

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

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

UNIVERSITE SAAD DAHLEB DE BLIDA 1

Faculté de Technologie

Département de Mécanique

Thèse de Doctorat

Spécialité : Energétique

**ETUDE NUMERIQUE ET EXPERIMENTALE D'UNE CAVITE DE
RECEPTION D'UN MOTEUR STIRLING**

**Présentée par
Djelloul AZZOUZI**

Devant le jury composé de :

Y. BENKHEDDA	Professeur des universités (Université de Blida)	Président
A. BETTAHAR	Professeur des universités (Université de Chelef)	Examineur
M. LOUNIS	Professeur des universités (Université de Khemis Miliana)	Examineur
A. KHELLAF	Directeur de Recherche (CDER Bouzaréah)	Examineur
A.HAMID	Maitre de conférences (Université de Blida)	Examineur
B.BOUMEDDANE	Professeur des Universités (Université de Blida)	Directeur de thèse

BLIDA, Mai 2015

Résumé

La thèse présentée à travers ce manuscrit s'inscrit dans la catégorie des travaux d'investigation et de recherche entrepris dans la filière du solaire thermodynamique à concentration. Les différentes brochures de cette étude visent à mettre au point une méthodologie expérimentale et analytique ayant pour objectif, l'analyse thermique du dish solaire constitué d'un paraboloïde solaire et un récepteur sur lequel est monté un moteur Stirling.

Dans le souci d'atteindre cet objectif, deux étapes principales ont été effectuées. La première étape consiste dans son premier volet, à réaliser un concentrateur parabolique d'une surface d'ouverture de 1.67m^2 et un mécanisme de poursuite solaire de type altazimutal. Cette réalisation est suivie en deuxième volet d'une caractérisation géométrique, optique et thermique du concentrateur permettant la détermination de sa distance focale réelle ainsi que son coefficient de concentration. Dans ce même volet, une approche analytique est développée et mise sous un programme de calcul élaboré sous MATLAB, offrant la possibilité de prédire la distribution de la température et du flux au niveau de la zone focale. Cette étape est associée à une modélisation simultanée du concentrateur et du récepteur par le code SOLTRACE. Les résultats affichés à travers cette étape montrent une bonne concordance entre l'analyse expérimentale et analytique du concentrateur parabolique.

La deuxième étape est consacrée dans sa première partie, à la conception d'un récepteur solaire à cavité cylindrique dont les dimensions sont inspirées des résultats obtenus à travers la première étape. La mise au point d'un tel récepteur a exigé un choix rigoureux des différents matériaux utilisés, dans l'optique d'atteindre des rendements thermique acceptables.

En deuxième partie de cette étape, le récepteur conçu a fait l'objet d'une analyse thermique sous différentes conditions d'exploitation permettant de déterminer son efficacité thermique ainsi que le flux utile. De même, des tests expérimentaux du récepteur à cavité ont été effectués selon la procédure d'expérimentation décrite en fin du chapitre cinq. Les résultats expérimentaux et analytiques sont confrontés et une conclusion générale est tirée.

Abstract

The thesis presented through this manuscript falls under the category of investigation and research works in the field of concentrated solar power (CSP). The various parts of this study aim at developing an experimental and analytical methodology having for objective, the thermal analysis of the solar dish made up of a solar paraboloid and a receiver on which is assembled a Stirling engine.

For achieve this objective, two principal stages were carried out. The first stage consists in its first part, to realise the altazimutal tracking system and a parabolic concentrator with opening surface of 1.67m^2 . This realization is followed in second part by an optical and thermal characterization of the solar concentrator allowing the determination of its real focal distance and its concentration coefficient. In this same part, an analytical approach is developed and put under a calculation programme worked out under MATLAB, making it possible to predict the temperature and flow distribution on the focal zone. This stage is associated a simultaneous modelling of the concentrator and receiver by SOLTRACE code. The results obtained through this stage show a good agreement between the experimental and analytical analysis of the parabolic concentrator.

The second stage is devoted in its first part, for the design of a solar receiver cavity whose dimensions are inspired by the results obtained through the first stage. The development of the receiver required a rigorous choice of various used materials; in aim to reach acceptable thermal efficiency. In the second part of this stage, the designed receiver was the subject of a thermal analysis under various operating conditions, making it possible to determine its thermal efficiency as well as useful heat flux. In the same way, the experimental tests of the cavity receiver were carried out according to the experimental procedure described in end of the chapter five. The experimental and analytical results are confronted and a general conclusion is drawn.

ملخص

هذه المذكرة تندرج في إطار أعمال البحث في الديناميكا الحرارية المطبقة في دراسة الطاقة الشمسية المركزة. هاته الدراسة تهدف إلى وضع منهجية رقمية و تجريبية بغية دراسة نظام متكون من مقعر شمسي و مستقبل حراري من خلاله يمكن تحويل الطاقة الحرارية إلى طاقة ميكانيكية باستعمال محرك ستيرلينغ.

لبلوغ هذا الهدف تم تقسيم هذا العمل إلى مرحلتين أساسيتين:

الأولى و في شقها الأول تم خلاله تصنيع مقعر شمسي مساحة فتحته 1.67 م^2 إضافة إلى تصنيع نظام تتبع شمسي من أجل توجيه المقعر الشمسي. أما الشق الثاني من هذه المرحلة فخصص لحساب الخصائص الهندسية و كذا الضوئية و الحرارية للمقعر الشمسي و من خلاله استطعنا حساب الطول البؤري و معامل التركيز الشمسي. في نفس هذا الشق تم تطوير برنامج مقارنة تحليلية يمكنه استقراء التوزيع الحراري للمنطقة البؤرية. النتائج المتحصل عليها أظهرت تقارب جيد بين ما هو تجريبي و تحليلي.

المرحلة الثانية تم تخصيصها لتصنيع المستقبل الحراري ذو الشكل الأسطواني مع الحرص على اختيار المواد الأولية ذات الخصائص الحرارية المناسبة لعمل هذا المستقبل الحراري. بعد التصنيع تم تجميع النظام المكون من المقعر الشمسي و نظام التتبع و المستقبل الحراري من أجل دراسة تجريبية بغية حساب المردود الحراري تحت شروط عمل مختلفة. لمقارنة النتائج المتحصل عليها تجريبيا تم إعداد نموذج حراري بإمكانه دراسة السلوك الحراري و كذا مجمل التسريبات الحرارية للمستقبل الحراري. كل النتائج التجريبية و الرقمية خضعت للمقارنة فيما بينها.

Remerciements

Ce manuscrit conclut cinq ans de travail, je tiens en ces quelques lignes à exprimer ma reconnaissance envers tous ceux qui de près ou de loin y ont contribué.

J'exprime en premier lieu ma gratitude au directeur de thèse Monsieur le professeur B.BOUMEDDANE, pour son suivi rigoureux ainsi que ses critiques constructives apportées au cours de toutes les étapes qu'a connue la préparation de ce manuscrit. Je souhaite néanmoins remercier plus particulièrement Mr S.NOUREDDINE chargé de recherche au niveau du CDER de bouzaréah pour son indéfectible soutien et assistance lors de la mise en œuvre du paraboloïde solaire.

Je remercie vivement le professeur Y. BENKEDDA de l'université de Blida pour avoir accepté d'être président du jury de soutenance de cette thèse.

Je suis très honoré que messieurs A.BETTAHAR, professeur à l'université de Chlef, M.LOUNIS ,professeur à l'université de khemis Miliana, A.KHELLAF, directeur de recherche au CDER et A.HAMID, maître de conférences à l'université de Blida, aient accepté de juger ce travail en qualité d'examineurs.

.

TABLES DES MATIERES

RESUME	
REMERCIEMENTS	
TABLES DES MATIERES	
DEFINITIONS	
LISTE DES ILLUSTRATIONS, GRAPHIQUES ET TABLEAUX	
Chapitre 1. INTRODUCTION GENERALE	10
1.1. Aperçu historique	10
1.2. Energie solaire	11
1.3. Gisement du solaire à concentration	13
1.4. Technologie du solaire à concentration	14
1.4.1. Centrales à concentrateurs cylindro-paraboliques	14
1.4.2. Centrales à réflecteurs linéaires de Fresnel	16
1.4.3. Centrale à tour	18
1.4.4. Les centrales à concentrateurs paraboliques (dish Stirling)	20
1.5. Objectif et cadre de la thèse	26
Chapitre 2. ETAT DE L'ART SUR LES RECEPTEURS SOLAIRES A CAVITE	28
2.1. Introduction	28
2.2. Récepteurs à cavité cylindrique	28
2.3. Récepteurs à cavité conique	34
2.4. Récepteurs à cavité sphérique	36
2.5. Récepteurs à cavité hexagonale et trapézoïdale	39
2.6. Récepteurs à cavité cubique	41
2.7. Conclusion	42
Chapitre 3. MISE AU POINT DU PARABOLOÏDE SOLAIRE ET MECANISME DE POURSUITE	43
3.1. Introduction	43
3.2. Description géométrique d'une parabole	43
3.2.1. Caractérisation géométrique d'un paraboloïde	44
3.3. Conception d'un paraboloïde solaire	45
3.3.1. Dimensions et étapes de réalisation	46

3.3.2. Surface réfléchive et paramètres géométriques	46
3.3.3. Paramètres optiques	48
3.4. Mécanismes de poursuite solaire	50
3.4.1. Mécanisme de poursuite altazimutale	51
3.4.2. Mécanisme de poursuite équatoriale	53
3.5. Conception d'un mécanisme altazimutal	53
3.6. Conclusion	55
Chapitre 4. ANALYSE THERMIQUE DE LA ZONE FOCAL ET CARACTERISATION EXPERIMENTALE	56
4.1. Introduction	56
4.2. Température théorique au point focal	56
4.3. Champ de température à la zone focale	58
4.4. Distribution du flux incident à la zone focale	60
4.5. Analyse expérimentale	62
4.5.1. Distance focale réelle	62
4.5.2. Taille de la tache solaire focalisée	63
4.6. Application du code SOLTRACE	63
4.6.1. Méthodologie et étapes d'application	64
4.6.2. Développement analytique associé	67
4.7. Résultats et interprétations	68
4.7.1. Résultats du modèle analytique	69
4.7.2. Résultats expérimentaux	71
4.7.3. Résultats de l'application du code SOLTRACE	72
4.8. Conclusion	75
Chapitre 5. CONCEPTION ET ANALYSE THERMIQUE D'UN RECEPTEUR A CAVITE CYLINDRIQUE	76
5.1. Introduction	76
5.2. Bilan thermique du récepteur	76
5.2.1. Perte de chaleur par convection à travers la cavité	77
5.2.2. Perte de chaleur à travers les parois du récepteur	78
5.3. Flux de chaleur utile et efficacité du récepteur	83
5.4. Mise au point d'un récepteur à cavité cylindrique	84
5.4.1. Procédure d'expérimentation	86

5.5. Résultats et interprétations	87
5.5.1. Résultats de l'analyse thermique	87
5.5.1.1. Effet de l'irradiation solaire	87
5.5.1.2. Effet du rapport L/D	89
5.5.2. Résultats expérimentaux	93
5.5.2.1. Evaluation de la constante du temps	93
5.5.2.2. Effet de la variation du débit d'eau	95
5.5.2.3. Flux utile et rendement thermique	96
5.6. Conclusion	97
CONCLUSION ET PERSPECTIVES	99
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	101

DEFINITIONS

➤ Abréviations techniques et scientifiques

SPP1	solar power plant one
MSG	métosat de seconde génération
PT	Parabolic through
DSG	Direct steam generator
ISCC	Integrated Solar Combined Cycle
LFR	Linear Fresnel Reflector
CLFR	Compact Linear Fresnel Reflector
ANU	Australian National University
DEFAC	Device for the study of highly concentrated radiative flux
COSPAA-90	90° Rim Angle Paraboloidal Solar Concentrator
NLER	National Renewable Laboratory
DNI	Direct Normal Irradiation
HSGT	Hybrid Solar Gas Turbine

➤ Nomenclature

Symbole	définition	unité
A	surface	m^2
A_p	Surface primaire du paraboloïde solaire	m^2
A_s	Surface de la tache solaire	m^2
a	Diffusivité thermique	m^2 / s
C	Coefficient de concentration	-----
C_p	Chaleur spécifique	$J / Kg.K$
D	Diamètre (différent diamètres de la cavité)	m
d	Diamètre (relatif au concentrateur)	m
E_s	Eclairement solaire	W / m^2
e	Epaisseur	m
f	Distance focale	m
Gr	Nombre de Grashof	-----
g	Gravité	m / s^2
h	Coefficient d'échange de chaleur par convection	$W / m^2.K$
K	Conductivité thermique	$W / m.K$
L	Longueur	m
\dot{m}	Débit massique	Kg / s
Nu	Nombre de Nusselt	-----
Pr	Nombre de Prandtl	-----
Q	Puissance calorifique	W
q	Densité du flux	W / m^2
R	Résistance thermique	K / W
Ra	Nombre de Rayleigh	-----
T	Température	K

t	Temps	s
U	coefficient d'échange global	$W / m^2 K$
ΔV	Volume élémentaire	m^3
x, y, z	Coordonnées cartésiennes	m

➤ **Symbole grecs**

Symbole	définition	unité
α	Réfectivité du concentrateur	-----
β	Coefficient de dilatation thermique de l'air	K^{-1}
ε	émissivité	-----
μ	Viscosité dynamique	$Kg / m.s$
ν	Viscosité cinématique	m^2 / s
ρ	Masse volumique	Kg / m^3
σ	Coefficient de Stefan-Boltzmann	$W m^{-2} K^{-4}$
θ	Angle du disque solaire	rad
ψ	Angle d'ouverture du concentrateur parabolique	rad
φ	Angle d'inclinaison du récepteur	rad
η	Rendement thermique	-----

➤ **Indices et exposants**

amb	ambiante
air	air
cav	cavité
conv	convection
eau	eau
entr	entrée
ext	extérieur
extb	Extérieur de la base de la cavité
icav	Intérieur de la cavité
in	introduit
isol	isolant
isolb	Isolant de base
iisol	Intérieur de l'isolant
max	maximale
mean	moyenne
pcavb	Paroi de la base de la cavité
pcavr	Paroi de la partie radiale de la cavité
picav	Paroi intérieure de la cavité
r	radial
ra	rayonnement
re	récepteur
sort	sortie
tube	tube

LISTES DES ILLUSTRATIONS, GRAPHIQUES ET TABLEAUX

Figure.1.1	Centrale hybride spp1 de hassi R'mel	11
Figure.1.2	Rayonnement solaire	12
Figure.1.3	Répartition de l'ensoleillement solaire sur le globe terrestre	14
Figure.1.4	Classification des différents modes de la concentration solaire	15
Figure.1.5	Schéma descriptif d'une centrale cylindro-parabolique	15
Figure.1.6	Les deux étages d'une centrale à réflecteur de Fresnel	17
Figure.1.7	La tour solaire (Solar II) de Barstow en Californie (USA)	19
Figure.1.8	(a) ; Schéma descriptif d'un dish solaire (parabole/Stirling). (b) ; Système DISTAL II de 10 KWe installé à Almería Espagne)	21
Figure.1.9	Image du « Big Dish » installé en Australie (ANU)	23
Figure.1.10	Géométrie de l'absorbeur de l'EURODISH	23
Figure.1.11	Le moteur Solo161 de type alpha couplé à un récepteur tubulaire	25
Figure.2.1	(a)- schéma descriptif d'une cavité cylindrique. (b)- profil de température à $\varphi = 30^\circ$ et une vitesse de vent de 10 m/s	24
Figure.2.2	Schéma descriptif d'un absorbeur à cavité cylindrique destiné à fournir de l'air chaud	29
Figure.2.3	Schéma du récepteur cylindrique sans isolation thermique	31
Figure.2.4	Récepteur à cavité ; (a) - avec fond concave ; (b) - avec fond convexe ; (c) - conventionnelle	32
Figure.2.5	(a)-dimensions du récepteur. (b)-champ de température prédit par le model	33
Figure.2.6	(a)- récepteur à cavité conique. (b)- dispositif de concentration DEFAC	35
Figure.2.7	Le concentrateur parabolique COSPAA-90 associé au récepteur solaire	36
Figure.2.8	Récepteur à cavité hémisphérique ; (a)- à base isolée b)- à base non isolée	37
Figure.2.9	Image du système Dish solaire réalisé à madras	38
Figure.2.10	Variation de la constante du temps en fonction du débit	38
Figure.2.11	Schéma descriptif d'un récepteur hexagonal	39
Figure.2.12	Schéma d'un récepteur trapézoïdal dans un champ de miroirs LFR	40

Figure.2.13	Récepteur à cavité cubique	41
Figure.3.1	Schéma descriptif d'une parabole	44
Figure.3.2	Schéma descriptif d'un paraboloïde	45
Figure.3.3	Vue du concentrateur en cours de réalisation	47
Figure.3.4	Vue d'ensemble du concentrateur parabolique réalisé	48
Figure.3.5	Schéma d'une concentration focale	49
Figure.3.6	Schéma descriptif d'un mécanisme altazimutal	51
Figure.3.7	Schéma descriptif d'un mécanisme équatorial	53
Figure.3.8	Vue d'ensemble du mécanisme conçu pour la poursuite solaire	54
Figure.4.1	Croquis d'une cavité de réception à absorptivité nulle	57
Figure.4.2	Variation de la température en fonction de la concentration solaire	58
Figure.4.3	Schéma représentatif des conditions aux limites au niveau du receveur plat	59
Figure.4.4	Schéma descriptif adopté pour la mesure de la distance focale réelle	62
Figure.4.5	Fenêtre descriptive pour l'introduction des propriétés optiques	64
Figure.4.6	Fenêtre descriptive pour l'introduction des dimensions géométriques	65
Figure.4.7	Illustration graphique de la focalisation des rayons réfléchis	66
Figure.4.8	fenêtre d'affichage de la distribution du flux focalisé	66
Figure.4.9	Bilan thermique appliqué à un absorbeur incliné	67
Figure.4.10	Distribution de température de l'absorbeur à la zone focale sous un éclairement direct $G_s = 956 \text{ W} / \text{m}^2$	69
Figure.4.11	Répartition surfacique du flux solaire incident au niveau de l'absorbeur	70
Figure.4.12	Variation de la température du centre de l'absorbeur en fonction de la distance à la zone focale	71
Figure.4.13	Flux de chaleur moyen à différentes positions du récepteur	72
Figure.4.14	Intensité du flux de chaleur (W/m^2) calculée par le code Soltrace à différentes positions du récepteur	73
Figure.4.15	Températures prédites par l'approche thermique associée au code Soltrace et celles mesurées expérimentalement	74

Figure.5.1	Schéma descriptif du récepteur à cavité cylindrique	76
Figure.5.2	Représentation des résistances thermiques de la base du récepteur	79
Figure.5.3	Représentation dimensionnelle de la partie cylindrique du récepteur	81
Figure.5.4	Résistances thermiques de la partie cylindrique du récepteur	82
Figure.5.5	Vue représentative des enroulements en tube de cuivre posés sur la cavité cylindrique	85
Figure.5.6	Image du récepteur après son isolation thermique	85
Figure.5.7	Variation de la température de la cavité en fonction de l'irradiation solaire	87
Figure.5.8	Influence de l'irradiation solaire sur le rendement thermique du récepteur à cavité	88
Figure.5.9	Variation du coefficient d'échange par convection en fonction du rapport L/D sous différentes températures de la cavité	90
Figure.5.10	Effet de la variation du rapport L/D sur le rendement thermique du récepteur sous un angle d'inclinaison $\varphi = 30^\circ$	91
Figure.5.11	Effet de la variation du rapport L/D sur le rendement thermique du récepteur sous un angle d'inclinaison $\varphi = 45^\circ$	92
Figure.5.12	Effet de la variation du rapport L/D sur le rendement thermique du récepteur sous un angle d'inclinaison $\varphi = 60^\circ$	93
Figure.5.13	Variation de température de la sortie d'eau en fonction du temps	94
Figure.5.14	Résultats analytiques et expérimentaux de la variation de température de la sortie d'eau en fonction du débit d'eau	95
Figure.5.15	Influence du débit d'eau sur le flux utile récupéré au niveau du récepteur	96
Figure.5.16	Variation du rendement thermique du récepteur en fonction du débit	97
Tableau.1.1	Caractéristiques des différentes centrales thermodynamiques	25
Tableau.3.1	Nombre et surface de chaque type de facette de réflexion	47
Tableau.3.2	Paramètres géométriques et optiques du paraboloïde	50
Tableau.4.1	Propriétés du récepteur métallique	63

Chapitre : 01

Introduction Générale

1.1. Aperçu historique

La grande lancée des pays industrialisés dans la course aux énergies alternatives a été motivée par le choc pétrolier qu'a connu le monde en 1973, suite à la hausse imprévue de son prix pratiqué dans les différents marchés mondiaux. Cette flambée du prix a mis en évidence la nécessité de rechercher d'autres substituts énergétiques indépendants du fossile, pouvant garantir une certaine autonomie énergétique aux pays importateurs du pétrole. Dans cette optique, une maîtrise des différentes technologies relatives aux diverses applications et exploitations rationnelles de ces nouvelles sources sur les deux échelles ; domestique et industrielle s'est imposé. Depuis 1974 plusieurs investigations de mise au point ont conduit à l'installation des premières centrales thermodynamiques solaires sur des sites d'expérimentation (plate forme expérimentale) ainsi que de production, telle que la centrale solaire de Solnova (Espagne,150 MW), la centrale solaire Alba Nova (France,12 MW). La plus puissante centrale au monde est constituée de trois tours solaires, située en Californie (Etats Unis d'Amérique), d'une puissance nominale nette de 377MW [1], mise en service en février 2014. Ce secteur de l'énergie solaire thermique affiche une croissance rapide, avec une puissance en fonctionnement de l'ordre de 7,5 GW s'ajoute à 8,5 GW en projet de réalisation ou en pré-construction à l'échelle mondiale. Dans cette course du solaire, l'Espagne est en première position avec une puissance produite de 2000MW en fin 2012. A l'échelle mondiale et selon une dernière étude qui récapitule toutes les centrales solaires opérationnelles, on enregistre une puissance nominale de l'ordre de 3108MW [1].

Après la ratification des accords de Kyoto en 1997, relatifs à la lutte contre les changements climatiques visant à diminuer les gaz à effet de serre d'origine fossile, les efforts se sont axés sur la mise au point de centrales thermoélectriques permettant de produire l'électricité en minimisant les émissions de CO₂ dans l'atmosphère. Chose qui a fait recours sans précédant aux technologies du solaire à concentration, en raison de son taux d'émission réduit du CO₂ qu'est de l'ordre de 15 Kg/ MWh_e pour une centrale cylindro-parabolique comparée à 700 Kg/ MWh_e [2] qu'affiche une centrale produisant l'électricité issue de la combustion des produits fossiles (pétrole, gaz,..).

Au niveau national, la première centrale électrique mise en service le 14 juillet 2011est de type HSGT (hybrid solar gaz turbine) d'une capacité de 150 mégawatts

située dans la région saharienne de Hassi R'mel. Cette centrale dénommée SPP1 (solar power plant one) qui produit 120 mégawatts (Figure.1.1) à partir du gaz et 30 mégawatts par l'énergie solaire à travers des concentrateurs cylindro-paraboliques.



Fig.1.1 : Centrale hybride SPP1 de Hassi Rmel

Dans son programme national de développement des énergies renouvelables visant à atteindre une puissance électrique de 2000 MW produite des sources renouvelables à l'aube 2030, Sonelgaz prévoit la réalisation de 67 projets de production d'électricité à partir des renouvelables, dont 27 centrales photovoltaïques, 27 centrales hybrides, 6 centrales solaires thermiques et 7 centrales éoliennes. Les plus grandes centrales à réaliser sont de type solaire thermique et seront installées dans les régions du sud, dans les wilayas d'El Oued et de Bechar, dont la plus puissante centrale de ce type aura une capacité de 400 MW pour la partie solaire seulement.

1.2. Energie solaire

L'énergie solaire est la fraction de l'énergie du rayonnement solaire qui apporte l'énergie thermique et la lumière parvenant sur la surface de la terre après son passage par l'atmosphère terrestre. Le flux solaire émis par le disque solaire (Figure.1.2) est de l'ordre de 1367 W/m^2 hors atmosphère. Ce flux subit une altération lors de sa traversée des différentes couches atmosphériques, seule une fraction donc est disponible au sol. Dans les applications énergétiques de l'énergie solaire on distingue trois types de rayonnement ; le rayonnement direct provenant en ligne droite

du seul disque solaire, le rayonnement diffus provenant de toute la voûte céleste hors disque solaire et le rayonnement global qui est la somme des deux composants.

Au sol, l'intensité du rayonnement direct dépend de l'affaiblissement que ce rayonnement subit lors de la traversée de l'atmosphère. Elle dépend également de l'épaisseur atmosphérique traversée, et donc de la hauteur du soleil à chaque instant. Le rayonnement est plus intense en altitude (d'environ 7% par 1000 m) où l'air est plus sec et pur. A l'inverse il est généralement affaibli en zone urbaine. Le rayonnement direct s'atténue fortement ou même s'annule en cas de passage nuageux.



Fig.1.2 : Rayonnement solaire.

Le rayonnement diffus est d'autant plus important que l'atmosphère est moins claire. Il provient en effet de la diffusion de la lumière par les particules, les aérosols, les gaz et les nuages.

1.2.1. Concentration de l'énergie solaire

Les collecteurs d'énergie solaire à concentration (paraboloïde, cylindro-parabolique, miroir de Fresnel) focalisent de larges quantités de rayonnement sur une faible surface, ce qui génère des températures élevées variant entre 400 et 1400 C°. Cette énergie thermique est, soit utilisée directement dans des applications du thermique industriel (séchage, eau chaude..), soit convertie en électricité à l'aide de turbine à gaz ou à vapeur ainsi que par le biais des moteurs à air chaud (Moteur Stirling, moteur Ericsson).

La technologie solaire à concentration présente un grand intérêt, dans la mesure où elle est un moyen efficace et adéquat pour faire face à la demande sans cesse en électricité solaire à l'échelle mondiale. Des investissements très lourds ont été dégagés durant ces dernières années dans le souci de développer cette industrie des technologies à concentration. Ces dernières n'ont pas encore fait l'objet d'une optimisation, que ce soit sur le plan technique ou économique. Donc il faudra attendre d'avoir acquis une expérience plus importante avant que l'énergie solaire à concentration puisse être considérée comme source d'électricité, avec un prix de revient admissible sur le plan économique.

1.3. Gisement du solaire à concentration

Le solaire à concentration nécessite un éclairage direct, d'une intensité élevée avec un faible taux d'humidité. Du point de vue rayonnement solaire, les sites convenant le mieux aux centrales à concentration sont les déserts de la planète qui sont des zones présentant un très haut niveau de rayonnement direct, nécessaire au fonctionnement des installations solaires à concentration. Les meilleurs gisements mondiaux se trouvent dans les déserts d'Afrique du sud et du Chili où l'insolation annuelle directe atteint 2500 KWh/m².an [3], le sud des États-Unis et la Haute Égypte présentent respectivement un ensoleillement de l'ordre de 2000 à 2300 KWh/m².an (Figure.1.3). Dans le sud de l'Espagne et sur la côte nord africaine, le rayonnement solaire est de 1800-2200 KWh/m².an.

Ces gisements solaires peuvent être déterminés à partir des images que fournissent les satellites géostationnaires météorologiques de seconde génération (MSG), les images sont traitées par le biais de plusieurs procédés de traitement d'image permettant d'évaluer avec précision l'ensoleillement à chaque point de la planète.

1.3.1. Choix de site pour les centrales à concentration

Le choix du site d'installation d'une centrale solaire à concentration est motivé par les facteurs principaux cités ci-dessous :

- Positionnement du terrain dans une zone à forte intensité d'ensoleillement.
- Nature plate du terrain.
- Distance reliant le site au réseau électrique.

- Risques climatiques potentiels.
- Coût d'exploitation y compris la location du terrain.
- Existence d'un accord d'achat d'énergie.

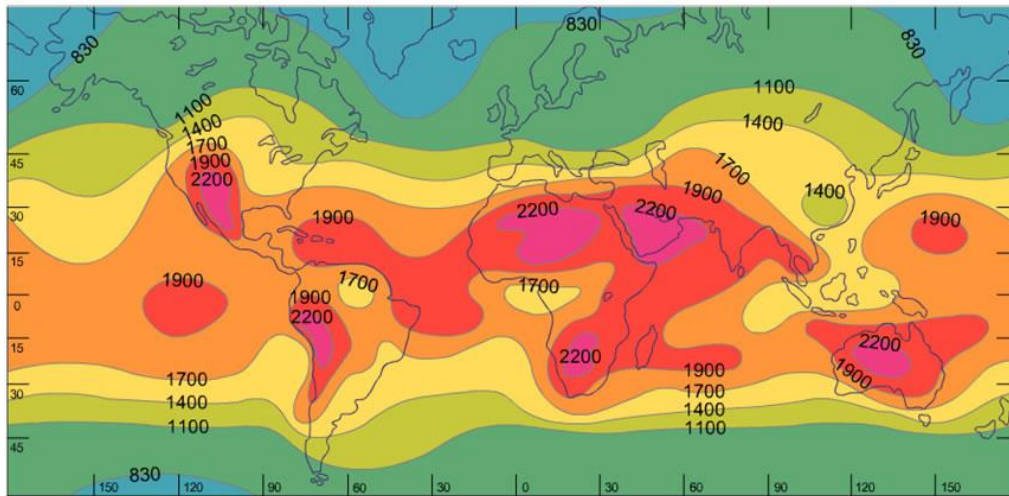


Fig.1.3 : Répartition de l'ensoleillement solaire sur le globe terrestre (KWh/m².an) [3]

1.4. Technologies du solaire à concentration

L'ensemble des technologies exploitées dans le solaire à concentration repose sur les deux modes de concentration linéaire et ponctuelle. On compte quatre technologies principalement développées qui sont représentées sur la figure.1.4.

1.4.1. Centrales à concentrateurs cylindro-paraboliques :

Ce type de centrales est constitué de miroirs cylindro-paraboliques (parabolic trough) qui concentrent de façon linéaire le rayonnement solaire incident, sur un tube récepteur mis sous vide et placé dans la ligne focale du concentrateur et dans lequel circulent un fluide caloporteur (Figure.1.4). La quantité de chaleur absorbée par ce dernier fait provoquer une augmentation de sa température dans une plage allant de 300 à 450 °C sous une pression de 0.8 à 2Mpa [1], servant comme une source chaude pour le fonctionnement du cycle thermodynamique de Rankine produisant un travail. Cette énergie est converti ensuite en puissance électrique par le biais d'un mécanisme de conversion (générateur de courant).

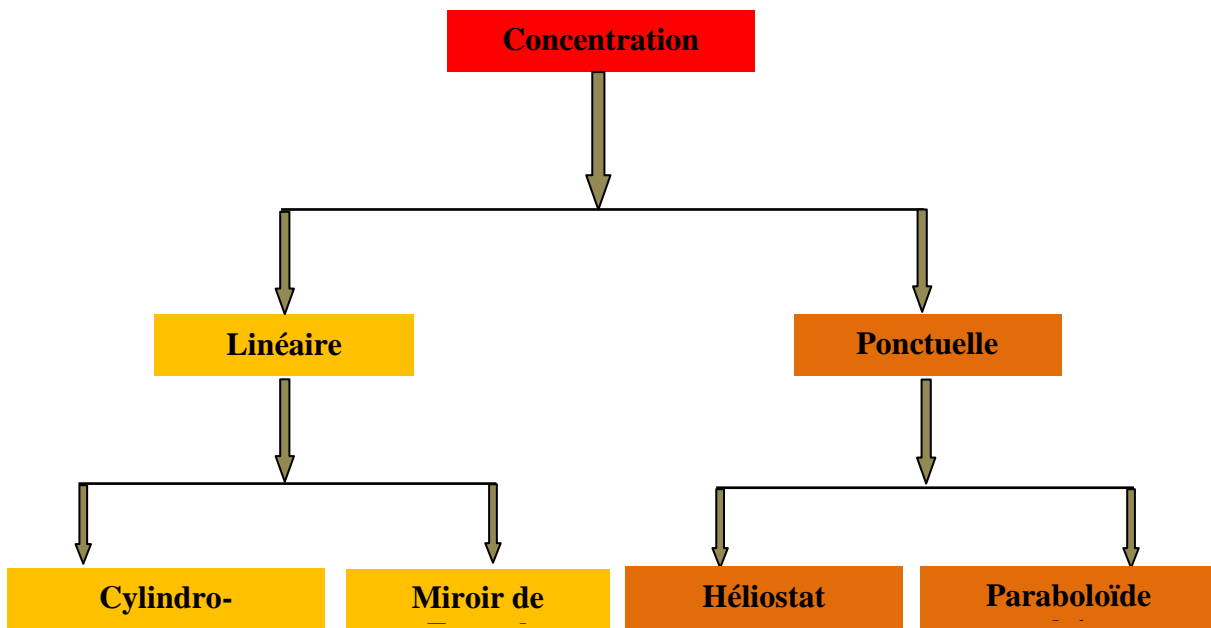


Fig.1.4 : Classification des différents modes de la concentration solaire.

La puissance totale des centrales à miroirs cylindro-paraboliques installées et mises en route à ce jour, dépasse 900MWe s'ajoute à cela les projets en cours de construction d'une puissance de l'ordre de 1000MWe [1].

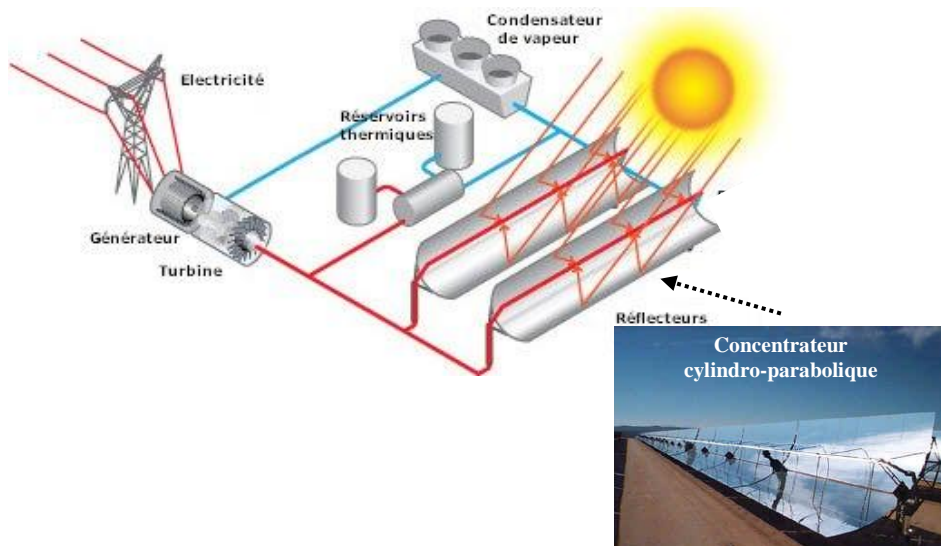


Fig.1.5 : Schéma descriptif d'une centrale cylindro-parabolique.

Cette catégorie de centrales énumère trois principales technologies, classées en fonction du fluide caloporteur ou du mode de fonctionnement :

- Centrale cylindro-parabolique à huile.
- Centrale cylindro-parabolique à génération directe de vapeur (DSG).

- Centrale hybride de cycle combiné à préchauffage solaire (ISCC).

Comme chaque installation, les centrales cylindro-paraboliques présentent des avantages et des inconvénients [4] liés à la construction ainsi qu'à leurs exploitations.

- Avantages :

- Technologie assez développée permettant une bonne accessibilité sur le plan commercial.
- Coût d'investissement modéré par rapport au prix de revient du kWh_e produit.
- Possibilité d'hybridation avec des centrales électriques classiques.
- Une capacité de stockage importante.

- Inconvénients :

- La surface assez importante des surfaces de réflexion augmente la dissipation thermique et par conséquent une diminution du rendement.
- En raison des longues étendues des tubes de circulation du fluide caloporteur, une perte thermique et perte dynamique s'affichent en réduisant l'efficacité de l'installation.

1.4.2. Centrales à réflecteurs linéaires de Fresnel

Les centrales à réflecteurs linéaires de Fresnel (LFR) sont des centrales à concentration en plein essor, elles sont similaires aux centrales cylindro-paraboliques mais avec un absorbeur fixe. Les réflecteurs de Fresnel présentent une forme proche de celle des miroirs cylindro-paraboliques avec de longues rangées de miroirs ou légèrement courbés. Un premier étage de réflecteur est installé sur le sol, le rayonnement est réfléchi au foyer de la parabole approximée par le jeu de miroirs. Un deuxième étage de réflecteurs redirige le rayonnement vers le tube récepteur. Cet se étage de réflecteurs, en plus de sa réflexion du rayonnement, il joue aussi le rôle d'isolant pour le tube récepteur. Il est en effet recouvert d'une importante couche d'isolation en sa partie supérieure. La partie inférieure est quant à elle, isolée par une vitre.

Un nouveau modèle plus performant appelé CLFR (Compact Linear Fresnel Reflector) possède deux capteurs parallèles pour chaque rangée de miroir (figure.1.6). Les systèmes LFR chauffent de l'eau passant directement dans les tubes récepteurs (absorbeurs) afin de produire de la vapeur d'eau à environ 270 °C [6], éliminant ainsi le besoin en fluides caloporteurs et en échangeurs de chaleur.

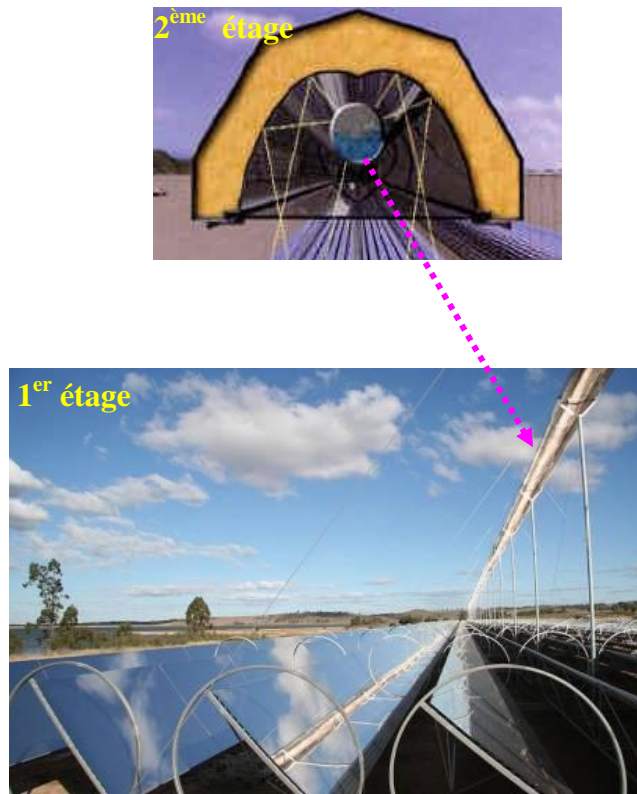


Fig.1.6 : les deux étages d'une centrale à réflecteur de Fresnel.

A l'échelle mondiale seule trois centrales LFR sont en activité d'une puissance totale générée de l'ordre de 10.5 MWe [7], la plus puissante est opérationnelle depuis 2008 en Californie (USA) produisant une puissance de 5 MWe. Cette technologie plus récente présente plusieurs performances meilleures que celle de la technologie des cylindro-paraboliques, elles sont liées principalement à la forte diminution du coût d'investissement qu'elle offre. Cette baisse du coût est le résultat des paramètres suivants [4] ;

- La génération directe de la vapeur d'eau élimine l'étage d'échangeurs complexes et coûteux et réduit les pertes énergétiques.
- La séparation des tubes absorbeurs du champ de miroirs supprime les problèmes liés aux joints.

- Le mouvement ainsi que la fabrication des LFR sont simplifiés.
- Occupation de moins de terrain comparativement à la technologie des cylindro-paraboliques pour la même puissance à produire.
- La disposition plane des miroirs fait réduire les contraintes mécaniques dues à la poussée du vent.

Cette technologie à concentration par les miroirs de Fresnel présente quelques inconvénients majeurs qui sont principalement liés à :

- La chute des performances optiques des miroirs.
- Un rendement de conversion énergétique de l'ordre de 10% inférieur à ce des cylindro-paraboliques.
- La combinaison des systèmes LFR avec le stockage thermique est difficile à réaliser.

1.4.3. Centrales à tour

Dans les centrales à tour le rayonnement solaire est réfléchi à l'aide d'un champ d'héliostats (réflecteurs) qui suivent le mouvement du soleil, vers un récepteur (échangeur de chaleur) positionné au sommet d'une tour située au centre du champ. Cette technologie de concentration est capable de développer des concentrations plus élevées que celles atteintes par le biais des réflecteurs linéaires, ce qui permet d'atteindre des températures importantes de 700 °C à 1000 °C [8] au foyer de l'absorbeur.

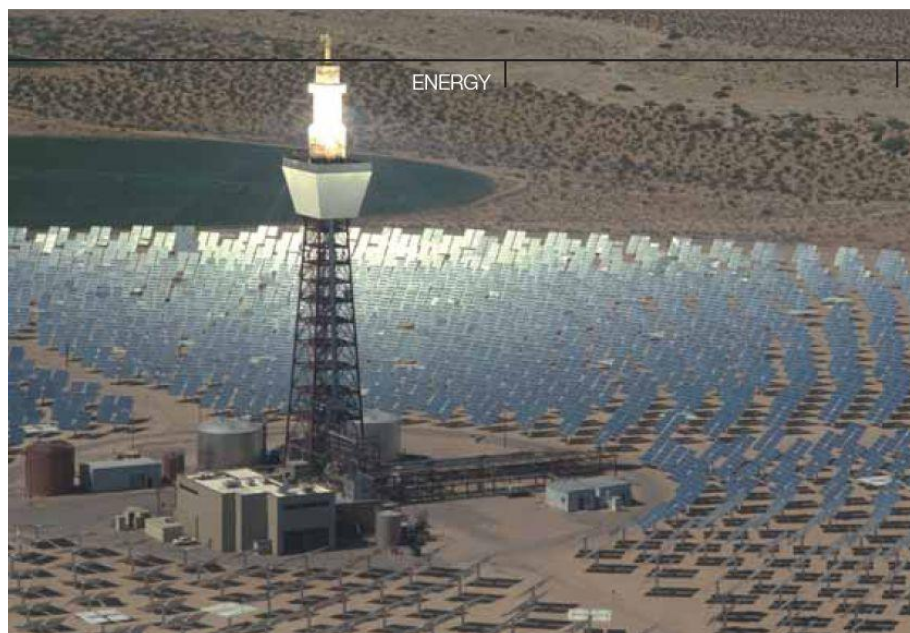


Fig.1.7 : La tour solaire (Solar II) de Barstow en Californie (USA)

Cette filière de centrales affiche quatre types de système classés selon le mode de production d'énergie ainsi que le fluide caloporteur utilisé.

- Système de production indirecte de vapeur avec sel fondus comme fluide caloporteur.
- Système de production directe de vapeur (caloporteur eau/vapeur).
- Système à caloporteur air atmosphérique.
- Système hybride à caloporteur air pressurisé.

L'avantage majeur de cette technologie est le rendement de conversion assez acceptable en raison des hautes températures atteintes au niveau du foyer de la tour (absorbeur). De plus, une réduction très sensible des pertes thermiques à l'ambiance est affichée par rapport à celles enregistrées dans les capteurs cylindro-paraboliques, suite à la surface de réflexion limitée des héliostats. La possibilité de couplage du captage de l'énergie solaire à un dispositif de stockage d'énergie sous forme de chaleur sensible, est une qualité qui s'ajoute aux avantages précédemment énumérés.

Le fonctionnement des centrales à tours avec sels fondus, présente un inconvénient dû essentiellement à la température de solidification un peu élevée des sels fondus qu'est de l'ordre de 255°C [10]. Ce qui impose un apport de chaleur permanent aux tuyauteries du réseau basse température afin d'éviter les problèmes engendrés par les bouchons solides.

1.4.4. Centrales à concentrateurs paraboliques (dish Stirling)

Ce type de centrales est constitué d'un ensemble de dispositifs parabole/Stirling (dish stirling), capables de convertir l'énergie solaire thermique en électricité avec un rendement de conversion relativement important (21% à 30%) [9] par rapport à d'autres systèmes à concentration ponctuelle (tour solaire) ou linéaire (centrales cylindro-paraboliques) (tableau.1.1). L'unité parabole/Stirling est constituée de trois éléments principaux (figure.1.8.a) ; le concentrateur solaire, le récepteur solaire placé au foyer du concentrateur et le moteur Stirling couplé à une génératrice électrique. Son fonctionnement autonome est caractérisé par une conversion directe du rayonnement solaire incident, focalisé par le concentrateur parabolique à la zone

focale. Cette énergie solaire est absorbée sous forme de chaleur par un récepteur placé à l'intérieur d'une cavité de réception thermiquement isolée. Cette énergie thermique disponible au niveau de l'absorbeur servira comme source chaude au fonctionnement du cycle thermodynamique du moteur à air chaud qui développe une puissance mécanique convertible en puissance électrique à l'aide d'une génératrice couplé à son arbre de sortie. Il est à noter que la taille de la majorité des concentrateurs actuellement exploités est comprise entre 4m² et 120 m². Le plus grand des concentrateurs paraboliques a été conçu et mis en œuvre en Australie (ANU) , d'une surface réfléchissante de 489m² (figure.1.9) et une distance focale de 13.4m.

Le système Distal II illustré sur la Figure 1.8.b est constitué d'une parabole d'un diamètre d'ouverture de 8.5 m, équipé d'un moteur Stirling Solo d'une puissance effective de 10 KWe. La poursuite solaire est assurée par un système altazimutal.

- Avantages :
 - Un rendement de conversion élevé par rapport à toute la catégorie des systèmes utilisant la technologie à concentration, soit un ordre de grandeur de 21% à 30%.
 - Forte adaptation à des applications autonomes et isolées
 - Possibilité d'installation sur tous les types de terrain sans contrainte de planéité du sol.
 - Modularité du système et possibilité d'intégration du stockage thermique avec une grande efficacité.
- Inconvénients :
 - Coût d'investissement et de fonctionnement élevé et par conséquent le prix du kilowatt électrique produit est le double à
 -
 - celui généré par une centrale cylindro-parabolique.

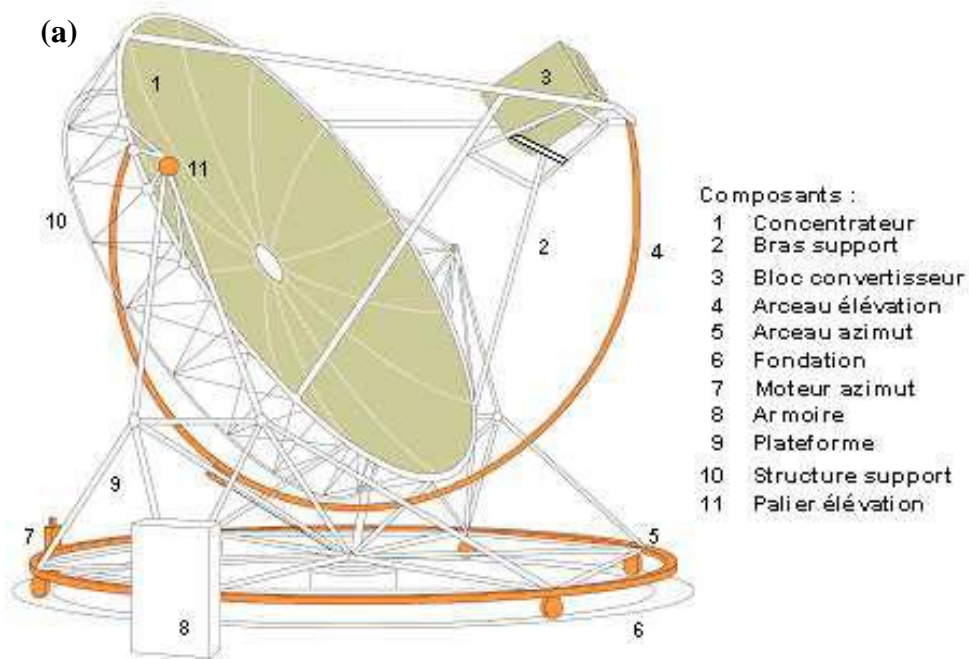


Fig.1.8 : (a) ; Schéma descriptif d'un dish solaire (parabole/Stirling).
 (b) ; Système DISTAL II de 10 KWe installé à Almería (Espagne)

La focalisation permanente de la tâche solaire au foyer du concentrateur exige un positionnement et une régulation très adaptés, ce qui engendre en cas de défaillance une chute rapide du rendement de conversion.

1.4.4.1. Le concentrateur parabolique

Le concentrateur solaire utilisé dans les systèmes Parabole/Stirling est le concentrateur parabolique. Sa surface réfléchissante focalise les rayons solaires provenant du soleil dans une zone appelée foyer (zone focale). L'une des contraintes majeures que rencontre l'exploitation des concentrateurs est l'orientation permanente vers la direction du soleil, ce qui nécessite leur mobilisation selon les deux axes azimutal et vertical afin de suivre la course du soleil. La taille du concentrateur est déterminée à travers la puissance requise pour le fonctionnement du moteur Stirling. Il est à noter qu'un moteur de 10 kWe aura approximativement besoin d'un concentrateur de 8 m de diamètre d'ouverture sous une irradiation directe de l'ordre 1000 W/m² [11].

1.4.4.2. Surface de réflexion

La surface réfléchissante est définie comme étant la surface du réflecteur qui couvre la surface primaire d'un concentrateur. Les surfaces réfléchissantes les plus répandues dans le domaine du solaire à concentration (linéaire et ponctuelle) sont réalisés à travers les trois procédés suivants :

- ✓ dépôt d'argent ou d'aluminium à l'arrière d'une plaque de verre suivi d'un collage sur la surface primaire du concertateur. Ce concept s'adapte aux miroirs domestiques traditionnels. Ce type de surface est très performant, il peut atteindre des réflectivités de l'ordre de 95%.
- ✓ le deuxième procédé est basé sur le même principe sauf qu'on remplace la plaque de verre par un film plastique sous forme de couche de polymère, plus flexible et moins cher. les propriétés mécaniques et optiques de ces films se dégradent sous l'effet des ultraviolets.
- ✓ Adhérence par collage des feuilles d'aluminium polies coupées en facettes sur la surface primaire du concentrateur. Ces feuilles peuvent être de grandes tailles et sont peu chères avec une réflectivité très acceptable et une faible longévité suite à leur faible résistance à l'oxydation.



Fig.1.9 : Image du « Big Dish » installé en Australie (ANU)

1.4.4.3. Le récepteur solaire

Le récepteur solaire représente la partie la plus chaude dans le système Dish/stirling. Il consiste à convertir le rayonnement solaire concentré, en quantité de chaleur utilisable par le fluide de travail du moteur Stirling.

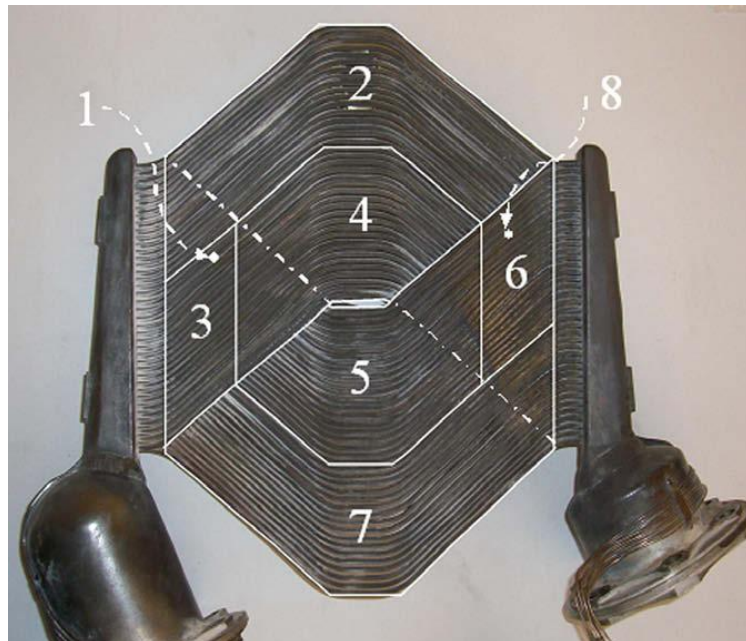


Fig.1.10 : Géométrie de l'absorbeur de l'EURODISH

Son efficacité énergétique est traduite par son aptitude à transférer le maximum de puissance radiative incidente au fluide caloporteur à la température de travail avec un minimum de pertes thermiques. L'élément principal d'un récepteur solaire est l'absorbeur qui est placé au fond d'une cavité à géométrie définie, positionnée au niveau de la zone focale. Cet absorbeur est un échangeur thermique parcouru par un fluide caloporteur qui récupère le maximum de chaleur disponible.

1.4.4.4. Le moteur Stirling

Ce moteur à air chaud fait partie de la catégorie des moteurs à combustion externe. Il possède la possibilité de fonctionner avec les différentes sources de chaleur disponibles, en outre on cite ;

- ✓ La chaleur issue de la combustion de tout type de combustible (solide, liquide, gazeux, biomasse).
- ✓ L'énergie solaire.
- ✓ L'énergie nucléaire.
- ✓ La chaleur provenant d'un stockage thermique, la chaleur géothermique

Ce moteur a fait l'objet d'une amélioration continue, ce qui a lui donné des performances énergétiques comparables à celles des meilleurs moteurs Diesel, de même puissance [11].

Les moteurs Stirling sont classés en trois catégories :

- Les moteurs de type alpha (figure.1.11) possèdent deux cylindres séparés, dans chacun desquels se trouve un piston hermétique. Les variations des volumes chaud et froid sont créés séparément par les mouvements de pistons distincts.
- Les moteurs de type bêta dans lequel le piston déplaceur et le piston de travail sont en tandem (dans le même corps). Le cycle est accompli par l'action conjuguée des deux pistons.
- Le type gamma est un assemblage des deux précédents. Il est constitué de deux cylindres comme dans le type alpha mais les volumes variables. chaud et froid, sont créés de la même façon que dans la configuration bêta.



Fig.1.11 : Le moteur Solo 161 de type alpha couplé à un récepteur tubulaire.

Tableau.1.1 : Caractéristiques des différentes centrales thermodynamiques [10].

Technologies	Cylindro-parabolique	Tour solaire (héliostat)	Miroirs de Fresnel	Parabole-stirling
Température de Fonctionnement (°C)	290-550	250-650	250-390	550-750
Rendement maximal (%)	14-20	23-35	≈ 18	≈ 30
Rendement de reconversion solaire-électricité (%)	11-16	7-20	≈ 13	12-25
concentration	70-80	>1000	>60	>1300
Convenance au refroidissement à l'air.	Moyen	bon	moyen	excellent

1.5. Objectif et cadre de la thèse :

La filière solaire thermodynamique réapparaît au début des années 2000 est devenue l'une des alternatives les plus envisageables pour la production d'énergie électrique dans les pays possédant une ressource solaire annuelle élevée, avec une forte intensité d'ensoleillement direct. Actuellement, la technologie la plus mature à l'échelle industrielle est celle des cylindro-paraboliques qui offrent la possibilité d'atteindre à des puissances de centaines de mégawatts, avec des rendements de conversion énergétique limités ne dépassent pas 20%. Cependant, des études ont montré que les Dish solaires développent un potentiel énergétique plus important que les centrales cylindro-paraboliques, grâce aux fortes concentrations atteignables au niveau de leurs zones focales. Cette caractéristique permet de travailler à des températures plus élevées, offrant ainsi un meilleur rendement de conversion. Alors, l'enjeu énergétique actuel est orienté vers l'amélioration des éléments constituant le dish solaire afin d'atteindre les meilleurs rendements de conversion énergétique possibles. Un de ces éléments importants dans les dish solaires est le récepteur dont le rôle consiste à collecter le flux solaire focalisé, en le convertissant en puissance calorifique utile. S'inspirant de l'importance capitale que présente le récepteur dans les installations solaires à concentration, cette étude est consacrée pour mettre au point un dish solaire constitué d'un paraboloïde solaire et d'un récepteur à cavité cylindrique. Cette conception est suivie d'une analyse expérimentale et analytique du paraboloïde et du récepteur à cavité. L'objectif visé à travers cette étude est de mettre en évidence l'ensemble des paramètres qui influencent le rendement énergétique d'une telle installation. Cette évaluation passe par l'analyse thermique et optique du concentrateur parabolique conçu comme première étape, avant d'entamer en deuxième étape l'étude thermique de la cavité de réception.

Ce manuscrit débute par un premier chapitre, dans lequel les différentes technologies du solaires à concentration sont succinctement présentées en récapitulant leurs avantages et inconvénients. A la fin du chapitre, la problématique technique et l'objectif de mon travail de thèse sont exposés. Dans le deuxième chapitre, une étude bibliographique s'est étendue sur l'état de l'art en présentant les différentes études et investigations relatives à l'ensemble des récepteurs solaires utilisés dans le solaire à concentration. Dans ce chapitre, une répartition selon la forme géométrique de la cavité du récepteur à été adoptée, en introduisant les études marquantes dans cette catégorie de cavités, avec un espace réservé aux résultats de chaque études.

A travers le troisième chapitre, une présentation de la démarche de conception du paraboloïde solaire est faite, tout en introduisant ses caractérisations géométrique, optique et thermique. A la fin de ce chapitre, on décrit les deux différents mécanismes de poursuite solaire avec une brève explication du système altazimutal conçu au niveau de notre laboratoire de recherche.

Dans le quatrième chapitre, on s'est focalisé à présenter une analyse thermique de la zone focale à travers un développement analytique servant par la suite, à l'élaboration d'un modèle numérique établi sous MATLAB, permettant la prédiction de la distribution thermique au niveau de la zone focale du paraboloïde conçu. Une analyse expérimentale de la dite zone est en suite présentée. De même, une modélisation optique et thermique du concentrateur a été réalisée à l'aide du code SOLTRACE afin de permettre une comparaison entre les résultats expérimentaux et analytiques. L'interprétation des résultats est explicitement détaillée à l'issue de laquelle une conclusion est faite à la fin de ce chapitre. La conception et l'étude thermique du récepteur à cavité cylindrique a fait l'objet du chapitre cinq. Ce dernier contient trois volets ; le premier est consacré à décrire une approche thermique capable de déterminer le flux thermique utile et l'efficacité du récepteur. Quant au deuxième volet, ce dernier renseigne sur la mise au point du récepteur à cavité cylindrique ainsi que sur la procédure d'expérimentation adoptée. Une synthèse des différents résultats obtenus est présentée dans une conclusion générale avec les perspectives envisagées.

Chapitre : 02

*Etat de l'art sur les récepteurs
solaires à cavité*

2.1. Introduction

La plus part des installations du solaire thermique qui produisent l'énergie électrique sont dotées de capteurs à concentration linéaire ou ponctuelle, afin d'assurer la focalisation du flux solaire incident dans la zone focale en générant de hautes températures. La puissance thermique disponible au niveau de cette zone est ensuite convertie en puissance mécanique à l'aide d'une turbine à vapeur, une turbine à gaz [16] ou un moteur Stirling qui fonctionnent respectivement selon les cycles thermodynamique de Rankine, Brayton et Stirling. Parmi les quatre technologies du solaire thermique, figure la technologie du système Dish/Stirling composé d'un concentrateur parabolique, un absorbeur thermique et un moteur Stirling positionné dans la zone focale du concentrateur. Le Dish Stirling s'affiche comme le système le plus rentable sur le plan énergétique avec des taux de concentration arrivant jusqu'à 3000 et des températures de travail dépassant les 750°C, en développant un rendement de l'ordre de 23% [13]. L'absorbeur est un élément qui joue un grand rôle dans l'efficacité thermique du système, car il représente la partie intermédiaire de conversion énergétique. Alors, toute perte de chaleur à travers l'absorbeur affecte sensiblement le rendement global de l'installation. Il est à noter que la majorité des absorbeurs qui sont utilisés prennent une forme de cavité en recevant le flux solaire focalisé.

Dans le souci d'une meilleure assimilation et un bon positionnement du sujet traité, une étude de l'état de l'art des cavités de réception sera explicitement faite pour chaque forme géométrique de cavité.

2.2. Récepteurs à cavité cylindrique

L'analyse des performances thermiques d'une cavité de réception cylindrique à fait l'objet d'une étude réalisée par J.A. Harris [14]. La cavité en question a été positionnée à la zone focale d'un concentrateur parabolique possédant un angle d'ouverture de 65° et une distance focale de 2.3m donnant une surface d'ouverture de 28m². Les températures sont prises dans une fourchette allant de 550°C à 900°C. Il est à noter que l'approche d'analyse est basée sur l'évaluation des pertes suivantes :

- Perte due à la réflectivité du concentrateur dont le taux de réflexion est inférieur à l'unité.
- Perte de rayonnement par débordement autour de l'ouverture de la cavité.

- Perte thermique par radiation engendrée par la haute température à l'intérieur de la cavité.
- Perte par convection à travers l'ouverture de la cavité.
- Perte par conduction à travers les parois de la cavité.

Les résultats obtenus à travers cette analyse ont indiqué qu'une efficacité thermique entre 0.6 et 0.7 de la cavité est réalisable avec la technologie existante des concentrateurs fournissant une température au foyer de l'ordre de 900°C. De plus le mécanisme qui présente la perte la plus dominante est celui lié à la réflectivité du concentrateur qui est le résultat de l'imperfection du système optique. La perte thermique de la cavité est de l'ordre de 10% par rapport au flux focalisé dans son espace intérieur. La variation de ses paramètres géométriques affecte sensiblement la distribution du flux surfacique au niveau des parois de la cavité ce qui engendre une variation de son efficacité.

L.Xiao et al [15] ont développé un modèle numérique en 3D permettant d'étudier la perte de chaleur combinée (forcée et naturelle) d'une cavité de réception cylindrique sous l'effet du vent à différentes inclinaisons (figure.2.1). Les résultats affichés à travers l'application du modèle montrent qu'il existe une vitesse critique du vent à laquelle la perte de chaleur se réduit au minimum. Cette dernière diminue avec l'augmentation de l'inclinaison de la cavité.

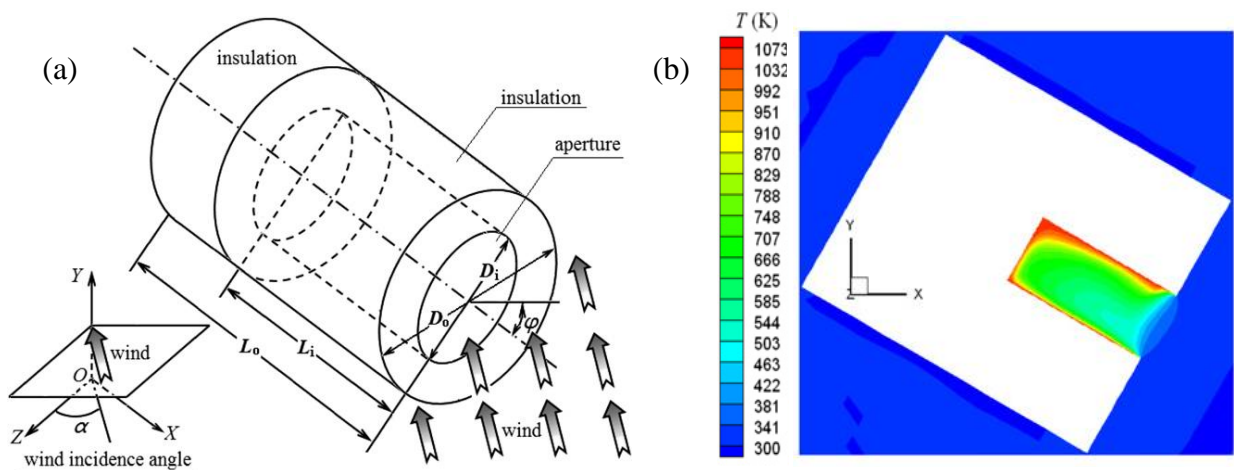


Fig. 2.1 : (a)- schéma descriptif d'une cavité cylindrique. (b)- profil de température à $\varphi = 30^\circ$ et une vitesse de vent de 10 m/s. [15]

La faisabilité technique d'une cavité cylindrique destinée à fournir de l'air à haute température pour le fonctionnement d'une turbine à gaz, a fait l'objet d'une conception et analyse par M. Neber, and H. Lee [16]. La cavité en question est d'une longueur de 90 mm et un diamètre de 44mm, fabriqué en silicone pour son excellent rapport émissivité-absorptivité que présente par rapport aux autres matériaux, ainsi que, sa conductivité thermique très élevée. Un échangeur thermique est intégré en forme de serpentín sur la paroi extérieure de la cavité (Figure 2.2). Les essais expérimentaux ont été effectués sur un concentrateur parabolique d'un diamètre d'ouverture de 895 mm et une distance focale de 500 mm. Les résultats ont fait ressortir que la diminution du diamètre d'ouverture de la cavité exige un taux de concentration élevé afin de générer la puissance requise de 2.5kW. De plus, il est à noter que la température maximale atteinte au fond de la cavité est de l'ordre de 1284K.

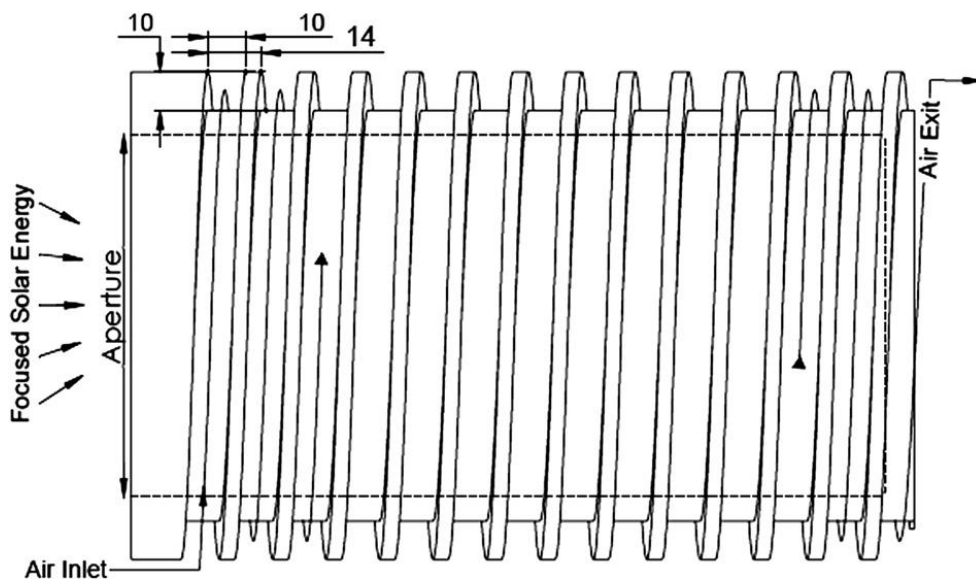


Fig. 2.2 : Schéma descriptif d'un absorbeur à cavité cylindrique destiné à fournir de l'air chaud [16]

Une étude expérimentale et numérique a été réalisée par M.prakash et al [17] traitant l'évaluation des pertes thermiques par convection d'un récepteur solaire à cavité cylindrique. La géométrie de cette dernière est obtenue à travers l'enroulement hélicoïdal d'un tube en cuivre d'un diamètre de 9 mm. Le diamètre d'ouverture est de 33cm tandis que la hauteur est de 50cm (Figure.2.3). La cavité est isolée

thermiquement par un enduit de polyuréthane résistant à une température de 350°C, sur lequel est posé une couche de 75mm de laine de verre. Au cours des tests expérimentaux, les températures du fluide de travail circulant à l'intérieur des tubes varient entre 50 et 75°C. Les angles d'inclinaison du récepteur sont pris respectivement à 30°, 60°, et 90°.

Les résultats affichés à travers cette étude montrent, que la perte thermique par convection augmente avec la température moyenne du récepteur et diminue avec l'augmentation de l'inclinaison du récepteur. L'effet de la vitesse du vent sur la perte thermique du récepteur a fait ressortir, que pour une vitesse de 1m/s.

La perte passe de 22% à 75% tandis que pour une vitesse de 3m/s, la perte passe à 40% pour tous les angles d'inclinaison.

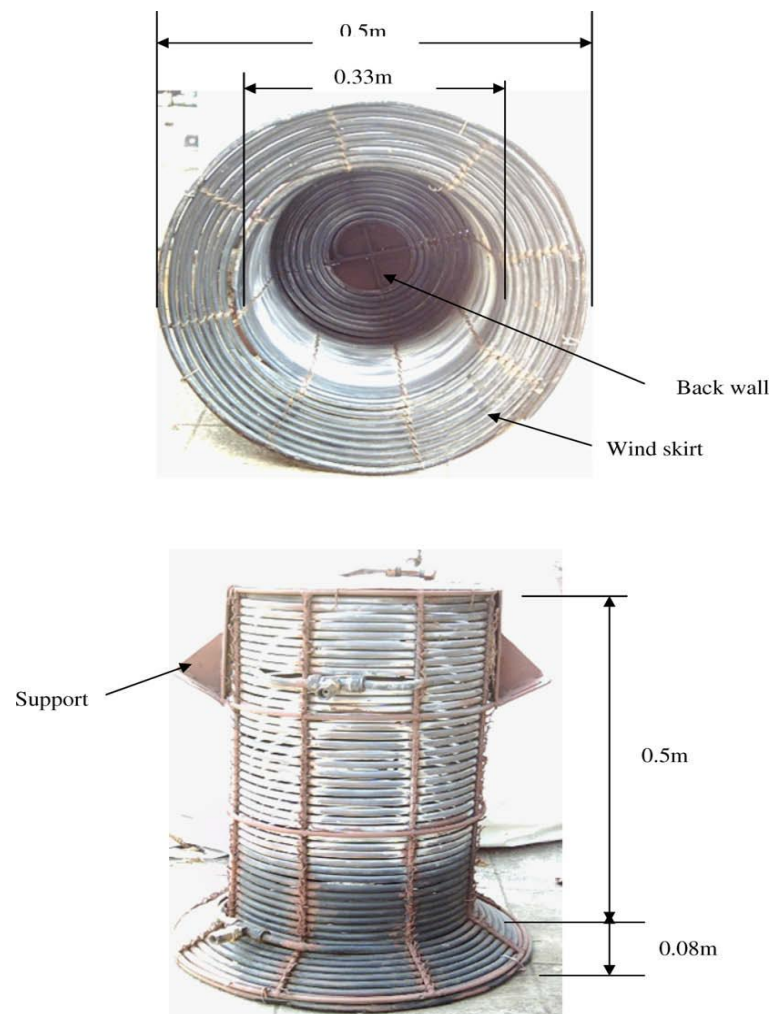


Fig. 2.3 : Schéma du récepteur cylindrique sans isolation thermique [17]

L'existence de l'espace mort d'absorption de l'énergie solaire dû au fond de la cavité non couvert par les tubes métalliques (Figure. 2.4.c), participe fortement dans la diminution de l'efficacité thermique et optique de l'absorbeur conventionnel. Afin de remédier à ce problème, une analyse a été menée par F.Wang et al [18], visant à améliorer l'efficacité de l'absorbeur en proposant deux nouveaux types de récepteur à cavité cylindrique avec des fonds convexes sur lesquels un enroulement de tube est posé. Les deux récepteurs à cavité cylindrique ainsi que le récepteur à cavité conventionnelle (figure 2.4) ont subi une analyse expérimentale en les plaçant à la zone focal d'un concentrateur parabolique d'un diamètre d'ouverture de 2.6 m et d'une distance focale de 3.25 m.

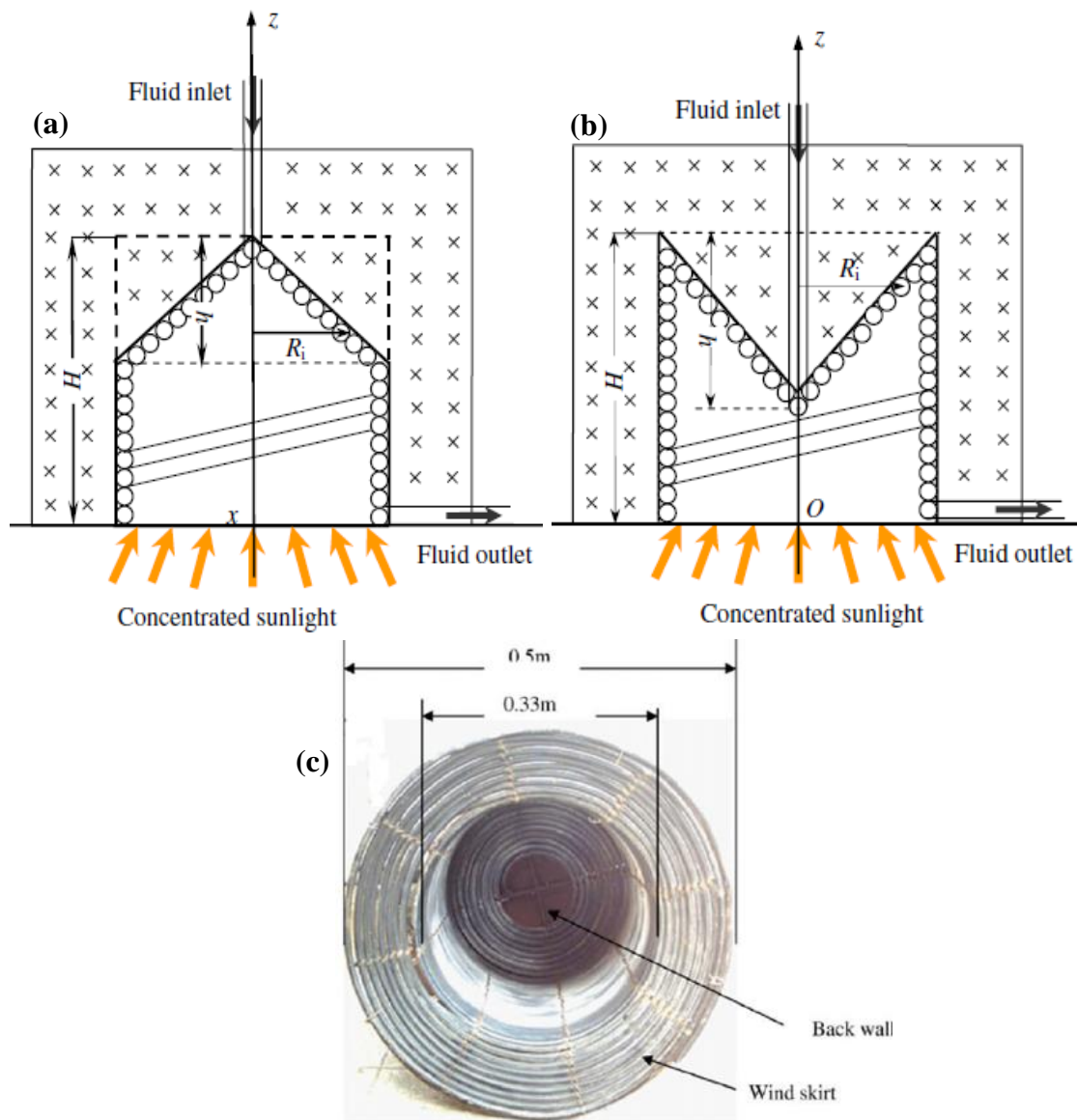


Fig. 2.4 : Récepteur à cavité ; (a) - avec fond concave ; (b) - avec fond convexe (c) - conventionnelle. [18]

Lors de la conception des deux nouveaux récepteurs, les mêmes dimensions du tube en cuivre utilisé dans la cavité conventionnelle, ont été adoptées, de même pour leur isolation. L'efficacité optique ainsi que la distribution surfacique du flux thermique au niveau des nouveaux types de récepteurs, sont analysées par le biais de la méthode de Monte-Carlo.

Les résultats obtenus à travers cette étude montrent, que le récepteur cylindrique à cavité convexe (Figure. 2.4.b) présente une meilleure efficacité par rapport au récepteur à cavité conventionnelle. Cette efficacité atteint son maximum pour un rapport de hauteur $\frac{h}{H}$ égal à 0.875. Tandis que pour le récepteur à cavité concave (Figure. 2.4.a), aucune amélioration par rapport au conventionnel n'a été enregistrée pour différents rapports $\frac{h}{H}$.

Récemment, S.Y.Wu et al [19] ont développé un modèle numérique en 3D, capable d'évaluer les pertes de chaleur par convection et par rayonnement ainsi que les pertes thermiques par conduction à travers les parois isolantes de la cavité.

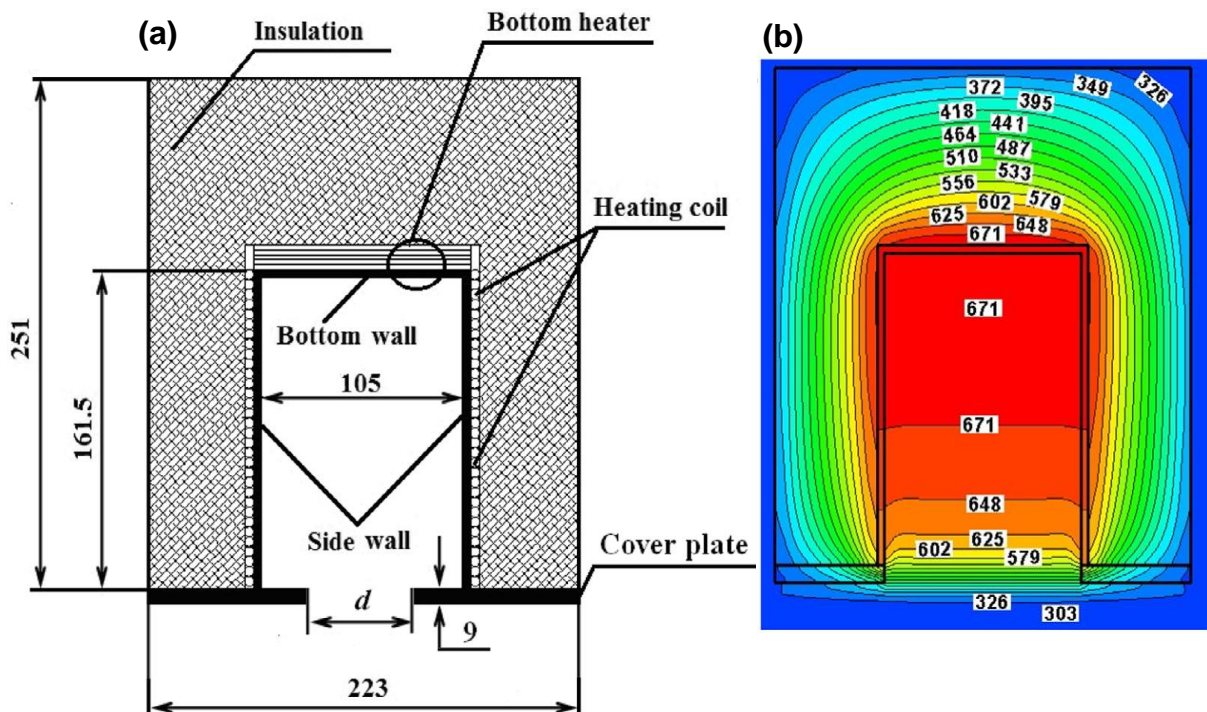


Fig.2.5. : (a)–Dimensions du récepteur. (b)–champ de température prédit par le modèle [19]

Le model en question offre la possibilité d'analyser quantitativement l'effet de l'angle d'inclinaison, le diamètre d'ouverture et l'émissivité de la surface intérieure de la cavité sur la perte totale du récepteur. La surface extérieure de la cavité dont les dimensions sont illustrées sur la figure (.2.5.a) est couverte d'une couche de céramique réduisant les pertes par conduction. Les résultats obtenus prouvent que la perte de chaleur par convection est sensiblement affectée par la variation de l'angle d'inclinaison et le diamètre d'ouverture de la cavité. Tandis que la perte par rayonnement augmente de manière proportionnelle avec l'augmentation de tous les paramètres d'impact. De plus, il est remarqué que le rayonnement affaiblit la convection naturelle à l'intérieur de la cavité.

2.3. Récepteurs à cavité conique

Les récepteurs solaires à cavité conique ont fait l'objet de plusieurs travaux d'investigation et de design visant à améliorer leurs efficacités pour une exploitation rentable. Parmi ces travaux, on cite celui mené par C.A.Perez et al [20], qui consiste à étudier le transfert de chaleur d'un récepteur à cavité conique, destiné à mesurer la puissance thermique disponible au niveau de la zone focale du concentrateur DEFAC. Ce dernier est un dispositif à concentration constitué de 18 miroirs paraboliques comptant une surface totale de 1.27m² et une distance focale de 2m (Figure.2.6.a). Le récepteur conique placé au point focal est composé de deux cônes coaxiaux, le cône intérieur est réalisé en cuivre, il possède une conicité de 15°, une hauteur de 16cm, un diamètre de base de 8.57 cm, un diamètre d'ouverture de 3.24 cm et une épaisseur de 0.3 cm. Tandis que le cône extérieur est réalisé en acier inoxydable et son épaisseur est de 0.8 cm (figure.2.6.b). La simulation numérique en 3D des différents modes de transfert dans le récepteur est effectuée à l'aide du code FLUENT 6.1.

Les résultats montrent que les températures maximales de la paroi de la cavité et celles de l'air circulant à l'intérieur sont atteintes respectivement à une hauteur de 9 cm et 10.8 cm par rapport à la base. De plus, la perte thermique par convection à travers le récepteur est de l'ordre de 24% de la puissance du flux incident.

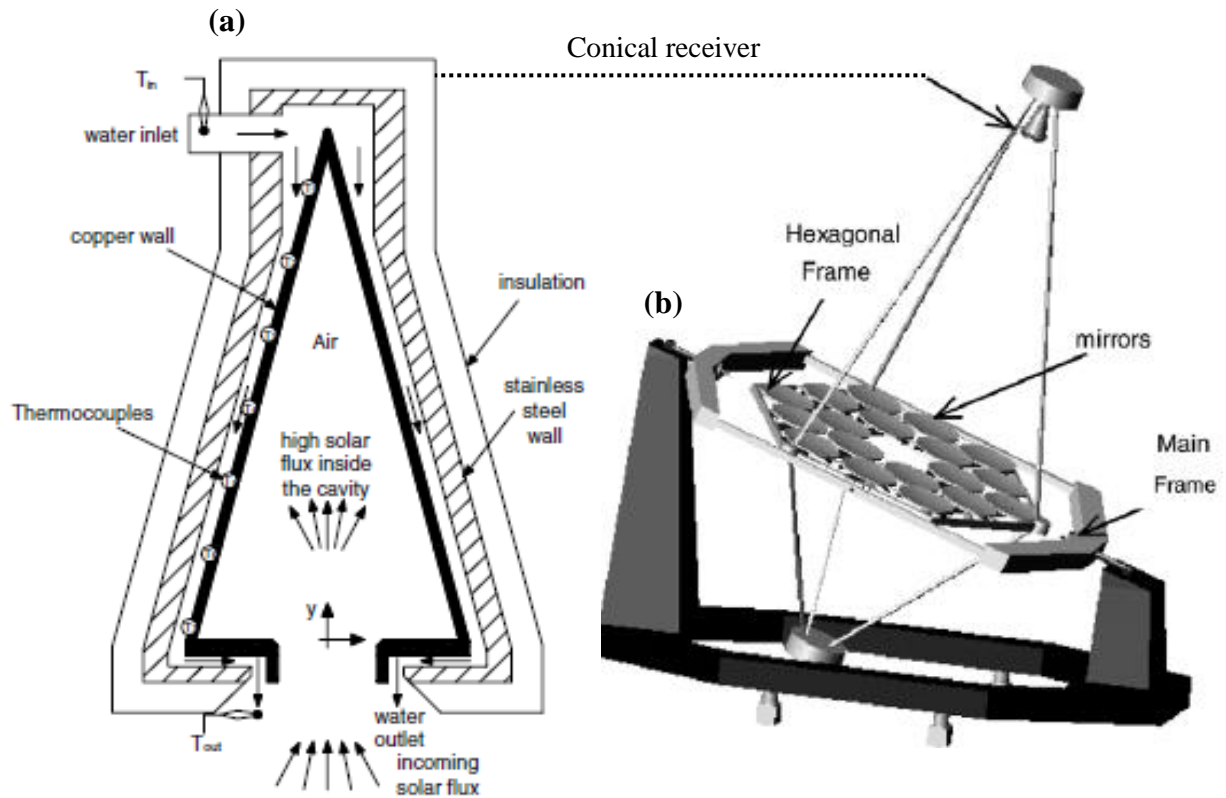


Fig.2.6. : (a)- Récepteur à cavité conique. (b)- Dispositif de concentration DEFRACT [20].

La réalisation et l'optimisation d'un nouveau type de récepteur conique a fait l'objet d'une étude analytique et expérimentale menée par N.Hernandez et al [21]. Le prototype d'expérimentation est constitué de deux cônes concentriques d'un diamètre d'ouverture de la base extérieure de 27 cm, un diamètre de base du cône intérieur de 24.5 cm et une hauteur de 18cm. Ce récepteur est positionné au niveau de la zone focale du concentrateur COSPAA-90 (Figure.2.7) d'un angle d'ouverture de 90°, d'un diamètre d'ouverture 3.32m et d'une distance focale de 0.83m. La particularité que présente ce récepteur, réside dans la réception du concentré à travers la cavité intérieure ainsi que la surface des parois extérieures. L'eau s'écoule à l'intérieur du récepteur le long de la géométrie conique à travers la double issue existante entre les deux cônes coaxiaux. Une évaluation de l'efficacité thermique du système est faite pour différents débits et températures d'entrée d'eau. L'analyse des différentes géométries prouve qu'un récepteur conique présente une bonne uniformité du flux solaire concentré et ce, pour le même taux de concentration appliquée aux autres géométries de récepteurs. De plus le coefficient d'échange global par unité de surface est de l'ordre de 3.3W/K.

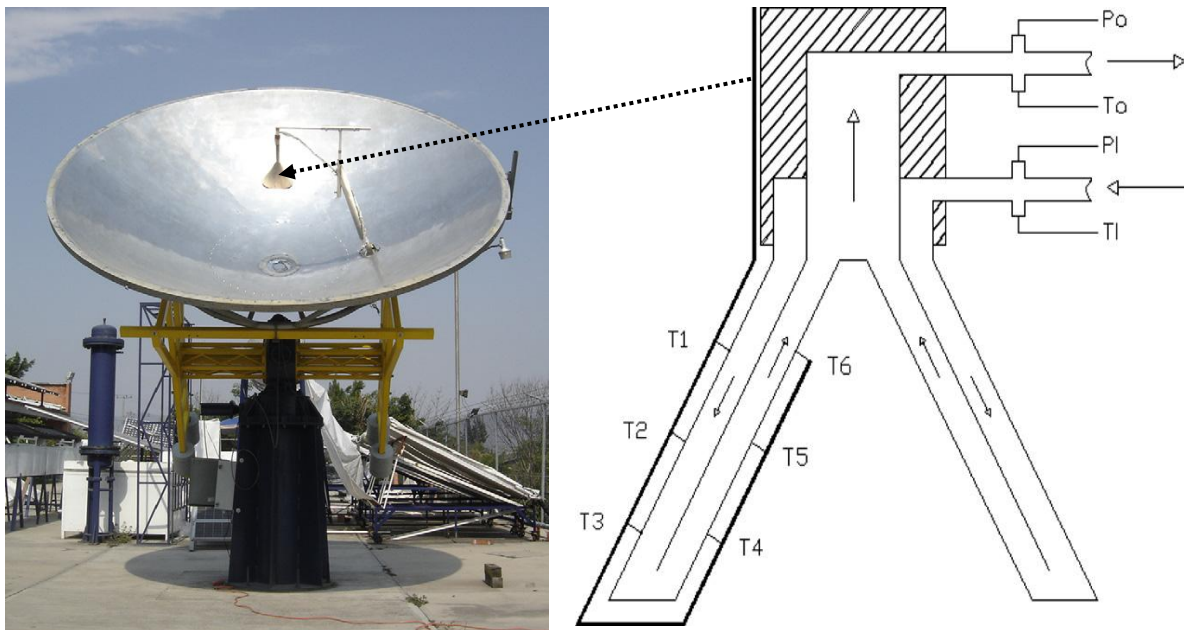


Fig.2.7 : Concentrateur parabolique COSPAA-90 associé au récepteur solaire [21]

2.4. Récepteurs à cavité sphérique

L'une des formes de cavité qui trouve une large exploitation dans le solaire à concentration ponctuelle est la forme sphérique. Plusieurs études et investigations ont été menées dans les dernières années visant à améliorer l'efficacité de ce type de récepteur. K.S.Reddy et al [22], ont présenté un travail d'analyse sous forme d'un model numérique bidimensionnel, capable d'évaluer la perte de chaleur par convection, d'un récepteur à cavité hémisphérique. Deux configurations de récepteurs sont analysées par ce model sous différents angles d'inclinaison; la première est celle qui possède une base d'ouverture isolée, d'une épaisseur de 20mm (figure.2.8.a), tandis que la deuxième est sans isolation de base (Figure. 2.8.b). La fourchette des températures appliquées dans cette simulation varie de 300°C à 700°C.

Les résultats montrent que lors de l'augmentation de l'angle d'inclinaison, la perte de chaleur par convection se réduit à un minimum de 12.5% pour le récepteur sans isolation de base, tandis que cette réduction atteint 24.9% pour le récepteur avec isolation. L'efficacité thermique des deux récepteurs enregistre son maximum à un rapport de surface $\frac{A_w}{A_f}$ égal à 8 ; dont A_w est la surface intérieure de la cavité et A_f ; est la surface de la tâche (image) solaire focalisée.

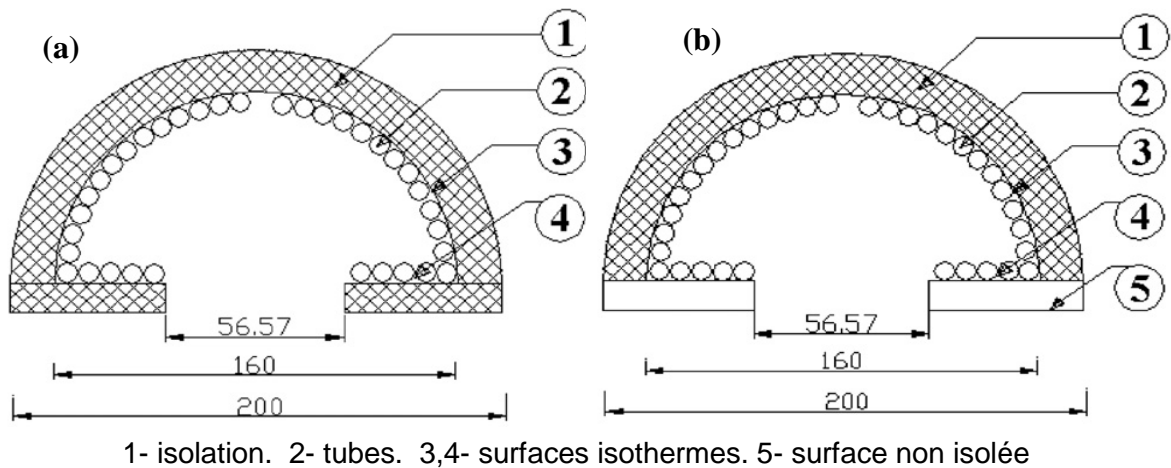


Fig. 2.8 : récepteur à cavité hémisphérique ; (a)- à base isolée b)- à base non isolée [22]

Suite au travail précédent, une analyse thermique de la cavité de réception hémisphérique de la figure (2.8.a) a été menée par K.S.Reddy [23]. Cette analyse est faite moyennant un model analytique capable de déterminer l'efficacité thermique du récepteur, ainsi que la distribution du flux solaire à l'intérieur de sa cavité. Il est à noter que ce model tient compte de l'effet du vent sur la perte de chaleur par convection. La partie expérimentale de l'analyse consiste à placer le récepteur dans la zone focale d'un paraboloïde solaire (figure. 2.9) réalisé au niveau de l'institut indien de technologie, possédant un taux de concentration de 274 et développant une image focale (tâche solaire) d'un diamètre de 30.5 cm. L'efficacité thermique du récepteur est obtenue à travers une procédure expérimentale qui consiste à prélever la température d'entrée et celle de sortie de l'eau circulant à l'intérieur des tubes, avec des débits allant de 100 L/h à 250 L/h avec des pas de 50L/h. Les résultats affichent une constante de temps (temps de stagnation) de 85 s pour le débit de 100L/h et 44s pour un débit de 250L/h (Figure.2.10), correspondants respectivement à des efficacités thermiques de 69% et 77%. L'effet du vent sur la perte de chaleur en fonction de l'angle d'inclinaison fait ressortir que ; pour une vitesse de vent nulle, la perte de chaleur est maximale à 0° et elle devient minimale à 90°. Tandis que pour une vitesse allant de 2m/s à 5m/s, la perte de chaleur devient très sensible avec l'augmentation de l'angle d'inclinaison.

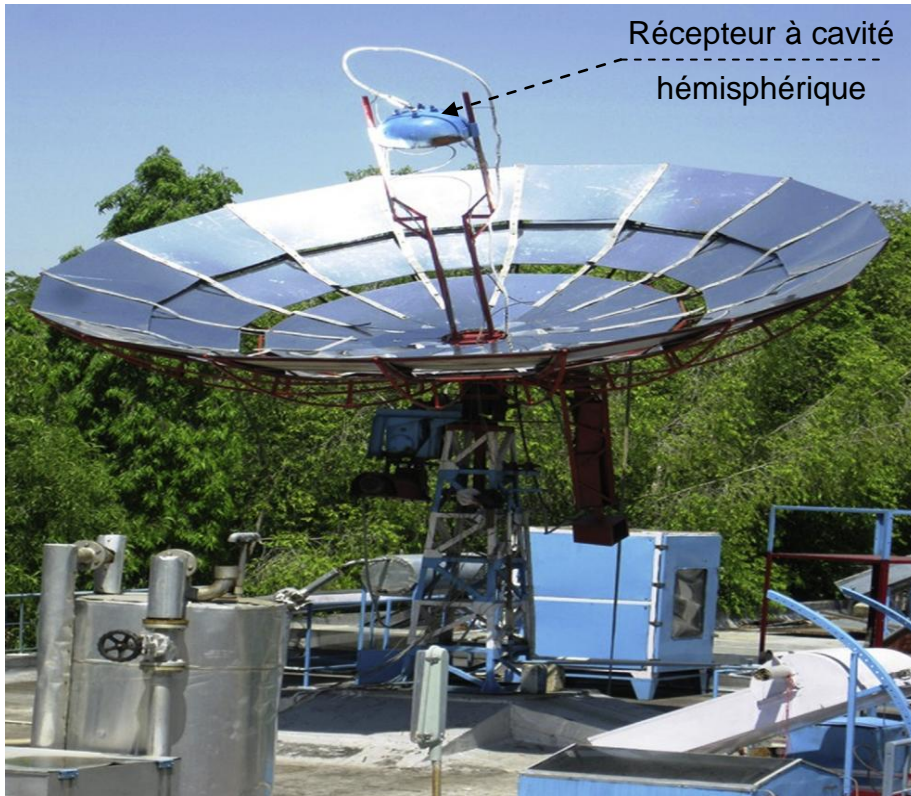


Fig.2.9 : Image du système Dish solaire réalisé à madras [23]

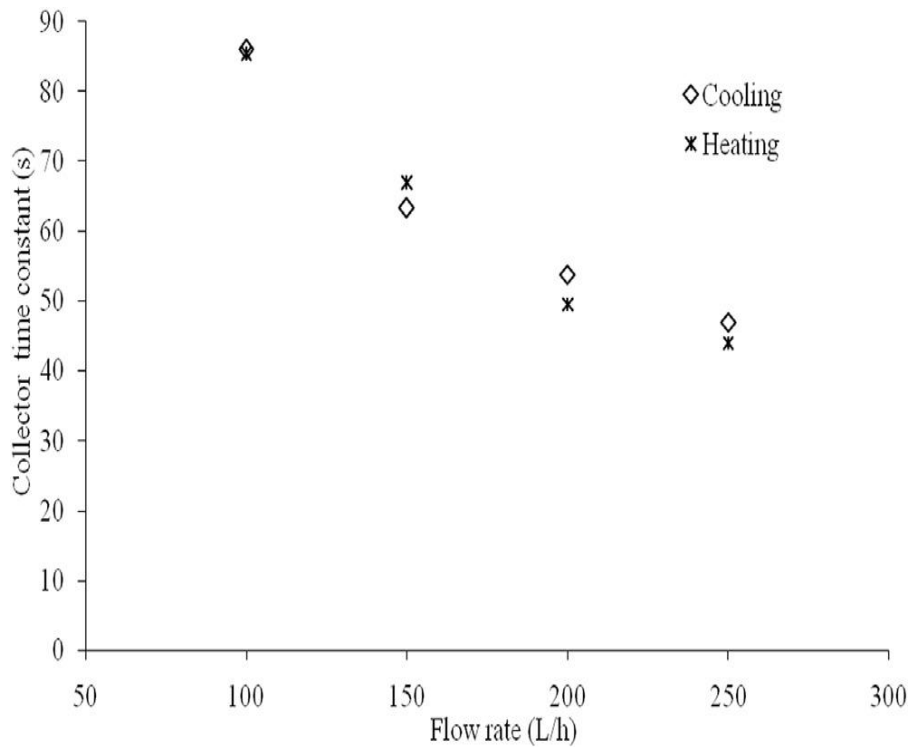


Fig.2.10 : variation de la constante du temps en fonction du débit [23]

2.5. Récepteurs à cavité hexagonale et trapézoïdale

Les cavités hexagonales trouvent une large exploitation comme récepteur solaire dans les tours solaires. Une analyse thermique d'un récepteur hexagonal (six côtés) à été menée par J.B.Fang et al [24]. Le récepteur d'une ouverture carrée de 4x4m est placé à une altitude de 100m sous un angle de 21.8° dans la zone focale d'un champ d'héliostats d'une puissance de 1MW. Il est destiné à produire 7 t/h de vapeur saturée sous une pression de 7 MPa et une température de saturation de 285°C .

L'eau saturée circule à l'intérieur des tubes de 46 mm de diamètre arrangés sur les six facettes du récepteur (figure 2.11)

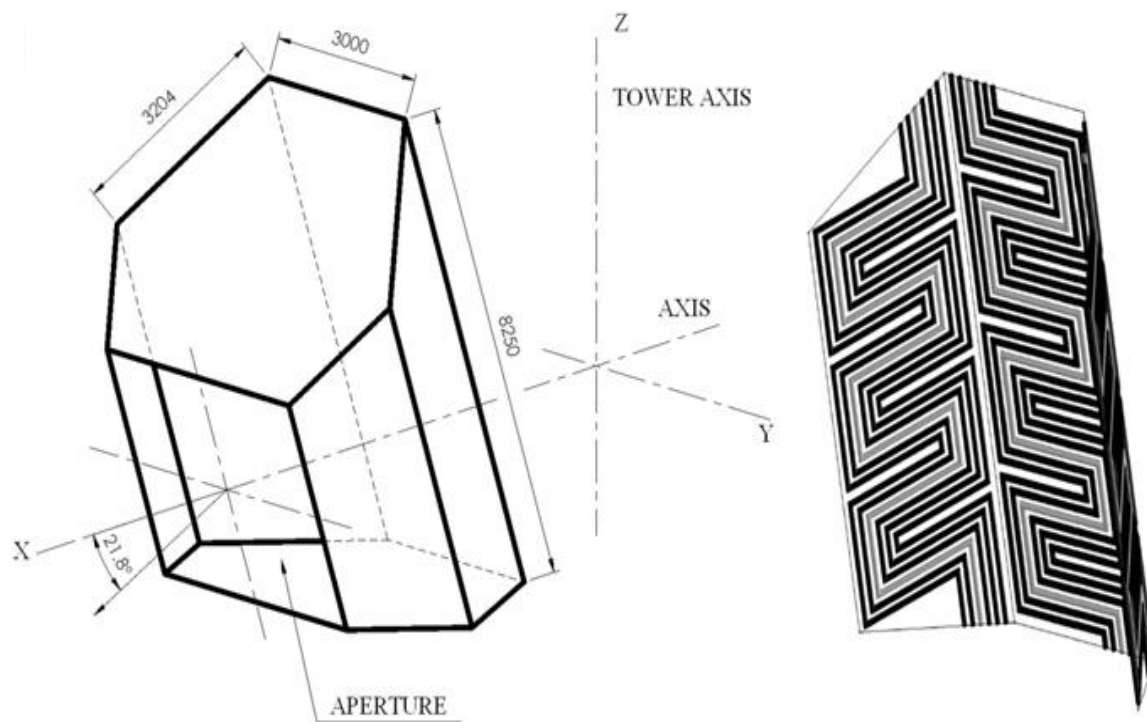


Fig.2.11 : schéma descriptif d'un récepteur à cavité hexagonale [24]

Les résultats de l'analyse thermique démontrent que le taux d'évaporation est proportionnel à la puissance nette générée au niveau du récepteur. De plus, il est constaté que la vitesse de l'air autour de la cavité n'est pas affectée pendant la mise en marche du récepteur, à l'inverse de sa température qui varie sensiblement lors des premiers temps de fonctionnement. L'efficacité thermique moyenne du récepteur est évaluée à 70% pour un taux d'élévation de température de l'ordre de $1.2^\circ\text{C}/\text{min}$.

De même, le récepteur à cavité trapézoïdale trouve une large utilisation dans le solaire à concentration linéaire et plus précisément comme absorbeur dans les centrales solaires à miroirs de Fresnel. Récemment, S.K.Nataragan et al [25] ont étudié numériquement les pertes de chaleur convective et radiative d'une cavité trapézoïdale placée au plan focal d'un champ de miroirs Fresnel (figure.2.12)

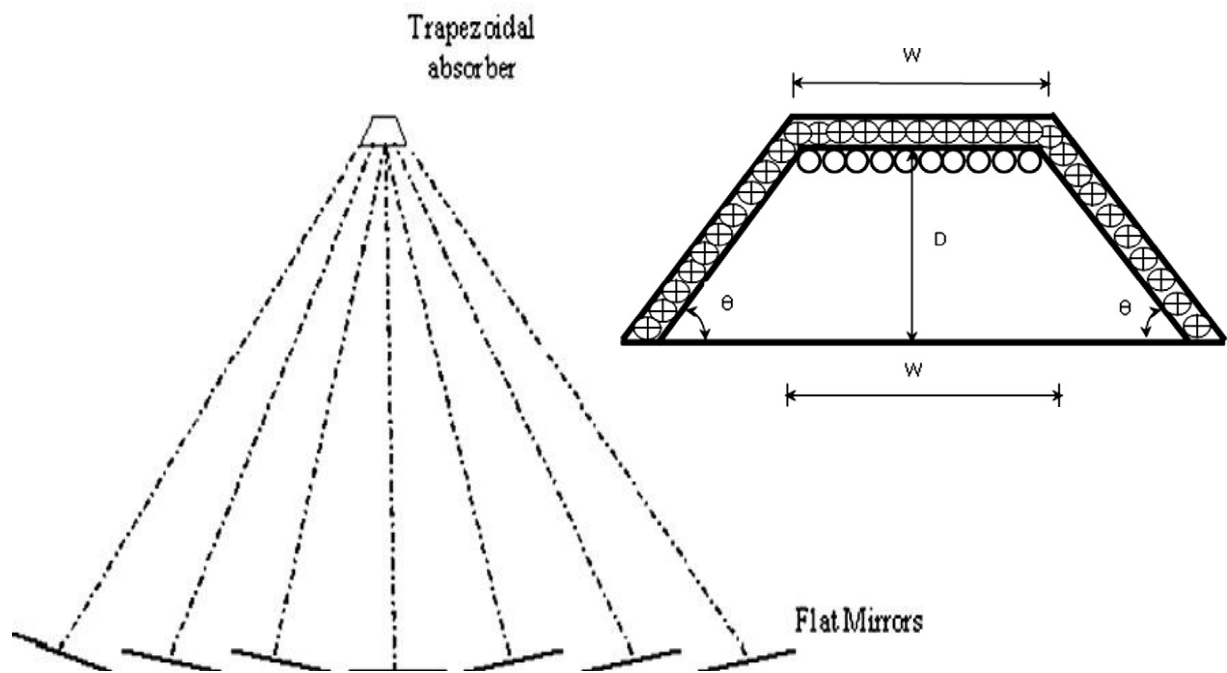


Fig.2.12 : schéma d'un récepteur trapézoïdal dans un champ de miroirs LFR [25]

La base inférieure du récepteur est couverte d'une couche mince de verre afin de maintenir la chaleur absorbée, cette dernière est transmise au fluide caloporteur circulant dans des tubes en acier, arrangés côte à côte le long du fond supérieur de la cavité. La surface extérieure du récepteur est couverte d'un isolant thermique d'une épaisseur de 10mm. Il a été constaté que la perte de chaleur totale augmente avec la diminution de l'angle d'inclinaison du récepteur pour un rapport W/D donné. A travers les résultats fournis par le model numérique, un nombre de Nusselt a été développé, capable de prédire la perte de chaleur par convection et par rayonnement.

La corrélation empirique exprimant le nombre de Nusselt combiné (convection + rayonnement) est traduite en fonction du nombre de Grashof, de l'angle d'inclinaison du récepteur, de l'émissivité de la surface intérieur de la cavité et du rapport W/D .

2.6. Récepteurs à cavité cubique

Plusieurs travaux de recherche et d'investigation ont axé sur l'étude des récepteurs à cavité cubique. Le Quere et al. [26] ont présenté une étude numérique et expérimentale de la perte de chaleur par convection dans une cavité cubique à ouverture carrée et parois isothermes. Le model est développé par la méthode des différences finies. Les résultats affichent que la perte de chaleur varie sensiblement avec l'angle d'inclinaison du récepteur. Clausing et al. [27] ont développé un model analytique capable de prédire la perte de chaleur par convection d'une grande cavité cubique, le model est basé sur l'hypothèse que seuls les deux paramètres suivants qui gouvernent la perte de chaleur, à savoir la capacité du transfert de masse et d'énergie à travers l'ouverture ainsi que la capacité du chauffage de l'air à l'intérieur de la cavité. Le résultat montre que le deuxième paramètre est le plus dominant dans la perte totale par convection.

Récemment M.M.Gonzalez [28] à présenté un travail théorique et un travail expérimental traitant le transfert thermique par convection et par rayonnement d'un récepteur solaire à cavité cubique. La partie théorique consiste à résoudre l'équation de la chaleur qui gouverne la convection en régime laminaire à l'aide de la méthode des volumes finis, tandis que la partie expérimentale consiste à prélever les températures aux différents points de la cavité (Figure.2.13), soumise à un flux solaire réfléchi par un héliostat de 5.76m².

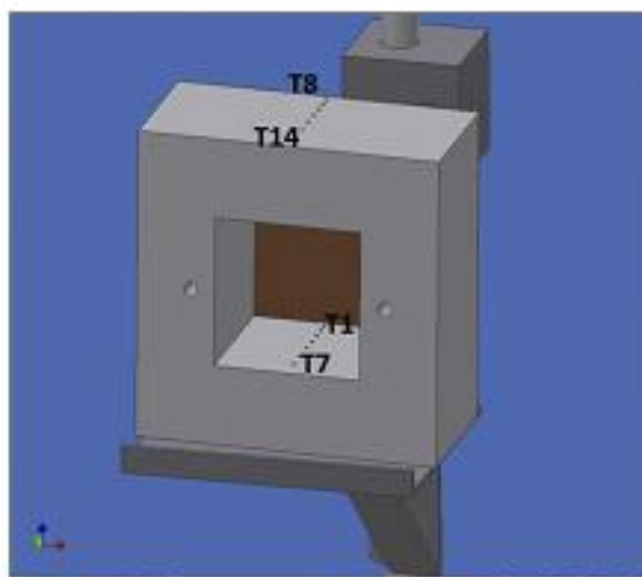


Fig.2.13 : Récepteur à cavité cubique [28]

La comparaison des résultats expérimentaux à ceux théoriques fait ressortir que les températures calculées par le model analytique et celles prélevées expérimentalement, présentent une différence moyenne de l'ordre de 5.6%.

2.7. Conclusion

Le récepteur à cavité est un composant de grande importance dans les installations solaires. La présence de la perte de chaleur par convection au niveau des cavités solaires réduit de manière significative l'efficacité thermique du récepteur et par conséquent une diminution de la rentabilité de toute l'installation solaire. Devant ce constat, la perte de chaleur par convection devrait être estimée avec exactitude dans le but d'optimiser les paramètres relatifs à la conception du récepteur. Il est constaté qu'il y'a peu de travaux d'investigations relatifs à l'étude de la perte par convection dans les cavités solaires, ce qui induit à dire que la maîtrise de ce mode de transfert est encore actuellement inachevé. Cinq types de récepteurs à cavité ont été l'objet d'études expérimentales et numériques ; cylindrique, conique, sphérique, hexagonal et cubique. De nombreuses études ont été publiées sur les cavités cubiques à ouverture carré ou rectangulaire due à leur large utilisation dans plusieurs domaines technologiques autre que le solaire thermique. A l'inverse, peu d'études sur la prédiction de la perte de chaleur par convection dans les récepteurs cylindriques, hémisphériques et coniques ont été entreprises. Plusieurs corrélations empiriques ont été proposées pour l'évaluation du taux de perte de chaleur par convection. Chacune de ces corrélations est limitée dans son application par des conditions qui sont liées à la géométrie de la cavité ainsi que les paramètres de son fonctionnement. De même, pour l'effet du vent sur l'efficacité thermique du récepteur, peu de corrélations empiriques présentées qui tiennent compte de ce paramètre.

Chapitre : 03

*Mise au point du Paraboloïde
solaire et mécanisme de
poursuite*

3.1. Introduction

Les concentrateurs paraboliques solaires présentent de meilleures efficacités optiques et thermiques comparées à d'autres concentrateurs solaires [29]. Cette caractéristique est due principalement à leur mode de concentration qui favorise la collecte rationnelle des rayons solaires concentrés dans la zone focale comparé au mode de concentration linéaire [30]. En concevant un concentrateur parabolique, il est très important d'employer des tailles de facettes qui peuvent assurer une distribution homogène dans la surface primaire du concentrateur, afin de développer un taux de concentration élevé [31] et de réduire la surface inutile [32] produite par les jonctions inter facettes.

La mise au point d'un concentrateur parabolique passe en premier lieu par la connaissance des éléments de calcul relatifs à sa géométrie décrite par des expressions analytiques permettant la détermination de l'ensemble des paramètres géométriques tels que la surface primaire, l'angle d'ouverture, la distance focale et la longueur du contour. Dans cette optique, un développement des différentes relations susceptibles de déterminer les paramètres suscités, est donné explicitement dans le premier volet de ce chapitre. Le deuxième volet est consacré à la mise au point proprement dite du paraboloïde solaire et du mécanisme altazimutal pour la poursuite solaire. Les paramètres géométriques et optiques du paraboloïde sont déterminés dans cette partie.

3.2. Description géométrique d'une parabole

La parabole est une forme géométrique définie analytiquement par une équation traduisant la relation entre chaque point (x, y) appartenant à son contour avec un point caractéristique (F) appelé point focal situé à une distance f du centre de base (o). Cette équation est donnée par l'expression suivante :

$$y^2 = 4fx \quad 3.1$$

Dont f est la distance focale (Fig.3.1)

L'angle d'ouverture ψ d'une parabole est exprimé par la relation suivante :

$$\tan \psi = \frac{f/D}{2(f/D)^2 - \frac{1}{8}} \quad 3.2$$

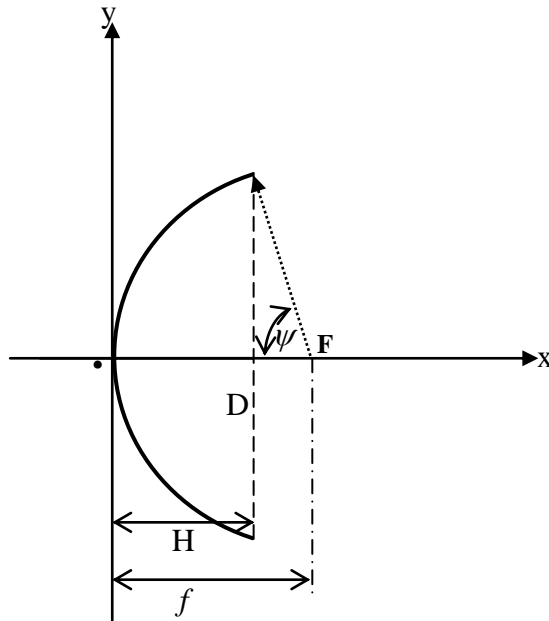


Fig.3.1 : Schéma descriptif d'une parabole.

Avec D est diamètre d'ouverture de la parabole.

La profondeur H de la parabole, l'angle d'ouverture et la distance focale sont reliés par l'expression analytique suivante :

$$H = \frac{D^2}{16f} \quad 3.3$$

A travers les deux expressions 3.2 et 3.3, l'angle d'ouverture peut être exprimé en fonction des deux dimensions de la parabole en prenant la forme suivante :

$$\tan \psi = \frac{1}{(D/8H) - (2H/D)} \quad 3.4$$

3.2.1. Caractérisation du parabolioïde

La rotation d'une parabole autour de son axe de symétrie (z) génère un parabolioïde de révolution, tel que mentionné sur la figure 3.2.

L'équation qui décrit le parabolioïde dont les dimensions sont indiquées sur la figure (3.2), est exprimée en coordonnées cartésiennes suivant forme suivante :

$$x^2 + y^2 = 4fz \quad 3.5$$

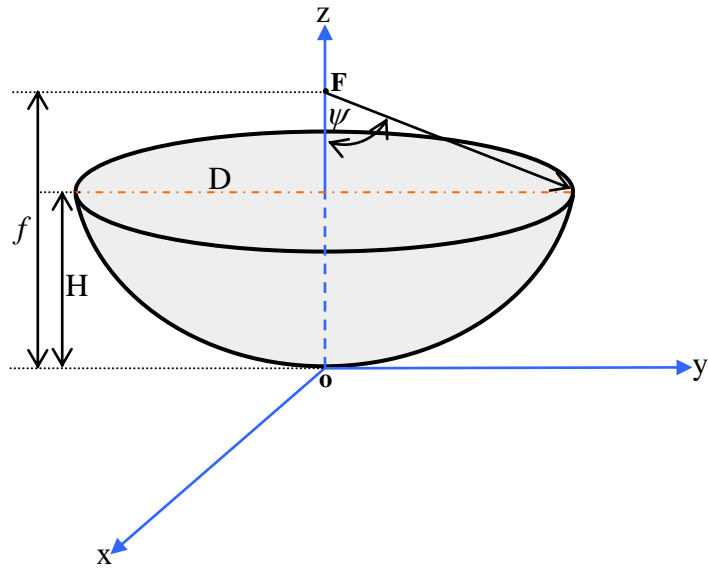


Fig.3.2 : Schéma descriptif d'un paraboloïde.

Par intégration de l'équation 3.5, la surface A_p du paraboloïde peut être déterminée.

Elle a pour expression ;

$$A_p = \frac{8}{3} \pi f^2 \left[\left(\left(\frac{D}{4f} \right)^2 + 1 \right)^{3/2} - 1 \right] \quad 3.6$$

3.3. Conception d'un paraboloïde solaire

Les concentrateurs paraboliques solaires présentent de meilleures efficacités optiques et thermiques comparées à d'autres concentrateurs solaires [29]. Ces deux caractéristiques sont dues essentiellement à leur mode de concentration ponctuel favorisant une réflexion rationnelle des rayons solaires vers la zone focale, comparée au mode de concentration linéaire [30]. En concevant un concentrateur parabolique, il est très utile d'employer des tailles de facettes qui peuvent assurer une répartition homogène sur la surface primaire A_p du concentrateur, afin de générer un taux de concentration le plus élevé possible [31] et en réduisant par conséquent la surface inutile [32] résultant des jonctions inter – facettes.

3.3.1. Dimensions et étapes de réalisation du concentrateur

Le concentrateur solaire à concevoir est un paraboloïde, d'une hauteur de 25,3 cm et un diamètre d'ouverture de 146 cm. L'angle d'ouverture est de 69.5° avec une distance focale théorique de 52.65 cm. Sa surface d'ouverture est de 1.67 m^2 tandis que la surface primaire est de 1.86 m^2 . Cette dernière sera couverte de facettes d'aluminium uniformément réparties.

La réalisation de ce concentrateur solaire s'est déroulée en passant par les étapes suivantes :

- 1- polissage de la surface intérieure du paraboloïde.
- 2- division de la surface primaire du paraboloïde en huit (08) pétales égaux.
- 3- découpage de l'ensemble des facettes d'aluminium en six (06) types réparties uniformément sur les huit pétales du concentrateur.
- 4- collage des facettes découpées avec une bonne adhérence sur la surface primaire polie du concentrateur, en respectant la position de chaque facette.

La taille de chaque type de facette ainsi que sa position (Fig.3.3) sont soigneusement choisies, afin d'assurer une bonne adhérence avec la surface primaire du paraboloïde lors de son collage. Cette étape de mise en adhérence des facettes sur la surface primaire polie, joue un grand rôle dans l'efficacité optique du concentrateur, car toute imperfection engendre un taux de dispersion des rayons solaires réfléchis à travers la surface réfléchissante du paraboloïde, et par conséquent une diminution sensible du flux concentré au niveau du plan focal.

3.3.2. Surface réfléchive et paramètres géométriques

La surface primaire A_p du concentrateur est recouverte de 150 facettes d'aluminium réflecteur d'une épaisseur de 0.8mm réparties en six différents types. La surface totale de réflexion est déterminée par l'addition des surfaces unitaires de l'ensemble des facettes qui couvrent la surface primaire du paraboloïde. Dans le tableau 3.1 sont illustrés le nombre, le type de facette et la surface unitaire de chaque facette d'aluminium. Il est à noter que la surface totale de réflexion enregistre une valeur de 1.777 m^2 .

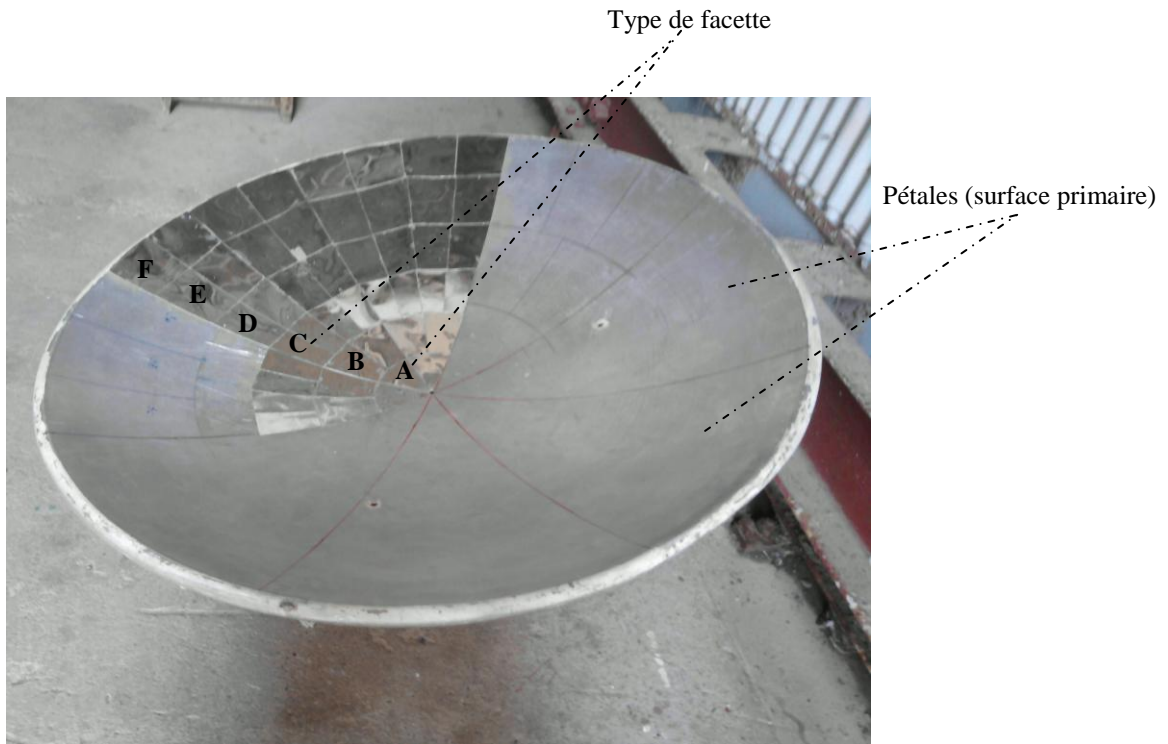


Fig.3.3 : Vue du concentrateur en cours de réalisation.

Tableau.3.1 : Nombre et surface de chaque type de facette de réflexion.

Type de facette	Nombre de facettes	Surface unitaire (cm ²)	Surface totale (cm ²)
A	8	50.52	404.16
B	16	88.39	1414.24
C	32	80.36	2571.52
D	32	107.55	3441.60
E	32	147.72	4727.04
F	32	163.01	5216.32
Surface de réflexion totale du concentrateur (cm²)			17774.88

On constate clairement une différence de 830 cm² entre la surface primaire du paraboloïde calculée par le biais de l'équation 3.6 et la surface totale de réflexion.

Cette différence qui représente une réduction d'environ 4% de la surface primaire est due essentiellement aux jonctions existantes entre les facettes.

3.3.3. Paramètres optiques

Le paramètre optique dominant dans les concentrateurs solaires est le coefficient de concentration solaire C . Il est défini comme étant le rapport entre le flux solaire au plan focal et le flux solaire réfléchi à travers la section d'ouverture du concentrateur. Selon R.Bliss [36] le coefficient C atteint une valeur maximale pour un paraboloïde idéal (aucune imperfection de construction) focalisant le flux solaire sous forme d'image (tâche) circulaire d'un diamètre d_i donné par la relation suivante :

$$d_i = f\theta \quad 3.7$$

dont :

f : La distance focale

θ : L'angle du disque solaire (0.00931 radians)

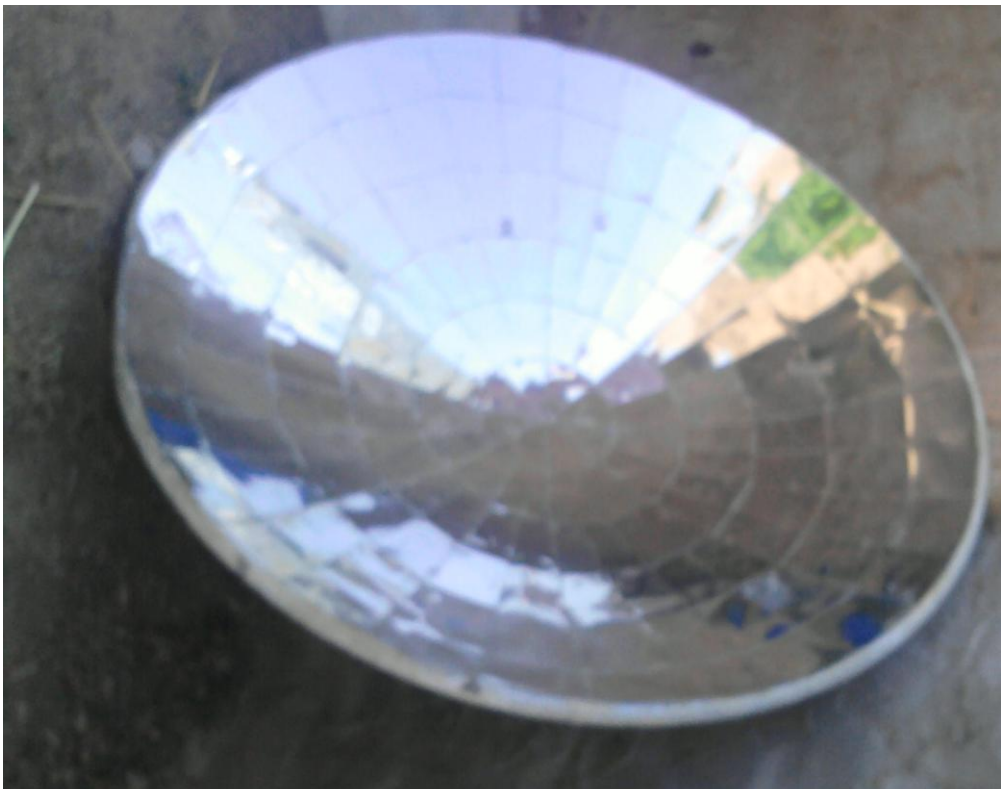


Fig. 3.4 : Vue d'ensemble du concentrateur parabolique réalisé.

Le flux concentré au plan focale (hot spot) est considéré comme homogène et uniforme dans toute la surface de l'image formée, cette hypothèse a permis de

développer [36] une relation analytique exprimant le coefficient de concentration C maximale pour un paraboloïde idéal.

$$C_{\max} = \frac{4}{\theta^2} \sin^2(\psi) \quad 3.8$$

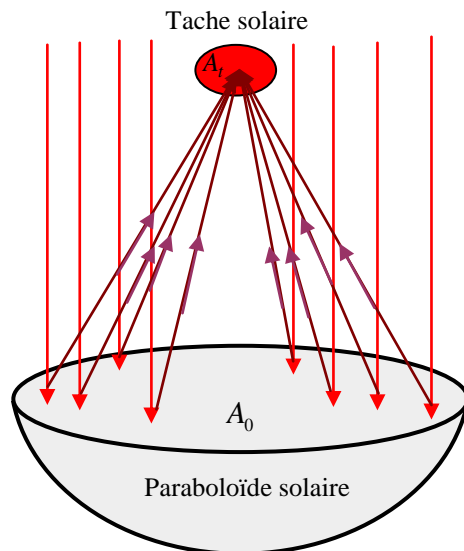


Fig.3.5 : Schéma d'une concentration focale.

Afin d'évaluer le coefficient de concentration solaire moyen qui tient compte de la répartition uniforme du flux focalisé dans toute la tâche formée [29], une expression analytique a été développée permettant de le déterminer comme suit :

$$C_{\text{moy}} = \frac{\sin^2(\psi) \cos^2\left(\psi + \frac{\theta}{2}\right)}{\sin^2\left(\frac{\theta}{2}\right)} \quad 3.9$$

Ce coefficient de concentration solaire est affecté par plusieurs paramètres [35], [32], en outre on cite :

- ❖ La réflectivité de la surface réfléchissante du paraboloïde.
- ❖ Les imperfections dues à la géométrie des facettes d'aluminium.
- ❖ Les erreurs d'orientation du concentrateur.

En appliquant la relation (3.9), le coefficient de concentration solaire moyen relatif à notre concentrateur parabolique est de l'ordre de : $C_{\text{moy}} = 4920$

La connaissance du coefficient de concentration permet de déterminer la surface théorique de la tâche solaire focalisée par le concentrateur en question à partir de la

relation (3.10) qui exprime le coefficient de concentration solaire en fonction du rapport, entre la surface d'ouverture A_o (Fig.3.5) du paraboloïde et la surface de la tâche solaire focalisée A_f .

$$C = \frac{A_o}{A_f} \quad 3.10$$

Tableau.3.2 : Paramètres géométriques et optiques du paraboloïde

Surface d'ouverture.	1.67 m²
Surface de réflexion	1.77 m²
Distance focale	52.65 cm
Angle d'ouverture	69.5°
Nombre de facettes	152
Nombre de rangées.	6
réflectivité	0.94
Coefficient de concentration moyen	4920

Dans le tableau.3.2 cité ci dessus sont illustrés les paramètres géométriques et optiques du concentrateur parabolique conçu. La réflectivité est fournie par le fabricant de réflecteur.

3.4. Mécanismes de poursuite solaire

Le mouvement permanent du soleil est à l'origine de sa position variable par rapport à un point de captation terrestre au-cours d'une journée ensoleillée. De ce fait, il est important de mettre au point des mécanismes de poursuite solaire capables d'assurer une orientation du capteur (plan, parabolique) permettant par la suite, un maximum de collecte du flux solaire incident.

Dans la catégorie du solaire à concentration, les mécanismes de poursuite utilisés sont de type bi-axiaux, assurant une orientation suivant les deux plans azimutal et

vertical (en hauteur). Il est à noter que les deux types de systèmes de poursuite solaire sont ; mécanisme altazimutal et mécanisme équatorial.

3.4.1. Mécanisme de poursuite altazimutal

Ce système est caractérisé par la rotation autour de deux axes perpendiculaires, l'un est vertical, l'autre est horizontal. La rotation autour de l'axe horizontal assure la poursuite en hauteur (hauteur angulaire du soleil), tandis que la rotation autour de l'axe vertical assure le positionnement azimutal dans les deux sens.

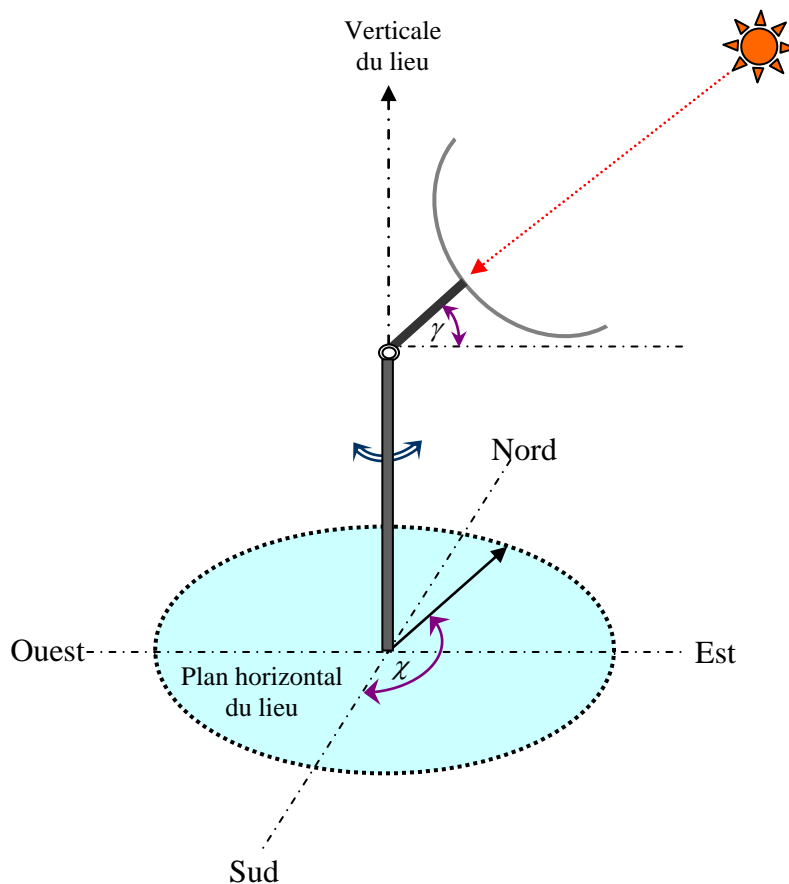


Fig. 3.6 : Schéma descriptif d'un mécanisme altazimutal.

L'orientation du concentrateur vers la direction du soleil est assurée par les deux angles suivants ;

- l'angle de la hauteur solaire γ , compris entre la direction du soleil et le plan horizontal du lieu.
- l'azimut χ , défini par l'angle compris entre le plan vertical contenant le rayon solaire et la direction sud.

Ces deux coordonnées angulaires sont exprimées par les relations suivantes:

$$\sin \gamma = \sin \phi \sin \delta + \cos \phi \cos \delta \cos \omega \quad 3.11$$

$$\cos \chi = \frac{\sin \gamma \sin \phi - \sin \delta}{\cos \gamma \cos \phi} \quad 3.12$$

Dont ;

ϕ : est la latitude définie par l'angle que fait la verticale du lieu avec le plan équatorial.

δ : est la déclinaison solaire formée entre la direction du soleil et le plan équatorial exprimée par la formule suivante :

$$\delta = 23.45 \sin \left[\frac{360}{365} (J + 284) \right] \quad 3.13$$

J : représente le nombre du jour dans l'année à partir du 1^{er} janvier.

ω : est l'angle horaire qui mesure le mouvement du soleil par rapport à midi, l'instant où le soleil passe au plan méridien du zénith. Il est exprimé comme suit :

$$\omega = 15 (TSV - 12) \quad 3.14$$

Où :

TSV est le temps solaire vrai.

3.4.2. Mécanisme de poursuite équatoriale

Dans ce type de mécanisme, le positionnement en hauteur est assuré par la rotation autour d'un axe parallèle à l'axe polaire du globe terrestre (figure.3.7). La déclinaison est le résultat de la rotation autour d'un axe orthogonal au premier axe.

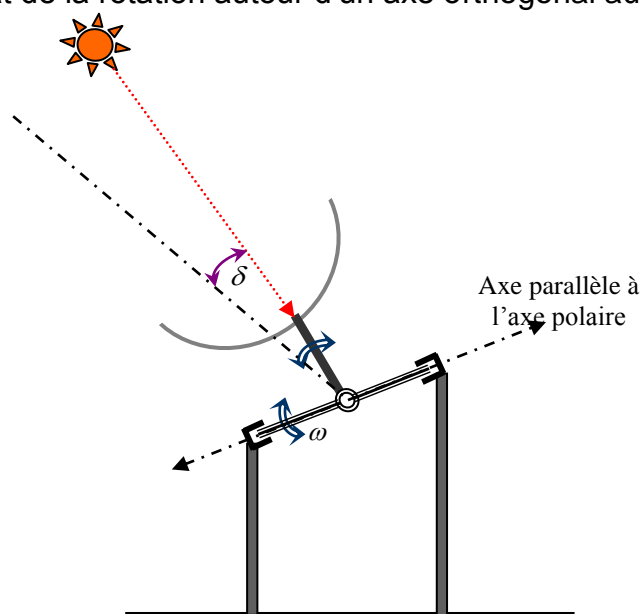


Fig. 3.7 : schéma descriptif d'un mécanisme équatorial.

3.5. Conception d'un mécanisme altazimutal

Afin de procéder aux travaux d'expérimentation et de caractérisation thermique du paraboloïde solaire représenté dans la figure (3.4), une mise au point d'un système altazimutal pour la poursuite solaire est devenue indispensable.

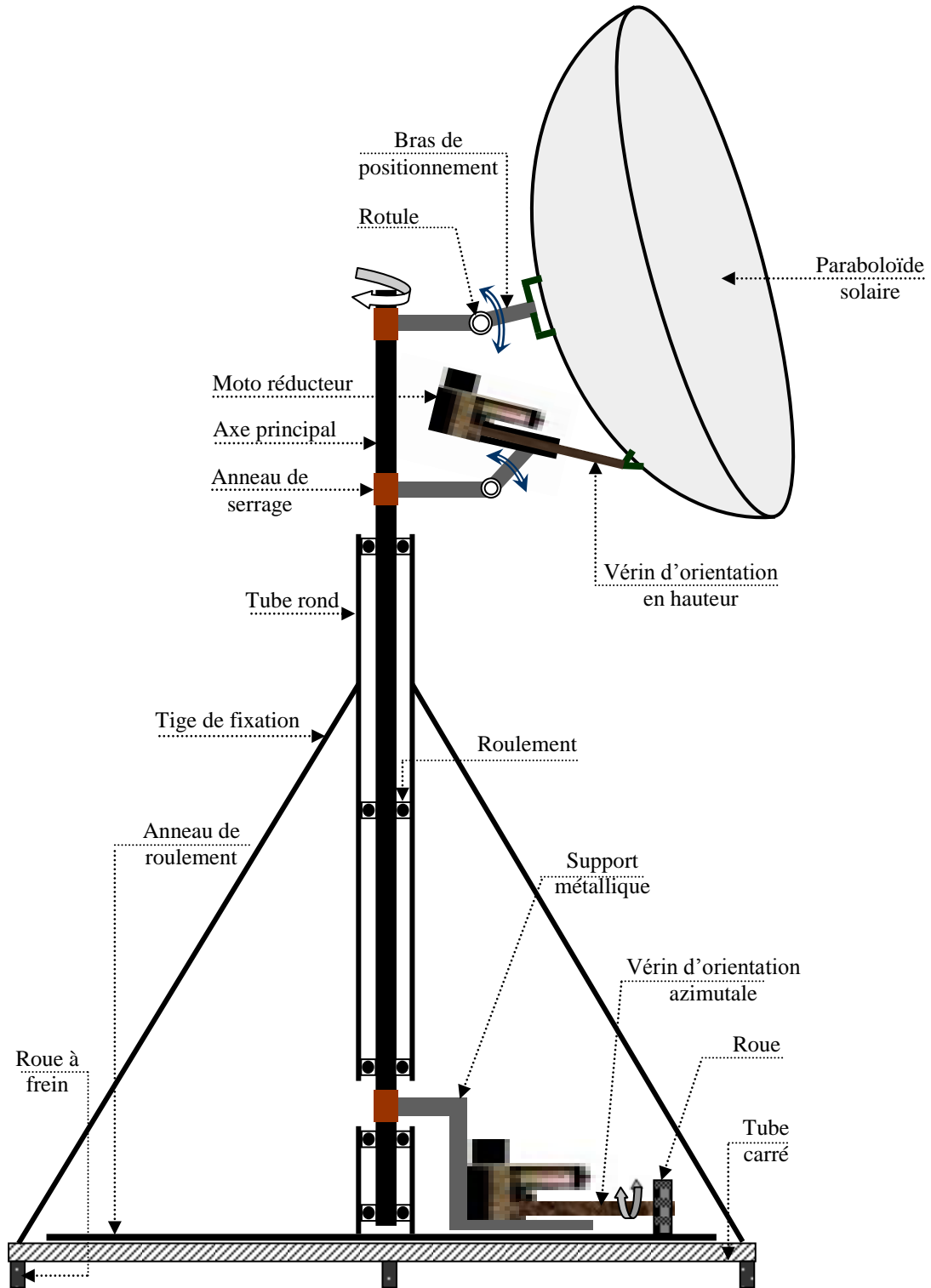


Fig.3.8 : Vue d'ensemble du mécanisme conçu pour la poursuite solaire.

Dans cette optique, une gamme d'usinage et de montage a été élaborée visant à concevoir le système de poursuite en question. Les différents éléments constituant ce mécanisme de poursuite sont explicitement éclatés dans la figure (3.8) schématisant une vue d'ensemble du mécanisme.

Le paraboloïde solaire est monté au bout supérieur de l'axe central du mécanisme, permettant une rotation azimutale de 360° à l'aide d'un bras de positionnement équipé d'un moteur électrique de type pas à pas. L'axe principal en fer plein est guidé par cinq roulements à billes positionnés à des distances différentes afin d'assurer un bon équilibre dynamique du mécanisme. De même, la rotation en hauteur est assurée par un système constitué d'un vérin de positionnement, rotule et un motoréducteur. La hauteur angulaire assurée par le mécanisme varie de 0 à 90° .

3.6. Conclusion

La mise au point d'un paraboloïde solaire exige en premier lieu ; la connaissance des paramètres relatifs à sa géométrie, qui sont issues des expressions analytiques telles que décrites dans la première partie de ce chapitre. La détermination de la surface primaire ainsi que la surface d'ouverture du paraboloïde solaire est de grande importance car elle permet d'une part ; la caractérisation des paramètres optiques et d'autre part, l'évaluation de la distance focale du paraboloïde. Lors du dépôt du réflecteur sur la surface primaire du paraboloïde, on s'est aperçu que pour une meilleure adhérence du réflecteur avec la surface primaire, une répartition appropriée des facettes réfléchissantes doit être adoptée. Le mécanisme de poursuite conçu pour le positionnement du paraboloïde solaire a donné une bonne satisfaction en orientant le paraboloïde dans les deux directions (en hauteur et en azimut). De plus, il présente une bonne stabilité dynamique lors de son fonctionnement.

Chapitre : 04

Analyse thermique de la zone focale et caractérisation expérimentale

4.1. Introduction

Après la réalisation du banc d'essai d'expérimentation constitué d'un paraboloïde solaire monté sur le mécanisme de poursuite altazimutal, une analyse thermique de la zone focale a été entamée visant à prédire les deux paramètres thermiques relatifs à cette zone à savoir; le flux solaire incident ainsi que la température maximale atteinte au point focal. Les essais expérimentaux ont permis d'une part ; la détermination exacte de la position du point focal du paraboloïde solaire en question et d'autre part, la température maximale atteinte.

4.2. Température théorique au point focal

La température maximale atteinte au point focal est l'un des paramètres essentiels du concentrateur, elle dépend de l'éclairement solaire E_s de la zone dans laquelle s'opère, ainsi que le coefficient de concentration solaire C [7] qui s'ajoute à la réflectivité de la surface intérieure du concentrateur.

L'évaluation théorique de cette température maximale [44] est basée sur les hypothèses suivantes :

- ✓ Le flux solaire incident Q_{in} du paraboloïde est complètement reçu par la surface A_r de la tâche solaire (Fig.4.1).
- ✓ Une cavité de réception d'une section d'ouverture A_r est positionnée au plan focal recevant la totalité du flux incident. Cette cavité est isolée thermiquement de façon à éliminer toute perte de chaleur (convective et conductive).
- ✓ L'efficacité d'absorption de la cavité est supposée nulle.
- ✓ La température est la même dans tout point de la surface de la tâche solaire A_r .

En l'absence de tout échange de chaleur par convection ainsi que par conduction au niveau de la cavité, il en ressort que le flux incident est totalement converti en flux thermique radiatif Q_{ra} généré par rayonnement de la surface de la tâche dont son émissivité est assimilée à un corps noir.

Le bilan thermique de la cavité est traduit par l'équation suivante:

$$Q_{in} = Q_{ra} \quad 4.1$$

Alors :

$$\alpha E_s A_o = \varepsilon \sigma A_r T^4$$

4.2

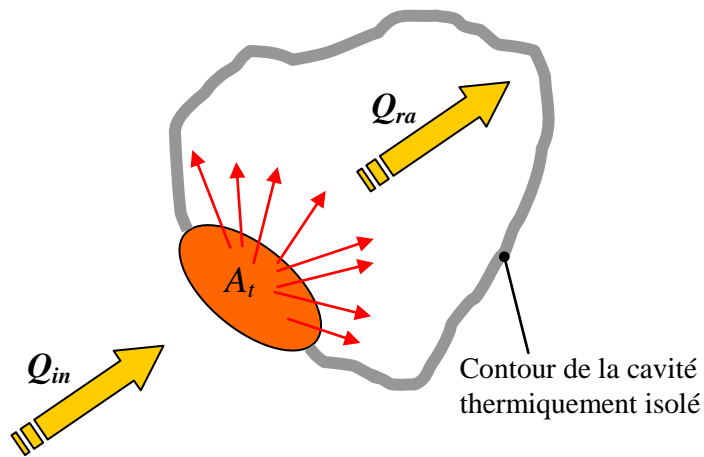


Fig. 4.1 : Croquis d'une cavité de réception à absorptivité nulle.

Dont :

α : Réflectivité du concentrateur.

ε_{re} Émissivité du récepteur

σ : Coefficient de Stefan-Boltzmann d'une valeur de $5.67 \times 10^{-8} W / m^2 K^4$

Introduisons la relation (3.10) dans (4.2) , il en résulte que la température maximale théorique est exprimée comme suit :

$$T_{\max} = \left(\frac{\alpha E_s}{\varepsilon_{re} \sigma} C \right)^{\frac{1}{4}} \quad 4.3$$

C : est le coefficient de concentration solaire.

A travers le graphe illustré sur la figure 4.2, représentant la variation de la température en fonction du coefficient de concentration solaire, on constate que lors de l'augmentation de ce dernier, la température varie différemment dans deux zones distinctes ; la première zone (I) est celle qui correspond à un développement rapide de la température enregistrant un passage de 1000 K à 2120 K dans une fourchette de concentration allant de 50 à 1200, soit un taux d'élévation de 0.97 K par concentration.

La seconde zone (II) est caractérisée par un développement ralenti de la température dans une fourchette de concentration, s'étalant entre 1200 et 5800 en enregistrant un taux d'élévation de l'ordre de 0.29Kpar concentration, tandis que pour des concentrations beaucoup plus importantes, le taux d'élévation devient de plus en plus faible.

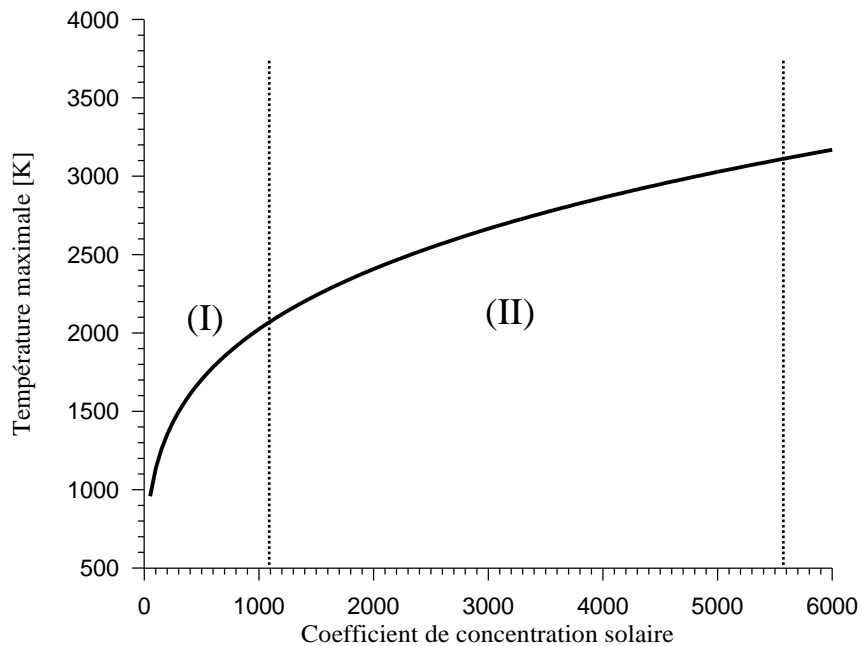


Fig. 4.2 : Variation de la température en fonction de la concentration solaire.

L'application de la relation (4.3) stipule que la température du disque solaire avoisinant 5800K [44] est théoriquement possible à atteindre par le biais d'un concentrateur parabolique développant un coefficient de concentration de l'ordre de 67400. Ce ci est loin d'être réalisé, car la concentration maximale que peut développer un concentrateur parabolique idéal selon R.bliss [36] ne peut guère dépasser 46148 (par l'application de l'expression (3.8)).

4.3. Champ de température dans la zone focale

La répartition thermique dans la zone focale joue un rôle capital dans le positionnement approprié de l'absorbeur (cavité de réception), afin d'assurer une exploitation rationnelle du flux incident traduite par un taux d'absorption le plus élevé possible. De plus, la distribution surfacique de la température au niveau de la zone focale, permet un dimensionnement approprié de l'ouverture de la cavité de

réception [37]. Cette dernière est largement utilisée comme source chaude dans les dish solaires (concentrateur parabolique + moteur Stirling).

La répartition surfacique (2D) de la température dans une plaque métallique positionnée à la zone focale et exposée à un flux thermique constant est obtenue par la résolution de l'équation de la chaleur en régime variable, exprimée par la relation suivante :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} \quad 4.4$$

Dont a est la diffusivité thermique.

La plaque de forme carrée possédant une épaisseur e et une longueur L (Fig.4.3) est supposée comme étant un solide semi infini dont le rapport $\frac{e}{L} \ll 1$.

A l'instant $t = 0$, le champ de température est caractérisé par $T(x, y) = T_0$, tandis que les conditions aux limites sont de type Dirichlet traduites ci dessous :

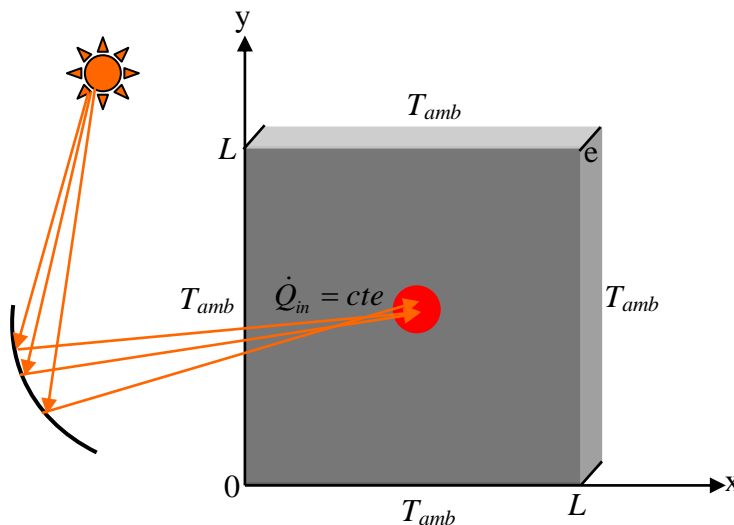


Fig.4.3 : Schéma représentatif des conditions aux limites au niveau du récepteur plat.

$$\begin{aligned} T(0, y) = T_{amb} \quad \text{à} \quad x = 0 \quad \text{et} \quad y \in [0, L] & \quad T(x, 0) = T_{amb} \quad \text{à} \quad y = 0 \quad \text{et} \quad x \in [0, L] \\ T(L, y) = T_{amb} \quad \text{à} \quad x = L \quad \text{et} \quad y \in [0, L] & \quad T(x, L) = T_{amb} \quad \text{à} \quad y = L \quad \text{et} \quad x \in [0, L] \end{aligned}$$

En appliquant la méthode de séparation des variables, on peut trouver la solution particulière de l'équation (4.4) sous forme de produit de fonctions indépendantes entre elles, comme suit :

$$T(x, y, t) = F(x, y).G(t). \quad 4.5$$

Après dérivation et remplacement dans l'expression (4.4), en passant par une succession d'intégrations et de changements de variable et à l'aide de l'intégrale de Poisson qui tient compte des conditions initiales et des conditions aux limites du problème posé, la solution définitive s'écrira sous la forme suivante :

$$T - T_0 = \frac{Q_{in}}{(\rho C_p)_{re}} \frac{1}{8(\pi at)^{3/2}} EXP \left[-\frac{(x - x_0)^2 + (y - y_0)^2}{4at} \right] \quad 4.6$$

x_0 et y_0 sont les coordonnées du point focal qui coïncide avec le centre de la surface de la tache solaire soumise au flux solaire focalisé Q_{in} .

En régime permanent, la température maximale est atteinte au point $P(x, y)$ vérifiant le système d'équations suivant:

$$\begin{cases} \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \\ \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \end{cases} \quad 4.7$$

Le système d'équations (4.7) admet comme solution $(x, y) = (x_0, y_0)$. Ce résultat démontre que la température maximale est produite au centre de la zone focale.

4.4. Distribution du flux incident dans la zone focale

La répartition du flux solaire concentré au plan focal représente l'un des paramètres déterminants dans la caractérisation thermique des paraboles solaires. Elle offre la possibilité de déterminer avec précision les dimensions de la zone focale, et par conséquent une bonne similitude de la taille d'ouverture de la cavité de réception.

Cette distribution du flux thermique est obtenue analytiquement à travers la détermination du flux thermique absorbé par unité de surface de chaque élément de masse Δm constituant la plaque de réception localisée au plan focal.

Donc, pour un élément de masse Δm ; le flux thermique absorbé n'est que la variation de son énergie interne en fonction du temps traduit par l'expression suivante :

$$q = \Delta m \cdot (C_p)_{re} \frac{dT}{dt} \quad 4.8$$

En dérivant le champ de température par rapport au temps, l'expression précédente devient :

$$q = \Delta m \cdot (C_p)_{re} (T - T_0) \left[\frac{(x - x_0)^2 + (y - y_0)^2}{4at^2} - \frac{3}{2t} \right] \quad 4.9$$

Étant donné que $\Delta m = \rho e \Delta x \Delta y$, le flux thermique par unité de surface prend la forme suivante :

$$q_s = e \cdot \rho \cdot (C_p)_{re} (T - T_0) \left[\frac{(x - x_0)^2 + (y - y_0)^2}{4at^2} - \frac{3}{2t} \right] \quad 4.10$$

Un programme de calcul a été élaboré sur la base du développement analytique cité dans les brochures précédentes. Ce modèle bidimensionnel utilise le code MATLAB comme langage de programmation, offrant la possibilité d'évaluer le champ de température ainsi que la distribution du flux à la zone focale. Un maillage a été adopté dans le programme répondant à la géométrie du récepteur plat positionné au niveau de la zone focale. Les propriétés thermo-physiques du récepteur et les dimensions du paraboloïde solaire sont introduites dans un fichier de données. Il est à noter que le récepteur plat est considéré comme étant un solide semi infini dont les propriétés thermo-physiques telles que ; sa diffusivité thermique, conductivité thermique et densité sont indépendantes de la température. Comme application, on a pris une tôle d'acier doux 1%C positionnée au centre de la zone focale, possédant une diffusivité thermique de $0.045 \text{ m}^2/h$ et une masse volumique de 7850 kg/ m^3 .

Sa dimension est de $10 \times 10 \text{ (cm}^2\text{)}$ avec une épaisseur de 0.8 mm , soit un rapport $\frac{e}{L}$ de 0.008 satisfaisant la condition des corps semi infinis ($\frac{e}{L} \ll 1$).

Un maillage carré ($\Delta x = \Delta y = 1 \text{ mm}$) a été adopté dans le programme donnant un nombre de 10000 nœuds.

4.5. Analyse expérimentale

Le paraboloïde solaire représenté dans la Figure (3.4) a fait l'objet d'une caractérisation expérimentale visant à déterminer ses paramètres optiques et thermiques. Afin de constituer une base de données comparative au développement analytique cité dans les paragraphes précédents.

4.5.1. Distance focale réelle

La distance focale réelle est définie comme étant la distance entre le centre de base du paraboloïde et la tâche solaire dans la direction de l'axe focal. Pour sa détermination, on place un dispositif de positionnement coaxial avec l'axe focal passant par le centre. Dans le bout supérieur, est montée une plaque métallique en acier doux de forme rectangulaire dont les propriétés thermo-physiques sont indiquées dans le tableau (4.1). Un thermocouple de type K (-50°C à 1200°C) placé au centre du récepteur et relié à une acquisition afin de mesurer la température aux différentes distances comme représenté sur la figure (4.4). La température maximale enregistrée est atteinte lorsque le centre géométrique de la plaque coïncide exactement avec le plan focal, ce qui permet de déterminer avec précision la distance focale réelle.

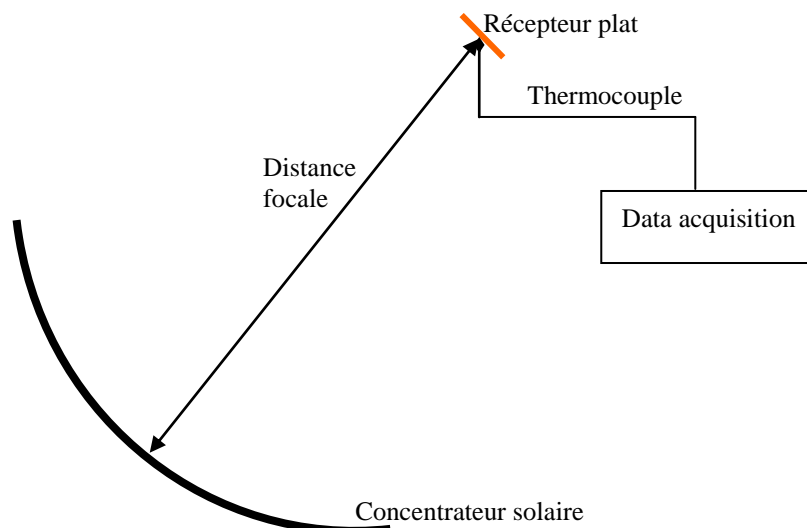


Fig.4.4 : Schéma descriptif adopté pour la mesure de la distance focale réelle.

Tableau.4.1: propriétés du récepteur métallique.

Taille	10x10 cm
Épaisseur	1.8 mm
Masse volumique	7850 Kg/m ³
Conductivité thermique	1.15 W/m.c°
Chaleur spécifique	0.458 KJ/ kg.c°
Taux d'absorption solaire	0.92

4.5.2. Taille de la tâche solaire focalisée

Une fois que la distance focale réelle est déduite, le récepteur métallique couvert d'une peinture mate noire, est placé exactement dans la zone focale. Après positionnement du paraboloïde, la tâche solaire est focalisée sur le récepteur en laissant une trace de couleur grise de forme circulaire, d'un diamètre égal à 4.1cm, équivalent à une surface de 13.19 cm². La connaissance de la surface de la tâche solaire nous mène à déterminer le vrai taux de concentration qui prend une valeur de 1266.

4.6. Application du code SOLTRACE

Le Soltrace est un code de simulation développé par le laboratoire national d'énergie renouvelable allemand (DLR), il est devenu l'un des outils les plus puissants dans la modélisation des systèmes solaire à concentration et d'analyser leurs exécution, ainsi que la caractérisation et les optimisations de divers paramètres. Bien qu'à l'origine il était destiné aux applications solaires, le code peut également être employé pour modeler et caractériser beaucoup de systèmes optiques généraux. Le code utilise la technique du traçage de rayons (ray tracing technique) basée sur la méthode de Monte Carlo. Un tel code a l'avantage par rapport aux codes basés sur la convolution des moments, parce qu'il présente de vraies interactions de photon et peut donc fournir des résultats précis pour les systèmes complexes qui ne peuvent pas être modélés autrement. Son inconvénient réside dans la durée un peu longue que prend une exécution. De plus, il est à noter que l'exactitude augmente avec le nombre de rayons tracés. Cependant, le nombre exigé de rayons est également une fonction de la précision du résultat recherché.

4.6.1. Méthodologie et étapes d'application

Dans le Soltrace, le système optique est organisé en rangées (stages) dont les coordonnées sont exprimées en système global. Une rangée est composée d'un ensemble d'éléments ; chaque élément possède une surface, une forme d'ouverture et un ensemble de propriétés optiques. La position et l'orientation des éléments sont définies en coordonnées locales relatives à chaque rangée optique ou virtuelle.

Pour une démonstration plus appropriée, on a choisi les étapes de simulation du paraboloïde solaire qui a été conçu et qui porte un absorbeur métallique de forme rectangulaire positionné au niveau de son plan focal. A la première étape, un choix de la direction du soleil (Sun direction) entre les coordonnées globales et celles locales est exigé. Les propriétés optiques telles que la réflectivité, la transmittivité et l'erreur de pente de chaque rangée (stage) sont introduites au cours de cette étape (Fig.4.5) .

Comme deuxième étape, les dimensions géométriques et les coordonnées de chaque rangée sont introduites séparément (concentrateur et absorbeur) comme indiqué sur la figure (4.6).

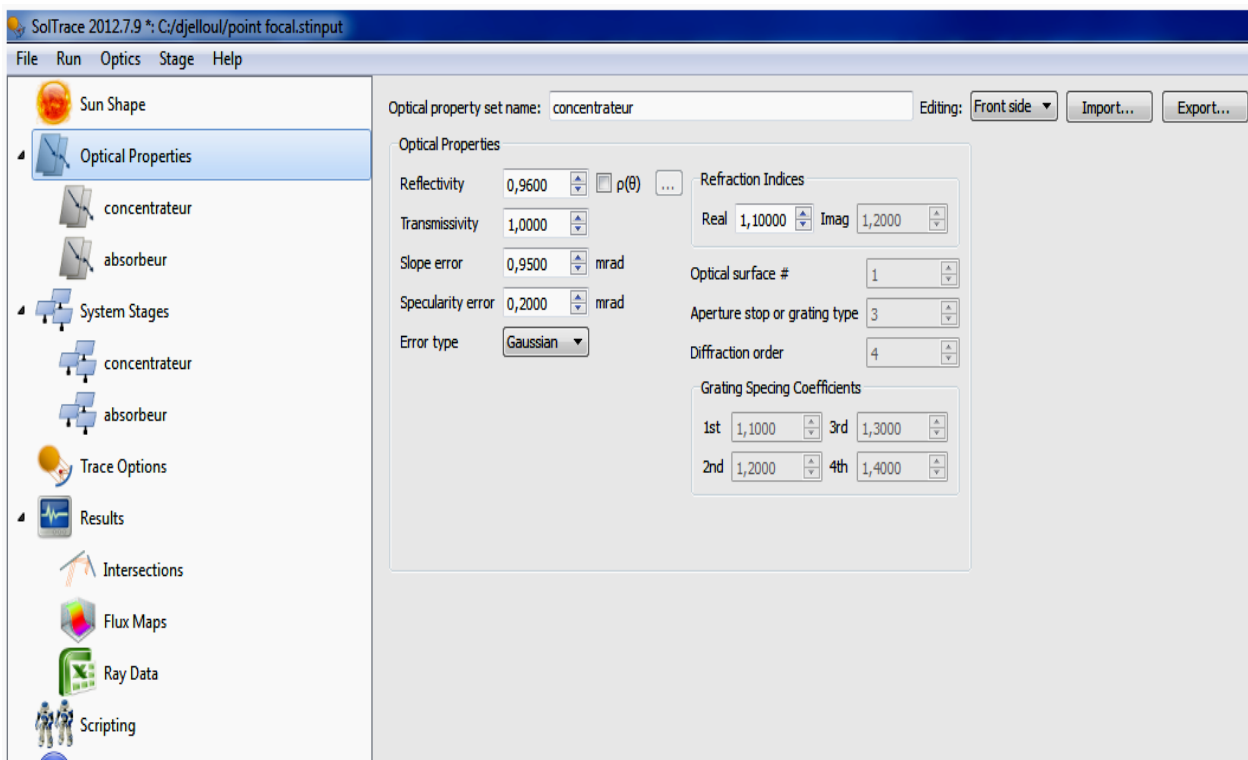


Fig.4.5 : Fenêtre descriptive pour l'introduction des propriétés optiques.

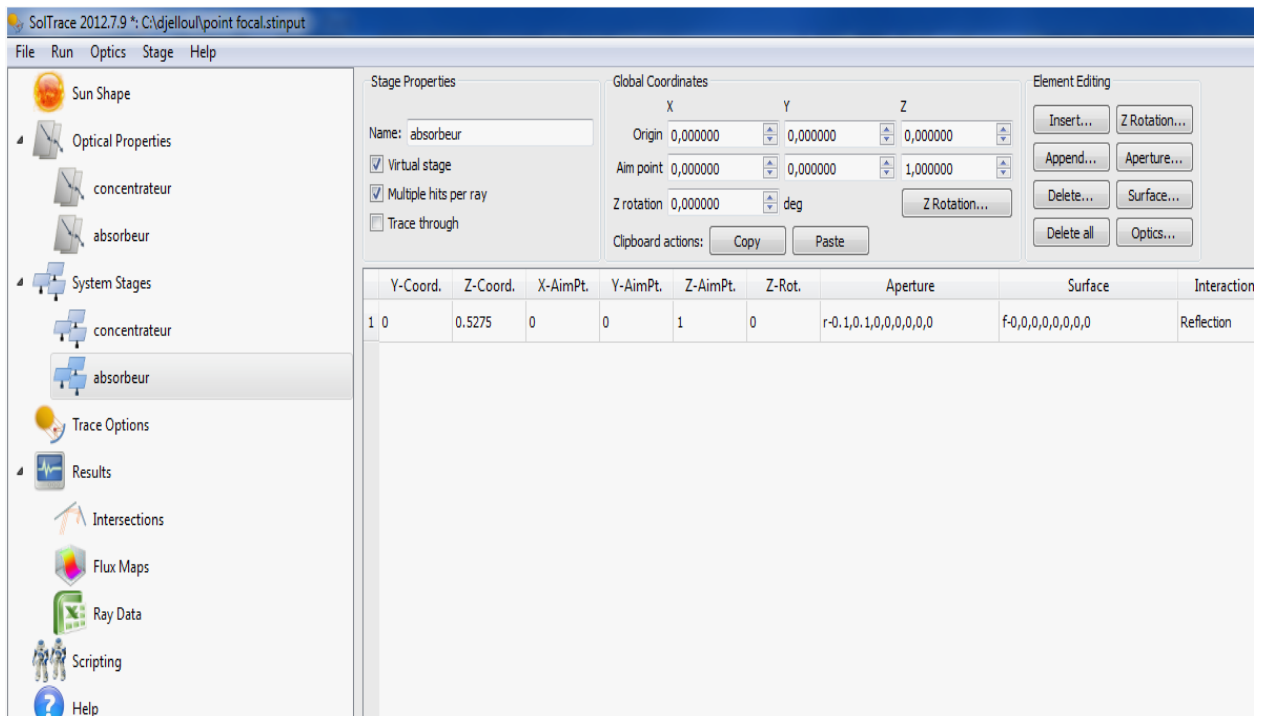


Fig.4.6 : Fenêtre descriptive pour l'introduction des dimensions géométriques.

4.6.1.1. Focalisation et intensité du flux

Une fois les deux étapes de déclaration des données sont achevées, l'exécution du programme est lancée. Le fichier des résultats peut afficher une modélisation géométrique du système solaire à concentration, associé à une image illustrative de la réflexion des rayons incidents à travers le concentrateur en direction de l'absorbeur. Cette illustration graphique (Fig.4.7) offre une réelle possibilité de vérifier le taux de focalisation solaire au niveau du récepteur et par conséquent, une réduction maximale du taux de dispersion. La répartition du flux surfacique au niveau de l'absorbeur est obtenue en exécutant l'option (Flux Maps), ce ci permet d'afficher la distribution du flux focalisé sous une insolation solaire prédéterminée ou prise par défaut à $1000 W / m^2$. Il est à noter que les valeurs de l'intensité du flux moyen ainsi que celles du flux maximal sont données explicitement dans la fenêtre annexe des résultats (Fig.4.8).

Comme le Soltrace est limité seulement à l'évaluation de l'intensité du flux, on a été conduit à développer une approche analytique permettant de déterminer la température de l'absorbeur à travers la valeur moyenne de l'intensité du flux.

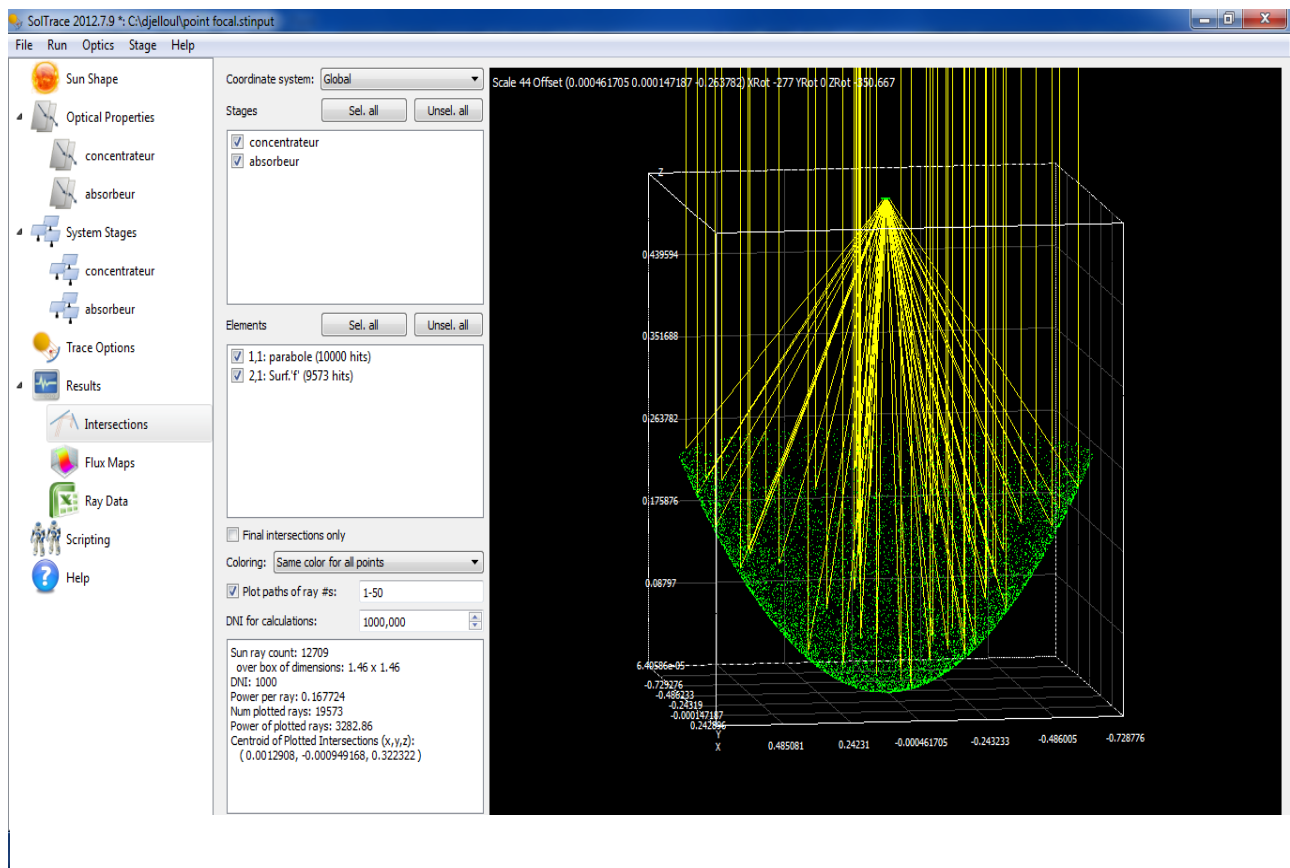


Fig.4.7 : Illustration graphique de la focalisation des rayons réfléchis.

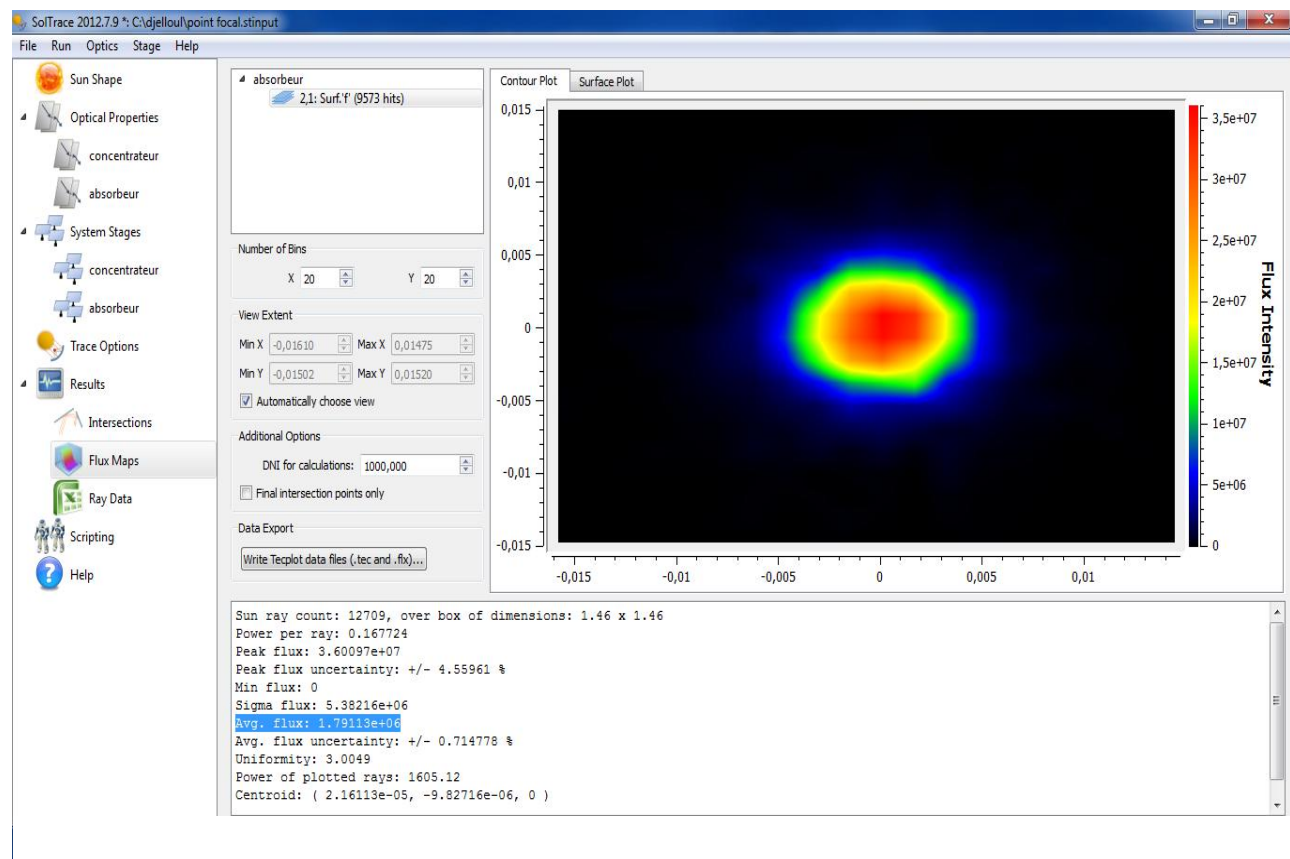


Fig.4.8 : Fenêtre d'affichage de la distribution du flux focalisé.

4.6.2. Développement analytique associé

La connaissance de l'intensité du flux moyen de la chaleur permet de déterminer la température de l'absorbeur (récepteur), à travers le bilan thermique appliqué au volume de contrôle délimitant sa frontière comme schématisé sur la figure (4.9).

Le bilan thermique est exprimé par la relation suivante :

$$q_{mean} = \underbrace{\varepsilon_{re} \sigma T_{re}^4}_{\text{Flux radiatif}} + \underbrace{(1 - \varepsilon_{re}) q_{mean}}_{\text{Flux absorbé}} + \underbrace{h(T_{re} - T_{\infty})}_{\text{Perte par convection}} \quad 4.11$$

Dont ;

q_{mean} : est le flux de chaleur moyen focalisé au niveau de l'absorbeur.

h : Le coefficient moyen de transmission de chaleur par convection exprimé en fonction du nombre de Nusselt comme suit :

$$Nu = \frac{hL}{K} \quad 4.12$$

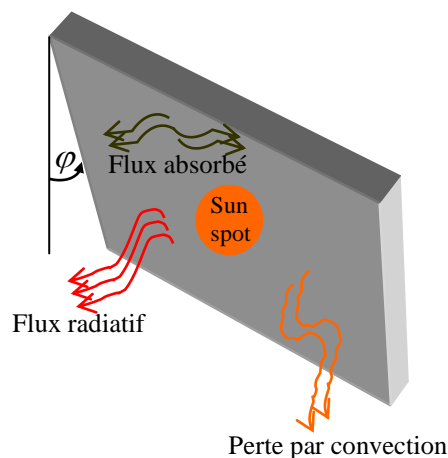


Fig.4.9: Bilan thermique appliqué à un absorbeur incliné.

Pour une plaque chauffée du côté bas sous un flux de chaleur constant (Fig.4.9) ; Fujii et Imura [45] proposent l'expression (4.13) pour l'évaluation du nombre de Nusselt dans l'intervalle $10^5 < GrPr \cos\varphi < 10^{11}$

$$Nu = 0.56(GrPr \cos\varphi)^{\frac{1}{4}} \quad 4.13$$

Dont ;

φ est l'angle d'inclinaison de l'absorbeur

Le nombre de Grashof moyen Gr ainsi que le nombre de Prandtl Pr sont définis respectivement par les expressions suivantes [45] :

$$Gr = \frac{L^3 g \beta (T_{re} - T_{\infty})}{\nu_{air}^2} \quad 4.14$$

$$Pr = \frac{\mu_{air} (C_p)_{air}}{K_{air}} \quad 4.15$$

Le coefficient de dilatation thermique β , la conductivité thermique K et la capacité thermique de l'air sont calculés à travers les relations suivantes [43, 46]:

$$\beta = \frac{1}{T_{amb}} \quad 4.16$$

$$K_{air} = 1.52 \times 10^{-11} T_{amb}^3 - 4.86 \times 10^{-8} T_{amb}^2 + 1.02 \times 10^{-4} T_{amb} - 3.93 \times 10^{-3} \quad 4.17$$

$$(C_p)_{air} = 1.06 \times 10^3 - 0.499 T_{amb} + 1.14 \times 10^{-3} T_{amb}^2 - 8 \times 10^{-7} T_{amb}^3 + 1.93 \times 10^{-3} T_{amb}^4 \quad 4.18$$

Si l'expression de h résultant de l'équation (4.12) est introduite dans l'équation (4.11), l'expression de cette dernière devient :

$$\varepsilon_{re} \sigma T_{re}^4 + 0.56 K_{air} \left(\frac{g \beta}{L \nu_{air}^2} Pr \cos \varphi \right)^{\frac{1}{4}} (T_{re} - T_{amb})^{\frac{5}{4}} - \varepsilon_{re} q_{mean} = 0 \quad 4.19$$

Par l'application de la méthode itérative, l'équation (4.19) peut être résolue en calculant la température T_{re} de l'absorbeur, relative à chaque flux moyen donné.

4.7. Résultats et interprétations

Dans ce chapitre est illustré l'ensemble des résultats obtenus à l'aide de l'approche analytique ainsi que ceux affichés par l'expérimentation. Il s'ajoute à cet ensemble, les résultats calculés à l'issue de l'application du code Soltrace. Ces différents résultats représentés sous formes de graphe, feront l'objet d'une

confrontation visant à évaluer le degré de convergence que présente chaque résultat.

4.7.1. Résultats du modèle analytique

Les résultats obtenus à travers l'application de l'approche analytique développée précédemment affichent d'une part ; la distribution du champ de température et d'autre part, la répartition surfacique du flux incident au niveau de l'absorbeur.

4.7.1.1. Distribution de la température

La figure (4.10) représente l'évolution de la température sur toute la surface de la plaque métallique (absorbeur) positionnée au niveau de la zone focale. A travers cette figure, il apparaît clairement que la température aux frontières de l'absorbeur avoisine la température ambiante, ce qui vérifie la bonne concordance des calculs avec les conditions aux limites imposées.

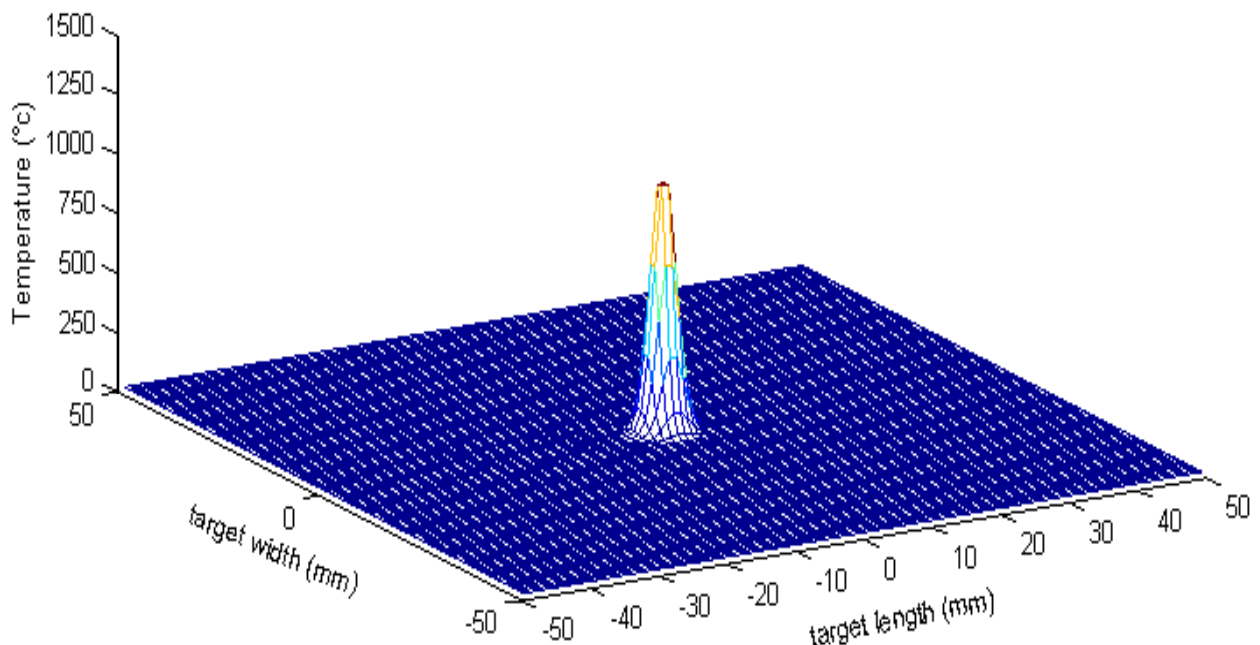


Fig. 4.10: Distribution de la température de l'absorbeur dans la zone focale sous un éclairage direct $E_s = 956 \text{ W} / \text{m}^2$

Il est remarqué que, plus on se rapproche du centre de la plaque plus la température augmente jusqu'à une valeur maximale de 1030°C, enregistrée au centre de la plaque, qui coïncide exactement avec le point focal.

4.7.1.2. Répartition surfacique du flux

La figure (4.11) représente la répartition du flux solaire focalisé au niveau de l'absorbeur positionné dans la zone focale du paraboloïde solaire.

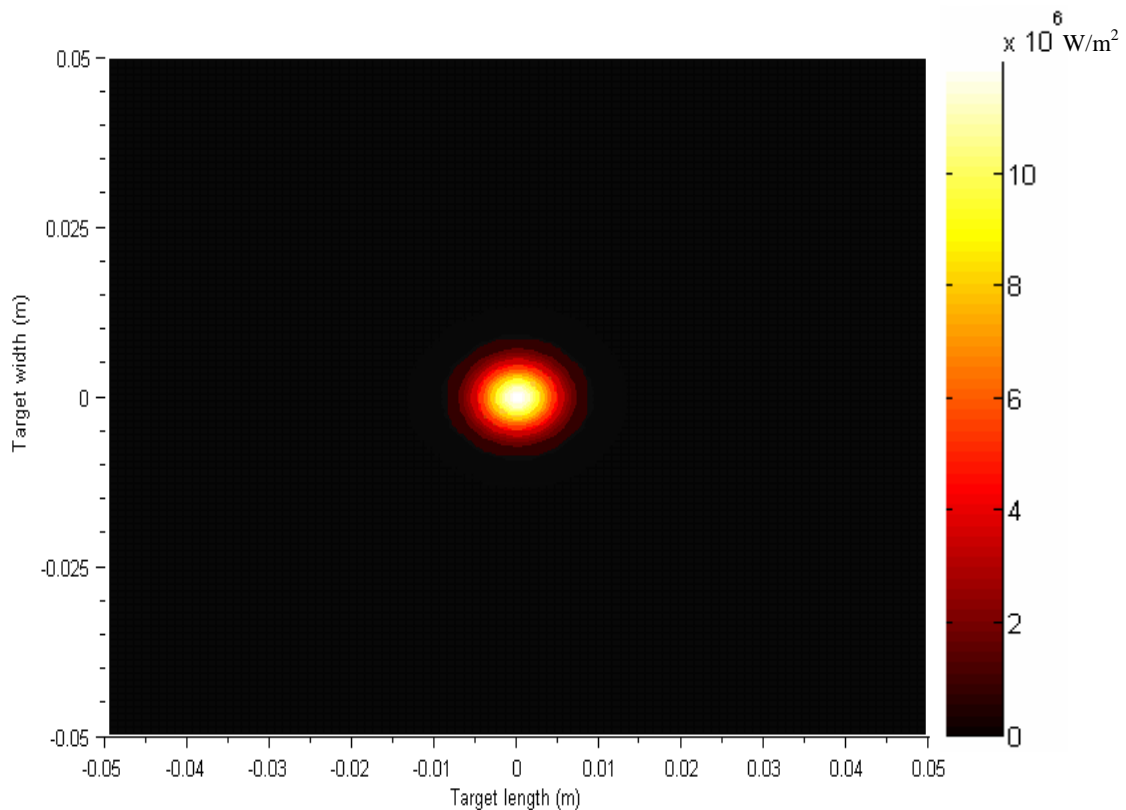


Fig.4.11: Répartition surfacique du flux solaire incident au niveau de l'absorbeur.

Cette distribution surfacique permet, la délimitation du périmètre de la tâche solaire qui prend une forme circulaire avec un diamètre de 14 mm, équivalent à une surface de 154 mm². L'intensité du flux enregistre une valeur maximale de 11.38 MW/m² au point focal. Il est à noter que cette répartition fait ressortir trois zones distinctes:

- ✚ zone de forte intensité : caractérisée par une importante concentration du flux thermique engendrant un flux surfacique maximal. Cette zone est délimitée par un contour d'un diamètre de 9 mm.
- ✚ zone de faible intensité : caractérisée par une faible concentration du flux thermique cette zone s'étalant entre des diamètres allant de 8 à 14 mm.
- ✚ zone faiblement affectée : dont la température avoisine celle de l'ambiance est située au-delà de 14mm du centre de la tâche.

4.7.2. Résultats expérimentaux

Les essais expérimentaux ont été effectués au cours d'une période ensoleillée pendant laquelle un ensoleillement moyen de l'ordre de $956 W/m^2$ a été enregistré. Une série de test a été entamée au cours de cette journée, ce qui a permis de prélever la température à chaque distance réglée préalablement. Il est à noter que plus on se rapproche du plan focal, plus on réduit le pas des distances à mesurer, afin de déterminer la distance focale avec une meilleure précision possible. Le positionnement et l'orientation du paraboloïde solaire sont effectués par le mécanisme de poursuite solaire réalisé (voir Chapitre 3). Les résultats expérimentaux obtenus à travers ces essais sont représentés sur la figure (4.12).

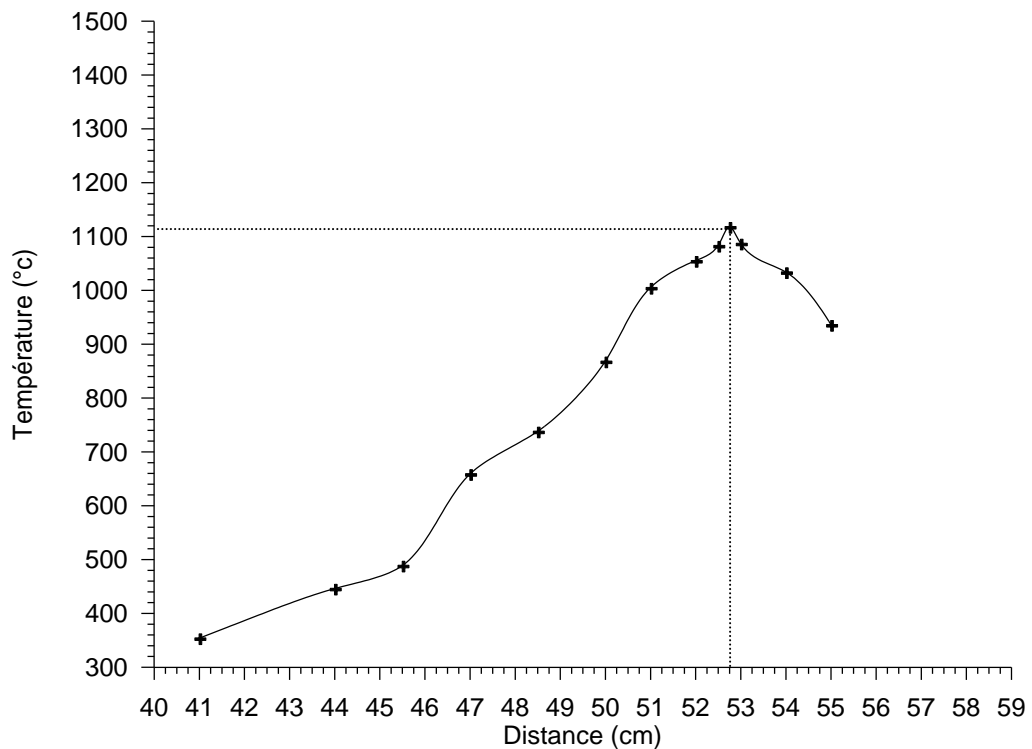


Fig.4.12 : Variation de la température du centre de l'absorbeur en fonction de la distance à la zone focale.

A travers l'allure de la figure (4.12), qui représente la variation de la température du centre du récepteur plat en fonction des distances, on peut déduire clairement que la distance focale réelle est de 52,75cm correspondant à une température maximale de l'ordre de 1118 °C.

La petite différence de 1mm entre la distance focale théorique figurant dans le tableau (3.2) et celle déterminée expérimentalement est insignifiante. Cette constatation explique le bon choix adopté dans le positionnement des 150 facettes

couvrant la surface réfléchive du concentrateur parabolique, ce qui réduit l'erreur de pente et par conséquent donne un taux de dispersion minimal.

4.7.3. Résultats de l'application du code SOLTRACE

Dans cette étude, le code a été utilisé afin de déterminer la distribution du flux solaire focalisé à différentes positions du récepteur le long de l'axe focal. Les paramètres de simulation introduits dans l'application, tiennent compte de l'ensemble des caractéristiques géométriques et optiques relatives au concentrateur ainsi qu'au récepteur utilisés dans l'expérimentation. Le type d'erreur adopté dans l'application est Gaussien avec une erreur de pente d'une valeur de 0.95mrad.

4.7.3.1. Distribution du flux

La figure (4.13) représente la variation du flux de chaleur moyen en fonction de la distance du récepteur par rapport au centre de base du concentrateur le long de l'axe focal. À travers l'allure de la figure, on constate que l'évolution du flux moyen passe par son maximum, à une distance de 52.75 cm par rapport au centre de base du concentrateur enregistrant une valeur de 175kW/m².

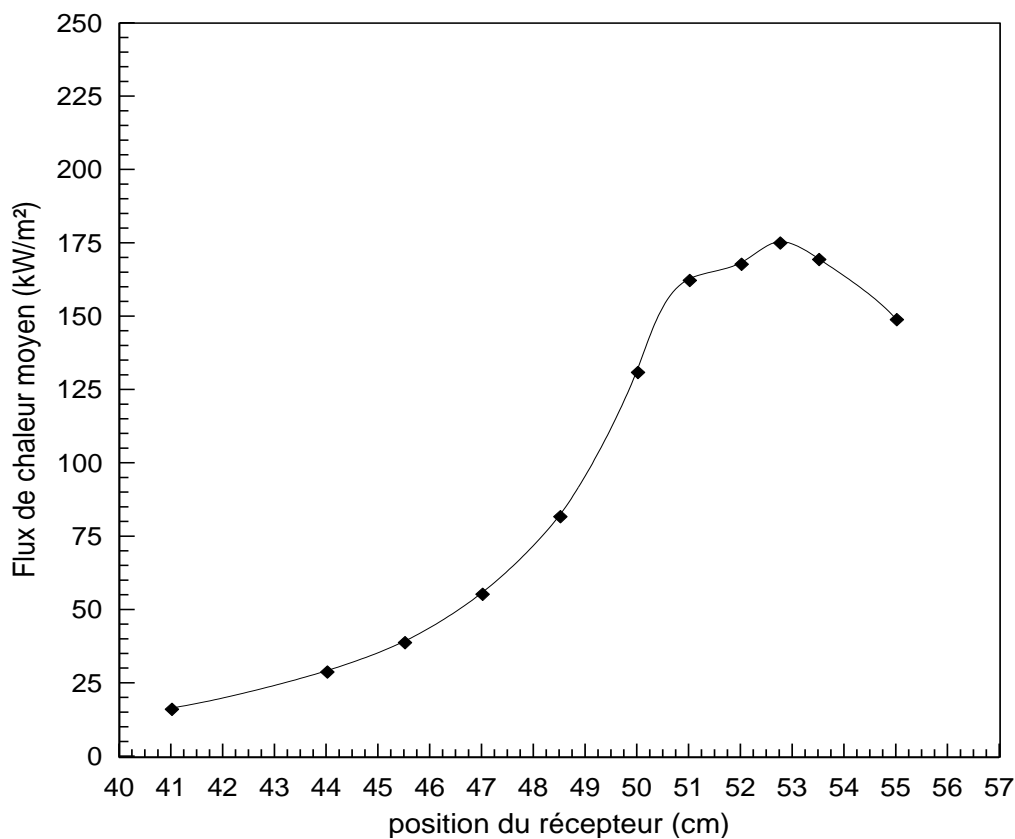


Fig. 4.13: Flux de chaleur moyen à différentes positions du récepteur.

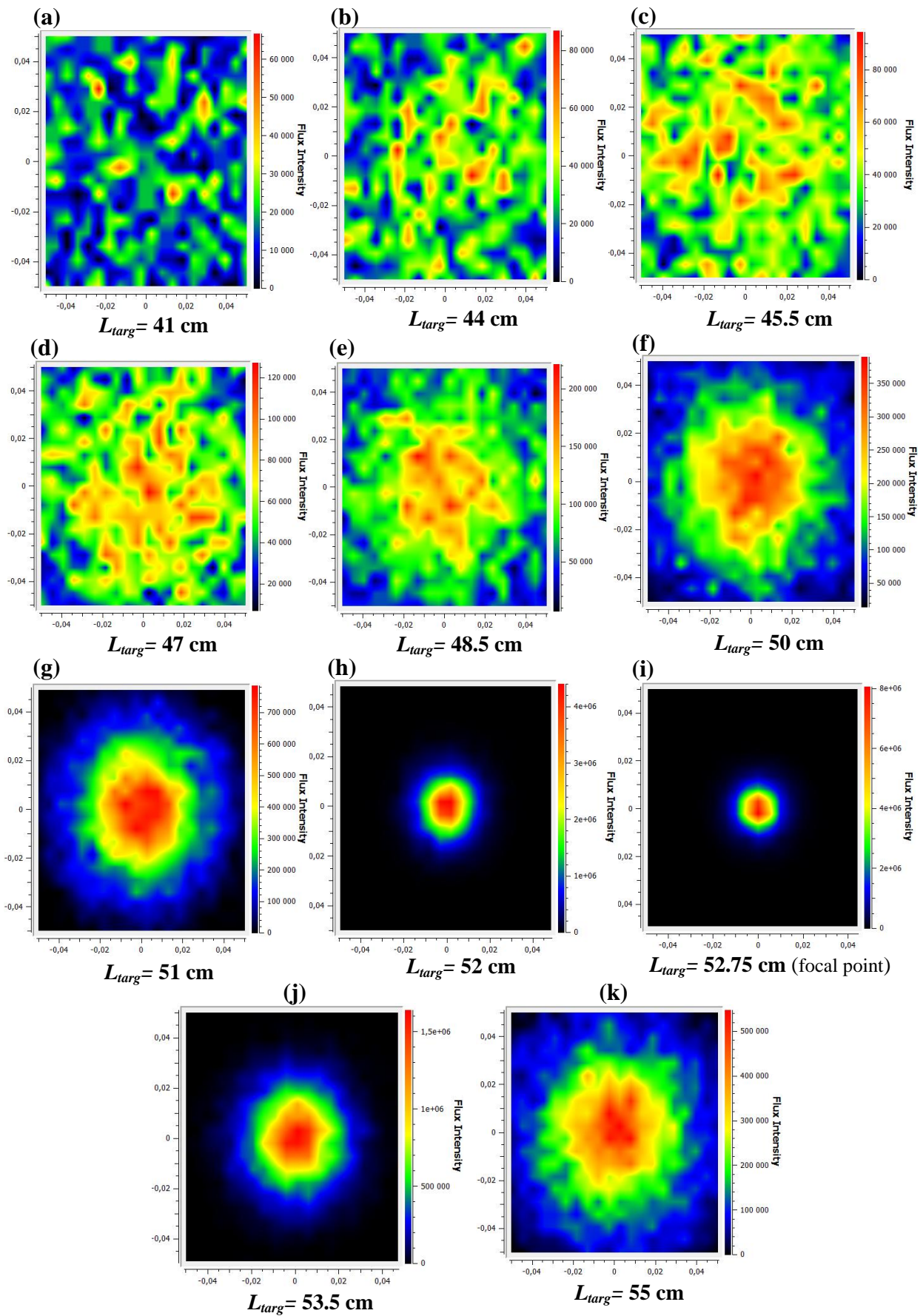


Fig. 4.14: Intensité du flux de chaleur (W/m²) calculée par le code Soltrace à différentes positions du récepteur.

Dans la figure (4.14), les distributions de l'intensité du flux de chaleur à chaque distance du récepteur sont représentées. Il s'avère clairement que l'intensité du flux grimpe graduellement jusqu'à un seuil de 8MW/m² indiqué dans la figure (4.14.i). Ce maximum atteint à une position donnée du récepteur, offre la possibilité de déterminer la distance focale du paraboloïde, qui vaut 52.75cm.

4.7.3.2. Température au centre récepteur

Les températures déterminées à travers l'approche thermique associée aux résultats affichés par le code Soltrace sont représentées sur la figure (4.15). Il est à noter que ces températures sont issues de l'application de l'équation (4.19). La température maximale enregistre une valeur de 1075°C, tandis que l'erreur standard avoisine 0.86 signifiant une bonne concordance entre les résultats expérimentaux et celles de l'approche analytique. Cette convergence devient très appréciable dans la fourchette des distances allant de 51 à 53cm.

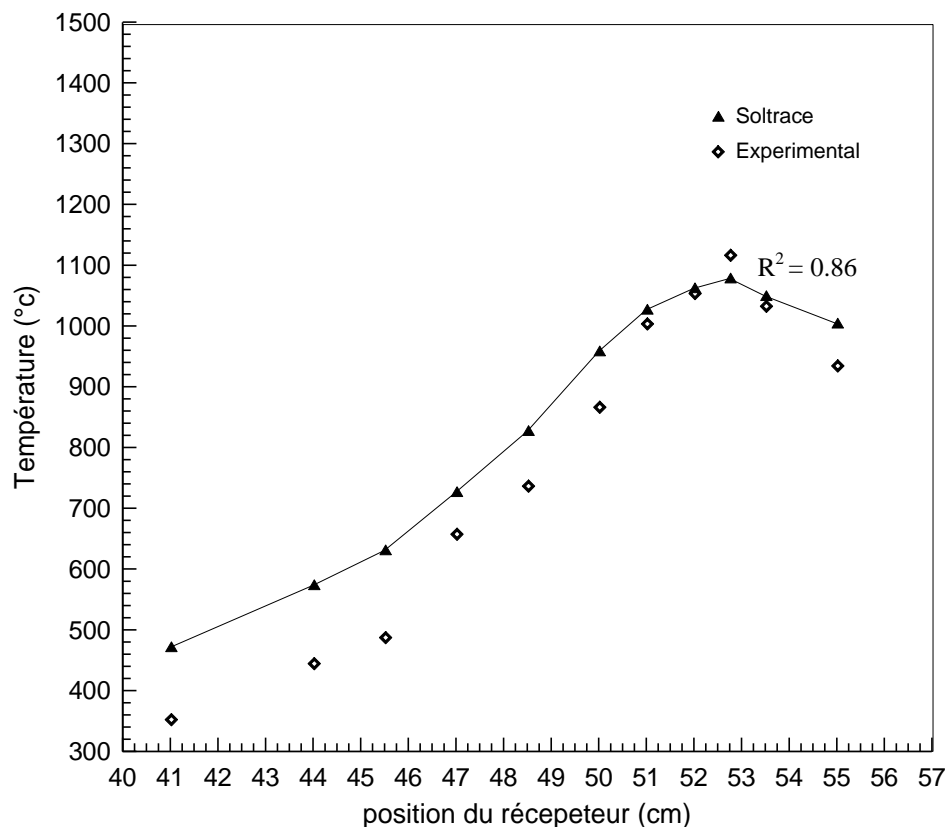


Fig.4.15: Températures prédites par l'approche thermique associée au code Soltrace et celles mesurées expérimentalement.

4.8. Conclusion

Dans cette partie de thèse, on a présenté une méthodologie expérimentale et analytique pour la caractérisation d'un concentrateur parabolique. Le choix approprié de la dimension des facettes d'aluminium ainsi que leur bonne adhérence avec la surface primaire du concentrateur, ont joué un rôle significatif dans la réduction de l'erreur de pente et par conséquent un meilleur facteur de concentration. Cette observation peut être expliquée par la valeur de la distance focale théorique qui est très proche de celle déterminée par l'expérimentation. L'analyse expérimentale indique que le flux moyen dans la zone focale est environ 1.21 MW/m^2 , alors que la puissance disponible dans cette même zone est 1.64 kilowatt sous une insolation normale directe de 956 W/m^2 .

Il convient de noter que la détermination de la distance focale par le biais du modèle analytique, demeure en bonne adéquation avec celle calculée expérimentalement. La température maximale de 1118°C atteinte à la zone focale, exige que les matériaux avec lesquels le récepteur est conçu doivent avoir un point de fusion élevé, afin d'éviter n'importe quelle déformation ou endommagement provoqués par une exploitation prolongée. Cette température maximale mesurée expérimentalement, est en bonne cohérence avec celle prédite par le modèle analytique développé.

Chapitre : 05

Conception et analyse thermique d'un récepteur à cavité cylindrique

5.1. Introduction

L'analyse thermique d'un récepteur solaire à cavité a pour but de déterminer son efficacité thermique. Cette dernière est définie comme étant le rapport entre l'énergie thermique utile générée par le récepteur et l'énergie solaire focalisé à l'intérieur de sa cavité. Du point de vue énergétique, il est très utile d'utiliser les récepteurs à cavité comme collecteurs d'énergie solaire à des températures supérieures à 400°C afin de minimiser les pertes de chaleur [51]. Alors, la quantification de ces pertes thermiques qui sont évacuées moyennant les trois modes de transfert (conduction, convection et rayonnement) est indispensable dans l'optique d'optimiser la conception d'un tel récepteur.

5.2. Bilan thermique du récepteur

en régime thermique établi, le bilan thermique au niveau du récepteur (Fig.5.1) est exprimé sous la forme suivante :

$$Q_{in} = Q_{conv} + Q_r + Q_z$$

5.1

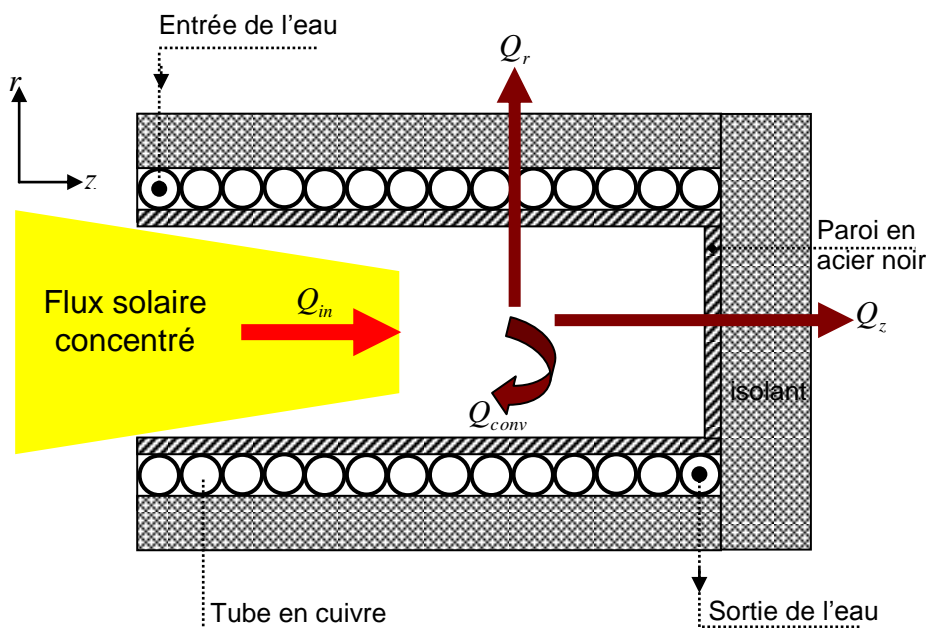


Figure.5.1 : Schéma descriptif du récepteur à cavité cylindrique

Dont ;

Q_{in} : Le flux solaire focalisé.

Q_{conv} : La perte de chaleur convective à travers la cavité du récepteur.

Q_r : Le flux radial échangé à travers la surface cylindrique du récepteur.

Q_z : Le flux transversal échangé à travers la base du récepteur.

5.2.1. Evaluation de la température de la paroi intérieure

Le flux solaire Q_{in} focalisé à l'intérieur de la cavité cylindrique est converti complètement à un flux radiatif entre l'ambiance intérieure et la surface noire de la cavité. Il est important de noter que l'émissivité effective ε_{eff} de la cavité tient compte de l'émissivité de la surface intérieure de la paroi ε_p , ainsi que du rapport entre la profondeur de la cavité L_{cav} et son diamètre d'ouverture D_{icav} . Cette émissivité est traduite par l'expression analytique suivante [16] ;

$$\varepsilon_{eff} = \left[\frac{(1 - \varepsilon_p) / \varepsilon_p}{1 + 4 \left(\frac{L_{cav}}{D_{icav}} \right)} + 1 \right]^{-1} \quad 5.2$$

Le bilan thermique à l'intérieur de la cavité s'écrit comme suit :

$$Q_{in} = \varepsilon_{eff} \sigma A_{icav} (T_{picav}^4 - T_{amb}^4) = \alpha E_s C A_{oc} \quad 5.3$$

Dont ;

A_{icav} : la surface intérieure de la cavité ; A_{oc} : la surface d'ouverture de la cavité.

α : la réflectivité du paraboloïde solaire ; C : coefficient de concentration solaire.

De l'équation (5.3), la température T_{picav} prend la forme suivante :

$$T_{picav} = \left[\alpha E_s C A_{oc} + \sigma \varepsilon_{eff} T_{amb}^4 \right]^{1/4} \quad 5.4$$

5.2.2. Perte de chaleur par convection à travers la cavité

La perte de chaleur par convection à travers la cavité d'un récepteur solaire est très difficile à quantifier à l'aide des développements thermiques classiques. Chose qu'a fait de l'expérimental une solution incontournable afin d'établir des corrélations empiriques capables de prédire cette perte thermique. Ces corrélations tiennent compte des différents paramètres qui affectent ce phénomène à savoir ; l'inclinaison de la cavité, la dimension de l'ouverture, la température moyenne de la cavité et d'autres paramètres relatifs à l'ambiance extérieure.

Stine et McDonald [49] ont proposés une corrélation empirique élargie pour la détermination du coefficient d'échange de chaleur par convection h_{cav} à l'intérieur d'une cavité cylindrique. Cette corrélation est exprimée comme suit :

$$Nu_{cav} = 0.088 Gr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{T_{picav}}{T_{amb}} \right)^{0.18} (\cos\varphi)^{2.47} \left(\frac{D_{icav}}{L_{cav}} \right)^s \quad 5.5$$

$$0^\circ \leq \varphi \leq 90^\circ$$

Dont ;

$$Nu_{cav} = \frac{h_{cav} D_{icav}}{K_{air}} \quad 5.6$$

$$s = 1.12 - 0.98 \left(\frac{D_{icav}}{L_{cav}} \right) \quad 5.7$$

$$Gr = \frac{L_{cav}^3 g \beta (T_{picav} - T_{amb})}{\nu_{air}^2} \quad 5.8$$

$$\beta = \frac{1}{T_{amb}} \quad 5.9$$

Les propriétés thermo-physiques intervenant dans l'équation (5.5) sont calculées à la température ambiante.

L_{cav} : Profondeur de la cavité cylindrique.

D_{icav} : Diamètre intérieur de la cavité.

T_{picav} et T_{amb} : sont respectivement, la température de la paroi intérieure de la cavité et la température de l'ambiance extérieure en [K].

A travers les relations précédentes, l'évaluation de la perte de chaleur par convection à travers la cavité du récepteur peut être déterminée, elle est donnée par l'expression suivante :

$$Q_{conv} = h_{cav} A_{icav} (T_{picav} - T_{amb}) = \frac{T_{picav} - T_{amb}}{R_{cav}} \quad 5.10$$

$$R_{cav} = \frac{1}{h_{cav} A_{icav}} \quad 5.11$$

Dont ;

$A_{icav} = A_{pcavb} + A_{pcavr}$: Surface intérieure de la cavité.

R_{cav} : Résistance thermique convective.

5.2.3. Perte de chaleur à travers les parois du récepteur

Les parois formant la géométrie du récepteur sont ; latérales cylindriques (surface cylindrique) et circonférentielles (surface de base). Le flux thermique qui traverse les différentes épaisseurs des matériaux constituant le récepteur est fonction de leurs résistances thermiques conductives.

5.2.3.1. Perte de chaleur à travers la surface de base

A travers la surface de base telle que schématisé sur la figure (5.2), le flux thermique Q_z traverse la résistance thermique R_{pcav} de la paroi en acier noir constituant la forme cylindrique de la cavité, puis la résistance thermique de l'isolant R_{isolb} avant qu'il soit cédé à l'air ambiant en traversant la résistance thermique de l'ambiance extérieure R_{extb} . Le flux Q_z est exprimé en fonction du coefficient global d'échange de chaleur transversale U_z rapporté à la surface A_{pcav} de la paroi de la cavité comme suit :

$$Q_z = U_z A_{pcavb} (T_{picav} - T_{amb}) \quad 5.12$$

Dont ;

$$U_z = \frac{1}{\frac{e_{pcav}}{K_{pcav}} + \frac{A_{pcavb} e_{isolb}}{A_{isolb} K_{isol}} + \frac{A_{pcavb}}{A_{isolb} h_{extb}}} \quad 5.13$$

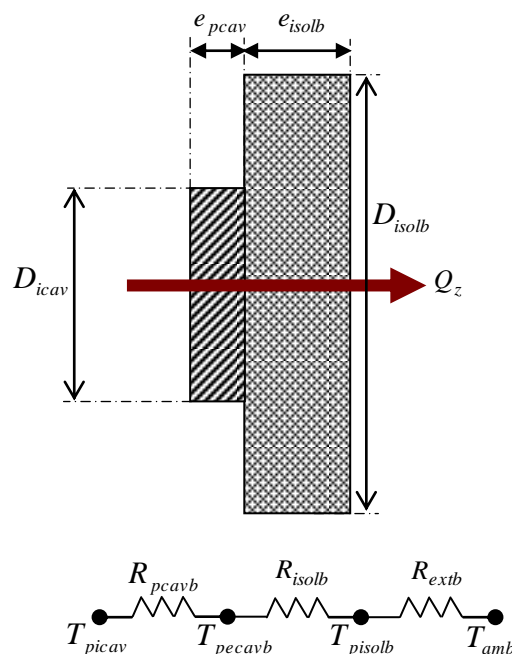


Figure.5.2 : représentation des résistances thermiques de la base du récepteur

L'échange de chaleur entre la surface extérieure de l'isolant et l'atmosphère se fait par convection et par rayonnement. Alors le coefficient d'échange h_{extb} n'est que la somme des deux coefficients d'échange convectif h_{extb}^{cv} et radiatif h_{extb}^{ra} .

A/ Coefficient d'échange de chaleur par convection h_{extb}^{cv} :

Dans les surfaces isothermes refroidies de leurs côtés supérieurs Fuji et Imura [52], proposent les deux corrélations suivantes pour la détermination du coefficient d'échange de chaleur par convection.

$$Nu = 0.13(GrPr)^{1/3} \quad \text{pour } GrPr > 5 \times 10^8 \quad 5.14$$

$$Nu = 0.16(GrPr)^{1/3} \quad \text{pour } GrPr < 2 \times 10^8 \quad 5.15$$

Dont ;

$$Nu = \frac{h_{extb}^{cv} D_{isolb}}{K_{air}} \quad 5.16$$

$$Gr = \frac{D_{isolb}^3 g \beta (T_{pisolb} - T_{amb})}{\nu_{air}^2} \quad 5.17$$

$$Pr = \left(\frac{\mu \times C_p}{K} \right)_{air} \quad 5.18$$

Les propriétés thermo- physiques de l'air sont calculées à la température moyenne entre celle de l'ambiance et celle de la paroi extérieure de l'isolant.

B/ Coefficient d'échange de chaleur par rayonnement : h_{extb}^{ra}

Le coefficient de transfert de chaleur par rayonnement à travers la surface de base du récepteur est déterminé à l'aide de la loi de Stefan-Boltzmann, qui exprime le flux thermique rayonné d'une surface ayant une température donnée, vers un milieu ayant une température différente à celle de la surface rayonnante. Ceci permet d'écrire :

$$Q_{ra} = \sigma \varepsilon_{isol} A_{isolb} (T_{isolb}^4 - T_{amb}^4) = h_{extb}^{ra} A_{isolb} (T_{isolb} - T_{amb})$$

D'où ;

$$h_{extb}^{ra} = \frac{\sigma \varepsilon_{isol} (T_{isolb}^4 - T_{amb}^4)}{T_{isolb} - T_{amb}} \quad 5.19$$

ε_{isol} : Émissivité de l'isolant

σ : Coefficient de Stefan-Boltzmann ($5.6 \times 10^{-8} W / m^2 K$)

5.2.3.2. Perte de chaleur à travers la surface latérale du récepteur

L'évaluation du flux de chaleur radial Q_r écoulé à travers les parois latérales du récepteur est de grande importance du point de vue énergétique. Ceci s'explique par le fait qu'une portion de cette quantité de chaleur est absorbée par l'eau circulant à l'intérieur de l'absorbeur à tube. Ce ratio énergétique récupéré par l'absorbeur représente la quantité de chaleur utile Q_u produite par le récepteur solaire. Alors, l'efficacité thermique d'un tel récepteur est intimement liée à la grandeur de l'énergie utile par rapport à l'énergie thermique disponible au niveau de sa cavité cylindrique. De ce fait, on a intérêt à augmenter le taux d'absorption thermique de l'absorbeur et de minimiser les pertes de chaleur vers l'ambiance extérieure.

Le flux thermique transmis à travers la surface cylindrique du récepteur est traduit par la relation suivante :

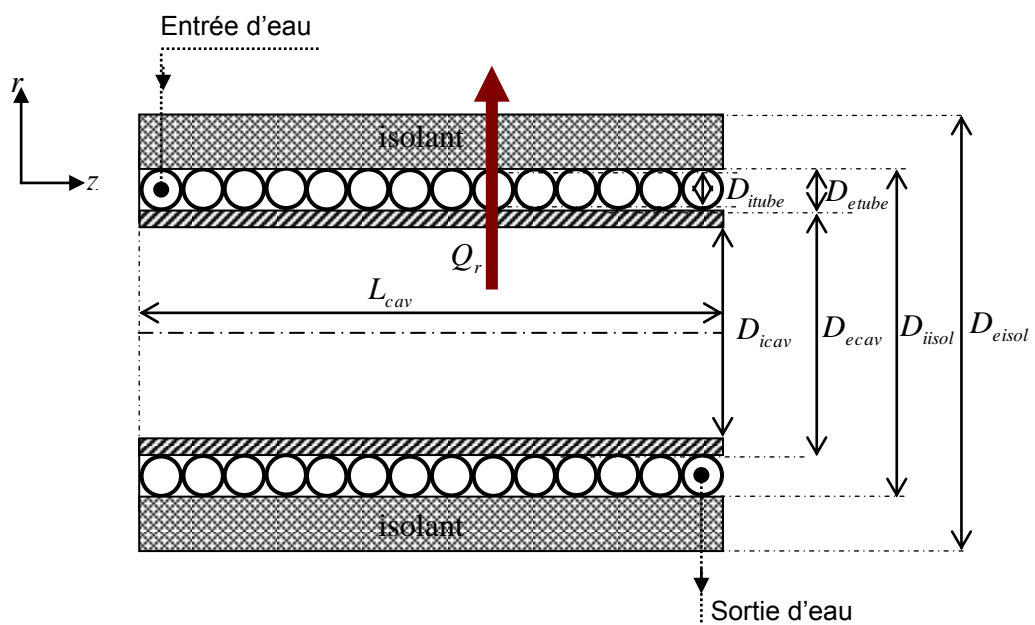
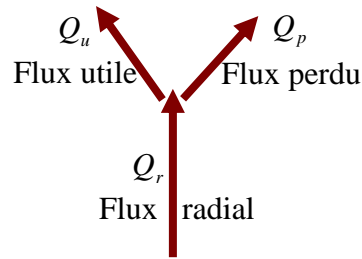


Figure.5.3 : représentation dimensionnelle de la partie cylindrique du récepteur

$$Q_r = Q_u + Q_p = \dot{m}_{eau} (C_p)_{eau} (T_{sort} - T_{entr}) + U_r A_{eisol} (T_{picav} - T_{amb}) \quad 5.20$$



U_r est le coefficient global d'échange radial rapporté à la surface extérieure du récepteur A_{eisol} . Il est déterminé en fonction des différentes résistances thermiques de la partie cylindrique du récepteur représenté sur la figure 5.4.

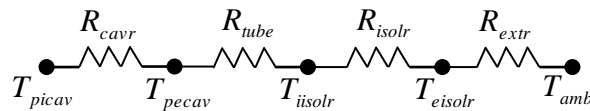


Figure.5.4 : Résistances thermiques de la partie cylindrique du récepteur

Le flux thermique Q_p qui représente la perte thermique radiale est exprimé par la relation suivante :

$$Q_p = \frac{T_{picav} - T_{amb}}{R_{cavr} + R_{tube} + R_{isolr} + R_{extr}} \quad 5.21$$

$$R_{cavr} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ecav}}{D_{icav}}\right)}{2\pi K_{pcav} L_{cav}} ; \quad R_{tube} = \frac{\ln\left(\frac{D_{etube}}{D_{itube}}\right)}{2\pi K_{tube} L_{tube}} \quad \text{dont } L_{tube} = \pi \left(\frac{D_{iisol}}{D_{etube}}\right) L_{cav}$$

$$R_{isolr} = \frac{\ln\left(\frac{D_{eisol}}{D_{iisol}}\right)}{2\pi K_{isol} L_{cav}} ; \quad R_{extr} = \frac{1}{\pi D_{eisol} L_{cav} h_{extr}}$$

Le coefficient global d'échange de chaleur radial U_r peut être calculé par rapport à n'importe quelle surface, cependant sa valeur numérique dépendra de la surface choisie. Aussi, l'aire généralement adoptée est relative au diamètre extérieur du récepteur le plus facile à mesurer.

Par comparaison des deux équations (5.20) et (5.21), le coefficient d'échange de chaleur U_r devient :

$$U_r = \frac{1}{\frac{D_{eisol} \ln\left(\frac{D_{ecav}}{D_{icav}}\right)}{2K_{pcav}} + \frac{D_{eisol} \ln\left(\frac{D_{etube}}{D_{itube}}\right)}{2K_{tube}} \left(\frac{L_{cav}}{L_{tube}}\right) + \frac{D_{eisol} \ln\left(\frac{D_{eisol}}{D_{iisol}}\right)}{2K_{isol}} + \frac{1}{h_{extr}}} \quad 5.22$$

L'évaluation de U_r repose sur la détermination du coefficient d'échange thermique h_{extr} reliant les coefficients d'échange convectif h_{extr}^{cv} et radiatif h_{extr}^{ra} déterminés ci-dessous.

A/ Coefficient d'échange de chaleur par convection h_{extr}^{cv}

Le coefficient de chaleur par convection entre la surface extérieure du récepteur et l'air libre (atmosphère) h_{extr}^{cv} est déterminé par l'application de la corrélation empirique développé par Churchill et Chu [53]. Cette corrélation estime le nombre de Nusselt sans tenir compte de la vitesse du vent en la supposant nulle.

$$Nu = \left[0.60 + \frac{0.387Ra^{1/6}}{\left(1 + (0.559/Pr)^{9/16}\right)^{8/27}} \right]^2 \quad 5.23$$

$$10^5 < Ra < 10^{12}$$

$$Nu = \frac{h_{extr}^{cv} D_{eisol}}{K_{air}} \quad 5.24$$

$$Ra = \frac{g\beta(T_{eisolr} - T_{amb})D_{eisol}^3 Pr_{air}}{v_{air}^2} \quad 5.25$$

Ra : est le nombre de Rayleigh évalué à la surface extérieur du récepteur.

B/ Coefficient d'échange de chaleur par rayonnement h_{extr}^{ra}

L'échange de chaleur par rayonnement entre la surface extérieure radiale du récepteur et l'ambiance extérieure est évalué en calculant le coefficient d'échange h_{extr}^{ra} qui prend la forme suivante :

$$h_{extr}^{ra} = \frac{\sigma \varepsilon_{isol} (T_{isolr}^4 - T_{amb}^4)}{T_{isolr} - T_{amb}} \quad 5.26$$

5.3. Flux de chaleur utile et efficacité du récepteur

L'efficacité d'un récepteur solaire à cavité est définie comme étant le rapport entre le flux de chaleur utile Q_u (absorbé par le fluide en circulation) et le flux thermique Q_{in} focalisé à l'intérieur de la cavité [51].

Si on introduit les équations (5.10), (5.12), (5.20) dans (5.1) ; on obtient l'expression du flux thermique utile Q_u comme suit :

$$Q_u = Q_{in} - (U_r A_{isol} + U_Z A_{pcavb} + h_{cav} A_{icav}) (T_{picav} - T_{amb}) \quad 5.27$$

La température de sortie T_{sort} de l'eau peut être déterminée en introduisant l'expression de Q_u issue de la relation (5.20) et l'expression de Q_{in} issue de la relation (5.3) dans (5.27). Il en résulte que :

$$T_{sort} = T_{entr} + \frac{1}{\dot{m}_{eau} (C_p)_{eau}} \left[\alpha E_s C A_{oc} - (U_r A_{isol} + U_Z A_{pcavb} + h_{cav} A_{icav}) (T_{picav} - T_{amb}) \right] \quad 5.28$$

L'efficacité du récepteur est obtenue en divisant la relation (5.27) par Q_{in} , ce qui donne :

$$\eta_{re} = 1 - \frac{(U_r A_{isol} + U_Z A_{pcavb} + h_{cav} A_{icav}) (T_{picav} - T_{amb})}{\alpha E_s A_o} \quad 5.29$$

5.4. Mise au point d'un récepteur à cavité cylindrique

Le récepteur à cavité conçu dans cette étude est de forme cylindrique. Il est formé d'un tube de cuivre d'un diamètre intérieur de 7mm et une épaisseur de 1mm, enroulé hélicoïdalement le long de la surface extérieure de la cavité cylindrique, induisant 19 spires comme indiqué sur la figure (5.5).

La cavité cylindrique du récepteur est réalisée en tôle d'acier noir d'une épaisseur de 1.5 mm dont la température de fusion est de l'ordre de 1450°C. La profondeur de la cavité étant de 20 cm et son diamètre d'ouverture est de 10 cm.



Fig.5.5 : Vue représentative des enroulements en tube de cuivre posés sur la cavité cylindrique.

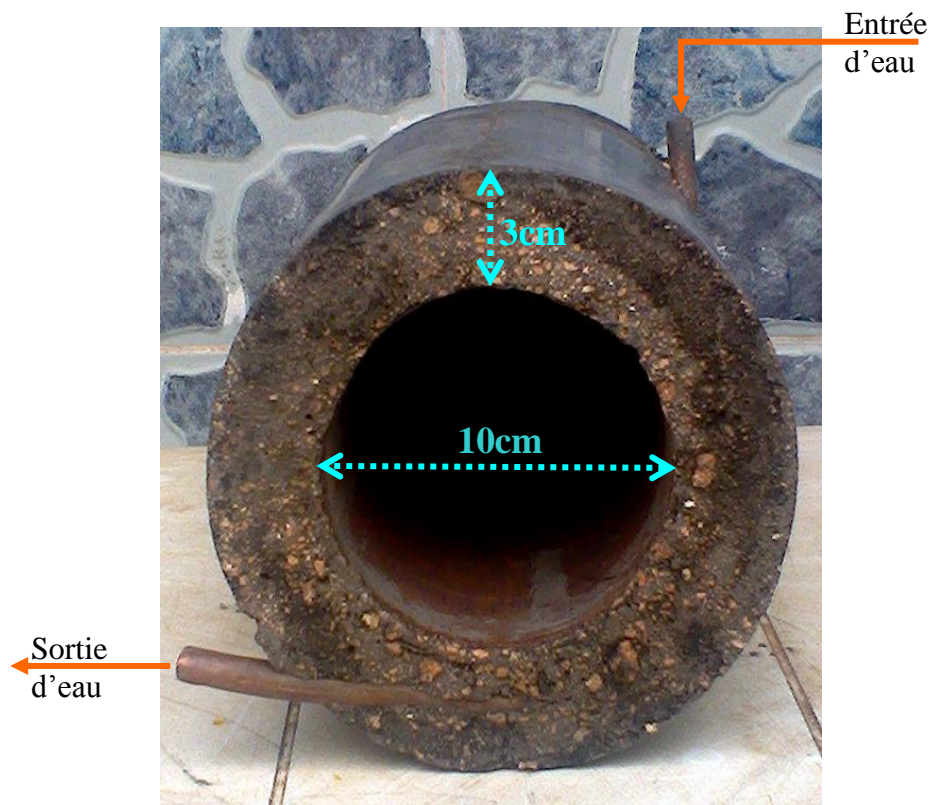


Fig.5.6 : Image du récepteur après son isolation thermique

L'isolation des enroulements est réalisée à l'aide d'un mélange de céramique et un ciment réfractaire possédant une caractéristique d'isolation thermique très acceptable. Ce mélange peut résister à des hautes températures de l'ordre de 600°C. L'épaisseur d'isolation de la partie cylindrique de la cavité est de 2 cm tandis que celle de la base est de 4 cm (figure.5.6).

5.4.1. Procédure d'expérimentation

Le récepteur réalisé a fait l'objet de tests expérimentaux visant à déterminer son efficacité thermique. La procédure expérimentale adoptée consiste à positionner le récepteur exactement dans la zone focale du concentrateur parabolique. De plus, l'ouverture de sa cavité cylindrique est orientée vers le bas coaxialement avec l'axe focal du paraboloïde solaire. Il est à signaler que pour assurer une bonne collecte du flux incident, on doit placer l'ouverture de la cavité à une distance de 4 à 5 cm avant le point focal afin que la tâche solaire soit complètement à l'intérieur de la cavité.

Le déroulement d'un essai expérimental passe en premier lieu par l'orientation et le positionnement du dish solaire, à un angle de 36° correspondant à la latitude du site d'expérimentation situé à Khemis Miliiana, en s'assurant que la poursuite solaire s'effectue de manière rationnelle.

La deuxième étape consiste à faire circuler un débit d'eau constant dans le récepteur à travers le tube de cuivre enroulé. Au cours de cette étape une prise des températures d'entrée et sortie d'eau est effectuée à l'aide des thermocouples de type K reliés à un enregistreur digital. De plus, il est utile de noter que le flux solaire incident est mesuré par un pyranomètre de type CMP11.

La lecture des données affichés par l'enregistreur permet d'une part ; l'évaluation du flux de chaleur utile en fonction de différents débits, ce qui permet de calculer l'efficacité du récepteur. D'autre part ; la détermination de la constante de temps caractérisé par la durée de transfert nécessaire pour atteindre un régime thermique établi. Ce dernier est traduit par une constance de la température de sortie d'eau. La connaissance de la constante de temps d'un récepteur solaire est d'une grande importance du point de vue énergétique, car il reflète le temps écoulé pour un maximum de transfert thermique. Alors, plus la constante de temps est faible plus l'efficacité thermique est importante.

5.5. Résultats et interprétations :

5.5.1. Résultats de l'analyse thermique :

L'analyse thermique présentée dans la première partie de ce chapitre a été mise sous forme d'un programme de calcul élaboré en Matlab. L'algorithme de ce dernier affiche une structure de calcul basée sur l'ensemble des relations et développements empiriques et analytiques suscités. Le programme débute par un fichier de données dans lequel, toutes les propriétés et dimensions relatives au récepteur à cavité sont déclarées. Ces dernières sont exploitées dans le bloc de calcul établi en forme pas à pas, afin d'afficher les résultats de calcul dans un fichier résultats.

5.5.1.1. Effet de l'irradiation solaire

🚦 Influence sur la température de la paroi intérieure de la cavité

La figure (5.7) représente la variation de la température de la paroi intérieure de la cavité en fonction de l'irradiation solaire sous différentes concentration solaires.

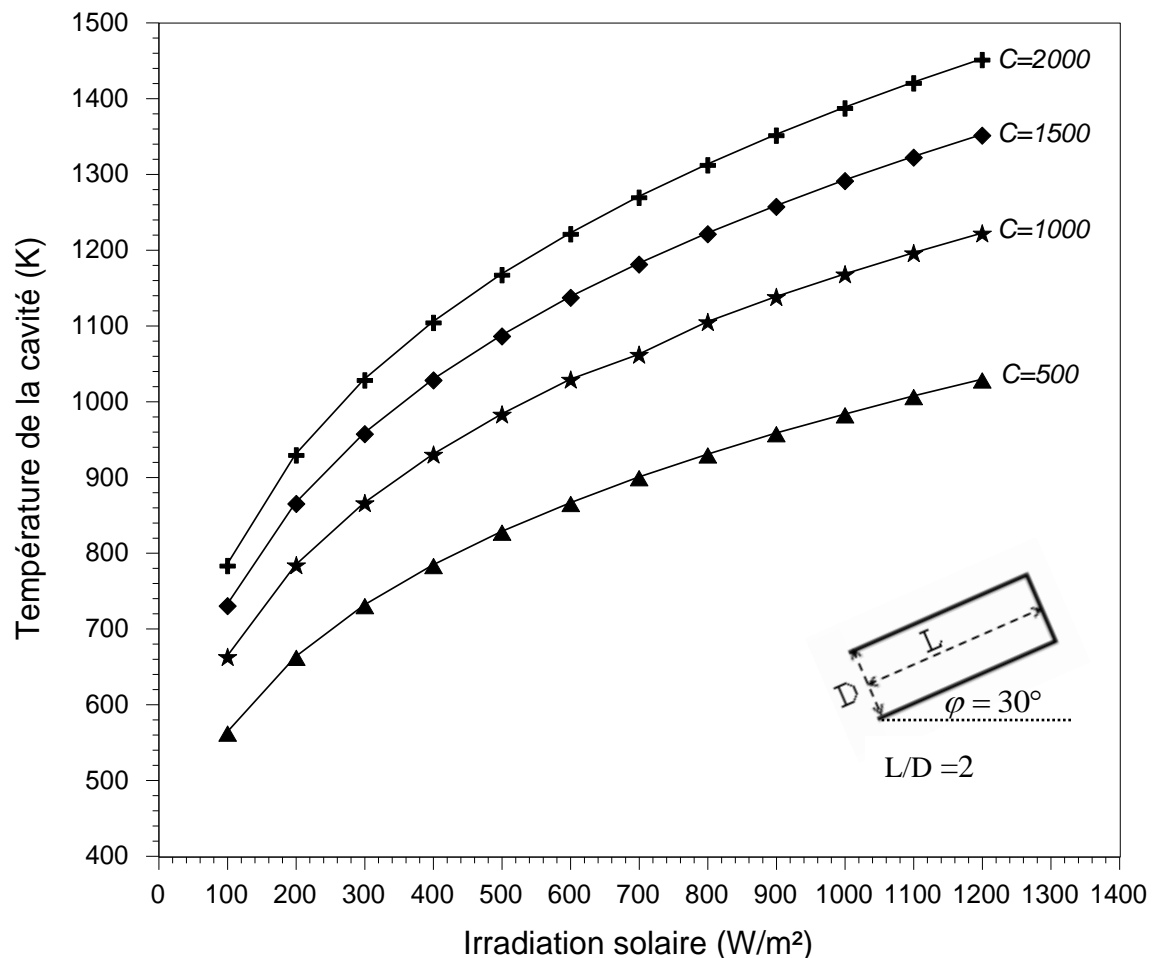


Fig.5.7 : Variation de la température de la cavité en fonction de l'irradiation solaire.

A travers l'allure de la figure (5.7), il apparait clairement que la température de la paroi intérieure augmente avec l'élévation de l'irradiation solaire sous une concentration donnée. Pour une concentration de 1000 appliquée dans l'intervalle d'irradiation allant de 100 à 1200 W/m², la température passe d'une valeur de 662K à 1221K enregistrant un taux d'élévation de l'ordre de 0.50K/(W/m²). Dans le cas où la concentration varie de 500 à 2000 sous une irradiation constante de 800 W/m², la température de la paroi passe de 929K à 1312K engendrant une hausse de l'ordre de 0.25 K/Concentration. Alors, à partir des deux taux d'élévation calculés, on constate que l'effet de l'irradiation sur la température de la cavité est dominant par rapport à l'effet de la concentration.

🚦 Influence sur le rendement thermique du récepteur

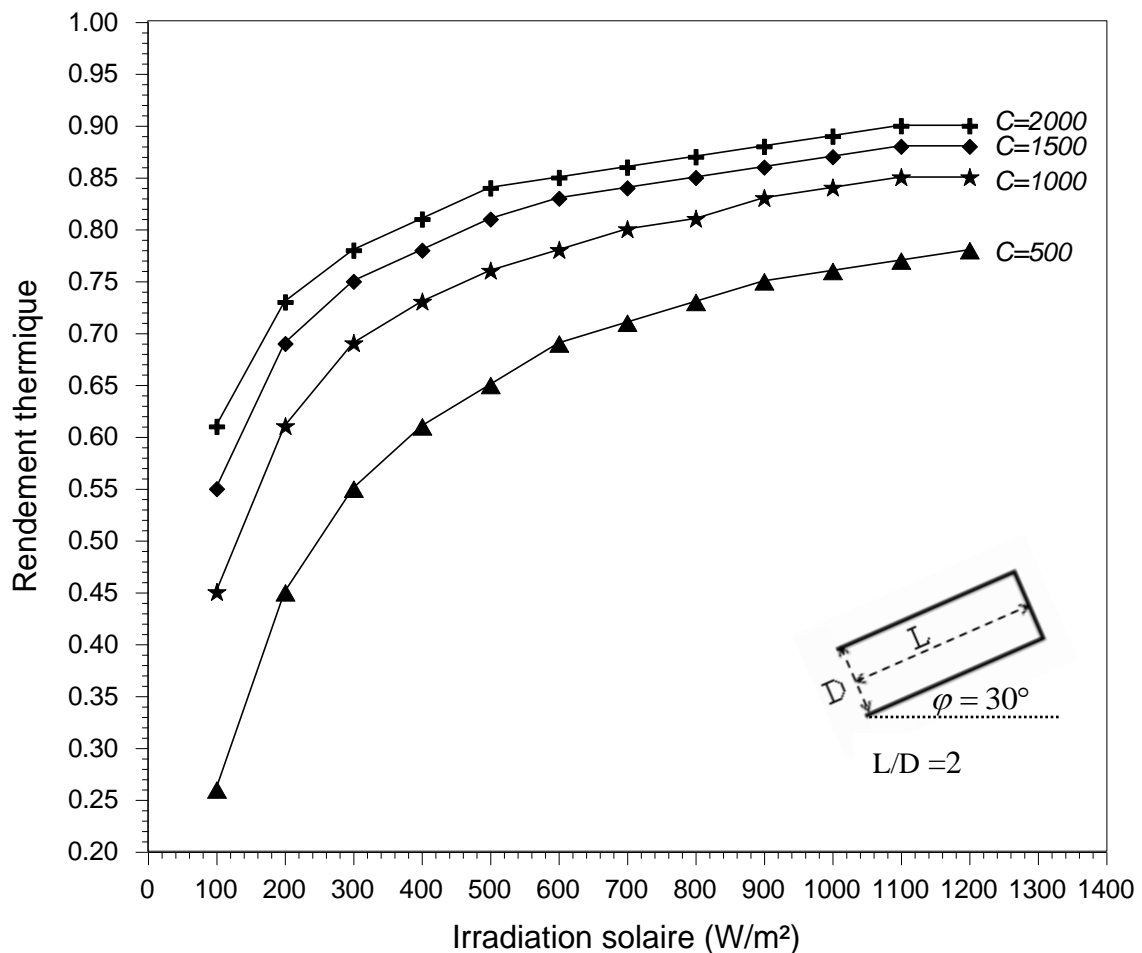


Fig.5.8 : influence de l'irradiation solaire sur le rendement thermique du récepteur à cavité.

La figure (5.8) traduit la variation du rendement thermique en fonction de l'irradiation solaire sous différentes concentrations. L'allure des graphes montre que le rendement thermique augmente avec l'augmentation de l'intensité de l'irradiation solaire pour toutes les concentrations appliquées. Il est à noter que cette variation passe par deux zones distinctes pour toutes les concentrations; la première est celle comprise entre 100 et 500W/m², caractérisée par un développement rapide du rendement thermique en enregistrant un passage de 46% à 76% soit une hausse de 30% et ce pour une concentration de 1000.

La seconde zone comprise entre 500 et 1200 W/m² est caractérisée par un développement ralenti du rendement thermique, dans laquelle on enregistre un passage de 76% à 85% soit une différence de 9%. La deuxième remarque à tirer de cette figure est relative à la variation du rendement thermique en fonction de la concentration pour une irradiation solaire fixe. On remarque que pour des irradiances inférieures à 500W/m² le rendement thermique est sensiblement affecté par l'augmentation de la concentration, tandis que pour des irradiances supérieures à 500W/m² le rendement devient de plus en plus moins affecté par l'augmentation de la concentration.

5.5.1.2. Effet du rapport L/D

🔗 Influence sur le coefficient d'échange par convection

L'étude de l'influence du rapport L/D (profondeur de la cavité sur son diamètre d'ouverture) sur le coefficient d'échange par convection à l'intérieur de la cavité est de grande importance car; la détermination du rapport correspondant au coefficient d'échange optimal, représente l'un des paramètres qui entrent dans l'optimisation du design d'un récepteur à cavité cylindrique.

La figure (5.9) illustre la variation du coefficient d'échange par convection en fonction du rapport L/D pour différentes températures de la cavité et sous un angle d'inclinaison de 30°..

La visualisation des graphes de la figure (5.9) montre que le coefficient d'échange varie avec le rapport L/D différemment dans les deux fourchettes suivantes ;

❖ $0.25 \leq L/D \leq 2$

Dans cette zone, le coefficient d'échange affiche une augmentation rapide passant d'une valeur de $0.04 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ à $L/D=0.25$ enregistrée pour toutes les températures à une valeur maximale de $11.28 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ atteinte à $L/D=2$ soit une hausse de $11.24 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ pour une température de la cavité de 1000 K . De même pour les autres températures, la valeur maximale est enregistrée au même rapport de 2. Il est à noter que si on double la température de la cavité de 600 K à 1200 K , le coefficient passe de 8.81 à $12.33 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

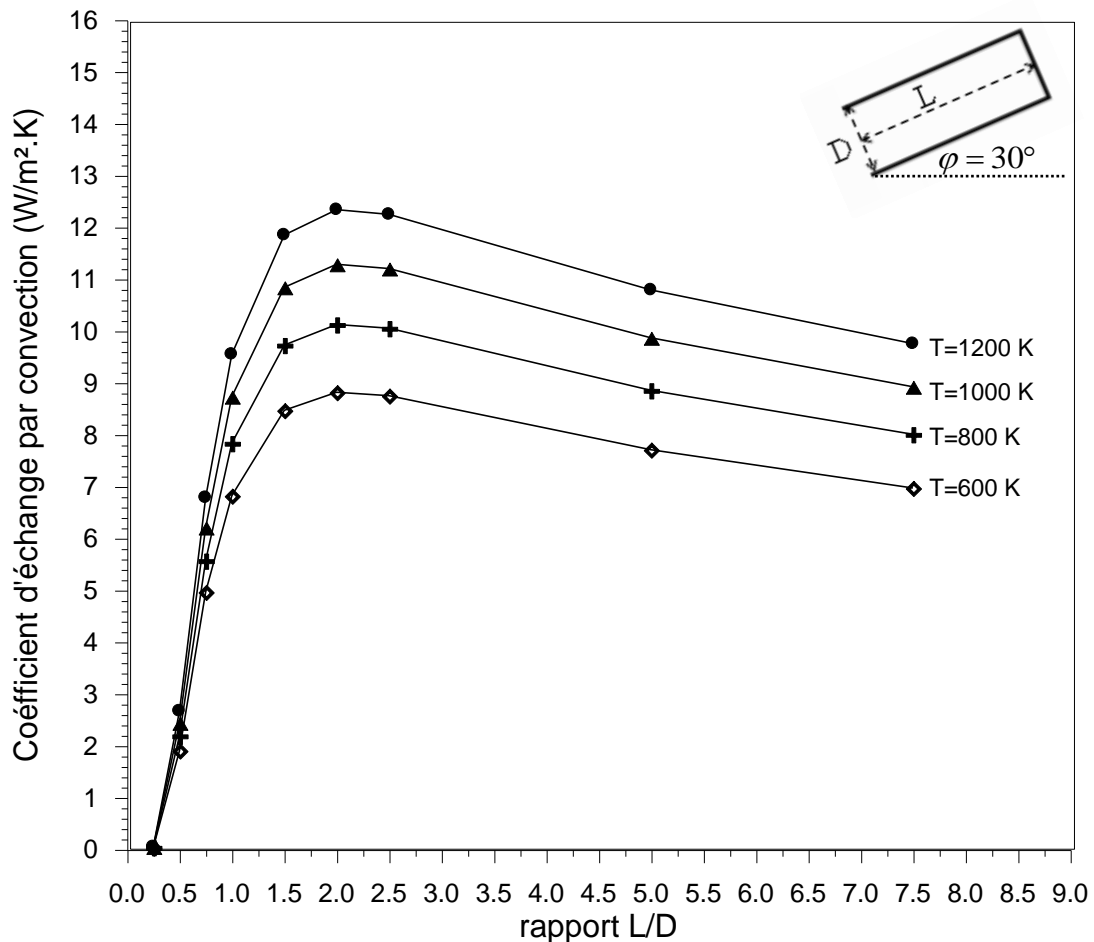


Fig.5.9 : variation du coefficient d'échange par convection en fonction du rapport L/D sous différentes température de la cavité.

❖ $2 \leq L/D \leq 7.5$

Dans cette fourchette des rapports L/D, on remarque que coefficient d'échange par convection diminue avec l'augmentation du rapport. Cette diminution présente un taux de décroissance de 21% traduit par un passage d'une valeur de $11.28 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ à

8.92W/m².K pour une température de 1000K. De plus, il est à noter que ce taux de décroissance prend la même valeur (21%) pour les autres températures de la cavité.

🚦 Influence sur le rendement thermique

L'étude de l'effet du rapport L/D sur le rendement thermique du récepteur à cavité a été faite sous trois différents angles d'inclinaison (30°,45°,60°) pour une concentration variant de 500 à 2000.

Les figures (5.10), (5.11) et (5.12) montrent que le rendement thermique du récepteur décroît avec l'augmentation du rapport L/D et ce pour les différents angles d'inclinaison du récepteur.

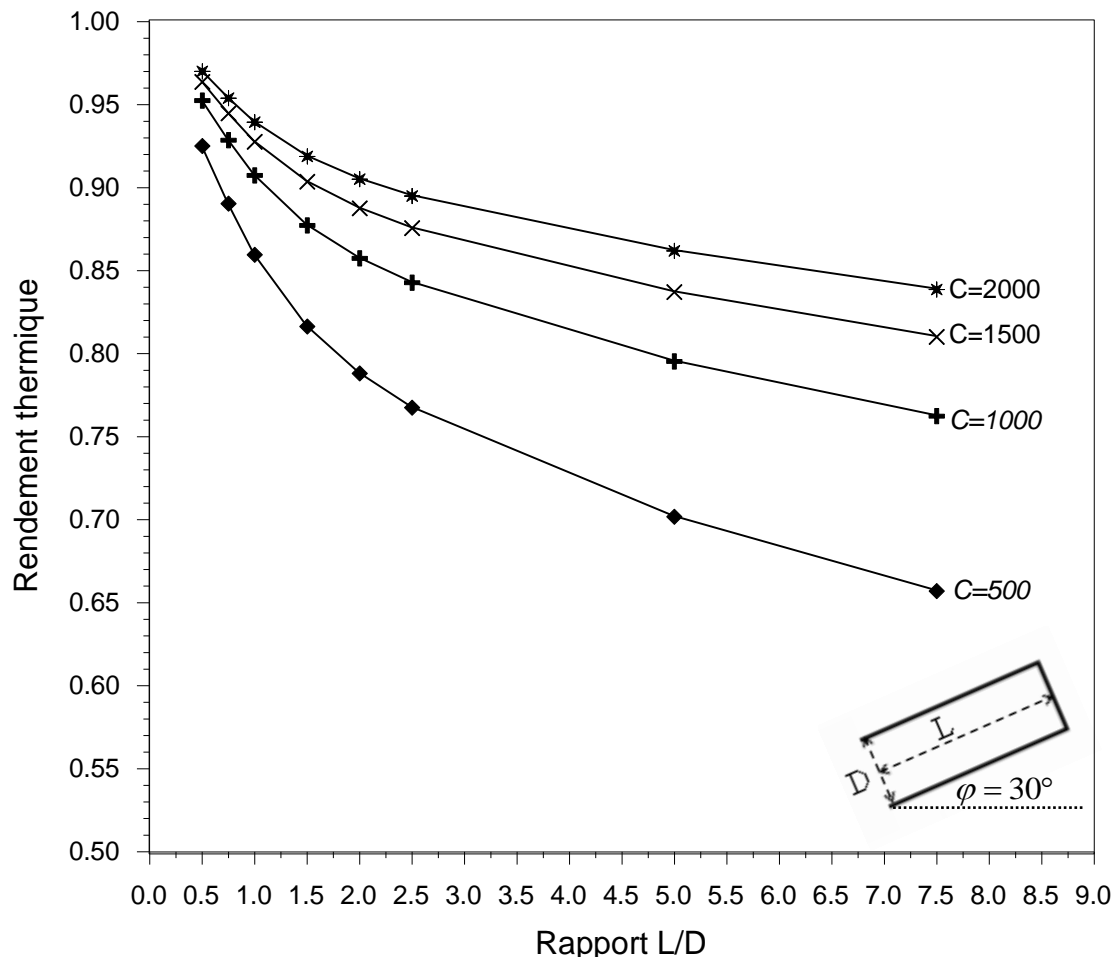


Fig.5.10 : Effet de la variation du rapport L/D sur le rendement thermique du récepteur sous un angle d'inclinaison $\varphi = 30^\circ$.

Pour un angle d'inclinaison donné, il est constaté que le rendement thermique est sensiblement affecté par la concentration solaire. On note qu'un passage de la concentration d'une valeur de 500 à 1500 sous un angle de 30° et pour un rapport

de 2, engendre une élévation du rendement de l'ordre de 10%. Cette élévation prend une allure croissante avec l'augmentation du rapport L/D jusqu'à un taux de 16% enregistré sous un rapport de 7,5.

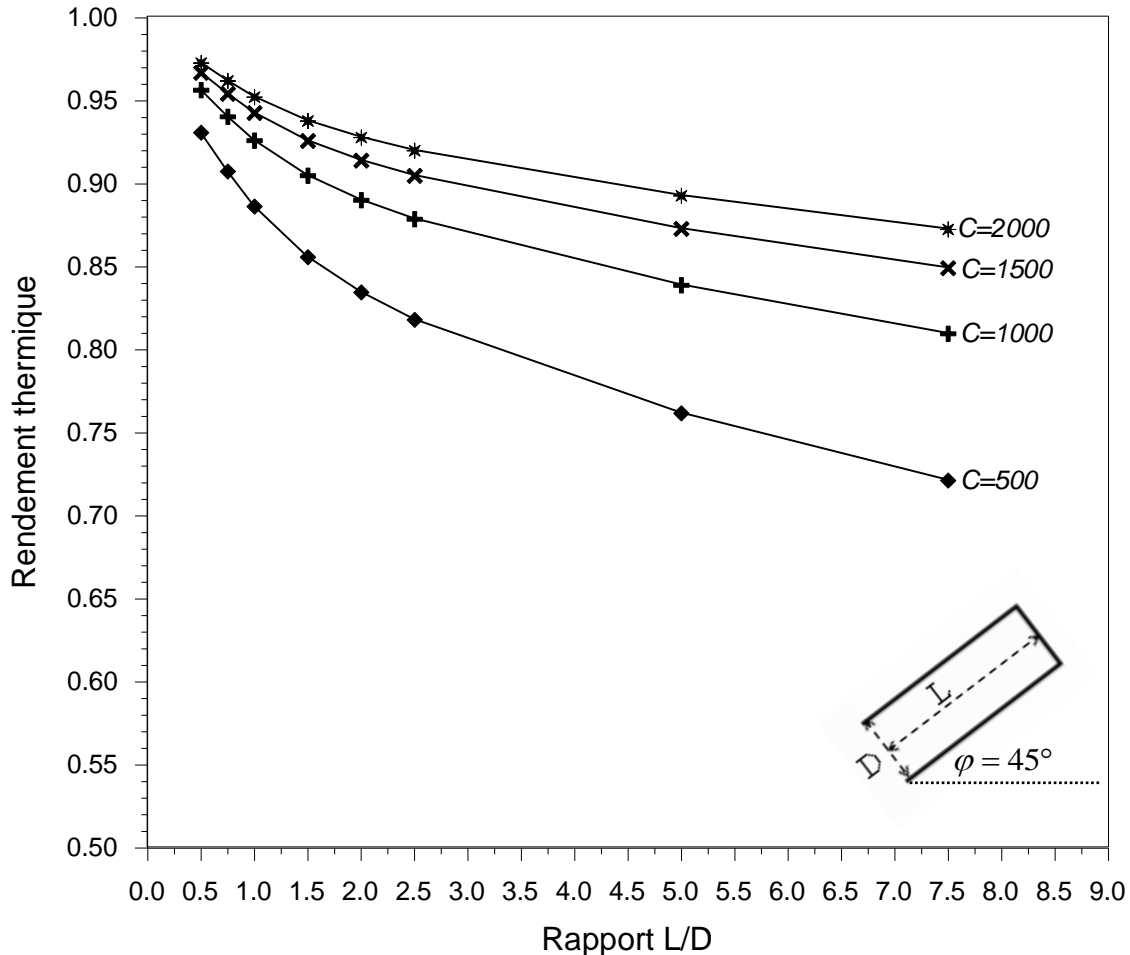


Fig.5.11 : Effet de la variation du rapport L/D sur le rendement thermique du récepteur sous un angle d'inclinaison $\varphi = 45^\circ$.

Si l'angle d'inclinaison augmente, il apparaît clairement que le rendement thermique du récepteur présente une allure croissante. On note qu'un passage de l'angle d'inclinaison de 30° (figure.5.10) à 60° (figure.5.12) sous une concentration de 500 et un rapport L/D de 2, génère une variation du rendement thermique de 76% à 86% soit une augmentation de 10%.

Par extrapolation des différents graphes présentés dans les figures (5.10),(5.11),(5.12), on déduit que le rendement thermique est maximal pour un rapport de L/D nul. Ce rapport nul ne traduit pas une géométrie de cavité, car pour

un rapport L/D qui tend vers zéro, le récepteur s'éloigne de sa forme de cavité cylindrique en se rapprochant d'une forme de plaque circulaire.

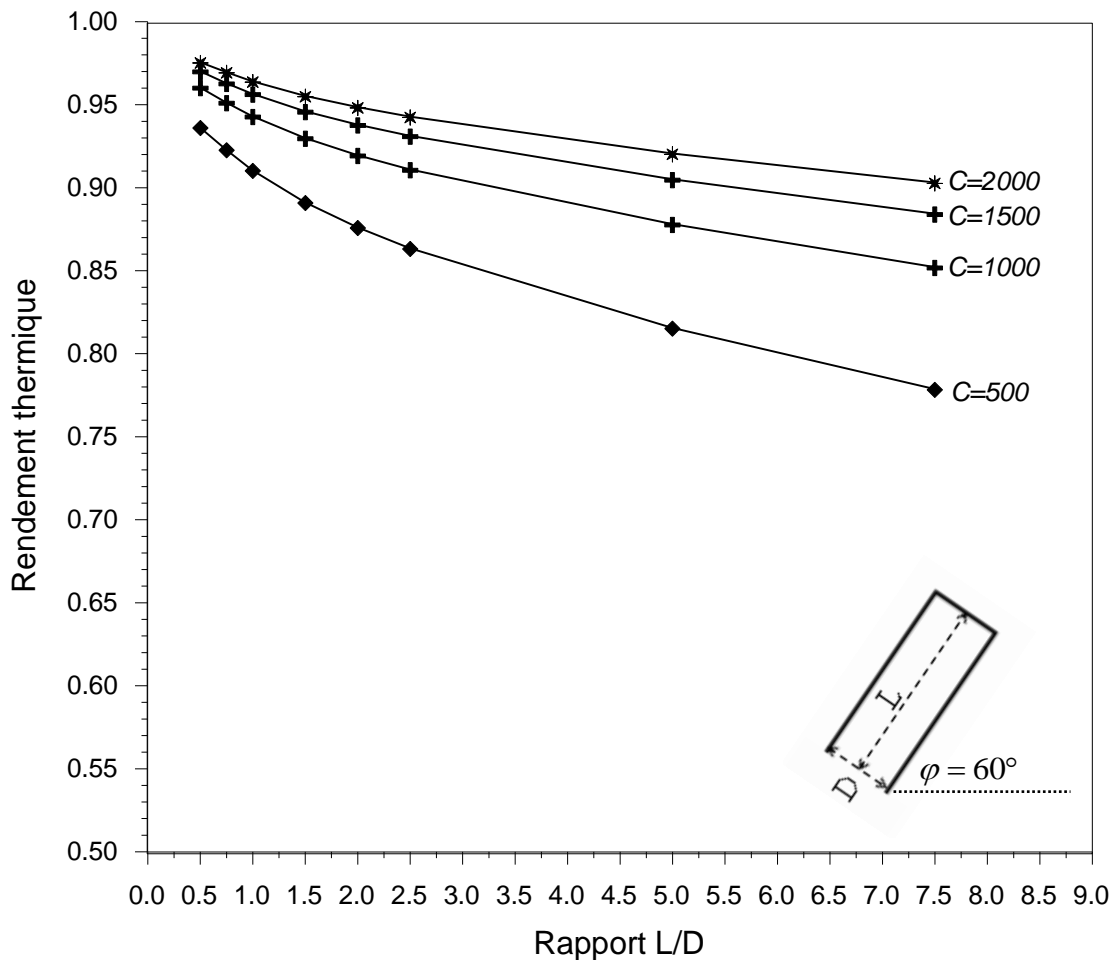


Fig.5.12 : Effet de la variation du rapport L/D sur le rendement thermique du récepteur sous un angle d'inclinaison $\varphi = 60^\circ$.

5.5.2. Résultats expérimentaux

5.5.2.1 Evaluation de la constante du temps

Comme il a été indiqué dans la procédure d'expérimentation, un test d'évaluation de la constante de temps a été entamé. Le test en question est effectué au-cours d'une durée de 40min dans laquelle un flux solaire moyen de 927 W/m^2 a été enregistré. Le débit d'eau circulant à l'intérieur du récepteur est fixé à 2.5 l/min avec une température d'entrée de 21°C . La première étape consiste à défocaliser complètement le dish solaire en faisant circuler ce débit d'eau dans le récepteur à système ouvert jusqu'à ce que les deux températures d'entrée et de sortie d'eau s'égalisent. Il est à noter que le temps qu'a pris cet établissement d'équilibre

thermique est de 8min. la deuxième étape est entamée directement après l'établissement de l'équilibre thermique, en positionnant le dish solaire sur une latitude de 36° afin de focaliser le flux solaire incident à l'intérieur de la cavité du récepteur cylindrique. Un enregistrement de la température de sortie est effectué chaque 30s à l'aide d'un enregistreur digital.

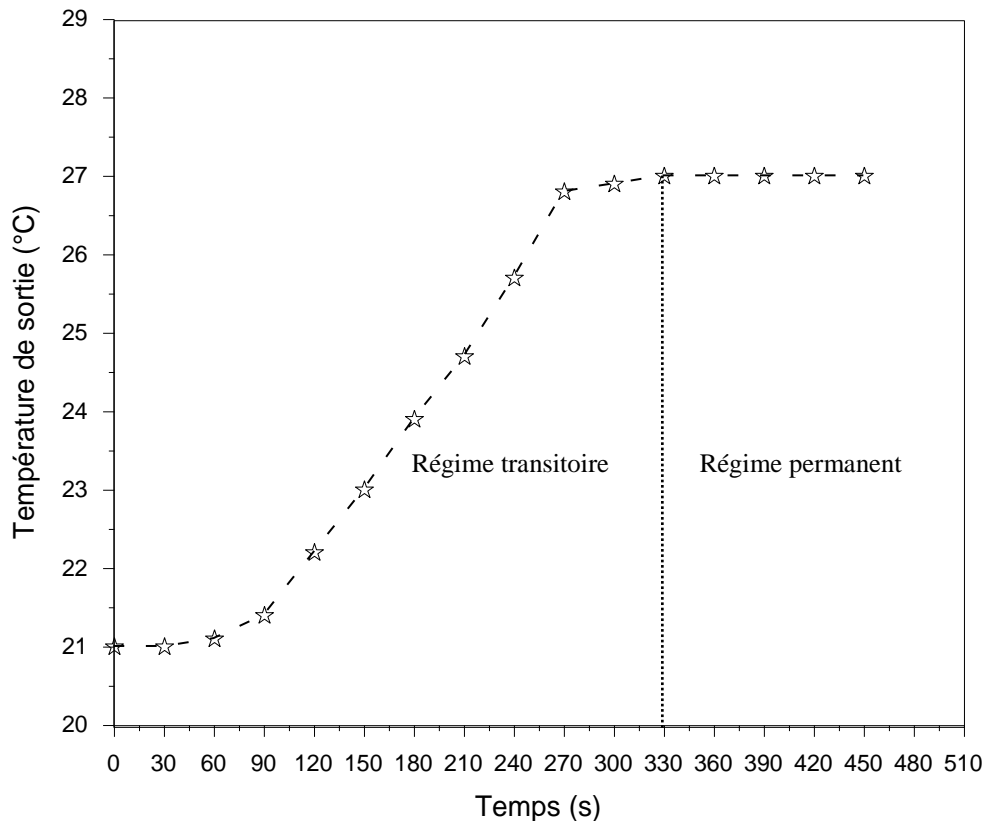


Fig.5.13 : Variation de la température à la sortie de l'eau en fonction du temps

A travers la figure (5.13) illustrant la variation de température de la sortie d'eau en fonction du temps, on constate clairement que cette variation passe par trois zones distinctes. La première s'étale entre 0 et 60s dans laquelle aucune variation n'est enregistrée, ce ci peut être expliqué par l'effet de la diffusivité thermique de la tôle d'acier constituant la paroi intérieure du récepteur. La seconde zone est celle comprise entre 60s et 330s, caractérisée par une variation quasi linéaire de la température passant d'une valeur de 21°C à 27°C soit un taux de $0.02^\circ\text{C}/\text{s}$. Les deux zones précédentes sont situées dans l'intervalle du régime thermique transitoire.

La dernière zone est traduite par un maintien de la température de sortie d'eau à une valeur de 27°C, donnant naissance à un régime thermique établi (permanent) au delà

de 330s. Cette dernière valeur de 330s n'est que la constante de temps recherchée, car elle traduit la durée nécessaire pour que le régime thermique permanent du récepteur soit atteint. De plus il est à noter que le rendement thermique du récepteur dans ces conditions opératoires prend une valeur de 68% soit une puissance utile de 1052W.

5.5.2.2 Effet de la variation du débit d'eau

En gardant les mêmes conditions opératoires avec lesquelles la constante du temps a été évaluée, sauf on fait varier le débit d'eau dans une fourchette allant de 1L/min à 25L/min. les résultats expérimentaux ainsi qu'analytiques calculés pour les mêmes débits sont représentés sur la figure (5.14).

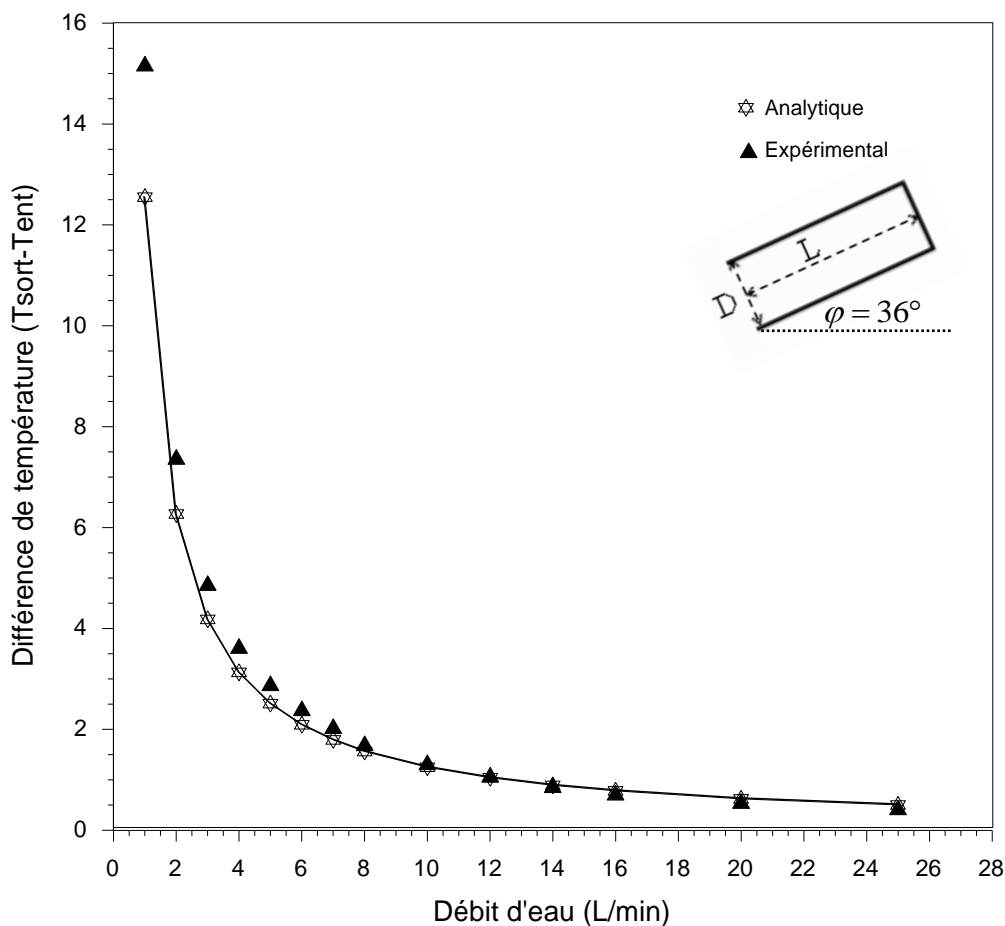


Fig.5.14 : Résultats analytiques et expérimentaux de la variation de température de la sortie d'eau en fonction du débit d'eau.

De la figure (5.14) on constate que la différence de température d'eau est sensiblement affectée par la variation du débit. Il est remarquable que lorsque le débit passe d'une valeur de 1 à 5L/min, la différence de température chute de 15.2°C

à 3 °c, enregistrant un taux de variation de l'ordre de 3.05 °c/ (L/min). Pour des débits allant de 5 à 25L/min, une variation très lente de la différence de température est enregistrée passant de 3°C à 0.5°C. Cette différence de température devient faiblement affectée par l'augmentation de température au delà de 25L/min. de plus, il est à noter que les résultats du modèle analytique demeurent en très bonne concordance avec ceux prélevés expérimentalement.

5.5.2.3 flux utile et rendement thermique

La détermination du flux utile récupéré au niveau du récepteur à cavité est déterminée en fonction du débit d'eau circulant dans le tube serpentin. A travers les résultats des différences de température relatives à chaque débit d'eau présentés dans la figure (5.14), on peut déterminer le flux utile à travers son expression suivante :

$$Q_u = \dot{m}_{eau} (C_p)_{eau} (T_{sort} - T_{ent}) \quad 5.30$$

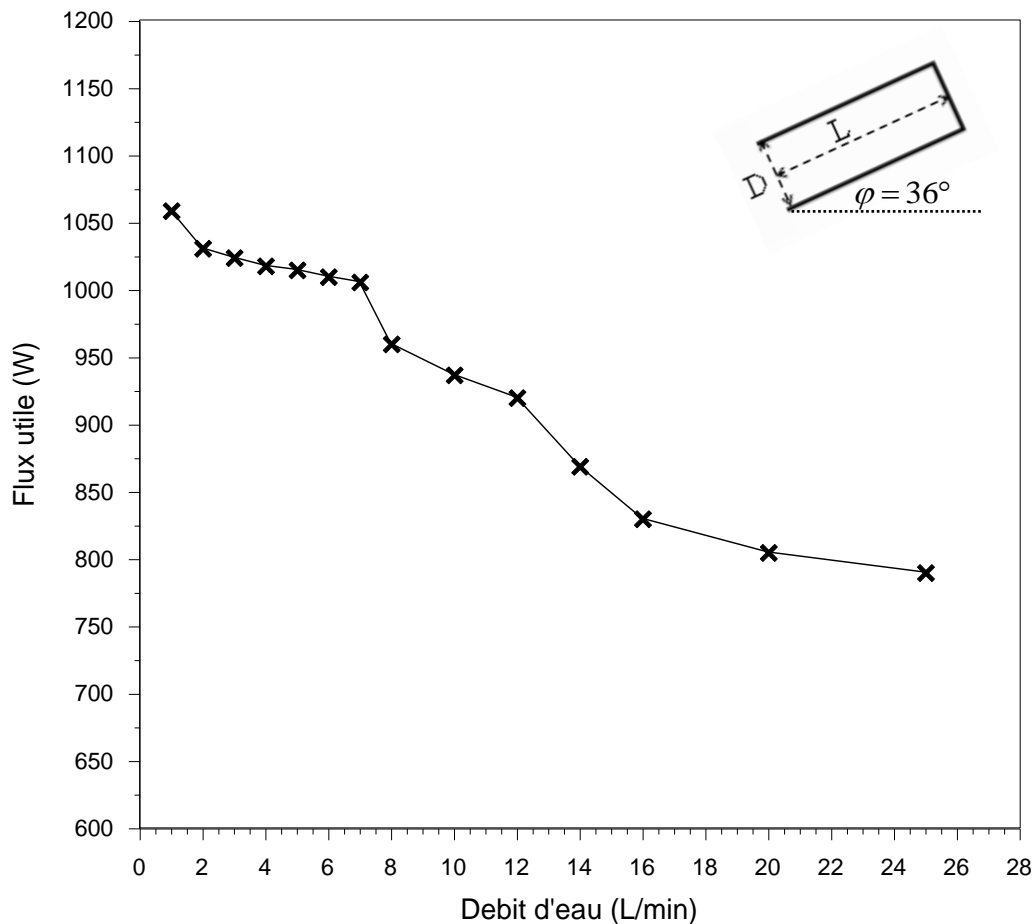


Fig.5.15 : Influence du débit d'eau sur le flux utile récupéré au niveau du récepteur.

Les résultats présentés dans la figure (5.15) montrent que le flux utile décroît avec l'augmentation du débit. Dans l'intervalle des débits allant de 1 L/min à 7 L/min on constate une faible diminution du flux de l'ordre de 75W. Cette diminution est à l'origine de la régression du rendement thermique du récepteur de 74% à 70% comme ci- indiqué sur la figure (5.16). Tandis que, dans la fourchette de 8L/min à 25L/min on enregistre une diminution sensible de l'ordre de 170W accompagnée d'une chute de rendement de 70% à 55%.

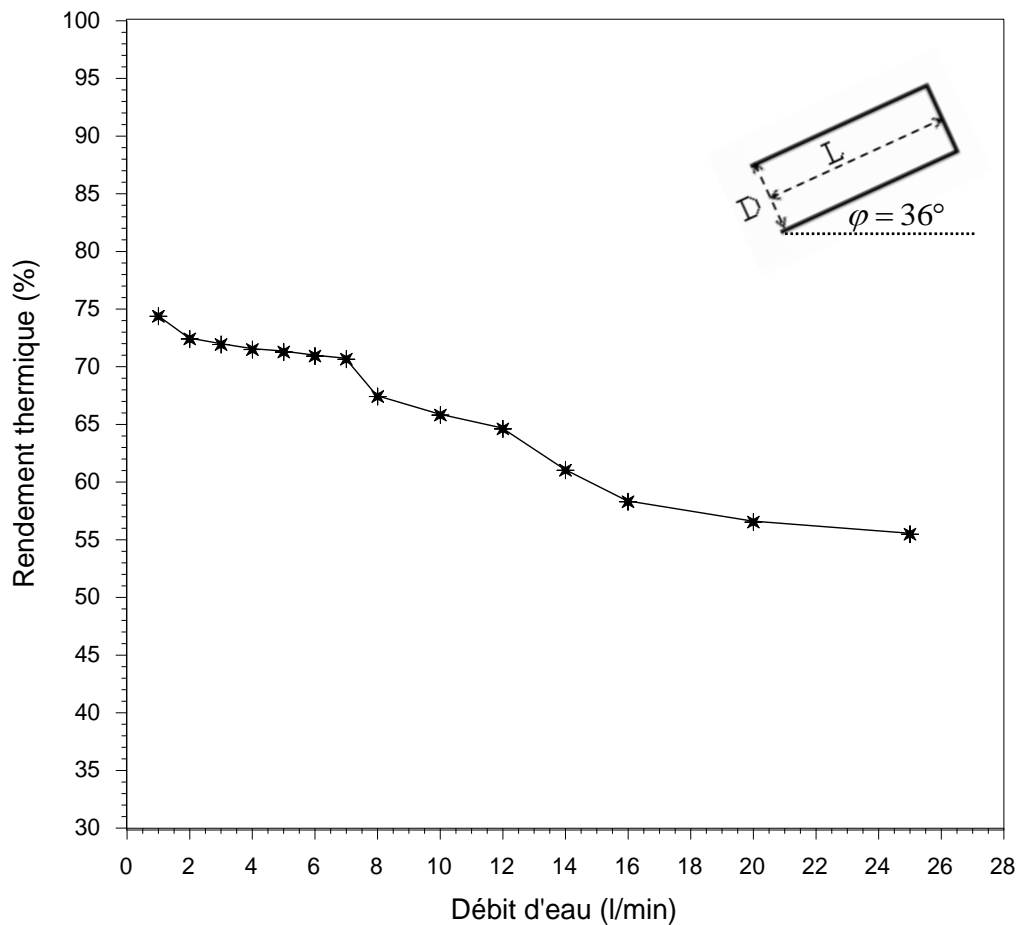


Fig.5.16 : Variation du rendement thermique du récepteur en fonction du débit

5.6. Conclusion

L'analyse thermique et expérimentale du récepteur à cavité cylindrique abordée dans ce chapitre, a permis de mieux visualiser les différents paramètres qui interviennent dans sa conception ainsi que leur impact sur son efficacité thermique. À travers l'analyse thermique, il est constaté clairement que l'efficacité thermique du récepteur à cavité est influencée beaucoup plus par son rapport géométrique L/D ainsi que de son angle d'inclinaison. De plus, il est à noter que l'impact de l'irradiation et la

concentration solaire sur l'efficacité thermique du récepteur s'affiche en deuxième plan. La partie expérimentale a fait ressortir que le récepteur mis en œuvre est influencé par le débit du fluide caloporteur (eau) circulant à l'intérieur du tube serpentin. Les résultats expérimentaux et analytiques affichent une bonne cohérence.

Conclusion et Perspectives

Conclusion

Dans la première partie de cette thèse, une méthodologie expérimentale et analytique pour la caractérisation d'un concentrateur parabolique a été présentée. Le choix approprié de la dimension des facettes d'aluminium, ainsi que leurs bonnes adhérences avec la surface primaire du concentrateur ont joué un rôle significatif dans la réduction de l'erreur de pente et par conséquent un meilleur facteur de concentration. Cette observation peut être expliquée par la valeur de la distance focale théorique qui est très proche de celle indiquée dans les expériences. L'analyse expérimentale indique que le flux moyen à la zone focale est environ 1.21 MW/m^2 , alors que la puissance disponible dans cette zone est 1.64 kilowatt sous une insolation normale directe de 956 W/m^2 .

Il convient de noter que la détermination de la distance focale par le biais du modèle analytique, demeure en bonne adéquation avec celle calculée expérimentalement. La température maximale de 1118°C atteinte à la zone focale, exige que les matériaux avec lesquels le récepteur est conçu doivent avoir un point de fusion élevé, afin d'éviter n'importe quelle déformation ou endommagement provoquées par une exploitation prolongée. Cette température maximale expérimentalement mesurée est en bonne cohérence avec celle prédite par le modèle analytique développé.

Dans la deuxième partie de la thèse consacrée à l'analyse thermique ainsi que la mise au point d'un récepteur à cavité cylindrique, l'approche analytique développée présente une bonne convergence dans ses résultats avec ceux déterminés expérimentalement. Il est utile de noter les constatations suivantes ;

- ✓ l'effet de l'irradiation sur la température de la cavité est dominant par rapport à l'effet de la concentration solaire.
- ✓ le rendement thermique augmente avec l'augmentation de l'intensité de l'irradiation solaire pour toutes les concentrations appliquées.
- ✓ le coefficient d'échange par convection à l'intérieur de la cavité est plus affecté pour des rapports L/D inférieurs à deux.
- ✓ le rendement thermique du récepteur décroît avec l'augmentation du rapport L/D et ce pour les différents angles d'inclinaison du récepteur.

- ✓ la constante du temps calculée expérimentalement est sensiblement affectée par le débit d'eau circulant à l'intérieur du récepteur.
- ✓ le rendement thermique du récepteur varie proportionnellement avec le débit d'eau circulant à l'intérieur du tube, mais sa valeur maximale ne dépasse guère 74% pour un angle d'inclinaison fixe.

De sa part, l'angle d'inclinaison du récepteur présente une influence sensible sur le rendement thermique, il est remarqué que plus l'angle d'inclinaison augmente (dans le sens antihoraire) plus le rendement thermique augmente, ceci peut être expliqué par la variation du coefficient d'échange de chaleur par convection intimement lié à l'inclinaison.

L'isolation thermique du récepteur a présentée un impact considérable sur le rendement thermique. Il est enregistré que l'épaisseur d'isolation ainsi que la nature de l'isolant ont des influences directes sur la grandeur du rendement thermique.

Perspectives

A travers les étapes du déroulement de ce travail ainsi que les résultats affichés à l'issue de cette thèse, il apparaît clairement que nombreux points d'ombre restent à étudier afin de mieux cerner le comportement thermique des récepteurs à cavité solaires largement utilisés dans le solaire à concentration. Un de ces points, est l'influence de la vitesse du vent sur le rendement thermique du récepteur dont on n'a pas tenu compte dans cette thèse. De plus, l'optimisation d'un tel récepteur fait appel à l'amélioration de son isolation thermique tout en augmentant la diffusivité thermique de la partie intérieure de sa cavité. En fin, l'expérimentation de ce dish solaire dans divers sites d'exploitation à savoir la région sud, reste indispensable afin de prouver son efficacité.

Références bibliographiques

- [1]. CSPToday Worldmap; <http://www.csptoday.com>.
- [2] M. Pehnt, Dynamic cycle assesement (LCA) of renewable energy technologies, Renewable Energy 31, 55-71, 2006
- [3] Concentrated Solar Power Global Market Initiative; <http://www.solarpaces.org>
- [4] P. Garcia, Outils d'évaluation technico-économique et d'aide à la conception des centrales solaires thermodynamiques du futur, Thèse de doctorat, université de Perpignan, 2007
- [5] S. Pincemin, X. PY, R. Olives, M. Christ, O. Oettinger, Elaboration of conductive thermal storage composites made of phase change materials and graphite for solar plant, Proceeding of the 13th SolarPACES International Symposium, Séville, Espagn, Avril 2006
- [6] Goffe D. Et al., (2009), The benefits of coupling a linear Fresnel field with an overheating central receiver, Proceedings of 15th SolarPACES International Symposium, 15- 18 septembre, Berlin, Germany.
- [7] J. Dersch, M. Geyer, U. Herrmann, S. A. Jones, B. Kelly, R. Kistner, W. Ortmanns, R. pitz-paal, H. Price, Trough integration into power plants - a study on the performance and economy of integrated solar combined cycle systems, Energy 29, 947-959, 2004
- [8] R. pitz-paal, J.Dersch, B. Milow, ECOSTAR Roadmap Document, Ed DLR, SES6-CT-2003-502578, 2005, <ftp://ftp.dlr.de/ecostar/>
- [9] Nepveu, F., Ferriere, A., Bataille, F., 2009, Thermal model of a dish/Stirling systems. Solar Energy 83, 81–89.
- [10] Collado F. & Guallar J. 2009, Design of solar tower plants heliostat by heliostat: the blocking factor, Proceedings of 15th SolarPACES International Symposium, 15-18 septembre, Berlin, Germany.
- [11] S. Bonnet, « Moteur thermiques à apport de chaleur externe : étude d'un moteur STIRLING et d'un moteur ERICSSON », Thèse de doctorat, Université de Pau et des pays de l'Adour, 2005.
- [12] Yong Shuai, Xin-Lin Xia, He-Ping TanSCHMIDT, 2008. Radiation performance of dish solar concentrator/cavity receiver systems. Solar Energy 82,13–21.
- [13] Steinfeld A, Schubnell M. Optimum aperture size and operating temperature of a solar cavity receiver. Solar Energy 1993;50(1):19-25.

- [14] Harris, J., Lenz, G., 1985. Thermal performance of solar concentrator/ cavity receiver systems. *Solar Energy* 34 (2), 135–142.
- [15] Lan Xiao, Shuang-Ying Wu, You-Rong Li, 2012. Numerical study on combined free-forced convection heat loss of solar cavity receiver under wind environments. *International Journal of Thermal Sciences* 60, 182-194.
- [16] M. Neber, H. Lee, 2012. Design of a high temperature cavity receiver for residential scale concentrated solar power. *Energy* 47,481- 487
- [17] M. Prakash, S.B. Kedare, J.K. Nayak, Investigations on heat losses from a solar cavity receiver. *Solar Energy* 83, (2009) 157-170..
- [18] Fuqiang Wang , Riyi Lin , Bin Liu, Heping Tan, Yong Shuai, 2013. Optical efficiency analysis of cylindrical cavity receiver with bottom surface convex. *Solar Energy* 90, 195–204.
- [19] Shuang-Ying Wu, Feng-Hua Guo, Lan Xiao, 2014. Numerical investigation on combined natural convection and radiation heat losses in one side open cylindrical cavity with constant heat flux. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 71, 573–584.
- [20] C.A. Pe´rez-Ra´bago a, M.J. Marcos b, M. Romero b, C.A. Estrada, 2006. Heat transfer in a conical cavity calorimeter for measuring thermal power of a point focus concentrator. *Solar Energy* 80, 1434–1442.
- [21] Nestor Hernandez , David Riveros-Rosas , Eduardo Venegas, Ruben J. Dorantes , Armando Rojas-Morind, O.A. Jaramillo, Camilo A. Arancibia-Bulnes, Claudio A. Estrada, 2006. Conical receiver for a paraboloidal concentrator with large rim angle. *Solar Energy* 86, 1053–1062.
- [22] N. Sendhil Kumar, K.S. Reddy, 2007. Numerical investigation of natural convection heat loss in modified cavity receiver for fuzzy focal solar dish concentrator. *Solar Energy* 81, 846–855
- [23] K.S. Reddy, Sendhil Kumar Natarajan, G. Veershetty, 2015. Experimental performance investigation of modified cavity receiver with fuzzy focal solar dish concentrator. *Renewable Energy* 74, 148-157.
- [24] J.B. Fang, N. Tu, J.J. Wei, 2013. Numerical investigation of start-up performance of a solar cavity receiver. *Renewable Energy* 53, 35-42.
- [25] Sendhil Kumar Natarajan , K.S. Reddy ,Tapas Kumar Mallick, 2012. Heat loss characteristics of trapezoidal cavity receiver for solar linear concentrating system. *Applied Energy* 93, 523–531.
- [26] P. Le Quere, J.A. Humphrey, F.S. Sherma, 1981. Numerical calculation of thermally driven two-dimensional unsteady laminar flow in cavities of rectangular cross section. *Numer. Heat Transfer* 4, 249-283.

- [27] Clausing, A.M., Waldvogel, J.M., Lister, L.D., 1987. Natural convection from isothermal cubical cavities with a variety of side-facing apertures. *ASME Journal of Heat Transfer* 109, 407–412.
- [28] M. Montiel-Gonzalez, J.F. Hinojosa, H.I. Villafan-Vidales, A. Bautista-Orozco, C.A. Estrada, 2014. Theoretical and experimental study of natural convection with surface thermal radiation in a side open cavity. *Applied Thermal Engineering*, Article in press, 1-11.
- [29] Lovegrove, K., Burgess, G., Pye, J., 2011. A new 500 m² paraboloidal dish solar concentrator. *Solar Energy* 85, 620–626.
- [30] Khanna, S., Kedare, S.B., Singh, S., 2013. Analytical expression for circumferential and axial distribution of absorbed flux on a bent absorber tube of solar parabolic trough concentrator. *Solar Energy* 92, 26–40.
- [31] Riveros-rosas, D., Sanchez-Gonzalez, M., Arancibia-Blunes, C.A., Estrada, C.A., 2011. Influence of the size of facets on point focus solar concentrators. *Renewable Energy*. 36, 966-970.
- [32] Zanganeh, G., Bader, R., Pedretti, A., Pedretti, M., Steinfeld, A., 2012. A solar dish concentrator based on ellipsoidal polyester membrane facets. *Solar Energy* 86, 40–47.
- [33] Johnston, G., 1998. Focal region measurements of the 20 m² tiled dish at the Australian national university. *Sol. Energy* 63, 117–124.
- [34] Nepveu, F., Ferriere, A., Bataille, F., 2009, Thermal model of a dish/Stirling systems. *Solar Energy* 83, 81–89.
- [35] Bliss, R.W., 1957. Notes on performance design of parabolic solar furnaces. *Solar Energy* 1, 22–29.
- [36] Rabl, A., 1976. Comparison of solar concentrators. *Solar Energy* 18, 93–111.
- [37] Hernandez, N., Riveros-Rosas, D., Vengas, E., Dorantes, R.J., Rojas-Moran, A., Jaramillo, O.A., Arancibia-Blunes, C.A., Estrada, C.A., 2012. Conical receiver for a paraboloidal concentrator with large rim angle. *Solar Energy* 86, 1053-1062.
- [38] Harris, J.A., Lenz, T.G., 1985. Thermal performance of solar concentrator/cavity receiver systems. *Solar Energy* 34, 135-142.
- [39] Shuang-Ying Wua, Lan Xiao, Yiding Cao, You-Rong Li, 2010. Convection heat loss from cavity receiver in parabolic dish solar thermal power system. *Solar Energy* 84, 1342–1355
- [40] Steinfeld, A., Schubnell, M., 1993. Optimum Aperture and operating temperature of a solar cavity receiver. *Solar Energy* 50, 19–25.

- [41] Prakash, M., Kedare, S.B., Nayak, J.K., 2010. Determination of stagnation and convective zones in a solar cavity receiver. *International Journal of Thermal Sciences* 49, 680–691.OT
- [42] Wang, F.Q., Shuai, Y., Yuan, Y., Tan, H.P., Yu, C.M., 2013. Thermal performance analysis of porous media receiver with concentrated solar irradiation. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 62, 247–254.
- [43] Wang, F.Q., Tan, J., Shuai, Y., Tan, H.P., Chu, S., 2014. Thermal performance analyses of porous media solar receiver with different irradiative transfer models. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 78, 7–16.
- [44] Wang, F.Q., Lin, R., Liu, B., Tan, H.P., Shuai, Y., 2013. Optical efficiency analysis of cylindrical cavity receiver with bottom surface convex. *Solar Energy* 90, 195-204.
- [45] Fujii, T and Imura, H., 1972. Natural-convection heat transfer from a plate with arbitrary inclination. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 15, 755–767.
- [46] Wu, Z.Y., Caliot, C., Bai, F.W., Flamant, G., Wang, Z.F., 2011. Coupled radiation and flow modelling in ceramic foam volumetric solar air receivers, *Sol. Energy* 85, 2374–2385.
- [47] Shuang-Ying Wua, Lan Xiao , Yiding Cao , You-Rong Li, 2010. Convection heat loss from cavity receiver in parabolic dish solar thermal power system: A review. *Solar Energy* 84, 1342–1355.
- [48] Soteris A. Kalogirou, 2012. A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver. *Energy* 48, 298-306.
- [49] Stine, W.B., McDonald, C.G., 1989. Cavity receiver convective heat loss. In: *Proceedings of the International Solar Energy Society (ISES) SolarWorld Conference, Kobe, Japan.*
- [50] Soteris A. Kalogirou, 2004. Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy and Combustion Science* 30, 231–295.
- [51] J.A.Harris, Terry.G. Lenz, 1985. Thermal performance of solar concentrator/cavity receiver systems. *Solar Energy* 34, 135-142.
- [52] Fujii, T and Imura, H., 1972. Natural-convection heat transfer from a plate with arbitrary inclination. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 15, 755–767.
- [53] Cengel YA. *Heat transfer and mass transfer: a practical approach.* 3rd ed. McGraw Hill Book Company; 2006.