

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

N° Série: /2018

Université Kasdi Merbah Ouargla



Faculté des hydrocarbures énergies renouvelables et science de la terre et de l'univers

Département des énergies renouvelables

MEMOIRE
Pour obtenir le Diplôme de Master Académique
Option: énergies renouvelables en mécanique

Présenté Par :

BOUHOREIRA YUCEF

GANA LAHBIB

THEME

**Etude de l'effet des paramètres sur les performances
d'un collecteur solaire cylindro parabolique**

Soutenu le: 24/06/2018
Devant la commission d'examen

Jury:

Mr. MAAMER HOCINE

Président

UKM Ouargla

Mr. BENMENINE DJAMEL

Examineur

UKM Ouargla

Mr. ZERROUATI ALI

Encadreur

UKM Ouargla

Année universitaire : 2017 / 2018

Dédicaces

A mes très chers parents

A ma mère qui a été la lumière de ma vie,

*A mon père qui ma épaulé durant ma vie et à toutes mes amis
estudiantine*

A mes frères et à mes sœurs,

A tous nos professeurs.

A tous mes amis.

Bouhoreira youcef

Gana lahbib

Remerciement

*En préambule à ce mémoire nous remercions **ALLAH**
Qui nous a aidé et donnée la patience et le courage
durant ces longues années d'étude.*

*En second lieu, nous tenons à remercier notre encadreur
Mr : (ZERROUATI ALI) pour ces précieux conseils
et l'aide durant toute la période du travail.*

*Ainsi qu'à **Mr :(Rouag Omar)***

*Pour l'aide et ces conseils durant cette étude
Nos vifs remerciements vont également aux membres du jury
pour l'intérêt qu'ils ont porté à ma recherche en
acceptant d'examiner ce travail. Et de l'enrichir par
leurs propositions.*

*Nos remerciements s'étendent également à tous nos
Enseignants de l'université*

*Kasdi Merbah-Ouargla durant les années des études.
Et tout ce qui est cher de près ou de loin et qui nous a aidé à
réaliser ce travail et nous a donné la **volonté** et l'envie de
faire le possible pour réussir.*

Merci à tous et à tout.

Sommaire

Dédicace	
Remerciements	
Sommaire	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Nomenclature	
Introduction générale	1

Chapitre I :Généralités

I.1. Introduction	4
I.2. Capteurs solaires	4
I.3. Le rôle de l'énergie solaire sur un capteur solaire	5
I.4. Définition des capteurs solaires thermiques	6
I.5. Les capteurs à concentration et leurs applications	6
I.5.1. Concentrateurs paraboliques	7
I.5.2. Centrales à tour	7
I.5.3. Les miroirs de Fresnel	8
I.5.4. Concentrateurs cylindro-paraboliques	8
I.6. Performances d'un capteur solaire	9
I.7. Les applications des capteurs solaires	10
I.7.1. Applications à basses et moyennes températures	10
I.7.2. Applications à hautes températures	10
I.8. Bilan énergétique	11

Chapitre II : Rayonnement solaire

II.1. Introduction	13
II.2. Le rayonnement solaire	13
II.2.1. L'importance du gisement solaire Algérien	13
II.2.2. Paramètres de position	14
II.2.2.1. Les coordonnées géographiques	14
II.2.2.2. Les coordonnées horaires	15

II.2.2.3. Les coordonnées solaires locales	16
II.3. Calcul des irradiations solaires directe, diffuse et globale	17
a. La déclinaison (δ)	17
b. La hauteur (h)	17
c. L'azimut (α)	17
d. La durée du jour (DDJ)	17
e. La distance optique (m_h)	17
f. Facteur de trouble de linke (TI)	17
g. L'éclairement diffus (D_0) sur un plan horizontal	18
h. L'éclairement global sur un plan horizontal	18
i. L'éclairement diffus (D_i) sur un plan d'inclinaison (i)	18
j. L'éclairement direct (I) sur un plan horizontal	18
k. L'éclairement direct sur un plan incliné (S_i, γ_1)	19
l. L'éclairement global sur un plan incliné (G_i, γ_1)	19
II.3.1. Angle d'incidence (θ)	19
II.3.2. Angle au Zénith (θ_z)	20
II.3.3. La concentration (C)	20
II.3.4. Estimation du numéro du jour de l'année	20
II.3.5. Calcul du facteur d'interception	21
II.3.6. Les facteurs des pertes	22
II.3.6.1. Le facteur d'ombre	22
II.3.6.2. Le facteur des pertes par les extrémités	22

Chapitre III :Etude descriptive du Concentrateur Cylindro-Parabolique

III.1.Introduction	25
III.2. Description et principe de fonctionnement du concentrateur	25
III.2.1.Le collecteur	26
III.2.2.Le réflecteur	26
III.2.3.Le récepteur (absorbeur)	27
III.2.4. La couverture transparente (le verre)	28
III.2.5. Le fluide caloporteur	28

III.3. Le système de poursuite.....	28
III.3.1. Choix de l'orientation.....	28
III.3.2. Effet de l'inclinaison d'une surface sur l'énergie incidente.....	28
III.3.3. Mécanisme de poursuite.....	28
III.4. Les Caractéristiques d'un concentrateur cylindro-parabolique (CCP).....	30
III.5. Dimensionnement d'un concentrateur cylindro-parabolique.....	32

Chapitre IV :Etude énergétique et performances

IV.1. Introduction.....	35
IV.2. Bilan thermique.....	35
a. Bilan énergétique pour le fluide.....	36
b. Bilan énergétique pour l'absorbeur.....	38
c. Bilan énergétique de la vitre.....	38
IV.3. Echanges thermiques.....	39
a. Echanges thermiques entre l'absorbeur et le fluide.....	39
b. Echanges thermiques entre l'absorbeur et la vitre.....	40
c. Echanges thermiques entre la vitre et le milieu ambiant.....	42
IV.4. L'énergie absorbée.....	43
IV.5. Performances d'un Concentrateur Cylindro-parabolique.....	43
IV.5.1. Puissance reçue à l'ouverture du collecteur.....	43
IV.5.2. Puissance absorbée par le récepteur.....	44
IV.5.3. La puissance utile.....	44
IV.5.4. Puissance absorbée par la vitre.....	45
IV.5.5. Le rendement optique.....	45
IV.5.6. Le rendement thermique.....	45
IV.6. Simulation du fonctionnement du concentrateur par GREENIUS.....	46

Chapitre V : Résultats des performances et de l'effet des paramètres

V.1. Introduction.....	48
V.3. Etude de l'évolution instantanée des différents paramètres.....	48
V.3.1. Evolution temporelle de l'irradiation solaire.....	49

V.3.2. Evolution temporelle des températures des composants du collecteur.....	50
V.3.3. Evolution temporelle des puissances thermiques.....	52
V.3.3.1. La puissance absorbée.....	52
V.3.3.2. La puissance utile.....	53
V.3.4. Evolution temporelle du rendement thermique.....	54
V.4. Optimisation des performances du concentrateur.....	55
V.4.1. Effet de la taille de l'absorbeur.....	55
V.4.1.1. Effet de la longueur de l'absorbeur	55
V.4.2. Effet de la nature du matériau de l'absorbeur.....	55
V.4.3. Effet du débit du fluide caloporteur.....	56
V.4.4. Effet de la nature du fluide caloporteur.....	57
V.5. Conclusion.....	58
 Conclusion générale.....	 60
Annexes	
Références bibliographiques	
Résumé	

Liste des figures

Chapitre I : Généralités

Figure .I.1 : représentation de Capteurs solaires	4
Figure. I.2 : Utilisation directe de l'énergie solaire	5
Figure. I.3 : Schéma d'un concentrateur solaire parabolique	7
Figure. I.4: Tour solaire à concentration	7
Figure. I.5 : Schéma d'un concentrateur solaire de Fresnel	8
Figure .I.6 : Concentrateurs Cylindro-Paraboliques	9

Chapitre II : Rayonnement solaire

Figure .II.1: Le rayonnement solaire en Algérie	14
Figure. II.2 : Coordonnées géographiques de lieu terrestre	15
Figure. II.3 : Coordonnées horaires	16
Figure. II.4 : Coordonnées horizontales	16
Figure. II.5 : Angle d'incidence relatif à un concentrateur cylindro-parabolique	19
Figure. II.6 : Effet des extrémités du tube absorbeur	22
Figure. II.7 : Effet des extrémités du collecteur	23
Figure .II.8 : Effet des extrémités du collecteur	23

Chapitre III : Etude descriptive du Concentrateur Cylindro-Parabolique

Figure .III.1 : Composants d'un concentrateur cylindro-parabolique	25
Figure. III .2 : Dimensionnement du réflecteur	26
Figure .III.3: Structure de l'absorbeur	27

Figure .III.4: Les modes de poursuite solaire d'un CCP30

Figure .III.5: Principe de captation du rayonnement du cylindro-parabolique31

Figure. III.6 : Dimensions relatives à un concentrateur cylindro-parabolique.....31

Chapitre IV : Etude énergétique et performances

Figure. IV.1:Bilan thermique d'élément de surface du collecteur cylindro-parabolique.....36

Figure. IV.2 :Schéma du transfert thermique entre les différentes parties du collecteur cylindro-parabolique39

Figure .IV.3: Fenêtre de l'écran principal.....48

Chapitre V : Résultats des performances et de l'effet des paramètres

Figure V.2 : Evolution temporelles des irradiances solaires globale, diffuse et directe pour n=80 , et un ciel dégradé.....49

Figure V.3 : Evolution temporelle des irradiances solaires globale, diffuse et directe pour n=141 , et un ciel bleu.....49

Figure V.4 : Evolution temporelle des irradiances solaires globale, diffuse et directe pour n=233 , et un ciel bleu.....50

Figure V.5 : Evolution temporelle des températures des composants du collecteur pour n=80 , un débit de 9kg/h et un ciel dégradé.....51

Figure V.6 : Evolution temporelle des températures des composants du collecteur pour n=141 , un débit de 9kg/h et un ciel bleu.....51

Figure V.7 : Evolution temporelle des températures des composants du collecteur pour n=233 , un débit de 9kg/h et un ciel bleu.....52

Figure V.8 : Evolution temporelle de la puissance absorbée pour deux journées types.....53

Figure V.9 : Evolution temporelle de la puissance utile pour deux journées types.....53

Figure V.10: Evolution temporelle du rendement thermique instantané pour trois journées types.....54

Figure V.11 : Evolution temporelle de la température de sortie du fluide pour différentes longueurs.....55

Figure V.12 : Evolution temporelle du rendement thermique instantané pour les deux matériaux.....56

Figure V. 13: Evolution temporelle du rendement thermique pour différents débits.....57

Figure V.14 Evolution temporelle de la température de sortie des deux fluides caloporteurs (L=2 m)	57
---	----

Liste des tableaux

Chapitre I : Généralités

Tableau. I.1 : Caractéristiques des centrales solaires à concentration	6
---	---

Chapitre II : Rayonnement solaire

Tableau II .1 : Estimation du numéro du jour de l'année	21
--	----

Chapitre III : Etude descriptive du Concentrateur Cylindro-Parabolique

Tableau III .1 : Comparaison de l'énergie absorbée pour différents modes de poursuite	29
--	----

Tableau III.2 : Paramètres du système	32
--	----

Tableau III.3 : Propriétés optiques des différents composants du système	33
---	----

Chapitre V : Résultats des performances et de l'effet des paramètres

Tableau V.1 : Les coordonnées géographiques du site de Touggourt.....	48
--	----

Tableau V.2 :Caractéristiques des journées types choisies.....	48
---	----

Tableau V.3 : Propriétés thermo physiques des matériaux constituant l'absorbeur.....	55
---	----

Nomenclature

Symbole	Désignation	Unité
a	Azimut du soleil	[degré]
A _a	Surface de l'absorbeur	[m ²]
A _c	Surface d'ouverture du concentrateur	[m ²]
C	Facteur de concentration	[-]
C _p	Capacité calorifique	[J/kg.K]
D _c	Rayonnement diffus sur un plan incliné	[W/m ²]
D _h	Rayonnement diffus sur un plan horizontal	[W/m ²]
d _j	Durée du jour	[heure]
D _{a,e}	Diamètre extérieur de l'absorbeur	[m]
D _{a,i}	Diamètre interne de l'absorbeur	[m]
D _{v,e}	Diamètre externe pour la vitre	[m]
D _{v,i}	Diamètre interne pour la vitre	[m]
F	Distance focale	[m]
EF	Facteur des pertes	[-]
h	Hauteur du soleil	[degré]
h _h	Coefficient d'échange par convection du fluide caloporteur	[W/m ² .K]
h _v	Coefficient d'échange par convection à l'extérieure	[W/m ² .K]
I	Rayonnement direct	[W/m ²]
I _h	Rayonnement direct sur un plan horizontal	[W/m ²]
G	Rayonnement global sur un plan horizontal	[W/m ²]
G _i	Rayonnement global sur un plan incliné	[W/m ²]
W	Ouverture du concentrateur	[m]
r	Rayon de la parabole	[m]
R	Rayon d'ouverture	[m]
φ _r	Angle d'ouverture	[degré]
φ	Angle de parabole	[degré]

k_{air}	Conductivité thermique de l'air	[W/m.K]
$k_{\text{eff,air}}$	Conductivité thermique équivalente de l'air	[W/m.K]
l	Longitude du lieu	[degré]
L	Longueur de l'absorbeur	[m]
Z	Altitude	[m]
\dot{m}_f	Débit massique	[kg/s]
$q_{\text{absorbé}}$	Quantité de chaleur absorbée au niveau de l'absorbeur	[W/m ²]
$q_{\text{entré}}$	Quantité de chaleur à l'entrée d'un élément de l'absorbeur	[W/m ²]
$q_{\text{entré}}$	Quantité de chaleur externe	[W/m ²]
q_{interne}	Quantité de chaleur interne	[W/m ²]
q_{sortie}	Quantité de chaleur à la sortie d'un élément de l'absorbeur	[W/m ²]
q_{utile}	Quantité de chaleur échangée par convection	[W/m ²]
R_d	Rayonnement direct sur un plan incliné	[W/m ²]
R_b	Facteur d'inclinaison	[-]
P_u	Puissance utile	[W]
p_{ab}	Puissance solaire absorbée par l'absorbeur	[W]
P_p	Puissance correspondant aux pertes thermiques	[W]
p_c	Puissance reçue à l'ouverture de parabole	[W/m ²]
S	Section	[m ²]
t	Temps	[s]
T	Température	[K]
V_{vent}	Vitesse du vent	[m/s]
$T_{\text{moy, annulaire}}$	Température moyenne de la lame d'air dans l'espace annulaire	[K]
TSV	Temps solaire vrai	[heure]

Lettres grecques

ρ_s	Albédo du sol	[-]
ω	Angle horaire	[degré]
θ	Angle incidence	[degré]
i	Angle d'inclinaison	[degré]
σ	Constante de Stefan-Boltzmann : $\sigma = 5,67 \times 10^{-8}$	[W/m ² .K ⁴]
δ	Déclinaison solaire	[degré]
α	Diffusivité thermique	[m ² /s]
ε	Emissivité	[-]

τ	Transmittivité de l'enveloppe du verre	[-]
ΔQ	Energie	[J]
ρ_m	Facteur de réflectance du miroir	[-]
σ	Fraction d'insolation	[-]
φ	Latitude du lieu	[degré]
ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
ν	Viscosité cinématique	[m ² /s]
μ	Viscosité dynamique	[kg/s.m]

Nombres adimensionnels

Nu	Nombre de Nusselt	[-]
Pr	Nombre de Prandtl	[-]
Ra	Nombre de Rayleigh	[-]
Re	Nombre de Reynolds	[-]

Indices

a	Absorbeur
f	Fluide
v	Vitre
amb	Ambiante
air	Air
ciel	Ciel
eff	Effective
max	Maximum.
Min	Minimum.
U	Utile.
j	Espace
k	Temps

Introduction
générale

Introduction générale

L'épuisement progressif des réserves de pétroles et de gaz et la limitation des émissions des gaz à effet de serre constituent des défis à relever. Qui exige la recherche de sources d'énergie alternatives. Les énergies renouvelables et en particuliers le solaire thermique permettent de préparer et de développer l'énergétique de l'avenir. En outre, le manque de solutions satisfaisantes à la gestion des déchets nucléaires et les risques liés à cette source d'énergie, imposent la sagesse de rechercher de nouvelles sources d'énergies [1].

Le soleil, le vent, l'eau, la biomasse, énergies inépuisables et non polluantes semblent une solution fort attrayante comme remplacement graduel ou en complément aux sources d'énergies conventionnelles.

L'Algérie qui dispose d'un potentiel solaire exceptionnel avec plus de 3000 heures d'ensoleillement et une superficie de 2381745 Km² a décidé de mettre en place une stratégie pour développer différentes applications de l'énergie solaire et notamment les systèmes à concentration solaire pour la production d'électricité et qui seraient profitables en particulier aux régions du sud. C'est dans ce sens que notre intérêt a porté sur l'étude d'un concentrateur cylindro- parabolique.

Afin d'estimer la température de sortie du fluide caloporteur, l'énergie absorbée par ce dernier et le rendement thermique instantané du système, un bilan thermique à été établi au niveau de tous les composants du concentrateur cylindro parabolique, afin de montrer les différents échanges énergétiques à travers les différents composants du système. Et à travers notre travail de recherche nous a conduits à utiliser un logiciel GREENIUS, qui a permis d'aboutir aux résultats recherchés, en particulier à la détermination des températures des composants du concentrateur et des performances du système, et de l'étude de l'effet des paramètres sur ces performances. Et la comparaison des résultats obtenus avec des résultats de la littérature.

Ce mémoire est structuré en cinq chapitres, une partie annexe, une introduction et une conclusion générale.

-Dans le premier chapitre nous présentons étude descriptive et caractéristiques des capteurs solaires thermiques et les principaux types de collecteurs à concentration.

-Le deuxième chapitre comporte des études descriptives du rayonnement solaire sur le plan géométrique et énergétique.

-Le troisième chapitre porte sur une étude sur le concentrateur cylindro-parabolique, description détaillée des composants du concentrateur, et mécanisme de poursuite du soleil.

-Le quatrième chapitre porte sur une étude bilan énergétique et performances.

- Le cinquième chapitre, l'ensemble des résultats obtenus dans le cadre de ce travail et les résultats de l'effet des paramètres sur les performances et leur interprétation sont présentés dans le dernier chapitre.

- Notre étude est terminée par une conclusion générale.

Chapitre I

I.1. Introduction

Les systèmes solaires, notamment les systèmes à concentration solaire sont de plus en plus sollicités pour contribuer à la satisfaction des besoins en énergie. La technologie des concentrateurs solaires vient d'atteindre un niveau très remarquable, en utilisant des réflecteurs afin de concentrer les rayons du soleil sur une petite surface. Il existe quatre principaux types des concentrateurs solaires, les concentrateurs cylindro-paraboliques, les miroirs de Fresnel, les tours solaires et les concentrateurs paraboliques [1].

Dans ce chapitre, on parle sur le rôle de l'énergie solaire sur le capteur solaire et ensuite on présente des généralités sur les concentrateurs solaires, enfin, on résume les concentrateurs sur la technologie des concentrateurs cylindro-paraboliques.

I.2. Capteurs solaires

Les installations solaires thermiques peuvent être constituées de différents types de capteurs vitrés et non vitrés, de capteurs plans, de capteurs à tubes sous vide et de capteurs concentrateurs. Le choix du type de capteur dépend de différents facteurs: du niveau de valeur d'énergie thermique recherchée, du site d'implantation et de la différence entre la température requise pour le capteur et la température ambiante pour l'application la plus fréquemment utilisée.

Il faut également souligner que les capteurs les plus efficaces sont généralement les plus chers. Il faut donc bien penser le pour et le contre: soit des capteurs solaires un peu moins efficaces sur une surface de l'absorbeur un peu plus grand, soit des capteurs plus chers et plus efficaces sur une surface de l'absorbeur un peu plus petite [2].



Figure I.1 : représentation de Capteurs solaires plans

I.3. Le rôle de l'énergie solaire sur un capteur solaire :

L'énergie solaire, à l'origine de la vie sur terre, elle est exploitée depuis la nuit des temps par l'homme, il existe pourtant de nombreuses technologies résumées dans le schéma de la (figure I.2) permettant de produire de la chaleur pour différentes applications (chauffage, distillation, climatisation et l'électricité) ou de l'électricité en utilisant directement l'énergie solaire photovoltaïque, la première distinction à faire entre ces différentes technologies est celle entre le solaire thermique et le solaire photovoltaïque, un système solaire composé de cellules photovoltaïques convertit directement une partie du rayonnement solaire en électricité par effet photovoltaïque et le système thermique va utiliser l'énergie solaire pour produire de la chaleur en chauffant un fluide à plus ou moins haute température, si la température du fluide est assez élevée, on peut alors actionner un cycle thermodynamique pour produire de l'électricité et de la chaleur .

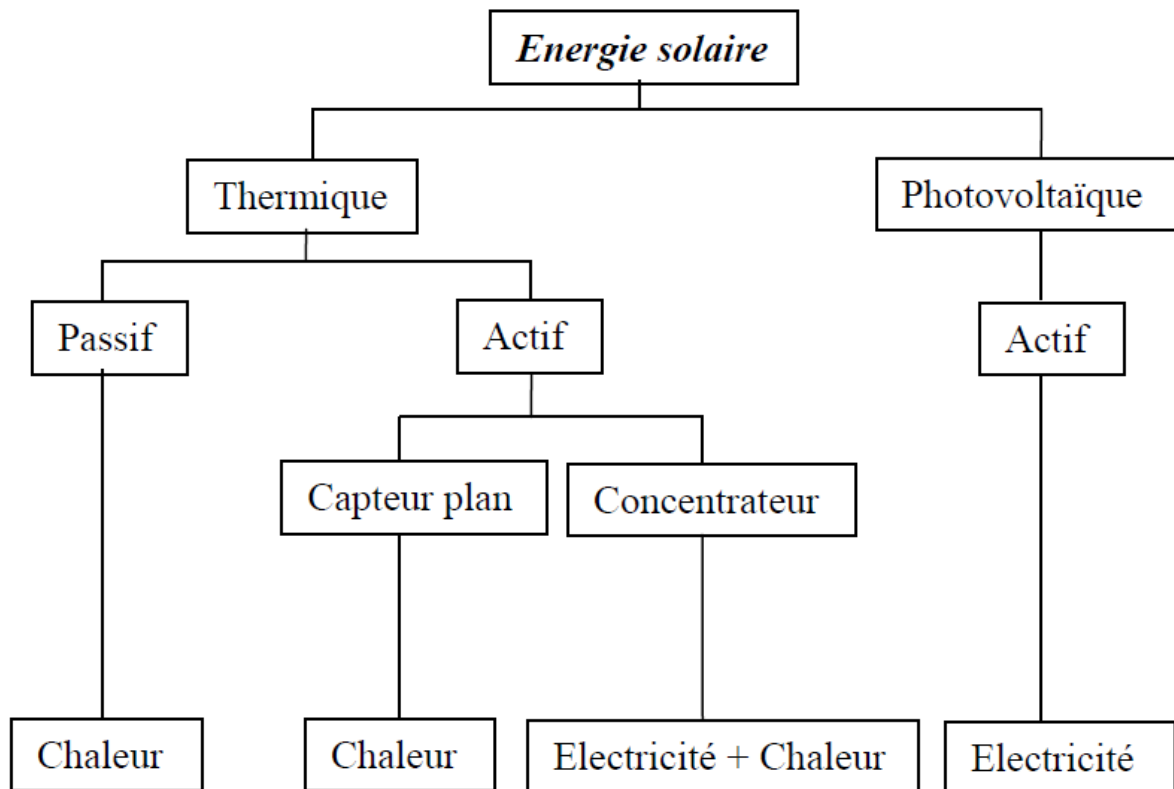


Figure I.2 : Utilisation directe de l'énergie solaire

La deuxième distinction est celle entre les capteurs plans et les capteurs à concentration, le rayonnement solaire dans un capteur plan est intercepté et absorbé par la même surface et son rendement décroît quasiment linéairement lorsque la température de fonctionnement croît, par contre l'utilisation des réflecteurs pour concentrer les rayons du soleil dans un capteur à concentration permet de diminuer grandement la taille de l'absorbeur, ce qui réduit les pertes

de chaleur et permettre d'augmenter l'efficacité du système à hautes températures, de plus les réflecteurs dans ces concentrateurs sont sensiblement moins coûteux par unité de surface par rapport aux capteurs plans, leur inconvénient majeure réside dans le fait qu'ils n'utilisent que le rayonnement solaire direct, c'est pour cela que l'orientation des concentrateurs est relative à la direction de la propagation du rayonnement direct, ceci exige une poursuite continue du soleil.

I.4. Définition des capteurs solaires thermiques

Les capteurs solaires thermiques sont des dispositifs conçus pour recueillir l'énergie provenant du soleil, la reconvertir en énergie thermique et la transmettre et à un fluide caloporteur.

Il existe différents types de capteurs solaires thermiques selon la géométrie, la nature du fluide caloporteur utilisé et le niveau de température qu'ils permettent d'atteindre [3].

I.5. Les capteurs à concentration et leurs applications

C'est un capteur solaire comportant un système optique (réflecteur) destiné à concentrer sur l'absorbeur (circuit échangeur) le rayonnement solaire. Ce type de capteur focalise le rayonnement solaire reçu sur l'absorbeur de manière à accroître l'intensité des rayons solaires et d'obtenir des températures élevées, entre 400 °C et 1000°C. La chaleur solaire produit de la vapeur qui alimente généralement une turbine.

Les caractéristiques techniques principales de ces centrales solaires à concentration sont présentées dans le tableau ci-dessous :

Tableau. I.1. Caractéristiques des centrales solaires à concentration[4]

Type du champ solaire	Facteur de concentration [-]	Capacité d'entrée [MW]	Prix du champ solaire [€/m²]	Température d'opération [°C]
Miroirs de Fresnel	25-100	10-200	150-200	270-550
Cylindro-parabolique	70-80	10-200	200-250	390-550
Parabolique	1000-3000	0,01-0,04	> 350	800-900
Tour solaire	300-1000	10-150	250-300	550-1000

I.5.1. Concentrateurs paraboliques :

Les rayons du soleil convergent vers un seul point, le foyer d'une parabole, (figure I.3). Le système doit être orienté à tout instant vers le soleil, ce qui implique une motorisation précise selon deux axes. Le facteur de concentration moyen dépasse le millier, ce qui permet de porter le fluide à très haute température, au-delà de 700 °C.

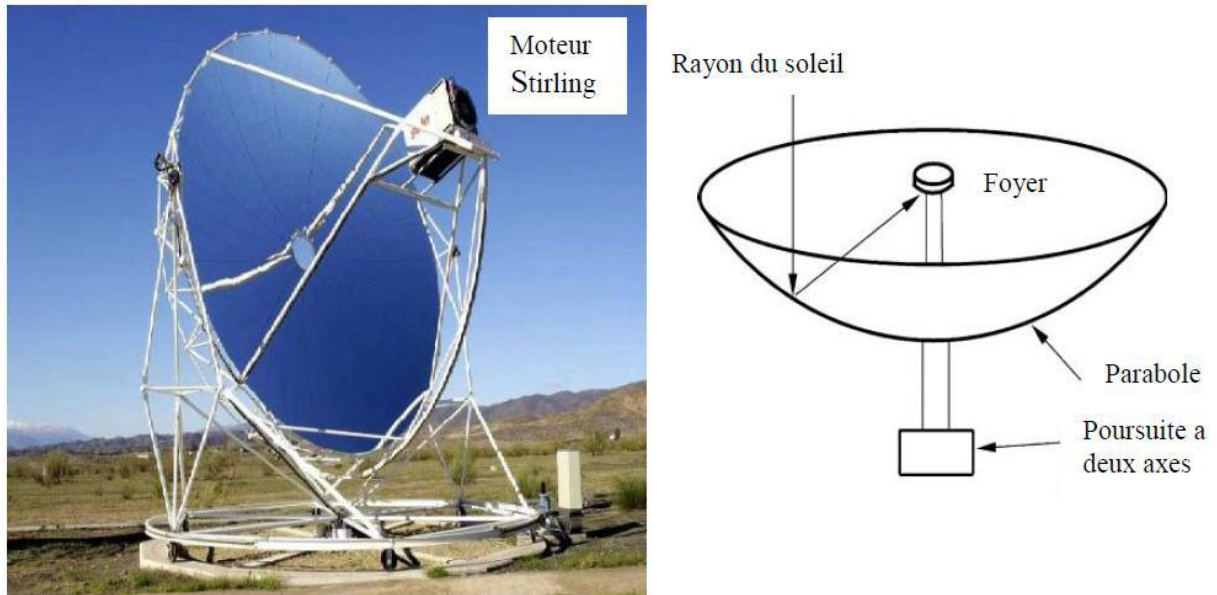


Figure. I.3 : Schéma d'un concentrateur solaire parabolique

I.5.2. Centrales à tour

Des milliers de miroirs (héliostats) suivent la course du soleil et concentrent son rayonnement sur un récepteur central placé au sommet d'une tour, (figure I.4).



Figure I.4 : Tour solaire à concentration

Cette filière permet de déployer des surfaces de miroirs très importantes. Des centaines ou milliers d'héliostats (miroirs plans de plusieurs dizaines de mètres carrés chacun), suivent le soleil et concentrent le rayonnement sur un récepteur central placé en haut d'une tour. Le soleil est concentré plus de 500 fois et la température obtenue dépasse les 600 °C. Différents fluides caloporteurs peuvent être utilisés (vapeur, sels fondus, air).

I.5.3. Les miroirs de Fresnel

Ce système est composé par des miroirs plans, ou faiblement paraboliques, disposés en lames parallèles qui s'inclinent sur un axe de façon à réfléchir les rayons du soleil vers le foyer. Les miroirs restent près du sol, cette position lui permet de l'éviter le vent. Un deuxième étage de réflecteurs redirige le rayonnement vers un récepteur tubulaire fixé au-dessus des miroirs dans le centre du champ solaire (figure. I.5.). Malgré la chute des performances optiques de cette technologie (2/3 de celle d'un CCP), une baisse des coûts de maintenance et d'investissement de 50 % dans une centrale solaire basée sur cette technologie par rapport aux autres technologies (concentrateur parabolique et tour solaire) [5].

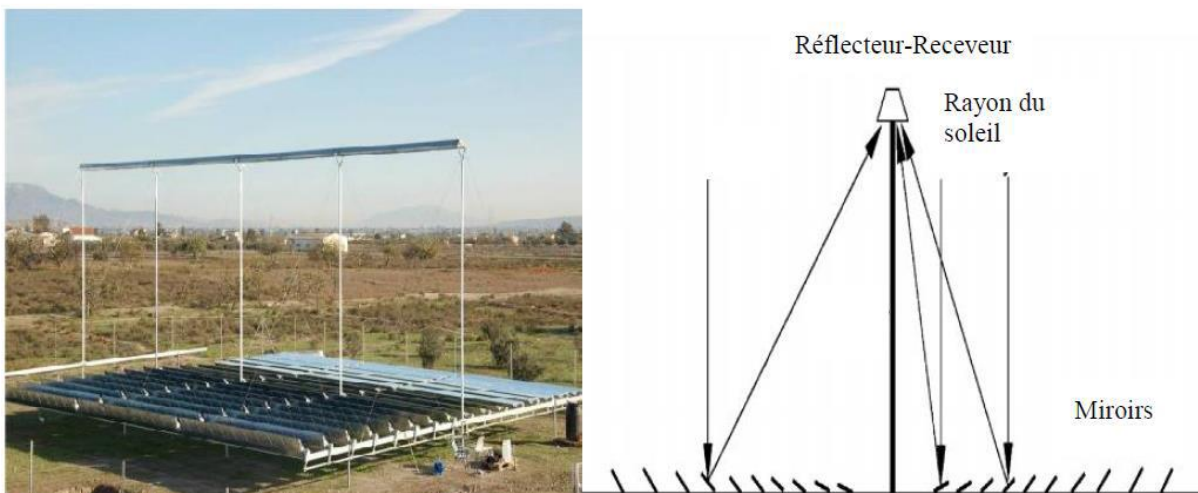


Figure I.5 : Schéma d'un concentrateur solaire de Fresnel

I.5.4. Concentrateurs cylindro-paraboliques

Des miroirs de section parabolique concentrent les rayons du soleil vers une ligne focale, (figure I.6). Le récepteur est un tube placé sur ce foyer linéaire dans lequel circule un fluide caloporteur. Ces concentrateurs sont généralement orientés nord-sud et pivotent d'est en ouest pour suivre la course du soleil. La concentration est modeste, de 20 à 80 fois le rayonnement, et les températures obtenues sont de l'ordre de 400 °C. L'avantage de ces miroirs

paraboliques est que le suivi du soleil est simplifié. En effet, il s'effectue sur un seul axe au lieu de deux pour les héliostats.



Figure I.6: Concentrateurs Cylindro-Paraboliques

On distingue deux usages principaux de cette technologie :

- La production de chaleur (thermique)
- La production d'électricité (thermodynamique)

Les concentrateurs optiques superposent en un même point les rayons solaires collectés sur une même surface de captage, le plus souvent formée de miroirs. Il existe différentes géométries de concentrateurs, ils sont dotés de dispositifs de suivi de la course du soleil, en hauteur. Les systèmes solaires à concentration collectent uniquement le rayonnement solaire direct.

I.6. Performances d'un capteur solaire :

La performance d'un capteur solaire dépend de nombreux facteurs (l'intensité du flux solaire, la technologie,...), néanmoins l'irradiation solaire demeure la plus importante. Cette dernière est elle-même étroitement liée à de nombreux paramètres, dont l'heure, la saison, l'altitude, l'orientation, l'état du ciel, etc. [6]

L'amélioration du rendement se base, essentiellement sur la réduction des pertes convectives (isolement par le vide), et par rayonnement (optimisation des corps noirs et de verre). De plus la géométrie des capteurs à tube permet également une surface d'absorption indépendante de l'angle d'incidence du rayonnement solaire. En outre d'autres solutions peuvent contribuer à l'amélioration des systèmes solaires, à savoir :

- Les vitres traitées, qui laissent passer jusqu'à 95% de la lumière grâce à leur faible teneur en oxyde de fer (Fe_2O_3).
- Les tubes transparents « sous vide », afin d'éviter les déperditions thermiques convectives de l'absorbeur.
- Les surfaces sélectives (absorbeur), qui absorbent le rayonnement visible, mais réémettent peu dans l'infrarouge (rayonnement de l'absorbeur, corps noir à basse température).

I.7. Les applications des capteurs solaires

Les applications sont multiples, parmi lesquelles et en particulier nous pouvons citer :

I.7.1. Applications à basses et moyennes températures

- **Le chauffage**

Le système solaire permet d'utiliser la chaleur produite pour les besoins d'eau chaude sanitaire, le chauffage d'habitats, etc. [7].

- **Le dessalement des eaux**

Le dessalement de l'eau de mer est désormais un principe envisageable, voire nécessaire pour obtenir de l'eau potable. Le solaire thermique paraît être le mieux adapté à le réaliser [8].

- **Le séchage solaire des produits agroalimentaires**

Les produits agroalimentaires en particulier des fruits peuvent être séchés grâce à l'énergie solaire. Ils sont disposés dans une enceinte à l'intérieur de laquelle un courant d'air circule au dessus des produits [6].

I.7.2. Applications à hautes températures

- **Production de l'électricité**

Le système de turbine à gaz pour la production d'électricité présente un danger environnemental, puisqu'il dégage du CO_2 et contribue ainsi au réchauffement climatique.

Nous pouvons alors envisager de remplacer la chaudière à gaz qui entraîne la turbine par des collecteurs solaires, cylindro-paraboliques, qui engendrent des fluides caloporteurs à haute température et par suite à l'aide d'échangeurs de chaleur produisent de la vapeur d'eau [7].

Il faut également encourager l'utilisation des panneaux solaires photovoltaïques pour la production d'énergie électrique.

I.8. Bilan énergétique

Le bilan énergétique d'un capteur solaire est défini par l'énergie solaire absorbée par le capteur (Q^*), l'énergie utile emmagasinée dans le fluide caloporteur (Q_u), les pertes thermiques et l'énergie d'inertie thermique de l'installation (Q_{th}).

Ce bilan thermique est donc noté :

$$Q^* = Q_u + Q_a + Q_{th} \quad (I.1)$$

Q^* : énergie absorbée par le capteur (énergie incidente)

Q_u : énergie utile servant de réchauffer le fluide caloporteur

Q_a : énergie perdue vers hors le capteur

Q_{th} : énergie thermique (dépendant de l'inertie thermique de l'installation)

Où l'énergie d'inertie thermique Q_{th} en régime permanent est considérée comme nulle.

La puissance globale reçue par le capteur (Q^*) s'exprime en W/m^2 . Elle peut être retrouvée sur les atlas de gisement solaire.

Le rendement d'un capteur plan est obtenu par le rapport entre l'énergie utile Q_u et la puissance solaire globale (Q^*) reçue par le capteur sur une période Δt :

$$\eta = \frac{\int_0^{\Delta t} Q_u \cdot dt}{\int_0^{\Delta t} Q^* \cdot dt} \quad (I.2)$$

Les détails des bilans énergétiques et les performances des capteurs CSP seront présentés en chapitre IV.

Chapitre II

II.1. Introduction

L'énergie solaire est la plus dominante de toutes les énergies renouvelables, elle est plus facile pour l'exploitation, comme la plus part des énergies renouvelables, elle donne à l'utilisateur la possibilité de soutien sans intermédiaire à une partir de ses besoins.

Dans ce chapitre, nous présenterons des notions et définitions astronomiques couramment utilisées dans tout domaine relatif au solaire.

II.2. Le rayonnement solaire

L'énergie émise par le soleil voyage jusqu'à la terre sous forme de rayonnement électromagnétique. La quantité d'énergie disponible au cours du trajet entre le soleil et l'atmosphère extérieur de la terre est égale à environ 1367 W/m^2 (constante solaire). Il en résulte qu'au cours d'une journée ensoleillée, la quantité d'énergie solaire disponible à la surface de la terre dans la direction du soleil est généralement plus ou moins de 1000 W/m^2 . Quel que soit le moment, l'énergie solaire disponible est principalement fonction de la position du soleil dans le ciel et de la nébulosité. Sur une base mensuelle ou annuelle, la quantité d'énergie solaire disponible dépend également de l'emplacement géographique. De plus, l'énergie solaire utilisable dépend de l'énergie solaire disponible.

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

II.2.1. L'importance du gisement solaire Algérien :

La ressource en rayonnement solaire direct est considérable à l'échelle planétaire et particulièrement à l'échelle nationale.

L'Algérie possédant un gisement solaire important, de part son climat, la puissance solaire maximale en tout point de notre pays est d'environ 1KW/m^2 . L'énergie journalière maximale moyenne (ciel clair, mois de juillet) dépasse les 6KW/m^2 et l'énergie annuelle maximale en Algérie est de l'ordre de 2500 KW/m^2 [9].

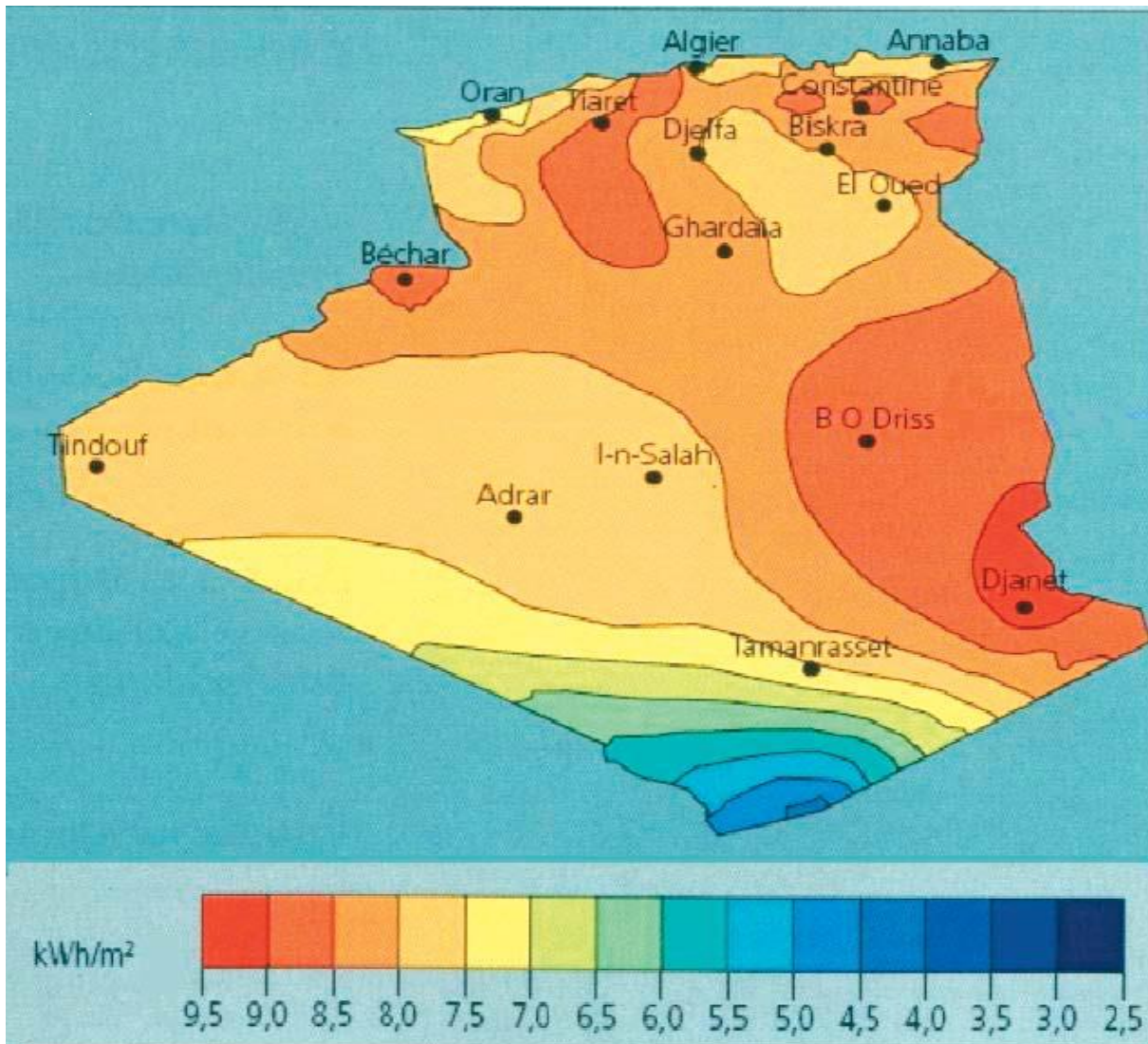


Figure II.1 : Le rayonnement solaire en Algérie [9]

II.2.2. Paramètres de position

Pour récupérer un maximum d'énergie en provenance du soleil, il est nécessaire d'orienter au mieux le récepteur [8]. La connaissance de la position du soleil dans le ciel et par rapport au lieu de captation s'avère donc nécessaire.

II.2.2.1. Les coordonnées géographiques

Tout point de la sphère terrestre est repéré par ses coordonnées géographiques, (figure II.2) [6] :

- **La latitude (ϕ)** : d'un lieu, correspond à l'angle avec le plan équatorial, que fait le rayon joignant le centre de la terre à ce lieu. Elle varie entre (0° et $+90^\circ$) au pôle Nord et (0° et -90°) au pôle Sud [10].

- **La longitude (λ)** : d'un lieu, correspond à l'angle que fait le plan méridien passant par ce lieu avec un plan méridien retenu comme origine. On a choisi pour méridien origine 0° le plan passant par l'observatoire de Greenwich. Par convention on affecte du signe (+) les méridiens situés à l'est de ce méridien, et du signe (-) les méridiens situés à l'ouest [3].

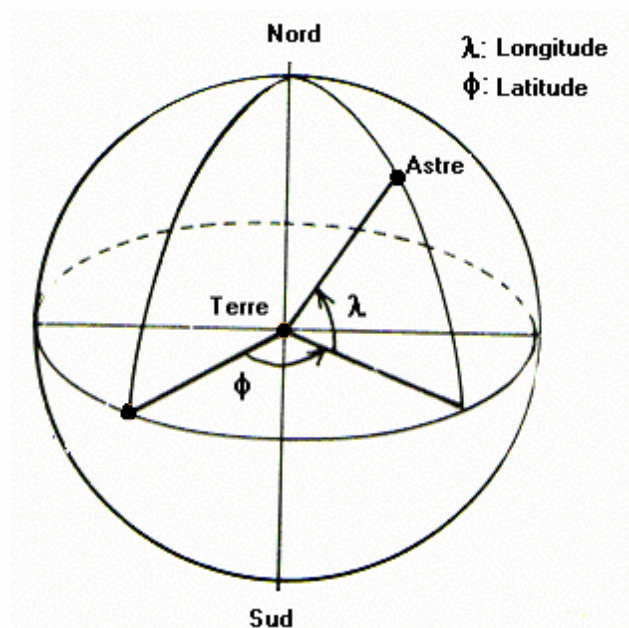


Figure II.2 : Coordonnées géographiques de lieu terrestre

II.2.2.2. Les coordonnées horaires

- **La déclinaison solaire (δ)** : est l'angle formé par la direction du soleil et le plan Equatorial terrestre, (figure II.3). Elle varie tout au long de l'année, entre deux valeurs extrêmes, ($- 23,45^\circ \leq \delta \leq 23,45^\circ$), s'annule aux équinoxes de printemps et d'automne, et prend les valeurs extrêmes aux solstices d'été et d'hiver.
- **L'angle horaire (ω), du soleil** : est l'angle formé par le plan méridien du lieu et celui qui passe par la direction du soleil si l'on prend comme origine le méridien de Greenwich, (figure II.3). L'angle horaire est compris entre 0° et 360° . La valeur de l'angle horaire est nulle à midi solaire, négative le matin, positive dans l'après midi et augmente de 15° par heure [10]. La formule suivante donne l'angle horaire [3] :

$$\omega = (\text{TSV} - 12) \times 15^\circ \quad (\text{II.1})$$

TSV : temps solaire vrai.

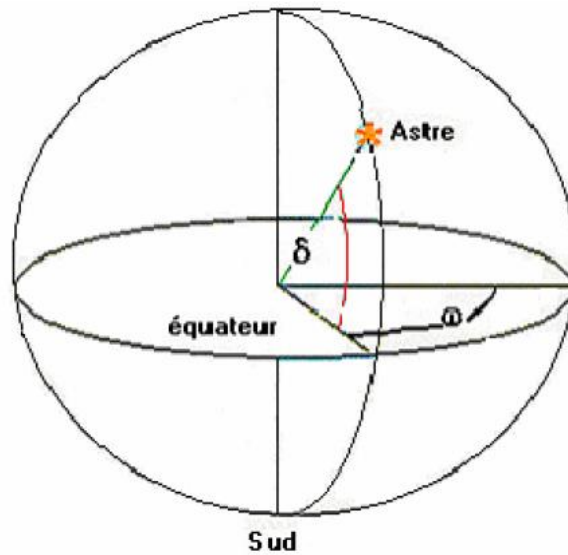


Figure II.3 : Coordonnées horaires

II.2.2.3. Les coordonnées solaires locales

La position d'un astre dans l'espace, peut être repérée par ses coordonnées horizontales définies sur la sphère céleste [8] :

- **La hauteur (h)** : est l'angle que fait la direction de l'astre, avec le plan horizontal, (figure II.4).
- **L'azimut (a)** : est l'angle que fait la projection du rayon solaire sur le plan horizontal (plan tangent au sol) avec la direction sud, (figure II.4).

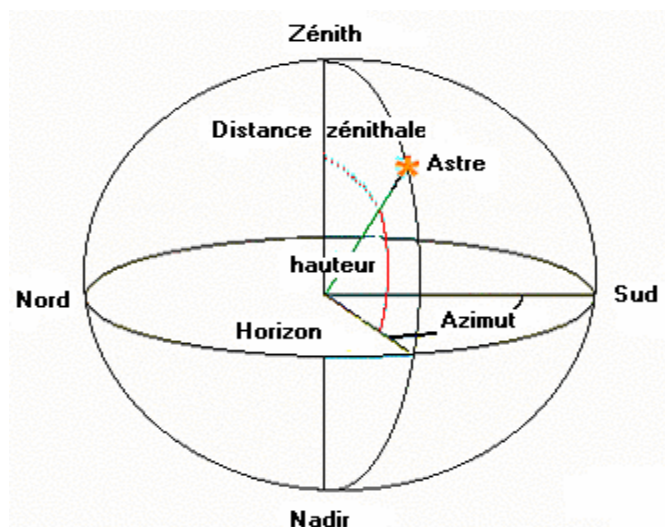


Figure II.4 : Coordonnées horizontales

II.3. Calcul des irradiances solaires directe, diffuse et globale

Afin d'évaluer l'énergie solaire captée par une surface d'orientation quelconque et placée au niveau du sol, on fait utilisation des formules analytiques et/ou empiriques [3].

Plusieurs spécialistes ont proposés des modèles pour caractériser le rayonnement solaire.

a. La déclinaison (δ)

La valeur de cet angle peut être calculée par la formule [12] :

$$\delta = 23,45^{\circ} \times \sin(360 \times (284 + n) / 365) \quad (\text{II.5})$$

avec : n : numéro du jour dans l'année

b. La hauteur (h)

La hauteur angulaire de l'astre (soleil) est donnée par l'expression suivante (formule de Gauss) [7] :

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

c. L'azimut (a)

Une autre formule de Gauss donne cet angle [8].

$$\cos(h) \times \sin(a) = \sin(w) \times \cos(\delta) \quad (\text{II.7})$$

d. La durée du jour (DDJ)

$$\text{DDj} = 2/15 \times [\arccos(-\text{tg}(\delta) \times \text{tg}(\varphi))] \quad (\text{II.8})$$

$$\cos(w_1) = -\text{tg}(\delta) \times \text{tg}(\varphi) \quad (\text{II.9})$$

$$W_1 = 1/15 \times [\arccos(-\text{tg}(\delta) \times \text{tg}(\varphi))] \quad (\text{II.10})$$

W_1 : angle horaire du lever

e. La distance optique (m_h)

Appelée aussi masse atmosphérique, elle est définie à partir de l'unité d'épaisseur atmosphérique prise verticalement au niveau zéro, et calculée comme suit [3]:

$$m_h = (1 - 0,1 \times (Z)) / (\sin(h) + 0,15 \times (h+3,885)^{-1,253}) \quad (\text{II.11})$$

Z, étant l'altitude

f. Facteur de trouble de linke (Tl)

Il conduit à une évaluation de l'extinction atmosphérique par les molécules gazeuses et les aérosols. Il peut être calculé par la formule [3].

$$T_l = 2,5 + 16 \times B_A + 0,5 \times \ln(w') \quad (\text{II.12})$$

W' : hauteur d'eau condensable.

B_A : coefficient d'angström.

Le coefficient d'angström est défini à partir du nombre d'aérosols renfermés dans la masse atmosphérique, unité placée verticalement au lieu de mesure (en fonction de la clarté du ciel), avec la hauteur d'eau condensable.

- ciel dégradé : $W' = 5$ cm

$$B_A = 0.2$$

- ciel moyen : $W' = 2$ cm

$$B_A = 0.1$$

- ciel pur : $W' = 1$ cm

$$B_A = 0.01$$

g. L'éclairement diffus (D_0) sur un plan horizontal [3]

Dans sa traversée de l'atmosphère, une partie du rayonnement solaire est diffusé par les aérosols. L'éclairement diffus est donné par la relation :

$$D_0 = (I_0/25) \times (\sin h)^{1/2} \times (T_L - 0,5 - (\sin h)^{1/2}) \quad (\text{II.13})$$

Où, I_0 est l'énergie solaire qui frappe une surface d'aire unité placée dans la direction normale au soleil à la limite extérieure de l'atmosphère terrestre . Elle est indépendante des conditions météorologiques, et appelée constante solaire.

La valeur moyenne de la constante solaire actuellement retenue est $I_0 = 1353 \text{ W/m}^2$ [3].

h. L'éclairement global sur un plan horizontal [3]

Il représente la somme des deux types de rayonnement direct et diffus.

$$G_0 = M \times (\sin h)^N \quad (\text{II.14})$$

M et N : caractérisent l'état de l'atmosphère.

Selon l'état du ciel, on détermine l'éclairement global sur un plan horizontal par les formules suivantes [3]:

- Ciel dégradé : $G_0 = 990 \times (\sin h)^{1,25} \quad (\text{II. 15})$

- Ciel moyen : $G_0 = 1080 \times (\sin h)^{1,22} \quad (\text{II. 16})$

- Ciel pur : $G_0 = 1150 \times (\sin h)^{1,15} \quad (\text{II. 17})$

i. L'éclairement diffus (D_i) sur un plan d'inclinaison (i)

$$D_i = ((1 + \cos i) / 2) \times D_0 + ((1 - \cos i) / 2) \times a_1 \times G_0 \quad (\text{II.15})$$

$a_1 = 0,2$ l'albédo

j. L'éclairement direct (I) sur un plan horizontal

Le rayonnement solaire direct est défini comme étant le rayonnement provenant du seul

disque solaire, et calculé par l'expression :

$$I = I_0 \times \exp(- (m_h \times T_1) / (0,9 \times m_h + 9,4)) \quad (\text{II.18})$$

k. L'éclairement direct sur un plan incliné ($S_{i,\gamma 1}$)

$$S_{i,\gamma 1} = I \times (\cos(h) \times \sin(i) \times \cos(a - \gamma 1) + \sin(h) \times \cos(i)) \quad (\text{II.19})$$

i : L'inclinaison du collecteur.

l. L'éclairement global sur un plan incliné ($G_{i,\gamma 1}$)

est donné par :

$$G_{i,\gamma 1} = S_{i,\gamma 1} + D_i \quad (\text{II.20})$$

II.3.1. Angle d'incidence (θ)

C'est l'angle entre le rayon solaire direct et la normale extérieure de la surface du plan, il est donné par la formule [11]:

$$\cos(\theta) = (\cos^2(\theta_z) + \cos^2(\delta) \times \sin^2(\omega))^{1/2} \quad (\text{II.2})$$

Ces trois angles θ_z , δ , ω décrivent la position du soleil pour différents jours :

θ_z : angle au zénith.

δ : déclinaison.

ω : angle horaire.

(La figure II.5) , représente l'angle d'incidence relatif à un concentrateur cylindro-parabolique.

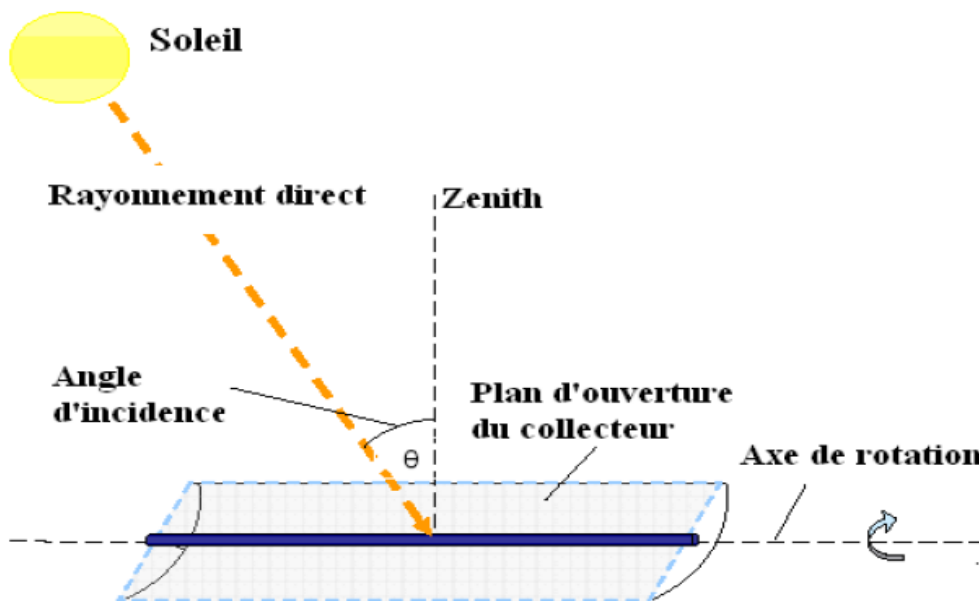


Figure II.5 : Angle d'incidence relatif à un concentrateur cylindro-parabolique

II.3.2. Angle au Zénith (θ_z)

C'est l'angle entre la verticale d'une surface et un rayon solaire, il varie entre ($0^\circ < \theta_z < 90^\circ$). Il est donné par la relation, [10] :

$$\cos(\theta_z) = \cos(\varphi) \times \cos(\delta) \times \cos(w) + \sin(\varphi) \times \sin(\delta) \quad (\text{II.3})$$

Où :

δ : déclinaison solaire.

φ : latitude du lieu.

w : angle horaire.

L'angle au Zénith égale l'angle d'incidence seulement à midi-solaire.

II.3.3. La concentration (C)

Les systèmes thermiques utilisent la concentration géométrique définie comme le rapport entre la surface d'ouverture du collecteur et la surface de l'absorbeur [8].

$$C = A_c / A_{ab} \quad (\text{II.4})$$

A_c : l'aire d'ouverture du capteur

A_{ab} : l'aire de l'absorbeur

II.3.4. Estimation du numéro du jour de l'année

Liu et Jordan ont proposé de prendre le 16^{ème} jour de chaque mois, comme le plus représentatif du jour moyen du mois considéré. Quant à Klein il a montré qu'il était préférable de choisir ce jour à l'aide du (tableau II.1), [13]:

Tableau II .1. Estimation du numéro du jour de l'année

Mois	N° du jour dans le mois	N° du jour dans l'année
Janvier	17	17
Février	16	47
Mars	21	80
Avril	15	105
Mai	21	141
Juin	11	162
Juillet	17	198
Aout	21	233
Septembre	15	258
Octobre	15	288
Novembre	14	318
Décembre	10	344

II.3.5. Calcul du facteur d'interception

Il représente le rapport entre l'énergie interceptée par l'absorbeur et celle réfléchi par les surfaces réfléchissantes. Il est fonction de plusieurs paramètres (dimensions de l'absorbeur, les erreurs angulaires des surfaces réfléchissantes) [14].

Une formule est donnée pour le calcul de ce facteur :

$$\gamma = (S^*/G) + 1/C(1 - S^*/G) \quad (\text{II.21})$$

Où :

$$G = S+D \quad (\text{II.22})$$

G : rayonnement global.

S : rayonnement direct.

D : rayonnement diffus.

S* : composante directe normale.

II.3.6. Les facteurs des pertes

II.3.6.1. Le facteur d'ombre

Il représente le rapport entre la surface du collecteur qui est mise à l'ombre et la surface totale du collecteur.

II.3.6.2. Le facteur des pertes par les extrémités

- **Effets d'extrémités du tube absorbeur**

Avec la variation de l'angle d'incidence, une fraction de l'aire du collecteur réfléchit les rayons en dehors du tube absorbeur [15] , (figure II.6).

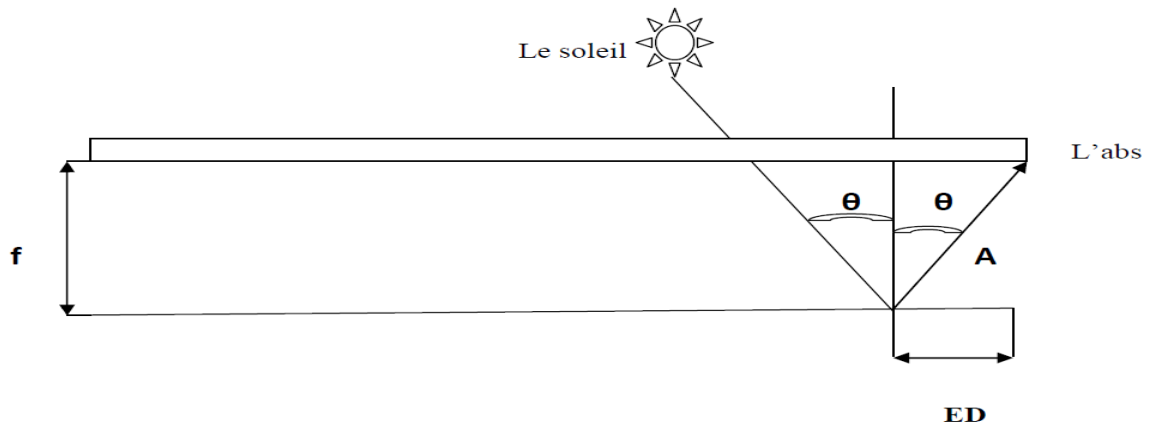


Figure II.6 : Effet des extrémités du tube absorbeur

ED : longueur non efficace

$$ED = A \times \sin \theta$$

$$A = f / \cos \theta$$

θ : angle d' incidence

f : distance focale

$$ED = f \times \tan \theta \quad (II.23)$$

- **Effets d'extrémités du collecteur**

Elles sont dues aux extrémités du collecteur qui renvoient le rayonnement vers le récepteur dans la matinée. Comme le montre les figures II.7 et II.8, ces pertes se produiront dans le sens opposé de l'absorbeur, [15].

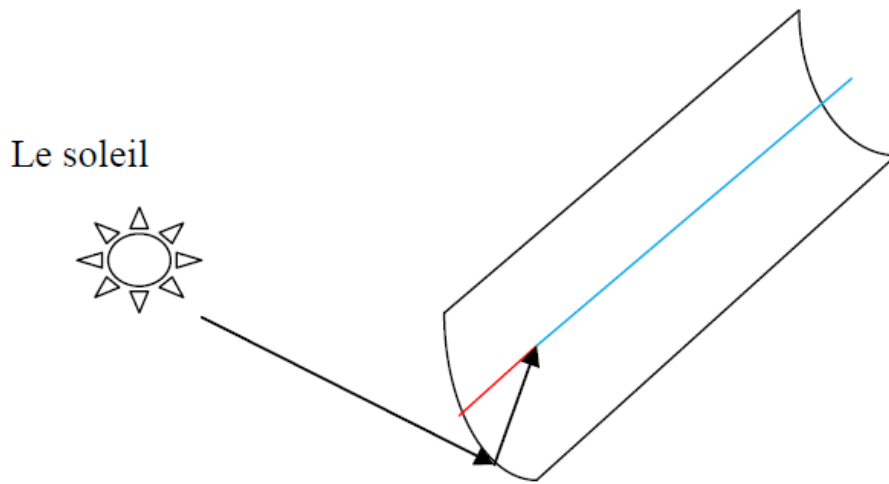


Figure II.7 : Effet des extrémités du collecteur

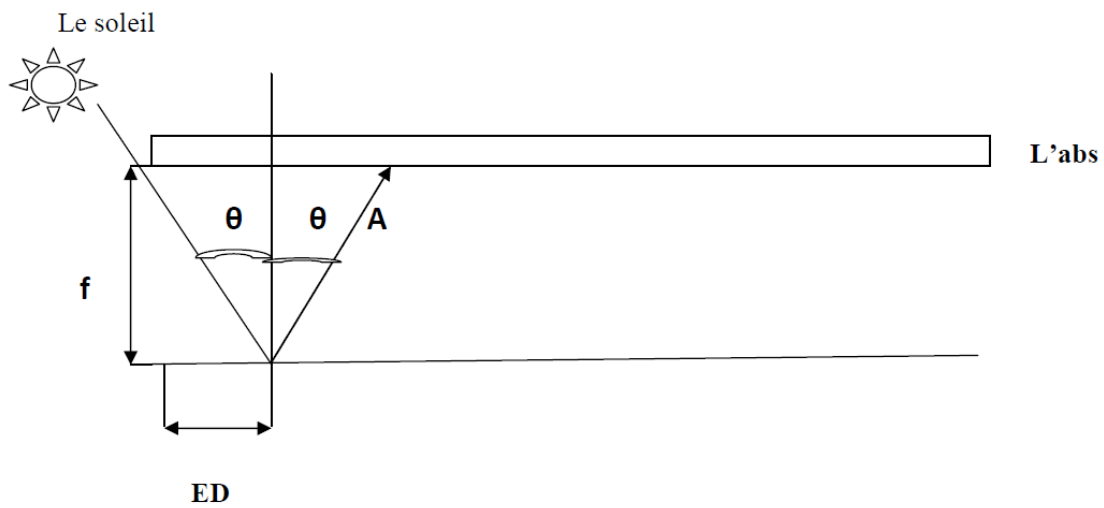


Figure II.8 : Effet des extrémités du collecteur

Les pertes totales [14] sont :

$$TEL = 2 \times W \times f \times \text{tg } \theta \quad (\text{II.24})$$

W : hauteur totale du collecteur

Le facteur de pertes est donné par [15]:

$$EF = (L \times W - TEL) / (L \times W) = (L \times W - 2 \times W \times f \times \text{tg } \theta) / (L \times W)$$

$$EF = 1 - (2 \times f / L) \times \text{tg } \theta \quad (\text{II.25})$$

Chapitre III

III.1.Introduction

Le concentrateur cylindro-parabolique se distingue par sa simplicité, il se présente comme un module ayant un réflecteur de forme parabolique disposé cylindriquement. Cette géométrie lui permet de focaliser l'énergie solaire incidente selon une génératrice linéaire où est placé un tube absorbeur dans lequel circule un fluide caloporteur. Le CCP est généralement doté d'une poursuite solaire pour adapter l'inclinaison du concentrateur de manière à ce que la radiation solaire incidente soit toujours perpendiculaire au plan d'ouverture du concentrateur [16].

III.2. Description et principe de fonctionnement du concentrateur

Le concentrateur étudié, (figure III.1), est un long miroir en aluminium incurvé focalisant l'énergie solaire sur un absorbeur en cuivre, qui se trouve le long de la ligne focale, au dessus duquel est placée une couverture transparente.

L'énergie solaire réfléchiée par les miroirs traverse la couverture transparente et se concentre sur le tube absorbeur. L'énergie absorbée n'est pas intégralement transmise au fluide caloporteur, puisqu'une partie est cédée par rayonnement et par convection par l'absorbeur à l'enveloppe en verre, qui à son tour échange de la chaleur par convection avec l'environnement et par rayonnement vers le ciel.

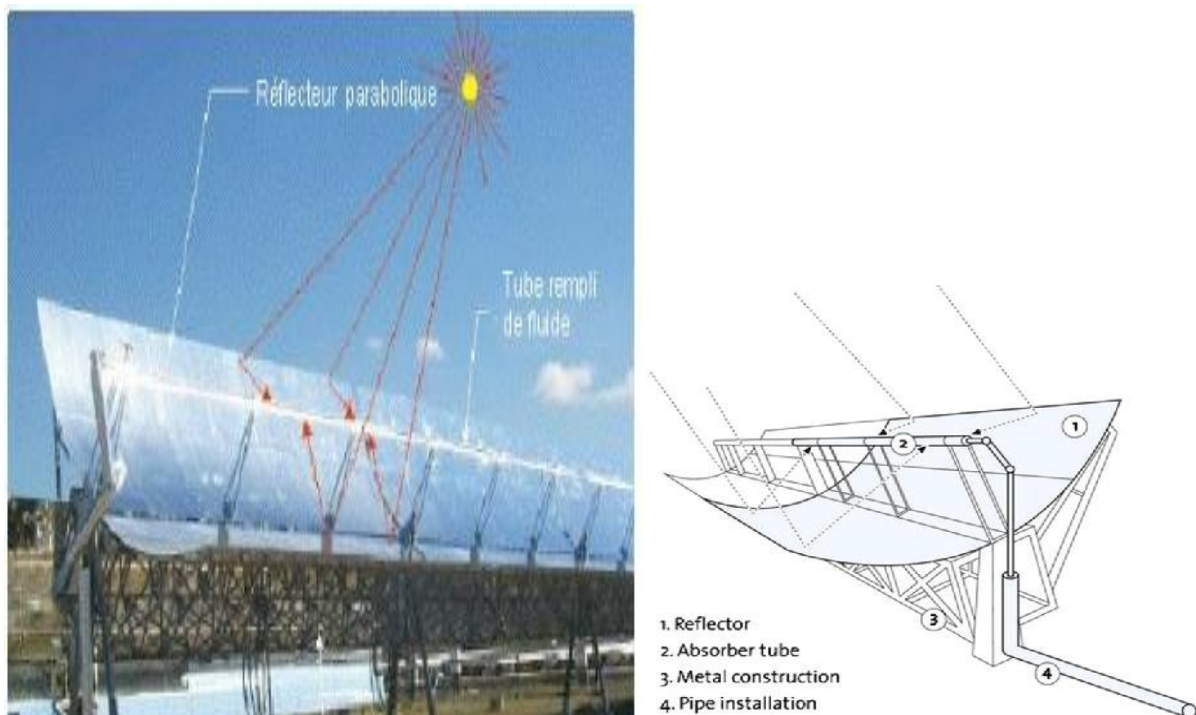


Figure III.1 : Composants d'un concentrateur cylindro-parabolique

III.2.1. Le collecteur

Le collecteur est la composante de base du champ solaire. Il est constitué d'un réflecteur cylindro-parabolique (miroir), d'une structure métallique (en acier), d'un tube récepteur et d'un système de poursuite solaire. La structure métallique doit être suffisamment solide afin de résister aux importantes contraintes mécaniques liées au vent.

III .2.2. Le réflecteur

Les réflecteurs d'un CCP étaient généralement en miroir ou autre métal réfléchissant. Les miroirs sont composés de verre pauvre en fer, ce verre est recouvert d'une pellicule d'argent en sa partie inférieure et d'un enduit spécial de protection. Le matériau réfléchissant le mieux indiqué est l'aluminium pur, l'acier inoxydable a été expérimenté mais il n'est pas conseillé parce que son pouvoir de réflexion est insuffisant.

Pour pouvoir choisir un réflecteur cylindro-parabolique. On aura toujours intérêt à adopter la géométrie idéale pour obtenir une bonne concentration géométrique (Figure III.2). Un réflecteur de bonne qualité peut réfléchir 97% du rayonnement incident. L'équation générale du réflecteur en coordonnées cartésiennes et polaires respectivement [17], s'écrit :

$$Y = \frac{X^2}{4F} \quad (\text{III.1})$$

$$r = \frac{F}{\cos^2 \frac{\phi}{2}} \quad (\text{III.2})$$

avec

$$\phi = \tan^{-1} \left[\frac{8 \frac{F}{W}}{16 \left(\frac{F}{W} \right)^2} \right] \quad (\text{III.3})$$

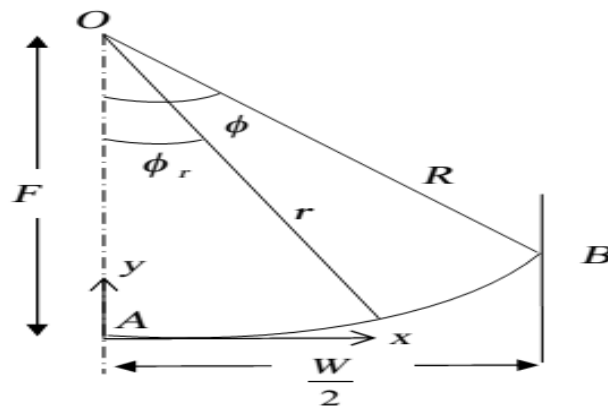


Figure III .2 : Dimensions du réflecteur

r : Rayon de la parabole

F: Distance focale

R: Rayon d'ouverture

W:Ouverture du concentrateur

ϕ_r : Angle d'ouverture

ϕ : Angle de parabole

La structure métallique du réflecteur doit être suffisamment solide pour résister aux importantes contraintes mécaniques liées au vent. Elle doit de plus être munie d'extrémités assurant la compatibilité entre les dilatations thermiques inégales de l'acier.

III.2 .3.Le récepteur (absorbeur)

Le récepteur doit absorber autant de flux solaire concentré que possible, et le convertir en énergie thermique, cette chaleur est transférée à un fluide (généralement de l'huile). Il est important que le récepteur soit métallique, car seuls les métaux ont de bons coefficients de conduction (cuivre : 389W/m. K, aluminium : 200 W/m.K, acier : 60 W/m.K).

La surface du récepteur doit avoir les caractéristiques suivantes :

- Une bonne conductivité et diffusion thermique.
- Un facteur d'absorption aussi voisin que possible de l'unité.
- Une bonne résistance chimique vis à vis du fluide utilisé.

Plus le coefficient de conduction est faible et plus l'absorbeur doit être épais, ce qui augmente l'inertie de l'absorbeur et le prix.

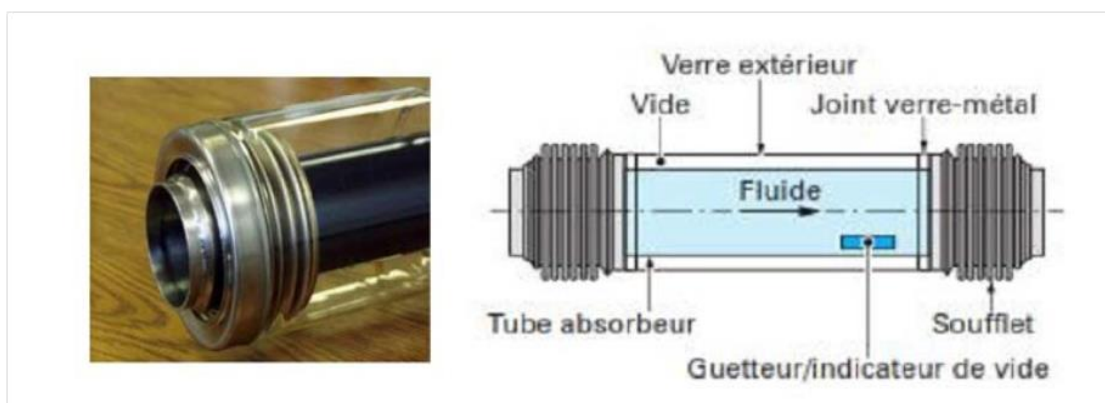


Figure III.3: Structure de l'absorbeur

III.2.4. La couverture transparente (le verre)

Une couverture transparente est utilisée dans ce type de collecteurs solaire, du fait de sa transparence au rayonnement solaire visible et afin de réaliser le phénomène de l'effet de serre. Le type de verre utilisé est à faible teneur en oxyde de fer.

III.2.5. Le fluide caloporteur

Un fluide caloporteur est chargé de transporter la chaleur entre deux ou plusieurs sources de température. Il accumule l'énergie captée au niveau du tube.

Une variété d'huile est généralement utilisée et permet d'atteindre une température de l'ordre de 400 °C.

III.3. Le système de poursuite

L'installation de ces concentrateurs ne se fera pas d'une façon aléatoire. Pour mieux exploiter le rayonnement solaire, le choix de l'orientation, l'inclinaison et l'équipement du système d'un mécanisme de poursuite demeure nécessaire.

III.3.1. Choix de l'orientation

Le champ nord-sud collecte beaucoup plus d'énergie en été qu'en hiver, à l'opposé de l'orientation est-ouest qui collecte plus d'énergie en hiver que le nord-sud et moins en été,

L'orientation nord-sud horizontale collecte, légèrement plus d'énergie que l'orientation est-ouest horizontale. Aussi le choix de l'orientation dépendra de l'application et des besoins selon la période [17].

III.3.2. Effet de l'inclinaison d'une surface sur l'énergie incidente

Selon la méthode de calcul de Liu [18], on remarque que l'énergie incidente est favorable pour tous les mois de l'année lorsque l'inclinaison égale la latitude du lieu, [18], mais son exploitation sera meilleure avec un système de poursuite solaire.

III.3.3. Mécanisme de poursuite

La nécessité de la poursuite solaire s'avère utile, car très peu de collecteurs pendant la journée gardent leur surface face au soleil. L'utilité du système de poursuite est de maintenir l'ouverture du collecteur pointé dans la direction optimale pour minimiser l'angle d'incidence.

D'après le (tableau III.1), qui désigne le mode de poursuite de chaque collecteur, le système de poursuite qui convient au concentrateur cylindro-parabolique est la poursuite suivant un seul axe [16] :

- Nord-sud horizontal.
- Est-ouest horizontal.

- Parallèle à l'axe du monde (taux de rotation est de 15°/h).

Avec un ratio de concentration entre 15 et 45, et une température entre 60°C et 300°C.

Tableau III .1. Comparaison de l'énergie absorbée pour différents modes de poursuite

Mode de poursuite	Energie solaire (KWh/m ²)			la poursuite total (%)		
	E	SS	WS	E	SS	WS
Poursuite totale	8.43	10.60	5.70	100.0	100.0	100.0
E-W polaire	8.43	9.73	5.23	100.0	91.7	91.7
N-S horizontal	6.22	6.22	4.91	73.8	74.0	86.2
E-W horizontal	7.51	10.36	4.47	89.1	97.7	60.9

E : équinoxes

SS : solstice d'été

WS : solstice d'hiver

D'après la quantité d'énergie absorbée et les pourcentages, on peut choisir les deux cas suivants :

- E-W polaire
- E-W horizontal

Un mécanisme de suivi doit être fiable, capable de suivre le soleil avec un certain degré de précision, et rendre le collecteur à sa position initiale en fin de journée ou pendant la nuit.

Divers mécanismes de suivi, des complexes aux très simples, ont été proposées. Ils peuvent être divisés en deux grandes catégories, mécaniques et électriques/électroniques [17] .

Les derniers présentent en général une meilleure fiabilité et précision de suivi. Ils peuvent être subdivisés en :

Mécanismes moteurs utilisant un contrôle électronique grâce à des capteurs qui détectent l'ampleur de l'énergie solaire.

Mécanismes utilisant des moteurs commandés par ordinateur avec asservissement fourni par des capteurs mesurant le flux solaire sur le récepteur.

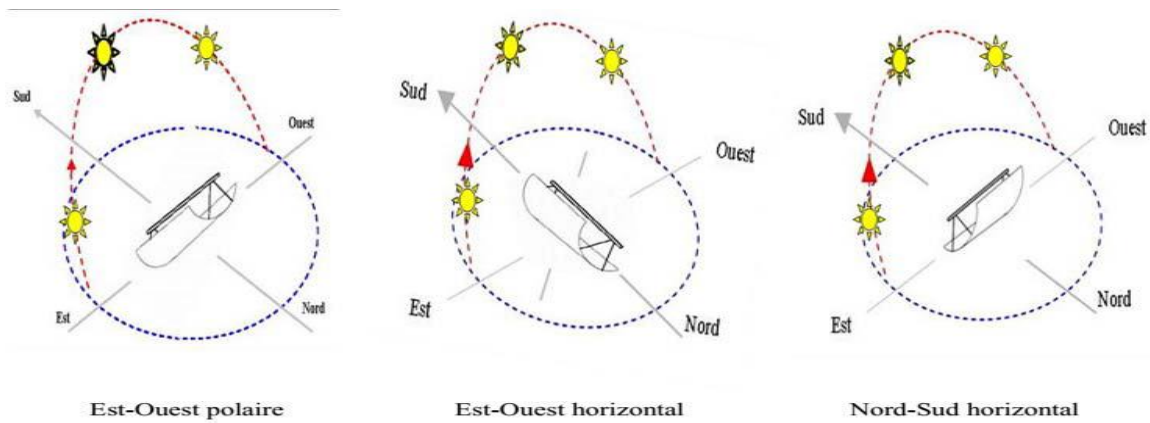


Figure III .4 : Les modes de poursuite solaire d'un CCP

III.4. Les Caractéristiques d'un concentrateur cylindro-parabolique (CCP)

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

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

Le concentrateur CCP est généralement doté d'une poursuite solaire à un seul axe et peut être orienté Est-Ouest soit plein sud à l'altitude du lieu. La (Figure III.4) montre le principe de captation d'un concentrateur CCP.

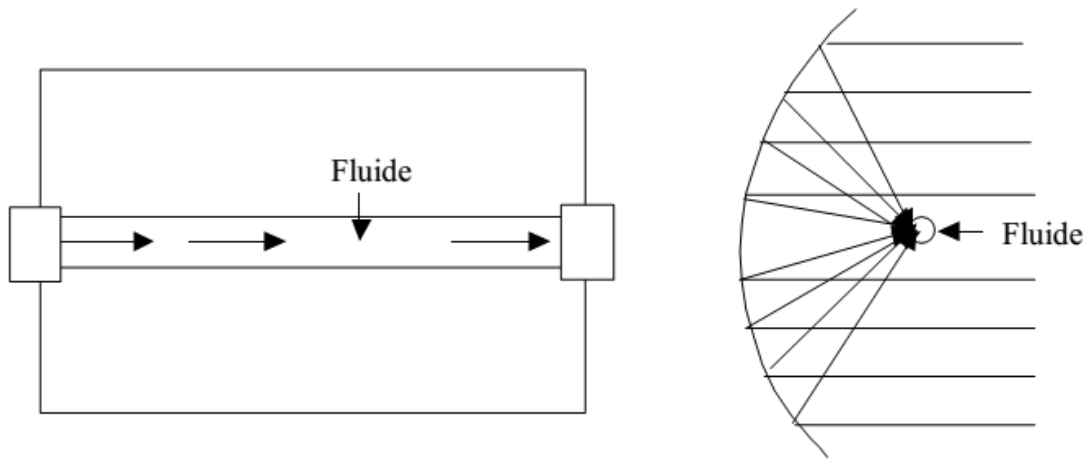


Figure III.5: Principe de captation du rayonnement du cylindro-parabolique

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

$$X^2 = 4. F. \tan\left(\frac{\phi}{2}\right) \quad (\text{III.4})$$

Voir la (figure III.5) est donnée par l'équation :

$$w = 2r. \sin(\phi) = 4. \tan\left(\frac{\phi}{2}\right) \quad (\text{III.5})$$

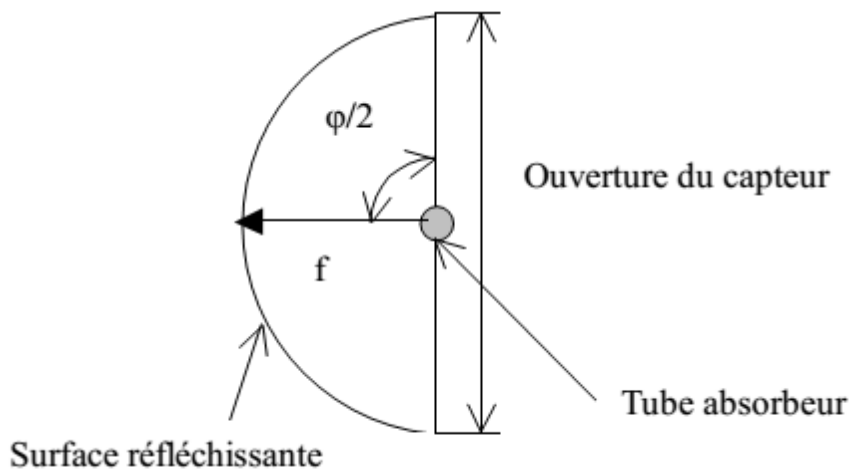


Figure III.6 : Dimensions relatives à un concentrateur cylindro-parabolique

III.5. Dimensionnement d'un concentrateur cylindro-parabolique

Les dimensions du système à étudier sont regroupées dans le(tableau III. 2). Ils sont choisis en fonction des performances recherchées

Tableau III.2. Paramètres du système [19]

Les paramètres	Les valeurs
Longueur du collecteur (L)	2 m
Diamètre d'ouverture du collecteur (w)	1.5 m
Orientation	Est-Oest
Facture de concentration (C)	16.7
Angle d'ouverture (ϕ)	82.2°
Diamètre extérieur de l'absorbeur ($D_{a,e}$)	0.02858 m
Diamètre intérieur de l'absorbeur ($D_{a,i}$)	0.02756 m
Diamètre extérieur de l'enveloppe du verre($D_{v,e}$)	0.03628 m
Diamètre intérieur de l'enveloppe du verre($D_{v,i}$)	0.03398 m

Les propriétés optiques des matériaux des différents composants (vitre, miroir et absorbeur) du concentrateur à étudier sont regroupées dans le Tableau III.3 :

Tableau III.3. Propriétés optiques des différents composants du système [19]

Coefficients	Valeur
Conductivités thermique de l'absorbeur(K_{ab})	389 W/m.K
Conductivités thermique de l'enveloppe du verre(K_v)	1.2W/m.K
Absorption du tube absorbeur(α_{ab})	0.88
Absorption de l'enveloppe du verre(α_v)	0.05
Transmittivité de l'enveloppe du verre (τ_v)	0.92
Facteur de transmittivité-absorbivité(α_0)	0.817
Capacité thermique de l'absorbeur (C_{ab})	380 J/Kg.K
Capacité thermique de l'enveloppe du verre (C_v)	750 J/Kg.K
Capacité thermique de fluide (C_f)	2300 J/Kg.K
Masse volumique de l'absorbeur (ρ_{ab})	8940 Kg/m ³

Masse volumique de l'enveloppe du verre(ρ_v)	2500 Kg/m ³
Masse volumique de fluide(ρ_f)	824 Kg/m ³
Débit de fluide VP1 (\dot{m}_f)	9 Kg/h
Température de fluide VP1 à l'entrée (T_f)	566
Emissivité de l'absorbeur (ϵ_{ab})	0.49
Emissivité de l'enveloppe du verre (ϵ_v)	0.85
Réflexion du réflecteur (ρ_0)	0.83
Facteur d'interception (γ)	0.823

Chapitre IV

IV.1.Introduction

Le but de cette étude est la détermination des températures des composants du collecteur, en particulier la température de sortie du fluide caloporteur. Et ensuite les performances à savoir la puissance utile récupérée par le fluide et l'efficacité ou le rendement instantané du système. Et de déterminer ensuite l'effet des paramètres (matériau de l'absorbeur, taille de l'absorbeur, les saisons, le débit fluide, etc..) sur les performances du système.

L'absorbeur est le principal composant dans le capteur cylindro-parabolique qui a pour fonction d'absorber le rayonnement solaire incident, de le convertir en chaleur et de transmettre celle-ci à un fluide caloporteur.

Les applications de mise en forme et l'amélioration des qualités de ce composant, nécessitent la prédiction des pertes thermiques au sein des composants du système, et la détermination des pertes nécessite à son tour une analyse des bilans thermiques de ces composants. Ces bilans tiennent compte les différents échanges thermiques existants.

IV.2. Bilan thermique

Les hypothèses sont nécessaires dans le but de simplifier l'étude :

- Le régime est transitoire.
- Le fluide caloporteur est incompressible.
- La forme de parabole est symétrique.
- La température de l'absorbeur varie en fonction du temps.
- La température du vitrage varie en fonction du temps.
- La température ambiante varie en fonction du temps.
- Le vitrage est considéré comme opaque aux radiations infrarouges.
- L'écoulement du fluide est unidimensionnel.
- La température de chaque composant du collecteur est variable au cours de la journée, mais elle sera considérée uniforme à chaque instant (isotherme à un instant donné) sauf pour le fluide caloporteur
- L'effet de l'ombre du tube absorbeur sur le miroir est négligeable.
- Les effets de l'extrémité sont négligés.
- Le flux solaire au niveau de l'absorbeur est uniformément réparti.
- Les propriétés du fluide caloporteur dans le tube absorbeur sont en fonction de la température.
- Les propriétés de l'air dans l'espace annulaire sont en fonction de la température.

La (figure IV.1), représente les échanges énergétiques à travers un élément de surface du collecteur entre l'absorbeur, le fluide caloporteur, le vitre et l'environnement pour représenter les bilans énergétiques caractérisés par les équations différentielles des trois températures : T_f (fluide caloporteur), T_{ab} (absorbeur) et T_v (vitre).

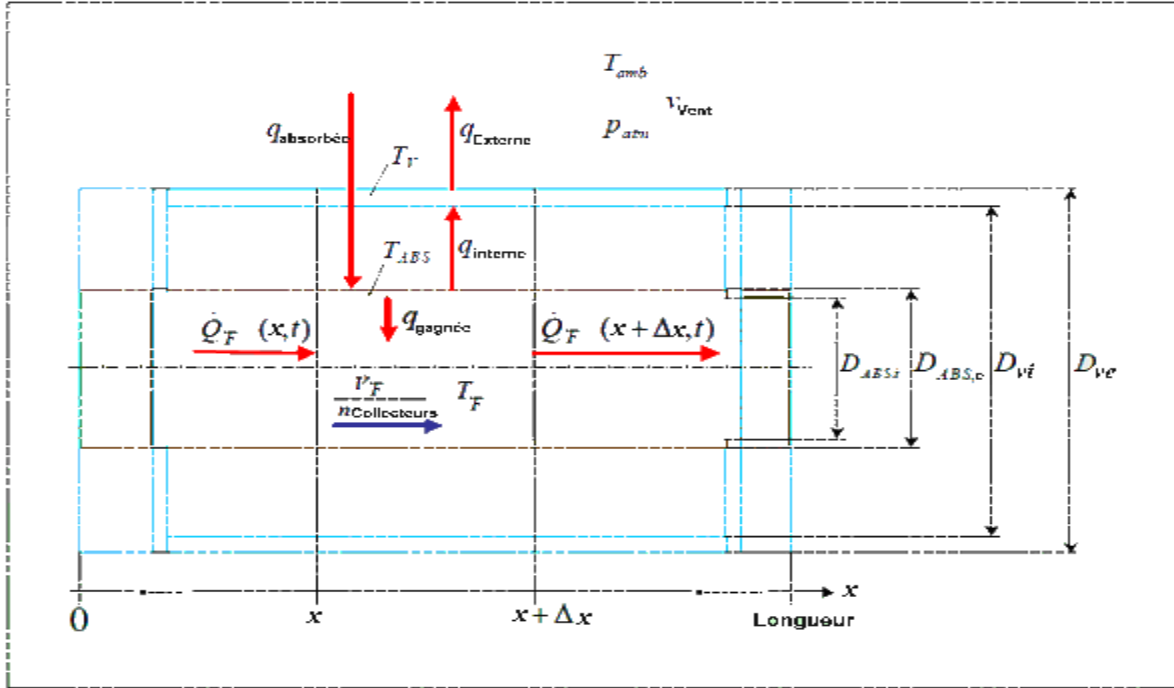


Figure IV.1: Bilan thermique d'élément de surface du collecteur cylindro-parabolique [11, 20].

a. Bilan énergétique pour le fluide

Le bilan énergétique pour le fluide qui circule dans le tube absorbeur est donné par L'équation suivante [20]:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\Delta Q_f(x, t)) = q_{entré}(x, t) - q_{sortie}(x + \Delta x, t) + q_{utile}(x, t) \cdot \Delta x \quad (IV.1)$$

La quantité de chaleur récupérée par le fluide ΔQ_f dans l'intervalle Δx est donnée par :

$$\Delta Q_f(x, t) = \rho_f \cdot c_{pf} \cdot S_{a,i} \Delta x \cdot T_f(x, t) \quad (IV.2)$$

Où :

ρ_f : La masse volumique du fluide.

c_{pf} : La capacité calorifique du fluide.

$S_{ab,i}$: La section interne de l'absorbeur, qui est donnée par l'équation suivante :

$$S_{ab,i} = \pi \cdot \frac{(D_{ab,i})^2}{4}$$

On note que toutes les caractéristiques thermo-physiques du fluide sont en fonction de la température T_f .

Les quantités de chaleur à l'entrée et à la sortie dans l'élément de longueur Δx sont données par les relations suivantes :

$$q_{\text{entré}}(x, t) = \dot{m}_f \cdot c_{p_f} \cdot T_f(\Delta x, t) \quad (\text{IV.3})$$

$$q_{\text{sortie}}(x + \Delta x, t) = \dot{m}_f \cdot c_{p_f} \cdot T_f(x + \Delta x, t) \quad (\text{IV.4})$$

\dot{m}_f : Le débit massique du fluide dans le tube absorbeur.

q_{utile} : La quantité d'énergie gagnée par le fluide caloporteur et qui indique le transfert de chaleur entre le fluide caloporteur et le tube absorbeur.

L'insertion de l'équation (IV.2), (IV.3) et (IV.4) dans l'équation (IV.1) donne :

$$\rho_f \cdot c_{p_f} \cdot S_{ab,i} \cdot \Delta x \cdot \frac{\partial T_f(x,t)}{\partial t} = \dot{m}_f \cdot c_{p_f} \cdot T_f(x, t) - \dot{m}_f \cdot c_{p_f} \cdot T_f(x + \Delta x, t) + q_{\text{utile}}(x, t) \Delta x \quad (\text{IV.5})$$

La dérivée partielle de T_f par rapport à l'abscisse x est :

$$\frac{\partial T_f(x,t)}{\partial x} = \frac{T_f(x+\Delta x,t) - T_f(x,t)}{\Delta x} \quad (\text{IV.6})$$

La simplification de l'équation (IV.5) donne :

$$\rho_f \cdot c_{p_f} \cdot S_{ab,i} \cdot \frac{\partial T_f(x, t)}{\partial t} = -\dot{m}_f \cdot c_{p_f} \cdot \frac{\partial T_f(x, t)}{\partial x} + q_{\text{utile}}(x, t) \quad (\text{IV.7})$$

La résolution de cette équation représente la variation de la température du fluide.

La condition à la limite de l'équation (IV.7) est :

$$T_f(0,t) = T_e$$

Où T_e est la température d'entrée du fluide caloporteur, dans ce modèle on considère que :

$$T_e = 566 \text{ K (la température est imposée).}$$

La condition initiale est :

$$T_f(x,0) = T_{\text{amb}}(0)$$

T_{amb} : La température ambiante.

b. Bilan énergétique pour l'absorbeur

Le bilan énergétique pour l'absorbeur est exprimé par l'équation suivante [20] :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\Delta Q_{ab}(x, t)) = (q_{\text{absorbé}}(t) - q_{\text{interne}}(x, t) - q_{\text{utile}}(x, t)) \Delta x \quad (\text{IV.8})$$

Avec :

$q_{interne}$, la quantité d'énergie qui indique le transfert thermique entre le tube absorbeur et l'enveloppe du verre, $q_{absorbé}$ est la quantité d'énergie solaire absorbée.

ΔQ_a : La quantité de chaleur dans l'absorbeur est donnée par la relation suivante :

$$\Delta Q_a(x, t) = \rho_{ab} \cdot cp_{ab} \cdot S_{ab,e} \cdot \Delta x \cdot T_{ab}(x, t) \quad (IV.9)$$

Où :

ρ_{ab} : La masse volumique de l'absorbeur.

cp_{ab} : La capacité calorifique de l'absorbeur.

$S_{ab,e}$: La section de l'absorbeur.

Par substitution de l'équation (IV.9) dans l'équation (IV.8), on trouve :

$$\rho_{ab} \cdot cp_{ab} \cdot S_{ab,e} \frac{\partial T_a(x, t)}{\partial t} = q_{absorbé}(t) - q_{interne}(x, t) - q_{utile}(x, t) \quad (IV.10)$$

La condition initiale de l'équation (IV.10) est :

$$T_{ab}(x, 0) = T_{amb}(0)$$

c. Bilan énergétique de la vitre

De la même façon le bilan énergétique pour la vitre est donné par [20]:

$$\rho_v \cdot cp_v \cdot S_v \cdot \frac{\partial T_v(x, t)}{\partial t} = q_{interne}(x, t) - q_{externe}(x, t) \quad (IV.11)$$

Avec :

ρ_v : La masse volumique du vitrage.

Cp_v : La capacité calorifique du vitrage.

S_v : La section du vitrage.

Avec $q_{externe}$, la quantité d'énergie qui indique le transfert thermique entre l'enveloppe du verre et l'environnement.

La condition initiale de l'équation (IV.11) est :

$$T_v(x, 0) = T_{amb}(0)$$

IV.3. Echanges thermiques

Les échanges thermiques entre les différents composants du collecteur sont représentés par la figure IV-2 suivante :

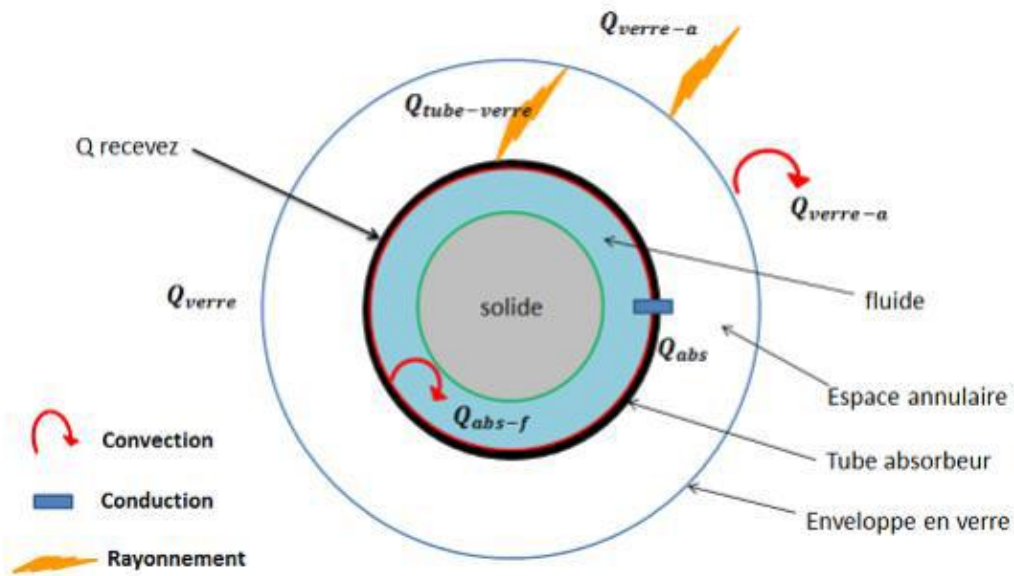


Figure IV.2 :Schéma du transfert thermique entre les différentes parties du collecteur cylindro-parabolique [21].

a. Echanges thermiques entre l'absorbeur et le fluide

Considérant la convection pour l'écoulement interne dans le tube absorbant, q_{utile} est calculée par l'équation de Dittus-Boelter pour l'écoulement turbulent dans l'absorbeur, par conséquent le nombre de Nusselt local est donné par [22]:

$$Nu_f = 0.023 \cdot Re_f^{4/5} \cdot Pr_f^n \quad (IV.12)$$

Où :

$n = 0,4$ pour le chauffage ($T_{ab} > T_f$).

$n = 0,3$ pour le refroidissement ($T_{ab} < T_f$).

Le nombre de Reynolds Re_f pour un flux dans un tube circulaire est donné par la relation suivante [20]:

$$Re_f = \frac{\rho_f D_{ab,i}}{\mu_f} V_f \quad ; \quad V_f = \frac{4 \dot{m}_f}{\rho_f \pi (D_{ab,i})^2}$$

Donc :

$$Re_f = \frac{4 \cdot \dot{m}_f}{\pi \cdot D_{ab,i} \cdot \mu_f} \quad (IV.13)$$

Avec :

μ_f : La viscosité dynamique du fluide.

Le nombre de Prandtl Pr_f est donné par l'expression suivante :

$$\text{Pr}_f = \frac{\mu_f \cdot c_{p_f}}{k_f} \quad (\text{IV.14})$$

k_f : La conductivité thermique du fluide.

Une autre formule détermine le nombre de Nusselt local par corrélation de Gnielinsky [23] :

$$\text{Nu}_f = \frac{(F/8) \cdot (\text{Re}_f - 1000) \cdot \text{Pr}_f}{1 + 12,7 \cdot (F/8)^{1/2} \cdot (\text{Pr}_f^{2/3} - 1)} \quad (\text{IV.15})$$

Où :

F : Le coefficient de frottement est calculé à partir de la relation de Petukhov [23] :

$$F = (0,790 \cdot \ln(\text{Re}_f) - 1,64)^{-2} \quad (\text{IV.16})$$

Le coefficient d'échange convectif entre le fluide caloporteur et l'absorbeur h_f , est donné par l'équation suivante :

$$h_f = \frac{\text{Nu}_f \cdot k_f}{D_{ab,i}} \quad (\text{IV.17})$$

Donc : q_{utile} est donnée par l'équation suivante :

$$Q_{\text{utile}}(x, t) = h_f \cdot \pi \cdot D_{ab,i} (T_{ab} - T_f) \quad (\text{IV.18})$$

Les propriétés du fluide c_{p_f} , k_f , μ_f et ρ_f sont fonction de la température T_f .

- Pour l'écoulement laminaire ($\text{Re}_f < 2300$), le nombre du Nusselt est exprimé par la valeur suivante [22]: $\text{Nu}_f = 4,36$.

b. Echanges thermiques entre l'absorbeur et la vitre

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

$$Q_{\text{interne}} = q_{\text{interne, convection}} + q_{\text{interne, rayonnement}} \quad (\text{IV.19})$$

Le transfert thermique par rayonnement $q_{\text{interne, rayonnement}}$ entre deux cylindres concentriques et horizontaux entre le tube absorbeur et l'enveloppe du verre peut être exprimé par la relation suivante [23]:

$$q_{\text{interne, rayonnement}} = \frac{\sigma \cdot \pi \cdot D_{ab,e} \cdot (T_{ab}^4 - T_v^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{ba}} + \frac{1 - \varepsilon_v}{\varepsilon_v} \left(\frac{D_{ab,e}}{D_{v,i}} \right)} \quad (\text{IV.20})$$

Où :

σ : La constante de Stefan Boltzmann ($\sigma = 5,67.10^{-8} \text{ W/m}^2.\text{K}^4$).

ε_{ab} : L'émissivité de l'absorbeur.

ε_v : L'émissivité du vitrage.

L'échange thermique interne par convection $q_{\text{interne,convection}}$ dans la lame d'air considérée mobile comprise entre l'absorbeur et le vitrage, est donné par l'auteur [20] :

$$q_{\text{interne,convection}} = \frac{2\pi \cdot k_{\text{eff,air}} \cdot (T_{ab} - T_v)}{\ln\left(\frac{D_{v,i}}{D_{ab,e}}\right)} \quad (\text{IV. 21})$$

$K_{\text{eff,air}}$: La conductivité thermique équivalente de l'air donnée par la relation suivante [20] :

$$\frac{k_{\text{eff}}}{k_{\text{air}}} = 0,386 \cdot \left(\frac{\text{Pr}_{\text{air}}}{0,861 + \text{Pr}_{\text{air}}}\right)^{1/4} (\text{Ra}_c)^{1/4} \quad (\text{IV. 22})$$

Où :

$$\text{Ra}_c = \frac{\left[\ln\left(\frac{D_{v,i}}{D_{ab,i}}\right)\right]^4}{L^3 \cdot (D_{ab,e}^{-3/5} + D_{v,i}^{-3/5})^5} \text{Ra}_L \quad (\text{IV. 23})$$

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

$$L = 0,5 \cdot (D_{v,i} - D_{a,e}) \quad (\text{IV. 24})$$

Ra_L : Le nombre Rayleigh pour l'air est donné par l'expression suivante [18]:

$$\text{Ra}_L = \frac{g \cdot \beta_{\text{air}} \cdot L^3 \cdot (T_{ab} - T_v)}{\alpha_{\text{air}} \cdot \nu_{\text{air}}} \quad (\text{IV. 25})$$

Avec :

g : La gravité ($g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$).

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

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

$$\alpha_{\text{air}} = \frac{K_{\text{air}}}{\rho_{\text{air}} \cdot c_{p\text{air}}} \quad (\text{IV. 26})$$

ρ_{air} , $c_{p\text{air}}$, K_{air} sont respectivement la masse volumique, La capacité calorifique et la conductivité thermique de l'air.

ν_{air} : La viscosité cinématique de l'air exprimée par la relation suivante :

$$\nu_{\text{air}} = \frac{\mu_{\text{air}}}{\rho_{\text{air}}} \quad (\text{IV. 27})$$

Avec :

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

Toutes les propriétés thermodynamiques de l'air dans l'espace annulaire ; α_{air} , β_{air} , $c_{p,\text{air}}$,

K_{air} , μ_{air} , ν_{air} , Pr_{air} et ρ_{air} dépendent de la température moyenne dans l'espace annulaire.

La température moyenne dans l'espace annulaire peut être exprimé par :

$$T_{\text{moy annulaire}} = 0,5(T_{\text{ab}} + T_{\text{v}}) \quad (\text{IV.28})$$

c. Echanges thermiques entre la vitre et le milieu ambiant

On suppose que le transfert thermique entre l'enveloppe du verre et l'environnement est dû à la convection et au rayonnement :

$$Q_{\text{externe}} = q_{\text{externe, convection}} + q_{\text{externe, rayonnement}} \quad (\text{IV.29})$$

Le nombre de Nusselt dû à la convection est donné par la formule suivante [25] :

$$Nu_{D_{\text{ve}}} = 0,3 + \frac{0,62 \cdot Re_{D_{\text{ve}}}^{1/2} \cdot Pr_{\text{air,amb}}^{1/3}}{\left[1 + (0,4/Pr_{\text{air,amb}})^{2/3}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_{D_{\text{ve}}}}{282}\right)^{5/8}\right]^{4/5} \quad (\text{IV.30})$$

Pour l'enveloppe de verre, le nombre de Reynolds $Re_{D_{\text{ve}}}$ est défini par :

$$Re_{D_{\text{ve}}} = \frac{\rho_{\text{air,amb}} \cdot V_{\text{vent}} \cdot D_{\text{v,e}}}{\mu_{\text{air,amb}}} \quad (\text{IV.31})$$

Avec :

V_{vent} : La vitesse du vent.

Le nombre de Prandtl de l'air ambiant, $Pr_{\text{air, amb}}$, est donné par :

$$Pr_{\text{air,amb}} = \frac{\mu_{\text{air,amb}} \cdot c_{p,\text{air,amb}}}{k_{\text{air,amb}}} \quad (\text{IV.32})$$

Le nombre de Prandtl, $Pr_{\text{air amb}}$ et toutes les propriétés de l'air dans ce cas sont fonction de la température moyenne de l'air.

La température moyenne de l'air, on suppose qu'elle est exprimée par :

$$T_{\text{moy ambiant}} = 0,5 (T_{\text{v}} + T_{\text{amb}}) \quad (\text{IV.33})$$

Le transfert thermique à l'environnement dû à la convection est :

$$Q_{\text{externe convection}} = h_{\text{v}} \cdot \pi \cdot D_{\text{v,e}} (T_{\text{v}} - T_{\text{amb}}) \quad (\text{IV.34})$$

Le coefficient d'échange thermique par convection h_{v} est donné par la relation suivante :

$$h_v = \frac{Nu_{Dve} \cdot k_{air,amb}}{D_{v,e}} \quad (IV. 35)$$

La formule générale de la température ambiante T_{amb} est donnée par [26]:

$$T_{amb}(t) = \left(\frac{T_{max} + T_{min}}{2} \right) + \left(\frac{T_{max} - T_{min}}{2} \right) \cos\left(\frac{2\pi \cdot t}{dj} \right) \quad (IV. 36)$$

T_{max} , T_{min} sont les températures ambiantes maximale et minimale au cours de la journée.

t : Temps solaire vrai ($t = 0$ à midi solaire).

La quantité de chaleur par rayonnement du vitrage vers l'environnement, peut être exprimée par la relation:

$$q_{externe,rayonnement} = \varepsilon_v \cdot \sigma \cdot \pi \cdot D_{v,e} (T_v^4 - T_{amb}^4) \quad (IV. 37)$$

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

IV.4. L'énergie absorbée

La quantité d'énergie reçue par unité de longueur de l'absorbeur est donnée par la relation suivante [27]:

$$q_{absorbé}(t) = R_d(i) \cdot A_c \cdot \tau_v \cdot \alpha_{ab} \cdot \rho_m \cdot k \quad (IV. 38)$$

Avec :

$R_d(i)$: Rayonnement direct.

A_c : La surface totale du capteur.

τ_v : coefficient de transmission de la vitre

α_{ab} : Coefficient de l'absorption du tube de l'absorbeur.

ρ_m : Facteur de réflexion du miroir

K : Angle incidence modifié donné par la formule suivante [20] :

$$k = \cos(\theta) + 0,00084(\theta) - 0,00005369(\theta)^2 \quad (IV. 39)$$

IV.5. Performances d'un Concentrateur Cylindro-parabolique

La performance du capteur solaire (CCP) dépend de différents facteurs (l'intensité du flux solaire, le matériau de l'absorbeur, les paramètres de position, ...), l'irradiation solaire constitue le facteur le plus important. L'irradiation solaire est étroitement liée à de nombreux paramètres, dont l'heure, la saison, l'altitude, l'orientation, l'état du ciel, etc.

IV.5.1. Puissance reçue à l'ouverture du collecteur

Les rayons incidents sur l'ouverture sont réaffectés vers le foyer. En réalité une partie du collecteur reste inactive résultant des effets d'extrémités et/ou du fait de l'ombre [28].

La puissance reçue à l'ouverture du collecteur est donnée par :

$$P_c = S^* \times A_e \quad (\text{IV.41})$$

A_e : étant la surface active donnée par [26] :

$$A_e = A_c - (A_i + A_b) \quad (\text{IV.42})$$

Où :

$$A_c = w \times L \quad (\text{IV.43})$$

A_i : surface inactive des extrémités du collecteur.

$$A_i = 4 \times f \times w \times \text{tg}(\theta/3) \quad (\text{IV.44})$$

A_b : surface soumise à l'ombre.

$$A_b = 2 \times f \times w \times \text{tg}(\theta/3) \quad (\text{IV.45})$$

w : l'ouverture du collecteur

f : Distance focale

S^* : composante normale directe du rayonnement solaire.

$$S^* = S \times \text{Cos}(\theta) \quad (\text{IV.46})$$

IV.5.2. Puissance absorbée par le récepteur

La puissance reçue à l'ouverture du récepteur est réduite par les pertes thermiques. La puissance totale nette absorbée est donnée par [10] :

$$P_{ab} = \alpha_{ab} \times \rho_c \times \tau_v \times P_c \times A_a \quad (\text{IV.47})$$

Où :

α_{ab} : coefficient d'absorption du récepteur.

τ_v : coefficient de transmission de la vitre.

ρ_c : réflectivité du miroir.

P_c : Puissance reçue à l'ouverture du collecteur

A_a : l'aire du récepteur.

IV.5.3. La puissance utile

C'est la quantité de chaleur gagnée par le fluide caloporteur. En général elle est exprimée par la formule suivante [28] :

$$p_u = \dot{m}_f \times C_{pf} \times (T_{fs} - T_{fe}) \quad (\text{IV.48})$$

Où :

\dot{m}_f : débit du fluide caloporteur.

C_{pf} : chaleur spécifique du fluide caloporteur.

T_{fs} : température de sortie du fluide caloporteur.

T_{fe} : température d'entrée du fluide caloporteur.

IV.5.4. Puissance absorbée par la vitre

La puissance reçue au niveau de l'ouverture du collecteur est exprimée par [28] :

$$P_v = \alpha_v \times \rho_c \times p_c \quad (\text{IV.49})$$

Où :

α_v : coefficient d'absorption de la vitre.

ρ_c : coefficient de réflexion du collecteur.

IV.5.5. Le rendement optique

Le rendement optique est défini comme le ratio de l'énergie absorbée par le récepteur à l'énergie incidente sur la surface d'ouverture du collecteur.

Il dépend des propriétés optiques des matériaux, de la géométrie du collecteur, et peut s'écrire [17] :

$$\eta_0 = \alpha_{ab} \times \rho_c \times \tau_v \times \gamma \times [(1 - A_f \times \text{tg}(\theta)) \times \text{Cos}(\theta)] \quad (\text{IV.50})$$

Où :

A_f : coefficient géométrique.

$$A_f = (2/3) \times w \times h_p + f \times D \times [1 + w^2 / (48 \times f^2)] \quad (\text{IV.51})$$

Ce terme est en fonction des propriétés optiques des composants du système.

En général le rendement optique prend la forme suivante [8] :

$$\eta_0 = \alpha_{ab} \times \rho_c \times \tau_v \quad (\text{IV.52})$$

IV.5.6. Le rendement thermique

C'est le rapport entre l'énergie thermique gagnée par le fluide caloporteur et l'énergie solaire reçue par le capteur.

Le rendement varie en fonction de la température de fonctionnement, il diminue au fur et à mesure que cette température augmente. Les pertes thermiques sont d'autant plus importantes que la température est élevée [6].

Le rendement thermique est donnée par la relation :

$$\eta = p_u / (S^* \times A_c) \quad (\text{IV. 53})$$

IV.6. Simulation du fonctionnement du concentrateur par GREENIUS

GREENIUS est un logiciel puissant de simulation pour le calcul et l'analyse de Projets des énergies renouvelables à alimentation électrique. Nous notons les centrales thermiques solaires, les cylindro-paraboliques, les systèmes photovoltaïques, et les centrales éoliens ou concentrateurs paraboliques à Moteur Stirling. Ce programme offre une seule combinaison des calculs techniques et économiques détaillés comme ils sont nécessaires pour la planification et l'installation des projets renouvelables.

GREENIUS a été développé au centre aérospatial allemand (DLR). Dr. Rainer Kistner, Winfried Ortmanns, Dr. Volker Quaschnig et Dr. Jürgen Dersch ont appartenu à l'équipe de son développement. La vente, la distribution et le service sont faits sous le permis de DLR [29].

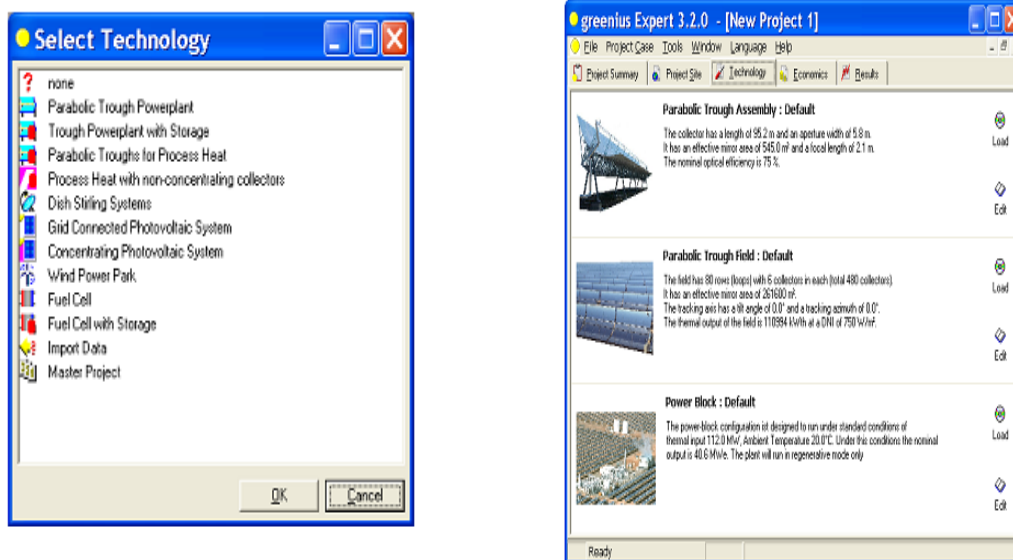


Figure IV.3: Fenêtre de l'écran principal

Chapitre V

V.1. Introduction

Dans ce chapitre seront déterminées et étudiés les performances thermiques d'un concentrateur cylindro-parabolique à savoir, la température de sortie du fluide caloporteur, l'énergie gagnée par ce dernier et le rendement thermique instantané du système etc. Par ailleurs l'effet de plusieurs paramètres (débit du fluide, taille de l'absorbeur, le matériau de l'absorbeur et les saisons) sur les performances du système seront étudiés.

Les coordonnées géographiques du site de Touggourt, sont regroupées dans le tableau suivant :

Tableau V.1 : Les coordonnées géographiques du site de Touggourt [30]

La latitude (°)	33.07
La longitude(°)	6.08
L'altitude (m)	87

Les caractéristiques des trois journées types choisies, sont regroupées dans le tableau suivant :

Tableau V.2 : Caractéristiques des journées types choisies

Le mois	Le jour mensuel	Le quantième annuelle	Vitesse du vent [m/s]	T_{max} [°C]	T_{min} [°C]	Etat du ciel
Mars	21	80	6	20	6	Dégradé
Mai	21	141	3	34	18	Bleu
Aout	21	233	0.5	42	27	Bleu

V.3. Etude de l'évolution instantanée des différents paramètres recherchés :

Les résultats des différents paramètres recherchés : irradiation solaire, températures des composants du concentrateur et les performances, puissance absorbée, puissance utile et le rendement thermique du système. Ainsi que l'effet des paramètres de taille, de nature du matériau de l'absorbeur, le débit de fluide, les saisons et la nature du fluide sur les performances du système déterminé à l'aide du logiciel GREENIUS sont présentés ci-dessous.

V.3.1. Evolution temporelle de l'irradiation solaire

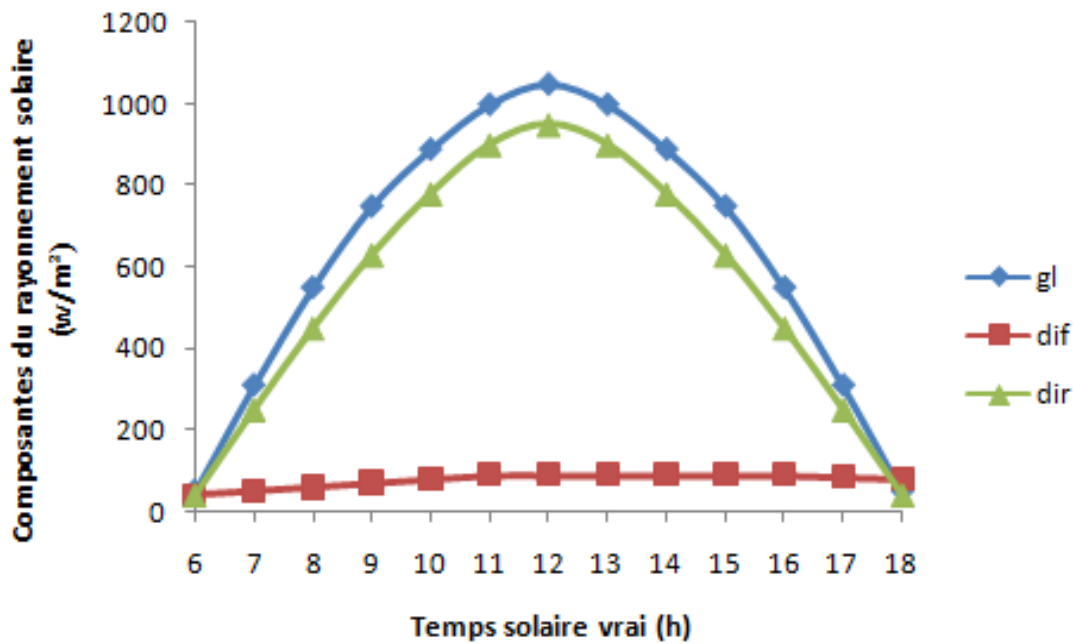


Figure V.2 : Evolution temporelle des irradiations solaires globale(gl), diffuse(dif) et directe (dir) pour n=80 , et un ciel dégradé.

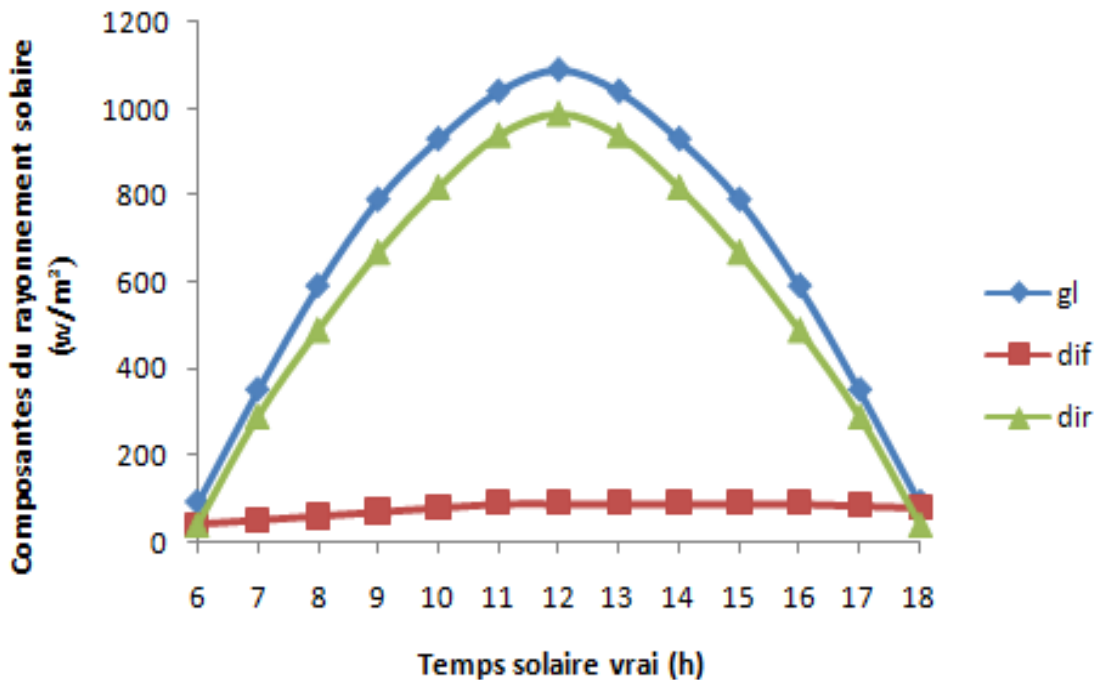


Figure V.3 : Evolution temporelle des irradiations solaires globale(gl), diffuse(dif) et directe (dir) pour n=141 , et un ciel clair bleu.

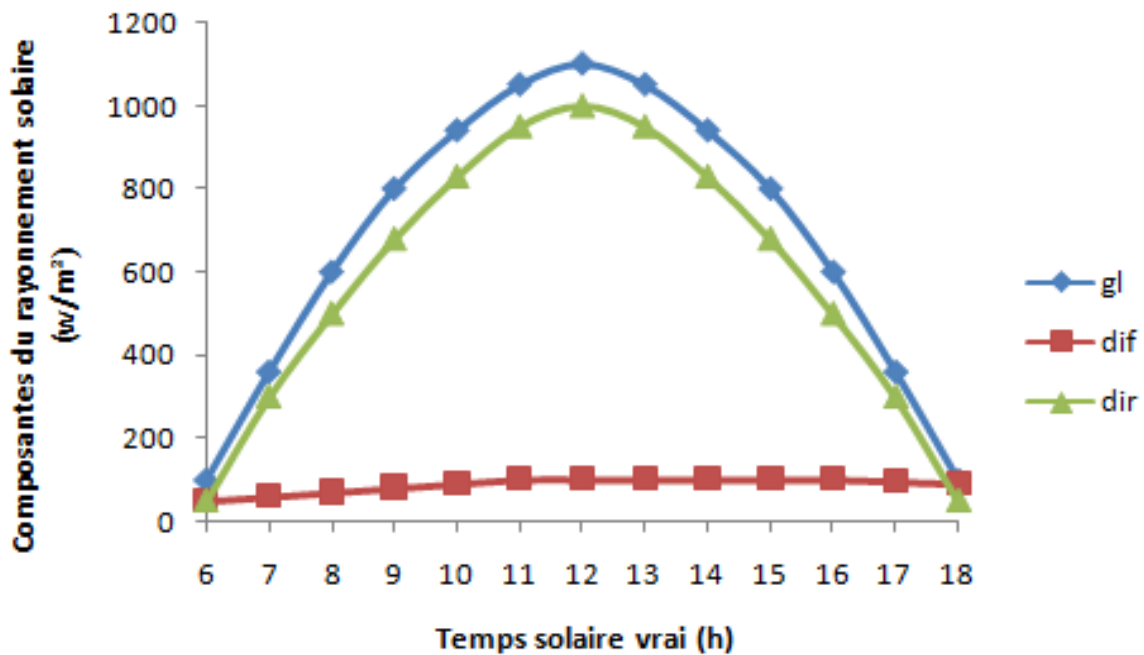


Figure V.4 : Evolution temporelle des irradiations solaires globale(gl), diffuse(dif) et directe (dir) pour n=233, et un ciel clair bleu.

Les figures V.2, V.3 et V.4 représentent l'évolution des irradiations directe (dir), diffuse (dif) et globale (gl), pour les trois journées types choisies. Pour les différentes journées l'irradiation augmente depuis 6h jusqu'à la mi-journée en passant par une valeur maximale puis diminue jusqu'à 18h à une valeur minimale. On constate pour les trois journées que l'intensité du rayonnement solaire est plus importante au mois d'Août, en relation avec la valeur de la température ambiante élevée liée à la position du soleil du site, et de l'état du ciel clair.

V.3.2. Evolution temporelle des températures des composants du concentrateur

L'évolution temporelle des températures des composants du collecteur est représentée par les courbes des figures V.5, V.6, et V.7 suivantes, respectivement pour le 21 Mars 2017 (n=80), le 21Mai 2017 (n=141) et le 21 Août de la même année (n=233).

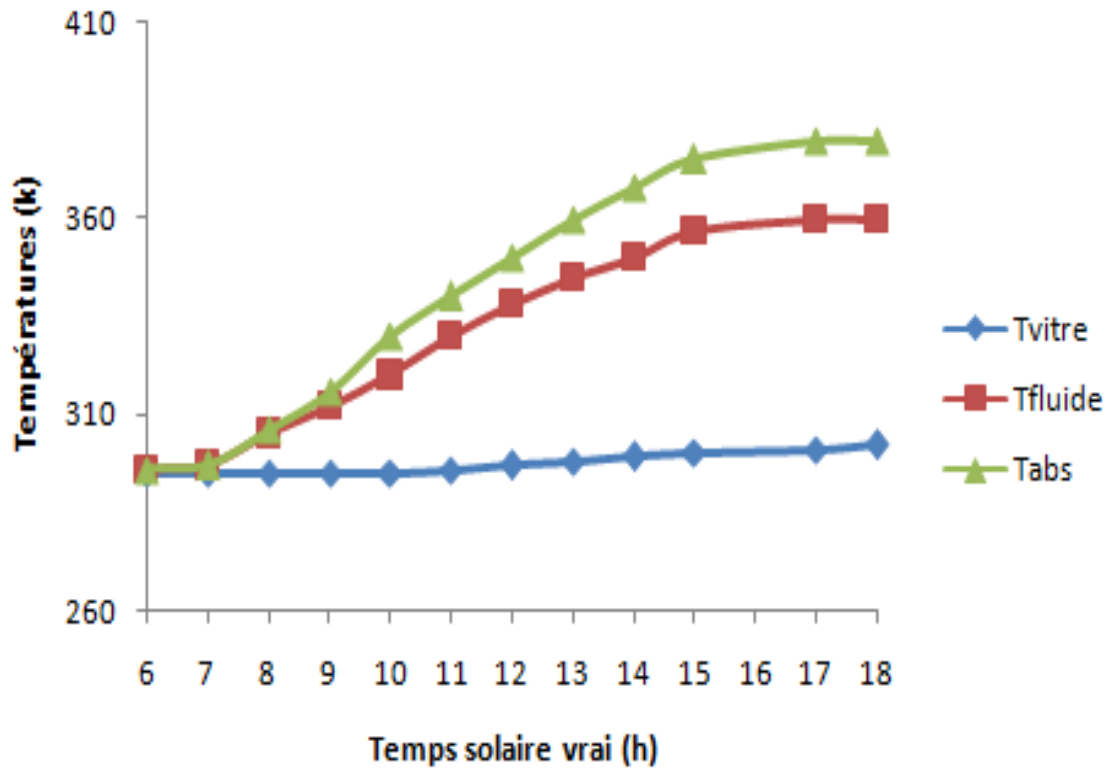


Figure V.5 : Evolution temporelle des températures des composants du collecteur pour $n=80$, un débit de 9kg/h et un ciel dégradé

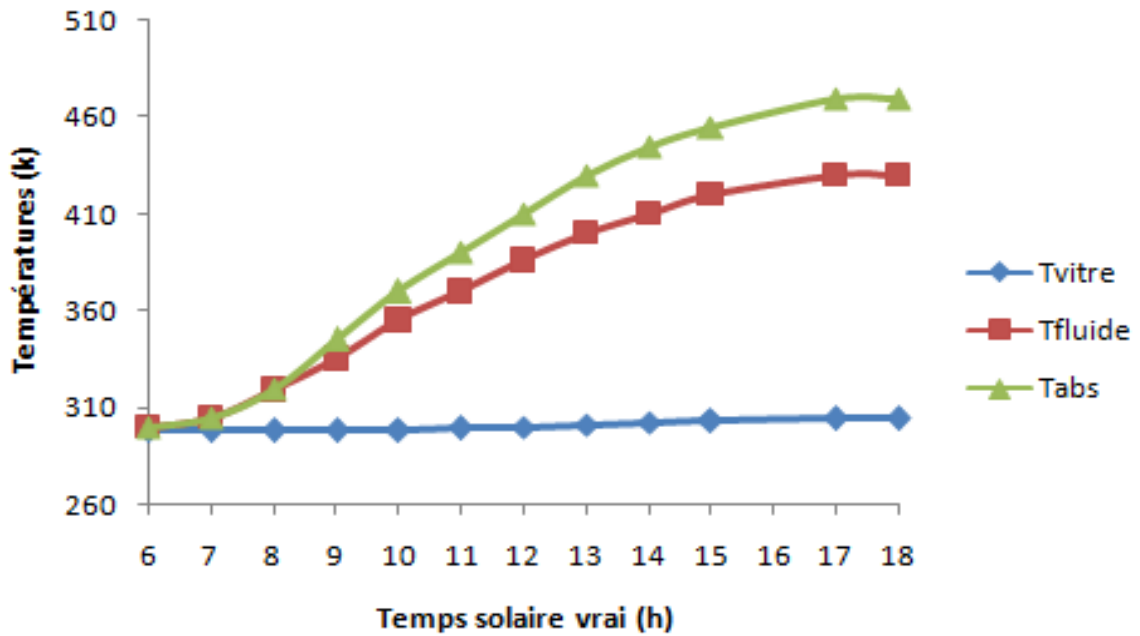


Figure V.6 : Evolution temporelle des températures des composants du collecteur pour $n=141$, un débit de 9kg/h et un ciel bleu

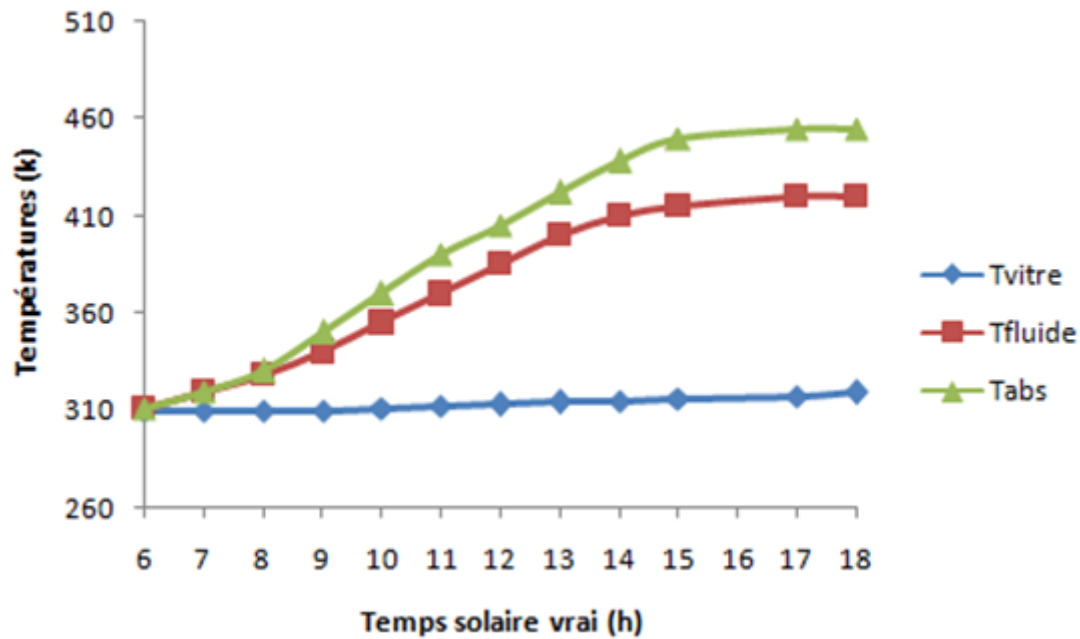


Figure V.7 : Evolution temporelle des températures des composants du collecteur pour n=233 , un débit de 9kg/h et un ciel bleu

De ces différentes figures, on constate que l'allure des différentes températures est similaire. Et pour les différentes périodes, la température de l'absorbeur est la plus élevée par rapport à celles du fluide et de vitre en raison de son pouvoir d'absorption plus grand que ceux des autres composants et aussi à cause des pertes thermiques.

De ces courbes on remarque une meilleure température du fluide pour la période du 21 mai par rapport aux deux autres périodes.

V.3.3. Evolution temporelle des puissances thermiques

V.3.3.1. La puissance absorbée

La puissance absorbée en fonction du temps pour deux période (n=80 et n= 233) est représentée dans la figure V.8.

Les deux courbes présentent une période où la puissance absorbée sous forme de palier à valeur constante (l'absorbeur atteint son maximum d'énergie interne). Pendant ce temps l'énergie captée sera transmise au fluide caloporteur, et selon les courbes des températures (figures V.5 , V.6 et V.7), la diminution de la température du fluide commence à diminuer au temps de la baisse de la puissance absorbée.

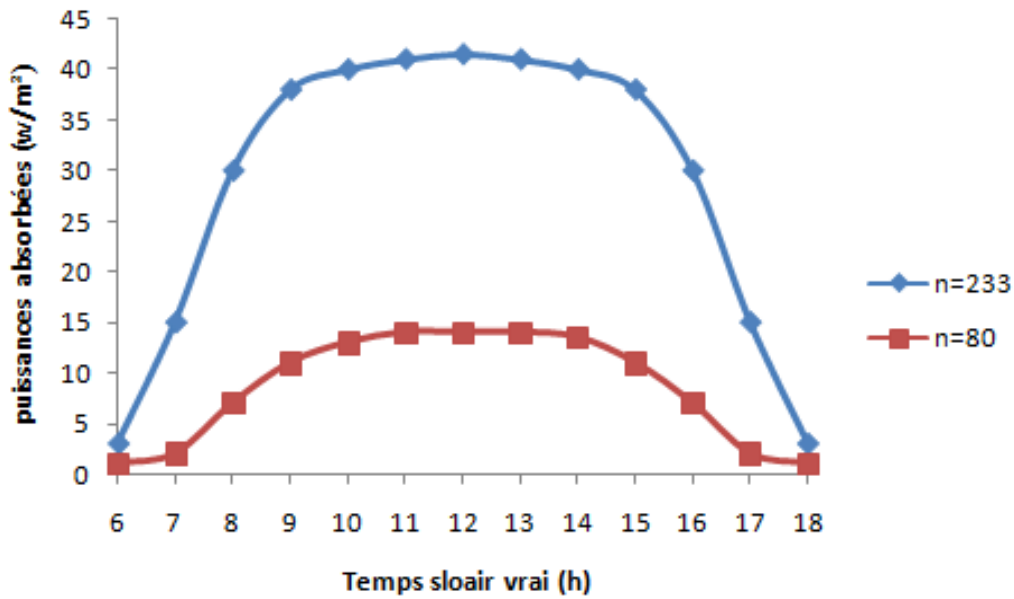


Figure V.8 : Evolution temporelle de la puissance absorbée pour deux journées types

De la figure V.8, il apparaît que la puissance absorbée au mois de mars est moins importante que celle absorbée au mois d'août, ceci est lié à l'intensité de l'irradiation solaire plus importante en ce dernier mois en raison de l'état du ciel d'une part et de la position du soleil du site en ce mois.

V.3.3.2. La puissance utile

La puissance utile récupérée au niveau du fluide caloporteur en fonction du temps est représentée sur la figure V.9.

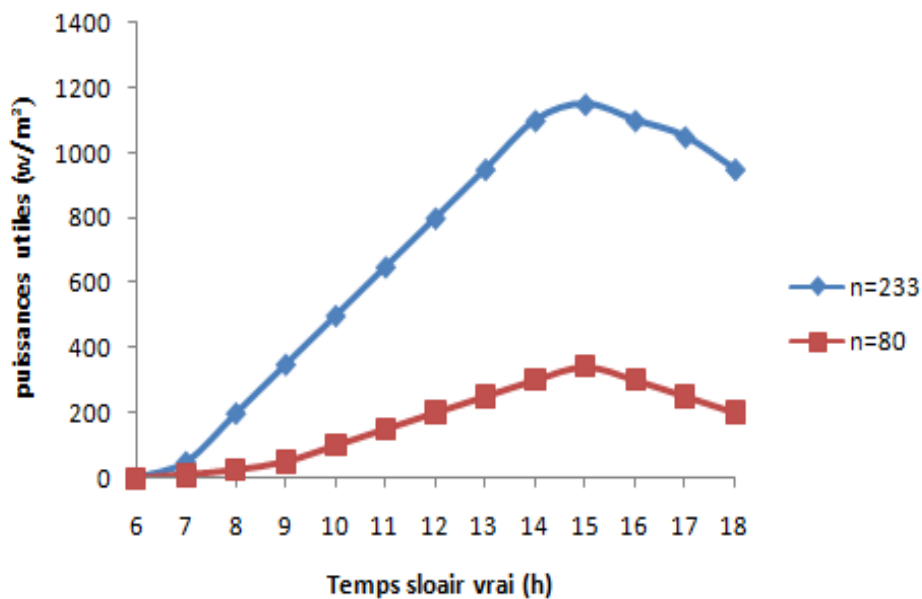


Figure V.9 : Evolution de la puissance utile pour deux journées types (n=80 et n=233)

L'allure des courbes de la puissance utile, est similaire à celle des températures (figures V.5, V.6 et V.7), ce qui peut être expliqué par le terme $(T_{fs} - T_{fe})$ utilisé dans la formule de Calcul de la puissance utile.

L'évolution de la puissance utile augmente depuis le matin pour atteindre une valeur maximale vers 15h en relation avec la température du fluide dont la valeur croit depuis le matin jusqu'à une valeur maximale à partir de 15h, puis décroît à cause de la diminution de l'intensité de l'irradiation solaire dans l'après midi.

D'après les courbes de la figure V.9, la puissance gagnée par le fluide caloporteur est plus importante en aout, bien que les pertes soient supérieures à celles qui se produisent en hiver.

V.3.4. Evolution temporelle du rendement thermique

La figure V.9 représente l'évolution temporelle du rendement thermique pour les trois périodes choisies.

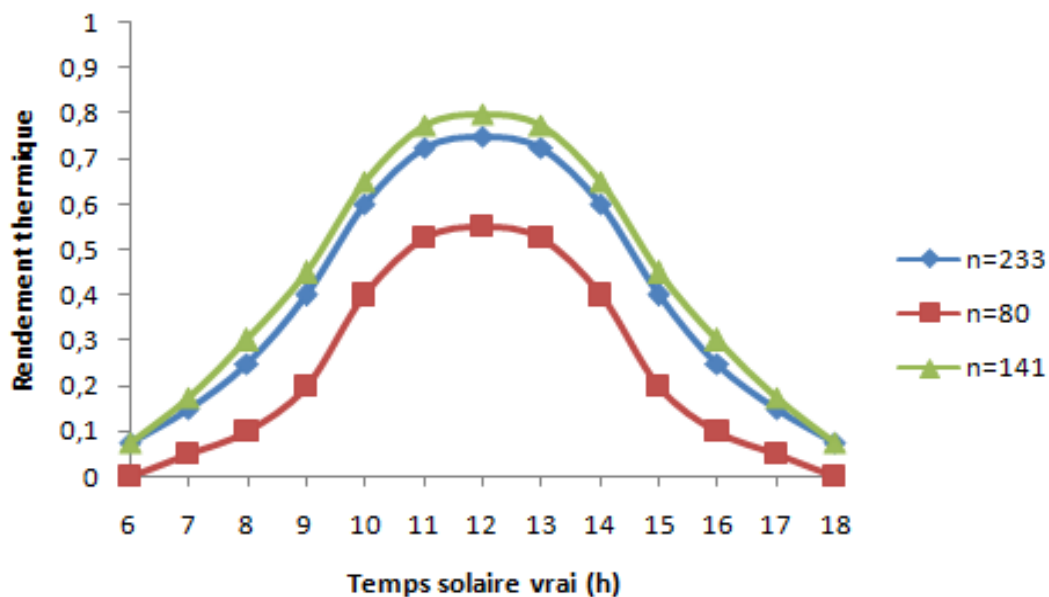


Figure V.10: Evolution temporelle du rendement thermique instantané pour trois journées types

La figure V.10, montre une évolution croissante du rendement thermique instantané au cours de la première période de la journée et atteint son maximum au mi journée puis diminue jusqu'à la fin de journée, ceci liée à l'évolution de l'intensité du rayonnement solaire au cours de la journée (voir figure V2, V3 et V4). Cette évolution de l'énergie de rayonnement solaire est transmise au fluide à travers l'absorbeur.

V.4. Optimisation des performances du concentrateur

V.4.1. Effet de la taille de l'absorbeur

V.4.1.1. Effet de la longueur de l'absorbeur

Le capteur a été étudié avec un absorbeur pour trois longueurs différentes $L=2\text{m}$, $L=3\text{m}$ et $L=5\text{m}$. Pour les trois longueurs, la température du fluide croît depuis le matin vers 7h jusqu'à la mi-journée, puis diminue à une allure moins vite que son augmentation pendant la première moitié de la journée. À cause de l'énergie cumulée dans le fluide.

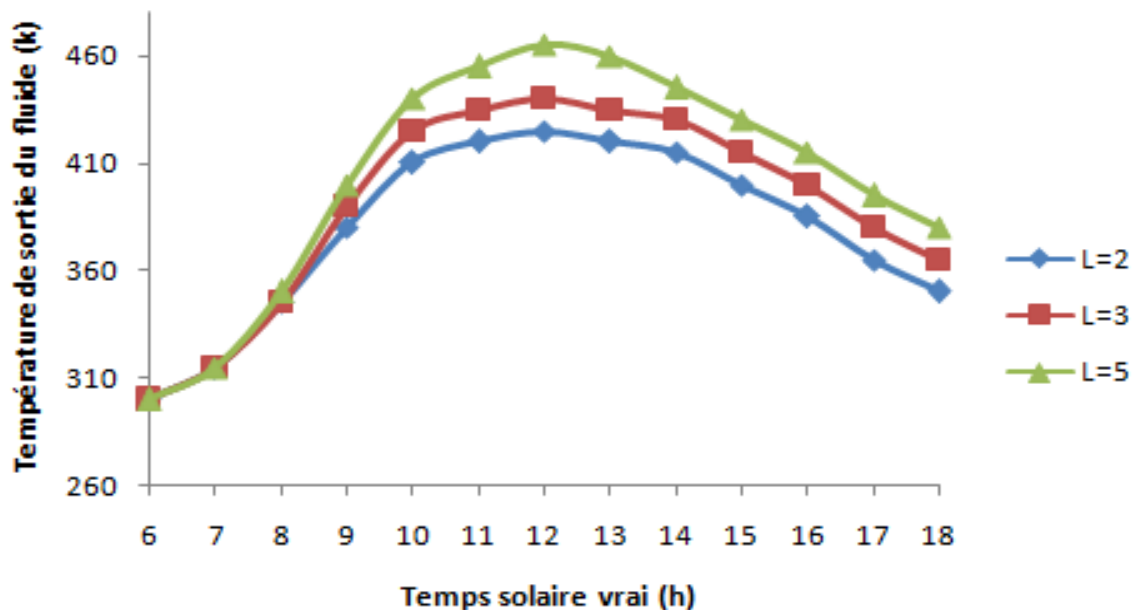


Figure V.11 : Evolution temporelle de la température de sortie du fluide pour différentes longueurs

De la figure V.11, on constate que la température de sortie du fluide caloporteur est d'autant plus élevée que le tube absorbeur est long. Plus la longueur du tube est longue, plus le séjour du fluide à travers le tube est important, plus l'énergie transmise au fluide est importante et la température du fluide prend un niveau plus élevé.

V.4.2. Effet de la nature du matériau de l'absorbeur

Les propriétés thermo physiques des matériaux constituant l'absorbeur utilisé dans notre travail sont présentées dans le tableau V.3 :

Tableau V.3 : Propriétés thermo physiques des matériaux constituant l'absorbeur

Matériau	Absorptivité	Masse volumique [Kg/m ³]	Chaleur spécifique [J/kg. k]
Cuivre	0.92	8940	380
Aluminium	0.5	2700	879

Le rendement thermique du concentrateur dans deux cas d'absorbeur une fois avec l'aluminium et une fois avec du cuivre est représenté dans la figure V.12.

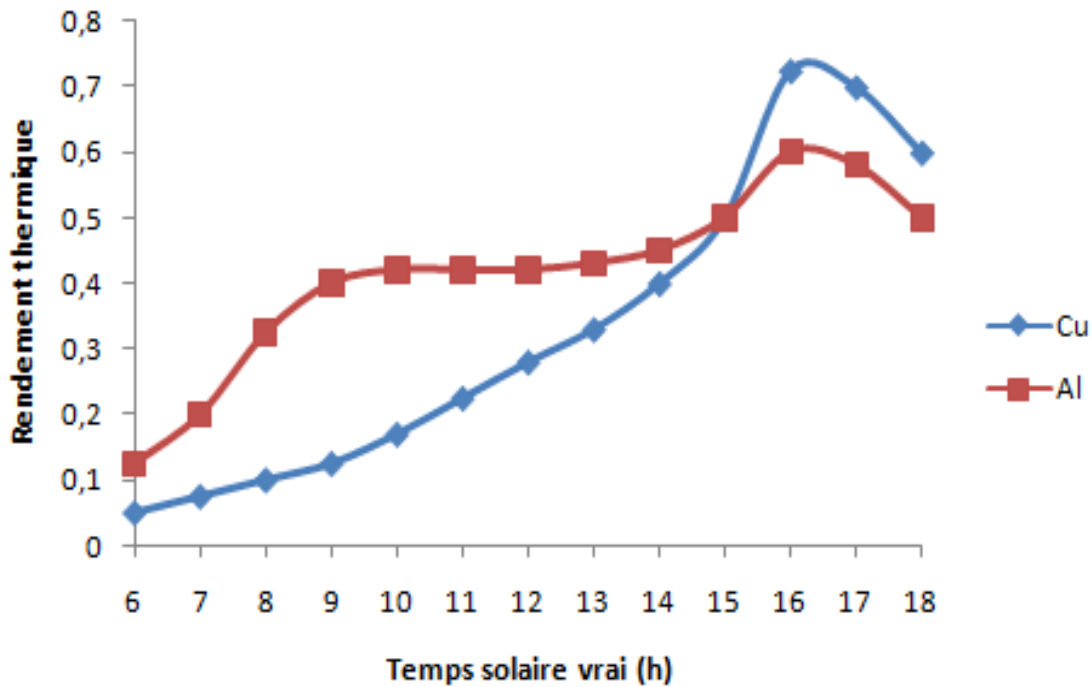


Figure V.12 : Evolution temporelle du rendement thermique instantané pour les deux matériaux

L'analyse des courbes des figures V.12, montrent le niveau du rendement thermique en moyenne avec un absorbeur en aluminium est plus important. Mais les pertes thermiques de l'aluminium sont très importantes à cause de sa légèreté et de son inertie faible par rapport à celle du cuivre, C'est pourquoi le cuivre est meilleur.

V.4.3. Effet du débit du fluide caloporteur

Les résultats du rendement thermique du concentrateur CCP pour trois débits fluide différents 10kg/h, 20kg/h et 50kg/h, sont représentés dans la figure V.13.

L'examen de la figure V.13, nous montre que l'augmentation du débit fluide est accompagnée par l'accroissement des performances du concentrateur. Du fait que le débit est Directement proportionnel à la puissance utile.

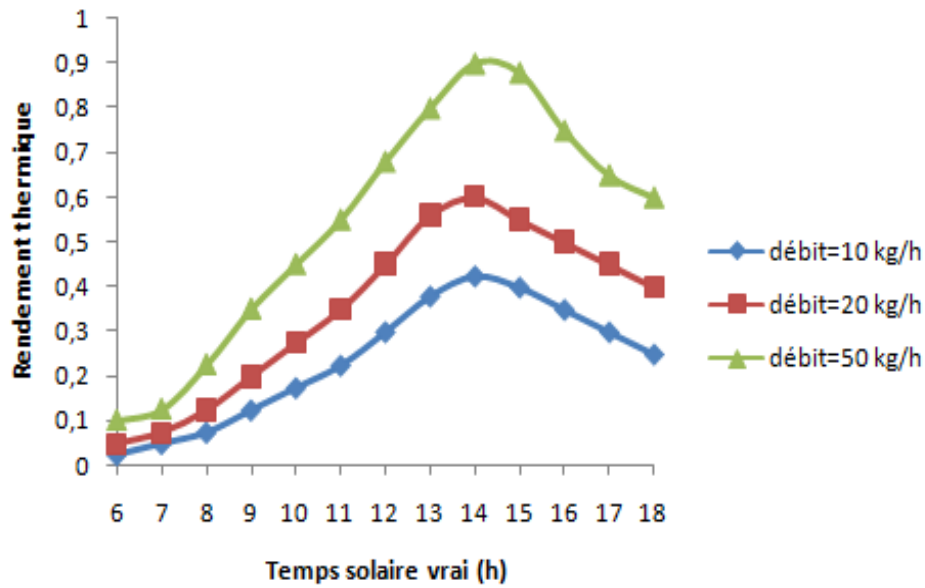


Figure V. 13: Evolution temporelle du rendement thermique pour différents débits

V.4.4. Effet de la nature du fluide caloporteur

L'effet de la nature du fluide caloporteur est mis en évidence sur la figure V.14. Cette figure montre que le fluide therminol vp-1 (dont les caractéristiques sont présentées en annexe) permet d'atteindre une température maximale de l'ordre de 270°C pour un concentrateur de 2 m de long, nettement supérieure à celle de l'eau, ce qui aura évidemment un effet favorable sur les performances du concentrateur.

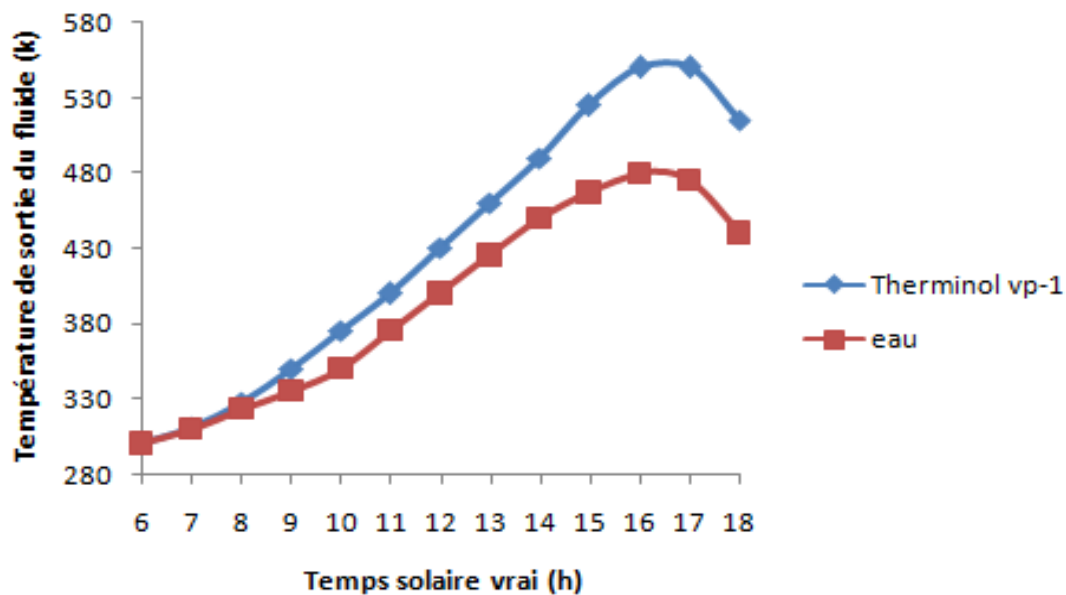


Figure V.14 : Evolution temporelle de la température de sortie des deux fluides caloporteurs (L=2 m)

V.5.Conclusion :

Les résultats obtenus à travers notre étude sont plus ou moins comparables aux résultats de l'étude de **Boutghan Cherifa** [13] pour les période de journée au niveau de :

- La puissance absorbée (6h à 18h)
- La puissance utile (6h à 15h)
- Le rendement thermique (6h à 12h)
- La nature du matériau de l'absorbeur (6h à 16h).

*Conclusion
générale*

Conclusion générale

L'étude théorique et numérique d'un concentrateur cylindro parabolique menée dans le cadre de ce travail a permis de déterminer les performances et de préciser l'effet de différents paramètres (débit de fluide, dimension de longueur du capteur, la nature du matériau de l'absorbeur, la nature du fluide et les saisons) sur ces performances.

Pour cela nous avons présenté les bilans thermiques au niveau de tous les composants du système dans le but de monter les différents échanges énergétique entre les différents composants du système et à travers notre travail de recherche a conduit à l'utilisation d'un logiciel GREENIUS, qui a permis d'aboutir aux résultats recherchés.

La recherche bibliographique a montré que l'utilisation des systèmes de suivi de soleil augmente l'efficacité des réflecteurs cylindro-paraboliques en captant le maximum l'énergie, en particulier en période estivale où en plus l'intensité de rayonnement est maximale résultant de la température ambiante élevée, et de l'état du ciel le plus souvent clair.

Les valeurs de température de fluide caloporteur, de la puissance utile et du rendement de l'installation ont été déterminés pour les périodes types choisies sur le site de Touggourt pour le 21 Août, 21 mai et 21 Mars 2017. Les de performances déterminés pour cette l'année ont atteint les valeurs de 420°C pour la température du fluide caloporteur et du rendement thermique de plus de 55%.

Les résultats de l'effet des paramètres de la présente étude montrent que :
Le matériau de l'absorbeur en cuivre, un système de poursuite solaire (Est-Oest), l'augmentation du débit fluide, et la taille de l'absorbeur et la période du moi de mai de l'année contribuent dans l'amélioration des performances du système.

L'utilisation des concentrateurs cylindro-parabolique est particulièrement intéressante, puisque ces concentrateurs ont été très développés dans les dernières années, notamment pour la production de la vapeur surchauffée pour alimenter des turbines à vapeur qui peuvent servir à la production de l'énergie électrique nécessaire au fonctionnement des installations. Dans le Sud, où l'ensoleillement est très important, le solaire peut fournir l'énergie nécessaire à l'industrie au moindre coût. Et sans risques pour l'environnement. Le travail qui nous à été proposé à travers de cet étude nous a permis d'élargir nos connaissances scientifiques surtout en ce qui concerne ce domaine des énergies renouvelables propres pour l'avenir de notre pays.

Annexes

Annexe (A)

Toutes les propriétés thermo-physiques qui sont utilisées dans l'analyse thermique du concentrateur cylindro-parabolique sont en fonction de la température moyenne du fluide caloporteur, T_f pour le Therminol VP-1 et $T_{\text{moy,annulaire}}$ avec $T_{\text{moy,annulaire}} = 0,5.(T_{\text{ab}} + T_{\text{ab}})$, (les températures sont en Kelvin) [19].

A.1. Propriétés thermo physique de l'air

La densité

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

$$\rho_{\text{air}} = 8,55135 - 0,07367 \times T_{\text{moy,annulaire}} + 2,8952 \times 10^{-4} \times T_{\text{moy,annulaire}}^2 - 5,28275 \times 10^{-7} \times T_{\text{moy,annulaire}}^3 + 3,62497 \times 10^{-10} \times T_{\text{moy,annulaire}}^4$$

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

$$\rho_{\text{air}} = 7,50785 - 0,05612 \times T_{\text{moy,annulaire}} + 1,96255 \times 10^{-4} \times T_{\text{moy,annulaire}}^2 - 3,46183 \times 10^{-7} \times T_{\text{moy,annulaire}}^3 + 2,97588 \times 10^{-10} \times T_{\text{moy,annulaire}}^4 - 9,89255 \times 10^{-14} \times T_{\text{moy,annulaire}}^5$$

La chaleur spécifique

$$c_{p,\text{air}} = 1075,07062 - 0,55477 \times T_{\text{moy,annulaire}} + 0,001335 \times T_{\text{moy,annulaire}}^2 - 9,589955 \times 10^{-7} \times T_{\text{moy,annulaire}}^3 + 2,30819 \times 10^{-10} \times T_{\text{moy,annulaire}}^4$$

La viscosité dynamique

$$\mu_{\text{air}} = 1,2885 \times 10^{-6} - 6,60387 \times 10^{-8} \times T_{\text{moy,annulaire}} - 3,31371 \times 10^{-11} \times T_{\text{moy,annulaire}}^2 + 9,17685 \times 10^{-15} \times T_{\text{moy,annulaire}}^3$$

La viscosité cinématique

$$\alpha_{air} = -2,83529 \times 10^{-6} + 3,01256 \times 10^{-8} \times T_{moy,annulair} + 1,12534 \times 10^{-10} \\ \times T_{moy,annulair}^2 + 9,17685 \times 10^{-15} \times T_{moy,annulair}^3$$

La conductivité thermique

$$k_{air} = -0,00226 + 1,2417 \times 10^{-4} \times T_{moy,annulair} - 1,2332 \times 10^{-7} \times T_{moy,annulair}^2 \\ + 9,9309 \times 10^{-11} \times T_{moy,annulair}^3 - 3,01751 \times 10^{-14} \times T_{moy,annulair}^4$$

Annexe (B)

B.1. Le fluide Therminol VP-1

C'est un fluide de transfert de chaleur, désigné pour satisfaire la demande des systèmes travaillant avec la phase liquide (12 °C – 400 °C), ou la phase vapeur (257 °C – 400 °C). Possède de superbes propriétés de transfert de chaleur, qui combine la stabilité thermique et la baisse viscosité [29].

B.2. Propriétés thermiques de Therminol VP-1

Le tableau suivant donne les différentes propriétés du fluide Therminol VP-1 :

Tableau B.1. Propriétés thermiques de Therminol VP-1 [27]

Températures	Densités	Capacités thermiques	Conductivités	Viscosités
[°C]	[kg/m ³]	[kj/kg.k]	[w/m.k]	[mPa.s]
12	1071	1.52	0.1370	5.48
16	1068	1.53	0.1367	4.89
27	1059	1.57	0.1357	3.57
38	1050	1.60	0.1346	2.73
49	1041	1.63	0.1334	2.16
60	1032	1.66	0.133	1.761
71	1023	1.69	0.1310	1.467
82	1014	1.73	0.1298	1.244
93	1004	1.76	0.1285	1.071
104	995	1.79	0.1271	0.934
116	986	1.82	0.1257	0.823
127	977	1.85	0.1243	0.731
138	967	1.88	0.1228	0.655
149	958	1.91	0.1213	0.591
160	948	1.94	0.1197	0.537
171	939	1.97	0.1181	0.490
182	929	2.00	0.1165	0.449
193	919	2.03	0.1148	0.414
204	909	2.06	0.1131	0.383
216	899	2.09	0.1113	0.355
227	889	2.12	0.1095	0.331
238	879	2.15	0.1076	0.309

249	868	2.18	0.1057	0.290
257	860	2.20	0.1043	0.276
260	857	2.21	0.1038	0.272
271	847	2.24	0.1018	0.256
282	835	2.27	0.0998	0.242
293	824	2.30	.0977	0.229
304	812	2.33	0.0956	0.217
316	800	2.36	0.0934	0.206
327	788	2.39	0.0912	0.1958
338	775	2.42	0.0890	0.1866
349	762	2.45	0.0867	0.1781
360	749	2.48	0.0844	0.1703
371	734	2.52	0.0820	0.1630
382	720	2.56	0.0796	0.1562
393	704	2.60	0.0771	0.1500
399	696	2.62	0.0759	0.1470
404	687	2.65	0.0746	0.1441
416	670	2.70	0.0721	0.1387
427	651	2.77	0.0695	0.1336

*Références
bibliographiques*

Références bibliographiques

- [1] **Fernandez-Garcia, A., E. Zarza, L. Valenzuela, M. Pérez.** Parabolic-trough solar collectors and their applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14:1695-1721 (2010).
- [2] **Cheng, He, Xiao, Tao and Xu.** «Three-dimensional numerical study of heat transfer characteristics in the receiver tube of parabolic trough solar collector». *International Communications in Heat and Mass Transfer* (2010).
- [3] **P, H, Communay.** Héliothermique, Le gisement solaire, méthodes et calculs. Groupe de Recherche et d'Édition, France.(2002).
- [4] **German Aerospace Center (DLR),** Concentrating Solar Power for Seawater Desalination (2007)
- [5] **Quoilin, S** Les Centrales Solaires à Concentration. Université de Liège (2007) .
- [6] **L, Lacas.** Le guide des énergies douces. le soleil, la maison solaire, le vent, la biomasse, la géothermie, l'énergie hydraulique, Dargaud Editeur. (1980).
- [7] **A, Khedim.** L'énergie solaire et son utilisation sous forme thermique et Photovoltaïque, Centre de Publication Universitaire, (2003).
- [8] **J, Bernard.** Energie solaire, calculs et optimisation. Ellipse Edition Marketing. Paris. (2004).
- [9] **M.capderou,** atlas solaire de l'Algérie, tome 1, vol 1 et 2 modèle théorique et expérimentaux, édition : office des publications universitaire, Algérie ,1987
- [10] **I, Zeghib.** Etude et réalisation d'un concentrateur solaire parabolique, thèse de magistère, Université de Constantine. (2005).
- [11] **T, A, Stuetzele.** Automatic Control of the 30 MWe SEGS VI parabolic trough plant, thesis of Master of Science, University of Wisconsin-Madison. (2002).
- [12] **R, Bernard ; G, Menguy ; M, Schwartz.** Le rayonnement solaire, conversion thermique et application. Technique et Documentation, Paris. (1979).
- [13] **Boutghan Cherifa.** Amélioration des performances d'un collecteur Solaire, thèse de master Université de magistère université mentouri de constantine (2012).
- [14] **F, Kreith ; J, F, Kreider.** Principales of solar engineering, Mc Graw-Hill Book Compagny, New York. (1978).
- [16] **S, C, Mullick ; S, K, Nanda.** An improved technique for computing the heat loss factor of a tubular absorber, *Solar Energy*. Vol.30, N° 1, pp 390- 444. (1989).

- [16] **Marif.Y, Benmoussa. H, Bouguettaia. H, Bechki. D, Belhadj. M. M, Boughali. S,** 2010. Concentrateur cylindro-parabolique et ses applications dans le sud algérien.
- [17]. **S, A, Kalogirou.** Solar thermal collectors and applications, Progress in Energy and Combustion Science N° 30 , pp. 231-295 , (2004).
- [18] **Z, Haddad.** Etude du couplage d'un distillateur solaire avec un capteur plan, thèse de magistère, Université de Constantine. (2006).
- [19] **Marif yacine** , Caractérisation d'un concentrateur cylindro parabolique de dimensions réelles au sud de l'Algérie: Région d'Ouargla thèse de doctorat Université de Ouargla(2015)
- [20] **Sadam Houcine Sellam** , Etude énergétique en régime transitoire du capteur cylindro-parabolique de l'installation thermique de Hassi R'Mel thèse de master Université de Biskra (2015).
- [21] **Ouarghi Imane et Tria Houda** , contribution et modélisation numériques d'un capteur solaire cylindro-parabolique thèse de master Université Larbi Tébessi (2016).
- [22] **Eskin, N.** Transient Performance Analysis of Cylindrical Parabolic Concentrating Collectors and Comparison with Experimental Results. Energy Conversion and Management vol 40:175 – 191 (1999).
- [23] **Lienhard IV, J.H., J.H. Lienhard V.** A HEAT TRANSFER TEXTBOOK third Edition (2003).
- [24] **Ammari, H.D., Y.L. Nimir** (2003) Experimental and theoretical of performance of a tar water heater. Energy Conversion and Management vol 44:3037-3055 (2003) .
- [25] **Incropera, F.P., D.P. Witt** Fundamentals of Heat and Mass Transfer. John Wiley & Sons. Inc. New York (1996).
- [26] **Moummi, N .** Cours de l'énergie renouvelable. Université de Biskra (2014).
- [27] **Bonnet, M. Alphilippe, P. Stouffs.** Conversion thermodynamique de l'énergie solaire dans des installations de faible ou de moyenne puissance : Réflexion sur choix du meilleur degré de concentration. Rev. Energ.Ren : 11^{ème} Journées internationales de thermique. p.73-80 (2003).
- [28] **S, M, Jeter ; D, I, Jarrar and S, A, Moustafa.** Geometrical effects on the performance of trough collectors. Solar Energy. vol 30 N° 2.pp.109-113.(1983).
- [29] **A.Kaddour, B.Benyoucef** , Simulation of Dish Stirling Solar Concentrator by Greenius Software, Journal of Electrical & Electronics, vol°1, issue 3 (2012).
- [30] **Atlas Algerian.**

ملخص

الهدف من الدراسة هو البحث عن تأثير العوامل على أداء مكثف شمسي حوض اسطواني. من خلال أبحاثنا تم استخدام البرمجية (GREENIUS) الذي أدى إلى الحصول على النتائج المرجوة. مكنت النتائج التي تم الحصول عليها من تقدير درجة حرارة سائل نقل الحرارة ، و القدرة المفيدة والكفاءة الحرارية، ولإظهار تأثير مختلف العوامل لا سيما الإشعاع الشمسي، مواد و أبعاد جهاز الامتصاص للأشعة، فصول السنة وطبيعة سائل نقل الحرارة على أداء المكثف. دراسة تأثير العوامل سمحت بالحصول على النتائج التالية: مواد أنبوب الامتصاص من النحاس، زيادة تدفق السائل الناقل للحرارة، حجم أكبر لأنبوب الامتصاص دون تأثير سلبي على الاكتظاظ و العطالة في المكثف تساهم في تحسين أداء النظام. تعتبر فترة شهر مايو من السنة أكثر ملائمة لتحسين أداء المستشعر الشمسي. نظام تتبع الطاقة الشمسية (شرق-غرب) ذو محور واحد هو الأكثر مرغوباً فيه. الكلمات المفتاحية : مكثف شمسي حوض اسطواني، درجة حرارة السوائل، الإشعاع الشمسي، النهج الرقمي، البرمجية (GREENIUS).

Résumé

L'objectif de notre travail est l'étude de l'effet des paramètres sur les performances d'un concentrateur cylindro- parabolique. À travers notre travail de recherche a conduit à l'utilisation d'un logiciel GREENIUS, qui a permis d'aboutir aux résultats recherchés.

Les résultats obtenus ont permis d'estimer la température de sortie du fluide caloporteur, la puissance utile le rendement thermique et de mettre en évidence l'effet de divers paramètres, notamment l'irradiation solaire, les dimensions et le matériau de l'absorbeur, les saisons et la nature du fluide caloporteur sur les performances du concentrateur.

L'étude de l'effet des paramètres a permis d'aboutir aux résultats suivants : Le matériau de l'absorbeur en cuivre, l'augmentation du débit fluide, la taille de l'absorbeur plus importante sans conséquences négatives sur l'encombrement et l'inertie du système contribuent dans l'amélioration des performances du système. La période du moi de mai de l'année est plus favorable à de meilleures performances du capteur. Un système de poursuite solaire (Est-Oest), à un axe est le plus souhaitable.

Mots clés: Capteur Cylindro-Parabolique, Température de fluide, Rayonnement Solaire, Approche Numérique, Logiciel de résolution.

Abstract

L'objectif de notre travail est l'étude de l'effet des paramètres sur les performances d'un concentrateur cylindro- parabolique. À travers notre travail de recherche a conduit à l'utilisation d'un logiciel GREENIUS, qui a permis d'aboutir aux résultats recherchés.

Les résultats obtenus ont permis d'estimer la température de sortie du fluide caloporteur, la puissance utile le rendement thermique et de mettre en évidence l'effet de divers paramètres, notamment l'irradiation solaire, les dimensions et le matériau de l'absorbeur, les saisons et la nature du fluide caloporteur sur les performances du concentrateur.

L'étude de l'effet des paramètres a permis d'aboutir aux résultats suivants : Le matériau de l'absorbeur en cuivre, l'augmentation du débit fluide, la taille de l'absorbeur plus importante sans conséquences négatives sur l'encombrement et l'inertie du système contribuent dans l'amélioration des performances du système. La période du moi de mai de l'année est plus favorable à de meilleures performances du capteur. Un système de poursuite solaire (Est-Oest), à un axe est le plus souhaitable.

Mots clés: Capteur Cylindro-Parabolique, Température de fluide, Rayonnement Solaire, Approche Numérique, Logiciel de résolution.