

**République Algérienne Démocratique et Populaire**

**Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la  
Recherche Scientifique**



**Université Echahid Hamma Lakhdar d'El-Oued**

**FACULTE DE TECHNOLOGIE**

**DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE**



**Mémoire de fin d'étude**

Présenté pour l'obtention du diplôme de

**MASTER ACADEMIQUE**

Domaine : Sciences et Technologies

Filière : Energies renouvelables

Spécialité : Energies renouvelables en mécanique

**Thème**

Analyse thermique de la zone focale et caractérisation  
expérimentale d'un concentrateur solaire cylindro-  
parabolique

Devant le jury composé de :

Présenté par :

Dr. Mohammed Khechana

Président

Zakaria Ben Aoun

Mr. Ayoub Guerrah

Examineur

Mohammed Brik

Mr. Redha Meneceur

Encadreur

Dr. Mokhtar Ghodbane

Encadreur

**2017-2018**

## Remerciements

*Après une longue rupture du monde d'étude et de recherche, nous nous sommes trouvé émerger encore une deuxième fois par ce modeste travail qui se veut être d'une part une simple participation à l'effort national afin de concrétiser l'adéquation université-entreprise face aux mutations rapides et multiples des besoins en énergies propres. D'autre part, nous a donné l'occasion de rencontrer et connaître de près une équipe de professionnels et un capital expérience.*

*Dans ces moments de reconnaissance, nous remercions vivement :*

*Nos encadreur Dr. Mokhtar GHODBANE et Mr. Redha MENECEUR qui nous ont formé et accompagner tout au long de cette expérience professionnelle avec beaucoup de patience et de méthodologie.*

*Aussi, le remerciement est accordé à ceux qui ont eu la gentillesse de faire de ce travail un moment très profitable.*

*Ensuite, nous remercions tout le corps professoral du département du génie mécanique.*

*Nous nous excusons par avance auprès de ceux que nous avons oublié de citer ou que nous ne pourrions évoquer explicitement dans ces quelques lignes, et nous leur réaffirmons par ailleurs notre reconnaissance.*

**Z. BEN AOUN & M. BRIK**

## Dédicace

*Nous dédions ce travail à ... ✍*

*Nos très chers parents ;*

*Les mots sont insuffisants pour exprimer le respect, la considération et le dévouement que nous vous portons. Veuillez trouver dans ce modeste travail le fruit de votre amour. Nous prions le Tout Puissant, de vous accorder santé et longue vie.*

*A tous les membres de nos familles, petits et grands. Veuillez trouver dans ce modeste travail l'expression de nos affections les plus sincères.*

*A nos chères amis et collègues, vous êtes pour nous des frères & sœurs. En témoignage de l'amitié qui nous uni et des souvenirs de tous les moments que nous avons passés ensemble, nous vous dédions ce travail et nous vous souhaitons une vie pleine de santé et de bonheur.*

**Z. BEN AOUN & M. BRIK**

## Table des matières

<b>Remerciements .....</b>	<b>i</b>
<b>Dédicace.....</b>	<b>ii</b>
<b>Table des matières .....</b>	<b>iii</b>
<b>Nomenclatures .....</b>	<b>v</b>
<b>Liste des figures .....</b>	<b>viii</b>
<b>Liste des tableaux .....</b>	<b>x</b>
<b>Introduction générale.....</b>	<b>1</b>
<b>I. Recherche bibliographique .....</b>	<b>3</b>
I.1. Introduction.....	3
I.2. Etat de l'art.....	4
I.3. Conclusion .....	13
<b>II. La modélisation thermique d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique (PTC) 14</b>	
II.1. Introduction .....	14
II.2. Conception technique d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique (PTC).....	15
II.3. Investigation thermique du concentrateur solaire cylindro-parabolique (PTC).....	19
II.3.1. Introduction .....	19
II.3.2. Efficacité thermique .....	21
II.4. Conclusion .....	25
<b>III. Résultats et Interprétations .....</b>	<b>27</b>
III.1. Introduction .....	27
III.2. Les conditions climatiques .....	29
III.3. Résultats de la modélisation thermique.....	33
III.3.1. Le facteur de dissipation de la chaleur et le facteur d'efficacité du miroir .....	33

III.3.2. Estimation de rendements .....	34
III.3.3. Evaluation des coefficients des pertes thermiques .....	36
III.3.4. Evaluation de températures .....	39
III.3.5. Evaluation de la puissance utile .....	41
III.3.6. Distribution du taux de concentration locale (LCR) et de l'intensité de flux thermique sur une section de tube absorbeur circulaire .....	42
III.4. Validation expérimentale de résultats .....	44
III.5. Conclusion.....	46
<b>Conclusion générale .....</b>	<b>47</b>
<b>Prospectives.....</b>	<b>47</b>
<b>Références .....</b>	<b>48</b>
<b>Annexes .....</b>	<b>53</b>
Annexe A : Les propriétés thermo-physiques de l'eau .....	53
Annexe B : Les propriétés thermo-physiques de l'air.....	54

## Nomenclatures

Aa	La surface de l'ouverture du miroir réfléchissant	
Ar	La surface du tube absorbeur	( m <sup>2</sup> )
A <sub>r,ext</sub>	La surface extérieure du tube absorbeur	( m <sup>2</sup> )
A <sub>v</sub>	La surface de la vitre	(m <sup>2</sup> )
C	Le rapport de concentration géométrique	/
Cp	La capacité thermique de fluide	(J/Kg.K)
D	Le diamètre du tube d'absorbeur	(m)
D <sub>A,i</sub>	Le diamètre intérieur du tube absorbeur	(m)
D <sub>A,o</sub>	Le diamètre extérieur du tube absorbeur	(m)
DNI	Le rayonnement solaire direct	(W/m <sup>2</sup> )
D <sub>v,i</sub>	Le diamètre intérieur de la vitre	(m)
D <sub>v,o</sub>	Le diamètre extérieur de la vitre	(m)
F'	Le facteur d'efficacité du miroir	/
Fr	Le facteur de dissipation de la chaleur	/
h <sub>fi</sub>	Le facteur d'échange thermique par convection à l'intérieur de l'absorbeur.	(W/m <sup>2</sup> .K)
h <sub>r,r-v</sub>	Le facteur d'échange radiatif entre l'absorbeur et la vitre	(W/m <sup>2</sup> .K)
h <sub>r,v-a</sub>	le coefficient d'échange radiatif entre la vitre et l'air ambiant	(W/m <sup>2</sup> .K)
h <sub>w</sub>	Le coefficient d'échange par convection entre la vitre et l'air ambiant	(W/m <sup>2</sup> .K)
K(θ)	Le facteur d'angle d'incidence modifié	/
K <sub>air</sub>	la conductivité thermique de l'air	(W/m. K)
K <sub>F</sub>	La conductivité thermique du fluide caloporteur	(W/m. K)
L	la largeur de l'ouverture linéaire du miroir réfléchissant	(m)
ℓ	La longueur du concentrateur cylindro-parabolique	(m)
LCR	Rapport de concentration locale	/
ṁ	Le débit massique	(Kg/s)
Nu	le nombre de Nusselt	/

PTC	Le concentrateur solaire cylindro-parabolique	/
$q_{\text{absorbée}}$	La quantité de chaleur absorbée au niveau de l'absorbeur	(W)
$q_{\text{entrée}}$	La quantité de chaleur à l'entrée du tube absorbeur	(W)
$q_{\text{externe}}$	La quantité de perte de la chaleur externe	(W)
$q_{\text{interne}}$	La quantité de perte de la chaleur interne	(W)
$Q_s$	La puissance de rayonnement solaire direct qui atteint la surface utile de collecteur	(W)
$q_{\text{sortie}}$	La quantité de chaleur à la sortie du tube absorbeur	(W)
$q_{\text{utile}}$	Le flux transmis au fluide	(W)
$r$	Le rayon local du miroir réfléchissant	(m)
Re	le nombre de Reynolds	/
$T_A$	La température du tube absorbeur	(K ou °C)
$T_{\text{amb}}$	La température de l'air ambiant	(K ou °C)
$T_F$	La température du fluide caloporteur	(K ou °C)
$T_i$	La température d'entrée de fluide	(K ou °C)
$T_s$	la température du fluide caloporteur à la sortie du tube absorbeur	(K ou °C)
$T_v$	La température de la vitre	(K ou °C)
UL	Le coefficient global de pertes thermique	(W/m <sup>2</sup> .K)
$V_{\text{Vent}}$	La vitesse du vent	(m/s)
$W_a$	La largeur d'ouverture du concentrateur	(m)
$\alpha_c$	Le coefficient d'absorption du tube absorbeur	/
$\epsilon_r$	L'émissivité d'absorbeur	/
$\epsilon_v$	L'émissivité de la vitre	/
$\mu_{\text{air}}$	La viscosité dynamique de l'air	(Kg/m.s)
$\rho_{\text{air}}$	La masse volumique de l'air	(Kg/m <sup>3</sup> )
$\rho_m$	Le coefficient de réflexion du miroir	/
$\sigma$	la constante de Stephan $\sigma = 5,66897 \times 10^{-8}$	(W/m <sup>2</sup> .K <sup>4</sup> )
$\tau$	Le coefficient de transmission de la vitre	/
$\varphi$	L'angle d'ouverture du miroir réfléchissant	(°)
$\eta_{\text{opt}}$	Le rendement optique de concentrateur	/
$\eta_{\text{th}}$	Le rendement thermique de concentrateur	/

$\theta$	L'angle d'incidence	(°)
$\gamma$	Le facteur d'interception	/

## Liste des figures

### CHAPITRE I : Recherche bibliographique.

Figure I. 1 : L'ingénieur et l'inventeur polyvalent John Ericsson (1803-1889).	4
Figure I. 2 : Le moteur solaire de J. Ericsson (1883) [32].	5
Figure I. 3 : Vue d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique [38].	6
Figure I. 4 : Carte des zones appropriées pour la concentration des auge solaires paraboliques [39].	6
Figure I. 5 : Vue montrant la méthode de suivi du soleil pour un collecteur PTC [40].	7
Figure I. 6 : Quelques centrales solaires de type PTC.	8
Figure I. 7 : Le bilan thermique d'un élément de surface du concentrateur cylindro-parabolique qui a été utilisé par M. Ghodbane et al., (2015) [26].	9
Figure I. 8 : La conception de modèle FE en béton de type "EuroTrough" (à gauche) et du prototype (à droite) avec une épaisseur de section variable [46].	10
Figure I. 9 : Animation par ordinateur (à gauche) (animation par la société SolarSolid) et prototype fini (à droite) [46].	11
Figure I. 10 : Photo du collecteur solaire cylindro-parabolique de 300 kW avec un axe rotatif [47].	11
Figure I. 11 : Photo du système de suivi [47].	13

### CHAPITRE II : La modélisation thermique d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique (PTC).

Figure II. 1 : Schéma d'un collecteur solaire cylindro- parabolique (PTC) [8, 9].	14
Figure II. 2 : La centrale hybride de Hassi R'mel [7, 9].	15
Figure II. 3 : La section transversale d'un concentrateur cylindro-parabolique à tube absorbeur cylindrique [10].	16
Figure II. 4 : Domaine de calcul utilisé dans l'analyse numérique pour un tube absorbeur de PTC collecteur.	19
Figure II. 5 : Bilan thermique d'un élément de surface du concentrateur solaire PTC [9, 14, 15, 26-30].	20

### CHAPITRE III : Résultats et Interprétations.

Figure III. 1 : Un organigramme pour déterminer la performance thermique du PTC.	27
--	----

Figure III. 2 : Les rayonnements solaires mesurés pour la journée de 16/03/2018.	31
Figure III. 3 : Les valeurs mesurées de la température d'air ambiant et de la vitesse de vent pour la journée de 16/03/2018.	32
Figure III. 4 : Evaluation du facteur de dissipation de la chaleur ( $F_R$ ) et du facteur d'efficacité du miroir ( $F'$ ).	33
Figure III. 5 : Evolution de rendements « optique et thermique » du concentrateur PTC en termes de temps pendant la journée de 16/03/2018.	34
Figure III. 6 : Evaluation de $h_{r,v-a}$ et $h_{r,r-v}$ en fonction de temps.	36
Figure III. 7 : Evaluation de $h_w$ et $h_{fi}$ en fonction de temps.	37
Figure III. 8 : Evaluation du coefficient global de pertes thermiques « $U_L$ , ( $W/m^2.K$ ) » en fonction de temps.	38
Figure III. 9 : Evaluation du coefficient global de pertes thermiques « $U_L$ , ( $W/m^2.K$ ) » en termes de différence de température entre le tube absorbeur et l'air.	39
Figure III. 10 : Evolution de températures en fonction de temps pour la journée de 16/03/2018.	40
Figure III. 11 : Evolution de la puissance utile pour la journée de 16/03/2018.	41
Figure III. 12 : Une section transversale d'un tube absorbeur étudié montrant la distribution du taux de concentration local (LCR), avec « $DNI=1000$ ( $W/m^2$ ) » et un angle d'incidence « $\theta = 0,00$ ( $^\circ$ ) ».	43
Figure III. 13 : Une section transversale d'un tube absorbeur étudié montrant la distribution du flux thermique ( $W/m^2$ ), avec « $DNI=1000$ ( $W/m^2$ ) » et un angle d'incidence « $\theta = 0,00$ ( $^\circ$ ) ».	44
Figure III. 14 : Le prototype de Y. Boukhchana et al., (2011) [62].	45
Figure III. 15 : Le prototype de A. Gama et al., (2008) [63].	45
Figure III. 16 : La validation expérimentale de résultats.	46

## Liste des tableaux

### CHAPITRE I : Recherche bibliographique.

Tableau I. 1 : Dimensions et caractéristiques des modèles à auge parabolique de P. Forman et al., (2015) [46].	10
Tableau I. 2 : Dimensions et caractéristiques des modèles à auge parabolique de W. Qu et al., (2017) [47].	12

### CHAPITRE III : Résultats et Interprétations.

Tableau III. 1 : Les caractéristiques optiques du concentrateur solaire PTC étudié.	28
Tableau III. 2 : Les caractéristiques géométriques du concentrateur solaire PTC étudié.	29
Tableau III. 3 : Les données météorologiques de la ville de Guemar [29].	30

## **Introduction générale**

Le rayonnement solaire qui atteint la surface de la Terre est intermittent en raison des conditions atmosphériques et de la rotation de la Terre. Cette intermittence et cette variabilité limitent intrinsèquement la conversion utile du rayonnement solaire en exigeant soit un stockage intermédiaire de l'énergie, soit une application à une tâche où l'intermittence est acceptable. Cette grande énergie solaire, bien qu'elle existe seulement pendant la journée, peut être utilisée positivement dans de nombreux domaines, et c'est ce qui a été en proie à de nombreux pays du monde.

À l'époque moderne, de nombreux pays ont commencé à fonctionner derrière les énergies renouvelables en raison de la rareté des énergies non renouvelables, pour diverses applications telles que le chauffage de l'air, le dessalement, la réfrigération, les petites et grandes industries et la production d'électricité. Bien que de nombreux développements existent pour extraire l'énergie de diverses sources renouvelables, il reste que la plupart des techniques efficaces en énergie doivent être construites pour piéger le maximum d'énergie. L'énergie solaire est la source d'énergie la plus abondante disponible sur la Terre pour la production d'énergie thermique, l'éclairage des maisons et les applications de chauffage industriel. Depuis que la recherche scientifique et la technologie ont été développées au cours des dernières décennies, l'énergie solaire est en train de devenir la source d'énergie la plus prometteuse. Plusieurs pays en développement ont un niveau élevé de rayonnement solaire et des pays comme l'Inde, l'Égypte, le Maroc et le Mexique se tournent vers la concentration de l'énergie solaire pour l'électricité [1].

Comme nous parlons de l'énergie solaire à usage domestique (climatisation, chauffage, ...etc.), ou des champs industriels (production d'électricité, ...etc), nous parlerons des concentrateurs solaires linéaires de type cylindro-parabolique (PTC). Cette technologie géante, qui a convaincu le monde entier de la nécessité d'y investir, se caractérise par une efficacité thermique importante, qui a permis de résoudre de nombreux problèmes dans les pays dépourvus d'énergies fossiles (Allemagne, Espagne, ...etc.) [1-22].

Sans aucun doute, la technique de concentrateurs solaires cylindro-paraboliques (PTC) a ouvert ses mains au monde pour produire de l'électricité en focalisant les rayonnements solaires directs réfléchis par des miroirs réfléchissant sur une ligne focale appelée un tube absorbeur, lorsqu'il y a un fluide caloporteur destiné au transfert de chaleur du tube absorbeur à l'installation

d'exploitation directe appelée générateur. Les températures peuvent aisément dépasser les 400 °C, et le rendement thermique de cette technique a dépassé 60%.

Bien que le développement de méthodes scientifiques pour évaluer les performances des systèmes solaires à concentration, la modélisation mathématique n'a pas pu être complètement élucidée, à cause de la complexité du phénomène physique, tels que la distribution de l'intensité du flux thermique sur la surface du tube absorbeur et la détermination des perturbations thermiques dans le système, etc. Par conséquent, nous avons choisi ce sujet pour étudier afin de connaître les propriétés thermiques de l'appareil avant qu'il ne soit terminé.

Cette étude est consacrée à l'investigation du concentrateur solaire cylindro-parabolique (PTC) pour :

- Estimer les caractéristiques thermiques de la ligne focale en fonction des paramètres géométriques, des caractéristiques optiques et des conditions climatiques dans la région d'El-Oued, Algérie pour la journée de 16 Mars 2018 ;
- Déterminer les dimensions expérimentales du concentrateur solaire sur la base de l'évaluation thermique que nous ferons dans la première partie de cette étude, puis la confirmer sur la base de travaux expérimentaux précédemment réalisés par des chercheurs scientifiques.

Ce mémoire de fin d'étude est conçu comme suit :

- Une introduction générale
- Le premier chapitre présente une étude bibliographique sur les concentrateurs solaires cylindro-paraboliques (PTC);
- Le deuxième chapitre illustre les étapes de la modélisation mathématique pour estimer les caractéristiques thermiques du PTC ;
- Le troisième chapitre consacré à afficher, interpréter les résultats de l'étude numérique ;
- Le quatrième chapitre montre le prototype expérimental réalisé ;
- Conclusion générale et prospectives.

# I. Recherche bibliographique

## I.1. Introduction

Les ressources énergétiques mondiales peuvent être classées en [23, 24]:

- Ressources fossiles (non renouvelables) qui se sont accumulées dans l'écorce terrestre au cours des ères géologiques, du fait de processus biologiques ou physico-chimiques ;
- Ressources renouvelables (solaire, éolien et géothermie). L'énergie solaire est la plus dominante de toutes les énergies renouvelables, elle est à l'origine de la quasi-totalité des sources d'énergies utilisées par l'homme [23, 25].

Actuellement, la conservation des ressources énergétiques est devenue une priorité à l'échelle planétaire. La demande sans cesse croissante en matière d'énergie, a poussé les spécialistes à trouver d'autres alternatives, telle que l'énergie solaire. L'utilisation de l'énergie solaire est tributaire du système de conversion qu'on peut énumérer comme suit :

- La conversion de l'énergie solaire reçue par les collecteurs solaires en énergie thermique, elle est transformée en énergie calorifique.
- La conversion électrique (système photovoltaïque), où l'énergie solaire collectée est transformée en électricité.

Comme tout le monde le sait, l'énergie solaire est l'énergie du futur. L'un des axes les plus importants de l'énergie solaire est l'axe de solaire thermodynamique, cet axe est l'une des valorisations du rayonnement solaire direct (DNI). Cette technologie consiste à concentrer le rayonnement solaire pour chauffer un fluide à haute température et produire ainsi de l'électricité ou alimenter en énergie des procédés industriels. Dans ce chapitre, nous sommes intéressés à mener une étude approfondie sur les concentrateurs solaires de type cylindro-parabolique (PTC). Ces concentrateurs redirigent et concentrent en permanence les rayonnements solaires directs vers un absorbeur. L'énergie solaire concentrée sert à chauffer un fluide caloporteur circulant dans un tube horizontal où la température de travail peut atteindre 500°C [3, 7, 9-15, 26-30].

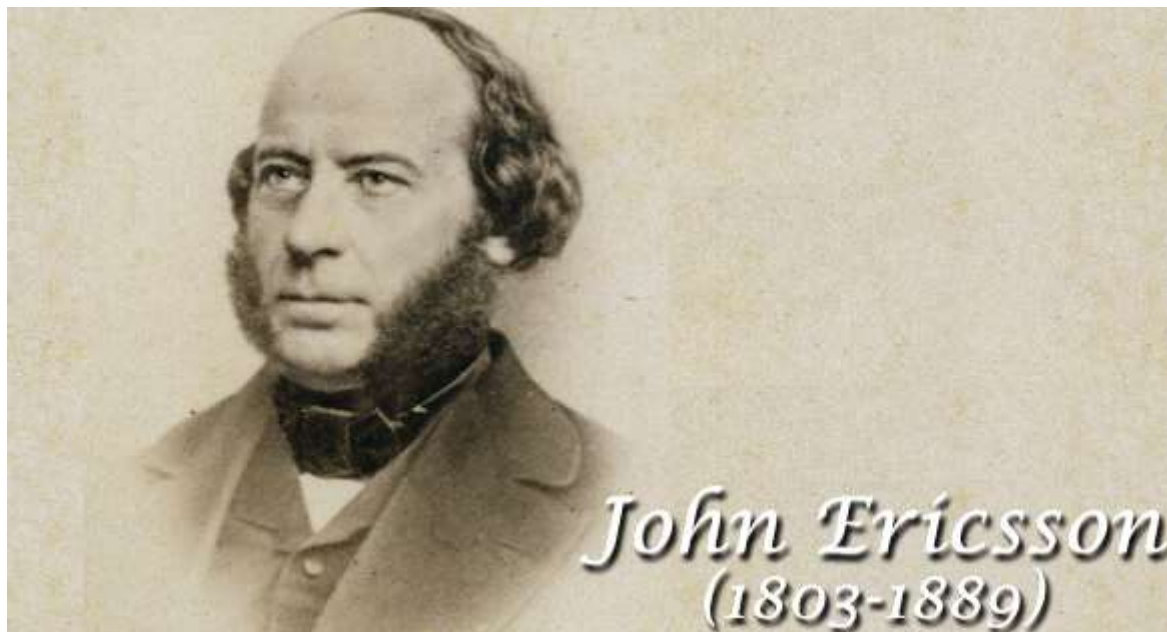
A travers cette étude, qui représente un sujet du sceaun des cours afin d'obtenir d'un Master en génie mécanique, en attribuant des énergies renouvelables, nous avons choisi de mener une étude sur le concentrateur solaire cylindro-parabolique (PTC), et de l'aborder en définissant les

propriétés thermiques (caractéristiques, performances, pertes, ... etc.) par voie numérique d'un champ solaire de ces concentrateurs solaires.

## I.2. Etat de l'art

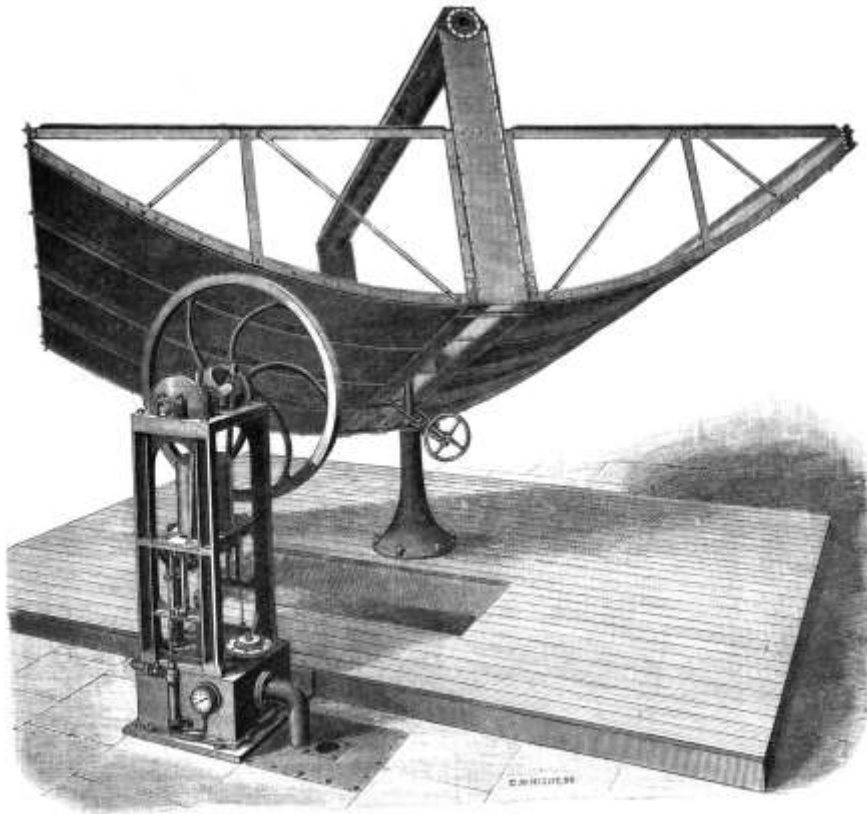
Les concentrateurs solaires de type cylindro-parabolique (Parabolic Trough Concentrator PTC) sont de longues rangées parallèles de miroirs en verre incurvés concentrant l'énergie du soleil sur un tube absorbeur situé le long de sa ligne focale.

La première expérience pratique avec le concentrateur cylindro-parabolique (PTC) remonte à 1870, où l'ingénieur John Ericsson a conçu et construit un collecteur PTC de 3,25 m<sup>2</sup> qui conduisait un petit moteur de 373 W [3].



**Figure I. 1 :** *L'ingénieur et l'inventeur polyvalent John Ericsson (1803-1889).*

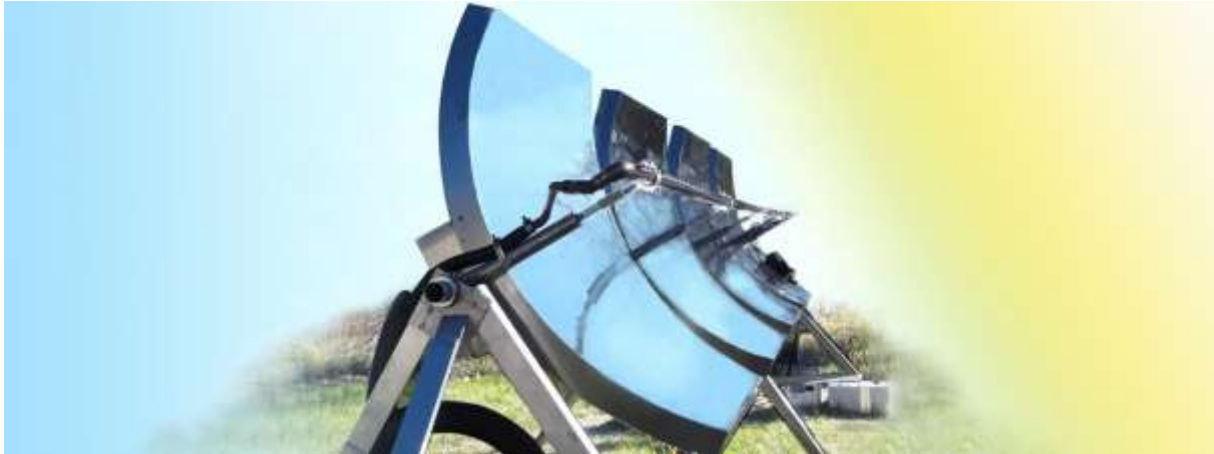
De 1872 à 1875, il a construit sept systèmes similaires, mais avec de l'air comme fluide de travail [2, 31]. En 1883, Ericsson a construit un grand « moteur solaire » qui a été exposé à New York [2, 32]. Il se composait d'un PTC de 3.35 m de long et de 4.88 m de large, focalisant le rayonnement solaire sur un tube de chaudière de 15.88 cm de diamètre. Le concentrateur se composait de douves en bois droites, soutenues par des nervures de fer incurvées paraboliques attachées aux côtés de la cuvette. Les plaques réfléchissantes, faites de verre plat argenté sur la face inférieure, étaient fixées sur ces douves.



**Figure I. 2 :** *Le moteur solaire de J. Ericsson (1883) [32].*

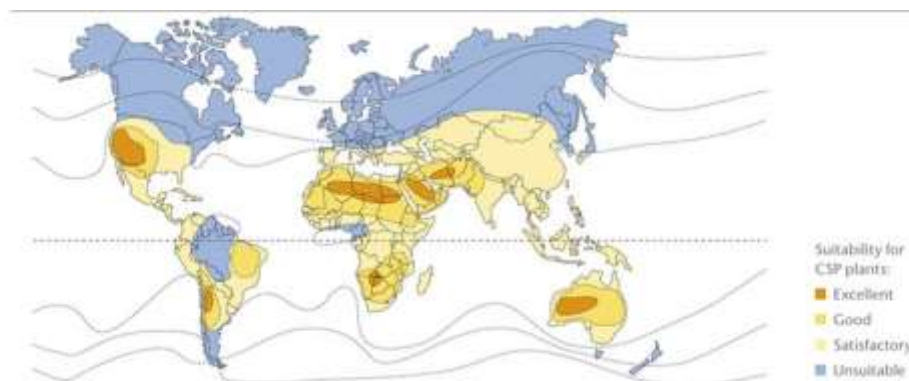
L'appareil entier a suivi le soleil manuellement. La vitesse moyenne du moteur pendant les essais d'été était de 120 tr/min et la pression de travail absolue du piston était de 0,24 MPa [2]. En 1886, il expérimente un moteur solaire de 1,86 kW. Ericsson a refusé de donner des détails techniques sur les chaudières pour des raisons de protection. Malheureusement, il est mort en 1889 avant de terminer une version commerciale de son « moteur soleil », et son projet n'a jamais été poursuivi [2].

Généralement, Ce type de concentrateurs suivent le soleil en tournant autour d'un axe nord-sud [7, 9-15, 26-30, 33-37]. Le fluide caloporteur (HTF), une huile circule à travers les tubes absorbeurs. En fonctionnement normal, le fluide caloporteur chauffé laisse les collecteurs avec une température de sortie très élevée et est pompé et est passé à travers plusieurs échangeurs de chaleur où son énergie est transférée au fluide de travail de la centrale électrique, qui est de l'eau ou de la vapeur d'eau. La vapeur chauffée est utilisée à son tour pour entraîner un turbogénérateur pour produire de l'électricité [7, 9-15, 26-30, 33-37].



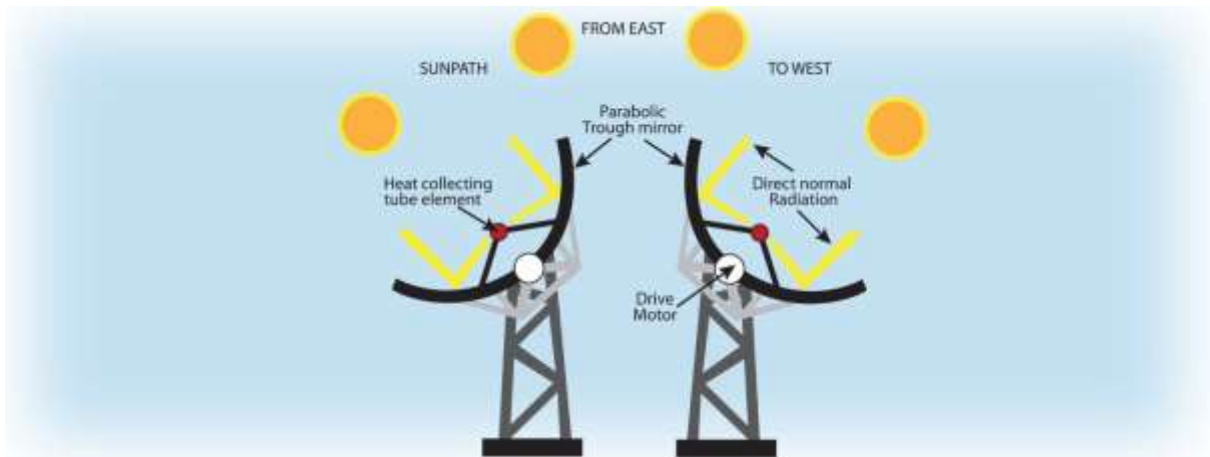
**Figure I. 3 :** *Vue d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique [38].*

Selon « Environmental Solar System » [38], Les collecteurs solaires PTC fonctionnent à environ 75% d'efficacité et à 495 pieds carrés peuvent recueillir environ 270 kWh/10 heures par jour clair, et ont une énergie solaire concentrée qui chauffe l'eau jusqu'à 400 °C, produisant de la vapeur pour l'électricité et chauffe l'eau potable.



**Figure I. 4 :** *Carte des zones appropriées pour la concentration des auge solaires paraboliques [39].*

Le concentrateur PTC peut être utilisée pour chauffer l'eau à des températures supérieures à 100 °C, éliminant ainsi toutes les bactéries présentes dans l'eau et rendant ainsi l'eau potable. Dans de nombreux pays du tiers monde, l'eau potable est un problème. Ce système solaire n'éliminera aucun produit chimique dans l'eau. Si l'eau contient de lourds sédiments, un filtre à sédiments doit être utilisé avec le chauffe-eau de type le concentrateur cylindro-parabolique à travers la production de la vapeur.



**Figure I. 5 :** Vue montrant la méthode de suivi du soleil pour un collecteur PTC [40].

De nombreuses centrales solaires utilisent cette technologie, notamment:

- Solar Electric Generating Station I (SEGS I) [41]: est l'une des neuf usines de la centrale électrique solaire dans le désert de Mojave en Californie. La capacité de production électrique combinée de la centrale est de plus de 350 MW [41].
- Nevada Solar One [42]: est la troisième plus grande usine de CSP au monde et la première centrale construite aux États-Unis depuis 1999. Elle est située au cité de Boulder, au Nevada, à environ 40 miles au sud-est de Las Vegas. Cette centrale solaire de type collecteur PTC est opérationnelle depuis juin 2007. Une centrale d'une capacité de production nominale de 64 MW et une capacité maximale de 70 MW. La totalité de l'électricité de la centrale, qui peut alimenter plus de 14 000 foyers par an.
- Agua Prieta II (Lieu: Région d'Agua Prieta, État de Sonora, Mexique) [43]: a une capacité globale de 478 MW (cycle combiné de 464 MW, apport solaire de 14 MW). Un brûleur à gaz naturel supplémentaire permet une production similaire de 14 MWe lorsque le champ solaire n'est pas en fonctionnement.

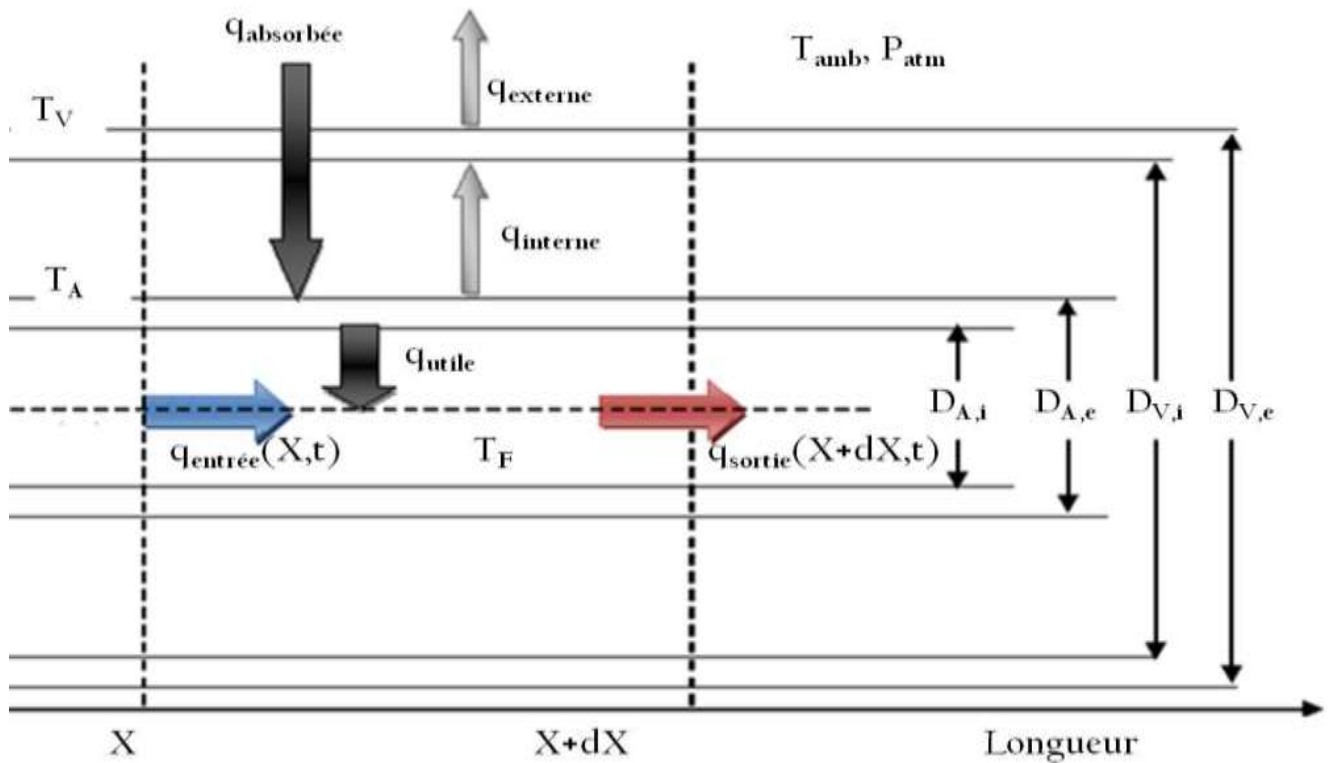




**Figure I. 6 :** *Quelques centrales solaires de type PTC.*

- Andasol-1 [44]: est la première centrale à auge cylindro-parabolique en Europe. Située dans le sud de l'Espagne, cette centrale électrique de 300 millions d'euros est en construction depuis juin 2006 et a commencé à fonctionner en 2008. La capacité de production nominale de 50 mégawatts est suffisante pour alimenter jusqu'à 200 000 personnes. Un système de stockage thermique indirect à deux réservoirs contient 28 500 tonnes de sel fondu, et ce réservoir peut faire tourner la turbine jusqu'à 7,5 heures à pleine charge. Andasol-1 et deux prochaines usines d'accompagnement aideront le réseau électrique espagnol à répondre à la demande estivale de pointe principalement causée par la forte consommation d'énergie des climatiseurs.

De nombreuses études scientifiques sont menées sur ce type de concentrateurs solaires. M. Ghodbane et al., (2015-2018), ont fait de nombreuses recherches scientifiques sur ce type de concentrateurs solaires [10-15, 26-30]. L'efficacité optique obtenue par l'équipe de recherche est variée de 63,5 % à 83,5 % selon les caractéristiques géométriques, les caractéristiques optiques et les conditions climatiques de la région étudiée. Quant aux rendements thermiques sont variés de 61 % à 82 %.



**Figure I. 7 :** Le bilan thermique d'un élément de surface du concentrateur cylindro-parabolique qui a été utilisé par M. Ghodbane et al., (2015) [26].

Dans la plupart des articles scientifiques, M. Ghodbane et al., (2015-2018) ont utilisé la méthode des différences finies pour résoudre le problème numérique concernant l'étude thermique du concentrateur solaire PTC, où un programme de calcul en Matlab a été établi après la discrétisation des équations non linéaire ce qu'ils ont permis d'obtenir un ensemble de résultats numériques [3, 7, 9-15, 26-30].

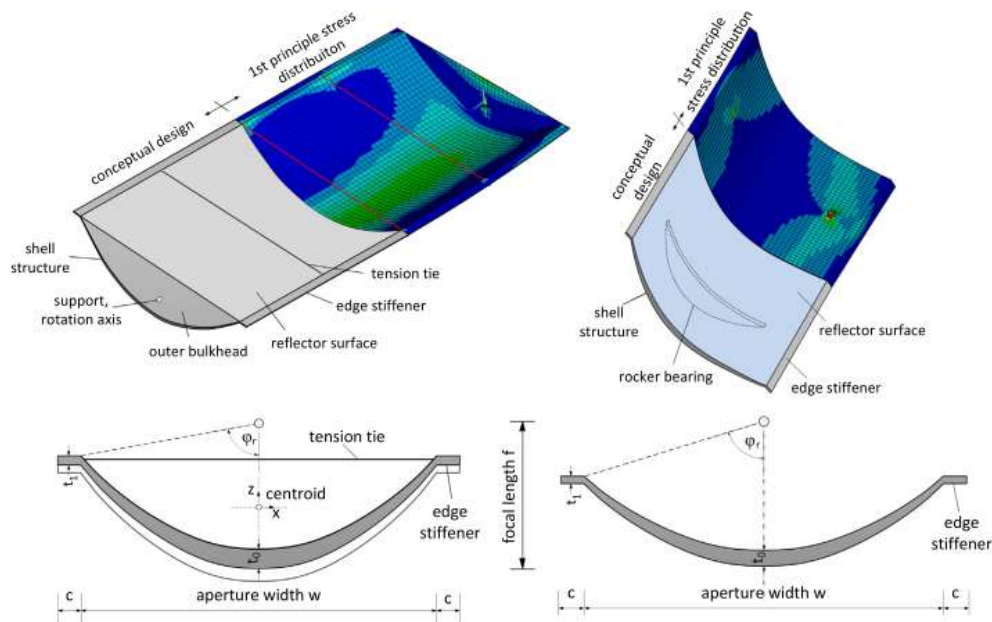
En 2013, F. Zaversky et al., ont simulé les performances des collecteurs cylindro-paraboliques utilisant du sel fondu comme fluide caloporteur [45]. Le sel fondu est un mélange de  $\text{NaNO}_3$  à 60% et de  $\text{KNO}_3$  à 40% (en poids), il a utilisé comme fluide caloporteur, au lieu de l'huile thermique conventionnelle. Le modèle de Zaversky et al., a été validé avec succès contre des données de mesure obtenues à l'installation SOLTERM (Casaccia, Rome, Italie).

En 2015, P. Forman et al., ont mené des recherches scientifiques pour améliorer l'efficacité optique d'un prototype de concentrateur solaire de type cylindro-parabolique conçu par une entreprise allemande d'un groupe Solarlite CSP Technology GmbH [46].

**Tableau I. 1 :** Dimensions et caractéristiques des modèles à auge parabolique de P. Forman et al., (2015) [46].

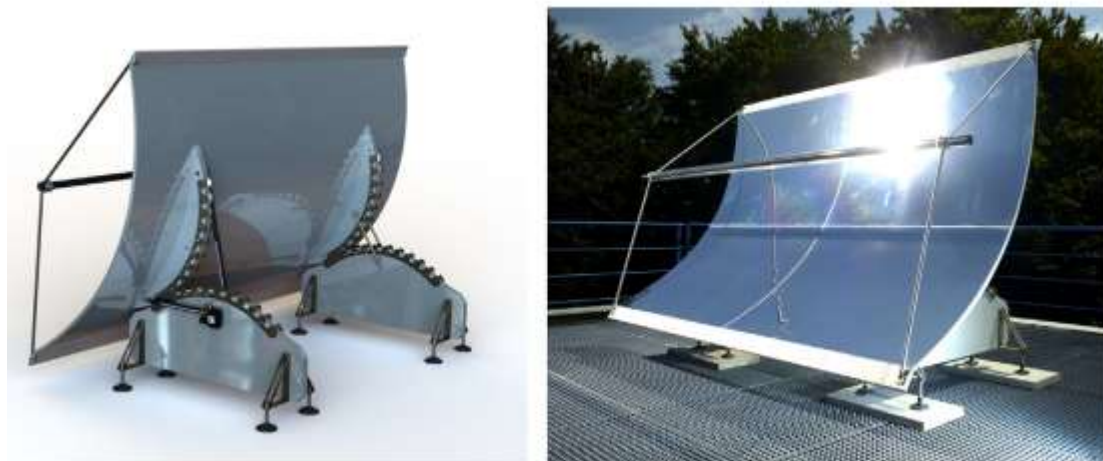
Description	Dimensions	
	Model "EuroTrough"	IST PT-1/own prototype
Parabola length $l$ (m)	12.00	6.10/3.20
Parabola aperture width $w$ (m)	5.77	2.205
Focal distance $f$ (m)	1.71	0.78
Rim angle $\varphi_r$ ( $^\circ$ )	80	70
Receiver diameter $d$ (mm)	70	51
Concentration ratio $C = w/d$ (-)	82	43

La conception des réflecteurs paraboliques en béton à haute résistance comprend à la fois l'analyse numérique et les essais expérimentaux. L'étude s'appuie sur deux conceptions de base existantes de collecteurs PTC. Les deux diffèrent principalement par la taille, la géométrie et les conditions de roulement. Tandis que le premier s'inspire du module « Euro trough » largement utilisé dans le commerce, l'alternative correspond au module PT-1 IST significativement plus petit, largement utilisé dans les applications de chaleur industrielle aux États-Unis et testé pour l'efficacité à l'aérospatiale allemande, centre (DLR).



**Figure I. 8 :** La conception de modèle FE en béton de type "EuroTrough" (à gauche) et du prototype (à droite) avec une épaisseur de section variable [46].

Le prototype de P. Forman et al., a été fabriqué dans les installations d'essais structurels de l'Université technique de Kaiserslautern. Il se compose d'un mince collecteur cylindro-parabolique en béton à haute résistance pour garantir la stabilité structurelle et servir simultanément de substrat pour les éléments de réflexion, tous montés sur des segments circulaires de nouveaux roulements à bascule. La chose la plus intéressante avec ce type de roulement est son concept déjà breveté pour maintenir horizontalement le centre de gravité de la coque tout en suivant le soleil contrôlé par un système de conduite automatique.



**Figure I. 9 :** Animation par ordinateur (à gauche) (animation par la société SolarSolid) et prototype fini (à droite) [46].

Le coffrage pour le prototypage de P. Forman et al., est fabriqué à partir de polystyrène recouvert d'une stratification auto-adhésive pour réaliser une surface précise [46].

En 2017, W. Qu et al., ont testé un collecteur solaire de type cylindro-parabolique avec un axe rotatif pour suivi le rayonnement solaire direct [47], où un collecteur PTC avec une puissance 300 kWh a été étudié par les auteurs.



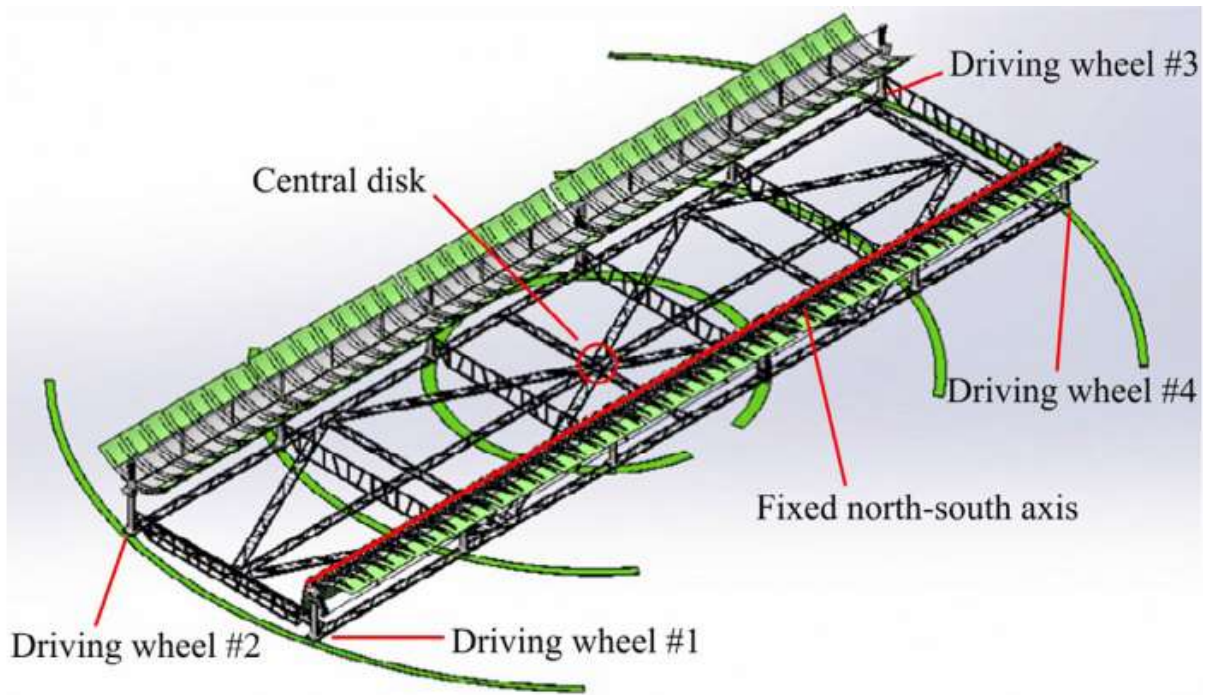
**Figure I. 10 :** Photo du collecteur solaire cylindro-parabolique de 300 kW avec un axe rotatif [47].

Selon la Figure I. 10, le modèle étudié consiste en deux rangées de collecteur solaire cylindro-parabolique et un appareil de suivi.

**Tableau I. 2 :** Dimensions et caractéristiques des modèles à auge parabolique de W. Qu et al., (2017) [47].

Items	Values	Items	Values
<i>Concentrator</i>		<i>Receiver</i>	
Aperture area $A$ [m <sup>2</sup> ]	692	Outer diameter of the tube $d$ [m]	0.070
Width $D$ [m]	5.77	Coating emissivity	<0.14
Length [m]	120	Coating absorptivity	>0.94
Focal length [m]	1.71	Inner diameter of the glass envelope [m]	0.114
Mirror reflectivity	>0.94	Outer diameter of the glass envelope [m]	0.120
<i>Receiver</i>		Transmittance of the glass envelope	0.95
Inner diameter of the tube [m]	0.064	Single tube length [m]	4

Le système de suivi comprend le cadre de support en acier rotatif et la glissière. Le cadre de support en acier rotatif a une longueur de 60 m et une largeur de 15 m, ce qui fixe les capteurs et résiste au poids du capteur solaire et du vent. Le châssis est équipé de deux dispositifs d'entraînement mécaniques à son sommet qui entraînent chaque collecteur pour suivre l'angle d'azimut solaire. A ce fond du cadre et aux quatre coins, quatre roues motrices sont adoptées pour fournir une force d'entraînement pour la rotation horizontale du cadre.



**Figure I. 11 :** Photo du système de suivi [47].

Le disque central de cadre rotatif a un axe rotatif, pour lequel la moitié de la diagonale de cadre est le bras de force. Cette structure du châssis de support présente les deux avantages principaux suivants:

- Un bras de force suffisant pour produire un grand couple ;
- Une rotation du châssis en acier par une petite force motrice.

Pour le suivi de l'axe nord-sud, les efficacités moyennes journaliers de 63% et 40% ont été obtenus en été et en hiver, respectivement. De plus, des expériences de comparaison sur l'effet de la perte de cosinus sont réalisées en hiver. Les résultats montrent que l'adoption du suivi d'axe rotatif réduit la perte de cosinus moyenne journalière de 10,3% et augmente l'efficacité moyenne journalière des collecteurs de 5,0% par rapport au suivi de l'axe nord-sud. Ainsi, le prototype de collecteur à auge parabolique solaire présenté dans ce document a le potentiel d'augmenter l'efficacité du capteur et d'améliorer encore le rendement solaire [47].

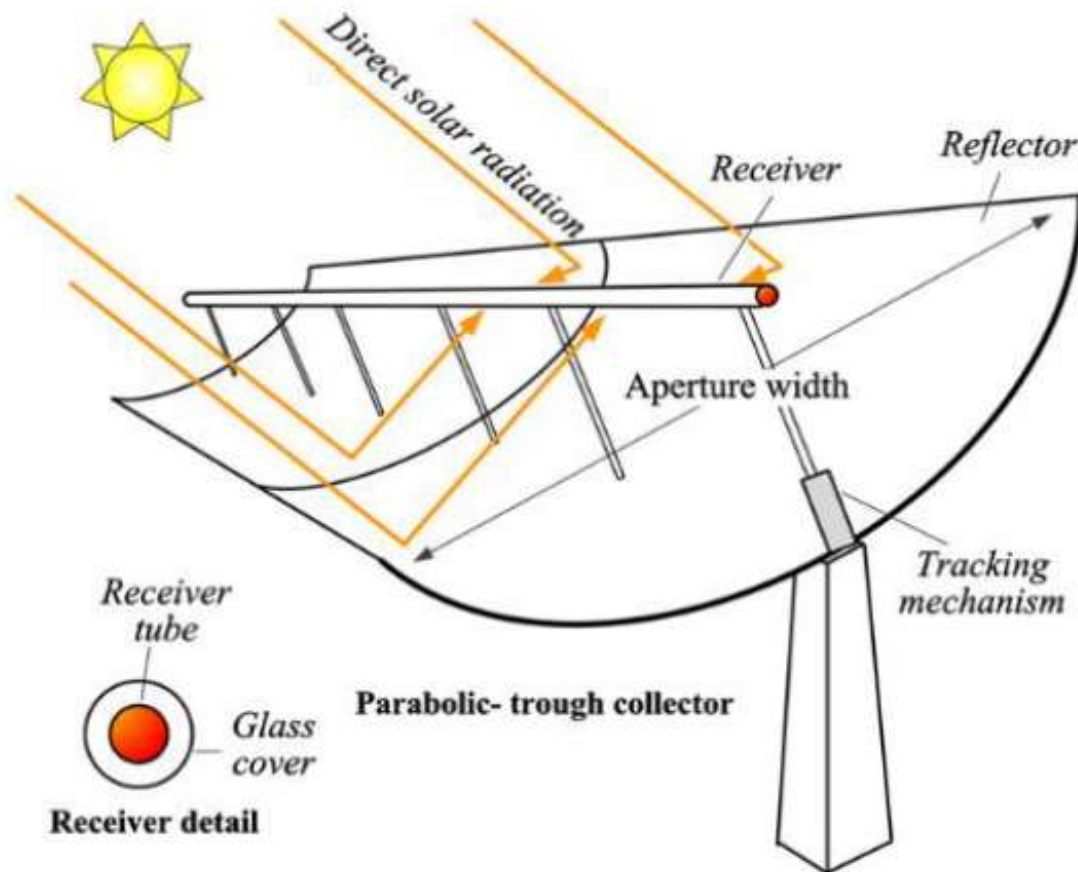
### I.3. Conclusion

Ce chapitre contient des résumés d'un ensemble de recherches scientifiques sur les concentrateurs solaires cylindro-paraboliques.

## II. La modélisation thermique d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique (PTC)

### II.1. Introduction

L'étude thermique des collecteurs solaires est l'un des facteurs physiques les plus importants pour déterminer les performances de ces collecteurs (Plans ou concentrateurs). Le concentrateur cylindro-parabolique est le collecteur le plus important dans le domaine de la conversion de l'énergie solaire en énergie thermique ou électrique [4, 9-15, 17-19, 26-30, 48-50].



**Figure II. 1 :** Schéma d'un collecteur solaire cylindro- parabolique (PTC) [8, 9].

Parmi les pays qui exploitent cette technologie, L'Algérie a achevé une centrale électrique hybride gaz/solaire assurée avec des spécifications allemandes dans le site de Hassi R'mel, Laghouat (Figure II. 2). Cette centrale combine des miroirs cylindro-paraboliques concentrant la puissance solaire de 25 MW, sur une surface de 180000 m<sup>2</sup>, en conjonction avec une centrale à turbines à gaz de 130 MW [6, 9].

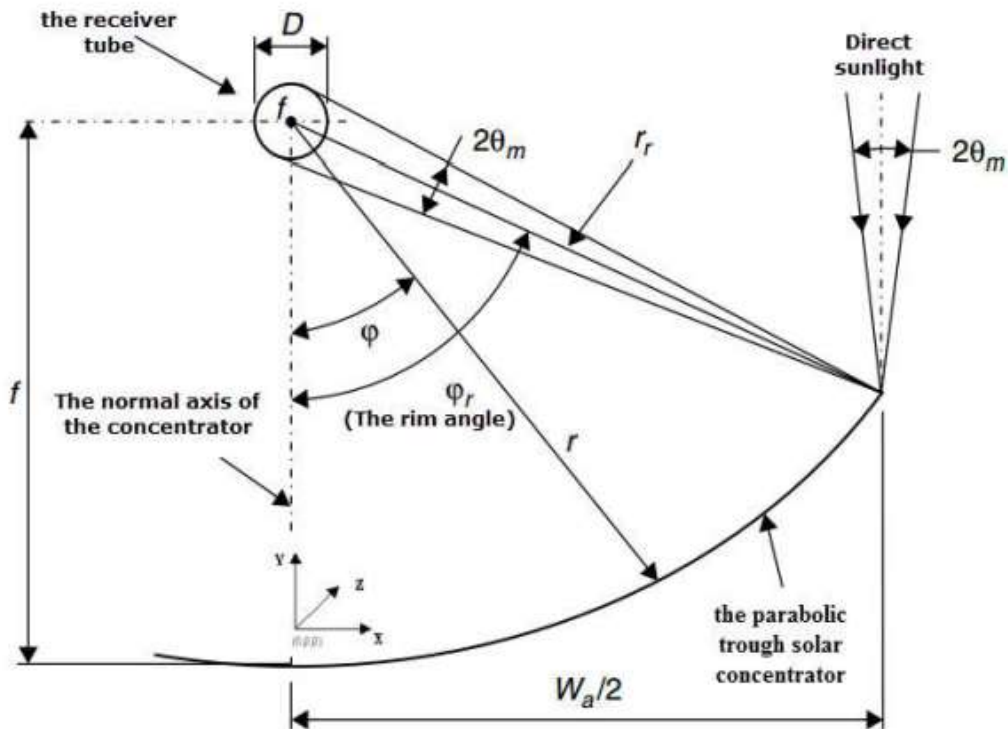


**Figure II. 2 :** La centrale hybride de Hassi R'mel [7, 9].

À travers ce chapitre, nous présenterons toutes les équations mathématiques permettant la modélisation thermique du concentrateur solaire cylindro-parabolique (PTC). Donc l'objectif principal est de faire des calculs et des investigations thermiques sur le concentrateur solaire cylindro-parabolique en fonction des paramètres géométriques des éléments concentrateurs pour déterminer l'intensité et la distribution du flux solaire sur la surface du tube récepteur, les performances thermiques du PTC, la température du tube absorbeur «  $T_A$ , (K) », la température du fluide caloporteur «  $T_F$ , (K) », la température de la vitre «  $T_V$ , (K) » et le coefficient global des pertes thermiques «  $U_L$ , (W/m<sup>2</sup>.K) ».

## II.2. Conception technique d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique (PTC)

Il est connu que pour déterminer la quantité du flux solaire incident sur le tube récepteur, il est nécessaire d'examiner les rendements optiques et les pertes optiques variables qui changent avec la position du soleil. L'irradiation solaire incidente est totalement en fonction de la surface d'ouverture du miroir réfléchissant, de la force de l'insolation et de l'angle auquel l'irradiation pénètre dans l'ouverture du plan. La surface d'ouverture équivalente se réfère à la surface de réflexion totale des collecteurs, qui est projetée sur le plan d'ouverture du concentrateur; cette zone est distincte de la surface incurvée réfléchissante. La surface entre le miroir et les composants structuraux non réfléchissants n'est pas incluse dans la surface d'ouverture. Lorsque le rayonnement solaire n'est pas normal au plan d'ouverture du collecteur, les pertes sont calculées en tenant compte de l'angle d'incidence " $\theta$ , (°)", cet angle est formé entre le rayon direct sur une surface et la normale sur la même surface.



**Figure II. 3 :** La section transversale d'un concentrateur cylindro-parabolique à tube absorbeur cylindrique [10].

Les coordonnées cartésiennes de la section transversale d'un collecteur cylindro-parabolique en termes de coordonner "x" et de coordonner "y". L'équation ((II. 1) illustre la courbure en coordonnées cartésiennes d'un concentrateur cylindro-parabolique [4, 5, 10, 35].

$$x^2 = 4fy \tag{II. 1}$$

Où « f » est la distance focale entre le centre parabolique et le tube d'amortisseur, son unité est le mètre (m).

Le diamètre du tube d'absorbeur "D, (m)" est une fonction du rayon de la jante "r<sub>r</sub>, (m)" et de l'angle de demi acceptation "θ<sub>m</sub>, (°)" comme cela est évident sur la Figure II. 3. L'équation (II. 2) montre la procédure de calcul du diamètre intérieur du tube absorbeur [4, 10, 35].

$$D = 2r_r \sin \theta_m \tag{II. 2}$$

Le rayon du miroir local "r, (m)" est le rayon du miroir réfléchissant; il est en fonction de l'angle "φ, (degré)" et la distance focale « f, « m »), où cet angle est l'angle entre l'axe normal de l'axe

du concentrateur et un faisceau réfléchi sur le tube de l'absorbeur (foyer). L'équation (II. 3) montre la relation pour calculer le rayon "r".

$$r = \frac{2f}{1 + \cos \varphi} \quad (\text{II. 3})$$

Grâce à l'équation (II. 3), il a été conclu le rayon de la jante et est calculé comme suit [10, 35]:

$$r_r = \frac{2f}{1 + \cos \varphi_r} \quad (\text{II. 4})$$

Grâce à la Figure II. 3, on a conclu beaucoup de caractéristiques géométriques, et notamment:

$$\begin{cases} \varphi \in [0, \varphi_r] \\ r \in [f, r_r] \end{cases} \quad (\text{II. 5})$$

Où " $\varphi_r$ " est l'angle de la jante, c'est l'angle entre l'axe normal du concentrateur et le rayon de la jante «  $r_r$  ».

La largeur d'ouverture " $W_a$ , (m)" du concentrateur a été calculée selon l'équation (II. 6), elle est fonction de l'angle de la jante " $\varphi_r$ " et du rayon de la jante " $r_r$ " [10, 35].

$$W_a = 2r_r \sin \varphi_r \quad (\text{II. 6})$$

Compensation de l'équation (II. 4) dans l'équation (II. 6), donc l'équation (II. 6) devient:

$$W_a = 4f \frac{\sin \varphi_r}{1 + \cos \varphi_r} \quad (\text{II. 7})$$

Par conséquent, la relation de largeur d'ouverture du concentrateur cylindro-parabolique est la suivante [5, 10, 35]:

$$W_a = 4f \times \tan\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) \quad (\text{II. 8})$$

Il y a un élément très important dans la conception du collecteur cylindro-parabolique; cet élément est la largeur de l'ouverture linéaire "L, (m)" du miroir réfléchissant. Cette dimension "L, (m)" peut être déterminée en utilisant l'équation (II. 9) [10, 35].

$$L = \frac{l_r}{2} \left[ \sec\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) \tan\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) + \ln \left[ \sec\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) + \tan\left(\frac{\varphi_r}{2}\right) \right] \right] \quad (\text{II. 9})$$

Où " $l_r$ , (m)" est le côté droit (latus rectum) de la parabole, leur équation est [10]:

$$l_r = 4f \times \tan\left(\frac{\pi}{2}\right) \quad (\text{II. 10})$$

Il existe plusieurs méthodes pour augmenter la concentration du rayonnement solaire à l'absorbeur d'un collecteur solaire [10, 35, 51]:

- Par l'utilisation des lentilles ou par des surfaces réfractaires,
- Par le type de montage ;
- Par l'orientation des systèmes de capture de rayonnement (ceci peut être réalisé par choisir des matériaux de construction).

La principale caractéristique de la concentration est le rapport de concentration géométrique "C". La définition la plus commune de ce facteur "C" est basée sur la notion de surface; il est donné comme le rapport de la surface de l'ouverture ( $A_a$ ) à la surface du tube absorbeur ( $A_r$ ) [10, 35, 51].

$$C = \frac{A_a}{A_r} \quad (\text{II. 11})$$

Pour un tube récepteur cylindrique, le rapport de concentration est supposé [10, 35, 36]:

$$C = \frac{W_a}{\pi D} \quad (\text{II. 12})$$

Par la compensation des deux facteurs "D" et "W<sub>a</sub>" avec l'équation (II. 2) et l'équation (II. 8), respectivement, l'équation (II. 12) devient [10, 35, 36, 52]:

$$C = \frac{\sin \varphi_r}{\pi \sin \theta_m} \quad (\text{II. 13})$$

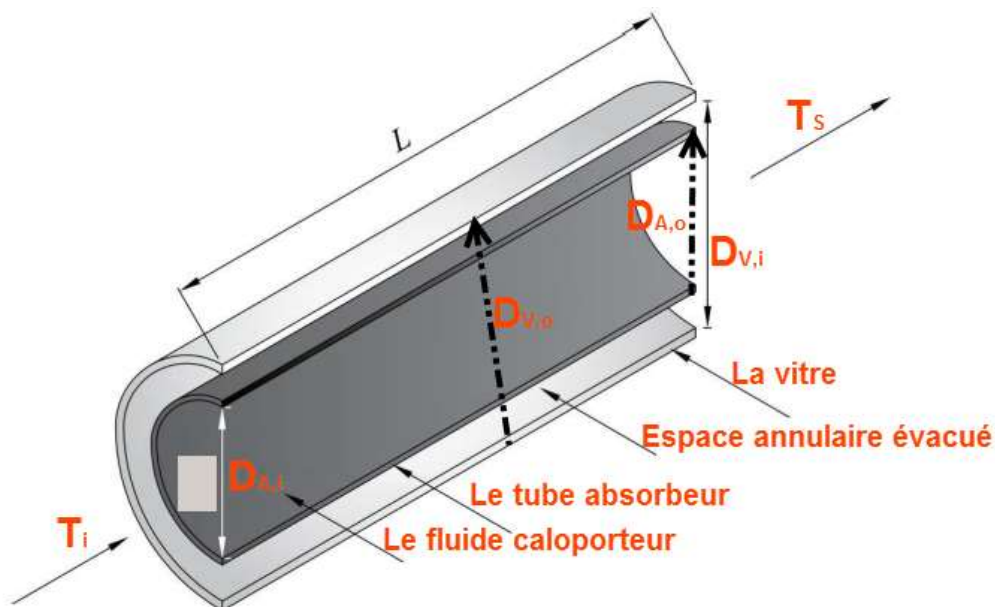
Enfin, il peut être démontré que l'énergie solaire incidente sur la surface d'ouverture d'un concentrateur solaire dépend de deux paramètres: l'insolation normale directe "DNI, (W/m<sup>2</sup>)" et la position relative du soleil par rapport à l'ouverture du collecteur [10].

### II.3. Investigation thermique du concentrateur solaire cylindro-parabolique (PTC)

#### II.3.1. Introduction

La performance thermique d'un concentrateur cylindro-parabolique (PTC) est focalisée sur l'analyse du tube absorbeur. Pendant l'analyse thermique du tube absorbant, il convient de vérifier:

- La prédiction de la performance de transfert thermique à l'intérieur du tube absorbeur où un fluide caloporteur circule en transférant l'énergie thermique du tube absorbeur pour être utilisé dans plusieurs domaines ;
- La détermination des pertes thermiques du tube récepteur en cours de fonctionnement du dispositif.



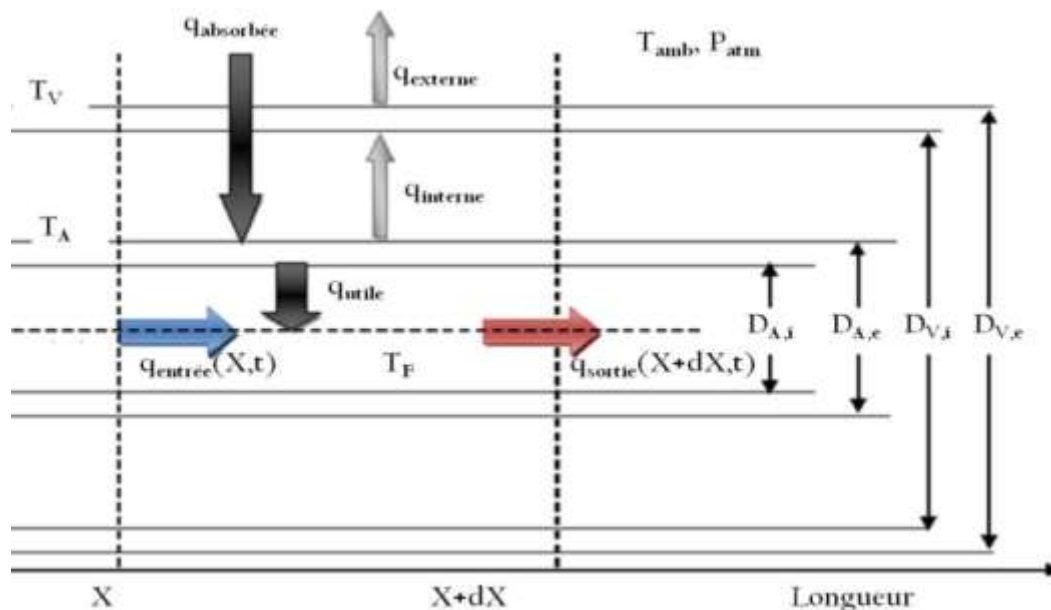
**Figure II. 4 :** *Domaine de calcul utilisé dans l'analyse numérique pour un tube absorbeur de PTC collecteur.*

Le bilan énergétique du tube absorbeur donnera les équations essentielles pour caractériser la

performance thermique «  $\eta_{th}$  » et de déterminer le coefficient global de pertes thermiques «  $U_L$ , (W/m<sup>2</sup>.K) » et la température «  $T_s$ , (K) » de fluide caloporteur à la sortie du tube absorbeur.

Généralement, les échanges thermiques se produisent entre trois éléments (le tube absorbeur, le fluide caloporteur et la vitre). Pour le calcul de bilan énergétique on pose comme hypothèses [9, 10, 12-15, 26-30]:

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



**Figure II. 5 :** Bilan thermique d'un élément de surface du concentrateur solaire PTC [9, 14, 15, 26-30].

Généralement pour l'analyse thermique d'un collecteur solaire à concentration, il est nécessaire de dériver des expressions appropriées pour le facteur «  $F'$  » d'efficacité du collecteur, le coefficient de pertes thermiques «  $U_L$  » et le facteur «  $F_R$  » d'évacuation de la chaleur du collecteur.

Pour le coefficient des pertes thermiques, des relations de transfert de chaleur standard pour les tubes vitrés peuvent être utilisées. Les pertes thermiques du tube absorbeur doivent être estimées, généralement en termes de coefficient de pertes thermiques «  $U_L$  », qui est basé sur la superficie du récepteur. La méthode de calcul des pertes thermiques d'un tube absorbeur du collecteur à concentration ne peut pas être facilement résumée, car de nombreux modèles et configurations sont disponibles (simple tube absorbeur, tube absorbeur sous-vide, tube absorbeur vitré, ...etc.) [4, 9, 35].

Donc pour un PTC, les niveaux de transfert d'énergie sont les suivants:

- Transfert d'énergie entre l'absorbeur et le couvercle en verre ;
- Transfert d'énergie à travers la couverture de verre ;
- Transfert d'énergie de la couverture de verre à l'air ambiant;
- Le transfert d'énergie de l'absorbeur à l'air ambiant à travers les supports et les entretoises du récepteur.

### II.3.2. Efficacité thermique

Comme tout le monde le sait, l'énergie thermique est transférée des endroits chauds aux endroits où les températures sont plus basses. Les principaux moyens de transfert d'énergie sont la conduction, la convection et le rayonnement. Quand il s'agit de la réalité, le transfert d'énergie se produit dans plus d'un de ces mécanismes agissant en même temps.

Dans cette section, nous proposons un aperçu détaillé des mécanismes de transfert de chaleur qui participent à un tube absorbeur d'un collecteur solaire cylindro-parabolique (PTC). Le paramètre qui détermine la performance thermique de tout capteur solaire est l'efficacité thermique globale " $\eta_{th}$ " [2, 4, 5, 7-22, 26-30, 33-37, 48-51, 53-59]. Ce paramètre représente le rapport entre la chaleur utile «  $q_{utile}$ , (W) » transmise au fluide caloporteur (liquide ou gaz) et la puissance «  $Q_s$ , (W) » de rayonnement solaire direct « DNI, (W/m<sup>2</sup>) » qui atteint la surface utile de collecteur (PTC). L'énergie calorifique de la chaleur utile peut être utilisée ultérieurement pour le chauffage (air, eau) ou aussi dans plusieurs procédés industriels (production d'électricité, climatisation solaire, agriculture, ...etc.). Donc, l'efficacité thermique peut être calculée par relation [9, 12-15, 26-30, 49]:

$$\eta_{th} = \frac{q_{utile}}{Q_s} = \frac{q_{utile}}{DNI \times A_a} \quad (\text{II. 14})$$

Où, le gain de chaleur utile «  $q_{utile}$ , (W) » fourni au fluide caloporteur spécifié peut être calculé par [9, 12, 13]:

$$q_{utile} = \dot{m} \times C_p (T_s - T_i) \quad (\text{II. 15})$$

Avec «  $\dot{m}$ , (Kg/s) » est le débit massique, «  $T_s$ , (K) » est la température du fluide caloporteur à la sortie du tube absorbeur, «  $T_i$ , (K) » est la température de fluide caloporteur à l'entrée du tube absorbeur et «  $C_p$ , (J/Kg.K) » est la capacité thermique de fluide.

Il peut également être calculée «  $q_{utile}$ , (W) » par la suivante équation [14, 30, 35]:

$$q_{utile} = F_r \left[ \eta_{op} DNI A_a - U_L A_{r,ext} (T_i - T_{amb}) \right] \quad (\text{II. 16})$$

Avec «  $DNI$ , (W/m<sup>2</sup>) est le rayonnement solaire direct, «  $A_a$ , (m<sup>2</sup>) » est la surface d'ouverture du collecteur, «  $A_{r,ext}$ , (m<sup>2</sup>) » est la surface extérieure du tube absorbeur et «  $T_{amb}$ , (K) » est la température de l'ambiance.

Quant à «  $F_r$  » est le facteur de dissipation de la chaleur, il peut être calculé le facteur «  $F_r$  » par la suivante équation [14, 30, 35]:

$$F_r = \frac{\dot{m} \times C_p}{A_{r,ext} \times U_L} \left[ 1 - e^{-\left( \frac{A_{r,ext} \times U_L \times F'}{\dot{m} \times C_p} \right)} \right] \quad (\text{II. 17})$$

Avec " $\eta_{opt}$ " est l'efficacité optique du concentrateur (PTC), où ce rapport représente la quantité de rayonnement «  $q_{absorbée}$ , (W) » absorbée par le tube absorbeur divisée par la quantité de

rayonnement normal direct "DNI" incident sur la surface d'ouverture " $A_a$ , ( $m^2$ )". L'efficacité optique " $\eta_{opt}$ " est donnée par [4, 9, 10, 12-15, 26-30, 34-36, 54, 58, 60, 61]:

$$\eta_{opt} = \rho_m \cdot \gamma \cdot \tau \cdot \alpha_c \cdot K(\theta) \quad (\text{II. 18})$$

Où les propriétés optiques du miroir réfléchissant du concentrateur cylindro-parabolique sont caractérisées par [4, 9, 10, 12-15, 26-30, 34-36, 54, 58, 60, 61]:

- Le coefficient de réflexion " $\rho_m$ ";
- Le coefficient de transmission " $\tau$ ";
- Le facteur d'interception " $\gamma$ ";
- Le coefficient d'absorption du récepteur " $\alpha_c$ ".

En pratique l'optique n'est pas parfaite. Pour que le modèle représente mieux la réalité, les erreurs optiques sont prises en compte. L'angle d'incidence " $\theta$ , ( $^\circ$ )" du soleil par rapport à un capteur solaire incliné joue un rôle important dans la détermination de la quantité d'énergie transmise au capteur solaire [4, 10, 53, 55]. Cet angle " $\theta$ " varie le long de la journée, de sorte que la performance quotidienne varie simultanément. L'angle d'incidence en termes d'angles différents définissant la position du soleil, d'où la dépendance directe de l'énergie absorbée, qui est selon le facteur d'angle d'incidence modifié " $K(\theta)$ " [4, 10, 35, 53, 55]. Ils sont de plusieurs natures d'erreurs optiques. La relation du coefficient d'angle d'incidence modifié est donnée par [4, 10] :

$$K(\theta) = 1 - \frac{f}{\ell} \left( 1 + \frac{W_a^2}{48f^2} \right) \tan\theta \quad (\text{II. 19})$$

Où " $\ell$ , (m)" est la longueur du concentrateur cylindro-parabolique.

En ce qui concerne ( $U_L$ ), il représente le coefficient global de pertes thermiques, il peut être calculé par la relation suivante [4, 14, 20, 27, 30, 35]:

$$U_L = \left[ \frac{A_{r,ext}}{(h_w + h_{r,v-a})A_{v,ext}} + \frac{1}{h_{r,r-v}} \right]^{-1} \quad (\text{II. 20})$$

Le facteur «  $A_{v,ext}$ , ( $m^2$ ) » est montre la surface extérieure de la vitre.

En ce qui concerne «  $h_w$ , ( $W/m^2.K$ ) » est le coefficient d'échange par convection entre la vitre et l'air ambiant, il peut être calculé par la relation suivante [4, 14, 30, 35]:

$$h_w = \frac{Nu \times K_{air}}{D_{v,o}} \quad (II. 21)$$

Avec «  $K_{air}$ , ( $W/m.K$ ) » est la conductivité thermique de l'air.

Quant à «  $Nu$  » est le nombre de Nusselt, ce nombre est un coefficient adimensionnel utilisé pour caractériser les transferts thermiques convectifs entre un fluide et une paroi. Ce paramètre peut être calculé en termes de régime d'écoulement de fluide. Ce paramètre peut être calculé comme suit [4, 13, 35]:

$$Nu = \begin{cases} 0,40 + 0,54 \times Re^{0,52} & \text{pour } 0,1 \leq Re \leq 1000 \\ 0,30 \times Re^{0,60} & \text{pour } 1000 < Re \leq 50000 \end{cases} \quad (II. 22)$$

Avec «  $Re$  » représente le nombre de Reynolds. Ce nombre indique le rapport qualitatif du transfert par convection au transfert par diffusion de la quantité de mouvement. On peut aussi dire que c'est le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses. On définit ce coefficient de la manière suivante [4, 13, 35]:

$$Re = \frac{\rho_{air} \times V_{vent} \times D_{v,o}}{\mu_{air}} \quad (II. 23)$$

Avec «  $V_{vent}$ , ( $m/s$ ) » est la vitesse du vent, «  $\rho_{air}$ , ( $Kg/m^3$ ) » est la masse volumique de l'air, «  $\mu_{air}$ , ( $Kg/m.s$ ) » est la viscosité dynamique de l'air et «  $D_{v,o}$ , ( $m$ ) » est le diamètre extérieur de la vitre.

En ce qui concerne «  $h_{r,v-a}$ , ( $W/m^2.K$ ) » est le coefficient d'échange radiatif entre la vitre et l'air ambiant [4, 13, 35]. On définit ce coefficient de l'équation suivante :

$$h_{r,v-a} = \epsilon_v \times \sigma \times (T_v + T_{amb}) (T_v^2 + T_{amb}^2) \quad (II. 24)$$

Avec «  $T_v$ , (K) » est la température de la vitre et «  $T_{amb}$ , (K) » est la température de l'air ambiant.

Pour le coefficient «  $h_{r,r-v}$ , (W/m<sup>2</sup>.K) », il montre le facteur d'échange radiatif entre l'absorbeur et la vitre. On définit ce coefficient de l'équation suivante [4, 13, 35]:

$$h_{r,r-v} = \frac{\sigma \times (T_v + T_A)(T_v^2 + T_A^2)}{\frac{1}{\varepsilon_r} + \frac{A_{r,ext}}{A_V} \left( \frac{1}{\varepsilon_v} - 1 \right)} \quad (\text{II. 25})$$

Où, Avec «  $\sigma = 5,66897 \times 10^{-8}$ , (W/m<sup>2</sup>. K<sup>4</sup>) » est la constante de Stephan, «  $T_A$ , (K) » est la température de l'absorbeur, «  $\varepsilon_r$  » est l'émissivité d'absorbeur et «  $\varepsilon_v$  » est l'émissivité de la vitre.

Quant à «  $F'$  » est le facteur d'efficacité du miroir, on détermine ce coefficient par l'équation suivante [4, 13, 35] :

$$F' = \frac{1}{U_L \left[ \frac{1}{U_L} + \frac{D_{A,o}}{h_{fi} D_{A,i}} + \left( \frac{D_{A,o}}{2K_F} \ln \frac{D_{A,o}}{D_{A,i}} \right) \right]} \quad (\text{II. 26})$$

Avec «  $D_{A,i}$ , (m) » est le diamètre intérieur du tube absorbeur, «  $D_{A,o}$ , (m) » est le diamètre extérieur du tube absorbeur, «  $K_F$ , (W/m. K) » est la conductivité thermique du fluide caloporteur.

Pour le coefficient «  $h_{fi}$ , (W/m<sup>2</sup>.K) », il illustre le facteur d'échange thermique par convection à l'intérieur de l'absorbeur. il peut être calculé par la relation suivante [4, 14, 30, 35]:

$$h_{fi} = \frac{Nu \times K_F}{D_{A,i}} \quad (\text{II. 27})$$

#### II.4. Conclusion

Le tube absorbeur d'un concentrateur cylindro-parabolique est un tube métallique dont sa couche externe est préparée pour l'absorption du rayonnement solaire direct. A l'intérieur de ce

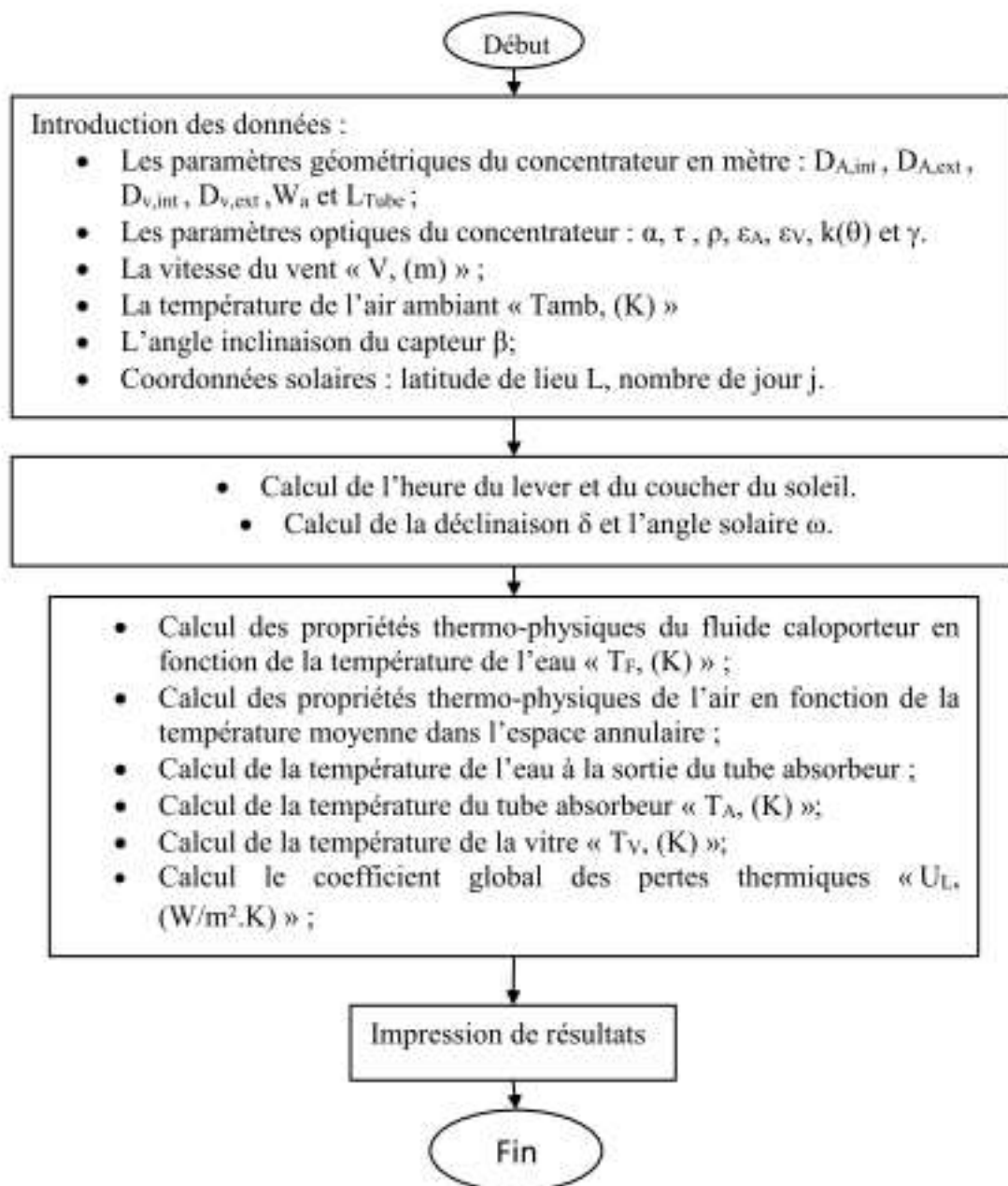
tube circule un fluide caloporteur, qui va être utilisé pour rendre utilisable le rayonnement solaire. Autour du tube absorbeur se trouve un couvercle en verre qui protège et isole le tube absorbeur de l'air ambiant externe.

Comme nous l'avons dit plus tôt, les méthodes de calcul des pertes thermiques au niveau d'un tube absorbeur d'un concentrateur solaire ne sont pas facile. Les formes et les conceptions sont large, les températures sont très élevées, les effets de bord sont très importants, les conceptions peuvent être assez élevées et les problèmes peuvent être aggravés par une non uniformité du flux de rayonnement sur la surface du tube qui peut entraîner des gradients de température importants. Il est difficile de présenter une seule méthode générale d'estimation des pertes thermiques. Donc, chaque géométrie du tube absorbeur doit être analysée comme un cas particulier.

### III. Résultats et Interprétations

#### III.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous allons présenter l'ensemble des résultats de la simulation numérique, ainsi que l'effet des paramètres géométriques et optiques sur l'évolution de divers facteurs thermiques et de la performance thermique d'un concentrateur cylindro-parabolique « PTC ». L'organigramme dans la Figure III. 1 montre les étapes pour déterminer ces facteurs.



**Figure III. 1** : Un organigramme pour déterminer la performance thermique du PTC.

Comme nous parlons d'efficacité thermique, nous devons aborder la perte thermique du concentrateur solaire cylindro-parabolique (PTC), la raison de la présence de ces pertes est la suivante:

- La surface réfléchissante n'est pas un réflecteur parfait;
- La couverture en verre n'est pas totalement transparente;
- Le tube absorbeur n'est pas un absorbeur idéal;
- La géométrie du réflecteur parabolique n'est pas excellente.

En outre, il y a des pertes géométriques, ces pertes sont celles qui apparaissent en raison de la réduction de la surface effective. Ils peuvent être inhérents à chaque collecteur, ou en raison de la position relative du collecteur entre eux.

Le concentrateur cylindro-parabolique possède un miroir réfléchissant de forme parabolique disposé de manière cylindrique. Cette géométrie permet de focaliser l'énergie solaire incidente le long d'une génératrice linéaire dans laquelle est placé un tube absorbeur dans lequel circule un fluide caloporteur (eau). Le concentrateur cylindro-parabolique est généralement muni d'un suivi solaire pour adapter l'inclinaison du concentrateur de sorte que le rayonnement solaire direct incident soit toujours perpendiculaire au plan d'ouverture du concentrateur. Le Tableau III. 1 montre les caractéristiques optiques des composants du concentrateur solaire cylindro-parabolique.

**Tableau III. 1 :** Les caractéristiques optiques du concentrateur solaire PTC étudié.

paramètre	Valeur
Erreur optique moyenne globale	03 mrad
Coefficient de réflexion de miroir ( $\rho_m$ )	0,92
Transmissivité de la vitre ( $\tau$ )	0.945
Coefficient d'absorbions de l'absorbeur ( $\alpha$ )	0,94
L'émissivité du tube absorbeur ( $\epsilon_A$ )	0,12
L'émissivité de la vitre ( $\epsilon_V$ )	0.935

Le tube absorbant est le composant principal du concentrateur cylindro-parabolique, qui a pour fonction d'absorber le rayonnement solaire incident, de le convertir en chaleur et de transmettre cette chaleur à un fluide caloporteur. Le Tableau III. 2 illustre les dimensions des diamètres du tube récepteur.

**Tableau III. 2 :** Les caractéristiques géométriques du concentrateur solaire PTC étudié.

Caractéristique géométrique	Valeur
Diamètre intérieur de l'absorbeur ( $D_o$ )	14,2 mm
Diamètre extérieur de l'absorbeur ( $D_i$ )	16 mm
Diamètre intérieur de la vitre ( $D_{v,o}$ )	17,5 mm
Diamètre extérieur de la vitre ( $D_{v,i}$ )	20 mm
Longueur de miroir ( $\ell$ )	2000 mm
La largeur d'ouverture ( $W_a$ )	1200 mm
La largeur de l'ouverture linéaire (L)	1376,8 mm
L'angle de la jante ( $\varphi_r$ )	90 °
Le rayon de la jante ( $r_r$ )	600 mm

Enfin, un programme informatique a été développé pour simuler la performance thermique du concentrateur solaire PTC. Le programme est écrit en langage MATLAB.

### III.2. Les conditions climatiques

L'Algérie est un pays qui se caractérise par un gisement solaire très important surtout dans sa partie saharienne. La Wilaya d'El-Oued est l'un des Wilayas désertiques algériens associés à la partie économique du pays, en raison de son activité commerciale et agricole. Cette zone est considérée comme l'un des endroits avec un rayonnement solaire très élevé tout au long de l'année. A cet effet, nous avons choisi cette zone pour mener une étude thermique qui permettent d'évaluer la possibilité de la réalisation d'un champ solaire de concentrateurs solaires.

Cette étude porte sur le comportement thermique d'un concentrateur cylindro-parabolique (PTC) dans le site de Guemar, Wilaya d'El-Oued, Algérie, où le Tableau III. 3 montre les données météorologiques de cette ville. Cette ville est située à une altitude de 62 mètres, sa latitude est 33 ° 29'24 " Nord et sa longitude est 06 ° 47'50 "Est. Généralement, la Wilaya d'El-Oued (Oued Souf) est caractérisée par un climat désertique chaud et sec en été et un hiver froid, avec du vent dans la plupart des saisons, surtout au printemps. Cette région est un état désertique riche en ressources agricoles (eau et terres arables), et a également un grand rayonnement solaire.

**Tableau III. 3 :** Les données météorologiques de la ville de Guemar [29].

mois	Irradiation globale (kWh/m <sup>2</sup> )	Irradiation diffusée (kWh/m <sup>2</sup> )	Irradiation direct (kWh/m <sup>2</sup> )	Moyenne mensuelle de la température de l'air ambiant (°C)	Moyenne mensuelle du point de rosée (° C)	Moyenne mensuelle de la vitesse du vent (m/s)
1	114	19	211	10,6	4	2,1
2	125	28	184	12,9	3,1	2,5
3	170	48	197	17,8	4,6	3,3
4	207	54	225	21,6	7,1	4
5	234	69	237	26,8	9,6	4,1
6	236	70	228	31,3	11,4	3,6
7	248	66	242	34,7	13,3	3,4
8	219	67	217	33,8	14,6	3,1
9	176	55	187	28,8	15	3
10	144	45	179	23,8	12,7	2,2
11	117	21	200	16,1	7,3	2
12	100	21	187	11,7	5,1	2,3

Comme on le sait, le climat est le temps global dans une zone pendant une longue période de temps. Les climatologues décrivent l'état du climat sur la base des moyennes mensuelles et annuelles de température et de chute. Il comprend les précipitations, la neige et les autres formes d'humidité qui tombent sur le sol, et les scientifiques décrivent les changements climatiques d'une année à l'autre et provoquent des périodes humides et des périodes sèches. Le temps peut changer de jour en jour et le jour peut être orageux et froid tandis que le jour suivant est lumineux et chaud.

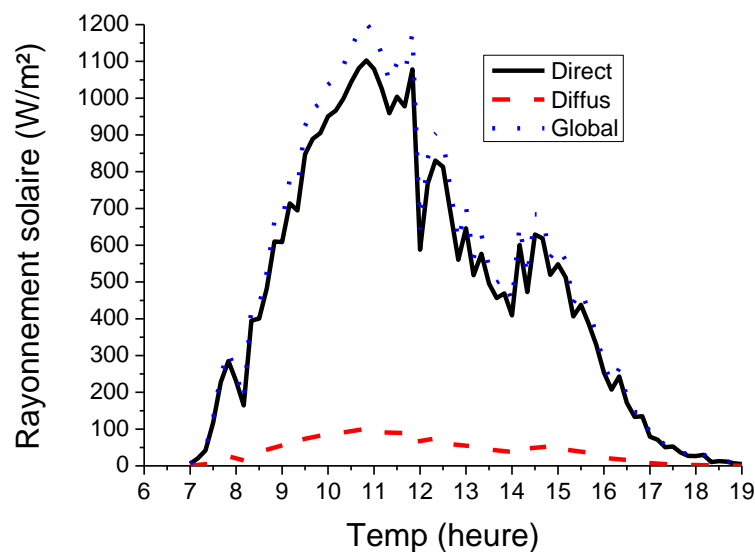
Pour déterminer le climat dans une région particulière, les scientifiques comptent sur l'étude des conditions météorologiques quotidiennes pendant une longue période pour prendre plusieurs années. Chaque zone de la surface de la Terre, même rétrécie, a son propre climat. Des pays différents peuvent partager un climat similaire, et le climat peut également varier entre une zone de haute montagne et une zone adjacente basse. Le climat varie également entre la ville et ses environs.

Donc, le Tableau III. 3 donne un résumé du climat de la région, et il semble clair que la région à forte énergie solaire doit être exploitée (thermiquement ou électriquement).

Nous avons sélectionné le 16 Mars 2018 pour faire cette étude thermique, ce jour représente le jour typique pour le mois de Mars. Pour voir l'effet des paramètres climatiques sur la performance, on a utilisé les données météorologiques (Rayonnement solaire « direct, diffus et

global », la vitesse du vent et la température de l'air ambiant) mesurés par la station d'éolien dans le laboratoire N°22 au niveau du département de génie Mécanique, Université Echahid Hamma Lakhder El-Oued, Algérie.

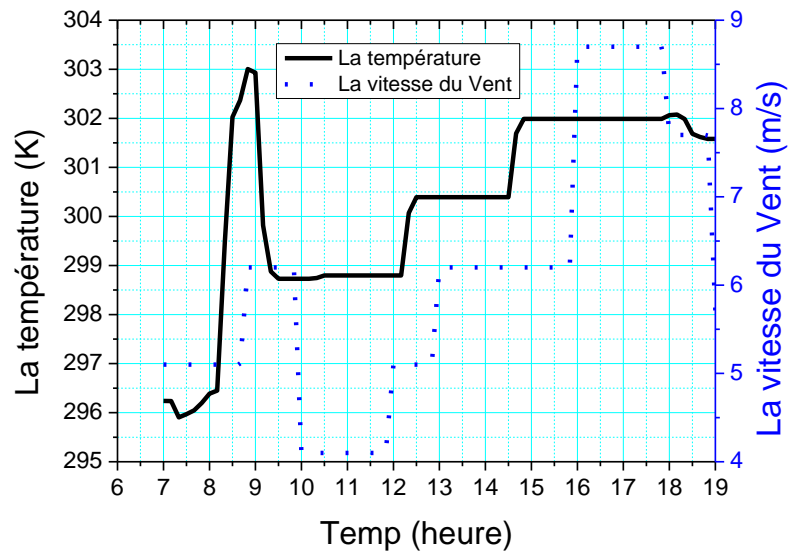
La Figure III. 2 présente l'évaluation du rayonnement solaire du lever au coucher du soleil pour la journée de 16 Mars 2018 dans la région de Guemar. Grâce à la Figure III. 2, nous observons que la valeur maximale du rayonnement solaire total a atteint 1102,50 (W/m<sup>2</sup>) à 10H50, et la valeur minimale atteinte 5 (W/m<sup>2</sup>) à 19H00. Nous notons que les rayonnements solaires mesurés (Direct, Diffus et Global) ont des allures similaires, sauf qu'on note une déformation dû à un passage nuageux.



**Figure III. 2 :** Les rayonnements solaires mesurés pour la journée de 16/03/2018.

Le rayonnement solaire montré dans la figure précédente est très excellent, c'est-à-dire que nous pouvons créer un champ de collecteurs solaires (plan, concentrateur, photovoltaïque, ...etc.) dans la zone étudiée. Pour confirmer cela, nous allons maintenant montrer à la fois les évolutions de la température et la vitesse du vent de la journée de 16 Mars 2018. Ce jour est un jour de printemps, ce qui signifie que la valeur du rayonnement solaire et de la température augmentera davantage en été. Cela confirme le succès du projet visant à établir le champ solaire dans la Wilaya d'El-Oued.

La Figure III. 3 montre l'évolution de la température de l'air et de la vitesse du vent du jour étudié. La température maximale de l'air a atteint 303 (K) à 08H50, quant à la valeur minimale était de 295,90 (K) à 07H20.



**Figure III. 3 :** Les valeurs mesurées de la température d'air ambiant et de la vitesse de vent pour la journée de 16/03/2018.

En ce qui concerne la vitesse du vent, son pic atteint à 1h00, où elle a atteint 8,7 (m/s) en soir entre 16H00 et 18H00 ; par conséquent, cette vitesse du vent ne sera pas affectée par l'efficacité photovoltaïque du champ solaire car elle se rapproche de l'heure du coucher du soleil. Quant à la vitesse minimale du vent est 4,1 (m/s), cette valeur a été enregistré entre 10H00 et midi. La moyenne quotidienne pour chacune des conditions météorologiques est la suivante:

- La moyenne quotidienne du rayonnement solaire direct est 476,042 (W/m<sup>2</sup>) ;
- La moyenne quotidienne du rayonnement solaire diffus est 43,28 (W/m<sup>2</sup>) ;
- La moyenne quotidienne du rayonnement solaire global est 519,322 (W/m<sup>2</sup>) ;
- La moyenne quotidienne de la température de l'air ambiant est 300,2 (K) ;
- La moyenne quotidienne de la vitesse de vent est 6,127 (m/s).

Ces résultats, qui ont été présentés aux données météorologiques, sont encourageants pour créer l'ambition de la mise en place d'un champ solaire (plan, concentrateur ou photovoltaïque) dans la région d'El-Oued, Algérie.

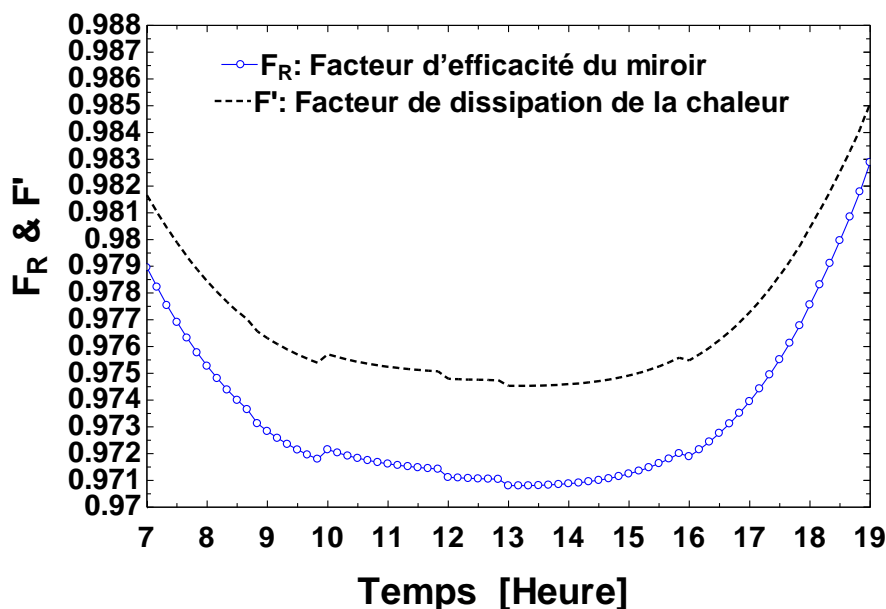
Nous allons maintenant présenter les résultats de l'étude thermique que nous pouvons avoir pour un champ solaire composé de concentrateurs solaires cylindro-parabolique dans la région de Guémar, W. El-Oued, Algérie.

### III.3. Résultats de la modélisation thermique

#### III.3.1. Le facteur de dissipation de la chaleur et le facteur d'efficacité du miroir

La Figure III. 4 montre les changements du facteur de dissipation de la chaleur «  $F_R$  » et du facteur d'efficacité du miroir «  $F'$  » en termes de temps pour le jour étudié du lever au coucher du soleil.

L'interprétation physique de «  $F'$  » est qu'il représente le rapport entre le gain d'énergie utile réel et le gain d'énergie utile qui résulterait si la surface d'absorption du collecteur était à la température du fluide local, donc il montre la résistance au transfert de chaleur du fluide à l'air ambiant. Dans cette étude, les valeurs de ce paramètre «  $F'$  » ont changé comme suit:



**Figure III. 4 :** Evaluation du facteur de dissipation de la chaleur ( $F_R$ ) et du facteur d'efficacité du miroir ( $F'$ ).

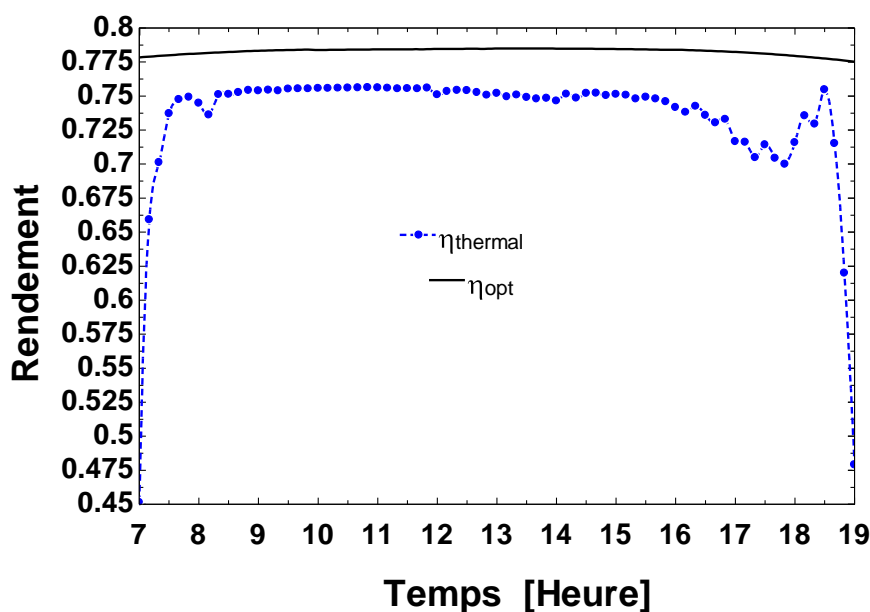
- Au lever du soleil nous avons enregistré une valeur pour cette variable est égale à 0,9817 ;
- A midi la valeur de cette variable était 0,9748 ;
- Au coucher du soleil, nous avons enregistré une valeur pour cette variable égale à 0,9851.

Ce changement s'explique par la relation inverse entre le facteur «  $F'$  » et le coefficient global «  $U_L$ , ( $W/m^2.K$ ) » de pertes thermiques (voir la Figure III. 8).

Pour le facteur «  $F_R$  », il représente le facteur d'efficacité du miroir. Nous pouvons dire que ce facteur illustre le rapport entre le transfert d'énergie réel et le transfert d'énergie maximum possible. Ce qui est connu est que ce coefficient change en termes de deux paramètres, le premier est «  $F'$  » et le deuxième est «  $U_L, (W/m^2.K)$  ». Pour cela, nous observons à travers la Figure III. 4 que les deux facteurs «  $F_R$  et  $F'$  » changent en parallèle, mais la valeur du facteur «  $F'$  » relativement plus du «  $F_R$  », parce que les deux facteurs «  $F'$  » et «  $U_L, (W/m^2.K)$  » changent inversement.

### III.3.2. Estimation de rendements

Nous allons maintenant parler des performances « optique et thermique » de notre concentrateur solaire cylindro-parabolique (PTC), la Figure III. 5 montre l'évolution de l'efficacité optique et de l'efficacité thermique du concentrateur solaire cylindro-parabolique en fonction de temps pour la journée de 16/03/2018.



**Figure III. 5 :** Evolution de rendements « optique et thermique » du concentrateur PTC en termes de temps pendant la journée de 16/03/2018.

Généralement, les concentrateurs solaires (Ponctuels ou Linéaires) ont des propriétés optiques qui varient sensiblement avec la géométrie du dispositif. Les concepts généraux suivants peuvent être appliqués à tous les concentrateurs, bien que la façon dont ils sont appliqués varie avec la configuration. Par conséquent, la modification de la configuration géométrique et des

caractéristiques optiques des éléments du concentrateur solaire affecte directement l'efficacité optique du collecteur solaire.

Comme indiqué dans l'équation (II. 18), de nombreux facteurs contrôlent l'efficacité optique du concentrateur solaire cylindro-parabolique, ces facteurs peuvent être liés aux propriétés optiques du PTC (Design et configuration) et peuvent également être directement affectés par l'environnement de la manipulation (poussière, erreurs, etc.). Les facteurs optiques qui influent sur l'efficacité du concentrateur solaire PTC sont:

- Le facteur d'interception " $\gamma$ " qu'exprime le pourcentage de rayonnement solaire direct réfléchi par les miroirs qui atteint le tube absorbeur. La valeur de ce paramètre est généralement d'environ 95% ;
- La réflectance du miroir «  $\rho_m$  » qui indique quelle fréquence du rayonnement incident est réfléchi par les miroirs, lorsque ceux-ci sont parfaitement propres. Les valeurs communes pour ce paramètre sont d'environ 90%, mais cette valeur diminue avec le temps ;
- La transmittance «  $\tau$  » qui quantifie la quantité de rayonnement qui traverse la couverture de verre hors du rayonnement qui l'atteint. Les valeurs communes pour ce paramètre sont d'environ 90-95% ;
- L'absorptance «  $\alpha_c$  » quantifie la quantité de rayonnement absorbée par le rayonnement total qui arrive au tube absorbeur.

Ces quatre paramètres optiques ont un impact direct sur l'efficacité de l'appareil. En plus, une partie seulement de l'énergie solaire totale peut être absorbée par le récepteur, cette puissance absorbée est donnée par l'efficacité optique «  $\eta_{opt}$  ». A travers la Figure III. 5, nous notons que la grande valeur de l'efficacité optique «  $\eta_{opt}$  » était de 78,49 % à 13H00. Cette valeur du rendement optique est un résultat significatif du concentrateur solaire étudié. Quant à l'efficacité thermique maximale «  $\eta_{th}$  » était de 75,61% à 11H45, ce paramètre représente la quantité de puissance utile obtenue du collecteur PTC.

Lorsque le rayonnement solaire atteint le concentrateur solaire cylindro-parabolique (PTC), une quantité importante d'énergie est perdue pour trois raisons principales, géométriques, thermiques et optiques. Dans la partie suivante de la présentation, nous aborderons la perte thermique.

### III.3.3. Evaluation des coefficients des pertes thermiques

Généralement, l'analyse thermique d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique est très complexe. Pour cette raison, il est nécessaire de dériver des expressions appropriées pour le facteur « F' » d'efficacité du concentrateur (PTC), le coefficient global de pertes thermiques «  $U_L$  » et le facteur «  $F_R$  » de la dissipation de la chaleur.

Pour le coefficient global de pertes thermiques «  $U_L$  », des relations de transfert de chaleur standard pour les tubes absorbeurs à vitre peuvent être utilisées. Généralement, les pertes thermiques du tube absorbeur doivent être estimées en termes de coefficient global «  $U_L$  » de pertes thermiques, qui est basé sur la superficie du tube absorbeur. Dans tous cas, l'analyse thermique doivent inclure les pertes de rayonnement, de conduction et de convection.

La Figure III. 6 montre la variation du coefficient d'échange radiatif entre l'absorbeur et la vitre «  $h_{r,r-v}$ , (W/m<sup>2</sup>.K) », et du coefficient «  $h_{r,v-a}$ , (W/m<sup>2</sup>.K) » d'échange radiatif entre la vitre et l'air ambiant en fonction de temps.

Comme on le sait, le coefficient «  $h_{r,r-v}$ , (W/m<sup>2</sup>.K) » est varié en fonction de la température du tube absorbeur «  $T_A$ , (K) » et de la température du tube de couverture en verre «  $T_V$ , (K) ». Quant au coefficient «  $h_{r,v-a}$ , (W/m<sup>2</sup>.K) » est varié en fonction de la température du tube de couverture en verre «  $T_V$ , (K) » et la température de l'air ambiant «  $T_{amb}$ , (K) ».

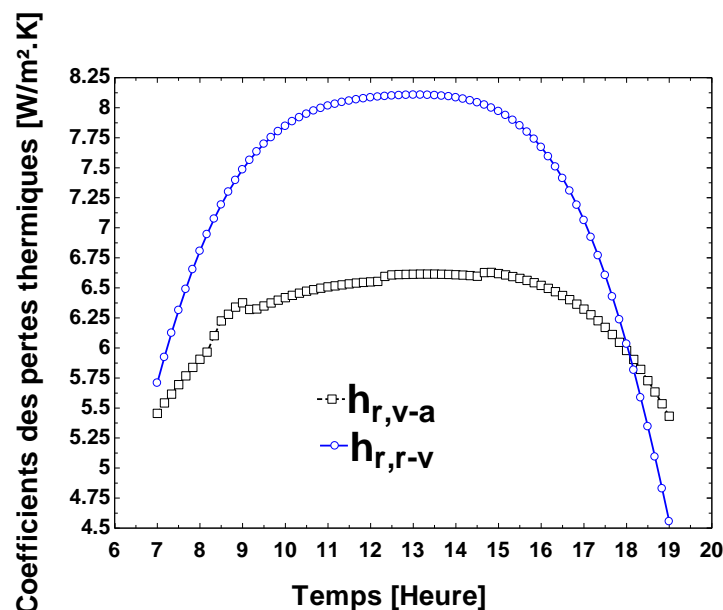
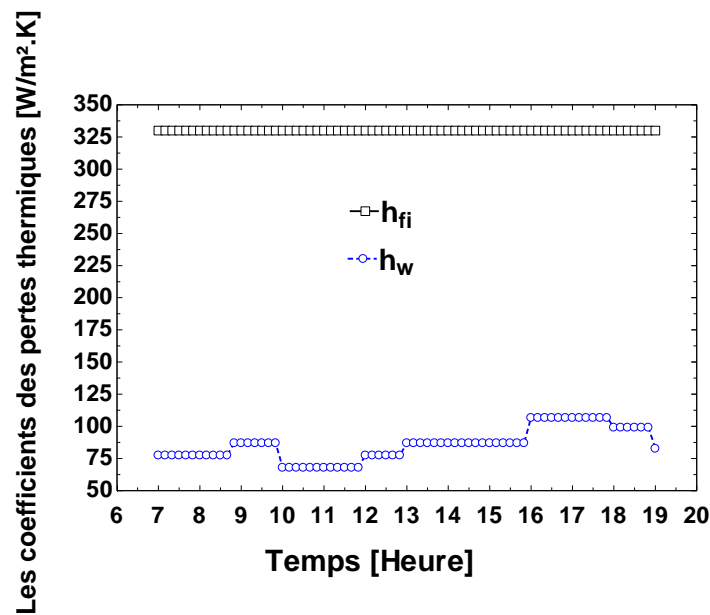


Figure III. 6 : Evaluation de  $h_{r,v-a}$  et  $h_{r,r-v}$  en fonction de temps.

Figure III. 7 illustre la variation du coefficient «  $h_{fi}$ , (W/m<sup>2</sup>.K) » d'échange thermique par convection à l'intérieur de l'absorbeur et du coefficient «  $h_w$ , (W/m<sup>2</sup>.K) » d'échange par convection entre la vitre et l'air ambiant.



**Figure III. 7 :** Evaluation de  $h_w$  et  $h_{fi}$  en fonction de temps.

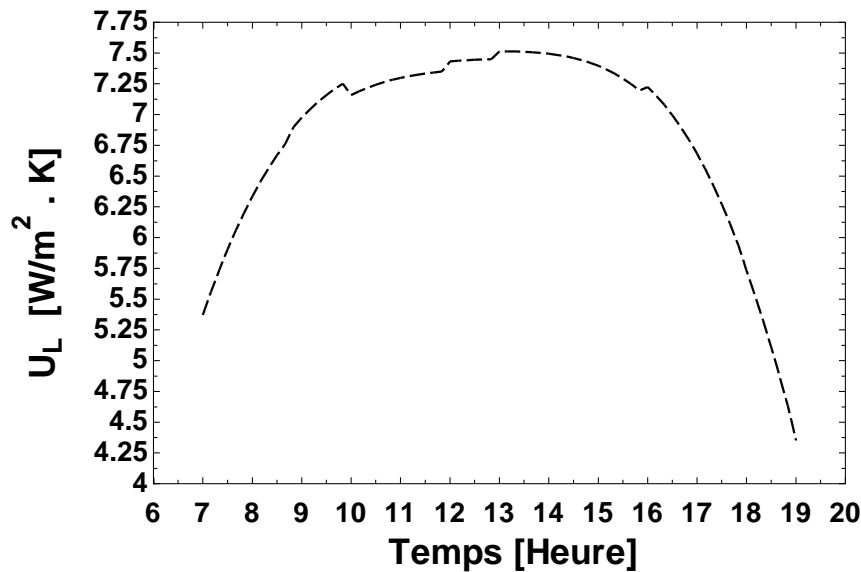
Les deux coefficients «  $h_{fi}$ , (W/m<sup>2</sup>.K) » et «  $h_w$ , (W/m<sup>2</sup>.K) » sont variés en fonction du régime d'écoulement de l'air, ils dépendent des propriétés thermo-physiques de l'air (température, viscosité, ...etc.) (voir les propriétés thermo-physiques de l'air en page 54) .

Pour le concentrateur solaire cylindro-parabolique, les pertes thermiques sont dues à la différence de température entre le tube absorbeur, le tube de couverture en verre et le milieu ambiant. La puissance perdue «  $Q_{perdue}$ , (W) » est proportionnelles à la différence de température du tube absorbeur et de l'air ambiant.

La couverture transparente est utilisée pour réduire les pertes par convection entre le tube absorbeur et le tube de verre. Elle réduit également les pertes de rayonnement du concentrateur car le verre est transparent au rayonnement à ondes courtes reçu par le soleil, mais il est presque opaque au rayonnement thermique à ondes longues émis par le tube absorbeur (effet de serre).

De plus, La couverture en verre entoure le tube absorbeur doit admettre autant d'irradiation solaire que possible et réduire autant que possible les pertes thermiques vers l'air ambiant. Bien que le verre soit pratiquement opaque au rayonnement à ondes longues émis par le tube

absorbeur, donc l'absorption de ce rayonnement entraîne une augmentation de la température du verre et une perte de chaleur dans l'atmosphère environnante par rayonnement et convection.



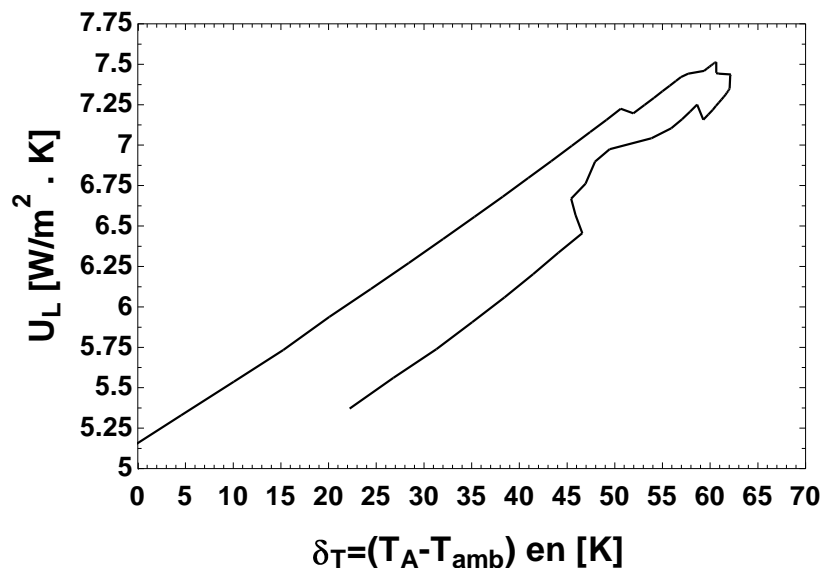
**Figure III. 8 :** Evaluation du coefficient global de pertes thermiques «  $U_L$ , ( $W/m^2.K$ ) » en fonction de temps.

Ainsi, la réduction de la perte de chaleur du tube absorbeur peut être réalisée soit par une surface sélective pour réduire les pertes du transfert de chaleur par radiation, soit en supprimant les causes de la convection thermique en utilisant un espace annulaire (création de vide entre le tube absorbeur et le tube couverture en verre). Puisque le tube de verre entourant le tube absorbeur fonctionne pour réduire les pertes par convection et par conduction, les concentrateurs solaire cylindro-paraboliques peuvent fonctionner à des températures plus élevées que les capteurs plans, et l'efficacité thermique du concentrateur (PTC) est plus grande par rapport l'efficacité thermique du capteur plan en raison de la petite surface de pertes thermiques.

Lorsque le rayonnement solaire direct tombe sur la surface du collecteur solaire cylindro-parabolique, la plus grande partie est absorbée et transmise au fluide caloporteur, et elle est évacuée comme énergie utile «  $Q_u$ , (W) ». Cependant, comme dans tous les systèmes thermiques, les pertes de chaleur dans l'environnement par différents modes de transfert de chaleur (conduction, convection et rayonnement) sont inévitables. D'après les figures (Figure III. 8 & Figure III. 9) où on a travaillé avec un débit massique constant d'eau ( $Q_m=0,015$  Kg/s) dont l'allure du coefficient global de pertes thermique dans la Figure III. 8 est variée en fonction de temps, quant à l'évolution du coefficient de pertes thermiques dans la Figure III. 9 est en

fonction de l'écart de température entre le tube absorbeur et l'air ambiant. Comme il est évident, les valeurs du coefficient de pertes thermiques augmentent avec l'augmentation de la température du tube absorbeur, la température de l'air ambiant et l'intensité du rayonnement solaire direct (DNI). Donc, la température de l'air ambiant est l'un des facteurs essentiels qui influe sur l'efficacité du concentrateur PTC, puisque les propriétés physiques de l'air extérieur changent en terme de la température ambiante.

Les pertes thermiques s'effectuent par conduction à travers le tube de couverture en verre et par convection et rayonnement forcée au niveau de la surface extérieure du tube de couverture en verre. En plus de cela, une petite valeur d'émissivité du tube absorbeur permet de diminuer les pertes thermiques.



**Figure III. 9 :** Evaluation du coefficient global de pertes thermiques «  $U_L$  ( $W/m^2.K$ ) » en termes de différence de température entre le tube absorbeur et l'air.

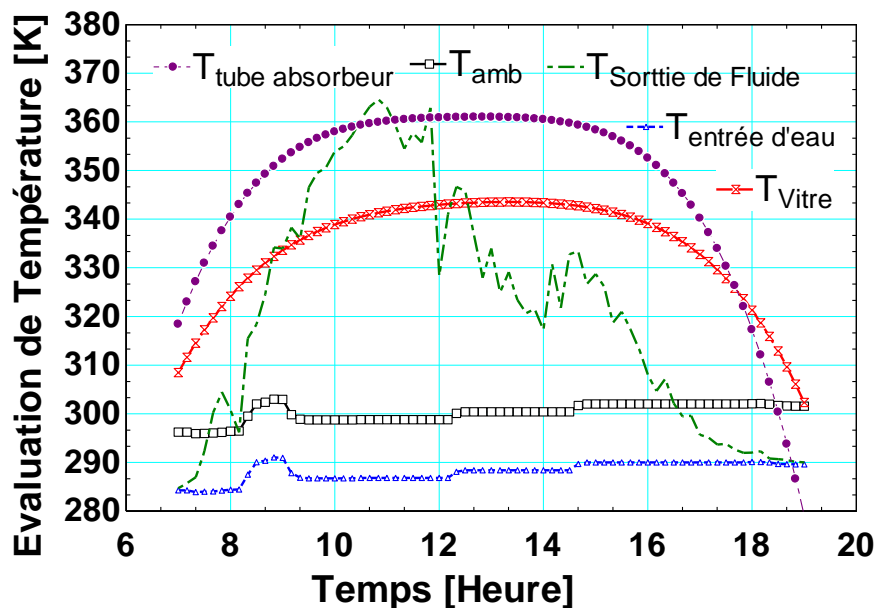
Pour notre concentrateur, la valeur maximale du coefficient de pertes thermiques est égale à  $7,513 W/m^2.K$ , quant à la valeur minimale du  $U_L$ , elle est égale à  $4,352 W/m^2.K$ . Généralement, En raison de la superficie relativement faible du récepteur par unité d'énergie solaire collectée, un traitement de surface sélectif et une isolation sous vide pour réduire les pertes de chaleur et améliorer l'efficacité du collecteur sont économiquement viables.

### III.3.4. Evaluation de températures

Afin de quantifier le comportement énergétique du concentrateur cylindro-parabolique (PTC), il est utile de connaître l'évolution de la température du fluide caloporteur qui traverse le tube

absorbeur. L'évolution de températures «  $T_A$ ,  $T_V$  et  $T_F$ , (K) » pour un rayonnement solaire direct mesuré présente une allure régulière et atteint une valeur maximale de 343,5 (K) pour le tube de couverture en verre, de 361 (K) pour le tube absorbeur et de 364,6 (K) pour le fluide caloporteur (eau). Les propriétés thermo-physiques (température, viscosité, ...etc.) de l'eau sont variées en fonction de la température de fluide caloporteur «  $T_F$ , (K) » (voir les propriétés thermo-physiques de l'eau en page 53).

Avec un débit massique «  $Q_m$ , (Kg/s) » de l'eau à l'intérieur du tube absorbeur égal à 0,015 Kg/s, la différence de température entre la température à l'entrée et celle à la sortie du tube absorbeur du concentrateur reflète le comportement énergétique réel au niveau du tube absorbeur, entre l'énergie absorbée par le tube absorbeur, l'énergie réelle absorbée «  $Q_{\text{absorbée}}$ , (W) » par le fluide caloporteur «  $Q_u$ , (W) » et l'énergie thermique perdue «  $Q_{\text{perdue}}$ , (W) » en fonction de l'intensité du rayonnement direct incident. Cet écart de la température «  $T_s - T_i$ , (K) » est continué tant que le rayonnement solaire direct incident existe.



**Figure III. 10 :** Evolution de températures en fonction de temps pour la journée de 16/03/2018.

À travers la Figure III. 10, nous notons que:

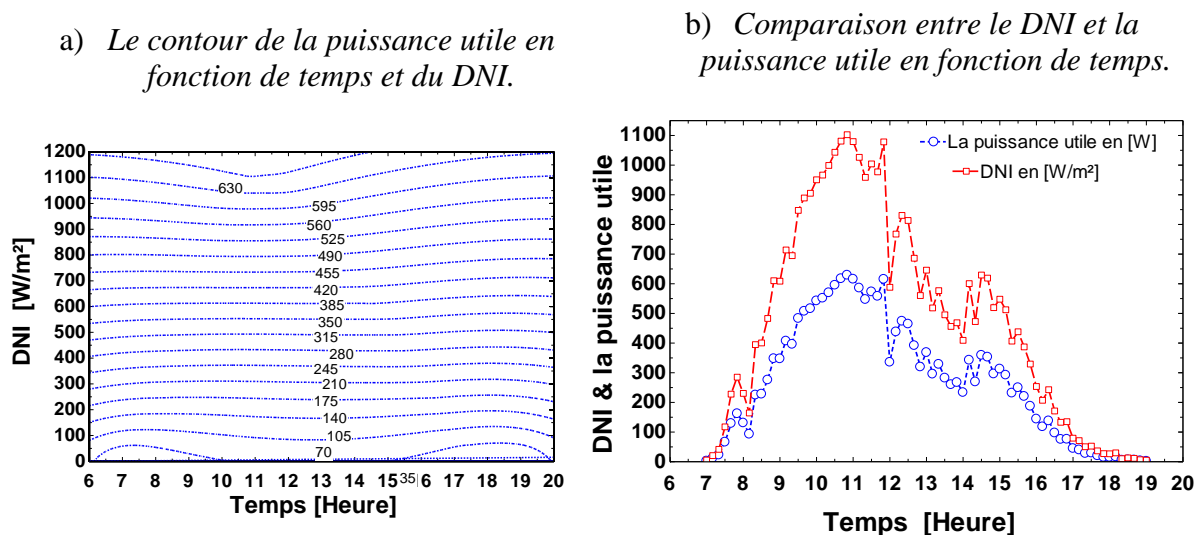
- Pour un débit massique «  $Q_m$ , (Kg/s) » constant d'eau, la température de sortie de l'eau est enregistrée à 10H45, cette température dépend particulièrement de la puissance absorbée «  $Q_{\text{absorbée}}$ , (W) », qui est fonction des paramètres géométriques et optiques du

concentrateur cylindro-parabolique, et de l'intensité du rayonnement solaire direct reçu par le concentrateur.

- La température du tube absorbeur «  $T_A$ , (K) » est pratiquement proche de la température de l'eau à la sortie du tube absorbeur, nous expliquons cette convergence par le pouvoir d'absorption élevé du tube absorbeur pour le rayonnement solaire visible, mais l'absorption du pouvoir émissif faible pour le rayonnement infrarouge de grande longueur d'onde est assuré par le revêtement sélectif sur la surface extérieure du tube absorbeur. Quant à la température du tube de couverture en verre «  $T_V$ , (K) » est inférieure à «  $T_A$ , (K) » et à «  $T_F$ , (K) », puisque la surface interne de la vitre absorbe le rayonnement infrarouge, qui subit un accroissement de la température de la vitre «  $T_V$ , (K) » par la création d'effet de serre dans l'espace annulaire. Pour la surface externe de la vitre, elle a la température la plus basse est plus basse due à sa présence dans l'air extérieur exposé au vent.

### III.3.5. Evaluation de la puissance utile

Généralement, les données horaires de l'intensité du rayonnement solaire direct, la température de l'air ambiant et la vitesse du vent sont des conditions climatiques nécessaires pour estimer la performance du concentrateur solaire cylindro-parabolique. La puissance utile a été présentée dans la Figure III. 11.



**Figure III. 11 :** Evolution de la puissance utile pour la journée de 16/03/2018.

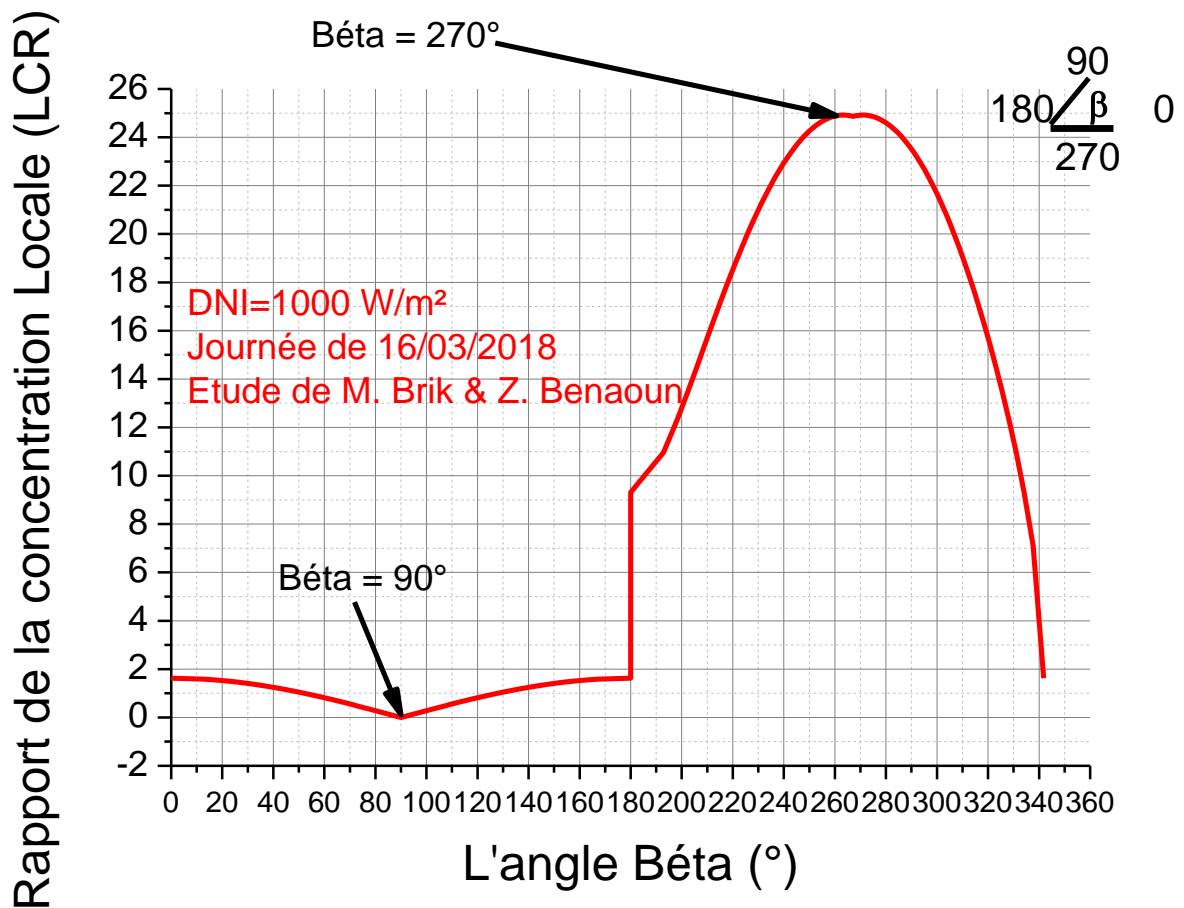
La puissance utile «  $Q_u$ , (W) » est obtenue à partir des bilans énergétiques du tube absorbeur, du fluide caloporteur et du tube de couverture en verre. Nous remarquons que l'évolution de la puissance utile est très sensible à la variation du rayonnement solaire direct et aux caractéristiques optiques des éléments du concentrateur cylindro-parabolique (PTC). En plus, Le rayonnement solaire direct incident est en partie délivré à un cycle de puissance (vers l'utilisation de la puissance utile «  $Q_u$ , (W) »), quant à la puissance perdue «  $Q_{perdue}$ , (W) » représente la perte de chaleur ambiante du concentrateur PTC.

### **III.3.6. Distribution du taux de concentration locale (LCR) et de l'intensité de flux thermique sur une section de tube absorbeur circulaire**

Malgré les nombreuses recherches scientifiques dans le domaine des concentrateurs solaires à ce jour, mais il n'y a pas de données expérimentales montrant comment calculer la répartition réelle de l'intensité de flux de rayonnement solaire concentré sur la surface du tube absorbeur du concentrateur PTC. Actuellement, seules des solutions numériques et des analyses analytiques permettent de déterminer le taux de la concentration locale (LCR) et la distribution du flux thermique sur la surface circulaire du tube absorbeur.

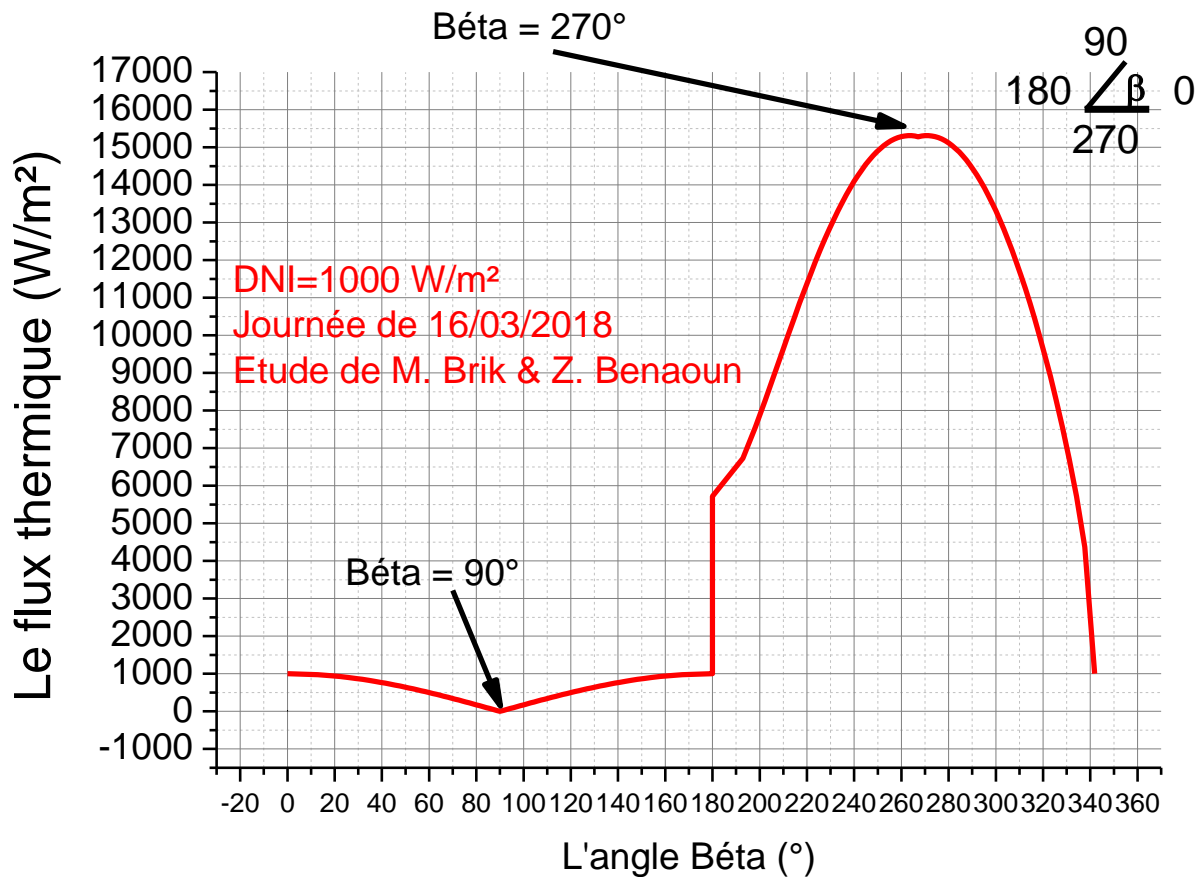
Nous allons maintenant montrer les résultats de la concentration locale de l'intensité de flux thermique sur la surface du tube absorbeur en termes de l'intensité horaire du rayonnement solaire direct. Ce type d'analyse couramment effectué par le lancement de rayons solaires afin de suivre les chemins d'un grand nombre de rayons de rayonnement incident à travers le système optique pour déterminer la distribution et l'intensité des rayons sur la surface du tube absorbeur.

La Figure III. 12 montre une section transversale d'un tube absorbeur circulaire montrant la distribution du taux de concentration locale (LCR), avec «  $DNI=1000$  (W/m<sup>2</sup>) » et un angle d'incidence «  $\theta = 0,00$  (°) ». La valeur maximale de LCR est égale à 25 dans la partie inférieure du tube absorbeur dans le champ d'angle «  $\beta$ , (°) » de 240° à 270°. La partie supérieure du tube absorbeur circulaire est exposée à l'intensité de la lumière directe du soleil sans concentration, où une valeur de LCR égale à 3,125 a été enregistrée dans le champ d'angle «  $\beta$ , (°) » de 0° à 180°.



**Figure III. 12 :** Une section transversale d'un tube absorbeur étudié montrant la distribution du taux de concentration local (LCR), avec «  $DNI=1000 (W/m^2)$  » et un angle d'incidence «  $\theta = 0,00 (^\circ)$  ».

Comme tout le monde le sait, la puissance absorbée par le tube absorbeur durant l'été est plus grande que celle de l'hiver. Cette puissance sert à chauffer l'eau qui se trouve à l'intérieur du tube absorbeur et fait augmenter sa température. Par conséquent, le point de distribution de l'intensité du flux thermique sur à la surface circulaire du tube absorbeur doit être adressé. La Figure III. 13 illustre le contour de la distribution de l'intensité de flux thermique sur la surface circulaire du tube absorbeur.



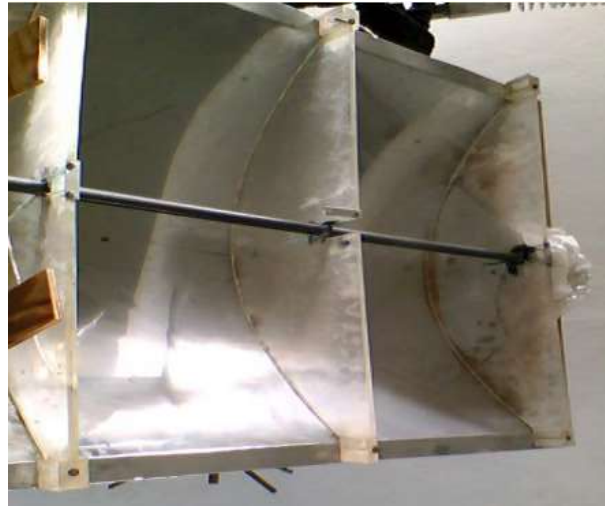
**Figure III. 13 :** Une section transversale d'un tube absorbeur étudié montrant la distribution du flux thermique ( $W/m^2$ ), avec «  $DNI=1000\ (W/m^2)$  » et un angle d'incidence «  $\theta = 0,00\ (^\circ)$  ».

Comme il est évident que la distribution est non uniforme dans la direction circonférentielle du tube. Le flux est concentré sur la partie inférieure de la surface circulaire du tube absorbeur dans le champ d'angle «  $\beta, (^\circ)$  » de  $180^\circ$  à  $360^\circ$ , quant à la partie supérieure du tube absorbeur où le champ d'angle «  $\beta, (^\circ)$  » de  $0^\circ$  à  $180^\circ$ , l'intensité du flux thermique est très faible du fait que sur cette partie le rayonnement qui touche la face est l'intensité de la lumière directe du soleil sans concentration, puisque cette partie du tube reste très éloignée du rayonnement concentré par le miroir. Comme le montre la Figure III. 13, la valeur maximale de l'intensité du flux thermique a atteint «  $15350\ W/m^2$  » le dans le champ d'angle «  $\beta, (^\circ)$  » de  $180^\circ$  à  $360^\circ$ . Pour le champ d'angle «  $\beta, (^\circ)$  » de  $0^\circ$  à  $180^\circ$ , la valeur de l'intensité du flux thermique a atteint «  $1919\ W/m^2$  ». Ces valeurs obtenues pour la distribution sont logiques et significatives.

#### III.4. Validation expérimentale de résultats

Pour valider les résultats obtenus dans cette étude, nous avons sélectionné deux études scientifiques pour la comparaison et l'évaluation. Le premier travail de Y. Boukhchana et al.,

(2011) [62], où ont réalisé une étude expérimentale sur un concentrateur cylindro-parabolique d'une installation de réfrigération par absorption solaire. Un modèle mathématique a été établi pour contrôler la température de sortie du fluide caloporteur, la température du tube absorbeur et la température de la vitre.



**Figure III. 14 :** *Le prototype de Y. Boukhchana et al., (2011) [62].*

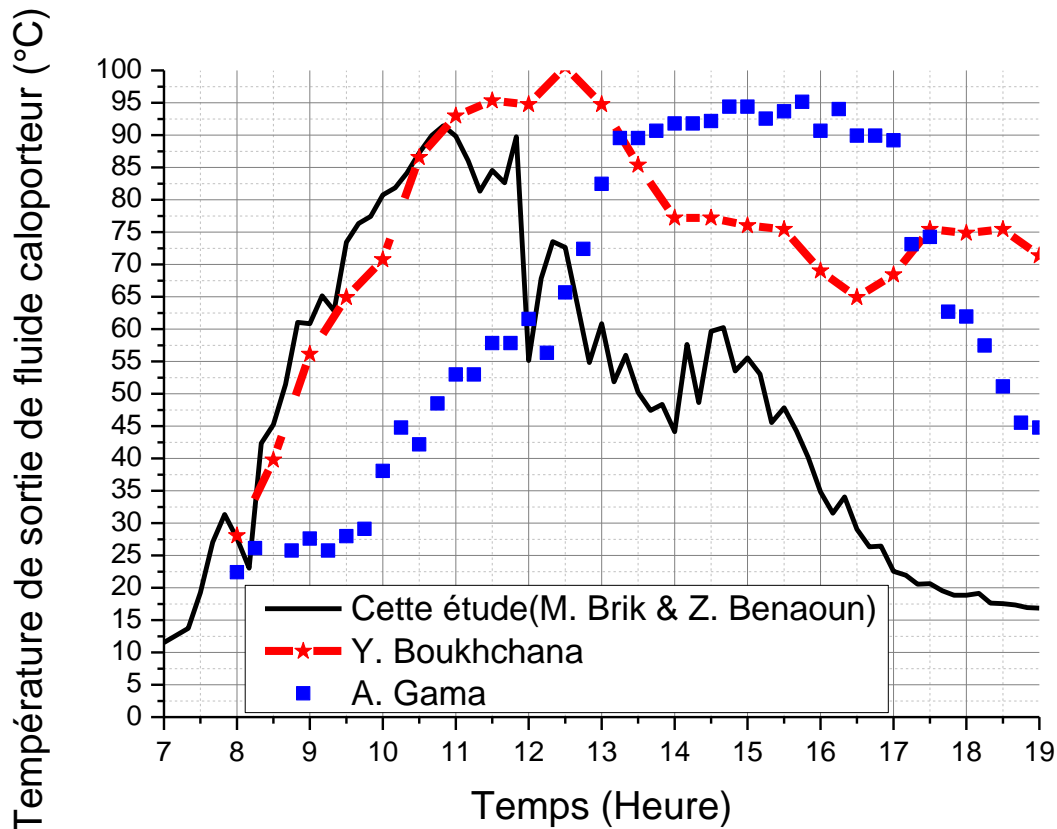
Pour l'étude expérimentale, l'influence du diamètre du tube absorbeur sur les performances du système de commande qui a fait objet d'investigation.

Le deuxième travail de A. Gama et al., (2008) [63], où ont étudié et réalisé d'un concentrateur solaire de type cylindro-parabolique avec poursuite solaire aveugle.



**Figure III. 15 :** *Le prototype de A. Gama et al., (2008) [63].*

Notre concentrateur solaire PTC est très similaire aux concentrateurs PTC qui ont été réalisés par M. Gama et al., (2008) [63], et Y. Boukhchana et al., (2011) [62]. La Figure III. 16 montre la validation expérimentale de notre résultats.



**Figure III. 16 :** La validation expérimentale de résultats.

De la figure précédente, nous observons une grande convergence des résultats obtenus par nous, et les résultats obtenus par M. Gama et al., (2008) [63], et Y. Boukhchana et al., (2011) [62]. Les différences sont dues à différentes régions d'étude. Cela signifie que différentes conditions météorologiques sont directement affectées sur la température du fluide caloporteur à la sortie du tube absorbeur.

### III.5. Conclusion

A travers ce chapitre, nous avons présenté les résultats scientifiques obtenus, et cette partie est le fruit de notre recherche. Nos résultats sont très logiques et cohérents avec les hypothèses et la recherche scientifique trouvée dans la recherche littéraire dans le domaine de l'investigation thermique des concentrateurs solaires linéaires.

## Conclusion générale

Ce travail réalisé porte sur une étude numérique de conversion d'énergie solaire en énergie thermique en utilisant un concentrateur solaire cylindro-parabolique (PTC) dans la région d'El-Oued, Algérie. Le 16 Mars 2018 a été choisi comme jour pour mener cette étude. L'eau du robinet a été choisie comme un fluide caloporteur. A travers ce sujet scientifique, toutes les caractéristiques thermiques du concentrateur solaire étudié ont été déterminées :

- La valeur maximale du rendement optique est égale à 78,49%;
- La valeur maximale du rendement thermique est égale à 75,61%;
- La valeur maximale de la température du tube absorbeur «  $T_A$ , (K) » est égale à 361 K;
- La valeur maximale de la température du fluide caloporteur «  $T_F$ , (K) » est égale à 364,6;
- La valeur maximale de la température de la vitre «  $T_V$ , (K) » est égale à 343,15;
- La valeur maximale du coefficient global «  $U_L$ , (W/m<sup>2</sup>.K) » de pertes thermiques est égale à 7,513;
- La valeur maximale du rapport de concentration locale (LCR) est égale à 25;
- La valeur maximale de l'intensité de flux thermique au niveau de la surface circulaire du tube absorbeur est égale à 15350 W/m<sup>2</sup>.

Ces résultats sont très encourageants pour la mise en place de champs solaires pour ce type de concentrateurs en Algérie.

## Prospectives

Nos ambitions scientifiques dans le futur sont de réaliser un modèle de ce type de concentrateurs. Ensuite, nous menons de nombreuses expériences scientifiques sur le terrain afin de confirmer les résultats numériques que nous avons obtenus.

---

## Références

- [1] V. K. Jebasingh and G. M. J. Herbert, "A review of solar parabolic trough collector," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 54, pp. 1085–1091, <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2015.10.043>, 2016.
- [2] A. Fernandez-Garcia, E. Zarza, L. Valenzuela, and M. Perez, "Parabolic-trough solar collectors and their applications," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, pp. 1695–1721, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.03.012>, 2010.
- [3] D. K. Lamba, "A review on parabolic trough type solar collectors: Innovation, applications and thermal energy storage " in *The National Conference on Trends and Advances in Mechanical Engineering*, YMCA University of Science & Technology, Faridabad, Haryana, Oct 19-20, 2012
- [4] J. A. Duffie and W. A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, 4th ed. Wiley, 2013.
- [5] A. Rabl, "Optical analysis and optimization of parabolic reflectors," in *Active Solar Collectors and Their Applications*: OXFORD UNIVERSITY PRESS, New York, 1985, pp. 196-211.
- [6] N. El-Gharbi, "La centrale hybride de Hassi R'mel," in "Bulletin des énergies renouvelables," CDER2011, vol. 11.
- [7] N. E. Gharbi, H. Derbal, S. Bouaichaoui, and N. Said, "A comparative study between parabolic trough collector and linear Fresnel reflector technologies," *Energy Procedia*, vol. 6, pp. 565–572. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2011.05.065>, 2011.
- [8] F. J. Cabrera, A. Fernández-García, R. M. P. Silva, and M. Pérez-García, "Use of parabolic trough solar collectors for solar refrigeration and air-conditioning applications," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 20, pp. 103-118. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.11.081>, 2013.
- [9] M. Ghodbane, "Étude et optimisation des performances d'une machine de climatisation a éjecteur reliée à un concentrateur solaire " Doctorat en système énergétiques et thermiques, Département de Mécanique Université Saad Dahleb de Blida 1 2017.
- [10] M. Ghodbane and B. boumeddane, "Engineering design and optical investigation of a concentrating collector: Case study of a parabolic trough concentrator " *J. Fundam. Appl. Sci.*, vol. 10, no. 2, pp. 148-171, 2018.
- [11] M. Ghodbane and B. Boumeddane, "Estimating solar radiation according to semi empirical approach of PERRIN DE BRICHAMBAUT: application on several areas with different climate in Algeria," *International Journal of Energetica*, vol. 1, no. 1, pp. 20-29, 2016.
- [12] M. Ghodbane, B. Boumeddane, and N. Said, "Design and experimental study of a solar system for heating water utilizing a linear Fresnel reflector," *Journal of Fundamental and Applied Sciences*, vol. 8, no. 3, pp. 804-825, <http://dx.doi.org/10.4314/jfas.v8i3.8>, 2016.

- [13] M. Ghodbane, B. Boumeddane, and N. Said, "A linear Fresnel reflector as a solar system for heating water: theoretical and experimental study," *Case Studies in Thermal Engineering*, vol. 8, no. C, pp. 176-186, <http://dx.doi.org/10.1016/j.csite.2016.06.006>, 2016.
- [14] M. Ghodbane, B. Boumeddane, and S. Largot, "Simulation Numérique d'un Concentrateur Cylindro-Parabolique en El Oued, Algérie," *International Journal of Scientific Research & Engineering Technology (IJSET)*, vol. 3, no. 2, pp. 68-74, 2015.
- [15] M. Ghodbane, B. Boumeddane, and S. Largot, "Etude optique et thermique d'un concentrateur cylindro-parabolique en site d'Alger, Algerie," in *IXth International Congress on Renewable Energy and the Environment*, Djerba, Tunisie, 18-20 March 2015.
- [16] S. A. Murtuza, H. V. Byregowda, M. M. Ali, and M. Imran, "Experimental and simulation studies of parabolic trough collector design for obtaining solar energy " *Resource-Efficient Technologies*, vol. 3, pp. 414–421 2017.
- [17] N. Janotte, E. Lüpfert, K. Pottler, and M. Schmitz, "Full parabolic trough qualification from prototype to demonstration loop," in *22nd SolarPACES 2016: International Conference on Concentrating Solar Power and Chemical Energy Systems*, Abu Dhabi, United Arab Emirates, 11–14 October 2016, vol. 1850, no. 1, pp. 020010-(pp. 1-8). <https://doi.org/10.1063/1.4984334>: American Institute of Physics.
- [18] N. Janotte *et al.*, "Dynamic performance evaluation of the HelioTrough collector demonstration loop – towards a new benchmark in parabolic trough qualification," *Energy Procedia* vol. 49, pp. 109 – 117. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.03.012> 2014.
- [19] A. Mokhtari, M. Yaghoubi, P. Kanan, A. Vadiée, and R. Hessami, "Thermal and optical study of parabolic trough collectors of Shiraz solar power plant " in *Third International Conference on Thermal Engineering: Theory and Applications* Amman, Jordan May 21-23, 2007, pp. 65-70.
- [20] A. Hepbasli and Zeyad Alsuhaibani, "A key review on present status and future directions of solar energy studies and applications in Saudi Arabia," *Renewable and Sustainable Energy Reviews* . vol. 15, pp. 5021–5050, 2011.
- [21] Bonnet, M. Alphilippe, and P. Stouffs, "Conversion thermodynamique de l'énergie solaire dans des installations de faible ou de moyenne puissance: Réflexion sur choix du meilleurs degré de concentration," in *Revue d'énergie renouvelable: 11 ème journée internationales de thermique*, 2003, pp. 73-80.
- [22] H. Chabahi, B. Boumeddane, and N. Said, "Dimensionnement et expérimentation d'un concentrateur linéaire a miroirs de Fresnel," Ingénieur d'état, Mechanical Departement, Saad Dahlab University, Blida 1, Algeria, 2011.
- [23] S. A. Kalogirou, *Solar Energy Engineering : Processes and Systems*, 1st ed. Academic Press, 2009, pp. 7-42.
- [24] M. Ghodbane, N. Moumami, B. Boumeddane, S. Largot, and H. Berkane, "Study and numerical simulation of solar system for air heating," *Journal of Fundamental and Applied Sciences*, vol. 8, no. 1, pp. 41-60. <http://dx.doi.org/10.4314/jfas.v8i1.3>, 2016.
- [25] A. Rabl, *Active solar collectors and their applications*. New York Oxford, Oxford University Press, 1985, pp. 3-25.

- [26] M. Ghodbane and B. Boumeddane, "Numerical modeling of a parabolic trough solar collector at bouzaréah, Algeria," *International Journal of Chemical and Petroleum Sciences*, vol. 4, no. 2, pp. 11-25, 2015.
- [27] M. Ghodbane and B. Boumeddane, "Numerical simulation of a solar-driven ejector refrigeration cycle coupled to a parabolic trough concentrator," *International Journal of Chemical and Petroleum Sciences*, vol. 5, no. 1, pp. 1-12, 2016.
- [28] M. Ghodbane and B. Boumeddane, "Optical modeling and thermal behavior of a parabolic through solar collector in the algerian sahara " *AMSE JOURNALS-AMSE IIETA publication-2017-Series: Modelling B*, vol. 86, no. 2, pp. 406-426, 2017.
- [29] M. Ghodbane and B. Boumeddane, "A parabolic trough solar collector as a solar system for heating water: a study based on numerical simulation " *International Journal of Energetica (IJECA)* vol. 2, no. 2, pp. 29-37 2017.
- [30] M. Ghodbane, B. Boumeddane, S. Largot, and H. Berkane, "Modélisation d'un cycle de réfrigération solaire à éjecteur couplée à un concentrateur cylindro-parabolique," in *International Conférence en Clean Cooling Technologies in the ME NA Regions (ICT3\_MENA'2015) Bou Smail, W. Tipaza*, 5-6 October 2015.
- [31] J. T. Pytilinski, "Solar energy installations for pumping irrigation water," *Solar Energy*, vol. 21, no. 4, pp. 255-262, [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(78\)90001-4](https://doi.org/10.1016/0038-092X(78)90001-4), 1978.
- [32] J. Ericsson, "The Sun Motor and the Sun's Temperature," *Nature* vol. 29, pp. 217–219, <https://dx.doi.org/10.1038/029217a0>, 1884.
- [33] A. I. Al-Rubaian and A.-f. Hamad, "Performance of single Axis tracking solar parabolic trough in Riyadh Saudi Arabia," in *World renewable energy congress VIII*, 2004.
- [34] S. Kalogirou, "Parabolic Trough Collector System for Low Temperature Steam Generation: Design and Performance Characteristics," *Applied Energy*, vol. 55, no. 1, pp. 1-19, [http://dx.doi.org/10.1016/S0306-2619\(96\)00008-6](http://dx.doi.org/10.1016/S0306-2619(96)00008-6), 1996.
- [35] S. A. Kalogirou, *Solar Energy Engineering : Processes and Systems*, 1st ed. Academic Press, 2009.
- [36] S. A. Kalogirou, C. C. Neocleous, and C. N. Schizas, "A comparative study of methods for estimating intercept factor of parabolic trough collectors," in *Proceedings of the Engineering Applications of Neural Networks (EANN'96) Conference*, "<http://ktisis.cut.ac.cy/handle/10488/820>", London, UK, 1996, pp. 5-8.
- [37] T. A. Stuetzle, "Automatic control of the 30 MWe SEGS VI parabolic trough plant " (Master of science, Mechanical engineering), University of Wisconsin-Madison 2002.
- [38] E. S. System. (2018). *Parabolic Solar Trough – Thermal Water Heater*, Web page: <https://www.parabolicsolartrough.com/wp-content/uploads/2017/04/parabolic-trough-sideview-2.jpg>.
- [39] E. S. System. (2018). *Parabolic Solar Trough – Thermal Water Heater*, Web page: <https://www.parabolicsolartrough.com/wp-content/uploads/2017/02/Sun-solar-map-1.jpg>.
- [40] E. S. System. (2018). *Parabolic Solar Trough – Thermal Water Heater*, Web page: <https://www.parabolicsolartrough.com/wp-content/uploads/2017/04/parabolic-trough-sun-tracker.jpg>.

- [41] NREL. (2017). *Solar Electric Generating Station I*, Web page: [https://www.nrel.gov/csp/solarpaces/project\\_detail.cfm/projectID=28](https://www.nrel.gov/csp/solarpaces/project_detail.cfm/projectID=28).
- [42] NREL. (2011). *Nevada Solar One*, Web page: [https://www.nrel.gov/csp/solarpaces/project\\_detail.cfm/projectID=20](https://www.nrel.gov/csp/solarpaces/project_detail.cfm/projectID=20).
- [43] NREL. (2013). *Agua Prieta II*: Web page: [https://www.nrel.gov/csp/solarpaces/project\\_detail.cfm/projectID=135](https://www.nrel.gov/csp/solarpaces/project_detail.cfm/projectID=135).
- [44] NREL. (2017). *Andasol-1*, Web page: [https://www.nrel.gov/csp/solarpaces/project\\_detail.cfm/projectID=3](https://www.nrel.gov/csp/solarpaces/project_detail.cfm/projectID=3).
- [45] F. Zaversky, R. Medina, J. G. Barberena, M. Sanchez, and D. Astrain, "Object-oriented modeling for the transient performance simulation of parabolic trough collectors using molten salt as heat transfer fluid," *Solar Energy*, vol. 95, pp. 192–215, <http://dx.doi.org/10.1016/j.solener.2013.05.015>, 2013.
- [46] P. Forman *et al.*, "Light concrete shells for parabolic trough collectors – Conceptual design, prototype and proof of accuracy," *Solar Energy*, vol. 111, pp. 364–377, <http://dx.doi.org/10.1016/j.solener.2014.11.002>, 2015.
- [47] W. Qu, R. Wang, H. Hong, J. Sun, and H. Jin, "Test of a solar parabolic trough collector with rotatable axis tracking," *Applied Energy*, vol. 207, pp. 7–17, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.05.114>, 2017.
- [48] E. Lüpfer, U. Herrmann, H. Price, E. Zarza, R. Kistner, and P. Edition Eyrolles, "Towards standard performance analysis for parabolic trough collector fields " in *12th International Symposium Solar Power and Chemical Energy Systems*, Oaxaca Mexico, October 6–8, 2004: Instituto de Investigaciones Electricas.
- [49] M. Ghodbane, B. Boumeddane, N. Moumami, S. Largot, and H. Berkane, "Study and numerical simulation of solar system for air heating," *Journal of Fundamental and Applied Sciences*, vol. 8, no. 1, pp. 41–60, <http://dx.doi.org/10.4314/jfas.v8i1.3>, 2016.
- [50] B. Boumeddane and N. Said, "Influence des paramètres de fonctionnement sur les performances d'une installation de climatisation solaire à éjecteur," in *21ème Congrès Français de Mécanique*, Bordeaux, 26 au 30 août 2013.
- [51] R. M. Ochieng and F. N. Onyango, "Some Techniques in Configurational Geometry as Applied to Solar Collectors and Concentrators," in *Solar Collectors and Panels, Theory and Applications*: Sciyo, 2010, pp. 357–378.
- [52] D. Canavarro, J. Chaves, and M. Collares-Pereira, "New optical designs for large parabolic troughs," *Energy Procedia*, vol. 49, pp. 1279–1287, doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2014.03.137>, 2014.
- [53] P. Bendt, M. Gaul, and A. Rabl, "Determining The Optical Quality of Focusing Collectors without Laser Ray Tracing," *J. Sol. Energy Eng*, vol. 102, no. 2, pp. 128–133, <http://dx.doi.org/10.1115/1.3266130>, 1980.
- [54] P. Breeze *et al.*, "Concentrating collector performance," in *Renewable Energy Focus Handbook* 1st ed.: Elsevier, 2009, pp. 357–360.
- [55] H. Gaul and A. Rabl, "Incidence-Angle Modifier and Average Optical Efficiency of Parabolic Trough Collectors," *J. Sol. Energy Eng*, vol. 102, no. 1, pp. 16–21, <http://dx.doi.org/10.1115/1.3266115>, 1980.

- [56] M. Ghodbane, B. Boumeddane, and S. Largot, "Développement d'un programme informatique pour la simulation du rayonnement solaire reçu par une surface inclinée," in *Journée d'étude sur les énergies renouvelables et leurs applications*, Université d'El Oued, Avril 2015.
- [57] S. M. Jeter, D. I. Jarrar, and S. A. Moustafa, "Geometrical effects on the performance of trough collectors " *Solar Energy*, vol. 30, no. 2, pp. 109-113, [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(83\)90201-3](https://doi.org/10.1016/0038-092X(83)90201-3), 1983.
- [58] G. Pierucci, D. Fontani, P. Sansoni, and M. D. Lucia, "Shape Optimization For Parabolic Troughs Working In NonIdeal Conditions," *Energy Procedia*, vol. 57, pp. 2231– 2240, <http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2014.10.230>, 2014.
- [59] J. Wang, J. Wang, X. Bi, and X. W, "Performance simulation comparison for parabolic trough solar collectors in China," *International Journal of Photoenergy*, vol. 2016, Article ID 9260943, pp. 1-16, <http://dx.doi.org/10.1155/2016/9260943>, 2016.
- [60] H. M. Guven, "Determination of error tolerances for the optical design of parabolic troughs for developing countries," *Solar energy*, vol. 36, no. 6, pp. 535-550, [http://dx.doi.org/10.1016/0038-092X\(86\)90018-6](http://dx.doi.org/10.1016/0038-092X(86)90018-6), 1986.
- [61] H. M. Guven and R. B. Bannerot, "Derivation of Universal Error Parameters for Comprehensive Optical Analysis of Parabolic Troughs," *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 108, no. 4, pp. 275-281, <http://dx.doi.org/10.1115/1.3268106>, 1986.
- [62] Y. Boukhchana, A. Fellah, and A. B. Brahim, "Theoretical and experimental study of a cylindro-parabolic solar collector " *Journal of Environmental Science and Engineering*, vol. 5, pp. 1026-1030 2011.
- [63] A. Gama, M. Haddadi, and A. Malek, "Etude et réalisation d'un concentrateur cylindro parabolique avec poursuite solaire aveugle " *Revue des Energies Renouvelables*, vol. 11, no. 3, pp. 437 – 451 2008.

## Annexes

### Annexe A : Les propriétés thermo-physiques de l'eau

#### a). La densité

$$\rho_{eau} = -510,3061 + 15,19367T_{eau} - 5,49006 \times 10^{-2} T_{eau}^2 + 8,53852 \times 10^{-5} T_{eau}^3 - 5,122868 \times 10^{-8} T_{eau}^4 \quad (B1)$$

#### b). La chaleur spécifique

$$*) 273 < T_{eau} < 410$$

$$Cp_{eau} = (2,13974 - 9,68137 \times 10^{-3} T_{eau} + 2,6856 \times 10^{-5} T_{eau}^2 - 2,42139 \times 10^{-8} T_{eau}^3) \times 1000 \times 4,1886 \quad (B2)$$

$$*) T_{eau} > 410$$

$$Cp_{eau} = (-11,1558 + 7,96443 \times 10^{-3} T_{eau} - 1,74799 \times 10^{-4} T_{eau}^2 + 1,29156 \times 10^{-7} T_{eau}^3) \times 1000 \times 4,1886$$

#### c). La conductivité thermique

$$K_{eau} = -2,896282 + 3,003312 \times 10^{-2} T_{eau} - 9,604677 \times 10^{-5} T_{eau}^2 + 1,403673 \times 10^{-7} T_{eau}^3 - 8,01983 \times 10^{-11} T_{eau}^4 \quad (B3)$$

## Annexe B : Les propriétés thermo-physiques de l'air

### a). La densité

$$*) \left( \frac{T_A + T_V}{2} \right) < 500K$$

$$\rho_{air} = 8,55135 - 0,07367 \left( \frac{T_A + T_V}{2} \right) + 2,8958 \times 10^4 \left( \frac{T_A + T_V}{2} \right)^2 - 5,28275 \times 10^{-7} \left( \frac{T_A + T_V}{2} \right)^3 + 3,62497 \times 10^{-10} \left( \frac{T_A + T_V}{2} \right)^4$$

$$*) \left( \frac{T_A + T_V}{2} \right) > 500K$$

(B7)

$$\rho_{air} = 7,50785 - 0,05612 \left( \frac{T_A + T_V}{2} \right) + 1,96255 \times 10^4 \left( \frac{T_A + T_V}{2} \right)^2 - 3,46183 \times 10^{-7} \left( \frac{T_A + T_V}{2} \right)^3 + 2,97588 \times 10^{-10} \left( \frac{T_A + T_V}{2} \right)^4 - 9,89255 \times 10^{-14} \left( \frac{T_A + T_V}{2} \right)^5$$

### b). La chaleur spécifique

$$Cp_{air} = 1075,07062 - 0,55477 \left( \frac{T_A + T_V}{2} \right) + 0,001335 \left( \frac{T_A + T_V}{2} \right)^2 - 9,589955 \times 10^{-7} \left( \frac{T_A + T_V}{2} \right)^3 + 2,30819 \times 10^{-10} \left( \frac{T_A + T_V}{2} \right)^4$$

(B8)

### c). La conductivité thermique

$$\begin{aligned}
K_{air} = & -0,00226 + 1,2417 \times 10^{-4} \left( \frac{T_A + T_V}{2} \right) - 1,2332 \times 10^{-7} \left( \frac{T_A + T_V}{2} \right)^2 \\
& + 9,9309 \times 10^{-11} \left( \frac{T_A + T_V}{2} \right)^3 - 3,01751 \times 10^{-11} \left( \frac{T_A + T_V}{2} \right)^4
\end{aligned} \tag{B9}$$

**d). La viscosité dynamique**

$$\begin{aligned}
\mu_{air} = & 1,2885 \times 10^{-6} - 6,60387 \times 10^{-8} \left( \frac{T_A + T_V}{2} \right) \\
& - 3,3137 \times 10^{-11} \left( \frac{T_A + T_V}{2} \right)^2 + 9,17685 \times 10^{-15} \left( \frac{T_A + T_V}{2} \right)^3
\end{aligned} \tag{B10}$$

**e). La viscosité cinématique**

$$\begin{aligned}
\alpha_{air} = & -2,83529 \times 10^{-6} + 3,01256 \times 10^{-8} \left( \frac{T_A + T_V}{2} \right) \\
& + 1,12534 \times 10^{-10} \left( \frac{T_A + T_V}{2} \right)^2 - 1,65878 \times 10^{-14} \left( \frac{T_A + T_V}{2} \right)^3
\end{aligned} \tag{B11}$$

**Titre du mémoire :** ANALYSE THERMIQUE DE LA ZONE FOCALE ET CARACTERISATION EXPERIMENTALE D'UN CONCENTRATEUR SOLAIRE CYLINDRO-PARABOLIQUE.

**Master :** Énergies renouvelables.

**Auteur :** BEN AOUN Zakaria, BRIK Mohammed.

**Mots clés :** Energie solaire, Concentrateur cylindro-parabolique, Performance thermique, Simulation numérique.

**Résumé :**

Grâce à cette étude, nous avons effectué une analyse thermique d'un concentrateur solaire cylindro-parabolique (PTC) dans la région d'El-Oued, Algérie. Le 16 Mars 2018 a été choisi comme jour pour mener cette étude. L'eau a été choisie comme un fluide caloporteur. Matlab a été choisi comme une plate-forme de programmation. A travers cette étude, toutes les caractéristiques thermiques du concentrateur solaire étudié ont été déterminées, tels que le rendement optique 78,49%, le rendement thermique 75,61%, la température du tube absorbeur atteinte jusqu'à 361K, la température du fluide caloporteur atteinte jusqu'à 364,6K, la température de la vitre atteinte jusqu'à 343,5K, le coefficient global de pertes thermiques atteint jusqu'à 7,513 W/m<sup>2</sup>.K, le rapport de la concentration locale (LCR) atteint jusqu'à 25 et l'intensité de flux thermique au niveau de la surface circulaire du tube absorbeur en atteinte jusqu'à 15350 W/m<sup>2</sup>. Les résultats de l'étude sont très encourageants à travailler pour investir dans cette technique d'exploitation de l'énergie solaire dans le désert algérien.

---

**Report title:** THERMAL ANALYSIS OF THE FOCAL AREA AND EXPERIMENTAL CHARACTERIZATION OF A PARABOLIC TROUGH SOLAR CONCENTRATOR.

**Keywords:** Solar energy, Parabolic trough concentrator, Thermal performance, Numerical simulation.

**Abstract:**

Through this study, we performed a thermal analysis of a solar cylindrical parabolic concentrator (PTC) in the El-Oued region, Algeria. March 16, 2018 was chosen as the day to conduct this study. Water has been chosen as a heat transfer fluid. Matlab was chosen as a programming platform. Through this subject, all the thermal characteristics of the solar concentrator studied were determined, such as the optical efficiency 78.49%, the thermal efficiency 75.61%, the absorber tube temperature reached up to 361K, the heat transfer fluid temperature reached up to 364.6K, the glass temperature reached up to 343.5K, the overall heat loss coefficient "UL" reached up to 7.513 W / m<sup>2</sup>.K, the local concentration ratio (LCR) reached up to 25 and the heat flux intensity at the circular surface of the absorber tube reached up to 15350 W / m<sup>2</sup>. The results of the study are very encouraging to work to invest in this technique of exploitation of solar energy in the Algerian desert.

---

**عنوان المذكرة:** التحليل الحراري للمنطقة البوئية وتحديد الخصائص التجريبية لمركز شمسي خطي نصف أسطواني.

**الكلمات المفتاحية:** الطاقة الشمسية، مركز شمسي خطي نصف أسطواني، الكفاءة الحرارية، المحاكاة العددية

**الملخص:**

من خلال هذه الدراسة، نحن قد قمنا بإجراء تحليلاً حرارياً لمركز شمسي خطي على شكل نصف أسطوانة في منطقة الوادي، الجزائر. تم اختيار 16 مارس 2018 ليكون يوماً لإجراء هذه الدراسة. تم اختيار الماء كمائع ناقل للحرارة داخل الأنبوب الماص. تم اختيار الماتلاب كبرنامج لإجراء كل الحسابات. من خلال هذه الدراسة تم تحديد كل الخصائص الحرارية للمركز الشمسي المدروس، ومن أهمها كفاءة البصرية للجهاز 78.49٪، الكفاءة الحرارية للجهاز 75.61٪، درجة الحرارة أنبوب الامتصاص فقد بلغت 361 كالفن، درجة حرارة الماء عند خروجه من الأنبوب الماص قد بلغت 364.6 كالفن، درجة حرارة الزجاج المحيط بالأنبوب الماص قد بلغت 343.5 كالفن، المعامل العام لفقدان الحرارة 7.513 و/م<sup>2</sup>. كالفن، ونسبة تركيز المحلثة (LCR) قد بلغت 25 و، أما شدة تدفق الحرارة على السطح الدائري لأنبوب الامتصاص فقد وصلت أعلى قيمة لها 15350 و/م<sup>2</sup>. نتائج الدراسة مشجعة للغاية للعمل على الاستثمار في هذه التقنية لاستغلال الطاقة الشمسية في الصحراء الجزائرية.