

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABOU – BEKR BELKAÏD - TLEMCCEN
FACULTE DES SCIENCES
DEPARTEMENT DE PHYSIQUE



UNITE DE RECHERCHE MATERIAUX
ET ENERGIES RENOUVELABLES (URMER)



THESE

Pour obtenir le grade de
DOCTEUR EN PHYSIQUE
Spécialité : *Physique Énergétique et Matériaux*

Par
HADJIAT Mohammed Moundji

Sur le Thème

**MODELISATION ET REALISATION D'UN CAPTEUR-STOCQUEUR
SOLAIRE A CUVE CYLINDRIQUE AVEC CONCENTRATEUR
PARABOLIQUE COMPOSE**

Soutenue le 27 Janvier 2014, devant le jury composé de :

Président :	Mr CHABANE-SARI Nasr-Eddine , Professeur,	(Univ de Tlemcen)
Directeur de thèse :	Mr BENYOUCEF Boumédiène , Professeur,	(Univ de Tlemcen)
Co-Directeur de thèse :	Mr ZERGA Abdelatif , Maitre de conférence A,	(Univ de Tlemcen)
Examineurs :	Mme RAHMOUN Khadidja , Professeur,	(Univ de Tlemcen)
	Mr HAMIDAT Abderahmane , Directeur de recherche,	(CDER-Alger)
	Mr BEKKOUCHE Amine , Maitre de recherche A,	(URAER-Ghardaïa)
Invité :	Mr AMARA Sofiane , Maitre de conférence A,	(C.U.Aïn-Temouchent)

Remerciement

Je tiens tout d'abord à adresser mes sincères remerciements à Monsieur BENYOUCEF, professeur à l'Université de Tlemcen, pour son encadrement, sa disponibilité et son soutien tout au long de cette thèse.

J'aimerais tout particulièrement remercier Monsieur ZERGA, Maitre de conférence A à l'Université de Tlemcen pour m'avoir fait confiance et pour m'avoir mené jusqu'à l'opportunité de ce travail.

Je remercie également Dr. CHABANE SARI, Professeur à l'université Abou Bekr Belkaid de Tlemcen, d'avoir accepté de présider le jury.

Je remercie vivement Mme RAHMOUN, Professeur à l'université Abou Bekr Belkaid de Tlemcen, Dr HAMIDAT, Directeur de recherche au Centre de développement des énergies renouvelables de Bouzaréah, Mr BEKKOUCHE, Maitre de recherche A à l'URAER de Ghardaïa et Mr AMARA, Maitre de conférence A au Centre Universitaire d'Ain-Temouchent, d'avoir accepté de faire partie du jury.

Pour finir, je tiens à remercier toutes ces personnes qui, de près ou de loin ou parfois même sans le savoir, ont contribué à la réalisation de ce travail.

Dédicaces

Je dédie ce travail

À mes chers parents.

À ma femme, mes filles, mes frères et sœurs.

À mes collègues et amis du centre de développement des énergies renouvelable (CDER) et de l'URAER.

À tous les enseignants de l'Université Abou-BakrBelkaid de Tlemcen

HADJIAT Mohammed Moundji

الملخص

الهدف من هذا العمل هو الدراسة النظرية والتجريبية لسخان ماء شمسي لا قط مخزن ذاتي. هذا الجهاز مكون من خزان مائي اسطواني مركب في وسط مركز شمسي بشكل قطعي مكافئ. الخزان مسيوع بالون الأسود يلعب دور في نفس الوقت لاقط شمسي و خزان للماء الساخن. و لهذا قمنا بتأسيس نموذج رياضي يسمح بالحساب درجة الحرارة المتوسطة للماء داخل الخزان. ثم قمنا بانجاز برنامج اعلام آلي يسمح بالتنبئ للتصرف الحراري للجهاز الشمسي ليوم كامل. النتائج المتحصل عليها سمحت لنا بتصميم و إنجاز جهاز ملائم لمناخ الجنوب الجزائري. ولهذا في معهد الطاقة المتجددة بغرداي تما صناعة و تجريب لاقط مخزن. النتائج التجريبية المتحصل عليها سمحت لنا بتصحيح النموذج الرياضي و تحديد مميزات الجهاز الشمسي. المردود المتحصل عليه مرضي نسبيا.

الكلمات الجوهريّة: النمذجة، سخان الماء الشمسي، لاقط مخزن ذاتي، التضاهر بالرقمي، CPC.

Résumé

Le but de ce travail est l'étude théorique et expérimentale d'un chauffe-eau solaire de type capteur stockeur. Ce dispositif est composé d'une cuve de stockage cylindrique disposée sur la ligne focale d'un réflecteur solaire en forme de concentrateur parabolique composé « CPC ». Cette cuve peinte en noir mat joue en même temps le rôle d'absorbeur et de stockeur d'eau chaude. Pour cela nous avons d'abord construit un modèle mathématique qui permet de calculer la température moyenne du fluide en fonction du temps. Nous avons ensuite réalisé un code informatique qui permet de simuler le comportement thermique du dispositif pendant la journée en introduisant l'irradiation solaire et la température ambiante. Les résultats obtenus nous ont permis de dimensionner et de réaliser un dispositif adapté au climat du sud algérien. Ainsi à l'URAER de Ghardaïa, un capteur stockeur a été réalisé et testé sous les conditions météorologiques réelles. Les résultats expérimentaux nous ont permis de valider le modèle mathématique et de caractériser le dispositif. Le rendement obtenu est relativement satisfaisant.

Mots clés : modélisation, chauffe-eau, capteur stockeur, simulation, CPC.

Abstract

The purpose of this work is the theoretical and experimental study of an integrated collector storage solar water heater "ICSSWH". This device consists of a cylindrical storage tank arranged on the focal line of a solar reflector in the shape of compound parabolic concentrator. This tank painted in matt black plays the dual role of absorber and stacker of hot water. For this, a mathematical model, which allows calculating the average temperature of the fluid is presented. Then we realized an informatique code, which allows numerical simulation of the thermal behavior of the device during the day by introducing the solar irradiation and the ambient temperature. The obtained results allowed us to design and to realize a device adapted to the south Algerian climate. Therefore, in the URAER of Ghardaïa an ICS solar water heater was realized and tested under real meteorological condition. The experimental results allowed us to validate the mathematical model and to characterize the device. The obtained efficiency is relatively satisfactory.

Keywords: modeling, solar water heater, integrated collector storage, simulation, CPC.

NOMENCLATURE

Lettres latines

A	Surface (m ²)
L	Longueur (m)
T	Température (°C)
M	Masse (kg)
V _v	Vitesse du vent (m/s)
C	Chaleur spécifique (J kg ⁻¹ K ⁻¹)
Ca	Coefficient de concentration
G	Eclairement solaire global (W m ⁻²)
Nu	Nombre de Nusselt
Pr	Nombre de Prandtl
Gr	Nombre de Grashof
R	Rayon de la cuve de stockage
t	Temps (s)

Lettres Grecques

α	Absorption
ρ	Réfectance
τ	Transmittance
σ	Constante de Stefan-Boltzman (W m ⁻² K ⁻⁴)
ε	Emissivité

λ Conductivité thermique du fluide (W K m⁻¹).

ψ Angle d'inclinaison

Indices

am Ambient

c Couver (vitre)

r Absorbeur (cuve cylindrique)

m Miroir

ciel Ciel

f Fluide

Liste des figures

- Figure 1** : Consommation énergétique mondiale (prévisions EIA 2009).
- Figure 1.1** : La carte de l'éclairement moyen reçu au sol dans le monde.
- Figure 1.2** : Potentiel solaire du Sahara Algérien.
- Figure 1.3** : Repère équatorial.
- Figure 1.4** : Repère horizontal.
- Figure 1.5** : Schéma de principe d'un concentrateur cylindro-parabolique.
- Figure 1.6** : Champ de miroir cylindro-parabolique à la centrale solaire de Kramer Junction en Californie.
- Figure 1.7** : Schéma de principe d'un concentrateur à miroir de Fresnel.
- Figure 1.8** : Concentrateur à miroir de Fresnel à Almeria en Espagne.
- Figure 1.9** : Schéma de principe d'un concentrateur parabolique.
- Figure 1.10** : Miroir parabolique avec moteur Stirling.
- Figure 1.11** : Schéma de principe d'une centrale à tour.
- Figure 1.12** : Centrale thermique à tour (SolarTow en Californie).
- Figure 1.13** : Concentrateur parabolique composé.
- Figure 1.15** : CPC à absorbeur cylindrique pour $R=20\text{cm}$ et $\theta_c=60^\circ$.
- Figure 1.16** : Orientation plein sud du CPC sur l'hémisphère nord.
- Figure 1.17** : Capteur solaire à tube sous vide.
- Figure 1.18** : Tube sous vide associé à un CPC.
- Figure 1.19** : Miroir en forme de CPC.
- Figure 1.20** : Panneau solaire photovoltaïque avec miroir plan.
- Figure 1.21** : Cellule solaire avec miroir parabolique.
- Figure 2.1** : Premier chauffe-eau solaire.
- Figure 2.2** : Schéma de principe d'un capteur stockeur à cuve rectangulaire.
- Figure 2.3** : Photo d'un modèle de « Hot Harry ».
- Figure 2.4** : Capteur « PopSol » de l'entreprise « Soletrol ».
- Figure 2.5** : Le capteur « AST SolarIndustry ».
- Figure 2.6** : Schéma du capteur stockeur à cuve cylindrique.
- Figure 2.7** : Capteur stockeur megasun.
- Figure 2.8** : Capteur stockeur « Alpha ICS ».
- Figure 2.9** : Capteur stockeur « sunflow ».

- Figure 2.10** : Capteur stockeur Aquasolar.
- Figure 2.11** : Capteur stockeur avec réflecteur CPC symétrique.
- Figure 2.12** : Capteur stockeur avec réflecteur CPC asymétrique.
- Figure 2.13** : Schéma du capteur stockeur ICS1.
- Figure 2.14** : Schéma du capteur stockeur ICS2.
- Figure 2.15** : Capteur stockeur en positions horizontale (a) et verticale (b).
- Figure 2.16** : Coupe transversale du capteur stockeur réalisé à Adrar.
- Figure 2.17** : Vue générale du capteur stockeur d'Adrar.
- Figure 2.18** : Coupe transversale du capteur stockeur réalisé à Ghardaïa.
- Figure 2.19** : Vue générale du capteur stockeur réalisé à Ghardaïa.
- Figure 3.1** : Coupe transversale d'un tube sous vide avec CPC ($\theta_c = 50^\circ$).
- Figure 3.2** : Températures ambiantes, 01 Janvier 2009.
- Figure 3.3** : Eclairements horizontaux incidents, 01 Janvier 2009.
- Figure 3.4** : Schéma illustratif permettant de montrer l'effet d'ombrage sur l'absorbeur.
- Figure 3.5** : Température du couvert (vitre).
- Figure 3.6** : Température de l'enveloppe.
- Figure 3.7** : Température de l'absorbeur.
- Figure 3.8** : Température de l'eau.
- Figure 3.9** : Ecart absolu entre les températures de l'absorbeur et l'enveloppe.
- Figure 3.10** : Capteur stockeur à cuve cylindrique.
- Figure 3.11** : Global horizontal du 21 au 25 Janvier et du 03 au 07 juillet 2008.
- Figure 3.12** : Température ambiante du 21 au 25 Janvier et du 03 au 07 juillet 2008.
- Figure 3.13** : Température moyenne du fluide pour un angle d'inclinaison de $32,4^\circ$.
- Figure 3.14** : Température moyenne du fluide pour un angle d'inclinaison de $53,4^\circ$.
- Figure 3.15** : Température de la vitre pour un angle d'inclinaison de $32,4^\circ$.
- Figure 3.16** : Température de la vitre pour un angle d'inclinaison de $53,4^\circ$.
- Figure 4.1** : Profil d'un CPC à cuve cylindrique pour $\theta_c=90^\circ$.
- Figure 4.2** : Structure métallique robuste avec miroir CPC.
- Figure 4.3** : Dispositif avec miroir CPC et cuve de stockage.
- Figure 4.4** : Dispositif avec vitrage.
- Figure 4.5** : Dispositif après isolation avec une inclinaison de 32° .
- Figure 4.6** : Thermocouples type k.

Figure 4.7 : Data acquisition Agilent 34972A.

Figure 4.8 : Disposition des deux thermocouples sur la cuve de stockage.

Figure 4.9 : Station Sun-Tracker installée à l'URAER, Ghardaïa.

Figure 4.10 : Variation de la température du fluide en fonction du temps dans la cuve de stockage pour le jour du 13/02/2011.

Figure 4.11 : Variation de la température du fluide en fonction du temps dans la cuve de stockage pour le jour du 16/04/2011.

Figure 4.12 : Variation de la température du fluide en fonction du temps dans la cuve de stockage pour le jour du 03/07/2011.

Figure 4.13 : Température moyenne du fluide à l'intérieure de la cuve de stockage pour trois journées différentes.

Figure 4.14 : Irradiation globale sur une surface inclinée de $32,4^\circ$ de deux journées 13/02/2011 et 03/07/2011.

Figure 4.15 : Température ambiante des deux journées 13/02/2011 et 03/07/2011.

Figure 4.16 : Température moyenne du fluide expérimentale et calculée pour le 13/02/2011.

Figure 4.17 : Température moyenne du fluide expérimentale et calculée pour le 03/07/2011.

Figure 4.18 : Courbe caractéristique expérimentale du chauffe-eau solaire capteur stockeur réalisé à URAER Ghardaïa.

Figure 4.19 : Photo du capteur stockeur réalisé à URER.MS Adrar (CS1).

Figure 4.20 : Photo du capteur stockeur réalisé à URAER Ghardaïa (CS2).

Figure 4.21 : Courbe caractéristique expérimentale du capteur stockeur réalisé à URER.MS Adrar (CS1).

Figure 2 : Nouveau design d'un capteur stockeur.

Liste des tableaux

Tableau 2.1 : Performance optique et thermique des deux capteurs ICS1 et ICS2.

Tableau 2.2 : Performance thermique d'un capteur stockeur en positions horizontale et verticale.

Tableau 4.1 : Dimension du dispositif.

Tableau 4.2 : Dimension et rendement thermique des deux capteurs CS1 et CS2.

SOMMAIRE

REMERCIEMENT	I
DEDICACE	II
RESUME	III
NOMENCLATURE	IV
LISTE DES FIGURES	VII
SOMMAIRE	XI
INTRODUCTION GENERALE	01

CHAPITRE I

Généralité

1.1 Energie renouvelable en Algérie et au sud Algérien	05
1.2 Position du soleil	07
1.2.1 coordonnées équatoriales	07
1.2.2 Coordonnées horizontales	08
1.2.3 Orientation d'un plan	09
1.2.4 Angle d'incidence sur un plan	09
1.3 Rayonnement solaire	10
1.3.1 Constante solaire	10
1.3.2 Modèle de Capderou	10
1.3.3 Angle optimum d'un plan incliné	13
1.4 Rappels sur les transferts de chaleur	13
1.4.1 Conduction	14
1.4.2 Transfert de chaleur par convection	14
1.4.3 Transfert de chaleur par rayonnement	17
1.5 Les différents concentrateurs solaires	17

1.5.1 Les cylindro-paraboliques	18
1.5.2 Les miroirs de Fresnel	19
1.5.3 Les miroirs paraboliques	21
1.5.4 Les héliostats	22
1.6 Les concentrateurs paraboliques composés « CPC »	24
1.6.1 Définition des CPC	24
1.6.2 Coefficient de concentration géométrique	25
1.6.3 Géométrie de base	25
1.6.4 Troncature du CPC	28
1.6.5 Orientation et inclinaison	28
1.7 Application des CPC à d'autres dispositifs solaires	29
1.7.1 Tube sous vide	29
1.7.2 Capteur Photovoltaïque	31
1.8 Conclusion	32

Chapitre II

Etat de l'art

2.1 Introduction	35
2.2 Les capteurs stockeurs à eau	35
2.2.1 Les premiers capteurs stockeurs	35
2.2.2 Les différents types de capteurs stockeurs	36
2.2.3 Amélioration des performances d'un capteur stockeur	44
2.2.4 Les capteurs stockeurs réalisés en Algérie	47
2.3 Vers un modèle prédictif	50
2.4 Conclusion	51

Chapitre III

Etude théorique d'un capteur sous vide et d'un capteur stockeur munis d'un concentrateur parabolique composé

3.1 Introduction	55
3.2 Tube sous vide muni d'un CPC	55
3.2.1 Description du dispositif	56
3.2.2 Modèle mathématique	56
3.2.3 Simulation et discussion	60
3.3 Capteur stockeur muni d'un CPC	66
3.3.1 Description du dispositif	66
3.3.2 Modélisation	67
3.3.3 Simulation et discussion	68
3.4 Conclusion	72

Chapitre IV

Réalisation et expérimentation d'un capteur stockeur avec CPC

4.1 Introduction	76
4.2 Dimensionnement	76
4.3 Réalisation	77
4.4 Dispositif expérimental	79
4.5 Méthode de caractérisation	82
4.6 Test expérimental du dispositif	84
4.7 Validation du modèle mathématique	87
4.8 Evaluation du rendement	89
4.9 Conclusion	92
Conclusion générale	94

Introduction générale

La demande mondiale d'énergie primaire devrait augmenter d'environ un tiers d'ici à 2035. La part des énergies fossiles (pétrole, gaz naturel, charbon) restera dominante même si, proportionnellement, leur part baissera dans la consommation mondiale ; de 81 % en 2009 à 75 % en 2035 (hausse des prix et diversification des sources d'énergie). Au final, la demande en hydrocarbures va continuer de progresser.

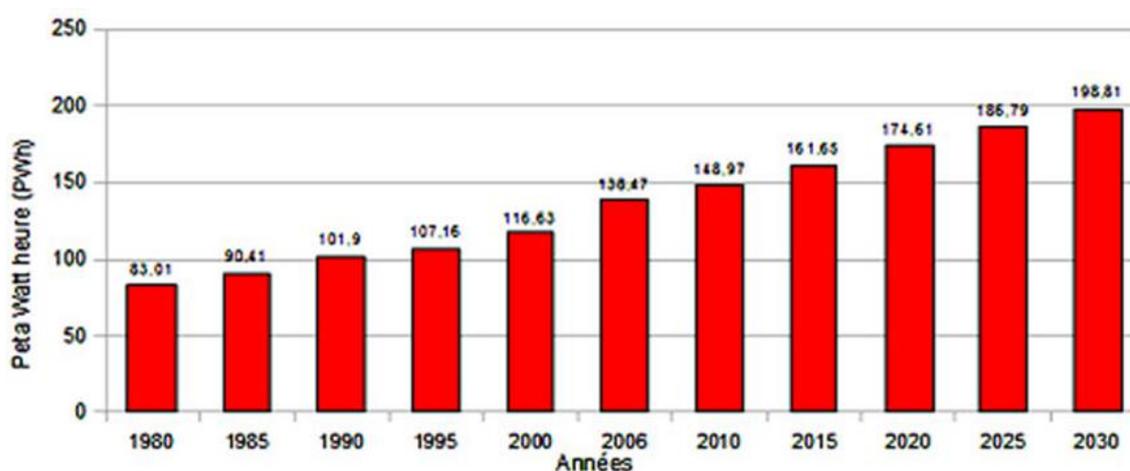


Figure 1 : Consommation énergétique mondiale (prévisions EIA 2009)

En l'absence d'action politique majeure, l'AIE s'attend à une hausse de 20 % des émissions de dioxyde de carbone (CO₂) d'ici à 2035, ce qui correspondrait à une augmentation de la température de la planète à plus de 3,5 degrés Celsius. Ainsi, en suivant cette tendance, l'objectif des gouvernements de limiter à 2°C l'augmentation des températures ne sera pas tenue.

Selon toute vraisemblance, seul un "mix" des différentes énergies permettra de préserver ressources et environnement, tout en répondant à la demande. L'énergie solaire paraît être une alternative très prometteuse, plus particulièrement pour l'Algérie où le taux d'ensoleillement est l'un des plus élevés du globe. ainsi on a le choix entre le photovoltaïque ou le thermique solaire.

D'autre part, pour surmonter les préjugés défavorables et promouvoir l'utilisation de l'énergie solaire, les installations solaires doivent compter sur des systèmes de stockage

d'énergie fiables et peu coûteux. La conversion de la chaleur en une autre forme d'énergie, pour le stockage, entraînant inexorablement une perte d'énergie. C'est pourquoi le stockage thermique demeure le moyen le plus efficace pour emmagasiner la chaleur solaire d'où l'idée du capteur stockeur équipé par un réflecteur. Le réflecteur permet de concentrer le rayonnement solaire sur la surface de captation du capteur. La température du fluide peut atteindre jusqu'à 80°C. Ce système est totalement écologique, économique et la durée de vie des capteurs est très élevée

Cette thèse de doctorat a pour but d'étudier théoriquement et expérimentalement un capteur stockeur à eau à cuve cylindrique muni d'un réflecteur CPC. Pour cela nous avons établis le plan de travail suivant :

Dans un premier chapitre, nous allons donner des notions et des rappels sur :

- La localisation et le positionnement du soleil.
- Le modèle de Capderou et la méthode empirique de Perrin Brichambaut.
- Les lois fondamentales du transfert de la chaleur.
- Les concentrateurs paraboliques composés.

Le second chapitre constitue une synthèse bibliographique à la fois technologique et scientifique abordant les capteurs stockeurs à eau et différentes études pour améliorer les performances thermiques du dispositif. Nous soulignerons, entre autre, le peu de travaux théorique sur les capteurs stockeur à cuve cylindrique que nous avons trouvé dans la littérature.

Nous avons ensuite construit un modèle mathématique qui sera présenté au chapitre 3 afin d'étudier le comportement thermique du fluide dans la cuve de stockage. Un code informatique est développé pour simuler l'évolution de la température du fluide en fonction du temps. Les résultats obtenus ont servi au dimensionnement et réalisation d'un prototype.

Dans le chapitre 4, nous présenterons un prototype réalisé et testé à Ghardaïa à l'URAER. L'étude expérimentale de ce prototype nous a permis de le caractériser et de valider le modèle mathématique élaboré précédemment. Ce dernier chapitre présente aussi une étude comparative des deux capteurs stockeurs réalisés aux unités de recherche de Ghardaïa et d'Adrar.

Référence

[1] Protocole de Kyoto, (1998), La Convention-Cadre des Nations Unies sur les Changements Climatiques, Nations Unies, (<http://unfccc.int>).

[2] <http://www.eia.gov>.

[3] J. D. Balcomb, R. W. Jones, C. E. Kosiewicz, G. S. Lazarus, R. D. Mc Farland, W. O Wray, « Passive Solar Design Handbook », Volume 3, American Solar Energy Society, 1982.

Chapitre I

Généralités

Chapitre I

Généralités

Ce premier chapitre est consacré à des rappels qui sont en l'occurrence le bagage scientifique utile et nécessaire pour développer ces présentes études. Nous nous intéressons plus particulièrement :

- au repérage de la position du soleil.
- à la description de deux modèles semi-empiriques, permettant de calculer l'intensité des rayonnements solaires incidents et diffus, absorbés par différentes surfaces.
- aux différents modes de transfert de chaleur.
- aux descriptions des différents concentrateurs.

1.1 Energie renouvelable en Algérie et au sud Algérien

Les réalisations algériennes dans le domaine de l'énergie propre dite renouvelable sont très limitées en comparaison avec l'actuelle évolution du parc énergie renouvelable mondial qui a atteint des objectifs au-delà de tous les scénarios publiés. L'utilisation des énergies renouvelables en Algérie, n'a pas dépassé le seuil d'expérimentation durant cinq décennies d'indépendance, et ceci malgré sa situation géographique qui lui permet d'avoir un gisement solaire parmi les plus élevés au monde (figure 1.1).

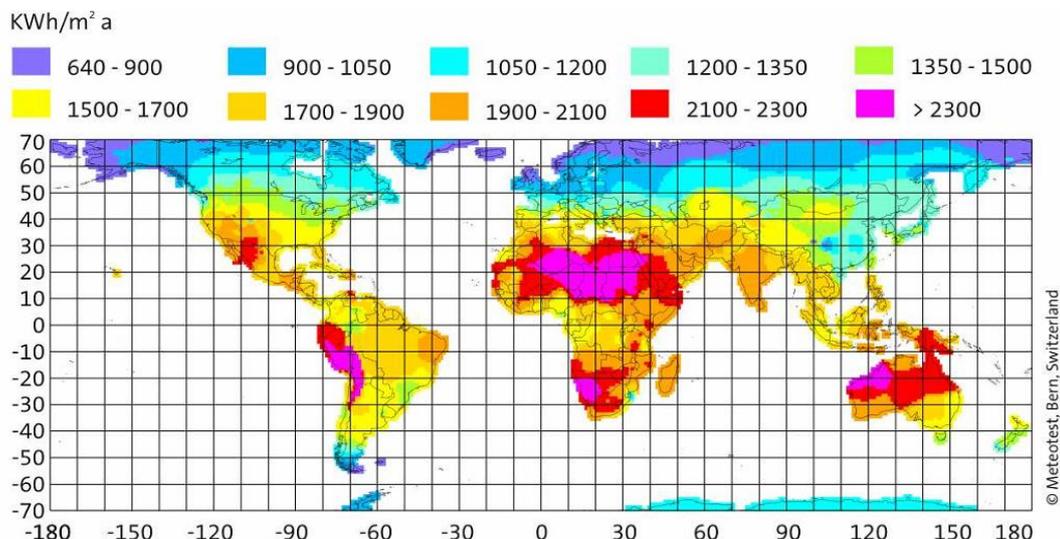


Figure 1.1 : La carte de l'éclairement moyen reçu au sol dans le monde [2]

La durée d'insolation sur la quasi-totalité du territoire national dépasse les 2000 heures annuellement et peut atteindre les 3900 heures (hauts plateaux et Sahara). L'énergie moyenne reçue quotidiennement sur une surface horizontale de 1m^2 est de l'ordre de 5 KWh sur la majeure partie du territoire national (figure 1.1), soit près de $1700\text{KWh}/\text{m}^2/\text{an}$ au Nord et $2263\text{ kWh}/\text{m}^2/\text{an}$ au Sud [1]. Le recours aux énergies renouvelables au Sud algérien est indispensable et prioritaire dans toutes les stratégies élaborées dans le développement durable de la région car les distances entre les localités et la dispersion de la population dans le Sahara rendent le raccordement au réseau électrique très coûteux.

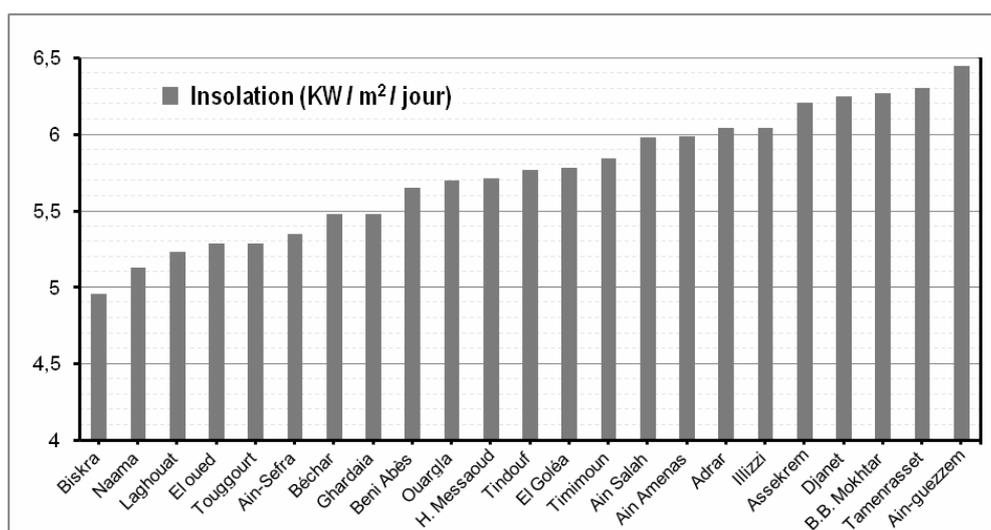


Figure 1.2 : Potentiel solaire du Sahara Algérien [2].

1.2 Position du soleil

La position du soleil est repérée à chaque instant de la journée et de l'année par deux systèmes de coordonnées différents [3].

1.2.1 Coordonnées équatoriales

Le mouvement du soleil est repéré par rapport au plan équatorial de la terre à l'aide de deux angles : d et H .

a- Déclinaison du soleil (d)

On appelle déclinaison d l'angle que fait la direction du soleil avec sa projection sur le plan équatorial. Elle varie au cours de l'année entre $-23,45^\circ$ et $+23,45^\circ$. Elle est nulle aux équinoxes de printemps et automne (21 mars et 21 septembre), maximale au solstice d'été (21 juin) et minimale au solstice d'hiver (21 décembre). La valeur de la déclinaison peut être calculée par la relation :

$$d = 23.45 \sin \left[\left(\frac{360}{365} \right) (N + 284) \right] \quad (1.1)$$

N est le numéro du jour de l'année à partir du premier janvier.

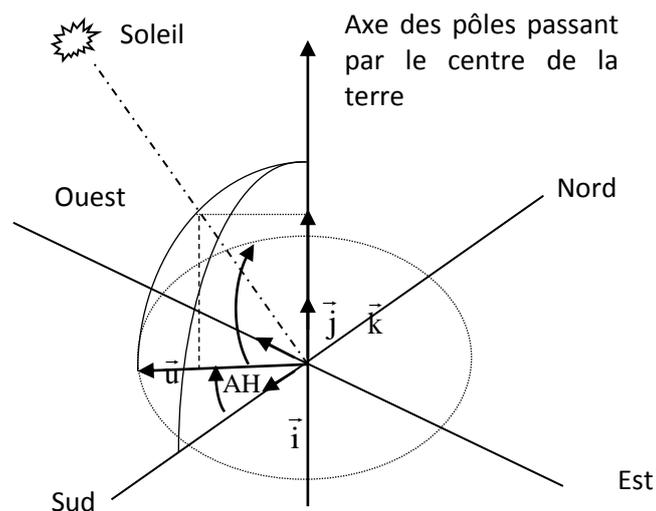


Figure 1.3: Repère equatorial [18]

b- Angle horaire du soleil (H)

C'est l'angle compris entre le méridien origine passant par le sud et la projection du soleil sur le plan équatorial. Il permet d'estimer la course du soleil dans le ciel.

$$H = 15 (TSV - 12) \quad (1.2)$$

TSV : temps solaire vrai.

L'angle H vaut 0° à midi, 90° à 18 heure et -90° à 6 heure en heure solaire vraie.

TSV : temps solaire vrai. Il est égal au temps légal corrigé par un décalage dû à l'écart entre la longitude du lieu et la longitude référence selon la relation suivante. :

$$TSV = TL - DE + \left(\frac{E_t + 4 \lambda}{60} \right) \quad (1.3)$$

DE : décalage horaire par rapport au méridien de Greenwich. (Égale 1 pour l'Algérie).

TL : Temps légal. (Donné par une montre).

E_t : correction de l'équation du temps.

$$E_t = 9.87 \sin(2 N') - 7.53 \cos(N') - 1.5 \sin(N') \quad (1.4)$$

λ : Longitude de lieu.

$$N' = \frac{360}{365} (N - 81) \quad (1.5)$$

Le terme relatif à l'équation du temps est généralement négligeable.

1.2.2 Coordonnées horizontales

Le repère horizontal est formé par le plan de l'horizon astronomique et la verticale du lieu. Dans ce repère, les coordonnées sont la hauteur h et l'azimut a (Figure 1.3).

a- Hauteur du soleil (h)

C'est l'angle formé par la direction du soleil et sa projection sur le plan horizontal. Il est particulièrement égal à :

0° au lever et au coucher astronomiques du soleil,

90° à midi temps solaire vrai

φ est la latitude du lieu.

$$\sin(h) = \cos(d) \cos(\varphi) \cos(H) + \sin(\varphi) \sin(d) \quad (1.6)$$

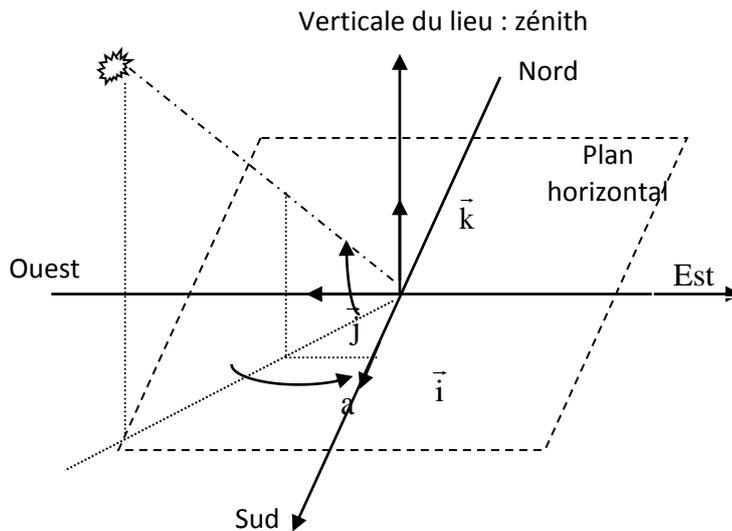


Figure 1.4: Repère horizontal [18]

b- Azimut du soleil (a)

C'est l'angle compris entre la projection de la direction du soleil sur le plan horizontal et la direction Sud.

$$\sin(a) = \frac{\cos(d) \sin(H)}{\cos(h)} \quad (1.7)$$

1.2.3 Orientation d'un plan

Un plan quelconque est défini par deux angles α , γ

γ est la hauteur du plan. Il s'agit de l'angle que fait la normale du plan et sa projection sur le plan horizontal.

α est l'azimut du plan. C'est l'angle que fait la projection de la normale sur le plan horizontal et la direction du sud. L'inclinaison β du plan par rapport au plan horizontal est donnée par :

$$\beta = 90 - \gamma \quad (1.8)$$

1.2.4 Angle d'incidence sur un plan

L'angle d'incidence i est l'angle entre la direction du soleil et la normale du plan. Cet angle est déterminé par la connaissance des cosinus directeurs du rayon incident et la normale en coordonnées horizontales selon la relation suivante :

$$\cos(i) = \sin(\alpha - a) \cos(\gamma) \cos(h) - \sin(\gamma) \sin(h) \quad (1.9)$$

En coordonnées horaires :

$$\begin{aligned} \cos(i) = & \sin(\alpha) \cos(\gamma) \sin(H) \cos(d) + \cos(\alpha) \cos(\gamma) (\cos(H) \cos(d) \sin(\varphi) - \sin(d) \cos(\varphi)) \\ & + \sin(\gamma) (\cos(H) \cos(d) \cos(\varphi) + \sin(d) \sin(\varphi)) \end{aligned} \quad (1.10)$$

1.3 Rayonnement solaire

1.3.1 Constante solaire

La constante solaire représente l'énergie reçue par une surface extraterrestre et elle est prise égale à 1367 W/m². Cependant, on peut introduire un facteur de correction pour tenir compte de la distance variable terre-soleil par la formule suivante [4] :

$$f = 1 + 0.034 \cos [360/365(jn - 5)] \quad (1.11)$$

1.3.2 Modèle de Capderou

Le modèle de Capderou est basé sur l'utilisation du trouble atmosphérique pour calculer les composantes directe et diffusée de l'irradiation reçue sur un plan. L'absorption et la diffusion causées par les constituants de l'atmosphère peuvent être exprimées par des facteurs des troubles. A partir de ces facteurs, on peut exprimer les irradiances directes et diffusées par ciel clair.

a- Eclairage reçue sur un plan horizontal par ciel clair

La connaissance de facteur de trouble atmosphérique est nécessaire pour déterminer les irradiances par ciel clair. Ce facteur est le rapport entre l'extinction du rayonnement directe traversant une atmosphère de référence constituée uniquement d'air pur et sec sous la même incidence. Dans ce modèle, le facteur de trouble atmosphérique de Linke par ciel clair est donné par :

$$T_L^* = T_0 + T_1 + T_2 \quad (1.12)$$

T_0 est le trouble dû à l'absorption gazeuse tant par les constituants fixes de l'atmosphère que par l'ozone et surtout par la vapeur d'eau. Une modélisation de ce facteur en fonction des seuls paramètres géo-astronomiques a permis à Capderou de proposer l'expression suivante :

$$T_0 = 2.4 - 0.9 \sin(\varphi) + 0.1(2 + \sin(\varphi)) A_{he} - 0.2 z - (1.22 + 0.14 A_{he}) (1 - \sin(h)) \quad (1.13)$$

$$A_{he} = \sin\left(\left(\frac{360}{365}\right) (j - 121)\right) \quad (1.14)$$

z : l'altitude du lieu.

T_1 : est le trouble correspondant à l'absorption par les gaz de l'atmosphère (O_2 , CO_2 , et O_3) et à la diffusion moléculaire de Rayleigh donné par l'approche :

$$T_1 = 0.89^z \quad (1.15)$$

T_2 est le trouble relatif à la diffusion par les aérosols couplés à une légère absorption (dépendent à la fois de la nature et de la quantité des aérosols). En fonction du coefficient de trouble d'Angstrom β , T_2 est donnée par :

$$T_2 = (0.9 + 0.4 A_{he}) (0.63)^z \quad (1.16)$$

L'éclairement direct I par ciel clair obtenu sur un plan horizontal est donné par :

$$I = I_0 \sin(h) C_{t-s} \exp\left[-T_L^* \left(0.9 + \frac{9.4}{0.89^z} \sin(h)\right)^{-1}\right] \quad (1.17)$$

L'éclairement diffus incident D sur un plan horizontal est exprimé par :

$$a = 1.1 \quad b = \log(T_L^* - T_0) - 2.8 + 1.02 (1 - \sin(h))^2 \quad (1.18)$$

$$D = I_0 C_{t-s} \exp(-1 + 1.06 \log(\sin(h))) + a - \sqrt{a^2 + b^2} \quad (1.19)$$

L'éclairement global reçu sur un plan horizontal est donné par :

$$G = I + D \quad (1.20)$$

b- Eclairement globale reçu sur un plan incliné

L'éclairement direct est la projection de la composante normale sur un plan incliné. Il est défini par la relation suivante :

$$I = I_n \cos(i) = I_0 C_{t-s} \exp\left[-T_L^* \left(0.9 + \frac{9.4}{0.89^z} \sin(h)\right)^{-1}\right] \cos(i) \quad (1.21)$$

I_n est l'éclairement direct normal,

i est l'angle d'incidence

L'éclairement diffus du ciel est composé de trois parties :

- La composante directe ou circumsolaire. Elle provient du voisinage du soleil dans un cône de demi-angle au sommet compris entre 3° et 15° . Elle peut être considérée comme si elle provient directement du soleil.

$$b = \log(T_L^* - T_0) - 2.28 - 0.5 \log(\sin(h)) \quad a = 3.1 - 0.4b \quad (1.22)$$

$$\delta_d = I_0 C_{t-s} \exp\left(-2.48 + \sin(h) + a - \sqrt{a^2 + 4b^2}\right) \quad (1.23)$$

- La composante isotrope correspond un ciel de luminance uniforme

$$\delta_i = D - \delta_d \sin(h) \quad (1.24)$$

D est le diffus sur un plan horizontal.

- La composante du cercle de l'horizon provient d'une bande d'horizon d'une hauteur de 6° . Elle semble être associée à une accumulation d'aérosols dans les basses couches atmosphériques.

$$b = \exp(0.2 + 1.75 \log(\sin(h))) \quad (1.25)$$

$$a = \log(T_L^* - T_0) - 3.1 - \log(\sin(h)) \quad (1.26)$$

$$\delta_h = I_0 C_{t-s} \frac{-0.02 a}{a^2 + ab + 1.8} \exp(\sin(h)) \quad (1.27)$$

Le diffus du ciel est l'éclairement diffus incident en provenance du ciel.

$$d_{ciel} = \delta_d \cos(i) + \delta_i \frac{1 + \sin(\gamma)}{2} + \delta_h \cos(\gamma) \quad (1.28)$$

$$\gamma = 90 - \beta$$

β : Inclinaison du plan

L'éclairement diffus du sol est caractérisé par l'albédo du sol qui indique la réflexion de la lumière incidente. Pour un plan quelconque (α, γ)

$$d_{sol} = \delta_a \frac{1 - \sin(\gamma)}{2} \quad \delta_a = \rho G \quad (1.29)$$

G est l'éclairement global horizontal. ρ est l'Albédo du sol.

L'éclairement diffus rétrodiffusé est celui diffusé à nouveau par le ciel vers le sol. Selon le raisonnement de Capderou, cette composante a la forme suivante :

$$\delta'_i = 0.9(\rho - 0.2) G \exp\left(-\frac{4}{\sqrt{T_L^* - T_0}}\right) \quad (1.30)$$

L'éclairement diffus incident sur un plan incliné est donné par (1.31).

$$D = d_{ciel} + d_{sol} + \delta'_i \frac{I + \sin(\gamma)}{2} \quad (1.31)$$

D'où l'éclairement global incident, à un instant donné sur un plan (α, γ) est :

$$G = I + D \quad (1.32)$$

1.3.3 Angle optimum d'un plan incliné

On calcul l'angle d'inclinaison pour que l'énergie du global hors atmosphère G_e reçu sur un plan soit maximum :

$$G_e = C_{t-s} I_0 \int_{HL}^{HC} \cos(i) dH \quad (1.33)$$

HL est l'angle horaire au lever du soleil.

HC est l'angle horaire au coucher du soleil

Le maximum d'énergie sera reçu sur un plan sud ($\alpha = 0$). C'est un plan mobile autour d'un axe horizontal est-ouest. L'angle d'incidence est donné par l'équation (1.34).

$$\cos(i) = \sin(\gamma + \varphi) \times \cos(H) \times \cos(d) - \sin(d) \times \cos(\gamma + \varphi) \quad (1.34)$$

$$G_e = 2 C_{t-s} I_0 (\cos(d) \times \sin(\gamma + \varphi) + HC \times \sin(d) \times \sin(\gamma + \varphi) \times \sin(HC)) \quad (1.35)$$

Pour $\alpha = 0$, $HL = -HC$. La détermination du maximum d'énergie revient à résoudre

l'équation $\frac{dG_e}{dt} = 0$. On trouve que :

$$\gamma_{opt} = -\varphi + \arctg\left(-\frac{\sin(HC)}{HC \operatorname{tg}(d)}\right) \quad \beta_{opt} = 90 - \gamma_{opt} \quad (1.36)$$

1.4 Rappels sur les transferts de chaleur

La thermodynamique permet de prévoir la quantité totale d'énergie qu'un système doit échanger avec l'extérieur pour passer d'un état d'équilibre à un autre. La thermique (ou thermocinétique) se propose de décrire quantitativement (dans l'espace et dans le temps) l'évolution des grandeurs caractéristiques du système, en particulier la température, entre l'état d'équilibre initial et l'état d'équilibre final. La chaleur s'écoule sous l'influence d'un

gradient de température par conduction des hautes vers les basses températures. La quantité de chaleur transmise par unité de temps et par unité d'aire de la surface isotherme est appelée densité de flux de chaleur.

1.4.1 Conduction

C'est le transfert de chaleur au sein d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, sous l'influence d'une différence de température. La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts : une transmission par les vibrations des atomes ou molécules et une transmission par les électrons libres. La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de Fourier : la densité de flux est proportionnelle au gradient de température. En absence d'hypothèses simplificatrices, la propagation de la chaleur est un phénomène tridimensionnel qui répond à la loi de Fourier sous la forme générale [5] :

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \nabla^2 T + q^m \quad (1.37)$$

ρ Est la masse volumique (kg / m³).

λ Est la conductivité thermique du matériau (w / K m).

C_p Est la capacité thermique massique (j / kg k).

q^m Est la densité volumique du flux développé dans l'échantillon (w / m³).

En faisant les hypothèses :

Si λ est constant, aucune puissance dissipée ne peut être produite $q^m = 0$

Dans le cas du régime permanent, $\frac{\partial T}{\partial t} = 0$. En plus, si le flux est monodimensionnel alors

nous avons : $\frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial z} = 0$. La forme simplifiée d'une telle loi qui stipule que la valeur instantanée du débit calorifique est égal à :

$$\phi = -\lambda \vec{\text{grad}}(T) = -\lambda S \frac{\partial T}{\partial x} \quad (1.38)$$

ϕ est le flux de chaleur transmis par conduction (w).

S est l'aire de la section de passage du flux de chaleur (m²).

1.4.2 Transfert de chaleur par convection

Les transferts de chaleur qui s'effectuent simultanément avec des transferts de masse sont dits transferts de chaleur par convection. Ce mode d'échange de chaleur existe au sein des milieux fluides [5].

a- Convection naturelle et forcée

Selon la nature du mécanisme qui provoque le mouvement du fluide, on distingue :

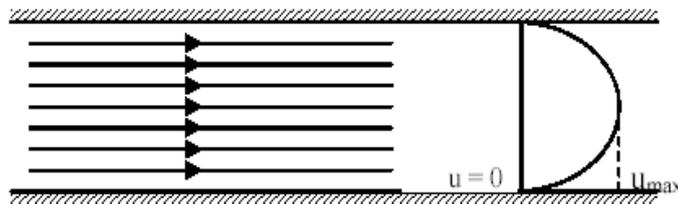
- La convection libre ou naturelle : le fluide est mis en mouvement sous le seul effet des différences de masse volumique résultant des différences de températures sur les frontières et d'un champ de forces extérieures (la pesanteur).
- La convection forcée : le mouvement du fluide est induit par une cause indépendante des différences de température (pompage, ventilation...).

L'étude du transfert de chaleur par convection permet de déterminer les échanges de chaleur se produisant entre un fluide et une paroi.

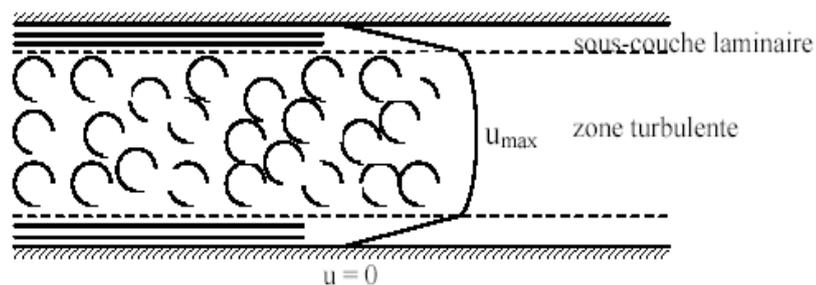
b- Régime d'écoulement

Compte tenu du lien entre le transfert de masse et le transfert de chaleur, il est nécessaire de considérer le régime d'écoulement. Considérons à titre d'exemple l'écoulement d'un fluide dans une conduite :

- En régime laminaire, l'écoulement s'effectue par couches pratiquement indépendantes : entre deux filets fluides adjacents les échanges de chaleur s'effectuent donc :



- Par conduction uniquement si l'on considère une direction normale aux filets fluides.
- Par convection (conduction négligeable) si l'on considère une direction non normale aux filets fluides.
- En régime turbulent, l'écoulement n'est pas unidirectionnel : l'échange de chaleur dans la zone turbulente s'effectue par convection et conduction dans toutes les directions. On vérifie que la conduction est généralement négligeable par rapport à la convection.



c- Calcul du coefficient d'échange par convection

On exprime le flux thermique échangé par convection par :

$$\varphi = h S (\theta_m - \theta) \quad (1.39)$$

h est appelée coefficient d'échange par convection. ($W / m^2 \cdot ^\circ C$).

$(\theta_m - \theta)$ Différence entre la température de la paroi et celle du fluide.

- En convection forcée, le coefficient d'échange h est indépendant de la différence de la température de la paroi et du fluide mais il dépend des grandeurs suivantes : U_m vitesse moyenne du fluide, ρ masse volumique du fluide, C_p chaleur spécifique du fluide, μ viscosité dynamique du fluide, λ conductivité thermique du fluide et D dimension caractéristique de la surface d'échange.

A partir de ces grandeurs, on définit les nombres sans dimension suivants :

$$\text{Nombre de Nusselt} \quad Nu = \frac{h D}{\lambda} \quad (1.40)$$

$$\text{Nombre de Reynolds} \quad Re = \frac{\rho U_m D}{\mu} \quad (1.41)$$

$$\text{Nombre de Prandtl} \quad Pr = \frac{\mu C_p}{\rho} \quad (1.42)$$

Les travaux expérimentaux étudiant le transfert de chaleur par convection dans une situation donnée fournissent leurs résultats sous forme de corrélations mathématiques.

$$Nu = f(Re, Pr).$$

Re le nombre de Reynolds caractérise le régime d'écoulement du fluide.

Si $Re < 2000$ l'écoulement est laminaire.

Si $2000 < Re < 3000$ l'écoulement est intermédiaire.

Si $Re > 3000$ l'écoulement est turbulent.

Pr le nombre de Prandtl caractérise les propriétés thermiques du fluide.

Nu le nombre de Nusselt caractérise l'échange thermique entre le fluide et la paroi.

1.4.3 Transfert de chaleur par rayonnement

La chaleur du soleil atteint pourtant notre planète alors qu'il n'y a aucun support solide, liquide ou gazeux au-delà de l'atmosphère terrestre. Ceci signifie donc que l'énergie thermique peut tout de même traverser le vide. Ce mode de transfert s'appelle le rayonnement. Il correspond à un flux d'ondes électromagnétiques émises par tout corps, quelle que soit sa température. Comme on l'imagine, le rayonnement électromagnétique est d'autant plus élevé que sa température est grande. Comme pour la conduction, ce sont les interactions entre atomes et molécules qui sont à l'origine de ce rayonnement.

De par sa nature, le rayonnement n'intervient que dans les milieux transparents (gaz, verre, vide) ou semi-opaque (gaz + fumées de CO₂, gaz + vapeur d'eau). C'est une transmission d'énergie à distance, entre deux corps séparés ou non par un milieu matériel (transformation d'énergie thermique d'un émetteur en énergie électromagnétique, propagation, transformation partielle en énergie thermique sur un corps récepteur). C'est le cas de l'énergie qui nous vient du soleil. L'interprétation physique est la suivante : tout corps émet des particules désignées par «photons» ; ceux-ci se déplacent à la vitesse de la lumière et transportent une énergie en fonction de leur «longueur d'onde».

Un corps C émettant des photons dans toutes les directions possibles, certains d'entre eux sont reçus par l'autre corps C' et éventuellement absorbés, totalement ou en partie. Bien entendu, le corps C émet aussi des photons dont certains seront reçus et absorbés par C. Le bilan net se traduit par un échange d'énergie entre C et C'. La densité du flux (rayonnement) thermique émis par une surface dont la température est T, est donnée par la loi de Stéphane Boltzmann.

$$Q = \varepsilon \sigma T^4 \quad (1.43)$$

$$\sigma = 5,670.10^{-8} \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-4}.$$

ε est l'émissivité du corps

1.5 Les différents concentrateurs solaires

La concentration du rayonnement solaire permet, pour une surface de capteur donnée, de diminuer la surface de réception effective et donc de minimiser l'influence des pertes thermiques du récepteur. Ainsi la température atteinte après transformation en chaleur est plus élevée que pour les dispositifs à capteurs sans concentration. En réduisant la surface du capteur solaire, le prix du dispositif diminue.

1.5.1- Cylindro-paraboliques

Le miroir cylindro-parabolique (MCP) est une des variantes du collecteur solaire thermique. Il est constitué d'un long miroir (généralement recouvert d'un plaquage en argent ou en aluminium poli), rectangulaire, en forme de cylindre parabolique et, complété par un tube à double enveloppe sous vide (tube Dewar) qui court sur toute sa longueur le long de la droite focale. Les rayons solaires sont réfléchis par le miroir pour converger sur le tube Dewar [6].

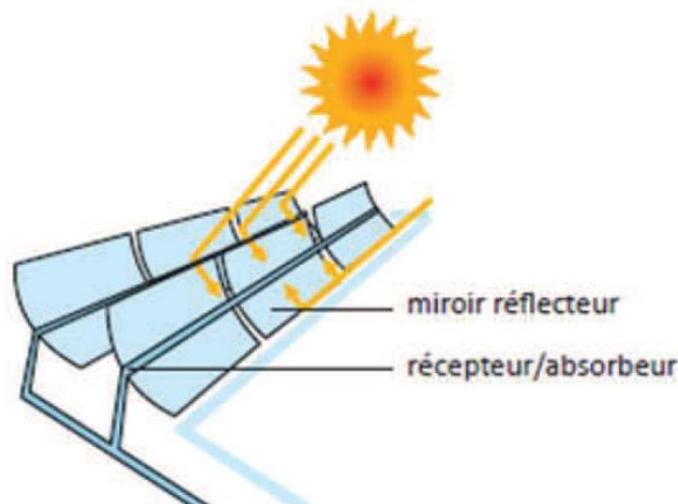


Figure 1.5 : Schéma de principe d'un concentrateur cylindro-parabolique [7]

Le panneau est le plus souvent aligné statique selon un axe primaire nord-sud et pivotant dans le plan perpendiculaire correspondant, de façon à suivre un plan de la course elliptique du Soleil au cours de la journée. Le fluide caloporteur qui accumule l'énergie captée au niveau du tube Dewar est le plus souvent une variété d'huile. Sa température optimale est de l'ordre de quelque 400°C. Lors de l'écoulement dans le circuit de transfert extérieur, la chaleur du fluide réchauffe la vapeur d'un générateur à turbine standard. Le procédé est très économique : le rendement thermique, restreint au tube Dewar, est de l'ordre de 60 à 80 %. Le rendement intégral, considéré depuis le collecteur jusqu'au réseau, soit : (énergie électrique fournie)/ (énergie solaire absorbée), est de l'ordre de 15 %, c'est-à-dire similaire au rendement photovoltaïque, mais inférieur cependant à celui obtenu par un concentrateur parabolique de type Stirling [8].

Les centrales thermodynamiques équipées de cylindro-paraboliques et en production commerciale actuellement sont des centrales hybrides où du combustible fossile étant utilisé durant la période nocturne. Les réglementations imposent une limitation de la consommation en combustible fossile à un maximum de 27 % pour rendre la centrale éligible au statut de source d'énergie renouvelable. Ces centrales étant hybrides et comportant stations de refroidissement, condenseurs, accumulateurs et autres équipements. Les rendements, relativement à la surface occupée sont très variables.



Figure 1.6 : Champ de miroir cylindro-parabolique à la centrale solaire de Kramer Junction en Californie. [9]

1.5.2- Miroirs de Fresnel

Encore marginales dans la filière du solaire thermodynamique, les centrales solaires à miroir de Fresnel pourraient néanmoins devenir plus compétitives que leurs voisines : les centrales à réflecteurs paraboliques et cylindro-paraboliques . Inventé par le physicien français Augustin Fresnel en 1822, la lentille de Fresnel a été conçue pour équiper le système optique des phares de signalisation marine. Le système est aujourd'hui repris à grande échelle pour concentrer le rayonnement solaire sur un tube horizontal.

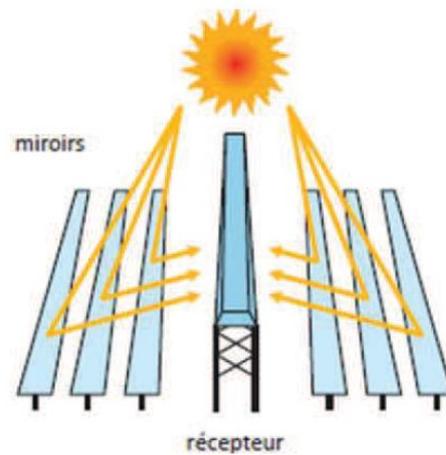


Figure 1.7 : Schéma de principe d'un concentrateur à miroir de Fresnel [7]

Le principe d'un concentrateur de Fresnel réside dans ses miroirs plans (plats) dits "réflecteurs compacts linéaires". Chacun de ces miroirs peut pivoter en suivant la course du soleil pour rediriger et concentrer en permanence les rayons solaires vers un tube absorbeur. Un fluide caloporteur est chauffé jusqu'à 500°C en circulant dans ce tube horizontal. Cette énergie est transférée à un circuit d'eau, la vapeur alors produite actionne une turbine qui produit de l'électricité. Principal avantage de cette technologie, les miroirs plats sont bien meilleur marché que les miroirs paraboliques [8].



Figure 1.8 : Concentrateur à miroir de Fresnel à Almeria en Espagne [10]

1.5.3- Miroirs paraboliques

Les miroirs paraboliques concaves sont beaucoup utilisés soit pour produire des faisceaux de lumières parallèles, notamment dans des projecteurs, soit pour recueillir la lumière provenant d'une source lointaine et la concentrer en son foyer. Le principe est le même en vertu du principe du retour inverse de la lumière. Ceci provient d'une propriété géométrique de la parabole : si l'on met une lampe au foyer de la parabole, les rayons réfléchis ressortent parallèles à l'axe de la parabole (le foyer géométrique est ici confondu avec le foyer optique).

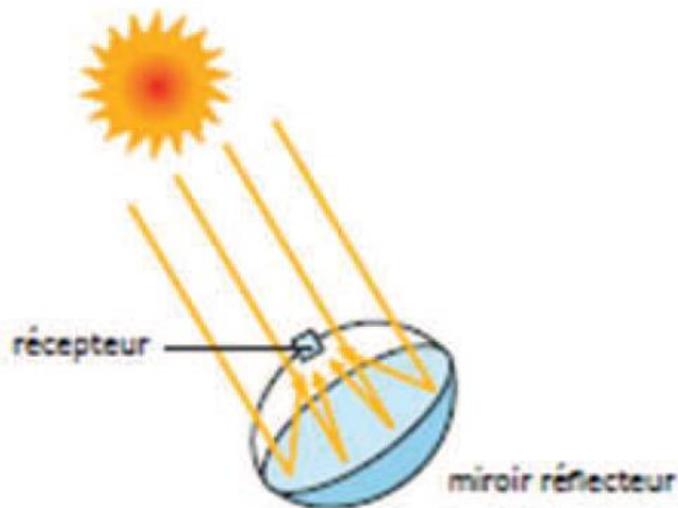


Figure 1.9 : Schéma de principe d'un concentrateur parabolique [7]

Le concentrateur parabolique solaire est composé soit d'un miroir parabolique soit d'une mosaïque de miroirs assemblés pour former une parabole. Ce dispositif permet de capter uniquement les rayons solaires directs. En général, un système permettant de suivre la trajectoire du soleil est installé. Par exemple, la parabole peut être installée sur un support mobile qui peut être muni de deux moteurs pas à pas [8].



Figure 1.10 : Miroir parabolique avec moteur Stirling [11]

Pour un concentrateur ayant une surface collectrice de $56,7\text{m}^2$, la température du point de convergence peut atteindre 650°C . Cette source de chaleur sert à alimenter un moteur Stirling déjà installé au niveau du foyer optique. Le moteur de Stirling produit de l'énergie mécanique. Pour transformer cette énergie en énergie électrique, le moteur de Stirling peut être relié à une génératrice électrique.

1.5.4- Héliostats

Un héliostat est un dispositif permettant de suivre la course du Soleil, généralement pour orienter toute la journée les rayons solaires vers un point ou une petite surface fixe, à l'aide de miroirs. L'héliostat est également utilisé dans les centrales solaires où un champ d'héliostats est utilisé pour faire converger les rayons lumineux vers un même point qui est l'absorbeur situé au sommet d'une tour. Ainsi le rayonnement solaire est directement concentré sur l'absorbeur qui transforme le rayonnement en chaleur à haute température et qui peut atteindre 1000°C [12].

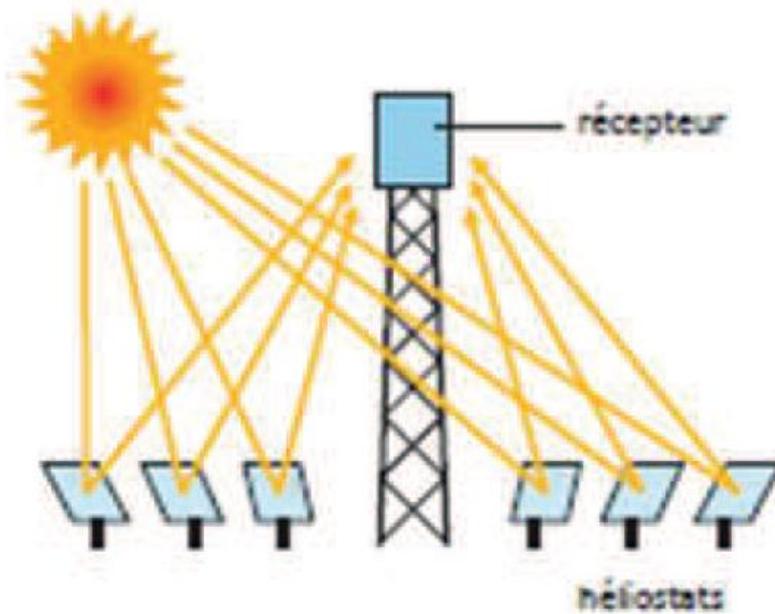


Figure 1.11 : Schéma de principe d'une centrale à tour [7]

Généralement, un fluide caloporteur (des sels fondus) circule au sommet de la tour. Chauffé par les rayons, celui-ci transfère son énergie à un circuit d'eau. La vapeur alors produite actionne une turbine qui produit de l'électricité.



Figure 1.12 : Centrale thermique à tour (Solar Tower en Californie) [13]

1.6 Concentrateur parabolique composé « CPC »

1.6.1 Définition des CPC

Le concentrateur parabolique composé (CPC) est une construction optique conçue dans les années soixante par un Américain R. Winston, un Soviétique V. Baranov, et un Allemand M. Ploke, chacun séparément. Utilisé en physique des hautes énergies notamment pour mesurer l'effet Cerenkov, son application à la collecte de l'énergie solaire fut développée par R. Winston au début des années 70. Dans notre projet, le Concentrateur Parabolique Composé est utilisé ici en raison de ses capacités à rediriger un faisceau de rayons non parallèles entre eux (diffus et direct) vers une cible déterminée. Par voie de conséquence, le CPC ne forme pas d'image (rayons parvenant après un nombre quelconque de réflexions), ce qui n'est pas gênant pour notre application. Autres propriétés intéressantes du CPC est le fait de simplifier le suivi du soleil [14].

Sous sa forme la plus simple, un CPC à absorbeur plan est composé de deux arcs de paraboles symétriques, n'appartenant pas à la même parabole. Chacune des paraboles passe par le foyer de l'autre. Le segment AB joignant les foyers des deux paraboles est l'absorbeur. La perpendiculaire issue du milieu de l'absorbeur est l'axe de symétrie du système. Les paraboles sont coupées à une hauteur telle que leurs tangentes soient parallèles à l'axe de symétrie. Le segment CD joignant ces deux points est l'ouverture du CPC. On peut remarquer que la droite DB est parallèle à l'axe de la parabole 1 (et AC parallèle à l'axe de la parabole 2). L'angle θ_c de la figure est appelé angle d'ouverture du CPC. La propriété principale du CPC est que tout rayon lumineux traversant l'ouverture, et à condition que son angle d'incidence soit inférieur ou égal à θ_c , est renvoyé sur un point situé sur l'absorbeur. Les rayons arrivent directement ou indirectement, après une ou plusieurs réflexions sur une des parois [15].

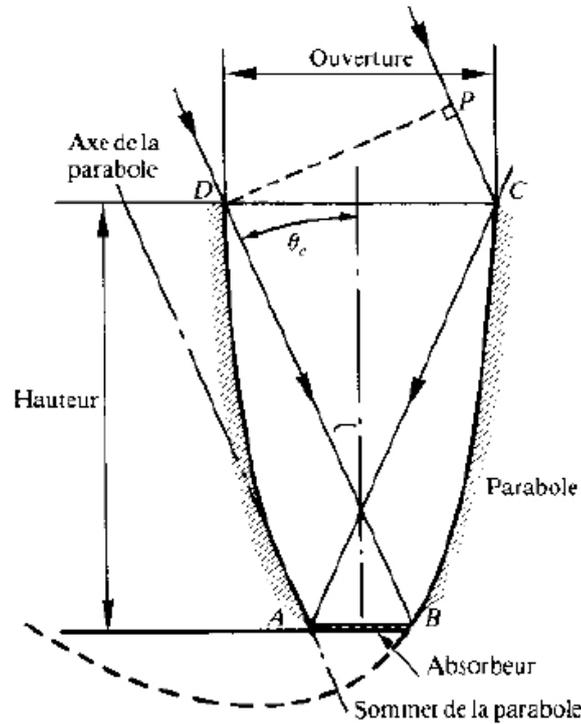


Figure 1.13 : Concentrateur parabolique composé [14].

1.6.2 Coefficient de concentration géométrique

Le taux de concentration géométrique du CPC est défini comme le rapport des largeurs de l'ouverture sur l'absorbeur [16].

$$C = \frac{CD}{AB} = \frac{1}{\sin \theta_c} \quad (2.1)$$

Le concentrateur est dit idéal

1.6.3 Géométrie de base

Pour tracer la forme développée du CPC à absorbeur plan, on a besoin de deux paramètres, la largeur de l'absorbeur ($S = AB$) et l'angle θ_c . On peut alors déduire l'ouverture ($W = CD$)

$$W = \frac{S}{\sin \theta_c} \quad (2.2)$$

ainsi que la hauteur H du CPC

$$H = S \frac{\left(1 + \frac{1}{\sin \theta_c}\right)}{2 \tan \theta_c} \quad (2.3)$$

La ligne focale de la parabole s'exprime par :

$$F = \frac{S}{2}(1 + \sin \theta_c) \quad (2.4)$$

Il serait plus commode de déterminer une partie ou une branche du CPC dans un système de coordonnées convenable. Pour cela, nous allons calculer x' et y' , les coordonnées d'une parabole dans un repère donné. y' sera exprimée en fonction de x' et nous allons incrémenter x' comme un paramètre indépendant pour tracer la parabole complètement. Ensuite, nous effectuerons une rotation puis une translation des résultats x' et y' obtenus. On définit les coordonnées d'origine (x_0 et y_0) du CPC dans le système par :

$$x_0 = -\frac{S}{2} + F \sin \theta_c \quad (2.5)$$

$$y_0 = -\frac{S}{2}(1 + \sin \theta_c)(\cos \theta_c) \quad (2.6)$$

Pour générer les coordonnées de la branche droite du CPC, nous allons commencer par le point B

$$x'_1 = S(\cos \theta_c) \quad (2.7)$$

Et

$$y'_1 = \frac{S}{2}(1 - \cos \theta_c) \quad (2.8)$$

Nous allons incrémenter la variable x' pour obtenir la branche BC du CPC.

$$x'_{n+1} = x'_n + \delta x' \quad (2.9)$$

Et

$$y'_{n+1} = \frac{(x'_{n+1})^2}{4F} \quad (2.10)$$

Avec $\delta x'$ étant une valeur d'incrémention égale à W/N ou $N \geq 100$.

La branche BC du CPC dans le repère désiré est donnée par le système d'équation :

$$x_n = x'_n(\cos \theta_c) - y'_n(\sin \theta_c) + x_0 \quad (2.11)$$

Et

$$y_n(x_n) = x'_n(\sin \theta_c) + y'_n(\cos \theta_c) + y_0 \quad (2.12)$$

Pour déterminer la branche AD du CPC, on écrit l'équation suivante :

$$y_n(-x_n) = y_n(x_n) \quad (2.13)$$

Jusqu'à présent, nous nous sommes limités au cas d'un absorbeur plan ; le cas d'un absorbeur cylindrique est d'un intérêt pratique considérable. Pour un cylindre absorbeur de rayon R et un angle d'ouverture θ_c , la distance ρ illustrée sur la figure 2.11 est donnée en fonction de l'angle φ par [15] :

$$\rho(\varphi) = \begin{cases} R\varphi & \text{pour } |\varphi| \leq \theta_c + \frac{\pi}{2} \\ R \frac{\varphi + \theta_c + (\pi/2) - \cos(\varphi - \theta_c)}{1 + \sin(\varphi - \theta_c)} & \text{pour } \theta_c + \frac{\pi}{2} \leq \varphi \leq 3\frac{\pi}{2} - \theta_c \end{cases} \quad (2.14)$$

L'équation paramétrique de la courbe définissant la forme du miroir est donc :

$$\begin{aligned} x &= R \sin \varphi - \rho \cos \varphi \\ y &= -R \cos \varphi - \rho \sin \varphi \end{aligned} \quad (2.15)$$

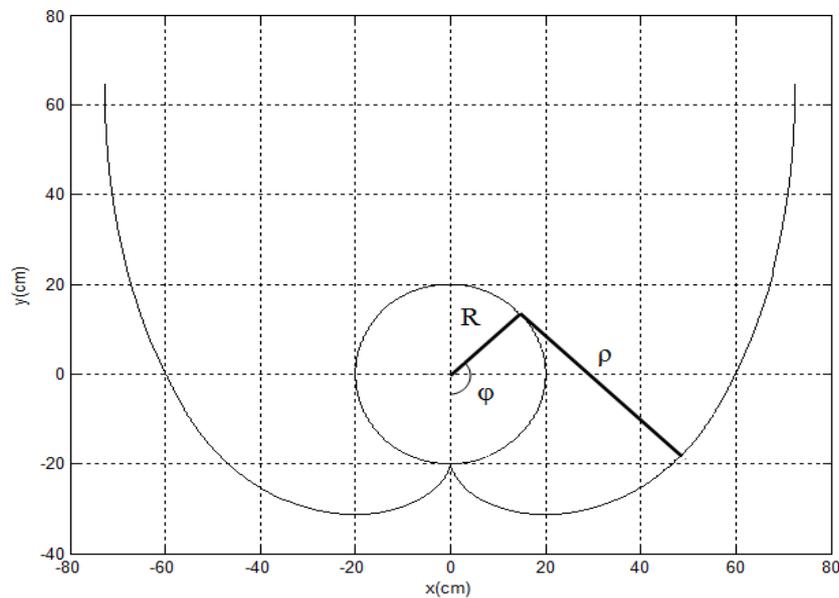


Figure 1.15 : CPC à absorbeur cylindrique pour $R=20\text{cm}$ et $\theta_c=60^\circ$.

1.6.4 Troncature du CPC

Si les CPC permettent d'atteindre la concentration idéale, ils présentent par contre l'inconvénient de nécessiter à concentration égale et pour un même absorbeur, une surface de miroir plus importante que d'autres concentrateurs (cylindro-paraboliques).

Heureusement, il est possible de réduire la surface des miroirs sans trop nuire aux performances du concentrateur. Il suffit pour cela de supprimer la partie supérieure du CPC. En effet, cette zone n'intervient que peu dans la concentration (environ 10%) car le rayonnement incident y est presque parallèle aux miroirs [16].

1.6.5 Orientation et inclinaison

L'amélioration fondamentale qu'on peut apporter à un CPC en particulier, est une augmentation du champ de vision pour une concentration géométrique donnée. Ce qui permet d'atteindre une concentration utile sans poursuite solaire. Pour cela, il y a plusieurs façons de le faire, la plus commune est illustrée à la figure 2.12.

Le grand axe du CPC creux est aligné suivant la direction de l'axe est-ouest, tandis que la normale aux ouvertures est inclinée vers le sud d'un angle égal à l'angle de la latitude (angle optimal). Au solstice de juin, la déclinaison du Soleil atteint $+23^{\circ} 26'$; au solstice de décembre, la déclinaison du Soleil atteint $-23^{\circ} 26'$. Le reste de l'année, elle évolue entre ces deux extrêmes. Donc si l'angle d'ouverture θ_c est égal à $23^{\circ} 26'$, la totalité du rayonnement solaire direct est recueillie et concentrée directement sur l'absorbeur sans poursuite solaire.

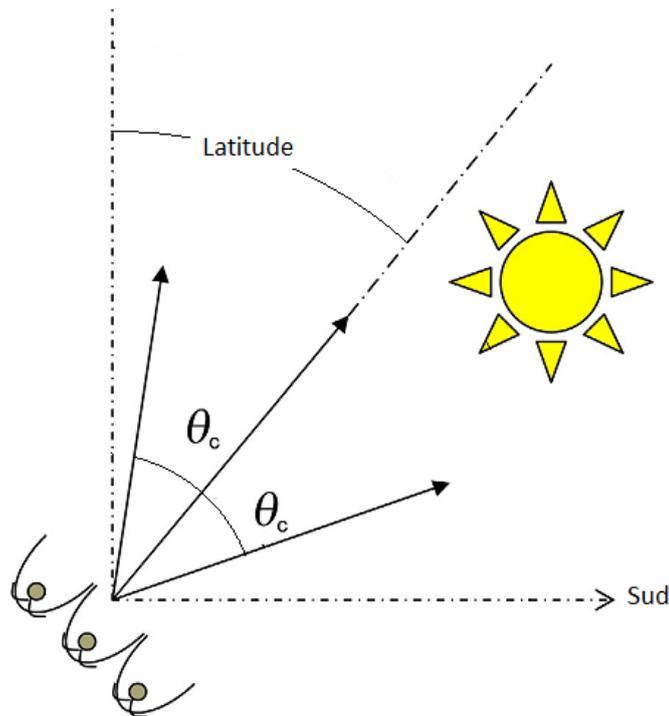


Figure 1.16 : Orientation plein sud du CPC sur l'hémisphère nord [16]

1.7 Application des CPC à d'autres dispositifs solaires

1.7.1 Tube sous vide

Un tube sous vide est un type de tube utilisé dans les capteurs solaires thermiques. Souvent présentée comme avant-gardiste, cette technologie, développée initialement par l'université de Sydney en Australie à partir de 1975, fût industrialisée initialement au Japon puis son développement s'en trouva fortement amplifié par une externalisation de la production vers la Chine.

Un capteur solaire "sous vide" est composé d'une série de tubes transparents en verre de 5 à 15 cm de diamètre. Dans chaque tube, il y a un absorbeur pour capter le rayonnement solaire et un échangeur pour permettre le transfert de l'énergie thermique. Les tubes sont mis sous vide pour éviter les déperditions thermiques convectives de l'absorbeur et l'absorbeur reçoit un traitement sélectif pour piéger le rayonnement. Ainsi, on peut réaliser des capteurs solaires performants sans une isolation thermique rapportée ou un coffre de protection.



Figure 1.17 : Capteur solaire à tube sous vide [17].

Pour être efficace, le vide doit être poussé $< 10^{-3}$ Pa. Un tube devient inutile s'il n'est pas totalement hermétique et il faut le changer pour préserver la performance de l'ensemble du

capteur. Afin de visualiser cette éventualité, les tubes sont munis d'un témoin (getter) en baryum, qui dépose une couche métallisée sur l'intérieur du tube pendant la fabrication. Cette couche argentée de baryum devient blanche en contact avec l'air et ainsi sert de témoin à la perte de vide.

Ils sont complétés par des réflecteurs concentrateurs paraboliques composés (CPC) permettant de capter le rayonnement solaire diffus et optimiser ainsi l'absorption de l'énergie gratuite disponible. Fabriqués en inox poli, ils ne nécessitent aucun entretien particulier et ne sont pas susceptibles d'être abimés par des conditions climatiques même rudes.



Figure 1.18 : Tube sous vide associé à un CPC. **Figure 1.19** : Miroir en forme de CPC

1.7.2 Capteur Photovoltaïque

Le solaire photovoltaïque à concentration ou Concentrated PhotoVoltaic (CPV) est une technologie qui concentre les rayons du soleil sur de petites cellules très efficaces afin de réduire la surface active de conversion photovoltaïque, ainsi les matériaux semiconducteurs sont remplacés par des éléments optiques bien moins onéreux.



Figure 1.20 : Panneau solaire photovoltaïque avec miroir plan.

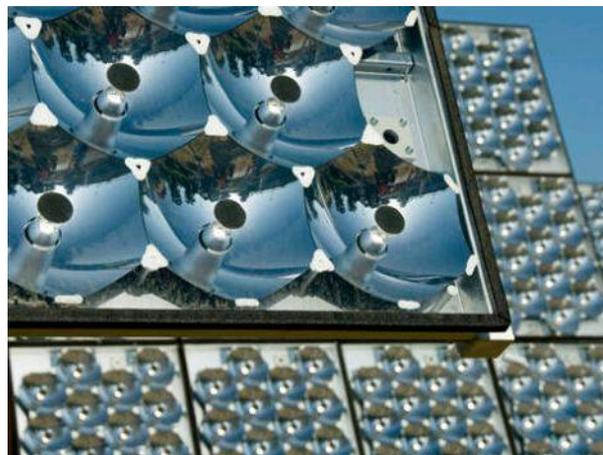


Figure 1.21 : Cellule solaire avec miroir parabolique

Pour obtenir la concentration, on peut utiliser le CPC comme concentrateur solaire pour éviter les systèmes de tracking, sinon plusieurs types de concentration sont possibles, les lentilles de Fresnel, les miroirs paraboliques ou les miroirs plans. mais le dispositif doit être muni d'un système de poursuite solaire. Cette technologie peut offrir une capacité de conversion deux fois supérieure à celle des technologies photovoltaïques traditionnelles.

1.8 Conclusion

Les rappels que nous venant de faire dans ce chapitre vont nous servir d'outils mathématiques pour faire l'étude théorique d'un capteur-stockeur avec concentrateur parabolique composé (CPC). Nous avons réalisé plusieurs logiciels pour simuler et dimensionner un prototype. Le modèle de Capderou va nous servir pour déterminer théoriquement l'irradiation solaire pour un ciel claire. Ce logiciel nous permet de simuler le dispositif en n'importe quel jour de l'année. En utilisant les équations de transfert de chaleur, nous avons pu élaborer un code numérique pour déterminer la température moyenne d'un fluide à l'intérieur de la cuve de stockage. Pour fabriquer un prototype, nous avons réalisé un logiciel en utilisant le système d'équation (2.15) qui permet de définir la forme d'un CPC à cuve cylindrique.

Références

- [1] Ministère de l'Énergie et des Mines, Algérie, (<http://www.mem-algeria.org>).
- [2] Boudries KR. Et A. Khellaf, (2003), Estimation de la Production de l'Hydrogène Solaire au Sud Algérien, Rev. Energ. Ren. : ICPWE, pp. 73-77.
- [3] Jannot Y., Thermique solaire, p 111, 2007 ;
site: www.thermique55.com/principal/thermique.pdf
- [4] Duffie J. A. and Beckman W. A., (1991), Solar Engineering of Thermal Processes, by John Wiley & sons, 2nd edition New York.
- [5] J.F. Sacadura: « Initiation aux Transferts Thermiques », Technique et Documentation, Paris 1978.
- [6] Quoilin Sylvain, Les centrales solaires à concentration, Université de liège, faculté des sciences appliqués, Mai 2007.
- [7] « Site du syndicat des énergies renouvelable »
<http://www.enr.fr/gene/main.php?base=362>.
- [8] Bruno Rivoire, le solaire thermodynamique,
http://sfp.in2p3.fr/Debat/debat_energie/websfp/rivoire.htm
- [9] <http://outilssolaires.com>
- [10] http://www.ecosources.info/dossiers/Centrale_miroir_Fresnel_solaire_thermodynamique
- [11] <http://www.alternative-energy-tutorials.com/solar-hot-water/solar-dish-collector.html>
- [12] Khellaf Abdellah, Les centrales solaires à tour : perspectives en Algérie, Bulletin des énergies renouvelables, CDER. http://www.cder.dz/vlib/bulletin/pdf/bulletin_020_14.pdf

[13] <http://outilssolaires.com/developpement-durable/energie-solaire/centrales-tour+a153.html>

[14] <http://www.societal.org/docs/energie1.htm>

[15] J. M. Chasseriaux, Convection Thermique et Rayonnement Solaire. ed. dunod, 1984.

[16] Joseph J. O’Gallagher, Nonimaging Optics in Solar Energy, Morgan & Claypool Publishers, 2008.

[17] <http://www.solaire-mairesse.be/technologie-sous-vide.php>

[18] Jannot Y., Thermique solaire, p 111, 2007 ;

site: www.thermique55.com/principal/thermique.pdf

Chapitre II

Etat de l'art

Chapitre II

Etat de l'art

2.1 Introduction

De nos jours, le confort thermique est devenu une nécessité absolue dans les foyers domestiques. L'énergie solaire peut jouer un rôle très important dans cet effort et particulièrement dans le chauffage de l'eau sanitaire. En effet, la technologie des chauffe-eaux solaires aujourd'hui est parfaitement au point. Elle est fiable, non polluante et rentable au bout de quelques années. On distingue alors deux types de chauffe-eaux solaires.

-Les chauffe-eaux solaires à thermosiphon : ils sont composés d'un capteur plan qui absorbe l'énergie solaire relié à une cuve de stockage dotée d'une bonne isolation. Dans les pays froids, les capteurs plans sont parfois remplacés par des tubes sous vide.

-Le capteur stockeur qui est composé d'une cuve de stockage : Cette cuve joue le double rôle d'absorbeur et de stockeur. Des miroirs pouvant être plans, paraboliques ou cylindro-paraboliques sont associés à cette cuve afin d'augmenter le rendement.

Malheureusement, les capteurs stockeurs ne sont pas largement diffusés comme les chauffe-eaux solaires à thermosiphon malgré leur simplicité et leur faible coût car durant la nuit, les pertes d'énergie sont importantes. Actuellement, un développement considérable est effectué pour les capteurs stockeurs dans les centres de recherche en Algérie.

2.2 les capteurs stockeurs à eau

2.2.1 Les premiers capteurs stockeurs

Sans aucun doute, les premiers chauffe-eaux solaires étaient des capteurs stockeurs. Ils ont fait leurs apparitions dans le sud des états unis d'Amérique au début du 19^{ème} siècle. Ils étaient utilisés surtout dans les fermes et de fabrication artisanale. Ce n'est qu'en 1891 que Clarence M Kemp, président de la C M Kemp manufacturing company, lance sur le marché américain le premier chauffe-eau solaire appelé "Climax water heater". Le dispositif était composé de plusieurs cuves de stockage cylindrique peintes en noir, installé dans une boîte en bois et couvertes par une plaque de verre. Des milliers de chauffe-eau Climax ont été vendus en Amérique et surtout dans les états du sud, car il faut noter que les

capteurs stockeurs sont très efficaces dans les régions bien ensoleillées. En 1920, après la découverte du pétrole et du gaz en Californie, l'industrie des chauffe-eau solaire a pris un sérieux coup de frein. Tandis que d'autres pays qui n'ont pas d'énergie fossile se sont intéressés au chauffe-eau solaire tels que le Japon, l'Australie et l'Afrique du sud. La figure 2.1 présente le manuel d'utilisation du premier capteur à eau commercialisé dans le monde [2].



Figure 2.1 : Premier chauffe-eau solaire [1].

2.2.2 Les différents types de capteurs stockeurs

La cuve du capteur stockeur est l'élément le plus important de ce dispositif. Elle joue le double rôle d'absorbeur et de stockeur. Nous avons alors identifié deux types de cuve qui sont largement utilisées : cylindrique et rectangulaire.

2.2.2.1 Capteurs stockeurs à cuve rectangulaire

La figure 2.2 montre le schéma de principe d'un capteur stockeur à cuve rectangulaire. Dans ce cas, la face apparente de la cuve (exposée aux rayons solaires) joue le rôle d'absorbeur et les autres faces sont isolées. Une couverture transparente qui peut être une vitre est utilisée pour protéger la face absorbante contre les dégradations, les dépôts de poussières et les pertes thermiques par convection. Ce type de cuve de stockage ne peut pas être mis sous pression, ce qui représente un inconvénient. Cependant, un échangeur à

l'intérieur de la cuve peut être utilisé pour récupérer l'énergie stockée. Un point critique de ce type de système est sa faible compacité (rapport entre la surface d'échange et le volume), qui varie entre 20 et 40, ce qui entraîne une surface déprédatrice importante. Par conséquent, il est important d'isoler correctement le stockage, notamment sur la face avant. Cependant, ce dispositif est très facile à installer.

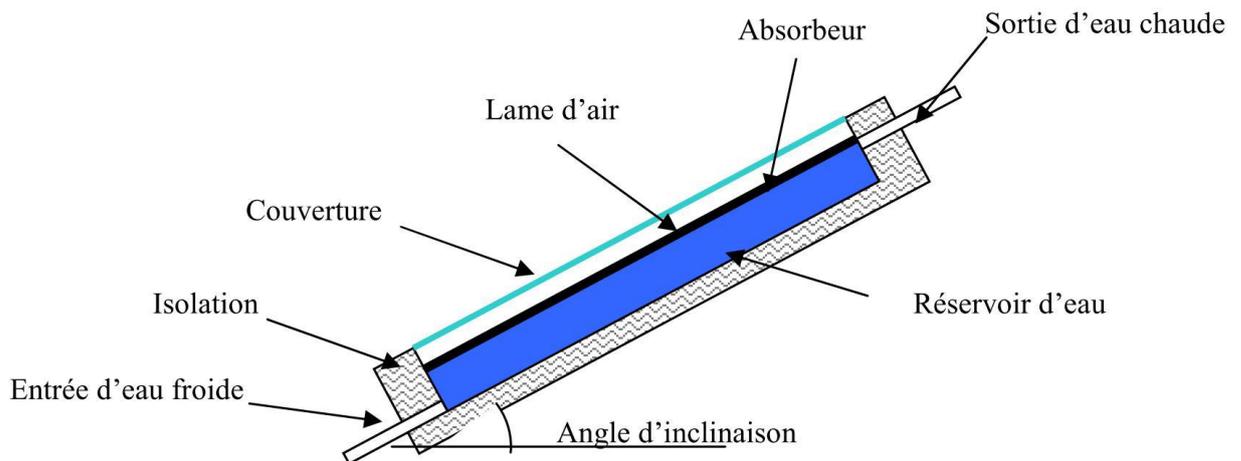


Figure 2.2 : Schéma de principe d'un capteur stockeur à cuve rectangulaire



Figure 2.3 : Photo d'un modèle de « Hot Harry » [3]

Le fabricant australien de plastiques « Gough Industries » [3] propose le modèle de chauffe-eau solaire « Hot Harry » (figure 2.3). Ce capteur a un système de soutirage indirect. Le « Hot Harry » utilise un échangeur à serpentin, ce qui permet de ne pas avoir un réservoir sous pression. Le réservoir peut ainsi être en polypropylène qui présente donc les avantages d'être à la fois résistant à la corrosion et très léger.

De son côté, l'entreprise brésilienne « Soletrol » propose le « PopSol » (figure 2.3) [4]. Ce système se base sur un capteur de 125 litres avec stockage intégré, fabriqué en thermoplastique et une surface transparente en polycarbonate.



Figure 2.4 : Capteur « PopSol » de l'entreprise « Soletrol » [4].

Le groupe grec « AST Solar Industry » (FOCO) [5] propose un capteur compact avec un réservoir placé à l'arrière et dans la partie supérieure du système (figure 2.4). L'absorbeur de ce capteur fonctionne au moyen de caloducs à thermosiphon dont le fluide est l'alcool éthylique. Le capteur résiste aux conditions de gel, jusqu'à -60°C .



Figure 2.5 : Le capteur « AST Solar Industry » [5]

2.2.2.2 les capteurs stockeurs à cuve cylindrique

Le capteur stockeur à cuve cylindrique est doté souvent d'un miroir en forme de concentrateur parabolique composé pour concentrer les rayons solaires sur la cuve de stockage sans poursuite solaire (figure 2.5). L'ensemble est couvert par une plaque de verre pour protéger le réflecteur et l'absorbeur. Ces systèmes utilisent le soutirage direct, car la forme de la cuve lui confère une bonne résistance à la pression. Malgré la bonne compacité, qui nuit néanmoins à l'intégration architecturale, le système est recommandé pour des utilisations dans des climats chauds car les pertes pendant la nuit sont importantes (cuve non isolée). Le réservoir est généralement positionné à l'horizontale. Il est possible d'avoir un stockage à la verticale pour améliorer la stratification au détriment de l'apport solaire.

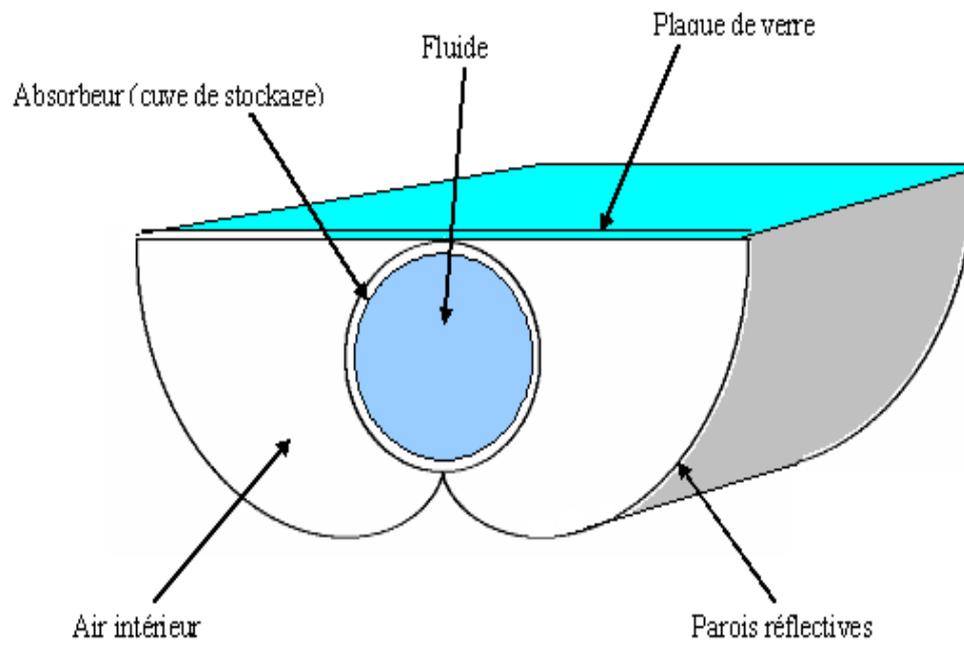


Figure 2.6 : Schéma du capteur stockeur à cuve cylindrique



Figure 2.7 : Capteur stockeur megasun [6]

Plusieurs entreprises proposent des systèmes de ce genre parmi elles, on trouve le «compact mégasun » (figure 2.4) produit par une société industrielle grecque « Heliokami » [6]. Il existe en quatre versions : 100, 125, 160 et 200 litres. C'est un dispositif facile à installer et il ne nécessite pas de maintenance annuelle. Le fabricant assure qu'il n'y a pas de risque de gel même si la température ambiante atteint -20°C et que son produit est équipé d'une résistance électrique qui permet d'avoir l'eau chaude pendant les jours nuageux.



Figure 2.8 : Capteur stockeur « Alpha ICS » [7]

Une autre entreprise grecque propose le « Alpha ICS » [7]. Ce système a une capacité de 200 litres et la cuve est en plastique de 3 mm. En outre, il possède un double vitrage « Duoglaze » pour une bonne isolation et il peut résister au gel.



Figure 2.9 : Capteur stockeur « sunflow » [8]

Un des capteurs à cuve cylindrique les plus innovants disponibles sur le marché est le « Sun Flow » (figure 2.8), fabriqué par l'entreprise américaine « Hydro Quest Inc. » [8]. Il est composé d'un réservoir fabriqué en acier inoxydable de 95 litres. Le réservoir a une première protection interne en plastique GE Lexanr pour diminuer les pertes thermiques et une protection transparente externe de même nature. Le réflecteur (fabriqué en aluminium traité) assure une absorption de l'ordre de 90%. L'avantage de ce système selon le fabricant est sa simplicité, sa fiabilité et son intégration facile dans l'architecture du bâtiment.



Figure 2.10 : Capteur stockeur Aquasolar.

2.2.2.3 Les capteurs stockeurs à réflecteur CPC symétrique et asymétrique

Durant les années 70, le chercheur Américain Winston [9] a associé les concentrateurs paraboliques composés «CPC» aux capteurs solaires dans le but d'augmenter le rendement des dispositifs solaires. Plus tard, les capteurs stockeurs à eau muni de réflecteurs CPC sont apparus. Plusieurs travaux de recherche sont menés sur le design des CPC afin de rendre les dispositifs solaires plus performants. Un CPC asymétrique est proposé par Rabi [10] et Kienzlen [11] pour minimiser les pertes thermiques des capteurs solaires. En effet, Tripanagnotopoulos [12] a démontré expérimentalement que les capteurs stockeurs avec CPC asymétrique contribuent à une meilleure préservation de l'eau chaude durant la nuit comparée avec le système à réflecteur CPC symétrique. Par contre, les CPC symétriques en aluminium ont un meilleur rendement égal à celui du capteur plan à thermosiphon.

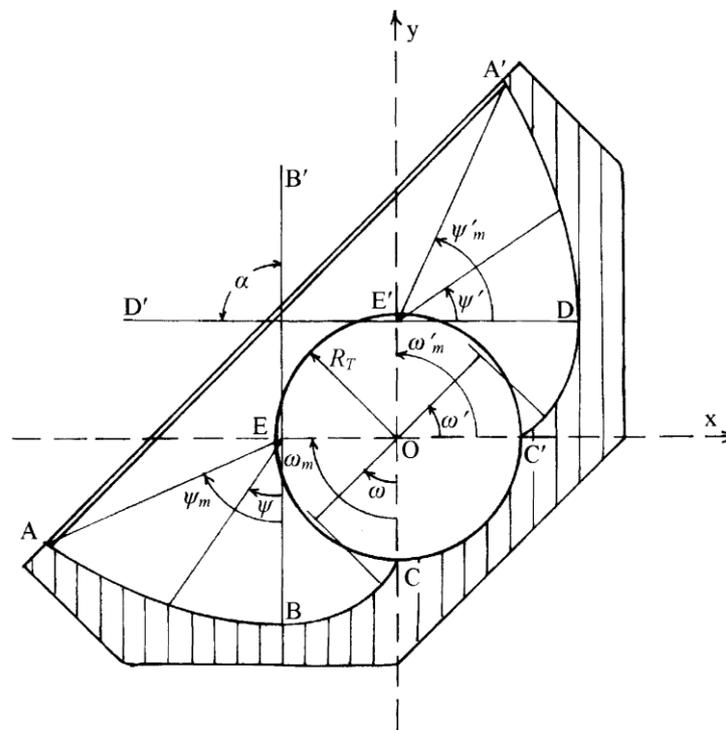


Figure 2.11 : Capteur stockeur avec réflecteur CPC symétrique [12]

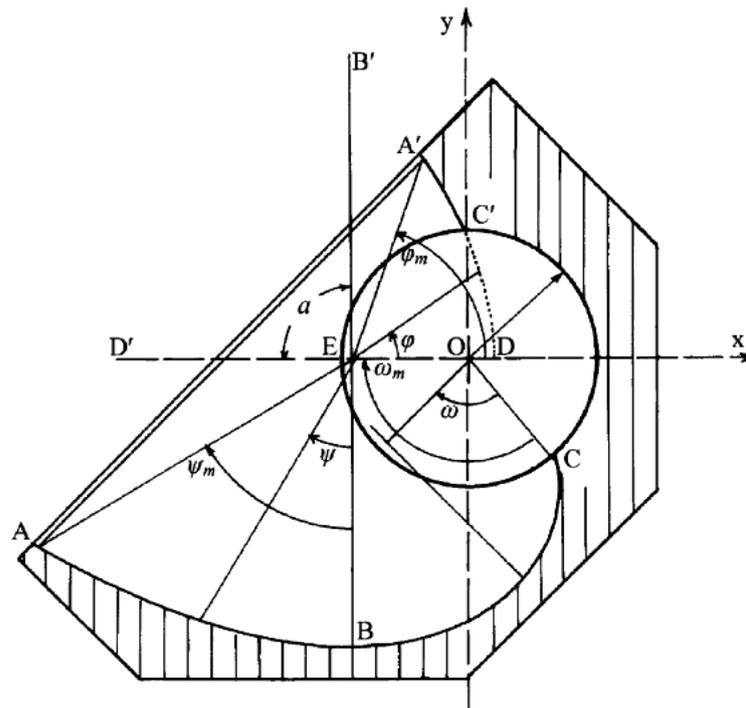


Figure 2.12 : Capteur stockeur avec réflecteur CPC asymétrique [12]

2.2.3 Amélioration des performances d'un capteur stockeur

Pour qu'un capteur stockeur à eau soit bien réussi, il faut tenir compte de certains paramètres tels que :

Cuve de stockage cylindrique : En utilisant une cuve cylindrique, le dispositif peut être mis sous pression, donc il peut être connecté au réseau d'eau urbain ce qui rend son utilisation et son usage très faciles.

Volume de la cuve de stockage : les fabricants de chauffe-eau solaire [6] recommandent l'utilisation d'une cuve d'eau dont le volume varie entre 100 et 200 litres. Par exemple, pour quatre personnes adultes, une cuve de 160 litres peut suffire largement.

Troncature du CPC : pour rendre le design du système plus attractif esthétiquement il faut alors tronquer les CPC, c'est-à-dire la partie haute ; qui ne contribue pas beaucoup dans la concentration ; doit être supprimée [13].

Isolation d'une partie de la cuve : dans un capteur stockeur, les pertes thermiques durant la nuit sont relativement importantes comparé à un chauffe-eau solaire à capteur plan. Pour atténuer au maximum les pertes thermiques, plusieurs méthodes peuvent être suggérées comme l'utilisation du double vitrage, des absorbeurs sélectifs et l'isolation d'une partie de la cuve. Tripanagnostopoulos [14] a effectué une étude comparative entre deux prototypes

représentés par les figures (2.13 et 2.14). Le premier (figure 2.13) est un prototype dont la cuve de stockage ne possède aucune isolation. Dans le second (figure 2.14), le quart de la cuve de stockage est isolé. Les deux prototypes ont le même coefficient de concentration ($Cr=0.96$) et les cuves sont identiques ($V_t=53.6$ litre). Les résultats expérimentaux (tableau 2.1) ont montré que les deux dispositifs ont presque le même rendement, par contre le coefficient de perte thermique est plus faible pour le dispositif avec cuve isolée.

	Rendement	Pertes thermiques pendant la nuit (W/K)
ICS1	$\eta_1 = 0.684 - 4.29 (\Delta T/G)$	$U_1 = 3.89 + 0.0028 \Delta T$
ICS2	$\eta_2 = 0.683 - 3.01 (\Delta T/G)$	$U_2 = 5.39 + 0.0067 \Delta T$

Tableau 2.1 : Performances optique et thermique des deux capteurs ICS1 et ICS2 [14].

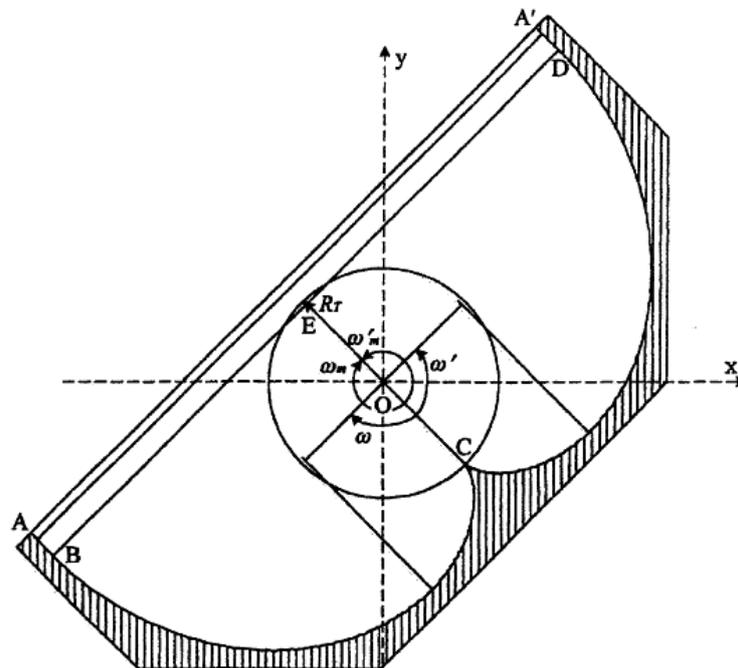


Figure 2.13 : Schéma du capteur stockeur ICS1 [14]

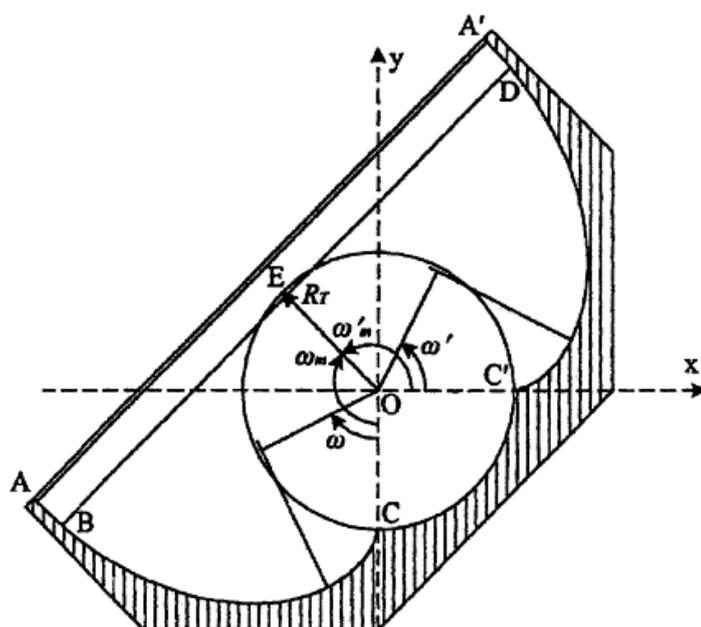


Figure 2.14 : Schéma du capteur stockeur ICS2 [14]

Position de la cuve : la cuve de stockage peut prendre deux positions possibles, verticale (N-S) ou horizontale (E-W). Pour obtenir une bonne stratification de l'eau chaude, il faut orienter la cuve vers le plein sud c.à.d. en position verticale. Tripanagnostopoulos [15] a étudié le comportement thermique de capteur en position verticale et horizontale. Le dispositif possède un CPC avec une concentration égale à 0.96 et le volume de la cuve est de 53.6 litres. Les résultats expérimentaux (tableau 2.2) ont montré que la position verticale peut améliorer le rendement du système et les pertes thermiques pendant la nuit sont quasi-constantes.

	Rendement	Pertes thermiques pendant la nuit (W/K)
ICS horizontal (a)	$\eta_1 = 0.68 - 4.29 (\Delta T/G)$	$U_1 = 3.89 + 0.0028 \Delta T$
ICS vertical (b)	$\eta_2 = 0.71 - 6.73 (\Delta T/G)$	$U_2 = 3.88 + 0.0065 \Delta T$

Tableau 2.2 : Performances thermiques d'un capteur stockeur en positions horizontale et verticale [15]

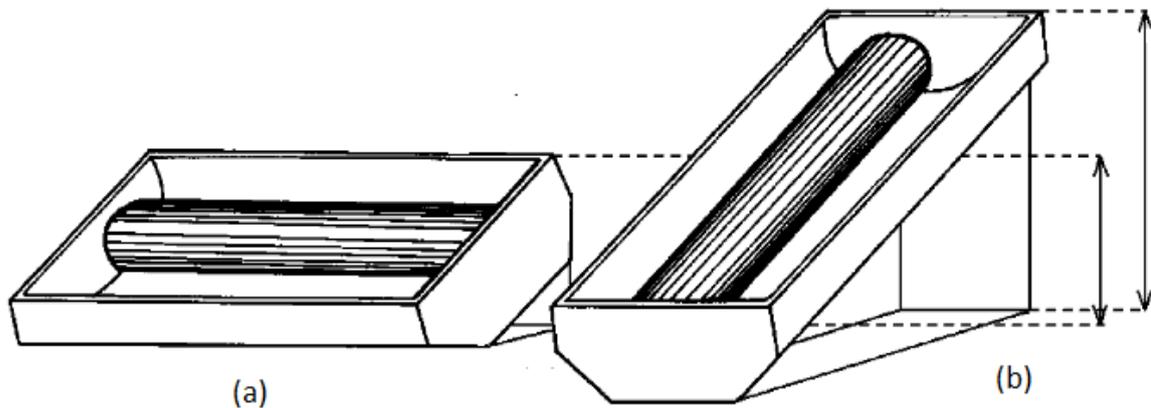


Figure 2.15 : Capteur stockeur en positions horizontale (a) et verticale (b) [15]

Choix des matériaux :

L'absorbeur est l'élément essentiel du capteur solaire. Il doit absorber la plus grande partie du rayonnement solaire et transmettre la chaleur produite vers le fluide caloporteur avec le minimum de perte. Les absorbeurs sont maintenant recouverts d'un revêtement sélectif, pour augmenter son coefficient d'absorption (α) et diminuer son émissivité (ϵ). Une étude faite par Haddad [16] a montré qu'en utilisant des couches comme le TiO_2 , nous avons une amélioration de l'efficacité de conversion de 10 à 17 %.

Pour réfléchir le maximum de radiations solaires vers l'absorbeur, il faut que les miroirs du CPC soient de très bonne qualité. Tripanagnostopoulos [17] a expérimenté un capteur stockeur de capacité 125 litres et avec un CPC de concentration $C_r = 1.12$ en acier chromé (inox, $\rho = 0.68$). Ce même CPC est recouvert d'un film de Mylar qui est considéré comme étant l'un des meilleurs réflecteurs (Mylar, $\rho = 0.85$). Les résultats obtenus ont montré une augmentation significative du rendement en utilisant le Mylar.

CPC en Inox : $\eta = 0.60 - 5.51 (\Delta T/G)$

CPC en Mylar : $\eta = 0.69 - 5.84 (\Delta T/G)$

D'autre part, on peut utiliser le verre prismé au lieu du verre trempé classique. Le verre prismé évite qu'une trop grosse partie du rayonnement soit réfléchi quand l'angle d'incidence est faible.

2.2.4 Les capteurs stockeurs réalisés en Algérie

En Algérie, ce n'est que durant ces dernières années qu'une véritable révolution est en train d'être effectuée dans ce domaine. Ce secteur attire de plus en plus d'investisseurs du secteur privé et on atteste un nombre important d'entreprises privées qui en font leur spécialité.

Malheureusement, la situation énergétique du pays n'est pas en faveur du développement des Energies Renouvelables en général et plus particulièrement des applications de l'énergie solaire thermique et celles du chauffe-eau solaire. En effet, bien qu'en Algérie, il y a des entreprises qui produisent des chauffe-eaux solaires en thermosiphon et à des prix compétitifs (thermokad 65000 DA HT), ce produit reste toujours inaccessible au grand public. En cause, les prix subventionnés du gaz et de l'électricité. Le prix du KWh est environ de 4 DA pour les clients domestiques et industriels. Et le prix du gaz est de 0,32 DA le mètre cube.

Au sein du CDER, nous nous sommes intéressés aux capteurs stockeurs pour réaliser un chauffe-eau solaire performant et le moins cher possible. A l'URER Adrar, un capteur stockeur à cuve rectangulaire a été réalisé et expérimenté [18]. Ce prototype investi est constitué d'un bac réalisé en tôle d'acier galvanisé, ouvert sur le côté et exposé aux rayonnements solaires. L'élément capteur stockeur placé à l'intérieur du bac est fabriqué en acier galvanisé. Il est composé de quatre cuves connectées entre elles par des conduites. Il est recouvert sur la face supérieure d'un matériau sélectif (peinture noire) pour améliorer son absorptivité. Pour réduire les pertes thermiques dans le capteur, le fond et les parois latérales sont protégés par une couche de laine de verre. Afin de limiter les pertes thermiques de l'avant du capteur et de réaliser l'effet de serre, le bac est fermé par une vitre. Le capteur est équipé d'un réflecteur qui permet de concentrer le rayonnement solaire sur la surface de captation et il peut être utilisé comme couverture isolante avant pour réduire les déperditions thermiques nocturnes.

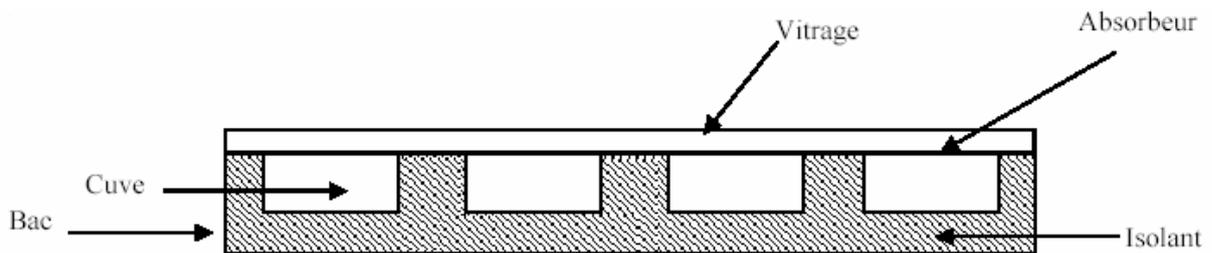


Figure 2.16 : Coupe transversale du capteur stockeur réalisé à Adrar [18].



Figure 2.17 : Vue générale du capteur stockeur d'Adrar.

A Ghardaïa, un autre capteur stockeur à cuve de stockage cylindrique a été réalisé, différent de celui réalisé à Adrar mais le principe est le même. Le dispositif est constitué d'une cuve de stockage cylindrique disposée sur la ligne focale d'un concentrateur parabolique composé (CPC). L'ensemble est couvert par une vitre pour éviter la dégradation du CPC et le dépôt de poussière. La cuve joue un double rôle, absorbeur et stockeur tandis que le miroir réflecteur en forme de CPC renvoie tous les rayonnements solaires traversant la vitre vers l'absorbeur.

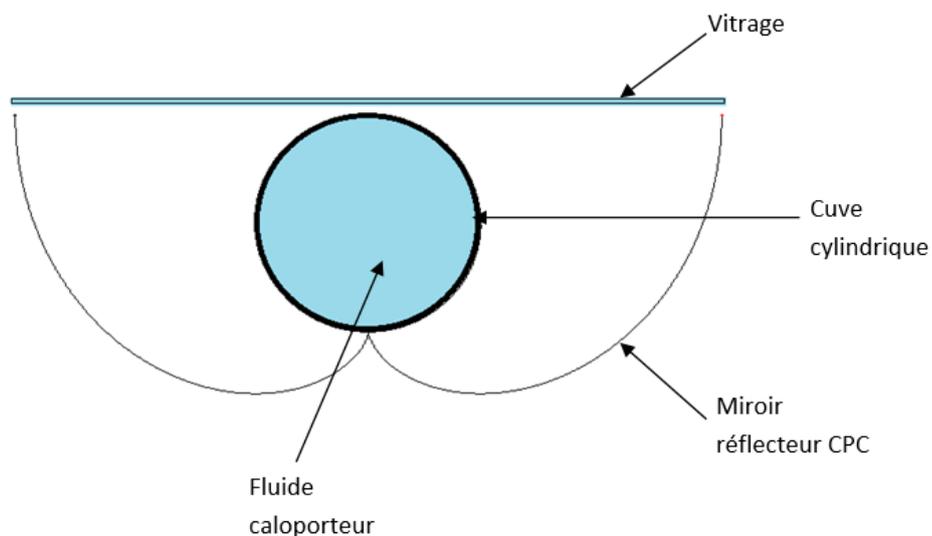


Figure 2.18 : Coupe transversale du capteur stockeur réalisé à Ghardaïa.



Figure 2.19 : Vue générale du capteur stockeur que nous avons réalisé à Ghardaïa

Les résultats expérimentaux montrent que ce genre de dispositif est parfaitement adapté au sud Algérien.

2.3 Vers un modèle prédictif

Elaborer un modèle prédictif est très utile pour l'étude et la conception des dispositifs solaires. Deux méthodes sont utilisées pour la conception du modèle de prédiction ; l'une est une conception à partir de réseaux de neurones, et l'autre utilise les outils mathématiques. Les réseaux de neurones constituent maintenant une technique de traitement de données bien comprise et maîtrisée, qui permet de tirer le maximum d'informations pertinentes des données dont ils disposent : faire des prévisions, élaborer des modèles, reconnaître des formes ou des signaux. Omari Tariq [18] a introduit les réseaux de neurones artificiels pour caractériser le chauffe-eau solaire capteur stockeur réalisé à URER à Adrar. La comparaison entre les résultats théoriques et expérimentaux était très satisfaisante. Souliotis [19] a combiné les réseaux de neurone avec TRNSYS pour simuler le comportement thermique d'un capteur stockeur à cuve cylindrique. Kalogirou [20] a beaucoup travaillé dans ce domaine en appliquant les réseaux de neurone au système énergétique. Par ailleurs, d'autres chercheurs ont utilisé la modélisation mathématique pour simuler des dispositifs solaires. Tchinda [21] a élaboré un modèle mathématique pour simuler un CPC avec un tube sous vide comme absorbeur en faisant varier plusieurs paramètres tel que le débit massique et la température d'entrée. Farouk kothdiwala [22] a

simulé le même dispositif en faisant varier l'angle d'inclinaison et le coefficient de concentration du CPC. Hsieh [23] a développé une étude thermique complète pour une cavité CPC avec un absorbeur en tube sous vide. Fraidenraich [24] a caractérisé un CPC avec tube sous vide en considérant la dépendance du coefficient de perte thermique de la température.

2.3 Conclusion

Aujourd'hui, avec le réchauffement de la planète provoqué par le dégagement des gaz à effet de serre et le bouleversement climatique, une prise de conscience internationale sur le rôle vital des énergies renouvelables se fait sentir. L'industrie des chauffe-eaux solaires en thermosiphon est en pleine expansion. D'intenses travaux de recherche sont menés dans le monde sur le perfectionnement des capteurs stockeurs. Alors des concentrateurs paraboliques composés (CPC) sont associés aux cuves de stockage pour améliorer le rendement. Plusieurs méthodes de protection thermique sont mises en œuvre pour diminuer les pertes thermiques pendant la nuit comme le double vitrage et l'isolation d'une partie de la cuve. Des efforts sont fournis pour donner un design esthétiquement acceptable. Ainsi, les capteurs stockeur à eau ; de nos jours ; produits par plusieurs entreprises et à un niveau industriel ; sont plus fiables, performants, robustes et s'intègrent parfaitement dans l'architecture du bâtiment. Par rapport aux chauffe-eaux à thermosiphon, les capteurs stockeur coutent moins chers et sont faciles à installer. Ils sont aussi performants dans les pays chaud comme l'Algérie.

L'étude bibliographique réalisée sur les modèles prédictifs a montré qu'il n'existe pas dans la littérature de modèle mathématique pour un capteur stockeur à eau. Certains chercheurs ont proposé des modèles de réseaux de neurone mais ces modèles bien qu'ils permettent d'obtenir des résultats avec une grande précision, ils restent toujours limités au stade de la simulation. Par contre, la modélisation mathématique permet de simuler le capteur stockeur en faisant varier n'importe quelles paramètres caractéristiques du système (la concentration, coefficient d'absorption, l'inclinaison, la dimension de la cuve, le double vitrage, etc...) ce qui n'est pas possible par la méthode des réseaux de neurone. D'autre part ; en Algérie ; d'intenses travaux de recherche théorique et expérimentale sont menés dans les centres de recherche afin de développer un prototype avec des performances thermiques satisfaisantes et à faible cout.

Reference

- [1] http://www.californiasolarcenter.org/history_solarthermal.html
- [2] http://www.ecs-solar.com/ECS-A_Brief_History.pdf Climax solar water heater
- [3] <http://www.builditsolar.com/Experimental/HotHarry%20solar2-1.pdf> Capteur solaire Hot Harry
- [4] <http://www.soletrol.com.br/noticias/informativos/70/3.php> Capteur PopSol
- [5] <http://www.a-s-t.gr> Capteur AST Solar Industry
- [6] <http://www.helioakmi.com/images/stories/pdf/en/en-compact-solar-heater.pdf> Capteur Stockeur Megasun
- [7] <http://www.hiwtc.com/products/alpha-ics-solar-hot-water-system-2314-4917.htm> Capteur Alpha ICS
- [8] <http://www.servamaticsolarparts.com/> Capteur Stockeur Sunflow
- [9] Winston R., Principle of solar concentrator of a novel design, solar energy 16 (1974) 89-95
- [10] Rabi A. comparison of solar concentrators, solar energy 18 (1976) 93-111
- [11] Keinzlen V., Gordon JM, Kreider JF, the reverse flat plate collector: A stationary, nonevacuated, low technology, medium-temperature solar collector. Journal of solar energy engineering, 110 (1988) 23-30
- [12] Y. Tripanagnostopoulos *, M. Souliotis. Integrated collector storage solar systems with asymmetric CPC reflectors. Renewable Energy 29 (2004) 223–248
- [13] Jones R. E., Anderson G. C., Circular arc approximation of truncated CPC collectors, solar energy, 25 (1980) 139-147.
- [14] Y. Tripanagnostopoulos, M. Souliotis, ICS solar systems with horizontal cylindrical storage tank and reflector of CPC or involute geometry, Renewable Energy 29 (2004) 13–38
- [15] Y. Tripanagnostopoulos *, M. Souliotis, ICS solar systems with horizontal (E–W) and vertical (N–S) cylindrical water storage tank, Renewable Energy 29 (2004) 73–96
- [16] F.HADDAD, A. CHIKOUCHE and M. LAOUR. Simulation of the opti-physical parameters of selective surfaces of absorber by the FDTD method. « applied to solar water heater ». Energy Procedia 6 (2011) 413–421
- [17] Y. Tripanagnostopoulos , M. Souliotis and Th. Nousia, CPC TYPE INTEGRATED COLLECTOR STORAGE SYSTEMS, *Solar Energy* Vol. 72, No. 4, pp. 327–350, 2002

- [18] Omari Tariq, Hanini Salah, Cherif Si Moussa, Hamid Abdi. Purpose of neuronal method for modeling of solar collector. international journal of energy and environment. *Volume 3, Issue 1, 2012 pp.91-98*
- [19] M. Souliotis a, S. Kalogirou b, Y. Tripanagnostopoulos, Modelling of an ICS solar water heater using artificial neural networks and TRNSYS, *Renewable Energy* 34 (2009) 1333–1339
- [20] S.A. Kalogirou, Applications of artificial neural networks in energy systems, *Energy Conversion & Management* 40 (1999) 1073-1087
- [21] Tchinda R., Kaptouom E., Njomo D., Study of the C.P.C. collector thermal behavior, *Energy Conversion*, Vol. 39, No. 13, pp. 1395-1406, 1998.
- [22] Farouk Kothdiwala A., Norton B., Eames P.C., The effect of variation of angle of inclination on the performance of low-concentration-ratio compound parabolic concentrating solar collectors, *Solar energy*, Vol. 55, No. 4, pp. 301-309, 1995.
- [23] Hsieh C. K. Thermal analysis of CPC collectors. *Solar Energy* 27 (1981) 19–29.
- [24] Fraidenraich N., De Lima R., Tiba C., Barbosa S., Simulation model of a CPC collectors with temperature-dependent heat loss coefficient, *Solar energy* Vol. 65, No. 2, pp. 99-110, 1999.
- [25] M. Souliotis, P. Quinlan, M. Smyth, Y. Tripanagnostopoulos, A. Zacharopoulos, M. Ramirez, P. Yianoulis. Heat retaining integrated collector storage solar water heater with asymmetric CPC reflector. *Solar Energy* 85 (2011) 2474–2487
- [26] M. Souliotis, D. Chemisana, Y.G. Caouris, Y. Tripanagnostopoulos. Experimental study of integrated collector storage solar water heaters. *Renewable Energy* 50 (2013) 1083-1094

Chapitre III

Etude théorique d'un capteur sous vide et d'un capteur stockeur munis d'un concentrateur parabolique composé

Chapitre III

Etude théorique d'un capteur sous vide et d'un capteur stockeur munis d'un concentrateur parabolique composé

3.1 Introduction

Le travail effectué dans ce chapitre a pour but ; d'une part d'établir plusieurs modèles mathématiques permettant d'étudier, de décrire et d'évaluer les performances thermiques de quelques dispositifs solaires ; et d'autre part de proposer un outil de simulation fondé sur des codes de calcul plus simples. Les travaux de modélisation que nous avons mené ont donc pour objet de proposer des alternatives au niveau des modèles physiques afin de rendre ces simulations exploitables même dans un contexte industriel. Nous allons considérer deux types de dispositifs munis d'un CPC, les tubes sous vide et les capteurs stockeurs. Dans les deux cas, on considère un CPC à absorbeur cylindrique, mais l'absorbeur de l'un est différent de l'autre.

3.2 Tube sous vide muni d'un CPC

Plusieurs auteurs ont proposé des modèles mathématiques pour simuler ce dispositif en faisant varier des paramètres selon le but de leurs études. Parmi eux, nous citons Tchinda [1], Farouk [2] et Fraidenraich [3]. Dans leurs travaux, ils ont tous considéré que le dispositif a une orientation est-ouest. Dans notre cas, nous allons considérer l'orientation plein sud pour un CPC non tronqué.

3.2.1 Description du dispositif

Le dispositif est composé essentiellement d'un tube sous vide à effet thermos, et d'un concentrateur parabolique composé à absorbeur cylindrique. Dans la ligne focale du CPC se trouve le tube sous vide qui joue le rôle d'absorbeur. A l'intérieur de ce dernier, un fluide caloporteur peut circuler avec un certain débit. Le dispositif est couvert d'une plaque de verre afin de protéger les miroirs de l'usure.

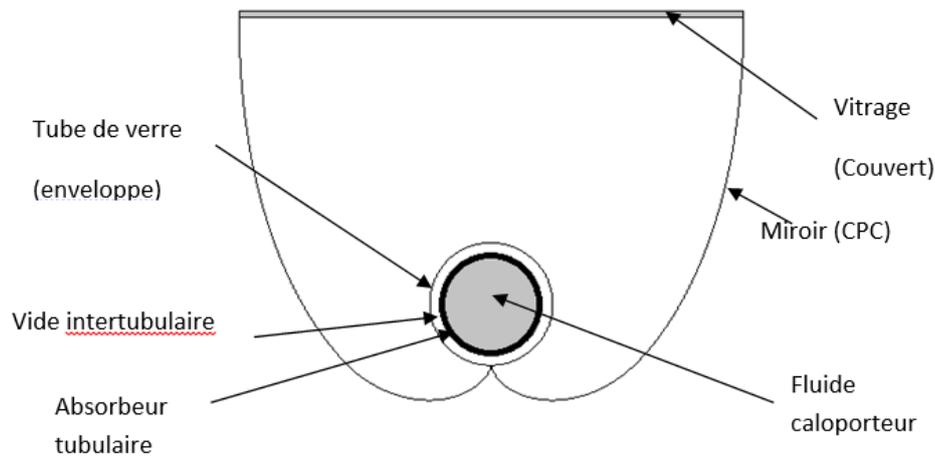


Figure 3.1 : Coupe transversale d'un tube sous vide avec CPC ($\theta_c = 50^\circ$)

3.2.2 Modèle mathématique

Avant de modéliser le dispositif, nous avons émis quelques hypothèses afin de simplifier les calculs :

- 1- le dispositif est réalisé sans aucune erreur de fabrication.
- 2- toute la verrerie, vitrage et tube sous vide, possèdent une distribution uniforme de la température. On rappelle que le tube sous vide est composé de deux tubes coaxiaux en verre.
- 3- Quel que soit la direction de la source de lumière, une fraction des rayonnements lumineux atteint l'absorbeur après une ou plusieurs réflexions sur le CPC. On définit alors le nombre de réflexion moyen par n selon la relation [4].

$$n=1+0.07C$$

C étant la concentration du CPC.

Échanges thermiques au niveau du couvert (la vitre)

- Le flux de chaleur (W) échangé par convection entre le couvert et l'air ambiant extérieur est donné par les équations suivantes [5] :

$$Q_{ca} = h_{ca} A_c (T_c - T_{am}) \quad (3.1)$$

$$h_{ca} = 5.7 + 3.8 V_v \quad (3.2)$$

h_{ca} : coefficient d'échange par convection entre le couvert et l'air ambiant. Ce dernier est dû entièrement à la vitesse du vent (W/ (m² K)).

V_v : vitesse du vent (m/s).

A_c : surface du couvert (m²).

T_c : température du couvert (K).

T_{am} : température ambiante (K).

▪ Le flux de chaleur (W) échangé par rayonnement entre le couvert et le ciel est donné par l'équation (3.3) [5] :

$$Q_{rc} = h_{rc} A_c (T_c - T_{ciel}) \quad (3.3)$$

$$h_{rc} = \varepsilon_c \sigma (T_{ciel} + T_c) (T_c^2 + T_{ciel}^2) \quad (3.4)$$

$$T_{ciel} = 0.0552 T_{am}^{1.5} \quad (3.5)$$

T_{ciel} : Température du ciel (K).

h_{rc} : Coefficient d'échange par rayonnement entre le couvert et le ciel (W/m^2K).

ε_c : Coefficient d'émissivité du couvert ($\varepsilon_c = 0.85$)

σ : Constante de Stéphane Boltzmann ($\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} W/m^2 K^4$)

▪ Le flux de chaleur (W) échangé entre le couvert et l'enveloppe (3.6) se compose de deux parties : une partie convective (3.8) et une autre radiative (3.9).

$$Q_{ec} = h_{tec} A_e (T_e - T_c) \quad (3.6)$$

A_e : Surface de l'enveloppe (m^2).

T_e : Température de l'enveloppe (K).

h_{cec} : coefficient d'échange par convection entre le couvert et l'enveloppe ($W/(m^2 K)$) [6].

$$h_{tec} = h_{cec} + h_{rec} \quad (3.7)$$

$$h_{cec} = \left(3.25 + \left(\frac{0.0085}{4 r_r} \right) (T_e - T_c) \right) \left(\frac{A_e}{A_r} \right) \quad (3.8)$$

r_r : rayon de l'absorbeur (m).

h_{rec} : coefficient d'échange par rayonnement entre le couvert et l'enveloppe ($W/(m^2 K)$) [6].

$$h_{rec} = \frac{A_e}{A_r} \left[\frac{\sigma (T_c + T_e) (T_c^2 + T_e^2)}{(1/\varepsilon_c) + (A_e/A_c) ((1/\varepsilon_c) - 1)} \right] \quad (3.9)$$

A_r : surface de l'absorbeur (m^2).

▪ La densité du flux de chaleur (W/m^2) d'origine solaire absorbée par le couvert est donnée selon Hsieh [6] et Chakraverty [7] par l'équation (3.10).

$$Q_c = G \frac{A_c}{A_r} (\alpha_c + \alpha_c \tau_c \rho_e \rho_m^{2n}) \quad (3.10)$$

α_c : Coefficient d'absorption du couvert, égale à 0.05.

τ_c : Coefficient de transmittivité du couvert, égale à 0.9.

ρ_e : Coefficient de réflexion de l'enveloppe, égale à 0.05.

ρ_m : Coefficient de réflexion du miroir, égale à 0.85.

G : Éclairement solaire global (W/m^2) incident sur le couvert du CPC.

n : le nombre moyen de réflexions.

A titre de remarque, l'enveloppe et le couvert ont les mêmes propriétés optiques.

Échanges thermiques au niveau de l'enveloppe

▪ Le flux de chaleur (W) échangé entre l'absorbeur et l'enveloppe (3.11) comporte lui aussi deux modes d'échange : un transfert convectif (3.13) et un autre radiatif (3.15) [8].

$$Q_{re} = h_{Tre} A_r (T_r - T_e) \quad (3.11)$$

$$h_{Tre} = h_{cre} + h_{rre} \quad (3.12)$$

T_r : température de l'absorbeur (K).

$$h_{cre} = 1.53 \left(\frac{T_r - T_e}{r_e - r_r} \right)^{0.25} \quad (3.13)$$

r_e : rayon de l'enveloppe (m).

Dans le cas où l'espace intertubulaire est sous vide ou plutôt à très basse pression, le transfert de chaleur par convection est totalement supprimé. Il devient conductif et s'exprime par l'expression suivante [5] :

$$h_{cre} = K_g / ((r_e - r_r) + 2a) \quad (3.14)$$

Où K_g est la conductivité thermique de l'air ($0.0262 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$) et (a) est le libre parcours moyen égal à 7 cm pour une pression de 10^{-3} torr. Au-delà de cette pression même le transfert par conduction est supprimé, il reste alors uniquement les pertes par rayonnement [6].

$$h_{rre} = \left[\frac{\sigma (T_r + T_e) (T_r^2 + T_e^2)}{(1/\varepsilon_r) + (A_r/A_e) ((1/\varepsilon_e) - 1)} \right] \quad (3.15)$$

ε_r : Coefficient d'émissivité de l'absorbeur : $\varepsilon_r = 0.05$.

▪ La densité du flux de chaleur (W/m^2) d'origine solaire absorbée par l'enveloppe est estimée selon la relation donnée par l'équation (3.16) [6].

$$Q_e = G \frac{A_c}{A_r} \tau_c \rho_m^n \left(\alpha_e + \alpha_e \rho_c \rho_e \rho_m^{2n} \frac{A_e}{A_c} + \alpha_e \tau_e \rho_r \right) \quad (3.16)$$

ρ_r : Coefficient de réflexion de l'absorbeur, égale à 0.15.

Échanges thermiques au niveau de l'absorbeur

- Le flux de chaleur (W) échangé par convection entre l'absorbeur et le fluide caloporteur (eau) s'exprime par les relations suivantes [8] :

$$Q_{rf} = h_{rf} A_r (T_r - T_f) \quad (3.17)$$

T_f : température du fluide caloporteur (K).

$$h_{rf} = \frac{\lambda_f Nu}{2 r_r} \quad (3.18)$$

λ_f : conductivité thermique du fluide (W/Km).

Nu: nombre de Nusselt

Pr : nombre de Prandtl

$$Pr = 1.577 \cdot 10^{-3} T_f^2 - 0.261 T_f + 12.501 \quad (3.19)$$

T_f : température du fluide caloporteur en °C

Si le régime est laminaire $Gr_r Pr_r < 10^7$,

$$Nu = 0.48 (Gr Pr)^{0.25} \quad (3.20)$$

Si le régime est turbulent $Gr_r Pr_r > 10^7$, on utilise :

$$Nu = 0.125 (Gr Pr)^{0.33} \quad (3.21)$$

Gr: nombre de Grashof

- La densité du flux de chaleur (W/m²) d'origine solaire reçue par l'absorbeur est estimée selon la relation donnée par l'équation (3.22) [6].

$$Q_r = G \frac{A_c}{A_r} \tau_c \rho_m^n \tau_e P \left(\alpha_r + \alpha_r \rho_r \rho_e \frac{A_r}{A_e} \right) \quad (3.22)$$

$$P = 1 - \frac{r_e - r_r}{2 \pi p r_r} \quad (3.23)$$

C_c , C_e , C_r et C_f sont respectivement les chaleurs spécifiques du couvert, de l'enveloppe, de l'absorbeur et du fluide caloporteur (J / kg K).

M_c , M_e , M_r et M_f : sont respectivement les masses du couvert, de l'enveloppe, de l'absorbeur et du fluide caloporteur (kg).

En combinant les équations qui identifient tous les échanges thermiques au sein du CPC, et en appliquant le premier principe de la thermodynamique (principe de conservation de l'énergie), on aboutit à un système d'équations différentielles ordinaires non linéaires défini par :

$$\left\{ \begin{array}{l} M_c C_c \frac{dT_c}{dt} = Q_c + Q_{ec} - Q_{ca} - Q_{rc} \\ M_e C_e \frac{dT_e}{dt} = Q_e + Q_{re} - Q_{ec} \\ M_r C_r \frac{dT_r}{dt} = Q_r - Q_{rf} - Q_{re} \\ M_f C_f \frac{dT_f}{dt} = Q_{rf} \end{array} \right. \quad (3.24)$$

3.2.3 Simulation et discussion

Cette partie est consacrée à la mise en œuvre numérique. Le calcul des températures ainsi que la perception de l'aspect dynamique des transferts thermiques tiennent une place très importante. Subséquemment, il est intéressant de disposer des méthodes numériques permettant de calculer très rapidement ces températures. Conçu pour répondre à ces besoins, Runge-Kutta d'ordre 4 est une méthode numérique qui permet d'appréhender le comportement thermique.

Des programmes de calcul ont été réalisés, permettent par ses interactivités une bonne compréhension des phénomènes de transfert de chaleur à travers les différents éléments du CPC en régime variable. Ils ont pour finalité d'être ensuite couplés à une interface professionnelle, qui soit manipulable de manière conviviale. C'est pourquoi, il est indispensable de définir les paramètres d'entrée qui sont des données manipulées selon les conditions exigées. Pour un CPC complet (non tronqué), les paramètres d'entrée sont :

- température ambiante.
- vitesse du vent.
- éclairagements solaires global et diffus.
- latitude et longitude du lieu.
- numéro du jour calculé à partir du premier Janvier.
- angle d'ouverture du CPC (θ_c).
- rayon de l'absorbeur cylindrique.
- longueur du CPC et les caractéristiques physiques du fluide caloporteur (densité volumique, capacité calorifique et conductivité thermique).

En effet, les valeurs de sortie (résultats) sont celles générées par le programme conçu à savoir : température moyenne du couvert (la vitre), température moyenne de l'enveloppe, température moyenne de l'absorbeur et la température moyenne du fluide caloporteur utilisé.

L'exécution du programme est effectuée en considérant que le dispositif est implanté horizontalement à l'URAER de Ghardaïa dont l'orientation est en pleine Sud.

Ghardaïa, oasis sahariennes située au Sud de la capitale (600 km), ses régions connues par leur climat aride caractérisé par le manque des précipitations (160 mm/an) et la raréfaction des terres agricoles, des températures diurnes très élevées en été, et des températures basses en hiver (gelées durant les mois de décembre à mi-février).

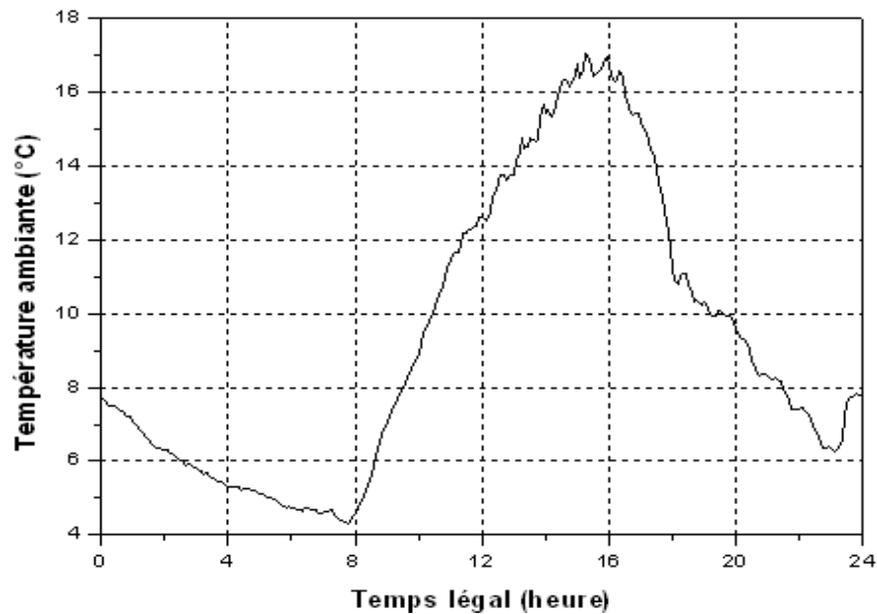


Figure 3.2: Températures ambiantes, 01 Janvier 2009.

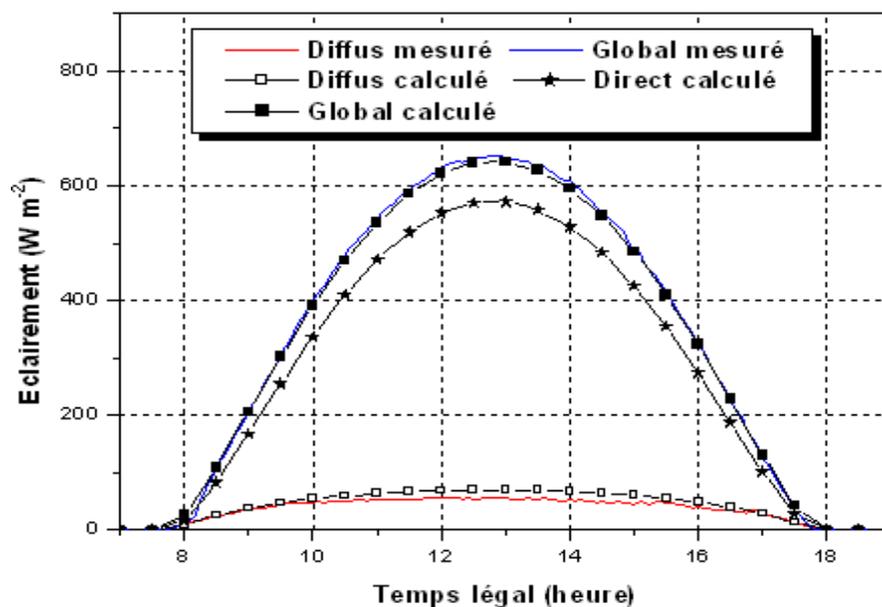


Figure 3.3 : Eclaircements horizontaux incidents, 01 Janvier 2009

Les valeurs mesurées sont relatives à la journée du 01 Janvier 2009 qui correspond à un ciel totalement clair. La vitesse de vent est de l'ordre de 3 m/s. La figure (3.2) donne l'évolution de la température ambiante extérieure durant cette journée, mesurée chaque cinq minutes. Par ailleurs, la figure (3.3) représente les variations instantanées des éclairagements solaires incidents (diffus, direct et global) sur un plan horizontal.

Pour estimer l'éclairage solaire incident sur l'enveloppe et l'absorbeur, on doit tenir compte des conditions citées dans l'équation ci-dessous (3.25). La figure (3.4) représente un schéma illustratif permettant de comprendre l'apparition de l'effet d'ombre causé par les miroirs paraboliques réflecteurs sur l'absorbeur. Cet effet apparaît lorsque l'angle compris entre le plan horizontal et la direction du soleil est inférieur à β ou supérieur à $90^\circ + \theta_c$ parce que dans cette situation, le rayonnement solaire direct ne peut pas atteindre l'absorbeur.

$$\begin{cases} \alpha < \frac{\pi}{2} - \theta_c & G = D_H \\ \frac{\pi}{2} - \theta_c \leq \alpha \leq \frac{\pi}{2} + \theta_c & G = G_H \\ \alpha > \frac{\pi}{2} + \theta_c & G = D_H \end{cases} \quad (3.25)$$

D_H : éclairage diffus horizontal

G_H : éclairage global horizontal

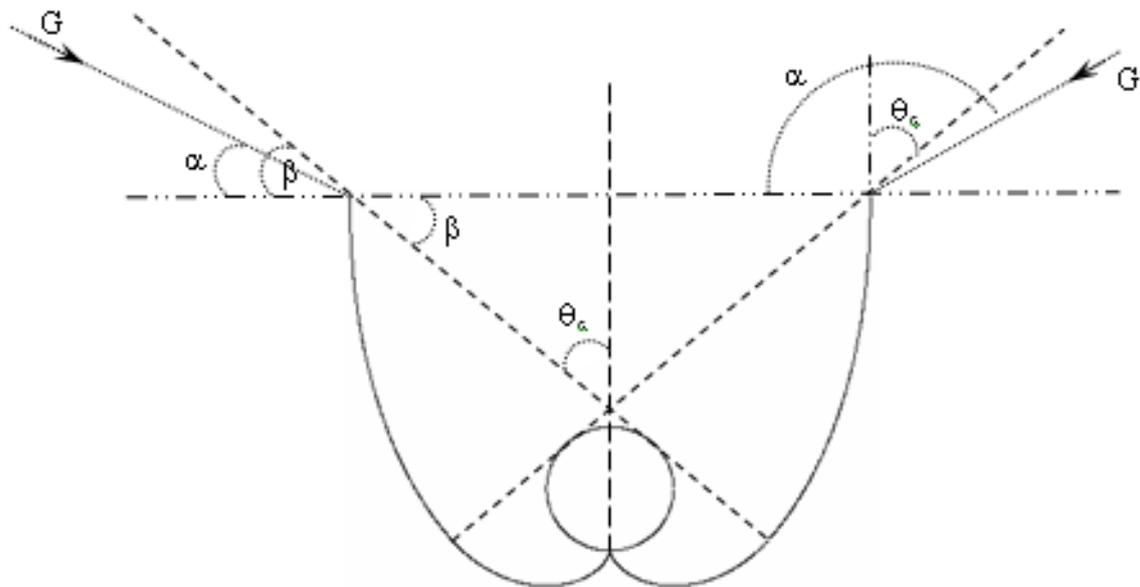


Figure 3.4 : Schéma illustratif permettant de montrer l'effet d'ombrage sur l'absorbeur

Les figures (3.5) - (3.8) représentent respectivement les températures moyennes du couvert, de l'enveloppe, de l'absorbeur et du fluide caloporteur (eau) pour trois types de concentration à savoir : $C=1$ (sans concentration), $C= 1,15$ et $C=2$.

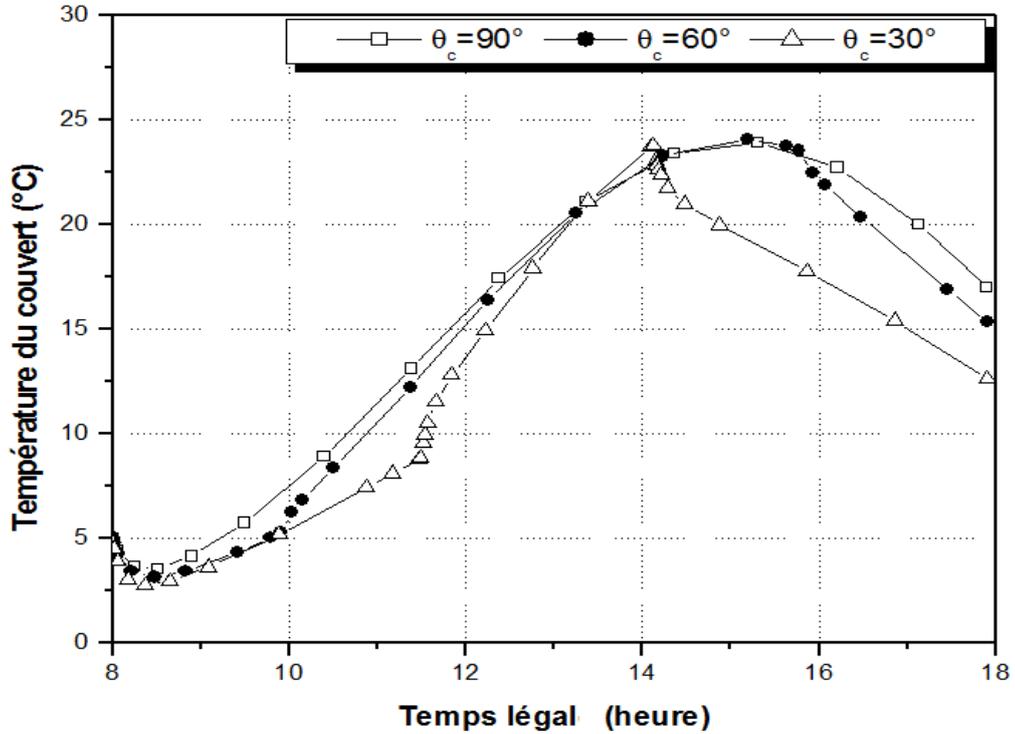


Figure 3.5 : Températures du couvert (vitre).

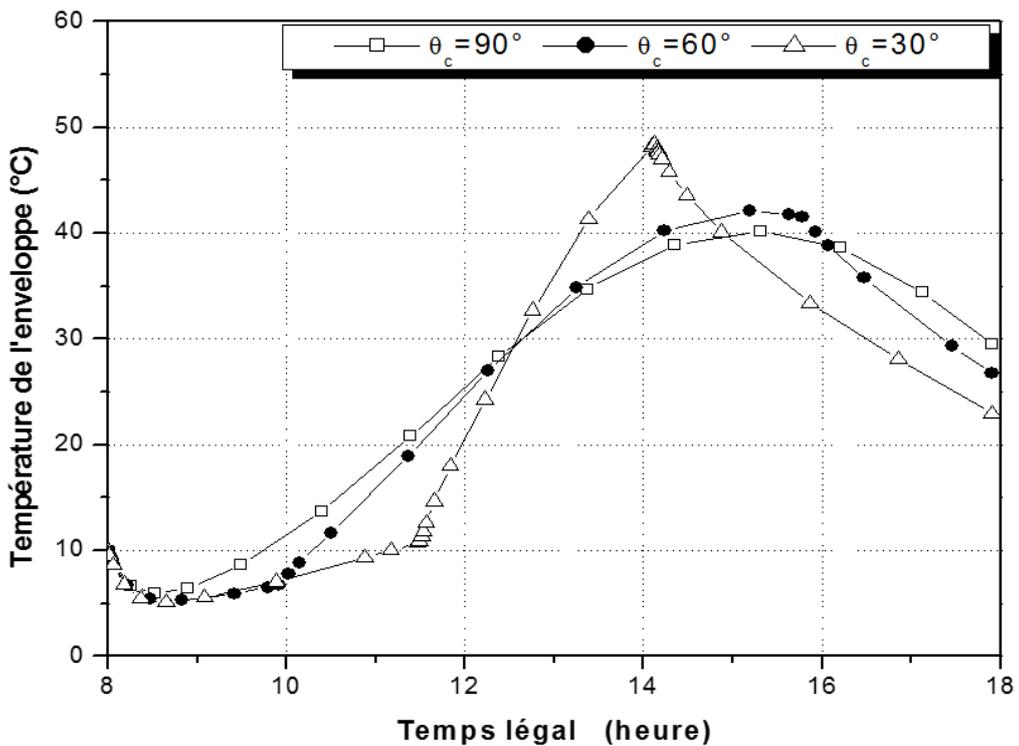


Figure 3.6: Températures de l'enveloppe.

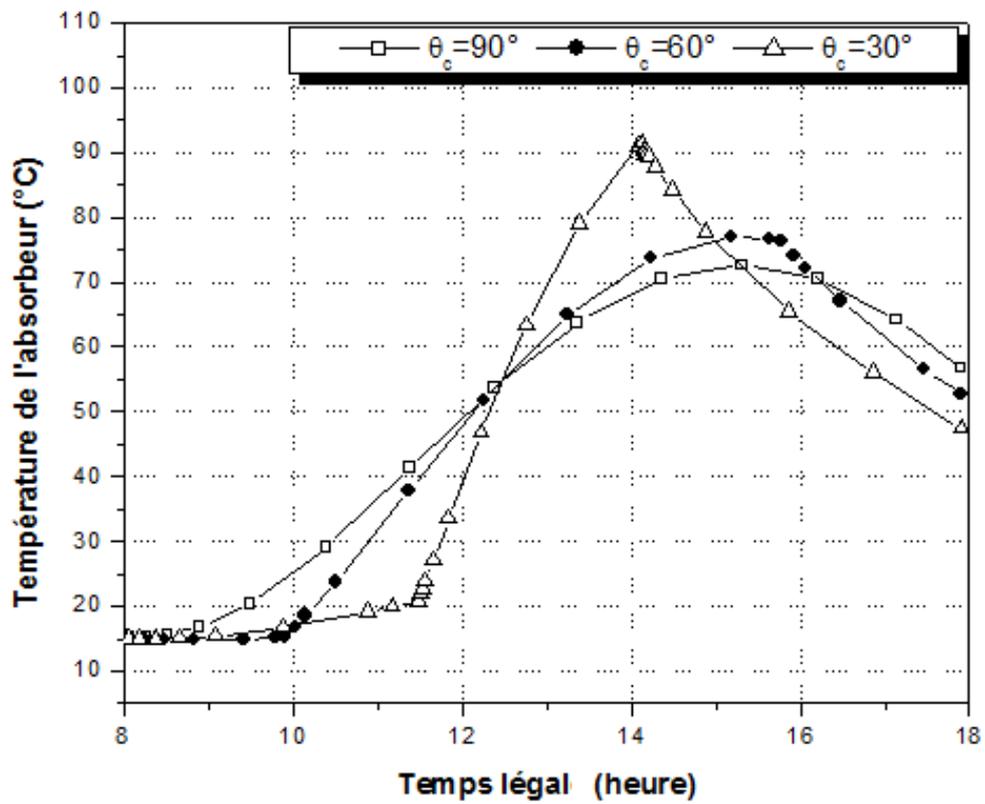


Figure 3.7 : Températures de l'absorbeur

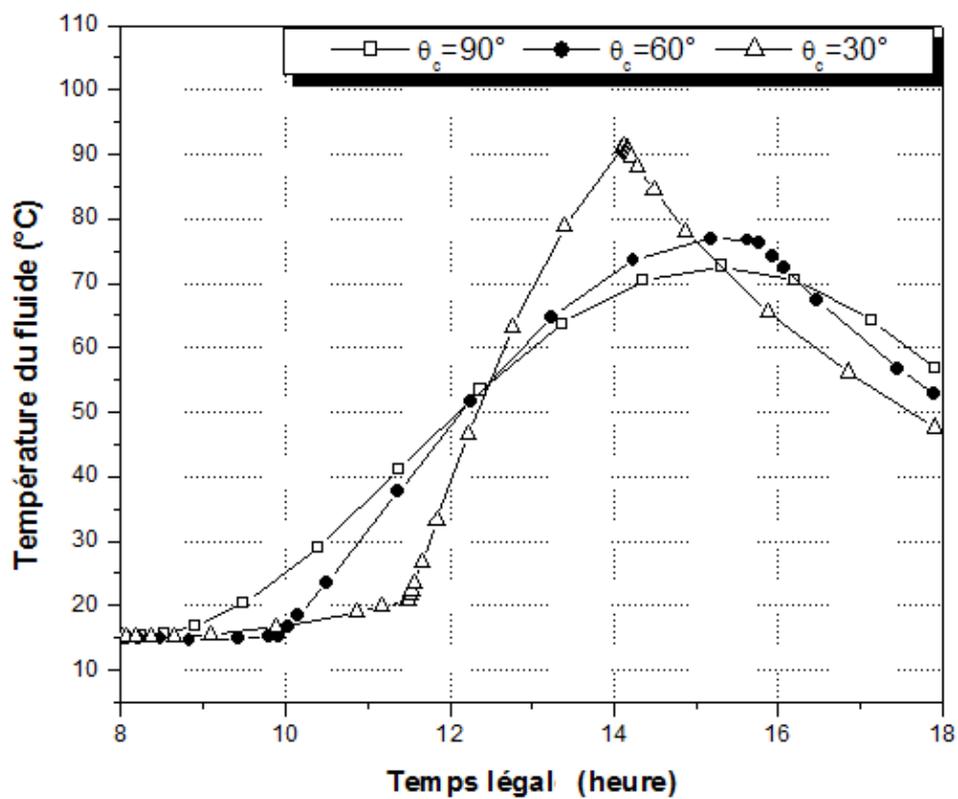


Figure 3.8: Températures de l'eau.

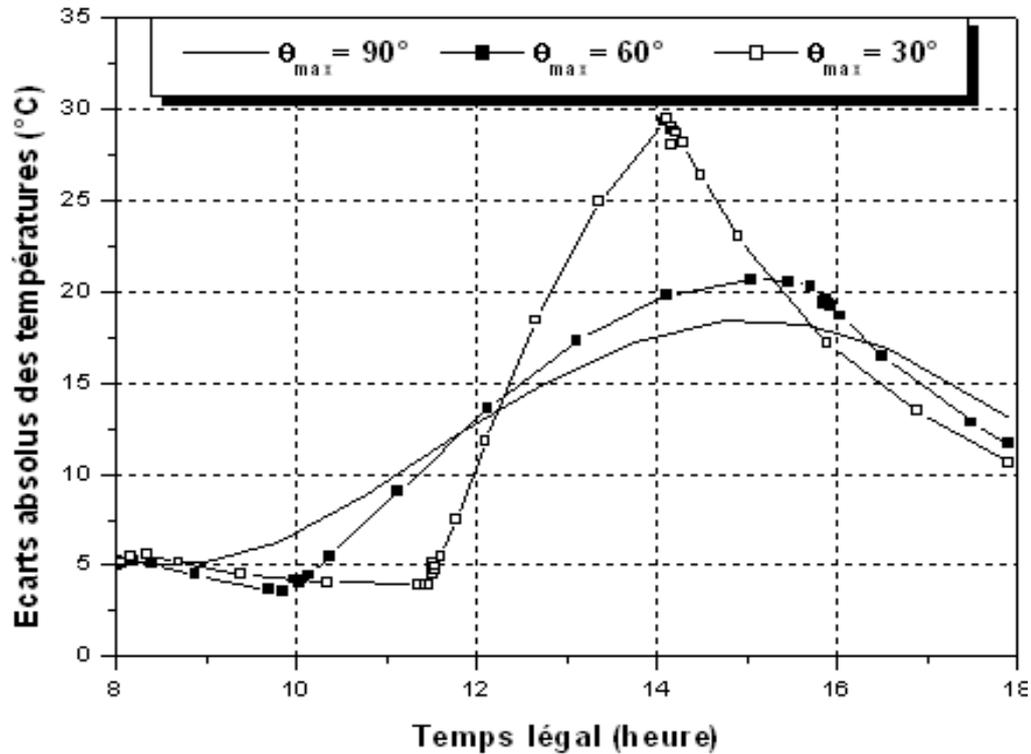


Figure 3.9 : Ecart absolu entre les températures de l'absorbeur et l'enveloppe.

Les résultats de la simulation numérique montrent que la température de l'absorbeur est la plus élevée. Ceci peut être justifié par son pouvoir d'absorption qui est le plus important pour le rayonnement solaire. Ce phénomène est plus accentué s'il est recouvert par une couche sélective.

On constate aussi que la température de la vitre est la plus faible parce qu'elle est soumise aux effets des différentes conditions climatiques et plus particulièrement la vitesse du vent et la température ambiante. On peut déduire aussi que l'effet d'ombre sur l'absorbeur influe et provoque indirectement une légère diminution de la température du couvert. Cette dernière est due à la diminution de la température de l'absorbeur pour les deux concentrations. En d'autres termes, bien que le couvert soit exposé durant toute la journée aux rayonnements solaires, sa température subit toujours des décroissements qui sont dues entièrement à l'interaction thermique entre l'absorbeur et le couvert.

Les profils et les dynamiques des températures tracées dans les figures (3.6), (3.7) et (3.8), évoluent d'une façon relativement similaire. Cependant, la différence de température entre l'enveloppe et l'absorbeur est importante et elle dépend du coefficient de la concentration

du CPC (figure 3.9). Elle augmente pour des hautes températures et vice versa. Cet écart est causé sans doute par le vide qui se trouve entre l'absorbeur et l'enveloppe.

La conduction dans cette situation est prépondérante par rapport à la convection de telle sorte que cet espace va jouer le rôle d'un isolant thermique.

Par ailleurs, la température de l'eau est très légèrement inférieure à la température de l'absorbeur. Ces conditions vont expliquer immédiatement le fait que d'une part, l'épaisseur de l'absorbeur (1,5 mm) est fine et d'autre part, sa conductivité thermique est suffisamment élevée. C'est pour cette raison que nous avons négligé l'échange par conduction à travers l'absorbeur lui-même.

3.3 Capteur stockeur muni d'un CPC

3.3.1 Description du dispositif

Le CPC que nous allons modéliser est représenté par la figure (3.10). Il est caractérisé par un angle champ $\theta_c = \pi/2$, le rayon de la cuve de stockage est égale à 0,2 mètres et la longueur du CPC est de 2 mètres, ce qui fait que le volume du fluide stocké est de 251 litres. On suppose que sa forme géométrique est parfaite, ce qui revient à dire que la concentration est maximale. Afin de minimiser les pertes thermiques et protéger la paroi réfléchive, on propose de couvrir le dispositif par une plaque de verre. On considère que la cuve de stockage est en acier galvanisé couverte par une couche sélective avec un coefficient d'absorption égale à 0,8. Le coefficient de réflexion des miroirs est de 0,75.

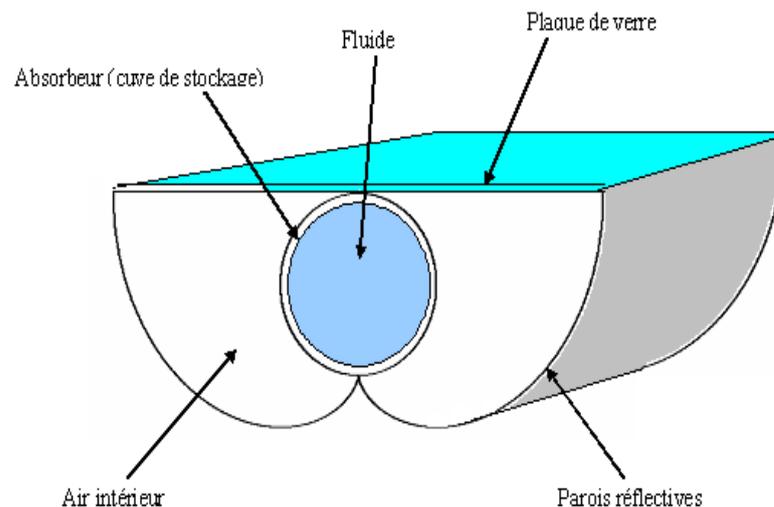


Figure 3.10 : Capteur stockeur à cuve cylindrique.

3.3.2 Modélisation

Avant de modéliser le dispositif, nous avons émis quelques hypothèses afin de simplifier les calculs.

- 1- le dispositif est réalisé sans aucune erreur de fabrication.
- 2- La plaque de verre et la cuve de stockage, possèdent une distribution uniforme de la température.
- 3- Quel que soit la direction de la source de lumière, une fraction des rayonnements lumineux atteint l'absorbeur après une ou plusieurs réflexions sur le CPC. On définit alors le nombre de réflexion moyen par n [4].

$$n=1+0,07C$$

C : est la concentration du CPC.

L'équation d'équilibre au niveau de la plaque de verre s'écrit :

$$M_c C_c \frac{dT_c}{dt} = Q_c(t) A_c - h_{ca} A_c (T_c - T_{am}) - h_{rc} A_c (T_c - T_{ciel}) + h_{Trc} A_r (T_r - T_c) \quad (3.26)$$

$Q_c(t)$ est l'irradiation solaire absorbée par le couvert (plaque de verre). Elle est définie selon la théorie de Hsieh par [6] :

$$Q_c(t) = G(t) \frac{A_c}{A_r} (\alpha_c + \alpha_c \tau_c \rho_r \rho_m^{2n}) \quad (3.27)$$

Les coefficients de perte par convection h_{ca} entre le couvert et l'ambiant, et par rayonnement h_{rc} entre le couvert et le ciel sont donnés par les relations 3.28 et 3.29, respectivement [5] :

$$h_{ca} = 5.7 + 3.8 V_v \quad (3.28)$$

$$h_{rc} = \varepsilon_c \sigma (T_{ciel} + T_c) (T_c^2 + T_{ciel}^2) \quad (3.29)$$

$$T_{ciel} = 0.0552 T_{am}^{1.5} \quad (3.30)$$

Dans l'équation (3.26), h_{Trc} est le coefficient de transfert entre la cuve de stockage et le couvert. Il est composé de deux parties, la partie convective et la partie radiative. Il s'exprime selon la relation suivante :

$$h_{Trc} = h_{erc} + h_{rrc} \quad (3.31)$$

Où la partie convective h_{erc} et la partie radiative h_{rrc} sont données par les relations (3.32) et (3.33), respectivement [6] :

$$h_{erc} = \left(3.25 + \left(\frac{0.0085}{4 R} \right) (T_r - T_c) \right) \quad (3.32)$$

$$h_{rrc} = \left[\frac{\sigma (T_c + T_r) (T_c^2 + T_r^2)}{(1/\varepsilon_c) + (A_r/A_c) ((1/\varepsilon_c) - 1)} \right] \quad (3.33)$$

L'équation d'équilibre relative à la cuve de stockage s'écrit :

$$M_r C_r \frac{dT_r}{dt} = Q_r(t) A_r - h_{rf} A_r (T_r - T_f) - h_{rrc} A_r (T_r - T_c) \quad (3.34)$$

$Q_r(t)$ est l'irradiation solaire absorbée par la cuve de stockage et elle est définie par la relation suivante [6] :

$$Q_r(t) = G(t) \frac{A_c}{A_r} \tau_c \rho_m^n \left(\alpha_r + \alpha_r \rho_c \rho_r \rho_m^{2n} \frac{A_r}{A_c} \right) \quad (3.35)$$

Le facteur h_{rf} qui apparait dans l'équation (3.34) représente le coefficient de transfert de chaleur de la cuve de stockage vers le cylindre par convection [8] :

$$h_{rf} = \frac{\lambda_f Nu}{2 R_r} \quad (3.36)$$

En régime laminaire, i.e. $G_r P_r < 10^9$

$$Nu = 0.48 (G_r P_r)^{0.25} \quad (3.37)$$

En régime turbulent, i.e. $G_r P_r > 10^9$

$$Nu = 0.125 (G_r P_r)^{0.33} \quad (3.38)$$

Avec

$$G_r P_r = (0.0105 T_w^2 + 0.477 T_w - 0.0363) (T_r - T_w) (2R)^3 10^9 \quad (3.39)$$

Ainsi, l'équation donnant la température moyenne du fluide est exprimée par la relation suivante :

$$M_f C_f \frac{dT_f}{dt} = h_{rf} A_r (T_r - T_f) \quad (3.40)$$

3.3.3 Simulation et discussion

Un programme de calcul a été réalisé à partir du modèle mathématique précédent. La simulation est effectuée en considérant que le dispositif est implanté à l'URAER de Ghardaïa dont l'orientation est en pleine Sud. Les figures (3.11) et (3.12) représentent les variations instantanées mesurées de l'irradiation solaire (Wm^{-2}) et de la température ambiante ($^{\circ}C$) respectivement. Nous avons choisi cinq jours consécutifs avec ciel clair qui sont du 21 au 25 Janvier et du 03 au 07 juillet de l'année 2008 afin de voir le comportement thermique du dispositif en hiver et en été

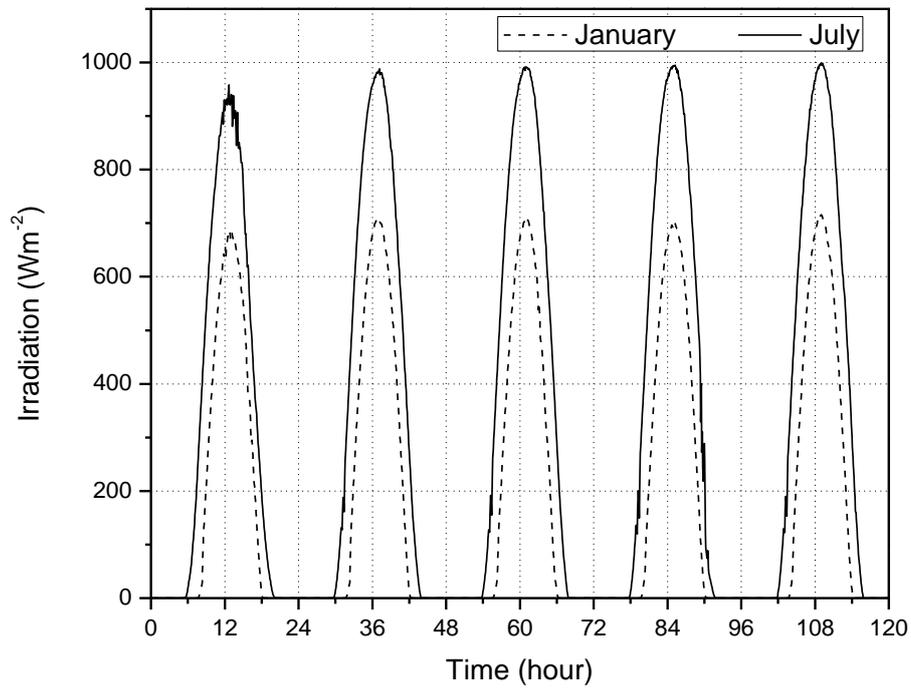


Figure 3.11 : Global horizontal du 21 au 25 Janvier et du 03 au 07 juillet 2008.

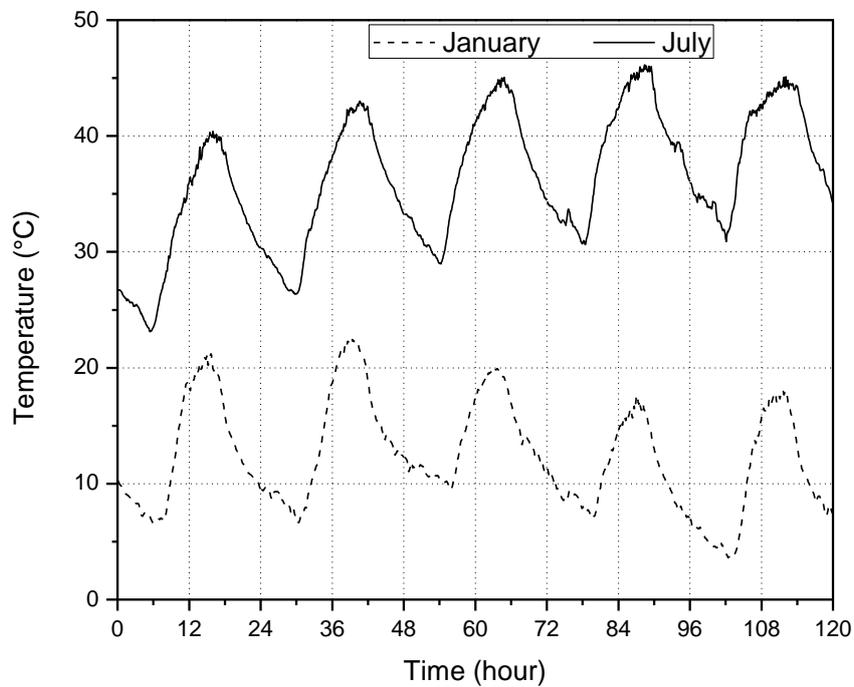


Figure 3.12 : Température ambiante du 21 au 25 Janvier et du 03 au 07 juillet 2008.

D'autre part, nous avons pris en considération deux angles différents de l'inclinaison du dispositif, l'angle optimal annuel ($32,4^\circ$) et l'angle optimal mensuel pour le mois de janvier ($53,4^\circ$).

Les résultats numériques sont obtenus en utilisant les valeurs des paramètres suivants :

$W=0.7$ m; $L=1$ m; $R=0.2$ m; $e_r=1.5 \times 10^{-3}$ m; $e_c=3 \times 10^{-3}$ m; $\alpha_c=0.05$; $\alpha_r=0.85$; $\tau_c=0.9$; $\rho_c=0.05$; $\rho_r=0.15$; $\rho_m=0.9$; $\varepsilon_c=0.85$; $\varepsilon_r=0.05$.

On considère que la température du fluide au début de la simulation est égale à la température ambiante et la vitesse du vent est de 5 m.s^{-1} . Les résultats de la simulation sont représentés dans les figures 3.13, 3.14, 3.15, et 3.16.

Les figures (3,13) et (3,14) représentent la température du fluide pour cinq jours consécutifs et pour deux angles d'inclinaisons différentes ($32,4^\circ$ et $53,4^\circ$).

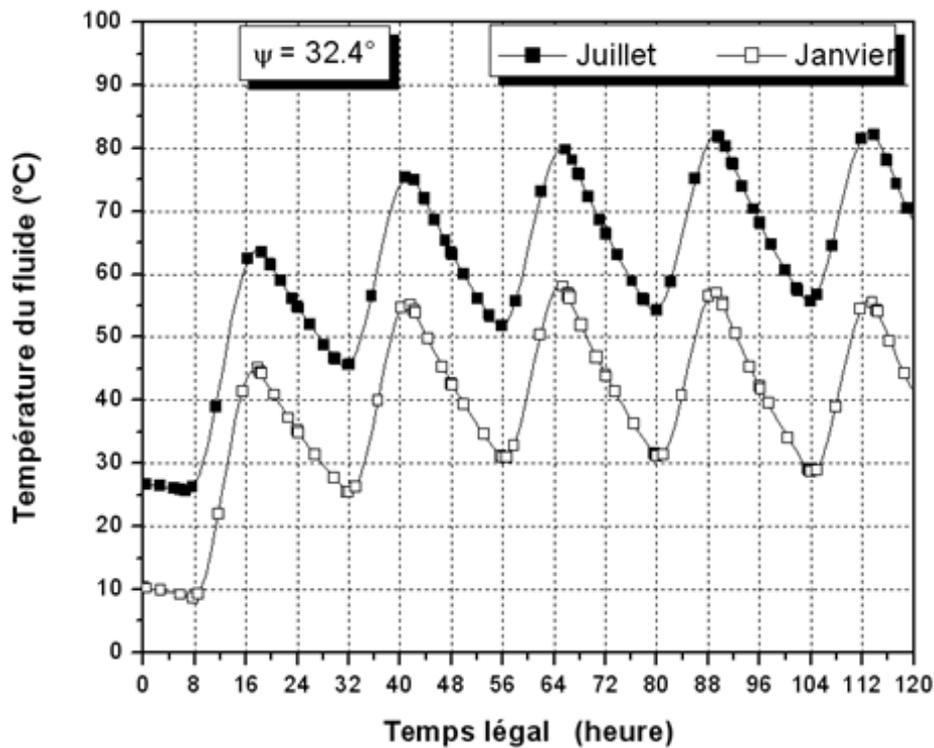


Figure 3.13 : Température moyenne du fluide pour un angle d'inclinaison de $32,4^\circ$.

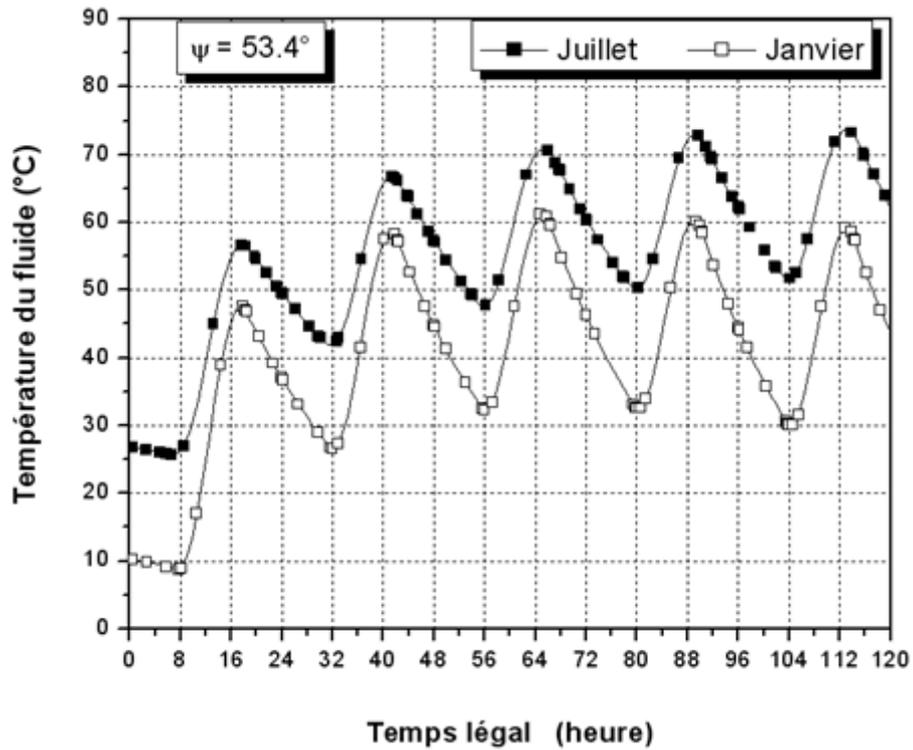


Figure 3.14 : Température moyenne du fluide pour un angle d'inclinaison de $53,4^\circ$

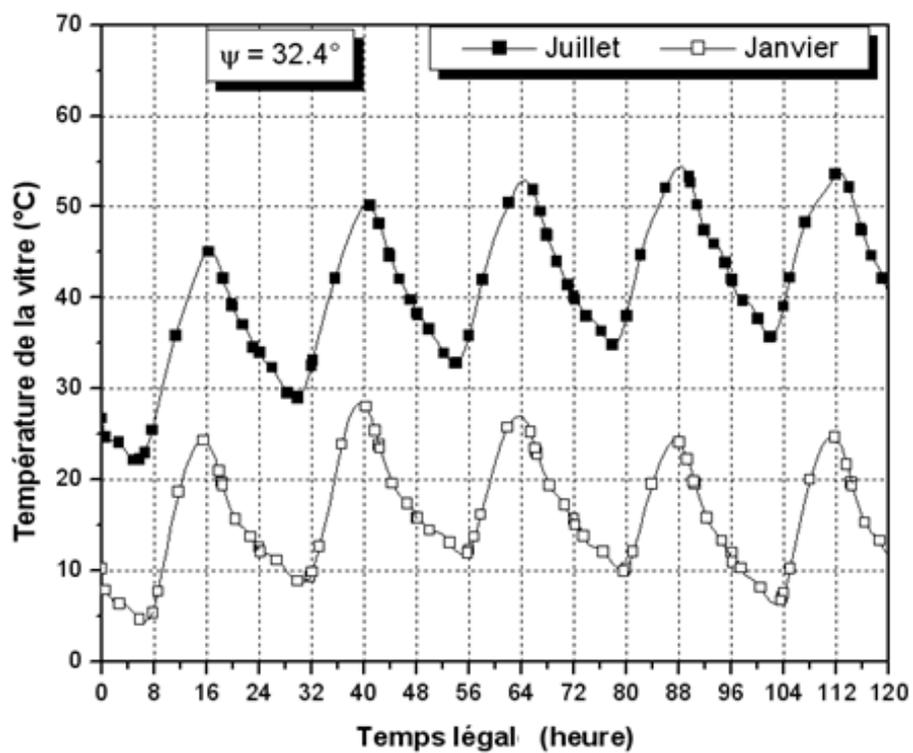


Figure 3.15 : Température de la vitre pour un angle d'inclinaison de $32,4^\circ$

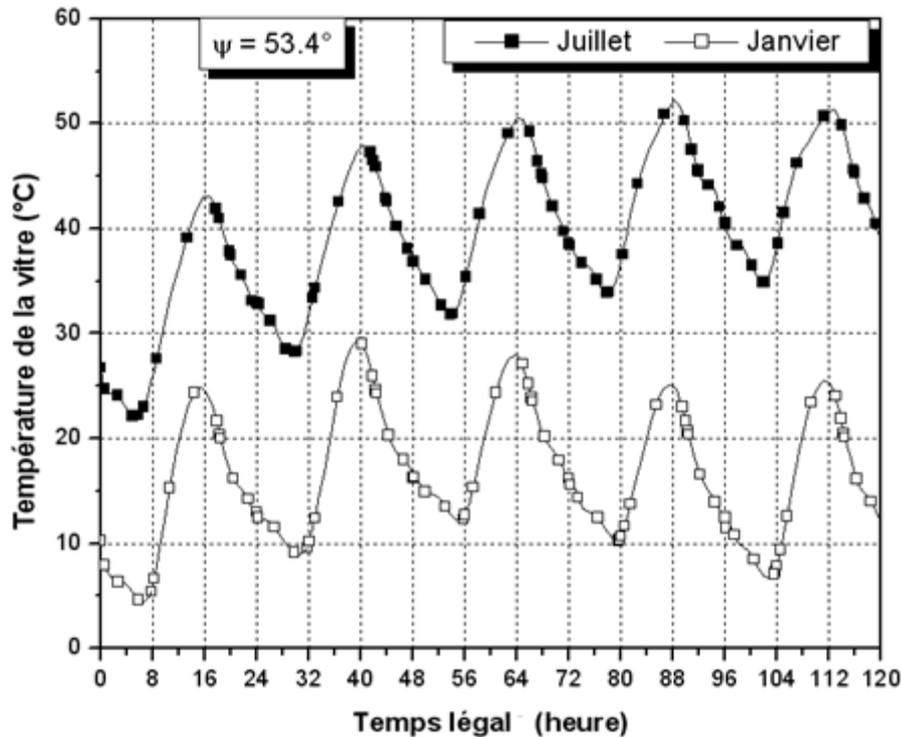


Figure 3.16 : Température de la vitre pour un angle d'inclinaison de $53,4^\circ$

Les figures (3.15) et (3.16) représentent la température de la vitre pour la même période et pour deux angles d'inclinaisons différentes ($32,4^\circ$ et $53,4^\circ$). On remarque que la température de stagnation est atteinte au bout de quatre jours et que la température du fluide dépend de l'inclinaison du dispositif. En effet, la température du fluide augmente sensiblement pendant le mois de Janvier si le dispositif est incliné à $53,4^\circ$ au lieu de $32,4^\circ$ car le dispositif capte un maximum d'énergie et l'inverse se produit pendant le mois de juillet. Sachant que la température ambiante en Janvier varie entre 10 et 20°C et qu'en Juillet elle varie entre 30 et 45°C , il est préférable de donner au dispositif une inclinaison qui lui permet de capter un maximum d'énergie pendant le mois de Janvier ($53,4^\circ$).

3.4 Conclusion

Vu l'intérêt évident des CPC dans différentes applications, on peut dire que nous avons mis au point des modèles mathématiques qui peuvent prédire le comportement thermique d'un CPC à absorbeur cylindrique. Ces modèles intègrent à la fois les propriétés géométriques et physiques au sein du CPC.

D'après les résultats obtenus, on peut dire que l'augmentation de la concentration provoque une nette amélioration de la température du fluide et que la variation de l'angle d'inclinaison du dispositif peut augmenter ou diminuer la température du fluide selon la journée.

Les capteurs à tube sous vide avec CPC conservent un meilleur rendement même en hiver. En effet, ils captent très bien les rayons solaires obliques de l'hiver et le vide dans chaque tube assure une parfaite isolation thermique. C'est une solution idéale pour les régions froides. En augmentant la concentration du CPC, on obtient des températures du fluide plus élevées comme 90°C mais seulement pour une durée plus rétrécie ; c'est pourquoi il est recommandé d'utiliser des CPC tronqués.

Les capteurs stockeurs sont réputés pour leur simplicité et leurs prix très compétitif par rapport aux chauffe-eaux solaire à thermosiphon. Cependant leur seul inconvénient réside dans leurs pertes thermiques durant la nuit, ce qui les rend inefficaces dans les pays froids. Par ailleurs, dans les pays chauds comme l'Algérie, ce dispositif peut atteindre une température moyenne du fluide de 60°C en hiver et ceci malgré les pertes thermiques causées pendant la nuit. La température moyenne ne devrait pas chuter au-dessous de 30°C, ce qui peut qualifier ce dispositif comme étant le chauffe-eau solaire idéal pour l'Algérie et surtout le sud algérien.

References:

- [1] Tchinda R., Kaptoum E., Njomo D., Study of the C.P.C. collector thermal behavior, *Energy Conversion*, Vol. 39, No. 13, pp. 1395-1406, 1998.
- [2] Farouk Kothdiwala A., Norton B., Eames P.C., The effect of variation of angle of inclination on the performance of low-concentration-ratio compound parabolic concentrating solar collectors, *Solar energy*, Vol. 55, No. 4, pp. 301-309, 1995.
- [3] Fraidenraich N., De Lima R., Tiba C., Barbosa S., Simulation model of a CPC collectors with temperature-dependent heat loss coefficient, *Solar energy* Vol. 65, No. 2, pp. 99-110, 1999.
- [4] H. P. Garg, *Advances in solar energy technologie*, Kluwer academic publishers, 1987.
- [5] J. A. Duffie, W. A. Beckman, *Solar energy thermal processes*, 2nd ed. Wiley Interscience, New York, USA, 1974.
- [6] Hsieh C. K. Thermal analysis of CPC collectors. *Solar Energy* **27** (1981) 19–29.

- [7]. Chakraverty, S., Bansal, N. K. and Garg, H. P., Transient analysis of a CPC collector with time dependent input function. *Solar Energy*, 1987, 38, 3.
- [8] Jannot Y., *Thermique solaire*, p 111, 2007 ;
site: www.thermique55.com/principal/thermique.pdf
- [9] M. M. Hadjiat, S. M. A. Bekkouche, A. Zerga, B. Benyoucef, M. R. Yaiche. A New Modelling Approach of an ICS Solar Water Heater with CPC Reflectors. *International Journal of Energy Engineering* 2013, 3(3): 165-170. DOI: 10.5923/j.ijee.20130303.06
- [10] Hamdi Kessentini, Chiheb Bouden, Numerical and experimental study of an integrated solar collector with CPC Reflectors, *Renewable Energy* 57 (2013) 577-586
- [11] Domenico Borello, Alessandro Corsini, Giovanni Delibra, Sara Evangelisti, Andrea Micangeli. Experimental and computational investigation of a new solar integrated collector storage system. *Applied Energy* 97 (2012) 982–989

Chapitre IV

Réalisation et expérimentation d'un capteur stockeur avec CPC

Chapitre IV

Réalisation et expérimentation d'un capteur stockeur avec CPC

4.1 Introduction

Le but principal de ce travail est la réalisation d'un capteur stockeur à eau avec un concentrateur parabolique composé 'CPC'. Voulons démontrer que ce dispositif est simple et facile à réaliser, nous nous sommes consacrés entièrement durant deux années de notre thèse et avec des moyens parfois commodes à le mettre en œuvre en Algérie. Sa réalisation a été faite au sein de l'URAER de Ghardaïa en utilisant des moyens très simples et des matériaux qui se trouvent en abondance sur le marché. Pour cela, dans un premier temps, nous allons commencer par dimensionner le dispositif. En effet, plusieurs paramètres rentrent en jeu lors de la conception du dispositif solaire tel que le coefficient de concentration du miroir « CPC », le coefficient d'absorption, le diamètre de la cuve de stockage et bien d'autre paramètre définis dans le chapitre précédent. Ensuite viendra la réalisation et les tests expérimentaux du dispositif. Dans un second temps, nous allons essayer de valider le modèle mathématique que nous avons établis précédemment et caractériser le dispositif en utilisant la méthode « MUE » élaborée par Faiman [2].

4.2 Dimensionnement

Afin de faciliter le dimensionnement du dispositif dont l'absorbeur est de forme cylindrique, nous avons réalisé un logiciel à partir des équations (2.14) et (2.15) du chapitre II. Ce logiciel permet de tracer le profil du miroir CPC à absorbeur cylindrique. Nous avons pris la longueur du dispositif égale à 1 mètre pour qu'il soit facile à manipuler, le rayon de la cuve est égale à 0.2 mètre ce qui ramène le volume du fluide à 125 litres. En estimant que 40 l/jour est la consommation moyenne d'eau chaude pour une personne, ce dispositif peut largement couvrir les besoin en eau chaude pour trois personnes.

Dans le chapitre III, les résultats de la simulation pour un capteur stockeur avec CPC sont représentés par les figures (3.13) et (3.14). On voit bien que pour un coefficient de concentration égale à 1 (c.a.d. $\theta_c=90^\circ$), la température moyenne du fluide peut facilement

atteindre 80°C pendant le mois de Juillet si le dispositif est à une inclinaison égale à 32°C, ce qui est assez élevé. Donc la concentration géométrique du CPC doit être inférieure ou égale à 1, d'autre part on doit choisir une inclinaison favorable à l'hiver pour atteindre le maximum possible et éviter la surchauffe en été.

La figure (4.1) montre le profil du CPC pour un angle d'acceptante égale à $\theta_c=90^\circ$ et le rayon de la cuve de stockage égale à 0.20 mètre.

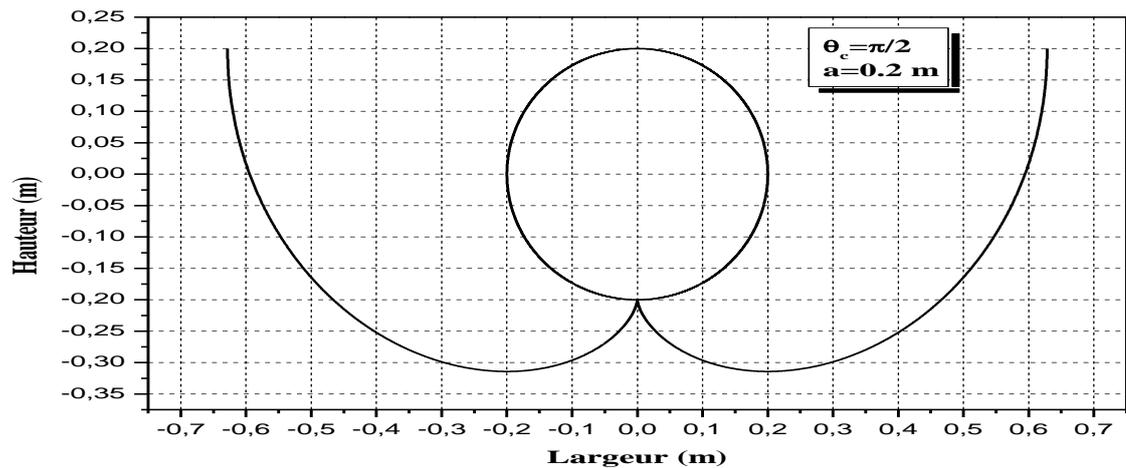


Figure 4.1 : Profil d'un CPC à cuve cylindrique pour $\theta_c=90^\circ$

4.3 Réalisation

Nous allons donc réaliser un capteur stockeur à eau avec CPC selon les dimensions représentées par la figure (4.1). Les matériaux que nous avons utilisés se trouvent en abondance sur le marché Algérien. Nous avons utilisé : des barres de fer, tôle galvanisée, tôle réfléchissante, laine de verre et une plaque de verre.

Les dimensions du dispositif sont représentées dans le tableau suivant :

Longueur	1 mètre
Largeur	1.25 mètre
Hauteur	0.70 mètre
Volume de la cuve de stockage	125 litre

Tableau 4.1: Dimensions du dispositif



Figure 4.2 : Structure métallique robuste avec miroir CPC



Figure 4.3 : Dispositif avec miroir CPC et cuve de stockage



Figure 4.4: Dispositif avec vitrage



Figure 4.5 : Dispositif après isolation avec une inclinaison de 32°

Les figures (4.2) à (4.5) montrent les différentes étapes de la réalisation du capteur stockeur. D'abord, nous avons réalisé une structure métallique robuste munie d'un miroir CPC (figure 4.2) capable de supporter une charge importante. La cuve de stockage est disposée sur la ligne focale du CPC afin d'absorber le maximum d'énergie (figure 4.3). Nous avons couvert le dispositif avec une plaque de verre (figure 4.4) afin de protéger le CPC et la cuve de la poussière et d'une possible dégradation sous l'effet du vent de sable. Enfin nous avons isolé le dispositif avec une couche de laine de verre pour minimiser les pertes thermique pendant la nuit.

Après réalisation, le dispositif est placé sur la terrasse en position verticale avec orientation plein sud. Le système mis en œuvre permet au capteur de prendre une inclinaison qui varie de 0° à 50° . La figure (4.5) montre le capteur fini avec une inclinaison de 32° .

4.4 Dispositif expérimental

Afin de caractériser le dispositif présenté par la figure (4.5) nous avons mené des tests expérimentaux du dispositif dans des conditions météorologiques réelles en prélevant des températures moyennes du fluide dans la cuve de stockage à l'aide d'une acquisition de données Agilent (figure 4.7). Pour la mesure des températures, nous avons utilisé des thermocouples (figure 4.6) de type K (Chromel-Alumel) de telle façon qu'une méthodologie rigoureuse a été choisie pour la conduite des expérimentations. Pour mesurer aussi finement que possible ces températures, nous avons disposé deux thermocouples sur deux différents niveaux (figure 4.8), un en bas et un autre en haut de la cuve.

Le calcul de la température moyenne expérimentale a été effectué en utilisant la relation suivante [3] :

$$T_m = \frac{T_D + T_U}{2} \quad (4.1)$$

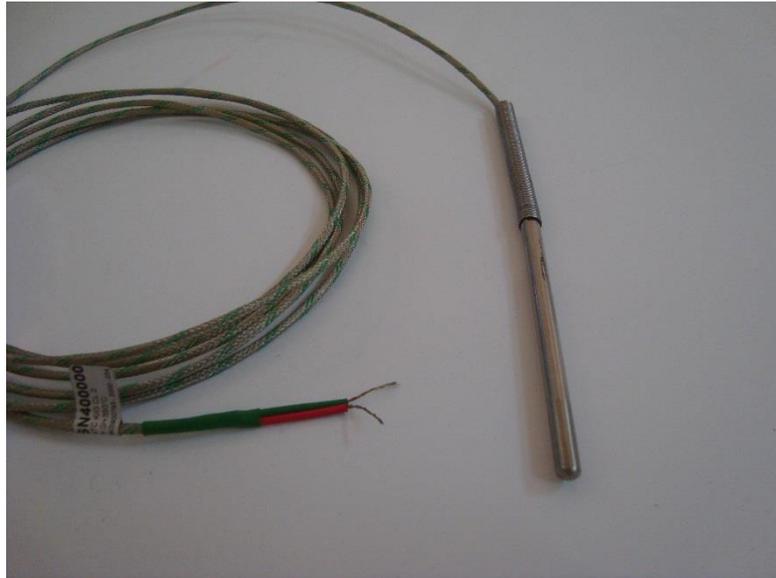


Figure 4.6 : Thermocouples type k



Figure 4.7 : Data acquisition Agilent 34972A



Figure 4.8 : Disposition des deux thermocouples sur la cuve de stockage.

Nous avons aussi mesuré expérimentalement le rayonnement solaire global à l'aide d'un Sun-Tracker. Le Sun-Tracker est une station de haute précision qui se compose de deux parties : une partie fixe, se composant à son tour d'un Pyranomètre de type EKO pour mesurer l'irradiation solaire globale reçue par une surface horizontale, et une partie mobile basée sur un système robotique capable de suivre la trajectoire du soleil du lever au coucher du soleil. Cette partie est pourvue d'un Pyréliomètre qui est pointé vers le disque solaire. Pour la mesure du rayonnement solaire direct intégré sur toutes les longueurs d'ondes (entre 0.2 et 0.4 micromètre) reçues sur un plan normal, et d'un Pyranometre type EKO pour la mesure de l'éclairement diffus sur un plan horizontal muni d'une boule sphérique pour cacher le flux radiatif venant directement du disque solaire. La figure (4.9) donne une image descriptive générale de la station.



Figure 4.9 : Station Sun-Tracker installée à l'URAER, Ghardaïa.

4.5 Méthode de caractérisation

L'évaluation des performances thermiques d'un système solaire est basée sur des modèles mathématiques dérivés d'un bilan thermique et les mesures sont conduites suivant des normes standards. Pour les capteurs plans, le modèle (HWB) Hottel-Whillier-Bliss [1] est le plus utilisé, où plusieurs normes standards ont été développées telle que la norme ASHRAE 93-77, [4]. Néanmoins, ces standards basés sur l'établissement d'un bilan thermique en régime quasi-stationnaire ne sont pas convenables pour les capteurs stockeurs en raison de la capacité thermique importante de l'eau stockée dans l'élément capteur stockeur. A cela s'ajoute le fait que les capteurs auto-stockeurs ont un temps de relaxation de l'ordre de dizaines d'heures, ce qui implique que le régime quasi stationnaire ne peut jamais être atteint pendant les tests en milieu extérieur.

Dans la littérature, peu de travaux portent sur les tests de caractérisation des capteurs stockeurs. Le modèle analytique utilisé pour la caractérisation du capteur, est basé sur la méthode *MUE* (*Maximum useful efficiency*) développée par *FAIMAN D.* [2] et [5]. Dans ce modèle, la notion de l'efficacité utile maximale *MUE* est introduite afin de trouver une forme similaire à celle donnée par Hottel-Whillier-Bliss [1]. L'énergie utile est donnée par l'équation suivante :

$$MC \frac{dT_f}{dt} = A_c [IK\eta_0 - U_L(T_f - T_a)] \quad (4.2)$$

MC représente la capacité calorifique du capteur et de l'eau stockée.

$$MC = M_c C_c + M_f C_f \quad (4.3)$$

- T_f : la température interne supposée uniforme.

- A_c : la surface du capteur.

- I : le rayonnement instantané mesuré à une incidence normale.

- K : le modificateur de l'angle d'incidence.

- η_o et U_L sont respectivement le rendement optique du capteur et le coefficient de pertes thermiques.

L'équation (4.2) peut être réécrite en introduisant le temps de relaxation ζ sous la forme suivante :

$$\frac{dT_f}{dt} = \frac{I}{\zeta} \left[\frac{IK\eta_o}{U_L} - (T_f - T_a) \right] \quad (4.4)$$

Avec :

$$\zeta = \frac{MC}{U_L A_c} \quad (4.5)$$

La dépendance du temps et les variations de I et T_a ne causeront pas des variations (fluctuations) considérables sur la température de l'eau stockée.

Si on calcule l'énergie totale collectée par le capteur entre le lever du soleil et l'instant où la température de l'eau est maximale $T_{f,max}$, l'équation (4.2) s'écrit sous la forme suivante :

$$\begin{aligned} Q &= MC(T_{f,max} - T_{f,in}) \\ &= A_c \Delta t_1 \left[\overline{IK\eta_o} - U_L (\overline{T_f} - \overline{T_a}) \right] \end{aligned} \quad (4.6)$$

Où $T_{f,in}$ est la température de l'eau à l'instant du lever du soleil. La barre dans l'équation (4.6) indique la valeur moyenne de la grandeur physique pendant l'intervalle Δt_1 .

On peut donc définir l'efficacité utile maximale η (MUE) comme étant le rapport entre l'énergie maximale extraite par le fluide et l'énergie incidente sur le plan du capteur durant l'intervalle Δt_1 .

$$\eta = \frac{M_f C_f (T_{f,max} - T_{f,in})}{A_c \int_0^{\Delta t_1} I(t) dt} \quad (4.7)$$

Divisant l'équation (4.6) par $A_c I \Delta t_1$ on obtient :

$$\eta' = K\eta_o - U_L \frac{(\overline{T_f} - \overline{T_a})}{\overline{I}} \quad (4.8)$$

Pour normaliser l'équation (4.8) nous introduisons un facteur d'enthalpie définie par :

$$F_E = \frac{M_f C_f}{MC} \quad (4.9)$$

Sous une forme finale, l'équation donnant l'efficacité utile maximale s'écrit :

$$\eta = \bar{K} F_E \eta_0 - F_E U_L \frac{\bar{T}_f - \bar{T}_a}{I} \quad (4.10)$$

L'équation (II.40) est algébriquement similaire à celle de Hottel-Whillier-Bliss mais les variables ont des valeurs moyennes et non instantanées. Le facteur F_E caractérise combien d'énergie stockée peut être extraite.

4.6 Test expérimental du dispositif

L'étude expérimentale de ce système solaire a été accomplie au sud de l'Algérie au niveau de l'URAER, Unité de recherche appliqué en énergies renouvelable à Ghardaïa. Les coordonnées de ce site sont les suivantes :

Latitude 32,4° Nord, longitude 3,41° Est, altitude 450m et l'albédo 0,28.

Le capteur stockeur a été soumis à plusieurs tests au cours de l'année 2011, on rappelle que l'angle d'inclinaison du dispositif est égal à l'angle optimal qui est de 32°. Les figures (4.10), (4.11) et (4.12) représentent les températures du fluide dans la cuve de stockage pour trois saisons différentes : hiver, printemps et été. Dans chaque figure, trois courbes sont représentées, les températures des thermocouples supérieure et inférieure T_u et T_d ainsi que la température moyenne T_m .

On rappelle que la température moyenne T_m s'écrit : $T_m = (T_u + T_d) / 2$.

Dans les trois figures (4.10), (4.11) et (4.12), les températures varient selon le même profil. Pour un test de 24 heures, on remarque que pendant la journée, la température du fluide croit jusqu'à atteindre son maximum vers environ 16h en hiver et 18h en été. Ensuite vient un bref moment de stabilité et après le fluide de stockage commence à se refroidir à cause des pertes thermiques nocturnes.

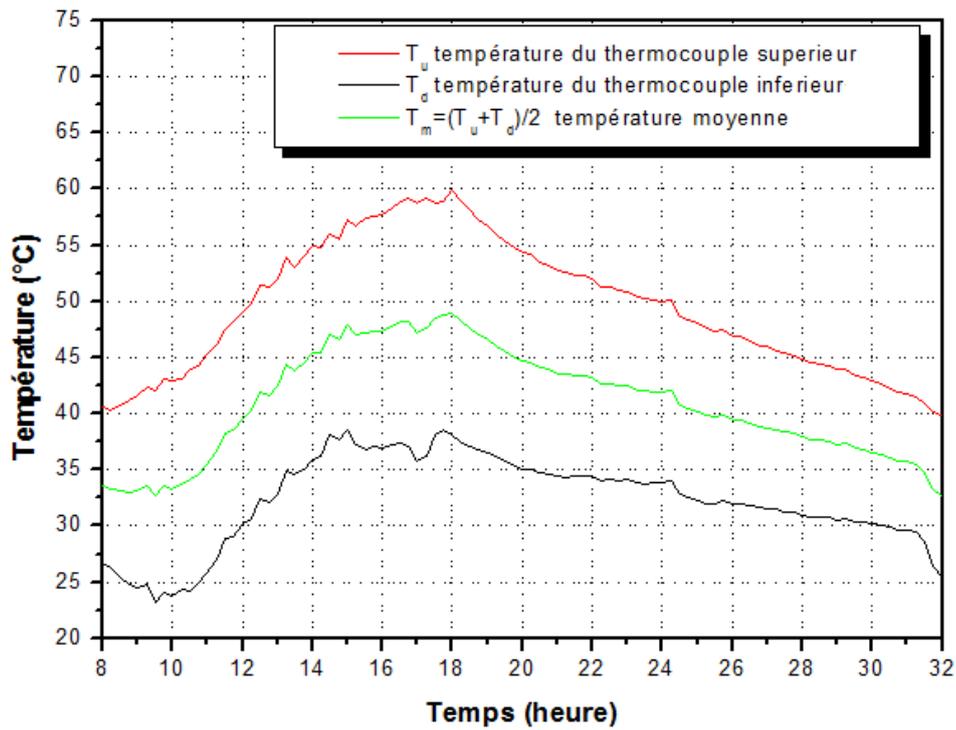


Figure 4.10 : Variations de la température du fluide en fonction du temps dans la cuve de stockage pour le jour du 13/02/2011

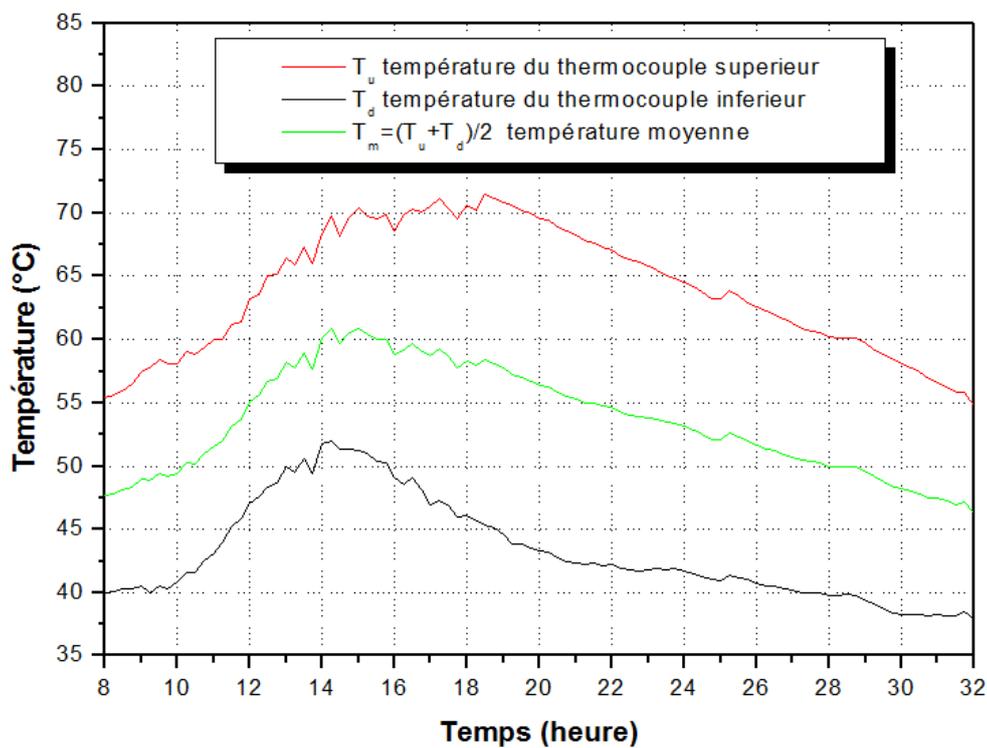


Figure 4.11 : Variations de la température du fluide en fonction du temps dans la cuve de stockage pour le jour du 16/04/2011

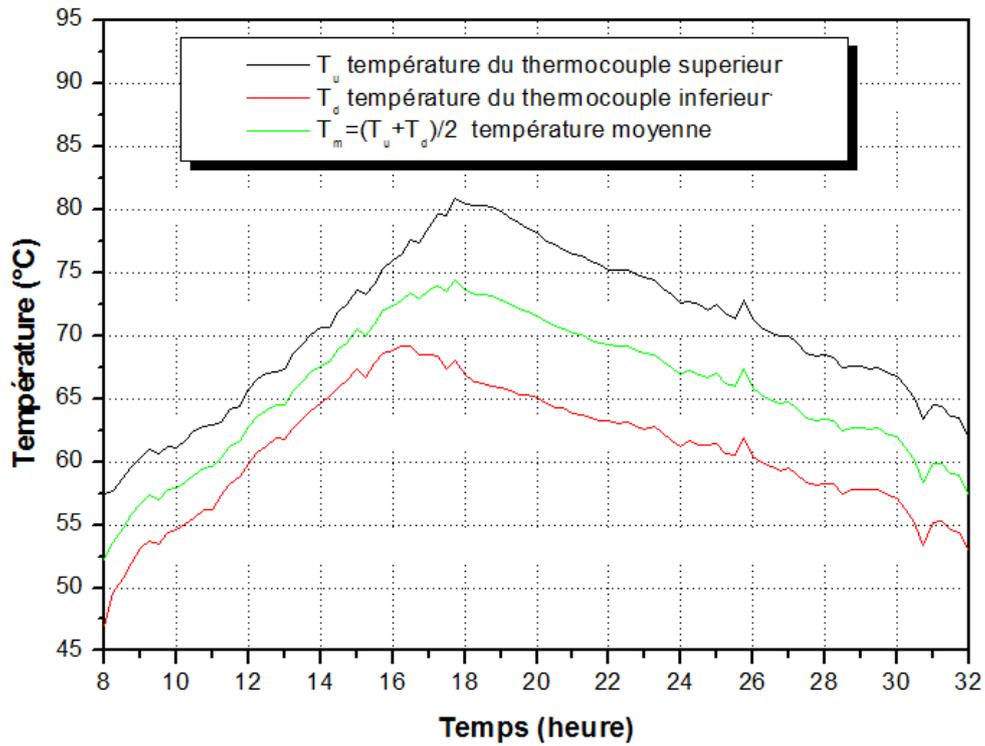


Figure 4.12 : Variations de la température du fluide en fonction du temps dans la cuve de stockage pour le jour du 03/07/2011

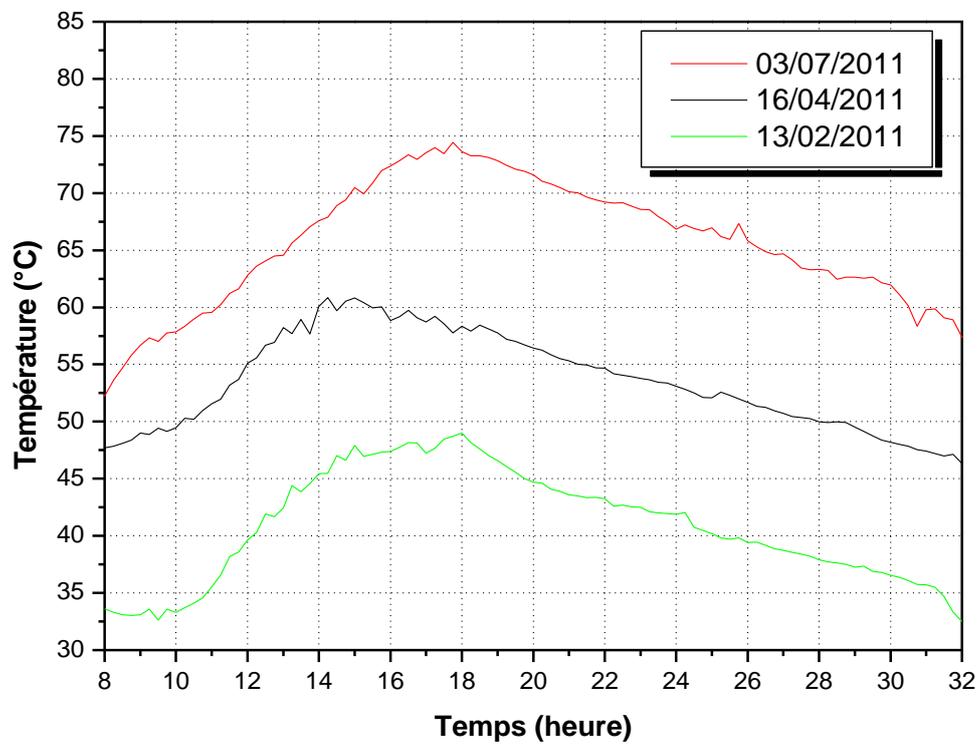


Figure 4.13 : Température moyenne du fluide à l'intérieur de la cuve de stockage pour trois journées différentes

La figure (4.13) illustre les variations du profil de la température moyenne du fluide pour trois saisons différentes. On remarque qu'en hiver (mois de Février), la température ne dépasse pas 50 °C. Au printemps (mois d'Avril), la température de l'eau dépasse légèrement 60°C et en été (mois de Juillet) la température à l'intérieur de la cuve peut atteindre 75°C. Ceci nous donne une idée sur les températures maximale et minimale que peut atteindre le fluide au cours de l'année et sur la disponibilité d'eau chaude après le coucher du soleil.

4.7 Validation du modèle mathématique

Pour valider le modèle mathématique, nous avons utilisé les résultats expérimentaux de deux journées différentes, le 13/02/2011 et le 03/07/2011.

Les figures (4.14) et (4.15) représentent l'irradiation solaire sur un plan incliné de 32,4° (angle optimale annuelle) et la température ambiante respectivement pour un ciel clair sur le site de Ghardaïa. Ces données météorologiques sont utilisées pour simuler le comportement thermique du dispositif.

Les figures (4.16) et (4.17) représentent les températures du fluide à l'intérieur de la cuve pour le 13/02/2011 et le 03/07/2011. On constate que les valeurs de la température moyenne expérimentale et calculée du fluide sont assez proches et parfois confondues, les résultats sont donc satisfaisants.

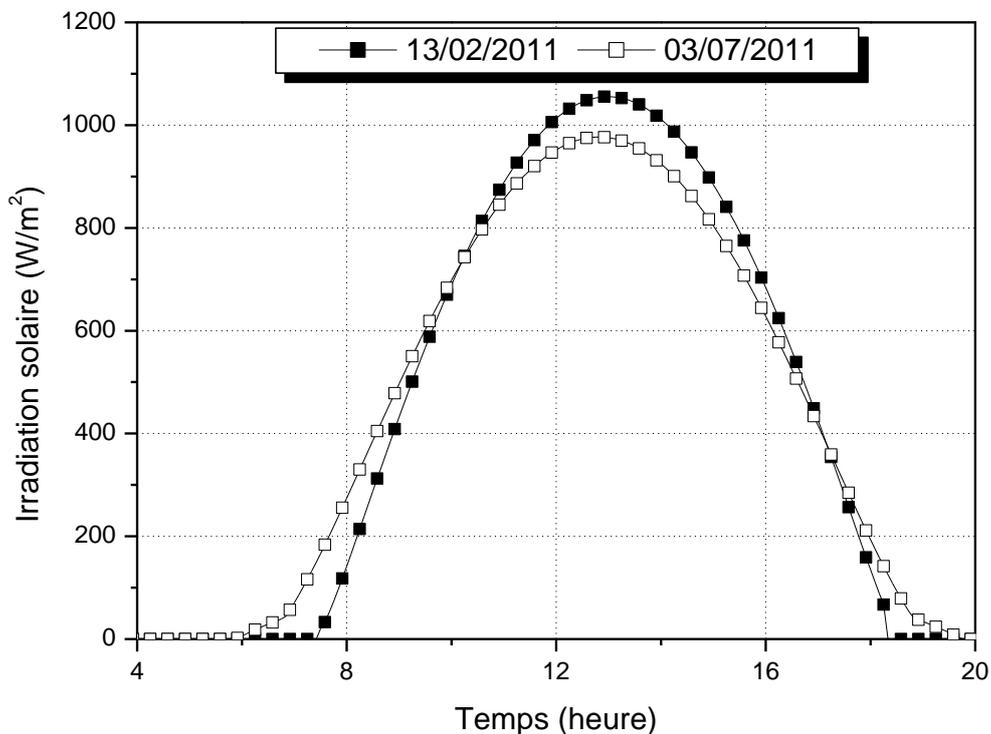


Figure 4.14 : Irradiation globale sur une surface inclinée de 32,4° de deux journées 13/02/2013 et 03/07/2011.

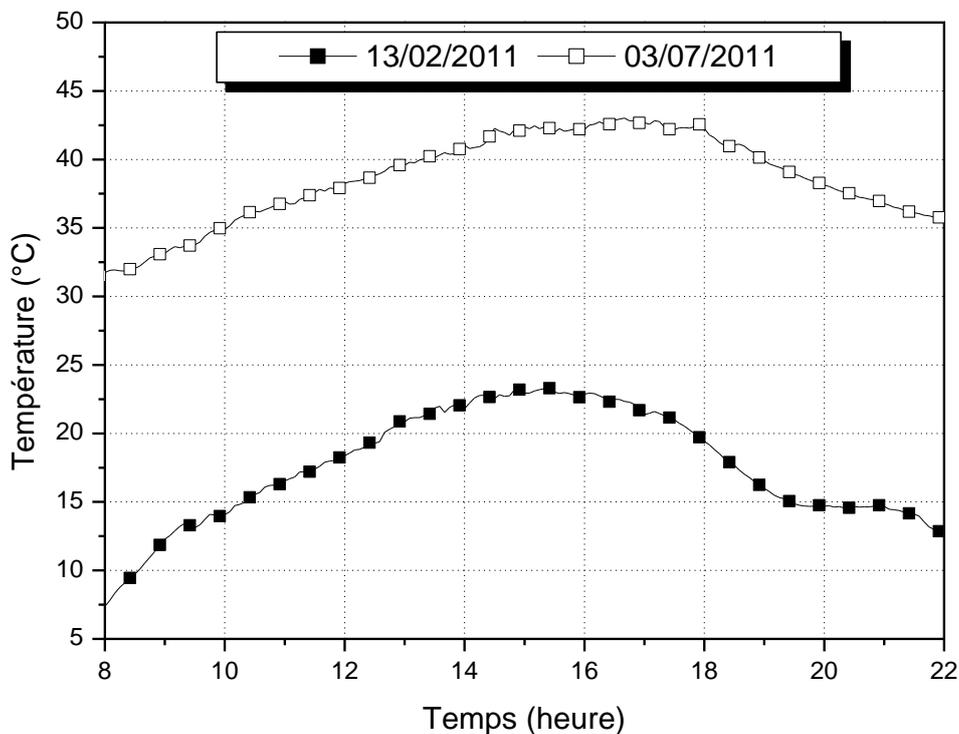


Figure 4.15 : Température ambiante de deux journées 13/02/2011 et 03/07/2011.

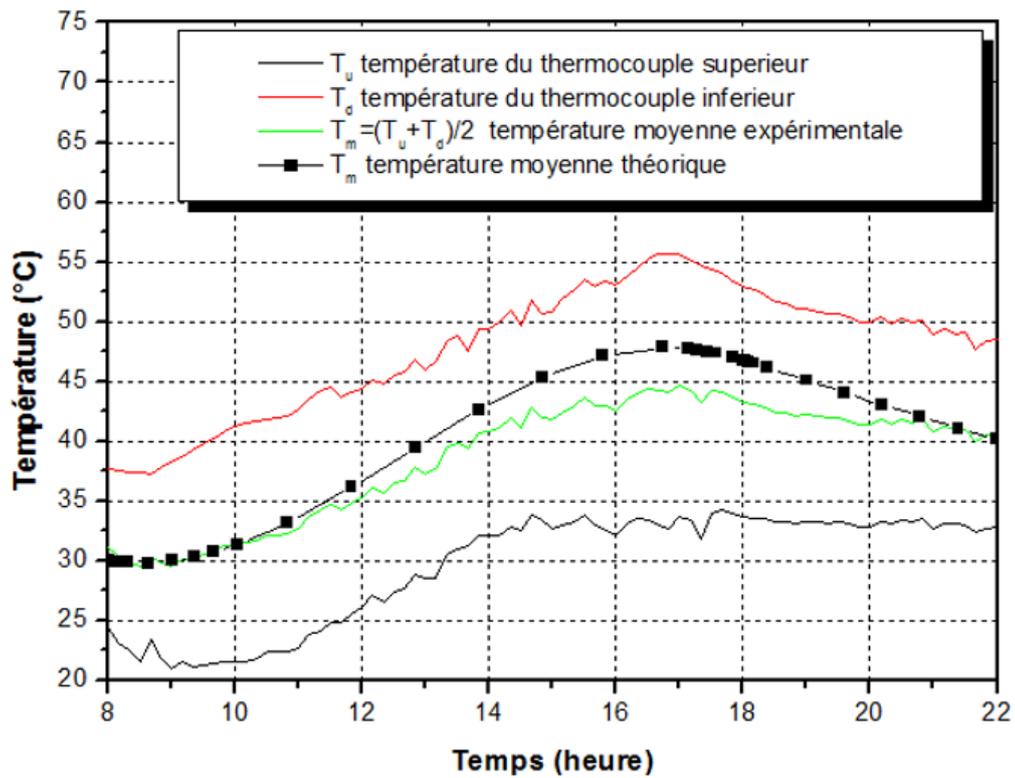


Figure 4.16 : Température moyenne du fluide expérimentale et calculée pour le 13/02/2011

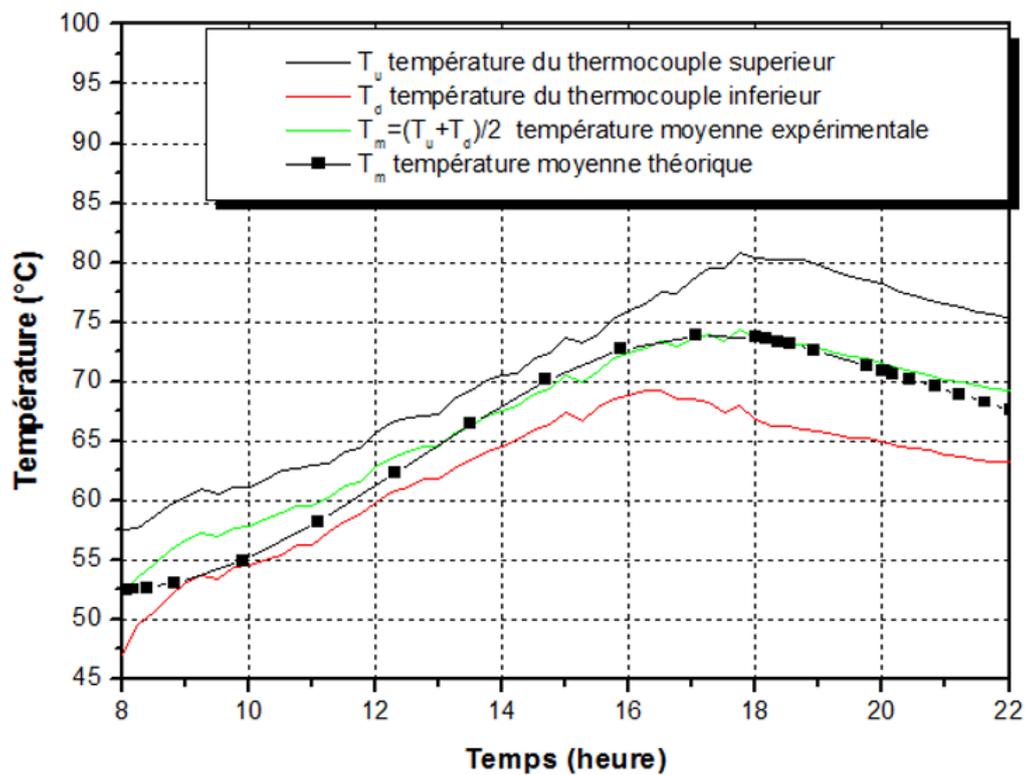


Figure 4.17 : Température moyenne du fluide expérimentale et calculée pour le 03/07/2011

4.8 Evaluation du rendement

Le dispositif ayant subi une série de tests au cours de l'année 2011, les résultats expérimentaux sont utilisés pour déterminer le rendement du capteur stockeur en utilisant la méthode *MUE* (*Maximum useful efficiency*) développée par *FAIMAN D.*, c.à.d. l'efficacité maximale [2].

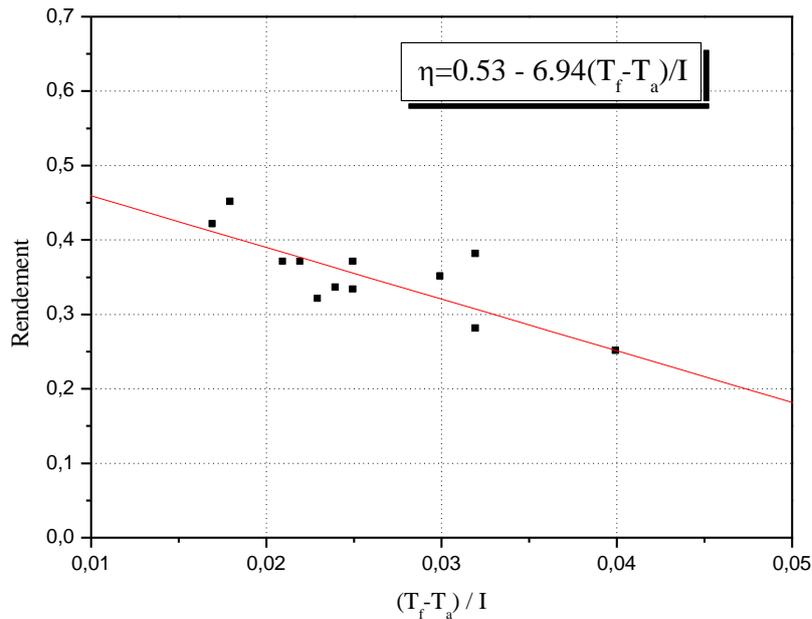


Figure 4.18 : Courbe caractéristique expérimentale du chauffe-eau solaire capteur stockeur réalisé à URAER Ghardaïa

La figure (4.18) montre la courbe caractéristique du rendement thermique du capteur stockeur obtenue en utilisant les résultats expérimentaux. Le rendement est de :

$$\eta = 0,53 - 6,94(\bar{T}_f - \bar{T}_a) / \bar{I}$$

Afin de mieux situer notre dispositif parmi les capteurs stockeurs, on se propose de comparer notre dispositif avec d'autres capteurs stockeurs. On considère le capteur stockeur à eau réalisé à l'Unité de Recherche en Energie Renouvelable en Milieu Saharien (URER.MS) d'Adrar. On désigne le capteur d'Adrar par CS1 et le capteur de Ghardaïa par CS2. La figure (4.19) représente le capteur stockeur réalisé à Adrar, il semble différent de celui réalisé à Ghardaïa et qui est représenté par la figure (4.20). En effet dans le capteur CS2, la cuve de stockage joue le double rôle d'absorbeur et de stockeur en même temps, et

le miroir CPC réfléchit la lumière vers l'absorbeur qui est la cuve, alors que le CS1 est muni d'un absorbeur faisant passer l'énergie aux cuves par transfert thermique.



Figure 4.19 : Photo du capteur stockeur réalisé à URER.MS Adrar (CS1)



Figure 4.20 : Photo du capteur stockeur réalisé à URAER Ghardaïa (CS2)

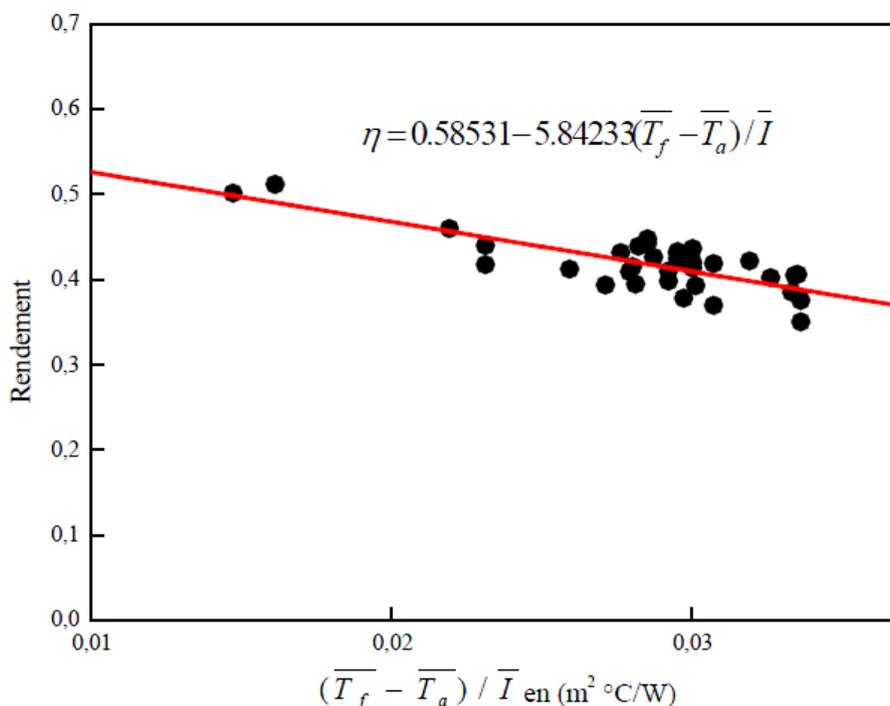


Figure 4.21 : Courbe caractéristique expérimentale du capteur stockeur réalisé à URER.MS Adrar (CS1)

	CS1	CS2
V_T (volume)	64 litres	125 litres
A_c (surface de la vitre)	0.850 m ²	1.25 m ²
V_T/A_c (compacité)	75 litres/m ²	100 litres/m ²
η (rendement)	$0.585 - 5.84(\overline{T}_f - \overline{T}_a) / \overline{I}$	$0.53 - 6.94(\overline{T}_f - \overline{T}_a) / \overline{I}$

Tableau 4.2 : Dimension et rendement thermique des deux capteurs CS1 et CS2

Le tableau (4.2) regroupe les dimensions et les caractéristiques thermiques des deux dispositifs CS1 et CS2 afin de mieux comparer les performances des deux capteurs. On voit que le rendement thermique des deux dispositifs sont presque du même ordre de grandeur. Le rapport V_T/A_c où V_T est le volume de la cuve et A_c est la surface d'ouverture (vitre), indique la masse d'eau qui peut être chauffée par une surface d'acceptante de 1m².

Le CS2 affiche une bonne compacité qui peut nuire néanmoins à l'intégration architecturale, par contre le CS1 possède une faible compacité.

4.9 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons essayé de mettre en évidence l'intérêt de l'exploitation de l'énergie solaire et l'efficacité des capteurs stockeurs à eau. Nous avons montré qu'il est possible de réaliser un chauffe-eau solaire avec un prix très attractif (< 30000 DA). Le capteur stockeur réalisé à Ghardaïa a été testé sous les conditions climatiques sahariennes et a montré des performances thermiques appréciables.

L'expérience a montré que la température maximale du capteur stockeur de volume 125 litres oscille entre 50°C et 75 °C au cours de l'année, ce qui représente une température largement suffisante pour l'utilisation sanitaire de trois personnes. Aussi le dispositif affiche un rendement thermique satisfaisant. D'autres parts, on peut améliorer les performances thermiques du prototype si on utilise une couche sélective à faible émittance, un miroir CPC à fort coefficient de réflexion (0.95) et une vitre à coefficient de transmission radiatif élevé. On rappelle que nous avons utilisé pour la réalisation du dispositif des matériaux pas chers et qui se trouvent en abondance dans le marché Algérien.

Les études menées dans les unités de recherche de Ghardaïa et d'Adrar ont confirmé que les capteurs stockeurs à eau sont performants et efficaces sous le climat saharien. La simplicité de ce genre de dispositif rend la réalisation facile et peu coûteuse. Il serait donc plus raisonnable de penser à concevoir un tel dispositif pour le marché Algérien. C'est une solution idéale pour le sud Algérien.

Reference

[1] Hottel, H.C and Whillier A., (1958), Evaluation of Flat-Plate Collector Performance, Tans. of The Conference on the Use of Solar Energy, University of Arizona press, vol.2, No. I, pp. 74-84.

- [2] Faiman D., Towards a Standard Method for Determining the Efficiency of Integrated Collector-Storage Solar Water Heaters, *Solar Energy*, (1984), Vol. 33, pp. 459-463.
- [3] M. Souliotis, Y. Tripanagnostopoulos, Experimental study of CPC type ICS solar systems, *Solar Energy* 76 (2004) 389–408
- [4] American Society of heating, Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors, Report, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, New York, (1978), No. 93-77.
- [5] Faiman D., Hazan H., Laufer I., Reducing the Heat Loss at Night From Solar Water Heaters of the Integrated Collector–Storage Variety, *Solar Energy*, (2001), Vol. 71, pp. 87–93.
- [6] O. Helal, B. Chaouachi, S. Gabsi. Design and thermal performance of an ICS solar water heater based on three parabolic sections. *Solar Energy* 85 (2011) 2421–2432
- [7] Monia Chaabane, Hatem Mhiri, Philippe Bournot, Thermal performance of an integrated collector storage solar water heater (ICSSWH) with a storage tank equipped with radial fins of rectangular profile, *Heat Mass Transfer* (2013) 49:107–115
- [8] M. Souliotis, D. Chemisana, Y.G. Caouris, Y. Tripanagnostopoulos. Experimental study of integrated collector storage solar water heaters. [Renewable Energy](#) 50 (2013) 1083-1094

Conclusion générale

Dans cette thèse, un capteur stockeur à eau avec un concentrateur parabolique composé a été réalisé et testé dans des conditions météorologiques réelles dans le sud Algérien, le but de ce travail est d'apporter un nouveau modèle de chauffe-eau solaire qui peut rivaliser avec le capteur plan thermosiphon. En effet, bien que le chauffe-eau solaire à capteur plan soit produit en Algérie par des entreprises Algériennes comme la GTP qui est une filiale de Sonatrach, ce produit demeure toujours trop chère pour le citoyen Algérien donc inaccessible. Le dispositif que nous avons réalisé devrait coûter au moins trois fois moins chère que le capteur plan donc il peut être la solution idéale pour booster le marché du chauffe-eau solaire en Algérie. D'autre part les capteurs stockeurs à eau sont reconnus pour leur performance dans les pays de la ceinture solaire et dont l'Algérie fait partie.

Après avoir dressé dans le chapitre II une synthèse sur l'état de l'art des capteurs stockeurs, on a constaté que les scientifiques se sont penchés plus sur l'étude expérimentale plutôt que l'étude théorique du dispositif, en effet grâce à ces travaux plusieurs solutions sont proposées, ce qui a permis d'améliorer les performances thermiques du capteur stockeur en augmentant le rendement et en diminuant le coefficient de perte thermique pendant la nuit. Mais une étude théorique suivie d'une expérience donnerait de meilleurs résultats, c'est pourquoi on a développé dans le chapitre III un modèle mathématique qui permet de prédire le comportement thermique d'un CPC à absorbeur cylindrique. Cette étude nous a servi d'outil pour dimensionner un capteur stockeur avec miroir CPC après simulation de ce dernier sur le site de Ghardaïa. Cet outil numérique nous permet de prédire la température du fluide de stockage en faisant varier différents paramètres pertinents qui peuvent avoir une grande influence sur le rendement du dispositif tel que le coefficient d'absorption ou les coefficients de réflexion et de concentration du réflecteur (CPC). En faisant varier certains paramètres, on peut dire que l'augmentation de la concentration provoque une nette amélioration de la température du fluide et que la variation de l'angle d'inclinaison du dispositif peut augmenter ou diminuer la température du fluide selon la journée.

Certains chercheurs ont utilisé les réseaux de neurone pour étudier les capteurs stockeurs. En effet, cette méthode donne des résultats avec une grande précision mais elle ne

permet pas d'approfondir l'étude, cette méthode peut donner uniquement le rendement et la température du fluide d'un dispositif déjà réalisé en utilisant les données météorologiques seulement.

Dans le chapitre IV nous avons montré le capteur stockeur à eau réalisé à Ghardaïa. Les dimensions du dispositif sont choisies en fonction des résultats obtenus par la simulation dans le chapitre III. L'étude expérimentale a permis de valider le modèle mathématique et de caractériser le dispositif. Le rendement obtenu est satisfaisant.

Perspectives :

Bien que le dispositif réalisé à Ghardaïa ait donné des résultats relativement satisfaisants, il présente cependant certains inconvénients :

- la forme du dispositif encombrante.
- les pertes thermiques pendant la nuit.

Pour remédier à ce problème nous allons réduire la surface du miroir réflecteur et isoler la moitié de la cuve selon le modèle représenté par la figure 2 :

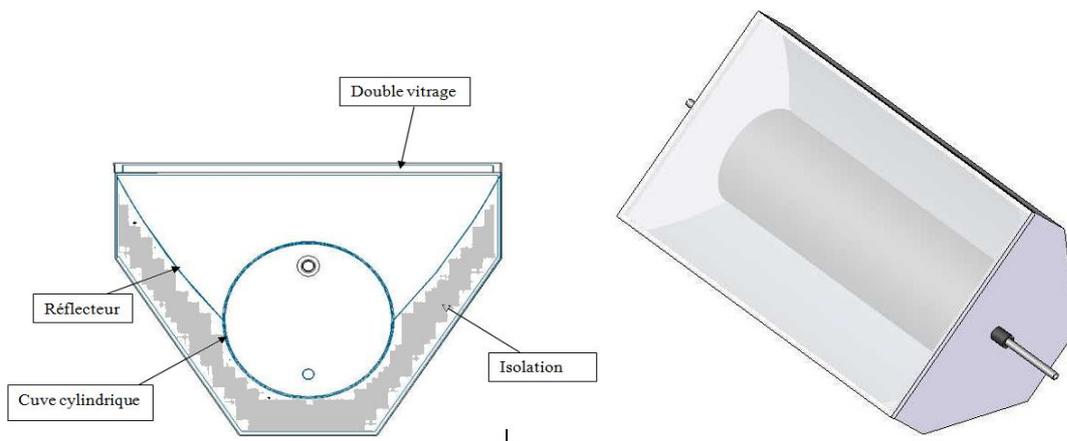


Figure 2 : Nouveau design d'un capteur stockeur

La figure précédente représente une cuve cylindrique installée au milieu d'un CPC à absorbeur plat. la moitié de la cuve est isolée tandis que l'autre moitié joue le rôle d'absorbeur. le double vitrage permet de minimiser les pertes thermiques par convection.

Un code informatique devrait être réalisé pour fixer le coefficient de concentration qui convient le mieux par simulation numérique. La réalisation de ce dispositif fera l'objet d'un futur projet de recherche.

A New Modelling Approach of an ICS Solar Water Heater with CPC Reflectors

M. M. Hadjiat^{1,*}, S. M. A. Bekkouche², A. Zerga³, B. Benyoucef³, M. R. Yaiche¹

¹Centre de Développement des Energies Renouvelables, CDER, Algiers, 16340, Algeria

²Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables, URAER, Centre de Développement des Energies Renouvelables, CDER, Ghardaïa, 47133, Algeria

³Materials and Renewable Energy Development Unity, University Abou Bakr Belkaïd, Tlemcen, Algeria

Abstract In this paper a mathematical model has been developed to study thermal behaviour of an Integrated Collector Storage (ICS) solar water heater. The ICS system consists of one cylindrical horizontal tank properly mounted in a stationary symmetrical Compound Parabolic Concentrating (CPC) reflector through. This model allows the computation of stored water mean temperature. A computer code is designed to solve the governing energy equations and used to simulate an ICS system at Ghardaïa in southern Algeria, The effect of inclination angle on the thermal performance of such ICS system is studied.

Keywords ICS Solar Water Heater, CPC, Mean Water Temperature, Modelling

1. Introduction

The flat plate thermosiphon unit (FPTU) and integrated Collector Storage (ICS) system constitute low temperature (40-70°C) solar water heater that is able to offer up to 200 litres per day of domestic hot water need. Their simple construction combined with high thermal performances made FPTU the option of first choice. Because of their high thermal losses in storage tank, ICS solar water heaters are not frequently used[1]. Nonetheless, in Algerian desert characterised by the availability of solar resources and little drop in diurnal temperature render the use of ICS more attractive and thus promoting heating systems based renewable energies in this region.

Several works have been conducted to investigate thermal performances of different types of ICS systems. In Greece, Tripanagnostopoulos et al.(2002)[2] investigated some ICS systems which consisted of single and double cylindrical tanks horizontally placed in truncated CPC reflector troughs in order to achieve efficient, practical and low cost solar water heater. Smyth et al.(2004)[3] presented an experimental study of an ICS system in Northern Irish climate. F. Fooladi and H. Taheriani (2010)[4] report the performance of a multi-tube ICS solar water heater in northern Iran. In a published work by M. Souliotis et al.(2004)[5], the experimental results showed that by using high transmittivity transparent cover coupled with high

reflectance of its reflective surface an ICS system with selective absorbing surface gave a comparable thermal performances to that obtained through the use of FPTU with selective absorber.

A M. Souliotis et al. (2009) study[6], in which a suitable artificial neural network (ANN) and TRNSYS are combined in order to predict the performance of an Integrated Collector Storage (ICS) prototype. It was shown that this new method can be used effectively for such predictions. Other papers have been published in literature about experimental study of an ICS solar water heater but we had not found in our literature any theoretical studies of such system.

In this paper, a numerical method to study the transient behaviour of an ICS solar water heater with CPC reflector subjected to typical semi- arid climate (Ghardaia) is used. In fact a mathematical model was proposed and tested using computer code. Theoretical and experimental results are compared and inclination angle of the device is discussed.

2. Description of an ICS Solar Water Heater

The CPC type reflector is the ideal non-imaging light concentrator that allow acceptable concentration ration without need of tracking system. Beside its capability of concentrating direct radiation CPC is able also to concentrate a fraction of diffuse radiation. Only two parameters are needed to specify the complete geometry of a fully developed (i.e., non-truncated) CPC namely, the radius R of the cylindrical absorber and the acceptance angle, θ_c . Any solar radiation incidence within the acceptance angle, with

* Corresponding author:

mhadjiat@gmail.com (M. M. Hadjiat)

Published online at <http://journal.sapub.org/ijee>

Copyright © 2013 Scientific & Academic Publishing. All Rights Reserved

the help of parabolic reflector can reach the absorber. According to the above referenced parameters R and θ_c , the analytic equations of the reflector parts, based on the rectangular axis system O, x, y , are as follows[7]:

$$\begin{cases} x = R \sin(\phi) - \rho \cos(\phi) \\ y = -R \cos(\phi) - \rho \sin(\phi) \end{cases} \quad (1)$$

Where

$$\rho(\phi) = \begin{cases} R\phi & \text{for } |\phi| \leq \theta_c + \pi/2 \\ R \frac{\phi + \theta_c + (\pi/2) - \cos(\phi - \theta_c)}{1 + \sin(\phi - \theta_c)} & \text{for } \theta_c + \pi/2 < \phi < -\theta_c + 3\pi/2 \end{cases} \quad (2)$$

The geometric concentration ratio is defined as follows:

$$C_a = \frac{A_c}{A_r} \quad (3)$$

Where A_c is the aperture surface area of the system and A_r is the cylindrical tank surface area. The basic design of the proposed ICS system is shown below in Figure 1.

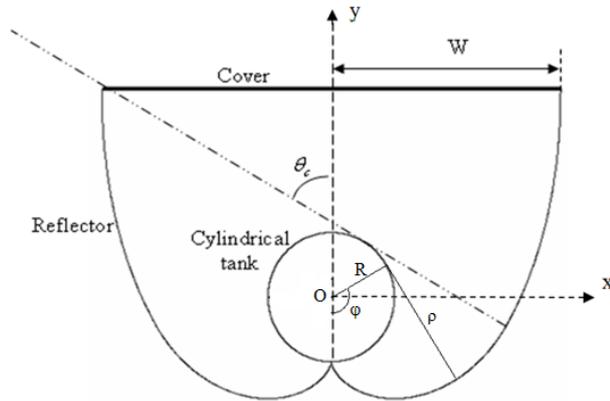


Figure 1. Cross section of ICS system

The prototype consists of symmetrical CPC reflector whose line focus in a cylindrical tank of radius R . The tank is covered with selective surface with high solar absorption and low thermal emission. A transparent cover may be fitted across the aperture of the concentrator to protect the reflecting film from deteriorating and to reduce the rate of heat loss from the absorber. The underside of the reflector is thermally insulated to reduce heat losses. Radiation reflection from the parabolic reflector is taken into account by the apparent reflectance ρ_m^n .

n : representing an average number of reflections for a CPC.

θ_c : represents the acceptance angle.

The prototype geometrical dimensions are length L and width $2W$.

3. Modelling

Before modelling the prototype, the following main assumptions are considered in order to simplify the analysis.

- The ICS system is free from fabrication errors.
- The transparent cover and the cylinder tank have uniform temperature distribution and the CPC component properties are independent of the temperature.
- For any given direction of light source, a certain fraction of the rays entering the aperture will reach the absorber directly, while the other rays will reach the absorber after one or more reflections. Therefore one can define an average number of reflections n for a CPC[8].

$$n = 1.0 + 0.07 C_a \quad (4)$$

The energy balance equation of the system may be written as:

Glass cover

$$\begin{aligned} M_c C_c \frac{dT_c}{dt} = & Q_c(t) A_c - h_{ca} A_c (T_c - T_{am}) \\ & - h_{cs} A_c (T_c - T_{sky}) + h_{Trc} A_r (T_r - T_c) \end{aligned} \quad (5)$$

Where $Q_c(t)$ is the solar radiation absorbed by the cover which is defined according to Hsieh's theory[8] by using the following expression:

$$Q_c(t) = G(t) \frac{A_c}{A_r} \left(\alpha_c + \alpha_c \tau_c \rho_r \rho_m^{2n} \right) \quad (6)$$

The heat loss coefficient by convection h_{ca} between the cover and the ambient, and the radiative heat loss coefficient h_{cs} between the cover and the sky are calculated from relationships 7 and 8, respectively[9]:

$$h_{ca} = 5.7 + 3.8 V_w \quad (7)$$

$$h_{cs} = \varepsilon_c \sigma (T_{sky} + T_c) (T_c^2 + T_{sky}^2) \quad (8)$$

$$T_{sky} = 0.0552 T_{am}^{1.5} \quad (9)$$

In equation (5), h_{Trc} is the transfer coefficient between the cylindrical tank and the cover. It usually consists of two parts, namely the convective part and the radiative part. For the configuration under the mentioned considerations, the following relation may be written:

$$h_{Trc} = h_{crc} + h_{rrc} \quad (10)$$

Where the convective part h_{crc} and the radiative part h_{rrc} are given by relation 11 and 12, respectively[9]:

$$h_{crc} = \left[3.25 + \left(\frac{0.0085}{4R} \right) (T_r - T_c) \right] \quad (11)$$

$$h_{rrc} = \left[\frac{\sigma (T_c + T_r) (T_c^2 + T_r^2)}{(1/\varepsilon_c) + (A_r/A_c) ((1/\varepsilon_c) - 1)} \right] \quad (12)$$

Cylindrical tank

The energy balance of a cylindrical tank is established by using formula 13:

$$\begin{aligned} M_r C_r \frac{dT_r}{dt} = & Q_r(t) A_r - h_{rw} A_r (T_r - T_w) \\ & - h_{Trc} A_r (T_r - T_c) \end{aligned} \quad (13)$$

Where $Q_r(t)$ is the radiation absorbed by cylindrical tank which is defined according to Hsieh's theory[8] by using the following expression:

$$Q_r(t) = G(t) \frac{A_c}{A_r} \tau_c \rho_m^n \left(\alpha_r + \alpha_r \rho_c \rho_r \rho_m^{2n} \frac{A_r}{A_c} \right) \quad (14)$$

The factor h_{rw} appearing in equation 13 is the convective heat transfer coefficient from the cylindrical tank to the water. It's defined as[10]:

$$h_{rw} = \frac{\lambda_f Nu}{2 R_r} \quad (15)$$

In laminar regime, i.e. $G_r P_r < 10^9$

$$Nu = 0.48 (G_r P_r)^{0.25} \quad (16)$$

In turbulent regime, i.e. $G_r P_r > 10^9$

$$Nu = 0.125 (G_r P_r)^{0.33} \quad (17)$$

Where,

$$G_r P_r = (0.0105 T_w^2 + 0.477 T_w - 0.0363) (T_r - T_w) (2R)^3 10^9 \quad (18)$$

Stored water

In this case, there is no extraction of water from the storage tank. The average storage water temperature will be calculated by equation 19.

$$M_w C_w \frac{dT_w}{dt} = h_{rw} A_r (T_r - T_w) \quad (19)$$

4. Experimental

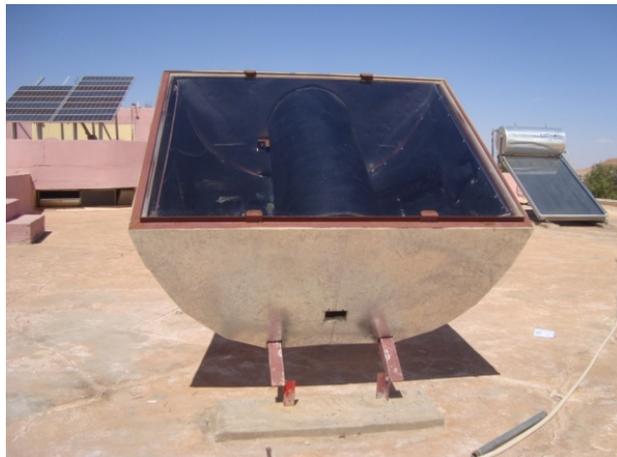


Figure 2. View of experimental system

A low cost ICS solar water heater with CPC reflectors was designed, constructed and tested in Ghardaïa (32.4N, 3.6E) (fig.2). The storage tank is mounted in symmetric curved reflector troughs. The entrance for the water is situated at the bottom and the exit is situated at the top of the other side. The dimensions of cylindrical tank are $R=0.2m$, $L=1m$ and the acceptance angle is $\theta_c = 90^\circ$ ($C_a = 1$). We used polished stainless steel with reflectivity $\rho_m=0.68$ to form the designed reflectors and the absorbing surface is painted matt black (α_r

$= 0.9$; $\epsilon_r = 0.9$). The figure below illustrates the view of ICS system.

Experimental measurements of water storage tank temperature are carried out. To proceed, two positions of thermocouples inside the storage tank have been chosen, the first thermocouple is placed at the top of the tank, and the second one is placed at the bottom of the tank. The resulting temperature is the average of these values. Figure 3 shows the measured temperatures of the water inside the storage tank versus time. Values were collected in accordance with the ASHRA standards.

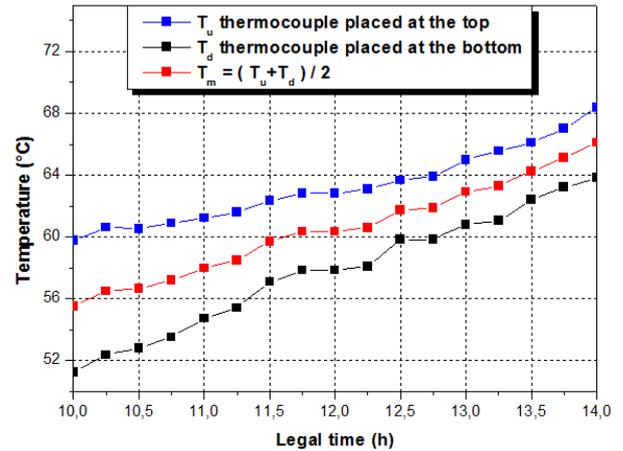


Figure 3. Experimental water temperature for June 28, 2011

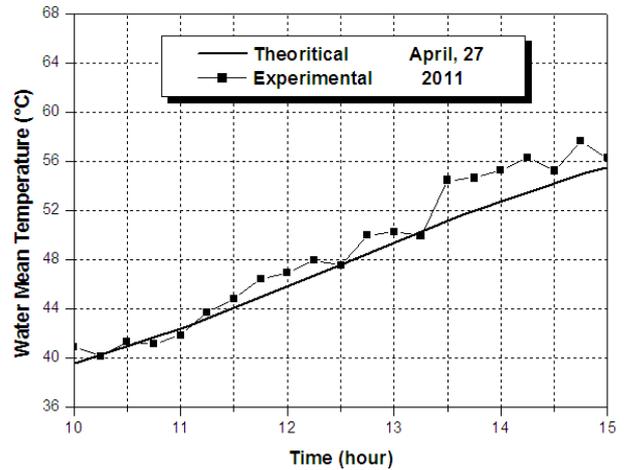


Figure 4. Experimental and theoretical mean water temperature for 27 April 2011

Obtained values will be compared with those calculated by the designed simulation program. The four order Runge Kutta method was used to solve numerically the energy equilibrium equations. For this purpose, a computer simulation program based on a mathematical model was developed. Figure 4 illustrate the thermal profile of stored water for 27 April 2011 from 10: pm to 15: pm.

Any measurement made with a measuring device is approximate. So we sought to evaluate the error in the water temperature measured inside the tank. It is reasonable to plot in figure 5 the relative error versus temperature to predict the validity of calculations.

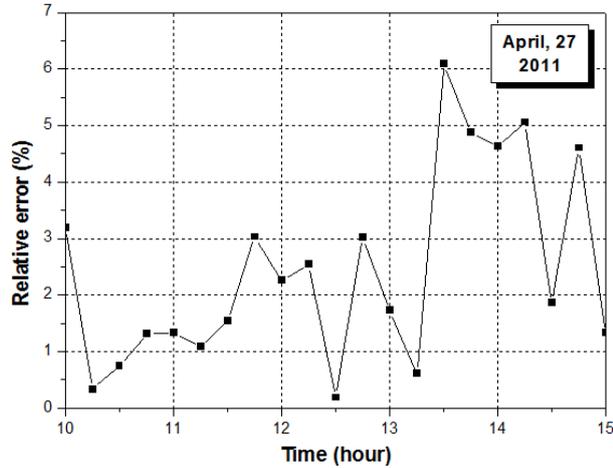


Figure 5. Relative error, April 27, 2011

It is known that heat transfer through the lead wires of a thermocouple conducts to error in the measured temperature. Errors may occur due to surface radiation, especially at elevated temperatures, to conduction error in thermocouple, to geometrical defects and to the viscous dissipation effects that may be important. Despite these obstacles, the concordance between theory and real world is so encouraging.

5. Meteorological Data, Results and Numerical Simulation

Ghardaïa city (32.4° N, 3.8° E) is a dry and arid site, characterized by an exceptional sunshine, most often. It has a very important rate of insolation (75% on average) and the mean annual of global solar radiation measured on horizontal plane exceeds 5.5 (kWh/m²). The sunshine duration is more than 3000 hours per year, which promotes the use of solar energy in various fields[11-19]. The use of directly experimental results provided by a station located in the site where studies are carried out is preferred because it allowed having more precise and better estimation of global irradiation and ambient temperatures on the system. Sun-Tracker is a station with high precision comprises two parts: a fixed part consisting of an EKO type Pyranometer for measuring global solar irradiation received by a horizontal surface, and a mobile part based on a robotic system capable to follow the trajectory of the sun from sunrise to sunset.

Figures 6 and 7 present instantaneous variations of the incident solar irradianations and ambient temperature respectively under clear sky condition. These values correspond the day of 25 January and 03 July in the year 2008. This tow important parameters, ambient temperature and solar irradianations, are introduced in the computer program for numerical simulation of the ICS system. However, in our numerical simulation, the ambient temperature data are taken from experimental measurement and solar irradianations are computed by using Capderou model under clear sky. In this model, we had determined the

global irradiation of days mentioned above for tow specific inclination angle according to the site of Ghardaïa: annual optimal angle (32,4°) and mensual optimal angle of January month (53,4°) .

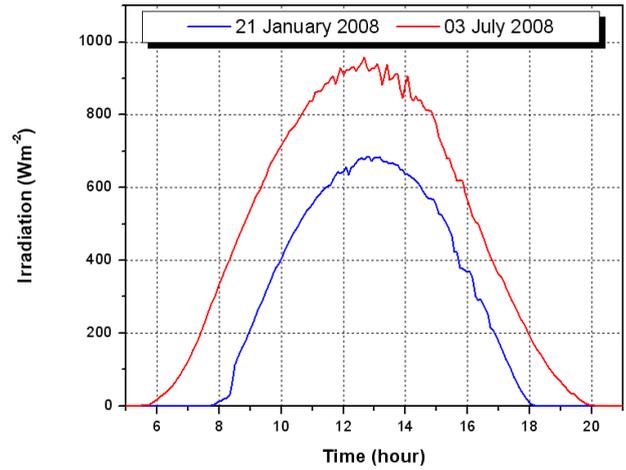


Figure 6. Global horizontal irradiation given by suntracker station

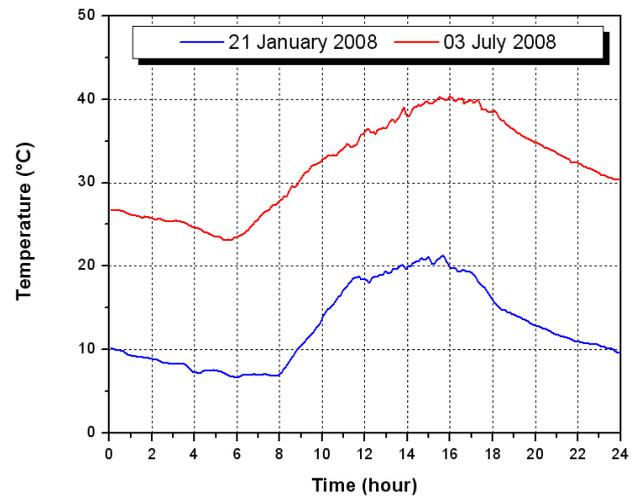


Figure 7. Ambient temperature

The numerical results are carried out by employing the values of the relevant parameters as follows: $W=0.7$ m; $L=1$ m; $R=0.2$ m; $e_r=1.5 \times 10^{-3}$ m; $e_c=3 \times 10^{-3}$ m; $\alpha_c=0.05$; $\alpha_r=0.85$; $\tau_c=0.9$; $\rho_c=0.05$; $\rho_r=0.15$; $\rho_m=0.9$; $\epsilon_c=0.85$; $\epsilon_r=0.05$.

Before calculations, we assume that the initial mean water temperature start the first day equal to ambient temperature and wind speed V_w is constant $V_w=5$ ms⁻¹.

We present in figure 8, the results of numerical simulations for a sequence of one day operation of an ICS system in January and for two different inclination angle (32.4° and 53.4°). However, the water temperature variation for an ICS system in July is illustrated in figure 9. At first, it shows that the water temperature profile depends on the inclination angle. According to the saharan climate, the hot water is not so required during the summer. Then, it is recommended to choose the January optimal angle or to take the inclination angle of the solar water heater as follow:

$$\psi = \beta + 21^\circ \quad (20)$$

where β is the latitude of the site.

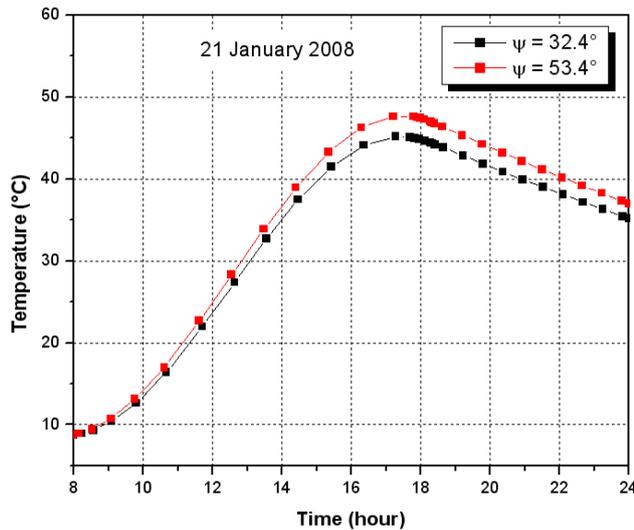


Figure 8. Mean water temperature profile in January without water drain

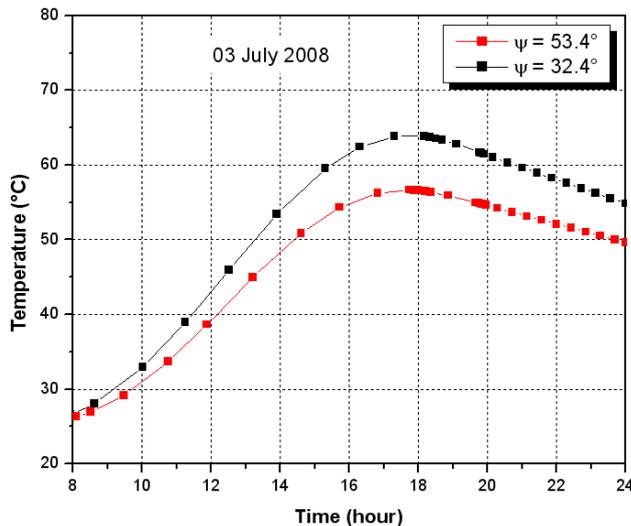


Figure 9. Mean water temperature profile in July without water drain

To facilitate studies about this device, computer program has been conceived and developed in the EXCEL spreadsheet software. The main feature of the software is that it can be used to determine the instantaneous values of solar intensity and solar energy incident. To do this, we have adopted and chose two theoretical approaches that are valid for a completely clear sky. Spreadsheet software for calculating radiation in Excel for 48 Wilayas of Algeria have been designed and developed to include all results and facilitate the numerical simulation. In this case, simulation includes all methods that can reproduce the processes of a system in a digital mode. Though we can use this simulation to study this aspect qualitatively, it is crucial for us to use the numerical results of such simulation to illustrate further conclusion. In these situations, the result of the simulation can have a good representation of the real environment. From the result we can safely draw proper conclusions and have a better understanding of the system[13, 15].

The computer software gives the possibility to calculate

the incident instantaneous irradiance on any plane:

- on a plane with fixed orientation and variable angle of inclination
- on a plane with fixed angle of inclination and variable orientation
- on a plane at vertical incidence which undergoes a solar tracking.

Figure 10 gives an overview of the simulated water temperature; the chosen day corresponds to January 25 for a totally clear sky

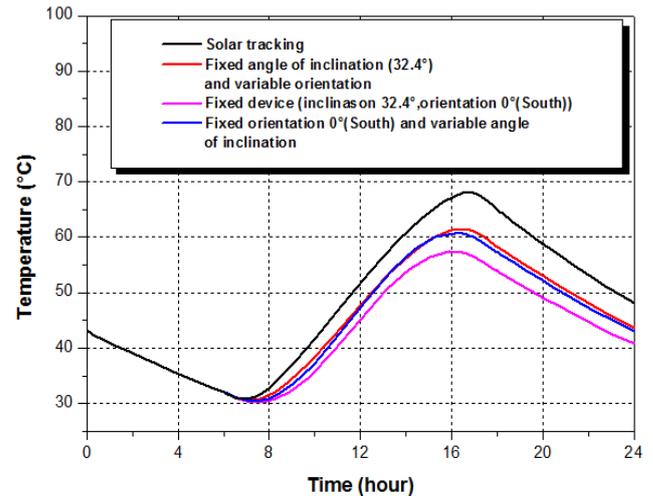


Figure 10. Mean water temperature profile

According to these results, we see that high temperatures correspond to the largest incident energy. Therefore, it is helpful to find the average temperatures of the water in the case where the system undergoes a solar tracking.

The proposed computer software can be coupled with a professional interface that is manipulated by a user-friendly scientists, architects and teachers. The advantage of this software is to integrate the calculated data for optimizing thermal and photovoltaic solar systems.

6. Conclusions

Integrated Collector Storage solar water heaters based on horizontal cylindrical storage tank and CPC reflector were designed, constructed and tested. The mathematical model proposed in the present work has been validated by comparing the results of our calculations, to those obtained from experimental studies, figure 4 shows that the agreement between the predictions and experiment appears to be satisfactory, the influence of inclination angle on the thermal performance of the device has been discussed.

It is proved by the results that Runge Kutta method can be used effectively for such predictions. The suggested methodology can be used to model systems, which are difficult to model analytically.

CPC reflectors provide effective solar radiation concentration, depending on their acceptance angle. The results showed that the ICS systems with CPC reflectors achieve higher water temperature rise during the day, but

also higher thermal losses during the night.

Nomenclature

A	area (m ²)
L	length (m)
e	thickness (m)
T	temperature (°C)
M	mass (kg)
C	specific heat (J kg ⁻¹ K ⁻¹)
C _a	concentration ratio
G	solar intensity (W m ⁻²)
V _w	wind speed (m s ⁻¹)
Nu	Nusselt number
Pr	Prandtl number
Gr	Grashof number
R	Radius of the cylindrical absorber
t	Time
Greek letters	
α	absorptance
ρ	reflectance
τ	transmittance
σ	Stefan-Boltzman's constant (W m ⁻² K ⁻⁴)
ε	emissivity
λ	conductivité thermique du fluide (W K m ⁻¹).
ψ	inclination angle
Subscripts	
am	ambient
c	cover
r	receiver (cylinder tank)
m	mirror
sky	sky
w	water

REFERENCES

- [1] M. Souliotis, Y. Tripanagnostopoulos, Study of the distribution of the absorbed solar radiation on the performance of a CPC-type ICS water heater, *Renewable Energy* 33 (2008), 846 - 858.
- [2] Y. Tripanagnostopoulos, M. Souliotis and TH. Nousia, CPC type integrated collector storage systems, *Solar Energy*, vol. 72 (2002), N. 4, 327 - 350.
- [3] M. Smyth, P.C. Eames, B. Norton, Techno-economic appraisal of an integrated collector/storage solar water heater, *Renewable Energy*, 29 (2004), 1503 - 1514.
- [4] F. Fooladi, H. Taherian, Experimental study of a multi-tube ICS solar water heating system in mild climates, *Applied Solar Energy*, vol. 46 (1), pp. 22 - 31, 2010.
- [5] M. Souliotis, Y. Tripanagnostopoulos, Experimental study of CPC type ICS solar systems, *Solar Energy*, 76 (2004) 389 - 408.
- [6] M. Souliotis, S. Kalogirou, Y. Tripanagnostopoulos, Modelling of an ICS solar water heater using artificial neural networks and TRNSYS, *Renewable Energy* 34 (2009) 1333 - 1339.
- [7] J. M. Chasseriaux, *Convection Thermique et Rayonnement Solaire*. ed. dunod, 1984.
- [8] H. P. Garg, *Advances in solar energy technologie*, Kluwer academic publishers, 1987.
- [9] J. A. Duffie, W. A. Beckman, *Solar energy thermal processes*, 2nd ed. Wiley Interscience, New York, USA, 1974.
- [10] Jannot Y., *Thermique solaire*, p 111, 2007; site: www.thermique55.com/principal/thermique.pdf
- [11] K. Gairaa, Y. Bakelli, An overview of global solar radiation measurements in Ghardaïa area, south Algeria, *international journal of energy and environment*, Volume 2, Issue 2,(2011) pp.255-260.
- [12] S.M.A. Bekkouche, T. Benouaz, A. Cheknane, A modelling approach of thermal insulation applied to a Saharan building, *Thermal Science* 13 (4) (2009) 233–244.
- [13] M.R. Yaïche et, S.M.A. Bekkouche, Conception et validation d'un programme sous Excel pour l'estimation du rayonnement solaire incident en Algérie, cas d'un ciel totalement clair, *Revue des Energies Renouvelables* 11 (3) (2008) 423-436.
- [14] M.R. Yaïche et, S.M.A. Bekkouche, Conception et validation d'un programme sous Excel pour la modélisation d'une station radiométrique en Algérie, cas d'un ciel totalement clair, *Revue des Energies Renouvelables* 12 (N°4) (2009) 677–688.
- [15] M. Capderou, *Modèles théoriques et expérimentaux, Atlas solaire de l'Algérie*, Office des Publications Universitaires, Algérie, Tome 1 Vol 1 et 2, 1987.
- [16] A. Mefti, M.Y. Bouroubi et, A. Khellaf, Analyse critique du modèle de l'atlas solaire de l'Algérie, *Revue des Energies Renouvelables* 2 (2) (1999) 69–85.
- [17] F. Kasten, A.T. Young, Revised optical air mass tables and approximation formula, *Applied Optics* 28 (22) (1989) 4735–4738.
- [18] F. Kasten, A simple parameterization of two pyrheliometric formulae for determining the Linke turbidity factor, *Meteorology Rdsch* 33 (1980) 124–127.
- [19] F. Kasten, The Linke turbidity factor based on improved values of the integral Rayleigh optical thickness, *Solar Energy* 56 (3) (1996) 239–244.