



HAL
open science

Etude de performances d'un capteur solaire plan à eau

Aghilas Brahimi

► **To cite this version:**

Aghilas Brahimi. Etude de performances d'un capteur solaire plan à eau. Génie des procédés. 2016.
hal-01825548

HAL Id: hal-01825548

<https://hal.univ-lorraine.fr/hal-01825548>

Submitted on 28 Jun 2018

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



AVERTISSEMENT

Ce document est le fruit d'un long travail approuvé par le jury de soutenance et mis à disposition de l'ensemble de la communauté universitaire élargie.

Il est soumis à la propriété intellectuelle de l'auteur. Ceci implique une obligation de citation et de référencement lors de l'utilisation de ce document.

D'autre part, toute contrefaçon, plagiat, reproduction illicite encourt une poursuite pénale.

Contact : ddoc-memoires-contact@univ-lorraine.fr

LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 335.2- L 335.10

http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg_droi.php

<http://www.culture.gouv.fr/culture/infos-pratiques/droits/protection.htm>



**UNIVERSITÉ
DE LORRAINE**

UNIVERSITE DE LORRAINE

Faculté des sciences et technologies Nancy 1



Centre de Développement
des Energies Renouvelable
CDER de Bouzaréah (Alger)

Etude de performances d'un capteur solaire plan à eau



Soutenue Février 2016 par :

Aghilas BRAHIMI

Mémoire de Master 2

Mention : MEPP – Mécanique, Energie, Procédés et Produits

Spécialité : Mécanique et Energétique

Parcours : Ingénierie

Rédigé sous la direction de

M. Mustapha Koussa

Année universitaire 2015-2016

Remerciements

J'adresse mes remerciements aux personnes qui m'ont aidé dans la réalisation de ce mémoire.

En premier lieu, je remercie mon tuteur de stage M. Koussa, chargé de recherche au CDER, sans qui ce stage n'aurait été possible.

Je remercie aussi M. Yassaa, Directeur de CDER, pour m'avoir accueilli au sein de son établissement.

Merci à toute l'équipe basse température, pour m'avoir accueilli au sein de leur équipe et pour m'avoir aidé dans mes travaux avec sympathie et gentillesse.

Je remercie également tous les professeurs de la formation MEPP.

Résumé

Dans le cadre de notre travail, on a entrepris une étude des performances d'un capteur solaire plan à eau en régime permanent (capteur Thermo cad).

On a commencé par une présentation détaillée des données astronomiques qui sont nécessaires pour toutes études des systèmes solaires. Après avoir donné un aspect général par des généralités sur les chauffe-eau-solaires on a dressé un état d'art sur les capteurs solaire plans sujet de notre étude.

Par la suite, notre intérêt est porté sur les différents échanges thermiques mis en jeu au sein de notre capteur afin de définir les équations régissant le comportement thermique de ce dernier en régime permanent selon le manuscrit de Duffie and Beckmann. Ainsi, sur le logiciel de calcul Matlab, on a d'abord commencé par une étude comparative des trois modèles du rayonnement solaire (Capderou, Perrin de Brichambaut et Bird and Hulstrom), un paramètre dont les performances de notre dispositif dépendent grandement. On a ensuite mis au point un modèle pour simuler le comportement thermique de notre capteur et pour estimer ses performances. Un modèle qu'on a validé avec un travail expérimental mené au Centre de Développement des Energies Renouvelables (CDER) de Bouzaréah (Alger).

Au final, nous avons exploités le modèle du capteur pour étudier l'influence des différents paramètres opérationnels sur le rendement instantané d'un capteur ; un outil commode pour une étude de conception des dispositifs solaires.

Mots-clefs : Energie solaire, capteur solaire plan, chauffe-eau-solaire, échanges thermiques, modélisation numérique, rendement instantané.

Summary

Within the framework of our work, one has undertaken a study of the performances of a plane solar panel with water in permanent mode (sensor Thermo cad).

One started with a detailed presentation of the astronomical data which are necessary for all studies of the solar systems. After having given a general aspect by general information on the solar ones one drew up a state of art on the plane solar collectors subject of our study.

Thereafter, our interest is related to various heat exchange concerned within our sensor in order to define the equations governing the thermal behavior of this last in mode permanent according to the manuscript of Duffie and Beckmann. Thus, on the computation software Matlab, one initially started with a comparative study of the three models of the solar radiation (Capderou, Perrin de Brichambaut and Bird and Hulstrom), a parameter on which the performances of our device depend largely. One then developed a model to simulate the thermal behavior of our sensor and to estimate his performances. A model which one validated with an experimental work undertaken to the Centre de Développement des Energies Renouvelables (CDER) of Bouzaréah (Algiers).

With final, we exploited the model of the sensor to study the influence of the various operational parameters on the instantaneous output of a sensor; a convenient tool for a design engineering of the solar devices.

Keywords: Solar energy, solar panel plane, heat-water-solar, heat exchange, digital modeling, instantaneous output.

Sommaire

<i>Nomenclature</i>	1
<i>Tables des figures</i>	3
<i>Index des tables</i>	10
<i>Présentation de l'organisme d'accueil</i>	11
<i>Introduction générale</i>	12
Chapitre I Le gisement solaire	15
1. Introduction.....	16
2. Description du soleil.....	17
3. Mouvement de la terre autour du soleil.....	18
4. Mouvement apparent du soleil	19
5. La sphère céleste	20
6. Les coordonnées géographiques d'un site.....	21
7. Les coordonnées du soleil par rapport à un observateur	22
7.1. Le repère équatorial.....	22
7.2. Le repère horizontal.....	23
8. Orientation d'un plan	26
9. Angle d'incidence sur un plan (i)	28
10. Les temps solaires.....	28
10.1. Le temps solaire vrai (TSV)	28
10.2. Le temps solaire moyen (TSM).....	28
10.3. Le temps universel (TU).....	29
10.4. Temps légal (TL)	29
10.5. Lever et coucher du soleil.....	29
10.6. La durée du jour	31
11. Aspects énergétiques du rayonnement solaire	32
11.1. Le rayonnement solaire hors atmosphère.....	33
11.2. Eclairement extraterrestre sur un plan horizontal	34
11.3. Irradiation journalière sur un plan horizontal.....	35
11.4. Irradiation journalière sur un plan incliné	37

11.5.	Atténuation du rayonnement solaire par l’atmosphère	38
11.6.	Rayonnement solaire reçu au niveau du sol	40
11.6.1.	La composante directe	40
11.6.2.	La composante diffuse.....	40
11.6.3.	Le rayonnement global	40
11.7.	Mesure du rayonnement solaire.....	41
12.	Modélisation du rayonnement solaire.....	44
12.1.	Modèle de Capderou.....	44
12.2.	La méthode empirique de Perrin de Brichambaut.....	48
12.3.	Modèle de Bird and Hulstrom.....	49
13.	Conclusion	55
	<i>Chapitre II Généralités sur les chauffe-eau-solaires</i>	56
1.	Introduction.....	57
2.	Rappels sur les éléments d’échanges thermiques	58
2.1.	Transfert de chaleur par conduction	58
2.2.	Transfert de chaleur par convection.....	59
2.3.	Transfert de chaleur par rayonnement.....	61
3.	Chauffe-eau-solaire	63
3.1.	Types de chauffe-eau-solaire	63
3.1.1.	CESI à thermosiphon.....	63
3.1.2.	CESI à circulation forcée.....	64
3.2.	Comparaison entre les deux types de CES	65
3.3.	Les composants d’un chauffe-eau-solaire	66
3.3.1.	Le ballon de stockage.....	66
3.3.2.	Le capteur solaire.....	67
3.3.3.	Les autres composants d’un chauffe-eau-solaire.....	68
4.	Les différents types de capteurs solaires	72
4.1.	Les capteurs plans sans vitrage.....	72
4.2.	Les capteurs plans vitrés	73
4.3.	Les capteurs sous vide	74
5.	Les principaux éléments constituant un capteur plan vitré	75

5.1.	La couverture transparente.....	75
5.2.	L'absorbeur	76
5.3.	Le fluide caloporteur	77
5.4.	L'isolant	78
6.	Principe de fonctionnement d'un capteur plan vitré	79
7.	Les paramètres caractérisant le fonctionnement d'un capteur plan.....	80
7.1.	Les paramètres externes.....	80
7.2.	Les paramètres internes	80
8.	Inclinaison optimale d'un capteur	81
9.	Conclusion	81

Chapitre III Revue bibliographique sur les chauffe-eau-solaires 82

1.	Introduction.....	83
2.	Revue bibliographique.....	83
3.	Conclusion	87

Chapitre IV Modélisation d'un chauffe-eau-solaire..... 88

1.	Introduction.....	89
2.	Bilan énergétique du capteur	90
2.1.	Hypothèses.....	90
2.2.	Rendement du capteur	91
2.3.	Evaluation des déperditions thermiques du capteur	91
2.3.1.	Pertes à l'avant du capteur	93
2.3.2.	Pertes à l'arrière du capteur	96
2.3.3.	Pertes par les faces latérales du capteur.....	97
3.	Etude thermique de l'absorbeur	98
4.	Distribution de la température du fluide caloporteur.....	102
5.	Facteur de conductance de la plaque absorbante	104
6.	Calcul des températures moyennes des éléments du capteur.....	105
6.1.	Température moyenne du fluide.....	105
6.2.	Température moyenne de l'absorbeur	106
6.3.	Température moyenne de la vitre	106

7. Bilan thermique de la cuve de stockage.....	106
8. Etude de la circulation du système	110
8.1. La force due aux pertes de charge totales.....	112
8.1.1. Les pertes de charges linéaires.....	112
8.1.2. Les pertes de charges singulières.....	113
8.2. La force motrice du fluide caloporteur	123
9. Traitement numérique du chauffe-eau-solaire	124
9.1. Principe de simulation.....	124
9.2. Le programme principal	124
9.3. L'organigramme général.....	126
Chapitre V Etude expérimentale.....	127
1. Introduction.....	128
2. Dispositif expérimental	128
2.1. Description du banc d'essai	128
2.2. Caractéristiques du capteur	130
3. Les instruments de mesures utilisés	132
3.1. Mesure des différentes températures	132
3.2. Mesure du débit du fluide de travail	134
3.3. Mesure du rayonnement solaire.....	135
3.4. Acquisitions des données	136
4. Déroulement des tests expérimentaux	136
4.1. Détermination de la contenance en fluide	136
4.2. Régulation du débit.....	136
4.3. Calcul des pertes de charges dans le circuit.....	137
4.4. Variation de la température d'entrée du fluide caloporteur	139
4.5. Calcul de la constante du temps.....	139
4.6. Tests du rendement instantané du capteur	141
5. Les conditions à respecter avant de réaliser les tests	142
6. Conclusion	142

Chapitre VI Résultats et discussions	143
1. Introduction.....	144
2. Validation du modèle de rayonnement solaire.....	145
2.1. Présentation des résultats.....	145
2.2. Etude comparative et analyse critique.....	159
3. Validation du modèle de capteur solaire plan	161
3.1. Résultats expérimentaux	162
3.1.1. Evolution des températures des différents composants du capteur	162
3.1.2. Evolution des différentes températures du fluide caloporteur	163
3.2. Résultats théoriques.....	164
3.3. Comparaison entre les résultats expérimentaux et théoriques	165
4. Influence des paramètres opérationnels sur le rendement du capteur	167
4.1. Influence des paramètres externes	167
4.1.1. Influence du rayonnement solaire global	167
4.1.2. Influence de la température ambiante.....	169
4.1.3. Influence du rapport " $(T_{fe}-T_{am}) / G_t$ "	169
4.1.4. Influence de la vitesse du vent.....	170
4.2. Influence des paramètres internes (paramètres de construction)	171
4.2.1. L'absorbeur.....	171
4.2.2. La couverture.....	173
4.2.3. Le fluide caloporteur.....	177
4.2.4. L'isolant.....	181
4.3. Influence des paramètres de position	184
4.3.1. Influence de l'inclinaison du capteur.....	184
Conclusion générale	185
Annexes	187
Bibliographie	190

Nomenclature

Symbole	Désignation	Unité
Cp_i	Chaleur spécifique d'un corps d'indice i	J/kg.K
e_i	Epaisseur d'un corps d'indice i	m
A_i	Surface d'un corps d'indice i	m ²
g	Accélération de la pesanteur	m/s ²
$h_{c,i-j}$	Coefficient d'échange thermique par convection entre deux systèmes d'indice i et j	W/m ² .K
$h_{r,i-j}$	Coefficient d'échange thermique par rayonnement entre deux systèmes d'indice i et j	W/m ² .K
$Q_{c,i-j}$	Flux de chaleur échangé par convection entre deux systèmes d'indice i et j	W
$Q_{r,i-j}$	Flux de chaleur échangé par rayonnement entre deux systèmes d'indice i et j	W
$Q_{cd,i-j}$	Flux de chaleur échangé par conduction entre deux systèmes d'indice i et j	W
Gt	Rayonnement solaire global	W/m ²
m_i	Masse d'un corps d'indice i	kg
P_i	Puissance solaire absorbée par un corps d'indice i	W
T_i	Température d'un corps d'indice i	°K

Indice	Désignation
a	Air
am	Ambiant
c	Couverture
f	Fluide caloporteur
fe	Fluide à l'entrée du capteur
fs	Fluide à la sortie du capteur
is	Isolant
p	Plaque absorbante
st	Stockage

Lettre grecque	Désignation	Unité
α	Facteur d'absorption	-
β	Inclinaison du capteur	°
ε	Emissivité d'un corps	-
η	Rendement instantané	-
λ	Conductivité thermique	W/m ² .K
μ	Viscosité dynamique	Kg/m.s
ρ	Masse volumique	Kg/m ³
τ	Facteur de transmission	-
σ	Constante de Stefan Boltzmann	W/m ² .K ⁴

Tables des figures

Chapitre I

Figure (1-1) : Structure du soleil

Figure (1-2) : Mouvement de la terre autour du soleil [4]

Figure (1-3) : Mouvement apparent du Soleil observé d'un point de latitude L [6]

Figure (1-4) : La sphère céleste

Figure (1-5) : Définition des coordonnées terrestre d'un lieu donné

Figure (1-6) : La déclinaison du soleil durant l'année

Figure (1-7) : les coordonnées locales du soleil

Figure (1-8) : L'évolution de la hauteur maximale du soleil pour diverses latitudes

Figure (1-9) : Azimut du soleil pour des journées typiques de l'année

Figure (1-10) : Angle d'inclinaison d'un capteur solaire

Figure (1-11) : les angles caractérisant un capteur plan incliné

Figure (1-12) : Variation annuelle de l'heure du lever du soleil pour différents lieux

Figure (1-13) : Variation annuelle de l'heure du coucher du soleil pour différents lieux

Figure (1-14) : Evolution annuelle de la durée du jour pour différents lieux

Figure (1-15) : Le spectre solaire

Figure (1-16) : Variation annuelle de la constante solaire

Figure (1-17) : Eclairement solaire reçu sur un plan horizontal pour des journées typiques de l'année

Figure (1-18) : Irradiation solaire annuelle incidente sur une surface horizontale pour différentes latitudes en Algérie

Figure (1-19) : Irradiation solaire annuelle incidente sur une surface horizontale pour différentes latitudes en France

Figure (1-20) : Irradiation solaire mensuelle incidente sur une surface inclinée orientée plein Sud

Figure (1-21) : Spectre du rayonnement solaire [8]

Figure (1-22) : Rayonnement direct, diffus et global

Figure (1-23) : Pyrhéliomètre

Figure (1-24) : Pyranomètre avec anneau d'ombrage

Figure (1-25) : Pyranomètre

Figure (1-26) : Solarimètre type (Kipp Zonen)

Figure (1-27) : Appareils de mesure de l'éclairement solaire

Chapitre II

Figure (2-1) : écoulement d'un fluide en régime laminaire

Figure (2-2) : écoulement d'un fluide en régime turbulent

Figure (2-3) : CES thermosiphon (a) Monobloc, (b) à éléments séparés

Figure (2-4) : CESI à circulation forcée (a) sous pression, (b) auto-vidangeable

Figure (2-5) : Les composants d'un chauffe-eau-solaire

Figure (2-6) : Ballon de stockage d'un CES

Figure (2-7) : Capteur solaire thermique

Figure (2-8) : Conduites de liaison isolées

Figure (2-9) : Le circulateur

Figure (2-10) : Clapet anti-retour

Figure (2-11) : Vase d'expansion

Figure (2-12) : Soupape de sécurité

Figure (2-13) : Robinet de vidange

Figure (2-14) : Purgeur automatique

Figure (2-15) : Le régulateur

Figure (2-16) : Capteurs plans sans vitrage [17]

Figure (2-17) : Capteur plan vitré

Figure (2-18) : Capteur sous vide

Figure (2-19) : Coupe schématique d'un capteur plan vitré

Figure (2-20) : Principe de fonctionnement d'un capteur plan vitré [18]

Chapitre III

Figure (3-1) : Plan schématique d'un chauffe-eau solaire à thermosiphon

Chapitre IV

Figure (4-1) : Circuit électrique équivalent relatif à un capteur solaire plan

Figure (4-2) : schéma en coupe de l'absorbeur

Figure (4-3) : bilan thermique élémentaire de la plaque absorbante

Figure (4-4) : bilan thermique élémentaire du fluide

Figure (4-5) : Schéma de la cuve de stockage

Figure (4-6) : Schéma analogique équivalent de stockage

Figure (4-7) : Schéma du circuit hydraulique

Tableau (4-8) : Différentes forme de singularités présentes dans un écoulement [1]

Figure (4-9) : Confluent à angle droit [17]

Figure (4-10) : bifurcation à angle droit

Figure (4-11) : Schéma électrique équivalent de pertes de charge

Figure (4-12) : Capteur solaire de type échelle 8 colonnes

Figure (4-13) : Dispositif des résistances hydraulique du capteur solaire

Figure (4-14) : Schéma de résistance hydraulique simplifiée

Figure (4-15) : Vue latérale du chauffe-eau-solaire

Chapitre V

Figure (5-1) : Banc d'essais

Figure (5-2) : Le capteur solaire plan étudié

Figure (5-3) : Thermocouple de type K

Figure (5-4) disposition des thermocouples dans le système

Figure (5-5) : Débitmètre FIP à flotteur

Figure (5-6) : Méthode artisanale de mesure de débit

Figure (5-7) : Pyranomètre

Figure (5-8) : Enregistreur de données type FLUKE HYDRA SERIES II

Figure (5-9) : Régulateur de débit (pompe)

Figure (5-10) : isolation du capteur pour le test de la constante solaire

Figure (5-11) : Constante du temps

Chapitre VI

Figure (6-1) : Comparaison des résultats obtenus par les modèles théoriques avec les résultats expérimentaux relatifs aux composantes du rayonnement solaire directe, diffuse et globale, sur un plan horizontal ainsi que l'erreur moyenne relative pour une journée type ciel clair de printemps (13/04/11) sur le site de Bouzaréah

Figure (6-2) : Comparaison des résultats obtenus par les trois modèles avec les résultats expérimentaux relatifs aux composantes du rayonnement solaire directe, diffuse et globale sur un plan incliné ainsi que l'erreur moyenne relative pour une journée type ciel clair de printemps (13/04/11) sur le site de Bouzaréah

Figure (6-3) : Comparaison des résultats obtenus par les modèles théoriques avec les résultats expérimentaux relatifs aux composantes du rayonnement solaire directe, diffuse et globale sur un plan horizontal ainsi que l'erreur moyenne relative pour une journée type d'été avec un ciel clair (02/07/11) sur le site de Bouzaréah

Figure (6-4) : Comparaison des résultats obtenus par les trois modèles avec les résultats expérimentaux relatifs aux composantes du rayonnement solaire directe, diffuse et globale sur un plan incliné ainsi que l'erreur moyenne relative pour une journée type d'été avec un ciel clair (02/07/11) sur le site de Bouzaréah

Figure (6-5) : Comparaison des résultats obtenus par les modèles théoriques avec les résultats expérimentaux relatifs aux composantes du rayonnement solaire directe, diffuse et globale sur un plan horizontal ainsi que l'erreur moyenne relative pour une journée type d'automne avec un ciel clair (28/09/11) sur le site de Bouzaréah

Figure (6-6) : Comparaison des résultats obtenus par les trois modèles avec les résultats expérimentaux relatifs aux composantes du rayonnement solaire directe, diffuse et globale sur un plan incliné ainsi que l'erreur moyenne relative pour une journée type d'automne avec un ciel clair (28/09/11) sur le site de Bouzaréah

Figure (6-7) : Comparaison des résultats obtenus par les modèles théoriques avec les résultats expérimentaux relatifs aux composantes du rayonnement solaire directe, diffuse et globale sur un plan horizontal ainsi que l'erreur moyenne relative pour une journée type d'hiver avec un ciel clair (01/12/11) sur le site de Bouzaréah

Figure (6-8) : Comparaison des résultats obtenus par les trois modèles avec les résultats expérimentaux relatifs aux composantes du rayonnement solaire directe, diffuse et globale sur un plan incliné ainsi que l'erreur moyenne relative pour une journée type d'hiver avec un ciel clair (01/12/11) sur le site de Bouzaréah

Figure (6-9) : Evolution des températures des différents composants du capteur

Figure (6-10) : Evolution des différentes températures du fluide caloporteur

Figure (6-11) : Evolution des températures théoriques des différents composants du capteur

Figure (6-12) : Température de la plaque

Figure (6-13) : Température de fluide en sortie

Figure (6-14) : Température de stockage

Figure (6-15) : Température de la vitre

Figure (6-16) : Variation temporelle du rendement instantané du capteur

Figure (6-17) : Variation temporelles des différentes puissances mises en jeu

Figure (6-18) : Variation du rendement instantané avec le rayonnement solaire

Figure (6-19) : Variation du rendement instantané avec la température ambiante

Figure (6-20) : Variation du rendement instantané en fonction du rapport " $(T_{fe}-T_{am})/G_t$ "

Figure (6-21) : Influence de la vitesse du vent sur le rendement instantané

Figure (6-22) : Influence des propriétés thermo-physiques et optiques de la plaque absorbante sur le rendement instantané

Figure (6-23) : Influence des dimensions des tubes sur le rendement instantané

Figure (6-24) : Influence de la couche sélective sur le rendement instantané du capteur

Figure (6-25) : Influence des propriétés optiques de la vitre sur le rendement instantané

Figure (6-26) : Influence de l'épaisseur de la vitre sur le rendement instantané

Figure (6-27) : Influence du nombre de vitres sur le rendement instantané

Figure (6-28) : Effet du nombre de couverture sur les températures des différents éléments du système

Figure (6-29) : Effet du nombre de couverture sur les différentes puissances mises en jeu

Figure (6-30) : Effet du nombre de couverture sur le rendement instantané du système

Figure (6-31) : Variation du rendement instantané en fonction de la conductivité thermique du fluide caloporteur

Figure (6-32) : Variation du rendement instantané en fonction du débit massique du fluide caloporteur

Figure (6-33) : Effet du débit du fluide caloporteur sur l'évolution des températures des différents éléments du capteur

Figure (6-34) : Effet du débit du fluide caloporteur sur l'évolution des différentes puissances mises en jeu dans le capteur

Figure (6-35) : Effet du débit du fluide caloporteur sur le rendement du capteur

Figure (6-36) : Variation du rendement instantané avec la température d'entrée du fluide

Figure (6-37) : Variation du rendement instantané avec l'écart de température entre l'entrée du fluide et l'ambiance

Figure (6-38) : Influence de la conductivité thermique de l'isolant sur le rendement instantané

Figure (6-39) : Influence de l'épaisseur de l'isolant sur le rendement instantané

Figure (6-40) : Effet de l'épaisseur de l'isolant sur l'évolution des températures des différents éléments du capteur

Figure (6-41) : Effet l'épaisseur de l'isolant sur l'évolution des différentes puissances mise en jeu dans le système

Figure (6-42) : Effet de l'épaisseur de l'isolant sur le rendement instantané du capteur

Figure (6-43) : Influence de l'inclinaison du capteur sur son rendement instantané

Index des tables

Chapitre I

Tableau (1-1) : Caractéristiques principales du soleil [1]

Tableau (1-2) : Répartition spectrale du rayonnement thermique [9]

Tableau (1-3) : les valeurs des différentes constantes de l'atmosphère [14]

Tableau (1-4) : Coefficients de calcul de l'épaisseur de la couche d'ozone

Chapitre II

Tableau (2-1) : Caractéristiques optiques de quelques verres

Tableau (2-2) : Caractéristiques des matériaux utilisés comme absorbeur

Tableau (2-3) : Revêtements des surfaces d'absorbeur

Tableau (2-4) : Quelques propriétés des isolants

Chapitre IV

Tableau (4-1) : différents forme de singularités présentes dans un écoulement [1]

Chapitre V

Tableau (5-1) : Conditions de tests selon la norme EN-12975-2-2006

Tableau (5-2) : Caractéristiques des éléments du capteur étudié

Tableau (5-3) : Tableau de résultats pour le calcul de la constante du temps

Chapitre VI

Tableau (6-1) : Erreurs journalières moyennes sur le modèle de Capderou

Tableau (6-2) : Erreurs journalières moyennes sur la méthode empirique de Perrin de Brichambaut

Tableau (6-3) : Erreurs journalières moyennes sur le modèle de Bird and Hulstrom

Présentation de l'organisme d'accueil

Le Centre de Développement des Energies Renouvelables (CDER) est un Centre de Recherche, créé le 22 mars 1998. Un centre basé au site de Bouzaréah (Algérie).

C'est un Etablissement Public à caractère Scientifique et Technologique (EPST) chargé d'élaborer et mettre en œuvre les programmes de recherche et de développements, scientifiques et technologiques, des systèmes énergétiques exploitant l'énergie solaire, éolienne, géothermique et l'énergie de la biomasse.



Le CDER en tant que pôle scientifique participe activement dans le programme national de recherche et du développement technologique définis par la loi d'orientation et de programme à projection quinquennale sur la recherche scientifique et le développement technologique.

Les projets nationaux retenus dans ce programme sont orientés sur des priorités économiques et sociétales pour répondre aux principaux besoins stratégiques de développement économique. Active depuis sa création dans la mise en œuvre de cette stratégie à travers le déploiement et l'intégration de plusieurs réalisations et projets pilotes au niveau national.

Le CDER, grâce à ses chercheurs du siège, de ses trois unités de recherche :

- Unité de Développement des Equipements Solaires (UDES) ;
- Unité de Recherche Appliquée en Energies Renouvelables (URAER) ;
- Unité de Recherche en Energies Renouvelables en Milieu Saharien (URERMS).

Ainsi que la filiale commerciale ER2 se déploie dans tout le territoire national comme étant un centre d'excellence en énergies renouvelables à travers ses productions scientifiques et ses innovations au service du secteur socioéconomique au profit des populations notamment isolées.

Introduction générale

Depuis la révolution industrielle du XIX^{ème} siècle, l'utilisation de l'énergie d'origine fossile a pris de l'ampleur, et l'exploitation de nouvelles énergies est devenue nécessaire pour subvenir aux besoins actuels de l'humanité.

En effet, le besoin en énergie à multiplier par 10 avec un accroissement à partir des années 40 du siècle dernier, ce qui a pour conséquence l'épuisement des ressources habituelles en matière d'énergie.

De plus, le réchauffement climatique est un autre effet de l'utilisation massive des hydrocarbures qui produisent des quantités élevées de gaz à effet de serre. Au XX^{ème} siècle, des chercheurs dans ce domaine ont indiqués une élévation de 0.6°C de la température moyenne de la terre et selon un rapport du GIEC (Groupe Intergouvernemental sur l'Evolution du Climat) en 2007, la température moyenne de la terre va augmenter de 1.8 à 4°C d'ici la fin du XXI^{ème} siècle.

A cet effet et pour mieux assurer les besoins de l'humanité en énergie, il est de rigueur d'utiliser rationnellement les énergies d'origines fossiles et de développer les énergies renouvelables qui sont permanentes et propres.

La première et principale phase de développement des énergies renouvelables était à l'occasion du choc pétrolier de 1973 et de celui de 1978, puis une phase de recul après le contrechoc de 1986, avant de reprendre un deuxième souffle en 1998 suite à la signature du protocole de Kyoto qui prédit une baisse de 5.2% des émissions des gaz à effet de serre par rapport à 1990 concernant les pays développés, et cela sur la période 2002-2012. L'année 2015 est marquée par la COP21 (Conferences of the Parties) qui a eu lieu à Paris où 195 pays présents ont adopté un texte sans précédent qui vise à limiter la hausse du réchauffement climatique à 1.5°C d'ici à 2100 par rapport à l'ère préindustrielle. Il est également question de venir en aide financièrement aux pays en développement grâce à une enveloppe qui doit atteindre 100 milliards de dollars annuels en 2020 afin de se détourner des ressources fossiles pour privilégier un modèle à bas carbone et qui met l'accent sur les énergies renouvelables.

Parmi les énergies renouvelables, l'énergie solaire est la plus dominante et aussi la plus facilement exploitable. De part la diversité de son utilisation et l'intérêt qu'elle porte à travers le monde, cette forme d'énergie a connu un grand essor ces dernières années. Toutefois, le prix élevé de cette énergie par rapport au prix des énergies non renouvelables représente un handicap face à l'expansion de son utilisation.

L'optimisation des dispositifs solaires est parmi les solutions recommandées afin de renverser la tendance actuelle et voir l'utilisation de l'énergie solaire se répandre davantage dans le monde.

L'utilisation de l'énergie solaire la plus simple et la plus directe, est la production d'eau chaude sanitaire. C'est aussi l'une des plus anciennes, comme plusieurs dispositifs de chauffe-eau-solaires ont été inventés depuis les débuts du XX^{ème} siècle jusqu'à nos jours, plus performants les uns que les autres.

Les trois parties de fonctionnement d'un système de chauffage solaire sont : la captation, le stockage et la distribution. La captation est la partie essentielle pour la conversion de l'énergie solaire. Elle est représentée par le capteur solaire. C'est ce dernier qui transforme l'énergie solaire en quantité de chaleur qu'il transmet au fluide caloporteur circulant dans son absorbeur. Vu le rôle important que joue le capteur solaire dans la conversion de l'énergie solaire en énergie thermique, plusieurs recherches ont été menées sur l'étude du capteur solaire plan avec le but d'améliorer son rendement instantané qui représente la performance la plus caractéristique. Le rendement instantané d'un capteur plan varie avec sa géométrie, ses paramètres de construction et les paramètres externes comme le rayonnement, la température ambiante...etc.

L'objectif de ce travail est d'établir un programme à l'aide d'un logiciel de calcul numérique "MATLAB" qui simulera le comportement d'un chauffe-eau-solaire dans un environnement précis en se basant sur les équations établies dans le manuscrit de Duffie and Beckmann [9]. Puis de valider ce programme avec un travail expérimental afin d'étudier l'influence des paramètres opérationnels sur le rendement instantané de notre capteur solaire (un outil commode pour une étude de conception).

Le présent travail inclut six chapitres.

- Le premier chapitre consiste à l'étude du gisement solaire avec une présentation de quelques notions et définitions astronomiques, souvent utilisées dans tous les domaines relatifs à l'énergie solaire. Ainsi qu'une modélisation du rayonnement solaire selon trois modèles à savoir ; le modèle de Capderou, la méthode empirique de Perrin de Brichambaut et le modèle de Bird and Hulstrom.
- Des généralités sur les chauffe-eau-solaire, les classifications, les différents composants, le fonctionnement feront le sujet du deuxième chapitre.
- Dans le troisième chapitre, on va présenter un état d'art sur les chauffe-eau-solaires. Nous allons citer dans le présent chapitre les principaux travaux effectués sur leurs modélisations théoriques et leurs expérimentations.
- Dans le quatrième chapitre, l'intérêt est porté sur les différents échanges thermiques mis en jeu au sein de notre chauffe-eau-solaire afin de définir les équations régissant le comportement thermique de ce dernier en régime permanent selon le manuscrit de Duffie and Beckmann.
- Le cinquième chapitre est consacré à la réalisation des tests sur notre chauffe-eau-solaire en utilisant les différents appareils de mesures appropriés.
- Le dernier chapitre consiste à la validation des modèles mathématiques développés en confrontant les résultats théoriques avec les résultats expérimentaux.

Une conclusion générale se rapportant à ce travail, complète le mémoire.

Chapitre I
Le gisement solaire

1. Introduction

Issue de la nature, l'énergie se présente sous deux formes [1], [2] :

- Les énergies non renouvelables, qui sont d'origine fossile, le pétrole, le charbon, le gaz sont parmi les plus connues.
- Les énergies renouvelables, dont les plus importantes sont : le solaire, l'éolien, et la géothermie. Elles trouvent leurs sources dans les différents flux énergétiques naturels incidents sur la terre, qui sont essentiellement :
 - Le rayonnement solaire, qui procure 99,97% de sa densité thermique.
 - La chaleur interne terrestre, qui procure 0,03% de sa densité thermique.
 - Les forces de gravitation.

Parmi toutes les énergies renouvelables, l'énergie solaire est la plus éminente, elle est également à l'origine de la plupart des sources d'énergies utilisées par l'homme.

L'énergie solaire atteignant une surface donnée dépend directement de l'orientation de celle-ci et de la position du soleil. Pour récupérer un maximum d'énergie en provenance du soleil, il est nécessaire d'orienter au mieux le récepteur par rapport aux rayons lumineux. La connaissance de la position du soleil en fonction du temps est donc fondamentale [1].

Dans ce présent chapitre, on commence par une brève description du soleil, nous définissons ensuite quelques données nécessaires pour notre étude notamment les paramètres de position et de temps solaire, en fin une description détaillée du rayonnement solaire, sa mesure directe et sa modélisation par trois modèles ; le modèle de Capderou, la méthode empirique de Perrin de Brichambaut et le modèle de Bird and Hulstrom.

2. Description du soleil

Le soleil est à l'origine de toute source d'énergie sur terre. Ceci étant vrai autant pour les énergies non renouvelables d'origine fossile, comme les hydrocarbures qui sont le résultat de la photosynthèse ; que pour les énergies renouvelables, comme l'énergie solaire, l'énergie géothermique, la biomasse...etc. [1], [3]

Comparable à une immense boule de gaz très chaud, le soleil est une étoile naine de forme pseudo-sphérique qui se compose principalement de 80% d'hydrogène et de 19% d'hélium, le 1% restant étant un mélange de plus de 100 éléments chimiques,

Bien que le soleil soit une étoile de taille moyenne, il représente à lui seul 99,9% de la masse du système solaire qui est dominé par les effets gravitationnels de l'importante masse du soleil.

Les principales caractéristiques du soleil sont illustrées dans le tableau ci-dessous :

Caractéristique	Valeur
Masse	$1,989.10^{30}$ kg
Masse volumique moyenne	1410 kg/m ³
Diamètre	$13,92.10^5$ km
Distance du centre de la voie lactée	$2,5.10^{17}$ km
Vitesse	217 km/s
Température superficielle	5770 k
Puissance rayonnée	$3,83.10^{23}$ kw

Tableau (1-1) : Caractéristiques principales du soleil [1]

La structure du soleil est illustrée à la figure (1.1). On distingue trois régions particulières [1], [4], [5] :

1- L'intérieur du soleil : cette région est divisée en trois zones ; le noyau, la zone radiative et la zone convective. Elle représente 40% de la masse du soleil et elle s'étend sur une épaisseur de 25.10^4 km. Sa température atteint plusieurs millions de degrés et la pression un milliard d'atmosphère.

2- La photosphère : C'est une couche opaque d'environ 300 km d'épaisseur. Sa température est de l'ordre de quelques millions de degrés, décroissant très rapidement dans l'épaisseur de la couche jusqu'à une température dite de surface de l'ordre de 4500°C .

3- La chromosphère et la couronne solaire : C'est une région à faible densité où la matière est très diluée, elle représente l'atmosphère du soleil. Cette couche est caractérisée par un rayonnement émis très faible est très élevée (environ un million de degrés).

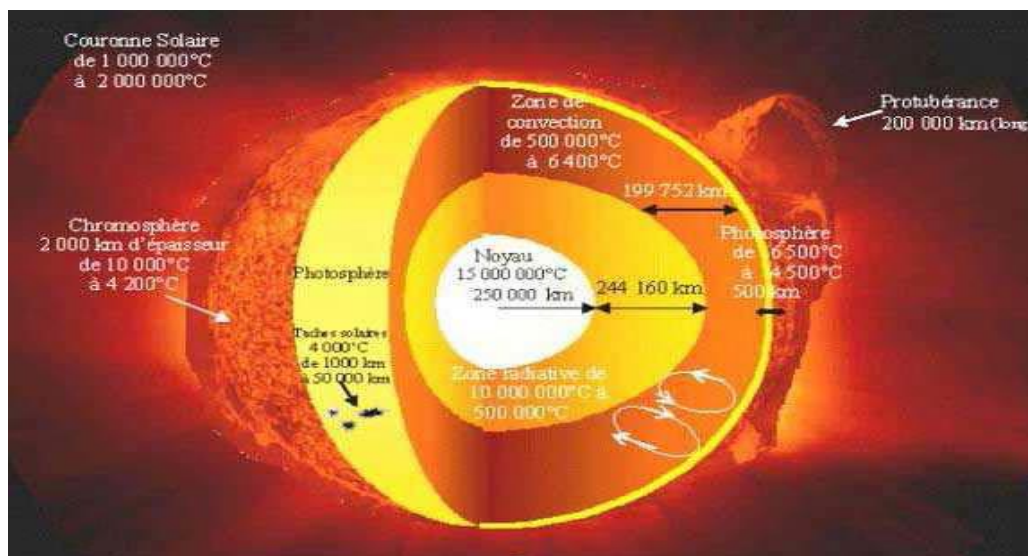


Figure (1-1): Structure du soleil

3. Mouvement de la terre autour du soleil

La terre décrit une ellipse dans son mouvement autour du soleil. La révolution complète d'effectue en une période de 365,25 jours. Le plan de cette ellipse est appelé l'écliptique.

La terre tourne également sur elle-même autour d'un axe appelé l'axe des pôles. Cette rotation s'effectue en une journée. L'axe des pôles et l'écliptique font entre eux un angle appelé déclinaison, il est égal à $23^{\circ}27'$.

C'est au solstice d'hiver (21 décembre) que la terre est la plus proche du soleil : 147 millions de km. Au 21 juin la distance terre-soleil est de 152 millions de km, c'est le jour où la terre est la plus éloignée, c'est le solstice d'été. Le 21 mars et le 21 septembre sont appelés respectivement équinoxes de printemps et équinoxes d'automne. Aux équinoxes le jour et la nuit sont égaux.

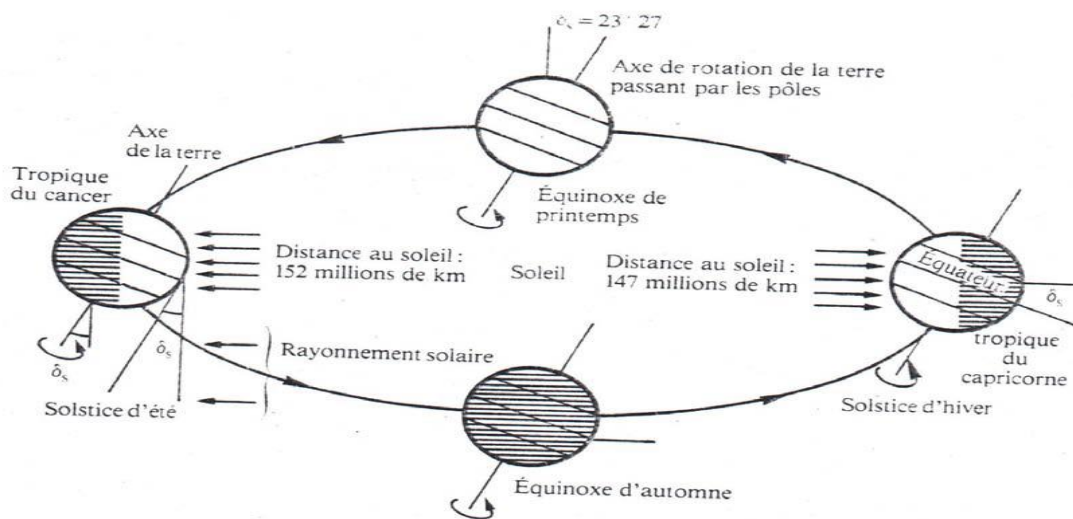


Figure (1-2) : Mouvement de la terre autour du soleil [4]

4. Mouvement apparent du soleil

Le mouvement que paraît faire le Soleil en une journée vu par un observateur situé sur Terre est appelé "Le mouvement apparent du Soleil". En dehors des régions polaires, de l'Équateur et des tropiques :

- Le matin ; le Soleil est à l'Est, bas sur l'horizon, c'est le « lever du Soleil »
- A midi ; le Soleil est positionné au Sud ou au Nord, et il est au plus haut de son trajet apparent ;
- Le soir ; le Soleil apparaît à l'Ouest, bas sur l'horizon, c'est le « coucher du Soleil »

Le mouvement apparent du Soleil observé par un homme fixe en un point de latitude L au Nord de l'Equateur est schématisé sur la figure (1-3).

L'angle que fait la direction du Soleil avec la verticale du lieu au midi solaire est égal à $(L-d)$.

La durée du jour est de 12h aux équinoxes, elle est inférieure à 12h entre le 21 septembre et le 21 mars, supérieure à 12 entre le 21 mars et le 21 septembre.

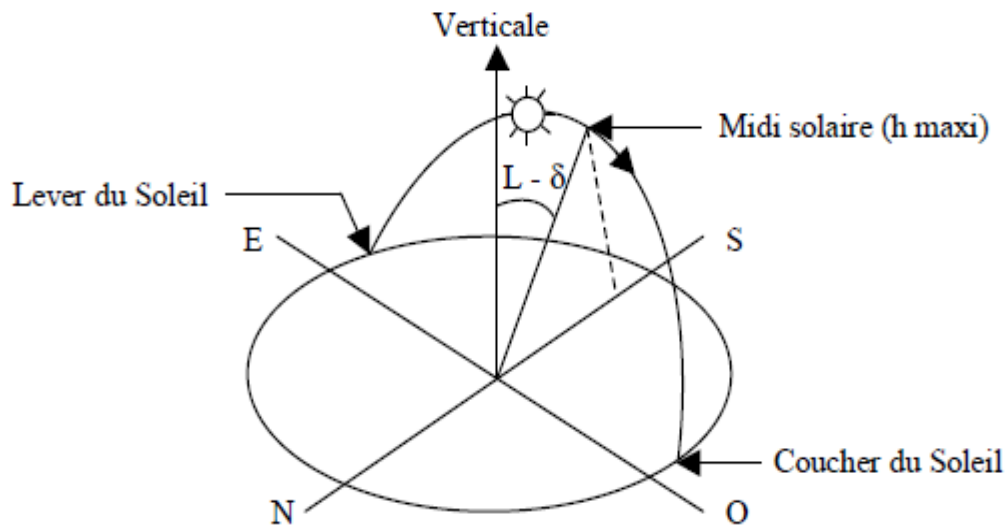


Figure (1-3) : Mouvement apparent du Soleil observé d'un point de latitude L [6].

5. La sphère céleste

La sphère céleste est une sphère fictive d'un diamètre immense, qui a pour centre la terre, et comme rayon la distance (terre-soleil). On admet que tous les objets visibles dans le ciel se situent sur la surface de la sphère céleste. On peut résumer les différentes caractéristiques sur la sphère elle-même comme c'est indiqué sur la figure (1-4).

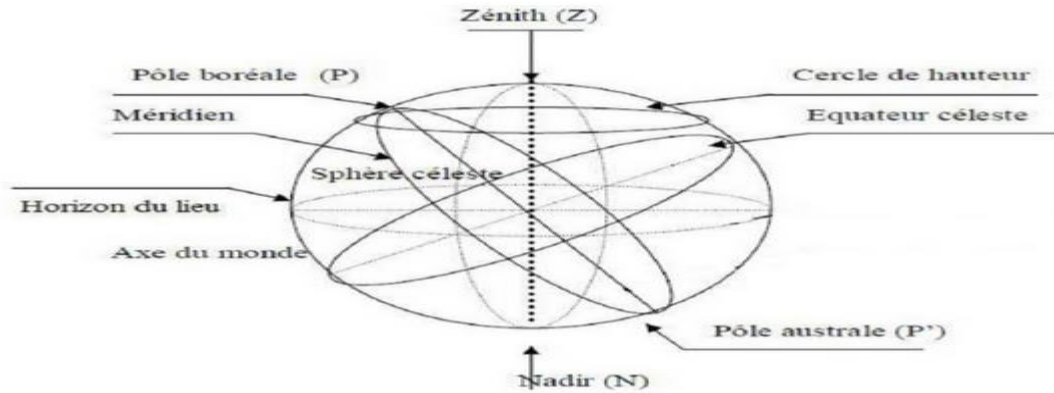


Figure (1-4) : La sphère céleste

La direction des objets peut être évaluée de façon précise à l'aide d'un système de coordonnées célestes, qu'on fera l'objet de définir dans ce qui suit.

6. Les coordonnées géographiques d'un site

Tout point de la sphère terrestre peut être repéré par deux coordonnées, appelées coordonnées terrestres, à savoir la latitude φ et la longitude L figure (1-5):

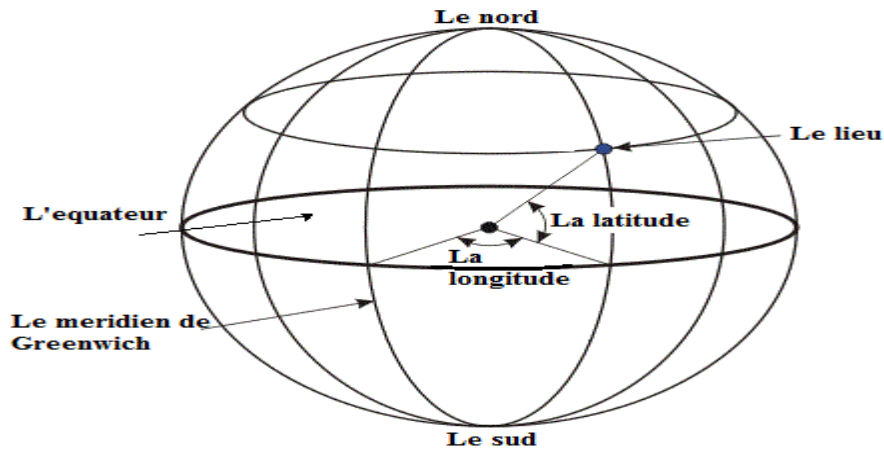


Figure (1-5) : Définition des coordonnées terrestre d'un lieu donné

➤ La latitude du lieu : φ

C'est l'angle que fait le rayon joignant le centre de la terre à ce lieu et le plan équatorial. Elle varie de -90° au pôle Sud à $+90^\circ$ au pôle Nord

$\varphi < 0$ L'hémisphère Sud

$\varphi > 0$ L'hémisphère Nord

$\varphi = 0$ Sur le plan de l'équateur

➤ **La longitude du lieu : L**

C'est l'angle entre le plan méridien passant par ce lieu et le plan méridien origine (Greenwich 0°).

7. Les coordonnées du soleil par rapport à un observateur

Pour déterminer les coordonnées du soleil par rapport à un observateur situé sur la surface de la terre on définit deux repères, le repère équatorial et le repère horizontal

7.1. Le repère équatorial

Le repère équatorial est un repère qui prend comme origine le centre de la terre et comme plan de référence le plan de l'équateur. Dans ce repère, la position du soleil dans le ciel est déterminée par deux coordonnées, la déclinaison δ et l'angle horaire ω [1].

➤ **La déclinaison du soleil (δ)**

Correspond à l'angle formé par le plan équatorial et la direction terre soleil. Elle varie suivant l'équation de Cooper, [1] :

$$\delta = 23,45 \cdot \sin\left(\left(284 + Nj\right) \cdot \frac{360}{365}\right) \quad (1.1)$$

Avec, Nj : le numéro du jour de l'année (1^{er} janvier=1)

Elle varie de $-23,45^\circ$ au solstice d'hiver à $+23,45^\circ$ au solstice d'été, et elle est nulle aux équinoxes

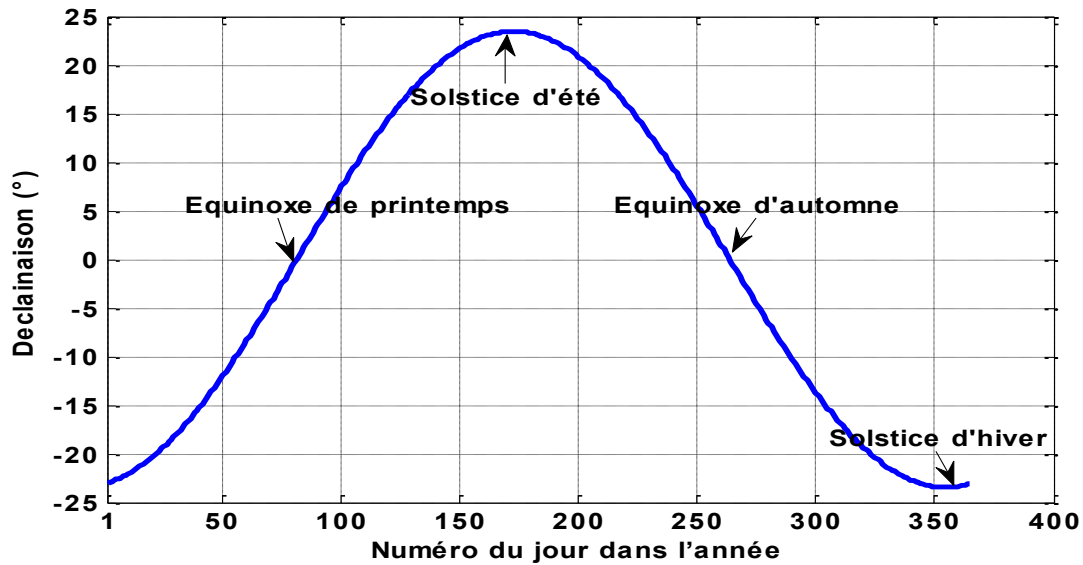


Figure (1-6) La déclinaison du soleil durant l'année

➤ L'angle horaire (ω)

Correspond à l'angle compris entre la projection du soleil sur le plan équatorial et le méridien origine du lieu considéré passant par le sud. Il est donné par la relation suivante:

$$\omega = 15. (T_{sv} - 12) \quad (1.2)$$

Ou,

T_{sv} , est le temps solaire vrai.

7.2. Le repère horizontal

Le repère horizontal est un repère qui prend comme origine le lieu de situation de l'observateur et comme plan de référence le plan de l'horizon astronomique. Dans ce repère. La position d'un astre dans l'espace peut être repérée par ses coordonnées horizontales définies sur la sphère céleste figure (1-7) à savoir la hauteur du soleil h et son azimut a :

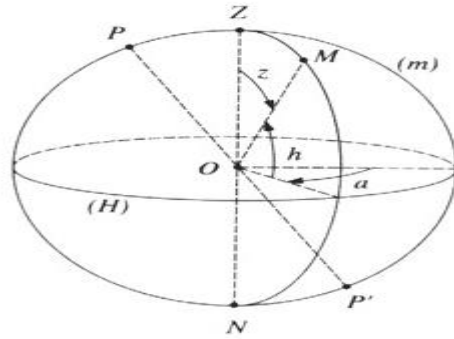


Figure (1-7) : les coordonnées locales du soleil

➤ **La hauteur du soleil (h)**

Elle correspond à l'angle formé par le vecteur directionnel du soleil et sa projection sur le plan horizontal, figure (1-7), elle vaut 0° au lever et coucher du soleil et elle prend sa valeur maximale (90°) à midi solaire. Elle est évaluée par la relation suivante [1] :

$$\sin h = \cos \delta \cdot \cos \varphi \cdot \cos \omega + \sin \delta \cdot \sin \varphi \quad (1.3)$$

La hauteur maximale du soleil correspond à $\omega = 0$, obtenu à midi en temps solaire vrai elle est évaluée par la relation suivante :

$$h_{max} = 90 - (\varphi - \delta) \quad (1.4)$$

Elle varie selon la latitude d'un lieu et la déclinaison du soleil (le jour de l'année). La figure (1-8) présente l'évolution de cette dernière pour différents sites.

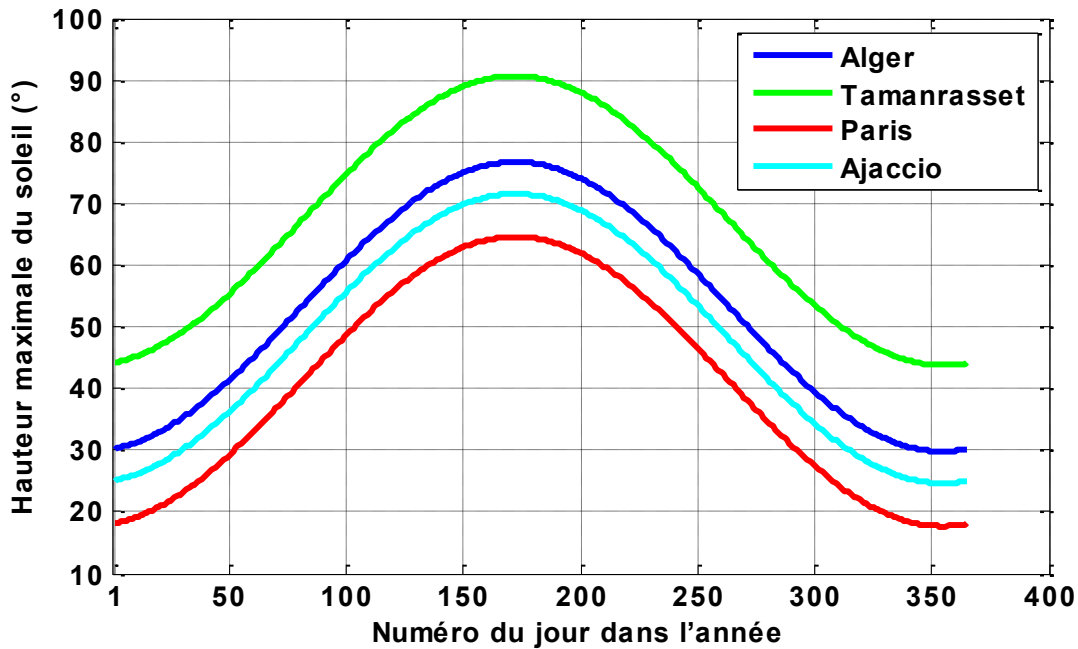


Figure (1-8) L'évolution de la hauteur maximale du soleil pour diverses latitudes

➤ **L'azimut du soleil (a)**

Il correspond à l'angle formé par la projection de la direction du soleil sur le plan horizontal et le méridien du lieu. Il est compté positivement vers l'est et négativement vers l'ouest. Il est donné par la relation suivante [1] :

$$\sin a = \frac{\cos \delta \cdot \sin \omega}{\cos h} \quad (1.5)$$

L'évolution de l'azimut du soleil pour des journées exceptionnelles de l'année pour un site donné (Alger) est représentée sur la figure (1-9) ci-dessous.

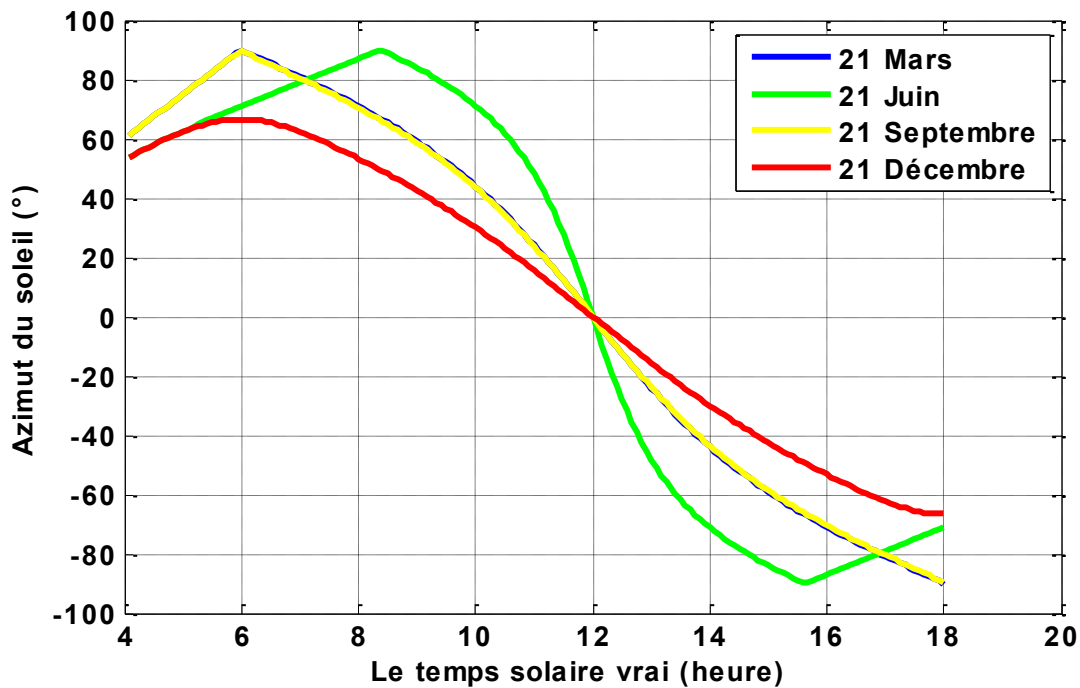


Figure (1-9) Azimut du soleil pour des journées typiques de l'année

8. Orientation d'un plan

Dans les applications solaires, le positionnement de la surface des dispositifs solaire (capteur plan par exemple) est essentiel. Deux angles sont importants à la définition d'un plan quelconque [4], [7] :

➤ L'inclinaison du plan : β

Correspond à l'angle que fait le plan du capteur avec l'horizontale. Le calcul de l'angle d'inclinaison se fait en déduisant la déclinaison du soleil de la latitude géographique du lieu de l'emplacement du capteur. En général, il correspond à la latitude de l'emplacement plus ou moins 10 à 15°. Il est recommandé d'employer un angle d'inclinaison plus élevé à la latitude de 10 à 15 degrés durant les mois d'hiver lorsque la trajectoire du soleil est basse dans le ciel (position hivernale). Par contre, en été (position estivale), lorsque la trajectoire du soleil est plus haute dans le ciel, il faut employer un angle d'inclinaison moins élevé à la latitude de moins 10 à 15 degrés.

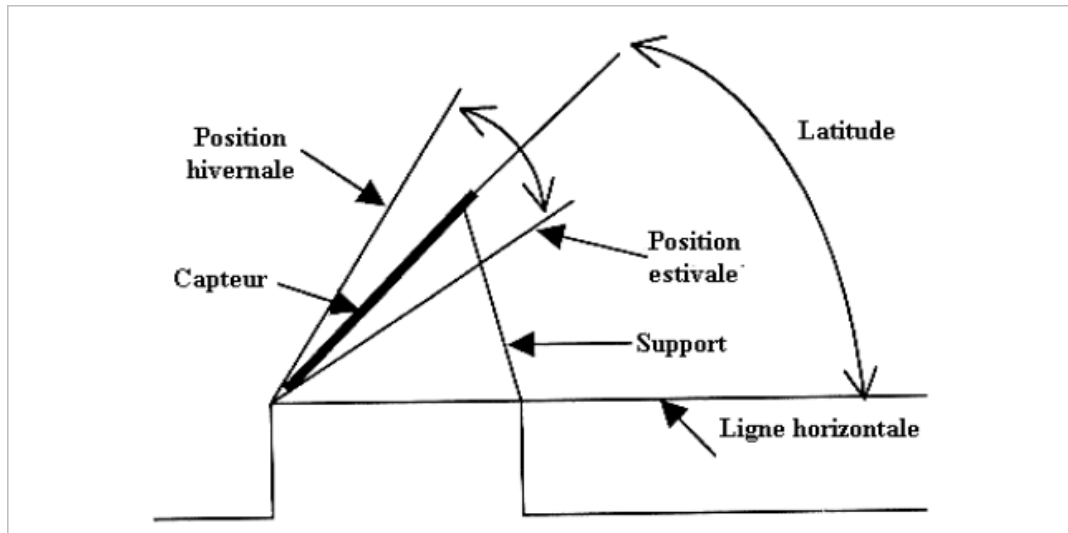


Figure (1-10) : Angle d'inclinaison d'un capteur solaire

Pour un captage annuel, l'angle d'inclinaison du capteur est fixé à la latitude de lieu.

➤ **L'azimut du plan (déviaton azimuthale) α**

Il est défini par l'angle que fait la projection de la normale du plan sur le plan horizontal et la direction du sud.

Idéalement, les dispositifs solaires sont orientés plein sud ($\alpha = 0$) pour être exposés au maximum à la lumière solaire.

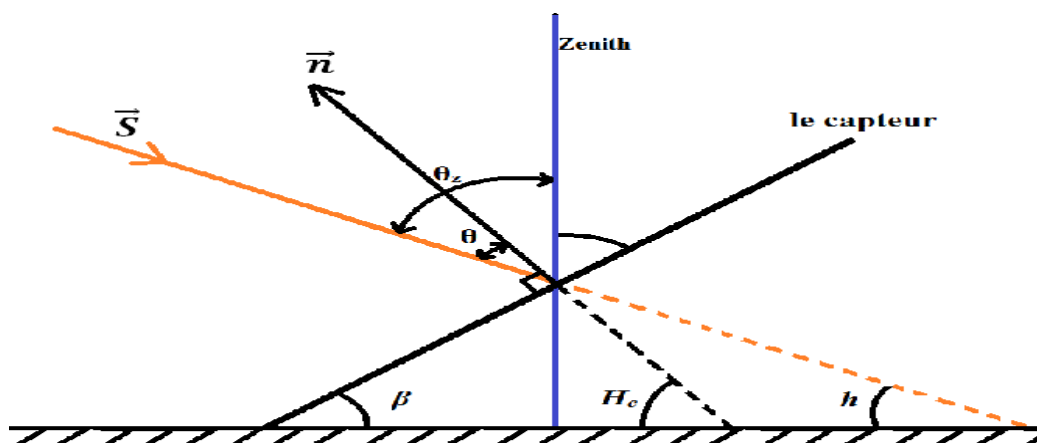


Figure (1-11) : les angles caractérisant un capteur plan incliné

9. Angle d'incidence sur un plan (i)

Il correspond à l'angle formé par la normale du plan avec le vecteur portant la direction du soleil figure (1-11). Son expression est : $\cos i = \vec{n} \cdot \vec{S}$

On trouve :

$$\begin{aligned} \cos i = & \sin \varphi \cdot \sin \delta \cdot \cos \beta - \sin \delta \cdot \cos \varphi \cdot \sin \beta \cdot \cos \alpha + \cos \delta \cdot \cos \varphi \cdot \cos \beta \cdot \cos \omega \\ & + \cos \delta \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta \cdot \cos \omega + \cos \varphi \cdot \sin \alpha \cdot \sin \omega \end{aligned} \quad (1.6)$$

Cas particuliers :

- Capteur orienté plein sud ($\alpha = 0$) :

$$\cos i = \sin \delta \cdot \sin(\varphi - \beta) + \cos \omega \cdot \cos \delta \cdot \cos(\varphi - \beta)$$

- Pour un captage annuel de type ($\beta = \varphi$)

$$\cos i = \cos \omega \cdot \cos \delta$$

- Pour une incidence parfaite (cas d'un système de poursuite du soleil) $i = 0$.

10. Les temps solaires

10.1. Le temps solaire vrai (TSV)

Le soleil tourne dans le plan de l'équateur de 360° en 24 heures, soit 15° par heure, il existe ainsi une relation simple reliant le temps solaire vrai TSV et l'angle horaire ω [6].

$$\omega = 15 \cdot (TSV - 12) \quad (1.7)$$

10.2. Le temps solaire moyen (TSM)

La trajectoire de la terre autour du soleil est elliptique (première loi de Képler). Durant ce mouvement, le rayon vecteur Soleil-Terre balaie des aires égales dans des temps égaux (deuxième loi de Képler). Tout ceci, ajouté au fait que l'axe de rotation de la terre est incliné par rapport au plan de l'écliptique, fait que la durée du jour solaire vrai varie selon les époques de l'année [1].

On introduit alors la notion de temps solaire moyen (TSM) qui varie de ± 16 mn par rapport au temps solaire vrai (TSV) ce qui correspond à l'équation de temps.

TSM est donnée par la relation suivante [6] :

$$TSM = TSV - ET \quad (1.8)$$

Ou E_t est le terme correctif appelé équation de temps

Cette quantité peut être calculée par la formule suivante [6] :

$$E_t = -0,0002 + 0,4197 \times \cos(0,984j) - 7,3509 \times \sin(0,984j) - 3,2265 \times \cos(2 \times 0,984j) - 9,3912 \times \sin(2 \times 0,984j) - 0,0903 \times \cos(3 \times 0,984j) - 0,3361 \times \sin(3 \times 0,984j) \quad (1.9)$$

10.3. Le temps universel (TU)

Le temps universel est égal au temps solaire moyen du méridien origine (méridien de Greenwich). Il est exprimé ainsi [1]:

$$TU = TSM + \frac{L}{15} \quad (1.10)$$

avec L la longitude exprimée en degré et les temps en heure.

10.4. Temps légal (TL)

L'heure légale correspond à l'heure que nous lisons aux horloges, elle est donnée par la relation suivante [1] :

$$TL = TU + C_1 + C_2 \quad (1.11)$$

Ou,

C_1 est le décalage horaire par rapport au Greenwich

C_2 correspond à l'heure d'été et d'hiver, s'il y a lieu.

10.5. Lever et coucher du soleil

L'angle horaire au lever et au coucher du soleil correspond à $h = 0$, en remplaçant dans la formule (1.3), on trouve :

$$\omega_l = \arccos(-\tan \delta \cdot \tan \varphi) \quad (1.12)$$

Selon la relation (1.7) l'heure solaire au lever du Soleil a donc pour expression :

$$(TSV)_l = 12 - \frac{\omega_l}{15} \quad (1.13)$$

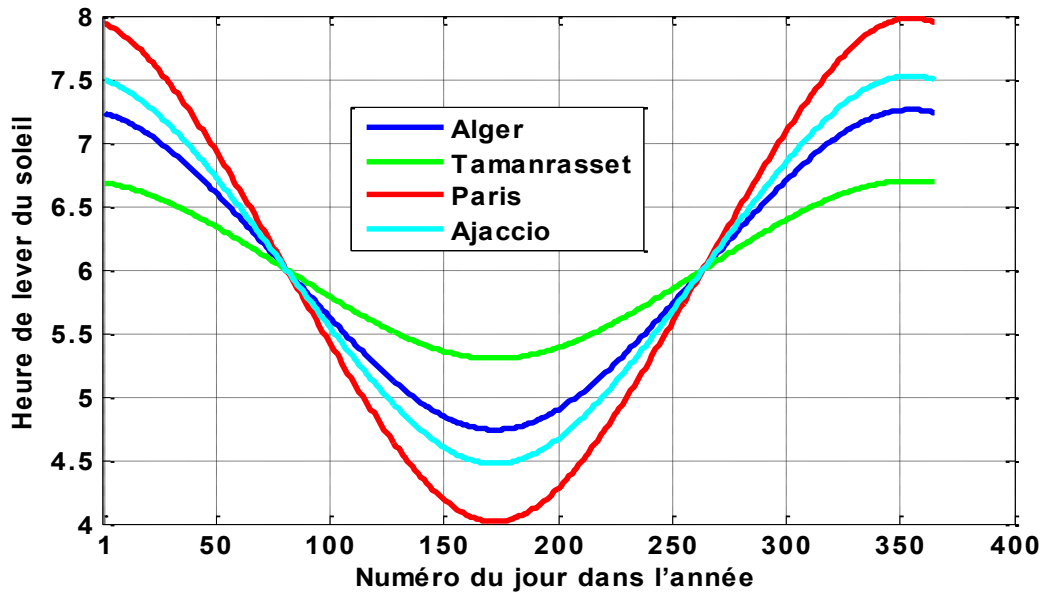


Figure (1-12) Variation annuelle de l'heure de lever du soleil pour différents lieux

L'angle horaire ω_c au coucher du soleil est l'opposé de l'angle horaire au lever du soleil, on a donc $\omega_c = -\omega_l$, l'heure solaire au coucher du Soleil a donc pour valeur :

$$(TSV)_c = 12 - \frac{\omega_c}{15} = 12 + \frac{\omega_l}{15} \quad (1.14)$$

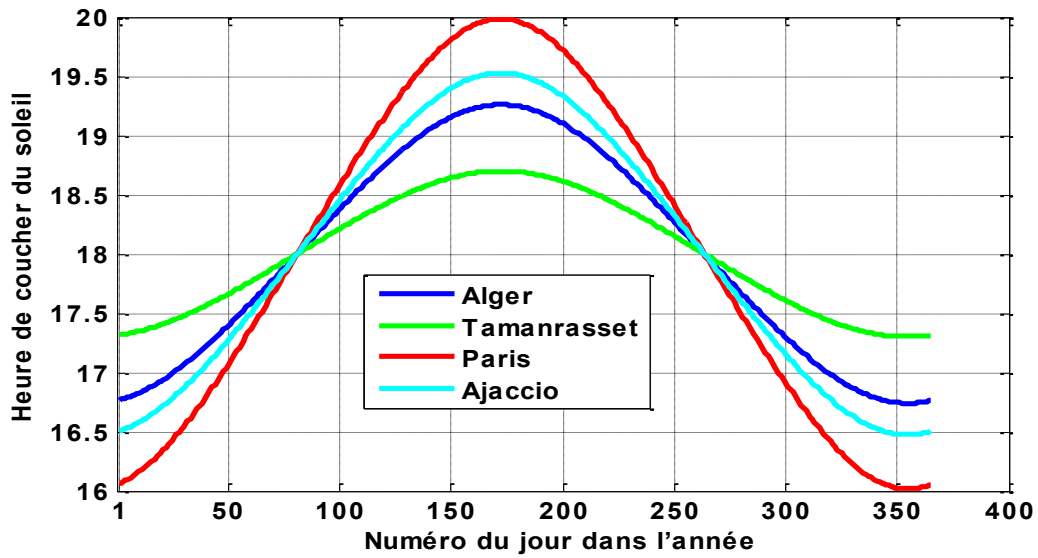


Figure (1-13) Variation annuelle de l'heure de coucher du soleil pour différents lieux

10.6. La durée du jour

La durée du jour est donnée par la relation suivante [6]:

$$d = (TSV)_c - (TSV)_l = 2 \times \frac{\omega_l}{15} \quad (1.15)$$

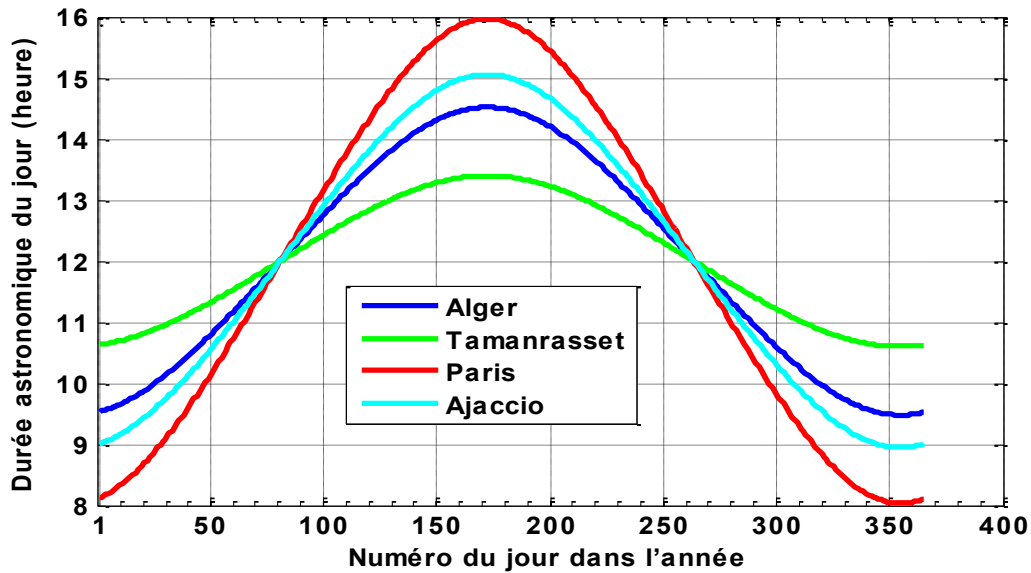


Figure (1-14) Evolution annuelle de la durée du jour pour différents lieux

11. Aspects énergétiques du rayonnement solaire

Les réactions thermonucléaires engendrées au cœur du soleil produisant des rayonnements corpusculaires et électromagnétiques se répandant dans toutes les directions du vide intersidéral avec une vitesse de $3 \cdot 10^8$ m/s et englobant toutes les longueurs d'ondes depuis les rayons X et gamma jusqu'à l'I.R lointain. Quoique, 99,9 % de l'énergie se situe entre 0,2 et 8 μm [8].

On pourra admettre avec une estimation acceptable que le soleil rayonne comme un corps noir avec une température de 5762 k dite température apparente du soleil, ce qui ne correspond pas à la réalité physique [6].

La distribution de l'énergie solaire dans les bandes du spectre du rayonnement thermique est récapitulée dans le tableau (1-2) suivant :

Longueur d'onde (μm)	0-0,38	0,38-0,78	0,78
Pourcentage (%)	6,4	48	45,6
Energie (w/m^2)	87	656	623

Tableau (1-2) : Répartition spectrale du rayonnement thermique [9].

La figure (1-15) illustre l'énergie solaire, ses fréquences et ses longueurs d'ondes.

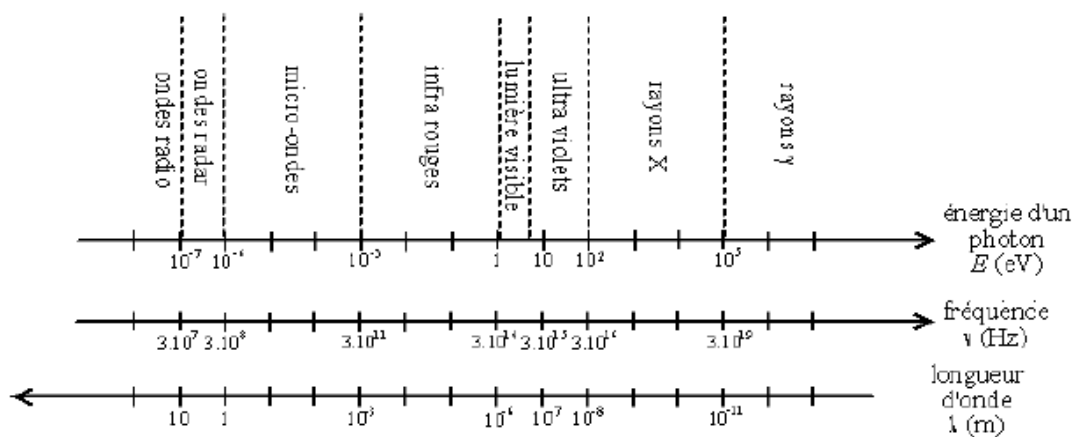


Figure (1-15) : Le spectre solaire

11.1. Le rayonnement solaire hors atmosphère

Le rayonnement solaire hors atmosphère est caractérisé par la constante solaire. Cette dernière est la puissance reçue par unité de surface perpendiculaire aux rayons solaires en dehors de l'atmosphère terrestre. Sa valeur approximative est égale à 1367 w/m^2 (la valeur adoptée pour notre étude). Suivant les variations de la distance terre soleil ($\pm 3,4\%$), elle varie cependant légèrement au cours de l'année. Elle passe par un maximum en janvier (environ 1423 w/m^2) et un minimum en juin (environ 1321 w/m^2) [9].

Ainsi, le calcul du flux du rayonnement solaire I reçu par une surface perpendiculaire aux rayons solaires est assuré par la relation suivante [3] :

$$I = I_0 \cdot C(j) = I_0 \cdot \left[1 + 0,033 \cdot \cos\left(\frac{360}{365} \cdot j\right)\right] \quad (1.16)$$

Avec $C(j) = 1 + 0,033 \cdot \cos\left(\frac{360}{365} \cdot j\right)$ correspond à la correction de la constante solaire

I_0 : La valeur moyenne de la constante solaire actuellement retenue (1367 w/m^2)

j : Le numéro du jour de l'année ($j = 1$ pour le 1^{er} janvier)

L'évolution annuelle est représentée par la figure (1-16) suivante :

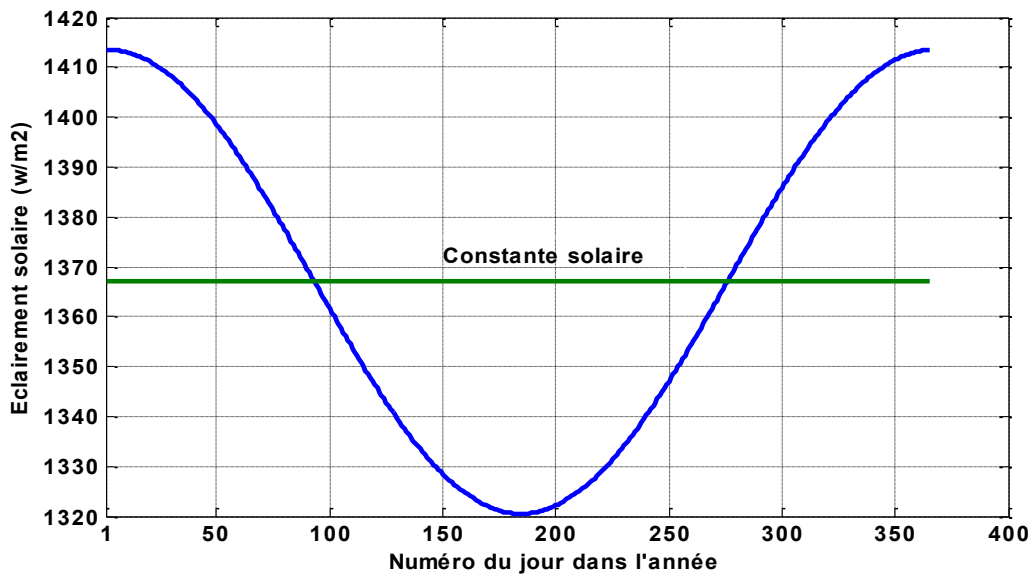


Figure (1-16) : Variation annuelle de la constante solaire

11.2. Eclairement extraterrestre sur un plan horizontal

Considérant un plan à la limite de l'atmosphère, incliné d'un angle β par rapport à l'horizontal et orienté d'un angle α par rapport au Sud. L'éclairement extraterrestre est la composante normale au capteur, de l'éclairement solaire I [1].

On peut écrire :

$$I^* = I \cdot \vec{k} \cdot \vec{n} \quad (1.17)$$

D'où il vient [1]:

$$I^*(\alpha, \beta) = I[\sin \beta \cdot \cos h \cdot \cos(\alpha - \gamma) + \cos \beta \cdot \sin h] \quad (1.18)$$

L'éclairement solaire sur un plan horizontal ($\beta = 0$) est donné comme suit :

$$I_H^* = I \cdot \sin h \quad (1.19)$$

Avec h la hauteur du soleil donnée par la relation (1.3)

D'où,

$$I_H^* = I \cdot [\cos \delta \cdot \cos \varphi \cdot \cos \omega + \sin \delta \cdot \sin \varphi] \quad (1.20)$$

En déterminant l'éclairement extraterrestre, on élimine le problème climatologique qui tient compte du lieu d'étude, de la saison et de la nébulosité du ciel [1].

La figure (1-17) représente l'évolution de l'éclairement reçu sur un plan horizontal pour des journées exceptionnelles de l'année ; Equinoxe de printemps : 21 Mars, Solstice d'été : 21 Juin, Equinoxe d'automne : 21 Septembre, Solstice d'hiver : 21 Décembre

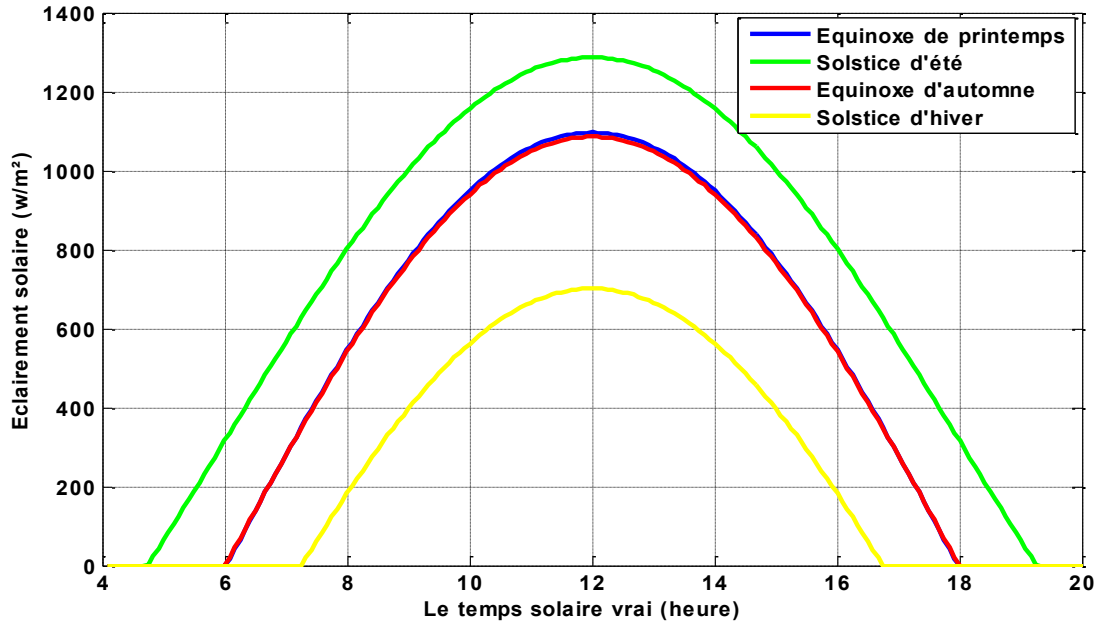


Figure (1-17) Eclairement solaire reçu sur un plan horizontal pour des journées typiques de l'année

11.3. Irradiation journalière sur un plan horizontal

L'irradiation journalière sur un plan horizontal correspond au cumul journalier de l'éclairement solaire que reçoit une unité de surface horizontale. Ce qui se traduit mathématiquement par l'intégration de l'éclairement horizontal pendant une journée (du lever au coucher du soleil). Ainsi, l'irradiation journalière sur un plan horizontal est obtenue par la relation suivante :

$$I_H = \int_{LS}^{CS} I_H^* dt = \int_{LS}^{CS} I \cdot \sin(h) dt \quad (1.21)$$

Où LS , CS correspondent respectivement aux heures de lever et coucher du soleil

et I La constante solaire pour une journée j

En remplaçant $\sin(h)$ par son expression donnée par la relation (1.3), on a :

$$I_H = I \cdot \int_{LS}^{CS} (\cos \delta \cdot \cos \varphi \cdot \cos \omega + \sin \delta \cdot \sin \varphi) \quad (1.22)$$

Pour une journée et un lieu donné, δ et φ sont fixés. D'autre part, 1 heure de temps correspond à une variation de 15° de l'angle horaire ω :

$$dt = \frac{12}{\pi} d\omega$$

Avec le temps t en heure et l'angle horaire ω en radians. L'intégration donne alors :

$$I_H = \frac{24}{\pi} I_0 (\sin \delta \cdot \sin \varphi \cdot \omega_L + \cos \delta \cdot \cos \varphi \cdot \sin \omega_L) \quad (1.23)$$

Avec, ω_L est l'angle horaire au lever du soleil donné par la relation (1.12)

Les figures (1-18) et (1-19) représentent l'évolution de l'irradiation solaire annuelle incidente sur une surface horizontale pour différents sites (différentes latitudes).

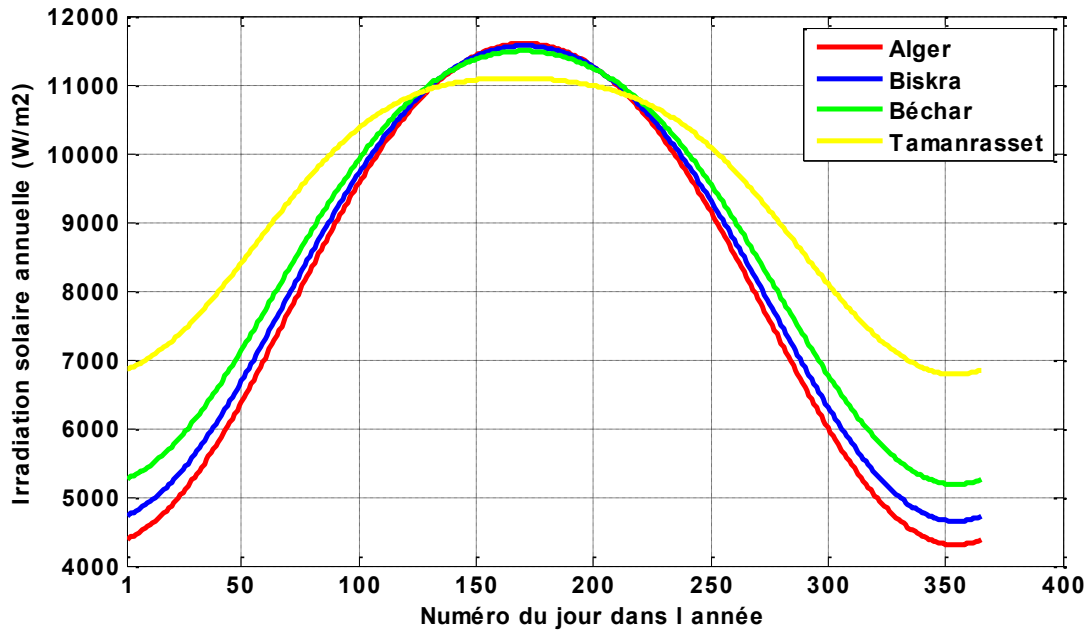


Figure (1-18) Irradiation solaire annuelle incidente sur une surface horizontale pour différentes latitudes en Algérie

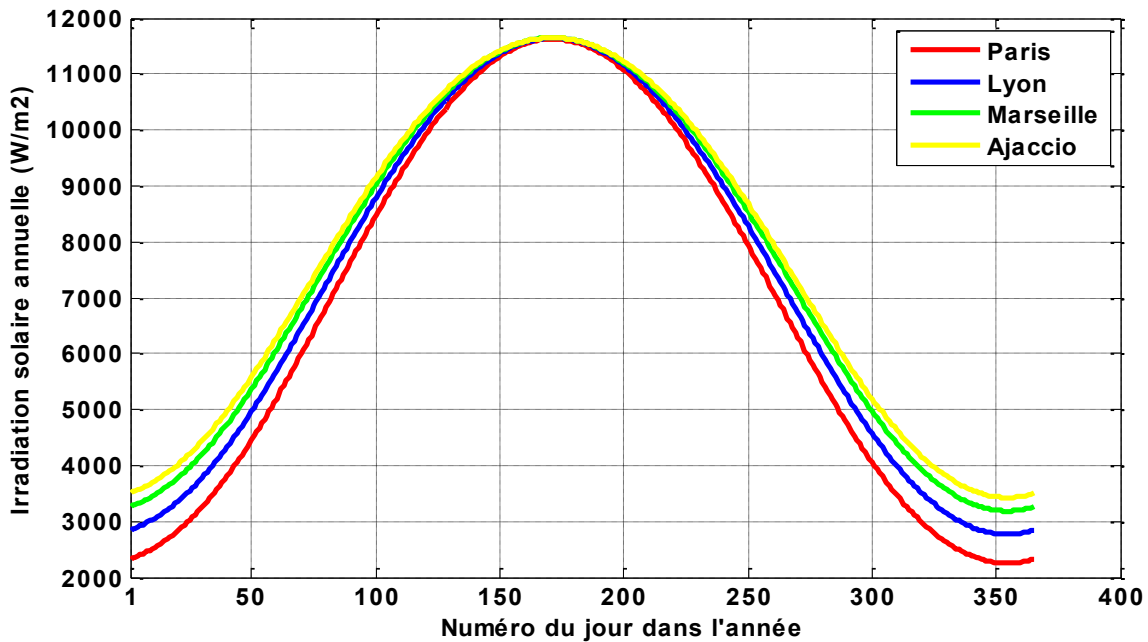


Figure (1-19) Irradiation solaire annuelle incidente sur une surface horizontale pour différentes latitudes en France

11.4. Irradiation journalière sur un plan incliné

Dans le cas où le plan est incliné d'un angle β par rapport à l'horizontale et orienté d'un angle α par rapport au Sud, alors, l'éclairement extraterrestre sur un plan d'inclinaison et d'orientation données, est comme suit :

$$I_i^* = I \cdot \cos i \quad (1.24)$$

Avec, i l'angle d'incidence donnée par la relation (1.6)

Pour un plan orienté en plein Sud ($\alpha = 0$), l'éclairement extraterrestre est obtenu par la relation suivante :

$$I_i^* = I \cdot [\sin \delta \cdot \sin(\varphi - \beta) + \cos \omega \cdot \cos \delta \cdot \cos(\varphi - \beta)] \quad (1.25)$$

L'irradiation journalière sur un plan incliné orienté plein Sud correspond à l'intégration de l'éclairement reçu par un plan incliné orienté plein Sud du lever au coucher du soleil ce qui se traduit par :

$$I_i = \int_{LS}^{CS} I_i^* dt$$

Ainsi,

$$I_i = \frac{24}{\pi} I_0 (\sin \delta \cdot \sin(\varphi - \beta) \cdot \omega'_L + \cos \delta \cdot \cos(\varphi - \beta) \cdot \sin \omega'_L) \quad (1.26)$$

Avec, $\omega'_L = \arcsin(-\tan \delta \cdot \tan(\varphi - \beta))$

La figure (1-20) représente l'irradiation solaire annuelle reçue par une surface orientée en plein Sud avec différentes inclinaisons pour une latitude donnée (36,8° Alger).

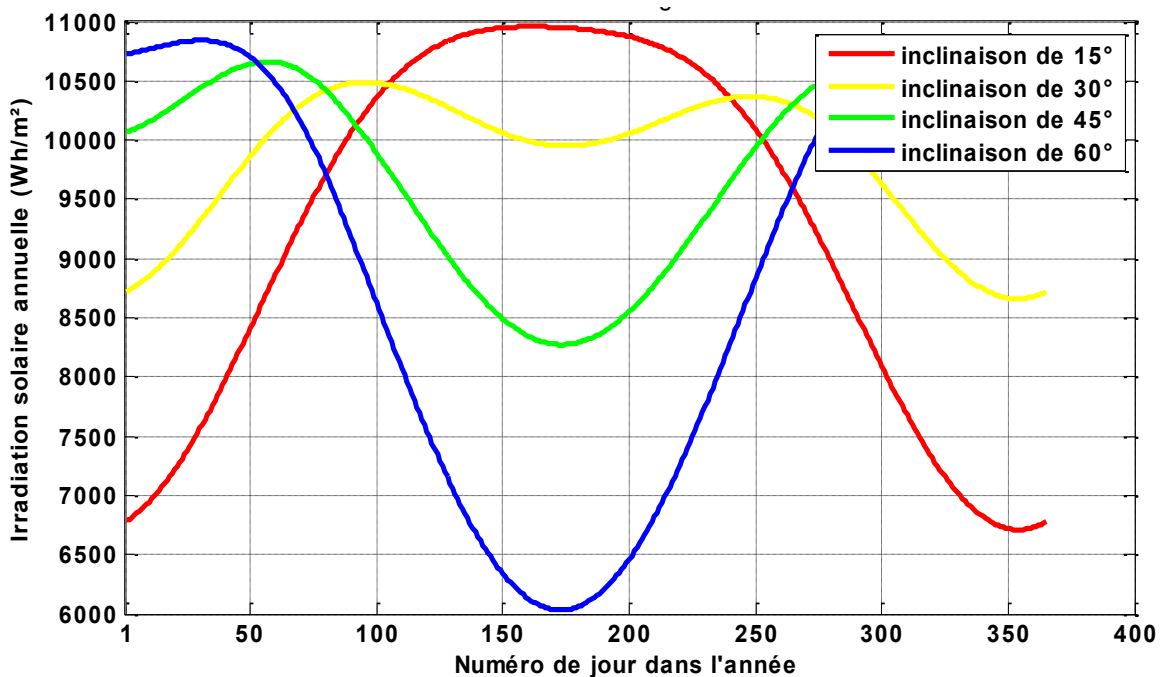


Figure (1-20) Irradiation solaire mensuelle incidente sur une surface inclinée orientée plein Sud

11.5. Atténuation du rayonnement solaire par l'atmosphère

L'énergie solaire est atténuée par différents composants atmosphériques comme les molécules d'air, les aérosols, les gaz, les gouttelettes d'eau nuageuses ou les cristaux de glace en suspension dans l'atmosphère.

Les molécules d'air diffusent le rayonnement (diffusion de Rayleigh), et absorbent une partie de ce rayonnement, alors que les particules d'aérosols diffusent principalement le rayonnement solaire à travers l'atmosphère.

Les propriétés de diffusion et d'absorption dépendent des compositions chimiques de l'atmosphère, des propriétés physiques des particules solides en suspension dans l'atmosphère et de la quantité de vapeur d'eau contenue dans l'atmosphère. La vapeur d'eau, l'ozone, le dioxyde de carbone et l'oxygène sont les importants gaz absorbants du rayonnement solaire. L'absorption de l'ozone se produit dans les domaines du visible et de l'ultraviolet du spectre solaire, alors que la grande partie de la bande d'absorption de la vapeur d'eau et du dioxyde de carbone se produit dans les domaines spectraux du proche infrarouge et rouge. Par ailleurs, l'oxygène se caractérise par de petites bandes d'absorption dans le spectre visible.

On retrouve l'influence de ces composants atmosphériques sur la distribution spectrale du rayonnement solaire direct et diffus, comme on peut le constater sur la figure (1-21) suivante :

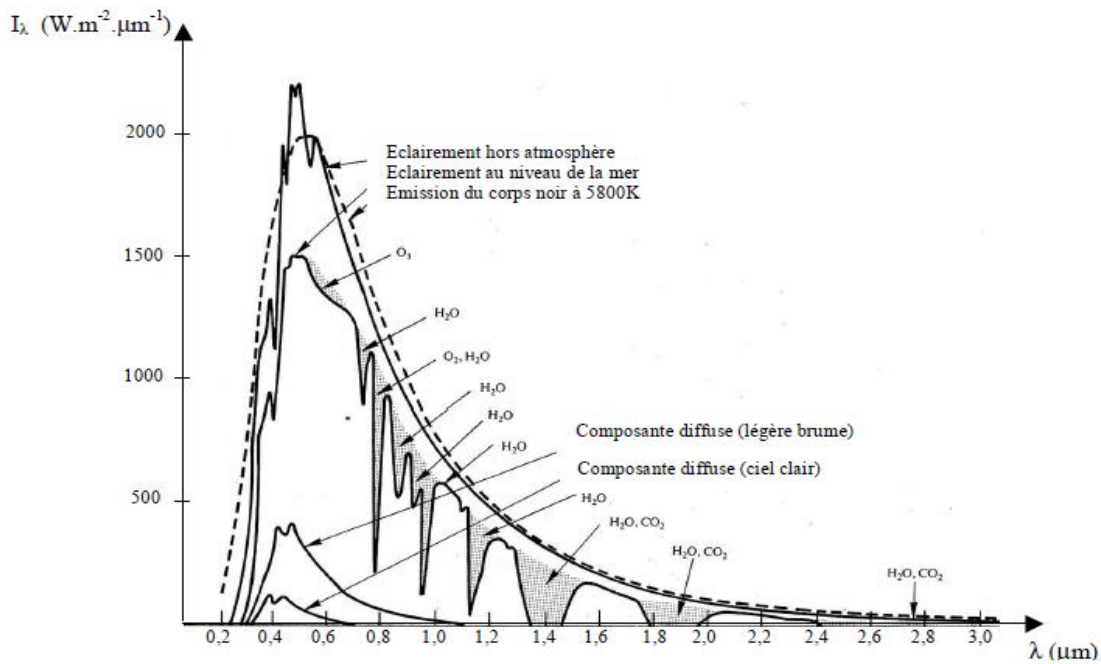


Figure (1-21) : Spectre du rayonnement solaire [8]

11.6. Rayonnement solaire reçu au niveau du sol

L'énergie solaire représentée par la constante solaire moyenne à l'entrée de l'atmosphère ($C_s \approx 1367 \text{ W/m}^2$) subit une altération à sa traversée de l'atmosphère, seulement une partie de cette énergie arrive au sol sous différentes formes. Ainsi, on définit :

11.6.1. La composante directe

Le rayonnement direct ou la composante directe du rayonnement solaire est celui incident sur un plan quelconque en provenant d'un angle solide autour du disque solaire. Il parvient en ligne droit et par temps clair.

11.6.2. La composante diffuse

C'est la composante du rayonnement solaire incidente sur un plan récepteur après avoir été diffusée par les nuages, les poussières, les aérosols et le sol et subissant le phénomène de multi-réflexions. Elle parvient ainsi de toute la voute céleste.

11.6.3. Le rayonnement global

Le rayonnement global correspond à la somme des deux composantes du rayonnement solaire définit précédemment à savoir la composante directe et diffuse [5].

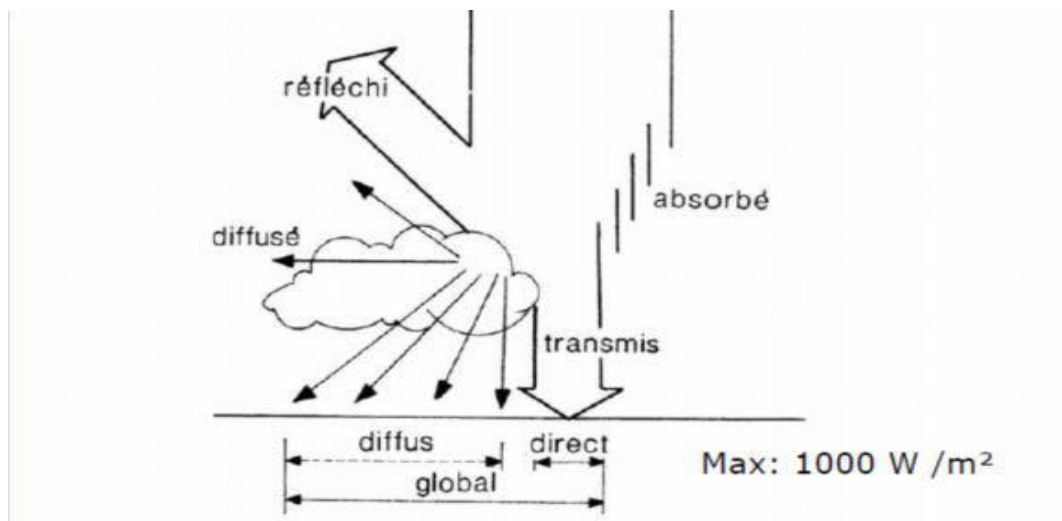


Figure (1-22) : Rayonnement direct, diffus et global

11.7. Mesure du rayonnement solaire

La mesure du rayonnement solaire est assurée par des appareils spécifiques :

Le Pyrhéliomètre

La mesure de l'éclairement solaire direct est assurée par un Pyrhéliomètre. Cet appareil est généralement constitué par une thermopile peinte en noir. Cette thermopile est installée dans un tube de 30cm de longueur ayant une ouverture de 5°. Le tube est monté sur un système de poursuite du disque solaire, appelé monture équatorial qui permet au tube d'être pointé constamment vers le soleil. Ainsi à l'exclusion du rayonnement issu de l'atmosphère et de la terre cet appareil ne mesure que le rayonnement directement issu du soleil.

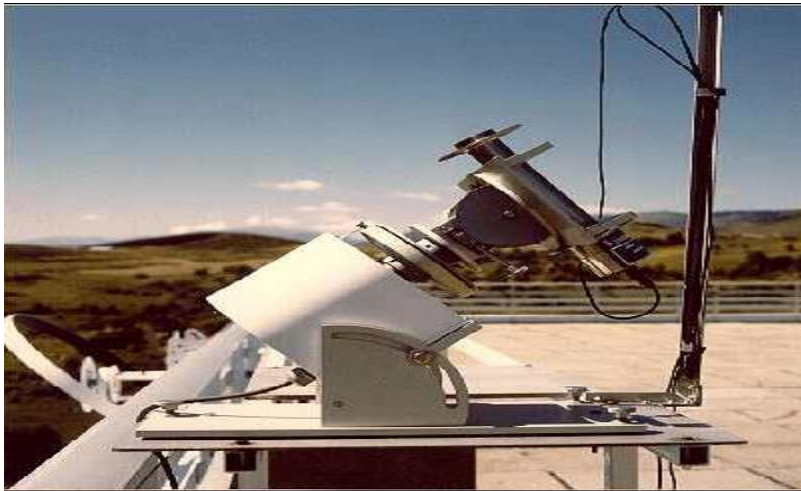


Figure (1-23) : Pyrhéliomètre

Pyranomètre ombré

La mesure de l'éclairement diffus est assurée par un Pyranomètre avec un anneau d'ombrage appelé bande pare-soleil. Cette dernière permet d'occulter la partie sensible du pyranomètre de la part du rayonnement solaire provenant directement du disque solaire. Ce qui permet par conséquent de ne mesurer que l'éclairement du au rayonnement diffus.



Figure (1-24) : Pyranomètre avec anneau d'ombrage

Le Pyranomètre

Pour la mesure de l'éclairement global, on utilise un Pyranomètre figure (1-25)



Figure (1-25) : Pyranomètre

Les pyranomètres les plus utilisés sont de type (Kipp Zonen) pour la mesure de l'éclairement solaire global. Il peut être fixé sur une base collée parallèlement sur le capteur, ainsi il aura la même inclinaison du capteur figure (1-26).



Figure (1-26) : Solarimètre type (Kipp Zonen)

La figure (1-27) illustre la méthode de mesure de l'éclairement solaire par les différents appareils cités.




		
<p>Pyranomètre : mesure de l'éclairement total global ($W m^{-2}$) par intégration sur tout l'hémisphère.</p>	<p>Pyranomètre ombré : mesure de l'éclairement total diffus ($W m^{-2}$) par intégration de tout l'hémisphère à l'exception d'un angle solide autour du Soleil.</p>	<p>Pyrhéliomètre pointé vers le soleil : mesure de l'éclairement total direct en incidence normale ($W m^{-2}$) par intégration uniquement d'un angle solide autour du Soleil.</p>

Figure (1-27) : Appareils de mesure de l'éclairement solaire

12. Modélisation du rayonnement solaire

Dans la littérature, plusieurs auteurs ont proposés de relations empiriques qui lient les paramètres météorologiques aux différents paramètres radiométriques (éclairage global, diffus et direct). Pour notre travail, on a choisit de confronter trois modèles ; il s'agit du modèle de Capderou, la méthode empirique de Perrin de Brichambaut et le modèle de Bird and Hulston. Ces modèles sont basés sur les divers coefficients d'atténuation du rayonnement solaire par les éléments constituant l'atmosphère. En effet, suivant leur dépendance du nombre de paramètres météorologiques caractérisant les coefficients d'atténuation du rayonnement solaire, ces modèles peuvent être plus ou moins précis dans la reconstitution des différentes composantes.

12.1. Modèle de Capderou

Le modèle de Capderou utilise le trouble atmosphérique pour estimer les composantes directe et diffuse de l'éclairage reçu sur un plan incliné. L'absorption et la diffusion provoquées par les constituants de l'atmosphère sont représentées par des facteurs de troubles. A partir de ces facteurs, on peut formuler les éclairages direct et diffus par ciel clair.

Le facteur de trouble atmosphérique de linke TL représente le nombre d'atmosphères idéales qui, si elles étaient superposées, entraîneraient la même atténuation que l'atmosphère réelle. L'avantage du facteur de linke est d'exprimer les divers paramètres, tels que la vapeur d'eau atmosphérique et les aérosols en un seul indice facile à utiliser [10].

Capderou pour son modèle estime le facteur de trouble de linke en fonction des propriétés climatiques locales du site ainsi que de la hauteur du soleil. Il est représenté par la somme des trois facteurs de trouble auxiliaires.

$$T_L = T_1 + T_2 + T_3 \quad (1.27)$$

Ou,

T_1 : est le trouble dû à l'absorption gazeuse tant par les constituants fixes de l'atmosphère que par l'ozone et surtout par la vapeur d'eau. Pour le calcul de ce facteur, Capderou à proposer l'expression suivante :

$$T_1 = 2,4 - 0,9 \sin(\varphi) + 0,1(2 + \sin(\varphi))A_h - 0,2z - (1,22 + 0,14A_h)(1 - \sin(h)) \quad (1.28)$$

Ou $A_h = \sin\left(\left(\frac{360}{365}\right)(Nj - 121)\right)$ représente la variation saisonnière (degré)

T_2 : est le trouble correspondant à l'absorption par les gaz de l'atmosphère (O_2 , CO_2 , O_3) et à la diffusion moléculaire de Rayleigh donné par :

$$T_2 = 0,89^z \quad (1.29)$$

z : est l'altitude du lieu (0,345 km pour le site de Bouzareha)

T_3 : est le trouble relatif à la diffusion par les aérosols couplés à une légère absorption, il dépend à la fois de la nature et de la quantité des aérosols contenue dans l'atmosphère. Il est obtenu par la relation suivante :

$$T_3 = (0,9 + 0,4A_h)(0,63)^z \quad (1.30)$$

Eclairement global reçu sur un plan horizontal par ciel clair

Dans l'Atlas Solaire de l'Algérie (A.S.A) [7], Capderou ; selon la préface de C. Perrin de Brichambaut, présente un modèle mathématique pour estimer le rayonnement direct et diffus incident sur un plan horizontal [10].

Le rayonnement direct incident sur un plan horizontal S_H par ciel clair, en fonction de la hauteur du soleil (h) et du facteur de trouble total de Linke(T_L), est donné par la relation suivante [10]:

$$S_H = I_0 C_{t-s} \sin(h) \exp\left[\frac{-T_L}{0,9 + \frac{9,4}{(0,89)^z} \times \sin(h)}\right] \quad (1.31)$$

Ou,

$C_{t-s} = 1 + 0,033 \cdot \cos\left(\frac{360}{365} \cdot nj\right)$ La correction de la constante solaire

z : Altitude du lieu (km)

h : La hauteur du soleil, donnée par l'équation (1.3)

T_L : Facteur de trouble atmosphérique de Linke par ciel clair, donné par la relation (1.27)

Pour estimer le rayonnement diffus, Capderou emploie le facteur de trouble diffusif ($T'_L = T_L - T_1$) et propose en 1987, l'expression (1.32) fonction de la hauteur du soleil (h) [10]

$$D_H = C_{sj} \times \exp\left\{-1 + 1,06 \times \log(\sin(h)) + a - \sqrt{a^2 + b^2}\right\} \quad (1.32)$$

Avec,

$$a = 1,1 \quad b = \log(T_L - T_1) - 2,8 + 1,02 \times [1 - \sin(h)]^2$$

L'éclairement global incident sur un plan horizontal G_H est par conséquent la somme des deux rayonnements.

$$G_H = S_H + D_H \quad (1.33)$$

Eclairement global reçu sur un plan incliné par ciel clair

Capderou propose un modèle pour estimer les différentes composantes du rayonnement solaire incident sur un plan orienté d'un angle α par rapport au sud et incliné d'angle β par rapport à l'horizontale, dont l'éclairement dû au rayonnement global qui étant la somme des deux composantes directe et diffuse du rayonnement.

Pour cela il projette l'éclairement normal en utilisant l'angle d'incidence (i) donné par l'équation (1.6) pour estimer le rayonnement direct à l'aide de l'équation suivante [12]:

$$S_i = C_{sj} \exp\left[\frac{-T_L}{0,9 + \frac{9,4}{(0,89)^z} \times \sin(h)}\right] \times \cos(i) \quad (1.34)$$

Dans ce modèle l'éclairement diffus incident sur un plan incliné est composé de trois parties, il est donné par [12] :

$$D_i = d_{ciel} + d_{sol} + \delta'_i \times \frac{1 + \sin(\gamma)}{2} \quad (1.35)$$

Ou,

$\gamma = 90 - \beta$, correspond à la hauteur du plan

β : Inclinaison du plan

- d_{ciel} : est l'éclairement diffus incident en provenance du ciel qu'on peut calculer avec la formule suivante :

$$d_{ciel} = \delta_{dir} \times \cos(i) + \delta_{iso} \times \frac{1 + \sin(\gamma)}{2} + \delta_{hor} \times \cos(\gamma) \quad (1.36)$$

Avec,

δ_{dir} : la composante directe ou circumsolaire

$$\delta_{dir} = C_{sj} \times \exp\left\{-2,48 + \sin(h) + a - \sqrt{a^2 + 4b^2}\right\} \quad (1.37)$$

$$a = 3,1 - 0,4 \times b \quad b = \log(T_L - T_1) - 2,28 - 0,5 \times \log(\sin(h))$$

δ_{iso} : la composante isotrope pour un ciel de luminance uniforme

$$\delta_{isp} = D_H - \delta_{dir} \times \sin(h) \quad (1.38)$$

δ_{hor} : la composante du cercle de l'horizon

$$\delta_{hor} = I_0 \times \frac{-0,02 \times}{a^2 + a \times b + 1,8} \times \exp[\sin(h)] \quad (1.39)$$

$$a = \log(T_L - T_1) - 3,1 - \log(\sin(h)) \quad b = \exp\{0,2 - 1,75 \times \log(\sin(h))\}$$

- d_{sol} : est l'éclairement diffus du sol, il est caractérisé par l'albédo du sol qui indique la réflexion de la lumière incidente, il est donné par :

$$d_{sol} = alb \times G_H \times \frac{1 - \sin(\gamma)}{2} \quad (1.40)$$

alb : est l'albédo du sol

- δ'_i : est l'éclairement diffus rétrodiffusé, il correspond à l'éclairement diffusé à nouveau par le ciel vers le sol, il est donné par :

$$\delta'_i = 0,9 \times (alb - 0,2) \times G_H \times \exp \left\{ -\frac{4}{\sqrt{T_L - T_1}} \right\} \quad (1.41)$$

L'éclairement global incident sur un plan incliné $G^*(i, \gamma)$ est la somme des deux rayonnements.

$$G_i = S_i + D_i \quad (1.42)$$

12.2. La méthode empirique de Perrin de Brichambaut

Perrin de Brichambaut quant à lui propose une méthode empirique simple pour l'estimation des différentes composantes du rayonnement solaire. Il utilise des constantes spécifiques pour représenter l'état du ciel, tableau (1-3).

Ainsi, les différentes composantes du rayonnement solaire à savoir ; la composante directe S_i , la composante diffuse D_i et la composante global G_i reçues par un capteur incliné d'angle β par rapport au plan horizontal et orienté d'angle α par rapport au sud sont exprimées respectivement par les équations suivantes [14] :

$$S_i = A \cos(i) \exp \left[\frac{-1}{B \sin(h + 2)} \right] \quad (1.43)$$

$$D_i = \left(\frac{1 + \cos(\beta)}{2} \right) D_H + \left(\frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right) a^* G_H \quad (1.44)$$

$$G_i = S_i + D_i \quad (1.45)$$

Avec,

a^* : étant l'albédo du sol

$$a^* = \begin{cases} 0,9 \text{ à } 0,8 & \text{neige} \\ 0,8 \text{ à } 0,4 & \text{sol clair} \\ 0,4 \text{ à } 0,2 & \text{verdures} \end{cases}$$

D_H : représente l'éclairement diffus reçu par une surface horizontale.

G_H : représente l'éclairement global reçu par une surface horizontale.

Ils sont donnés par les expressions suivantes :

$$D_H = A'(\sin h)^{0,4}D_i \quad (1.46)$$

$$G_H = A''(\sin h)^{B''} \quad (1.47)$$

$$S_H = G_H - D_H \quad (1.48)$$

A, B, A', A'', B'' : sont des constantes qui dépendent de l'état de l'atmosphère, données dans le tableau (1-3) ci-dessous :

Etat de l'atmosphère	A	B	A'	A''	B''
Ciel bleu foncé	1300	6	87	1150	1,15
Ciel bleu clair	1230	4	125	1080	1,22
Ciel bleu laiteux	1200	2,5	187	990	1,25

Tableau (1-3) : les valeurs des différentes constantes de l'atmosphère [14]

12.3. Modèle de Bird and Hulstrom

Ce modèle propose des relations empiriques permettant d'estimer les différents coefficients de transmission du rayonnement solaire, ainsi que les relations menant au calcul des différentes composantes du rayonnement solaire. Il est à noter que comme les deux modèles précédents, ce modèle n'est applicable que pour une journée claire [15].

Bird and Hulstrom ont basés dans leur modèle sur les divers coefficients d'atténuation du rayonnement solaire par les éléments constituant l'atmosphère.

Eclairement dû au rayonnement direct sur un plan horizontal

Dans ce modèle, l'éclairement dû au rayonnement direct est donné par la relation suivante :

$$I_D = 0,975 \cdot I_0 \cdot \tau_r \cdot \tau_g \cdot \tau_w \cdot \tau_a \quad (1.49)$$

Avec :

I_0 : Constante solaire (W/m^2) ;

τ_r : Coefficient de transmission, après Diffusion moléculaire de Rayleigh ;

τ_g : Coefficient de transmission, après Diffusion par les gaz ;

τ_w : Coefficient de transmission, après absorption par la vapeur d'eau ;

τ_a : Coefficient de transmission, après Diffusion par les aérosols ;

Avec I_{Dh} est l'éclairement dû au rayonnement direct calculé sur un plan horizontal, tel que :

$$I_{Dh} = I_D \sinh \quad (1.50)$$

Avec :

h : Hauteur du soleil (degré) ;

Nous donnons ci-dessous les différentes équations des coefficients de transmission :

- **Diffusion de Rayleigh :**

Le coefficient de transmission après la diffusion moléculaire, appelé aussi diffusion de Rayleigh est évalué par la relation suivante :

$$\tau_r = \exp[-0,0903 \cdot ma^{0,84} \cdot (1,0 + ma - ma^{1,01})] \quad (1.51)$$

Avec :

ma : Masse de l'air optique corrigée donner par :

$$ma = m_r \cdot \exp(-0,0001184 \cdot Z)$$

Cette dernière dépend de la masse d'air optique relative m_r qui est calculé par :

$$m_r = \frac{1}{\cos \theta_z + 0,15 \cdot (93,885 - \theta_z)^{-1,253}}$$

Avec :

z : L'altitude du lieu et θ_z : Distance zénithale ;

- **Diffusion par les aérosols :**

Dans ce modèle, le coefficient de transmission après la diffusion par les aérosols concerne uniquement les deux longueurs d'onde ($\lambda' = 0,38 \mu\text{m}$ et $\lambda'' = 0,8 \mu\text{m}$) Il est donné par la relation suivante :

$$\tau_a = \exp[-k_a^{0,873} \cdot [ma]^{0,9108} \cdot (1,0 + k_a - k_a^{0,7088})] \quad (1.52)$$

Tapez une équation ici.

Où,

$$k_a = 0,2758 \cdot k_a \lambda' / (\lambda' = 0,38 \mu\text{m}) + 0,35 \cdot k_a \lambda'' / (\lambda'' = 0,8 \mu\text{m}) \quad (1.53)$$

Avec :

$$k_a \lambda' / (\lambda' = 0,38 \mu\text{m}) = \epsilon \cdot \lambda'^{(-1,3)}$$

$$k_a \lambda'' / (\lambda'' = 0,8 \mu\text{m}) = \epsilon \cdot \lambda''^{(-1,3)}$$

A noté que ϵ est le coefficient de trouble d'Angström, qui exprime la quantité d'aérosols contenus dans l'atmosphère.

- **Absorption par l'ozone :**

Le coefficient de transmission après absorption par l'ozone est donné par la relation suivante :

$$\tau_o = 1 - \alpha_o \quad (1.54)$$

Ou α_o le coefficient d'absorption par l'ozone donné par :

$$\alpha_o = 0,1611. U_3. (1,0 + 139,48. U_3)^{-0,3035} \\ + 0.02715. U_3. (1,0 + 0.044. U_3 \\ + 0.0003. U_3^2)^{-1} \quad (1.55)$$

Avec U_3 qui est l'épaisseur de la couche d'ozone corrigée par le trajet optique du rayonnement solaire dans la couche d'ozone, est définie comme suit :

$$U_3 = L_3. m_r \quad (1.56)$$

m_r : Masse d'air optique relative.

L_3 : Epaisseur de la couche d'ozone réduite (cm) estimé en fonction de la latitude et la longitude du site considéré et selon Thomas et al sa valeur est calculée par :

$$L_3 = (A + C. \sin(D. (n + F))) + G . \sin(H. (L + I))(\sin^2(\beta_0 \varphi)) \quad (1.57)$$

Les valeurs de A , β_0 , C , D , F , I et G sont données sur le Tableau ci-dessous :

Paramètres	Valeurs
A	150
β_0	1.28
C	40
D	0.9865
F	-30
G	20
I	20 Pour longitude positif 0 Pour longitude négative

Tableau (1-4) : Coefficients de calcul de l'épaisseur de la couche d'ozone

- **Absorption par la vapeur d'eau :**

Le coefficient de transmission après absorption par la vapeur d'eau est donné par la relation suivante :

$$\tau_w = 1 - \alpha_w \quad (1.58)$$

Où α_w est le coefficient d'absorption par la vapeur d'eau, donné par :

$$\alpha_w = 1 - 2,4959 \cdot U_1 \cdot ((1,0 + 79,034 \cdot U_1)^{0,6828} + 6,385 \cdot U_1)^{-1} \quad (1.59)$$

Avec U_1 qui est l'épaisseur d'eau condensable corrigée par la valeur du trajet optique elle peut être évaluée par la relation donnée ci-dessous:

$$U_1 = W \cdot m_r \quad (1.60)$$

Où,

W : est la hauteur d'eau condensable ;

m_r : Masse d'air optique relative.

$$W = \frac{0,493 \cdot \phi_r \cdot P_s}{T_a} \quad (1.61)$$

ϕ_r : Humidité relative ;

P_s : Pression partielle de la vapeur d'eau dans l'air saturé.

$$P_s = \exp\left[26,23 - \frac{5416}{T_a}\right] \quad (1.62)$$

Eclairement dû au rayonnement diffus sur un plan horizontal :

Dans ce modèle, l'éclairement dû au rayonnement diffus sur un plan horizontal est la somme des trois composantes diffuses dues aux divers types de diffusion du rayonnement solaire par la pellicule atmosphérique :

$$I_d = I_{dr} + I_{da} + I_{dm} \quad (1.63)$$

- **Eclairement dû au rayonnement diffus issu de la diffusion de Rayleigh**

La part de l'éclairement dû au rayonnement diffusé par les molécules gazeuses contenues dans l'atmosphère est donnée par l'expression suivante :

$$I_{dr} = 0,79 \cdot I_{0h} \cdot \cos\theta_z \cdot \tau_0 \cdot \tau_g \cdot \tau_w \cdot \tau_{aa} \cdot 0,5 \cdot \frac{1 - \tau_r}{1 - ma - ma^{1,02}} \quad (1.64)$$

Avec :

I_{0h} : Eclairement solaire extraterrestre sur un plan horizontal ;

θ_z : Distance zénithale ;

τ_0 : Coefficient de transmission, après absorption par l'ozone ;

ma : Masse de l'air optique ;

De plus : $\tau_{aa} = 1 - (1 - W_0) \cdot (1 - ma + ma^{1,06})(1 - \tau_r)$

Bird et Hulstrom recommandent pour les sites urbains $W_0 = 0,90$.

- **Eclairement dû au rayonnement diffus après diffusion par les aérosols :**

$$I_{da} = 0,79 \cdot I_{0h} \cdot \cos\theta_z \cdot \tau_0 \cdot \tau_g \cdot \tau_w \cdot \tau_{aa} \cdot F_c \cdot \frac{1 - \tau_{as}}{1 - ma - ma^{1,02}} \quad (1.65)$$

Avec :

F_c : Est le facteur de diffusion directionnelle provoquée par les aérosols, sa valeur recommandée dans ce modèle soit de 0.84.

Avec : τ_{as} est donné par :

$$\tau_{as} = \frac{\tau_a}{\tau_{aa}} \quad (1.66)$$

- **Eclairement dû au rayonnement diffus dû au phénomène de multi réflexion terre- atmosphère :**

L'éclairement dû au rayonnement issu du phénomène de multi - réflexion est évalué par l'expression suivante :

$$I_{dm} = (I_{Dh} + I_{dr} + I_{da}) \cdot \rho'_g \cdot \frac{\rho'_a}{1 - \rho'_g \cdot \rho'_a} \quad (1.67)$$

Avec :

ρ'_g : Albédo du sol considéré ; elle vaut 0.2 pour le site de Bouzaréah,

ρ'_a : Albédo du ciel clair évaluée par $\rho'_a = 0,0658 + (1 - F_c) \cdot (1 - \tau_{as})$.

Eclairement dû au rayonnement global sur un plan horizontal :

L'éclairement dû au rayonnement global incident sur surface unité horizontal est la somme des deux composantes incidente sur le même plan.

$$I_G = (I_{Dh} + I_d) \quad (1.68)$$

13. Conclusion

Dans ce présent chapitre, on a présenté une brève description du soleil et de son l'énergie, quelques données nécessaires pour notre étude notamment les paramètres de position et de temps solaire, une description détaillée du rayonnement solaire, sa mesure directe par des appareils appropriés et sa modélisation mathématique selon trois modèles décrits précédemment à savoir ; le modèle de Capderou, la méthode empirique de Perrin de Brichambaut et le modèle de Bird and Hulstrom. En effet, avant d'entamer une étude d'un capteur solaire il est plus judicieux de commencer par une étude du rayonnement solaire incident sur ce dernier dont ses performances dépendent grandement. Pour cela, on a proposé de faire une étude comparative des différents modèles qui existe notamment entre les trois choisis (Capderou, Perrin de Brichambaut et Bird and Hulstrom) afin d'estimer au mieux le rayonnement solaire incident sur notre capteur.

Chapitre II
***Généralités sur les chauffe-
eau-solaires***

1. Introduction

Aujourd'hui pour que l'eau chaude sanitaire apporte une réelle satisfaction et un certain niveau de confort, elle doit répondre à plusieurs critères :

- Disponibilité en permanence et le plus rapidement possible,
- Qualité suffisante,
- Température désirée,
- Coût abordable.

Le choix entre les divers types d'appareils sanitaires est d'abord un choix d'énergie : Gaz, électricité ou éventuellement le solaire.

Transformer l'énergie solaire en eau chaude, c'est aujourd'hui la meilleure façon de concilier la haute technologie avec une utilisation propre des ressources naturelles. Le principe d'un chauffe-eau-solaire repose sur la captation de l'énergie produite par les rayons du soleil et l'exploitation de cette énergie pour produire de l'eau chaude sanitaire. Ainsi, les chauffe-eau-solaires sont considérés comme une solution d'avenir.

Ce présent chapitre contient un bref rappel sur les modes de transfert thermique, des généralités sur les chauffe-eau-solaires ; différents types et les principaux composants, et la dernière partie est consacrée au capteur plan vitré sujet de notre étude.

2. Rappels sur les éléments d'échanges thermiques

L'existence d'un écart de température entre deux systèmes, quelque soit le milieu qui les partage même le vide, fait intervenir un échange d'énergie connu couramment sous le nom de « transfert de chaleur »

Les systèmes solaires mettent en jeu simultanément les trois modes de transfert thermique, la convection, le rayonnement et la conduction.

2.1. Transfert de chaleur par conduction

C'est le transfert de chaleur dans un milieu solide, sans déplacement significatif de matière, sous l'influence d'une différence de température [4].

En tout point d'un milieu s'applique une équation dite « équation de chaleur » qui traduit le mécanisme local du transfert, elle lie les grandeurs suivantes : la température T , le temps t et les variables d'espace (x,y,z) .

L'équation de la chaleur est donnée sous une forme unidimensionnelle par [5] :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.1)$$

Où « a » est la diffusivité thermique du matériau.

La théorie de la conduction se base sur l'hypothèse de FOURIER ; liant linéairement la densité du flux thermique et le gradient de température :

En tout point d'un milieu isotrope, la densité du flux thermique instantanée est proportionnelle à la conductivité thermique λ du milieu et au gradient de température [5].

$$\vec{\varphi} = -\lambda \overrightarrow{\text{grad}}(T) \quad (2.2)$$

La forme algébrique de cette équation est la suivante :

$$\varphi = -\lambda S \frac{\partial T}{\partial x} \quad (2.3)$$

Avec : φ (**w**) Le flux de chaleur transmis par conduction et S (m^2) Aire de la section de passage du flux de chaleur.

2.2. Transfert de chaleur par convection

Le transfert de chaleur par convection s'effectue dans les milieux fluides, plus précisément dans les échanges thermiques entre une paroi et un fluide en mouvement [5].

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

- La convection naturelle (libre) : ou le mouvement du fluide est dû à l'action simultanée des différences des températures qui existe dans le milieu et d'un champ de forces massiques [5].
- La convection forcée : ou le mouvement du fluide est induit par un moyen mécanique (pompes, ventilateur, etc...).

Régime d'écoulement

- En régime laminaire, l'écoulement s'effectue par couches pratiquement indépendantes entre deux filets de fluides adjacents, figure (2-1).

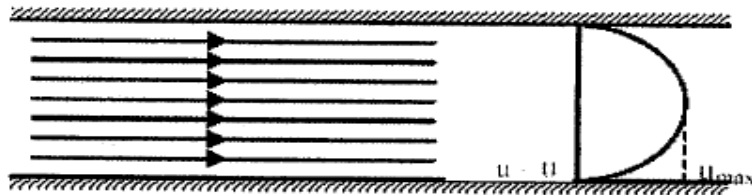


Figure (2-1) : écoulement d'un fluide en régime laminaire

- En régime turbulent, l'écoulement n'est pas unidirectionnel : L'échange de chaleur dans la zone turbulente s'effectue par convection et conduction dans toutes les directions. On vérifie que la chaleur transférée par conduction est généralement négligeable par rapport à celle transférée par convection.

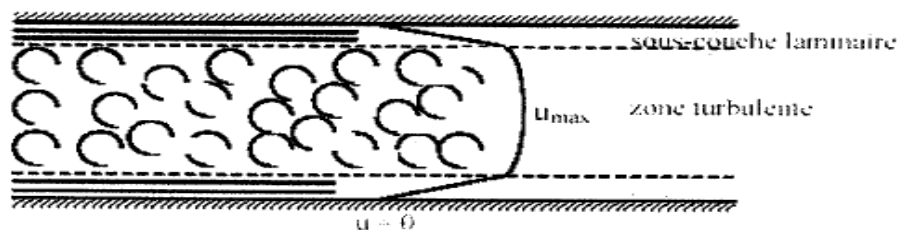


Figure (2-2) : écoulement d'un fluide en régime turbulent

Expression du flux de chaleur

Pour un écoulement de surface S ayant une température T le flux de chaleur s'écrit :

$$\varphi = h S (T - T_f) \quad (2.4)$$

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

$T - T_f$: Différence de température entre la paroi et du fluide.

- **En convection naturelle**

Dans le cas de la convection naturelle le flux est une fonction des caractéristiques du fluide ; de la longueur de la paroi et l'écart de la température.

En introduisant l'analyse adimensionnelle on déduit une relation entre trois nombres :

$$N_u = c (G_r P_r)^m \quad (2.5)$$

Ou $N_u = \frac{h D}{\lambda}$ nombre de Nusselt

$$G_r = \frac{\beta g \Delta T \rho^2 L^3}{\mu^2}$$
 nombre de Grashof

$$P_r = \frac{\mu C_p}{\lambda}$$
 nombre de Prandtl

Le calcul de flux de chaleur transmis par convection naturelle suit les étapes suivantes :

1. Calcul des nombres adimensionnels G_r et P_r ;
2. Suivant la valeur du nombre de G_r on choisit de la corrélation correspondante [5]
3. Calcul du nombre de N_u en appliquant la corrélation choisie
4. Calcul du coefficient d'échange par convection h ; $h = \frac{N_u \lambda}{D}$
5. Calcul du flux transmis φ ; $\varphi = h S (T_p - T_\infty)$

- **En convection forcée**

Dans le cas de la convection forcée la relation liant le flux de chaleur transféré aux différents variables peut être simplifiée à la forme d'une relation entre trois nombre adimensionnels :

$$N_u = f(R_e, P_r) \quad (2.6)$$

Avec, $R_e = \frac{\rho D U_m}{\mu}$ le nombre de Reynolds

Le calcul de flux de chaleur transmis par convection forcée suit les étapes suivantes :

1. Calcul des nombres adimensionnels Re et Pr ;
2. Suivant la valeur du nombre de Reynolds Re on fait le choix de la corrélation correspondante [5]
3. Calcul du nombre Nu en appliquant la corrélation choisie
4. Calcul du coefficient h ; $h = \frac{N_u \lambda}{D}$
5. Calcul du flux transmis φ ; $\varphi = h S (T_p - T_\infty)$,

Ou

$$T_f = \frac{T_p + T_\infty}{2} \quad (2.7)$$

Selon le cas envisagé, les différentes corrélations pour le calcul du nombre de Nuselt (Nu), sont présentées dans la référence [5]

2.3. Transfert de chaleur par rayonnement

C'est une propagation d'énergie à distance, entre deux corps séparés ou non par un milieu matériel (transformation d'énergie thermique d'un émetteur en énergie électromagnétique, propagation, transformation partielle en énergie thermique sur un corps récepteur). C'est le cas de l'énergie qui nous vient du soleil. Son interprétation physique est tout corps émet des particules désignées par "photons" ; ceux-ci se déplaçant à la vitesse de la lumière et transportent une énergie fonction de leur "longueur d'onde".

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

$$Q = \varepsilon \sigma T^4 \quad (2.8)$$

Le rayonnement pur à grande longueur d'onde entre deux surfaces **i** et **j** portées respectivement à deux différentes températures est évalué par la relation :

$$Q_{ij} = F_{ij} S_i \sigma (T_{si}^4 - T_{sj}^4) = F_{ji} S_j \sigma (T_{si}^4 - T_{sj}^4) \quad (2.9)$$

Avec :

T_s La température de la surface (**K°**) ;

F_{ij} Facteur de forme entre les surfaces **i** et **j** ;

σ Constante de Stéphane Boltzmann. (**σ = 5.67 10⁻⁸ W/m²K⁴**);

S Superficie de la surface (**m²**) ;

Q_{ij} Flux de rayonnement à grande longueur d'onde entre les surfaces **i** et **j** .

Si le coefficient d'émission ε du corps est différent du facteur F_{ij} on peut admettre que :

$$F_{ij} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_i} - 1 + \frac{1}{F_{ij}} + \frac{S_i}{S_j} \left(\frac{1}{\varepsilon_i} - 1 \right)} \quad (2.10)$$

On peut également trouver dans la littérature :

$$Q_{ij} = hr_{ij} S_{ij} (T_i - T_j) \quad (2.11)$$

$$hr_{ij} = \frac{\sigma (T_i + T_j) (T_i^2 + T_j^2)}{\frac{1}{\varepsilon_i} - 1 + \frac{1}{F_{ij}} + \frac{S_i}{S_j} \left(\frac{1}{\varepsilon_j} - 1 \right)} \quad (2.12)$$

3. Chauffe-eau-solaire

Un chauffe-eau solaire est un dispositif de captation de l'énergie solaire destiné pour fournir partiellement ou totalement de l'eau chaude sanitaire (ECS).

Ce type de chauffage permet en général de compléter les autres types de chauffage de l'eau utilisant d'autres sources d'énergies (électricité, énergies fossiles, biomasse...). Dans de conditions favorables il permet de les remplacer totalement.

Un chauffe-eau solaire individuel (CESI) permet de capter l'énergie solaire pour fournir de l'eau chaude et cela pour divers usages : sanitaire, lave-linge, piscine...

Il se compose principalement de capteurs solaires thermiques et d'un ballon de stockage d'eau chaude.

3.1. Types de chauffe-eau-solaire

L'énergie interceptée par le capteur solaire et convertie en chaleur est transmise au fluide caloporteur et elle est transférée vers un réservoir de stockage. Ainsi, selon la nature de circulation du fluide, on distingue deux systèmes de CESI.

3.1.1. CESI à thermosiphon

Sous l'effet d'un rayonnement solaire, l'eau contenue dans le capteur s'échauffe et sa densité diminue, selon le principe de gravitation elle s'élève dans le circuit et elle est remplacée par de l'eau plus froide (et donc plus lourde) en provenance du ballon. C'est l'effet thermosiphon. Pour que la circulation du fluide dans le circuit soit assurée, le ballon de stockage doit être obligatoirement placé plus haut que les capteurs selon une hauteur prédéfinie.

Les avantages d'un CES à thermosiphon sont :

- Il ne comporte pas de pompes ni de régulation, et ne nécessite pas de raccordement à un réseau électrique ;
- Les risques de panne et de dysfonctionnement sont, par conséquent, très réduits.

Selon la disposition du ballon de stockage par rapport aux capteurs on distingue les CESI thermosiphon Monobloc et les CESI thermosiphon à éléments séparés, figure (2-3). [16]

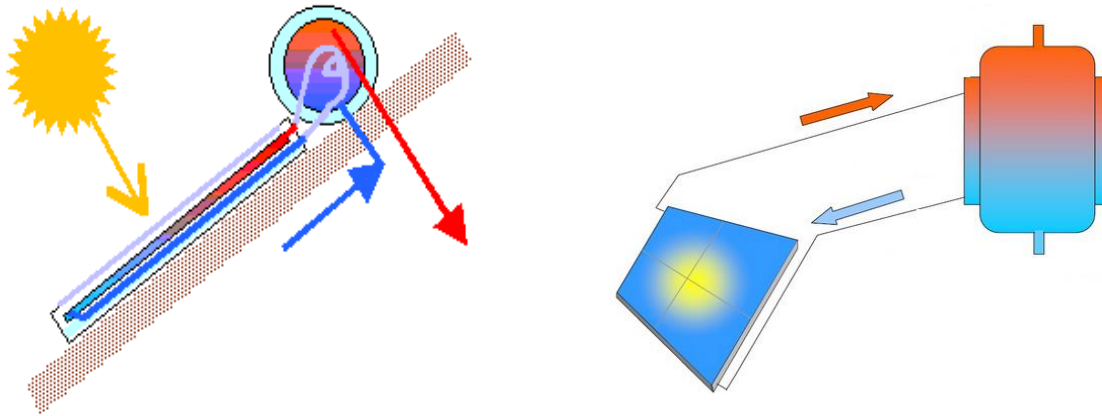


Figure (2-3) (a) : CES thermosiphon Monobloc Figure (2-3) (b) : CES thermosiphon à éléments séparés

3.1.2. CESI à circulation forcée

Cette catégorie regroupe les chauffe-eau solaires qui font appel à un circulateur pour transférer l'eau chauffée dans le collecteur depuis le capteur solaire vers le ballon de stockage. Contrairement aux chauffe-eau fonctionnant par thermosiphon, la disposition relative du ballon et du capteur est totalement libre. Ce qui représente un des avantages d'un système de chauffe-eau-solaire à circulation forcée.

Plusieurs types de CESI à circulation forcée sont utilisés : [16]

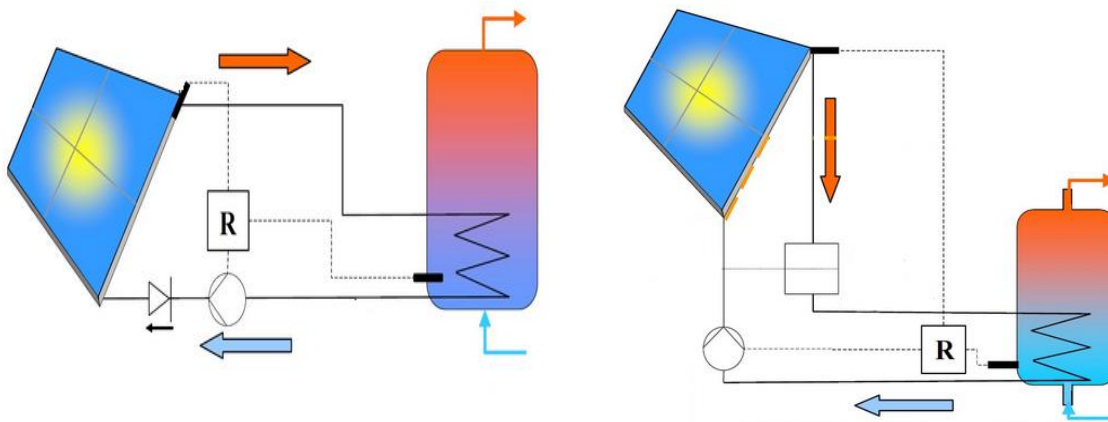


Figure (2-4) (a) : CESI à circulation forcée
sous pression

Figure (2-4) (b) : CESI à circulation forcée
auto-vidangeable

3.2. Comparaison entre les deux types de CES

✓ **Prix du chauffe-eau solaire : avantage pour le thermosiphon**

Le chauffe-eau solaire en thermosiphon fonctionnant tout seul sans pompe ni régulateur, il est le moins cher des deux systèmes.

✓ **Installation du chauffe-eau solaire : avantage pour le thermosiphon**

l'installation d'un chauffe-eau solaire en thermosiphon est plus simple qu'un chauffe-eau solaire en circulation forcée (pas de régulateur, de pompe et ni de vase d'expansion à poser) et nécessite donc moins de main d'œuvre.

✓ **Durée de vie d'un chauffe-eau solaire : avantage pour le thermosiphon**

Le régulateur et la pompe d'un système à circulation forcée sont les premières causes de panne. Sans ces éléments " fragiles", le chauffe-eau solaire à thermosiphon simplifie grandement la maintenance et améliore nettement la durée de vie du système solaire.

✓ **Flexibilité d'installation : avantage pour la circulation forcée**

C'est le gros point fort du chauffe-eau solaire en circulation forcée par rapport au chauffe-eau solaire à thermosiphon, le ballon solaire pouvant se positionner (presque) partout, particulièrement en-dessous du capteur à thermosiphon.

✓ **Utilisation : avantage pour un CES à circulation forcée**

par rapport à un CESI à thermosiphon qui peut être utilisé qu'à titre individuel. Les CES à circulation forcée sont employés généralement pour les utilisations collectives ou industrielle, et ils peuvent être dotés de plusieurs capteurs.

✓ **Performance : avantage pour la circulation forcée**

Léger avantage du chauffe-eau solaire a circulation forcée, surtout dans les zone a faible ensoleillement ou la perte de chaleur dans le ballon est plus rapide dans le ballon à thermosiphon et ou le régulateur permet de récupérer le maximum d'apport solaire.

3.3. Les composants d'un chauffe-eau-solaire

Un chauffe-eau-solaire est composé principalement de deux éléments figure (2-5) :

- Le ballon de stockage,
- Le capteur solaire.

Auquel sont rajoutés d'autres composants à savoir : les conduites de circuit, une pompe, un clapet anti-retour, une vase d'expansion, une soupape de sécurité, les robinets de vidange, les purgeurs et un régulateur.

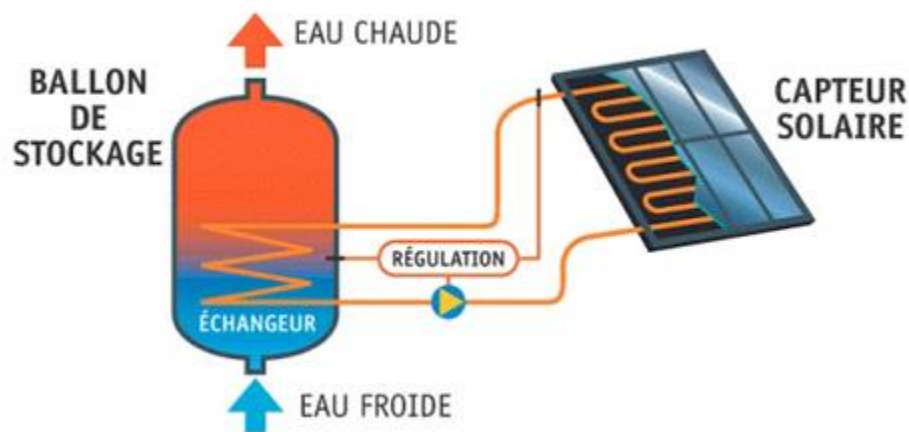


Figure (2-5) : Les composants d'un chauffe-eau-solaire

3.3.1. Le ballon de stockage

Sauf cas spécifique (surface de capteur inférieure à 20-30m²), les ballons de stockage sont des ballons type « tampon ECS » dépourvus d'échangeurs de chaleur incorporés. En effet, pour des raisons de coût et de performances, des échangeurs à plaques sont préconisés pour transférer l'énergie à l'eau chaude sanitaire.

Pour certaines applications, ou plus spécialement certaines implantations des ballons de stockage avec des températures basses, on utilise des ballons avec échangeur interne pour éviter les risques de gel dans les canalisations et dans l'échangeur à plaques. Dans ce cas, les canalisations d'eau froide et d'eau chaude doivent être isolées efficacement. Une

attention particulière est portée à la tenue en température des ballons d'eau chaude sanitaire.

Certains produits sont garantis uniquement si la température de stockage est inférieure ou égale à **60°C**. Tenue en température minimale de **80°C** est nécessaire pour les ballons de stockage solaire.



Figure (2-6) : Ballon de stockage d'un CES

3.3.2. Le capteur solaire

Les capteurs solaires thermiques constituent l'élément essentiel dans les installations de conversion thermique de l'énergie solaire.

Le rayonnement solaire est absorbé par une surface noire, parcourue par un fluide caloporteur qui extrait l'énergie thermique et la transfère vers son lieu d'installation ou de stockage.

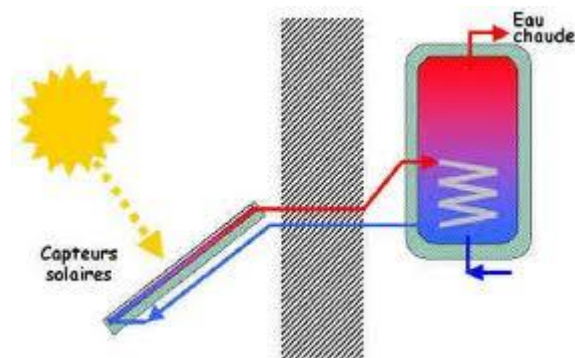


Figure (2-7) : Capteur solaire thermique

3.3.3. Les autres composants d'un chauffe-eau-solaire

➤ Les conduites de circuit :

Habituellement, les matériaux utilisés pour les tuyauteries sont des tubes en cuivre ou des tubes en acier simple.

Des systèmes complets comprenant les tuyauteries allées et retour ainsi que le câble pour la sonde de température de capteur et l'isolation. Ce système de la tuyauterie permet un gain de temps à l'installation.

Les tuyauteries du circuit primaire ont intérêt à être isolée de manière à limiter les pertes de chaleur entre les collecteurs et le ballon de stockage.

L'isolation de ces systèmes ne peut en aucun cas être réalisée au moyen d'isolant pour les tuyauteries sanitaires habituelles, car il est indispensable de tenir compte des températures, auxquelles celles-ci seront explorées, l'isolant habituellement utilisé peut résister à une température continue **de 150 à 180 °C**.



Figure (2-8) : Conduites de liaison isolées

➤ Une pompe (circulateur) :

Le rôle du circulateur est d'assurer la circulation du fluide caloporteur dans la boucle solaire, les circulateurs utilisés dans les installations de chauffage centrale avec radiateur (résistant à des températures pouvant atteindre **120 °C**) conviennent normalement aussi pour les installations avec chauffe-eau solaire.



Figure (2-9) : Le circulateur

➤ Le clapet anti-retour :

Le clapet anti-retour a pour fonction d'empêcher, dans les systèmes sans vidange qu'un effet de thermosiphon n'entraîne une inversion du circuit primaire en cas d'arrêt de la pompe.



Figure (2-10) : Clapet anti-retour

➤ Vase d'expansion :

La vase d'expansion doit permettre l'expansion du fluide caloporteur et permettre d'absorber le volume de ce dernier expulsé du capteur solaire lorsqu'un phénomène d'ébullition survient, et cela sans hausse excessive de la pression.



Figure (2-11) : Vase d'expansion

➤ Soupape de sécurité :

La soupape de sécurité sert à limiter la pression maximale dans le circuit primaire, les soupapes de sécurité sont constituées d'un boîtier en laiton et peuvent être associée à un manomètre, habituellement les soupapes de sécurité ont des pressions d'ouverture de 4 à 6 Bars.



Figure (2-12) : Soupape de sécurité

➤ Les robinets de vidanges :

Des robinets de vidange et de remplissage devront être placés au point le plus bas du circuit solaire et sur l'arrivée d'eau froid afin de pouvoir effectuer la vidange complète de l'installation.



Figure (2-13) : Robinet de vidange

➤ Les purgeurs :

Les purgeurs permettant à l'air de s'échapper des tuyauteries, ce qui se produit lors de remplissage et le cas échéant ultérieurement en cours de fonctionnement de l'installation, les purgeurs doivent être disposés aux points les plus élevés de l'installation, le purgeur est uniquement prévu pour les installations sans vidange. On utilise exclusivement des purgeurs à commande manuelle ou des purgeurs automatiques (verrouillables) lors du fonctionnement normal de l'installation.



Figure (2-14) : Purgeur automatique

➤ Le régulateur :

Dans une installation solaire thermique, une régulation minimale est nécessaire (excepté pour les systèmes à thermosiphon) afin de réguler le processus d'échange de chaleur entre le capteur et le réservoir de stockage. C'est pourquoi dans tous les cas, une régulation différentielle est utilisée.

Le principe de base de la régulation d'une installation de production d'eau chaud sanitaire solaire est simple. Deux sondes sont nécessaires : une première sonde située dans les capteurs solaires, une autre sur le retour vers les capteurs à la sortie du ballon de stockage de l'eau sanitaire, cette régulation est basée sur le principe d'un circuit intégré comparateur.

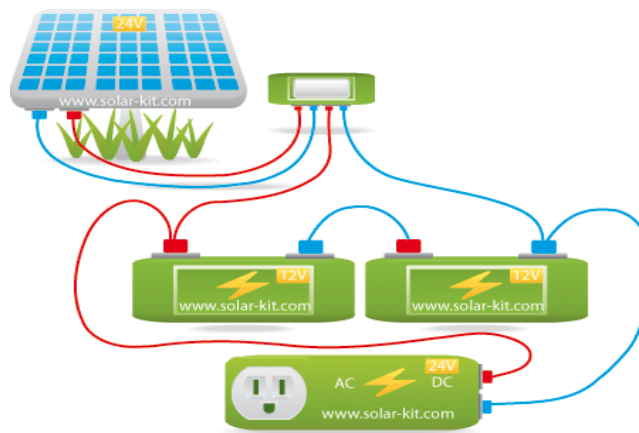


Figure (2-15) : Le régulateur

4. Les différents types de capteurs solaires

Afin d'intercepter l'énergie provenant du rayonnement solaire, il existe plusieurs sortes de capteurs solaires. Dans ce qui suit une brève description de trois types de capteurs solaires plans les plus usuels.

4.1. Les capteurs plans sans vitrage

C'est le modèle le plus simple, le plus économique mais le moins performant. Il est généralement constitué d'une simple plaque de métal ou de matière plastique (absorbeur) sur laquelle sont collés plusieurs tubes porteurs de fluide caloporteur. Les capteurs plans non vitrés ne sont pas isolés sur la face avant, c'est pourquoi ils répondent mieux à des applications à basse températures (inférieure à 30°C). Le domaine d'utilisation principal de ce type de capteurs est le chauffage des piscines extérieures. Parce qu'ils n'ont pas de vitrage, ces capteurs absorbent une grande partie de l'énergie solaire. Toutefois, parce qu'ils ne sont pas isolés sur leur face avant, la grande partie de la chaleur absorbée est perdue lorsqu'il y a notamment du vent et que la température extérieure n'est pas assez

élevée. Brassé par de l'air chaud, ces capteurs absorbent la chaleur échangée en particulier au cours de la nuit lorsque la température est élevée en présence du vent à l'extérieur.

La typique intégration architecturale qu'autorise ce type de produit permet la mise en œuvre de surface plus grande, pour compenser la différence d'efficacité avec les capteurs plans vitrés, en particulier pendant l'hiver.



Figure (2-16) : Capteurs plans sans vitrage [17]

4.2. Les capteurs plans vitrés

Les capteurs solaires plans vitrés sont très répandus. Ils existent sous formes de capteurs à eau et de capteurs à air.

Ces capteurs conviennent mieux à des applications à température modérée où les températures souhaitées se situent entre 30°C et 70°C. Les capteurs à circulation d'eau sont plus couramment utilisés pour la production de l'eau chaude sanitaire à l'échelle individuelle ou collective, pour un usage industriel, ainsi que pour les piscines intérieures. Les capteurs à air sont utilisés pour le séchage, pour le chauffage des locaux aussi l'air de ventilation.

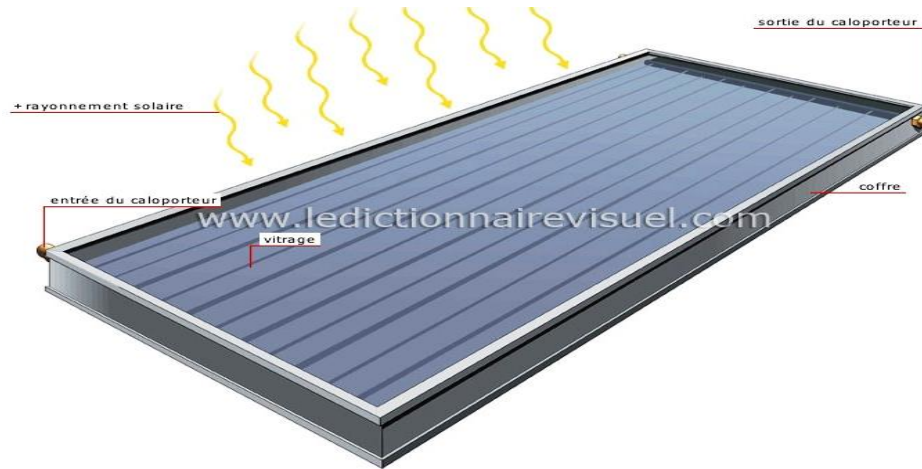


Figure (2-17) : Capteur plan vitré

4.3. Les capteurs sous vide

Les capteurs solaires "sous vide" sont composés d'une série de tubes en verre transparents.



Figure (2-18) : Capteur sous vide

Dans chaque tube il y a une plaque absorbante pour capter le rayonnement solaire et un échangeur pour favoriser le transfert de l'énergie thermique. Les tubes sont mis sous vide pour éviter les déperditions thermiques convectives de la plaque absorbante et la plaque absorbante reçoit un traitement sélectif pour empêcher le rayonnement à ce dissiper sous forme de grande longueur d'onde. Ainsi, on peut réaliser des capteurs solaires performants sans une isolation thermique rapportée ou un coffre de protection.

5. Les principaux éléments constituant un capteur plan vitré

Un capteur plan vitré est constitué principalement d'une couverture transparente, d'un absorbeur et d'une isolation thermique figure (2-19).

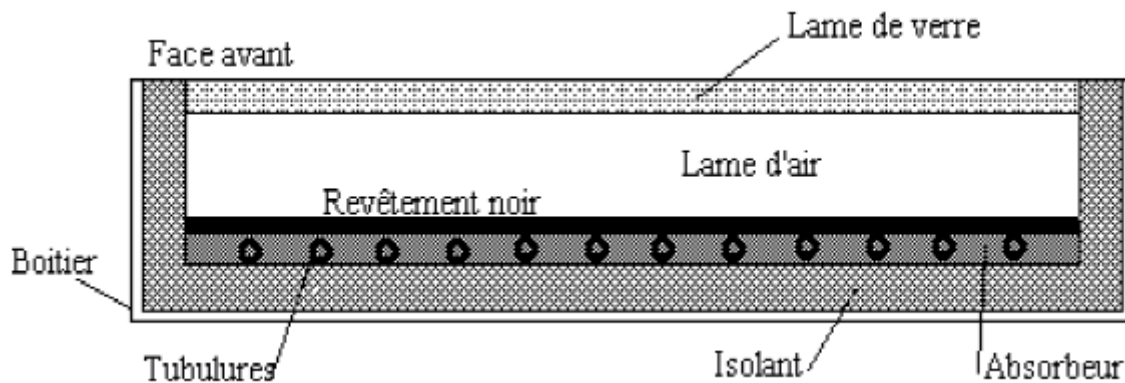


Figure (2-19) : Coupe schématique d'un capteur plan vitré

5.1. La couverture transparente

Du fait de sa résistance aux agressions mécaniques (chocs, grêle, neige, ...etc) et aux agressions thermiques (brusque refroidissement, ...etc), le verre sécurisé est spécialement utilisé comme couverture transparente. Afin d'être le plus possiblement transparent et transmettant du rayonnement solaire, il est de préférence que le vitrage soit pauvre en oxyde de fer.

Pour les capteurs intégrés en toiture, des matériaux synthétiques sont parfois utilisés. Ils sont plus légers, moins chers et plus facile à mettre en place, mais leurs durées de vie sont moins que celle du verre ordinaire.

Plus souvent, le vitrage est légèrement structuré, ainsi, il répercut la fraction réfléchie du rayonnement solaire incident, pour diminuer un éventuel éblouissement.

Les principales caractéristiques d'un vitrage sont :

- ✓ Son coefficient de transmission (τ)
- ✓ Son coefficient d'émission (ϵ)

Le coefficient de transmission (τ) est essentiellement déterminé par la structure du vitrage (double ou triple, l'épaisseur des vitres, des espaces et la nature du gaz de remplissage entre l'absorbeur et le vitrage).

Le tableau (2-1) récapitule les divers types de verre utilisés. [19]

Verre	Réflexion	Absorption	Transmission
Verre clair	8%	9%	83%
Verre basse teneur en Fe ₂ O ₃	8%	2%	90%

Tableau (2-1) : Caractéristiques optiques de quelques verres

La particularité d'un bon vitrage est son faible absorption du rayonnement solaire d'où sa transmission maximale d'énergie vers l'absorbeur. Actuellement le verre le plus souvent adopté pour les capteurs plan est **le verre prismé**. Sa spécificité est sa faible réflexion du rayonnement (1.5%). Il peut transmettre jusqu'à 96% du rayonnement.

5.2. L'absorbeur

Le rôle principal d'un absorbeur est le captage du rayonnement solaire et sa conversion en énergie calorifique. Il est généralement peint en noir pour absorber tous les rayonnements dans le spectre du visible, du l'ultraviolet et une faible quantité dans l'infrarouge.

L'absorbeur est choisi selon les caractéristiques suivantes :

- ✓ Un bon coefficient d'absorption ;
- ✓ Une bonne conductivité thermique ;
- ✓ Une bonne résistance à la corrosion.

Le choix du matériau et le procédé de construction ont une grande influence sur la qualité d'un capteur. Du fait de leurs conductivités élevées, le cuivre, l'acier et l'aluminium sont les matériaux les plus couramment utilisés.

Les caractéristiques de divers matériaux utilisés comme absorbeur sont données au tableau (2-2). [20]

Matière	Conductibilité (w/m °C)	Coefficient de dilatation
Aluminium	230	2,38
Cuivre	380	1,65
Zinc	112	2,9
Acier	52	1,15
Inox	52	1,15
Plastique	0,2-0,4	7-20

Tableau (2-2) : Caractéristiques des matériaux utilisés comme absorbeur

Afin de diminuer les pertes par rayonnement, les absorbeurs sont généralement revêtus d'une couche sélective. Le nickel et le chrome sont les principaux métaux utilisés pour les revêtements sélectifs pour la plupart des capteurs.

Au tableau (2-3) sont donnés les modes de revêtement les plus souvent utilisés. [20]

Revêtement	Absorption	Emission
Peinture noire	0,92-0,97	0,95
Chrome noir sur cuivre (sélectif)	0,95	0,14
Chrome noir sur acier (sélectif)	0,91	0,07
Tinox (sélectif)	0,95	0,05

Tableau (2-3) : Revêtements des surfaces d'absorbeur

5.3. Le fluide caloporteur

Pour évacuer la chaleur stockée par la plaque absorbante on utilise généralement comme fluide caloporteur soit de l'air, soit de l'eau.

Par rapport à l'eau, l'air présente les avantages suivants :

- ✓ Il ne présente pas de problèmes de gel pendant l'hiver ou d'ébullition pendant l'été,

- ✓ L'air sec ne présente pas de problèmes de corrosion,
- ✓ Une fuite d'air est sans conséquence,
- ✓ Il n'est pas nécessaire d'utiliser un échangeur de chaleur dans le cas du chauffage de locaux,
- ✓ Le système à mettre en place est plus simple et plus fiable.

L'utilisation de l'air par rapport à l'eau entraîne les inconvénients suivants :

- L'air ne peut servir qu'au chauffage de locaux,
- Les conduites doivent avoir une grande section pour laisser passer un débit suffisant,
- Les transferts thermiques sont moins bons qu'avec l'eau.

Dans le cas de tuyauteries soudées sur la face arrière de la plaque absorbante, il faut prendre soin aux soudures afin de réduire le plus possible la résistance thermique de contact [1].

5.4. L'isolant

Un capteur doit être bien isolé thermiquement, et cela avec des matériaux appropriés. Ces derniers doivent avoir une faible conductivité thermique, afin de minimiser les pertes thermiques par conduction à travers les faces du capteur. Généralement, l'épaisseur de l'isolant est de l'ordre de 5 à 10 cm. Les laines minérales, les matières synthétiques (de laine de verre, mousses expansives de polyuréthane ou polystyrène) sont généralement les matières isolantes utilisées. Elles doivent résister aux hautes températures qui peuvent être atteintes à l'intérieur d'un capteur. Pour un choix optimal d'un matériau isolant, les paramètres suivants doivent être considérés :

- ✓ Masse volumique
- ✓ Température maximale d'utilisation
- ✓ Résistance aux feux, aux rongeurs et à la putréfaction
- ✓ Sensibilité à l'humidité
- ✓ Son coût

Le tableau (2-4) regroupe les propriétés

Les propriétés des isolants les plus utilisés sont citées au tableau (2-4) [19].

Isolant	Conductivité thermique à 500w/m°C max	Température max
Laine de verre	0,041	150
Laine de roche	0,05	150
Polyuréthane	0,027	110
Polystyrène	0,039	85
Liège expansé	0,042	110

Tableau (2-4) : Quelques propriétés des isolants

6. Principe de fonctionnement d'un capteur plan vitré

Une partie du rayonnement solaire qui arrive sur la vitre la traverse pour atteindre la plaque absorbante. Cette dernière s'échauffe et transfère la chaleur au fluide caloporteur qui circule dans les tubes. Comme tout corps qui s'échauffe, l'absorbeur émet un rayonnement (essentiellement dans l'infrarouge) qui est réfléchi par la vitre, c'est le principe de « l'effet de serre ». L'isolant a pour fonction de minimiser les déperditions thermiques avec l'extérieur. En effet, la grande partie de l'énergie absorbée doit être transmise au fluide, il faut donc minimiser les pertes avec l'environnement proche.

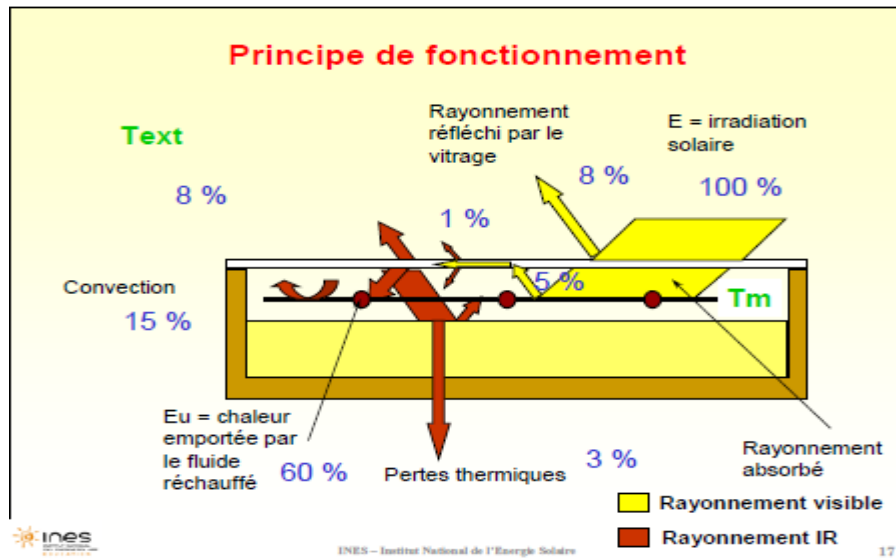


Figure (2-20) : Principe de fonctionnement d’un capteur plan vitré [18]

7. Les paramètres caractérisant le fonctionnement d’un capteur plan

Les paramètres caractérisant le fonctionnement d’un capteur plan peuvent être classés en deux catégories : les paramètres externes et les paramètres internes.

7.1. Les paramètres externes

Les principaux paramètres externes qui peuvent intervenir directement sur les performances d’un capteur plan sont :

- ✓ Paramètre d’ensoleillement : le rayonnement solaire, position du soleil, durée d’insolation, ...etc
- ✓ Température ambiante
- ✓ Vitesse du vent

7.2. Les paramètres internes

Paramètres géométriques :

- ✓ Les paramètres de position : angle d’inclinaison, orientation du capteur.
- ✓ La surface du capteur
- ✓ Les dimensions de différents éléments : épaisseur, longueur et largeur

Paramètres de fonctionnement :

- ✓ La température d'entrée du fluide caloporteur
- ✓ Le débit massique du fluide caloporteur
- ✓ Les températures des différents éléments du capteur

Ces paramètres sont très importants. Ils permettent, en tenant compte du coût, d'avoir une température de sortie du fluide élevée (puissance utile élevée). En d'autres termes ; un meilleur rendement du capteur.

8. Inclinaison optimale d'un capteur

Pour permettre à un capteur un captage maximal du rayonnement solaire, il doit être incliné d'un angle particulier qu'on appelle l'inclinaison optimale. Ce qui revient à une position perpendiculaire par rapport aux rayonnements solaires.

En tenant compte des déplacements permanents de la terre et du soleil, pour chaque moment correspond une inclinaison optimale, ainsi la meilleure solution est d'équiper le capteur avec un système de poursuite. Cependant, cette solution peut être coûteuse.

L'inclinaison de la plupart des capteurs plans est généralement fixe et son optimum serait de $L+\delta/2$ en hiver et de $L-\delta/2$ en été et cela afin d'avoir le plus faible angle entre l'incidence du flux solaire et la normale du capteur [14].

9. Conclusion

Les chauffe eau solaires sont composées essentiellement d'un capteur solaire et d'une cuve de stockage. Ils sont destinés pour la production de l'eau chaude sanitaire. Selon la capacité d'utilisation, on trouve les chauffe eau solaires à circulation naturelle (thermosiphons) pour une utilisation individuelle et les chauffe eau solaires à circulation forcée pour une utilisation collective ou industrielle. Leurs performances dépendent essentiellement de la capacité de captation de l'énergie solaire par le capteur et de la transmettre au fluide caloporteur. Pour cela, une étude sur les performances des capteurs solaires ainsi sur les paramètres influençant leurs rendements est primordiale pour une meilleure utilisation et une meilleure conception.

Chapitre III
Revue bibliographique sur
les chauffe-eau-solaires

1. Introduction

Les chauffe-eau solaires sont les systèmes les plus simples pour le chauffage de l'eau sanitaire. Nous allons citer dans le présent chapitre les principaux travaux effectués sur leurs modélisations théoriques et leurs expérimentations.

2. Revue bibliographique

Le Chauffe-eau solaire se caractérise par sa performance thermique et il dépend en grande partie de la transmission, l'absorption et la conduction de l'énergie solaire et la conductivité du fonctionnement de fluide. Le plan schématique d'un chauffe-eau solaire à thermosiphon typique est représenté dans la Figure (3.1).



Figure (3-1) : Plan schématique d'un chauffe-eau solaire à thermosiphon

Les performances d'un capteur se traduisent essentiellement par le rendement de ce dernier. En pratique, ce rendement est fonction de l'énergie utile qu'on cherche constamment à augmenter :

- Par augmentation de la quantité d'énergie solaire reçue par l'absorbeur,
- Par diminution des pertes de chaleur vers l'arrière du capteur (zones non réceptrices) et vers l'avant du capteur (entre l'absorbeur et l'ambiance).

L'augmentation de la chaleur reçue par l'absorbeur à été étudié par de nombreux chercheurs. [21-23] ont étudiés l'effet de l'utilisation d'un revêtement sélectif (revêtement

de l'absorbeur d'une teinture noire mate) pour augmenter la part du rayonnement absorbé. En outre, l'effet de la conductivité thermique de la plaque absorbante sur les performances des capteurs solaires a été étudié par l'intermédiaire du système de simulation en régime transitoire (TRNSYS) par **Sharia et al. [24]**. Ils ont confirmés que les facteurs caractéristiques comme le facteur de rendement du capteur et le facteur de dissipation de la chaleur sont fortement dépendants de la conductivité thermique de la plaque absorbante.

La diminution des pertes de chaleur vers les zones non réceptrices nécessite une bonne isolation thermique en utilisant divers matériaux d'épaisseur variable **Colle et al. [25]**. Par contre les pertes vers l'avant sont difficiles à estimer en raison de la complexité des phénomènes se produisant dans cette partie du capteur. **Benkhelifa [26]** à présenter un modèle mathématique permettant de calculer les pertes thermiques vers l'avant d'un capteur solaire plan. Il a exploité un programme de calcul pour étudier l'influence de quelques paramètres physiques et géométriques sur le coefficient de pertes thermiques vers l'avant du capteur. Ainsi, il a montré que le coefficient de pertes thermiques vers l'avant augmente avec l'augmentation de l'émissivité de l'absorbeur, de la température de la plaque absorbante et du coefficient d'échange convectif avec l'air ambiant, et il diminue avec l'augmentation de la distance entre l'absorbeur et le vitrage.

Les performances d'un capteur solaire sont aussi influencées par les différents modèles des plaques absorbantes.

L'amélioration des performances d'un capteur solaire avec une plaque absorbante ondulé-croisé qui renforce la turbulence et le transfert de chaleur à l'intérieur du canal et le taux d'écoulement du fluide a été analysée par **Gao et al. [27]**. Leurs résultats ont prouvés que les capteurs solaires avec des plaques absorbantes ondulés-croisés ont un meilleur rendement thermique par rapport aux capteurs plats.

Une autre percé est l'utilisation d'une plaque absorbante Vee shaped (forme V) afin d'améliorer le transfert de chaleur par convection ce qui a été analysé expérimentalement et numériquement pour les deux modes de circulations ; naturelle et forcée **[28-33]**.

Abdi et Messaoudene [34] ont menés une étude expérimentale et théorique des performances de deux types de capteurs plans avec des formes différentes de la plaque

d'absorption. Ils ont principalement étudiés l'effet de la forme géométrique du passage du fluide (forme convexe et forme concave) sur l'efficacité des capteurs dans le cas d'un contact direct eau-plaque absorbante. Par comparaison des résultats théoriques et expérimentaux ils ont montrés que le capteur muni d'une plaque absorbante de forme convexe donne un meilleur rendement qu'une plaque absorbante de forme concave.

Les performances d'un capteur solaire sont également influencées par les conditions géographiques, l'orientation, l'angle d'inclinaison et la nature du matériau de fabrication du capteur. **Rabel [35]** et **Andersen [36]** ont analysés ces aspects et illustré l'effet de ces paramètres sur le rendement thermique du système. De même l'effet de l'accumulation de la poussière sur la couverture en verre de capteur solaire a été étudié expérimentalement avec des angles d'inclinaison différents par **Hegazy [37]** et **Soulayman [38]**. Les résultats ont indiqués que la réduction partielle de la transmittance en verre dépend des dépôts de poussières en conjonction avec l'angle d'inclinaison de la plaque, la période d'exposition et les conditions climatiques du site. Ainsi, pour des angles d'inclinaison de 0° à 90° ils ont montrés que l'angle d'inclinaison 0° est le plus contaminé avec un mélange de particules de poussière grossières et fines et l'angle d'inclinaison 90° présente moins de quantité d'accumulation de poussière.

Les performances thermiques du capteur solaire avec réservoir de stockage ont été analysées numériquement par **Brinkworth [39]** et **Andres Lopez et [40]**. Ils sont ainsi développés des modèles numériques pour leur modélisation.

La Stratification thermique dans le réservoir de stockage est le mécanisme d'entraînement pour le chauffe-eau solaire à thermosiphon, elle a été analysée expérimentalement et numériquement par de nombreux chercheurs **[41,42]**. Les résultats ont révélés que l'efficacité d'évacuation de la chaleur du chauffe-eau solaire à thermosiphon est fortement dépendante de la stratification thermique. D'autres études expérimentales ont été effectuées par **Chang [43]**. Il a évalué l'efficacité d'élimination de la chaleur au cours de la phase d'application du système. Des modèles d'évacuation de la chaleur ont été identifiés, également des modèles empiriques ont été développées.

Les chauffe-eau solaires thermosiphon fonctionnent sur la flottabilité des forces créées dans le réservoir de stockage qui est déterminé par le débit massique de la boucle collecteur. De nombreux travaux sur les performances des chauffe-eau solaires avec différents paramètres de fonctionnement ont été entrepris par de nombreux chercheurs [44-49]. Le débit massique augmente proportionnellement avec la hauteur entre le collecteur et le réservoir de stockage. Cet effet sur les performances du système a été analysé expérimentalement par **Guptha et Garg [50]**. **Zerrouki, Duffie et Beckman [51,52]** ont fait plusieurs hypothèses concernant le débit massique de collecteur comme négligeant la zone en-tête, la distance uniforme entre les tubes de canalisation verticale, flux laminaire et la distribution uniforme d'écoulement dans les tubes et ces hypothèses se sont révélées utiles pour la conception du système thermosiphon. De même, **Zerrouki et al. [53]** ont analysés les caractéristiques du système de circulation naturelle telles que le débit de masse, l'augmentation de la température du fluide et la plaque absorbante afin de valider les résultats expérimentalement avec le modèle théorique.

Le Coût de fabrication de chauffe-eau solaire est l'un des facteurs important dans l'analyse économique. **Chaurasia [54]** a effectué des expériences pour concevoir et développer un système de chauffe-eau solaire avec un faible coût en utilisant du béton. La température de l'eau chaude obtenue dans cette étude variait entre 36 °C à 58 °C. Ce type de capteurs est très utile pour des applications à faible température ménage. Cela peut être utilisé par des architectes pour concevoir le toit du bâtiment qui peut servir de collecteur solaire à faible coût pour fournir de l'eau chaude à températures modérées dans les bâtiments pour répondre à diverses fins au cours du jour.

3. Conclusion

Une étude détaillée de la littérature sur les chauffe-eau solaires a été réalisée et elle nous a permis d'avoir un aperçu concis des développements dans les domaines clés des technologies pour améliorer les performances d'un système ou de concevoir un nouveau système. Ce qui suit sont les résultats de l'examen.

Le chauffe-eau solaire fonctionne en mode circulation naturelle et forcée. Du point de vue de l'utilisation, le chauffe-eau solaire à thermosiphon occupe une bonne position dans les applications domestiques en raison de sa facilité d'utilisation sans recours à l'utilisation de toute énergie externe. Ainsi, plus de recherches ont été lancées en chauffe-eau solaire thermosiphon pour améliorer leurs performances.

Les performances d'un capteur solaire dépendent en grande partie de la qualité d'absorption et de transmission de chaleur de la plaque absorbante ainsi, plusieurs recherches ont été lancées pour proposer de nouvelles dispositions des plaques absorbantes afin d'augmenter les performances des capteurs solaires.

Les performances d'un capteur solaire sont influencées par plusieurs paramètres. On trouve notamment :

- Les paramètres externes comme le rayonnement solaire, la température ambiante...etc.
- Les paramètres internes (paramètres de construction) comme l'absorbeur, la couverture, le fluide de travail et la qualité d'isolation.
- Les paramètres de position comme l'angle d'inclinaison du capteur.

Chapitre IV
***Modélisation d'un chauffe-
eau-solaire***

1. Introduction

Afin d'arriver à simuler le comportement d'un capteur plan exposé aux rayonnements solaires à une position géographique et une période données nous devons en premier lieu établir les équations mathématiques et les bilans qui régissent les phénomènes thermiques dans le capteur solaire plan.

Dans ce qui suit, on s'intéressera particulièrement à :

- Établir le bilan énergétique au niveau du capteur ;
- Formuler des hypothèses pour simplifier nos calculs ;
- Déterminer les différents coefficients des transferts thermiques ainsi que le coefficient d'échange global ;
- Établir l'analogie électrique-thermique ;
- Déterminer les différents facteurs relatifs à la géométrie de l'absorbeur ;
- Établir un programme à l'aide d'un logiciel de simulation MATLAB qui simulera le comportement du capteur plan à eau dans un environnement précis puis prévoir ses performances thermiques en se basant sur les équations établies dans le manuscrit de *Duffie and Beckmann* [9].

2. Bilan énergétique du capteur

Soit Q_{sa} l'énergie solaire absorbée par un capteur, une partie de celle-ci est récupérée par le fluide caloporteur c'est l'énergie utile Q_u . Cette énergie peut être directement utilisée ou bien transférée vers un système de stockage (ballon d'eau chaude par exemple).

Un capteur solaire est aussi sujet à des pertes thermiques. Une partie de l'énergie absorbée est transférée vers l'environnement sous forme d'énergie thermique principalement par convection et rayonnement. Ces pertes seront notées Q_p .

Enfin si on s'intéresse à une période de mise en température du système (au démarrage par exemple) il faudra tenir compte de l'énergie absorbée par le capteur nécessaire à cette montée en température. Cette énergie notée Q_{st} , dépend de l'inertie thermique de l'installation. Ainsi le bilan thermique global s'écrit [1] :

$$Q_{sa} = Q_u + Q_p + Q_{st} \quad (4.1)$$

2.1. Hypothèses

Pour simplifier notre étude, un certain nombre d'hypothèses ont été considérées [9] :

1. La surface du capteur est uniformément éclairée ;
2. Le ciel est considéré comme un corps noir à la température T_{ciel} ;
3. Chacun des éléments du capteur soit à une température homogène ;
4. Régime permanent ;
5. Capteur à inertie thermique négligeable (faibles masse des composants et chaleurs spécifiques) ;
6. La température de l'air environnant est homogène, par conséquent on considère que les pertes thermiques vers l'avant et l'arrière se font vers la même température ambiante,
7. L'effet de dépôt de la poussière et les masques sur le capteur sont négligeables,
8. Ecoulement de chaleur unidimensionnel ;

Les hypothèses 4 et 5 font que le flux stocké dans le capteur est négligeable,

$Q_{st} = 0$, et donc l'équation du bilan devient :

$$Q_{sa} = Q_u + Q_p \quad (4.2)$$

Sachant que, l'énergie solaire absorbée par l'absorbeur Q_{sa} vaut :

$$Q_{sa} = \tau_c \alpha_p G_t \quad (4.3)$$

avec,

τ_c : Facteur de transmission de la couverture transparente,

α_p : Facteur d'absorption de la plaque absorbante,

G_t : L'éclairement global incident sur le capteur

2.2. Rendement du capteur

Selon [55], la norme C.E.C stipule que l'étude la plus significative des performances thermiques d'un capteur plan est de déterminer son rendement instantané défini comme étant le rapport entre le flux utile récupéré, sur l'éclairement solaire global incident sur le capteur tel que :

$$\eta = \frac{\int \dot{Q}_u dt}{\int G_t dt} \quad (4.4)$$

Si les conditions sont constantes sur une période de temps, l'efficacité diminue à :

$$\eta = \frac{Q_u}{G_t} \quad (4.5)$$

Ou,

G_t : l'éclairement solaire global incident sur le capteur

2.3. Evaluation des déperditions thermiques du capteur

L'analogie électrique liée aux différentes résistances thermiques lors des échanges de chaleur effectués sur les différents éléments du capteur peut être ainsi adoptée pour

effectuer l'analyse thermique. Le schéma du circuit équivalent est ainsi illustré sur la Figure (4.1).

Les pertes thermiques sont dues à la différence de température entre les différents constituants du capteur solaire ainsi qu'avec le milieu ambiant. Elles se manifestent selon les trois modes de transfert de chaleur décrits précédemment. Elles se divisent en Trois catégories :

- Les pertes vers l'avant,
- Les pertes vers l'arrière,
- Les pertes latérales.

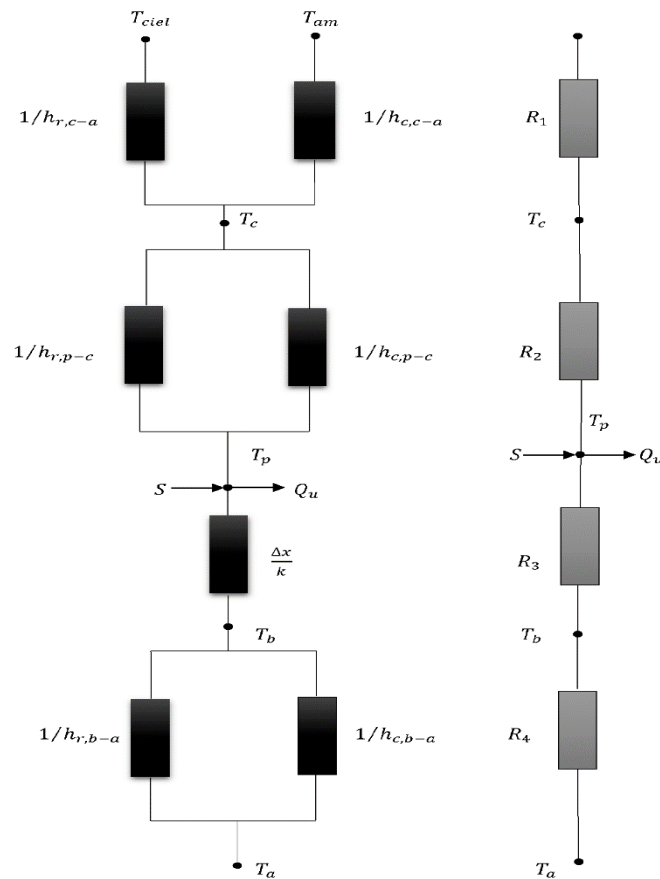


Figure (4-1) : Circuit électrique équivalent relatif à un capteur solaire plan

A partir du schéma électrique équivalent on définit :

R_1 : Résistance thermique entre le milieu ambiant et la vitre,

R_2 : Résistance thermique entre la vitre et l'absorbeur,

R_3 : Résistance thermique entre l'absorbeur et l'isolant,

R_4 : Résistance thermique entre l'isolant et le milieu ambiant.

2.3.1. Pertes à l'avant du capteur

- **Echange de chaleur entre la vitre et le milieu extérieur**

Comme le montre la figure (4.1), les pertes entre la vitre et le milieu extérieur sont dues essentiellement au transfert de chaleur par convection et par rayonnement.

$$Q_{p,av1} = (h_{c,c-am} + h_{r,c-ciel})(T_c - T_{am}) \quad (4.6)$$

$h_{r,c-ciel}$: coefficient d'échange par rayonnement entre la vitre et le ciel donné par :

$$h_{r,c-ciel} = \frac{\sigma \varepsilon_c (T_c^4 - T_{ciel}^4)}{T_c - T_{am}} \quad (4.7)$$

Avec $T_{ciel} = 0.0552T_{am}^{1.5}$;

$h_{c,c-am}$: coefficient d'échange par convection entre la vitre et l'ambiant ;

$$h_{c,c-a} = 5.67 + 3.86V_{vent} \quad (4.8)$$

V_{vent} : vitesse du vent

Ce qui nous permet d'écrire l'équation (4.6) sous la forme :

$$Q_{p,av1} = h_{c,c-a}(T_c - T_{am}) + \sigma \varepsilon_c (T_c^4 - T_{ciel}^4) \quad (4.9)$$

Ainsi on définit la résistance équivalente entre le vitrage et le milieu ambiant R_1 qui est alors donnée par :

$$R_1 = \frac{1}{h_{c,c-a} + h_{r,c-ciel}} \quad (4.10)$$

- **Echange de chaleur entre la vitre et l'absorbeur**

Comme précédemment, l'échange de chaleur entre les deux éléments se fait par convection et par rayonnement.

$$Q_{p,av2} = (h_{c,p-c} + h_{r,p-c})(T_p - T_c) \quad (4.11)$$

Où,

$h_{r,p-c}$: coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la vitre et l'absorbeur donnée par :

$$h_{r,p-c} = \frac{\sigma(T_p + T_c)(T_p^2 + T_c^2)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1} \quad (4.12)$$

ε_c : Emissivité du verre ;

ε_p : Emissivité de l'absorbeur ;

$h_{c,p-c}$: Coefficient de transfert de chaleur par convection entre la vitre et l'absorbeur.

Pour déterminer le coefficient de convection $h_{c,p-c}$, les corrélations suivantes seront utilisées [9] :

$$Nu = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708(\sin 1.8 \beta)^{1.6}}{Ra} \right] \left[1 - \frac{1708}{Ra \cos \beta} \right] + \left[\left(\frac{Ra \cdot \cos \beta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right] \quad (4.13)$$

Avec,

β : étant l'angle d'incidence du capteur,

Ra : le nombre de Rayleigh

$$Ra = \frac{g(T_p - T_c)L^3_c}{T_{ma}\nu_a \cdot \alpha_a} \quad (4.14)$$

Où,

L_c : longueur caractéristique (espace entre l'absorbeur et la vitre) ;

T_m : la température moyenne de l'air entre l'absorbeur et la vitre, donnée par :

$$T_{ma} = \frac{T_p + T_c}{2} \quad (4.15)$$

Elle permet d'évaluer les caractéristiques de l'air ($\rho_a, \mu_a, \lambda_a, C p_a$).

$$\nu_a : \text{la viscosité cinématique de l'air, } \nu_a = \frac{\mu_a}{\rho_a} \quad (4.16)$$

$$\alpha : \text{la diffusivité thermique de l'air, } \alpha = \frac{\lambda_a}{\rho_a \cdot C p_a} \quad (4.17)$$

$$Nu = \frac{h_{c,p-c} \cdot L_c}{\lambda_a} \quad (4.18)$$

D'où on tire le coefficient de convection :

$$h_{c,p-c} = Nu \frac{\lambda_a}{L_c} \quad (4.19)$$

La résistance R_2 peut être écrite :

$$R_2 = \frac{1}{h_{c,p-c} + h_{r,p-c}} \quad (4.20)$$

Ainsi, Le coefficient de pertes à l'avant du capteur à la température ambiante est :

$$U_{av} = \frac{1}{R_1 + R_2} \quad (4.21)$$

Duffie et Beckman (1980) ont donné une relation empirique due à Kelvin pour le calcul du coefficient d'échange global à l'avant U_{av} avec une erreur inférieure à $\pm 0,3 \text{ W/m}^2$ [9] :

$$U_{av} = \left(\frac{N}{\frac{C}{T_{pm}} \left[\frac{(T_{pm} - T_{am})}{(N + f)} \right]^e} + \frac{1}{h_{c,c-a}} \right)^{-1} + \frac{\sigma(T_{pm} + T_{am})(T_{pm}^2 + T_{am}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_p + 0.00591N h_{c,c-a}} + \frac{2N + f - 1 + 0.133\varepsilon_p}{\varepsilon_c} - N} \quad (4.22)$$

Avec,

U_{av} : Coefficient de pertes avant ($W/m^2.K$),

N : Nombre de vitre,

$f = (1 + 0.089h_{c,c-a} - 0.1166 \times h_{c,c-a} \times \varepsilon_p)(1 + 0.07866N)$,

$h_{c,c-a} = 5,67 + 3,86 \times V_{vent}$,

$C = 520(1 - 0.000051\beta^2)$ Pour $0^\circ < \beta < 70^\circ$, et pour $70^\circ < \beta < 90^\circ$ On prend $\beta = 70^\circ$,

$e = 0.43(1 - 100/T_{pm})$,

β : Angle d'inclinaison du capteur,

ε_g : Émissivité de la vitre,

ε_p : Émissivité de la plaque absorbante,

T_{am} : Température ambiante (K),

T_{pm} : Température de la plaque moyenne (K).

2.3.2. Pertes à l'arrière du capteur

Il est souvent possible de négliger la résistance par convection devant celle due à la conduction au sein de l'isolant [9], donc les pertes à l'arrière du capteur sont données par la formule suivante :

$$Q_{p,ar} = \frac{(T_p - T_{is})}{\frac{e_{is}}{\lambda_{is}}} \quad (4.23)$$

Ainsi, à partir de l'équation (4.23), on peut ainsi définir le coefficient de pertes arrières U_{ar} tel que :

$$U_{ar} = \frac{1}{R_4} = \frac{\lambda_{is}}{e_{is}} \quad (4.24)$$

Où λ_{is} et e_{is} sont la conductivité thermique et l'épaisseur d'isolation à l'arrière, respectivement.

2.3.3. Pertes par les faces latérales du capteur

Comme précédemment la résistance par convection est négligée devant celle due à la conduction au sein de l'isolant, donc les pertes par les faces latérales du capteur sont données par la formule :

$$Q_{p,lat} = \frac{(T_p - T_{is})}{\frac{e_{islat} A_c}{\lambda_{is} A_{lat}}} \quad (4.25)$$

Où,

A_c : Surface du capteur ;

A_{lat} : Surface des faces latérales du capteur ;

e_{islat} : Epaisseur de l'isolant sur ses faces latérales ;

On peut ainsi définir le coefficient de pertes par les faces latérales U_{lat} tel que :

$$U_{lat} = \frac{\lambda_{is} A_{lat}}{e_{islat} A_c} \quad (4.26)$$

Si l'on suppose que toutes les pertes se font vers une température T_{am} (voir hypothèse simplificatrice numéro 6), alors en sommant les coefficients de pertes avant, latérales et arrière on obtient le coefficient de pertes globales U_L :

$$U_L = U_{av} + U_{ar} + U_{lat} \quad (4.27)$$

On peut écrire alors la densité du flux de chaleur total perdu comme ceci :

$$Q_p = U_L (T_{pm} - T_{am}) \quad (4.28)$$

En remplaçant l'équation (4.28) dans l'équation (4.2), on obtient l'expression de l'énergie utile suivante :

$$Q_u = \tau_c \alpha_p Gt - U_L (T_{pm} - T_{am}) \quad (4.29)$$

En remplaçant l'équation (4.29) dans l'équation (4.5), on obtient l'expression du rendement instantané du capteur en fonction de la température moyenne de la plaque absorbante :

$$\eta = \tau_c \alpha_p - U_L (T_{pm} - T_{am}) / Gt \quad (4.30)$$

3. Etude thermique de l'absorbeur

Le but de cette étude thermique est de voir l'influence de la configuration géométrique de l'absorbeur sur le transfert de chaleur dans ce dernier vers le fluide caloporteur.

Il faut néanmoins commencer par énoncer un certain nombre d'hypothèses [9] :

- 1) La température de la plaque absorbante T_p est indépendante des directions (Oz) et (Oy) puisque la plaque absorbante est très mince ; elle dépend uniquement de la direction (Ox) ;
- 2) Le gradient de température autour des tubes est négligeable et donc les tubes seront à une température uniforme T_{tb} ;
- 3) Les variations de température suivant la direction de l'écoulement et entre les tubes peuvent être traitées indépendamment ;

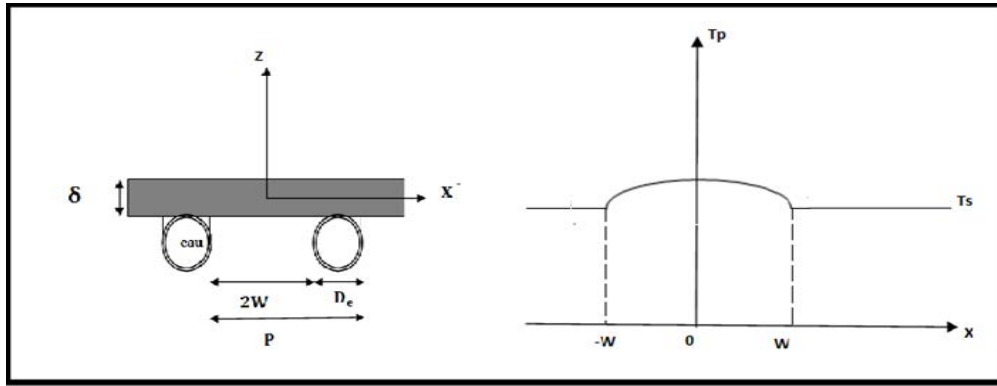


Figure (4-2) : schéma en coupe de l'absorbeur

On effectue un bilan énergétique sur un élément de la plaque absorbante comme montre la Figure (4-3) en dessous

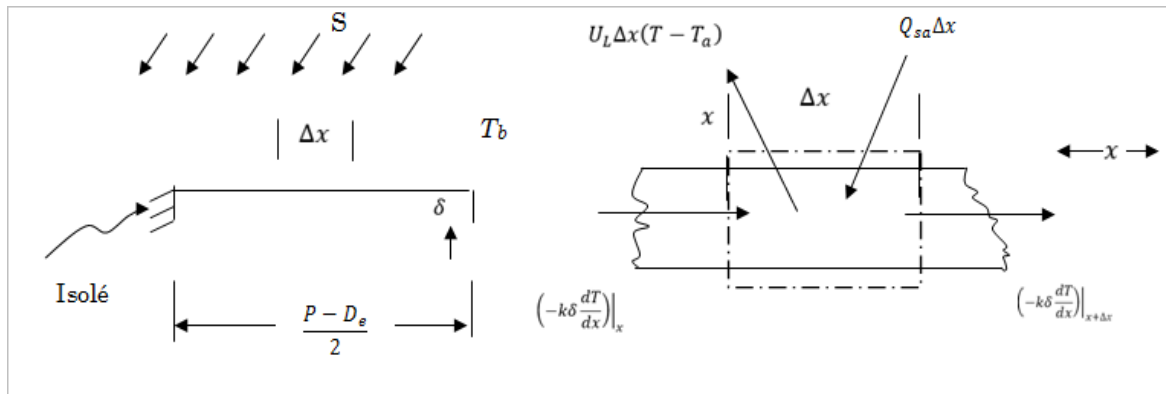


Figure (4-3) : bilan thermique élémentaire de la plaque absorbante

Le bilan énergétique d'un volume de contrôle représenté par l'élément de la plaque de longueur élémentaire est présenté comme suit :

$$\varphi_{sa} - U_L(T_{pm} - T_{am}) + \lambda_p \delta \left(\frac{dT}{dx} \right) \Big|_{x+\Delta x} - \lambda_p \delta \left(\frac{dT}{dx} \right) \Big|_x = 0 \quad (4.31)$$

Où,

λ_p , δ sont la conductivité thermique et l'épaisseur de la paroi absorbante

U_L coefficient de pertes globales du capteur

φ_{sa} densité de flux solaire absorbé par la plaque ($\varphi_{sa} = \tau_c \alpha_p G_t$)

Ce qui peut s'écrire aussi sous la forme :

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = \frac{U_L}{\lambda_p \delta} \left(T_p - T_{am} - \frac{\varphi_{sa}}{U_L} \right) \quad (4.32)$$

En posant $\bar{T}p = T_p - T_{am} - \frac{\varphi_{sa}}{U_L}$ et $m^2 = \frac{U_L}{\lambda_p \delta}$ on obtient :

$$\frac{d^2 \bar{T}p}{dx^2} - m^2 \bar{T}p = 0 \quad (4.33)$$

La solution analytique de cette expression est donnée comme suit :

$$\bar{T}p(x) = C_1 \sinh(mx) + C_2 \cosh(mx) \quad (4.34)$$

Pour déterminer les constantes C1 et C2 on utilise les conditions aux limites,

Ainsi :

En $x = 0$: $\frac{dT_p}{dx} = \frac{d\bar{T}p}{dx} = 0$ par raison de symétrie, on en déduit : $C_1 = 0$

En $x = \frac{P-D_e}{2}$: $T_p = T_{tb}$, on en déduit : $C_2 = \frac{T_{tb} - T_{am} - \frac{\varphi_{sa}}{U_L}}{\cosh\left(m\left(\frac{P-D_e}{2}\right)\right)}$

D'où :

$$\frac{T_p(x) - T_{am} - \frac{\varphi_{sa}}{U_L}}{T_{tb} - T_{am} - \frac{\varphi_{sa}}{U_L}} = \frac{\cosh(mx)}{\cosh\left(m\left(\frac{P-D_e}{2}\right)\right)} \quad (4.35)$$

Le flux transféré (par unité de longueur selon Ox) à la base de la plaque en $y = \frac{P-D_e}{2}$

vers un tube s'écrit :

$$dQ_{p-tb} = -\lambda_p \delta \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=(P-D_e)/2} = \left(\frac{1}{m} \right) \left[T_{tb} - T_{am} - \frac{\varphi_{sa}}{U_L} \right] \tanh \left[\frac{m(P-D_e)}{2} \right] \quad (4.36)$$

La partie de la plaque comprise entre $y = 0$ et $y = \frac{P-D_e}{2}$ joue le rôle d'ailette de chauffage par rapport au tube. Si toute cette ailette était à la température uniforme T_{tb} , le flux transféré de l'ailette au tube s'écrirait :

$$dQ_{p-tb_{max}} = \left[\varphi_{sa} - U_L(T_{tb} - T_{am}) \frac{(P-D_e)}{2} \right] \quad (4.37)$$

Le rendement de l'ailette est défini par :

$$F = \frac{dQ_{p-tb}}{dQ_{p-tb_{max}}} = \frac{\tanh \left[\frac{m(P-D_e)}{2} \right]}{\frac{m(P-D_e)}{2}} \quad (4.38)$$

Le tube récupère également un flux capté directement sur sa largeur apparente D_e supposée à la température uniforme T_{tb} :

$$dQ_{tb} = D_e [\varphi_{sa} - U_L(T_{tb} - T_{am})] \quad (4.39)$$

Le flux utile total gagné par un tube par unité de longueur selon la direction (0x) de l'écoulement du fluide s'écrit finalement en considérant que chaque tube reçoit le flux de deux ailettes de longueur $\frac{(P-D_e)}{2}$:

$$dQ_u = [\varphi_{sa} - U_L(T_{tb} - T_{am})][D_e + F(P-D_e)] \quad (4.40)$$

Ce flux utile gagné par le tube est transmis au fluide à travers la résistance de conduction du tube d'épaisseur e_{tb} et la résistance de convection entre la paroi interne du tube et le fluide, soit :

$$dQ_u = \frac{T_{tb} - T_f}{\frac{1}{h_{fi}\pi D_i} + \frac{e_{tb}}{\lambda_{tb}\pi D_i}} \quad (4.41)$$

On peut éliminer T_{tb} en égalant les deux expressions de dQ_u et l'on obtient finalement l'expression du flux utile gagné par chaque tube par unité de longueur dans la direction (Ox) de l'écoulement du fluide :

$$dQ_u = \frac{[\varphi_{sa} - U_L(T_f - T_{am})][D_e + F(P - D_e)]}{1 + U_L \left[\frac{1}{h_{fi}\pi D_i} + \frac{e_{tb}}{\lambda_{tb}\pi D_i} \right] [D_e + F(P - D_e)]} \quad (4.42)$$

Que l'on peut écrire sous la forme simplifiée :

$$dQ_u = PF'[\varphi_{sa} - U_L(T_f - T_{am})] \quad (4.43)$$

Avec :

F' : Facteur d'efficacité de la plaque absorbante donné par :

$$F' = \frac{1/U_L}{P \left[\frac{1}{U_L[D_e + F(P - D_e)]} + \frac{1}{h_{fi}\pi D_i} + \frac{e_{tb}}{\lambda_{tb}\pi D_i} \right]} \quad (4.44)$$

4. Distribution de la température du fluide caloporteur

Considérons un tube de longueur L parmi les n tubes du capteur. Le fluide entre dans le tube à la température T_{fe} et en ressort à la température T_{fs} . D'après ce qui précède, chaque tube gagne un flux utile dQ_u par unité de longueur dans le sens (Oy) de l'écoulement du fluide.

Effectuons un bilan thermique sur la portion de fluide contenue dans un tube entre les distances y et $y + dy$ à partir de l'entrée du tube (Figure 4-...).

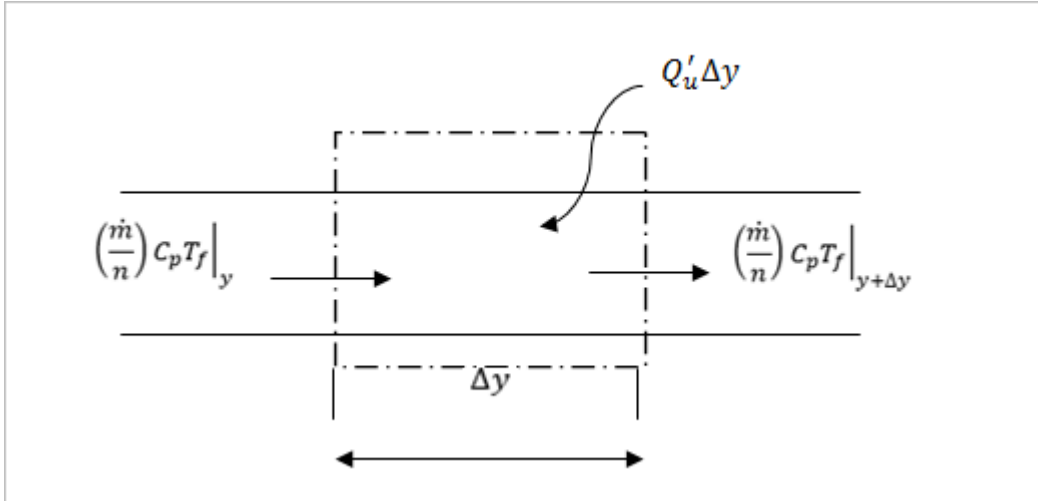


Figure (4-4) : bilan thermique élémentaire du fluide

Avec

n_{tube} : Nombre de tubes ;

\dot{m} : Débit massique total du fluide parcourant les n tubes ;

C_p : Capacité calorifique du fluide ;

Le bilan représenté par la figure (4-4) peut s'écrire :

$$\left(\frac{\dot{m}}{n}\right) C_p T_f \Big|_y - \left(\frac{\dot{m}}{n}\right) C_p T_f \Big|_{y+\Delta y} + dQ_u \Delta y = 0 \quad (4.45)$$

En divisant l'équation (4.40) par dy on obtient :

$$\dot{m} C_p \frac{dT_f}{dy} - n_{tube} P F' [Q_{sa} - U_L (T_f - T_a)] = 0 \quad (4.46)$$

En intégrant entre 0 et y et en supposant que U_L et F' ne dépendent pas de y , on obtient le profil de température longitudinal du fluide :

$$\frac{T_f(y) - T_a - Q_{sa}/U_L}{T_{fe} - T_a - Q_{sa}/U_L} = \exp\left(-\frac{U_L P F' n_{tube}}{\dot{m} C_p} y\right) \quad (4.47)$$

Et par intégration entre $y = 0$ et $y = L$, on obtient l'expression suivante de la température de sortie T_{fs} du fluide dans laquelle $A_c = n.P.L$ qui correspond à la surface de l'absorbeur :

$$\frac{T_{fs} - T_a - Q_{sa}/U_L}{T_{fe} - T_a - Q_{sa}/U_L} = \exp\left(-\frac{U_L A_c F'}{\dot{m} C_p}\right) \quad (4.48)$$

5. Facteur de conductance de la plaque absorbante

Il est commode de définir une quantité qui concerne le gain en énergie utile réelle d'un collecteur au gain utile si la totalité de la surface du collecteur se trouvaient à la même température d'entrée du fluide. Cette quantité est appelée Facteur de conductance du capteur F_R

Le flux utile récupéré sur la surface totale A_c de l'absorbeur peut se calculer par :

$$Q_u = n \int_0^L dQ_u dy \quad (4.49)$$

Avec,

$$Q_u = PF' [Q_{sa} - U_L (T_f - T_a)] \quad \text{et} \quad \frac{T_f(y) - T_a - Q_{sa}/U_L}{T_{fe} - T_a - Q_{sa}/U_L} = \exp\left(-\frac{U_L PF' n_{\text{tube}} y}{\dot{m}_f C_{p_f}}\right)$$

Le calcul de cette intégration conduit à l'expression de la puissance utile par unité de surface donnée par :

$$Q_u = F_R [Q_{sa} - U_L (T_{fe} - T_a)] \quad (4.50)$$

Ou F_R est le facteur de conductance de l'absorbeur défini par :

$$F_R = \frac{\dot{m}_f C_{p_f}}{A_c U_L} \left[1 - \exp\left(-\frac{A_c F' U_L}{\dot{m}_f C_{p_f}}\right) \right] \quad (4.51)$$

Pour présenter graphiquement l'équation (4.51), il est commode de définir le facteur F'' comme le rapport de la F_R à F' .

$$F'' = \frac{F_R}{F'} = \frac{\dot{m}_f C p_f}{A_c U_L F'} \left[1 - \exp\left(-\frac{A_c F' U_L}{\dot{m}_f C p_f}\right) \right] \quad (4.52)$$

La quantité F_R est équivalente à l'efficacité d'un échangeur de chaleur classique.

En remplaçant Q_u par son expression donnée par l'équation (4.50) dans l'équation du rendement instantané équation (4.5), on obtient l'expression du rendement instantané d'un capteur plan en fonction de la température d'entrée de fluide caloporteur suivante :

$$\eta = F_R \left[\eta_0 - \frac{U_L (T_{fe} - T_{am})}{G_t} \right] \quad (4.53)$$

avec, $\eta_0 = \tau_c \alpha_p$ Le rendement optique du capteur.

6. Calcul des températures moyennes des éléments du capteur

6.1. Température moyenne du fluide

On peut calculer la température moyenne du fluide caloporteur par l'intégration de l'équation (4.47) de zéro à L :

$$T_{fm} = \frac{1}{L} \int_0^L T_f(y) dy \quad (4.54)$$

La température moyenne du fluide a été évaluée par Klein et al. (1974) selon la relation :

$$T_{fm} = T_{fe} + \frac{Q_u/A_c}{F_R U_L} (1 - F'') \quad (4.55)$$

6.2. Température moyenne de l'absorbeur

La température moyenne de la plaque peut être utilisée pour calculer l'énergie utile d'un collecteur.

$$Q_u = A_c [Q_{sa} - U_L (T_{pm} - T_a)] \quad (4.56)$$

Si on égalise l'équation (4.56) avec l'équation (4.50), on peut déduire la température moyenne de la plaque comme suit :

$$T_{pm} = T_{fe} + \frac{Q_u/A_c}{F_R U_L} (1 - F_R) \quad (4.57)$$

6.3. Température moyenne de la vitre

En régime permanent, la somme des flux thermiques échangés par la vitre est nulle :

$$(h_{r,p-c} + h_{c,p-c})(T_{mc} - T_{mp}) + (h_{r,c-ciel} + h_{c,c-am})(T_{mc} - T_{am}) = 0$$

Ou encore en utilisant les résistances thermiques équivalentes, nous pouvons écrire :

$$T_{mc} = \frac{R_1 T_{am} + R_2 T_{mp}}{R_1 + R_2} \quad (4.58)$$

7. Bilan thermique de la cuve de stockage

Pour calculer la température de l'eau dans la cuve de stockage, le régime est considéré transitoire et le flux total de la chaleur perdue dans la cuve est égal à la somme des flux radiaux Q_r plus le flux qui traverse les fonds bombés. La puissance récupérée par le fluide caloporteur est définie comme étant la différence entre l'énergie solaire incidente et les pertes thermiques.

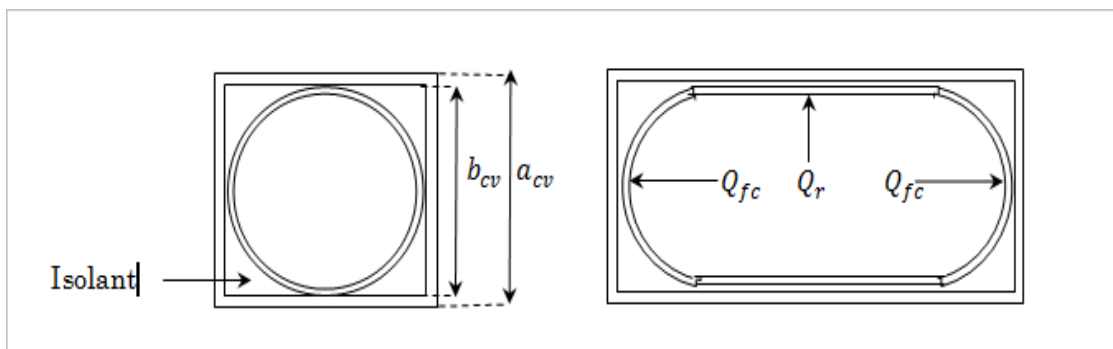


Figure (4-5) : Schéma e la cuve de stockage

Les relations qui nous permettent de calculer l'énergie reçue par le réservoir, le coefficient de pertes global ainsi que la température du stockage sont :

$$Q_{st} = U_{st}(T_{st} - T_{am}) = \frac{1}{R_{th}}(T_{st} - T_{am}) \quad (4.59)$$

Avec,

$$\frac{1}{R_{th}} = \frac{1}{R_{thr}} + \frac{1}{R_{thc}} \quad (4.60)$$

ou,

T_{st}, T_{am} : Sont respectivement la température du stockage et la température ambiante (°K) ;

R_{th} : Résistance thermique entre le milieu ambiant et le fluide stocké ;

R_{thr} : Résistance thermique radiale ;

R_{thc} : Résistance thermique sur les côtés ;

Pour déterminer la résistance thermique radiale de la cuve R_{thr} , on utilise le schéma analogique équivalent donné ci-dessous :

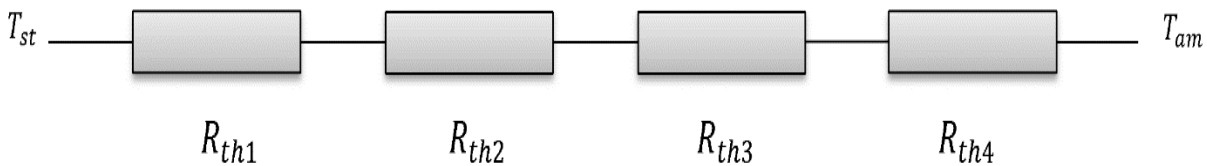


Figure (4-6) : Schéma analogique équivalent de stockage

La résistance thermique relative au transfert de chaleur par convection entre le fluide et la face intérieure de la cuve R_{th1} est calculée par :

$$R_{th1} = \frac{1}{2\pi r_1 L_{cv} h_{cv}} \quad (4.61)$$

L_{cv} : Longueur de la cuve (m) ;

r_1 : Rayon intérieur de la cuve (m) ;

h_{cv} : Coefficient d'échange de la chaleur par convection, il est calculé par la relation de Nusselt ;

Dans le cas de la convection naturelle pour un G_r compris entre 10^3 et 10^9 et un Pr supérieur à 0.6, le nombre de Nusselt est calculé par la relation suivante :

$$N_u = 0.52 (G_r P_r)^{0.25} \quad (4.62)$$

$$h_{cv} = N_u \frac{\lambda_{cv}}{D} \quad (4.63)$$

D : diamètre du cylindre intérieur (m).

λ_{cv} : conductivité thermique de la cuve de stockage ($W m^{-1} K^{-1}$).

La résistance thermique de la virole R_{th2} est calculée par :

$$R_{th2} = \frac{1}{2\pi L_{cv} \lambda_{vr}} \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) \quad (4.64)$$

r_2 : Rayon extérieur de la virole (m) ;

λ_{vr} : Conductivité thermique de la virole ($W m^{-1} K^{-1}$) ;

La résistance thermique de l'isolant et la tôle R_{th3} est calculée par :

$$R_{th3} = \frac{1}{2\pi L_{cv} \lambda_{is}} \ln \left(\frac{0.54 b_{cv}}{r_2} \right) \quad (4.65)$$

λ_{isc} : Conductivité thermique de l'isolant de la cuve ($W m^{-1} K^{-1}$) ;

La résistance thermique de la tôle R_{th4} est calculée par :

$$R_{th4} = \frac{0.785}{2\pi L_{cv}\lambda_{tole}} \ln\left(\frac{a_{cv}}{b_{cv}}\right) \quad (4.66)$$

λ_{tole} : Conductivité thermique de la tôle ($Wm^{-1}K^{-1}$) ;

Vu que les résistances sont en série, alors :

$$R_{thr} = R_{thr1} + R_{thr2} + R_{thr3} + R_{thr4} \quad (4.67)$$

donc,

$$\frac{1}{R_{thr}} = 2\pi r_1 L_{cv} \left[\frac{1}{h_{cv}} + \frac{r_1}{\lambda_{vr}} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{r_1}{\lambda_{is}} \ln\left(\frac{0.54 b_{cv}}{r_2}\right) + \frac{0.785 r_1}{\lambda_{tl}} \ln\left(\frac{a_{cv}}{b_{cv}}\right) \right]^{-1} \quad (4.68)$$

La résistance thermique sur les côtés est déterminée comme suit :

$$R_{thc} = R_{thc1} + R_{thc2} + R_{thc3} + R_{thc4} \quad (4.69)$$

$$R_{thc} = \frac{1}{Sh_{cv}} + \frac{e_{vr}}{S\lambda_{vr}} + \frac{e_{is}}{S\lambda_{is}} + \frac{e_{tl}}{S\lambda_{tl}} \quad (4.70)$$

avec, S la section de passage, et puisque y a deux faces alors, $S = 2\pi r_1^2$

donc,

$$\frac{1}{R_{thc}} = 2\pi r_1^2 \left[\frac{1}{h_{cv}} + \frac{e_{vr}}{\lambda_{vr}} + \frac{e_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{e_{tl}}{\lambda_{tl}} \right]^{-1} \quad (4.71)$$

e_{vr} , e_{is} , e_{tl} : sont respectivement les épaisseurs de la virole, de l'isolant de la cuve et de la tôle.

D'où, le coefficient de pertes global :

$$\begin{aligned}
U_{st} = 2\pi r_1 L_{cv} \left[\frac{1}{h_{cv}} + \frac{r_1}{\lambda_{vr}} \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) + \frac{r_1}{\lambda_{is}} \ln \left(\frac{0.54 b_{cv}}{r_2} \right) + \frac{0.785 r_1}{\lambda_{tl}} \ln \left(\frac{a_{cv}}{b_{cv}} \right) \right]^{-1} \\
+ 2\pi r_1^2 \left[\frac{1}{h_{cv}} + \frac{e_{vr}}{\lambda_{vr}} + \frac{e_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{e_{tl}}{\lambda_{tl}} \right]^{-1} \quad (4.72)
\end{aligned}$$

En égalant la variation de l'énergie interne de stockage à l'énergie captée par le collecteur moins l'énergie perdue de la cuve de stockage vers l'espace environnant et l'énergie puisée (qui n'est pas considérée dans notre cas), on peut écrire le bilan thermique de la cuve de stockage sous la forme suivante :

$$\begin{aligned}
(\dot{m} Cp)_{st} \frac{dT_{st}}{dt} \\
= A_c F_R [\tau \alpha \cdot G_t - U_L (T_{st} - T_{am})] - U_{st} (T_{st} - T_{am}) \\
- (\dot{m} Cp)_{st} (T_{st} - T_{str}) \quad (4.73)
\end{aligned}$$

T_{am} , T_{st} et T_{str} : sont respectivement la température ambiante, température de stockage et la température de soutirage.

8. Etude de la circulation du système

Lorsqu'une certaine quantité d'eau circule à travers une installation, cela provoque un frottement, les molécules d'eau frottent plus ou moins contre la paroi intérieure de la tuyauterie en fonction de la rugosité de cette dernière, lors du passage dans les coudes, le fluide subit un changement de direction ; dans les réductions, la même quantité de fluide doit passer dans un diamètre intérieur etc...

L'ensemble de ces frottements est appelé : les pertes de charge ou pertes de pression.

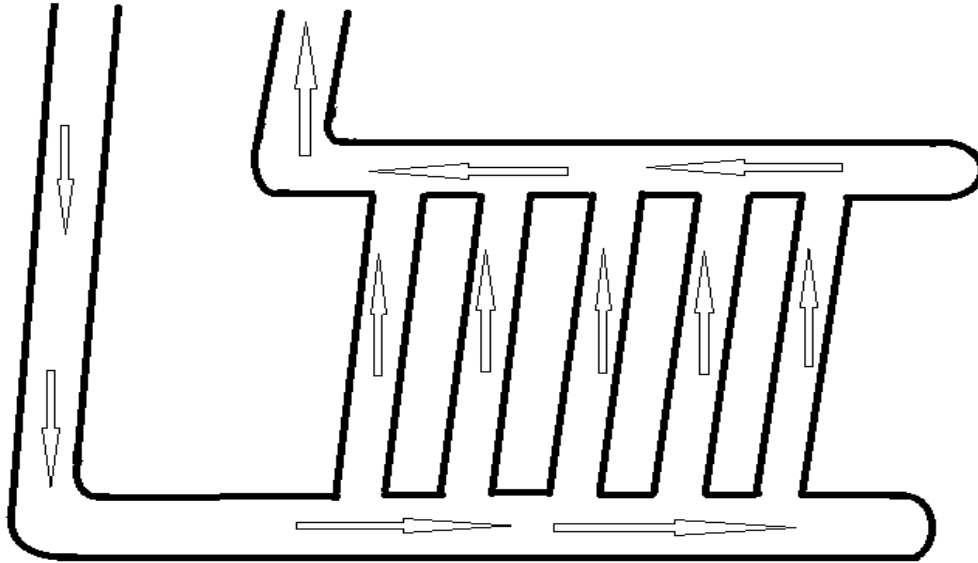


Figure (4-7) : Schéma du circuit hydraulique

Dans une installation de chauffage d'eau sanitaire, la circulation d'un fluide en circuit fermé n'est possible que si ces pertes de charge sont compensées par une pompe de circulation.

Alors que pour une circulation naturelle, la circulation du fluide caloporteur ne pourra avoir lieu que lorsque la pression créée par la force motrice liée au principe thermosiphon soit supérieure à la pression due aux pertes de charges totales dans le circuit.

A l'équilibre, la force motrice générée par le capteur est égale aux pertes de charge totales dans le circuit.

$$H_m = H_{pT} \quad (4.74)$$

On définit :

H_{pT} : La force due aux pertes de charge totales dans le circuit,

H_m : La force motrice du fluide dans le circuit.

8.1. La force due aux pertes de charge totales

Les pertes de charge représentent la chute de pression totale due aux divers frottements inévitables subis par l'eau en mouvement. Elles sont principalement fonction de la vitesse du fluide. Une faible perte de charge du capteur permet d'assurer un écoulement suffisant du fluide en circulation naturelle (thermosiphon) [6].

Les pertes de charges totales dans le circuit sont la somme des pertes de charges linéaires (H_{pL}) et les pertes de charges singulières H_{pS} .

$$H_{pT} = H_{pL} + H_{pS} \quad (4.75)$$

L'utilisation d'une tuyauterie lisse permet de minimiser ces frottements.

8.1.1. Les pertes de charges linéaires

Les pertes de charges linéaires sont dues aux frottements entre le fluide et la paroi interne de la tuyauterie. Elles sont évaluées par la relation de Darcy-Weisbach :

$$H_{pL} = \frac{1}{2} \lambda \rho \frac{L}{D} V^2 \quad (4.76)$$

Avec :

H_{pL} : Pertes de charges linéaires exprimées en pascal (Pa).

L : Longueur de la conduite (m).

V : La vitesse moyenne du fluide dans la conduite (m/s), avec : $V = \frac{\dot{Q}}{S} = \frac{\dot{Q}}{\frac{\pi D^2}{4}}$

D : Diamètre de la conduite (m).

λ : Coefficient adimensionnel de perte de charge, c'est une fonction du nombre de Reynolds et de l'état de la surface intérieure de la conduite.

Le débit unitaire dans une colonne est égal à :

$$Q = \frac{\dot{Q}_t}{N_{\text{cap}} N_T} \quad (4.77)$$

En régime laminaire ($R_e < 2000$).

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (4.78)$$

Où Re est le nombre de Reynolds avec : $Re = v \frac{D}{\nu}$

V : est la vitesse moyenne du fluide (m/s).

ν : La viscosité cinématique du fluide (m²/s).

En régime transitoire (2000 < Re < 100000).

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0.25}} \quad (4.79)$$

En régime turbulent ($Re > 100000$).

Le coefficient adimensionnel de perte de charge est donné par relation L'équation de Halland (1983) :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -1.8 \log_{10} \left[\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon}{D} \frac{1}{3.7} \right)^{1.11} \right] \quad (4.80)$$

8.1.2. Les pertes de charges singulières

Les pertes de charges singulières sont dues aux accidents de parcours (raccordements, coudes, etc...).

Les calculs des pertes de charge singulière sont en général très compliqués et d'ailleurs ne sont pas toujours faisables. Mais en termes d'équation, les résultats peuvent toujours être présentés sous les formes générales suivantes :

$$HpS = k \rho \frac{v^2}{2} \quad \text{En termes de pertes de pression singulière}$$

$$Hph = k \frac{v^2}{2g} \quad \text{En termes de hauteur}$$

k : est le coefficient de perte de charge singulière sans dimensions dépendant du type de l'élément obstacle considéré. Ainsi nous donnons sur le tableau (4-1) les coefficients de perte de charge relatifs aux différents obstacles les plus usuels dans un circuit hydraulique.

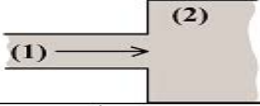

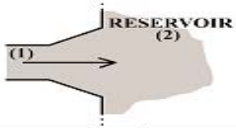
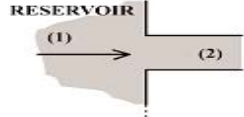
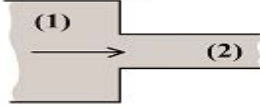
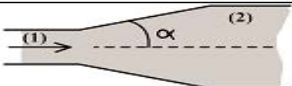
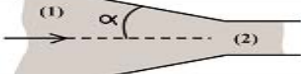

FORME DE L'OBSTACLE	COEFFICIENT DE LA PERTE DE CHARGE SINGULIERE
	$k = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2$
	$k \approx 1$ en pratique : $1,06 > k > 1,1$
	$k = 0,2 + 2 \cdot \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^2$
	$k \approx 0,5$
	$k = \left(\frac{1}{C_c} - 1\right)^2$ avec $C_c \approx 0,59 + 0,41\left(\frac{S_2}{S_1}\right)^3$
	$k = 0,46 \cdot R_e^{-0,06} \cdot \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^{0,5}$
	$k = a \cdot \left(\frac{1}{C_c} - 1\right)^2$ avec $a = \sin \alpha$ pour $\alpha < 90^\circ$ $a = 1$ pour $\alpha > 90^\circ$
	→ LISSE : $k = \left[0,13 + 1,85 \cdot \left(\frac{D}{2 \cdot R_c}\right)^{3,5}\right] \cdot \frac{\alpha}{90}$ → RUGUEUX : $k = 0,42 \cdot \left(\frac{D}{R_c}\right)^{0,5}$

Tableau (4-8) : Différentes forme de singularités présentes dans un écoulement [1]

Branchement d'amenée

L'élément principal dans une installation de chauffage d'eau sanitaire et le collecteur solaire. Dans ce dernier, le fluide caloporteur circule dans le radiateur qui est formé d'un faisceau de tubes montés généralement en parallèle et reliés à par leurs deux extrémités à deux tubes généralement de plus grands diamètres. Ainsi en circulant dans un ensemble de tubes, le fluide rencontre plusieurs obstacles et subit alors un ensemble de pertes de charges singulière et linéaire. Dans ce qui suit nous présentons la méthodologie retenue dans ce travail qui permet de calculer les pertes de charge dans le collecteur solaire, dans

les différentes configurations de montage ainsi que dans le cas d'une installation de montage combiné.

Confluents

Les arrivées sont désignées par 1 et 3, la sortie par 2, $S_1 = S_2$. C'est le cas qui se présente dans le capteur solaire et principalement sur le collecteur de sortie.

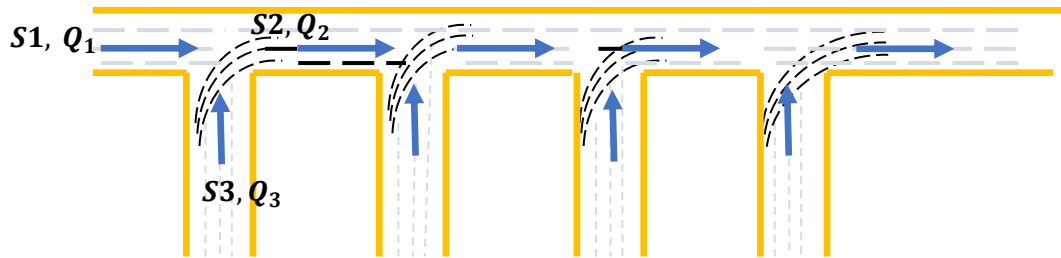


Figure (4-9) : Confluent à angle droit [17]

$$Q_2 = Q_1 + Q_3$$

$$\nabla p = k \rho \frac{v^2}{2}$$

Sur le trajet 1 et 2, on pose :

$$\nabla p_{12} = k_{12} \rho \frac{v_2^2}{2}$$

le coefficient de perte de charge singulière est :

$$k_{12} = 1 - \left(1 - \frac{Q_3}{Q_2}\right)^2$$

Sur les trajets 3 et 2, on prendra :

$$\nabla p_{32} = k_{32} \rho \frac{v_2^2}{2}$$

Le coefficient de perte de charge singulière est exprimé par la relation suivante :

$$k_{32} = \left\{ \exp\left(-\frac{S_3}{2 S_1}\right) \right\} \left\{ 1 + \left(\frac{v_3}{v_2}\right)^2 - 2 \left(1 - \frac{Q_3}{Q_2}\right) \right\}$$

Bifurcations

C'est le cas de configuration qui se présente à l'entrée du capteur. Ainsi pour la première dérivation du fluide et au niveau de l'entrée du premier tube nous considérons que l'entrée principale du collecteur porte le numéro 1, l'entrée du premier tube porte le numéro 2 alors que la partie allant vers le reste des tubes aie les numéros 2 et dans ce cas nous avons aussi $S1 = S2$.

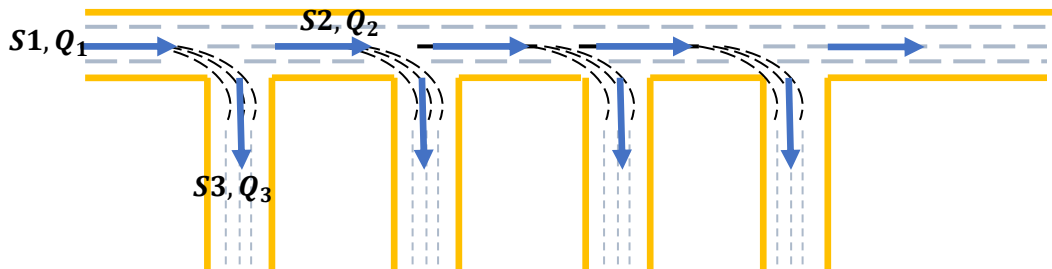


Figure (4-10) : bifurcation à angle droit

Ainsi, nous pouvons écrire les équations suivantes :

$$Q_2 = Q_1 - Q_3$$

$$\nabla p = k \rho \frac{v^2}{2}$$

Pour le trajet 1 vers 2 :

$$\nabla p_{12} = k_{12} \rho \frac{v_1^2}{2}$$

$$k_{12} = 0.4 \left(1 - \frac{v_2}{v_1}\right)^2$$

Pour le trajet 1 vers 3:

$$\nabla p_{13} = k_{13} \rho \frac{v_1^2}{2}$$

$$k_{13} = 1 + \left(\frac{v_3}{v_1}\right)^2$$

Schéma électrique équivalent

Afin de pouvoir déterminer la perte de charge équivalent dans un capteur solaire nous avons eu recours aux circuits électriques équivalents.

Nous supposons alors que dans chacune des branches du circuit hydraulique ; que le débit total d'eau entrante dans le circuit est divisée équitablement dans chacun des tubes.

Ainsi pour l'une des connexions quelconques de sortie entre l'un des tubes avec le collecteur principale le schéma électrique est présenté comme suit

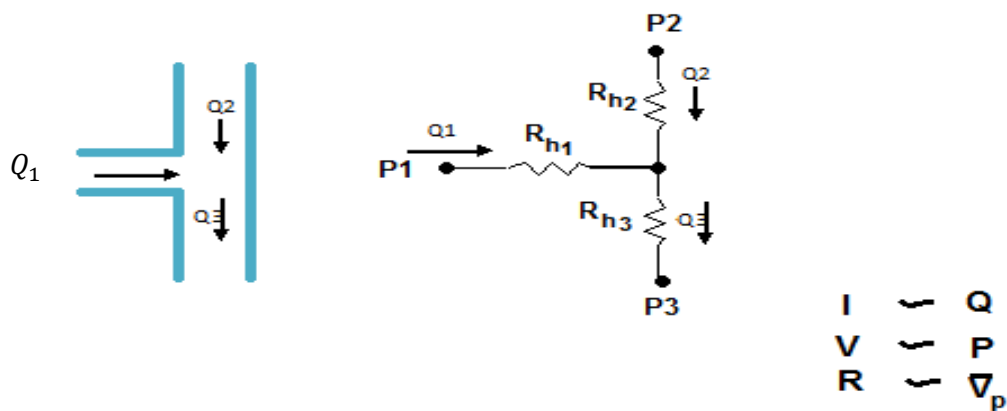


Figure (4-11) : Schéma électrique équivalent de pertes de charge

Avec R_h : résistance hydraulique

Schéma électrique équivalent des pertes de charge d'un capteur de type échelle 8 colonnes

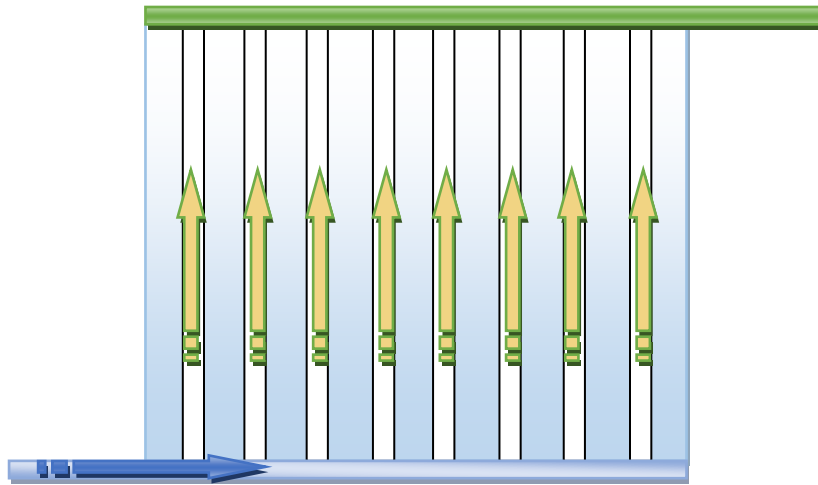


Figure (4-12) : Capteur solaire de type échelle 8 colonnes

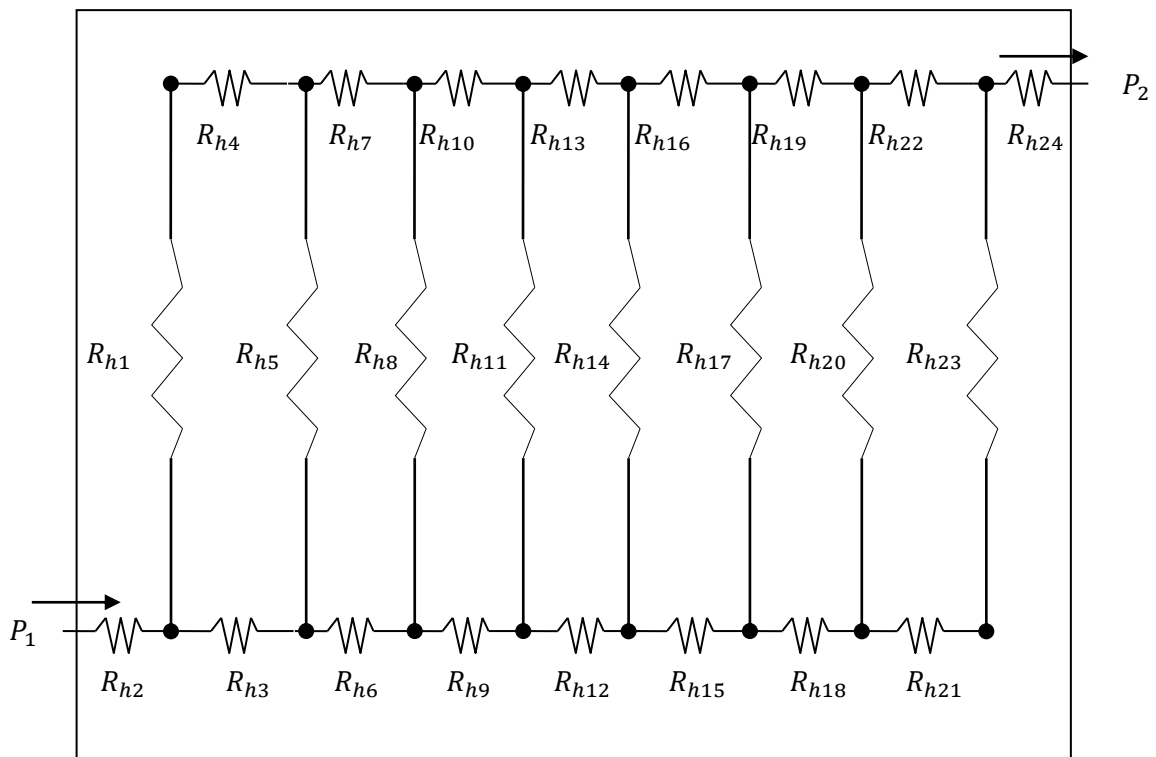


Figure (4-13) : Dispositif des résistances hydraulique du capteur solaire

Puisque l'ensemble des tubes sont constitués de la même matière (cuivre) ayant les mêmes dimensions et les débits du fluide caloporteur circulant dans chacun d'eux soient identiques, nous pouvons écrire alors la résistance électrique pour les pertes de charges linéaires de cette façon :

$$R_{h1} = R_{h5} = R_{h8} = R_{h11} = R_{h14} = R_{h17} = R_{h20} = R_{h23} =$$

$$\frac{1}{2} \lambda \rho \frac{L}{D} V_c^2 \quad (4.81)$$

Pour ce qui des pertes de charge singulières, selon les obstacles rencontrés par le fluide caloporteur lors de son trajet hydraulique et moyennant les relations spécifiques présentées dans le Tableau, les résistances équivalentes sont traduites par les équations suivantes :

$$R_{h2} = \frac{\left(k_{21} \rho \frac{v_2^2}{2} \right)}{Q_2} + \frac{\left(k_{23} \rho \frac{v_3^2}{2} \right)}{Q_3} + \frac{\left(\frac{1}{2} f_2 \rho \frac{L_c}{D_c} v_2^2 \right)}{Q} \quad (4.82)$$

$$R_{h3} = \frac{\left(k_{35} \rho \frac{v_3^2}{2} \right)}{Q_3} + \frac{\left(k_{36} \rho \frac{v_6^2}{2} \right)}{Q_6} + \frac{\left(\frac{1}{2} f_3 \rho \frac{L_c}{D_c} v_3^2 \right)}{Q} \quad (4.83)$$

$$R_{h4} = \frac{\left(k_{14} \rho \frac{v_1^2}{2} \right)}{Q_1} + \frac{\left(\frac{1}{2} f_4 \rho \frac{L_c}{D_c} v_4^2 \right)}{Q} \quad (4.84)$$

$$R_{h6} = \frac{\left(k_{68} \rho \frac{v_6^2}{2} \right)}{Q_6} + \frac{\left(k_{69} \rho \frac{v_9^2}{2} \right)}{Q_9} + \frac{\left(\frac{1}{2} f_6 \rho \frac{L_c}{D_c} v_6^2 \right)}{Q} \quad (4.85)$$

$$R_{h7} = \frac{\left(k_{57} \rho \frac{v_5^2}{2} \right)}{Q_5} + \frac{\left(k_{47} \rho \frac{v_7^2}{2} \right)}{Q_7} + \frac{\left(\frac{1}{2} f_7 \rho \frac{L_c}{D_c} v_7^2 \right)}{Q} \quad (4.86)$$

$$R_{h9} = \frac{\left(k_{911} \rho \frac{v_9^2}{2} \right)}{Q_9} + \frac{\left(k_{912} \rho \frac{v_{12}^2}{2} \right)}{Q_{12}} + \frac{\left(\frac{1}{2} f_9 \rho \frac{L_c}{D_c} v_9^2 \right)}{Q} \quad (4.87)$$

$$R_{h10} = \frac{\left(k_{810} \rho \frac{v_8^2}{2} \right)}{Q_8} + \frac{\left(k_{710} \rho \frac{v_{10}^2}{2} \right)}{Q_{10}} + \frac{\left(\frac{1}{2} f_{10} \rho \frac{L_c}{D_c} v_{10}^2 \right)}{Q} \quad (4.88)$$

$$R_{h12} = \frac{\left(k_{12\ 14} \rho \frac{v_{12}^2}{2}\right)}{Q_{12}} + \frac{\left(k_{12\ 15} \rho \frac{v_{15}^2}{2}\right)}{Q_{15}} + \frac{\left(\frac{1}{2}f_{12} \rho \frac{L_c}{D_c} v_{12}^2\right)}{Q} \quad (4.89)$$

$$R_{h13} = \frac{\left(k_{11\ 13} \rho \frac{v_{11}^2}{2}\right)}{Q_{11}} + \frac{\left(k_{10\ 13} \rho \frac{v_{13}^2}{2}\right)}{Q_{13}} + \frac{\left(\frac{1}{2}f_{13} \rho \frac{L_c}{D_c} v_{13}^2\right)}{Q} \quad (4.90)$$

$$R_{h15} = \frac{\left(k_{15\ 17} \rho \frac{v_{15}^2}{2}\right)}{Q_{15}} + \frac{\left(k_{15\ 18} \rho \frac{v_{18}^2}{2}\right)}{Q_{18}} + \frac{\left(\frac{1}{2}f_{15} \rho \frac{L_c}{D_c} v_{15}^2\right)}{Q} \quad (4.91)$$

$$R_{h16} = \frac{\left(k_{14\ 16} \rho \frac{v_{14}^2}{2}\right)}{Q_{14}} + \frac{\left(k_{13\ 16} \rho \frac{v_{16}^2}{2}\right)}{Q_{16}} + \frac{\left(\frac{1}{2}f_{16} \rho \frac{L_c}{D_c} v_{16}^2\right)}{Q} \quad (4.92)$$

$$R_{h18} = \frac{\left(k_{18\ 21} \rho \frac{v_{18}^2}{2}\right)}{Q_{18}} + \frac{\left(k_{18\ 20} \rho \frac{v_{20}^2}{2}\right)}{Q_{20}} + \frac{\left(\frac{1}{2}f_{18} \rho \frac{L_c}{D_c} v_{18}^2\right)}{Q} \quad (4.93)$$

$$R_{h19} = \frac{\left(k_{17\ 19} \rho \frac{v_{17}^2}{2}\right)}{Q_{17}} + \frac{\left(k_{16\ 19} \rho \frac{v_{19}^2}{2}\right)}{Q_{19}} + \frac{\left(\frac{1}{2}f_{19} \rho \frac{L_c}{D_c} v_{19}^2\right)}{Q} \quad (4.94)$$

$$R_{h21} = \frac{\left(k_{2123} \rho \frac{v_{21}^2}{2}\right)}{Q_{21}} + \frac{\left(\frac{1}{2}f_{21} \rho \frac{L_c}{D_c} v_{21}^2\right)}{Q} \quad (4.95)$$

$$R_{h22} = \frac{\left(k_{20\ 22} \rho \frac{v_{20}^2}{2}\right)}{Q_{20}} + \frac{\left(k_{19\ 22} \rho \frac{v_{22}^2}{2}\right)}{Q_{22}} + \frac{\left(\frac{1}{2}f_{22} \rho \frac{L_c}{D_c} v_{22}^2\right)}{Q} \quad (4.96)$$

$$R_{h24} = \frac{\left(k_{23\ 24} \rho \frac{v_{23}^2}{2}\right)}{Q_{23}} + \frac{\left(k_{22\ 24} \rho \frac{v_{24}^2}{2}\right)}{Q_{24}} + \frac{\left(\frac{1}{2}f_{24} \rho \frac{L_c}{D_c} v_{24}^2\right)}{Q} \quad (4.97)$$

Ainsi, en appliquant les lois fondamentales de l'électricité, le circuit électrique équivalent présenté dans la figure (4-12) est réduit au circuit équivalent suivant :

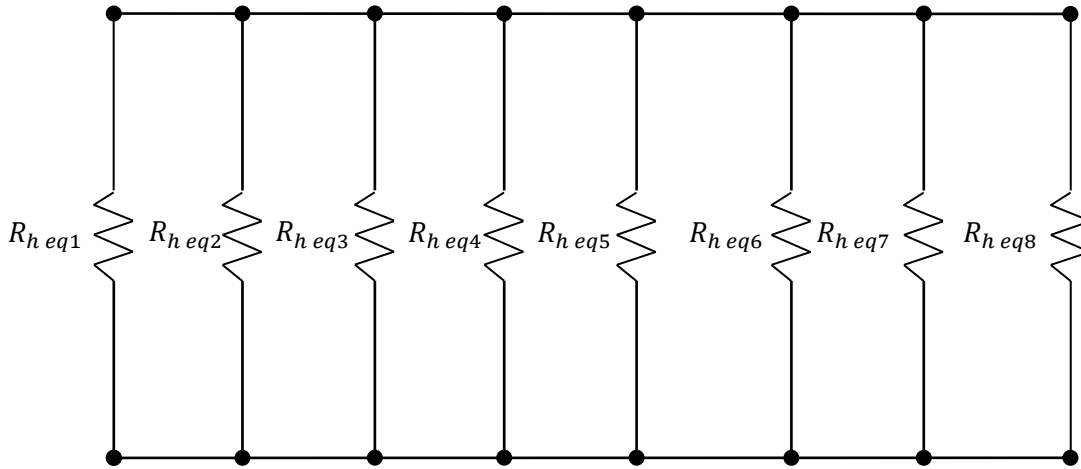


Figure (4-14) : Schéma de résistance hydraulique simplifiée

Avec :

$$R_{h\ eq1} = R_{h1} + R_{h2} + R_{h4}$$

$$R_{h\ eq2} = R_{h3} + R_{h5} + R_{h7}$$

$$R_{h\ eq3} = R_{h6} + R_{h8} + R_{h10}$$

$$R_{h\ eq4} = R_{h9} + R_{h11} + R_{h13}$$

$$R_{h\ eq5} = R_{h12} + R_{h14} + R_{h16}$$

$$R_{h\ eq6} = R_{h15} + R_{h17} + R_{h19}$$

$$R_{h\ eq7} = R_{h18} + R_{h20} + R_{h22}$$

$$R_{h\ eq8} = R_{h21} + R_{h23} + R_{h24}$$

Ainsi, la résistance équivalente peut s'écrire sous la cette forme :

$$\begin{aligned} 1/R_h = & 1/R_{eq1} + 1/R_{eq2} + 1/R_{eq3} + 1/R_{eq4} + 1/R_{eq5} + 1/R_{eq6} + 1/R_{eq7} \\ & + 1/R_{eq8} \end{aligned} \quad (4.98)$$

D'autres travaux ont été faits et dans la littérature une relation a été proposée dans [56] dont elle est exprimée par l'équation suivante :

$$H_{pT} = \frac{128 \lambda L Q_T}{g \pi D_i^4 N_T} \sum_{I=1}^{N_T-1} (N_T - I) + \frac{8 k Q_T^2}{g \pi^2 D_i^4 N_T^2} \sum_{I=0}^{N_T-1} (N_T - I)^2 \quad (4.99)$$

avec,

L et N_T sont respectivement la longueur de la conduite et le nombre de tubes,

Q_T : le débit volumique dans un tube,

λ est le coefficient de pertes de charge linéaire, déterminé par l'une des deux relations suivantes :

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (4.100)$$

C'est la formule de Poiseuille, valable pour un écoulement laminaire ($Re < 2000$)

Alors que pour un écoulement turbulent $Re > 2000$, l'équation (4.77) dite de Colebrook est appliquée :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} + 0,27 \frac{\varepsilon}{D} \right) \quad (4.101)$$

Cette formule n'étant pas linéaire, elle peut être résolue par une méthode numérique (Gauss par exemple) ou bien se servir des abaques [1].

Re étant le nombre de Reynolds donné par ; $Re = \frac{\rho V D}{\mu}$

$\frac{\varepsilon}{D}$ est appelé rugosité relative. Elle dépend fortement du type de matériau utilisé. En énergétique solaire, on emploie couramment des tubes en cuivre ou polyéthylène, matériaux pour lesquels la rugosité relative est très faible.

k est le coefficient de perte de charges singulières. Les relations pour la détermination de k sont en fonction de la géométrie du circuit, ainsi [56] :

$k = 0,75$ pour les coudes,

$k = 0,4$ pour les Tés,

$$k = 0,667 \left(\frac{D_i}{D_o}\right)^4 - 2,667 \left(\frac{D_i}{D_o}\right)^2 + 2 \quad \text{pour un élargissement brusque,}$$

$$k = 0,3259 \left(\frac{D_i}{D_o}\right)^4 - 0,1784 \left(\frac{D_i}{D_o}\right)^2 + 0,5 \quad \text{pour un rétrécissement brusque}$$

8.2. La force motrice du fluide caloporteur

La force motrice du fluide caloporteur est liée d'une part à l'accroissement de la température du fluide (mouvement ascensionnel du fluide caloporteur) et d'autre part aux différentes hauteurs des éléments du chauffe-eau-solaire.

CLOSE a développé une formule en se basant sur les hypothèses suivantes [56] :

- La distribution de la température dans la cuve de stockage est linéaire,
- L'eau arrive jusqu'au sommet de la cuve,
- Les pertes thermiques dans les tubes de connections sont nulles.

Alors, la différence de niveau H_m est égale suivant la formule [57] :

$$H_m = \frac{1}{2} (S_i - S_0) \left[2(h_3 - h_1) - (h_2 - h_1) - \frac{(h_3 - h_4)^2}{(h_5 - h_4)} \right] \quad (4.102)$$

S_i et S_0 sont les densités spécifiques du fluide caloporteur aux température d'entrée et de sortie respectivement.

avec,

$$S = 1,00026 - 3,906 \cdot 10^{-5} \cdot T - 4,05 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 \quad (4.103)$$

T : la température du fluide (°C).

Les hauteurs h_1, h_2, h_3, h_4 et h_5 sont représentées sur la figure (4-14) suivante :

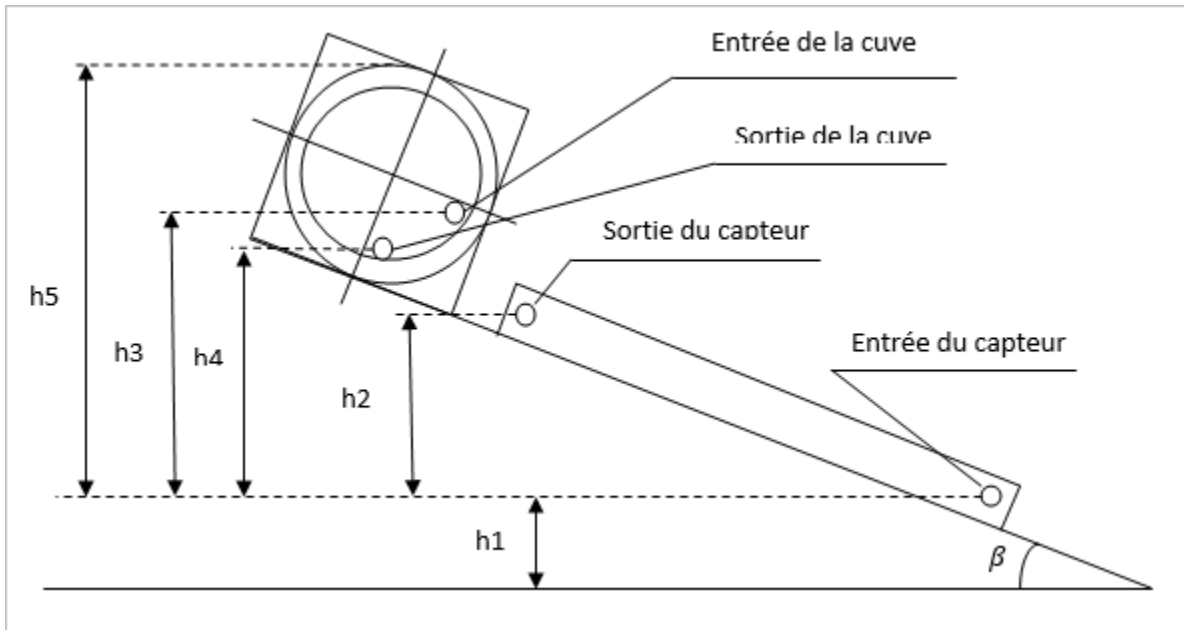


Figure (4-15) : Vue latérale du chauffe-eau-solaire

9. Traitement numérique du chauffe-eau-solaire

9.1. Principe de simulation

Pour la simulation de notre capteur on va suivre la méthode utilisée par Hottel, Whillier et Bliss. Une méthode qui, en régime permanent, suppose que les températures moyennes de tous les composants du capteur sont constantes et uniformes et cela, en négligeant les effets transitoires. Cette méthode constitue un outil pratique pour un calcul de conception des capteurs solaires.

Dans cette méthode on va procéder par des itérations.

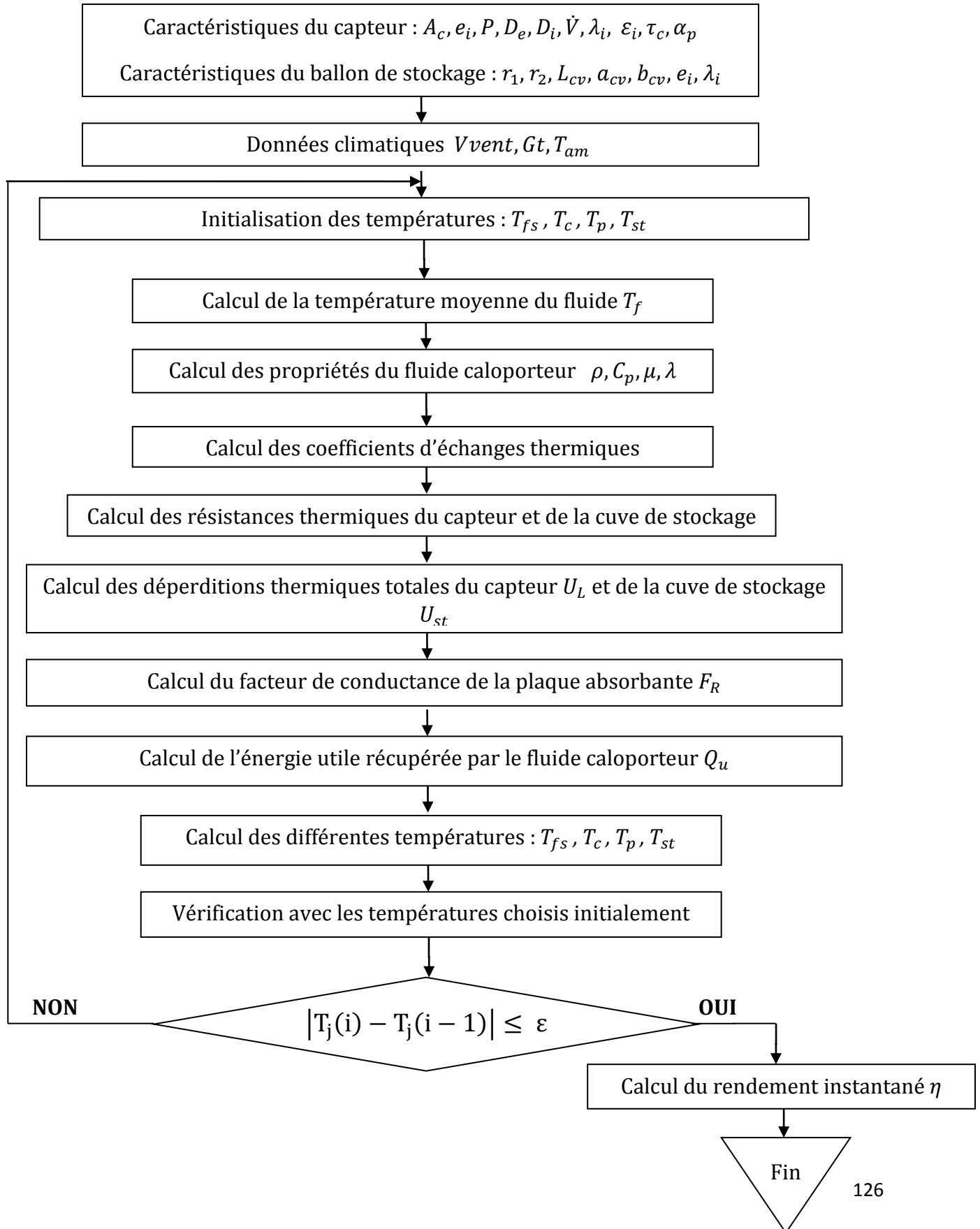
9.2. Le programme principal

- ✚ La première étape : entrée des différentes caractéristiques du chauffe-eau et des données climatiques (gisement, température ambiante et vitesse du vent).
- ✚ La deuxième étape : on suppose que les températures initiales des différents éléments du capteur sont égales à la température ambiante sauf les températures de la plaque absorbante, du fluide à la sortie du capteur et celle du stockage sont légèrement supérieures. Pour ces températures initiales on calcul :

- Les propriétés thermo-physiques de l'air entre la plaque absorbante et le vitrage et celles du fluide caloporteur à savoir :
 - ✓ La masse volumique,
 - ✓ La conductivité thermique,
 - ✓ La chaleur spécifique,
 - ✓ La viscosité cinématique.
 - Les coefficients d'échanges thermiques, à savoir :
 - ✓ Les coefficients d'échanges par rayonnement entre le vitrage et le ciel et entre la plaque absorbante et le vitrage,
 - ✓ Les coefficients d'échanges par convection entre le vitrage et l'ambient et entre la plaque absorbante et le vitrage,
 - ✓ Les coefficients d'échanges par conduction au sein de l'isolant (par le fond et par les faces latérales).
 - Les déperditions thermiques du capteur, à savoir :
 - ✓ Les pertes à l'avant du capteur,
 - ✓ Les pertes à l'arrière du capteur,
 - ✓ Les pertes par les faces latérales du capteur.
 - Les déperditions thermiques de la cuve de stockage
 - Le débit massique du fluide caloporteur.
 - Le facteur de conductance de la plaque absorbante.
 - L'énergie utile récupérée par le fluide caloporteur.
- ✚ La troisième étape : calcul et vérification des températures choisies initialement.
- ✚ La quatrième étape : calcul du rendement instantané du capteur.

Ce programme a été développé sur le logiciel Matlab, il est basé sur un processus itératif. Les différentes étapes citées plus haut sont représentées dans l'organigramme qui suit.

9.3. L'organigramme général



Chapitre V
Etude expérimentale

1. Introduction

Ce chapitre est consacré à la réalisation des tests sur notre capteur en utilisant les différents appareils de mesures appropriés. Afin de réaliser une caractérisation de notre capteur solaire, les paramètres suivants ont été mesurés :

- Les températures des différents éléments du capteur à savoir : entrée et sortie du fluide de travail, la couverture, l'absorbeur, l'isolant, l'ambient ainsi que la cuve de stockage.
- Le débit massique du fluide caloporteur (eau)
- Le rayonnement solaire

2. Dispositif expérimental

2.1. Description du banc d'essai

La caractérisation des systèmes solaires doit être effectuée selon des règles bien déterminées, unies par les méthodes de tests des dispositifs solaires mises en place par des organisations accréditées, ce qui permettra d'avoir de meilleures performances dans le cadre de la normalisation.

Pour cela, un banc de tests suivant la norme européenne EN 12975-2-2006 [58] a été réalisé par l'équipe de recherche Systèmes Solaires Basses Températures au niveau de la division solaire thermique et géothermique du Centre de Développement des Energies Renouvelables (CDER), dont les conditions de tests sont mentionnées dans le tableau (5-1).

Paramètres	Signification	EN-12975
$\theta(^{\circ})$	Angle d'incidence	De -40°C à $+40^{\circ}\text{C}$
$(T_s - T_e) (^{\circ}\text{C})$	Différence de températures, entrée-sortie capteur	1,5 à 15°C
$T_a (^{\circ}\text{C})$	Température ambiante	De 5 à 30°C
$I_g (\text{W}/\text{m}^2)$	Eclairement solaire global	$> 750 \text{ W}/\text{m}^2$
$m (\text{kg}/\text{s} \cdot \text{m}^2)$	Débit massique par unité de surface	$0,02 \text{ kg}/\text{s} \cdot \text{m}^2$

Tableau (5-1) : Conditions de tests selon la norme EN-12975-2-2006

Dans cette étude la méthode de travail est basée sur la détermination des performances thermiques des capteurs solaires à circulation de liquide en régime stationnaire et quasi-stationnaire. Elle définit aussi les configurations des essais à l'extérieur dans des conditions réelles de fonctionnement d'un chauffe-eau-solaire en matière de température ambiante, d'éclairement dû au rayonnement solaire et du vent. Le banc d'essai réalisé dans ce sens est présenté sur les figures (a), et (b) ci-dessous.



figure (a) : Vue d'arrière du banc d'essais

figure (b) : Vue d'avant du banc d'essais

Figure (5-1) : Banc d'essais

Mais, malheureusement nous n'avons pas pu réaliser notre travail sur ce banc d'essais par le faite que la plateforme ainsi que les locaux qui lui sont annexés sont en cours d'aménagement pour répondre aux exigences de la norme du point de vue des conditions liées au lieu du test (lieu devrait être dégagé de l'effet d'ombre et de celui d'émission dans le domaine des grandes longueurs d'onde du milieu environnant sur les résultats de test).

2.2. Caractéristiques du capteur

Le capteur utilisé pour l'expérimentation est un capteur solaire plan à circulation de fluide dans une tuyauterie en cuivre fabriqué par l'entreprise (Thermo cad). Le fluide utilisé pour nos expériences est l'eau prévenant du réseau de distribution.

Afin de faciliter le déplacement, l'orientation et l'inclinaison du capteur, un support mobile adapté aux conditions de tests a été utilisé. Le support est fixé sur un angle

d'inclinaison qui correspond à la latitude du lieu (Bouzareah : $36,75^\circ$) et sur une orientation plein sud pour un rendement meilleur. Les caractéristiques des différents constituants de notre capteur sont indiquées dans le tableau (5-2) :



Figure (5-2) : Le capteur solaire plan étudié

Dimensions (m)	1,90*0,90
Enveloppe	Aluminium Epaisseur=0,35mm
Radiateur	Cuivre Nombre de tubes=11 Longueur=1,70m
Absorbeur	Aluminium Surface=1.71m ² Avec une surface noir sélective
Isolant	Laine de verre Le fond=50mm Les côtés=20mm
Vitre	Verre ordinaire Epaisseur=4mm

Tableau (5-2) : Caractéristiques des éléments du capteur étudié

3. Les instruments de mesures utilisés

3.1. Mesure des différentes températures

La mesure des différentes températures du capteur (entrée et sortie du fluide, la plaque absorbante, la vite, l'isolant) la température de la cuve de stockage et la température ambiante est assurée par des thermocouples de type K (Cromel-Alumel) figure (5-3).



Figure (5-3) : Thermocouple de type K

Ainsi, 07 thermocouples de type K (Cromel-Alumel) réalisés par l'équipe basse température ont été utilisés dont leurs installations sur le capteur sont illustrées sur la figure (5-4).

- 02 thermocouples à l'entrée et à la sortie du capteur
- 01 thermocouple est installé sur la plaque absorbante
- 01 thermocouple pour la température de la cuve de stockage
- 01 thermocouple mis à l'ombre pour la température ambiante
- 01 thermocouple pour la température du vitrage
- 01 thermocouple pour la température de l'isolant



Figure (5-4) disposition des thermocouples dans le système

3.2. Mesure du débit du fluide de travail

La mesure de débit du fluide caloporteur est assurée par un débitmètre FIP à flotteur, figure (5-5).



Figure (5-5) : Débitmètre FIP à flotteur.

Ainsi, durant notre campagne de mesure qui a durée deux jours (15 et 16/10/15) le débit du fluide caloporteur observé soit en moyen de 45l/h.

Ce qui peut être aussi déterminé par une méthode simple (artisanale), qui consiste à chronométrer le temps nécessaire pour remplir un réservoir de 1L, figure (5-6).

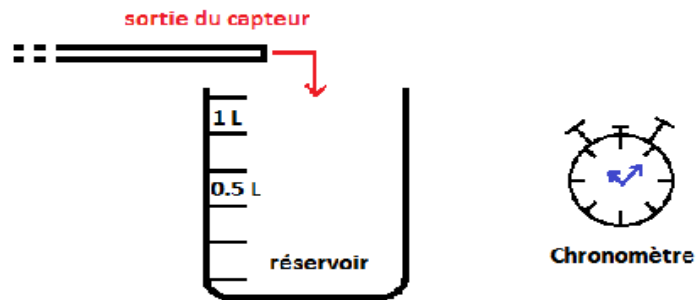


Figure (5-6) : Méthode artisanale de mesure de débit

En supposant que 1L d'eau est égal à 1kg d'eau, et en multipliant fois le temps de remplissage on obtient le débit massique de sortie (kg/s).

3.3. Mesure du rayonnement solaire

La mesure de l'éclairement global incident sur la surface de notre capteur est effectuée à l'aide d'un Pyranomètre figure (5-7). Ce dernier est fixé sur un support métallique installé parallèlement à la surface du capteur, et par conséquent, il a la même inclinaison que notre capteur.



Figure (5-7) : Pyranomètre

3.4. Acquisitions des données

Un enregistreur de type Fluke Hydra Series II est utilisé pour l'acquisition des données. Il permet la lecture des différentes températures à savoir : les températures d'entrée et sortie du fluide, la température de stockage, la température de la plaque absorbante, la température du vitrage, la température de l'isolant et la température ambiante, également l'éclairement solaire figure (5-8).



Figure (5-8) : Enregistreur de données type FLUKE HYDRA SERIES II

4. Déroulement des tests expérimentaux

4.1. Détermination de la contenance en fluide

La contenance en eau de notre capteur est déterminée en calculant le volume intérieur de la totalité du circuit hydraulique. Elle est calculée du point d'entrée au point de sortie.

Ainsi, la contenance en eau du capteur étudié est égale à 2,272 L.

4.2. Régulation du débit

Les normes concernant les tests de performances des systèmes solaires imposent généralement un débit massique. En l'occurrence, La norme européenne EN 12975-2-2006 impose un débit massique par unité de surface de 0.02 kg/s.m². La surface globale de notre capteur est de 1.71m² et donc le débit massique pour les tests est de :

$$\dot{m} = 1.71 \times 0.02 = 0.0342 \text{ kg/s}$$

Le réglage de ce débit est assuré par une pompe à trois vitesse munit d'une vanne montée en by-pass. Ce qui permet de régler facilement le débit du fluide caloporteur figure (5-9)



Figure (5-9) : Régulateur de débit (pompe)

4.3. Calcul des pertes de charges dans le circuit

Les pertes de charges totales comme évoquées au chapitre précédent s'expriment par :

$$H_{pT} = \frac{128 \lambda L Q_T}{g \pi D_i^4 N_T} \sum_{l=1}^{N_T-1} (N_T - l) + \frac{8 k Q_T^2}{g \pi^2 D_i^4 N_T^2} \sum_{l=0}^{N_T-1} (N_T - l)^2$$

D'après nos résultats, le débit moyen du fluide caloporteur est $Q_v = 45 \text{ l/h}$,

Le nombre de tubes $N_T = 11$,

Le débit volumique qui circule dans un tube est $Q_T = \frac{Q_v}{N_T} = 4,09 \text{ l/h}$,

La vitesse $V = 0,01 \text{ m/s}$ à travers un tube de diamètre $d = 0,012 \text{ m}$,

$Re = 196,7$,

$$\lambda = 0,325,$$

$$k = 0,75$$

La longueur de la conduite $L = 19,8 \text{ m}$

Ainsi, les pertes de charges totales H_p de notre dispositif solaire sont égales à $0,0021 \text{ m}$.

La hauteur motrice H_m est calculé avec la formule de CLOSE :

$$H_m = \frac{1}{2} (S_i - S_0) \left[2(h_3 - h_1) - (h_2 - h_1) - \frac{(h_3 - h_4)^2}{(h_5 - h_4)} \right]$$

avec,

$$S = 1,00026 - 3,906 \cdot 10^{-5} \cdot T - 4,05 \cdot 10^{-6} \cdot T^2$$

Les différentes hauteurs sont définies comme suit :

$h_1 = 0 \text{ m}$, entrée du capteur (référence),

$h_2 = 1,13 \text{ m}$, sortie du capteur,

$h_3 = 1,345 \text{ m}$, entrée cuve de stockage,

$h_4 = 1,51 \text{ m}$, sortie cuve,

$h_5 = 1,78 \text{ m}$, hauteur maximale de la cuve.

La température d'entrée et de sortie du fluide caloporteur sont égales respectivement à 44°C et 59°C , alors :

$$S_i = 0,9907$$

$$S_0 = 0,9838$$

Ainsi, la hauteur motrice H_m est égale à $0,005\text{m}$. Plus élevée que les pertes de charges totales.

4.4. Variation de la température d'entrée du fluide caloporteur

Pour les tests de caractérisation des capteurs solaires, selon la norme EN-12975-2-2006, les températures d'entrées du fluide T_e sont à choisir en fonction de la température ambiante T_{am} de cette façon :

$$T_e = T_{am}$$

$$T_e = T_{am} + 20^{\circ}C$$

$$T_e = T_{am} + 40^{\circ}C$$

$$T_e = T_{am} + 60^{\circ}C$$

Elles sont réglées à l'aide d'une résistance électrique.

4.5. Calcul de la constante du temps

La constante de temps caractérise l'inertie thermique du système. Le test pour la détermination de la constante du temps a été réalisé suivant la norme européenne en phase d'échauffement du capteur, comme suit :

Le capteur a été totalement couvert par un isolant (mousse polyuréthane) jusqu'à ce que le rayonnement solaire dépasse les $750W/m^2$, figure (5-10).

L'eau est mise en circulation dans le capteur pour que la température de l'eau à l'entrée du capteur égale la température ambiante à $\pm 1^{\circ}C$. En suite le couvercle est enlevé.

Les températures de l'eau à l'entrée et à la sortie du capteur, la température ambiante et le rayonnement solaire global incliné ont été relevées et regroupées dans le tableau (5-3).



Figure (5-10) : isolation du capteur pour le test de la constante solaire

$t, [sec]$	$Gt (w/m^2)$	$T_s, [^{\circ}C]$	$T_a, [^{\circ}C]$	$\Delta T = T_s - T_a, [^{\circ}C]$
0	735,45	35,63	35,63	0
60	736,21	36,87	35,22	1,65
120	783,01	37,92	35,17	2,75
180	821,85	39,34	35,84	3,5
240	798,21	39,37	35,37	4
300	765,45	40,08	35,58	4,5
360	823,54	40,28	35,48	4,8
420	825,03	40,62	35,72	4,9
480	884,42	41,24	36,25	4,99
540	831,42	41,38	36,39	4,99

Tableau (5-3) : Tableau de résultats pour le calcul de la constante du temps

La constante du temps correspond au temps nécessaire pour lequel le capteur arrive à 63% de l'échauffement maximal du capteur.

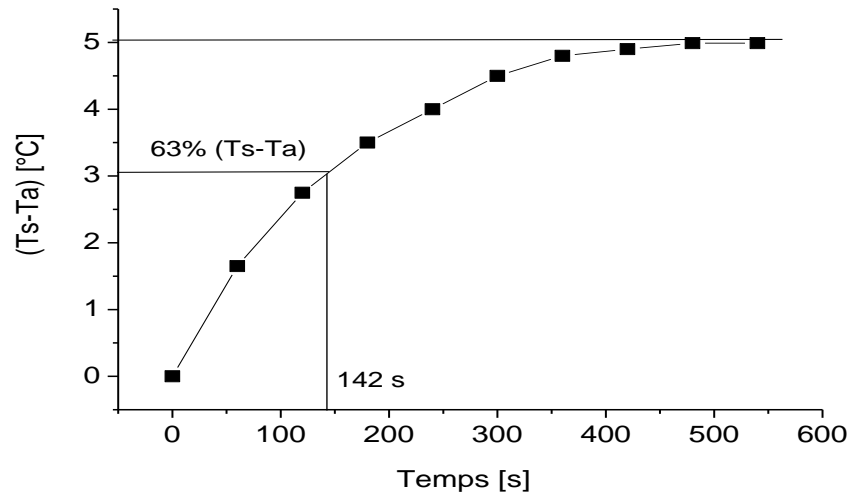


Figure (5-11) : Constante du temps

Ainsi, comme le montre la figure (5-11) la constante du temps de notre capteur est de 02 minutes et 22 seconds, ce qui prouve son bon fonctionnement.

4.6. Tests du rendement instantané du capteur

Les tests concernant le calcul expérimental du rendement instantané du capteur doivent être adéquats au standard Européen suivant la norme EN-12975-2-2006.

Conformément à cette norme le rendement instantané du capteur est déterminé comme suit :

$$\eta = \eta_0 - a_1 \cdot \frac{X}{Gt} - a_2 \cdot \frac{X^2}{Gt}$$

Avec, $X = (T_{mf} - T_{am})$

$T_{mf} = \frac{(T_{fe} + T_{fs})}{2}$ température moyenne du fluide

a_1 et a_2 sont des coefficients de pertes thermiques du 1^{er} et 2^{ème} degré (données par les avis techniques).

G_t : le gisement solaire (W/m^2),

η_0 : le rendement optique du capteur (caractéristique du capteur).

5. Les conditions à respecter avant de réaliser les tests

Avant d'entamer les tests sur le capteur, les conditions suivantes doivent être respectées pour le bon déroulement :

- ✓ S'assurer qu'il n'y a aucune fuite ou détérioration au niveau du capteur,
- ✓ S'assurer que la vitre du capteur est bien nettoyée,
- ✓ S'assurer qu'il n'existe pas de perturbation extérieures (source de chaleur externe, effet d'ombre...etc),
- ✓ Il est préférable d'orienter le capteur en plein Sud pour un captage maximal d'énergie solaire,
- ✓ Le débit du fluide caloporteur doit être réglé selon la norme utilisée. $\dot{m} = 0,02 \text{ kg/s.m}^2$ pour la norme européenne EN 12975-2-2006,
- ✓ Le capteur doit être exposé aux conditions naturelles de ciel clair et température ambiante dans la gamme spécifiée par la norme utilisée pour la détermination réelle des performances du capteur.

6. Conclusion

Dans ce chapitre on a présenté le dispositif expérimental à savoir : le banc d'essai utilisé et les différentes caractéristiques du capteur étudié.

Nous avons également développé les paramètres essentiels à mesurer ainsi que leurs instruments de mesure utilisés aussi les étapes préalables pour les essais suivant la norme EN 12975-2-2006.

Les tests sur notre capteur ont été effectués en circuit fermé.

Chapitre VI
Résultats et discussions

1. Introduction

La modélisation numérique de notre chauffe-eau-solaire ainsi que le rayonnement solaire incident sur ce dernier a été faite à l'aide d'un programme numérique que nous avons développé sous le code de calcul Matlab. Ce dernier nous a permis d'aboutir à un ensemble de résultats théoriques que nous avons validé par un travail expérimental réalisé au Centre de Développement des Energies Renouvelables (CDER) de Bouzaréah.

Ainsi, dans ce chapitre, et avant d'entamer la présentation de l'étude de performances d'un capteur plan qui constitue l'objectif de notre travail nous avons réalisé une étude comparative suivie d'une analyse critique des résultats théoriques obtenus par les trois modèles du rayonnement solaire étudiés (Capderou, Perrin de Brichambaut et Bird and Hulstrom) avec les données expérimentales collectées par la station radiométrique de Bouzaréah (Alger) afin d'estimer au mieux la puissance solaire incidente sur notre capteur. Ensuite, après avoir validé le modèle numérique élaboré pour notre capteur en comparant les résultats obtenus par la modélisation numérique avec les résultats de notre expérimentation, on l'a utilisé pour mettre en évidence l'influence des différents paramètres opérationnels sur les performances d'un capteur solaire plan. Un outil pratique pour un calcul de conception des capteurs solaires.

Nos expériences ont débutées le 11/10 à Bouzareah. Un site qui présente les coordonnées géographiques suivantes :

Latitude : 36°8, Nord,

Longitude : 3°12,

Altitude : 345m.

2. Validation du modèle de rayonnement solaire

Afin de parvenir à une meilleure estimation du rayonnement solaire, nous allons comparer les valeurs des différentes composantes du rayonnement solaire mesurées durant des journées caractérisées par un ciel clair avec celles calculées par les différents modèles retenus et présentés dans le chapitre I. Les valeurs mesurées des différentes composantes du rayonnement solaire sont fournies par la station radiométrique du site de Bouzaréah. Ceci concerne l'éclairement solaire direct mesuré sur un plan normal, l'éclairement diffus mesuré sur un plan horizontal ainsi que le global mesuré sur un plan horizontal et celui mesuré sur un plan incliné. Les valeurs théoriques des différentes composantes du rayonnement solaire ont été calculées par le programme Matlab développé pour les modèles étudiés à savoir :

- ✚ Le modèle de Capderou ;
- ✚ La méthode empirique de Perrin de Brichambaut ;
- ✚ Le modèle de Bird and Hulstrom.

Pour effectuer cette comparaison, les données relatives aux quatre journées caractérisées par un ciel clair choisies selon les 04 saisons de l'année 2011 ont été utilisées comme données d'entrée dans le programme MATLAB que nous avons développé. Ces données sont reportées sur un plan horizontal et sur un plan incliné selon ce qui est proposé dans les modèles retenus.

Les résultats auxquels nous ont aboutis sont présentés selon ce qui suit.

2.1. Présentation des résultats

On présente sur les figures ci-dessous, des graphes comparatifs entre les données expérimentales et les résultats obtenus grâce aux modélisations réalisées sur Matlab relatifs aux composantes du rayonnement solaire à savoir la composante directe, la composante diffuse et la composante globale. Le graphe de l'écart relatif est également présenté pour la composante globale du rayonnement solaire.

La valeur de l'écart relatif est calculée par l'expression suivante :

$$Err = \frac{|G_{mesuré} - G_{calculé}|}{G_{mesuré}}$$

Afin de simplifier la lecture des résultats obtenus pour chacune des journées retenues, nous nous sommes proposés de présenter séparément les résultats relatifs au plan horizontal et ceux relatifs au plan incliné.

Les résultats obtenus sont présentés ainsi :

- ❖ Les résultats relatifs à la journée du 13 avril sont présentés sur la figure (6-1) et sur la figure (6-2) ;
- ❖ Les résultats relatifs à la journée du 02 juillet sont présentés sur la figure (6-3) et sur la figure (6-4) ;
- ❖ Les résultats relatifs à la journée du 28 Septembre sont présentés sur la figure (6-5) et sur la figure (6-6) ;
- ❖ Les résultats relatifs à la journée du 01 Décembre sont présentés sur la figure (6-7) et sur la figure (6-8).

A partir des résultats obtenus on constate que les différentes composantes du rayonnement solaire présentent une évolution de forme Gaussienne, elles présentent des valeurs nulles au lever et au coucher du soleil et présentent leur valeur maximale à midi en temps solaire vrais. Par ailleurs des fluctuations apparaissent sur les différentes courbes et principalement sur la composante diffuse et sur la composante directe. Alors, il apparaît que l'amplitude de ces fluctuations est plus accentuée au voisinage de midi tsv. Ce qui est dû simplement au fait que Bouzaréah est un site côtier situé à une altitude de 345 m dont un passage de cirrus est très fréquent durant cette période ce qui influe considérablement sur les valeurs de la composantes diffuse. Le fait que le passage de cirrus augmente l'intensité de l'éclairement diffus et contribue à l'atténuation de l'éclairement direct, une compensation se traduit sur la composante globale et par conséquent les fluctuations sont légèrement apparente (voir les figure 3.a ,b c, 4.a,b,c).

Par ailleurs, d'après la figure (6-1), on constate que le modèle de Capderou sous-estime la composante directe horizontale du rayonnement solaire comparant aux deux autres modèles notamment à celui de Perrin de Brichambaut figure (1a). La composante diffuse horizontale est sous-estimée par les trois modèles figure (1b). La figure (1c) montre la sous-estimation de la composante globale par le modèle de Capderou comparant aux deux autres modèles qui donnent une bonne estimation, ce qu'on peut également constater sur la figure de l'écart relatif à la composante globale figure (1d).

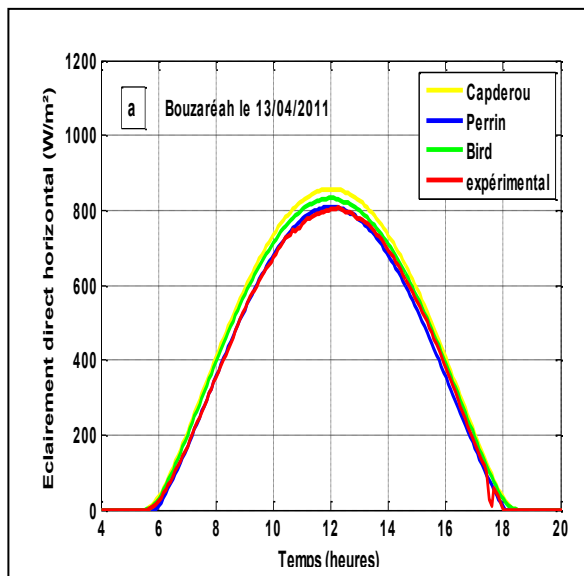


Figure (1a) : Rayonnement direct horizontal

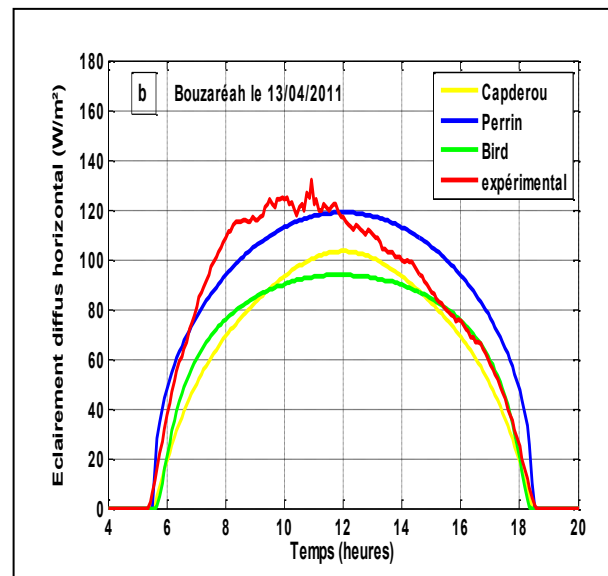


Figure (1b) : Rayonnement diffus horizontal

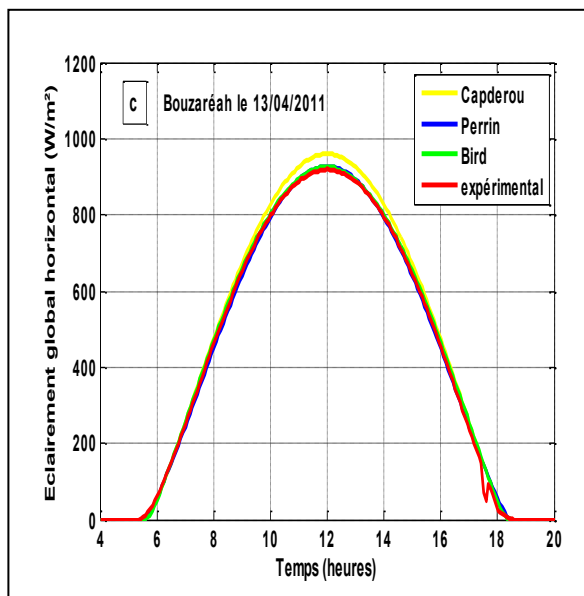


Figure (1c) : Rayonnement global horizontal

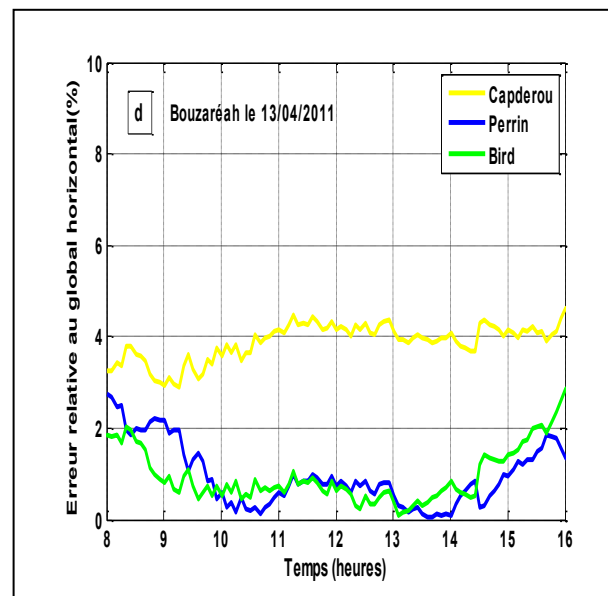


Figure (1d) : Err_{moy} relative au global horizontal

Figure (6-1) : Comparaison des résultats obtenus par les modèles théoriques avec les résultats expérimentaux relatifs aux composantes du rayonnement solaire directe, diffuse et globale, sur un plan horizontal ainsi que l'erreur moyenne relative pour une journée type ciel clair de printemps (13/04/11) sur le site de Bouzaréah.

Sur la figure (6-2) sont présentés les résultats relatifs à l'estimation des composantes du rayonnement solaire incident sur un plan incliné. On constate que la composante directe est surestimée par les trois modèles notamment celui de Bird and Hulstrom figure (2a), contrairement à la composante diffuse figure (2b) qui est sous-estimée par les trois modèles. Les trois modèles donnent une bonne estimation de la composante globale figure (2c) ce qu'on peut également observer sur la figure (2d) où l'erreur moyenne constaté pour le modèle de Capderou est de l'ordre de 2%.

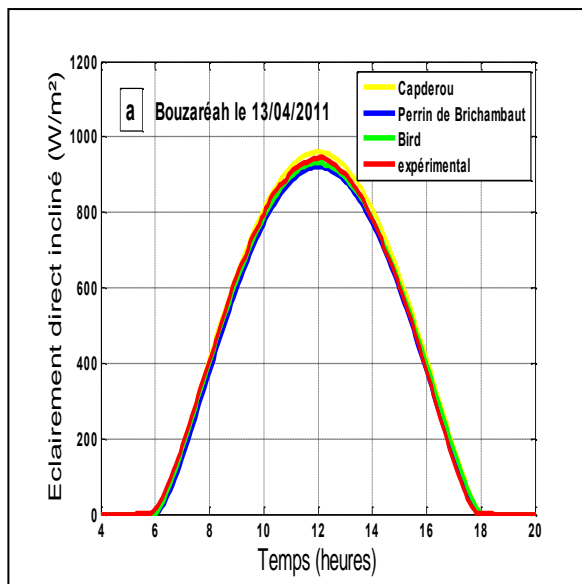


Figure (2a) : Rayonnement direct incliné

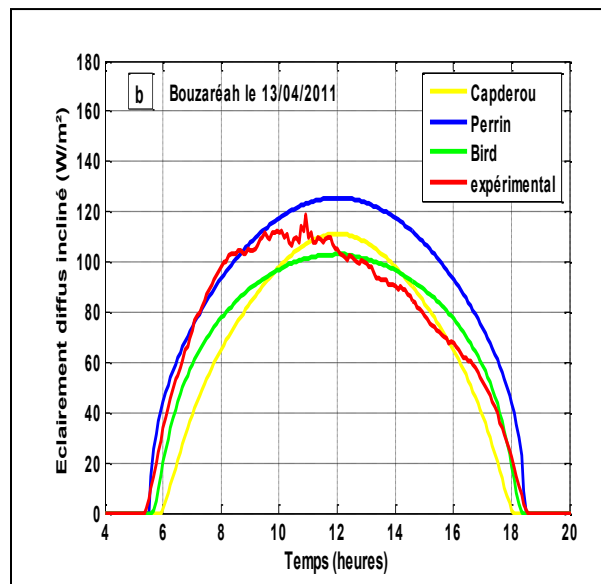


Figure (2b) : Rayonnement diffus incliné

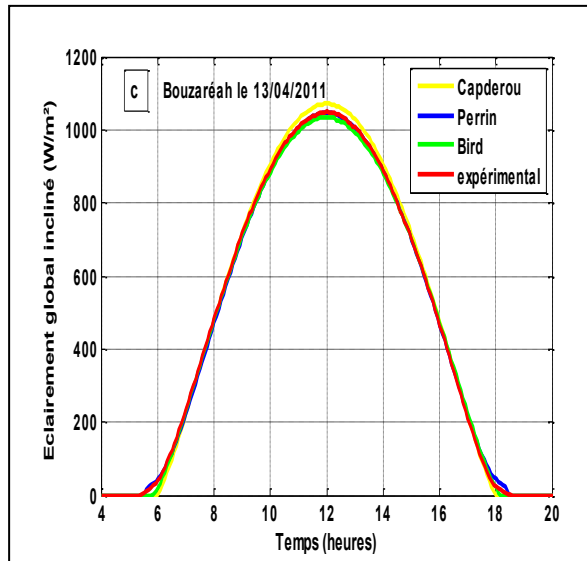


Figure (2c) : Rayonnement global incliné

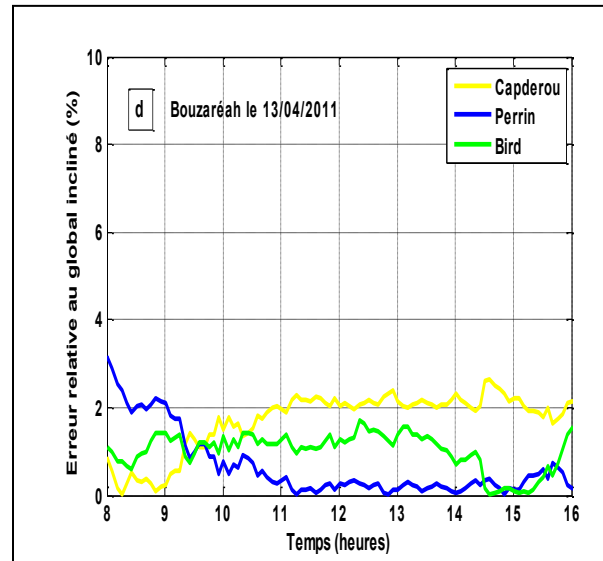


Figure (2d) : Err_{moy} relative au global incliné

Figure (6-2) : Comparaison des résultats obtenus par les trois modèles avec les résultats expérimentaux relatifs aux composantes du rayonnement solaire directe, diffuse et globale sur un plan incliné ainsi que l'erreur moyenne relative pour une journée type ciel clair de printemps (13/04/11) sur le site de Bouzaréah.

La figure (6-3) relative à l'estimation des différentes composantes du rayonnement solaire incident sur une surface horizontale pour une journée d'été (02/07) nous renseigne sur les remarques suivantes :

Les composantes directe figure (3a) et diffuse figure (3b) sont sous estimées par les trois modèles notamment les modèles de Perrin et celui de Capderou.

La composante globale figure (3c) est également sous-estimée par les trois modèles comme on peut le voir sur la figure (3d) relative à l'erreur moyenne entre les valeurs de l'éclairement global mesurées et les valeurs calculées.

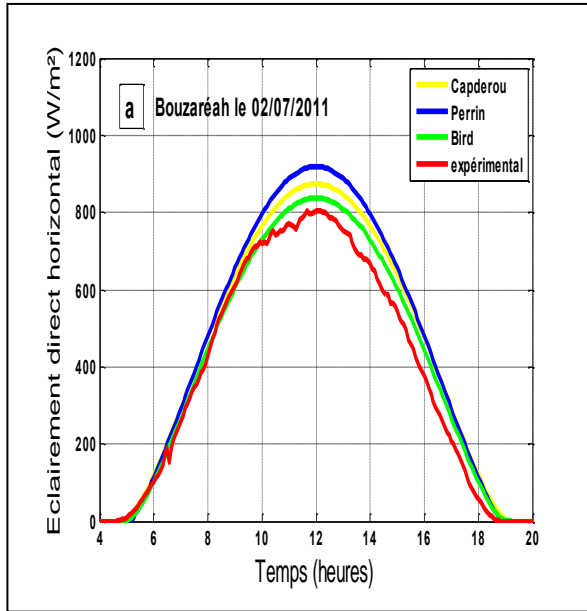


Figure (3a) : Rayonnement direct horizontal

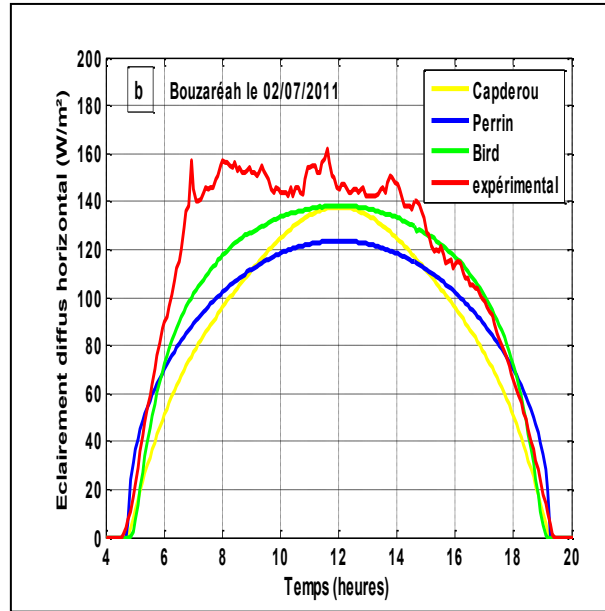


Figure (3b) : Rayonnement diffus horizontal

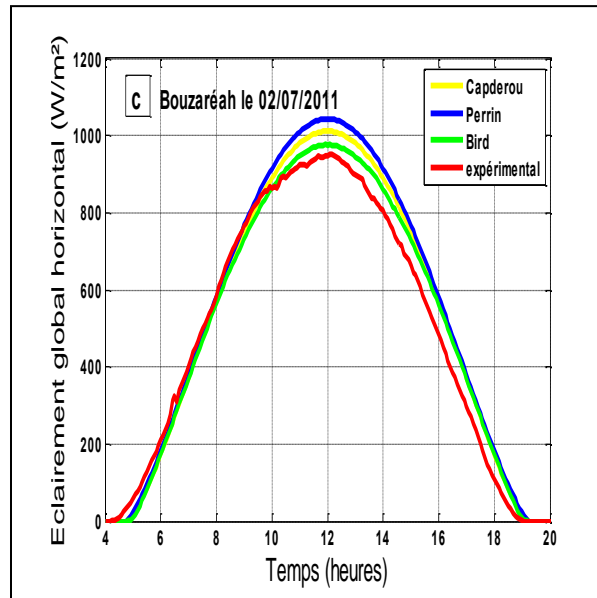


Figure (3c) : Rayonnement global horizontal

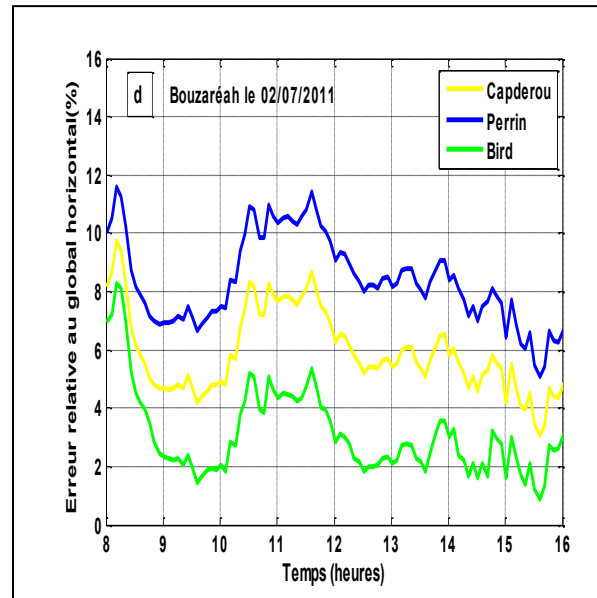


Figure (3d) : Err_{moy} relative au global horizontal

Figure (6-3) : Comparaison des résultats obtenus par les modèles théoriques avec les résultats expérimentaux relatifs aux composantes du rayonnement solaire directe, diffuse et globale sur un plan horizontal ainsi que l'erreur moyenne relative pour une journée type d'été avec un ciel clair (02/07/11) sur le site de Bouzaréah.

D'autre part les résultats relatifs à la comparaison des valeurs calculées par les différents modèles à celles mesurées sur un plan incliné durant la journée du 02 juillet sont présentés sur la figure (6-4).

On constate que la composante directe figure (4a) est mieux estimée par les modèles de Capderou et celui de Bird, par contre la composante diffuse est mieux estimée par les modèles de Perrin et celui de Bird.

La composante globale figure (4c) et comme on peut le voir sur la figure (4d) est mieux estimée par les modèles de Bird et Capderou.

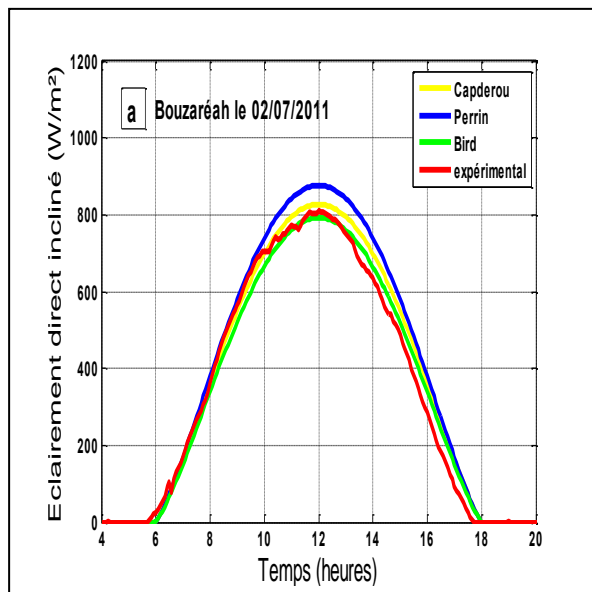


Figure (4a) : Rayonnement direct incliné

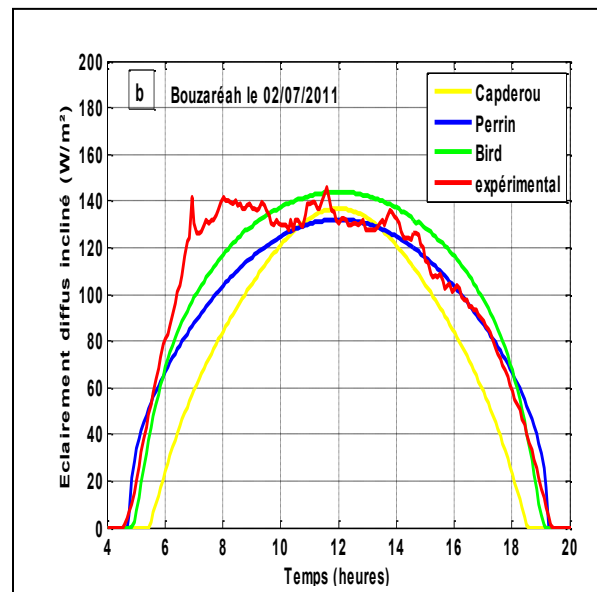


Figure (4b) : Rayonnement diffus incliné

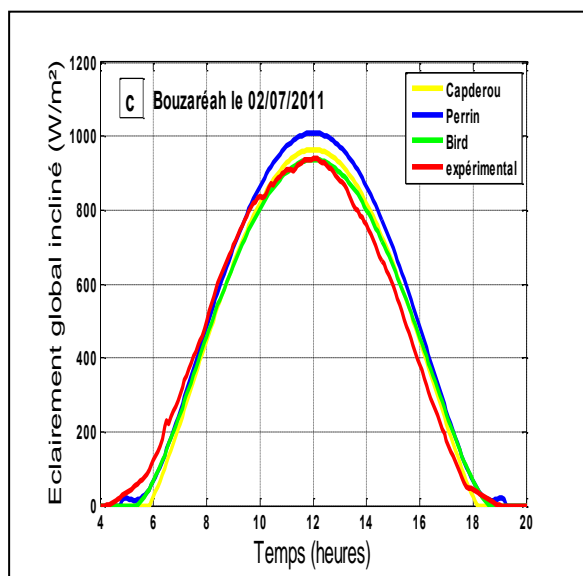


Figure (4c) : Rayonnement global incliné

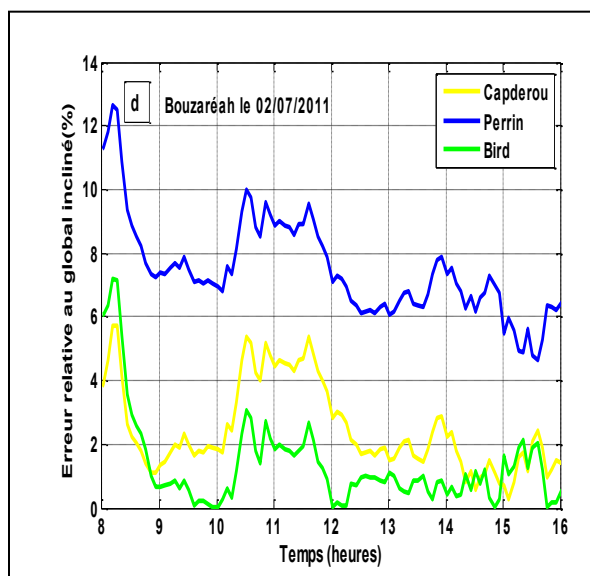


Figure (4d) : Err_{moy} relative au global incliné

Figure (6-4) : Comparaison des résultats obtenus par les trois modèles avec les résultats expérimentaux relatifs aux composantes du rayonnement solaire directe, diffuse et globale sur un plan incliné ainsi que l'erreur moyenne relative pour une journée type d'été avec un ciel clair (02/07/11) sur le site de Bouzaréah.

La figure (6-5) représente la comparaison entre les différentes composantes du rayonnement solaire mesurées et calculées sur un plan horizontal pour une journée d'automne (28/09).

D'après ses résultats on constate que le modèle de Bird conduit à de meilleurs résultats pour la reconstitution des composantes directe figure (5a) et globale figure (5c) et que les trois modèles conduisent à une sous estimation de la composante diffuse figure (5b)

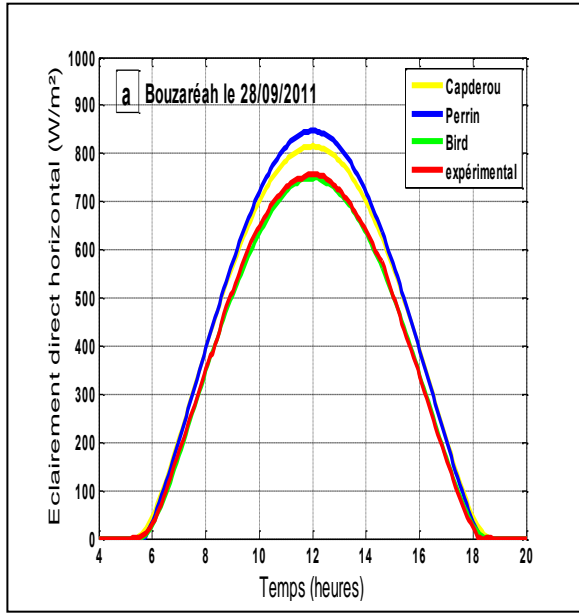


Figure (5a) : Rayonnement direct horizontal

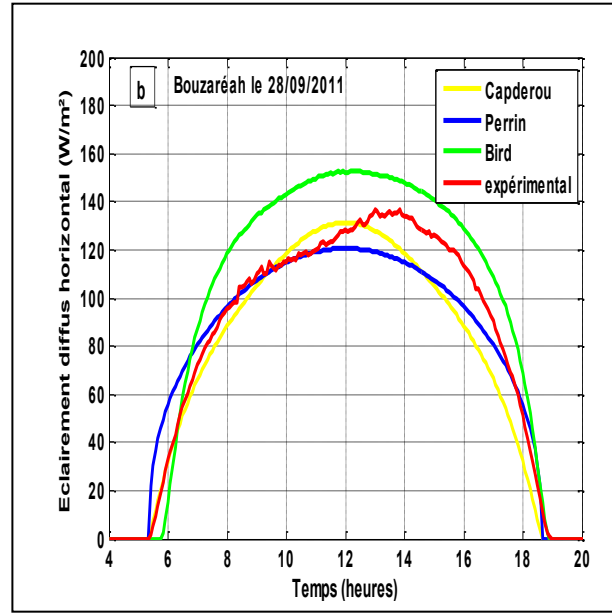


Figure (5b) : Rayonnement diffus horizontal

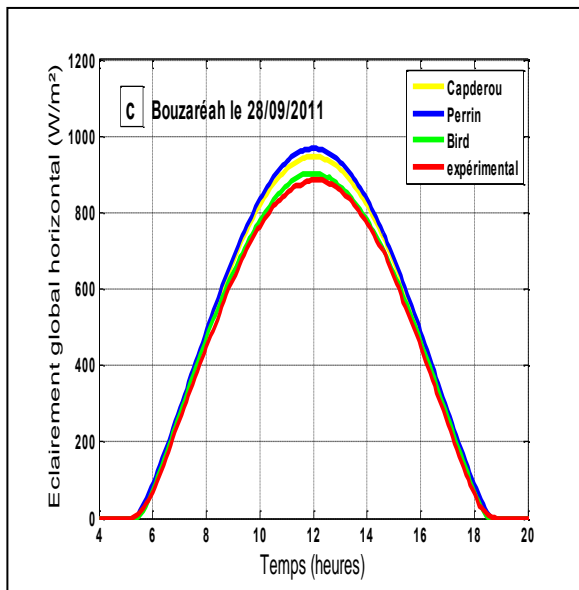


Figure (5c) : Rayonnement global horizontal

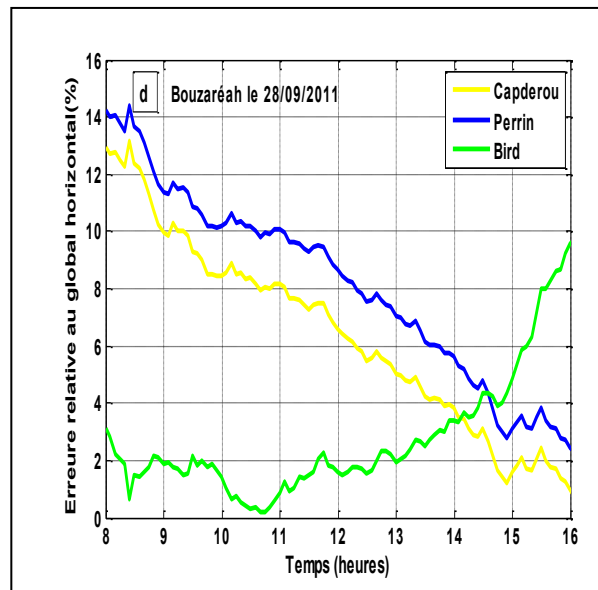


Figure (5d) : Err_{moy} relative au global horizontal

Figure (6-5) : Comparaison des résultats obtenus par les modèles théoriques avec les résultats expérimentaux relatifs aux composantes du rayonnement solaire directe, diffuse et globale sur un plan horizontal ainsi que l'erreur moyenne relative pour une journée type d'automne avec un ciel clair (28/09/11) sur le site de Bouzaréah.

La figure (6-6) représente l'évolution et la comparaison des différentes composantes du rayonnement solaire incident sur un plan incliné pour la même journée (28/09).

On constate que c'est le modèle de Capderou qui estime au mieux la composante directe figure (6a). La composante diffuse figure (6b) est mieux estimée par les modèles de Capderou et celui de Perrin de Brichambaut.

La figure (6c) et la figure (6d) montrent que la composante globale est beaucoup mieux estimée par les modèles de Bird et celui de Capderou.

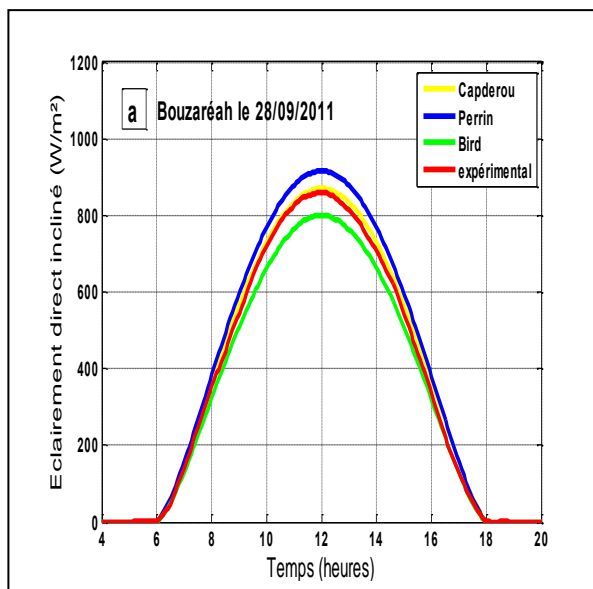


Figure (6a) : Rayonnement direct incliné

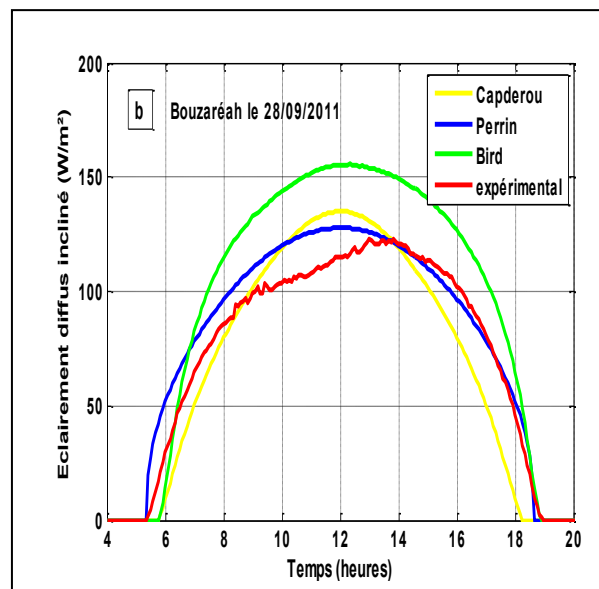


Figure (6b) : Rayonnement diffus incliné

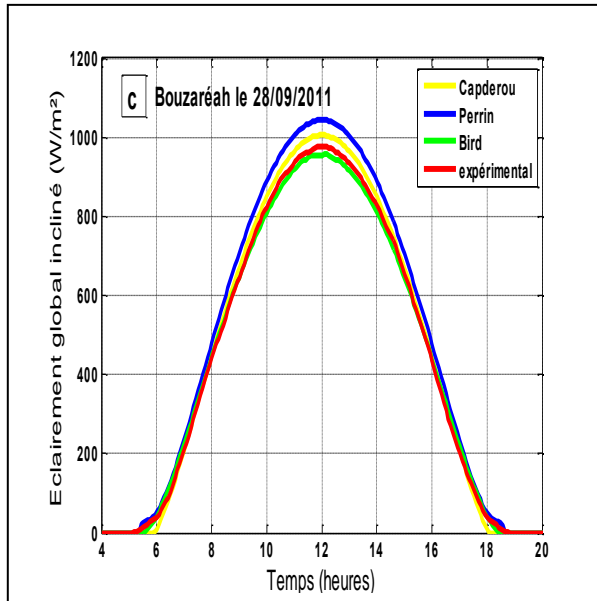


Figure (6c) : Rayonnement global incliné

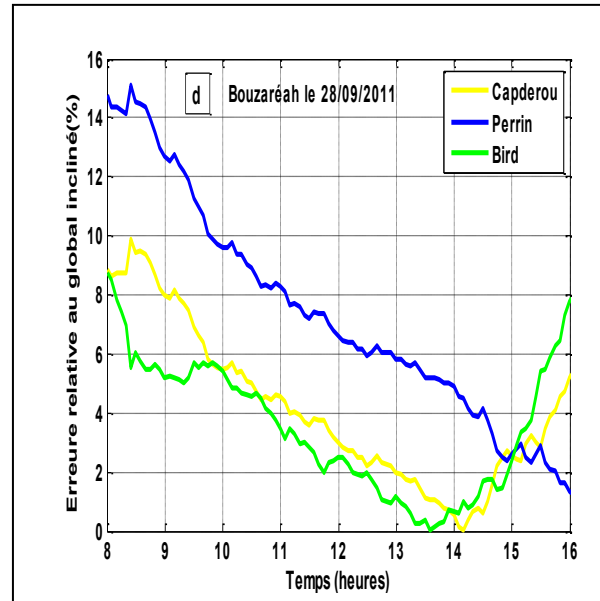


Figure (6d) : Err_{moy} relative au global incliné

Figure (6-6) : Comparaison des résultats obtenus par les trois modèles avec les résultats expérimentaux relatifs aux composantes du rayonnement solaire directe, diffuse et globale sur un plan incliné ainsi que l'erreur moyenne relative pour une journée type d'automne avec un ciel clair (28/09/11) sur le site de Bouzaréah.

La figure (6-7) représente la comparaison entre les différentes composantes du rayonnement solaire mesurées et calculées incident sur un plan horizontal pour une journée représentative de la saison d'hiver (01/12).

A partir des résultats obtenus on constate que c'est les modèles de Capderou et de celui de Bird qui estiment au mieux la composante directe figure (7a) et la composante globale figure (7c) alors que seul le modèle Capderou conduit à de meilleurs résultats pour la composante diffuse figure (7b).

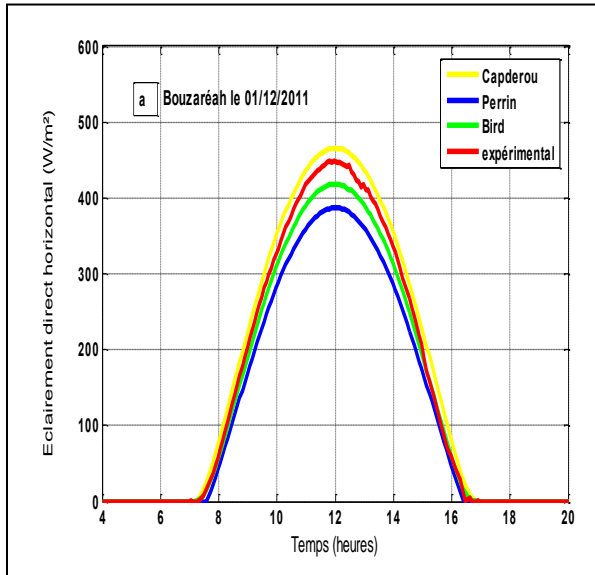


Figure (7a) : Rayonnement direct horizontal

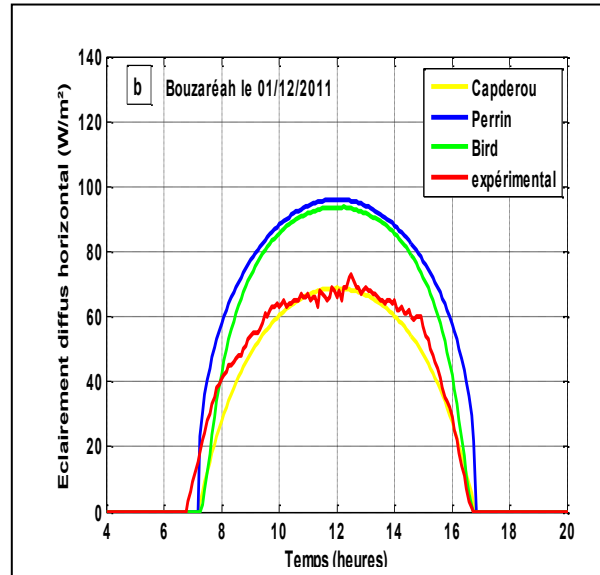


Figure (7b) : Rayonnement diffus horizontal

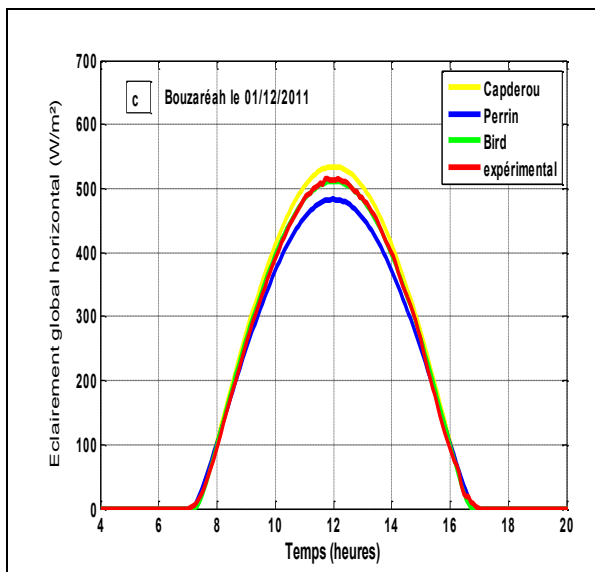


Figure (7c) : Rayonnement global horizontal

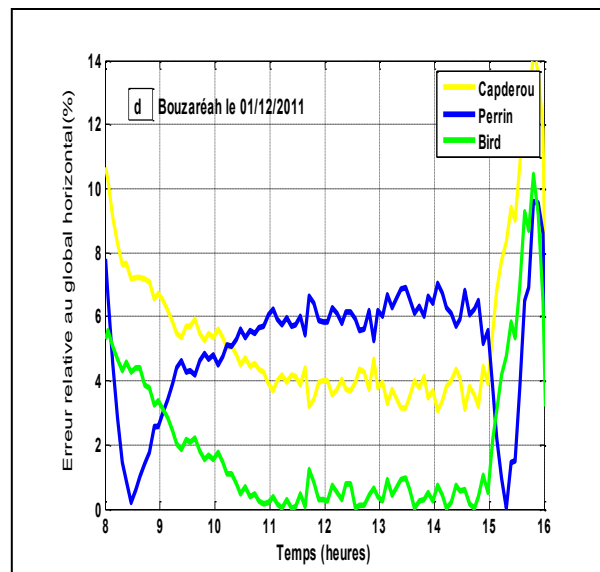


Figure (7d) : Err_{moy} relative au global horizontal

Figure (6-7) : Comparaison des résultats obtenus par les modèles théoriques avec les résultats expérimentaux relatifs aux composantes du rayonnement solaire directe, diffuse et globale sur un plan horizontal ainsi que l'erreur moyenne relative pour une journée type d'hiver avec un ciel clair (01/12/11) sur le site de Bouzaréah.

La figure (6-8) représente la comparaison entre les valeurs expérimentales et les valeurs théoriques calculées par les trois modèles, relative aux différentes composantes du rayonnement solaire incident sur un plan incliné pour la même journée du 02 Décembre.

D'où il apparait que le modèles de Capderou présente de meilleurs résultats pour la reconstitution des composantes directe figure (8a) et diffuse figure (8b) du rayonnement solaire.

Par contre, selon les résultats présentés sur les figures (8c) et (8d), on constate que les trois modèles sous estiment relativement la composante globale.

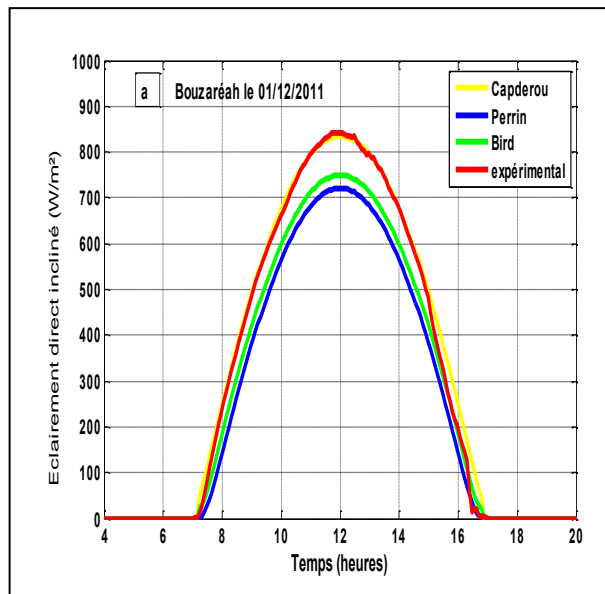


Figure (8a) : Rayonnement direct incliné

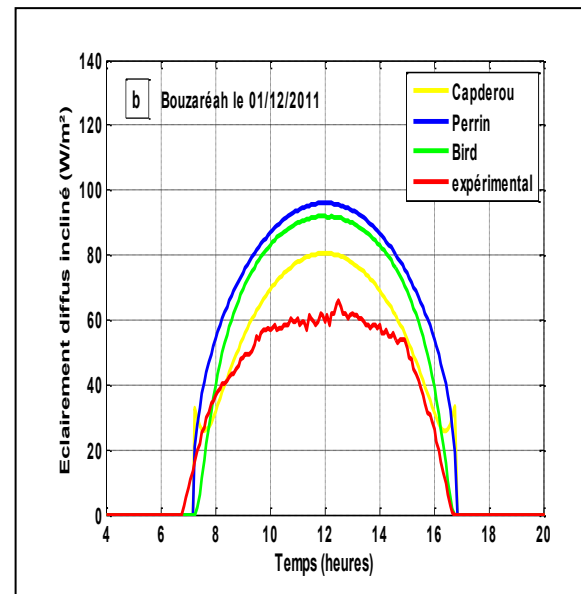


Figure (8b) : Rayonnement diffus incliné

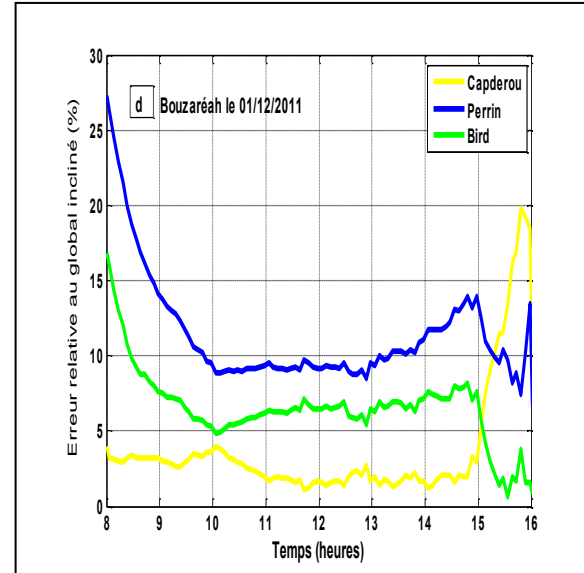
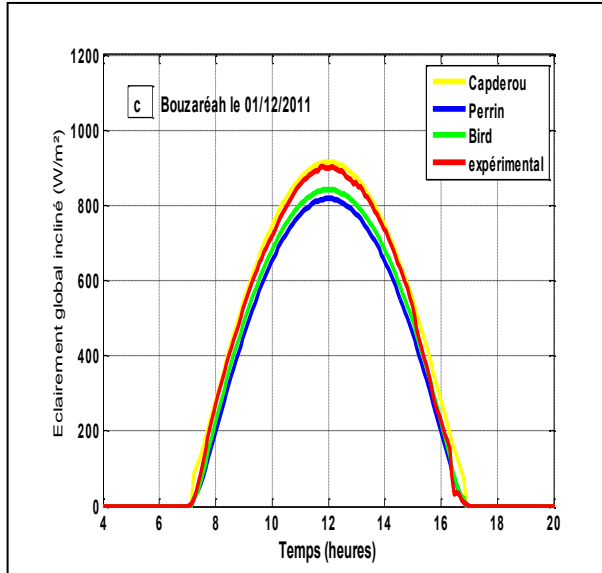


Figure (8c) : Rayonnement global incliné

Figure (8d) : Err_{moy} relative au global incliné

Figure (6-8) : Comparaison des résultats obtenus par les trois modèles avec les résultats expérimentaux relatifs aux composantes du rayonnement solaire directe, diffuse et globale sur un plan incliné ainsi que l'erreur moyenne relative pour une journée type d'hiver avec un ciel clair (01/12/11) sur le site de Bouzaréah.

A partir des résultats auxquels nous avons aboutis et en se basant sur les commentaires que nous avons apportés, on constate que généralement chacun des modèles considérés dans cette étude permet de calculer chacune des composantes du rayonnement solaire sur un plan incliné et sur un plan horizontal. Alors, la confrontation des résultats obtenus a montré que les valeurs des composantes du rayonnement solaire calculées par un même modèle sont parfois sous estimées, par fois surestimées ou soit en bonne concordances avec les valeurs expérimentales. Ce qui est du à notre sens à la paramétrisation du modèle. Citons l'exemple du modèle de Perrin de Brichambau qui est basée sur les trois coefficients A, B et C qui prennent des valeurs qui dépendent grossièrement de l'état du ciel. Mais, dans ce modèle, à part les données astronomiques relatives au site, aucune caractéristique climatique n'est prise en considération. C'est qui fait que ce modèle conduit aux résultats présentés dans ce travail. Si on considère aussi le modèle de

Capderou, ce modèle est basée quant à lui sur le coefficient d'atténuation globale du rayonnement solaire qui est le coefficient de trouble de linke. Dans ce paramètre apparaissent les notions d'atténuation du rayonnement solaire par absorption soit par l'ozone, vapeur d'eau, molécules gazeuses mais sans introduire aucun paramètre météorologique relatif au site pour évaluer leur valeur dans l'atmosphère. Pour la diffusion, n'ayant pris aucune valeur liée au paramètre le plus responsable de la diffusion, qui le coefficient du trouble d'Angstrom qui représente la quantité d'aérosols dans l'atmosphère. Ainsi toute la formulation du modèle de Capderou et aussi basée sur des constantes qui ne tiennent pas compte des caractéristique climatiques du site considéré.

2.2. Etude comparative et analyse critique

Afin de faire une analyse critique sur les modèles étudiés, une comparaison des résultats expérimentaux avec ceux issus de la modélisation numérique a été faite, comme on l'a vu plus haut. Afin de mieux observer les résultats obtenus et afin de simplifier la manière d'analyse des résultats et du choix du modèle, l'erreur relative moyenne journalière entre les valeurs mesurées et calculées de chacune des composante du rayonnement solaire par chacun des modèles retenue à été également évaluée pour les 04 journées choisis sur le site de Bouzaréah.

L'erreur moyenne journalière est obtenue par l'expression suivante :

$$Emoy = \frac{\sum abs (Err)}{n}$$

Avec n étant le nombre de valeur non nulle de la composante considérée.

Ainsi, les résultats obtenus sont illustrés dans les tableaux ci-dessous.

Modèle de Capderou						
Erreur relative moyenne journalière (%)	Plan horizontal			Plan incliné		
	Direct	Diffus	Global	Direct	Diffus	Global
13/04/2011	10.82%	18.89%	4.96%	5.03%	18.42%	3.30%
02/07/2011	14.02%	20.55%	6.00%	10.56%	21.66%	6.61%
28/09/2011	12.52%	10.66%	8.09%	9.56%	17.60%	8.35 %
01/12/2011	14.55%	6.79%	11.96%	10.82%	16.47%	10.02%

Tableau (6-1) : Erreurs journalières moyennes sur le modèle de Capderou

Modèle de Perrin de Brichambaut						
Erreur relative moyenne journalière (%)	Plan horizontal			Plan incliné		
	Direct	Diffus	Global	Direct	Diffus	Global
13/04/2011	3.88%	11.91%	2.42%	5.09%	15.98%	2.16%
02/07/2011	15.89%	19.14%	8.51%	14.71%	8.92%	6.84%
28/09/2011	13.02%	16.09%	7.03%	15.07%	23.46%	8.15%
01/12/2011	18.77%	30.05%	12.49%	17.19%	35.65%	13.39%

Tableau (6-2) : Erreurs journalières moyennes sur la méthode empirique de Perrin de Brichambaut

Modèle de Bird and Hulstrom						
Erreur relative moyenne journalière (%)	Plan horizontal			Plan incliné		
	Direct	Diffus	Global	Direct	Diffus	Global
13/04/2011	7.41%	16.88%	2.81%	2.79%	11.30%	2.34%
02/07/2011	8.69%	10.21%	3.62%	8.71%	9.85%	1.87%
28/09/2011	10.17%	16.09%	7.03%	15.07%	23.46%	8.15%
01/12/2011	15.33%	24.64%	11.39%	14.60%	30.61%	11.46%

Tableau (6-3) : Erreurs journalières moyennes sur le modèle de Bird and Hulstrom

A partir des résultats présentés sur les tableaux (6-1), (6-2) et (6-3), on constate que selon la composante du rayonnement solaire considérée les valeurs de l'écart relatives sont plus ou moins élevées que réduites. On observe quelle sont réduites si elles sont liées aux composantes directe et globale et son relativement élevées si elles sont liée à la composante diffuse. Ce qui est dû principalement au faite que les valeurs des éclairagements diffus sont faibles, ce qui fait que les valeurs de l'écart relatif soient élevé (exemple : on mesure 60 W/m^2 et on calcul 80 W/m^2 conduit à une valeur d'erreur=33%. Alors pour le même écart de 20 W/m^2 , comme valeurs de l'éclairement direct ou de l'éclairement global on mesure 620 W/m^2 et on calcul 640 W/m^2 la valeur de l'écart est égale à 3.33%).

Comme résultats, il faut noter que vue les résultats obtenues et présentés précédemment, le modèle de Bird and Hulstrom présente relativement de meilleurs résultats. Alors vu sont universalité et vue qu'il tient d'une manière plus détaillée les phénomènes d'atténuation du rayonnement solaire, nous recommandons son estimation des différentes composantes du rayonnement solaire. Mais, le modèle de Perrin de Brichambau et celui de Capderou peuvent aussi êtres appliqué tout en veillant à bien choisir les différents paramètres dont ils dépendent.

3. Validation du modèle de capteur solaire plan

Afin de valider les résultats obtenus par la modélisation du capteur plan solaire, une campagne de mesures a été effectuée pendant la journée du 15 Octobre 2015. L'objectif de cette partie est d'une part d'évaluer les performances de notre capteur notamment les températures des différents éléments de ce dernier et son rendement instantané puis de comparer ces résultats avec les résultats théoriques afin de valider notre modèle du capteur et d'autre part étudier l'influence des différents paramètres opérationnels sur son rendement instantané.

Ainsi les résultats expérimentaux obtenus sont présentés dans ce qui suit.

3.1. Résultats expérimentaux

3.1.1. Evolution des températures des différents composants du capteur

Sur la figure (6-9) est présentée l'évolution de la température des constituants du capteur ainsi que celle du fluide caloporteur à la sortie du collecteur.

A partir de ces courbes on voit que l'évolution des températures des différents éléments présentés sont étroitement liées à celle de l'éclairement que reçoit le capteur et présentent une évolution gaussienne.

Ainsi, on constate que c'est la plaque absorbante qui a la température la plus élevée, conséquence à l'importante quantité d'énergie qu'elle absorbe. Un écart relativement grand (environ 10°C) sépare la température du fluide de travail à la sortie du capteur avec celle de la plaque absorbante, ce qui est dû au mauvais contact (soudure) des tubes véhiculant le fluide caloporteur contre la plaque absorbante (présence d'une résistance de contact).

Dans un ordre décroissant vient la température de l'isolant du fait de son contact direct avec la plaque absorbante et de son faible épaisseur et présence de beaucoup de parties non remplies, chose que nous avons remarqué lors de l'expérimentation. Ce qui nous conduit à affirmer que le capteur présente beaucoup de pertes thermiques sur sa face arrière. Ensuite vient la température de la couverture transparente qui est relativement basse à cause du contact direct avec le milieu environnant et qui donne lieu à des déperditions thermiques par convection avec le milieu ambiant notamment en présence du vent.

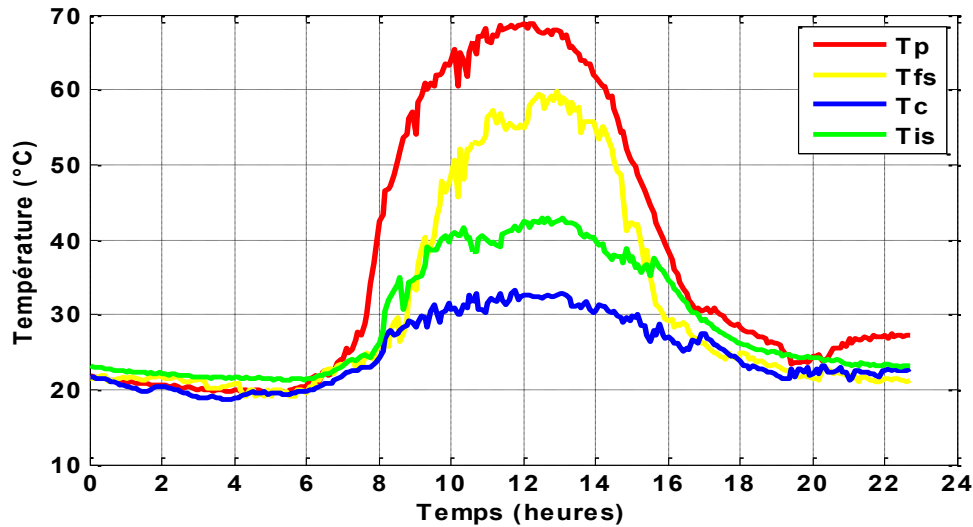


Figure (6-9) : Evolution des températures expérimentales des différents composants du capteur

3.1.2. Evolution des différentes températures du fluide caloporteur

La figure (6-10) présentée ci-dessous montre la variation temporelle des températures de fluide caloporteur dans les différentes parties de notre chauffe-eau-solaire.

A partir de ces résultats, on constate que la température du fluide caloporteur en sortie du capteur atteint les 60°C aux environs de midi solaire. Elle peut facilement dépasser les 70°C si on avait un bon contact entre les tubes véhiculant le fluide de travail (l'eau) et la plaque absorbante.

La cuve de stockage de notre chauffe-eau-solaire nous assure une eau avec une température comprise entre 40 et 45°C destinée à l'utilisation sanitaire. Il est à noter que la valeur initiale de 40 °C est liée au fait que l'expérimentation a eu lieu durant une journée où le système était déjà en fonctionnement et que cette température a été prise dans l'orifice du circuit d'utilisation situé à la sortie du réservoir vu l'impossibilité d'introduire une sonde à l'intérieur de ce dernier.

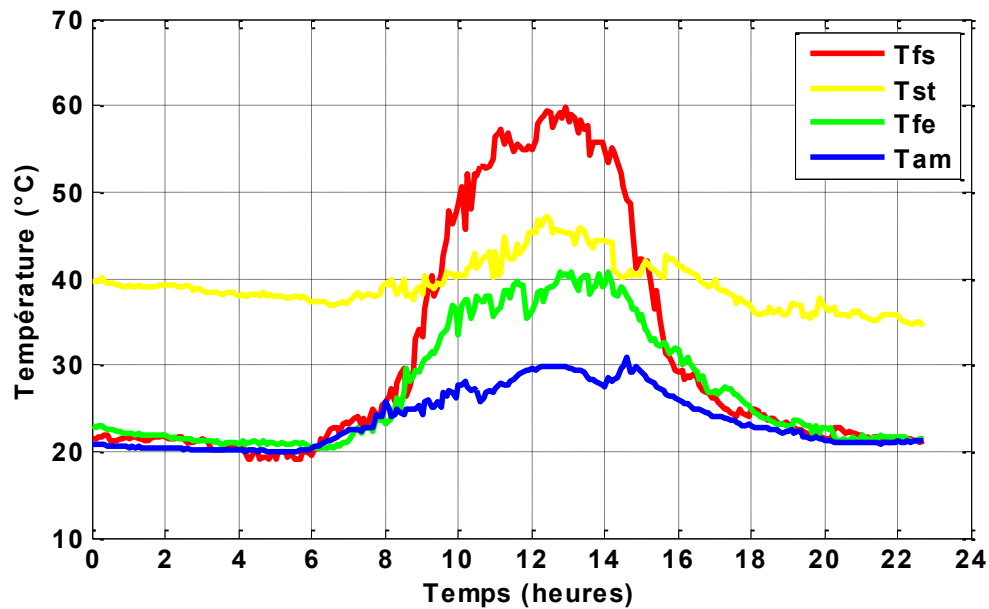


Figure (6-10) : Evolution des différentes températures du fluide caloporteur

3.2. Résultats théoriques

Comme on l'a constaté sur les figures (6-9) et (6-10), les températures théoriques des différents éléments du capteur ainsi que le fluide caloporteur ont la même évolution gaussienne avec un maximum aux environs de midi, figure (6-11). On constate également que c'est la température de la plaque absorbante qui est la plus élevée et dans un ordre décroissant vient la température de fluide caloporteur à la sortie du capteur, la température de stockage, la température de la couverture.

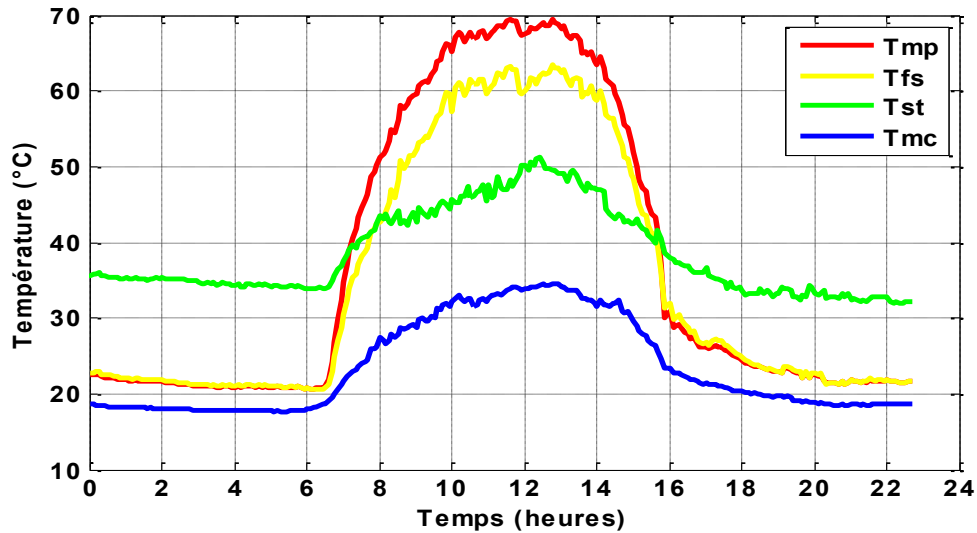


Figure (6-11) : Evolution des températures théoriques des différents composants du capteur

3.3. Comparaison entre les résultats expérimentaux et théoriques

Les figures (6-12), (6-13), (6-14), (6-15) illustrent la confrontation entre les résultats expérimentaux et les résultats issus de notre modèle numérique. Elles correspondent à la comparaison entre les températures mesurées et calculées relatives respectivement à la plaque absorbante, au fluide caloporteur en sortie du capteur, au fluide caloporteur dans la cuve de stockage et à la couverture transparente.

Ainsi, à partir de ses résultats on constate que notre modèle conduit à une bonne estimation des températures de la plaque absorbante, du fluide caloporteur dans la cuve de stockage et de la couverture transparente avec des erreurs de 7,06%, 7,88% et 5,02% respectivement. En revanche, l'écart présenté sur l'estimation de la température du fluide caloporteur à la sortie du capteur soit en moyenne de 16,83% par rapport aux valeurs mesurées. Ceci ne peut être expliqué par une sous-estimation de notre modèle compte tenu du mauvais contact entre les tubes véhiculant le fluide caloporteur et la plaque absorbante.

A partir des résultats présentés sur la figure (6-14) on constate aussi que l'écart entre les valeurs calculées et celles mesurées est important. Comme souligné précédemment, ceci s'explique par le fait que les valeurs calculées correspondent à la température du fluide

stocké tout en supposant que ce dernier soit bien mélangé dans la cuve de stockage. Alors vue la non possibilité d'accéder à l'intérieur de la cuve de stockage, la prise des valeurs de la température de stockage a été faite au niveau de l'orifice de sortie d'eau d'utilisation.

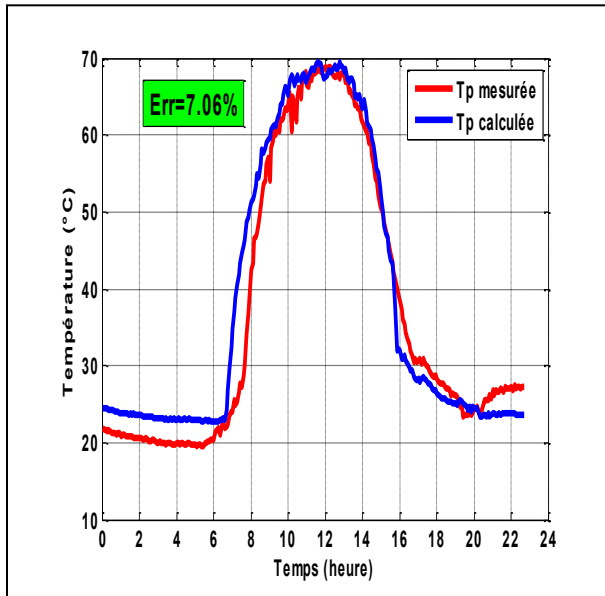


Figure (6-12) : Température de la plaque

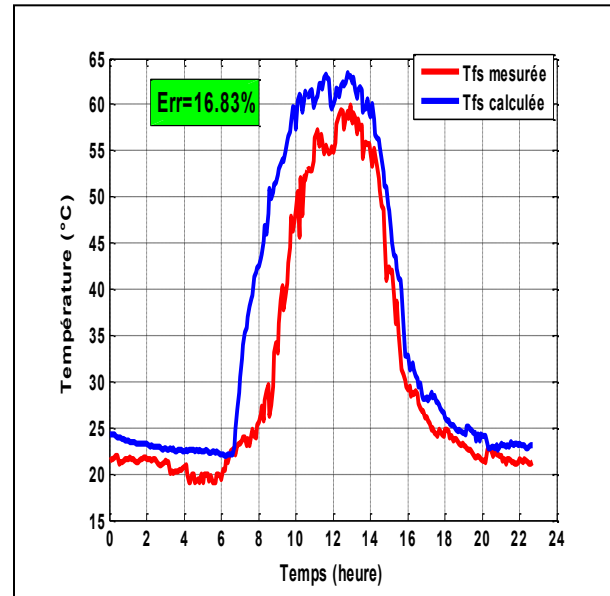


Figure (6-13) : Température de fluide en sortie

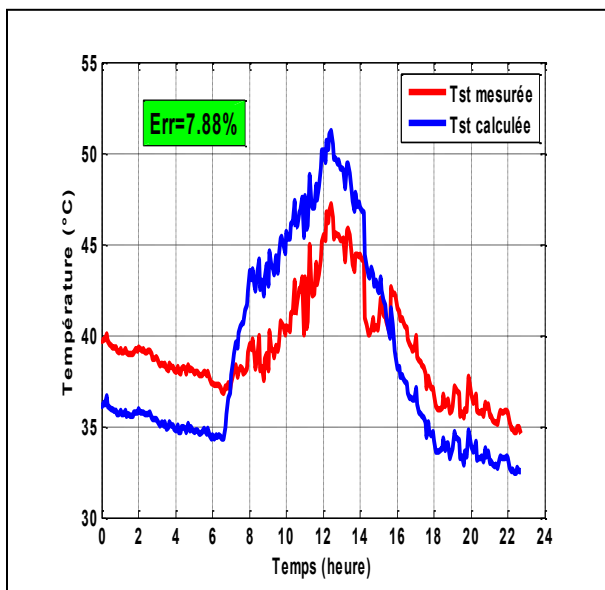


Figure (6-14) : Température de stockage

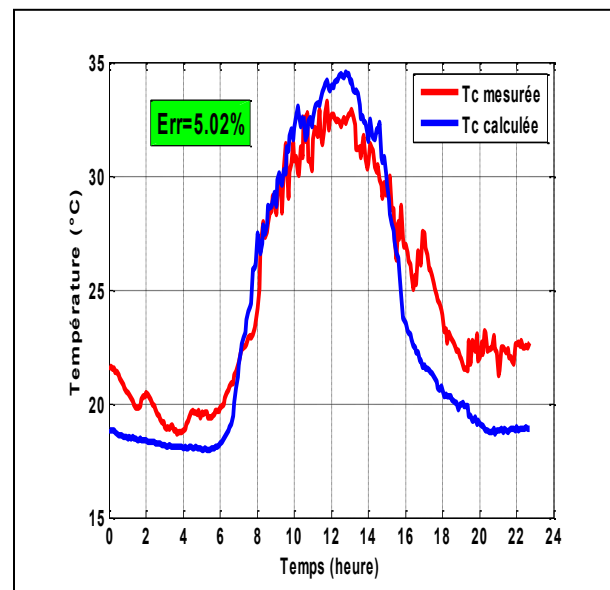


Figure (6-15) : Température de la vitre

4. Influence des paramètres opérationnels sur le rendement du capteur

Après avoir validé notre modèle du capteur, dans ce qui suit, on va l'exploiter afin d'étudier l'influence de quelques paramètres opérationnels sur les performances d'un capteur solaire, ce qui constitue un outil commode pour l'étude de conception des capteurs solaire.

La figure (6-16) ci-dessous montre la variation temporelle du rendement instantané de notre capteur obtenue durant la journée de notre campagne de mesure le [15/10/2015](#).

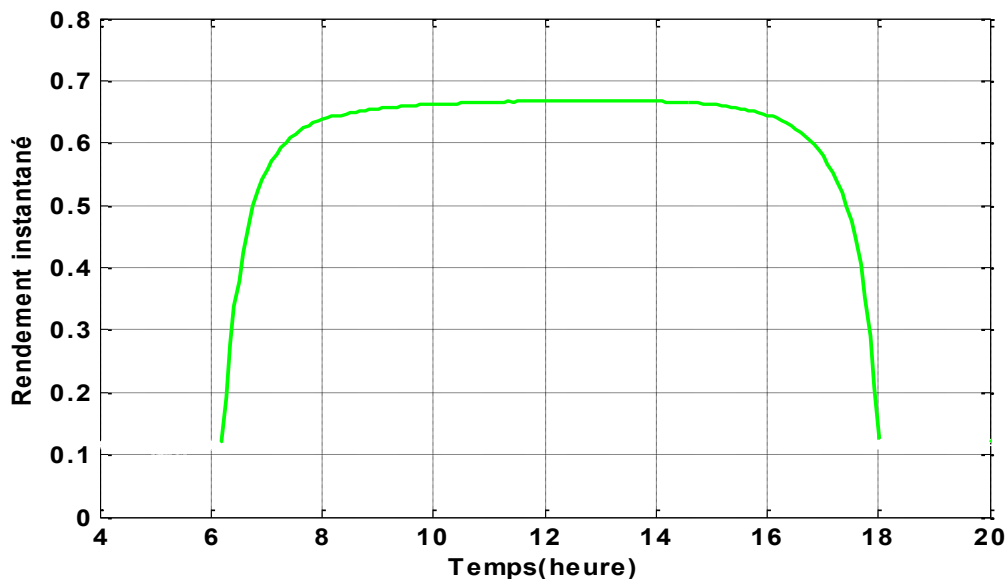


Figure (6-16) : Variation temporelle du rendement instantané du capteur

4.1. Influence des paramètres externes

4.1.1. Influence du rayonnement solaire global

La figure (6-17) donne un aperçu des ordres de grandeurs des différentes puissances mises en jeu au sein d'un capteur solaire à savoir la puissance incidente, la puissance utile et la puissance perdue.

La puissance perdue est due aux déperditions du capteur à travers ses trois faces. On constate que notre capteur a un coefficient de déperdition relativement faible.

La puissance utile interceptée par le fluide caloporteur dépend fortement de l'éclairement solaire global incident sur la surface du collecteur.

De plus, le rendement instantané d'un capteur varie également avec la puissance utile, il en résulte que le rendement instantané est aussi fonction du rayonnement solaire. Comme le montre la figure (6-18), une augmentation du rayonnement solaire conduit à un rendement plus élevé.

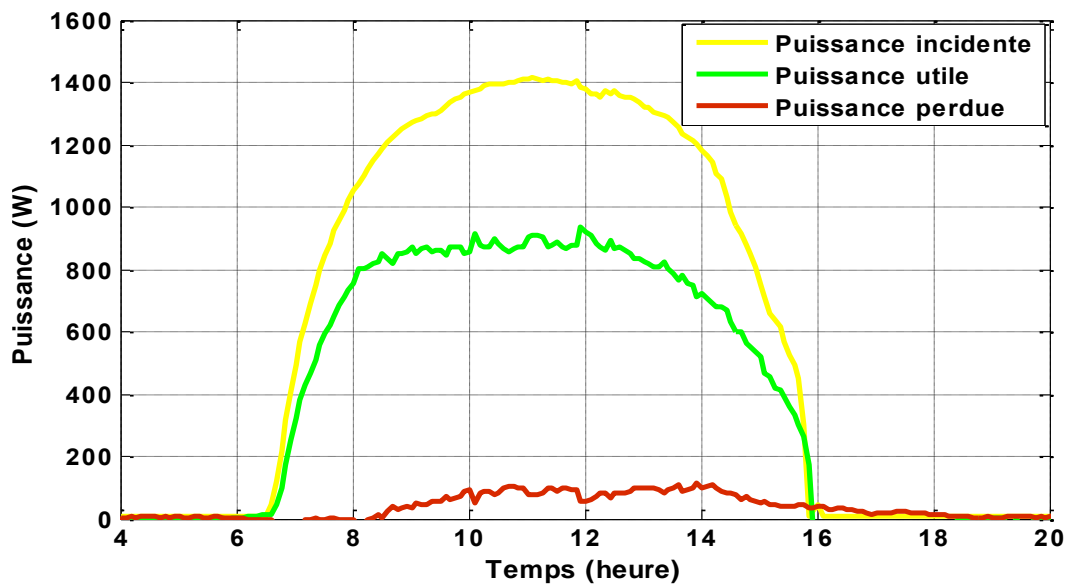


Figure (6-17) : Variation temporelle des différentes puissances mises en jeu

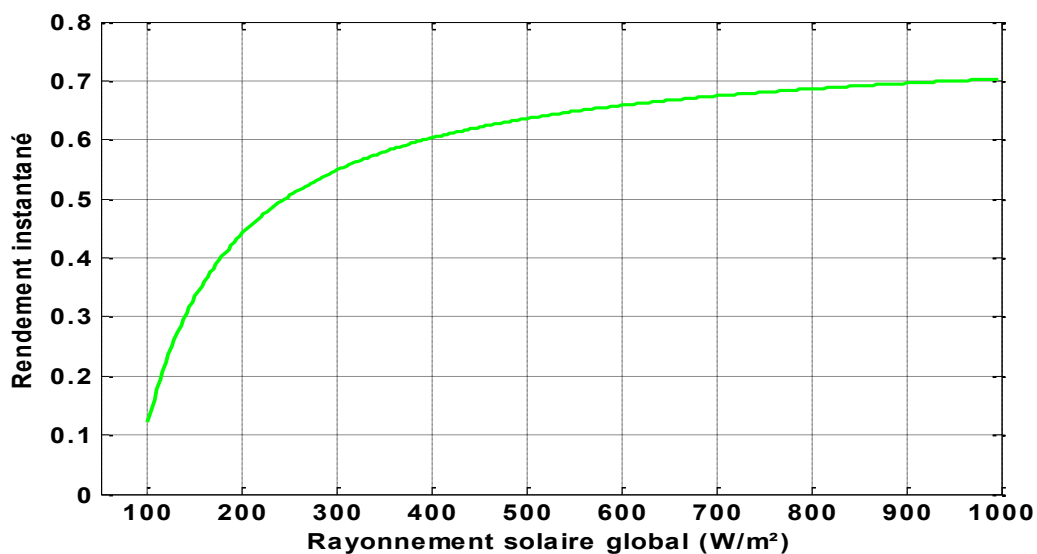


Figure (6-18) : Variation du rendement instantané avec le rayonnement solaire

4.1.2. Influence de la température ambiante

Sur la figure (6-19), on constate une variation linéaire croissante du rendement instantané avec la température ambiante. En effet, une température ambiante élevée conduit à un écart réduit entre la température du fluide caloporteur et celle de l'ambiance, Par conséquent cela se traduit par une diminution des déperditions thermique et ce qui conduit à un rendement plus élevé.

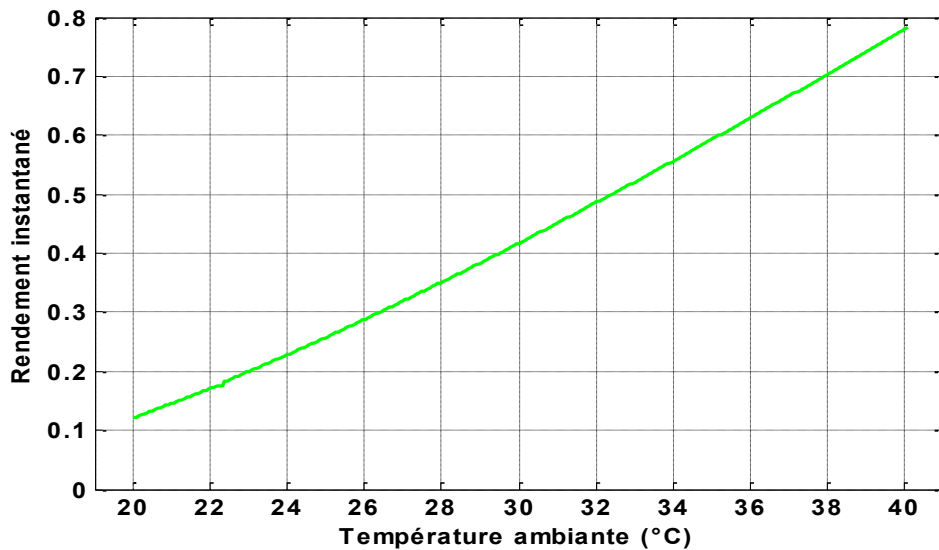


Figure (6-19) : Variation du rendement instantané avec la température ambiante

4.1.3. Influence du rapport " $(T_{fe}-T_{am}) / G_t$ "

La figure (6-20) montre l'influence du rapport " $(T_{fe}-T_{am}) / G_t$ " sur le rendement instantané du capteur solaire plan. On constate que la variation de ce dernier est inversement proportionnelle à ce rapport, plus il est grand plus le rendement est faible. Ceci est expliqué par la différence de températures entre le fluide caloporteur à l'entrée du capteur et l'air extérieur. Plus l'écart est grand plus les déperditions soient grandes ce qui conduit évidemment à un rendement faible, c'est pourquoi faut veiller à ce que la température du capteurs soit faible en augmentant dans certaine condition le débit du fluide caloporteur.

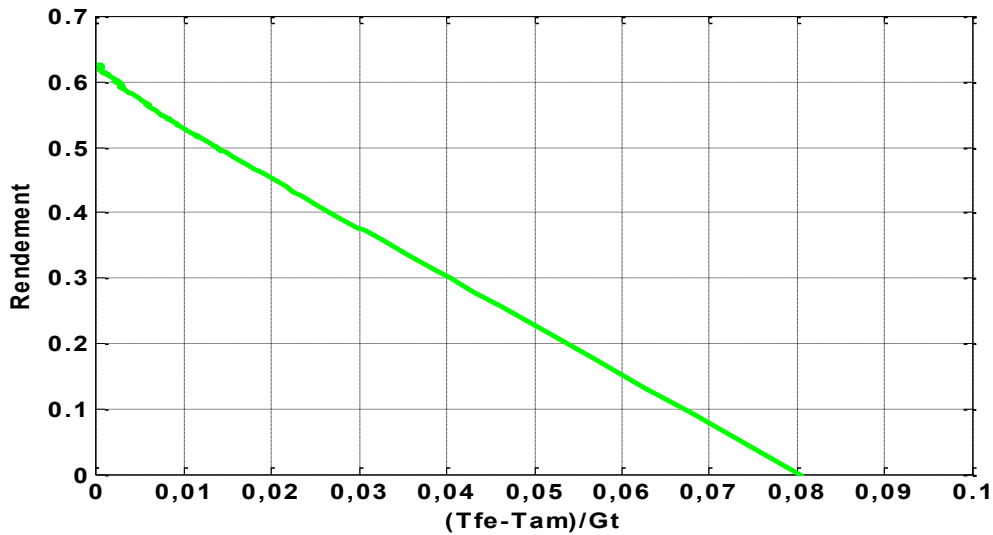


Figure (6-20) : Variation du rendement instantané en fonction du rapport " $(T_{fe}-T_{am}) / G_t$ "

4.1.4. Influence de la vitesse du vent

L'influence de la vitesse du vent sur le rendement instantané du capteur est illustrée sur la figure (6-21). On constate que les faibles vitesses sont plus favorables.

En effet, pour une même valeur de l'éclairement solaire reçue par le capteur solaire, l'accroissement de la vitesse du vent provoque une baisse des températures des éléments du capteur notamment de sa couverture (vitre) en conséquence une augmentation des déperditions thermique vers l'avant du capteur ce qui conduit à un rendement moindre.

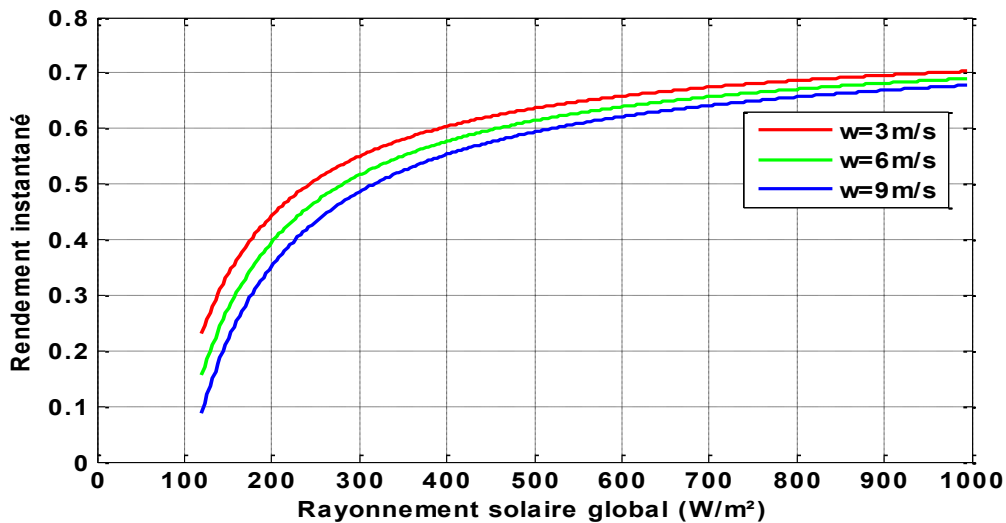


Figure (6-21) : Influence de la vitesse du vent sur le rendement instantané

4.2. Influence des paramètres internes (paramètres de construction)

4.2.1. L'absorbeur

➤ Influence des propriétés thermo-physiques et optiques de la plaque absorbante

La figure (6-22) représente l'influence d'une des propriétés thermo-physiques et optiques de la plaque absorbante sur le rendement instantané du capteur. Du fait de leurs conductivités thermiques, il est évident de constater qu'une plaque absorbante en cuivre poli conduit à de meilleures performances que celle en aluminium poli ou en acier poli.

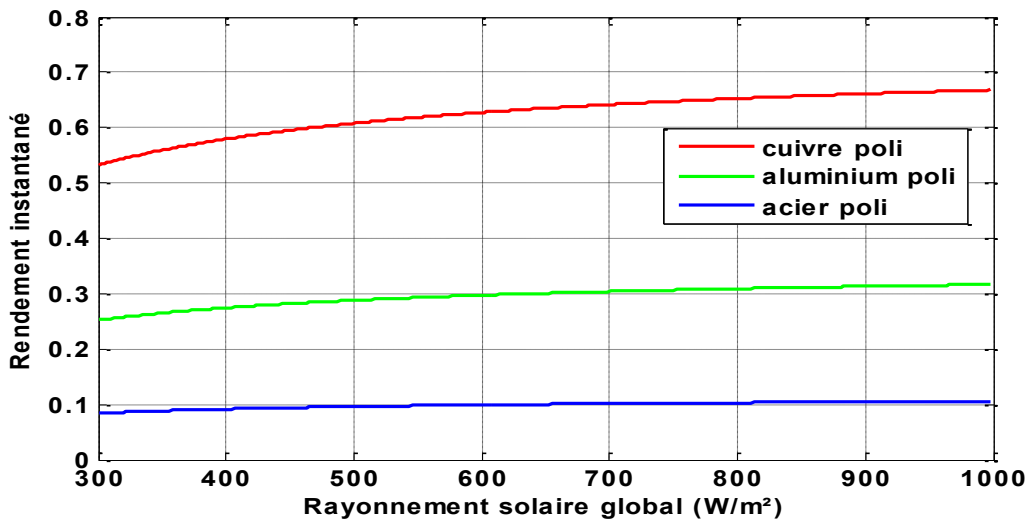


Figure (6-22) : Influence des propriétés thermo-physiques et optiques de la plaque absorbante sur le rendement instantané

➤ Influence des dimensions des tubes

L'influence des dimensions des tubes de l'absorbeur sur le rendement instantané du capteur est représentée sur la figure (6-23). On constate un accroissement de ce dernier en augmentant le diamètre des tubes, ce qui peut être explicable par le fait qu'en augmentant le diamètre des tubes du radiateur, la vitesse de l'écoulement du fluide caloporteur diminue et le brassage de ce dernier contre la paroi interne des tubes soit plus meilleurs et par conséquent, l'énergie utile soit plus élevée.

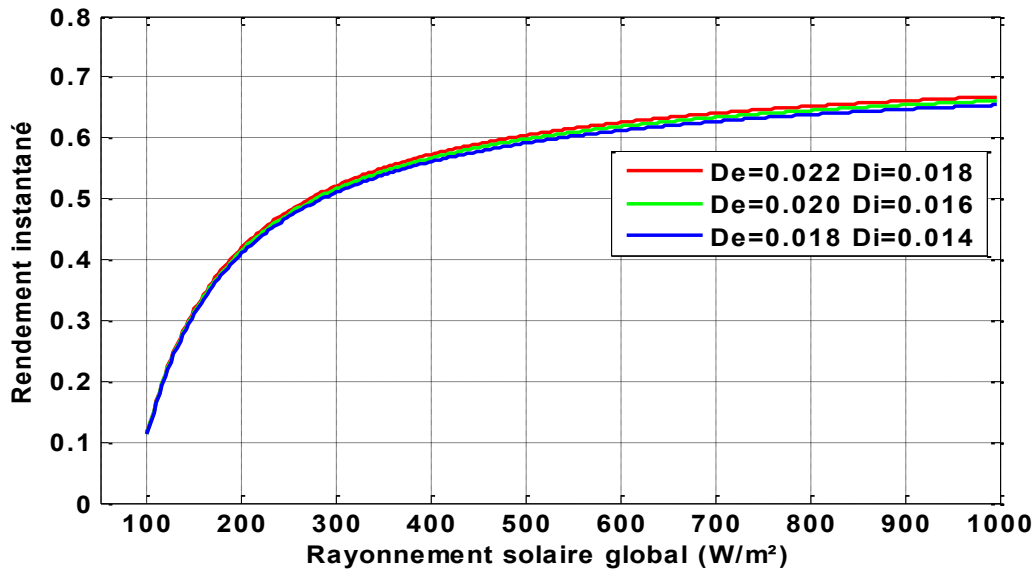


Figure (6-23) : Influence des dimensions des tubes sur le rendement instantané

➤ **Influence de la couche sélective**

L'influence de la couche sélective de la plaque absorbante sur le rendement instantané du capteur est illustrée sur la figure (6-24). On constate que le rendement d'une plaque absorbante sans surface sélective est nettement inférieur à celui d'une plaque absorbante dotée d'une couche sélective (cuivre et chrome noir). Ceci est dû à leur facteur d'absorption ; 0,25 pour le cuivre poli (plaque sans surface sélective) [1] et 0,95 pour le cuivre et chrome noir (plaque avec surface sélective) [1].

En effet, un facteur d'absorption plus élevé entraîne l'augmentation du rayonnement solaire absorbé par la plaque absorbante d'où un accroissement du rendement instantané du capteur.

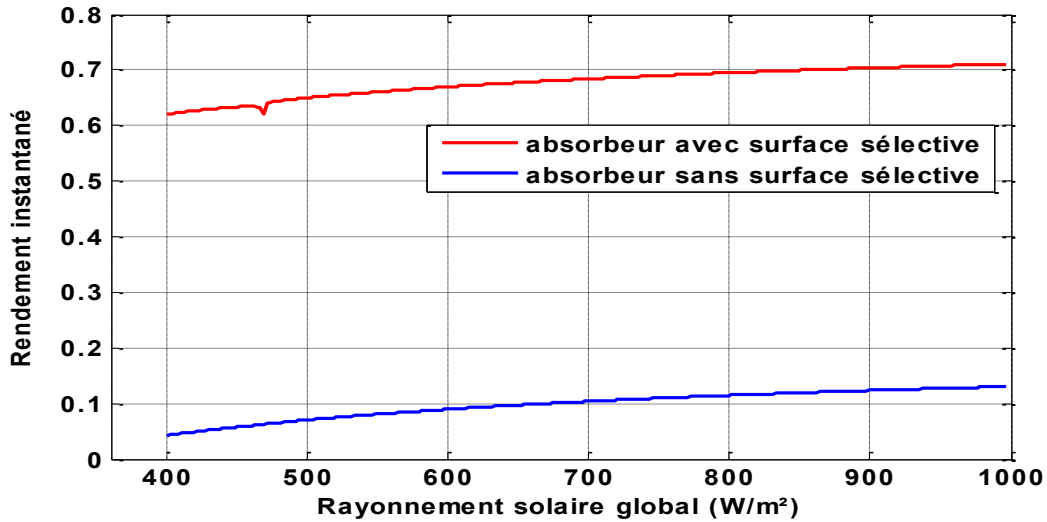


Figure (6-24) : Influence de la couche sélective sur le rendement instantané du capteur

4.2.2. La couverture

➤ Influence des propriétés optiques de la vitre

Il est évident que les propriétés optiques de la couverture transparente (vitre) ont une influence sur le rendement instantané du capteur. La figure (6-25) montre que l'emploi du poly-méthacrylate qui est caractérisé par un facteur de transmission plus élevé que celui du verre et celui du polycarbonate et qui par conséquent transmet une quantité plus importante du rayonnement incident (92%) et conduit à un rendement meilleur au capteur.

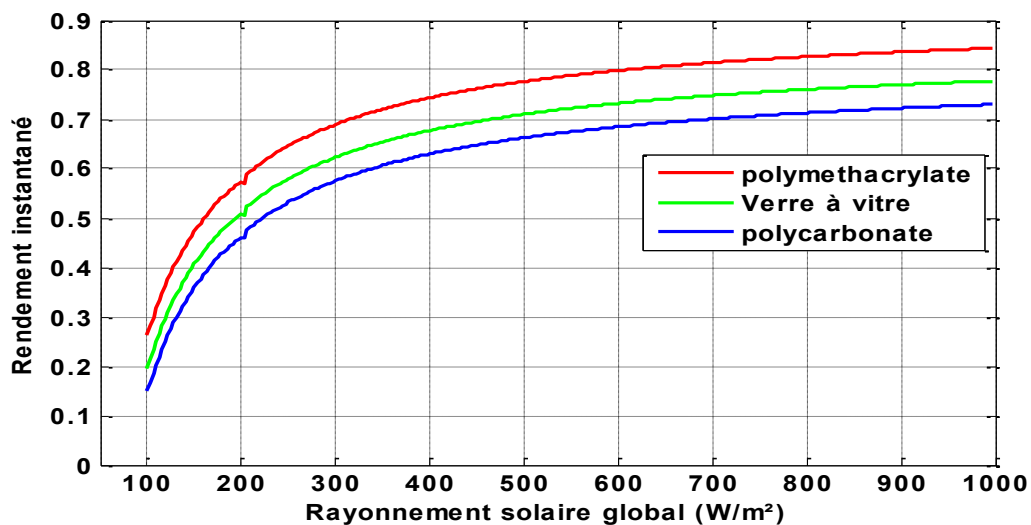


Figure (6-25) : Influence des propriétés optiques de la vitre sur le rendement instantané

➤ Influence de l'épaisseur du vitrage

La figure (6-26) montre que le rendement instantané du capteur peut être amélioré avec une faible épaisseur de la vitre. En effet, plus l'épaisseur du vitrage est petite, plus sa capacité calorifique est négligeable et plus son inertie thermique est faible en conséquence un coefficient de transmission plus élevé d'où une augmentation de la température du capteur qui se traduit par un rendement meilleur.

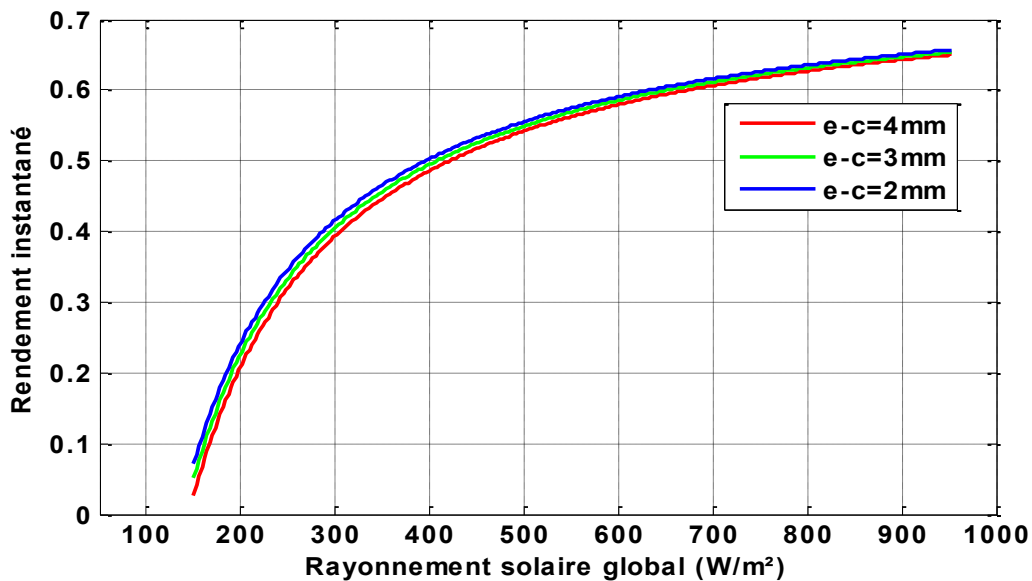


Figure (6-26) : Influence de l'épaisseur de la vitre sur le rendement instantané

➤ Influence du nombre de vitrage

D'après la figure (6-27), on constate que la variation du rendement instantané est liée aux nombre de vitrages utilisés. En effet, les dispositifs solaires sans vitrage ont un rendement moins, ils sont généralement utilisés pour le chauffage des piscines.

Plus on augmente le nombre de vitre plus on a un rendement meilleur. Cela s'explique par l'effet de serre créé par le vitrage (moins de pertes thermiques vers l'avant du capteur).

Ainsi, les

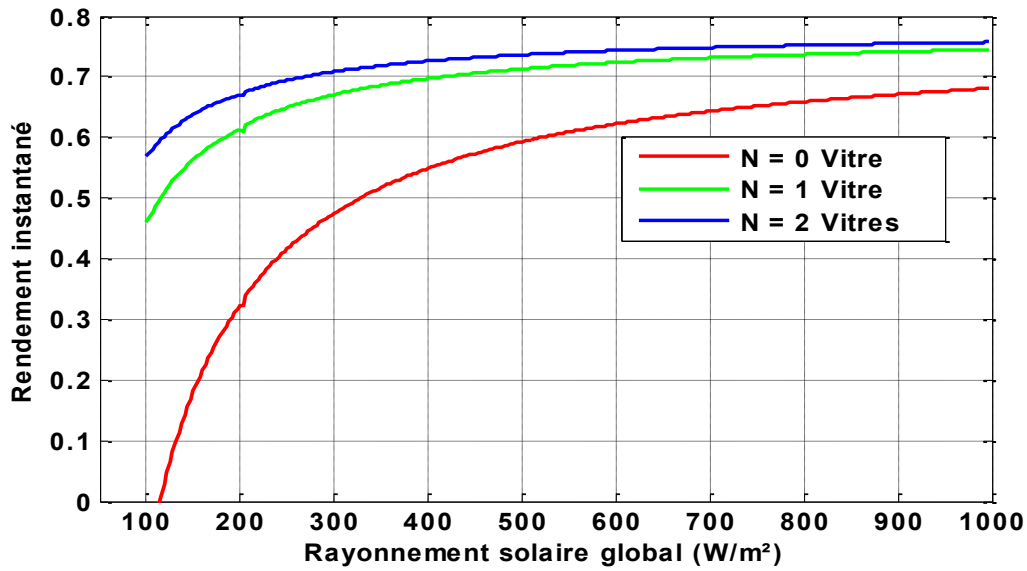


Figure (6-27) : Influence du nombre de vitres sur le rendement instantané

Ce qui peut être mis en évidence en considérant les mêmes données dont les mêmes conditions de fonctionnement sont maintenues, les différentes caractéristiques du chauffe eau solaire ont été calculées pour les deux cas de configurations ayant respectivement comme couverture transparente, un simple et un double vitrage et les résultats correspondant sont donnés comme suit :

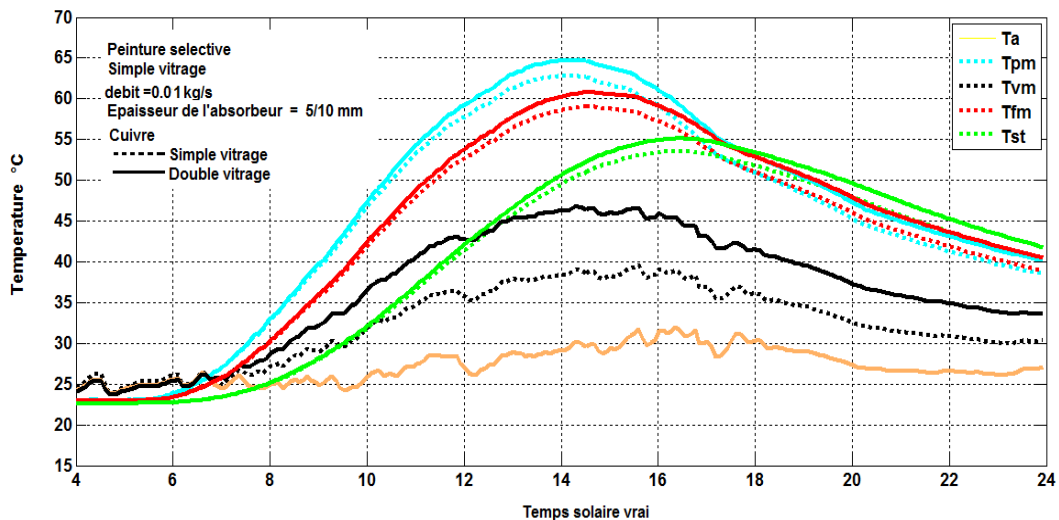


Figure (6-28) : Effet du nombre de couverture sur les températures des différents éléments du système

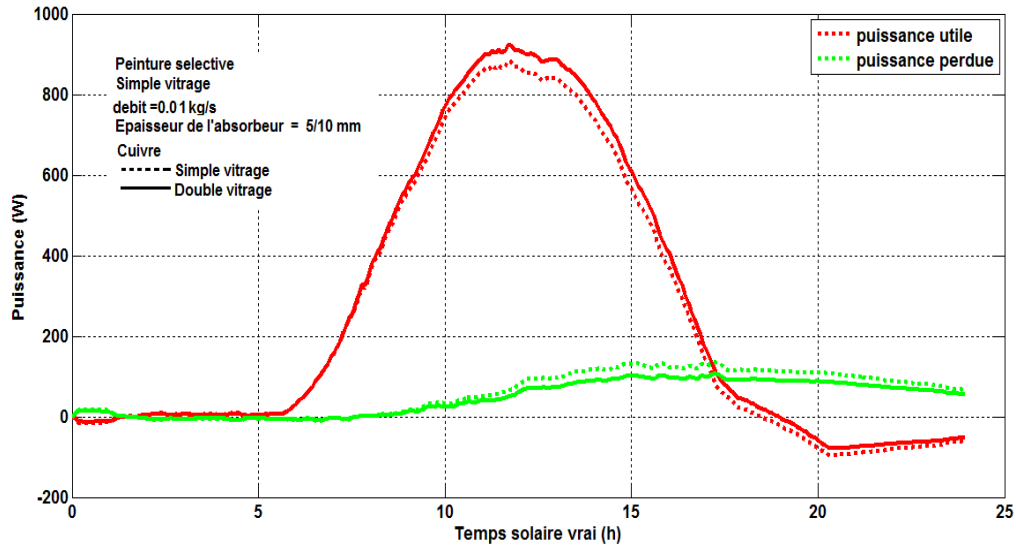


Figure (6-29) : Effet du nombre de couverture sur les différentes puissances mises en jeu

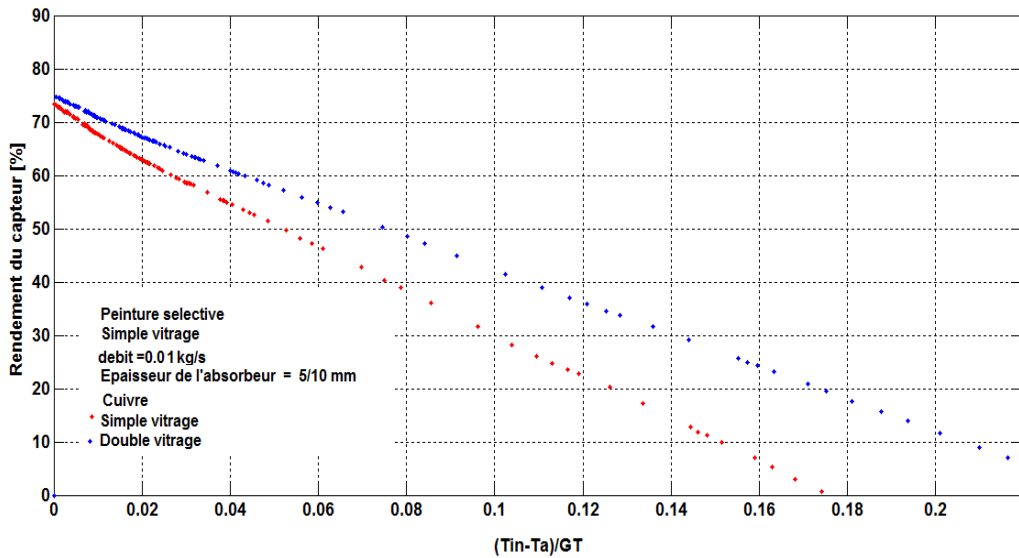


Figure (6-30) : Effet du nombre de couverture sur le rendement instantané du système

A partir des résultats obtenus, nous pouvons dire qu'un capteur plan munit d'une couverture à double vitrage conduit le système à acquérir de meilleures performances thermiques que celui munit d'un simple vitrage. Ce qui s'explique simplement par le fait qu'une double couverture conduit le capteur à piéger d'avantage le rayonnement infrarouge au même temps limiter les déperditions thermiques vers l'avant du capteur qu'elle soit convective ou radiative.

4.2.3. Le fluide caloporteur

➤ Influence de la conductivité thermique du fluide caloporteur

D'après la figure (6-31), le rendement instantané du capteur est une fonction croissante avec la conductivité thermique du fluide caloporteur, plus la conductivité thermique d'un fluide est élevée plus le rendement est meilleur.

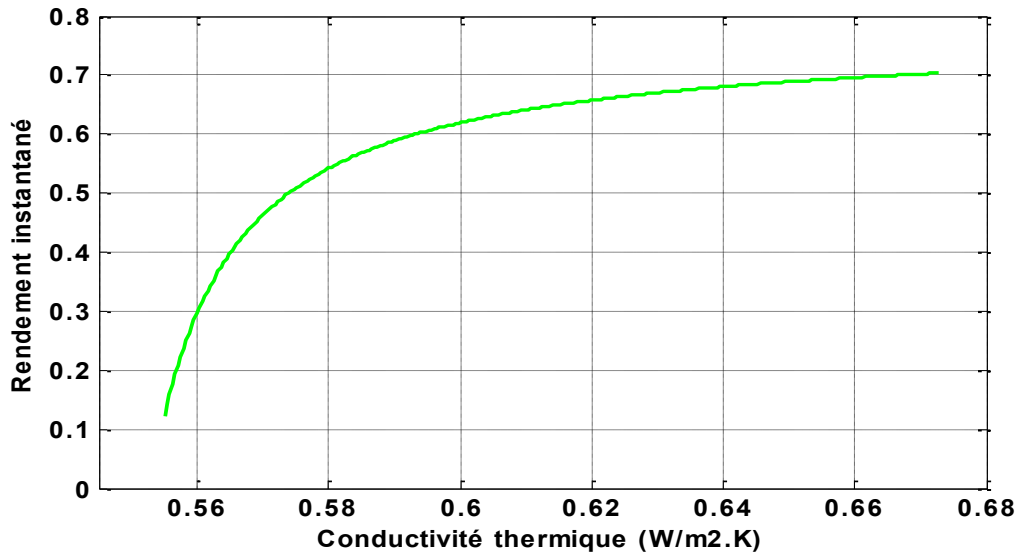


Figure (6-31) : Variation du rendement instantané en fonction de la conductivité thermique du fluide caloporteur

➤ Influence du débit massique du fluide caloporteur

La variation du rendement instantané du capteur en fonction du débit massique du fluide caloporteur est illustrée sur la figure (6-32). On constate nettement une variation proportionnelle entre ces deux grandeurs.

En effet, l'augmentation du débit massique se caractérise par l'accroissement de la vitesse du fluide et donc un écoulement de plus en plus turbulent ce qui favorise le transfert de chaleur par convection entre la plaque absorbante et le fluide de travail.

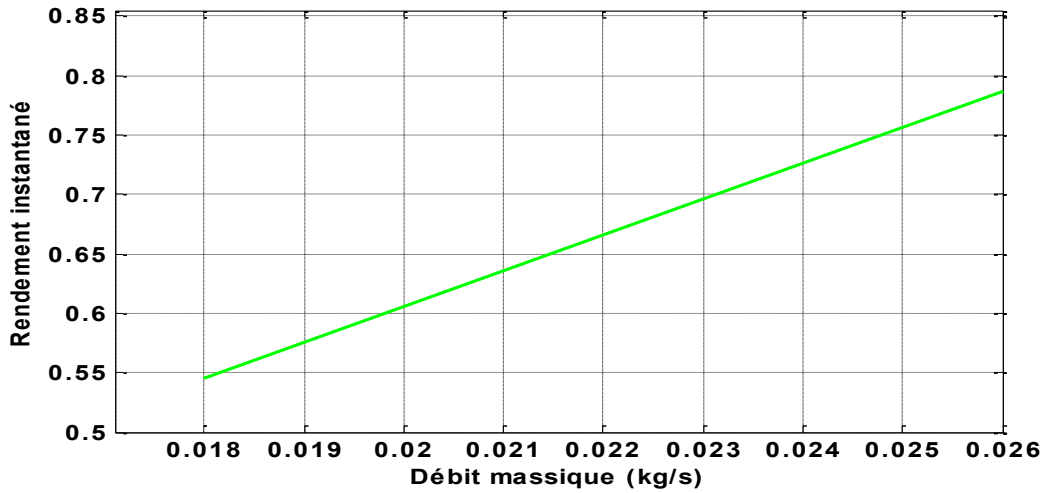


Figure (6-32) : Variation du rendement instantané en fonction du débit massique du fluide caloporteur

En d'autres termes Le fluide caloporteur, est utilisé bien sûr pour évacuer l'énergie convertie par l'absorbeur et qui la transférer selon la configuration vers l'utilisation ou vers le système de stockage. La quantité d'énergie transférée dépend ainsi principalement des caractéristiques thermo - physiques du fluide et en particulier de son débit dans les conduites de l'absorbeur. Afin de montrer cet effet, nous avons calculé les performances du capteur plan en considérant deux différentes valeurs du débit du fluide caloporteur $m=0.02 \text{ kg/m}^2\text{s}$ et $m=0.01\text{kg/m}^2\text{s}$. Ainsi les résultats obtenus par le programme de simulation sont présentés sur les figures (6-33), (6-34) et (6-35).

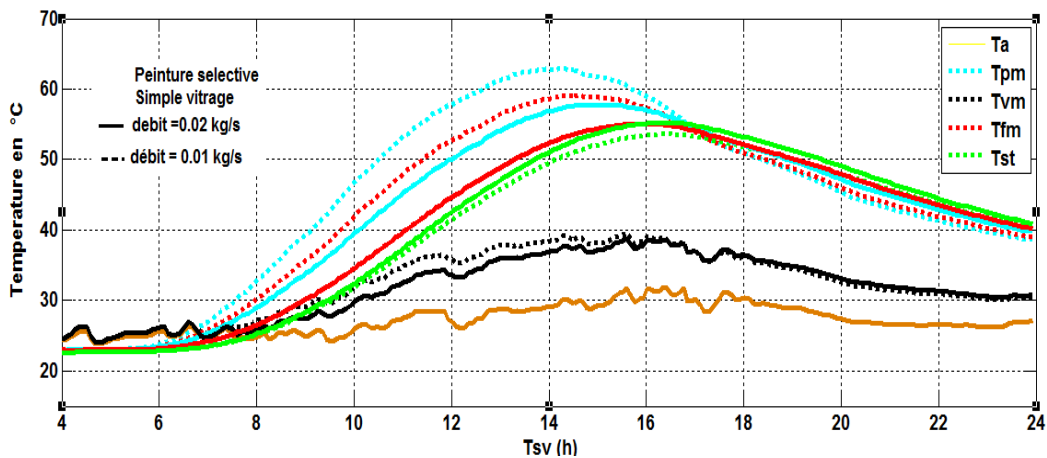


Figure (6-33) : Effet du débit du fluide caloporteur sur l'évolution des températures des différents éléments du capteur

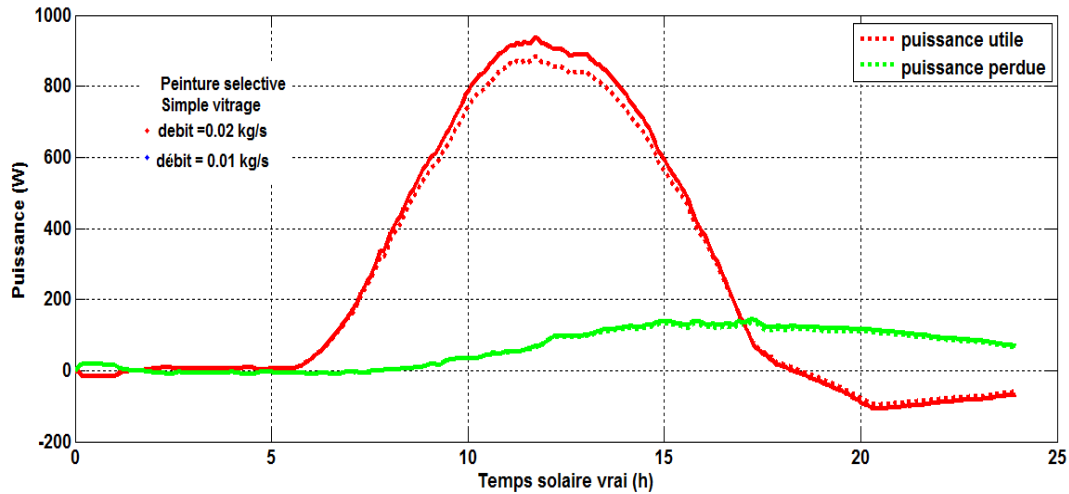


Figure (6-34) : Effet du débit du fluide caloporteur sur l'évolution des différentes puissances mises en jeu dans le capteur

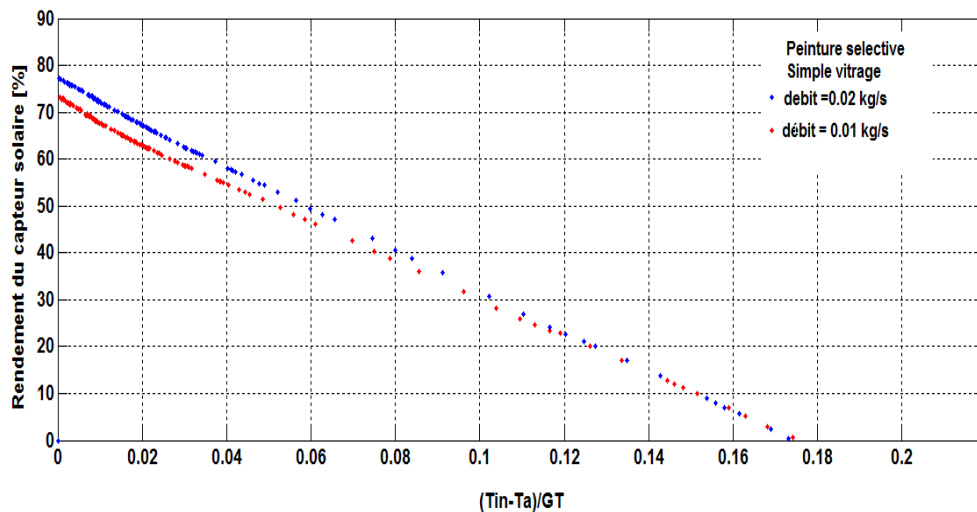


Figure (6-35) : Effet du débit du fluide caloporteur sur le rendement du capteur

➤ Influence de la température d'entrée du fluide caloporteur

La figure (6-36) montre l'influence de la température du fluide caloporteur à l'entrée du capteur sur le rendement instantané de ce dernier, on constate que cette variation est inversement proportionnelle. En fait, pour une température de sortie souhaitée, et contrairement à ce que l'on peut penser, il est inutile de chercher à travailler avec des températures d'entrée plus élevée.

En effet, l'énergie utile interceptée par le fluide caloporteur est fonction direct de l'écart de températures entre la sortie et l'entrée du fluide, et donc un faible écart conduit à un abaissement de l'énergie utile et par conséquent le rendement instantané du capteur.

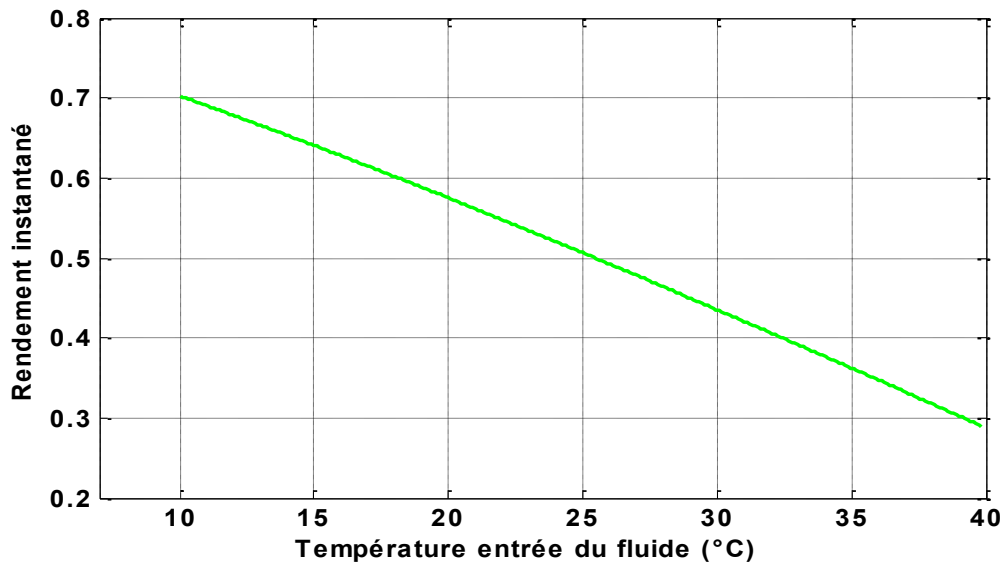


Figure (6-36) : Variation du rendement instantané avec la température d'entrée du fluide

➤ **Influence de l'écart entre la température d'entrée du fluide et celle de l'ambiance**

Il est évident de constater sur l'équation du rendement (éq. 4-53) que l'augmentation de l'écart de températures entre celle du fluide à l'entrée et celle de l'ambiance abaisse le rendement instantané du capteur, ce qui montré sur la figure (6-37). De ce fait, plus la température du fluide à l'entrée est proche de la température ambiante plus les déperditions thermiques du capteur sont moindre ce qui se traduit par un rendement meilleur. De ce fait, lorsque les deux températures, ambiante et d'entrée du fluide caloporteur sont égales, le rendement résultant correspond au rendement optique du capteur.

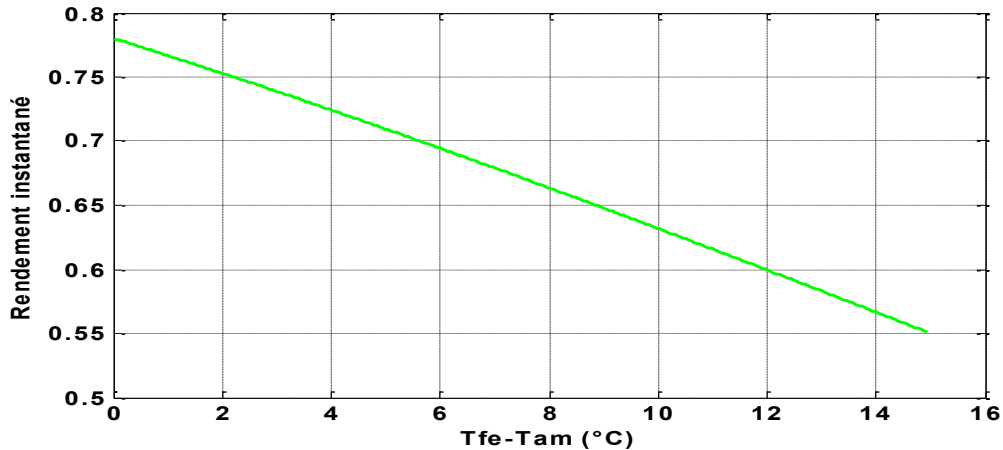


Figure (6-37) : Variation du rendement instantané avec l'écart de température entre l'entrée du fluide et l'ambiance

4.2.4. L'isolant

➤ Influence des propriétés thermo-physiques de l'isolant

La figure (6-38) montre l'effet des différents matériaux qui peuvent être utilisés comme isolant sur le rendement instantané du capteur. Du fait de ses propriétés thermo-physiques à savoir une faible conductivité thermique et une importante chaleur spécifique, la mousse de polyuréthane comme isolant donne un meilleur rendement par rapport à un isolant en laine de verre ou en polystyrène expansé.

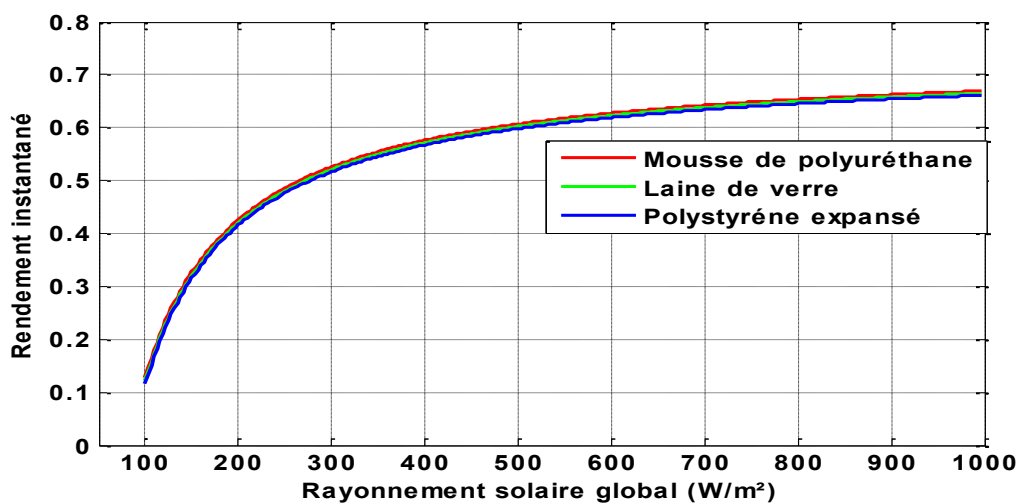


Figure (6-38) : Influence de la conductivité thermique de l'isolant sur le rendement instantané

➤ Influence de l'épaisseur de l'isolant

La figure (6-39) montre l'influence de l'épaisseur de l'isolant sur le rendement instantané du capteur. On constate que plus l'épaisseur est grande plus le rendement est élevé.

En effet, plus on augmente l'épaisseur de l'isolant plus les pertes à l'arrière du capteur sont faibles et donc un rendement meilleur. Toutefois une optimisation de cette épaisseur est nécessaire pour avoir un meilleur compromis rendement-coût.

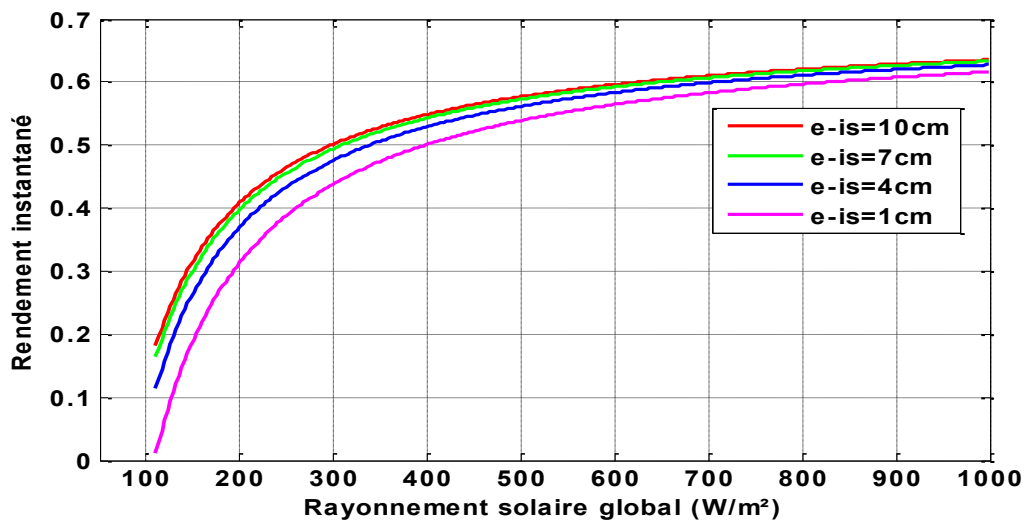


Figure (6-39) : Influence de l'épaisseur de l'isolant sur le rendement instantané

De la même manière, nous pouvons aussi mettre en évidence cet effet tout en maintenant les mêmes conditions météorologiques de fonctionnement du système et en faisant varier l'épaisseur du même isolant utilisé sur la cuve de stockage et sur le capteur plan. Ainsi, on suppose utiliser du polyuréthane comme matériau isolant et pour deux épaisseurs différentes (3 cm et 7 cm), moyennant le programme Matlab que nous avons développé nous avons abouti aux résultats suivants :

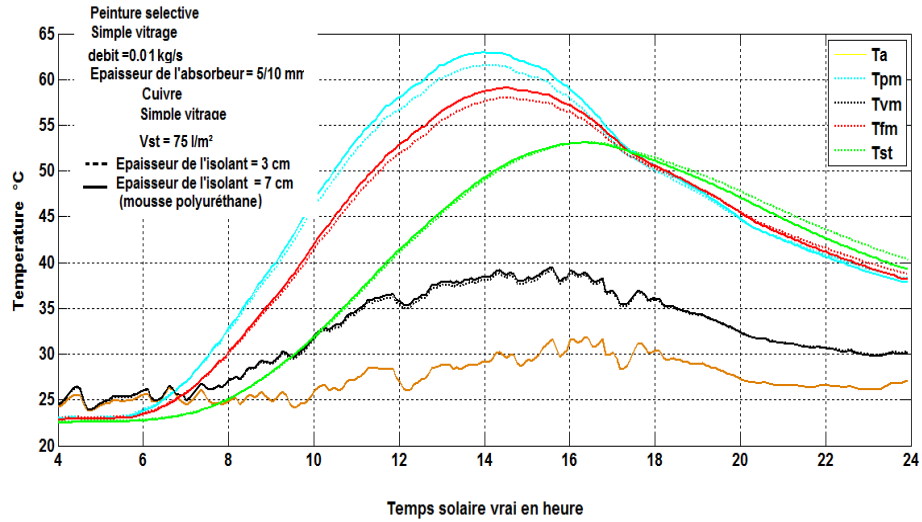


Figure (6-40) : Effet de l'épaisseur de l'isolant sur l'évolution des températures des différents éléments du capteur

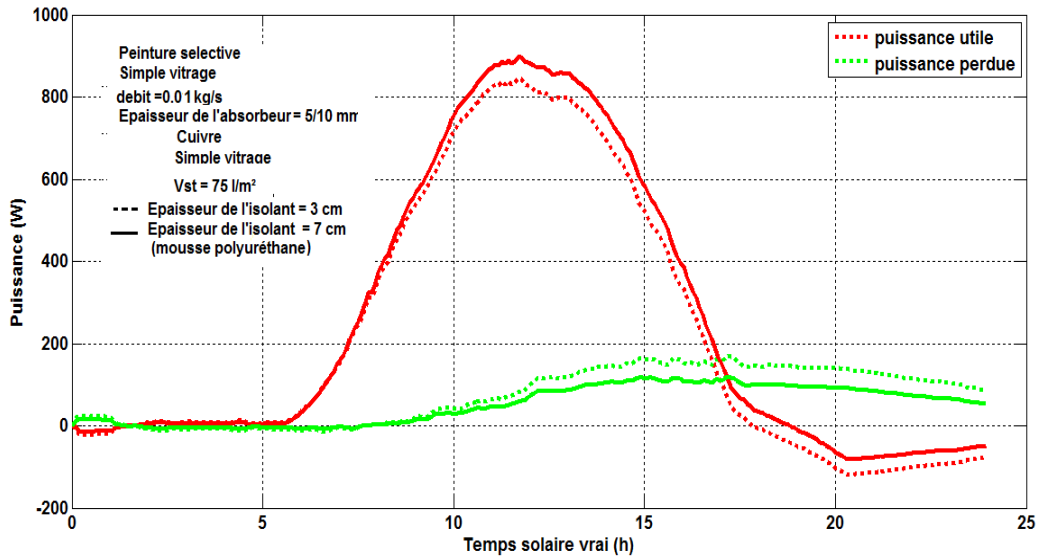


Figure (6-41) : Effet l'épaisseur de l'isolant sur l'évolution des différentes puissances mise en jeu dans le système

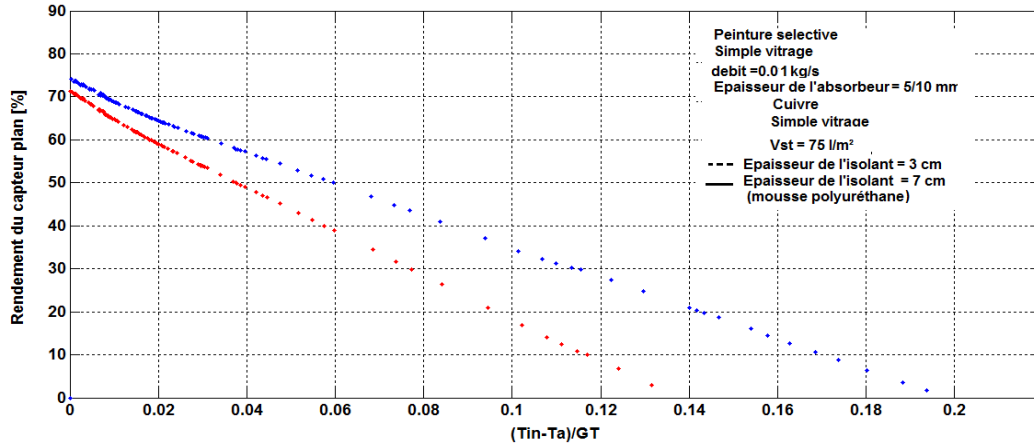


Figure (6-42) : Effet de l'épaisseur de l'isolant sur le rendement instantané du capteur

4.3. Influence des paramètres de position

4.3.1. Influence de l'inclinaison du capteur

Sur la figure (6-43) on constate que l'inclinaison du capteur a une influence sur le rendement instantané de ce dernier. Il croît avec l'augmentation de l'angle d'inclinaison.

D'après [59], en période hivernale, lorsque le soleil est au plus bas de sa trajectoire dans le ciel, l'inclinaison optimale qui permet de capter un maximum de rayonnements solaires est un angle plus grand de 10 à 15 ° que la latitude du lieu. Par contre, en période estivale, l'inclinaison optimale est un angle plus petit que la latitude du lieu de 10 à 15 °.

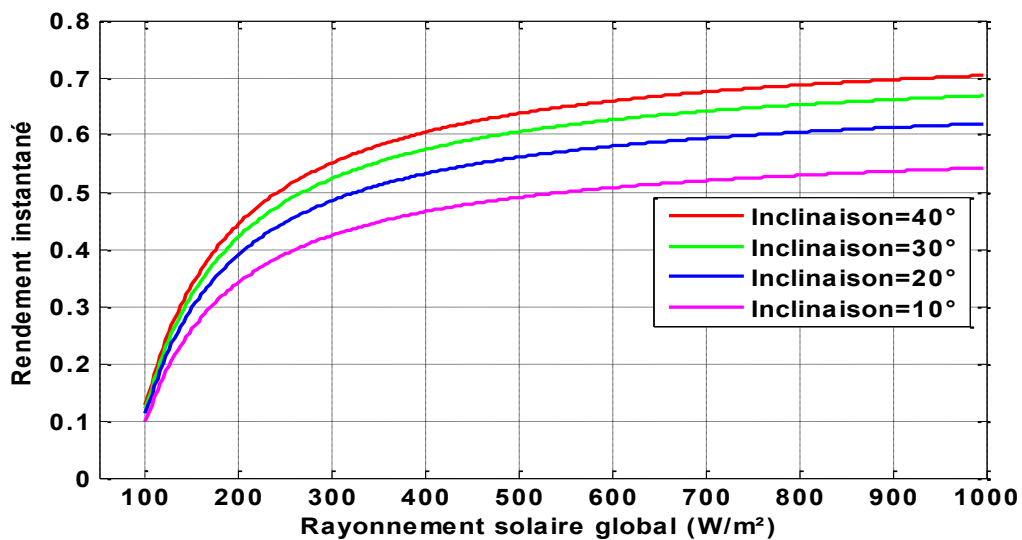


Figure (6-43) : Influence de l'inclinaison du capteur sur son rendement instantané

Conclusion générale

Dans le cadre de notre travail, on a entrepris une étude des performances d'un capteur solaire plan à eau en régime permanent.

On a commencé par une présentation détaillée des données astronomiques qui sont nécessaires pour toutes études des systèmes solaires. Après avoir donné un aspect général par des généralités sur les chauffe-eau-solaires on a dressé un état d'art sur les capteurs solaire plans sujet de notre étude. Par la suite, notre intérêt est porté sur les divers échanges thermiques mis en jeu au sein de notre capteur afin de définir les équations régissant le comportement thermique de ce dernier en régime permanent selon le manuscrit de Duffie and Beckmann. Ainsi, sur le logiciel de calcul Matlab, on a d'abord commencé par une étude comparative des trois modèles du rayonnement solaire (Capderou, Perrin de Brichambaut et Bird and Hulstrom), un paramètre dont les performances de notre dispositif dépendent grandement. On a en suite mis au point un modèle pour simuler le comportement thermique de notre capteur et pour estimer ses performances. Un modèle qu'on a validé avec un travail expérimental mené au Centre de Développement des Energies Renouvelables (CDER) de Bouzaréah (Alger). Au final, nous avons exploités le modèle du capteur pour étudier l'influence des différents paramètres opérationnels sur le rendement instantané de ce dispositif, un outil commode pour une étude de conception.

Les résultats auxquels on est arrivé mettent en évidence l'influence des paramètres opérationnels sur le rendement instantané d'un capteur solaire plan à savoir les paramètres externes et les paramètres internes.

Il apparait clairement que le rayonnement solaire global influe grandement sur le rendement instantané de notre dispositif solaire de façon proportionnelle. En l'absence de données expérimentales relatives au rayonnement solaire on fait recours aux différents modèles théoriques qui existent, c'est pourquoi notre étude comparative entre les trois modèles étudiés afin d'estimer au mieux le rayonnement solaire avec une faible erreur. En effet, d'après nos résultats, les trois modèles étudiés donnent de bons résultats avec moins de 10% d'erreur notamment le modèle de Bird and Hulstrom. En outre, comme paramètre

externe, on a également noté l'influence de la température ambiante. En effet, l'accroissement de la température ambiante améliore le rendement instantané d'un capteur solaire.

Nos résultats montrent l'influence des paramètres internes sur le rendement instantané de notre capteur, en l'occurrence les propriétés optiques et thermo-physiques des différents éléments constituant le capteur. On note ainsi que :

- ✓ la vitre doit avoir un facteur de transmission élevé du rayonnement visible ainsi qu'une faible épaisseur afin de diminuer son inertie thermique.
- ✓ l'emploi d'une plaque absorbante avec un facteur d'absorption et une conductivité thermique élevés améliore le rendement du capteur.
- ✓ le fluide de travail doit avoir d'une part, une densité et une viscosité dynamique faibles et d'une autre part, une conductivité thermique élevée.
- ✓ l'isolant doit posséder une conductivité thermique très faible ainsi qu'une grande épaisseur afin de réduire les pertes thermiques du capteur.

Par ailleurs, un capteur est d'autant plus performant :

- ✓ **qu'il fonctionne à une température d'entrée du fluide caloporteur proche de la température ambiante.**
==> Travail à basse température idéal ;
- ✓ **que l'éclairement est important.**
==> Orientation et inclinaison adaptée.

Annexes

Les propriétés thermophysiques des matériaux pouvant constituer la plaque absorbante d'un capteur solaire plan sont récapitulées dans le tableau 1.

Matériau	Conductivité thermique (W/m.K)	Masse volumique (Kg/m ³)	Chaleur massique (J/kg.K)	Absorptivité	Emissivité
Cuivre	384	8900	398	0.25	0.02
Aluminium	204	2700	879	0.63	0.09
Acier inoxydable	14	7800	460	0.01	0.04

Tableau 1 : Propriétés thermophysiques des matériaux métalliques

Les différentes surfaces sélectives ainsi que leurs propriétés optiques [60] sont regroupés dans le tableau 2.

Support et traitement	Absorptivité de la surface	Emissivité de la surface	Effet de l'humidité
Acier et nickel noir sur nickel	0.95	0.07	Variable
Acier et chrome noir sur nickel	0.95	0.09	Sans effet
Acier et chrome noir	0.91	0.07	Oxydation rapide
Cuivre et chrome noir	0.95	0.14	Peu d'effet
Acier galvanisé et chrome noir	0.95	0.16	Couche sélective pèle rapidement
Cuivre et cuivre noir	0.88	0.15	/
Acier et oxyde de fer	0.85	0.08	Peu d'effet
Aluminium et oxyde de manganèse	0.70	0.08	/
Acier et couche organique sur oxyde de fer	0.90	0.16	Peu d'effet
Acier et couche organique sur chrome noir	0.94	0.2	Peu d'effet

Tableau 2 : Propriétés optiques de quelques surfaces sélectives

Le tableau 3 illustre quelques surfaces transparentes ainsi que leurs propriétés optiques et thermiques [3], [60].

Matériau	Epaisseur (mm)	Transmissivité (%)	Masse volumique (kg/m ³)	Chaleur massique (J/kg.K)	Conductivité thermique (W/m.K)
Verre à vitre	3	85-92	2700	840	0.93
Polycarbonate	3.2	82-89	1200	1260	0.2
Polyméthacrylate	3.2	89-92	1200	1460	0.2
Polyster armé	1	77-90	1400	1050	0.21
Polyfluoroéthyle propylène	0.05	97	2.51	1170	0.25
Polyfluorure vinyle	0.1	93	1.5	1380	0.12

Tableau 3 : Propriétés optique et thermique des différentes surfaces transparentes

Dans le tableau 4 sont regroupés quelques matériaux selon leurs degrés d'émissivité.

Matériau	Température (°C)	Emissivité
Aluminium nu après laminage	170	0.04
Aluminium anodisé noir	50	0.98
Béton	20	0.93
Glace lisse	0	0.97
Fer poncé	20	0.24
Verre	90	0.94
Cuivre légèrement ternis	20	0.04
Cuivre Oxydé	130	0.76
Acier trempé	200	0.52
Acier oxydé	200	0.79

Tableau 4 : Emissivité de quelques matériaux

Les différents matériaux pouvant servir d'isolant ainsi que leurs propriétés thermiques [3] sont récapitulés dans le tableau 5.

Matériau	Conductivité thermique (W/m.K)	Masse volumique (kg/m ³)	Chaleur massique (J/kg.K)	Diffusivité thermique 10 ⁻⁷ m ² /s
Air à 20°C	0.025	1.2	1003	208
Mousse de polyurethane	0.029	30	1600	6
Laine de verre	0.036	40	840	10.7
Polystyrène expansé	0.04	20	1500	13.3
Laine de roche	0.04	40	840	11.9
Laine (vêtement)	0.04	450	1880	0.47
Feutre d'amiante	0.047	116	800	5.1
Liège expansé	0.048	120	1380	2.9
Perlite	0.048	60	840	9.5
Silicate de calcium	0.052	200	920	2.8
Magnésie	0.055	200	880	3.1
Béton cellulaire	0.075	280	800	3.3
Vermiculite	0.09	80	880	12.8
Papier journal comprimé	0.105	130	1340	6
Bois de pin	0.118	500	1210	1.95
Papier	0.14	700	1340	1.5
Bois de sapin	0.144	535	272	9.9
Caoutchouc	0.153	1200	2170	0.6
Pvc	0.166	1380	1000	1.2
Bois de chêne	0.198	825	2400	1.0
Plâtre	0.35	800	800	5.5
Brique	0.697	1700	900	4.6

Tableau 5 : Propriétés thermiques des matériaux qui servent d'isolant

Bibliographie

- [1] **J. Bernard.** Energie solaire calculs et optimisation, Ellipse Edition Marketing. (2004).
- [2] **C. Vauge.** Introduction générale sur les différentes énergies renouvelables, Techniques de l'Ingénieur, B263. (1982).
- [3] **Z. Sen.** Solar energy fundamentals and modeling techniques, Springer. (2008).
- [4] **J. M Chassériau,** Conversion thermique du rayonnement solaire ; Dunod, 1984.
- [5] **R. Bernard, G. Menguy, M. Schwartz.** Le rayonnement solaire conversion thermique et applications ; Technique et documentation, Paris, 1983.
- [6] **Y. Jannot.** Thermique solaire, Mars 2011.
- [7] **M. Capderou.** Atlas solaire de l'Algérie, Tome 1, Vol. 1 et 2 ; OPU, 1987.
- [8] **P. Rivet.** Le Rayonnement solaire ; CNRS.
- [9] **J. A. Duffie, W. A. Beckman.** Solar engineering of thermal processes, John Wiley and Sons. (1980).
- [10] **F. YETTOU, A. MALEK, M. HADDADI *et al.*** Etude comparative de deux modèles de calcul du rayonnement solaire par ciel clair en Algérie. *Revue des Energies Renouvelables*, 2009, vol. 12, no 2, p. 331-346.
- [11] **M. HAMDANI, S.M.A. BEKKOUCHE, T. BENOUAZZ ET M.K. CHERIER.** Etude et modélisation du potentiel solaire adéquat pour l'estimation des éclaircissements incidents à Ghardaïa. *Revue Internationale d'Héliotechnique*, 2011, N° 43.
- [12] **A. Moummi, N. Hamani, N. Moummi *et al.*** Estimation du rayonnement solaire par deux approches semi empiriques dans le site de Biskra. *Une*, 2006, vol. 3, p. 4.
- [13] **A. Sfeir, G. Guarracino.** Ingénieur des systèmes solaires, application à l'habitat, techniques et documentation. Edition Paris, 1981.
- [14] **Bekkouche Sidi Mohammed El Amine.** Modélisation du comportement thermique de quelques dispositifs solaires. Thèse 2008.

[15] **Meriane Madjid.** Etude des performances d'un distillateur à double pente. Stage de fin d'études 2015.

[16] www.solairethermique.fr.

[17] **Y. MAIGNE, J-P. CAUSSE, M. CLAVERIE, B. EQUER.** "les perspectives de l'énergie solaire en FRANCE". Commission « Energie et changement climatique » Groupe de travail « Energie solaire » Juillet 2008.

[18] www.ines-solaire.com.

[19] **H. Abdi.** Contribution à la détermination des performances de capteurs plans à contact direct eau-plaque d'absorption ; Mémoire de Magister, Université de Blida, 1999.

[20] **k. Kaci, A. Belloua.** Etude et réalisation d'un capteur solaire plan à contact direct eau-plaque absorbante configuration "convexe" ; Mémoire de PFE Energétique, Université de Blida, 1997.

[21] **Hutchins MG.** Spectrally selective solar absorber coatings. Applied Energy 1979; 5(4):251-326.

[22] **Lampert CM.** Coatings for enhanced photo thermal energy collection, 2nd non-selective and energy control films. Solar Energy Materials and Solar Cells 1979; 1:319.

[23] **Cost worth JL, Raghunathan K.** Development of selective surfaces. USA Department of Energy Contract no. DE-AC04-78CS-34293, technical progress report; 1980.

[24] **Sharia AM, Rousan A, Rousan KhK, Ahmad AA.** Effect of thermal conductivity of absorber plate on the performance of a solar water heater. Applied Thermal Engineering 1999; 19(7):733-41.

[25] **Colle S, Abreu SL, Glitz K, Colle F.** Optimization of the auxiliary heating and water storage insulation of a low cost domestic hot water heating system with an electric shower. In: Proceedings of ISES 2001 Solar World Congress. 2001.

[26] **BENKHELIFA, A.** Optimisation d'un capteur solaire plan. *Revue des Energies Renouvelables*, 1998, p. 13-18.

[27] **Gao W, Lin W, Liu T, Xia C.** Analytical and experimental studies on the thermal performance of cross-corrugated and flat-plate solar air heaters. *Applied Energy* 2007; 84(4):425–41.

[28] **Meyer BA, Mitchell JW, El-Walkil MM.** Convective heat transfer in Vee-trough linear concentrators. *Solar Energy* 1982; 28(1):33–40.

[29] **Zhao XW, Li ZN.** Numerical and experimental study on free convection in air layers with one surface V-corrugated. In: In. proceeding of the annual meeting of the Chinese Society of Solar Energy. 1991. p. 182–92.

[30] **Stasiek JA.** Experimental studies on heat transfer and fluid flow across corrugated-undulated heat exchanger surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1998; 41(6–7):899–914.

[31] **Piao Y.** Natural forced and mixed convection in a vertical cross-corrugated channel. M.Sc. thesis, The University of British Columbia, Canada; 1992.

[32] **Piao Y, Hauptmann EG, Iqbal M.** Forced convective heat-transfer in crosscorrugated solar air heaters. *ASME Journal of Solar Energy Engineering* 1994; 116(4):212.

[33] **Noorshahi S, Hall CA, Glakpe EK.** Natural convection in a corrugated enclosure with mixed boundary conditions. *ASME Journal of Solar Energy Engineering* 1996; 118(7):50.

[34] **ABDI. H et MESSAOUDENE, N. Ait.** Etude expérimentale et théorique des performances de deux capteurs plans à contact direct eau-plaque d'absorption, *Revue des Energies Renouvelables, Chemss*, 2000, p 53-60.

[35] **Rabel A.** Active solar collectors and their applications. Oxford university press; 1985.

[36] **Andersen EE.** Fundamentals of solar energy conversion. MA: Addison-Wesley Publishing Company; 1985.

[37] **Hegazy A.** Effect of dust accumulation on solar transmittance through glass covers of plate-type collectors. *Renewable Energy* 2001; 22(4):525–40.

- [38] **Soulayman SSH.** On the optimum tilt of solar absorber plates. *Renewable Energy* 1991; 1(4):551.
- [39] **Brinkworth BJ.** Solar DHW system performance correlation revisited. *Journal of Solar Energy Engineering* 2001; 71(4):377–87.
- [40] **Andres CA, Lopez JM.** TRNSYS model of a thermosyphon solar domestic water heater with a horizontal store and mantle heat. *Journal of Solar Energy Engineering* 2002; 72(2):89–98.
- [41] **Knudsen S, Furbo S, Shah LJ.** Design of inlet to the mantle in a vertical mantle storage tank. In: *Proceedings of ISES 2001 Solar World Congress*. 2001.
- [42] **Shah LJ, Andersen E, Furbo S, Knudsen S, Heller AJ.** Entrance effects in solar hot water stores. In: *Proceedings of ISES 2001 Solar World Congress*. 2001.
- [43] **Chang JM.** Characteristic heat removal efficiency for thermosyphon solar water heaters during the system application phase. *Journal of Solar Energy Engineering* 2004; 126(6):950–6.
- [44] **Close DT.** The performance of solar water heaters with natural circulation. *Solar Energy* 1962; 6(1):30–40.
- [45] **Klien SA, Beckman WA, Duffie JA.** Design procedure for solar heating systems. *Solar Energy Journal* 1976; 18(2).
- [46] **Lavan Z, Thompson J.** Experimental study of thermally stratified hot water storage tanks. *Solar Energy* 1977; 19(1):519.
- [47] **Huang BJ, Hsieh CT.** A simulation method for solar thermosyphon collector. *Solar Energy Journal* 1985; 35(1).
- [48] **Kabariti M, Al-Taher A.** Improvement, development, and testing of domestic hot water systems. *Journal of Royal Scientific Society* 1988.
- [49] **Norton B, Probert SD.** Recent advances in circulation solar energy water heater design. *Applied Energy* 1983; 15(1):15–42.

- [50] **Guptha CL, Garg HP.** System design in solar water heater with natural circulation. *Solar Energy* 1968; 12(2):163–82.
- [51] **Zerrouki B.** Effect thermosyphon, modelisation of thermocirculation. Rapport interne no.1, CDER, Algeria; 2001.
- [52] **Duffie JA, Beckman WA.** Solar engineering of thermal process. New York: Wiley; 1980.
- [53] **Zerrouki A, Boumédién A, Bouhadek K.** The natural circulation solar water heater model with linear temperature distribution. *Renewable Energy* 2002; 26(4):549–59.
- [54] **Chaurasia PBL.** Solar water heaters based on concrete collectors. *Energy Journal* 2000; 25(8):703–16.
- [55] **A. Guedira, A. Benallou.** Procédure de qualification des capteurs plans sous ensoleillement naturel au Maroc, *Revue des Energies Renouvelables, journées de thermique*, p 79-84. (2001).
- [56] **S. Sami, D. Lafri, A. Hamid, & M. Belhamel.** Etude du Comportement Thermique d'une Installation de Chauffage d'Eau Collective'. *Revue des Energies Renouvelables, Numéro Spécial, Energies Renouvelables-Valorisation, JNVER*, 255-260, (1999).
- [57] **S. A. KLEIN, M. P. MALKIN, J. A. DUFFIE, A. B. COSPSAY.** A design méthode for thermosyphon solar domestique hot water systems, *Solar Energy* : Vol 109 May 1987.
- [58] **DIN, EN. " 12975-2. (2006)".** Installations solaires thermiques et leurs composants collecteurs - partie 2.
- [59] **N. Hamani, A. Moumami, N. Moumami, A. Saadi, Z. Mokhtari.** Simulation de la température de sortie de l'eau dans un capteur solaire cylindro-parabolique dans le site de Biskra, *Revue des Energies Renouvelables*, Vol 10, n° 2, p 215-244. (2007).
- [60] **S. A. Hakem, N. Kasbadji-Merzouk, M. Merzouk.** Performances journalières d'un chauffe-eau solaire, *Revue des Energies Renouvelables*, p 153-162. (2008).