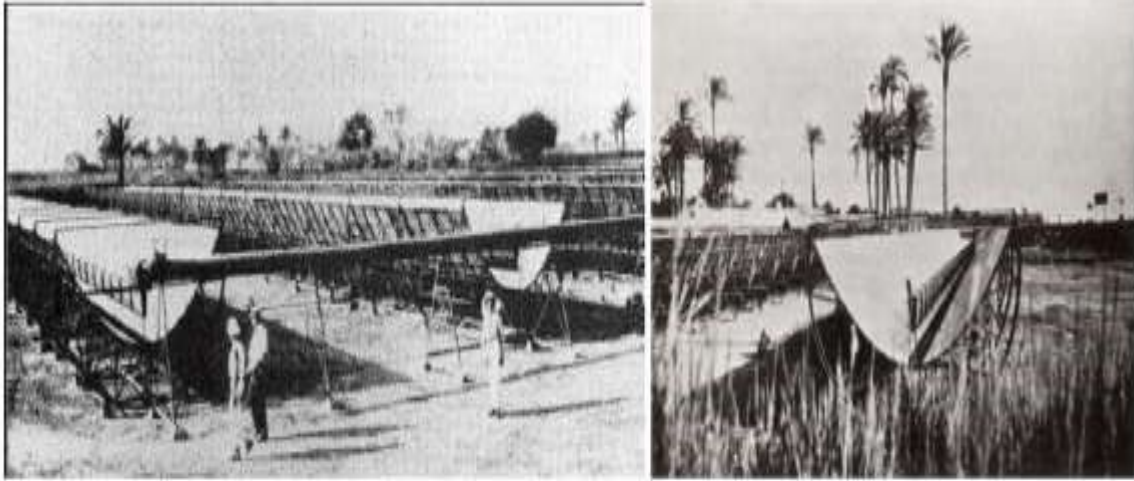


Figure II.1 Champs solaire pour le pompage de l'eau d'irrigation en Méadi (Egypte) [6]

En 1936, C.G. Abbot a utilisé un CCP et une machine à vapeur pour convertir l'énergie solaire en puissance mécanique avec une efficacité globale de 15,5%. Pour réduire la perte de chaleur, il a utilisé un seul tube à double paroi de verre évacué placé le long du CCP. Le système a été conçu de telle sorte que la vapeur saturée a été produite à 374 °C après avoir exposé le CCP au soleil pendant cinq minutes [7,5].

La technologie cylindro-parabolique n'a pas été développée pour les 60 années suivantes. Cependant, le déclenchement des CCP a recommencé au milieu des années 1970 en réponse à la crise du pétrole. Honeywell international Inc. et le Laboratoires nationaux de Sandia ont développé deux collecteurs au milieu des années 1970 aux États-Unis, et ils ont été conçus pour fonctionner avec des températures inférieures à 250 °C. Plus tard, en 1976, trois CCP de 3,66 m de long et 2,13 m de large avec un absorbeur recouvert de chrome noir recouvert d'une enveloppe en verre de 4 cm [8] ont été construits et testés à Sandia.

En 1979, la société LUZ international Inc, a été fondée aux États-Unis et en Israël, son objectif était de développer et de construire des collecteurs paraboliques rentables pour les applications de chaleur thermique solaire. Luz a construit trois nouvelles générations de collecteurs paraboliques qui sont le LS-1, LS-2 et LS-3 (Figure II.2) qui ont été mis en œuvres dans des installations de systèmes de production d'énergie solaire (SPES). Les deux premières générations, LS-1 et LS-2, avaient des assemblages similaires. Ils avaient la même longueur, mais la largeur d'ouverture de LS-2 était deux fois supérieure à LS-1.



Figure II.2 Vu de devant et de derrière du collecteur L-S3 [5]

Un autre mode de suivi a été adopté qui est un système de contrôle hydraulique au lieu de l'engrenage mécanique [5] [9].

La technologie parabolique a été introduite sur le marché dans les années 80. Plusieurs entreprises américaines ont fabriqué et vendu des collecteurs paraboliques tels que:

- Acurex Solar Corp qui a fabriqué les modèles Acurex 3001 et 3011
- Suntec Systems Corp. Excel Corp qui a fabriqué les modèles IV et 360
- Solar Kinetics Corp qui a fabriqué les modèles T-700 et T-800
- Solel-solar qui a fabriqué le modèle IND-300
- The Suntec Systems Inc. qui a construit un modèle de collecteur par vaisseau parabolique IV

En 1998, un groupe de sociétés européennes et de laboratoires de recherche a été créé pour développer et construire une nouvelle génération de CCP. Après avoir étudié plusieurs structures de collection différentes, ils ont construit la première lecture d'une nouvelle figure appelée ET-100. Le modèle se composait de 8 modules avec une ouverture de 545 m². Après cela, la deuxième version a été développée et nommée ET-150. Elle avait un nombre de 12 modules avec une surface d'ouverture de 820 m² [9].

En 2003, une troisième version de collecteur européen a été construite, et elle a été nommée SKAL-ET. Elle avait un nombre de 12 modules avec une ouverture effective de 4360 m². Elle avait été érigée à l'usine SEGS-V en Californie, aux États-Unis pendant cette époque [5].

En 2005, un nouveau CCP appelé SENERTROUGH-I a été développé par la société espagnole SENER. Il avait la même taille que le collecteur LS-3, mais la structure de support était identique à celle du collecteur LS-2. Une boucle de 600 m du collecteur SENERTROUGH-I était installée dans la centrale solaire à concentration Andasol-1 en Espagne [5] [10].

II.4 Revue de littérature

De nombreuses études ont été développées et réalisées sur la modélisation des concentrateurs cylindro-paraboliques (CCP). Dans ce qui suit, 13 articles de recherches relatifs au présent travail sont étudiés, analysés et résumés, et sont présentés comme suit :

Ouagued [15] a réalisé un modèle numérique d'un collecteur parabolique dans le climat algérien. Dans ce modèle, le récepteur est divisé en plusieurs segments, et des équations de bilan de transfert de chaleur qui reposent sur le type de collecteur, ainsi que les propriétés optiques, le fluide de transfert de chaleur (FTC) et les conditions ambiantes sont pris en considérations et ont été appliquées pour chaque segment. Ce travail a conduit à la prédiction des températures, de la perte de chaleur et du gain de chaleur du collecteur parabolique. Les résultats indiquent qu'avec l'augmentation de la température du tube absorbeur et du fluide caloporteur (FTC), la perte de chaleur du collecteur parabolique augmente et le gain de chaleur diminue.

Archer [16] a développé un modèle mathématique de collecteur parabolique utilisé pour le refroidissement et le chauffage solaires en utilisant des corrélations d'équilibre énergétique entre le tube récepteur, le tube de verre et l'atmosphère. Le modèle proposé est validé avec des données expérimentales dans plusieurs cas de fonctionnement avec la variation des caractéristiques du FTC, du rayonnement solaire normal direct, de la vitesse du vent et des températures. Les résultats de la comparaison entre le modèle mathématique et les données expérimentales indiquent certaines différences, y compris une température élevée du verre mesurée et une faible efficacité. Ces différences sont attribuées à la perte de chaleur aux supports et aux connecteurs et à la faible absorption. Quelques recommandations ont été suggérées concernant la connexion du soufflet et le tube en verre.

Bell [17] a mené une étude théorique et expérimentale pour évaluer la perte de chaleur d'un

collecteur parabolique en Chine. Tout d'abord, un modèle unidimensionnel a été développé dans MATLAB, et les principaux facteurs concernant la perte de chaleur ont été analysés. Les résultats montrent que l'émissivité du revêtement et l'état du vide ont un effet remarquable sur la perte de chaleur du récepteur. En revanche, les conditions environnementales ont une influence négligeable. La comparaison du modèle unidimensionnel et des données expérimentales n'est pas exacte à cause de la négligence des différents mécanismes de perte de chaleur se produisant aux extrémités du récepteur. Le modèle est validé par un test de préformage avec les extrémités couvertes et isolées. De plus, pour plus d'investigations, un modèle tridimensionnel a été développé en utilisant le logiciel CFD. Ce modèle est validé avec des données expérimentales de la photo infrarouge et des puissances de chauffage. Les résultats montrent que des pertes de chaleur à haute conductivité se produisent à cause du support et du dessous dans une condition de non-vide. En intégrant les modèles 1D et 3D, la comparaison avec les données de test indique un bon accord.

Hachich [18] a développé un modèle numérique d'un récepteur parabolique pour l'analyse thermique et optique. Toutes les corrélations d'équilibre de l'énergie thermique sont utilisées pour effectuer le modèle. Une méthode mathématique-homogène est appliquée pour estimer le flux de chaleur autour du récepteur. Le modèle est vérifié par des données expérimentales réalisées par les laboratoires nationaux de Sandia. Les résultats indiquent certaines différences à haute température, et ces écarts sont dus aux propriétés optiques du collecteur. Une autre raison pour laquelle la comparaison n'est pas exacte est qu'il y a une erreur en utilisant les équations liées au coefficient de transfert de chaleur. En plus de cela, une autre validation du modèle proposé est effectuée avec des données expérimentales de récepteurs non irradiés. Les résultats indiquent que le modèle proposé peut bien estimer la perte de chaleur et la température

Coccia [19] a présenté un modèle mathématique d'un collecteur parabolique qui est décrit en détails en utilisant toutes les corrélations, les paramètres et les variables. Le modèle prédit l'efficacité optique, thermique et globale du CCP ainsi que d'autres paramètres comme les températures et le flux de chaleur de toutes les parties du récepteur. Un prototype a été conçu, installé et testé afin de vérifier le modèle proposé. Les données expérimentales et les prédictions du modèle indiquent qu'il y a un bon accord avec une erreur moyenne de 5% et une erreur maximale de 14% en utilisant de l'eau comme fluide de transfert de chaleur (FTC) dans l'intervalle de 25 à 75 °C.

Dudley [20] a testé un récepteur parabolique SEGS LS-2 pour estimer l'efficacité et les pertes thermiques du collecteur. Le test est réalisé avec deux matériaux de revêtement différents de l'absorbeur couplés à trois configurations de récepteur; Le vide, le vide perdu (air) et aucune enveloppe en verre. Chaque configuration a un grand effet sur la performance du récepteur. Le revêtement sélectif de cermet a une performance supérieure à celle du revêtement chromé noir, et lorsque l'air existe dans l'espace annulaire, la performance du collecteur diminue. Un modèle unidimensionnel est développé et comparé aux résultats expérimentaux. Le modèle montre que la performance du récepteur est fonction de la température de fonctionnement, de l'angle d'incident et de la valeur d'insolation d'entrée.

Forristall [21] a développé un modèle, déterminant la performance du capteur solaire parabolique à vent (CCP). Le modèle est implémenté dans Engineering Equation Solver (EES). Toutes les corrélations, les équations, et les paramètres de transfert de chaleur, sont décrits en détails. Quatre versions différentes d'EES sont utilisées pour le modèle proposé. Deux versions sont utilisées pour préformer les études d'éléments et de paramètres du collecteur de chaleur, et les autres versions sont utilisées pour valider le modèle théorique avec les données expérimentales. Le modèle est vérifié par des données d'essai sur le terrain menées par laboratoires nationaux de Sandia. Plusieurs

recommandations et suggestions ont été proposées pour améliorer les performances du collectionneur.

Brooks [22] a mené une étude sur la performance du récepteur parabolique en Afrique du Sud en utilisant la norme ASHRAE 93-1986. Des récepteurs blindés et non blindés en verre évacué ont été testés en utilisant de l'eau comme fluide de travail. Les résultats affichent une efficacité thermique minimale et maximale de 53,8% et 55,2% respectivement. En outre, le coefficient de perte de chaleur est réduit de 50% lorsque le collecteur est exposé au vent. Une description des performances et de la perte de chaleur du collecteur sous des angles d'incidents accrus est également effectuée dans le document.

Padilla [23] a préformé un modèle numérique unidimensionnel d'un collecteur parabolique. Le collecteur a été divisé en plusieurs segments. Les équations et les corrélations du bilan de transfert de chaleur sont appliquées pour chaque segment par la suite les équations partielles et algébriques non linéaires ont été résolues. Le modèle est validé par des données expérimentales réalisées par les laboratoires nationaux de Sandia, et il a également été comparé à d'autres modèles unidimensionnels; Forristall [21] et Velazquez [24]. Les résultats montrent un bon accord entre le modèle et le test SNL et les autres modèles de transfert de chaleur. Une réduction de 41,8% des pertes de transfert de chaleur par convection dans le cas d'enveloppes de verre brisé entraîne une amélioration du modèle proposé. Selon les résultats obtenus, ce modèle numérique est approprié pour estimer l'efficacité thermique et les pertes de chaleur dans de nombreuses conditions différentes; Flux, revêtement sélectif et conditions de fonctionnement.

Kalogirou [25] a présenté un modèle thermique détaillé du collecteur solaire parabolique (CCP) mis en œuvre dans le logiciel Engineering Solver Equation. Le modèle proposé prend en compte les trois mécanismes de transfert de chaleur; La conduction, la convection et le rayonnement. Le transfert de chaleur par conduction se fait à travers le métal absorbant et à travers le verre de couverture. Le transfert de chaleur par convection se produit dans le fluide de travail de l'absorbeur et dans l'espace annulaire entre l'absorbeur et le couvercle en verre et du couvercle à l'ambiance. Enfin, des rayonnements se produisent entre le couvercle de verre et le métal absorbant vers le ciel. Une vérification du modèle proposé est effectuée avec des données expérimentales réalisées par les laboratoires nationaux de Sandia. Les résultats du modèle et les données expérimentales indiquent un bon accord les uns avec les autres.

Chalqi [26] a réalisé un modèle mathématique du récepteur parabolique. L'échange de chaleur entre les composants du récepteur dans une centrale solaire à cycle combiné intégré (CSCI) a été étudié, et dans le modèle obtenu, la température du fluide de transfert de chaleur et les températures du verre sont évaluées. En outre, un vide entre le tube interne et externe du récepteur est considéré comme une réforme du nouveau modèle. Une fois la simulation terminée, les résultats ont montré que la température du fluide et la température du verre augmentaient graduellement jusqu'à obtenir une valeur d'équilibre spécifique.

Yaghoubi [27] a mesuré la perte de chaleur dans le champ de capteurs de chaleur des centrales solaires de 250 KW en Iran pour diverses conditions. Des analyses expérimentales et numériques ont été faites pour la comparaison. Trois tubes différents sont utilisés; Le vide, le vide perdu et le verre cassé, et une caméra infrarouge (IR) est utilisée pour évaluer les températures autour du tube. Les résultats ont montré que la perte de chaleur du tube à vide perdu (air) est 40% supérieure à celle du tube à vide, de sorte que 3 à 5% de l'efficacité du collecteur est réduite. Pour le verre cassé, les calculs ont montré que la performance thermique est réduite de 12 à 16%.

II.5.Conclusion

Cette historique montre que la technologie a vu le jour depuis le 19 ieme siècle et que sont développement a été si important surtout au début des années 70 avec l'élévation du prix du pétrole et par la suite jouer le rôle du pétrole dans la production de l'électricite.et de nos jour cette technologie est considérée parmi les technologies les plus matures dans la production d'électricité et bien dans d'autres domaines d'applications qui seront développés dans le prochains chapitre.

III.1.Introduction :

Le soleil est une sphère de $6.95 \cdot 10^8$ m de rayon et distant de $1.5 \cdot 10^{11}$ m de la terre. La température du soleil est de 5777 K et la température estimée au centre du soleil est de $8 \cdot 10^6$ à $40 \cdot 10^6$ K. Sa densité est 100 fois supérieure à la densité de l'eau [28]. Le soleil est un réacteur de fusion continu, et il existe de nombreuses réactions de fusion qui ont été proposées pour fournir de l'énergie solaire. La réaction principale est un processus de formation d'hélium (un noyau d'hélium) en combinant l'hydrogène (quatre photons) [29]. Le rayonnement solaire est émis en permanence dans toutes les directions, et il se divise en deux formes; rayonnement extraterrestre et terrestre.

Les longueurs d'onde du spectre d'irradiance solaire oscillent entre 300 nm et plus de 3000 nm, comme le montre la figure III.1. L'irradiance spectrale maximale est à 480 nm.

Environ 6,5% de l'énergie totale est incluse dans la région ultraviolette (moins de 380 nm). Environ 48% du total de l'irradiance solaire est contenue dans la région visible $380 \text{ nm} < \lambda < 780 \text{ nm}$, Le reste de l'énergie, soit 45,6%, se trouve dans la région infrarouge, $\lambda > 780$ [29].

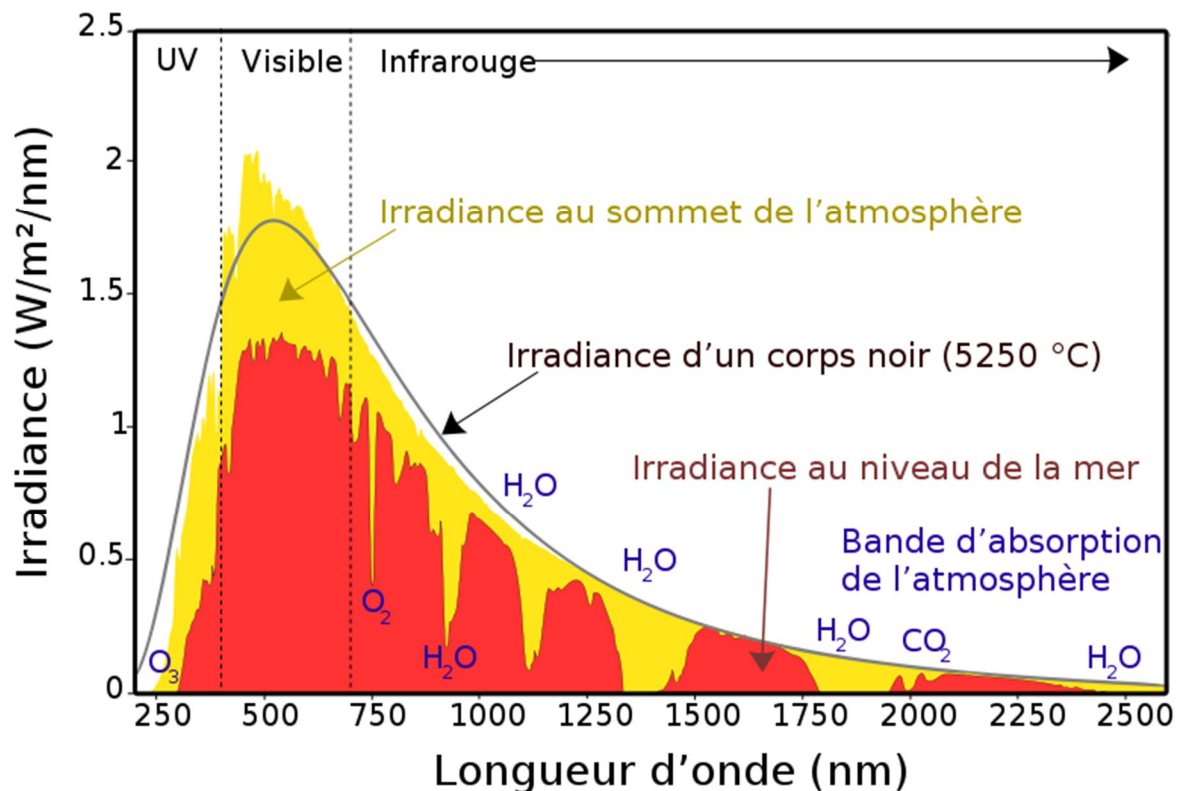


Figure III.1 : Spectre d'irradiation solaire

III.2 Relation géométrique Terre-Soleil :

La quantité annuelle de rayonnement solaire reçue par la terre varie en fonction de la distance variable entre la terre et le soleil, comme illustré à la figure III.2. La distance Terre-Soleil a une valeur minimale de $1.471 \cdot 10^{11}$ m appelée le périhélie, le 21 décembre et une valeur maximale de $1.512 \cdot 10^{11}$ m appelée aphélie, le 21 juin [30]. La distance moyenne entre la terre et le soleil appelée unité astronomique (UA) est de $1.419 \cdot 10^{11}$ m. La terre tourne autour d'elle dans un axe à un angle

d'inclinaison de $23,45^\circ$ par rapport à son axe du plan orbital [31]. C'est cet angle qui est à l'origine de la variation de l'irradiance solaire tout au long de l'année.

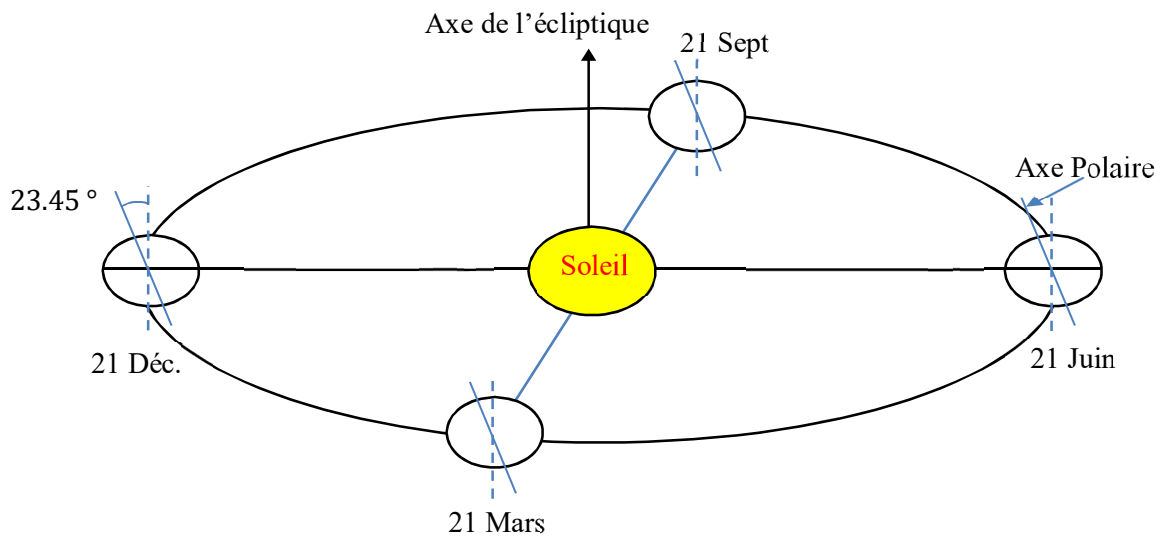


Figure III.2 : Mouvement de la terre autour du soleil [31]

III.3 Angles Terre-Soleil :

Dans ce qui suit nous présentons les différents angles Terre-Soleil, on distingue :

III.3.1 Angle horaire ω ou AH :

L'angle horaire peut être défini comme étant l'angle par lequel la terre doit tourner pour obtenir le méridien de n'importe quel point directement sous le soleil [32].

L'angle horaire varie tout au long de la journée, comme le montre la figure III.3. Pour tout endroit, au lever du soleil, l'angle horaire a une valeur négative maximale de -180° , puis, il augmente graduellement de 15° par heure, tandis que le soleil se lève jusqu'à ce qu'il atteigne zéro à midi. Pour la période allant de l'après-midi au coucher du soleil, l'angle horaire augmente de zéro à la valeur positive maximale qui est $+180^\circ$ [33]. L'angle horaire (en degrés) peut être calculé à partir de l'équation suivante [32]:

$$\omega = 15(ST - 12) \quad (3.1)$$

Où TS est le temps solaire local(ou vrai).

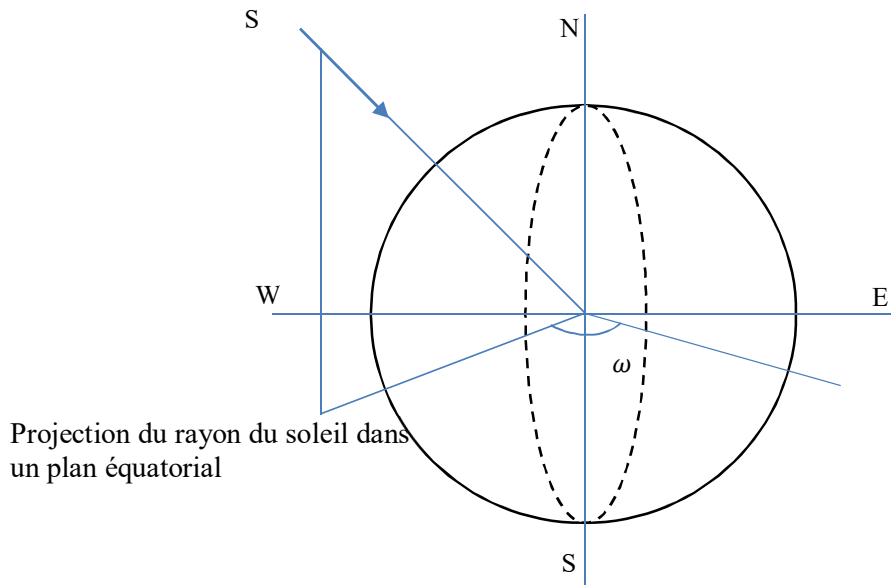


Figure III.3 : Angle horaire

Important de convertir l'heure de l'horloge locale en temps solaire. La conversion dépend de la longitude, du méridien standard local et du jour de l'année. Il est donné par l'expression suivante [28]:

$$\text{Temps Solaire} = \text{Temps Standard} + 4(L_{st} - L_{loc}) + E \quad (3.2)$$

Le terme E appelé équation du temps (en minutes), et il peut être déterminé en appliquant l'équation suivante [28]:

$$E = 229.2(0.000075 + 0.001868 \cos B - 0.0032077 - 0.014615 \cos 2B - 0.04089 \sin 2B) \quad (3.3)$$

Où B mesuré en degrés peut être calculé en utilisant l'équation suivante [28]:

$$B = (n - 1) \frac{360}{365} \quad (3.4)$$

n représente le jour de l'année (l'équation du temps est tracée et représenté dans la Figure III.4

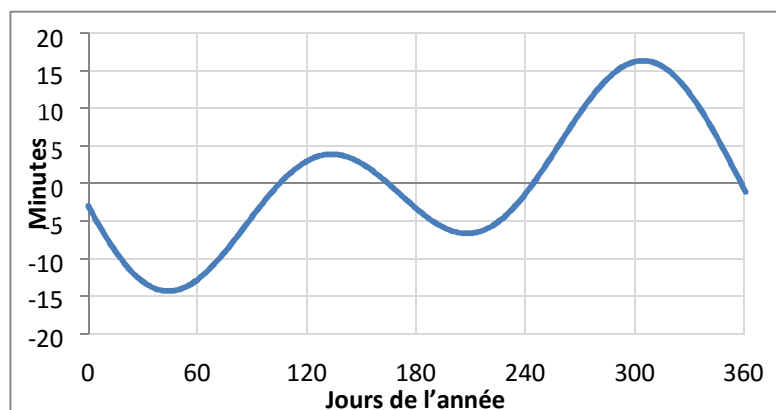


Figure III.4 : Variation de la constante b au cours de l'année

III.3.2 Latitude ϕ :

Supposons qu'il y ait un point P à un endroit sur la terre. En dessinant une ligne radiale reliant le centre de la terre à la projection de cette ligne radiale sur le plan équatorial forme un angle appelé angle de latitude ϕ [33] comme le montre la Figure III.5. Il varie entre +90 et -90 (16.02° pour Tizi

Ouzou)

Cet angle et la longitude nous aiderons à effectuer les calculs du rayonnement qui diffère d'un lieu à un autre.

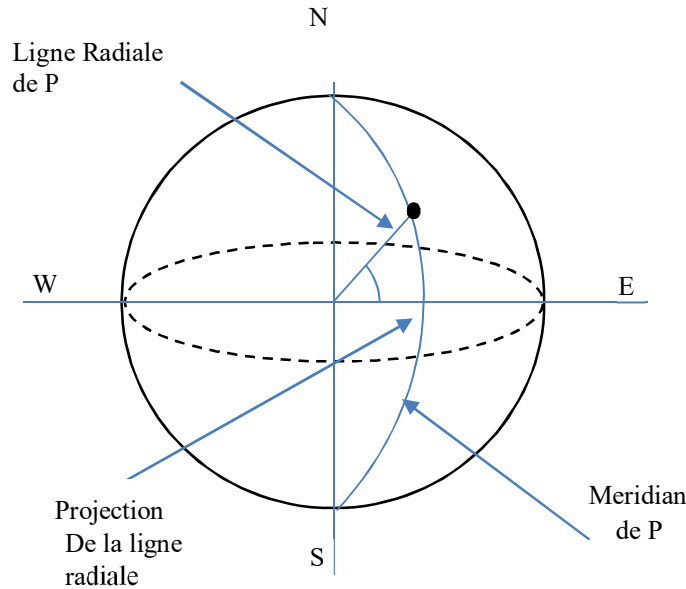


Figure III.5 : Angle de latitude($\varnothing$) [34]

III.3.3 Déclinaison solaire δ :

La déclinaison solaire est l'angle formé à partir de la ligne reliant les centres de la terre et du soleil et la projection de cette ligne sur le plan équatorial de la terre [33]. La déclinaison solaire varie tout au long de l'année à cause de la rotation de la terre autour de son axe. Elle varie entre une valeur de $+23.45^\circ$ le 21 juin et une valeur de -23.45° le 21 décembre [31]. L'angle de déclinaison solaire peut être déterminé à l'aide de l'équation de Cooper [33]:

$$\delta(\text{en degré}) = 23.45 \sin \left[\frac{360}{365} (284 + n) \right] \quad (3.5)$$

Où n représente le jour de l'année $1 \leq n \leq 365$ Le graphe de cette équation est représenté sur la figure III.6.

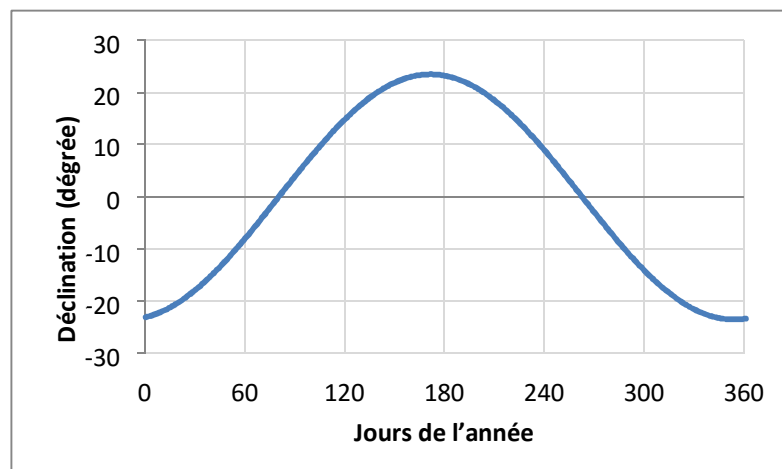
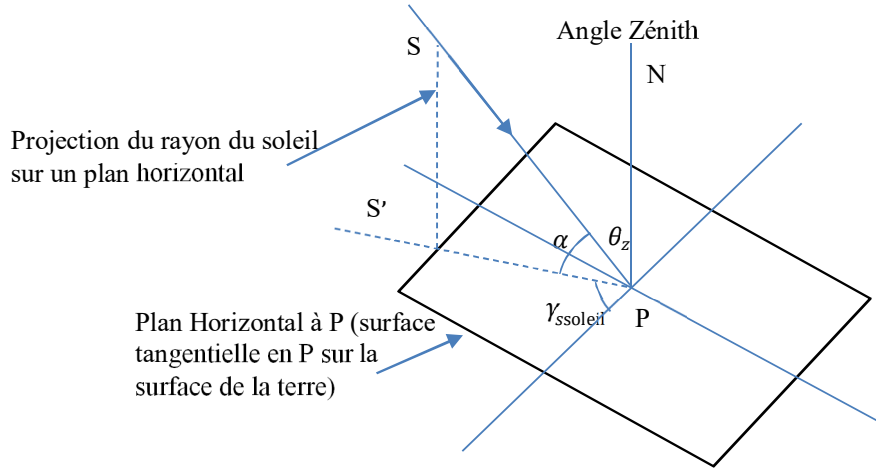


Figure III.6 : variation de la déclinaison solaire au cours de l'année

III.3.4 Angle zénith (θ_z):

Considérons un point P sur une surface de la terre, la direction PN s'appelle la direction zénithale et la direction SP est connue sous le nom de direction du faisceau du soleil. L'angle entre la direction zénithale (PN) et le faisceau du soleil (SP) est appelé l'angle zénith (θ_z), Figure III.7. Au lever ou au coucher du soleil, l'angle zénith (θ_z) est à peu près égal à 90° . Cependant, à midi, l'angle zénith devient très proche de 0° [34].



III.7 : Zénith, altitude solaire, et angles d'azimut solaire

III.3.5 Altitude solaire (α):

L'altitude solaire est l'angle entre la direction horizontale et la direction du faisceau du soleil (SP), la figure III.7, c'est-à-dire l'altitude solaire. La somme de l'angle zénithal θ_z et de l'altitude solaire α est égale à 90° [34].

$$(\theta_z) + \alpha = 90^\circ \quad (3.6)$$

L'angle d'altitude solaire change avec le mouvement du soleil. Au lever ou au coucher du soleil, l'altitude solaire est proche de zéro tandis qu'à midi, il devient proche de 90° . L'altitude solaire peut être déterminé à l'aide de l'expression suivante [32]:

$$\sin(\alpha) = \sin(\varnothing) \sin(\delta) + \cos(\varnothing) \cos(\delta) \cos(\omega) \quad (3.7)$$

III.3.6 Angle d'azimut solaire (γ_{soleil}):

L'angle d'azimut solaire est l'angle mesuré entre la direction sud et le rayon du soleil, comme le montre la figure III.7. L'expression utilisée pour estimer l'azimut solaire est donnée par [32]:

$$(\theta_z) \sin(\gamma_{sol}) = \frac{\cos(\delta) \sin(\omega)}{\cos(\alpha)} \quad (3.8)$$

III.3.7 Angle d'incidence (θ):

Selon Duffie [28], l'angle d'incidence est défini comme l'angle entre les rayons du soleil qui frappent une surface et la normale à cette surface. L'angle d'incidence varie tout au long de la journée et de l'année, et cela affecte grandement sur l'énergie solaire acquise par le récepteur. En d'autres termes, le rayonnement solaire est inversement proportionnel au cosinus de cet angle. Pour un plan incliné avec un angle tel qu'indiqué à la figure III.8, la corrélation de l'angle d'incidence est donnée par [28]:

$$\cos \theta = \sin \delta \sin \varnothing \cos \beta - \sin \delta \cos \varnothing \sin \beta \cos \gamma + \cos \delta \cos \varnothing \cos \beta \cos \omega + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega + \cos \delta \sin \varnothing \sin \beta \cos \gamma \cos \omega \quad (3.9)$$

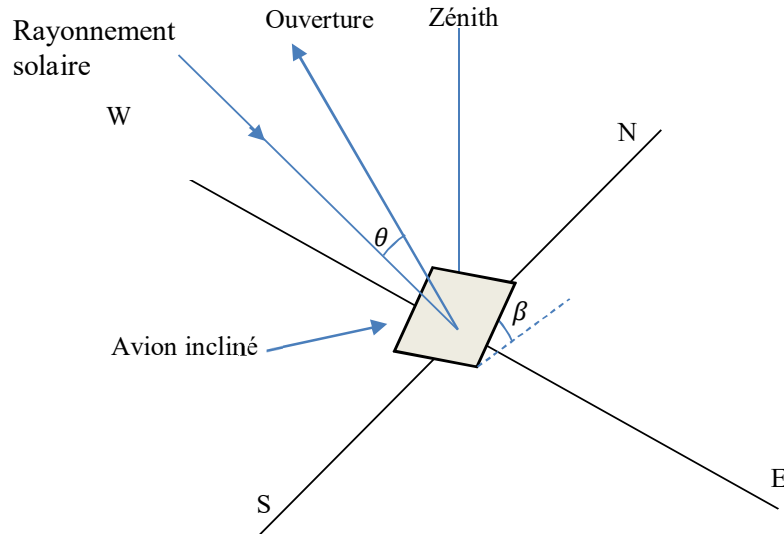


Figure III.8 Angle d'incidence (θ) [33]

Afin de minimiser l'angle d'incidence et de maximiser l'irradiance solaire, les collecteurs solaires doivent se déplacer de manière prescrite pour suivre le soleil. Il existe deux systèmes de suivi pour les collectionneurs. Tout d'abord, les collecteurs tournent autour de deux axes ce qui est considéré comme étant le meilleur système. Le deuxième système consiste à faire tourner le collectionneur autour d'un seul axe; Horizontal nord-sud, horizontal est-ouest, vertical ou parallèle à l'axe de la terre. Pour le prototype utilisé dans cette étude, le collecteur parabolique rotatif tourne autour d'un seul axe, qui est horizontal à l'est-ouest comme on le voit à la figure III.9. Ainsi, l'angle d'incidence dans ce cas est égal à l'angle de zénith car l'angle de basculement est nul [28].

$$\cos \theta = \cos \theta_z \quad (3.10)$$

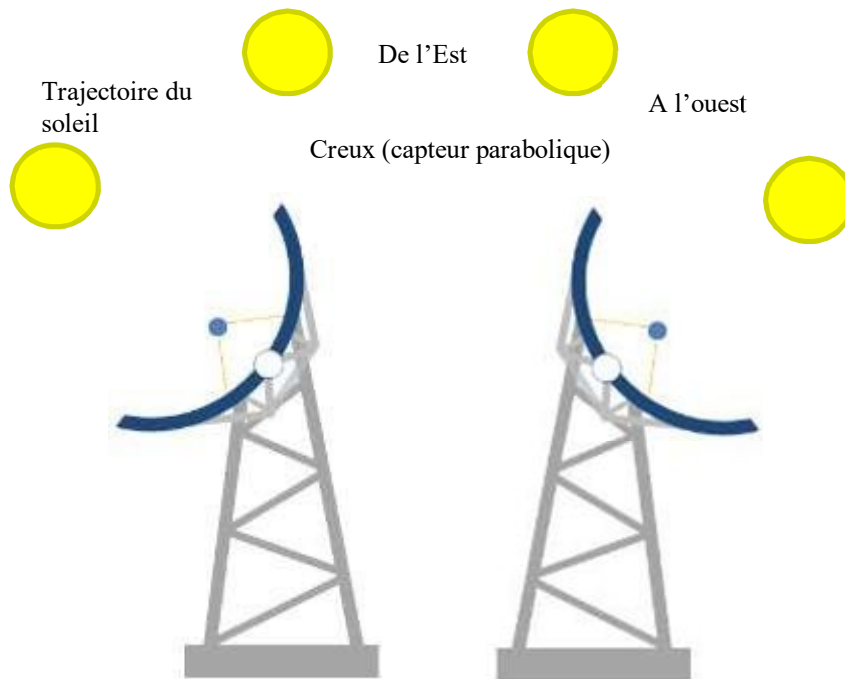


Figure III.9 : Système horizontal de poursuite solaire Est-Ouest.

III.4 Rayonnement Extraterrestre :

Le rayonnement extraterrestre peut être défini comme la quantité d'énergie reçue par unité de temps sur une surface unitaire d'une surface perpendiculaire au soleil en dehors de l'atmosphère de la terre. Ce rayonnement solaire reçu à la distance moyenne terre-soleil (D_0) est connu comme la constante solaire; I_0 . Il existe plusieurs valeurs de la constante solaire proposées entre 1322-1374 w/m^2 . Cependant, la valeur de la constante solaire la plus utilisée est de 1367 w/m^2 , et elle est utilisée dans de nombreuses références [28, 35-37]. Comme mentionné précédemment, la distance terre-soleil varie (de $\pm 1.7\%$ de la distance moyenne) tout au long de l'année car l'orbite de la terre est elliptique. Cela conduit à une variation quotidienne du rayonnement extraterrestre comme on le voit sur la figure III.10 qui peut être calculée en appliquant l'équation suivante [32]:

$$I = I_0 \left(1 + 0.033 \cos \frac{360n}{365} \right) \quad (3.11)$$

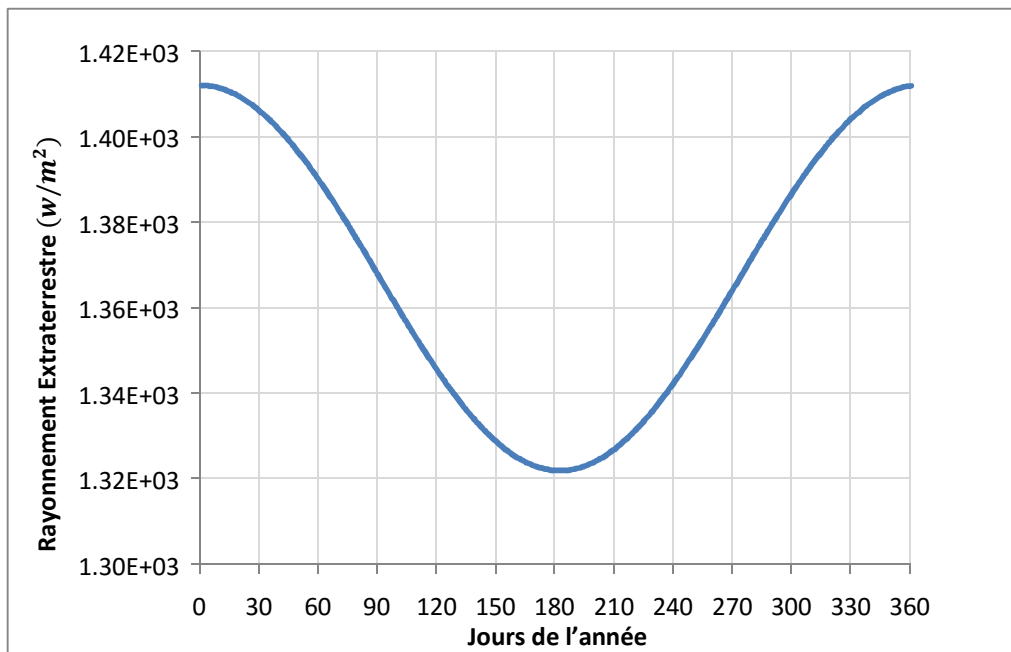


Figure III.10 Rayonnement extraterrestre au cours de l'année

La relation entre la constante solaire et le rayonnement extraterrestre peut également être évaluée à l'aide de la loi du droit inverse [36]:

$$I = I_0 \left(\frac{D_0}{D} \right)^2 \quad (3.12)$$

Où D_0 est la distance entre le soleil et la terre, c'est la distance moyenne terre-soleil.

Le terme $\left(\frac{D_0}{D} \right)^2$ peut être déterminé comme suit:

$$\left(\frac{D_0}{D} \right)^2 = 1.00011 + 0.0342210 \cos B + 0.001280 \sin B + 0.000719 \cos 2B + 0.000077 \sin 2B \quad (3.13)$$

B Peut être calculé en utilisant l'équation (3.4).

III.5 Rayonnement terrestre :

Le rayonnement solaire extraterrestre qui traverse l'atmosphère est réduit en raison de la

réflexion (retour à l'espace), de l'absorption (par l'air et la vapeur d'eau) et la diffusion (molécules d'air, particules de poussière et vapeur d'eau) (figure III.11), la partie de l'énergie qui est directement reçue à la surface de la terre sans être essentiellement dispersée est appelée irradiance directe, et la quantité d'énergie passant dans l'atmosphère et atteignant la surface de la terre avec une dispersion considérable est connue sous le nom de l'irradiance diffuse dans le ciel, [31]. La somme de l'irradiance direct (du faisceau) et diffuse est l'irradiance globale.

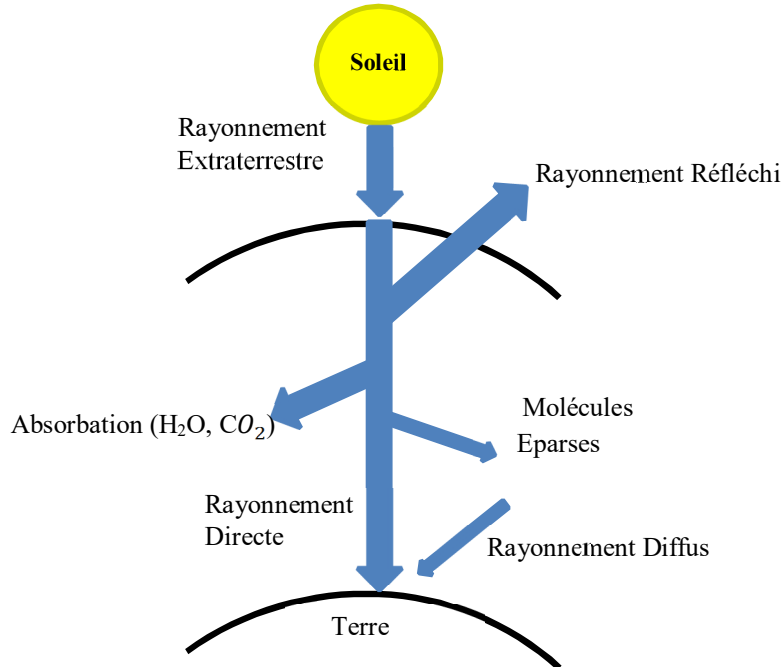


Figure III.11 :Attenuation du rayonnement solaire en passant par l'atmosphère

$$I_{irradiance} = I_b + I_d \quad (3.14)$$

Le rayonnement du faisceau peut être exprimé pour les surfaces mobiles comme suit [33]:

$$I_b = I_{bn} \cos \theta \quad (3.15)$$

Où I_b est l'irradiance du faisceau ou irradiance direct, θ est l'angle d'incidence.

Par conséquent, l'irradiance globale devient:

$$I_{irradiance} = I_{bn} \cos \theta + I_d \quad (3.16)$$

Avec

$$I_{bn} = A \exp \left[-\frac{B}{\cos \theta} \right] \quad (3.17)$$

$$I_d = CI_{bn} \quad (3.18)$$

A, B et C se sont des constantes qui changent tout au long de l'année en raison du changement saisonnier de la vapeur d'eau et de la poussière dans l'atmosphère terrestre. Ces constantes ont été données par Threlkeld et Jordan et révisées par Iqbal [33].

Les constantes A, B et C sont indiquées dans le tableau suivant en fonction des mois :

Tableau III .1 Constantes A, B et C [33]

Mois	Jan	Fév.	Mar	Avr.	Mai	Juin	Juil.	Aout	Sep	Oct.	Nov.	Déc.
A (W/m ²)	1106	1093	1092	1136	1136	1187	1204	1202	1164	1190	1130	1107
B	0.177	0.186	0.185	0.152	0.165	0.142	0.141	0.141	0.149	0.144	0.164	0.192
C	0.130	0.138	0.137	0.111	0.121	0.104	0.103	0.103	0.109	0.106	0.120	0.134

III.6.Conclusion

La détermination des angles Terre-Soleil est jugée nécessaire pour estimer les différentes intensités du rayonnement terrestres sur terre. Pour valider les calculs du rayonnement terrestres de la ville de Tizi Ouzou nous feront une comparaison avec les résultats de la NASA dans le dernier chapitre.

IV.1 Introduction

Dans ce chapitre nous présentons en détails l'analyse des trois différents modèles théoriques d'un Concentrateur Cylindro-Parabolique (CCP). L'analyse théorique se compose principalement de trois parties ; La première consiste à estimer le rayonnement solaire qui atteindra le collectionneur, cette section est décrite en détail dans le chapitre précédent. La deuxième partie est l'analyse optique, le but de cette section est de déterminer l'efficacité optique du CCP qui est le rapport de la quantité d'énergie qui arrive au tube absorbeur par rapport à celle capté par le réflecteur (collectionneur). La dernière est l'analyse thermique, et son objectif est de déterminer l'efficacité thermique du CCP qui est le rapport de l'énergie absorbée par le fluide de transfert de chaleur (FTC) et celle reçue par le réflecteur. Le modèle proposé et mis en œuvre est le logiciel MATLAB, qui sera validé dans le chapitre 4 par des calculs de la (NASA).

IV.2 Modèle optique :

Dans des conditions idéales c'est-à-dire 100% de l'énergie solaire incidente est réfléchi par le concentrateur et absorbée par l'absorbeur. Cependant, en réalité, le réflecteur ne reflète pas tout le rayonnement solaire dû aux imperfections provoquant des pertes optiques. L'efficacité optique dépend de nombreux facteurs tels que l'erreur de suivi, l'erreur géométrique et les imperfections de surface. Une coupe transversale d'un récepteur et d'un réflecteur est illustrée à la figure IV.1, sur cette figure sont montrés plusieurs facteurs importants.

Lorsque le rayonnement incident frappe le réflecteur sur le collecteur de jante, il fait un angle nommé angles de jante, θ_r . Pour un alignement idéal, le diamètre du récepteur doit intercepter l'image solaire entière, et il est donné par [32]:

$$D = 2r_r \sin \theta_m \quad (4.1)$$

Où θ_m est égal à la moitié de l'acceptation, r_r est le rayon du miroir.

Le rayon r qui est montré à la figure 3.1 peut être déterminé par l'équation suivante [32]:

$$r = \frac{2f}{1 + \cos \theta} \quad (4.2)$$

θ est l'angle entre le faisceau réfléchi et la focale f ; qui est la distance focale de la parabole. θ Varie entre 0 et l'angle de jante θ_r . Ainsi, le rayon r aussi varie de la distance focale f et le rayon r_r , et la taille de l'image théorique varie de $2f \sin \theta_m$ à $2r_r \sin \theta_m / \cos(\theta_r + \theta_m)$ [32].

L'équation (3.2) à l'angle de jante θ_r devient:

$$r_r = \frac{2f}{1 + \cos \theta_r} \quad (4.3)$$

L'ouverture de la parabole est un autre facteur important qui est lié à l'angle de jante et à la distance focale de la parabole, et elle est donnée par [39]:

$$w_a = 4f \tan\left(\frac{\theta_r}{2}\right) \quad (4.4)$$

Le rapport de concentration géométrique du tube absorbeur peut être défini comme suit [39]:

$$C = \frac{\sin \theta_r}{\pi \sin \theta_m} \quad (4.5)$$

En outre, le rapport de concentration peut être défini comme étant le rapport de la zone d'ouverture effective à la zone absorbante [39], il est présenté dans l'équation suivante:

$$C = \frac{\text{zone d'ouverture effective}}{\text{zone absorbante}} = \frac{(W_a - D_{ve})}{D_{ve}} \quad (4.6)$$

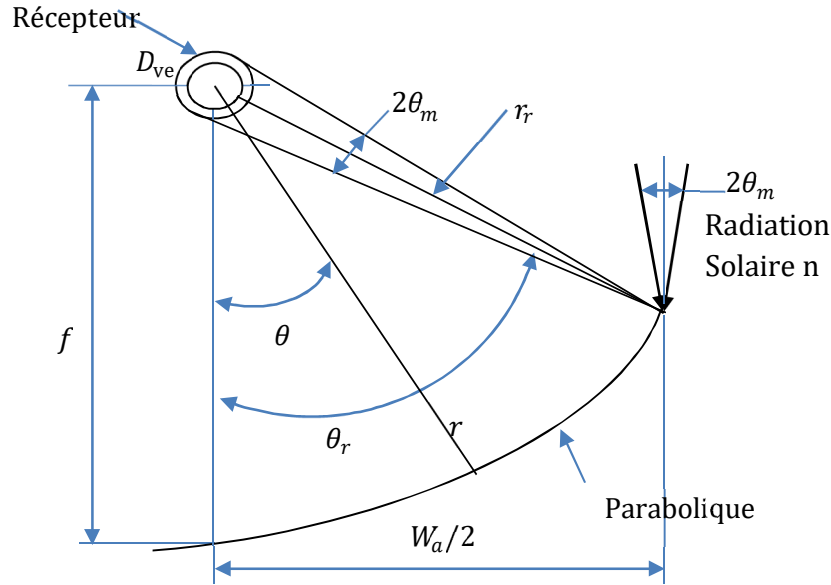


Figure IV.1 Section transversale du récepteur et du réflecteur parabolique présentant ces différents angles [32]

IV.2.1 Efficacité optique :

Comme mentionné précédemment, l'efficacité optique du CCP est définie comme étant le rapport de l'énergie atteignant le tube absorbeur et celle reçue par le collecteur [18]. Elle peut être exprimée comme suit:

$$\eta_0 = [\rho_{cl}\tau_{env}\alpha_{abs}\gamma]K(\theta)X_{extremité} \quad (4.7)$$

Où ρ_{cl} est le coefficient de réflectivité du miroir, τ_{env} la transmissivité de l'enveloppe en verre, α_{abs} est le coefficient d'absorption du tube absorbeur, γ est le facteur d'interception, $K(\theta)$ est le modificateur d'angle d'incidence et $X_{extremité}$ représente les pertes d'extrémités.

IV.2.2 Modificateur d'angle d'incidence :

Le modificateur d'angle d'incidence a pour effet d'augmenter ou de diminuer l'angle d'incidence. Il est défini comme le rapport de l'efficacité thermique à un angle d'incidence donné et l'efficacité maximale à l'incidence normale [40].

$$K(\theta) = \frac{(\eta_{th})_\theta}{(\eta_{th})_p} \quad (4.8)$$

Le modificateur d'angle d'incidence dépend des propriétés géométriques et optiques du collecteur. Il peut être généré par un ajustement empirique aux données expérimentales, et il est décrit comme une fonction polynomiale de la valeur absolue de (θ) [41]:

$$K(\theta) = b_0 + b_1\theta + b_2\theta^2 \quad (4.9)$$

IV.2.3 Facteur d'interception :

Un autre facteur affectant l'efficacité optique est appelé facteur d'interception. Il est défini comme étant la fraction du flux solaire incident ou réfléchi qui est intercepté par le concentrateur. Idéalement, si le miroir et le récepteur sont parfaitement alignés et que le système de poursuite est parfait et que la surface du miroir est propre sans imperfections de surface, le facteur d'interception sera l'unité. Cependant, en réalité, il y a des erreurs liées au collecteur, des imperfections de la surface du miroir et son désalignement existent en provenance de la fabrication et de l'assemblage [42]. En outre, il existe des erreurs avec la précision du système de poursuite. Forristall [21] présente les termes qui affectent le facteur d'interception:

- Ombrage du collecteur (soufflet, blindage et support),

- Erreur de poursuite,
- Erreur de géométrie (alignement de miroir),
- La saleté sur les miroirs,
- Saletés sur le collecteur,
- Termes non comptabilisés,

IV.2.4 Pertes d'extrémités :

À un angle d'incidence nul, la totalité du rayonnement solaire réfléchi par le concentrateur est reçue par le récepteur. Cependant, lorsque l'angle d'incidence commence à augmenter, certaines zones proches de l'extrémité du récepteur ne sont pas éclairées par le rayonnement solaire, comme l'illustre sur la figure IV.2. Ces pertes sont considérées comme des pertes d'extrémité.

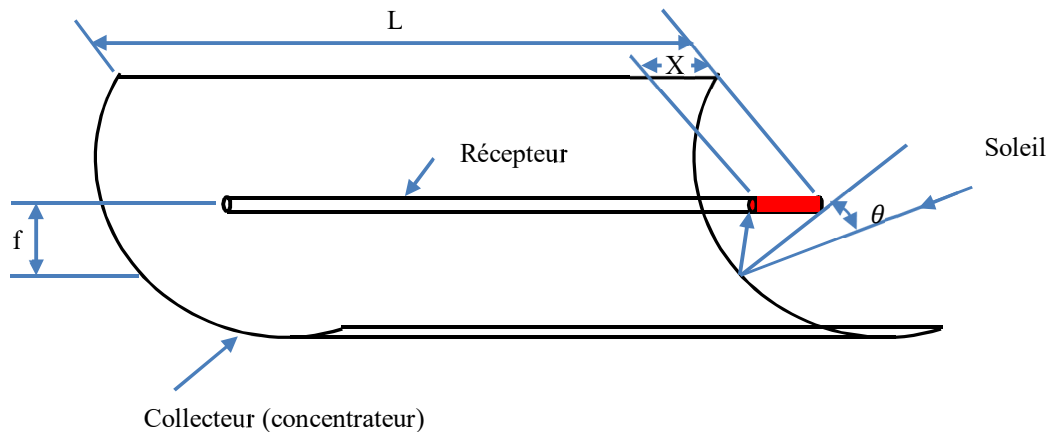


Figure IV.2 : La perte d'extrémité [38].

La distance X qui est la partie du collecteur qui n'est pas éclairée peut être calculée comme suit :

$$X = f \tan \theta \quad (4.10)$$

La perte d'extrémité qui est fonction de la distance focale du collecteur (f), de sa longueur (L) et de l'angle d'incidence (θ) est définie par [43], comme suit :

$$X_{\text{extrémité}} = 1 - \frac{f}{L} \tan \theta \quad (4.11)$$

D'autres facteurs seront pris en compte pour exprimer l'efficacité optique du collecteur qui sont le coefficient d'absorption du revêtement sélectif, l'émissivité et l'absorption de l'enveloppe en verre, ainsi que la sa transmittance. L'émissivité du revêtement dépend de la température de la surface extérieure de l'absorbeur, et le tableau (IV.1) énumère les équations de l'émissivité pour tous types de revêtement [21].

Tableau IV.1 Emissivité pour différents types de revêtement

Type de revêtement	Emissivité
Luz black chrome	$0.0005333(T+273.15)-0.0856$
Luz cermet	$0.000327(T+273.15) - 0.065971$

Cependant, le coefficient d'absorption et l'émissivité de l'enveloppe en verre sont présumés indépendants de la température. L'absorption et l'émissivité du verre ont des valeurs de 0,02 et 0,86 respectivement [21].

IV.2.5 Absorption de l'irradiation solaire dans l'enveloppe en verre :

L'absorption solaire à l'enveloppe de verre et l'absorbeur est traitée comme un flux de chaleur pour simplifier les termes d'absorption solaire. Cependant, en réalité, l'absorption solaire est un phénomène de génération de chaleur, et dépend de l'épaisseur de l'enveloppe en verre. Étant donné

que l'épaisseur de l'enveloppe en verre est petite et que le coefficient d'absorption solaire est faible 0,02 [25]. Cette hypothèse introduit un petit pourcentage d'erreur. La corrélation utilisée pour l'irradiation solaire dans l'enveloppe en verre est exprimée par:

$$\dot{q}'_{SolAbs,ve} = \dot{q}'_{sol} \rho_{cl} \gamma \alpha_{env} K(\theta) X_{extremité} \quad (4.12)$$

Où $\dot{q}'_{sol}$ est l'irradiation solaire par unité de longueur du récepteur.

IV.2.6 Absorption de l'irradiation solaire dans l'absorbeur :

L'équation utilisée pour exprimer l'absorption de l'irradiation solaire dans l'absorbeur est:

$$\dot{q}'_{SolAbs,Abe} = \dot{q}'_{sol} \eta_0 \quad (4.13)$$

Où η_0 est l'efficacité optique dans l'équation 4.7.

IV.3 Modèle thermique :

L'objectif du modèle thermique est de déterminer l'énergie absorbée par le fluide de transfert de chaleur (FTC) et de décrire toutes les pertes de chaleur du récepteur dans l'atmosphère grâce aux trois mécanismes de transfert de chaleur: **conduction**, **convection** et **rayonnement**. Ensuite, exprimer l'efficacité thermique qui est le rapport de l'énergie fournie et l'énergie reçue par le réflecteur.

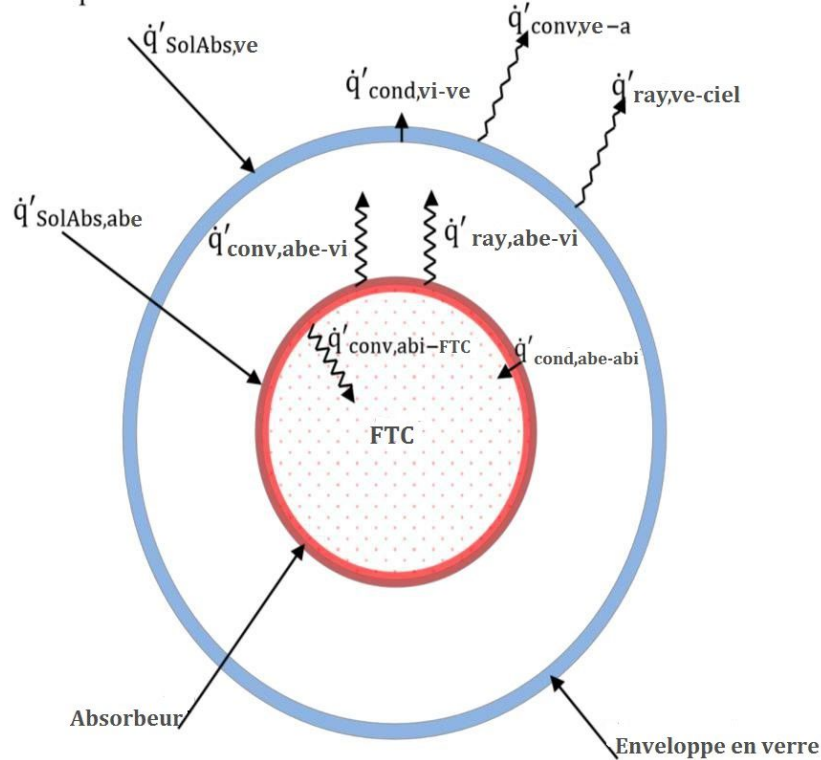


Figure IV.3 Model de transfert de chaleur dans une section transversale du tube absorbeur.

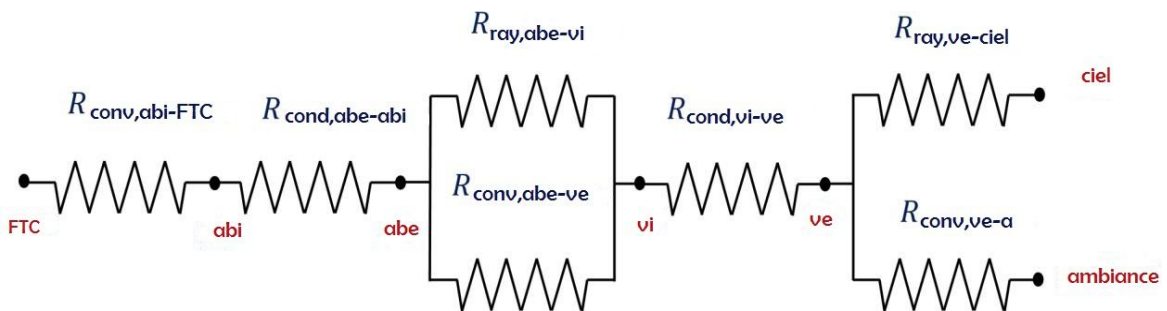


Figure IV.4 Model des résistances thermiques [21]

Ce modèle de performance repose sur le bilan énergétique entre le fluide caloporteur et l'atmosphère. Il couvre toutes les corrélations et les équations nécessaires pour décrire les termes du bilan énergétique. Une coupe transversale du tube absorbeur avec un équilibre d'énergie unidimensionnel et stable est illustrée à la Figure IV.3, et à la figure IV.4 sont représentées les résistances thermiques basées sur l'équilibre énergétique de l'absorbeur. Dans ce modèle, on suppose que tous les flux de chaleur, les températures et les propriétés thermodynamiques sont uniformes autour de la circonférence du tube absorbeur. L'erreur consistant à supposer l'uniformité du flux de chaleur est de 3% [19]. Le rayonnement solaire réfléchi par le réflecteur est absorbé par l'enveloppe en verre ($q_{SolAbs,ve}$) et le tube absorbeur ($q_{SolAbs,pe}$). La majorité de l'énergie absorbée par l'absorbeur est transférée par conduction ($q_{cond,pe-pi}$) de l'absorbeur externe à l'absorbeur interne, puis par convection ($q_{conv,pi-f}$) de l'absorbeur interne au fluide de transfert de chaleur. Le reste de l'énergie est transférée à l'enveloppe en verre interne par rayonnement $q_{ray,pe-vi}$ et par convection $q_{conv,pe-vi}$.

A travers l'enveloppe en verre se produit un transfert d'énergie par conduction entre le verre interne et externe $q_{con,vi-ve}$, et absorption du verre externe de l'énergie réfléchie par le concentrateur $q_{ve,SolAbs}$, et par la suite cette énergie est perdue dans l'atmosphère par convection $q_{conv,ve-a}$ et par rayonnement $q_{ray,ve-ciel}$ [21]. En conservant l'énergie à chaque surface de la section transversale du récepteur, les équations de l'équilibre énergétique sont déterminées.

$$\dot{q}'_{conv,abi-FTC} = \dot{q}'_{cond,abe-abi} \quad (4.14)$$

$$\dot{q}'_{SolAbs,abe} = \dot{q}'_{conv,abe-vi} + \dot{q}'_{ray,abe-vi} + \dot{q}'_{cond,abe-abi} \quad (4.15)$$

$$\dot{q}'_{conv,abe-vi} + \dot{q}'_{ray,abe-vi} = \dot{q}'_{cond,vi-ve} \quad (4.16)$$

$$\dot{q}'_{cond,vi-ve} + \dot{q}'_{SolAbs,ve} = \dot{q}'_{conv,ve-a} + \dot{q}'_{ray,ve-ciel} \quad (4.17)$$

$$\dot{q}'_{transchal} = \dot{q}'_{conv,ve-a} + \dot{q}'_{ray,ve-ciel} \quad (4.18)$$

On peut remarquer que l'absorption solaire à l'enveloppe en verre et le tube absorbeur est traitée comme flux de chaleur ce qui peut faciliter les conditions d'absorption solaire et faire passer le transfert de chaleur à travers l'enveloppe en verre et le tube absorbeur linéaire. L'absorbeur est divisé en N segments qui ont une longueur égale comme le montre la Figure IV.5. Pour analyser chaque segment, les flux radiaux de chaleur sont présumés normaux sur la surface du segment et sont uniformes et peuvent être calculés à la température moyenne. Ainsi, le transfert radial de chaleur peut être exprimé en appliquant une différence d'énergie calorimétrique unidimensionnel ce que Forristall a effectué [21]. Selon la première loi de la thermodynamique pour les systèmes ouverts [44], pour le segment i on a:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_{entrée} \dot{m}(h + EC + EP) - \sum_{sortie} \dot{m}(h + EC + EP) \quad (4.19)$$

Il existe de nombreuses hypothèses pour résoudre cette équation:

- Régime permanent,
- Pas de travail ($W=0$),
- Énergie cinétique est nulle ($EC=0$),
- Énergie potentielle est nulle ($EP=0$),

Après avoir appliqué ces hypothèses pour l'équation d'équilibre thermique, l'équation (4.19) devient:

$$\dot{q}'' A_i + \dot{m}(h_{i,e} - h_{i,s}) = 0 \quad (4.20)$$

En supposant que le fluide caloporteur (FTC) dépend de la température, l'enthalpie du FTC est approximativement:

$$h_{e,i} \approx C_{Pe,i} T_{e,i} \quad (4.21)$$

L'irradiation solaire $\dot{q}''$ décrite dans l'équation (4.20), comprend l'irradiation solaire absorbée par l'absorbeur et l'enveloppe en verre; $\dot{q}'_{SolAbs,pe}$, $\dot{q}'_{SolAbs,ve}$ et la perte de chaleur.

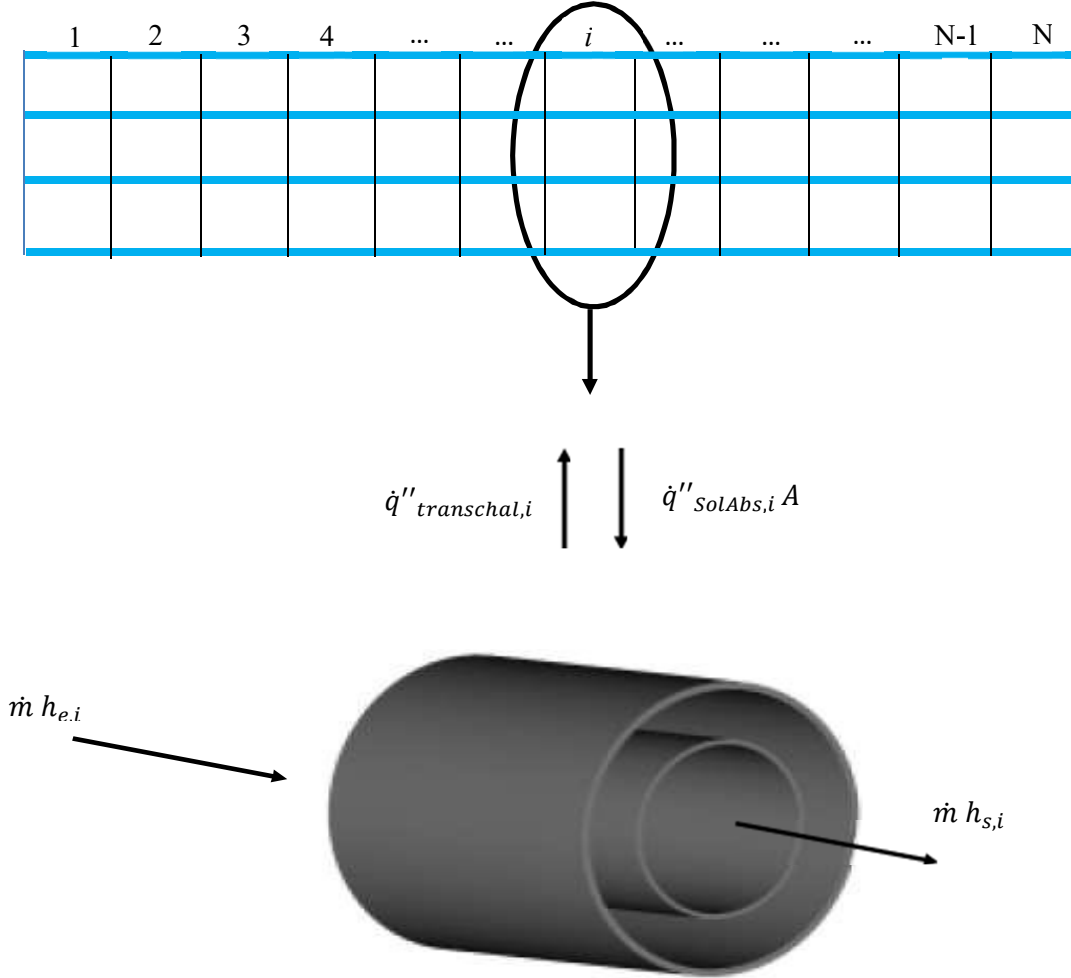


Figure IV.5 : Model 2D de transfert de chaleur

$$\dot{q}'' A_i = \dot{q}''_{pe,SolAbs,i} \Delta L + \dot{q}'_{ve,SolAbs,i} \Delta Z - \dot{q}''_{perdue,i} A_i \quad (4.22)$$

Le terme $\dot{q}''_{perdue,i}$ comprend la perte de chaleur par convection entre l'enveloppe en verre et l'ambiance et la perte de chaleur par rayonnement entre l'enveloppe en verre et le ciel [21]. Ces termes sont les mêmes que ceux décrits précédemment, mais ils sont évalués à la température moyenne de chaque segment qui est $(T_{e,i} + T_{s,i})/2$.

$$\dot{q}''_{perdue,i} A_i = \dot{q}'_{conv,ve-a,i} \Delta Z + \dot{q}'_{ray,ve-ciel,i} \Delta Z \quad (4.23)$$

En remplaçant les équations (4.21) dans (4.20) et puis (4.23) et (4.22) dans (4.21), la température de sortie du fluide caloporteur est exprimée par:

$$T_{s,i} = T_{e,i} + \frac{1}{\dot{m} C_1} (\dot{q}'_{SolAbs,abe,i} + \dot{q}'_{SolAbs,ve,i} - \dot{q}'_{conv,ve-a,i} - \dot{q}'_{ray,ve-ciel,i}) \Delta Z \quad (4.24)$$

La chaleur reçue par le FTC pour le segment i est définie comme suit:

$$\dot{q}'_{re\acute{c}ue,i} = \dot{q}'_{conv,abi-FTC,i} \quad (4.25)$$

Après avoir estimé la perte de chaleur, l'énergie transmise au FTC et sa température de sortie

pour chaque segment du récepteur, la perte de chaleur totale du système sera comme suit:

$$Q_{Perdue} = \sum_{i=1} (q'_{ve-a,conv,i} + \dot{q}'_{ve-ciel,ray,i}) \Delta Z \quad (4.26)$$

La chaleur totale reçue par le FTC par unité de longueur du récepteur est donnée par:

$$Q_{Reçue} = \sum_{i=1} (\dot{q}'_{conv,abi-FTC,i}) \Delta Z \quad (4.27)$$

IV.3.1 Distribution de la température dans le collecteur parabolique :

Avant d'entrer dans les détails du modèle, la répartition de la température doit être prise en compte. la température est distribuée en deux dimensions x et y, comme le montre la partie gauche de la figure IV.6. Pour la direction X, à n'importe quel point fixe la répartition de la température est exprimée au milieu de la Figure IV.6. L'ordre de distribution de la température du haut jusqu'au bas est présenté dans ce qui suit:

- Température de la paroi externe l'absorbeur
- Température de la paroi interne de l'absorbeur
- Température du fluide caloporteur (FTC)
- Température du verre interne
- Température du verre externe
- Température ambiante
- Température du ciel

Pour la direction y, à un x fixé, la répartition de la température est montrée à droite de la figure IV.6. La température du fluide de transfert de chaleur (FTC) augmente graduellement à fur et mesure qu'il traverse l'absorbeur [45].

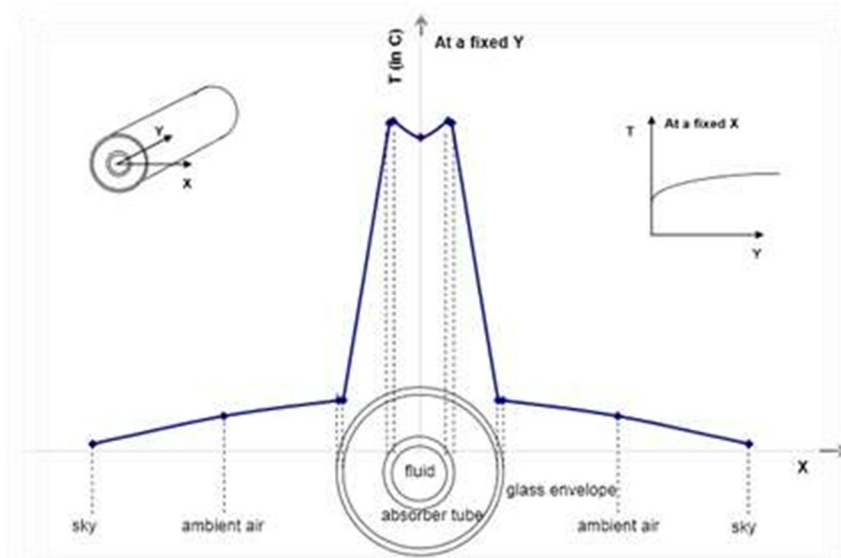


Figure IV.6 : Distribution des températures [46]

IV.3.2 Le transfert de chaleur par convection entre la paroi interne de l'absorbeur et le FTC

La perte de chaleur par convection entre le FTC et la paroi interne de l'absorbeur peut être décrite en appliquant la loi de Newton [47]:

$$\dot{q}'_{conv,abi-FTC} = h_{FTC} D_{abi} \pi (T_{abi} - T_{FTC}) \quad (4.28)$$

Tel que :

$$h_{FTC} = Nu_{D_{abi}} \frac{K_{FTC}}{D_{abi}} \quad (4.29)$$

Où h_{FTC} (W/m.k) représente le coefficient de transfert de chaleur par convection à la température du fluide de transfert de chaleur T_{FTC} , T_{abi} représente la température de la paroi interne de l'absorbeur, D_{abi} est le diamètre intérieur de l'absorbeur, $Nu_{D_{abi}}$ est le nombre de Nusselt pour le diamètre D_{abi} de la paroi interne de l'absorbeur, et K_{FTC} représente la conductivité thermique du (FTC) à T_{FTC} .

Le nombre de Nusselt dépend du régime d'écoulement du FTC à l'intérieur du tube absorbeur. Pour le flux laminaire ($Re < 2300$), le nombre de Nusselt est constant avec une valeur de 4.36 selon Incropera [47]. Dans les conditions normales, le régime du flux est turbulent, le nombre de Reynolds est >2300 .

La corrélation du nombre de Nusselt utilisée pour le transfert thermique convectif turbulent à l'intérieur d'un tube cylindrique est donnée par Gnielinski [48]:

$$Nu_{D_{abi}} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re_{D_{abi}} - 1000)Pr_{FTC}}{1 + 12.7\sqrt{\frac{f}{8}}\left(\frac{Pr_{FTC}}{Pr_{abi}} - 1\right)} \left(\frac{Pr_{FTC}}{Pr_{abi}}\right)^{0.11} \quad (4.30)$$

Où,

$$Re_{D_{abi}} = \frac{\rho_{FTC} V_{FTC} D_{abi}}{\mu_{FTC}} \quad (4.31)$$

$$f = (1.82 \log_{10}(Re_{D_{abi}}) - 164)^{-2} \quad (4.32)$$

$Re_{D_{abi}}$ est le nombre de Reynold attribué au diamètre de la paroi interne du tube absorbeur, f est le facteur de frottement à la paroi interne de l'absorbeur, Pr_{FTC} est le nombre de Prandtl, et il est évalué à la température moyenne du FTC. La corrélation de Gnielinski est valable pour un grand nombre de Reynolds et de Prandtl. Cette corrélation est valable pour $2300 \leq Re \leq 10^6$ et $0.5 \leq Pr \leq 2000$.

IV.3.3 Transfert de chaleur par conduction à travers le tube absorbeur :

La corrélation du transfert de chaleur par conduction à travers le tube absorbeur est calculée par la loi de conduction de Fourier [49]:

$$\dot{q}'_{cond,abe-abi} = \frac{2\pi K_{abs}(T_{abi} - T_{abe})}{\ln\left(\frac{D_{abe}}{D_{abi}}\right)} \quad (4.33)$$

Le coefficient de transfert de chaleur par conduction est évalué à la température moyenne de l'absorbeur, $(T_{abi} + T_{abe}) / 2$. La conductivité thermique de l'absorbeur dépend du type de matériau qui le constitue, s'il s'agit du cuivre la conductivité thermique sera constante avec une valeur de 385 W/m°C. L'acier inoxydable est également utilisé comme matériau absorbant. Il existe trois types identiques d'acier inoxydable utilisés comme matériau absorbant qui sont le 304L, le 316L et le 321H. Les propriétés thermiques de tous les trois types d'acier inoxydable sont indiqués dans le tableau suivant :

Tableau IV.2 Propriétés thermiques de différents types d'acier inoxydable [34]

Matériau	Conductivité thermique W/m K	Densité kg/m ³	Chaleur Spécifique kJ/kg K
304L	0.0130 T+14.9732	8027.1	0.5024
316L	0.0130 T+14.9732	8027.1	0.5024
321H	0.0151 T+14.5837	8027.1	0.5024

IV.3.4. Transfert de chaleur de l'absorbeur à l'enveloppe en verre

Dans l'espace annulaire, il existe deux mécanismes de transfert de chaleur: le transfert de chaleur par convection et par rayonnement. Le transfert de chaleur par convection dépend de la

pression annulaire. Si la pression est < 0.013 Pa, La conduction moléculaire aura lieu. A haute pression (> 0.013 Pa), le mécanisme de transfert de chaleur est une convection libre [25]. Dû aux différences de température entre l'absorbeur et l'enveloppe en verre, le rayonnement thermique se produit, en supposant que les surfaces sont grises ($\alpha=\beta$). Aussi, l'enveloppe en verre est supposé opaque au rayonnement infrarouge.

IV.3.4.1 Transfert de chaleur par convection (vide dans l'espace annulaire) :

Comme mentionné, la perte de chaleur du récepteur est réduite par évacuation de l'espace annulaire entre l'absorbeur et l'enveloppe en verre car la pression < 0.013 Pa, en raison du manque de liquide en mouvement. En conséquence, le transfert de chaleur par convection se fait par convection à molécules libres. La corrélation utilisée pour calculer le transfert de chaleur par convection dans l'espace annulaire sous basse pression est développée par Ratazel [25] [50].

$$\dot{q}'_{conv,abe-vi} = \pi D_{abe} h_{abe-vi} (T_{abe} - T_{vi}) \quad (4.34)$$

$$\text{Où,} \quad h_{abe-vi} = \frac{k_{std}}{\frac{D_{abe}}{2 \ln\left(\frac{D_{vi}}{D_{abe}}\right)} + b \lambda \left(\frac{D_{abe}}{D_{vi}} + 1\right)} \quad (4.35)$$

Dans cette équation, T_{abe} est la température extérieure de la paroi de l'absorbeur, T_{vi} est la température interne de la surface de l'enveloppe en verre, k_{std} représente la conductivité thermique du gaz annulaire à la température et la pression standard, λ est le chemin libre moyen entre les collisions d'une molécule, et D_{abe} et D_{vi} représentent le diamètre extérieur de l'absorbeur et le diamètre intérieur de l'enveloppe en verre alors que b est le coefficient d'interaction qui est donné par [50]:

$$b = \frac{(2-a)(9\gamma-5)}{2a(\gamma+1)} \quad (4.36)$$

Où la constante a est le facteur d'hébergement, et γ est le rapport de la chaleur spécifique du gaz annulaire. Le chemin libre moyen est calculé à partir de la corrélation suivante [50]:

$$\lambda = 2.331E(-20) \frac{(T_{abe-vi} + 273.15)}{P_a \delta^2} \quad (4.37)$$

P_a est la pression du gaz annulaire exprimée en (mmHg), δ (cm) représente le diamètre moléculaire du gaz annulaire et T_{abe-vi} est la température moyenne de l'espace annulaire.

Selon Forristall [21], le diamètre moléculaire de l'air est de $3.53.10^{-5}$ cm. Le chemin moyen entre les collisions d'une molécule est de 88,76 cm. En outre, la conductivité thermique de l'air dans les conditions standard est de $0,02551 \text{ W/m.k}$, et le coefficient d'interaction est de 1.571. Le rapport des chaleurs spécifiques pour l'air est de 1,39. ces valeurs sont exprimées pour une température moyenne de 300°C et une insolation de 940 W/m^2 .

IV.3.4.2 Transfert de chaleur par convection (pression dans l'espace annulaire)

Le transfert de chaleur par convection naturelle se produit dans l'espace annulaire entre l'absorbeur et l'enveloppe en verre lorsque la pression dans l'anneau est supérieure à $0,013$ Pa.

Par conséquent, Raithby et Hollands [51] ont développé une corrélation pour la convection naturelle entre deux cylindres concentriques:

$$\dot{q}'_{conv,abe-vi} = \frac{2\pi K_{eff}}{\ln\left(\frac{D_{vi}}{D_{abe}}\right)} (T_{abe} - T_{vi}) \quad (4.38)$$

$$\text{Où} \quad K_{eff} = 0.386 K_{ag} \left(\frac{Pr_{abe-vi}}{0.861 + Pr_{abe-vi}} \right)^{0.25} (Ra_{cy})^{0.25} \quad (4.39)$$

$$Ra_{cy} = \frac{\left[\ln\left(\frac{D_{vi}}{D_{abe}}\right) \right]^4}{L_C^3 \left[D_{vi}^{-\frac{3}{5}} + D_{abe}^{-\frac{3}{5}} \right]^5} Ra \quad (4.40)$$

$$Ra = \frac{g \beta (T_{abe} - T_{vi}) L_C^3}{\delta^2} Pr \quad (4.41)$$

$$L_C = \frac{D_{vi} - D_{abe}}{2} \quad (4.42)$$

Pour un gaz idéal,

$$\beta = \frac{1}{T_{abe-vi}} \quad (4.43)$$

Où K_{ga} représente la conductivité thermique du gaz annulaire, et elle est évaluée à la température moyenne de l'absorbeur et de l'enveloppe en verre. Pr_{abe-vi} est le nombre de Prandtl, évalué à T_{abe-vi} , et Ra est le nombre de Rayleigh, β est le coefficient de dilatation thermique volumétrique. Cette corrélation est valable pour $10^2 \leq Ra_{cy} \leq 10^7$ et $0.7 \leq Pr \leq 6000$.

IV.3.4.3 Transfert de chaleur par rayonnement :

La corrélation utilisée pour le transfert de chaleur par rayonnement entre l'absorbeur et l'enveloppe en verre est développée par Cengel [52] :

$$\dot{q}'_{ray,abe-vi} = \frac{\sigma \pi D_{pe} (T_{abe}^4 - T_{vi}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{abe}} + \frac{(1 - \varepsilon_{vi}) D_{abe}}{\varepsilon_{vi} D_{vi}}} \quad (4.44)$$

Où σ est la constante de Stefan-Boltzmann qui est égale à $5.67210^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$, ε_{abe} est l'émissivité sélective du revêtement de l'absorbeur, ε_{vi} est l'émissivité de l'enveloppe en verre.

Pour appliquer cette corrélation, de nombreuses hypothèses ont été faites:

- Surfaces grises ($\alpha = \beta$)
- L'enveloppe en verre est opaque au rayonnement infrarouge
- Tubes iso thermiques, concentriques et longs
- Pas de gaz dans l'espace annulaire
- Diffusion de la réflexion et des irradiances

Généralement les hypothèses énoncées ci-dessus ne sont pas totalement valables. À titre d'exemple, l'enveloppe en verre et le revêtement de l'absorbeur ne sont pas gris. En outre, l'enveloppe en verre n'est pas totalement opaque pour le rayonnement infrarouge. Néanmoins, s'il y a des erreurs avec ces hypothèses, ce serait relativement faible.

IV.3.5 Transfert de chaleur par conduction à travers l'enveloppe en verre

La corrélation utilisée pour le transfert de chaleur par conduction à travers l'enveloppe en verre est la même corrélation décrite à la section (IV.2.3). La distribution de la température est présumée linéaire. De plus, la conductivité thermique de l'enveloppe en verre qui est le verre Pyrex (dans notre cas) est constante (1,04 W/m.K) [21].

$$\dot{q}'_{cond,vi-ve} = \frac{2\pi K_{verre} (T_{vi} - T_{ve})}{\ln\left(\frac{D_{ve}}{D_{vi}}\right)} \quad (4.45)$$

IV.3.6. Transfert de chaleur de l'enveloppe en verre à l'ambiance :

Le transfert de chaleur entre l'enveloppe en verre et l'ambiance se produit dans deux mécanismes; La convection et le rayonnement. Le transfert de chaleur par convection se fait de deux façons; convection naturelle en cas de non vent et convection forcée en présence du vent. Le transfert de chaleur par rayonnement se produit en raison de la différence de température entre la température extérieure du verre et la température du ciel. Tous ces mécanismes de transfert de chaleur sont décrits ci-après.

IV.3.6.1 Transfert de chaleur par convection :

Selon la loi de refroidissement de Newton, la formule de transfert de chaleur par convection du tube en verre à l'ambiance est donnée par [49]:

$$\dot{q}'_{conv,ve-a} = h_{ve-a} D_{ve} (T_{ve} - T_a) \quad (4.46)$$

$$\text{Où,} \quad h_{ve-a} = \frac{K_{air} Nu_{D_{ve}}}{D_{ve}} \quad (4.47)$$

T_a est la température ambiante, D_{ve} est le diamètre extérieur de l'enveloppe en verre, h_{ve-a} est le coefficient de transfert de chaleur par convection de l'air. K_{air} représente la conductivité thermique de l'air à $(T_{abi} + T_{abe}) / 2$, $Nu_{D_{ve}}$ est le nombre de Nusselt évalué au diamètre de l'enveloppe en verre externe.

IV.3.6.1.1 Absence du vent

En cas d'absence du vent, le transfert de chaleur par convection entre l'enveloppe en verre et l'ambiance se fait par convection naturelle. Churchill et Chu [49] ont développé une corrélation utilisée pour calculer le nombre de Nusselt pour la convection naturelle sur un cylindre horizontal:

$$Nu_{D_{ve}} = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra_{D_{ve}}^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr_{ve-a}} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (4.48)$$

Où,

$$Ra_{D_{ve}} = \frac{g \beta (T_{ve} - T_a) D_{ve}^3 Pr_{ve-a}}{\nu_{ve-a}^2} \quad (4.49)$$

$$\beta = \frac{1}{T_{ve-a}} \quad (4.50)$$

$$Pr_{ve-a} = \frac{\nu_{ve-a}}{\alpha_{ve-a}} \quad (4.51)$$

$Ra_{D_{ve}}$ est le nombre de Rayleigh évalué au diamètre extérieur de l'enveloppe en verre, Pr_{ve-a} est le nombre de Prandtl à T_{ve} , β est le coefficient de dilatation thermique volumétrique, α_{ve-a} est la diffusivité thermique. Les propriétés Pr_{ve-a} , β sont évaluées à la température moyenne entre la température extérieure de l'enveloppe en verre et la température ambiante $(T_{ve} + T_a) / 2$. Cette corrélation est valable pour un grand nombre de Rayleigh $10^{-3} < Ra < 10^{13}$.

IV.3.6.1.2 En présence du vent

Le transfert de chaleur par convection forcée entre l'enveloppe en verre et l'ambiance se produit en présence du vent. L'expression utilisée pour calculer le nombre de Nusselt pour ce cas est donnée par [49]:

$$Nu_{D_{ve}} = C Re_{D_{ve}}^m Pr_a^n \left(\frac{Pr_a}{Pr_{ve}} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (4.52)$$

Tableau IV.3 Valeurs de C et m en fonction du nombre de Reynolds

$Ra_{D_{ve}}$	C	m
1-40	0.75	0.4
40-1000	0.51	0.5
1000-200000	0.26	0.6

$n=0.37$ pour $Pr \leq 10$ et $n=0.36$ pour $Pr > 10$

La corrélation proposée est valable pour $1 < Ra_{D_{ve}} < 10^6$ et $0.7 < Pr_a < 500$. Toutes les propriétés utilisées dans cette corrélation sont exprimées à la température ambiante T_a sauf Pr_{ve} il est évaluée à la température du verre externe T_{ve} .

IV.3.6.2. Transfert de chaleur par rayonnement

Comme mentionné précédemment, le transfert de chaleur par rayonnement entre la surface externe de l'enveloppe en verre et le ciel est dû à la différence de température de ces deux milieux. L'hypothèse est que l'enveloppe en verre est traitée comme un petit convexe gris dans une grande cavité de corps noir qui est le ciel. L'expression utilisée pour estimer le rayonnement entre l'enveloppe en verre et le ciel est donnée par [28]:

$$\dot{q}'_{ray,ve-ciel} = \sigma \pi D_{ve} \varepsilon_{ve} (T_{ve}^4 - T_c^4) \quad (4.53)$$

Où ε_{ve} est l'émissivité du verre externe, T_c est la température du ciel.

La température du ciel est inférieure à la température ambiante, et elle est affectée par les conditions atmosphériques; Les nuages et le vent. De nombreuses études ont été menées pour relier la température du ciel à d'autres paramètres mesurables. Ces études rapportent la température du ciel à la température ambiante locale, la température de la vapeur d'eau et la température du point de rosée [28].

Pour des simplifications, les modèles précédents de perte de chaleur ont supposé que la température du ciel était de 8°C moins que la température ambiante [21] [25]. Donc, pour ce modèle, on suppose que la température du ciel est ($T_c = T_a - 8^\circ C$). Heureusement, la température effective du ciel n'affecte pas fortement sur la performance du collecteur [28].

IV.4 Facteur de dissipation de la chaleur F_R :

Le facteur de dissipation de la chaleur est défini comme étant le rapport de l'énergie utile et l'énergie absorbée (reçue) si l'absorbeur entier est à la température ambiante du fluide caloporteur [32], et il est exprimé par :

$$F_R = \frac{\text{Sortie Réelle}}{\text{Sorti Pour la temperature du collecteur=Temperature d'entrée du fluide}} \quad (4.54)$$

Ou,

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p (\dot{T}_s - T_e)}{U_L [S - U_L (T_e - T_a)]} \quad (4.55)$$

La réorganisation de l'équation (3.54) conduit à;

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p}{A_r U_L} \left[1 - \frac{\left(\frac{S}{U_L} \right) - (T_s - T_e)}{\left(\frac{S}{U_L} \right) - (T_s - T_e)} \right] \quad (4.56)$$

En remplaçant l'équation (3.55) dans (3.56) on obtient l'expression du facteur de dissipation :

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p}{A_r U_L} \left[1 - \exp \left(- \frac{U_L \dot{F} A_r}{\dot{m} C_p} \right) \right] \quad (4.57)$$

U_L est le coefficient de perte de chaleur du collecteur. Il peut être déterminé en ajoutant le coefficient de transfert de chaleur par convection entre l'enveloppe en verre et le coefficient de transfert de chaleur ambiante entre l'enveloppe en verre et le ciel et le coefficient de transfert de chaleur par conduction à travers les supports.

Le facteur d'efficacité du collecteur $\dot{F}$ est défini comme étant le rapport de l'énergie utile acquise par l'énergie collectée si l'absorbeur entier est à la température moyenne du FTC [32].

$$\dot{F} = \frac{U_0}{U_L} \quad (4.58)$$

L'équation (3.56) peut être réécrite dans l'expression suivante:

$$\dot{F} = \frac{\frac{1}{U_L}}{\frac{1}{U_L} + \frac{D_{pe}}{h_f D_{pi}} + \left(\frac{D_{pe}}{2K_f} \ln \frac{D_{pe}}{D_{pi}} \right)} \quad (4.59)$$

Un autre facteur utilisé dans l'analyse du CCP est appelé facteur de flux. Il peut être défini

comme étant le rapport du facteur de dissipation de la chaleur au facteur d'efficacité du collecteur, et il est donné par [32]:

$$F'' = \frac{F_R}{\dot{F}} = \frac{\dot{m}C_p}{A_r U_L \dot{F}} \left[1 - \exp\left(-\frac{U_L \dot{F} A_r}{\dot{m}C_p}\right) \right] \quad (4.60)$$

IV.5 Performance du CCP.

L'efficacité thermique d'un CCP peut être définie comme le rapport de la chaleur utile (reçue) par le collecteur, q_u au rayonnement incident total, $I_{irradiance}$ qui est incident sur l'ouverture du collecteur [54]:

$$\eta_{th} = \frac{q_u}{A_a I_{irradiance}} \quad (4.61)$$

Lorsque la chaleur utile acquise, q_u est fonction de la température d'entrée et de sortie du récepteur comme indiqué dans l'expression suivante [54]:

$$q_u = \dot{m}C_{p_{FTC}}(T_s - T_e) \quad (4.62)$$

La chaleur utile recueillie par le récepteur peut également être exprimée en fonction de l'efficacité optique, du coefficient de perte de chaleur, du facteur de dissipation de la chaleur et de la température d'entrée du récepteur [39]:

$$q_u = F_R [I_b \zeta_a A_a - A_r U_L (T_e - T_a)] \quad (4.63)$$

Maintenant, l'efficacité thermique peut être réécrite à l'aide des équations (3.62) et (4.63):

$$\eta_{th} = F_R \left[\zeta_a - U_L \left(\frac{(T_e - T_a)}{I_b C} \right) \right] \quad (4.64)$$

Où C est le taux de concentration [$C = A_a/A_r$].

A_a =surface de l'absorbeur et A_r =surface du réflecteur

IV.6 Mise en œuvre du modèle

Avant d'expliquer la mise en œuvre du modèle effectué dans le logiciel MATLAB, il faut illustrer qu'il existe deux types d'entrées qui sont les paramètres les variables d'entrée. Les paramètres d'entrée sont les entrées qui ne varient pas avec le temps et elles ont des valeurs fixes. D'autre part, les variables d'entrée sont modifiables avec le temps, et ces variables doivent être rentrées dans le code afin de réaliser la simulation.

Paramètres d'entrée

- Propriétés géométriques :
 - Diamètres intérieurs et extérieurs de l'absorbeur et de l'enveloppe en verre.
 - Zone d'ouverture du CCP.
- Propriétés optiques :
 - Toutes les spécifications optiques qui ne dépendent pas de la température tel que l'absorption, la transmissivité et l'émissivité de l'enveloppe en verre aussi l'absorption, et l'émissivité de l'absorbeur.
- Coordonnées géographiques
 - Longitude et latitude de l'emplacement du système.

Tableau IV.4 Paramètres d'entrée CCP

Paramètres	Valeur
Longueur du Collecteur	3.6 m
Largeur du Collecteur	1.22 m
Diamètre intérieur de l'absorbeur	0.0158 m
Diamètre extérieur de l'absorbeur	0.0178 m

Diamètre intérieur de l'enveloppe en verre	0.057 m
Diamètre extérieur de l'enveloppe en verre	0.060 m
Distance Focale	0.34 m
Absorption de l'absorbeur [21]	0.9
Conductivité de l'enveloppe en verre [21]	1.04 W/m K
Emissivité de l'enveloppe en verre [21]	0.86
Transmissivité de l'enveloppe en verre [25]	0.9
Absorption de l'enveloppe en verre [21]	0.02
Réflectivité du miroir	0.94
Obscurité du collecteur [25]	0.95
Erreur de poursuite	0.85
Erreur géométrique	0.9
Désalignement des tubes	0.85
Saleté sur le miroir	0.97
Saleté sur le collecteur	0.95
Non comptabilisés	0.9

Variables d'entrée

- Date et heure
- Température d'entrée
- Température du ciel
- Vitesse de l'air
- Débit massique
- Propriétés thermiques du fluide de travail.

Comme indiqué précédemment, le modèle se compose de trois parties: **modèle du rayonnement solaire, modèle optique et modèle thermique.**

Pour le modèle de rayonnement solaire, les entrées sont le mois, le jour et l'heure. Toutes les relations et les équations Terre-Soleil sont prise en compte et mises en œuvre en cherchant les sorties qui sont le taux de rayonnement solaire et l'angle d'incidence comme illustré dans l'organigramme Figure IV.7.

Pour le modèle optique, les entrées sont toutes les propriétés optiques du miroir et du tube absorbeur tel que la réflectivité, l'émissivité, la transmissivité et le coefficient d'absorption. Le facteur de perte d'extrémité et le modificateur d'angle d'incidence seront déterminés, et utilisés pour calculer l'efficacité optique du système.

Pour le modèle thermique, le système de bilan énergétique se compose de quatre températures inconnues; $T_{abi}(T2)$, $T_{abe}(T3)$, $T_{vi}(T4)$ et $T_{ve}(T5)$ et quatre équations non linéaires du quatrième ordre dû au transfert de chaleur par rayonnement.

Pour résoudre ces équations pour chaque segment, Duffie suggère un processus itératif [28]. La procédure utilisée pour résoudre ce problème consiste à donner initialement une valeur à la température de l'enveloppe en verre externe pour le segment i , $T_{ve,i}$ puis à calculer la perte de chaleur à partir de l'équation 4.19. Ensuite, cette valeur est remplacée dans l'équation 4.17 pour évaluer la température de l'enveloppe en verre interne T_{vi} comme présenté dans l'équation suivante.

$$T_{vi,i} = \frac{\dot{q}'_{Perdue,i} + T_{ve,i} \left(\frac{2\pi K_{verre,i}}{\ln\left(\frac{D_{ve}}{D_{vi}}\right)} \right) - \dot{q}'_{SolAbs,ve,i}}{\frac{2\pi K_{verre,i}}{\ln\left(\frac{D_{ve}}{D_{vi}}\right)}} \quad (4.65)$$

Initialement, la température du verre externe, doit être vérifiée en comparant la quantité de perte de chaleur calculée à partir de l'équation (3.19) avec l'équation de perte de chaleur résultante de la manipulation des équations (4.16), (4.17) et (4.18).

$$\dot{q}'_{Perdue,i} = \dot{q}'_{conv,abe-vi,i} - \dot{q}'_{ray,abe-vi,i} - \dot{q}'_{SolAbs,ve,i} \quad (4.66)$$

On peut remarquer que la comparaison des pertes de chaleur entre les équations (4.19) et (3.66) ne peut pas être réalisée car les deux termes de l'équation (4.66) dépendent de la température de l'absorbeur externe du segment i , $T_{abe,i}$.

Afin de trouver la température de l'absorbeur externe et interne exprimées dans les équations (4.15) et (4.16) la résolution s'effectuera à l'aide de la boucle 'for'. Si la valeur de la perte de chaleur n'est pas la même, la température de l'enveloppe en verre externe est changé en devinant une nouvelle valeur. La température la paroi externe de l'absorbeur serait changée jusqu'à ce que les valeurs de perte de chaleur calculées à partir des équations (4.19) et (4.66) soient égales. La figure IV.7 montre l'ensemble de la procédure du processus en détail.

IV.7 Conclusion

Après résolution de toutes les équations d'équilibre énergétique pour le segment i , et détermination des températures de l'absorbeur et de l'enveloppe en verre ,et que toutes les étapes décrites ci-dessus soient répétées pour tous les segments. On aboutira au calcul de la perte de chaleur totale du système par unité de longueur du récepteur à partir de l'équation (4.28) et la chaleur reçue par le FTC exprimée en (4.27) ainsi que l'efficacité thermique du système.

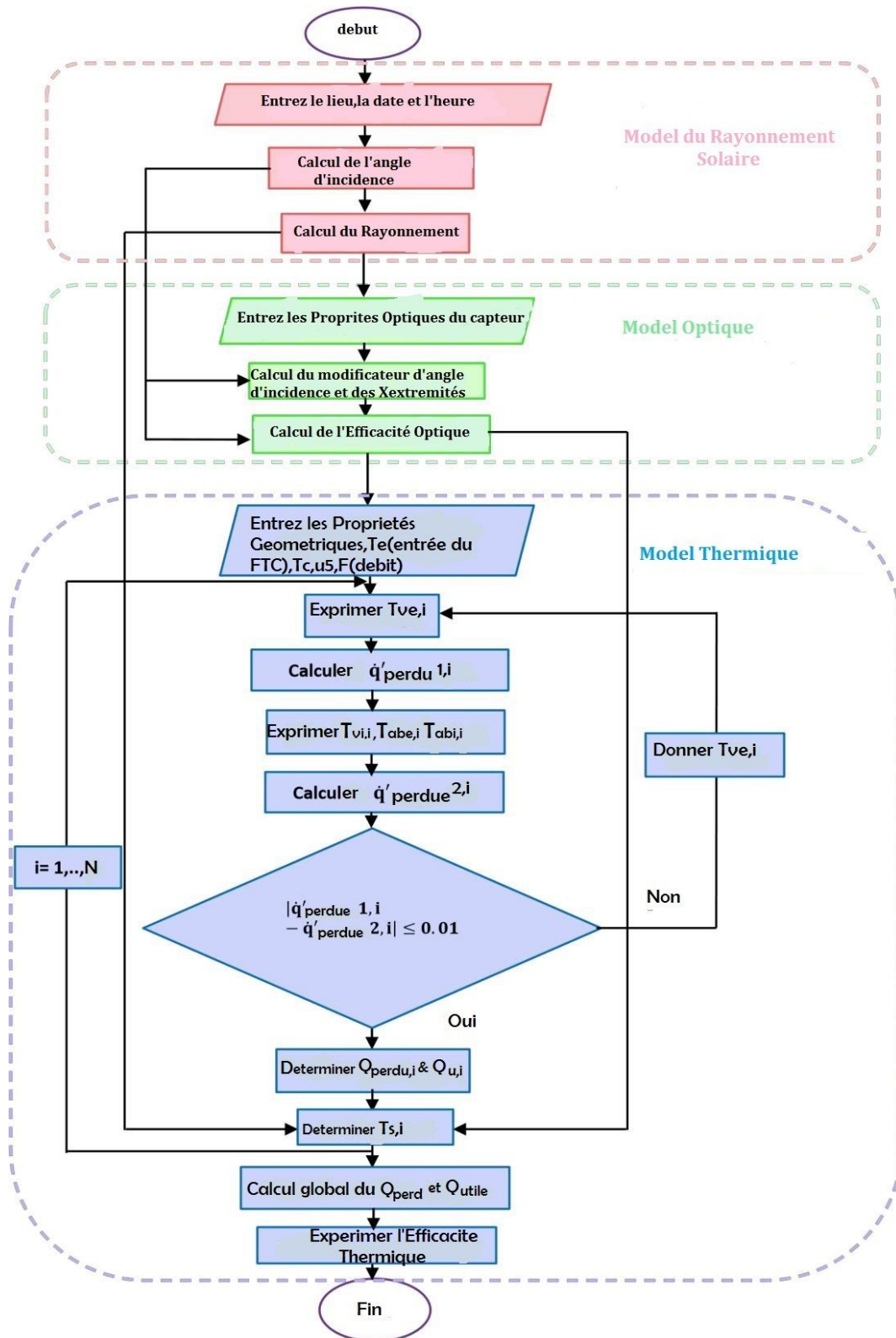


Figure IV.7 Schéma de fonctionnement du modèle réalisé sur MATLAB

Chapitre V : Simulations et discussion des résultats

V.1 Introduction

Dans ce chapitre nous avons commencé par donner une présentation météorologique du lieu d'emplacement de notre système soit la ville de Tizi Ouzou, avec des données d'une source fiable qui est la station météorologique de Boukhalfa. Après simulation sur le logiciel Matlab tous les résultats ont été interprétés et discuté. Ce travail est conclu par un résumé des mécanismes pris-en pour l'évaluation de la performance optique et thermique du système et le calcul des températures.

V.2 Présentation de la région de Tizi Ouzou

V.2.1 Situation Géographique

Pour la modélisation de notre capteur solaire cylindro-parabolique nous avons choisi comme lieu d'étude, la ville de Tizi Ouzou. Pour cela nous avons jugé nécessaire de faire une présentation du lieu d'étude et sa situation géographique ainsi que ses données climatiques.

A une latitude de $36^{\circ}42'$ au nord, une longitude de $04^{\circ}03'$ à l'est et une altitude de 188 m, la ville de Tizi-Ouzou est située au nord de l'Algérie (figure 4.1), distante de 100 km à l'est de la capitale Alger, et 125 km à l'ouest de Bejaïa, à 40 km du massif du Djurdjura et à 30 km au Nord des côtes méditerranéennes. Cette région est encadrée entre deux anciens massifs : le Belloua à 650 m d'altitude au nord et le vieux massif de Hasnaoua à 600 m d'altitude au sud.



Figure V.1 : Carte géographique de Tizi Ouzou

V.3 Le climat de Tizi Ouzou

La région de Tizi Ouzou se situe dans la zone du climat méditerranéen. Elle présente un climat caractérisé par un hiver frais et pluvieux et un été chaud et humide. En raison des massifs montagneux qui entourent la ville, il peut parfois neiger en hiver. En été, la chaleur peut être suffocante car l'air marin se heurte au relief montagneux qui l'empêche d'atteindre la ville.

Toutefois la réalisation du barrage de Taksebt au niveau de la wilaya a fait que l'humidité a augmenté considérablement ces dernières années.

Dans ce suit nous nous limiterons à présenter l'évolution mensuelle des température et des durée d'ensoleillement, vu que les autres paramètres telque le vent, l'humidité... n'ont pas d'importante influence sur nos résultats.

V.3.1 Données climatiques de la ville de Tizi Ouzou

Afin de mieux caractériser le climat de la ville de Tizi Ouzou on a choisit les paramatres qui nous interessent et qui sont la temperature et la durée d'ensoleillement issu de la station meteorologique de Boukhalfa.

V.3.1.1 Températures

Les données sont recueillies et représentées par des graphes de températures moyennes mensuelles, pour la période de 2001 à 2010, font ressortir les caractéristiques suivantes :

- Une décroissance de température rapide d'Août

(28,85 °C) à décembre (12,10 °C), Une croissance modérée et régulière de janvier (10.7 °C) à Aout (28.85 °C)

- Les mois les plus froids sont : Janvier, février, Mars, Novembre et décembre avec des températures moyennes mensuelles minimales de 6,4 °C en janvier et 7,8 °C en décembre.

- Les mois les plus chauds sont : Juin, juillet, août et septembre avec une température moyenne maximale de 36 °C en Juillet et de 35,8 °C en Août.

La ville de Tizi Ouzou est donc caractérisée par deux saisons une saison chaude allant du mois de mai au mois d'octobre et une saison froide allant du mois de novembre au mois au mois d'avril

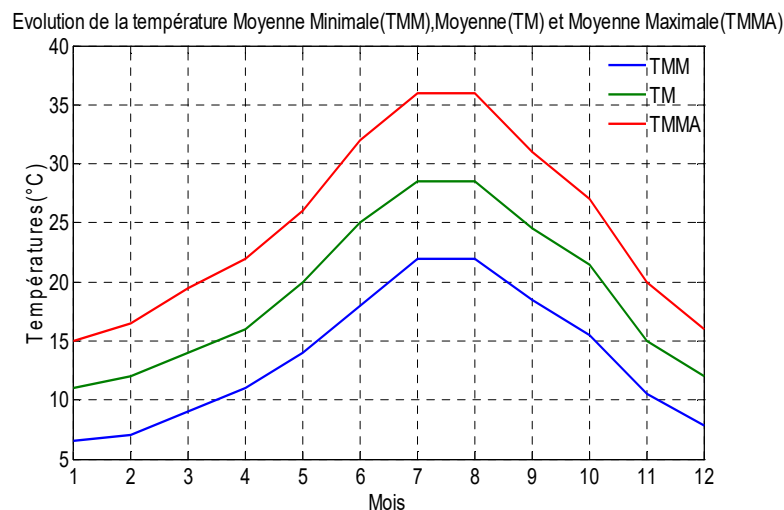


Figure V.2 Evolution des températures mensuelles de la ville de Tizi Ouzou

V.3.1.2 Durée d'ensoleillement

A partir des données climatiques recueillies au niveau de la station météorologique de Boukhalfa relative à la durée d'insolation de la ville de Tizi Ouzou pour la période de 2001-2010 (figure), le mois de janvier présente une durée d'ensoleillement la moins importante (en moyenne 144 heures), tandis que le mois de juillet est le mois le plus ensoleillé de l'année (En moyenne 320 heures).

Nous constatons également que le nombre d'heures d'ensoleillement au cours de l'année est très important soit 2675.6 heures en moyenne par an, ou bien 112 jour par an: Ce qui représente à peu près le tiers de l'année.

Ainsi, la durée d'ensoleillement, nous indique l'importance du rayonnement solaire direct dans la région de Tizi Ouzou. Cette présence marquée tout au long de l'année (environs 112 jours par an) doit être prise en considération lors de la conception ou l'installation d'un concentrateur afin d'estimer rendement et l'efficacité du CCP.

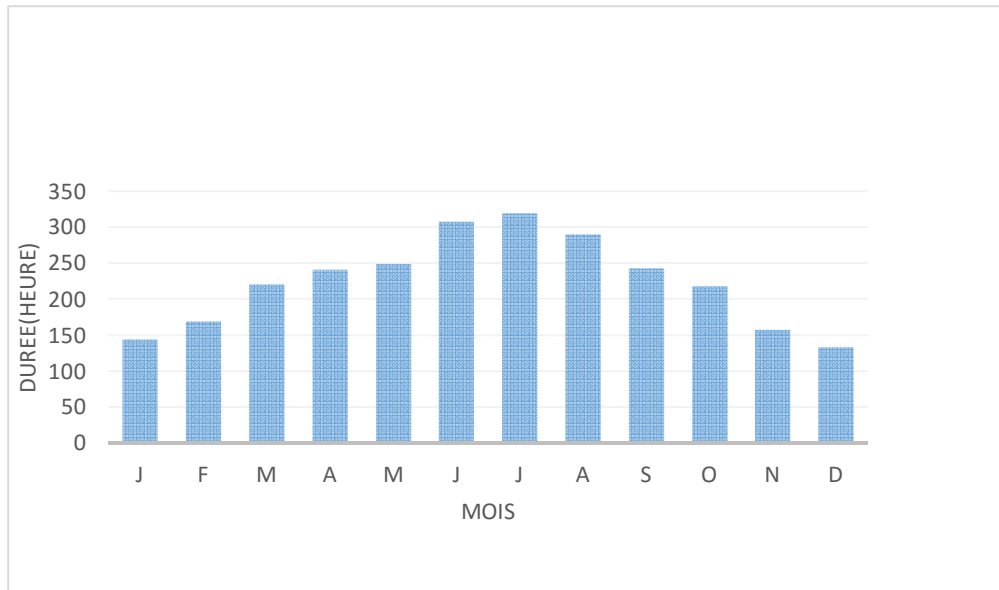


Figure V.3 Durée mensuelle d'insolation

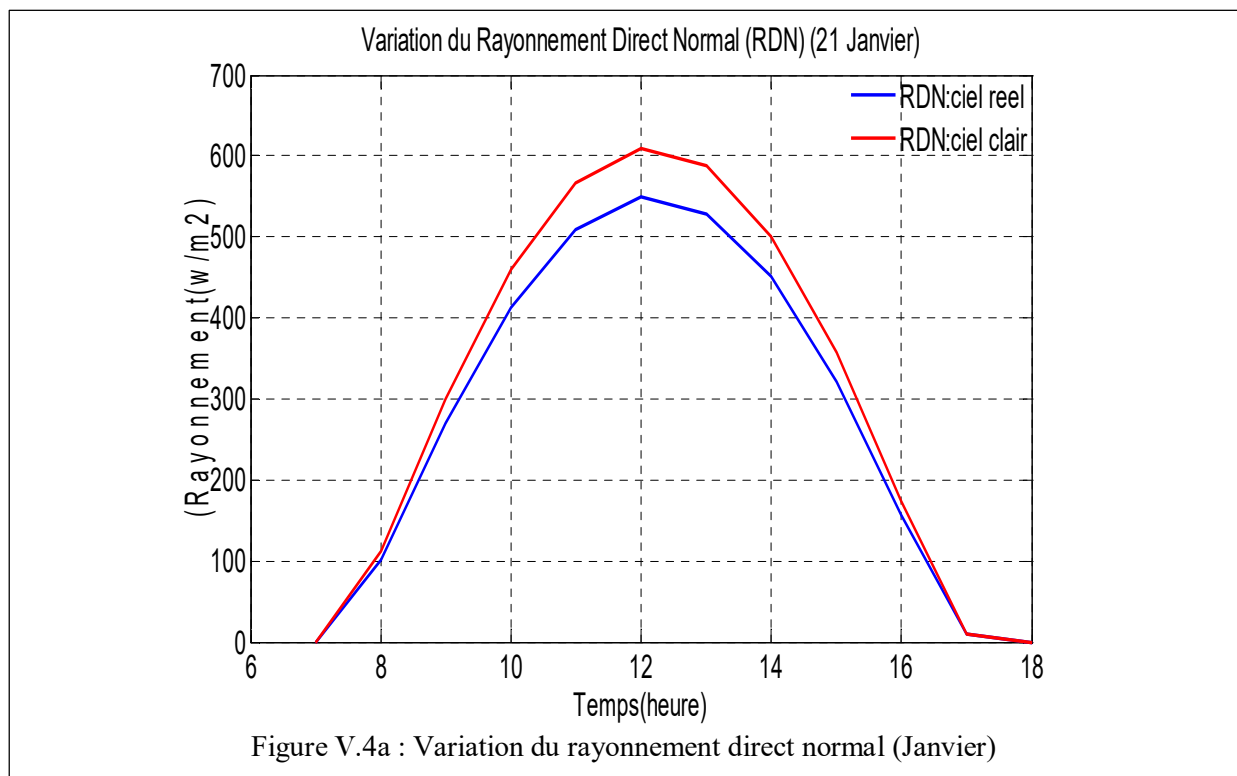
V.4 Variation des intensités des rayonnements (ou des IRRADIANCES)

Nous avons effectué des calculs des irradiances avec le modèle mathématique développé dans le chapitre 4 (modèle du rayonnement), les résultats obtenus sont comparés avec ceux calculés par la NASA.

Nous avons choisi le mois de janvier et de juillet étant respectivement le mois le moins ensoleillé et le plus ensoleillé.

V.4.1 Rayonnement direct normal :

Dans cette section sont représentés les évolutions du rayonnement direct normal du mois de janvier et juillet, calculés par notre modèle (première figure) comparés aux résultats de la NASA (deuxième figure en bleue).



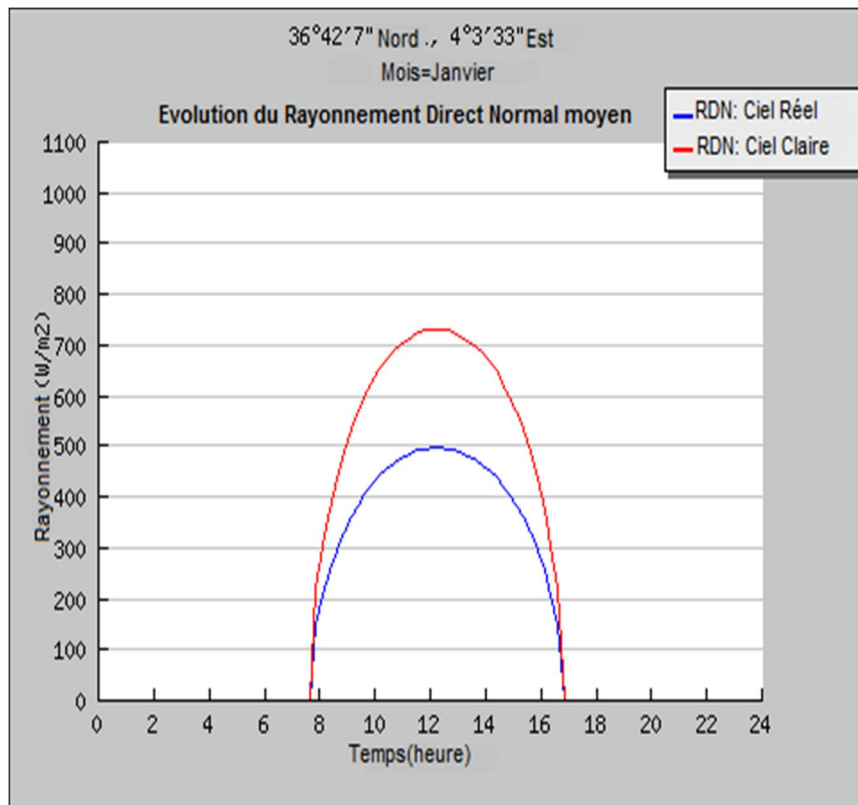


Figure V.4b :Variation du rayonnement direct normal (Janvier)

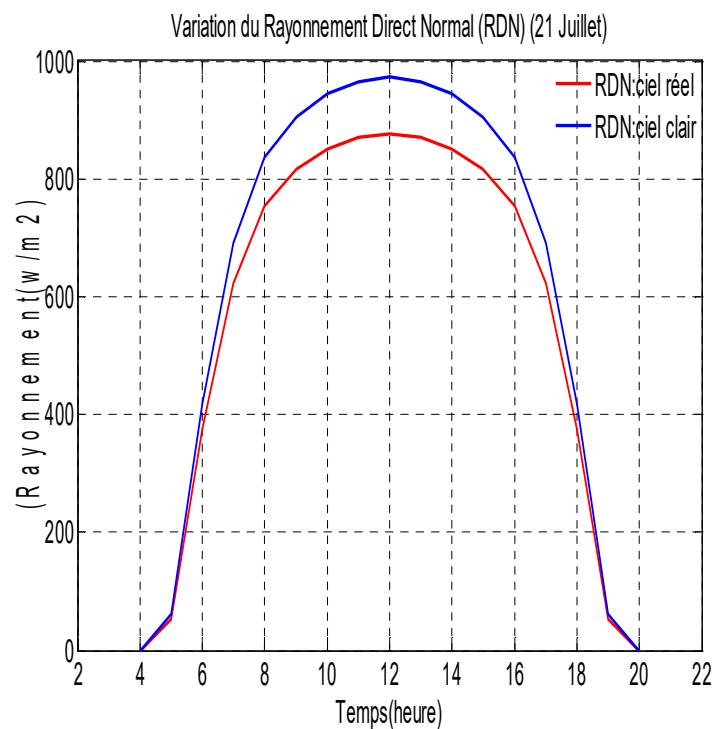


Figure V.5a Variation du rayonnement direct normal (Juillet)

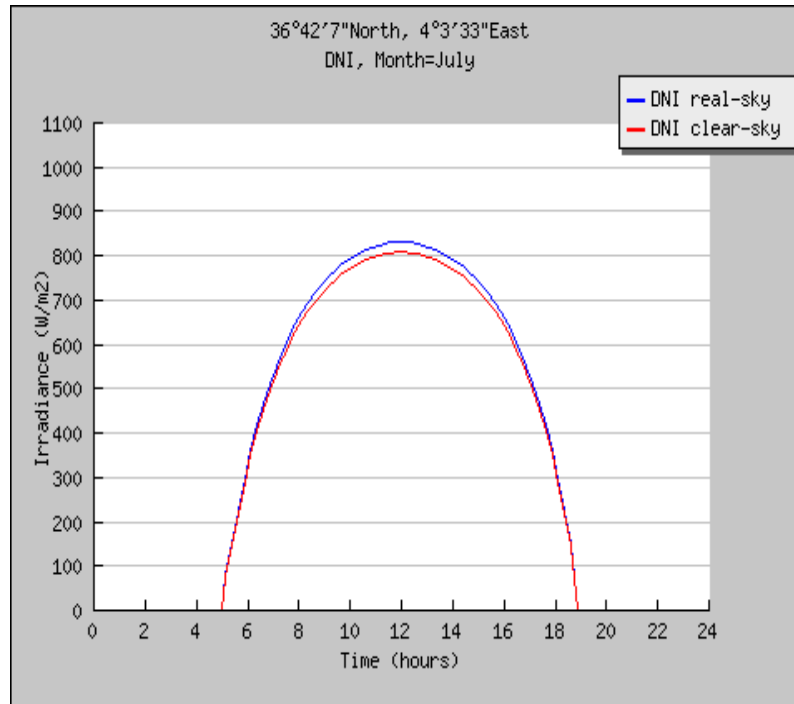


Figure V.5b Variation du rayonnement direct normal (Juillet)

On constate que le rayonnement direct du mois de juillet évolue graduellement de 4h30 jusqu'à atteindre son maximum 12h, et qui juste au début de l'après-midi commence à décroître jusqu'à la fin de journée à 19h.

V.4.2 Rayonnement global et diffus :

Sur ces graphes sont représentées les évolutions du rayonnement global et diffus reçue avec un système de poursuite solaire en mois de janvier et juillet.

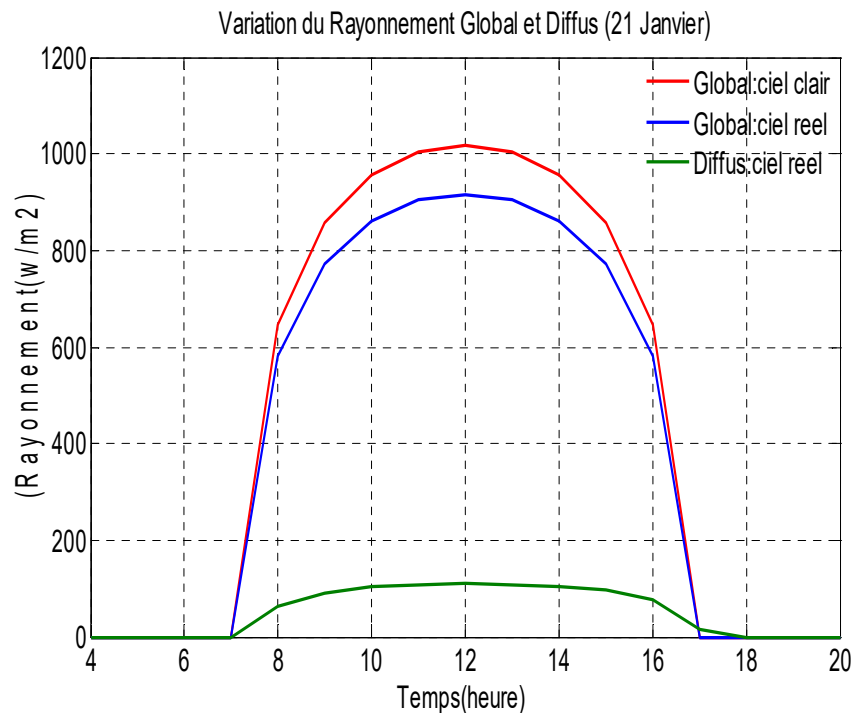


Figure V.6a Variation du rayonnement global et diffus (Janvier)

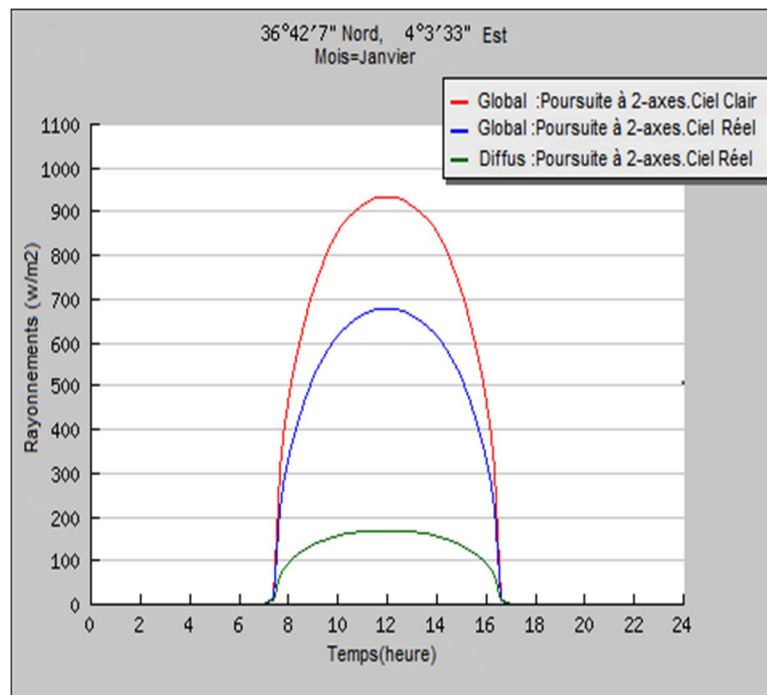


Figure V.6b Variation du rayonnement global et diffus (Janvier)

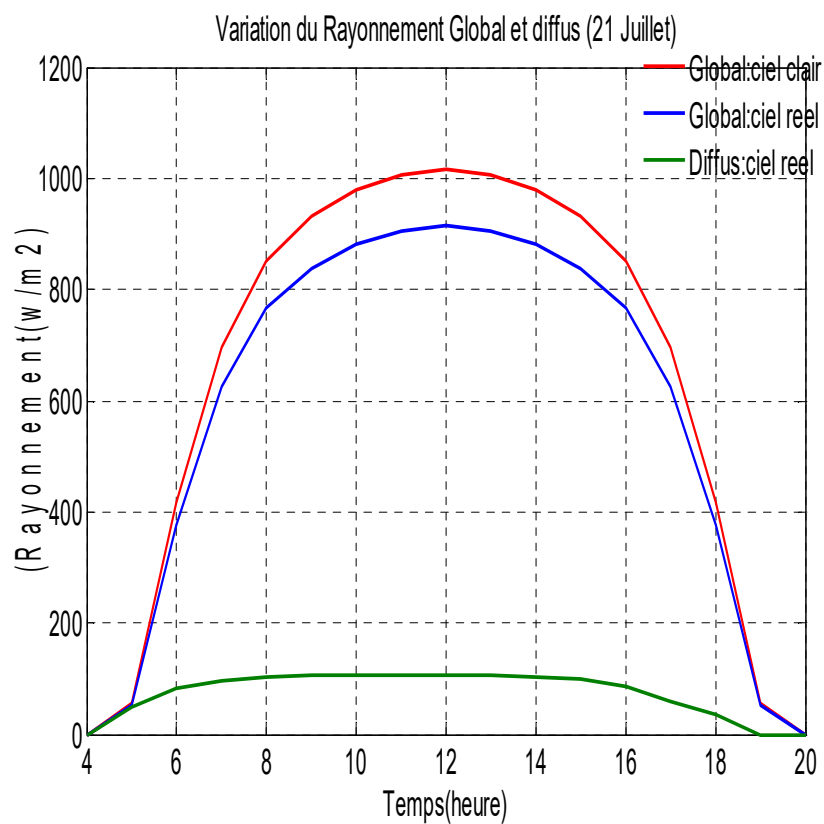


Figure V.7a Variation du rayonnement global et diffus (Juillet)

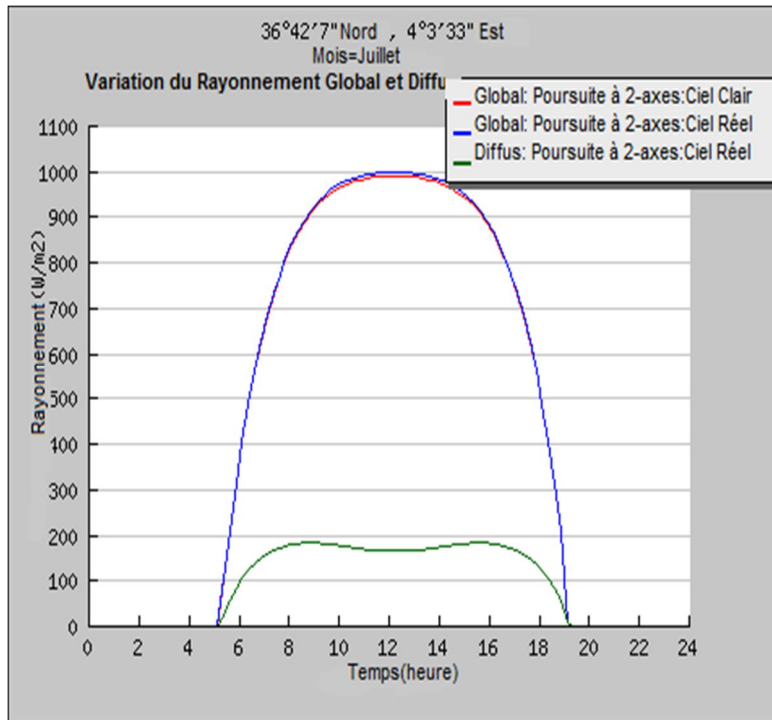


Figure V.7b Variation du rayonnement global et diffus (Janvier)

On constate sur les graphes représentés précédemment la différence entre le rayonnement calculé en janvier et juillet

V.5 Variation des températures

V.5.1 Evolution temporelle des températures d'entrée et de sortie du FTC :

La figure 4.7 montre les températures d'entrée et de sortie du CCP pendant les deux journées choisies du mois de Janvier et Juillet. Au début de la journée, les températures d'entrée et de sortie commencent à augmenter avec un rythme rapide jusqu'à 11h. Ensuite, elles évoluent faiblement pendant le reste du temps avant midi. À 12h, les températures d'entrée et de sortie commencent à augmenter à nouveau avec une température de sortie maximale de 87.27°C en janvier pour une entrée de 45°C vers 13:00 et 129.43 en juillet pour la même entrée et à la même heure. Au-delà de ce moment, les températures commencent à diminuer à un rythme très lent jusqu'à la fin des journées avec une température de sortie de 69.71 °C en janvier et 103.18 °C en juillet pour une même entrée de 60°C et à la même heure.

En termes de différence de température entre l'entrée et la sortie, nous remarquons que la différence de température est en fonction de l'intensité du rayonnement solaire.

Si nous comparons la différence de température maximale entre les deux mois nous trouvons une différence de 84.43°C en juillet entre l'entrée et la sortie tandis que pour le mois de janvier c'est 42.24°C. D'où le grand rôle que joue l'ensoleillement sur la performance et le rendement du CCP.

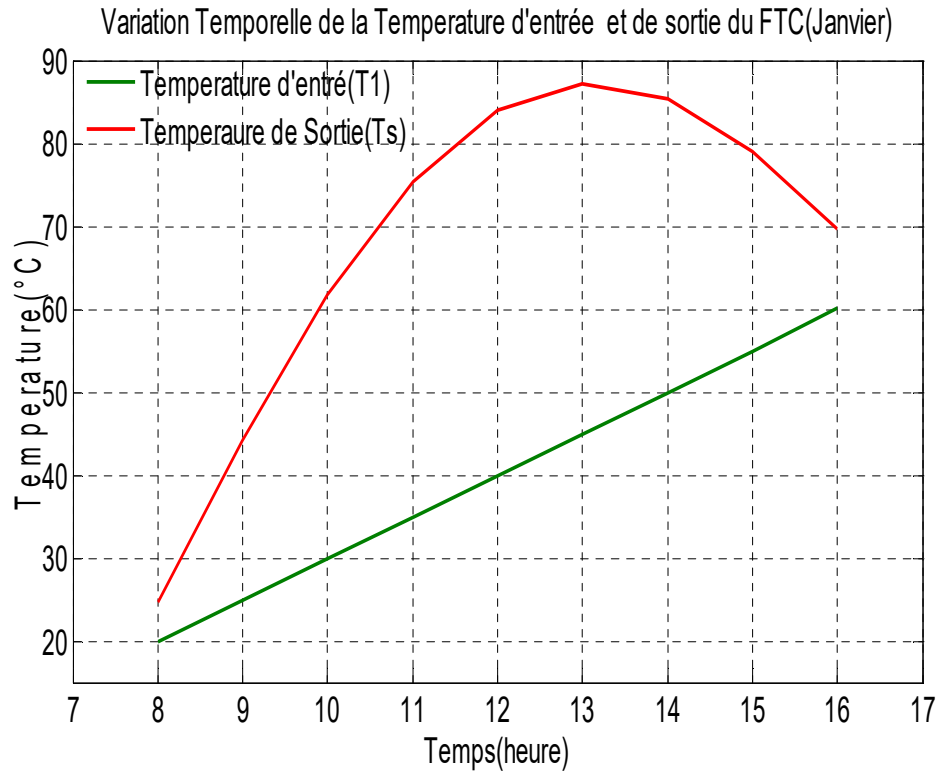


Figure V.8a Variation de la température d'entrée et sortie du FTC (Janvier)
variation des températures d'entrée et de sortie du FTC (Juillet)

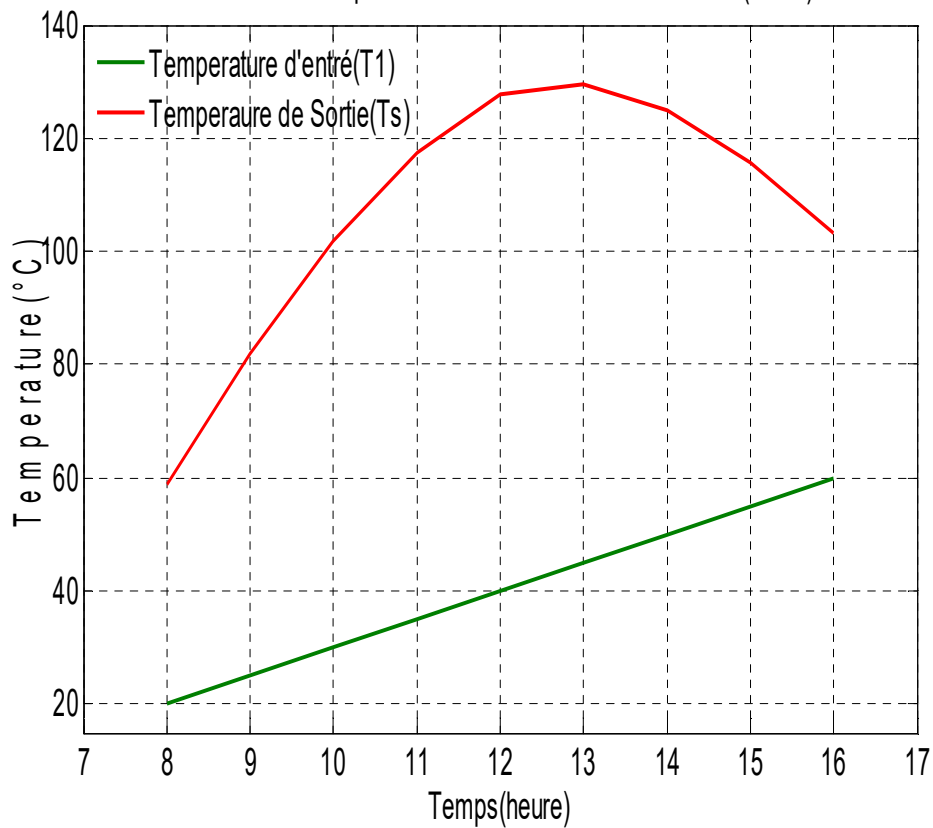


Figure V.8b Variation de la température d'entrée et sortie du FTC (Juillet)

V.5.2 Evolution des températures de l'absorbeur (T3), de l'enveloppe en verre (T4) et de sortie du FTC (Ts) en fonction de l'intensité du rayonnement

Sur la figure 4.8 est représentée l'évolution de la température de l'absorbeur, de l'enveloppe en

verre et de la sortie du FTC. Logiquement l'intensité du rayonnement solaire à un grand effet sur les trois températures, on constate une proportionnalité entre l'intensité du rayonnement et les températures de sortie du FTC et celles de l'absorbeur, tandis que la température de l'enveloppe en verre reste quasiment constante.

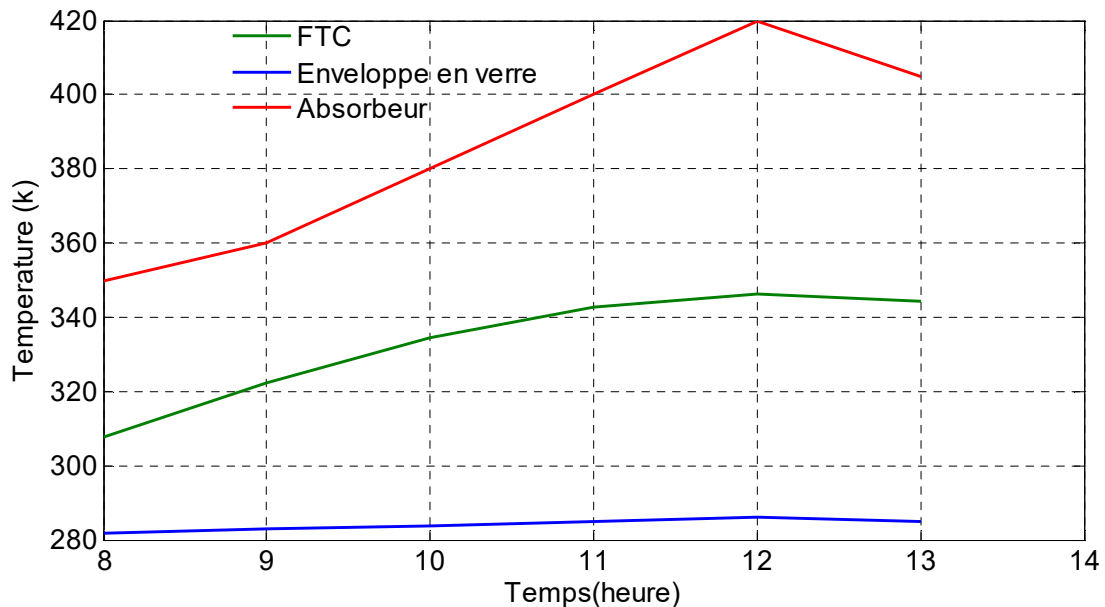


Figure V.9: Variation de la température de l'absorbeur (T_3), de l'enveloppe en verre (T_4) et de la température de sortie du FTC (T_s) en fonction de l'intensité du rayonnement.

V.5.3 Evolution des températures de l'absorbeur (T_3), de l'enveloppe en verre (T_4) et de la sortie du FTC (T_s) en fonction de la largeur du collecteur

La figure 4.9 montre l'évolution des trois températures en fixant la longueur du collecteur et en faisant varier sa largeur, on remarque une importante proportionnalité entre la largeur et la température de l'absorbeur et de la température de sortie du FTC, tandis que la température de l'enveloppe en verre reste quasiment constante.

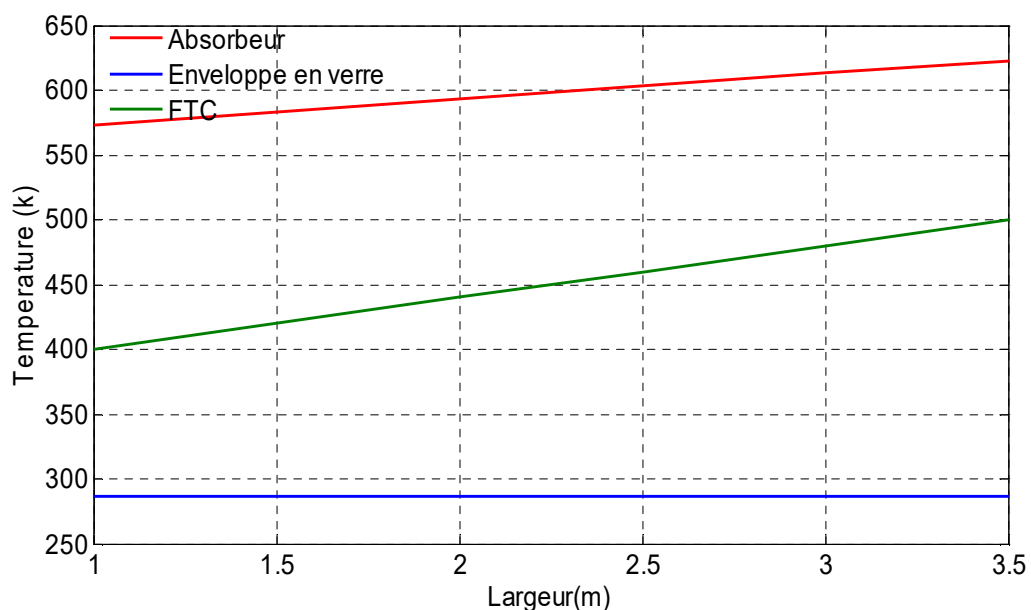


Figure V.10 : Evolution des températures en fonction de la largeur du collecteur (ouverture)

V.5.4 Variation des températures de l'absorbeur, de l'enveloppe en verre et de la sortie du FTC en fonction de la longueur du collecteur ($T_1=50^\circ\text{C}$, 21 juillet, heure=13h)

On constate que la température de sortie du FTC et celle de l'absorbeur sont proportionnelle à la longueur du collecteur tandis que la température de l'enveloppe en verre reste constante. La température de sortie du FTC est proportionnelle à la longueur du collecteur donc on peut atteindre une température qui tend vers l'infinie mais en revanche les contraintes thermiques des matériaux utilisés nous limiterons à une certaine température dite contrainte thermique admissible.

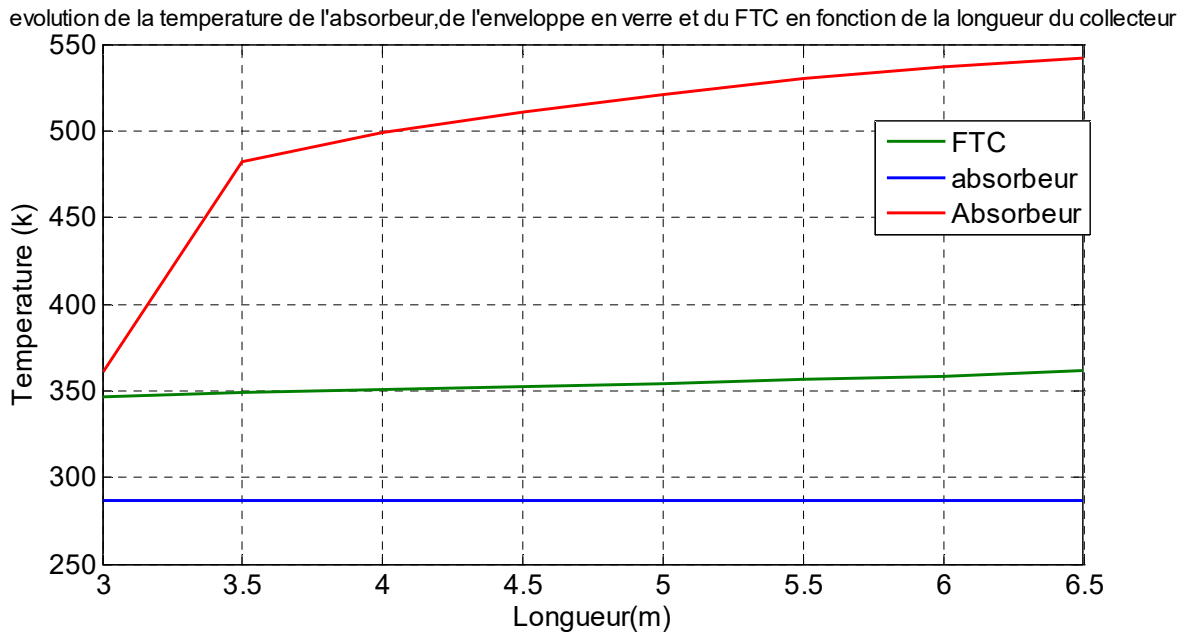


Figure V.11 Variation de la température de l'absorbeur(T_3), de l'enveloppe en verre(T_4) et de la température de sortie du FTC(T_s) en fonction de la longueur du collecteur.

V.5.6 Variation des températures de l'absorbeur, de l'enveloppe en verre et de la sortie du FTC en fonction du débit volumétrique ($T_e=50^\circ\text{C}$, mois=juillet à 13h)

La température de sortie du FTC est inversement proportionnelle à son débit volumique car l'augmentation du débit implique l'augmentation de la vitesse d'écoulement, ce qui diminue le processus d'échange thermique entre le fluide caloporteur et l'absorbeur.

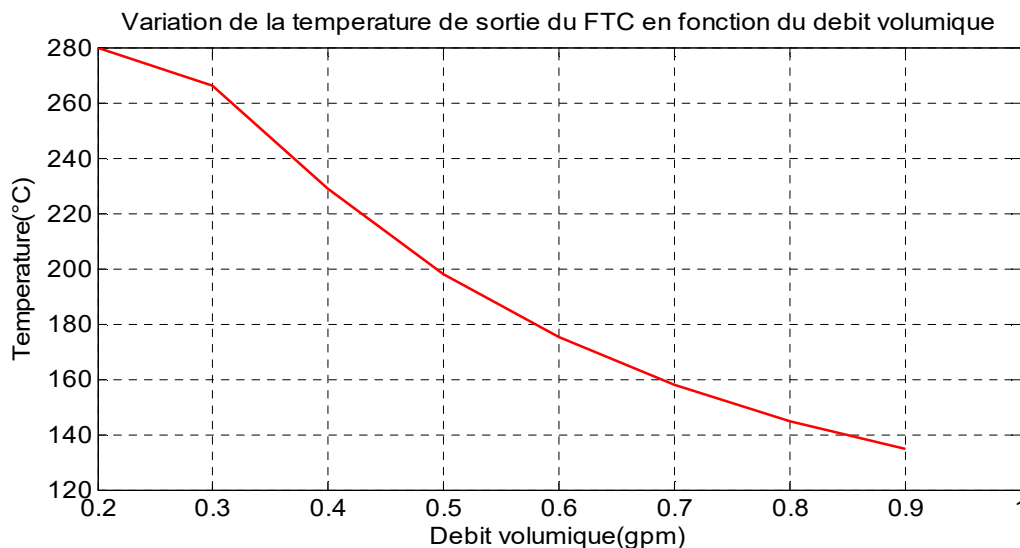


Figure V.12 Variation la température de sortie du FTC en fonction du débit volumique

V.6 Evolution des efficacités du CCP

V.6.1 Variation temporelle de l'efficacité optique et thermique (L=3.6 m, l=2 m)

L'efficacité thermique instantanée du CCP a été calculée en fonction du gain de chaleur, de l'irradiante solaire, et de la zone d'ouverture dans l'équation suivante :

$$\eta_{th} = \frac{Q_{reçu}}{I_{irradiation} A_a}$$

En pratique l'efficacité thermique peut être affectées par plusieurs facteurs qui la réduisent on en site:

- désalignement des miroirs • désalignement des tubes • erreurs de suivi • faible absorption de l'absorbeur • faible transmissivité du couvercle de verre.

L'efficacité optique du CCP a été calculée en fonction du coefficient de réflectivité du miroir ρ_{cl} , la de la transmissivité de l'enveloppe en verre τ_{env} , du coefficient d'absorption du tube absorbeur α_{abs} , du facteur d'interception γ , du modificateur d'angle d'incidence $K(\theta)$ et des pertes d'extrémités $X_{extrémité}$ dans l'équation suivante :

$$\eta_0 = [\rho_{cl} \tau_{env} \alpha_{abs} \gamma] K(\theta) X_{extrémité}$$

La figure V.13 montre l'efficacité thermique et optique instantanées pendant la journée du 21 juillet. On remarque que les deux efficacités croient au fur et à avec le temps, jusqu'à qu'elles atteignent leurs maximums à midi, et juste après elles décroissent jusqu'à la fin de la journée.

On en déduit que les deux efficacités sont proportionnelles avec l'irradiation solaire.

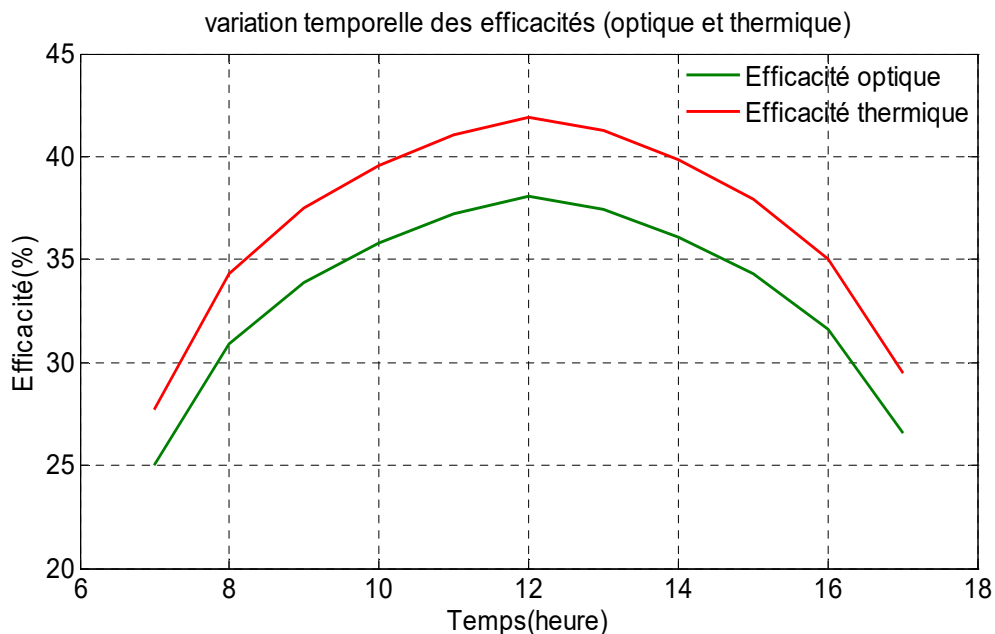


Figure V.13 Variation temporelle de l'efficacité optique et thermique

V.6.2 Variation l'efficacité optique et thermique en fonction de la longueur du collecteur

On remarque que l'efficacité thermique du collecteur est proportionnelle à la longueur du collecteur. Mais toujours sa limite est liée avec la résistance thermique admissible des matériaux, et avec l'inertie thermique du matériau

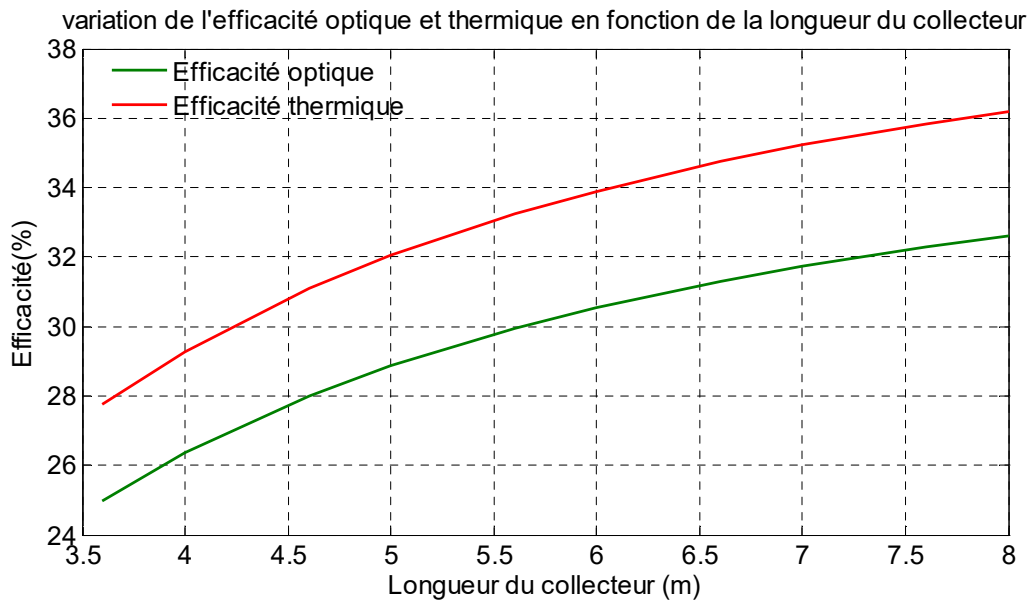


Figure V.14 : Efficacité du collecteur en fonction de sa longueur du collecteur

V.7 Gain de chaleur utile : (L=3.6 m, l=2 m)

La chaleur acquise utile a été déterminée à partir des températures d'entrée ($T_e=50^\circ\text{C}$) et de sortie mesurées du CCP, du débit massique et de la chaleur spécifique de l'eau en utilisant l'équation suivante :

$$Q_{reçu} = \dot{m} C_{PFTC} (T_s - T_e)$$

La figure V.15 montre la variation de la chaleur instantanée utile obtenue par rapport au temps. À 8h, le flux de chaleur acquis est faible (200 W) en raison du faible taux d'intensité du rayonnement solaire, puis, au fur et à mesure que le temps passe, il augmente jusqu'à atteindre la valeur maximale (1580W) à 12h, ce qui indique que L'énergie collectée est influencée par le taux de rayonnement solaire. Et à l'après, le gain de chaleur utile diminue à la suite de la diminution de l'intensité du rayonnement solaire.

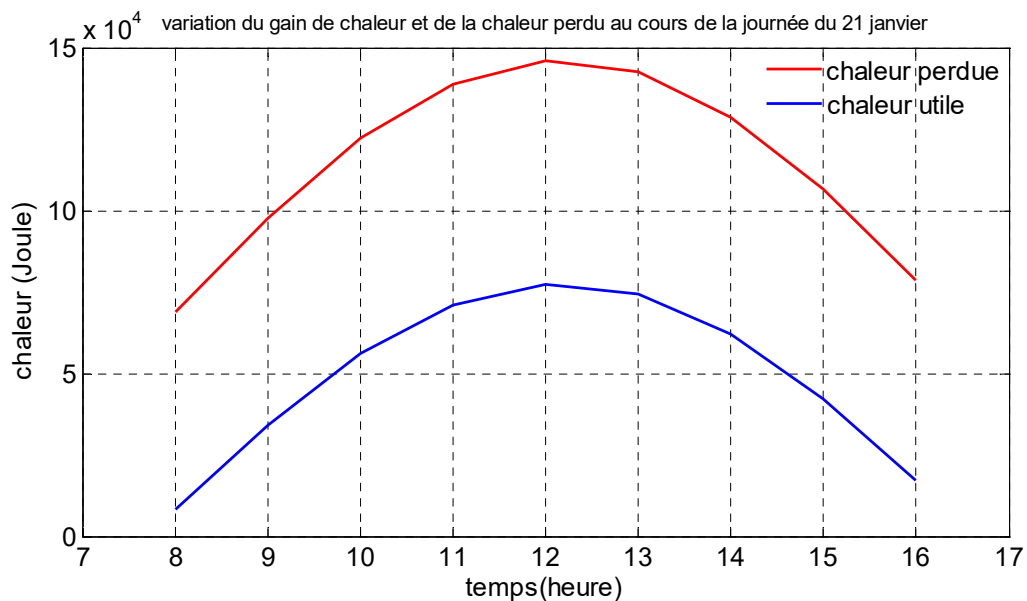


Figure V.15 : Variation de la chaleur utile et de la chaleur perdue en fonction du temps

V.8 Conclusion

D'après Les résultats représentés précédemment, on constate l'accord entre les résultats trouvés par notre model et ceux calculés par la NASA. Les différences qu'on peut remarquer au calcul du rayonnement sont dus au fait que les calculs de la NASA sont des moyennes de rayonnement de tous les jours du mois tandis que les notre étaient fait pour une journée précise de chacun des deux mois.

Un modèle mathématique a été développé pour analyser les performances du CCP. Les modèles thermiques et optique tiennent compte de toutes les équations d'équilibre de l'énergie thermique et du mécanisme de transfert de chaleur, tel que le transfert de chaleur par convection à l'intérieur de l'absorbeur et de l'absorbeur à l'enveloppe en verre et de l'enveloppe en verre à l'ambiance, le transfert de chaleur par conduction à travers l'absorbeur et l'enveloppe en verre, le transfert de chaleur par rayonnement de l'absorbeur à l'enveloppe en verre et de l'enveloppe en verre au ciel. Le modèle présenté est mis en œuvre dans le logiciel MATLAB et il permet d'estimer la quantité de rayonnement solaire sur terre (l'irradiation), la quantité de chaleur collectée par le fluide de travail, l'efficacité thermique et optique ainsi que la température de sortie du fluide de transfert de chaleur, de verre et de l'absorbeur.

Et nous espérons que modèle puisse être valide vu la petite différence entre ses résultats et ceux de la NASA.

Références

- [1] Word Energy Outlook. Paris: International Energy Agency, 2012.
- [2] International Energy Outlook . Washington: U.S. Energy Information Administration, 2010.
- [3] DECC Fossil Fuel Price Projections. London: Department of Energy and Climate Change, 2013.
- [4] Key energy word statistics. Paris: International Energy Agency, 2012.
- [5] Fernandez-Garcia, A., et al. "Parabolic-trough solar collectors and their applications." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14 (2010): 1695–1721.
- [6] Günthe, Matthias, Dirk Krüger and Tobisas Hirsch. *Parabolic Trough Technology*. Cologne: enerMENA, n.d.
- [7] Pytlinski, JT. "Solar energy installations for pumping irrigation water." *Solar energy* (1978).
- [8] Shaner, WW. and WS. Duff. "Solar thermal electric power systems: comparison of line-focus collectors." *Solar Energy* (1979): 13-49.
- [9] Price, Hank, et al. "Advances in Parabolic Trough Solar Power Technology." *Journal of Solar Energy Engineering* 124 (2002): 109-125.
- [10] Vazquez, J. and N. Castaneda. "The collector for Extresol-1. 600 meters loop test in Andasol-1 and test unit description." 14th int symp on conc sol power and chem energy technol. SolarPACES 2008, 2008.
- [11] Kearney, DW and HW Price . "LUZ concept (current status of the SEGS plants)." *Proceedings of the Second Renewable Energy Congress*. Reading, 1992. 582-588.
- [12] Kalogirou, Soteris A. "Solar thermal collectors and applications." *Progress in Energy and Combustion Science* 30 (2004): 231-295.
- [13] Kim, YJ, et al. "Thermodynamic analysis of an absorption refrigeration system with ionic-liquid/refrigerant mixture as a working fluid." *Energy* (2012): 1-12.
- [14] Kalogirou, Soteris A. "Seawater desalination using renewable energy sources." *Progress in Energy and Combustion Science* 31 (2005): 242–281.
- [15] Ouagued, Malika, Abdallah Khellaf and Larbi Loukarfi. "Estimation of the temperature, heat gain and heat loss by solar parabolic trough collector under Algerian climate using different thermal oils." *Energy Conversion and Management* 75 (2013): 191-201.
- [16] Archer, David H, Ming Qu and Hongxi Yin. "Experimental and model based preformance analysis of a linear parabolic trough collector in a high temperature solar cooling and heating system." *Journal of Solar Energy Engineering* 132 (2010).
- [17] Gong, Guangjie, et al. "An optimized model and test of the China's first high temperature parabolic trough receiver." *Solar Energy* 84 (2010): 2230-2245.

- [18] Hachicha, A.A, et al. "Heat transfer analysis and numerical simulation of a parabolic trough." *Applied Energy* 111 (2013): 581-592.
- [19] Coccia, Gianluca, Giovanni Latini and Marco Sotte. "Mathematical modeling of a prototype of parabolic trough solar collector." *Renewable and sustainable energy* 4 (2012).
- [20] Dudley, Vernon E. Test results SEGS LS-2 solar collector. USA: Sandia national laboratories, 1994.
- [21] Forristall, R. Heat transfer analysis and modeling of a parabolic trough solar receiver implemented in Engineering Solver Equation. Technical report. Colorado: National Renewable Energy Laboratory, 2003.
- [22] Brooks, M J, I Mills and T M Harms. "Performance of a parabolic trough solar collector." *Journal of energy in Southern Africa* 17 (2006): 71-80.
- [23] Padilla, Ricardo Vasquez, et al. "Heat transfer analysis of parabolic trough solar receiver." *Applies Energy* 88 (2011): 5079-5110.
- [24] Garcia-Valladares, O and N Velazquez. "Numerical simulation of parabolic trough solar collector: Improvement using countorflow concentric circular heat exchanger." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52 (2009): 597-609.
- [25] Kalogirou, Soteris A. "A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver." *Energy* 48 (2012): 298-306.
- [26] Chalqi, F-Z and M-C Eljai. "A modified model for parabolic trough solar receiver." *American Journal of Engineering Research (AJER)* (2013): 200-2011. [27]
- [27] Yaghoubi, M, F Ahmadi and M Bandehee. "Analysis of Heat Losses of Absorber Tubes of Parabolic." *Journal of Clean Energy Technologies* 1 (2013): 33-37.
- [28] Duffie, Jouh A. and William A. Beckman. *Solar engineering of thermal processes*. 3rd. New Jersey: John Wiley & Sons, 2006.
- [29] Tiwari, G. N. *Solar energy:fundamentals, design, modelling and applications* . New Delhi: Alpha science international , 2006.
- [30] Foster, Robert, Majed Ghassemi and Alma Cota. *Solar energy: renewable energy and the enviroment*. Boca Raton: CRC press, 2010.
- [31] Goswami, D. Yogi, Frank Kreith and Jan F. Kreider. *Principles of solar engineering*. 2nd. Philadelphia: Taylor & Francis, 1999.
- [32] Kalogirou, Soteris A. *Solar energy engineering: Processes and Systems*. 1st. USA: Elsevier, 2009.
- [33] Sukhatme, S P and J K Nayak. *Solar energy: principles of thermal collection and storage*. 3rd. New Delhi: McGraw-Hill, 2008.
- [34] Dubey, Swapnil and G.N. Tiwari. *Fundamentals of photovoltaic modules and thier applications*. Cambridge: The royal society of chemistry, 2010.

- [35] Garg, H P and J Prakash. Solar energy, fundamentals and application. New Delhi: Tata McGraw-Hill, 2006.
- [36] Kreith, Frank and Jan F. Kreider. Principles of sustainable energy. Bcan Raton: CRC press, 2011.
- [37] Sen, Zekai. Solar energy fundamentals and modeling techniques :atmosphere, environment, climate change and renewable energy. London: Springer, 2008.
- [38] Padilla, Ricardo Vasquez. Simplified Methodology for Designing Parabolic Trough Solar Power Plants. PhD Thesis. Ann Arbor: ProQuest LLC, 2011.
- [39] Garg, H P and J Prakash. Solar energy, fundamentals and application. New Delhi: Tata McGraw-Hill, 2006.
- [40] Guven, Halil M. and Richard B. Bannerot. Optical and thermal analysis of parabolic trough collectos for technically for developed countries. Technical report. Houston, 1984.
- [41] Fischer, Stephan. "Experience from tests on concentrating and tracking collectors." Technical report. 2012.
- [42] Khaled, Ahmed. Technical and economic performance of parabolic trough in Jordan. M.Sc. thesis. Amman, 2012.
- [43] Mutlak, Falah. Design and Fabrication of Parabolic Trough Solar Collector for Thermal Energy Applications. PhD Thesis. Baghdad, 2011.
- [44] Baskharone, Erian A. Thermal Science: Essentials of Thermodynamics, Fluid Mechanics, and Heat Transfer. McGraw-Hill, 2012.
- [45] Burkholde, Frank, et al. "Parabolic Trough Receiver Thermal Testing." ASME 2007 Energy Sustainability Conference. California: ASME 2007 Energy Sustainability, 2007. 961-970.
- [46] Qu, Ming, David H. Archer and Sophie V. Masson. "A linear parabolic trough solar collector performance model." International conference for enhanced building operations. Texas: Energy Systems Laboratory, 2006.
- [47] Incropera, F, et al. Fundamentals of heat and mass transfer. 6th. New York: John Wiley and Sons, 2007.
- [48] Gnielinski, V. "New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and." International chemical engineering 16.16 (1976): 359–368.
- [49] Rathore, M.M. and Jr. Raul R.A. Kapuno. Engineering Heat Transfer. USA: Jones & Bartlett Learning, LLC, 2011.
- [50] Ratazel, A, C Hickox and D Gartling. "Techniques for reducing thermal conduction and natural convection heat losses in annular receiver geometries." Journal of Heat Transfer 101.1 (1979): 108-113.
- [51] Rathakrishnan, Ethirajan. Elements of heat transfer. USA: Taylor & Francis Group, 2012.

- [52] Cengel, Yunus and Afshin J. Ghajar. Heat and mass transfer: Fundamentals and applications. 4th. McGraw-Hill, 2011.
- [53] Janna, William S. Engineering heat transfer. 2nd. Boca Raton: CRC press, 2000.
- [54] Winter, Francis de. Solar collectors, Energy storage, and Materials. USA: The MIT press, 1991.
- [55] Senior design Group. The Design and Building of a Test System to Characterize Solar Thermal Collectors. Daytona Beach: Embry Riddle Aeronautical University, 2012.
- [56] "thecarguys.net."n.d.Thecarguys.Site web 13 Novembre 2013
<www.thecarguys.net/cooling_system_operation.pdf>.