

13 / 2010 - M / G-M

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE
HOUARI BOUMEDIENE
Faculté de Génie Mécanique et Génie des Procédés



MEMOIRE DE MAGISTER

En Génie Mécanique

Option : Aérodynamique et Conversion
d'Energie

Présenté par : HAKEM Sid-Ali

ETUDE STOCHASTIQUE DES PERFORMANCES JOURNALIERES D'UN CHAUFFE EAU SOLAIRE

Soutenu publiquement, le 23 février 2010

Devant le jury composé de :

Mr R. DIZENE	Professeur à l' USTHB	Président
Mr M. MERZOUK	Maître de conférences, Univ. BLIDA	Dteur de thèse
Mr M. BELHAMEL	Directeur de Recherche au CDER	Examineur
Mme N. KASBADJI MERZOUK	Directrice de Recherche au CDER	Examinatrice
Mr M. AMIRAT	Maître de conférences A / à l' USTHB	Examineur

Dédicaces

Je dédie ce travail à ma famille, ma mère, mes frères et ma sœur, neveux et nièces, ma belle famille grands et petits, et en particulier à ma femme qui a été tout le temps derrière moi pour travailler. Qu'elle reçoit à travers ces mots toute, ma gratitude et tous mes remerciements pour sa compréhension et son soutien illimité dans tout ce que j'entreprends.

A ma petite fille MOUNIA, pour toute la joie et le bonheur qu'elle nous apporte.

Avant-propos

Je voudrais remercier les personnes qui m'ont permis de mener à bien ce travail de magister.

Parmi celles-là, je tiens à réserver une place particulière au Directeur du laboratoire de mécanique Avancée (LMA) de l'Université des Sciences et de Technologies Houari Boumediene (USTHB) de m'avoir accepté dans son laboratoire, une autre pour le directeur du Centre de Développement des Energies Renouvelables (CDER) de m'avoir accepté et m'avoir permis de mener à bien ma recherche.

Je tiens à remercier Monsieur *M. MERZOUK*, Maître de Conférence à l'Université de Blida (U.B), d'avoir accepté d'être mon Directeur de thèse après le décès de Monsieur *R. MIRI* (Allah yerahmou), pour son assistance tout au long de cette étude. Son expérience m'a été d'une grande utilité.

Je tiens également à remercier Madame *N. KASBADJI.MERZOUK*, Directrice de Recherche au Centre du Développement des Energies Renouvelables (CDER) de sa patience, ses remarques et son suivi régulier et pointu parfois, pour ne pas dire souvent.

Je remercie Monsieur *R. DIZENE*, Professeur au département thermo-énergétique, faculté de génie mécanique, pour m'avoir fait l'honneur de présider le jury.

J'adresse mes vifs remerciements à Monsieur *M. BELHAMEL*, Directeur de Recherche, Directeur du CDER, pour l'honneur qu'il me fait en participant au jury d'examination.

A Madame *N. KASBADJI.MERZOUK* Directrice de Recherche au CDER, pour m'avoir fait l'honneur de participer au jury d'examination.

Que Monsieur *M. AMIRAT*, Maître de Conférence à la faculté de physique, reçoive mes sincères remerciements pour l'honneur qu'il me fait en participant au jury d'examination.

Pour leur soutien matériel ou moral, je voudrais également remercier mes collègues du laboratoire thermique, en particulier : *S. NOURDDINE*, *B TADJIZA*, *M. KOUSSA*, *A. CHENAK*, ainsi qu'à *M. KACI*, *K. KACI*, *R. YAICHE* et *S. CHOUKRI* et tous ceux qui m'ont soutenu jusqu'à l'aboutissement de ce modeste travail.

Un vif remerciement à mes collègues de promo, *A. AKKAK*, *A. DAOUD*, *S-A. SI SALAH* et *S-A. DEBAH*.

Sommaire

<i>INTRODUCTION GENERALE</i>	01
 <i>CHAPITRE I RECHERCHE BIBLIOGRAPHIQUE.</i>	
1.1 Introduction.....	04
1.2 Eclairage solaire	04
1.3 Température ambiante	06
1.4 Capteur solaire plan.....	07
1.5 Chauffe eau solaire à thermosiphon	08
1.6 Problématique	09
1.7 Conclusion	10
 <i>CHAPITRE II MODELISATION DU CHAUFFE EAU SOLAIRE.</i>	
2.1 Introduction.....	11
2.2 Description du chauffe eau solaire étudié	11
2.3 Modélisation du capteur plan	13
2.3.1 Hypothèses.....	13
2.3.2 Modèle mathématique	13
2.4 Estimation des pertes thermiques à travers les canalisations	28
2.5 Modélisation de la cuve de stockage.....	32
2.5.1 Hypothèses	32
2.5.2 Modèle mathématique	33
2.6 Modélisation de l'effet thermosiphon.....	34
2.6.1 Pertes de charges linéaires et singulières.....	35
2.6.1.1 Calcul des pertes de charges dans les conduites	36
2.6.1.2 Calcul des pertes de charges dans une colonne du capteur	37
2.6.2 Hauteur du thermosiphon	38
2.7 Modélisation du chauffe eau solaire en régime transitoire.....	39
2.8 Conclusion.....	42

CHAPITRE III *MODELISATION DE L'ECLAIREMENT ET DE LA TEMPERATURE AMBIANTE*

3.1 Introduction.....	43
3.2 Modélisation de l'éclairement solaire	43
3.2.1 Position du problème	45
3.2.2 Données utilisées	47
3.2.3 Traitement des données	47
3.2.4 Modélisation de l'éclairement solaire.....	48
3.2.5 Résultats du modèle	49
3.3 Modélisation de la température ambiante.....	51
3.3.1 Position du problème	52
3.3.2 Données utilisées	53
3.3.3 Modélisation	54
3.4 Conclusion.....	60

CHAPITRE IV *RESULTAT DE LA SIMULATION*

4.1 Introduction.....	61
4.2 Détermination des caractéristiques du capteur solaire plan	61
4.3 Détermination de la variation du débit	63
4.4 Evolution de la température du stockage	65
4.5 Conclusion.....	69

CHAPITRE V *ETUDE EXPERIMENTALE ET VALIDATION*

5.1 Introduction.....	70
5.2 Description du chauffe eau solaire	70
5.3 Normes pour l'étude expérimentale des chauffe eaux solaires.....	72
5.3.1 Norme européenne (ISO 9459).....	72
5.3.2 Démarche à suivre... ..	73
5.4 Banc d'essai réalisé	73
5.5 Déroulement des tests expérimentaux.....	74

5.6 Détermination de la constante du temps.....	75
5.7 Détermination expérimentale de l'efficacité de l'échangeur dans la cuve.....	78
5.8 Détermination des performances journalières.....	79
5.9 Rendement journalier.....	84
5.10 Validation des résultats.....	87
5.11 Conclusion.....	90
 <i>CONCLUSION GENERALE</i>	 91
<i>ANNEXES</i>	
<i>BIBLIOGRAPHIE</i>	
<i>LISTES DES FIGURES</i>	
<i>LISTES DES TABLEAUX</i>	

Nomenclature

A : Matrice de transfert.....	
A_c : Surface.....	m^2
B : Vecteur excitation.....	
C_1, C_2 : Constantes.....	
C_p : Chaleur massique.....	$kJ/kg^\circ C$
D : Diamètre.....	m
E_c : Ecart entre les valeurs de l'éclairement théorique et mesuré.....	W/m^2
F : Efficacité de l'ailette.....	
F' : Efficacité de l'absorbeur.....	
F_R : Facteur de conductance de l'absorbeur.....	
$H_{(1,2,3,4,5)}$: Hauteurs	m
I_b : Composante directe de l'éclairement solaire.....	W/m^2
I_d : Composante diffuse de l'éclairement solaire	W/m^2
I_g : Eclairement solaire globale incident.....	W/m^2
L : Longueur.....	m
M : Masse d'eau dans la cuve de stockage.....	l
$N_{capteurs}, N_{colonnes}$: Nombres de capteurs et colonnes.....	
N_t : Nombre de tubes de l'échelle tubulaire.....	
Nu : Nombre de <i>Nusselt</i>	
P : Périmètre.....	m
Pr : Nombre de <i>Prandtl</i>	
Q : Flux de chaleur.....	W
Q_p : Puissance thermique perdue vers l'extérieur.....	W
Q_u : Puissance thermique utile récupérée par le fluide	W

Ra : Nombre de <i>Raleigh</i>	
R : Résistance thermique	$W/m^2\text{°C}$
R_c : Coefficient de corrélation non linéaire.....	
R_b : Facteur de conversion géométrique.....	
Re : Nombre de <i>Reynolds</i>	
S : Eclairement solaire transmis par le vitrage et absorbé par le collecteur.....	W/m^2
ST : Energie soutirée, par unité de temps.....	W
T_a : Température ambiante.....	°C
T_c : Température du ciel.....	°C
T_e : Température de la paroi externe du tube.....	°C
T_i, T_o : Températures entrée et sortie du capteur.....	°C
T_p, T_v, T_f : Températures plaque, vitrage et fluide.....	°C
T_1, T_2 : Températures entrée et sortie échangeur de chaleur.....	°C
T_{st} : Température de stockage.....	°C
$\bar{T}_{\min}$: Température minimale moyenne journalière.....	°C
U : Coefficient de pertes thermiques.....	$W/m^2\text{°C}$
V_v : Vitesse du vent.....	m/s
$V_{f(i)}$: Vitesse du fluide dans une conduite.....	m/s
W : Distance entre deux tubes.....	m
Z : Paramètre du modèle de <i>Brichambaut</i>	
a : Amplitude.....	°C
$aa, bb, cc, dd, ee, ff, gg$: Coefficients de la matrice de transfert.....	
d : Diamètre.....	m
e : Epaisseur.....	m

f : Coefficient de pertes de charges linéaires.....	
g : Accélération de la pesanteur.....	$m.s^{-2}$
h : Coefficient de transfert.	W/m^2K
h_w : Coefficient de transfert par convection dû au vent.....	W/m^2K
h_F : Perte de charge du circuit.....	mCE
h_T : Gain de pression dû à l'effet thermosiphon.....	mCE
k : Conductivité thermique.....	$W/m^{\circ}C$
$\dot{m}$: Débit massique.....	kg/s
m : Variable.....	
n_j : Numéro du jour dans l'année.....	
$\bar{n}_h$: Normale au plan horizontal.....	
$\bar{n}_\beta$: Normale au plan incliné.....	
n : Paramètre du modèle de <i>Brichambaut</i>	
t, t_0 : Temps et temps initial, respectivement.....	s
t_{er} : Coefficient d'erreur de la fonction π	
x : Distance abscisse.....	m
y : Distance, ordonnée.....	m

Lettres grecques

Δ : Différence.

α_p : Absorptivité de la plaque absorbante, fonction de l'angle d'incidence (θ)

β : Angle d'inclinaison du capteur..... deg

γ : Azimut du soleil..... deg

γ_s : Déviation azimutale..... deg

δ : Déclinaison du soleil..... deg

ε :	Efficacité de l'échangeur.....
$\varepsilon_v, \varepsilon_p$:	Emissivité du couvert vitré et de la plaque absorbante.....
η, η_j :	Rendements théorique du capteur et Rendement journalier.....
θ, θ_n :	Angle d'incidence et Angle d'incidence formé par la normale au plan horizontale et le rayon.....deg
μ_f, μ_p :	Viscosité dynamique du film et du fluide à la paroi..... kg/m.s
ζ :	Coefficient de pertes de charge singulières.....
ρ_{sol} :	Réflectivité du sol (albédo).....
ρ_d :	Réflectivité du vitrage pour l'éclairement diffus.....
σ :	Constante de Stefan Boltzmann..... $W.m^{-2} K^{-4}$
σ' :	Ecart type.....
$(\tau_v \alpha_p)_e$:	Produit $(\tau_v \alpha_p)$ effectif.....
τ_v :	Transmittivité du vitrage, fonction de l'angle d'incidence (θ).....
φ :	Latitude du lieu.....deg
ψ :	Variable.....
ω :	Angle horaire.....deg

Indices :

a : ambiance.

av, ar : Avant et arrière respectivement.

c : Capteur.

cu : Cuve.

cd, cv, ry : Conduction, convection et rayonnement respectivement.

g, b et d : pour globale, direct et diffus.

el : Ailette.

i , *e* : pour interne et externe, respectivement.

f : Fluide.

is : Isolation.

lt : Latéral.

max : Maximum.

p : Perdu.

pl : Plaque.

t : Tube

u : Utile.

vt : Vent.

v : Vitrage

Introduction générale

Introduction générale

Les énergies renouvelables en général, l'énergie solaire en particulier, représentent une des sources les plus prometteuses pour répondre aux besoins énergétiques mondiaux. L'énergie solaire a l'avantage d'être propre et renouvelable. Son développement et son utilisation pourraient alléger l'utilisation des sources d'énergies fossiles classiques (pétrole, gaz naturel, charbon) [1] ou autres matières premières (uranium, phosphate et minerais ...) qui s'avèrent être polluantes et nocives pour la planète.

Les applications de l'énergie solaire sont nombreuses et variées, à savoir : le chauffage des habitations, des piscines, des serres, la production d'eau chaude sanitaire, la distillation de l'eau, le four solaire, le séchage, le pompage de l'eau ou la production d'électricité.

Le solaire thermique basse température est aujourd'hui dans une phase de croissance accélérée. Plusieurs millions de chauffe-eau solaires sont actuellement en service. Les deux premiers pays, leaders en matière de chauffe eau solaire, sont les Etat Unis et le Japon. En Europe, l'Allemagne, la Grèce et l'Autriche se détachent nettement du reste des autres nations [2].

L'Algérie est classée comme l'un des pays les plus pourvus en énergie solaire mais également, un pays dont la base énergétique est essentiellement constituée par les hydrocarbures.

Toutefois, les énergies renouvelables ne représentent malheureusement que 0,02% dans le bilan énergétique national. [3].

L'objectif annoncé des pouvoirs publics est de ramener ce taux à 6% d'ici 2015, compte tenu du fait que le potentiel solaire estimé est de 169 000 TWh par an [3]. Pour le développement de cette énergie on peut citer le lancement de projets de chauffage solaire pour équiper 5500 foyers en chauffe-eau solaire, ainsi que des projets hybrides tels que celui de la centrale hybride de Hassi R'mel, d'une capacité de 150 MW (dont 25% solaire), en cours de réalisation ainsi que la ferme éolienne d'une capacité de 10 MW (en cours d'appel d'offres) [3]. Parmi toutes les

utilisations possibles de l'énergie solaire, le chauffage de l'eau à usage domestique est l'une des plus simples à réaliser dans le court et moyen terme.

Son histoire remonte assez loin, le chauffage étant un problème quotidien pour les populations des régions froides. La première idée était de placer un réservoir d'eau à l'extérieur de l'habitat pour le laisser chauffer au soleil. Plus tard, le système s'est développé avec l'intégration de l'effet de serre. Le réservoir était inséré dans un caisson en bois recouvert d'un vitrage. Ainsi la température augmente rapidement.

En 1909 *William Bailey* découvrait qu'il était plus efficace de chauffer un réservoir d'eau lentement plutôt que de le faire rapidement. Sa nouvelle idée fut la base du chauffe-eau solaire utilisé aujourd'hui. [2].

Chez nous, le premier chauffe eau solaire algérien a vu le jour à la fin des années soixante dix. Ce chauffe eau solaire était constitué de deux capteurs de forme carrée et d'une cuve cylindrique verticale. Le capteur se composait de deux bacs l'un en bois et l'autre en tôle. Son échangeur était du type collecteurs et colonnes. Isolé par de la laine de verre, il était couvert d'un vitrage de 6 mm d'épaisseur. La cuve de stockage, de forme cylindrique, en fibrociment était placée verticalement, sans isolation thermique, mais avec un vase d'expansion.

A partir de 1984 et suite aux études expérimentales menées sur le premier chauffe-eau, plusieurs problèmes ont été détectés à savoir :

- des déperditions importantes au niveau de la cuve ;
- une durée de vie limitée du capteur en bois-tôle, vu son exposition aux agressions de l'environnement ;
- les faibles rendements optiques et thermiques du capteur.

Toutes ces insuffisances ont poussé les chercheurs à réfléchir sur de nouveaux constituants du capteur et de la cuve de stockage.

Le capteur solaire est passé d'un bac en bois à un bac en matériau composite en fibre de verre et d'un isolant en laine de verre à un isolant en mousse polyuréthane. Ce changement a nettement amélioré les caractéristiques thermiques du capteur ainsi que son esthétique. Le radiateur est passé du serpentin à une échelle tubulaire

[2]. En plus, la cuve de stockage a pris une forme cubique, isolée en fibre de verre ce qui diminue les déperditions thermiques.

Aujourd'hui, le chauffe-eau solaire a vu une nette amélioration, que ce soit sur les plans technique, thermique ou esthétique, grâce aux recherches et développements menés au Centre de Développement des Energies Renouvelables (CDER).

Dans cette perspective, l'objet du présent travail repose sur deux principaux objectifs, à savoir, en premier lieu, une modélisation par une méthode stochastique des variables météorologiques (variables aléatoires), tels que la température ambiante et le rayonnement solaire, en second lieu, mettre en évidence l'effet de ces deux paramètres sur les performances du chauffe eau solaire.

Le présent document est structuré en cinq chapitres.

Le premier chapitre concerne la recherche bibliographique se rapportant aux différents travaux sur le thème de la modélisation stochastique de la température ambiante et du rayonnement solaire, ainsi que les études et modélisations du chauffe eau solaire à thermosiphon.

Le second chapitre porte sur la modélisation du système thermique d'un chauffe eau solaire à thermosiphon ainsi que la modélisation de ses différents composants tels que : le capteur plan, les conduites de connexions, le thermosiphon ainsi que le stockage.

Le troisième chapitre concerne à la modélisation de l'éclairement solaire et de la température ambiante.

Le quatrième chapitre est consacré aux résultats de la simulation et à la discussion des résultats obtenus.

Le cinquième et dernier chapitre est consacré à l'étude et à la validation expérimentale. Après traitement, les données mesurées sont utilisées et confrontées aux résultats théoriques pour validation. Le chapitre se termine par la discussion des résultats, la synthèse et les perspectives.

Chapitre I

Recherche bibliographique

1.1 Introduction

Le chauffe eau solaire est un système thermique dont le principe consiste à transformer le rayonnement solaire incident absorbé par le capteur en énergie calorifique. Son comportement dans le temps est fortement lié aux paramètres externes qui conditionnent ses performances. Les paramètres les plus importants, sont les variables aléatoires météorologiques externes au système tels que l'éclairement solaire et la température ambiante.

Le présent chapitre porte sur la recherche bibliographique en rapport avec les travaux effectués sur ces deux variables aléatoires et leurs influences sur le système thermique constitué par un chauffe eau solaire à thermosiphon. Les différents travaux réalisés sur le chauffe eau solaire à thermosiphon et sa partie principale que représente le capteur plan seront également étudiés.

1.2 Eclairement solaire

L'éclairement solaire est une donnée de base pour toutes les études de simulation des systèmes solaires. A défaut de mesures on est obligé de passer par l'une des méthodes d'estimation ou de reconstitution. On est donc amené à utiliser :

- Soit les estimations tabulées selon le lieu, la date et le type de ciel considéré. Ces estimations publiées à travers les « Atlas Solaires » sont disponibles pour la plupart des pays. On peut citer « l'Atlas solaire de l'Algérie », publié par *M. Capderou* en 1987, [5].
- Soit des modèles établis pour l'estimation de l'éclairement solaire global ou de l'une de ses composantes et publiés par plusieurs auteurs.

Par ciel clair, l'estimation de l'éclairement solaire a fait l'objet de plusieurs travaux [6]. Le modèle le plus connu est celui de *Hottel* et *Lui Jordan* [4] établi en 1976, qui estime l'éclairement direct reçu sur un plan horizontal en fonction de la hauteur du soleil.

Le modèle de *P. Brichambaut* [5], publié en 1982, est basé quant à lui sur l'estimation de l'éclairement global par la sommation de l'éclairement direct et diffus.

Les irradiances solaires horaires sont alors reconstituées en utilisant des méthodes basées sur les moyennes ou sur des calculs probabilistiques [4,7].

Pour prédire le comportement thermique des façades des bâtiments *P.G Loutzenhiser*, [8], a calculé avec précision l'irradiation solaire en utilisant sept modèles différents. Pour valider les résultats, il a comparé le modèle à ciel clair, le modèle de *Klucher*, le modèle de *Hay-Davies*, le modèle de *Reindl*, le modèle de *Muneer*, le modèle de *Perez* et le modèle de *Perez* modifié (annexe1). Il en déduit que le calcul de la consommation énergétique des bâtiments avec une haute précision est réalisable, même pour les bâtiments grandement vitrés et largement touchés par les gains solaires.

Par ciel variable, l'estimation du rayonnement solaire passe par le calcul de l'irradiation moyenne en fonction de la fraction d'insolation ou de l'indice de clarté suivant des relations du type de *Angström- Black* [4].

Pour l'Algérie, *M. Capderou* [5] en 1987 propose, les moyennes mensuelles du rayonnement solaire et les relations établies à l'échelle du jour en fonction du mois et du lieu considéré.

Pour l'estimation du rayonnement global, en exploitant les données mesurées à Bouzareah et en utilisant les relations de type Angström-Black, *A. Mefti* [9] propose des coefficients de troubles d'Angström – Black, établis pour le site d'Oran.

Collares –Pareira et Rab ont établi en 1979 un modèle exprimant le rapport diffus / global en fonction de l'indice de clarté en fonction de l'angle horaire au coucher du soleil.

J. Remund [10], estime les valeurs horaires du rayonnement solaire sur des plans inclinés en utilisant des données portant sur dix ans de mesures du rayonnement et de la température ambiante. Quatre modèles de calcul sont utilisés et couplés. Le premier modèle interpole la moyenne mensuelle des valeurs du rayonnement horizontal, le second génère des valeurs horaires du rayonnement horizontal par un

processus stochastique, le troisième calcule le rayonnement diffus horizontal et le quatrième calcule le rayonnement sur plan incliné.

1.3 Température ambiante

La température ambiante dans l'environnement immédiat des systèmes solaire est un élément qui influe sur les performances de ceux-ci. En pratique, les valeurs à prendre en compte sont généralement les températures moyennes mensuelles. *G.F Lamiero* [11] pour la prédiction de la température ambiante, lors des études du chauffage des locaux à l'aide de chauffe eau solaire, utilise une approche stochastique basée sur les chaînes de *Markov*.

Pour prédire le comportement du chauffe eau solaire dans le temps *R. Lazzarin* [7], présente dans son ouvrage plusieurs méthodes dont les méthodes stochastiques, telles que la méthode stochastique directe, la méthode Monte Carlo et la méthode des chaînes de *Markov* pour prédire l'estimation des variables aléatoires tels que le rayonnement solaire et la température ambiante.

J.L Scartezini [14], a utilisé les chaînes de *Markov* pour modéliser la température ambiante moyenne journalière et l'éclairement en fonction du temps pour simuler trois objets différents, une cellule test, une unité solaire à gain direct et une serre accolée à un bâtiment. Il montre que la simulation stochastique markovienne est comparable à celle des méthodes déterministes conventionnelles mais elle se caractérise par une réduction importante du temps de calcul et du volume des données à utiliser.

D.L Loveday [15] utilise la méthode Box-Jenking pour estimer l'influence de la température ambiante sur une pompe à chaleur. Des données mesurées sur une période de deux semaines sont utilisées pour la validation des résultats de la simulation. Il déduit que l'approche de Box-Jenking donne des résultats proches de la réalité.

Julien Chiquet [16] utilise des techniques markoviennes pour l'estimation des températures ambiantes journalières à l'aide de données mesurées sur une période de vingt-cinq années (1950-2001).

Le modèle affiche des résultats satisfaisants pour les températures externes. Les trajectoires de simulation sont semblables aux relevés réels de températures et la convergence du modèle est en accord avec les résultats réels.

1.4 Capteur solaire plan

Les premiers travaux portant sur la théorie du capteur plan ont été établis par *Hottel* et *Woertz* en 1942 [17].

Depuis, d'autres études ont été faites sur différentes configurations de capteurs plans, notamment celle de *Bliss* [18] en 1959, qui a déterminé le rapport des résistances thermiques représentant les échanges thermiques entre le fluide, l'absorbeur et l'extérieur et ceci pour un fluide circulant entre deux plaques parallèles.

Différentes configurations de la plaque absorbante ont été traitées telles que l'absorbeur constitué de tubes soudés à des ailettes et l'absorbeur composé de tubes soudés au-dessus d'une plaque absorbante, [4].

Les travaux de *A. Whilier* [19] en 1959, se sont intéressés à la détermination de la fixation la plus appropriée entre le tube et la plaque absorbante.

S.I Abdel-khallik [20] a établi une modélisation du capteur plan dont le tube en serpentin est soudé au dessus de l'absorbeur.

D'autres recherches concernant les pertes thermiques du capteur plan vers l'extérieur ont abouti à l'élaboration de relations empiriques, comme celle du coefficient de pertes thermiques vers l'avant du capteur établie par *S.A Klein* [21]. Relation améliorée par d'autres auteurs tels que *V.K Agarwall* et al [22] en 1981. *J.L.A Francy et al* [23] en 1985.

N. Kasbadji [24] en 1986 a établi une étude théorique et expérimentale des performances instantanées de trois capteurs plans à eau, à savoir le capteur plan classique, le capteur plan entièrement en plastique et le capteur plan à fibres de verre. Elle déduit que le capteur à fibres de verre affiche des performances meilleures que les deux autres.

Le travail de *N. Younsi* [25] en 1989, porte sur une étude expérimentale d'un capteur plan en régime permanent réalisé à l'Unité de Développement des Equipements Solaires (UDES). Elle établit une étude comparative de sa courbe de rendement avec celle du capteur plan réalisé au Centre de Développement des Energies Renouvelables (CDER).

1.5 Chauffe eau solaire à thermosiphon

Le chauffe eau solaire, avec ses constituants, a fait l'objet de nombreuses études, notamment celle rapportées par *J.A Duffie* et *W.A Beckman* [4] depuis les années soixante. *R. Lazzarin* [7] en 1981 a récapitulé les différentes méthodes de performance du chauffe eau solaire, telles que la méthode *F-Chart*, la méthode de *Lunde* et les méthodes *stochastiques*.

D.J Close [26] a développé un modèle analytique pour la prédiction quotidienne d'un système à thermosiphon par temps clair et sans soutirage. Il développe une équation différentielle décrivant la variation de la température moyenne de stockage en fonction du temps par ciel clair.

C.L Gupta et *H.P Garg* [27] modifient le modèle de *Close* en tenant compte de l'efficacité de l'échange de chaleur de l'absorbeur et en considérant le cas du ciel variable. Ils utilisent les séries de Fourier pour l'estimation du rayonnement solaire et de la température ambiante.

Ces travaux ont été repris par *K.S Ong* [28,29] qui utilise la méthode des différences finies pour la résolution des équations. Il divise le système en un nombre fini de sections et suppose que chaque section est maintenue à une température uniforme. Il introduit des données moyennées du rayonnement solaire et la température ambiante pour simuler la variation de la température moyenne de stockage et du rendement du capteur.

J.M Baughn et *D.A Dougherty* [30] modifient le modèle de *Ong* en incluant un modèle plus détaillé du capteur plan. Un programme d'analyse thermique est conçu à l'aide des analogies électriques pour résoudre les problèmes complexes et pour accélérer le calcul.

G.L Morisson et D.B.J Ranatunga [31,32] étudient les réponses des systèmes à thermosiphon à la variation du rayonnement en mesurant le débit à l'aide d'un débitmètre laser doppler.

A. Mertol [33] a analysé les performances d'un chauffe eau à thermosiphon avec échangeur de chaleur immergé dans un réservoir de stockage en utilisant les mêmes techniques que *J. Huang* [34], à savoir sans soutirage et à température ambiante constante. Par contre il tient compte des pertes dans les conduites de connexion.

T. Akeblersane et M. Boutouil [35] ont étudié les performances thermo hydrauliques d'un chauffe eau solaire. En comparant, les résultats de la simulation avec les données enregistrées sur un chauffe eau solaire placé à l'hôpital de Beni-Messous, ils concluent que les résultats sont très proches.

Dans le cadre de son ingéniorat *N. Rahni* [36] a estimé les performances mensuelles moyennes à long terme d'un chauffe solaire à thermosiphon à l'aide de la méthode *F-charte* pour différents sites algériens.

Le travail de *M. Radouane* [37] a consisté à déterminer les performances d'un chauffe eau solaire installé dans plusieurs régions du pays telles que Annaba, Oran, Djelfa, Adrar et Tamanrasset. Il déduit que le rendement est presque identique pour chacune des régions suscitées.

S. Kalogirou [38] a modélisé un chauffe eau solaire à thermosiphon en utilisant le logiciel TRNSYS. Il a fait varier les données météorologiques toutes les 10 mn et a simulé la température de stockage sur une journée. Les résultats ont été validés par comparaison avec les données mesurées sur vingt-cinq jours répartis sur six mois.

1.6 Problématique

Les performances journalières d'un chauffe eau solaire dépendent des paramètres thermophysiques du fluide caloporteur (température d'entrée et de sortie du fluide, température de stockage), des constituants du système (coefficient global de perte thermique du capteur, la tuyauterie et la cuve de stockage), et des paramètres

météorologiques et radiométriques (rayonnement solaire, température ambiante,).

Si les paramètres thermophysiques varient selon des lois bien déterminées, les paramètres météorologiques varient de façon aléatoire pendant la journée.

Le système solaire étudié dans le présent travail, est constitué par le chauffe eau solaire à circulation naturelle (ou thermosiphon).

Souvent, lors de la détermination des performances d'un chauffe eau solaire installé sur un site donné, les paramètres utilisés pour le calcul sont moyennés. Ceci est acceptable pour le long terme mais ne reflète pas le comportement réel des performances à l'échelle de la journée à cause des fluctuations des paramètres météorologiques.

L'objet de ce travail est de faire une simulation des performances journalières d'un chauffe eau solaire en combinant l'approche déterministe par les équations décrivant le fonctionnement du système et une approche stochastique par les variations des paramètres météorologiques afin d'estimer la température de stockage.

1.7 Conclusion

Dans ce chapitre, l'essentiel des travaux ayant une relation directe avec le sujet étudié a été présenté. Ainsi, les travaux relatifs à la modélisation du capteur solaire plan et de l'effet thermosiphon ont été présentés. De même, les modèles proposés par la littérature, pour la modélisation de l'éclairement solaire et de la température ambiante ont été analysés. Suite à cette étude, la problématique, objet du présent mémoire, a pu être dégagée et clairement exposée.

Chapitre II

Modélisation du chauffe eau solaire

2.1 Introduction

Le chauffe eau solaire à thermosiphon est un système thermique qui se compose de deux parties distinctes. Une première partie pour le captage de l'énergie solaire et sa conversion en énergie thermique via un capteur plan conçu à cet effet. Une deuxième partie qui sert au stockage de cette énergie via une cuve de stockage située au dessus du capteur afin d'assurer la circulation du fluide. Les deux parties sont reliées par un circuit thermiquement isolé.

Pour modéliser le chauffe eau solaire, nous procéderons successivement à l'étude et à la caractérisation des différents composants du système à travers la modélisation:

- du capteur solaire plan ;
- des pertes thermiques à travers les conduites du chauffe solaire ;
- de l'effet thermosiphon ;
- du stockage thermique ;
- du système complet.

2.2 Description du chauffe eau solaire étudié

Le chauffe eau solaire est constitué de deux parties essentielles :

- le capteur solaire plan ;
- le ballon de stockage situé au-dessus de celui-ci.

Ces deux parties sont reliées entre elles par des conduites. Sous l'effet du rayonnement solaire, l'eau contenue dans le capteur s'échauffe et sa densité diminue. Cette variation de densité provoque la circulation du fluide par effet thermosiphon. Pour que le processus soit possible, le ballon de stockage doit être obligatoirement placé au-dessus du capteur solaire.

Le capteur solaire plan, considéré comme partie essentielle pour le captage et la conversion du rayonnement solaire, se compose de :

- une couverture vitrée (vitrage ordinaire) ;

- une plaque absorbante en cuivre, peinte en noire ;
- une échelle tubulaire, en cuivre, sertie dans l'absorbeur ;
- une isolation latérale et arrière, en mousse polyuréthane.

Tous ces éléments sont regroupés dans un caisson métallique qui forme le capteur solaire plan, (figure 2.1).

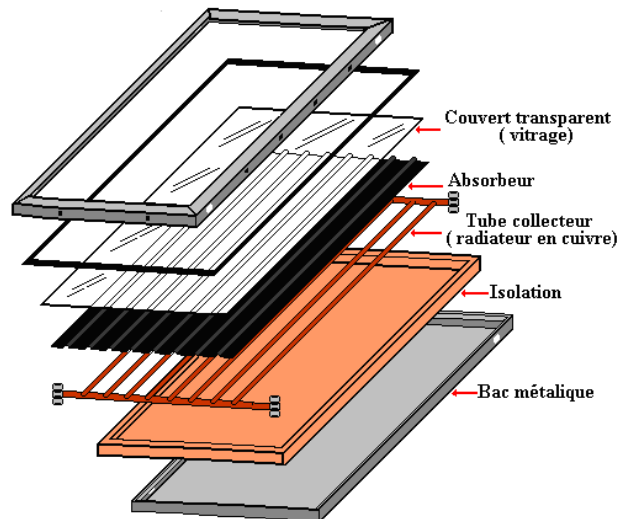


Figure 2.1 : Vue éclatée du capteur solaire plan étudié.

La cuve de stockage du chauffe eau solaire considérée est de forme cylindrique, avec des fonds plats en aluminium. Elle est isolée thermiquement par une couche de mousse polyuréthane. Le tout est contenu dans un coffrage métallique (figure 2.2).

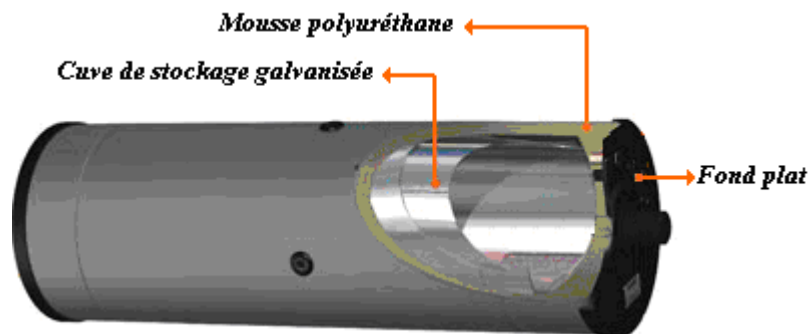


Figure 2.2 : Vue schématique de la cuve de stockage avec coupe partielle.

Parmi les avantages du chauffe eau solaire à effet thermosiphon, on peut citer le fait qu'il ne comporte ni pompe, ni régulation, ni raccordement au réseau électrique. Les risques de pannes et/ou de dysfonctionnement sont par conséquent très réduits.

Par ailleurs, pour diminuer le risque de gel, on utilise généralement un circuit avec échangeur de chaleur dans lequel circule un fluide caloporteur antigel.

2.3 Modélisation du capteur solaire plan

2.3.1 Hypothèses

La modélisation du capteur solaire repose sur les hypothèses suivantes :

- le capteur est du type tubes et ailettes ;
- l'écoulement de chaleur dans les ailettes est supposé unidimensionnel ;
- le gradient de température à travers le vitrage est négligé ;
- les caractéristiques des matériaux sont constantes et indépendantes de la température et des conditions météorologiques ;
- la voûte céleste est assimilée à un corps noir, pour le rayonnement infra rouge ;
- la température du ciel est uniforme ;
- la température ambiante près du capteur est uniforme ;
- l'effet d'ombre est négligé ;
- la couverture transparente est nette de toute poussière ou saleté ;
- les matériaux sont homogènes ;
- l'écoulement est dynamiquement et thermiquement développé dans toute la boucle primaire.

2.3.2 Modèle mathématique

Un bilan thermique sur un volume de contrôle autour du capteur plan solaire, permet d'écrire, (figure 2.3) :

$$dQ_u = dQ_{ab} - dQ_p \quad (2.1)$$

dQ_{ab} : Puissance solaire transmise et absorbée par la plaque absorbante.

dQ_p : Puissance thermique perdue vers l'extérieur.

dQ_u : Puissance thermique utile récupérée par le fluide.

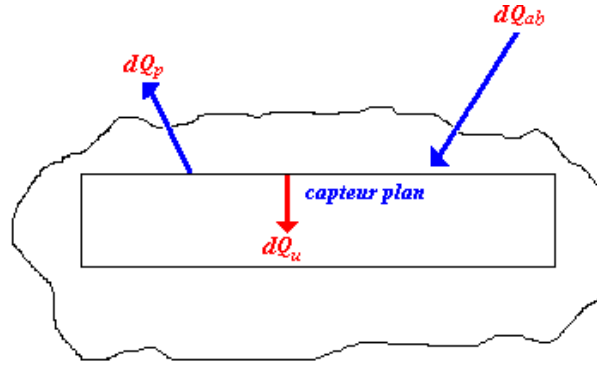


Figure 2.3 : Bilan thermique autour d'un volume de contrôle.

La puissance utile est donc la différence entre la puissance absorbée et la puissance perdue.

La puissance solaire transmise par le vitrage et absorbée par la plaque absorbante est donnée par :

$$dQ_{ab} = S \, dA_c \quad (2.2)$$

Avec :

dA_c : Élément de surface pris sur le capteur.

S : Eclairement solaire transmis par le vitrage et absorbé par la plaque absorbante.

Il est donné par [4] :

$$S = \left(\tau_v \alpha_p \right)_{e,b} I_{bh} R_b + \left(\tau_v \alpha_p \right)_{e,d} I_d \frac{(1 + \cos \beta)}{2} + \left(\tau_v \alpha_p \right)_{e,d} \rho_s (I_{bh} + I_d) \frac{(1 - \cos \beta)}{2} \quad (2.3)$$

Avec $\frac{1+\cos \beta}{2}$ et $\frac{1-\cos \beta}{2}$, respectivement, les facteurs de forme entre le plan incliné et le ciel et le plan incliné et le sol.

I_{bh} : Composante directe de l'éclairement solaire.

I_d : Composante diffuse de l'éclairement solaire.

ρ_s : Réflectivité du sol (albédo).

R_b : Facteur géométrique convertissant le rayonnement direct incident sur un plan horizontal en rayonnement direct incident sur un plan incliné.

$\left(\tau_v \alpha_p \right)_{e,b}$: Produit qui caractérise la fraction de l'éclairement solaire direct transmise par la vitre et absorbée par la plaque.

$\left(\tau_v \alpha_p \right)_{e,d}$: Produit qui caractérise la fraction d'éclairement solaire pour le rayonnement diffus transmise par la vitre et absorbée par la plaque.

β : Angle d'inclinaison du capteur.

Lorsqu'un rayon de soleil traverse le vitrage, une fraction de l'énergie transmise est réfléchiée par l'absorbeur vers la couverture transparente. Les rayons incidents subissent alors une série de réflexions et transmissions illustrées en figure 2.4.

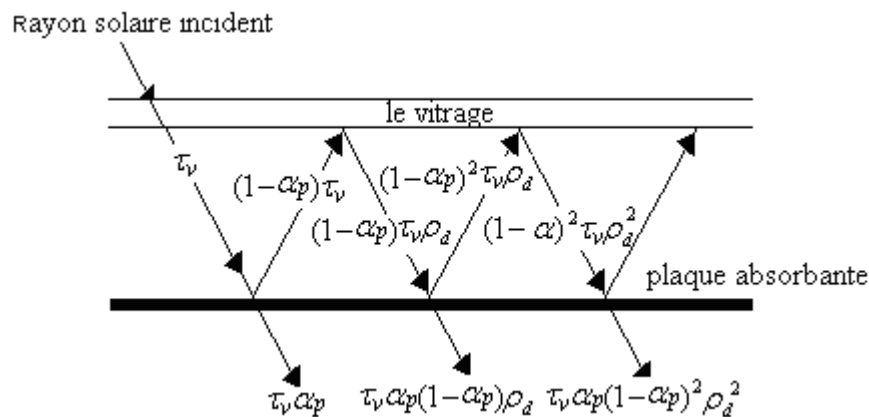


Figure 2.4 : Réflexions et transmissions entre le vitrage et l'absorbeur.

La fraction d'énergie totale transmise et absorbée s'écrit alors [4] :

$$(\tau_v \alpha_p)_e = \tau_v \alpha_p \sum_{n=0}^{\infty} \left[(1 - \alpha_p) \rho_d \right]^n = \frac{\tau_v(\theta) \alpha_p(\theta)}{1 - (1 - \alpha_p) \rho_d} \quad (2.4)$$

Avec :

τ_v : transmittivité du vitrage.

ρ_d : réflectivité du vitrage.

α_p : absorptivité de la plaque absorbante.

θ : angle d'incidence du rayonnement solaire.

La puissance perdue vers l'ambiance s'écrit :

$$dQ_p = U_g (T_p - T_a) dA_c \quad (2.5)$$

Avec :

U_g : Coefficient de pertes thermiques globale du capteur vers l'ambiance.

Le coefficient de pertes thermiques global U_g est égal à la somme des coefficients de pertes thermiques vers l'avant, vers l'arrière du capteur et latéralement.

$$U_g = U_{av} + U_{ar} + U_{lt} \frac{A_{lt}}{A_c} \quad (2.6)$$

Avec :

U_{av} : Coefficient de pertes thermiques vers l'avant du capteur.

U_{ar} : Coefficient de pertes thermiques vers l'arrière du capteur.

U_{lt} : Coefficient de pertes thermiques latérales du capteur.

A_c : Surface du capteur.

A_{lt} : Surface latérale du capteur.

En figure 2.5, sont représentées, par analogie électrique, les différentes pertes thermiques vers l'ambiance.

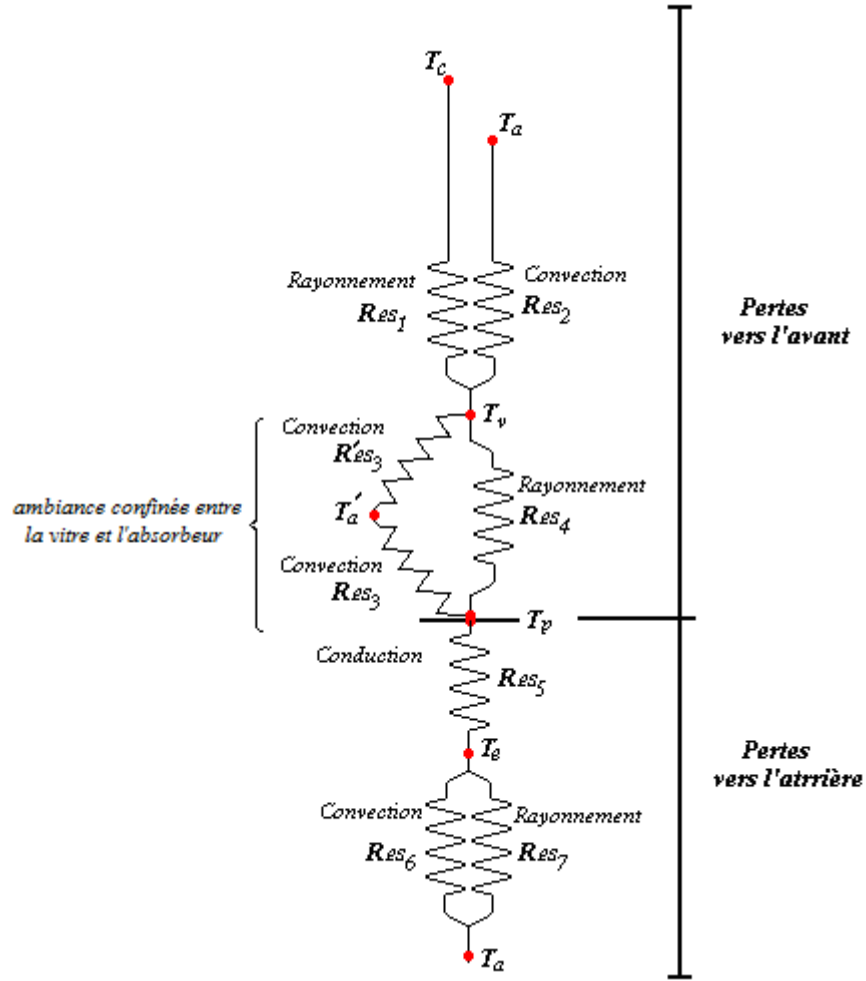


Figure 2.5 : Analogie électrique des échanges thermiques entre le capteur et l'environnement.

Les pertes vers l'avant sont alors données par :

$$U_{av} = \left[\left(1 / \left(h_w + h_{ry, v-a} \right) \right) + \left(1 / \left(h_{cv, pl-v} + h_{ry, pl-v} \right) \right) \right]^{-1} \quad (2.7)$$

Les coefficients de transferts étant donnés par :

$$\begin{aligned}
 h_{ry, v-a} &= \sigma \times \varepsilon_v \left(T_v^2 + T_c^2 \right) \left(T_v + T_c \right) \frac{T_v - T_c}{T_v - T_a} \\
 h_{ry, pl-v} &= \sigma \left(T_{pl}^2 + T_v^2 \right) \left(T_{pl} + T_v \right) / \left(\frac{1}{\varepsilon_{pl}} + \frac{1}{\varepsilon_v} - 1 \right)
 \end{aligned} \tag{2.8}$$

Avec :

h_w : Coefficient de transfert de chaleur par convection, dû au vent.

$h_{ry, v-a}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la vitre et l'ambiance.

$h_{ry, pl-v}$: Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la plaque absorbante et la vitre.

$h_{(cv, pl-v)_1}$: Coefficient de transfert de chaleur par convection entre la plaque absorbante et l'air confiné entre cette dernière et la vitre.

$h_{(cv, pl-v)_2}$: Coefficient de transfert de chaleur par convection entre l'air confiné entre la plaque et la vitre, et le vitrage.

T_a' : Température du nœud flottant = $\frac{T_v + T_{pl}}{2}$

σ : Constante de Stefan Boltzmann = $5,67 \times 10^{-8} \text{ W.m}^{-2} \text{ K}^{-4}$.

T_v : Température du vitrage.

ε_v : Emissivité du verre.

ε_{pl} : Emissivité de la plaque absorbante.

T_c : Température du ciel.

Cette dernière peut être estimée par la formule de *Swinbank* [39] par:

$$T_c = 0,0552 \times T_a^{1,5} \quad (2.9)$$

T_a : Température ambiante en K.

Pour le calcul du coefficient convectif dû au vent, *Wattmuff* propose en 1977 [24] la formule suivante :

$$h_w = 2,8 + 3V_{vt} \quad (2.10)$$

Avec :

V_{vt} : Vitesse du vent.

Le coefficient de transfert de chaleur par convection entre la plaque absorbante et le vitrage est estimé par la relation proposée par *Hollands* et al [40] (annexe2). Basée sur l'expérimentation, cette relation permet la détermination du nombre de *Nusselt* pour des angles d'inclinaison allant de 0° à 60° , tel que :

$$Nu = \left[1 + 1,44 \left[1 - \frac{1708}{Ra \cos \beta} \right]^+ \left[1 - \frac{1708 (\sin 1,8\beta)^{1,6}}{Ra \cos \beta} \right] + \left[\left[\frac{Ra \cos \beta}{5830} \right]^{1/3} - 1 \right]^+ \right] \quad (2.11)$$

Ou les termes en (+) sont utilisés seulement dans le cas ou ils sont positifs.

Le coefficient h est alors donné par :

$$h = Nu \times \frac{k_{air}}{e_{pl-v}} \quad (2.12)$$

Avec :

β : Angle d'inclinaison du capteur.

e_{pl-v} : Distance entre la plaque absorbante et le vitrage.

k_{air} : Conductibilité thermique de l'air.

Ra : Nombre de *Raleigh*.

Les propriétés thermophysiques de l'air sont calculées en fonction de la température par [36] :

$$\left. \begin{aligned} C_{p_{air}} &= 1005,48 - 0,01014T + 0,001138T^2 + 0,62 \times 10^{-3}T^3 + 0,1613 \times 10^{-7}T^4 \\ \rho_{air} &= 1,3043 - 0,00203T - 10^{-5}T^2 \\ \mu_{air} &= \left[1,7164 + 0,01327T + 0,00019T^2 + 0,1057 \times 10^{-5}T^3 \right] \times 10^{-5} \\ k_{air} &= 0,02415 + 0,00008T \end{aligned} \right\} \quad (2.13)$$

En faisant l'hypothèse que la face arrière du capteur est maintenue à la température ambiante, la résistance thermique Res_5 (figure 2.5) est bien supérieure aux résistances Res_6 et Res_7 [45] associées aux échanges thermiques par rayonnement et conduction-convection entre la face arrière du capteur et l'environnement. Le coefficient des pertes globales vers l'arrière s'écrit :

$$U_{ar} = \frac{k_{is,ar}}{e_{is,ar}} \quad (2.14)$$

Avec :

$k_{is,ar}$: Conductivité de l'isolation arrière.

$e_{is,ar}$: Epaisseur de l'isolant arrière.

Le coefficient de pertes thermiques latéral U_{lt} est donné par :

$$U_{lt} = \frac{k_{is,lt}}{e_{is,lt}} \frac{P \times e_c}{A_c} \quad (2.15)$$

Avec :

$k_{is.lt}$: Conductivité de l'isolation latérale.

$e_{is.lt}$: Épaisseur de l'isolation.

P_c, e_c et A_c : Périmètre, épaisseur et surface du capteur, respectivement.

On considère la plaque comprise entre deux tubes comme une ailette (figure 2.6) et avec les hypothèses précédentes, le flux collecté par l'ailette et transmis au tube est donné par (figure 2.7) :

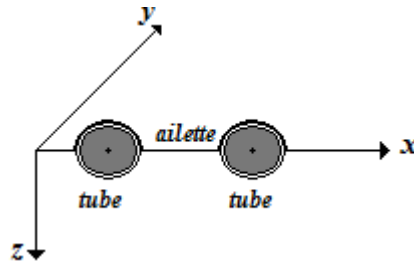


Figure 2.6 : Repérage d'un ensemble tubes-ailettes

$$Q_{el-t} = \left(-k_{pl} \frac{dT_{pl}}{dx} \right)_{x = \frac{W - D_e}{2}} \times L_{pl} e_{pl} \quad (2.16)$$

Avec :

Q_{el-t} : Puissance thermique transmise à travers l'ailette jusqu'à la paroi externe du tube, (base de l'ailette).

k_{pl} : Conductivité de la plaque.

L_{pl} et e_{pl} : Respectivement, la longueur et l'épaisseur de l'absorbeur.

w : Distance égale à la largeur de l'ailette plus le diamètre du tube du capteur.

D_e : Diamètre extérieur du tube.

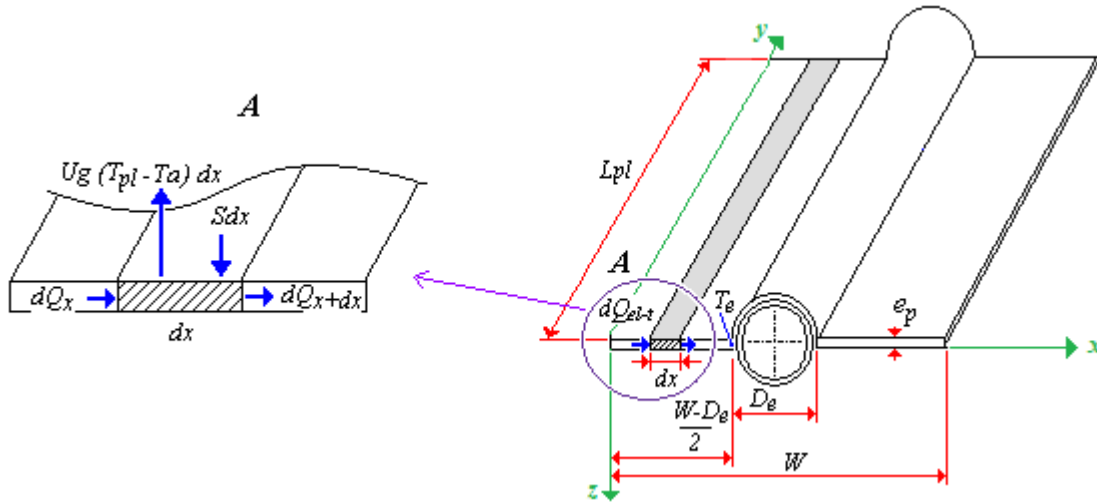


Figure 2.7 : Bilan thermique sur un élément d'ailette de l'ensemble tube-ailettes.

Un bilan thermique sur un élément d'ailette, permet d'écrire:

$$dQ_{el-t} + dQ_x - dQ_{x+dx} = 0 \quad (2.17)$$

En remplaçant les différents flux par unité de longueur par leurs expressions respectives, on obtient :

$$\left(S - U_g (T_{pl} - T_a) \right) dx + \left(-k_{pl} e_{pl} \frac{dT_{pl}}{dx} \right) \Big|_x - \left(-k_{pl} e_{pl} \frac{dT_{pl}}{dx} \right) \Big|_{x+dx} = 0 \quad (2.18)$$

D'où l'on tire :

$$\frac{dT_{pl}^2}{dx^2} = \frac{U_g}{k_{pl} e_{pl}} \left[T_{pl} - T_a - \frac{S}{U_g} \right] \quad (2.19)$$

Avec les conditions aux limites classiques suivantes :

Extrémité de l'ailette $\frac{dT}{dx} \Big|_{x=0} = 0$,

Base de l'ailette

$$T|_{x=\frac{W-D_e}{2}} = T_e$$

T_e : Etant la température de la paroi externe du tube (base de l'ailette).

En posant:

$$m = \sqrt{\frac{U_g}{k_{pl} e_{pl}}} \quad \text{et} \quad \psi = \left[T_{pl} - T_a - \frac{S}{U_g} \right]$$

Il vient:

$$\frac{d^2 \psi}{dx^2} - m^2 \psi = 0 \quad (2.20)$$

Les conditions aux limites deviennent:

$$\left(\frac{d\psi}{dx} \right)_{x=0} = 0 \quad \text{et} \quad \psi|_{x=\frac{W-D_e}{2}} = T_e - T_a - \frac{S}{U_g}$$

La solution générale est donnée par

$$\psi = C_1 \operatorname{sh} mx + C_2 \operatorname{ch} mx \quad (2.21)$$

En appliquant les conditions aux limites, il vient :

$$\begin{aligned} \left(\frac{d\psi}{dx} \right)_{x=0} = 0 & \rightarrow C_1 = 0 \\ \psi|_{x=\frac{W-D_e}{2}} = T_e - T_a - \frac{S}{U_g} & \rightarrow C_2 = \frac{T_e - T_a - \frac{S}{U_g}}{\operatorname{ch} \left(m \frac{W-D_e}{2} \right)} \end{aligned} \quad (2.22)$$

$$\Rightarrow \psi(x) = C_2 \operatorname{ch}(mx)$$

Tous calculs faits, on trouve :

$$T_{pl} = \left[T_e - T_a - \frac{S}{U_g} \right] \left[\frac{chmx}{W - D} \right] + T_a + \frac{S}{U_g} \quad (2.23)$$

Le flux évacué par l'ailette et transmis au fluide est donné par :

$$Q_{el-t} = -k_{pl}^e \frac{dT_{pl}}{dx} \bigg|_{x = \frac{W - D_e}{2}} = \frac{k_{pl}^e m}{U_g} \left[S - U_g (T_e - T_a) \right] \tanh \frac{m(W - D_e)}{2} \quad (2.24)$$

Ou encore :

$$Q_{el-t} = \left(\frac{W - D_e}{2} \right) \left[S - U_g (T_e - T_a) \right] \frac{\tanh[m(W - D_e)/2]}{m(W - D_e)/2} \quad (2.25)$$

Ainsi la puissance transmise de l'ailette vers la paroi externe du tube par unité de longueur s'écrit:

$$Q_{el-t} = \left[S - U_g (T_e - T_a) \right] F \frac{(W - D_e)}{2} dy \quad (2.26)$$

Où F est le rendement de l'ailette donné par :

$$F = \frac{\tanh[m(W - D_e)/2]}{m(W - D_e)/2} \quad (2.27)$$

Par ailleurs, la puissance transmise directement par la paroi externe du tube Q_{el-t} par unité de longueur est donnée par :

$$Q_{el-t} = \left[S - U_g (T_e - T_a) \right] D_e dy \quad (2.28)$$

En sommant les expressions (2.26) et (2.28), la puissance totale reçue par le tube s'écrit:

$$dQ_u = \left[F(W - D_e) + D_e \left[S - U_g (T_e - T_a) \right] \right] dy \quad (2.29)$$

En supposant que le contact thermique tube-ailette est parfait, la puissance calorifique récupérée par un élément de paroi externe du tube et transférée au fluide caloporteur par unité de longueur, s'écrit (figure 2.8) :

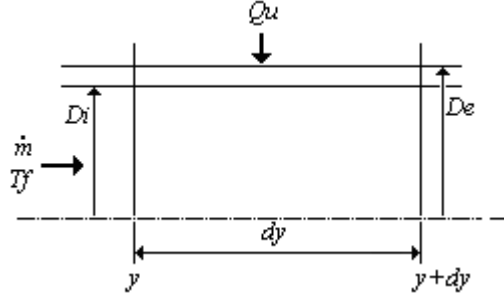


Figure 2.8 : Bilan thermique sur un élément de paroi externe du tube.

$$dQ_u = \frac{T_e - T_f}{\frac{D_e - D_i}{\pi D_i k_{pl}} + \frac{1}{\pi D_i h_f}} dy \quad (2.30)$$

Avec :

h_f : Coefficient de transfert par convection entre le tube et le fluide.

T_f : Température du fluide.

D_i étant le diamètre intérieur du tube.

Le coefficient h_f est déterminé à l'aide de relations semi empiriques, (voir annexe1).

Si on élimine la température de la paroi externe du tube entre les équations (2.29) et (2.30), on obtient :

$$dQ_u = \left[\frac{\frac{1}{U_g}}{\frac{1}{U_g (F(W - D_e) + D_e)} + \frac{D_e - D_i}{\pi D_i k_{pl}} + \frac{1}{\pi D_i h_f}} \right] \left[S - U_g (T_f - T_a) \right] dy \quad (2.31)$$

Cette dernière peut s'écrire :

$$dQ_u = WF' \left[S - U_g (T_f - T_a) \right] dy \quad (2.32)$$

F' est appelé efficacité de l'absorbeur et est définie comme le rapport de la résistance thermique entre l'absorbeur et l'ambiance à la résistance thermique entre le fluide caloporteur et l'ambiance. Il est donné par :

$$F' = \frac{1}{W} \left[\frac{\frac{1}{U_g}}{\frac{1}{U_g \left(F(W - D_e) + D_e \right)} + \frac{D_e - D_i}{\pi D_i k_{pl}} + \frac{1}{\pi D_i h_f}} \right] \quad (2.33)$$

Toutefois, il serait intéressant de déterminer la puissance en fonction de la température d'entrée du fluide en effectuant un bilan d'énergie sur un élément du fluide caloporteur. Cette dernière étant une valeur facile à mesurer.

Un bilan d'énergie sur un élément de fluide permet d'écrire, (figure 2.9):

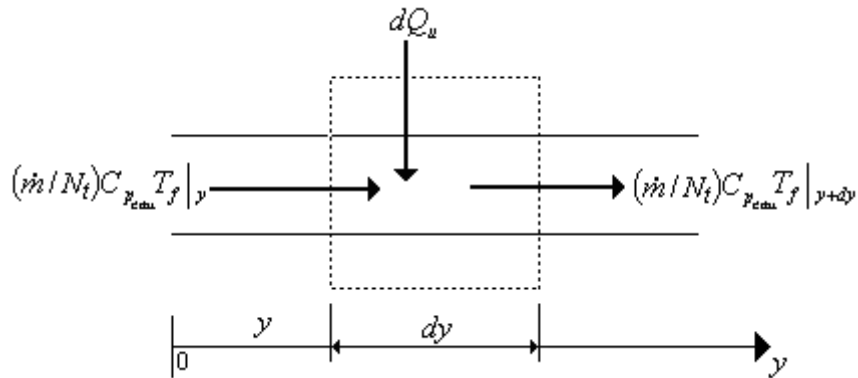


Figure 2.9 : Bilan thermique sur un élément du fluide caloporteur.

$$\left(\dot{m} / N_t \right) C_{p_{eau}} T_f \Big|_y + dQ_u = \left(\dot{m} / N_t \right) C_{p_{eau}} T_f \Big|_{y+dy} \quad (2.34)$$

Avec :

$\dot{m}$: Le débit total circulant dans le tube collecteur du capteur.

N_t : Nombre de tubes de l'échelle tubulaire.

En remplaçant le flux récupéré par son expression, l'équation 2.34 se met sous la forme:

$$\dot{m}Cp_{eau} \frac{dT_f}{dy} dy - N_t W F' \left[S - U_g (T_f - T_a) \right] dy = 0 \quad (2.35)$$

Avec les conditions aux limites suivantes :

$$\begin{aligned} T_f \Big|_{y=0} &= T_i \\ T_f \Big|_{y=L} &= T_0 \end{aligned} \quad (2.36)$$

T_i et T_0 sont respectivement la température à l'entrée et à la sortie du capteur.

Après intégration, on a :

$$\frac{T_0 - T_a - \frac{S}{U_g}}{T_i - T_a - \frac{S}{U_g}} = \exp \frac{-A_c U_g F'}{\dot{m}Cp_{eau}} \quad (2.37)$$

D'où

$$U_g (T_0 - T_i) = \left[S - U_g (T_i - T_a) \right] \left[1 - \exp \left(\frac{-A_c F' U_g}{\dot{m}Cp_{eau}} \right) \right] \quad (2.38)$$

Sachant que

$$Q_u = \dot{m}Cp_{eau} (T_0 - T_i) \quad (2.39)$$

Il vient :

$$Q_u = \frac{\dot{m}Cp_{eau}}{U_g} \left[S - U_g (T_i - T_a) \right] \left[1 - \exp \left(\frac{-A_c F' U_g}{\dot{m}Cp_{eau}} \right) \right] \quad (2.40)$$

Ou encore :

$$Q_u = A_c F_R \left[S - U_g (T_i - T_a) \right] \quad (2.41)$$

Avec :

$$F_R = \frac{\dot{m}Cp_{eau}}{A_c U_g} \left[1 - \exp \left(\frac{-A_c F' U_g}{\dot{m}Cp_{eau}} \right) \right] \quad (2.42)$$

F_R : Représente le facteur de conductance défini comme étant le rapport entre la puissance réellement récupérée et la puissance que l'on aurait obtenue si la température du fluide était égale à la température d'entrée du fluide, soit :

$$F_R = \frac{\dot{m}Cp_{eau} (T_0 - T_i)}{A_c [S - U_g (T_i - T_a)]} \quad (2.43)$$

2.4 Estimation des pertes thermiques à travers les canalisations

La circulation du fluide dans les conduites reliant le capteur solaire à la cuve de stockage entraîne des pertes thermiques vers l'ambiance. En figure 2.10 est représentée schématiquement la boucle du chauffe eau solaire.

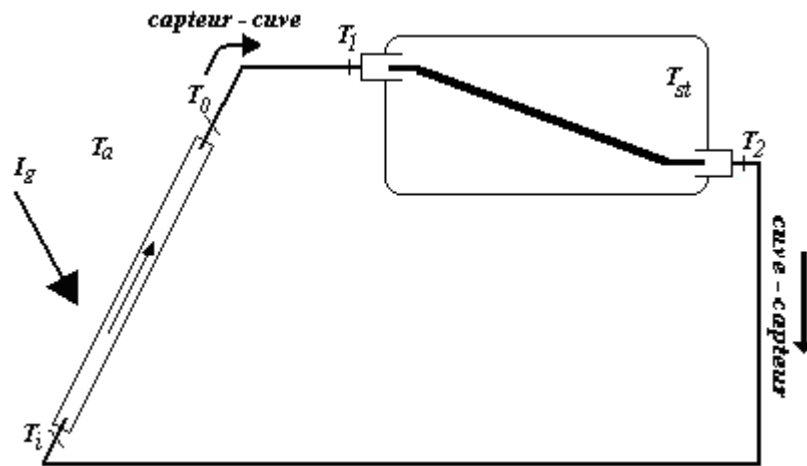


Figure 2.10 : Vue schématique de la boucle thermodynamique du chauffe eau solaire.

On supposera que les pertes thermiques des conduites vers l'ambiance se font à la température moyenne entre les deux extrémités de la conduite considérée telles que représentées en figure 2.11.

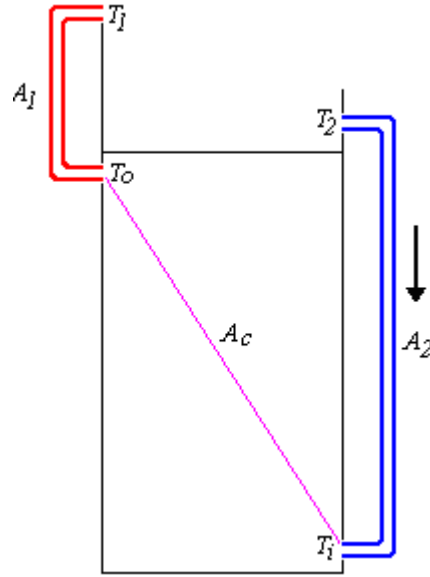


Figure 2.11 : Vue de face du chauffe eau avec les conduites de raccordement.

A l'équilibre, un bilan énergétique autour de la conduite reliant la sortie capteur à la cuve de stockage (figure 2.11, tronçon A_1) donne:

$$U_1 A_1 \left(\frac{T_0 + T_1}{2} - T_a \right) = \dot{m} C_{p_{eau}} (T_0 - T_1) \quad (2.44)$$

D'où

$$T_1 = \frac{2\dot{m}C_{p_{eau}} T_0 - U_1 A_1 (T_0 - 2T_a)}{U_1 A_1 + 2\dot{m}C_{p_{eau}}} \quad (2.45)$$

Avec :

T_1 : Température à l'entrée de l'échangeur de chaleur.

U_1 : Coefficient de perte thermique de la conduite reliant la sortie du capteur à la cuve de stockage.

Le même raisonnement est fait pour la partie reliant la sortie de l'échangeur à l'entrée du capteur (figure 2.11, tronçon A_2), d'où:

$$T_i = \frac{2\dot{m}C_{p_{eau}} T_2 - U_2 A_2 (T_2 - 2T_a)}{U_2 A_2 + 2\dot{m}C_{p_{eau}}} \quad (2.46)$$

Avec :

T_2 : Température à l'entrée du capteur.

U_2 : Coefficient de perte thermique de la conduite reliant la sortie de l'échangeur et l'entrée du capteur.

Le coefficient de transfert de chaleur global d'un tronçon de conduite est égal à la somme des résistances thermique du fluide vers l'ambiance à travers l'épaisseur du tube.

- La résistance thermique convective R_{cv-t1} (eau-paroi) s'écrit:

$$R_{cv-t1} = \frac{1}{\pi d_1 L_{cd} h_{cv,e-t}} \quad (2.47)$$

- La résistance thermique par conduction à travers l'isolant R_{cd-t2} s'écrit:

$$R_{cd-t2} = \frac{\log\left(\frac{d_2}{d_1}\right)}{2\pi k_{is1} L_{cd}} \quad (2.48)$$

- La résistance convective R_{cv-t3} (tube-ambiance) s'écrit,

$$R_{cv-t3} = \frac{1}{\pi d_2 L_{cd} h_{cv,t-a}} \quad (2.49)$$

Avec :

d_1, L_{cd} : Respectivement, diamètre intérieur et longueur de la conduite de connexion.

$h_{cv,e-t}, h_{cv,t-a}$: Coefficient par convection eau- conduite et conduite –ambiance.

d_2, k_{is} : Diamètre extérieur de la conduite avec l'isolant et la conductivité thermique.

Le coefficient de perte thermique par unité de surface se met alors sous la forme :

$$U_t = \frac{1}{\frac{1}{h_{cv,e-t}} + \frac{\frac{d_1}{2} \log\left(\frac{d_2}{d_1}\right)}{k_{is}} + \frac{1}{h_{cv,t-a}}} \quad (2.50)$$

Le coefficient de transfert par convection $h_{cv,t}$ entre l'eau et la paroi de la conduite est estimé à l'aide de formules empiriques par l'intermédiaire du nombre de *Nusselt* selon le régime de l'écoulement.

En régime laminaire ($Re < 2100$), on utilisera la relation proposée par *Seider* et *Tate* [41], soit :

$$Nu = 1,86 \left(Re \ Pr \ \frac{d_1}{L_{cd}} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_f}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (2.51)$$

Compte tenu de la faible variation de la viscosité avec la température et des faibles écarts rencontrés, on négligera l'écart entre la viscosité du fluide à la paroi μ_p et la viscosité du film μ_f .

Ce qui nous donne :

$$Nu = 1,86 \left(Re \times Pr \times \frac{d_1}{L_{cd}} \right)^{1/3} \quad (2.52)$$

En régime turbulent : ($Re > 10000$), les mêmes auteurs proposent :

$$Nu = 0,023 \times Re^{0,8} \ Pr^{1/3} \left(\frac{\mu_f}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad (2.53)$$

Et en faisant $\mu_f = \mu_p$

$$Nu = 0,023 \times Re^{0,8} Pr^{1/3} \quad (2.54)$$

Le coefficient de transfert sera donné par :

$$h_{cv,t} = \frac{k_{eau} Nu}{d_1} \quad (2.55)$$

Les propriétés thermophysiques de l'eau sont calculées en fonction de la température par [36] :

$$\left. \begin{aligned} C_{p_{eau}} &= 4196,35 - 0,81714T + 0,00934T^2 + 10^{-5}T^3 \\ \rho_{eau} &= 1000,26 - 3,906 \times 10^{-2}T - 4,05 \times 10^{-3}T^2 \\ \mu_{eau} &= [1,632 + 13,63 \exp(-0,025T)] \times 10^{-4} \\ k_{eau} &= 0,55867 + 0,00203T - 10^{-5}T^2 \end{aligned} \right\} \quad (2.56)$$

2.5 Modélisation de la cuve de stockage

2.5.1 Hypothèses

L'étude du stockage est basée sur les hypothèses simplificatrices suivantes:

- les flux calorifiques sont unidirectionnels ;
- il n'y a pas d'interaction entre les pertes à travers le cylindre et les pertes à travers les fonds plats circulaires ;
- l'épaisseur du cylindre étant faible devant son diamètre, les pertes par conduction à travers le cylindre sont négligeables. Il en est de même pour le coffrage de la cuve ;
- les effets de bords sont négligés ;
- le stockage est supposé stratifié.

2.5.2 Modèle mathématique

Un bilan thermique autour de la cuve de stockage permet d'écrire :

$$(MC_{p_{eau}})_{st} \frac{dT_{st}}{dt} = Q_u' - Q_{p-cu} - ST \quad (2.57)$$

Avec :

ST : Quantité d'énergie soutirée, par unité de temps.

Q_u' : Energie utile transmise au fluide stocké par unité de temps.

Q_{p-cu} : Pertes thermiques de la cuve vers l'ambiance.

M : Masse d'eau dans la cuve de stockage.

Les pertes thermiques globales de la cuve Q_{p-cu} vers l'ambiance sont définies comme étant la somme des pertes de la partie cylindrique et des deux parois planes latérales vers l'extérieur. Elles s'écrivent:

$$Q_{p-cu} = (UA)_{st} (T_{st} - T_a) \quad (2.58)$$

Avec :

$$(UA)_{st} = (A_{cu} U_{cu} + A_{pl,cu} U_{pl,cu}) \quad (2.59)$$

Et :

U_{cu} : Coefficient de pertes thermiques global de la partie cylindrique.

$U_{pl,cu}$: Coefficient de pertes thermiques global des deux fonds plats.

A_{cu} : Surface latérale de la cuve.

$A_{pl,cu}$: Surface des deux plaques planes.

T_{st} : Température de stockage.

En supposant que la paroi interne est à la température du fluide T_{st} , (on néglige la conduction-convection), et que le coefficient de transfert par convection à l'intérieur de la cuve est négligeable, le coefficient de pertes latérales thermiques U_{cu} s'écrit:

$$U_{cu} = \frac{1}{\frac{d_{cu-i}}{2k_{is,cu}} \log \frac{d_{cu-is}}{d_{cu-e}} + \frac{d_{cu-i}}{d_{cu-is} \cdot h_{cv,cu-a}}} \quad (2.60)$$

Avec :

d_{cu-i} : Diamètre interne de la cuve.

d_{cu-is} : Diamètre de la cuve avec isolation.

d_{cu-e} : Diamètre externe de la cuve.

$h_{cv,cu-a}$: Coefficient de transfert par convection entre la cuve et l'ambiance.

$k_{is,cu}$: Conductivité thermique de l'isolant de la cuve.

Le coefficient de pertes thermiques des plaques planes $U_{pl,cu}$ s'écrit :

$$U_{pl,cu} = \frac{1}{\frac{e_{is,cu}}{k_{is,cu}} + \frac{1}{h_{cv,cu-a}}} \quad (2.61)$$

D'où :

$$Q_{p-cu} = \frac{\pi d_{cu-is}}{2} \left(2L_{cu} U_{cu} + d_{cu-is} U_{pl,cu} \right) (T_{st} - T_a) \quad (2.62)$$

Avec :

L_{cu} : Longueur de la cuve de stockage.

2.6 Modélisation de l'effet thermosiphon

La circulation de l'eau dans le chauffe eau solaire est provoquée par l'effet thermosiphon. Lorsque le fluide d'un circuit est soumis à une différence de

température, il se meut par variation de sa densité entre les parties chaudes et froides (le fluide chaud étant moins dense que le fluide froid). Cette différence de densité entraîne la création d'une charge (h_F) équilibrée par la somme des pertes de charges linéaires et singulières du réseau considéré, donnée par :

$$h_F = \sum f \frac{L_{(i)}}{D_{(i)}} \frac{V_{f(i)}^2}{2g} + \sum \zeta \frac{V_{f(i)}^2}{2g} \quad (2.63)$$

Où :

h_F : Pertes de charges totales.

$L_{(i)}$: Longueur de la conduite considérée.

$V_{f(i)}$: Vitesse du fluide dans la conduite considérée.

f : Coefficient de pertes de charge linéaires.

ζ : Coefficient de pertes de charge singulières.

$D_{(i)}$: Diamètre de la conduite.

2.6.1 Pertes de charges linéaires et singulières

Les pertes de charges se localisent dans les conduites de connexion ainsi que dans les colonnes et collecteurs du capteur. Elles représentent la somme de pertes de charges linéaires et singulières pour chaque tronçon.

On distingue :

h_{F1} : Pertes de charges dans les conduites de connexion.

h_{F2} : Pertes de charges dans une colonne du capteur.

h_{F3} : Pertes de charges dans le collecteur du capteur.

$h_{\text{échangeur}}$: Pertes de charges dans l'échangeur de chaleur.

La perte de charge totale est donnée par la somme:

$$h_F = h_{F1} + h_{F2} + h_{F3} + h_{\text{échangeur}} \quad (2.64)$$

Les différentes pertes sont calculées à l'aide de l'équation 2.63.

2.6.1.1 Calcul des pertes de charges dans les conduites

Dans les systèmes à thermosiphon l'écoulement est toujours laminaire. La perte de charge linéaire est donnée par :

$$f = \frac{64}{\text{Re}} \quad (2.65)$$

Le nombre de Reynolds est donné par :

$$\text{Re} = \frac{4\dot{m}}{\pi D_1 \mu_1} \quad (2.66)$$

Avec D_1, μ_1 respectivement le diamètre et la viscosité dynamique de la conduite1, (figure 2.12).

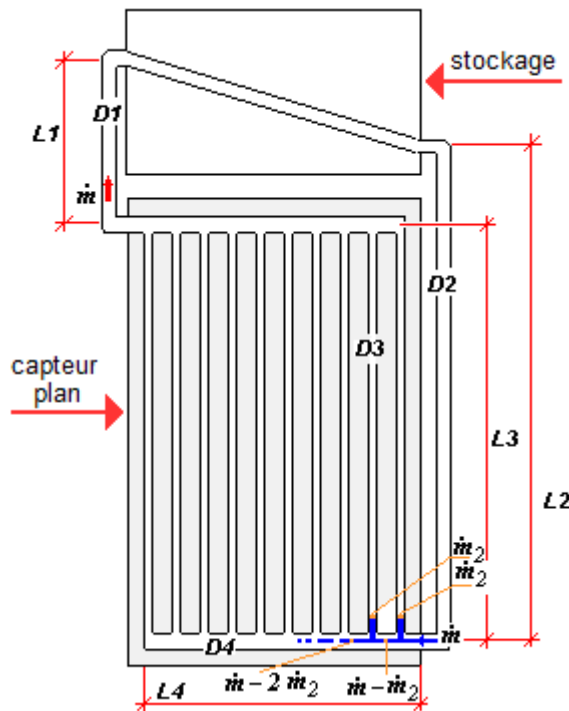


Figure 2.12: Schéma hydraulique du circuit.

Pour le tronçon sortie capteur – entrée cuve, on note quatre singularités, soit deux coudes et deux raccords.

Si $Re > 3000$, le coefficient de pertes de charge linéaire f [42] est estimé par la relation de *Blasius* qui s'écrit :

$$f = 0,361 \times Re^{-0,25} \quad (2.67)$$

Toutefois, compte tenu de la variation du débit, *Morrison* et *Ranatunga* [24] proposent une correction du coefficient f , tel que :

$$f' = f \left[1 + \frac{0,038}{\left(\frac{L_T}{D_1} Re_1 \right)^{0,964}} \right] \quad (2.68)$$

L_T étant la longueur équivalente du tronçon donnée par la littérature [43].

En appliquant l'équation 2.63 on calcule les pertes de charge h_{F1} et h_{F2} respectivement pour les tronçons sortie capteur–entrée cuve et sortie cuve–entrée capteur

2.6.1.2 Calcul des pertes de charges dans une colonne du capteur h_{F3} .

Soit $\dot{m}_2$ le débit massique traversant la colonne, (figure 2.11), on a alors

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{m}}{N_t} \quad (2.69)$$

Le chauffe eau considéré se compose d'un capteur plan à dix colonnes. On supposera que le débit unitaire est identique pour toutes les colonnes.

La colonne et le collecteur ont des diamètres différents et forment un *Té* au niveau de leur connexion.

Donc, à l'entrée et à la sortie d'une colonne se trouvent deux accidents :

- Un *Té*.
- Un rétrécissement brusque (ou élargissement).

Comme on ne peut additionner les effets de deux accidents consécutifs que s'ils sont distants d'au moins 20 cm [44], on négligera la variation de la section par rapport au *Té*.

La longueur équivalente L'_{31} d'un *Té* [36], (on ne considère que le *Té* inférieur, car seul le tronçon se trouvant après l'accident est perturbé). L'influence du *Té* supérieur se répercutera dans la partie du collecteur supérieur).

En considérant une longueur équivalente, les pertes de charge sont calculées par :

$$h_{F3} = f'_3 \frac{L'_3}{D_3} \frac{V_3^2}{2g} \quad (2.70)$$

Avec : $L'_3 = L'_{31} + L_3$

L_3 : Longueur de la colonne.

Les différentes propriétés thermophysiques ont été calculées en fonction de la température moyenne entre les deux extrémités de la canalisation.

2.6.2 Hauteur du thermosiphon

Le thermosiphon est un système de pompage des fluides (gaz ou liquide) basé sur la dilatation du fluide et donc de la poussée d'*Archimède* qui s'écrit:

$$h_T = \int \rho \, dh \quad (2.71)$$

La figure 2.13 montre les différentes hauteurs géométriques de l'installation considérée.

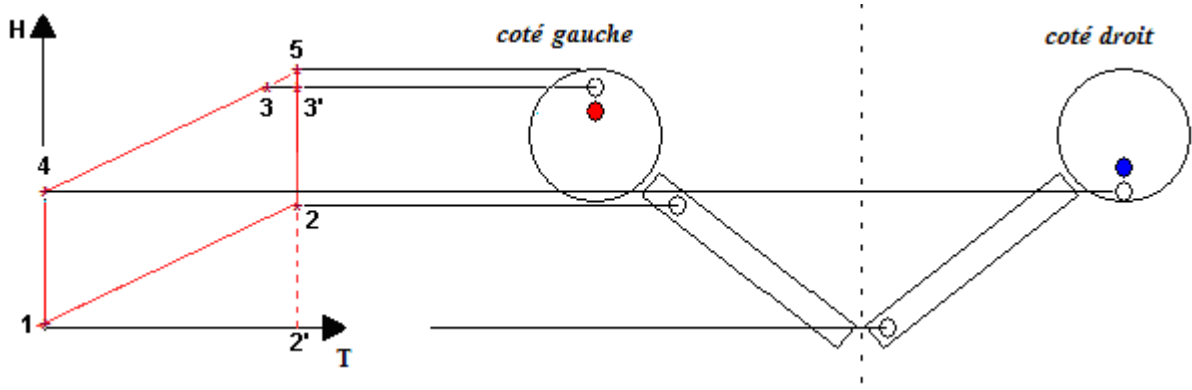


Figure 2.13 : Cycle Hauteur-Température du système à thermosiphon.

En supposant une variation linéaire de la température dans le circuit, on obtient :

$$h_T = \frac{1}{2}(\rho_e - \rho_s)H_t \quad (2.72)$$

Avec :

h_T : Hauteur hydro-motrice en mCE .

ρ_e : Densité de l'eau à l'entrée du capteur à la température T_i .

ρ_s : Densité de l'eau à la sortie du capteur à la température T_0 .

D'après la figure 2.13, on obtient

$$H_t = 2(H_3 - H_1) - (H_2 - H_1) - \frac{(H_3 - H_4)^2}{H_5 - H_4} \quad (2.73)$$

Avec :

H_t : Aire du polygone 123'34.

$H_{(1,2,3,4,5)}$: Les différentes hauteurs comme repérées sur la figure 2.13.

2.7 Modélisation du chauffe eau solaire en régime transitoire

L'énergie utile récupérée par le capteur plan durant l'intervalle de temps dt s'écrit :

$$dQ_u = A_c F_R [S - U_g (T_i - T_a)] dt = \dot{m} C_{p_{eau}} (T_0 - T_i) dt \quad (2.74)$$

En passant aux différences finies et en tenant compte du temps du séjour du fluide dans le capteur, il vient :

$$(T_0)_{i+1} = (T_i)_i + \frac{A_c F_R}{\dot{m} C_{p_{eau}}} \left[S_i - U_g \left((T_i)_i - (T_a)_i \right) \right] \quad (2.75)$$

De même un bilan autour du tronçon de conduite, capteur - entrée échangeur permet d'écrire :

$$\dot{m} C_{p_{eau}} (T_0 - T_1) dt = A_1 U_1 \left[\frac{T_0 + T_1}{2} - T_a \right] dt \quad (2.76)$$

D'où :

$$(T_1)_{i+1} = \frac{2 \dot{m} C_{p_{eau}} (T_0)_i - U_1 A_1 (T_0)_i + 2 (T_a)_i}{U_1 A_1 + 2 \dot{m} C_{p_{eau}}} \quad (2.77)$$

Un bilan thermique autour de la cuve de stockage équation (2.58), permet d'écrire:

$$(M C_{p_{eau}})_{st} dT_{st} + (U A)_{st} (T_{st} - T_a) dt = \dot{m} C_{p_{eau}} (T_2 - T_1) dt \quad (2.78)$$

Et en tenant compte de l'efficacité de l'échangeur :

$$\dot{m} C_{p_{eau}} (T_1 - T_2) = \varepsilon \cdot \dot{m} C_{p_{eau}} (T_1 - T_{st}) \quad (2.79)$$

ε : étant l'efficacité de l'échangeur immergé dans la cuve de stockage.

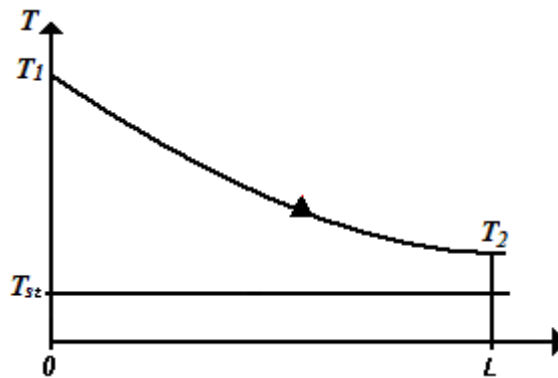


Figure 2.14 Echangeur de chaleur immergé dans le stockage.

L'efficacité ε est estimée expérimentalement en faisant l'hypothèse que la température de stockage est uniforme, (figure 2.14). Elle est donnée par :

$$\varepsilon = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{st}} \quad (2.80)$$

D'où la température de sortie de l'échangeur :

$$(T_2)_{i+1} = (T_1)_i - \varepsilon(T_1 - T_{st}) \quad (2.81)$$

En l'introduisant dans l'équation (2.78), on aura:

$$(T_{st})_{i+1} = \frac{\varepsilon \cdot \dot{m}Cp_{eau}}{(MCp_{eau})_{st}} ((T_{st})_i - (T_1)_i) \Delta t - \frac{(UA)_{st}}{(MCp_{eau})_{st}} ((T_{st})_i - (T_a)_i) \Delta t \quad (2.82)$$

De même, un bilan autour de la canalisation échangeur – capteur, (équation 2.46), permet d'écrire:

$$(T_i)_{i+1} = \frac{2\dot{m}Cp_{eau}(T_2)_i - U_2 A_2 ((T_2)_i + 2(T_a)_i)}{U_2 A_2 + 2\dot{m}Cp_{eau}} \quad (2.83)$$

On regroupant les équations (2.75), (2.77), (2.81), (2.82) et (2.83) sous la forme matricielle on aura:

$$T_{i+1} = A \times T_i + B_i \quad (2.84)$$

Avec

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & aa \\ bb & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & cc & 0 & 0 & dd \\ 0 & ee & 0 & ff & 0 \\ 0 & 0 & 0 & gg & 0 \end{bmatrix} \quad (2.85)$$

Et

$$B = \begin{bmatrix} \frac{A_c F_R U_g}{\dot{m} C_{p_{eau}}} (S + U_g T_a) \\ \frac{U_1 A_1 + 2\dot{m} C_{p_{eau}}}{(UA)_{st}} T_a \Delta t \\ 0 \\ \frac{-2U_2 A_2 T_a}{U_2 A_2 + 2\dot{m} C_{p_{eau}}} \end{bmatrix} \quad (2.86)$$

B étant le vecteur excitation fonction des paramètres S et T_a et A la matrice de transfert qui a pour coefficients, aa , bb , cc , dd , ee , ff et gg .

Ils sont donnés par :

$$\left. \begin{aligned} aa &= 1 - \frac{U_g A_c F_R}{\dot{m} C_{p_{eau}}} & bb &= \frac{2\dot{m} C_{p_{eau}} - U_1 A_1}{2\dot{m} C_{p_{eau}} + U_1 A_1} - 1 & cc &= -\frac{\varepsilon \cdot \dot{m} C_{p_{eau}} \Delta t}{(MCp)_{st}} \\ dd &= \frac{\varepsilon \cdot \dot{m} C_{p_{eau}} - (UA)_{st} \Delta t}{(MCp_{eau})_{st}} & ee &= 1 - \varepsilon & ff &= \varepsilon & gg &= \frac{2\dot{m} C_{p_{eau}} - U_2 A_2}{2\dot{m} C_{p_{eau}} + U_2 A_2} \end{aligned} \right\} \quad (2.87)$$

2.8 Conclusion

Dans ce chapitre, la modélisation du chauffe eau solaire a été présentée en procédant successivement à l'étude de ces différents composants, à savoir : la modélisation du capteur plan, des conduites de connexions, de l'effet thermosiphon ainsi que du stockage.

Cela a permis d'aboutir à un système écrit sous forme matricielle et exprimant la variation de la température de stockage dans le temps par rapport à la température de stockage de l'état précédent. La matrice de transfert regroupe toutes les données des composantes du chauffe eau solaire calculées à cet instant. Le vecteur d'excitation, ou ces composantes sont fonctions de l'éclairement et de la température ambiante.

Chapitre III

Modélisation de l'éclairement solaire et de la température ambiante

3.1 Introduction

L'énergie solaire récupérée par un système solaire est fonction de l'éclairement solaire et de la température ambiante.

Ces deux grandeurs sont des variables aléatoires. Leur estimation peut se faire par des méthodes probabilistes ou des méthodes empiriques.

Le choix s'est porté sur l'estimation par un modèle construit à partir des données mesurées.

L'estimation peut se faire en utilisant une méthode probabiliste (processus aléatoire) ou empirique (déterministe).

Les méthodes probabilistes usuelles sont les chaînes de *Markov* ou la méthode de *Monte Carlo* [7].

L'inconvénient des chaînes de *Markov* réside dans le nombre fini d'états.

L'inconvénient de la méthode de *monte Carlo* réside dans sa lourdeur (environ 10^5 pour obtenir la convergence), le choix s'est porté sur un modèle empirique plus simple à l'utilisation.

3.2 Modélisation de l'éclairement solaire

L'éclairement solaire reçu sur un plan incliné dépend de l'angle d'incidence lui-même fonction des angles permettant de repérer la position du soleil en un point de la terre et à un moment de l'année, tel que représenté en figure (3.1).

Pour un plan incliné orienté sud ($\gamma = 0$), l'angle d'incidence θ , s'exprime alors par la relation suivante [45]:

$$\cos \theta = \sin \delta \sin(\varphi - \beta) + \cos \delta \cos(\varphi - \beta) \cos \omega \quad (3.1)$$

δ : étant la déclinaison du soleil donnée par :

$$\delta = 23,45 \sin \left[\left(284 + n_j \right) \frac{360}{365} \right] \quad (3.2)$$

Où

n_j : Numéro du jour dans l'année.

φ : Latitude du lieu.

L'angle horaire ω , est donné par :

$$\omega = (TSV - 12) \times 15 \quad (3.3)$$

Avec :

TSV : temps solaire vrai.

La hauteur du soleil s'exprime en fonction de l'angle horaire, la déclinaison et la latitude du lieu par :

$$\sin(h) = \cos \varphi \cos \delta \cos \omega + \sin \varphi \sin \delta \quad (3.4)$$

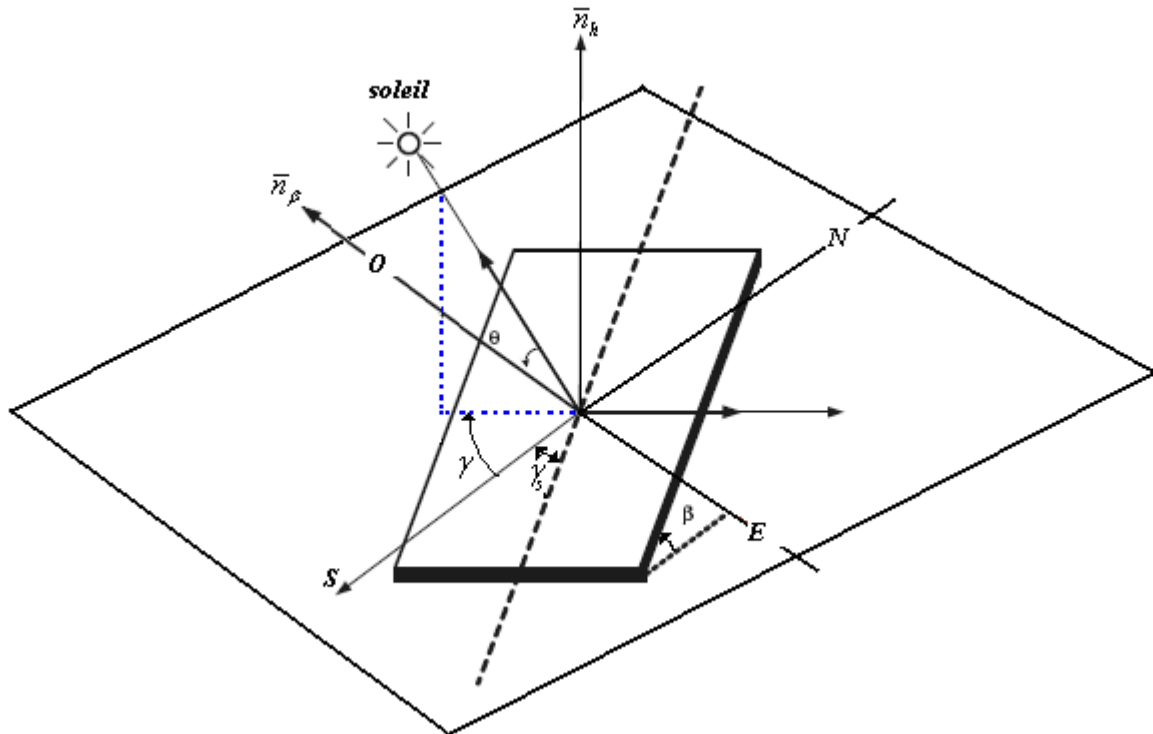


Figure 3.1 : Visualisation des angles de repérage du soleil par rapport à un plan incliné.

Avec :

$\bar{n}_h$: Normale au plan horizontal.

$\bar{n}_\beta$: Normale au plan incliné.

β : Angle d'inclinaison du capteur.

γ_s : Déviation azimutale.

γ : Azimut du soleil.

θ : Angle d'incidence formé par la normale $\bar{n}_\beta$ au plan du capteur et la direction du rayon incident.

θ_n : Angle d'incidence formé par la normale au plan horizontale et le rayon.

Les heures du lever et du coucher du soleil sont obtenues en faisant $h=0$, dans l'équation 3.4, d'où :

$$\cos \omega_s = -\operatorname{tg} \varphi \times \operatorname{tg} \delta \quad (3.5)$$

3.2.1 Position du problème

Le chauffe eau solaire est un système thermique soumis à l'irradiation solaire et entretenant des échanges thermiques avec l'environnement. Ces performances sont étroitement liées aux différentes influences des variables aléatoires externes, tels que le rayonnement solaire et la température ambiante.

En figure 3.2, sont tracées les irradiances globales journalières durant l'année 2005 et qui montre bien le caractère aléatoire de la distribution.

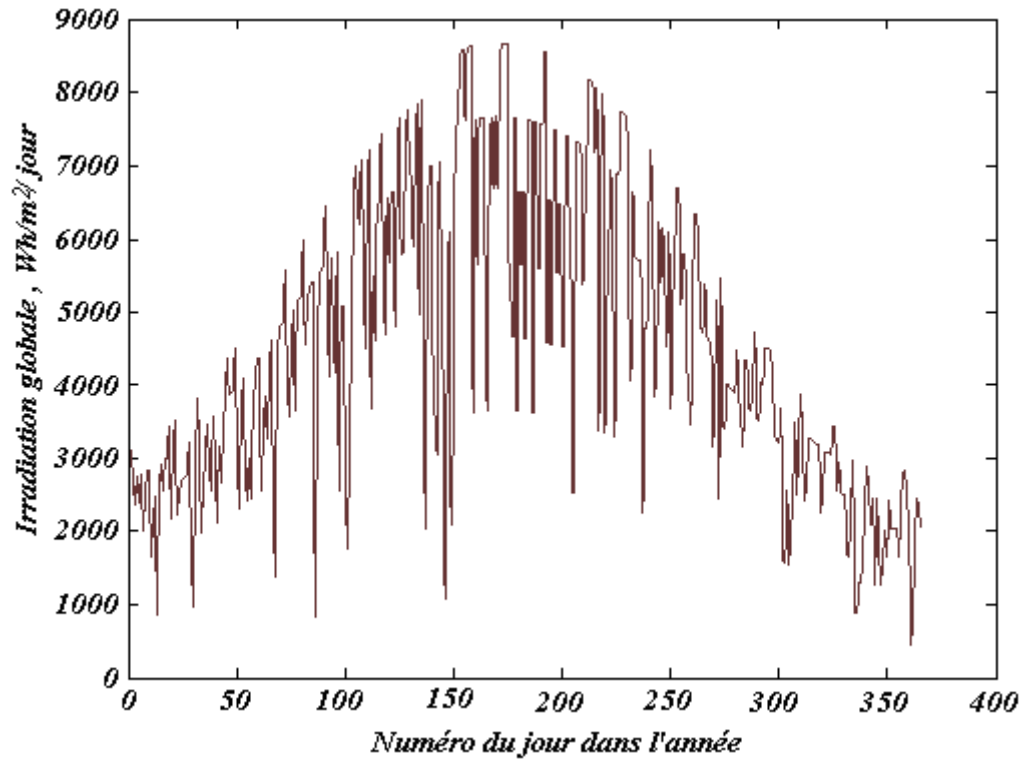


Figure 3.2 : Variation de l'irradiation globale journalière au cours de l'année 2005 à Bouzareah.

En figure 3.3 le caractère aléatoire de l'éclairement est montré on traçant les données de deux journées consécutives au cours du temps.

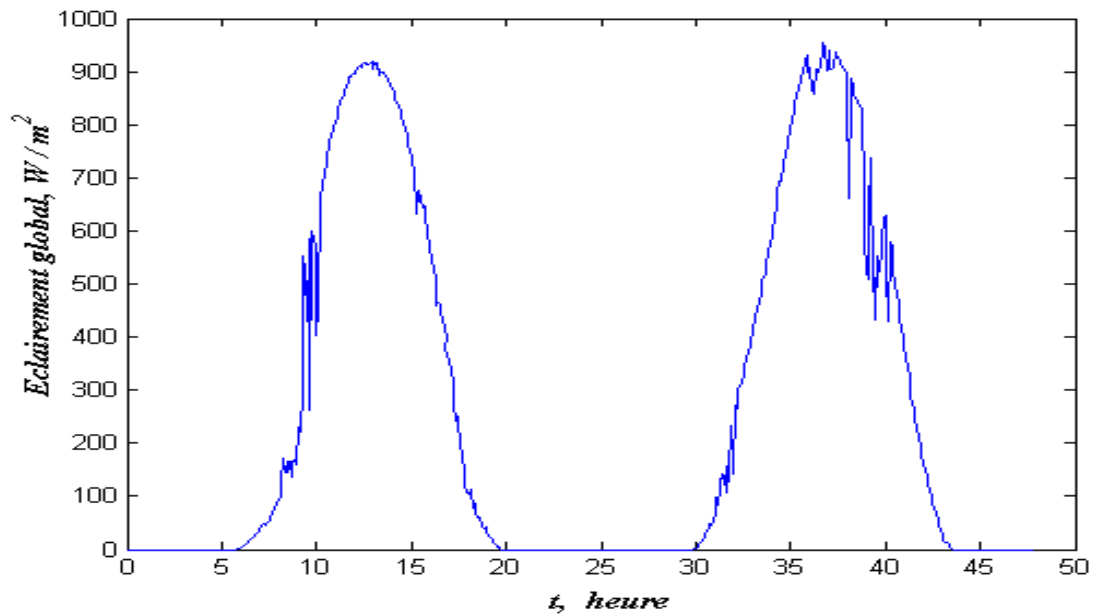


Figure 3.3 : Variation de l'éclairement solaire pour deux jours consécutifs du mois de juin.

Toutefois en considérant la moyenne mensuelle par jour de cette répartition, la distribution tend vers une allure gaussienne (figure 3.4).

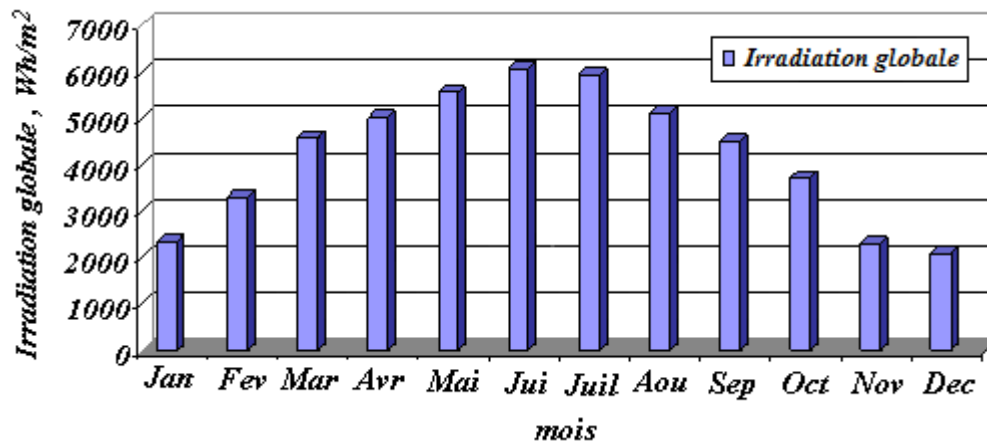


Figure 3.4 : Moyenne mensuelle par jour de l'irradiation globale mesurée sur le site de Bouzareah pour l'année 2005.

3.2.2 Données utilisées

Les données utilisées portent sur quatre années de mesures continues (2003-2006), prélevées toutes les cinq minutes. L'enregistrement est effectué sur papier et sur support numérique sous forme de fichiers Excel classés mois par mois. Chaque fichier mensuel est classé selon le numéro du jour dans l'année, l'heure de la mesure et la valeur du rayonnement solaire.

3.2.3 Traitement des données

Une fois le fichier « données » établi, un premier traitement est effectué afin d'extraire les données erronées (tels que les valeurs négatives) et repérer les données manquantes.

L'angle horaire ω , la déclinaison δ et la latitude du lieu φ sont calculés pour la détermination de la hauteur h du soleil à chaque instant, (équation 3.4).

3.2.4 Modélisation de l'éclairement solaire

Le modèle simplifié de *Brichambaut* [5] a été choisi pour la modélisation des données. Ce dernier propose une corrélation permettant la modélisation de l'éclairement solaire en fonction de la hauteur du soleil sous forme :

$$I_g = f(h) = Z[\sin(h)]^n \quad (3.6)$$

Il s'agit donc de déterminer les paramètres Z et n pour chaque mois de l'année.

L'exposant non linéaire n est le coefficient Z sont déterminés par application de la méthode non linéaire des moindres carrées.

Le critère de *Chauvenet* [5] est appliqué pour éliminer les données erronées.

Pour cela l'écart entre les valeurs théoriques et mesurées est calculé selon la relation:

$$(E_c)_i = \left[(I_g)_i - Z[(\sin(h))_i]^n \right] \quad (3.7)$$

Par ailleurs, l'écart type représentatif de la qualité de l'ajustement, est donné par :

$$\sigma' = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n ((E_c)_i)^2} \quad (3.8)$$

Les données dont l'écart s'écarte de plus de $|\sigma' \times t_{er}|$ sont rejetées. Le coefficient t_{er} étant lu sur la table normale centrée réduite pour un intervalle de confiance de 95%, [46].

Une fois les points erronés éliminés, un nouvel ajustement est effectué pour la détermination des coefficients n et Z .

La qualité de l'ajustement est mesurée à travers le calcul du coefficient de corrélation non linéaire R_c donné par [46] :

$$R_c = \sqrt{\frac{\sum \left[\left(Z \times [\sin(h)]^n \right) - I_g \right]^2}{\sum \left(I_g - I_g \right)^2}} \quad (3.9)$$

3.2.5 Résultats du modèle

Conformément à l'équation 3.7, le traitement des données permet l'obtention du modèle représentatif de la variation de l'éclairement solaire sur le site.

Les nuages de points, pour chaque mois, ont été ajustés pour déterminer la nature de la corrélation des données expérimentales.

En figure (3.5) sont représentés, les nuages de points de mesure et l'ajustement de l'éclairement solaire pour les douze mois de l'année.

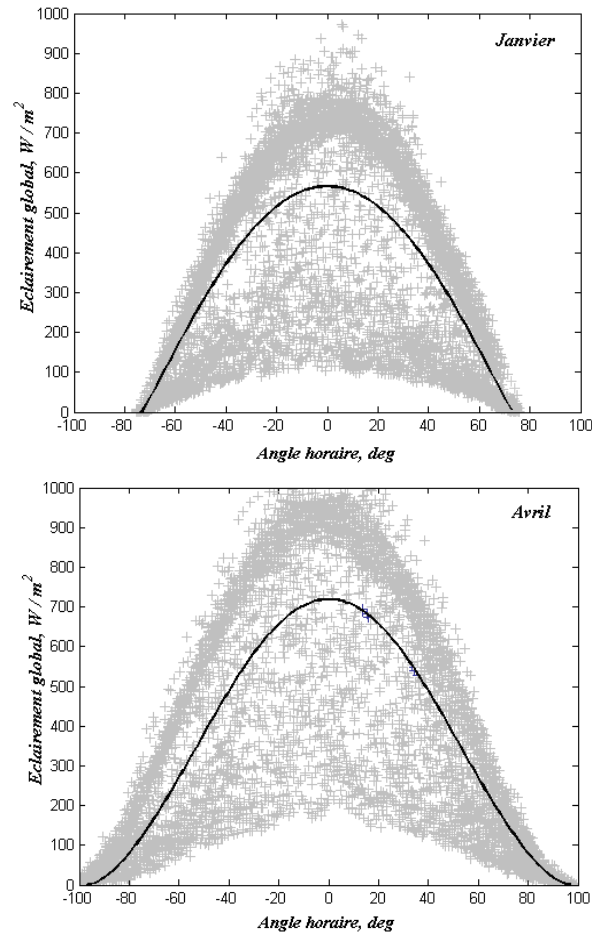


Figure 3.5 : Courbes représentatives de la variation journalière moyenne de l'éclairement solaire avec les données relevées des mois de janvier et d'avril.

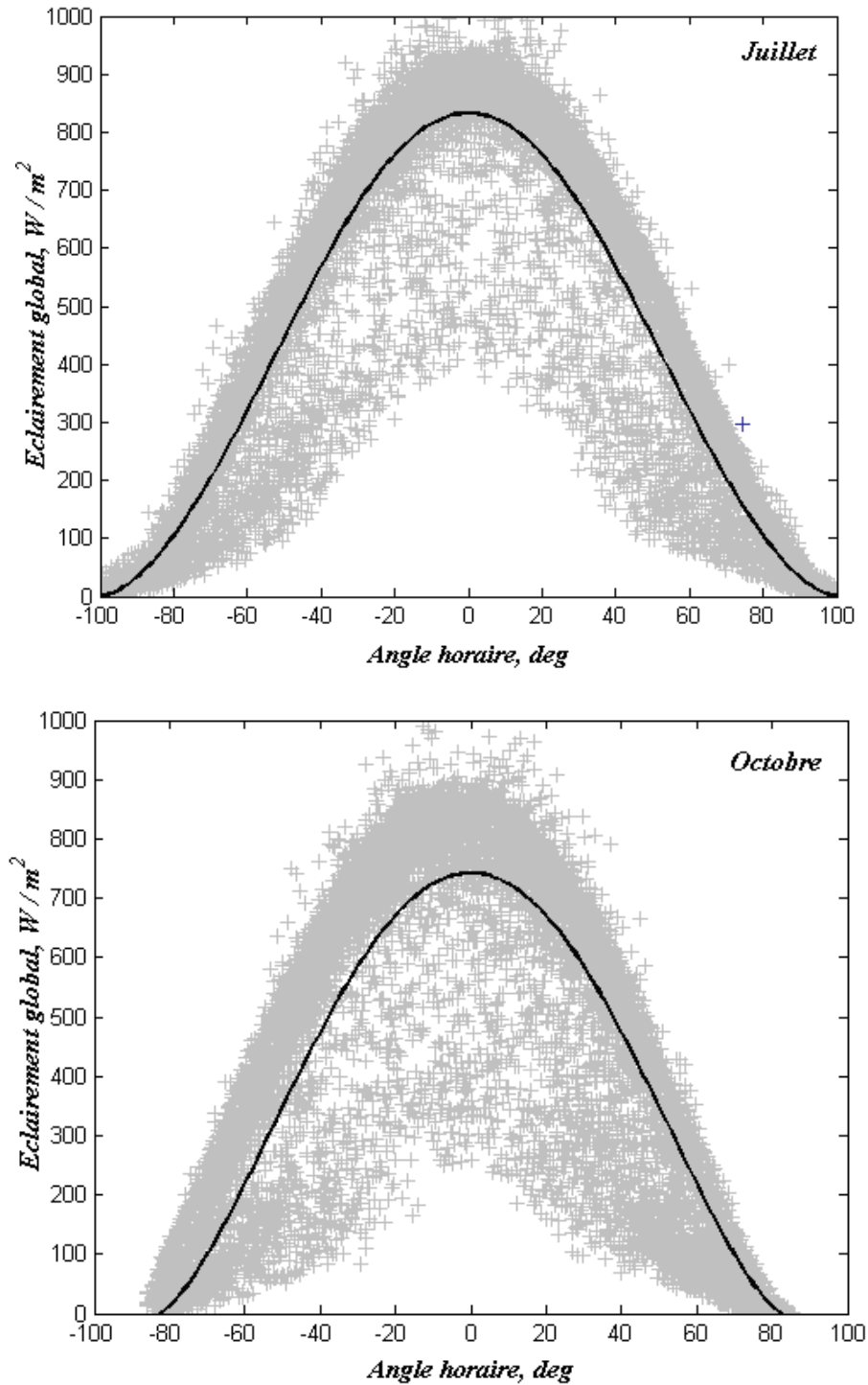


Figure 3.5 (suite) : Courbes représentatives de la variation journalière moyenne de l'éclairement solaire avec les données relevées des mois de juillet et d'octobre.

Les paramètres n et Z de la formule (3.7) et le coefficient de corrélation non linéaire donné par la formule (3.14) sont déterminés pour les journées type de chaque mois de l'année. Les différentes valeurs sont données au tableau 3.1.

Tableau 3.1 : Coefficients n , Z et R_c .

Mois	N° du jour	coefficient Z	Exposant n	Coefficient de corrélation R_c	Période mesurées
Janvier	17	1106,60	1,07	0,70	2005–2007
Fevrier	47	999,04	1,22	0,68	2005 –2007
Mars	75	953,68	1,30	0,76	2005 –2006
Avril	105	823,58	1,60	0,87	2005 –2006
Mai	135	964,47	1,72	0,94	2003 –2006
Juin	162	964,46	1,72	0,94	2003 –2006
Juillet	198	857,89	1,85	0,97	2003 –2006
Août	228	1013,80	1,43	0,86	2003 –2006
Septembre	258	876,11	1,66	0,82	2005 –2006
Octobre	288	1265,90	1,44	0,88	2004 –2006
Novembre	318	1242,80	1,23	0,76	2004 –2006
Décembre	344	1248,10	1,29	0,69	2004 –2006

Le rayonnement solaire forme un nuage de points qui a une allure parabolique en fonction de la hauteur du soleil. On note un éclairement qui varie entre 500 W/m^2 et 700 W/m^2 pour un angle horaire variant de -80 à 80 degrés, pour les mois d'octobre, novembre, décembre et un éclairement qui varie entre 700 W/m^2 et 850 W/m^2 pour un angle horaire de -110 à 110 degrés pour les mois de juin, juillet et août.

Le coefficient de corrélation varie de $0,75$ à $0,97$. Les meilleurs ajustements sont obtenus pour les mois présentant un maximum de données avec un coefficient de corrélation proche de 1. Les valeurs assez élevées de R_c supposent que le modèle est parfaitement adapté.

3.3 Modélisation de la température ambiante

Comme pour le rayonnement, la température ambiante est une variable aléatoire. Son influence sur les performances des systèmes thermiques solaires est importante. La température ambiante a été relevée par de la station météorologique du site de Bouzareah. l'enregistrement est effectué sur papier. D'ou la nécessité du dépouillement.

3.3.1 Position du problème

La température ambiante est une variable externe au système étudié. Pour montrer son caractère aléatoire, une distribution sur une journée durant une année est tracée, (figure 3.6a). On remarque que la répartition est non uniforme et n'obéit à aucune loi mathématique.

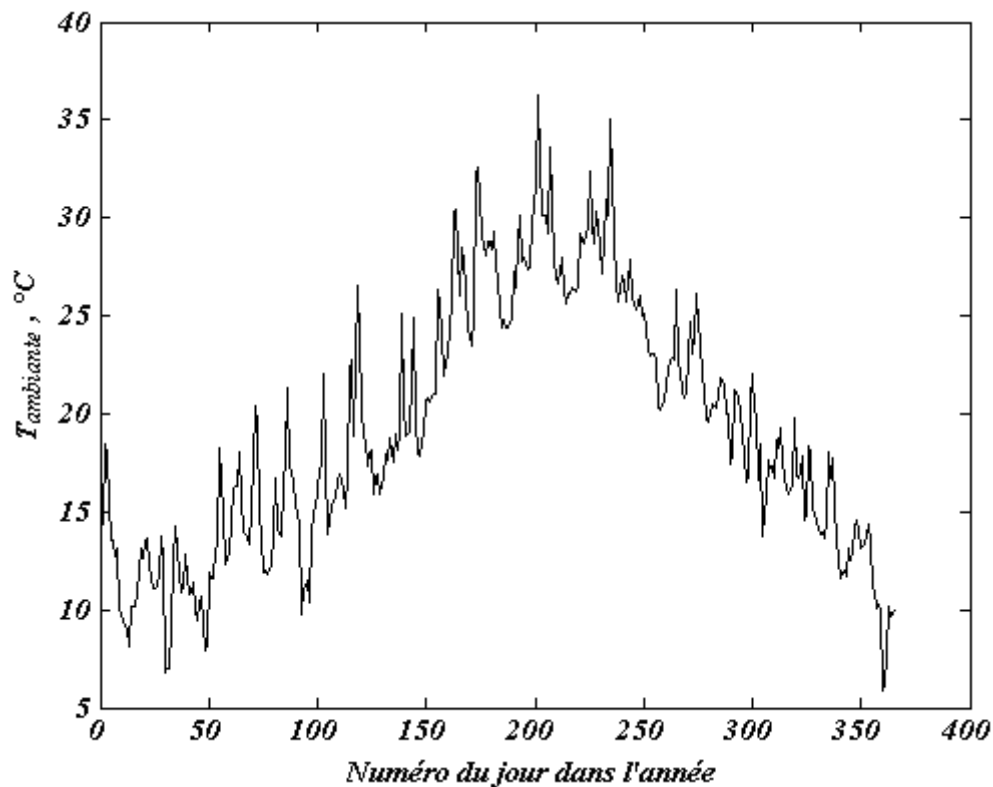
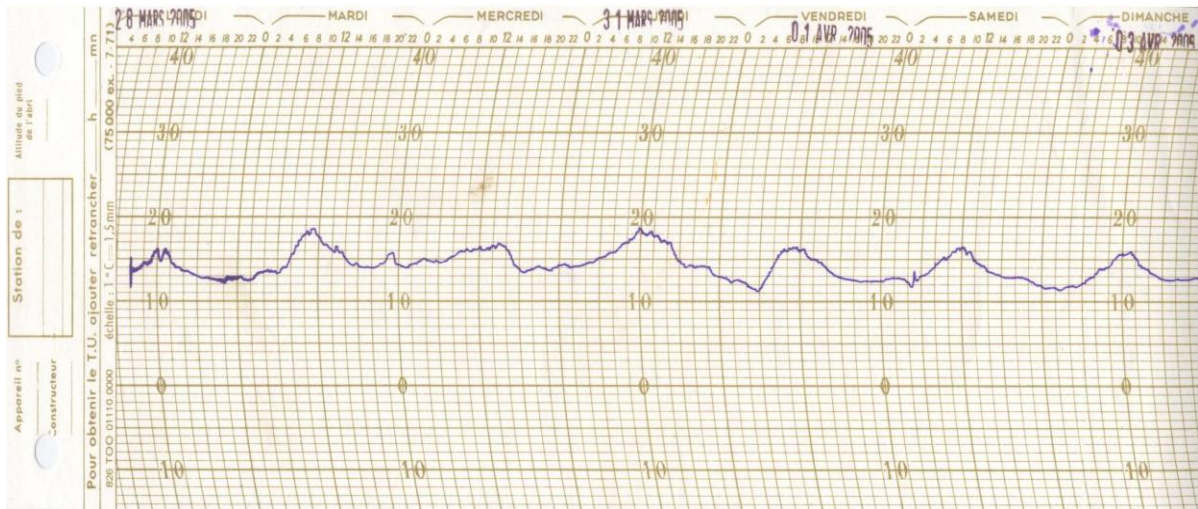


Figure 3.6a : Variation de la température journalière moyenne au cours de l'année 2005 à Bouzareah.

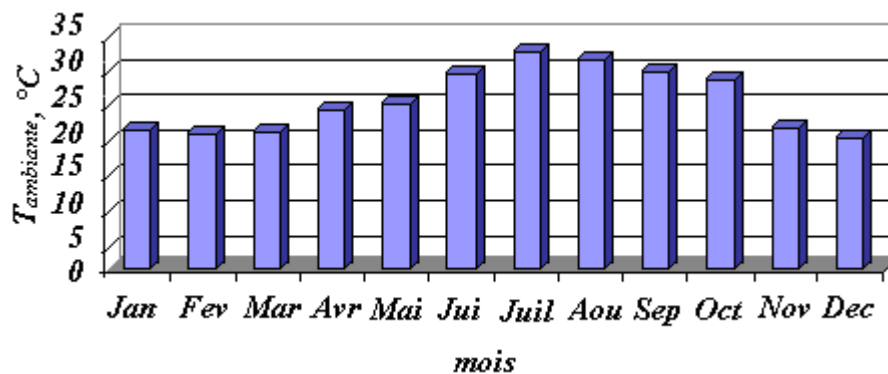
En figure 3.6b, est montré le caractère aléatoire de la distribution de la température ambiante enregistrée pendant la semaine allant du 28 mars au 03 avril 2006 sur le site de Bouzareah.



**Figure 3.6b : Enregistrement de la température ambiante
du 28 mars au 03 avril 2006, sur le site de Bouzareah.**

En faisant la moyenne mensuelle, pour la journée type de cette répartition (figure 3.7), on remarque que la distribution obéit à une loi périodique que l'on peut approcher par une loi sinusoïdale.

Comme pour l'éclairement la température ambiante varie selon une double période (variation annuelle telle que montrée en figure 3.6a et journalière comme montrée en figure 3.6b).



**Figure 3.7 : Température ambiante moyenne enregistrée
à Bouzareah durant l'année 2007.**

3.3.2 Données utilisées

Les données portent sur une durée de cinq années (2003-2007). Les mesures sont enregistrées continuellement sur papier. Ces dernières ont été dépouillées

manuellement. Les lectures se font toutes les 30 minutes. Les valeurs ont été reportées sur un fichier Excel et classées mois par mois suivant le numéro du jour dans l'année, l'heure de la mesure et la valeur de la température ambiante. Ce classement permet un calcul aisé de la température moyenne journalière et des deux températures limites, minimale et maximale.

3.3.3 Modélisation

Partant des remarques faites sur les trois figures 3.6a, 3.6b et 3.7, on a proposé un modèle permettant la reconstitution de la température ambiante à l'échelle du jour. En figure 3.8a est représenté l'évolution prévisible de la température ambiante suivant le jour. Les données sont divisées en deux parties distinctes et modélisée par deux fonctions, le point d'inflexion se situe au niveau de l'heure correspondant à la température moyenne.

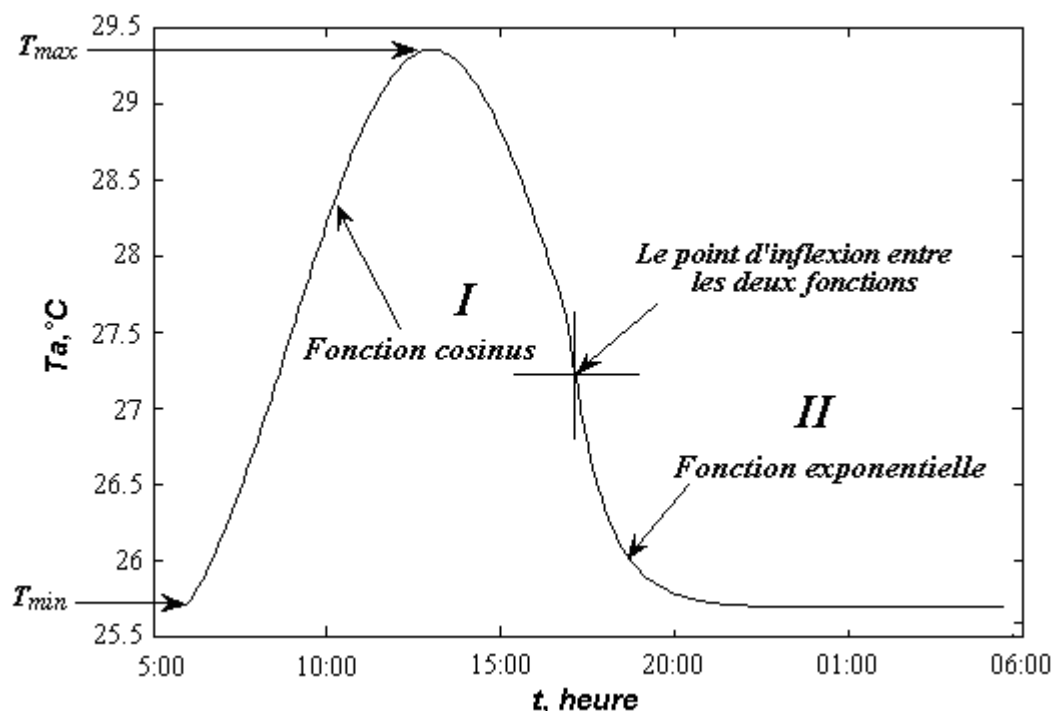


Figure 3.8a : Modélisation de la température ambiante
par deux fonctions.

- Une première fonction cosinus (partie I, figure 3.9) pour l'intervalle de temps compris entre 6h et 18h, sous la forme:

$$T_a(t) = a \cos(p_1 t + p_2) \quad (3.10)$$

Où a , p_1 et p_2 sont respectivement, l'amplitude, la période et le déphasage.

Les coefficients, p_1 et p_2 et a sont estimés en utilisant la méthode non linéaire des moindres carrés.

Le calcul se fait sous *Matlab* en utilisant la méthode du simplex. A chaque étape de la recherche, un nouveau point dans ou près de l'actuelle simplex est généré. La valeur de la fonction au nouveau point est comparée avec les valeurs de la fonction au sommet du simplex, l'un des sommets est remplacé par le nouveau point, on donnant un nouveau simplex. Cette étape est répétée jusqu'à ce que le diamètre du simplex soit inférieur à la tolérance spécifiée [47].

Une fois les valeurs des coefficients non linéaires déterminés on peut calculer l'amplitude a tel que :

$$a = \left[A^t A \right]^{-1} \left[A^t T_a \right] \quad (3.11)$$

Avec : $A = \cos(p_1 t + p_2) \quad (3.12)$

On applique le critère de *Chauvenet* [5] pour retirer les valeurs erronées.

Les résultats de la première partie de la fonction sont donnés au tableau 3.2.

**Tableau 3.2 : Amplitude, période et phase pour chaque mois
de l'année de la fonction cosinus.**

	a	p_1	p_2		a	p_1	p_2
<i>Janvier</i>	1,7042	0,421	-3,166	<i>Juillet</i>	1,9139	0,382	-2,678
<i>Février</i>	1,2978	0,399	-2,701	<i>Août</i>	1,9523	0,379	-2,497
<i>Mars</i>	1,79	0,381	-2,662	<i>Septembre</i>	1,587	0,393	-2,587
<i>Avril</i>	1,4357	0,383	-2,471	<i>Octobre</i>	1,3298	0,450	-2,692
<i>Mai</i>	1,1451	0,379	-2,470	<i>Novembre</i>	1,2387	0,423	-2,639
<i>Juin</i>	2,0457	0,375	-2,702	<i>Décembre</i>	1,0377	0,434	-2,805

- Une deuxième partie est ajustée par une fonction exponentielle pour l'intervalle de temps allant de 18h à 06h du matin, qui s'écrit :

$$T(t) = C \left(1 - \exp \left(- \left(\frac{t_0 - t(i)}{b} \right) \right) \right) \quad (3.13)$$

t_0 : temps initial, correspondant au point d'inflexion.

$t(i)$: temps correspondant à l'instant i .

En appliquant la même méthode (moindre carrés non linéaire) on trouve les valeurs mensuelles moyennées du coefficient b . Les valeurs estimées sont portées dans le tableau 3.3.

**Tableau 3.3 : Les différentes valeurs de b
pour chaque mois de l'année.**

	b		b
<i>Janvier</i>	6,7224	<i>Juillet</i>	1,0001
<i>Février</i>	1,8245	<i>Août</i>	3,2958
<i>Mars</i>	5,0933	<i>Septembre</i>	4,073
<i>Avril</i>	5,4234	<i>Octobre</i>	5,9553
<i>Mai</i>	3,8759	<i>Novembre</i>	5,0012
<i>Juin</i>	4,4594	<i>Décembre</i>	3,8215

En figure 3.9b sont représentés la température ambiante des points expérimentaux ainsi que les résultats de la modélisation des deux fonctions utilisées.

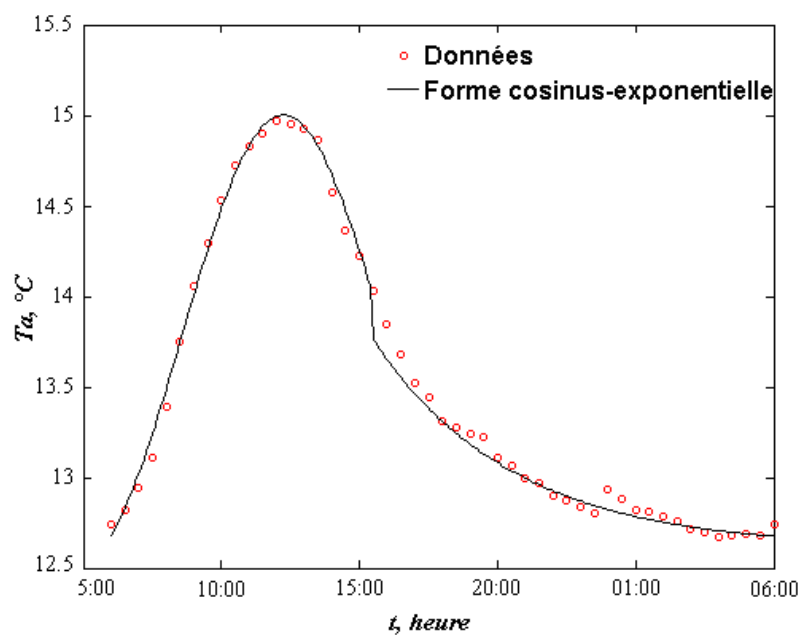


Figure 3.8b : Modélisation de la température par les deux fonctions.

Toutefois il est évident que l'utilisation de deux équations pour représenter la même variable n'est pas commode. Aussi en examinant les allures on constate que ces courbes peuvent être bien ajustées par la loi de *Weibull* [48], après une légère modification, soit par :

$$T(t) = \bar{T}_{\min} + \left(\frac{t}{p_2} \right)^{p_4} \exp \left[\left(- \frac{t}{p_2} \right)^{p_3} \right]^c \quad (3.14)$$

Avec

$\bar{T}_{\min}$: Température minimale journalière.

Le minimum de la fonction est recherché en utilisant la méthode du simplexe sus définie pour le calcul de p . Ainsi les constantes p_2 , p_3 , p_4 et c sont déterminées en fonction de l'heure de la journée.

Les résultats de l'ajustement sont regroupés et données dans le tableau 3.4.

Tableau 3.4 : Paramètres de la modélisation de la température ambiante.

Mois	c	p_2	p_3	p_4	$\bar{T}_{\min}$
Janvier	1,91	3,38	1,25	3,03	11,06
Février	5,12	9,01	3,67	1,27	9,76
Mars	8,97	6,19	1,73	1,90	13,02
Avril	7,07	7,90	1,96	1,13	12,44
Mai	4,92	9,15	2,61	0,94	14,04
Juin	7,34	10,86	2,67	0,91	18,76
Juillet	6,45	10,69	5,59	0,74	25,08
Août	8,22	9,36	2,71	0,96	25,32
Septembre	7,59	8,29	2,30	1,19	18,56
Octobre	4,50	2,90	1,15	2,36	16,33
Novembre	5,59	4,41	1,44	2,13	12,67
Décembre	5,51	6,36	1,95	1,80	12,99

En figure (3.9) sont tracés les températures moyennes mesurées ainsi que les ajustements en forme de cosinus – exponentielle et du modèle de *Weibull* modifié pour chaque mois de l'année.

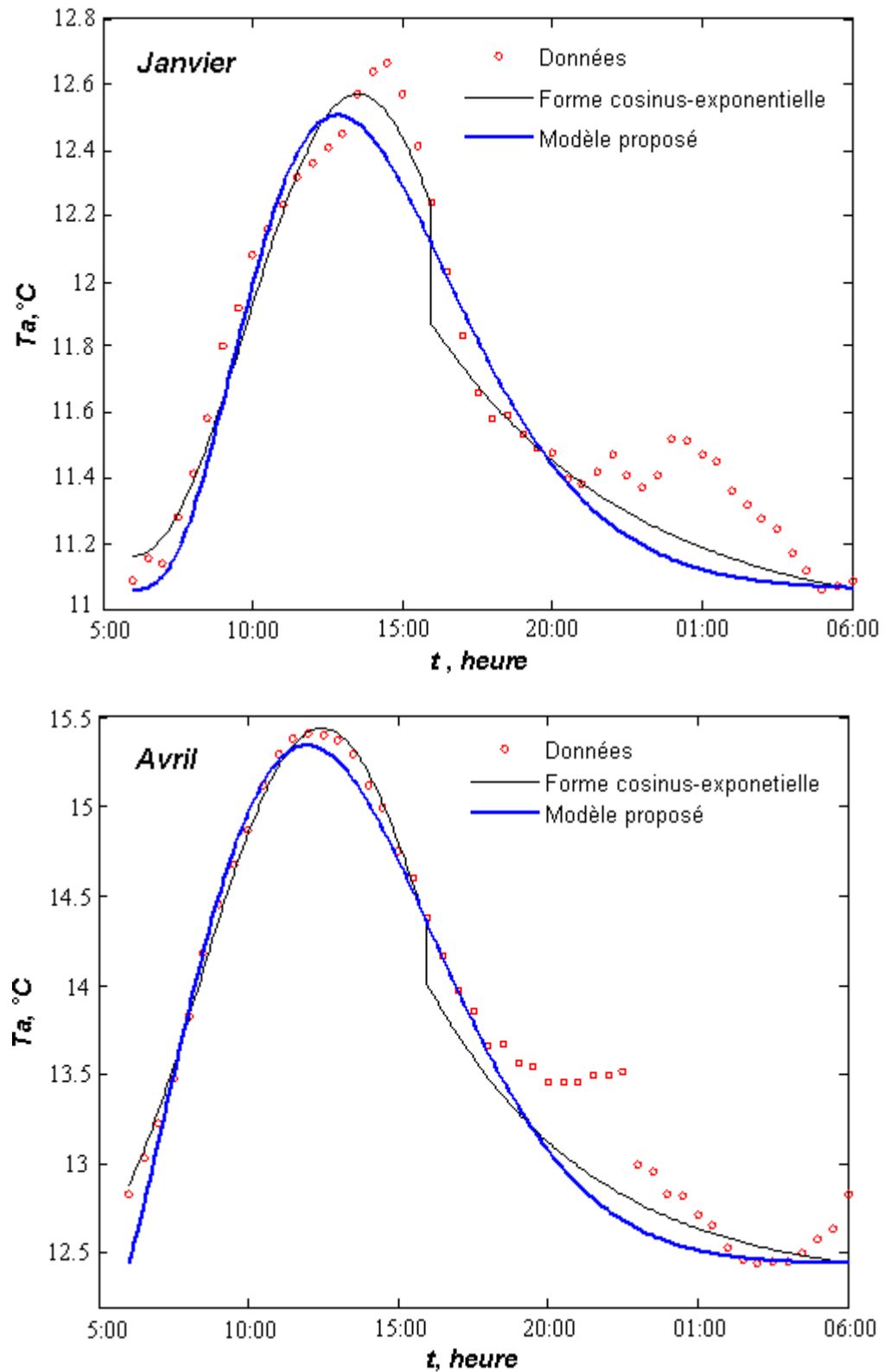


Figure 3.9 : Variation journalière de la température ambiante des mois de janvier et d'avril.

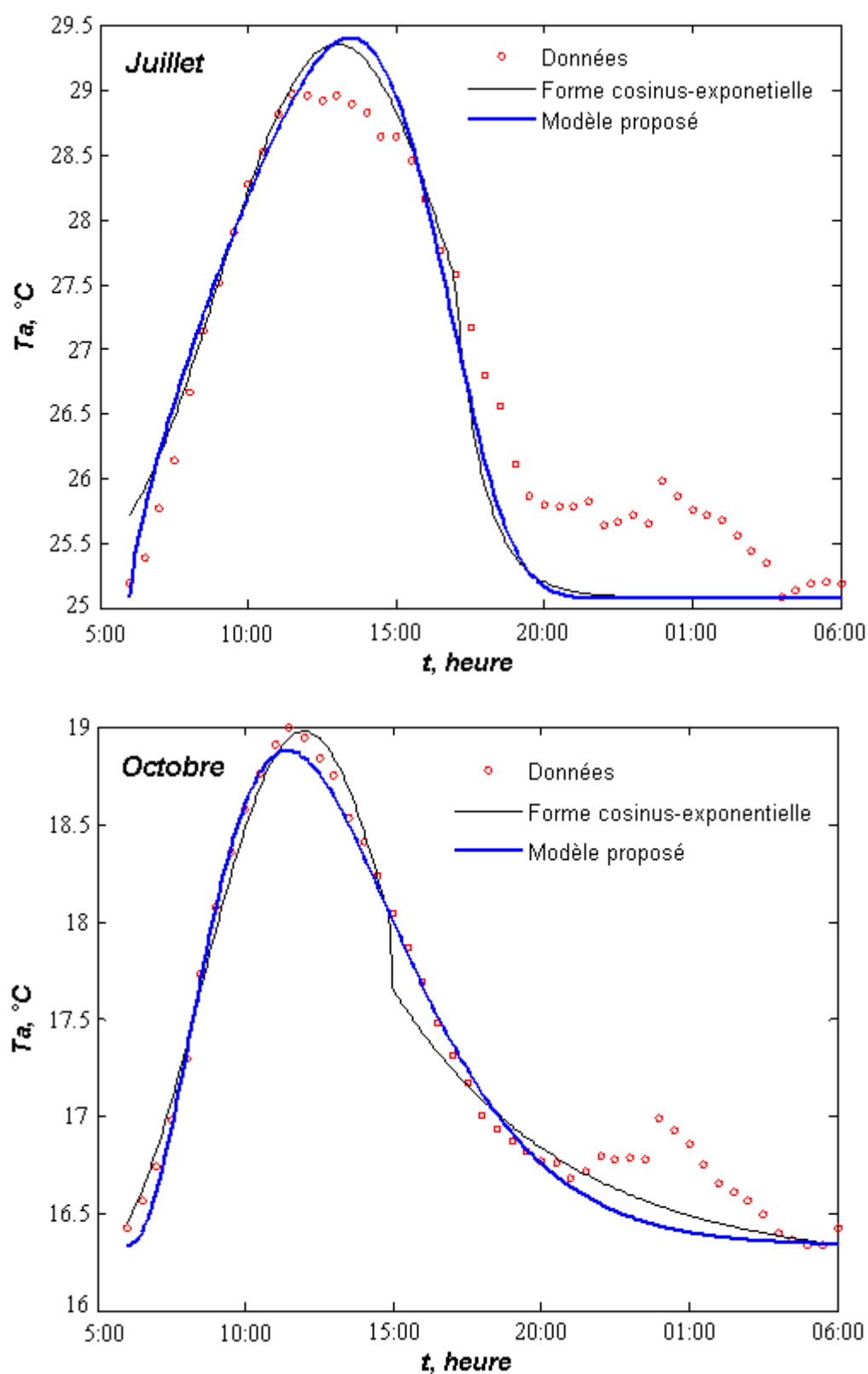


Figure 3.9 (suite) : Variation journalière de la température ambiante des mois de juillet et d'octobre.

On remarque que la partie décroissante présente des fluctuations enregistrées en début de soirée, du au lieu du site qui n'est pas isolé, donc l'influence des obstacles avoisinants agit sur la mesure de la température ambiante.

L'allure de la courbe représentative du modèle proposé de la température ambiante présente la forme d'une cloche. Elle atteint un maximum en juillet ($29,5^{\circ}\text{C}$) autour de $14\text{h}30$ et un minimum compris entre $(15 - 20)^{\circ}\text{C}$ en hiver autour de 12h . A 20h on remarque une certaine stabilité de la température ambiante, cela est dû à l'absence du rayonnement.

3.4 Conclusion

Dans ce chapitre les mesures de l'éclairement solaires relevées durant 4 années consécutives ont été ajustées selon le modèle de *Brichambaut* au sens des moindres carrés non linéaire. Par ailleurs un fichier de données de cinq années de mesures de la température ambiante a servi à la modélisation de la température journalière selon la loi de probabilité de *Weibull* modifiée pour l'occasion.

Les coefficients de corrélations obtenues attestent que le choix des modèles d'ajustement est justifié.

Ces deux résultats seront injectés dans la modélisation du chauffe eau solaire, et validés expérimentalement.

Chapitre IV

Résultat de la simulation

4.1 Introduction

Dans ce chapitre sont présentés les différents résultats des simulations effectuées. Elles portent sur :

- la détermination des caractéristiques du capteur solaire plan ;
- la détermination de la variation du débit ;
- l'évolution des différentes températures dans le temps.

On terminera par une discussion des résultats théoriques.

4.2 Détermination des caractéristiques du capteur solaire plan

Le rendement du capteur solaire plan est donné par:

$$\eta = F_R (\tau\alpha)_e - F_R (U_g) \frac{(T_i - T_a)}{I_g} \quad (4.1)$$

Une simulation en régime stationnaire a été établie pour la détermination des caractéristiques du capteur solaire plan. Les résultats de la simulation permettent la détermination des paramètres $F_R (\tau\alpha)_e$ et $F_R (U_g)$ du capteur solaire plan selon l'équation (4.1).

Les valeurs de T_i et T_0 sont initialisées à partir de la température ambiante puis déterminées par itérations successives.

Les propriétés thermiques des composants du capteur sont supposées constantes.

Afin d'être en conformité avec les normes du test des capteurs [49], la température d'entrée a été variée par pas de 10°C par rapport à la température ambiante. De même, le débit a été fixé à $0,02 \text{ kg/s m}^2$ de surface de capteur.

On suppose que la simulation se fait pour une journée à ciel clair avec un rayonnement solaire global autour 900 W/m^2 .

On procède au calcul des paramètres suivants:

$$X = \frac{(T_i - T_a)}{I_g} \quad (4.2)$$

et

$$\eta = \frac{\dot{m}Cp_{eau}(T_0 - T_a)}{A_c I_g} \quad (4.3)$$

Ceci permet l'obtention d'un nuage de points dont l'ajustement linéaire permet de :

- déterminer le rendement optique par l'intersection de la courbe avec l'axe des Y.
- la pente de la droite, qui représente le paramètre $F_R U_g$.

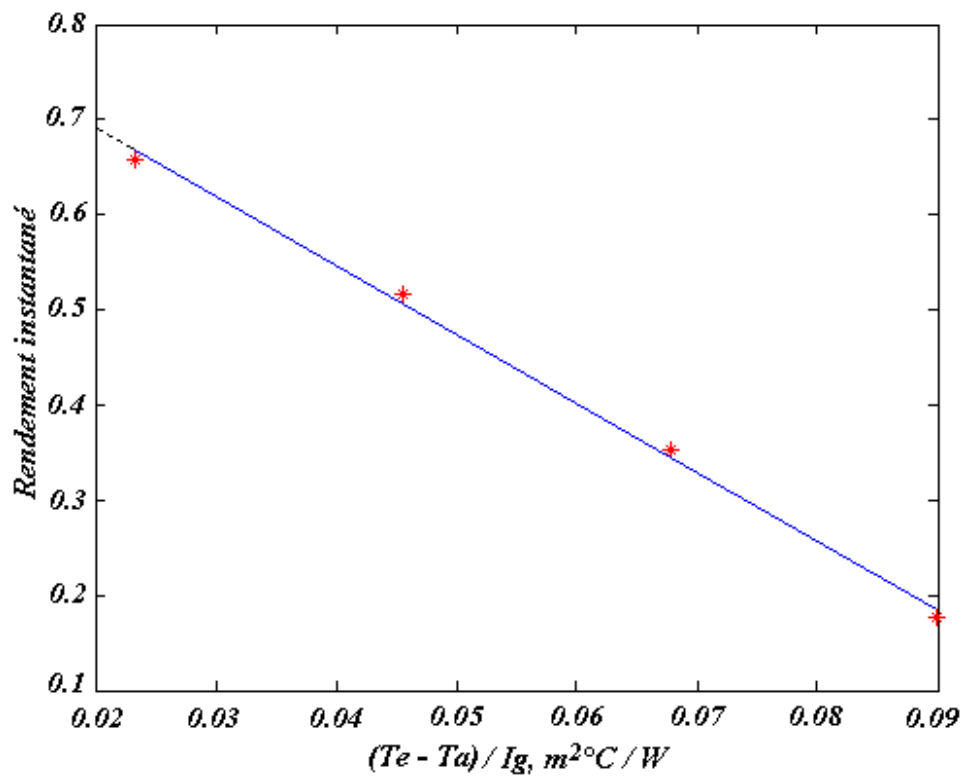


Figure 4.1 : Courbe représentative du rendement théorique du capteur solaire plan.

En figure 4.1 est représentée la courbe représentative de la variation du rendement du capteur. L'intersection de la droite avec l'axe des y permet la détermination du rendement optique, soit :

$$\eta_0 = F_R (\tau\alpha)_e = 0,69 \quad (4.4)$$

Le facteur $F_R U_g$, donné par la pente de la droite, est égal à :

$$F_R U_g = 7,23 \text{ W/m}^2\text{°C} \quad (4.5)$$

Une fois les caractéristiques du capteur plan connues, elles seront considérées comme constantes pour la suite de la simulation.

4.3 Détermination de la variation journalière du débit

Du fait de l'effet thermosiphon, le débit circulant dans le système primaire est variable pendant la journée. En effet, le débit moyen qui doit vaincre les pertes de charges du système correspond au débit pour lequel la hauteur du thermosiphon h_T est équilibrée par la perte de charge h_F [36].

Son estimation est obtenue en résolvant l'équation (2.42) non linéaire $f(\dot{m})=0$. Cette équation est résolue par la méthode de « *Newton Raphson* » [32] (annexe 3) après localisation de la racine par balayage.

La figure (4.2) représente l'évolution du débit en fonction du temps pour une journée type des mois de janvier, avril, juillet et octobre.

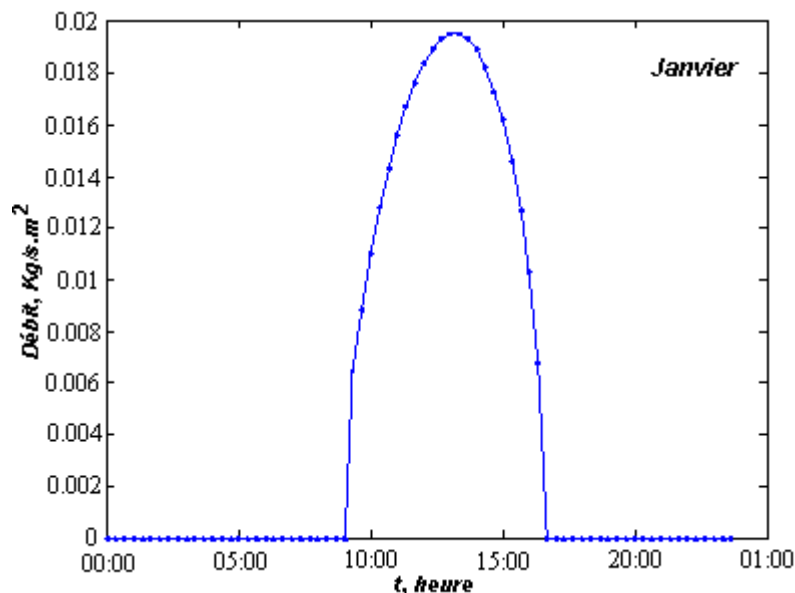


Figure 4.2 : Variation journalière théorique du débit des pour la journée type du mois de janvier.

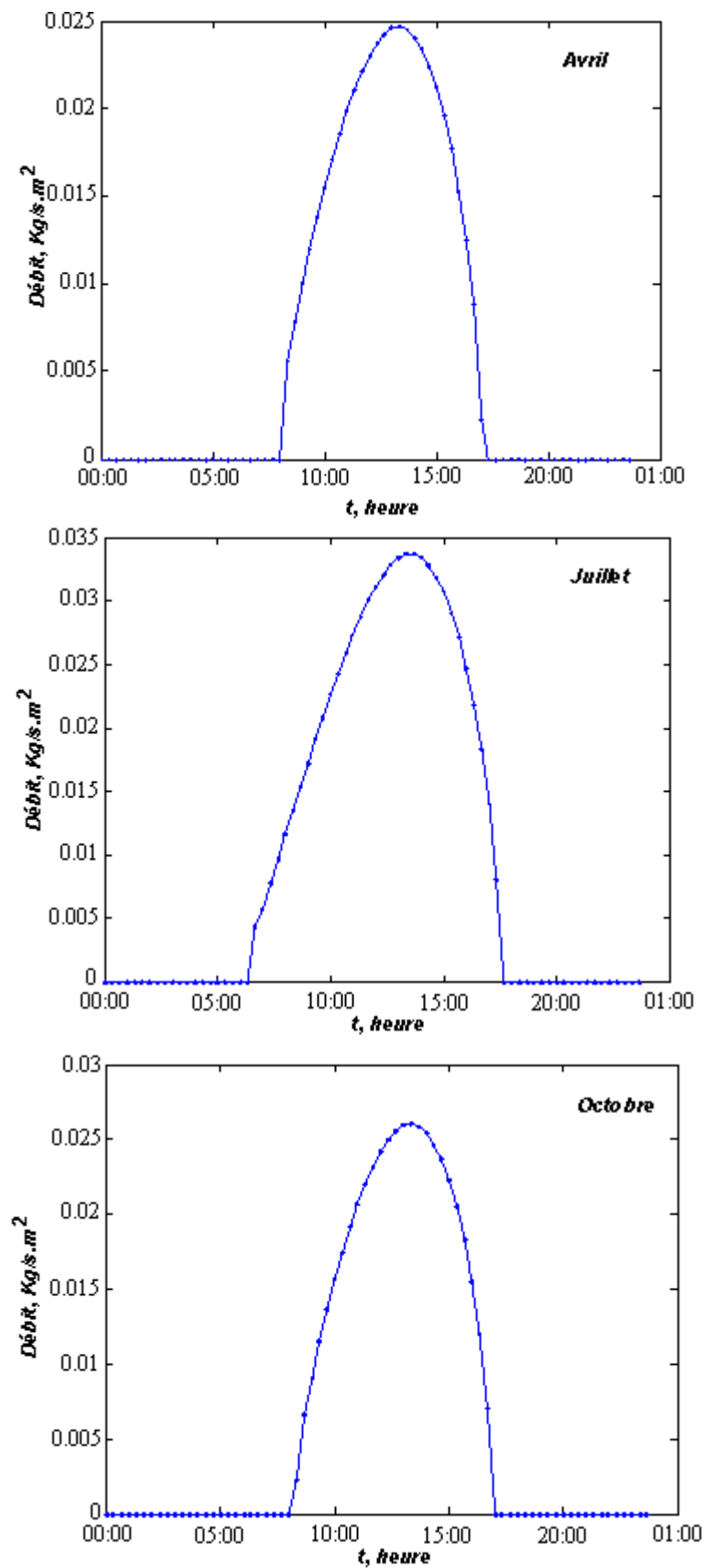


Figure 4.2(suite) : Variation journalière théorique du débit pour une journée type des mois d'avril, juillet et d'octobre.

On remarque que la variation du débit suit l'allure de l'éclairement solaire, les pertes de charges du système sont vaincues autour de 9h30 en mois de janvier avec un débit maximum de $0,019 \text{ kg/s m}^2$. En avril la variation commence aux environs de 9h du matin et ce termine aux alentours de 17h avec un débit maximum qui avoisine $0,025 \text{ kg/s m}^2$. En été, où les journées sont longues, la variation commence vers 7h du matin avec un débit maximum, autour de 14h, de $0,034 \text{ kg/s m}^2$. Alors que pour le mois d'octobre, on remarque que la variation commence autour de 8h avec un débit maximum de $0,026 \text{ kg/s m}^2$.

Le débit suit l'évolution de l'éclairement solaire reçu sur le capteur. En effet, le débit baisse l'après midi.

On remarque que le débit varie de 0 à $0,03 \text{ kg/s m}^2$.

4.4 Evolution de la température du stockage

Les résultats obtenus par les modèles d'estimation de l'éclairement solaire et de la température ambiante sont introduits dans le programme de simulation du chauffe eau solaire pour la détermination de l'évolution des différentes températures :

- d'entrée capteur,
- de sortie capteur,
- d'entrée échangeur,
- de sortie échangeur,
- de stockage.

En figure 4.3 sont représentées les évolutions des différentes températures.

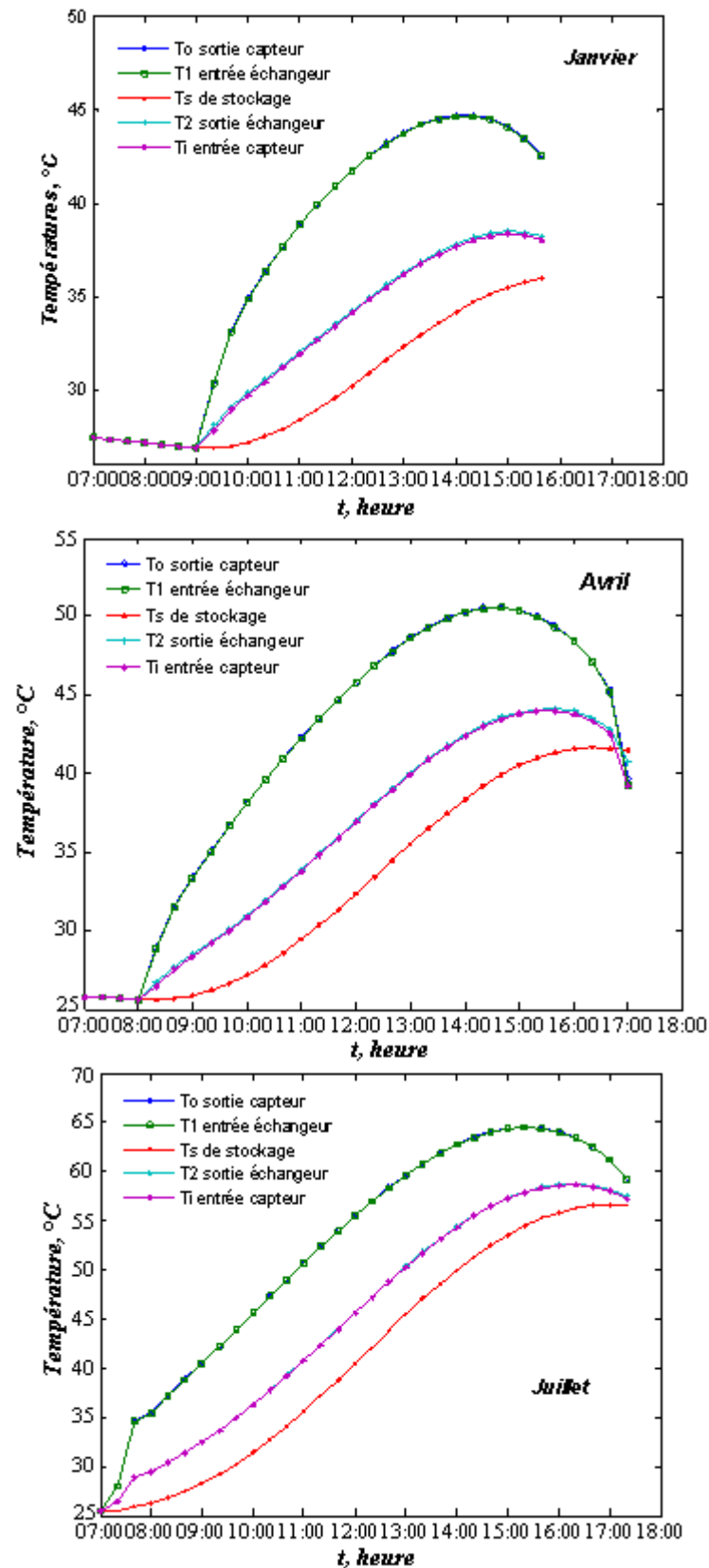


Figure 4.3 : Simulation de la variation des températures en fonction du temps pour les mois de janvier, avril et juillet.

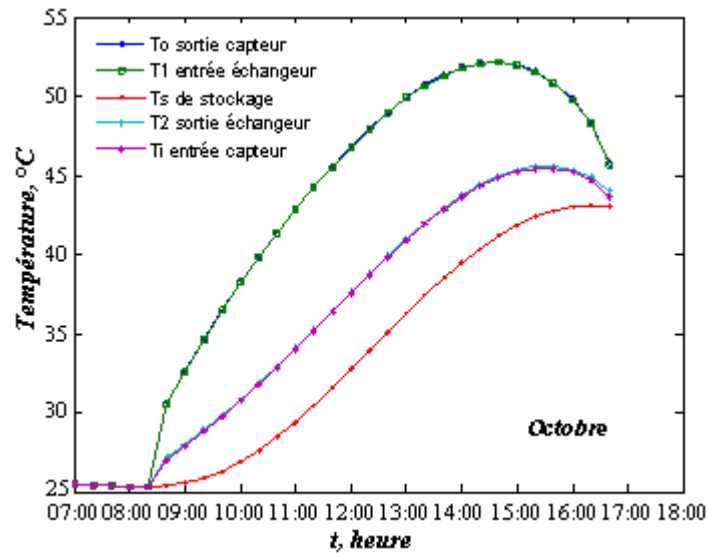


Figure 4.3 (suite): Simulation de la variation des températures en fonction du temps pour le mois d'octobre.

Les résultats obtenus sont représentés pour quatre mois de l'année, pris comme références de chaque saison. On remarque que les températures suivent une même allure.

Elles croissent le matin pour le mois de janvier, autour de 9h, où elles atteignent un maximum autour de 14h. Alors que pour le mois d'avril les températures croissent le matin à partir de 8h pour atteindre un maximum vers 14h. Quand au mois de juillet, où les journées sont longues, les différentes températures commencent à croître à partir de 7h du matin pour atteindre un maximum à 15h. Pour le mois d'octobre les températures croissent aux alentours de 8h20. Le maximum est atteint vers 14h.

Les différentes températures commencent à chuter en raison de l'arrêt du thermosiphon.

Aussi, les deux températures, sortie capteur et entrée échangeur, T_o et T_1 sont pratiquement confondues. Ceci est dû à plusieurs paramètres, tels que :

- une bonne isolation thermique ;
- une courte longueur des conduites.

De même, les températures sortie échangeur et entrée capteur, T_2 et T_i , sont presque confondues. Ceci est dû à la bonne isolation thermique des canalisations.

La température de sortie capteur T_o est logiquement la plus élevée. Elle varie selon le mois de l'année pour atteindre les 65°C en été et les 45°C en hiver.

La température de stockage commence à croître une fois l'amorçage du thermosiphon.

Après le coucher du soleil, il n'y a plus d'apport de chaleur et la température du stockage baisse à cause des pertes thermiques vers l'air ambiant, mais faiblement grâce à son isolation.

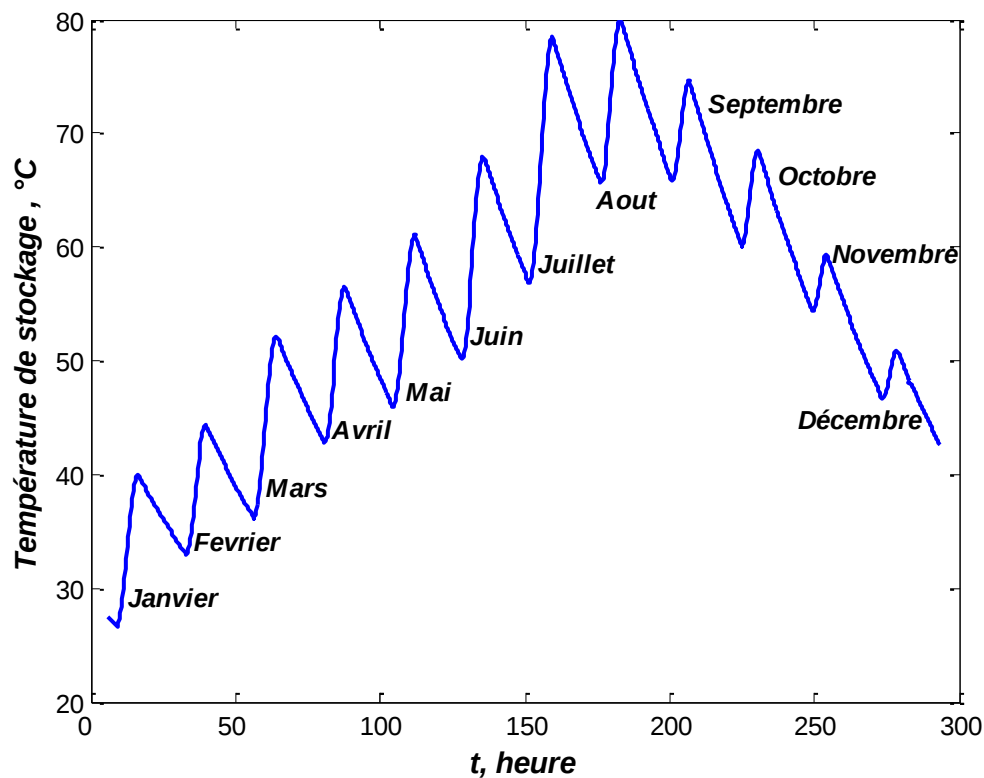


Figure 4.4 : Evolution de la température de stockage sur une année.

La figure 4.4 montre l'évolution de la température de stockage sur une année type. Elle croît continuellement au cours des mois pour atteindre son maximum en juillet et qui commence à décroître à partir du mois d'août pour atteindre des températures autour de 40°C en décembre.

4.5 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons déterminé, par simulation, les caractéristiques du capteur plan à savoir le rendement optique et le coefficient de pertes globales, on respecte les normes du test du capteur.

Pour assurer la circulation du fluide il faut que la hauteur du thermosiphon soit supérieur aux pertes de charges du système qui donne une variation journalière théorique du débit on utilisant la méthode de *Newton Raphson* dans la simulation. Ceci nous a permis de produire plusieurs courbes dont l'évolution des différentes températures journalières mois par mois, aussi la température de stockage théorique annuelle en se basant sur le modèle stochastique du rayonnement et de la température ambiante.

Chapitre V

Etude expérimentale et validation

5.1 Introduction

Dans ce chapitre, est présenté le chauffe eau solaire testé expérimentalement. Les normes mises en place pour l'expérimentation sont synthétisées.

Le banc d'essai réalisé au niveau de la plate forme expérimentale du Centre de Développement des Energies Renouvelables (CDER) de Bouzaréah est décrit et les différents tests effectués sont présentés.

L'évaluation expérimentale des performances du chauffe eau solaire en fonction des variables stochastiques (éclairage et température ambiante), est effectuée.

La température de stockage est validée.

5.2 Description du chauffe eau solaire

Le chauffe eau solaire objet de la présente étude, basé sur l'effet thermosiphon, est composé de deux éléments essentiels, le capteur plan et la cuve de stockage. Le lien entre ces deux éléments est assuré par des conduites et un échangeur immergé dans le ballon de stockage. En figure 5.1, est représenté schématiquement le chauffe eau solaire ayant fait l'objet de tests expérimentaux.

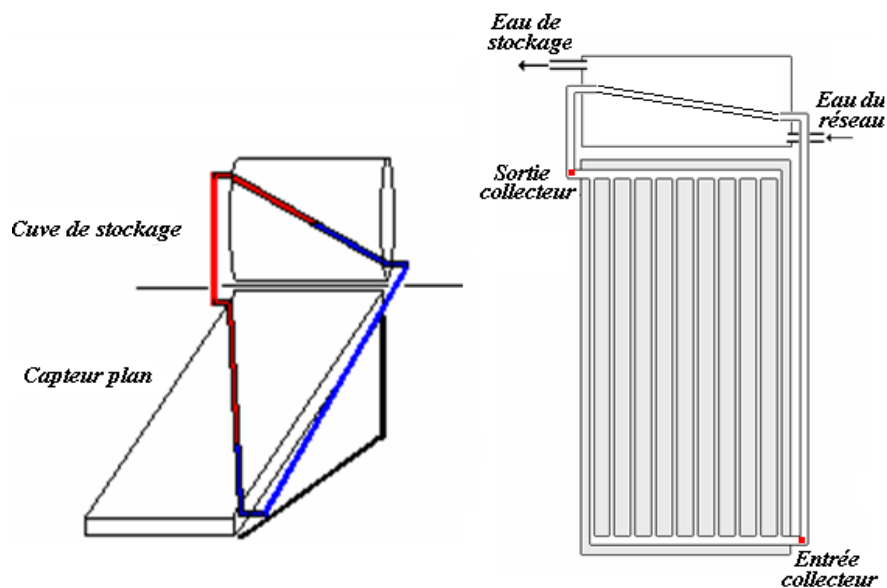


Figure 5.1 : Représentation schématique du chauffe eau solaire à thermosiphon testé au Centre de Développement des Energies Renouvelable (CDER)

Les caractéristiques du chauffe eau solaire étudié sont regroupées dans le Tableau 5.1.

Tableau 5.1 : Caractéristiques du chauffe eau solaire étudié.

Dimensions capteur plan (mm)	1205 x 1950 x 105 mm
Nature enveloppe	en profilé d'aluminium, avec une peinture électrostatique
Nombre de tubes	10
Tubes (Nature et dimension)	Tube en cuivre : Diamètre : $D_3 = 10 \text{ mm}$ Longueur : $L_3 = 1800 \text{ mm}$
Surface nette d'absorption	2,07 m ²
Surface sélective. Nature de la surface absorbante et caractéristique	Peinture mate Absorption $\alpha = 95 \%$ Emission $\varepsilon = 7 \%$
Isolation en polyuréthane.	Conductivité $k = 0.025 \text{ W/mK}$ Epaisseur du fond = 50 mm Epaisseur latérale sur les deux cotés = 20 mm
Vitrage	Epaisseur = 4 mm Transmittivité 83%
Collecteurs	Tube en cuivre Diamètre : $D_4 = 27 \text{ mm}$ Longueur : $L_4 = 1200 \text{ mm}$
Fond du capteur plan	Feuille galvanisée en aluminium d'épaisseur : 0,35 mm
Conduite de connexion entre le capteur et la cuve.	Diamètre : $D_1 = 20 \text{ mm}$ Longueur : $L_1 = 2000 \text{ mm}$
Conduite de connexion entre le la cuve et le capteur unique.	Diamètre : $D_2 = 20 \text{ mm}$. Longueur : $L_2 = 600 \text{ mm}$
Dimensions de la cuve de stockage	Longueur : $L_{cu} = 1,12 \text{ m}$ Diamètre intérieur $d_{i-cu} = 0,23 \text{ m}$ Epaisseur de la cuve $e_{cu} = 0,002 \text{ m}$ Epaisseur de l'isolant de la cuve $e_{is-cu} = 0,05 \text{ m}$ Diamètre extérieur de la cuve $d_{e-cu} = 0,31 \text{ m}$ Capacité 190 L

5.3 Normes pour l'étude expérimentale des chauffe-eaux solaires

Plusieurs normes ont été élaborées pour l'étude expérimentale et la détermination des performances du chauffe-eau solaire. Parmi elles [49], on peut citer :

- la norme Australienne -ISO 9459-4,
- la norme Européenne -ISO 9459-5,
- la norme Chinoise (simplifiée) -ISO 9459-2,
- les normes Américaines -ISO 9459-1 et ISO 9459-4

Auxquelles sont rajoutées les normes locales développées selon les climats et les positions géographiques.

5.3.1 Norme européenne (ISO 9459)

La norme européenne (ISO 9459), proche des conditions locales, comprend plusieurs parties :

- Partie 1: Présentation de la procédure des tests expérimentaux en intérieur (indoor).
- Partie 2: Présentation de la procédure des tests expérimentaux à l'extérieur (outdoor), et prévision annuelle des performances du système.
- Partie 3: Essais complémentaires de performance des systèmes solaires.
- Partie 4: Caractérisation des performances du système à travers le test des composants par simulation.
- Partie 5: Caractérisation de la performance du chauffe-eau solaire considéré comme composant unique par simulation numérique.

La norme prévoit que les tests se déroulent sur des périodes allant de 10 à 15 jours. Une période pendant laquelle les mesures des températures, entrée, sortie, leurs différences, la température de stockage et d'ambiance ainsi que l'éclairement solaire sont mesurés toutes les 5 minutes.

Les tests doivent se répéter plusieurs fois dans l'année pour des conditions climatiques différentes.

5.3.2 Démarche à suivre

N'ayant pu obtenir des documents relatifs aux normes que tardivement, les tests effectués au CDER ont été réalisés sur des périodes plus grandes que celles prévues par les normes.

Les différentes températures ont été mesurées conformément à la norme européenne sauf pour la différence de température entrée- sortie qui a été calculée à partir de la différence entre les mesures de la température entrée et la température sortie.

L'éclairement solaire a été mesuré conformément aux normes mises en place.

5.4 Banc d'essai réalisé

Outre le chauffe eau solaire, le banc d'essai utilisé pour l'étude expérimentale est muni de différents types d'instrumentations de mesures permettant l'enregistrement et l'acquisition des données nécessaires à la caractérisation des performances journalières.

Les différents capteurs de mesures placés sur le chauffe eau sont :

- des thermocouples de *type K (Chromel-Alumel)*, plongés dans des doigts de gant, placés aux endroits indiqués. Ils permettent la mesure de trois températures à savoir : la température d'entrée du fluide au capteur, la température de sortie de l'eau du capteur et la température de stockage. La température ambiante est mesurée, près du banc d'essai, dans un abri constitué d'un caisson assurant la protection contre les radiations directes et réfléchies et les effets du vent.
- un pyranomètre de *type Keep & Zonen* posé, à la même inclinaison que le capteur, près du banc d'essai pour la mesure de l'éclairement solaire.

Les capteurs de mesures sont reliés à une unité d'acquisition de données de type « *Agilent 34970A* » permettant l'envoi des signaux de mesure vers un micro-ordinateur à travers une interface RS-232. Un logiciel permet le traitement, la conversion et l'enregistrement des mesures dans un fichier Excel.

L'ensemble du banc d'essai est illustré dans la figure (5.2).

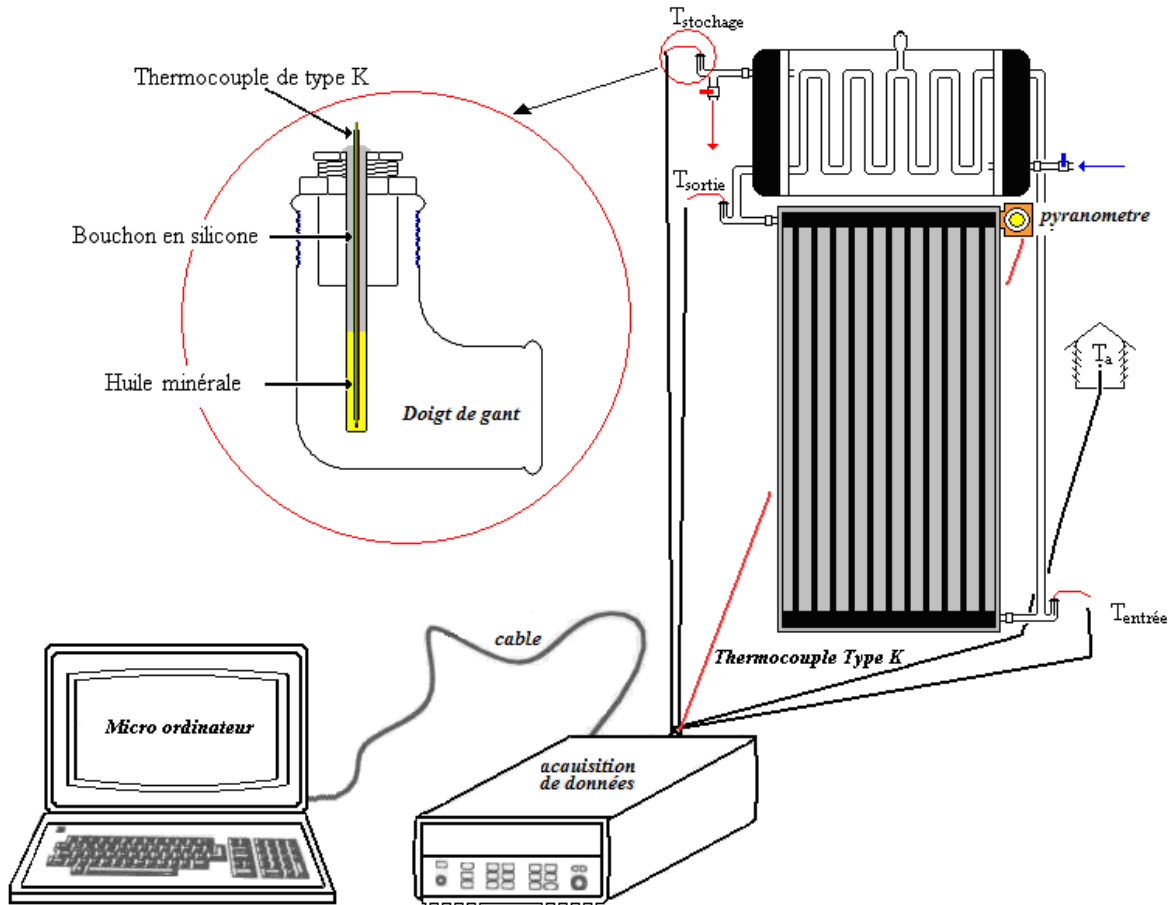


Figure 5.2 : Banc d'essai chauffe eau solaire.

5.5 Déroulement des tests expérimentaux

L'expérimentation a été effectuée au niveau de la plate forme expérimentale du Centre de Développement des Energies Renouvelables (CDER).

Les paramètres caractérisant le site de Bouzareah sont :

- La latitude : $36^{\circ} 8'$.
- La longitude : $3^{\circ} 12'$.
- L'altitude : 345 m .

Les tests ont duré une année. La première période a consisté en la mise en place des différents capteurs de mesures au sein du banc d'essai. Plusieurs tests de contrôles ont été effectués pour vérifier :

- les éventuelles fuites,

- la qualité de la mesure.... etc.

Par ailleurs, des doigts de gant ont été réalisés pour les mesures de la température. Ils sont constitués de tube en cuivre placés perpendiculairement à la tuyauterie à l'entrée et la sortie et dans le stockage.

Les thermocouples sont plongés dans de l'huile minérale et isolés à l'aide d'une résine.

Plusieurs tests ont été effectués :

- 1- Test de la constante du temps.
- 2- Test de l'efficacité de l'échangeur.
- 3- Test des performances du chauffe eau solaire.

5.6 Détermination de la constante du temps

L'expérimentation a débuté par la détermination de la constante du temps.

La constante du temps permet de déterminer l'inertie thermique du système. Elle est déterminée en traçant l'évolution du gradient de la température de sortie du fluide et de la température ambiante pendant les phases de réchauffement ou refroidissement.

En échauffement l'écart de température suit la loi :

$$T_0 - T_a = A \left[1 - \exp\left(-\frac{t}{k}\right) \right] \quad (5.1)$$

Les conditions de test doivent être vérifiées conformément aux normes pour la détermination de la constante de temps, tel que :

- Le rayonnement solaire doit être supérieur à 630 W/m^2 .
- Le capteur doit être orienté à la latitude du lieu.
- La vitesse du vent doit être inférieure à 1 m/s .
- La température ambiante doit être de l'ordre de 30°C .

Le test doit se dérouler autour du midi solaire vrai (TSV), soit à incidence normale.

Le matin, le capteur plan du chauffe eau solaire a été couvert par un carton opaque (non absorbant). Ce dernier est retiré autour de midi et, pour des conditions climatiques conformes aux normes, les différentes températures, entrée et sortie capteur, la température ambiante l'éclairement global sont enregistrés en fonction du temps.

Le test a été réalisé durant une journée claire du mois de juin 2007, autour de midi, avec un rayonnement dépassant les 730 W/m^2 . Les relevés expérimentaux sont reportés dans le tableau 5.2.

**Tableau 5.2 : Relevés des données expérimentales pour
l'évaluation de la constante du temps.**

T_o , [°C]	T_w [°C]	$\Delta T = T_o - T_w$ [°C]	I_g , [W/m ²]	t , [min]
35,63	35,63	0	735,45	0
36,87	35,22	1,65	736,21	10
37,92	35,17	2,75	783,01	20
39,34	35,84	3,5	821,85	30
39,37	35,37	4	798,21	40
40,08	35,58	4,5	765,45	60
40,28	35,48	4,8	823,54	80
40,62	35,72	4,9	825,03	100
41,24	36,25	4,99	884,42	150
41,38	36,39	4,99	831,42	200

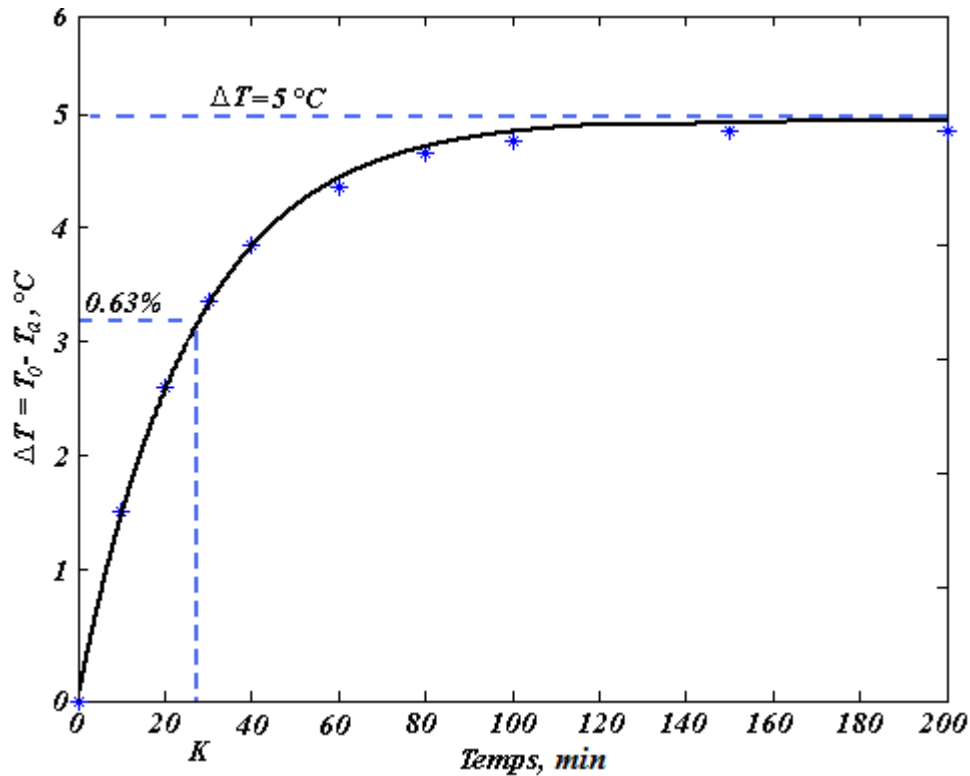


Figure 5.3 : Courbe caractéristique de la constante de temps.

La figure (5.3) représente un amorçage à faible amplitude liée à l'inertie du système et correspondant au temps de réponse de ce dernier. Une période de proportionnalité entre les amplitudes des deux grandeurs est constatée avant d'atteindre l'équilibre et la stabilité dans le système.

D'après le tracé, on peut estimer $\Delta T = 5^{\circ}\text{C}$ (valeur asymptotique), que l'état stationnaire est atteint.

La réponse du chauffe eau solaire est donc la forme :

$$\Delta T = 5 \left(1 - \exp \left(- \frac{t}{k} \right) \right) \quad (5.2)$$

Pour $t = k$ on a : $\Delta T(k) = 5(1 - \exp(-1)) = 5 \times 0,63 = 3,15^{\circ}\text{C}$

La valeur de k est lue sur la courbe $\Delta T = f(t)$

pour $\Delta T = 3,15^{\circ}\text{C}$, soit $k = 29 \text{ mn}$

5.7 Détermination expérimentale de l'efficacité de l'échangeur dans la cuve

Le chauffe eau solaire étudié est muni d'un échangeur de type « serpentín » immergé dans la cuve de stockage. On suppose que l'échangeur de chaleur est plongé dans un milieu uniforme à température constante, (figure 2.14.).

L'efficacité de l'échangeur (équation 2.80), est déterminée expérimentalement en utilisant les valeurs moyennées des températures, entrée et sortie capteur ainsi que la température de stockage, une fois atteint le régime stationnaire.

Le calcul de l'efficacité s'est effectué durant la journée du 02 avril 2008 entre 11h 30 minutes et 12h 30minutes.

Leurs valeurs prélevées sont données dans le tableau 5.3.

Tableau 5.3 : Températures entrée, sortie et stockage d'une journée.

<i>Heure</i>	<i>T_{entrée} (T₁), °C</i>	<i>T_{sortie} (T₂), °C</i>	<i>T_{stockage} (T_{st}), °C</i>
11h30	67,67	51,69	40,53
11h35	67,18	53,18	40,94
11h40	67,27	53,27	40,59
11h45	67,85	51,85	40,30
11h50	67,19	53,19	40,28
11h55	67,43	53,43	40,69
12h00	67,33	53,33	40,11
12h05	67,31	53,31	40,28
12h10	68,15	53,15	40,94
12h15	68,10	53,10	41,79
12h20	68,55	53,55	41,79
12h25	68,42	53,42	41,57
12h30	53,50	53,50	41,31

On procède au calcul de la moyenne des différentes températures et on obtient :

$$T_1 = 67,95^{\circ}\text{C} \quad T_2 = 53,10^{\circ}\text{C} \quad T_{st} = 40,85^{\circ}\text{C}$$

Ce qui donne une efficacité de :

$$\varepsilon = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{st}} = \frac{67.95 - 53.10}{67.95 - 40.85}$$

$$\varepsilon = 0,55$$

Cette valeur est introduite comme donnée dans le programme de simulation du chauffe eau solaire.

5.8 Détermination des performances journalières

Les tests des performances journalières ont duré 12 mois (octobre 2007- septembre 2008) en continue. Durant cette période les différentes mesures de températures de stockage, entrée, sortie et la température ambiante ont été prélevées toutes les 5 minutes.

En figure 5.4 sont tracées les évolutions des températures de stockage mesurées durant toute une année à l'échelle du jour pour chaque mois, regroupés par période de trois mois.

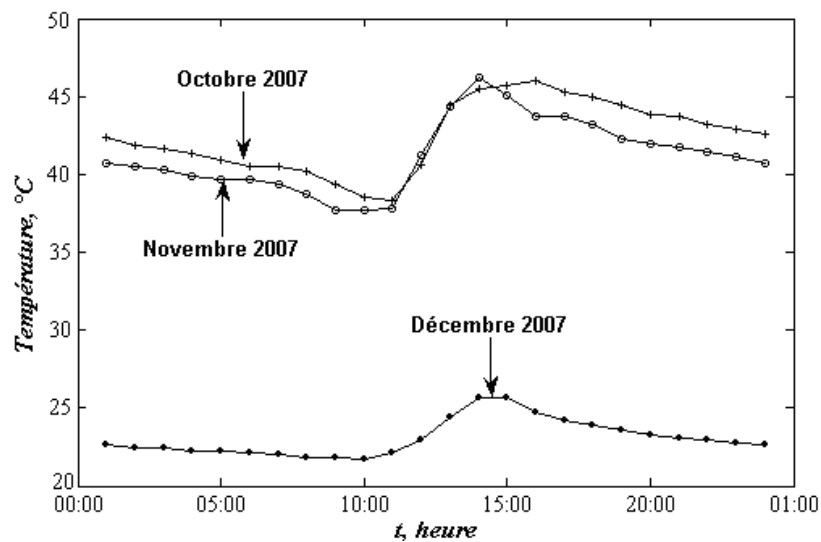


Figure 5.4 : Evolution de la température moyenne mensuelle de stockage durant les 12 mois d'étude à l'échelle du jour.

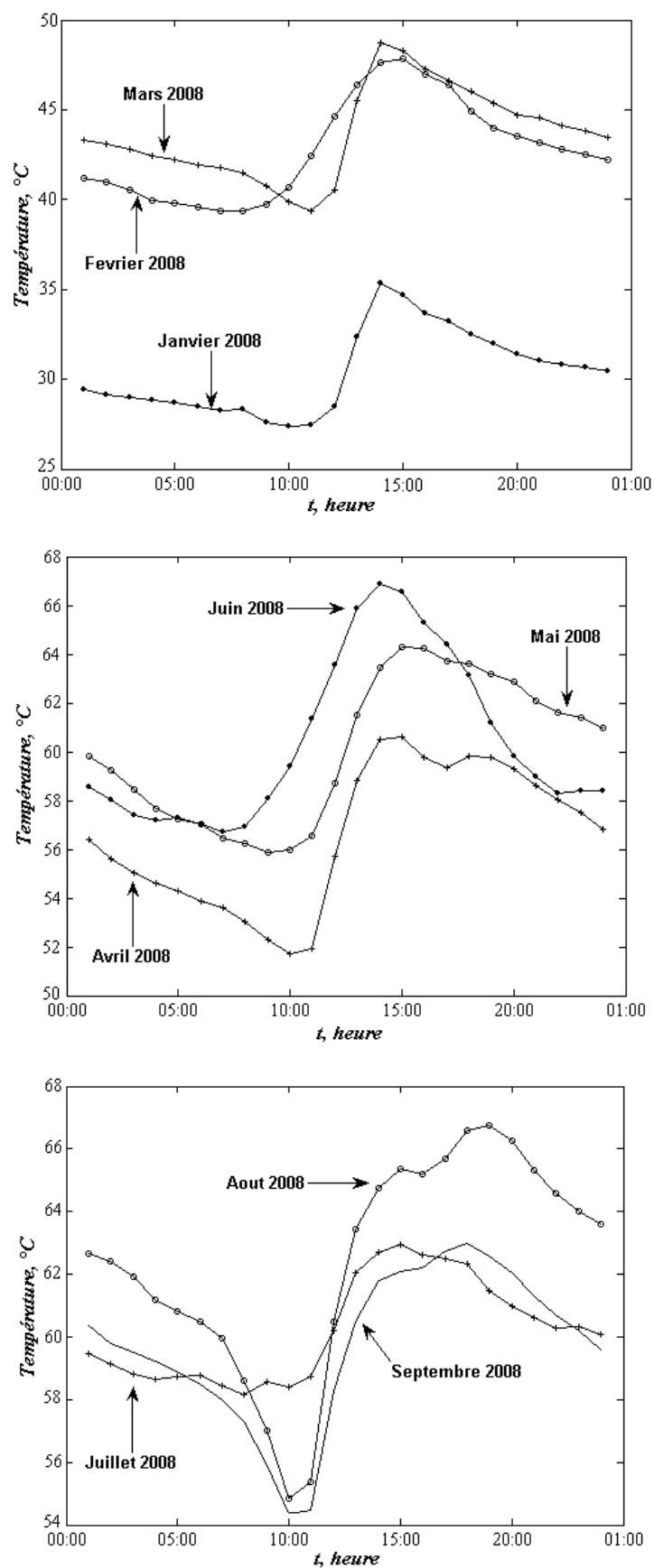


Figure 5.4 (suite) : Evolution de la température moyenne mensuelle de stockage durant les 12 mois d'étude à l'échelle du jour.

Ces courbes présentent une allure similaire à travers les mois avec un décalage dans les températures, du fait de l'effet saisonnier.

En effet les températures de stockages atteignent des niveaux importants durant les mois allant d'avril à septembre. Mois durant lesquels, le rayonnement solaire est important.

On remarque une chute entre les mois de novembre et décembre qui s'explique par une dégradation climatique durant ce dernier mois.

Une remontée de la température de stockage est constatée à partir du mois de février jusqu'à atteindre les températures maximales du mois de juin à septembre.

Les niveaux de températures maximales atteints sont de l'ordre de 65°C

On remarque que l'amorçage de l'effet thermosiphon se fait selon la saison entre 10h et 11h du matin (augmentation de la température de stockage).

La température rechute à partir de 15h. En effet, l'effet thermosiphon diminue au fur et à mesure que l'éclairement et la température ambiante diminuent.

Sur la journée, on constate une chute de la température de stockage durant la nuit à cause des déperditions thermiques vers l'ambiance.

La mesure de la température de stockage a été moyennée pour chaque mois. En figure 5.5 est tracé l'histogramme représentant les moyennes mensuelles de la température de stockage. Un maximum est obtenu pendant l'été où les températures atteintes avoisinent les 60°C en moyenne. Cette dernière chute en hiver jusqu'à atteindre les 20°C .

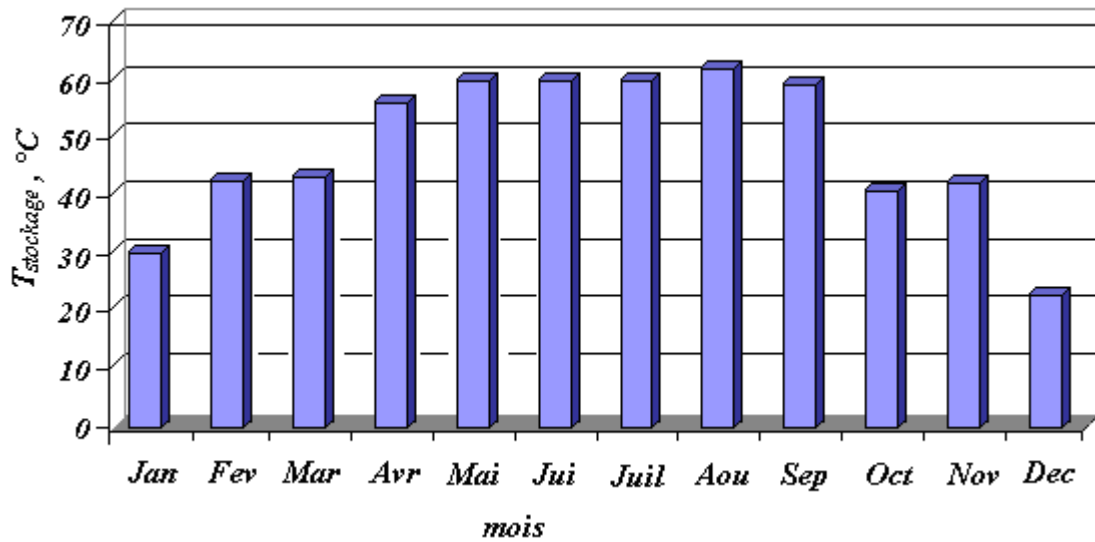


Figure 5.5 : Variation annuelle de la température moyenne de stockage durant les 12 mois d'étude.

En figure 5.6 sont présentées les évolutions des différentes températures moyennes journalières (entrée et sortie capteur, la température ambiante) pour chaque mois de l'année.

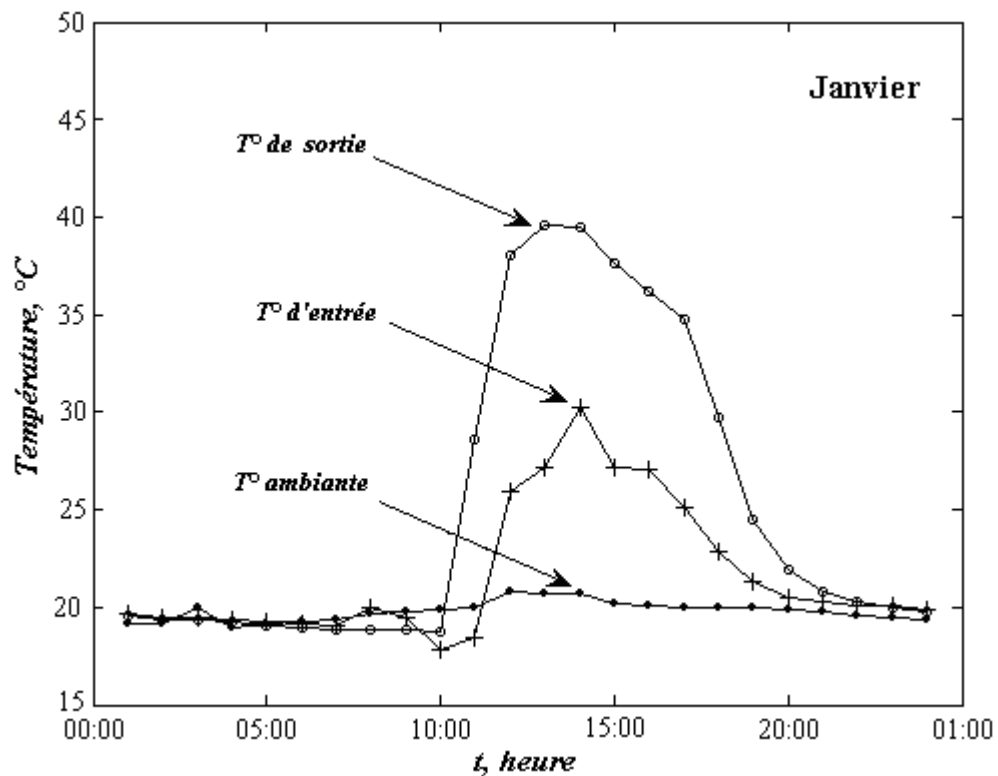


Figure 5.6 Evolution des températures mensuelles moyennes entrée, sortie et ambiante durant le mois de janvier, à l'échelle du jour.

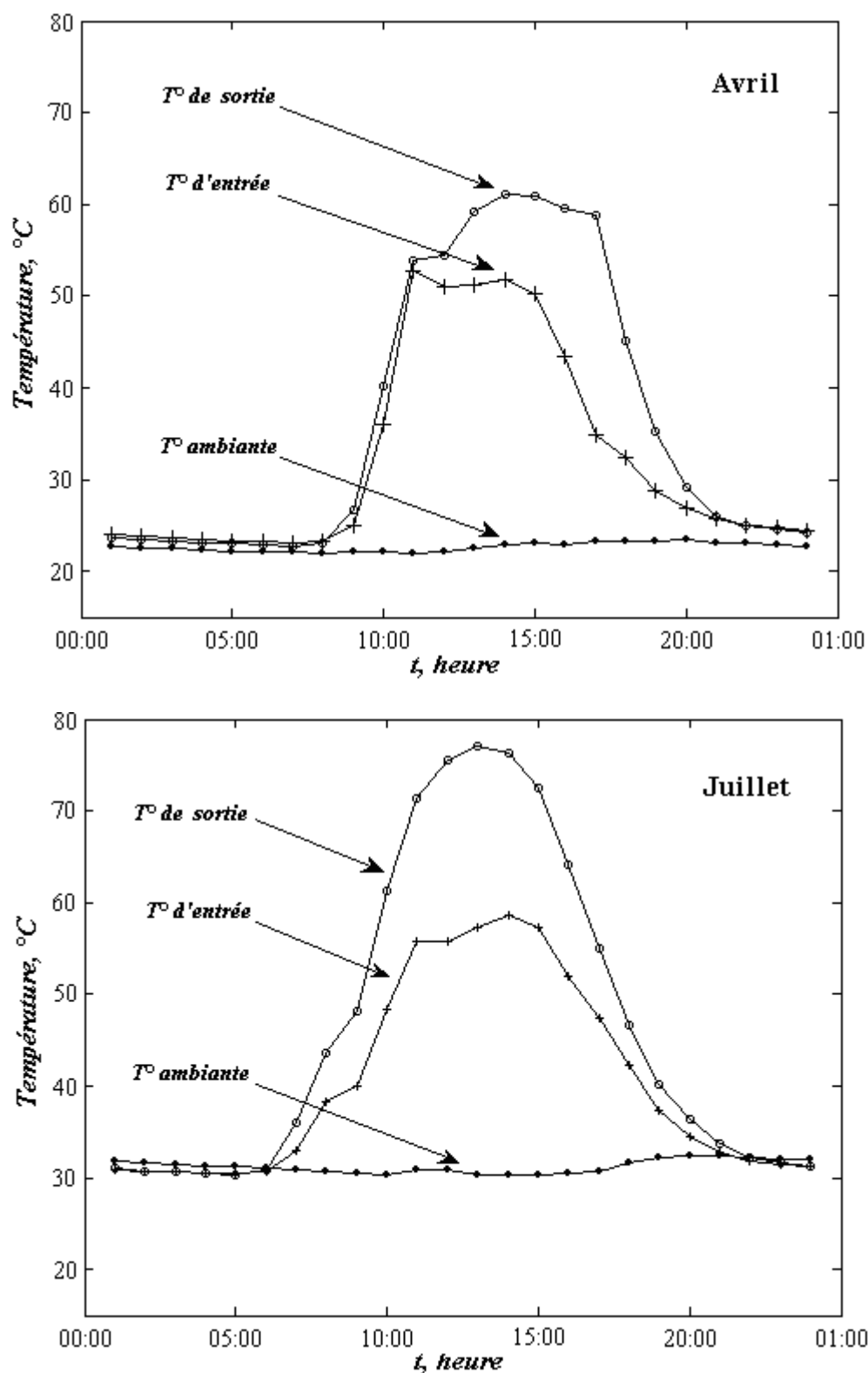


Figure 5.6 (suite) : Evolution des températures mensuelles moyennes entrée, sortie et ambiante durant les mois d'avril et juillet, à l'échelle du jour.

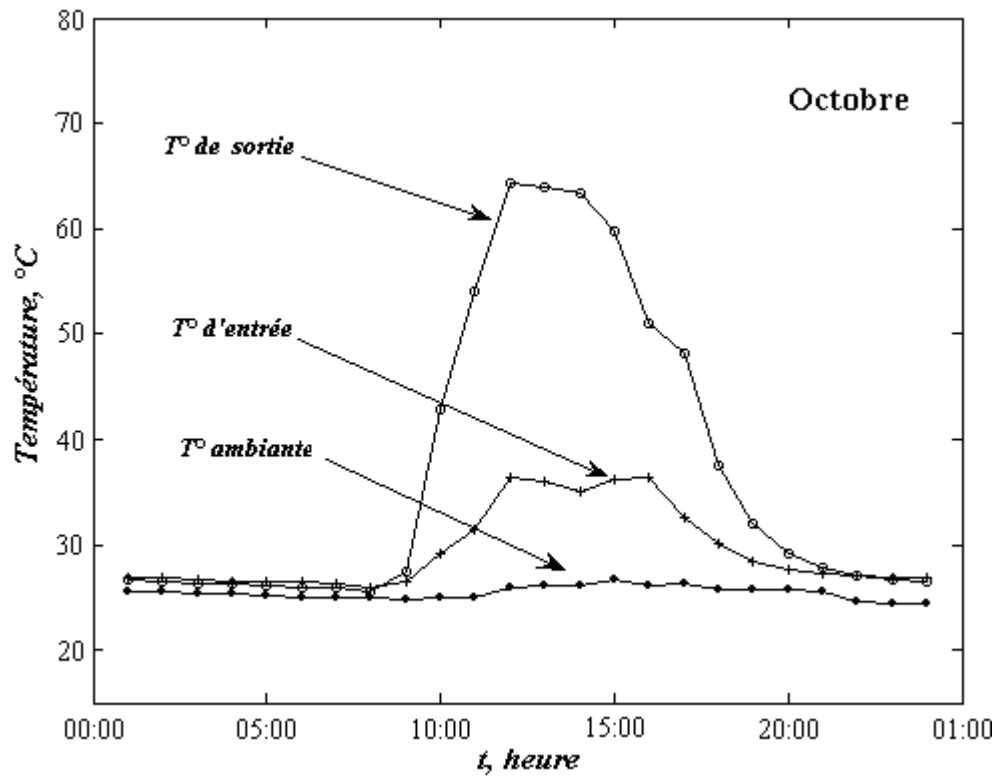


Figure 5.6 (suite) : Evolution des températures mensuelles moyennes entrée, sortie et ambiante durant le mois d'octobre, à l'échelle du jour.

Ces évolutions indiquent le gain d'énergie à travers le capteur solaire plan, ces derniers sont maximums durant les mois de mai, juin, juillet et août.

Leurs évolutions sont proportionnelles à l'éclairement solaire car la température ambiante varie peu.

La température à la sortie du capteur commence à augmenter, généralement, entre 9h et 10h. Les températures maximales enregistrées présentant des pics de 40°C en janvier et 75°C en juin et juillet.

Pendant la nuit les deux températures entrée et sortie du capteur tendent vers la température ambiante.

5.9 Rendement journalier

Le rendement journalier d'un jour type du mois est défini comme le rapport entre le gain d'énergie du stockage et l'énergie reçue par le système, tels que:

$$\eta_j = \frac{\sum Q_u - \sum Q_p}{\sum A_c I_g} \quad (5.3)$$

Avec :

Q_u : Energie utile récupérée.

Q_p : Pertes globales de la cuve.

A_c : Surface globale du capteur.

I_g : Eclairement solaire global reçu.

L'énergie utile récupérée par le capteur à l'échelle du jour est donnée par :

$$\sum Q_u = A_c F_R (\tau \alpha) \sum I_g - A_c F_R U_g \sum (T_{st} - T_a) \quad (5.4)$$

L'énergie perdue par la cuve de stockage à l'échelle du jour est donnée par :

$$\sum Q_p = U_{cu} A_{cu} \sum (T_{st} - T_a) \quad (5.5)$$

Les paramètres variant avec le temps dans les équations (5.4) et (5.5) sont les températures ambiantes, les températures de stockages et l'éclairement solaire global.

On suppose que les facteurs $F_R U_g$, $F_R (\tau \alpha)$ sont constants et égaux aux valeurs données en paragraphe 4.2, [51].

Les pertes globales de la cuve sont estimées à partir de la simulation des performances journalières du chauffe eau solaire donnée au paragraphe 2.5 et estimé à $U_{p-cu} = 2.10 \text{ W/m}^2\text{°C}$.

Ces paramètres, estimés à partir des résultats de la simulation permettant la détermination du rendement instantané du capteur, sont égaux aux valeurs données en paragraphe 4.2 par les équations 4.4 et 4.5.

Pour la détermination du rendement journalier, on procède au calcul des énergies reçues, utiles et des pertes moyennées sur l'heure pour la journée type des mois.

Les résultats obtenus sont par la suite moyennés sur le mois.

Un exemple de calcul est donné dans le tableau 5.4 correspondant au mois de juillet ou figurent les sommes de l'énergie utile récupérée et les sommes de l'énergie perdue par la cuve ainsi que l'éclairement solaire en fonction des deux températures, ambiante et stockage.

Tableau 5.4 : Exemple de calcul du rendement pour une journée type du mois de juillet

<i>Heure</i>	<i>I_g, MJ/m²</i>	<i>T_a</i>	<i>T_{st}</i>	<i>Q_u, MJ</i>	<i>Q_p, MJ</i>
7	0,03	31,96	58,46	1,62	0,07
8	0,32	31,69	58,16	1,62	0,07
9	0,85	31,42	58,58	1,66	0,07
10	1,52	31,28	58,39	1,65	0,07
11	2,20	32,83	58,72	1,57	0,07
12	2,78	32,50	60,19	1,67	0,08
13	3,15	32,25	62,03	1,80	0,08
14	3,25	32,25	62,70	1,84	0,08
15	3,06	32,99	62,95	1,81	0,08
16	2,60	32,40	62,63	1,83	0,08
17	1,98	32,69	62,48	1,81	0,08
18	1,28	32,64	62,33	1,81	0,08
19	0,65	32,25	61,46	1,78	0,07
20	0,19	31,48	60,98	1,80	0,07
	Somme=23,85			Somme=24,28	Somme=0,71

En appliquant l'équation 5.2 on obtient un rendement $\eta = 0,51$ pour le mois de juillet.

Au tableau 5.5 sont donnés les résultats du rendement expérimental du chauffe eau solaire mois par mois. On remarque que ce dernier est maximal durant l'été où il atteint les 60%. Une exception est constatée pour le mois d'octobre qui s'est avéré particulier durant les 12 mois consécutifs de mesures.

Tableau 5.5 : Rendement journalier mois par mois pour une année type

	<i>I_g, MJ/m²</i>	<i>Q_u, MJ</i>	<i>Q_{Pcuves}, MJ</i>	<i>Rendement mensuel</i>
<i>Janvier</i>	12,59	6,25	0,26	0,20
<i>Février</i>	11,25	10,69	0,45	0,39
<i>Mars</i>	16,49	13,34	0,56	0,33
<i>Avril</i>	17,13	21,32	0,89	0,51
<i>Mai</i>	20,01	21,83	0,91	0,46
<i>Juin</i>	21,15	26,26	0,87	0,60
<i>Juillet</i>	23,85	24,28	0,71	0,51
<i>Août</i>	20,87	24,62	0,75	0,53
<i>Septembre</i>	19,09	25,44	0,79	0,59
<i>Octobre</i>	16,46	10,48	0,39	0,27
<i>Novembre</i>	13,35	13,85	0,52	0,44
<i>Décembre</i>	10,53	2,45	0,09	0,10
<i>Rendement annuel moyen</i>				0.41

5.10 Validation des résultats

Pour valider les résultats de la simulation de la température de stockage, les courbes expérimentales et les courbes d'évolution de la température de stockage simulé, sont regroupés sur un même graphe

Les deux allures sont comparées pour chaque mois. Les mois de janvier, juin et novembre sont représentés dans la figure 5.7.

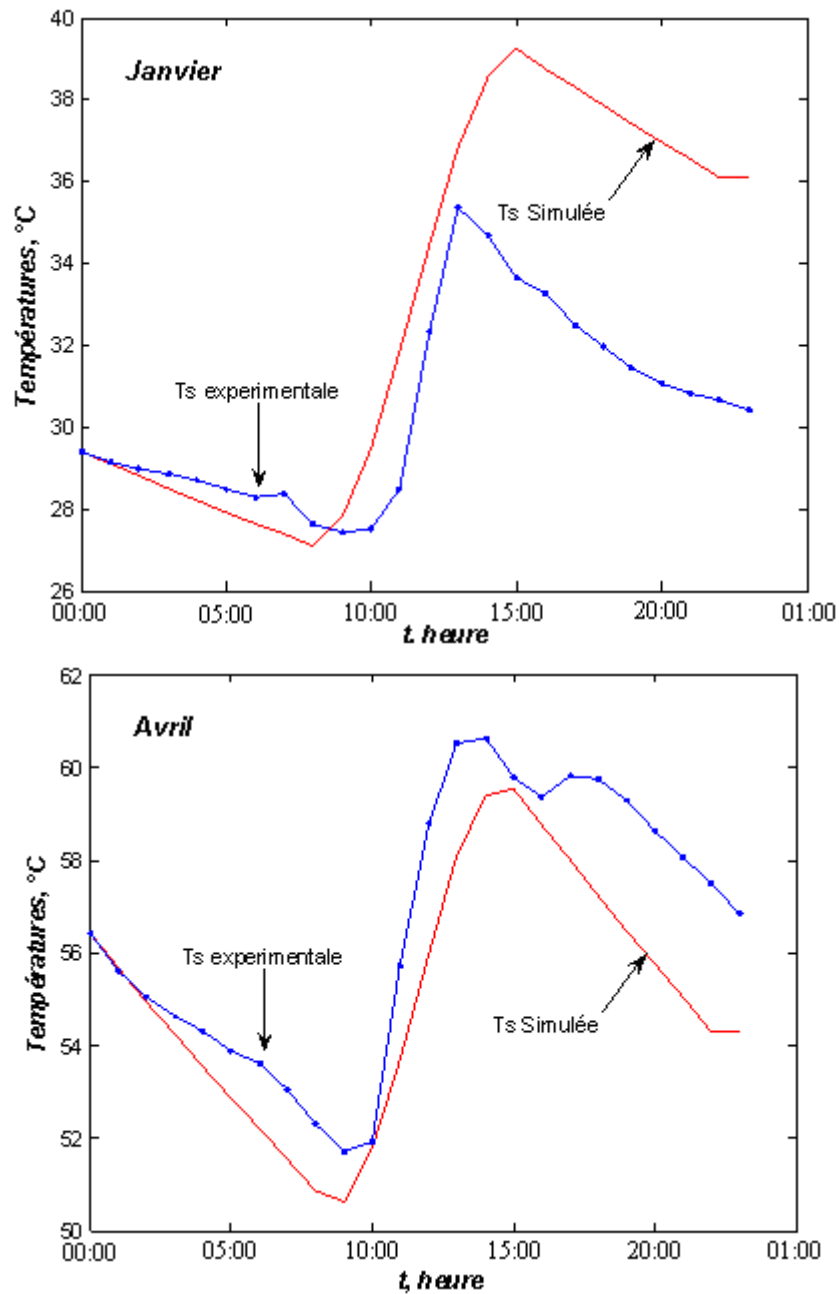


Figure 5.7 Température de stockage simulée et expérimentale pour le mois de janvier et avril.

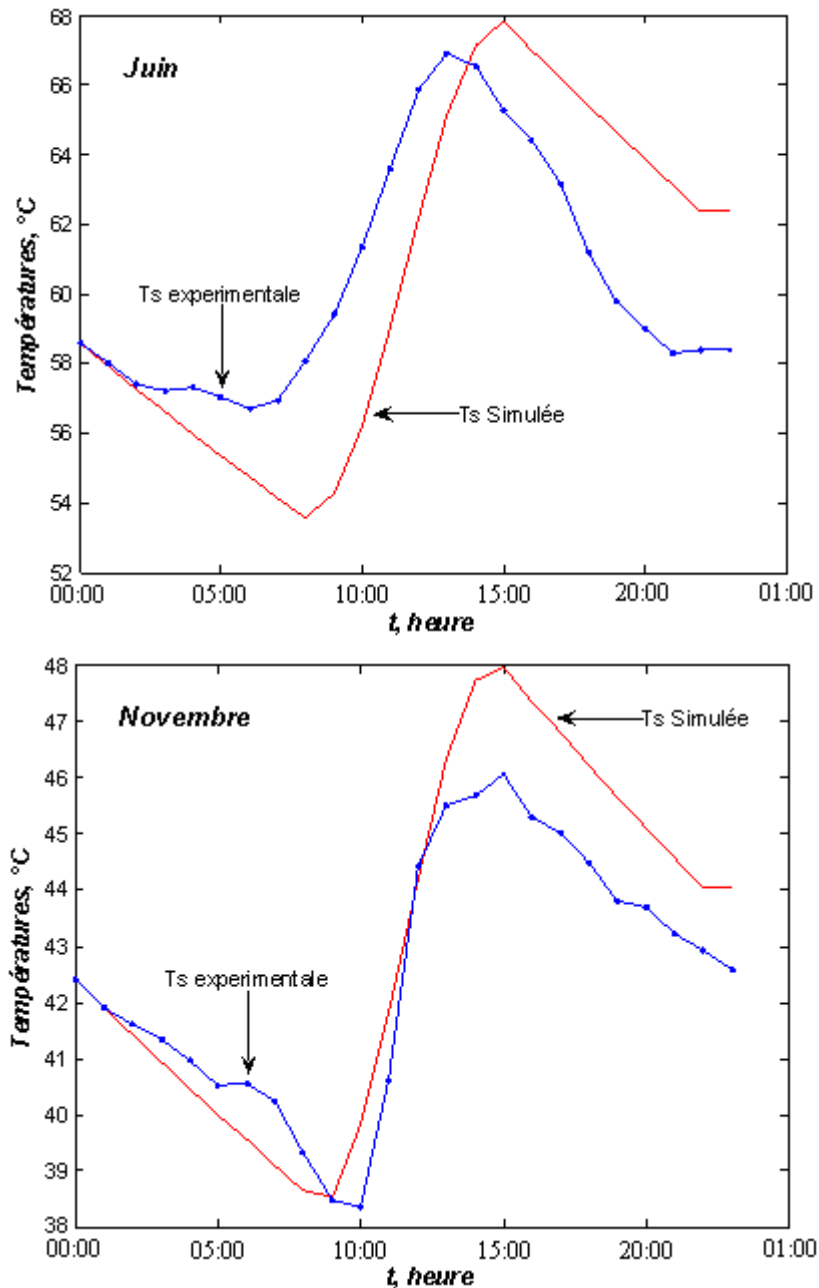


Figure 5.7 (suite) : Température de stockage simulée et expérimentale pour les mois de juin et novembre.

On constate que les deux tracés en démarrant d'une même température de stockage suivent la même allure avec un décalage des deux courbes.

Ce décalage est dû essentiellement aux différentes approximations du modèle ainsi qu'au manque d'informations exactes des caractéristiques constructives du chauffe eau.

La courbe de la simulation est supérieure à la courbe expérimentale, à l'inverse du mois d'avril et cela est dû à un dérèglement de l'acquisition du thermocouple indiquant la température de stockage.

On remarque que la courbe obtenue par simulation prend une allure croissante jusqu'à atteindre son maximum au voisinage de 14h ,15h. Ceci correspond à l'évolution journalière de l'éclairement.

5.11 Conclusion

Le banc d'expérimentation mis en place au niveau de la plate forme expérimentale du CDER a permis d'effectuer différents tests expérimentaux portant sur la détermination des performances du chauffe eau solaire.

Les résultats enregistrés montrent que la température de stockage est réellement influencée par la variation des paramètres climatique et radiométriques, à savoir la température ambiante et l'éclairement solaire.

La température moyenne de stockage atteint des valeurs importantes durant l'été avec des pics de 65°C à 75°C.

Par ailleurs, les estimations relatives au rendement journalier du chauffe eau solaire affichent des valeurs variant de 0,10 à 0,60, selon le mois considéré.

Enfin, le rendement annuel moyen, de l'ordre de 0,41, semble intéressant.

Pour valider le résultat, la température de stockage simulée est confrontée avec la température de stockage expérimentale. De ce dernier résultat, on constate que les deux courbes sont en bonne concordance.

Conclusion générale

Conclusion générale

Après l'étude bibliographique ayant permis de faire l'état de l'art en la matière et particulièrement en Algérie, un chauffe eau solaire à effet thermosiphon et échangeur incorporé dans la cuve de stockage a été étudié théoriquement et expérimentalement.

Les caractéristiques thermiques des différents éléments du système ont été estimées en analysant séparément chaque composant et particulièrement la conversion de l'éclairement solaire en chaleur et le stockage de l'énergie récupérée.

Le système étant basé sur l'effet thermosiphon, ce dernier a été étudié et simulé avec la correction due au fait que le débit est variable.

Les variables aléatoires d'input que constituent l'éclairement solaire et la température ambiante ont été modélisées par ajustement des données mesurées sur le site de Bouzareah. Ainsi, les mesures de l'éclairement solaires relevées durant 4 années consécutives ont été ajustées selon le modèle de *Brichambaut* au sens des moindres carrés non linéaires. Par ailleurs un fichier de données de cinq années de mesures de la température ambiante a servi à la modélisation de la température journalière selon la loi de probabilité de *Weibull* modifiée pour l'occasion.

Le fonctionnement journalier du système est simulé par pas de temps de 20 mn. Cela a permis d'aboutir à un système écrit sous forme matricielle, et exprimant les différentes températures, par rapport aux températures de l'état précédent. La matrice de transfert regroupe toutes les caractéristiques du système (supposées constantes durant l'intervalle de temps). Le vecteur d'excitation est fonction de l'éclairement et de la température ambiante.

Les évolutions théoriques des différentes températures ainsi que le débit de fluide caloporteur ont été produites mensuellement.

L'étude expérimentale menée à l'aide d'un banc d'essais monté au CDER a permis, dans un premier temps, de caractériser le capteur solaire plan équipant le chauffe eau ainsi que l'échangeur plongé dans la cuve de stockage. La seconde partie des tests a porté sur l'étude de la variation des différentes températures, en l'absence de

sous tirage. Les résultats enregistrés montrent que la température de stockage est fortement influencée par la variation des paramètres climatiques et radiométriques, à savoir la température ambiante et l'éclairement solaire.

La température moyenne de stockage atteint des valeurs importantes durant l'été avec des pics de 65°C à 75°C .

Par ailleurs, les estimations relatives au rendement journalier du chauffe eau solaire affichent des valeurs variant de $0,10$ à $0,60$, selon le mois considéré.

Enfin, un rendement annuel moyen, de l'ordre de $0,41$, semble intéressant.

Pour valider le résultat, la température de stockage simulée est confrontée avec la température de stockage expérimentale. De ce dernier résultat, on constate que les deux courbes sont en bonne concordance.

Bibliographie

Bibliographie

[1] <http://www.etapenergie.com/renouvelable.html>

[2] **S. SAMI. MECHERI, 2004.** *Optimisation des surfaces de captation pour les installations solaires de chauffage d'eau sanitaire*, thèse de Magister en énergétique. Université de Blida.

[3] **F. HAROUADI et al, 2007.** *Les potentialités d'exploitation d'hydrogène solaire en Algérie dans un cadre euro-magrébin. Partie I: phase d'étude d'opportunité et de faisabilité.* Revue des énergies renouvelables. Vol10, N°2, pp181-190.

[4] **J.A. DUFFIE et W.A. BECKMAN, 2006.** *Solar engineering of thermal processes.* Editions Wiley&Sons, USA.

[5] **M. CAPDEROU, 1988.** *Atlas solaire de l'Algerie.* Edition OPU, Vol1. Tome1.

[6] **M. MERZOUK, 2004.** *Contribution à la détermination des performances théoriques et expérimentales des capteurs solaires a tubes sous vide en régime transitoire.* Thèse de doctorat en énergies renouvelables, Université de Tlemcen.

[7] **R. LAZZARIN, 1981.** *Sistimi solari attivi, manuale di calcolo.* SI, franco muzzio&c.editor.

[8] **P.G. LOUTZENHISER et al, 2007.** *Emperical validation of models to compute solar irradiance on inclined surfaces for building energy simulation.* Solar energy.Vol.81, pp 254-267.

[9] **A. MEFTI et M.Y. BOUROUBI, 1999.** *Estimation et cartographie de la composante globale du rayonnement solaire.* Revue des énergies renouvelables, Numéro spécial.Valorisation, tome 2, pp 219-224.

[10] **J. REMUND et al, 1998.** *On the generation of hourly shortwave radiation data on tilted surfaces.* Solar energy. Vol.62, N°5, pp 331-334.

[11] **G.F. LAMEIRO et R.A. RADEMACHER, 1978.** *A discrete, stochastic simulation model for the analysis and design of solar energy heating systems.* Recuille du 'Annual Simulation Symposium', Colorado State University. pp 21-36.

- [12] **M.P. MALKIN, 1985.** *Design of thermosyphon solar domestic hot water systems.* Master of science, University of Wisconsin-Madison.
- [13] <http://www.trnsys.com/>
- [14] **J.L. SCARTEZZINI, 1986.** *Application des méthodes stochastiques à l'étude des systèmes de captage de l'énergie solaire,* Docteur es sciences. Ecole polytechnique fédérale de Lausanne.
- [15] **D.L. LOVEDAY and al, 1992.** *Stochastic modelling of temperatures affecting the in situ performance of a solar-assisted heat pump: The multivariate approach and physical interpretation.* Solar energy. Vol.49, N°4, pp 279-287.
- [16] **J. CHIQUET, 2003.** *Estimation des températures journalières à l'aide de techniques markoviennes.* Mémoire de DEA . Université de technologie de compiègne.
- [17] **H.C. HOTTEL et B.B. WOERTZ, 1942.** *The performance of flat solar heat collector.* Am. Soc. Mech. Eng. 64, pp 91-104.
- [18] **Jr.R. W. BLISS, 1959.** *The derivation of several plate-efficiency factors useful in the design of flat-plate solar heat collectors.* Solar energy, Vol.3, N°4, pp 55-64.
- [19] **A. WHILIERS, 1964.** *Thermal résistance of the tube-plate bond in solar heat collectors.* Solar energy, vol.8, N°3, pp 95-98.
- [20] **S.I. ABDELKHALIK, 1976.** *Heat removal factor for flat-plate solar collector with serpentin tube.* Solar energy, Vol.18, N°1, pp 59 - 64.
- [21] **S.A. KLEIN, 1975.** *Calculation of flat-plate collector loss coefficient.* Solar energy, Vol.17, N°1, pp 79-80.
- [22] **V.K. AGARWAL and D.C. LARSON, 1981.** *Calculation of the top coefficient of flat plate collector.* Solar energy, Vol.27, pp 69-71.
- [23] **J.L.A. FRANCEY et J. PAPAIOANNOU, 1985.** *Wind related heat losses of flat plate collector.* Solar energy, Vol 35, N°1, pp 15-19.
- [24] **N. KASBADJI, 1986.** *Etude théorique et expérimentale des performances instantanées de trois capteurs solaires plans à eau.* Thèse de Magister en énergies renouvelables, HCR.

- [25] **N. YOUNSI 1989.** *Etude expérimentale d'un capteur solaire plan en régime permanent.* Mémoire de fin d'étude d'ingéniorat, IGM, Boumèrdes.
- [26] **D.J CLOSE, 1962.** *The performance of solar water heater with natural circulation.* Solar energy, Vol.6, pp 33-40.
- [27] **C.L GUPTA et H.P GARG, 1968.** *System design in solar water heaters with natural circulation.* Solar energy, Vol.12, pp163-282.
- [28] **K.S ONG, 1974.** *A finite difference methode to evaluate the thermal performance of solar water heater.* Solar energy, Vol.16, pp137-147.
- [29] **K.S ONG, 1976.** *An improved computer program for the thermal performance of a solar water heater.* Solar energy, Vol.18, pp 183-191.
- [30] **J.A BAUGHT et D.A DOUGHERTY, 1977.** *Experimental investigation and computer modelling of a solar natural circulation system.* Proc Ann Meet Am Sec ISES, Vol.4, pp 25-29.
- [31] **G.L. MORISSON et D.B.J. RANATUNGA, 1980.** *Transient response of thermosiphon solar collectors.* Solar energy, Vol.24, pp 55-61.
- [32] **G.L. MORISSON et D.B.J. RANATUNGA, 1980.** *Thermosiphon circulation in solar collectors.* Solar energy, Vol. 24, pp 191-198.
- [33] **A. MERTOL et al, 1983.** *Detailed loop model (DLM) analysis of liquid solar thermosiphon with heat exchangers.* Solar energy, Vol.27, pp 367-386.
- [34] **B. J.HUANG, 1980.** *Similarity theory of solar water heater with natural circulation.* Solar energy, Vol. 25, pp 105-116.
- [35] **T. AKEBLERSANE, M. BOUTOUIL, 1984.** *Contribution à l'étude des performances thermo hydrauliques d'un chauffe eau solaire,* Mémoire de fin d'étude d'ingéniorat, ENITA.
- [36] **N. RAHNI, 1990.** *Estimation des performances a long terme d'un chauffe eau solaire à thermosiphon par la methode F-chart.* Mémoire de fin d'Etude d'ingéniorat ENITA.

- [37] **M. RADOUANE, 1994.** *Etude et conception d'un chauffe eau solaire.* Mémoire de fin d'Etude d'ingéniorat, Université de Chlef.
- [38] **S. KALOGIROU et C. PAPAMARCOU, 2000.** *Simple validation method of a TRNSYS model for a thermosyphon solar water heating system.* Recueil de '10th Mediterranean Electrotechnical Conference', MELECON, Vol.3, pp 1102-1106.
- [39] **M. MERZOUK, 1986.** *Contribution a la détermination des performances théoriques et expérimentales des capteurs solaires sous-vide en régime permanent.* Thèse de magister en énergies renouvelables, HCR.
- [40] **J. NEWTON, BRIAN, 1995.** *Modeling of solar storage tanks.* Master of science. University of Wixconsin-Madison.
- [41] **M.N. OZISIK, 1985.** *Heat transfert.A basic approach.* Edition McGraw-Hill, book, Co,USA.
- [42] <http://www.librecours.org/cgi-bin/course?callback=info&elt=996>
- [43] **MARK'S, 1996.** *Standard Hadbook for Mechanical Engineers.* Eugene A Avallone, editor, tenth edition, McGraw-Hill.
- [44] **R. COMOLET, 1969.** *Mécanique expérimentale des fluides, Dynamique des fluides réels-turbomachines.* Edition Masson et Cie, Vol. Tome1.
- [45] **J.M. CHASSERIAUX, 1984.** *Conversion thermique du rayonnement solaire.* Edition Dunod.
- [46] **J.P. REAU et G. CHAUVAT, 2000.** *Probabilités & statistiques,* édition Armand colin, quatrième édition.
- [47] **M. MOKHTARI et A.MESBAH, 1997.** *Apprendre et Maîtriser MATLAB,* edition Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- [48] http://www.weibull.com/LifeDataWeb/weibull_statistical_properties.htm
- [49] **ISO 9459-5, 2003.** *System Performance Characterization by Means of Whole System Tests and Computer Simulation,* PDF.
- [50] http://math.cmaisonneuve.qc.ca/plantagne/Maple/Procedes_Iteratifs/Procedes_Iteratifs6.html

- [51] S.A. HAKEM, N. KASBADJI.MERZOUK, M. MERZOUK, 2008, *Performance journalières d'un chauffe eau solaire*, Revue des Energies Renouvelables, CICME'08 Sousse, pp 153-162.

Annexes

ANNEXE 1

A.1.1 Modèles de l'éclairement solaire :

L'éclairement dû au Rayonnement solaire global I_g reçu sur une surface inclinée peut être divisé en deux composantes:

- la composante due au rayonnement direct I_b
- la composante due au rayonnement diffus I_d

La somme de ces composantes correspond au rayonnement global donné par l'équation A.1.1

$$I_{g, inc} = I_{b, inc} + I_{d, inc} \quad \text{A.1.1}$$

Avec :

$I_{g, inc}$: éclairement dû au rayonnement global sur plan incliné

$I_{b, inc}$: éclairement dû au rayonnement direct sur plan incliné

$I_{d, inc}$: éclairement dû au rayonnement diffus sur plan incliné

A.1.2 Reconstitution de l'éclairement dû au rayonnement direct

L'éclairement dû au rayonnement direct collecté par un plan quelconque, est la composante du rayonnement solaire provenant directement du disc solaire incident sur la surface du plan considéré. Elle est calculée par la relation A.1.2 suivant :

$$I_{b, inc} = I_{b, n} \cos(\beta_i) \quad \text{A.1.2}$$

Avec $I_{b, n}$ et β_i sont respectivement l'éclairement dû au rayonnement direct mesuré sur un plan normal et l'angle d'incidence.

Dans le cas de la non disponibilité de la composante $I_{b,n}$, il suffit de disposer des composante horizontale de l'éclairement dû au rayonnement globale $I_{g,h}$ et celle dû au rayonnement diffus $I_{d,h}$. La composante due au rayonnement direct incidente sur un plan quelconque s'obtient par l'Equation. A.1.3

$$I_{b,inc} = (I_{g,h} - I_{d,h})R_b \quad A.1.3$$

Avec :

$$R_b = \frac{\cos(\beta_i)}{\sin(h)}$$

R_b : Facteur géométrique convertissant le rayonnement direct incident sur un plan horizontal en rayonnement direct incident sur un plan incliné.

β_i : Angle d'inclinaison.

$\sin(h)$: La hauteur du soleil.

Par ailleurs, la reconstitution des différentes composantes du rayonnement solaire en particulier celle en relative à l'état de ciel clair a été décrite dans plusieurs travaux.

Dans ces derniers lors de reconstitution de l'éclairement du rayonnement global, l'obtention de la composante diffuse a été proposée selon deux configurations. La première méthodologie consistait à supposé que la distribution de l'éclairement dû au rayonnement est une distribution isotropique par contre dans la second on suppose que sa distribution étant anisotropique.

Par dans ce travail nous considérons que la composante du rayonnement solaire réfléchis par le sol est incluse dans la composante diffuse.

A.1.2.1 Modèle isotropique

Ce modèle a été proposé par *Hottel* et *Woertz* [4] dans lequel l'auteur suppose que la distribution de la composante diffuse du rayonnement solaire résultante des différentes diffusions atmosphérique ainsi que la composante issue du

phénomène de réflexion par le sol représentent des distributions uniformes à travers la totalité de la voûte céleste aussi bien que la surface du sol. Ainsi sa reconstitution est basé sur de simples facteurs de forme qui à leur tour sont de simple fonctions de l'angle d'inclinaison de la surface considérée. Ainsi la reconstitution de cette composante peut être obtenue par la relation suivante :

$$I_{d,inc} = I_{d,h} \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + I_{g,h} \rho \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad A.1.4$$

Avec

$I_{d,inc}$: Eclairement dû au rayonnement diffus sur plan incliné.

$I_{d,h}$: Eclairement dû au Rayonnement diffus sur plan horizontal.

$I_{g,h}$: Eclairement dû au Rayonnement global sur plan horizontal.

ρ : Coefficient de réflexion ou albédo du sol.

β : Angle d'inclinaison.

A.1.2.2 Modèle anisotropique

Généralement, dans ces modèles on suppose qu'après les différents phénomènes de diffusion du rayonnement solaire la résultante finale de la composante du rayonnement diffus constitue une distribution non uniforme à travers la voûte céleste. A cet effet, on suppose que la provenance de cette composante est issue de trois différentes zones, la zone circum-solaire, la zone la plus proche du disc solaire, la zone représentant l'horizon astronomique et celle représentant le reste de la voûte céleste. Dans ce qui suit nous décrivons les différents modèles proposés dans ce sens.

A.1.2.3 Modèle de Klucher

Le modèle développé par Klucher (1979) donne le rayonnement diffus reçu sur un plan incliné montré dans l'Equation. A.1.5.

$$I_{d,inc} = I_{d,h} \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \left[1 + F' \sin^3 \left(\frac{\beta}{2} \right) \right] \times \left[1 + F' \cos^2 \theta \sin^3 \theta_z \right] + I_{g,h} \rho \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad A.1.5$$

Où F' l'indice de clarté, donné par

$$F' = 1 - \left(\frac{I_{d,h}}{I_{g,h}} \right)^2 \quad A.1.6$$

Avec

β : Angle d'inclinaison.

θ : Angle d'incidence sur la surface considéré.

θ_z : Distance zénithale.

A.1.2.4 Modèle de Hay-Davies

Dans le modèle de Hay-Davies (1980), le rayonnement diffus du ciel est composé d'une composante isotrope et la composante du rayonnement proche du soleil. L'indice d'anisotropie A est définie dans l'équation A.1.7 représente le facteur de transmission du rayonnement solaire à travers l'atmosphère.

$$A = \frac{I_{bn}}{I_{on}} \quad A.1.7$$

I_{on} : éclairement du au rayonnement extraterrestre.

I_{bn} : éclairement du au rayonnement direct.

L'éclairement énergétique diffus est ensuite calculé par l'équation A.1.8

$$I_{d,inc} = I_{d,h} (1 - A) \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + I_{g,h} \rho \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad A.1.8$$

A.1.2.5 Modèle de Reindl

Reindl (1990) combine le model de Hay et Davies avec le model de Klucher pour aboutir a un rayonnement global reçu sur un plan incliné donné par :

$$I_{d,inc} = I_{d,h} \left(1 - A\right) \left(\frac{1 + \cos \beta}{2}\right) \times \left[1 + \sqrt{\frac{I_{b,h}}{I_{g,h}}} \sin^3 \left(\frac{\beta}{2}\right)\right] + I_{g,h} \rho \left(\frac{1 - \cos \beta}{2}\right) \quad A.1.9$$

A1.2.6 modèle de *Muneer*

Le modèle de *Muneer* (1997), donne un rayonnement diffus pour un ciel couvert reçu sur un plan incliné par :

$$I_{d,h} = I_{d,h} T_F + I_{g,h} \rho \left(\frac{1 - \cos \beta}{2}\right) \quad A.1.10$$

Avec T_F un facteur d'inclinaison représentant le rapport du rayonnement réfléchis par le sol et le rayonnement diffus d'un plan horizontal.

$$T_F = \left(\frac{1 + \cos \beta}{2}\right) + \frac{2B}{\pi(3 + 2B)} \times \left[\sin \beta - \beta \cos \beta - \pi \sin^2 \frac{\beta}{2}\right] \quad A.1.11$$

Avec

B : index de la distribution du rayonnement.

Pour un ciel dégagé le rayonnement est calculé par l'équation A.1.12

$$I_{d,h} = I_{h,d} \left[T_F (1 - A) + A R_b\right] + I_{g,h} \rho \left(\frac{1 - \cos \beta}{2}\right) \quad A.1.12$$

A.1.2.7 Modèle de *Perez*

En comparaison avec les autres modèles décrits, le modèle de *Perez* utilise des coefficients obtenus empiriquement (Perez et al .1990).

L'éclairement énergétique diffus sur une surface inclinée est donné par l'équation A.1.12

$$I_{d,h} = I_{h,d} \left[\left(1 - T_F\right) \left(\frac{1 - \cos \beta}{2}\right) + F_1 \frac{a}{b} + F_2 \sin \beta \right] + I_{g,h} \rho \left(\frac{1 - \cos \beta}{2}\right) \quad A.1.12$$

Ou F_1 et F_2 sont respectivement, circum-solaire et le coefficient de luminosité de l'horizon, a et b des termes en fonction de l'angle d'incidence du soleil, calculée en utilisant l'équation A.1.13 et A.1.14, respectivement.

$$a = \max(0^\circ, \cos \theta) \quad \text{A.1.13}$$

$$b = \max(\cos 85^\circ \cdot \cos \theta_z) \quad \text{A.1.14}$$

Ces facteurs de luminosité F_1 et F_2 dépendent du coefficient de l'indice de clarté du ciel ε donné par :

$$\varepsilon = \frac{\frac{I_{d,h} + I_{g,h}}{I_{d,h}} + 5,535 \cdot 10^{-6} \theta_z^3}{1 + 5,535 \cdot 10^{-6} \theta_z^3} \quad \text{A.1.15}$$

ANNEXE 2

A.2.1 Transfert de chaleur par convection naturelle

Hollands et al [40] en 1982 ont proposé une formule empirique dans le cas d'un écoulement laminaire donnant le nombre de *Nusselt* pour inclinaison de :

Pour : $\beta = 60^\circ$
$$Nu_{60^\circ} = [Nu_1, Nu_2]_{\max} \quad (A.2.1)$$

Avec :

$$Nu_1 = \left[1 + \left(\frac{0,093 Ra^{0,314}}{1 + G} \right)^7 \right]^{1/7} \quad (A.2.2)$$

$$Nu_2 = (0,104 + 0,175 / a) Ra^{0,283} \quad (A.2.3)$$

$$G = 0,5 / [1 + (Ra / 3160)^{20,6}]^{0,1} \quad (A.2.4)$$

$a = H / b$.

H : la hauteur des plaques.

b : épaisseur de la lame d'air.

Ra : nombre de Rayleigh.

Pour $\beta = 90^\circ$
$$Nu_{90^\circ} = [Nu_1, Nu_2, Nu_3]_{\max} \quad (A.2.5)$$

Avec :

$$Nu_1 = 0,0605 Ra^{1/3} \quad (A.2.6)$$

$$Nu_2 = \left[1 + \left(\frac{0,104 Ra^{0,293}}{1 + (6310 / Ra)^{1,36}} \right)^3 \right]^{1/3} \quad (A.2.7)$$

$$Nu_3 = 0,242 (Ra / a)^{0,272} \quad (A.2.8)$$

Ces relations étant valables pour $10^2 \leq Ra \leq 2.10^7$ $a = 5$ à 10 .

Pour la détermination du nombre de *Nusselt* de $60^\circ < \beta < 90^\circ$, une interpolation a été effectuée entre les équations précédentes :

$$Nu = \frac{(90^\circ - \beta^\circ)Nu_{60^\circ} + (\beta^\circ - 60^\circ)Nu_{90^\circ}}{30^\circ} \quad (A.2.9)$$

Une seconde relation donnée toujours par *Hollands* et al [40] basée sur l'expérimentation, permet la détermination du nombre de *Nusselt* pour des angles d'inclinaison allant de 0° à 60° .

$$Nu = \left[1 + 1,44 \left[1 - \frac{1708}{Ra \cos \beta} \right]^+ \left[1 - \frac{1708 (\sin 1,8 \beta)^{1,6}}{Ra \cos \beta} \right] + \left[\left[\frac{Ra \cos \beta}{5830} \right]^{\frac{1}{3}} - 1 \right]^+ \right] \quad (A.2.10)$$

Où les termes en (+) sont utilisés seulement dans le cas où ils sont positifs.

Le nombre de *Nusselt* est égal :

$$Nu = h_c b / K_a \quad (A.2.11)$$

ANNEXE 3

A.3.1 La méthode de *Newton Raphson*

L'algorithme de *Newton Raphson* [32] pour la résolution des équations du type

$f(x)=0$ est donné par :

$$x^{(n+1)} = x^{(n)} - \frac{f(x^{(n)})}{f'(x^{(n)})} \quad n = 1, 2, 3, \dots, n_{\max} \quad (\text{A.3.1})$$

Représenté géométriquement en figure A.3.1 par :

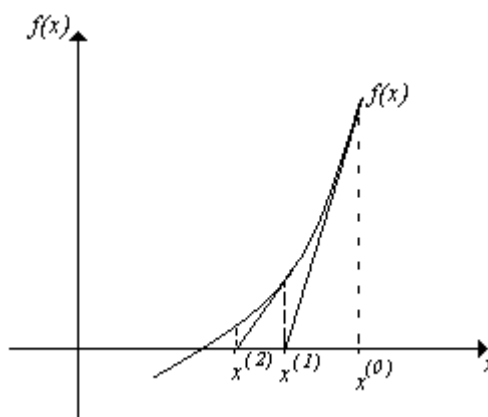


Fig A.3.1 : Méthode de Newton Raphson

La méthode consiste à tracer la tangente à la courbe en chaque point $(x^{(n)}, f(x^{(n)}))$.

L'intersection de la tangente avec l'axe des x donne le point $x^{(n+1)}$

Liste des figures et tableaux

Liste des figures

Figure 2.1 : Vue éclatée du capteur solaire plan étudié.....	12
Figure 2.2 : Vue schématique de la cuve de stockage avec coupe partielle.....	12
Figure 2.3 : Bilan thermique autour d'un volume de contrôle.....	14
Figure 2.4 : Réflexions et transmissions entre le vitrage et l'absorbeur.....	15
Figure 2.5 : Analogie électrique des échanges thermiques entre le capteur et l'environnement.....	17
Figure 2.6 : Repérage d'un ensemble tubes-ailettes.....	21
Figure 2.7 : Bilan thermique sur un élément d'ailette de l'ensemble tube-ailettes..	22
Figure 2.8 : Bilan thermique sur un élément de paroi externe du tube.....	25
Figure 2.9 : Bilan thermique sur un élément du fluide caloporteur.....	26
Figure 2.10 : Vue schématique de la boucle thermodynamique du chauffe eau Solaire.....	28
Figure 2.11 : Vue de face du chauffe eau avec les conduites de raccordement.....	29
Figure 2.12 : Schéma hydraulique du circuit.....	36
Figure 2.13 : Cycle Hauteur-Température du système à thermosiphon.....	39
Figure 2.14 : Echangeur de chaleur immergé dans le stockage.....	40
Figure 3.1 : Visualisation des angles de repérage du soleil par rapport à un plan Incliné.....	44
Figure 3.2 : Variation de l'irradiation globale journalière au cour de l'année 2005 à Bouzareah.....	46
Figure 3.3 : Variation de l'éclairement solaire pour deux jours consécutives du mois de juin.....	46
Figure 3.4 : Moyenne mensuelle par jour de l'irradiation globale mesurée, sur le site de Bouzareah pour l'année 2005.....	47

Figure 3.5 : Courbes représentatives de la variation journalière moyenne de l'éclairement solaire avec les données relevées des mois de janvier et d'avril.....	49
Figure 3.5 : Courbes représentatives de la variation journalière moyenne de l'éclairement solaire avec les données relevées des mois de de juillet et d'octobre.....	50
Figure 3.6a : Variation de la température journalière moyenne au cours de l'année 2005 à Bouzareah.....	52
Figure 3.6b : Enregistrement de la température ambiante du 28 mars au 03 avril 2006, sur le site de Bouzareah.....	53
Figure 3.7 : Température ambiante moyenne enregistrée à Bouzareah durant l'année 2007.....	53
Figure 3.8a : Modélisation de la température ambiante par deux fonctions.....	54
Figure 3.8b : Modélisation de la température par les deux fonctions.....	56
Figure 3.9 : Variation journalière de la température ambiante des mois de janvier et d'avril.....	58
Figure 3.9 : Variation journalière de la température ambiante des mois de juillet et d'octobre.....	59
Figure 4.1 : Courbe représentative du rendement théorique du capteur solaire plan.	62
Figure 4.2 : Variation journalière théorique du débit des pour la journée type du mois de janvier.....	63
Figure 4.2 : Variation journalière théorique du débit des pour la journée type des mois d'avril, juillet et octobre.....	64
Figure 4.3 : simulation de la variation des températures en fonction du temps pour les mois de janvier, avril et juillet.....	66
Figure 4.3 : Simulation de la variation des températures en fonction du temps pour le mois d'octobre.....	67
Figure 4.4 : Evolution de la température de stockage sur une année.....	68

Figure 5.1 : Représentation schématique du chauffe eau solaire à thermosiphon testé au Centre de Développement des Energies Renouvelable (CDER).....	70
Figure 5.2 : Banc d'essai chauffe eau solaire.....	74
Figure 5.3 : Courbe caractéristique de la constante de temps.....	77
Figure 5.4 : Evolution de la température moyenne mensuelle de stockage durant les 12 mois d'étude à l'échelle du jour.....	79
Figure 5.4 : Evolution de la température moyenne mensuelle de stockage durant les 12 mois d'étude à l'échelle du jour.....	80
Figure 5.5 : Variation annuelle de la température moyenne de stockage durant les 12 mois d'étude.....	82
Figure 5.6 : Evolution des températures mensuelles moyennes entrée, sortie et ambiante durant le mois de janvier, à l'échelle du jour.....	82
Figure 5.6 : Evolution des températures mensuelles moyennes entrée, sortie et ambiante durant les mois d'avril et juillet, à l'échelle du jour.....	83
Figure 5.6 : Evolution des températures mensuelles moyennes entrée, sortie et ambiante durant le mois d'octobre, à l'échelle du jour.....	84
Figure 5.7 : Température de stockage théorique et expérimentale du mois de janvier et avril.....	88
Figure 5.7 : Température de stockage théorique et expérimentale des mois de juin et novembre.....	89

Liste des tableaux

Tableau 3.1 : Coefficients n , Z et R_c	51
Tableau 3.2 : Amplitude, période et déphasage pour chaque mois de l'année de la fonction cosinus.....	55
Tableau 3.3 : les différentes valeurs de b pour chaque mois de l'année.....	56
Tableau 3.4 : Paramètres de la modélisation de la température ambiante.....	57
Tableau 5.1 : Caractéristiques du chauffe eau solaire étudié.....	71
Tableau 5.2 : Relevés des données expérimentales pour l'évaluation de la constante du temps.....	76
Tableau 5.3 : Températures entrée, sortie et stockage d'une journée.....	78
Tableau 5.4 : Exemple de calcul du rendement pour la journée type du mois de juillet.....	86
Tableau 5.5 : Rendement journalier mois par mois pour une année type.....	87

Résumé

Résumé

Les données météorologiques mesurées sur une période de quatre années à Bouzareah ont été ajustées en considérant des modèles appropriés. En utilisant ces modèles, les performances journalières d'un chauffe-eau solaire à effet thermosiphon, disponible au CDER, ont été estimées théoriquement et établies expérimentalement.

Le fonctionnement journalier du système est simulé par pas de temps de 20 minutes aboutissant à un système matriciel exprimant les différentes températures en fonction de leur valeur à l'état précédent. Le vecteur d'excitation étant fonction de l'éclairement et de la température ambiante.

Les évolutions théoriques des différentes températures ainsi que le débit de fluide caloporteur ont été produites mensuellement.

La température moyenne de stockage atteint des pics compris entre 65°C à 75°C.

Par ailleurs, les estimations relatives au rendement journalier du chauffe-eau solaire selon le mois considéré, varie de 10% à 69%. Le rendement annuel moyen est de l'ordre de 41%.

Abstract

The meteorological data measured over 4 years in Bouzareah were adjusted for the appropriate models. Using these models, the daily performance of a thermosiphon solar water heater available to CDER, have been estimated theoretically and experimentally.

The daily operation of the system is simulated with time step of 20 minutes finally leading in a matrix expressing different temperatures depending on their value as precedent. The excitation vector being a function of solar radiation and temperature ambient.

The theoretical developments of different temperatures and the flow were produced monthly.

The average storage temperature peaked ranging between 65°C to 75°C .

Furthermore, estimates of the daily Efficiency of solar water heater according to the month, ranged from 10% to 69%. The average annual yield is around 41%.

ملخص

قياسات بيانات الأرصاد الجوية لأكثر من أربع سنوات في بلدية بوزريعة ، تم تعديلهم و هذا لينسجموا مع نماذج مطابقة

باستخدام هذه النماذج، المردود اليومي لسخان مائي شمسي و المتواجد في مركز تطوير الطاقات المتجددة تم تقديرها نظريا و حسابها تجريبيا.

التشغيل اليومي لهذا النظام برمج وفق فارق زمني يقدر بـ 20 دقيقة لنحصل في الأخير على مصفوفة للأعراب على مختلف درجات الحرارة و هذا بدلالة درجات الحرارة السابقة، و شعاع انفعال بالنسبة للإشعاع الشمسي و درجة حرارة المحيط.

علاوة على ذلك، فإن التقديرات المرتبطة بالمردود اليومي للسخان المائي الشمسي وفقا للشهر المعين يتغير من 10% إلى 69%.

المعدل السنوي للمردود يقدر بحوالي 41%.