

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

Université Hassiba Benbouali de Chlef

Faculté de Technologie

Département de Génie Mécanique



Projet de fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme de Master

Filière: Génie Mécanique.

Spécialité: Simulation Mécanique et Energétique.

Thème :

**Simulation thermique d'une maison solaire pour la
Production d'eau chaude sanitaire (ECS)**

Présenté par :

Bouhediba Malika

Dirigé par :

Pr: TAHAR ABBES Miloud

Promotion: 2011-2012

REMERCIEMENTS

Tout d'abord, merci pour le grand DIEU qui m'a donné la volonté et le courage pour parachèvement ce travail.

A travers ce modeste travail, nous tenons à remercier vivement notre Promoteur «Pr M.Tahar abbes »

Je tiens à exprimer ma respectueuse gratitude à «Mr A.Habbar», pour ses encouragements, et les conseils précieux et pour toutes les commodités et aisances qu'il nous a apportées durant notre étude et réalisation de ce projet.

Nos remerciements les plus vifs s'adressent aussi aux membres de jury d'avoir accepté d'examiner et d'évaluer notre travail.

Tout mes remerciements et mon estime a tous les professeurs et enseignants du département de génie mécanique.

Sans omettre bien sur de remercier profondément tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation du présent travail.

Melle : BOUHEDIBA Malika

Dédicace

*Je dédie ce travail à mes très chers **Parents**, pour leur soutien
et tous les efforts qu'ils m'ont donné le long de mon parcours et
je leurs souhaite bonne santé et longue vie.*

A Mon frères et Ma chère Soeur.

A Toute Ma Famille et la Famille ben Allaoua.

*A Mes très chers Amies : Nadjim, Linda, Souhila, Nabila, Fatima, Yasmin, Fatiha,
Djazia,*

.

*A Toute la promotion **Mécanique (simulation)** sans exception*

*A tous ceux qui ont sacrifié leur temps pour la science et à tous ceux qui utilisent
la science pour le bien et la prospérité de l'humanité.*

Sommaire

Remerciement

Dédicace

Nomenclature

Introduction 1

Chapitre I : Généralités sur le chauffe eau solaire

I.1 Introduction 2

I.2 Capteurs solaires 2

I.2.1 Capteurs solaires thermiques 2

I.2.1.1 Capteurs à circulation de liquide 2

a. Capteur plan (ou isolateur) 3

a.1 Capteurs plan vitrés 3

a.2 Capteurs plans non vitrés 4

a.3 Capteurs plan à haute performance 4

a.3.1 Capteurs plans sélectifs 4

a.3.2 Capteurs plans sous vide 5

b. Capteurs à concentration 6

b.1. Les capteurs à concentration cylindro-paraboliques 6

b.2. Les capteurs à concentration du type dishes 7

b.3. Les centrales à tour 7

I.2.1.2 Capteurs à air 8

I.3 Éléments de construction d'un capteur plan 9

I.3.1 Le boîtier 9

I.3.1.1 Le boîtier simple 9

Sommaire

I.3.1.2 Le boîtier double	9
I.3.2 La couverture transparente	9
I.3.3 L'absorbeur	10
I.3.4 Le fluide caloporteur	11
I.3.5 L'isolation thermique	11
I.4 Orientation et inclinaison d'un capteur plan	12
I.4.1 Orientation	12
I.4.2 L'inclinaison	12
I.4.3 Raccordement des capteurs	12
I.5 La cuve de stockage	13
I.6 La tuyauterie	14
I.7 L'échangeur	15
I.8 Le fonctionnement d'un chauffe-eau solaire	16
I.9 Les type de chauffe-eau solaires	16
I.9.1 Le chauffe-eau solaire à circulation naturelle (thermosiphon)	16
I.9.2 Le chauffe-eau solaire a circulation naturelle avec échangeur	17
I.9.3 Le chauffe eau solaire avec circulateur et échangeur à l'intérieur	18
I.9.4 Le chauffe eau solaire avec circulateur et échangeur à l'extérieur de réservoir de stockage	19
I.9.4 .1 La boucle primaire	19
I.9.4.2 La boucle secondaire	19
Conclusion	20

Chapitre II : Le gisement solaire

II.1 Introduction	21
II.2. Position du soleil	21
II.2.1 Les paramètre de position	21
II.2.2 Mouvements de la Terre	22
• Déclinaison	23
• L'angle horaire ω	23
II.2.3 Mouvement apparent du soleil	24
• La hauteur du soleil h	24
• L'azimut a	24
II.3 Les paramètre de temps	25
II.4. Le diagramme solaire	26
II.5 Le rayonnement solaire	27
II.5.1 Le bilan radiatif terrestre	27
II.5.2 Constante solaire	28
II.5.3 Le rayonnement solaire direct	28
II.5.4 Le rayonnement diffus D	29
II.5.4.1 Le rayonnement diffus provenant de la voute céleste	29
II.5.4.2 Le rayonnement diffusé par le sol	30
II.5.5 Le rayonnement global G	30
II.6 Le potentiel solaire en Algérie	30

Chapitre III : Bilan thermique du capteur solaire plan

III.1	Rappels sur les transferts de chaleur	32
III.1.1	Conduction	32
III.1.2	Convection	33
III.1.2.1	La convection libre ou naturelle	33
III.1.2.2	La convection forcée	33
III.1.2.3	Calcule le coefficient d'échange par convection	33
III.1.3	Le rayonnement	35
III.2	Les différents modes de transferts thermiques dans un capteur solaire	37
III.2.1	Échanges thermiques au niveau de la vitre	37
III.2.2	Échanges thermiques au niveau de l'absorbeur	38
III.2.3	Bilan thermique du capteur solaire plan en régime transitoire	42
III.3	Perte globale d'énergie	43
III.3.1	Coefficient de pertes thermiques vers l'avant du capteur	43
III.3.2	Coefficient de pertes thermiques vers l'arrière du capteur	43
III.3.3	Coefficient de pertes thermiques latérales	43
III.4	Rendement instantané du capteur solaire	44
III.5	Bilan thermique de la cuve de stockage	44
III.6	Principe de simulation	48
III.6.1	Le programme principal	48
III.6.2	Méthode de résolution numérique	50
III.6.3	L'organigramme général pour le régime transitoire	51

Chapitre IV : Résultats et interprétation

IV.1 Introduction	53
IV.2 Fenêtre principale	54
IV.3 L'évolution temporelle du rayonnement solaire	55
IV.4 Variation temporelle des températures de l'ambiance et du ciel	56
IV.5 Effet du trouble atmosphérique sur le rayonnement global	56
IV.6 Variation temporelle des puissances solaires reçue et absorbées	57
IV.7 Variation temporelles des températures des différentes parties du capteur	59
IV.8 Variation temporelle du rendement instantané	60
IV.9 Effet des paramètres internes	61
IV.9.1 Fluide caloporteur	61
IV.9.1.1 Variation temporelle de la chaleur spécifique du fluide caloporteur	61
IV.9.1.2 Variation temporelle de la conductivité thermique du fluide caloporteur	62
IV.9.1.3 Variation temporelle de la masse volumique du fluide caloporteur	63
IV.9.1.4 Variation temporelle de la viscosité dynamique du fluide caloporteur	64
IV.9.1.5 Variation temporelle du nombre de Prandtl	65
IV.9.1.6 Variation temporelle du nombre de Reynolds	66
Conclusion générale	67
Références Bibliographie	
Annexe	

Liste des figures

Chapitre I

Figure I.1: Coupe d'un capteur solaire plan	3
Figure I.2: Absorbeur et revêtement sélectif	5
Figure I.3 : Capteur sous vide	5
Figure I.4 : Schéma d'un capteur cylindro-parabolique	6
Figure I.5 : Schéma représentant les parties mobiles d'un capteur cylindro parabolique	6
Figure I.6 : Schéma d'un capteur à concentration type dishes	7
Figure I.7 : Centrale solaire à tour	7
Figure I.8 : Capteur plan à air	8
Figure I.9: Composants d'un capteur solaire plan	9
Figure I.10 : Disposition des capteurs	13
Figure I.11: La cuve de stockage avec échangeur	14
Figure I.12 : Les types d'échangeur	15
Figure I.13: Le schéma synoptique du fonctionnement d'un chauffe-eau solaire	16
Figure I.14 : Le chauffe- eau solaire à circulation naturelle sans échangeur de chaleur	17
Figure I.15 : Le chauffe-eau solaire en thermosiphon avec échangeur	18
Figure I.16 : le chauffe eau avec circulateur avec échangeur à l'intérieure de réservoir de Stockage	18
Figure I.17 : La chauffe eau avec circulateur et echangeur à l'extérieur du réservoir stockage ..	19

Chapitre II

Figure II.1: Schématisation des mouvements de la Terre autour du Soleil	23
Figure II.2: Définition de la position de soleil (hauteur et azimut)	24
Figure II. 3 : Organigramme permettant de construire le diagramme solaire pour une latitude donnée	26
Figure II.4: Bilan énergétique du rayonnement solaire	27
Figure II.5 : Moyenne annuelle de l'irradiation solaire globale reçue sur un plan incliné à la latitude du lieu	31

Chapitre III

Figure III.1 : Schéma du transfert de chaleur par conduction	33
Figure III.2 : Schéma du transfert de chaleur par convection	34
Figure III.3 : Schéma du transfert de chaleur radiatif	36
Figure III.4 Les différents échanges thermiques dans un capteur plan vitré	37
Figure: III.5: Schéma de la cuve de stockage	44

Chapitre IV

Figure IV.1 : Fenêtre principale	54
Figure IV.2: L'évolution temporelle du rayonnement solaire	55
Figure IV.3 : Variation temporelle des températures de l'ambiance et du ciel	56
Figure IV.4 : Effet du trouble atmosphérique sur le rayonnement global	57
Figure IV.5 : Variation temporelle des puissances solaires reçue et absorbées	58
Figure IV.6 : Variation temporelles des températures des différentes parties du capteur	59

Liste des figures et tableau

Figure IV.7 : Variation temporelle du rendement instantané	60
Figure IV.8 : Variation temporelle de la chaleur spécifique du fluide caloporteur	61
Figure IV.9: Variation temporelle de la conductivité thermique du fluide caloporteur	62
Figure IV.10 : Variation temporelle de la masse volumique du fluide caloporteur	63
Figure IV.11: Variation temporelle de la viscosité dynamique du fluide caloporteur	64
Figure IV.12 : Variation temporelle du nombre de Prandtl	65
Figure IV.13 : Variation temporelle du nombre de Reynolds	66

Liste des tableaux

Chapitre II

Tableau II.1: Coefficient de trouble de ciel	28
Tableau II.2: Potentiel solaire en Algérie pour différentes régions	30

Chapitre IV

Tableau IV.1 : Caractéristiques du capteur plan étudié	53
--	----

Annexe

Tableau 1.A. Caractéristiques thermophysiques des matériaux métalliques	A1
Tableau 2.A. Propriétés optiques et thermiques de quelques surfaces transparentes	A2
Tableau 3.A. Degré d'émissivité de quelques matériaux	A3
Tableau 4.A. Propriétés thermiques de quelques matériaux isolants	A4

Nomenclature

<i>Symbole</i>	<i>Désignation</i>	<i>Unité</i>
cpi	Chaleur massique à pression constante	j/kg. °C
ei	Epaisseur d'un corps	m
hcij	Coefficient d'échange thermique par convection entre deux surfaces matérielles indicées i et j	
hrij	Coefficient d'échange thermique par rayonnement entre deux surfaces matérielles indicées i et j	W/m ² . °C
G	Rayonnement global incident	W/ m ²
mi	Masse d'un corps d'indice i	Kg
pi	Puissance solaire absorbée par un corps d'indice i	W/ m ²
qcij	Flux de chaleur échangé par convection entre deux surfaces matérielles indicées i et j	W
qrij	Flux de chaleur échangé par rayonnement entre deux surfaces matérielles indicées i et j	W
qcdij	Flux de chaleur échangé par conduction entre deux surfaces matérielles indicées i et j	W
Ti	Température d'un corps d'indice i	°C
V	Vitesse du vent	m/s
g	Accélération de la pesanteur	m ² /s
Si	Surface d'un corps d'indice i	m ²
δ	La déclinaison	degré
ω	L'angle horaire	degré
φ	Latitude de lieu	degré
Ψ	Longitude de lieu	degré
a	L'azimut	degré
TSV	L'heure solaire	heures
J	Nombre de jour de l'année	jours

Nomenclature

<i>Indices</i>	<i>Désignation</i>
am	Air ambiant
ab	Absorbeur
f	Fluide
i	Isolant
il	Isolant Latéral
v	Vitre

<i>Lettres grecques</i>	<i>désignation</i>	<i>Unité</i>
α	Coefficient d'absorption	Sans unité
β	Inclinaison du capteur	°
τ	Coefficient de transmission	Sans unité
η	Rendement instantané	Sans unité
λ_i	Conductivité thermique d'un corps d'indice i	W/m. °C
μ	Viscosité dynamique	kg/m. s
ρ	Masse volumique d'un corps d'indice i	kg/m ³
ε	Coefficient d'émissivité	Sans unité

Introduction

Compte tenue de l'épuisement des énergies usuelles conventionnelles et leur impact négatif sur l'homme et la nature il devient impératif d'utiliser des énergies propres non polluantes et gratuites comme l'énergie solaire. L'objectif de ce projet est utiliser cette énergie pour obtenir de l'eau chaude sanitaire (ECS) d'une maison solaire

Dans le cadre de ce travail, nous allons nous intéresser à l'exploitation de l'énergie solaire par voie thermique en utilisant un capteur solaire plan pour la production de l'eau chaude.

A cet effet, un système d'équation régissant le comportement thermique du capteur et les différents coefficients d'échange thermique est établi. Une simulation mathématique nous a permis d'obtenir des résultats représentés graphiquement, suivi par une analyse et une discussion, en plus d'une conclusion générale et des recommandations.

Le présent travail comporte quatre chapitres et une partie annexe

- Le premier chapitre est consacré à l'étude théorique du capteur solaire plan, ses différents composants et les types de chauffe eau.
- le deuxième chapitre est consacré à l'étude du gisement solaire avec quelques notions et définitions astronomiques, couramment utilisées dans tout domaine relatif au solaire.
- Dans le troisième chapitre consacré à l'étude des différents échanges thermiques mis en jeu au sein du capteur et les différentes équations gouvernant le fonctionnement du système en régime transitoire ainsi qu'une simulation numérique du comportement du système
- Les principaux résultats obtenus et leurs interprétations font l'objet du quatrième chapitre.
- La partie annexe expose, Le lecteur trouvera également quelques propriétés thermiques et optiques des différents composants du capteur plan ainsi que la caractéristique thermophysique de l'eau et air

Une introduction générale et une conclusion se rapportant au travail, complètent ce mémoire.

I.1 Introduction

L'utilisation de l'énergie solaire thermique redevient d'actualité grâce à son formidable impact sur la réduction des émissions de CO₂ et à des installations performantes.

Ainsi pour les installations collectives, la mise en œuvre de la garantie de résultats solaires est une donnée incontournable.

Pour exploiter ou stocker cette énergie solaire il faut la convertir en une autre forme d'énergie, pour cela on utilise les capteurs solaires.

I.2 Capteurs solaires

Selon la conversion d'énergie on distingue deux catégories de capteurs solaires :

- Capteurs solaires thermiques.
- Capteurs solaires photovoltaïques.

Dans notre travail on s'intéressera uniquement au capteur solaire thermique.

I.2.1 Capteurs solaires thermiques

Ce sont des capteurs qui transforment l'énergie solaire en énergie thermique, utilisés pour le chauffage des locaux, la production d'eau chaude sanitaire à basse température, on distingue deux catégories de capteurs solaires thermiques :

- Capteurs à circulation de liquide.
- Capteurs à air.

I.2.1.1 Capteurs à circulation de liquide

Ce sont des capteurs où le fluide caloporteur qui circule à travers un circuit solaire c'est un liquide (eau, huile, un fluide thermique, antigel).

Les capteurs solaires à circulation de liquide les plus répandus sont :

- les capteurs plans.
- les capteurs à concentration.

a) Capteur plan (ou isolateur) [1]

Il existe trois types de capteurs solaires plans :

- Capteurs plans vitre.
- Capteurs plans non vitre.
- Capteurs plans à haute performance.

a.1) Capteurs plan vitrés

C'est un élément très simple, comportant un absorbeur métallique qui transforme le rayonnement solaire en chaleur, transmet cette chaleur à un liquide caloporteur, cet absorbeur est monté dans un boîtier isolé recouvert d'un verre ou feuille en matière synthétique hautement transparente. L'absorbeur comporte une couche noire souvent sélective qui absorbe efficacement le rayonnement solaire et réduit les pertes par rayonnement d'une. [1]

Pour des niveaux de températures de 35° a 90°c, il est nécessaire d'utiliser des capteurs avec vitrage.

L'absorbeur est dans ce cas, métallique (en cuivre ou en aluminium), dans un caisson isolé en face arrière, et vitré en face avant.

La fonction du vitrage est de piéger le rayonnement en créant un effet de serre.

Ce type de capteur est utilisé généralement pour la production d'ECS (eau chaude sanitaire).

Le schéma suivant présente la structure d'un capteur plan vitré. Figure (I.1).

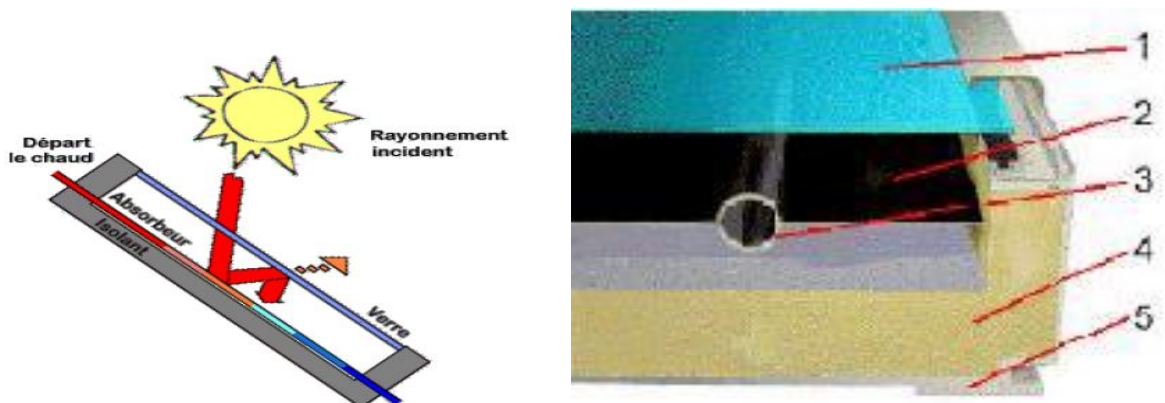


Figure I.1: Coupe d'un capteur solaire plan vitré

1. Un ou plusieurs couverts transparents.
2. Une plaque absorbante.
3. Un circuit hydraulique pour l'évacuation du fluide.
4. Une isolation thermique.
5. Un bac portant le tout.

a.2) Capteurs plans non vitrés

Ce capteur est le plus simple que l'on puisse imaginer, son application usuelle est le chauffage de piscine en plein air, il ne permet pas la production d'ECS sauf dans les pays chauds. Il s'agit d'un seul absorbeur en matière synthétique pour les applications à basse températures en métal revêtu d'une couche sélective, se compose d'un réseau de tubes noirs accolés les uns aux autres.[1]

a.3) Capteurs plan à haute performance

a.3.1) Capteurs plans sélectifs

Chaque par exemple Certains absorbeurs ont un revêtement sélectif dont la propriété est d'émettre qu'une faible portion de l'énergie absorbée (7 à 20%). Pour la plupart des capteurs ce type de revêtement est à base de nickel et de chrome.

L'absorbeur sélectif améliore le rendement du capteur.

Cette particularité est d'autant plus intéressante pour des climats froids et pour des applications nécessitant des températures importantes (eau).figure(I.2)

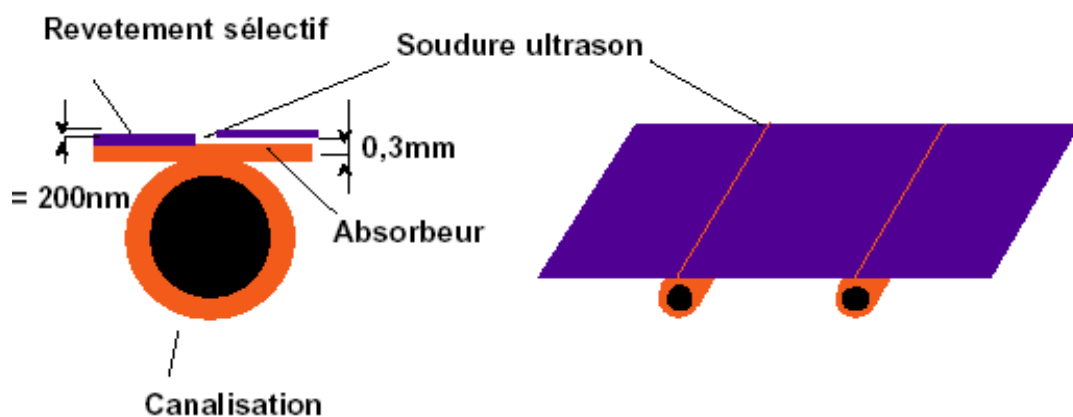


Figure I.2: Absorbeur et revêtement sélectif

a.3.2) Capteurs plans sous vide

Les capteurs sous vide permettent d'atteindre des températures plus élevée (jusqu'à 120°C). Ils sont constitués de tubes en verre dans lesquels se trouve un absorbeur sélectif.

Le vide réalisé dans les tubes permet de diminuer fortement les pertes thermiques du capteur, l'autre avantage de ce capteur est de pouvoir être disposé suivant n'importe quelle inclinaison ce qui facilite son intégration.

Ces capteurs conviennent bien à la production d'EC (eau chaude) en montagne ou dans les pays du nord compte tenu de leur bon rendement pour des températures extérieures basses. Voir Figure (I.3). [1]

On distingue trois types de tubes sous vides :

- ❖ Tubes sous vides à flux direct.
- ❖ Tubes sous vides à caladuc.
- ❖ Tubes sous vides type « Sydney ».



Figure I.3 : Capteur sous vide

b) Capteurs à concentration [1]

b.1) Les capteurs à concentration cylindro-paraboliques

Les capteurs à concentration fonctionnent avec un système de poursuite du soleil. Selon que la concentration se fait sur un point (suivi du soleil selon deux axes) ou sur une ligne (suivi du soleil selon un axe), les températures atteintes sont plus ou moins élevées. Les capteurs à concentration cylindro-paraboliques concentrent la lumière sur un absorbeur linéaire, avec un système de poursuite du soleil selon une seule direction. De ce fait, le facteur de concentration n'est pas très élevé, ainsi que les températures atteintes. Ces systèmes permettent d'atteindre des températures de 200 à 400 °C, pour des puissances de plusieurs centaines de kW.

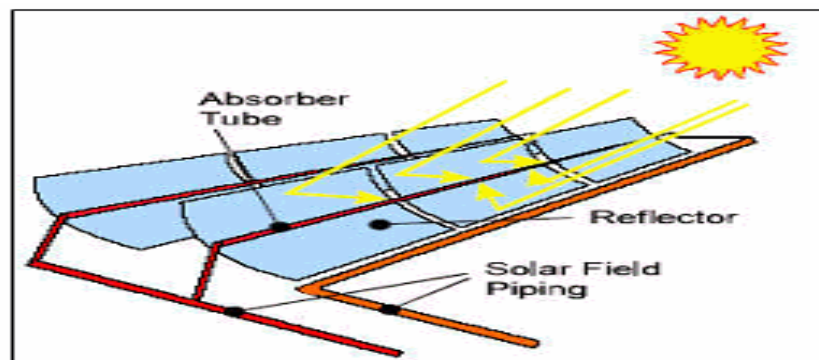


Figure I.4 : Schéma d'un capteur cylindro-parabolique.

Les premières centrales industrielles importantes de ce type ont été développées aux Etats - Unis par la compagnie Luz Solar. Deux variantes existent, selon la partie mobile :

- Soit le miroir
- Soit l'absorbeur

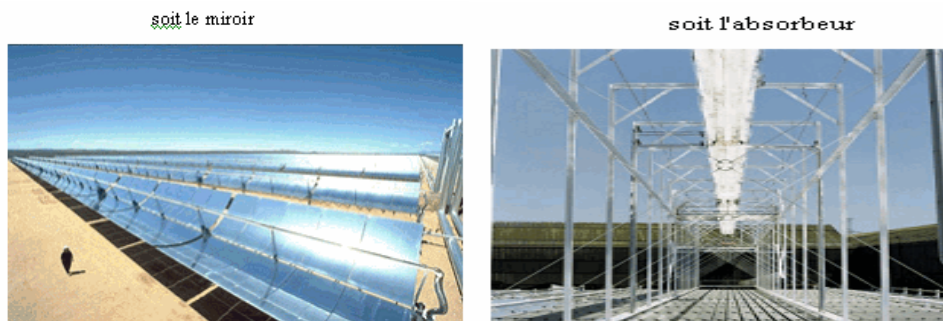


Figure I.5 : Schéma représentant les parties mobiles d'un capteur cylindro parabolique

b.2) Les capteurs à concentration du type dishes

Les capteurs à concentration du type « dishes » concentrent la lumière sur un absorbeur ponctuel, avec un système de poursuite du soleil selon deux directions. De ce fait, le facteur de concentration est plus important, ainsi que les températures atteintes. Ces systèmes permettent d'atteindre des températures de 400 à 800 °C, pour des puissances de plusieurs dizaines de kW.

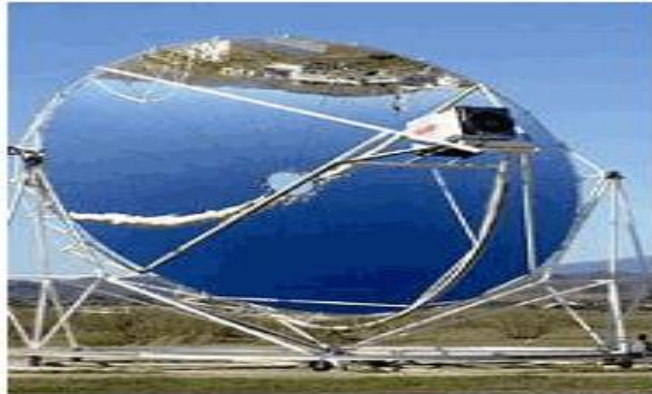


Figure I.6 : Schéma d'un capteur à concentration type dishes.

b.3) Les centrales à tour

Les installations de ce type concentrent la lumière sur un absorbeur ponctuel, à l'aide de miroirs (appelé "héliostats") qui suivent le soleil selon deux directions, sur une chaudière située au sommet d'une tour. De ce fait, le facteur de concentration est plus important, ainsi que les températures atteintes. Compte tenu du grand nombre de miroirs, les puissances peuvent atteindre plusieurs MW. Une telle centrale (Thémis) a été expérimentée dans les années 80, et devrait reprendre du service prochainement. Ces systèmes permettent d'atteindre des températures de 400 à 800 °C, pour des puissances de plusieurs MW.



Figure I.7 : Centrale solaire à tour

I.2.1.2 Capteurs à air

Comme leur nom l'indique produisant de l'air chaud, ces capteurs sont indiqués dans certaines installations de ventilation, d'aération douce, de chauffage des locaux et dans le cas du chauffage à air, on peut directement faire passer l'air à réchauffer à travers le capteur.

Une application particulière de ces capteurs est le séchage du foin, ils sont légers et n'ont pas de problème de refroidissement ni d'ébullition, c'est l'avantage par rapport aux capteurs à liquide.

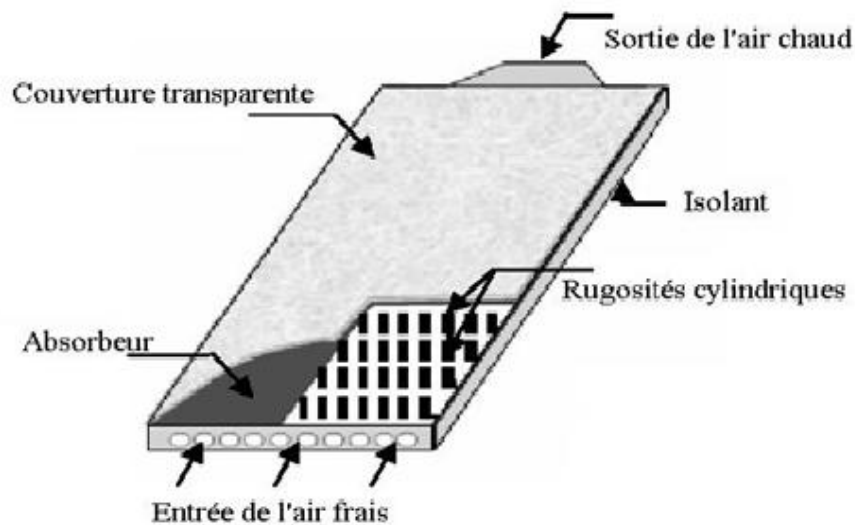


Figure I.8 : Capteur plan à air

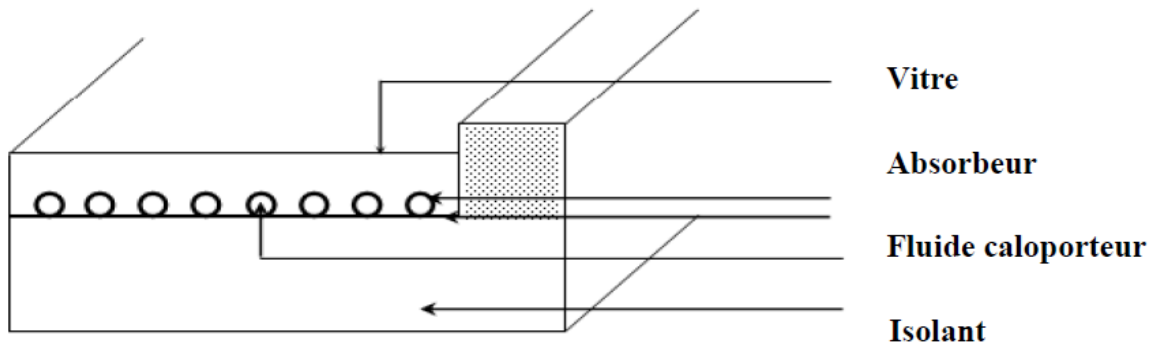
I.3 Éléments de construction d'un capteur plan

Figure I.9: Composants d'un capteur solaire plan vitré

I.3.1 Le boîtier

Le boîtier constitue l'enveloppe arrière et latérale de l'appareil, il est constitué de matériau choisis, tels que les métaux en feuille ou profilé, matériaux en plastique armé et même le contreplaqué.

Les métaux les plus utilisés sont l'acier galvanisé ou galvanisé pré laqué et les alliages d'aluminium. [2]

On rencontre deux structures de boîtier :

I.3.1.1 Le boîtier simple

Il est constitué d'une seule épaisseur de matériau en forme de bac dans le quel sont montés l'isolation et l'absorbeur.

I.3.1.2 Le boîtier double

Possède une structure en caisson qui lui confère une plus grande rigidité et permet une meilleure intégration de l'isolation.

I.3.2 La couverture transparente

C'est la partie à travers la quelle le rayonnement atteint la surface de l'absorbeur.

L'une de ses caractéristiques est de réaliser l'effet de serre.

Les matériaux les plus utilisés sont :

- ❖ Le verre.
- ❖ Les polycarbonates (Lexan, Makrolon).
- ❖ Les polymétacrylates de méthyle (Plexiglas, Altuglas).

En ce qui concerne les verres, on préférera ceux dont le taux d'oxyde de fer est le plus faible (verre horticole par exemple).

On rencontre également des couvertures transparentes multiples (doubles) et des couvertures constituées par un film souples transparent tel que Mylar ou Tedlar, parmi les fonctions de la couverture transparente on peut citer :

- ❖ La protection de l'absorbeur et l'isolation thermique.
- ❖ Fait partie de l'isolation thermique.
- ❖ Elle réfléchit le rayonnement au minimum et absorbe la lumière aussi peu possible de sorte que la totalité du rayonnement atteint la surface de l'absorbeur.

I.3.3 L'absorbeur

C'est un organe central du capteur où l'eau du circuit de stockage vient prélever la chaleur du soleil, les fonctions de cette partie de capteur sont à la fois thermiques et hydrauliques, on distingue deux catégories d'absorbeurs :

- ❖ **Absorbeur a film d'eau**

Où le liquide caloporteur vient en contact de la majeure partie de la surface absorbante.

- ❖ **Absorbeur a tubes**

Où le liquide circule dans les tuyauteries vers lesquelles la chaleur solaire est drainée par un système d'ailettes conductrices de la chaleur.

L'utilisation de tubes permet une meilleure résistance à la pression.

L'absorbeur doit être fait d'un matériau ayant une bonne conductibilité thermique, on emploie généralement une feuille de cuivre ou d'aluminium de 0.2 mm d'épaisseur avec des variantes de 0,15 → 0,3mm.

Dans ces deux types d'absorbeurs, on rencontre une grande variété de matériaux tels que l'acier galvanisé, l'acier noir et l'inoxydable, le cuivre et même les matières plastiques telles que le polyéthylène teinté en noir dans la masse.[2]

I.3.4 Le fluide caloporteur

Le fluide de travail est chargé de transporter la chaleur entre deux ou plusieurs sources de température. Il est choisi en fonction de ses propriétés physiques et chimiques, il doit posséder une conductivité thermique élevée, une faible viscosité et une capacité calorifique élevée. Dans le cas des capteurs plans, on utilise de l'eau à laquelle on ajoute un antigel (généralement de l'éthylène glycol) ou bien de l'air. Par rapport à l'eau, l'air a les avantages suivants [2]:

- Pas de problème de gel l'hiver ou d'ébullition l'été.
- Pas de problème de corrosion (l'air sec).
- Toute fuite est sans conséquence.
- Il n'est pas nécessaire d'utiliser un échangeur de chaleur pour le chauffage des locaux.
- Le système à mettre en oeuvre est plus simple et plus fiable.

Cependant il présente certains inconvénients, à savoir :

- L'air ne peut servir qu'au chauffage des locaux ou pour le séchage solaire.
- Le produit masse volumique - capacité calorifique, est faible ($\rho \cdot C_p = 1225 \text{ J/m}^3 \cdot \text{K}$) pour l'air contre $4.2 \cdot 10^6 \text{ J/m}^3 \cdot \text{K}$ pour l'eau.
- Les conduites doivent avoir une forte section pour laisser passer un débit suffisant.

I.3.5 L'isolation thermique

L'absorbeur doit transmettre l'énergie captée au fluide caloporteur en évitant les pertes thermiques par conduction, convection et par rayonnement, des différentes parties périphériques vers l'extérieur.

Les solutions adaptées sont les suivantes :

- **Partie avant de l'absorbeur**

La lame d'air située entre la vitre et l'absorbeur se comporte comme un isolant vis-à-vis de la transmission de chaleur par conduction. Cependant, si l'épaisseur de cette lame est trop grande, une convection naturelle intervient, d'où une perte d'énergie. Pour les températures usuelles de fonctionnement du capteur plan, l'épaisseur de la lame d'air est de 2.5 cm [2].

En plaçant deux vitres, on limite les pertes dues à la réémission ainsi que les pertes par

conduction et par convection [1].

- **Parties arrière et latérale**

Afin de limiter les pertes thermiques à la périphérie du capteur, on peut placer une ou plusieurs couches d'isolant qui doit résister et ne pas dégazer aux hautes températures, sinon, il faut s'attendre à voir apparaître un dépôt sur la face intérieure de la couverture. En plus d'utiliser un isolant pour minimiser les pertes thermiques on peut augmenter la résistance de contact entre la plaque l'isolant et le coffre en évitant de presser ces surfaces les unes contre les autres car dans le cas d'une forte rugosité, il peut exister entre les deux faces en contact un film d'air qui empêche la chaleur de passer facilement par conduction [2], [3], [4].

I.4 Orientation et inclinaison d'un capteur plan

I.4.1 Orientation

A cause de répartition intégrale de l'ensoleillement pendant toute la journée, il est nécessaire d'orienter le capteur de telle façon que l'énergie recueilli soit maximale, généralement on oriente les capteurs en plein sud (Pour l'hémisphère nord)

I.4.2 L'inclinaison

Le problème de l'inclinaison est le plus délicat et nécessite une étude chiffrée, mais nous constatons néanmoins que la position verticale du capteur favorise la période hivernal, alors que la position horizontale conduit à des meilleurs rendements pendant l'été, la solution idéale serait d'incliner différemment les capteurs suivant la période de l'année.

Comme les capteurs seront nécessairement fixes on les inclinera sur l'horizontale d'un angle égale à latitude du lieu. [5].

I.4.3 Raccordement des capteurs [6]

❖ Raccordement des capteurs en série

Dans ce type de montage, la sortie du premier capteur est reliée à l'entrée du deuxième capteur dont la sortie est reliée à l'entrée du troisième capteur et ainsi de suite.

Plus le parcours du fluide caloporteur est long, plus les températures obtenues à la sortie du dernier capteur sont élevées.

❖ Raccordement des capteurs en parallèle

Dans ce cas, l'eau arrive à chaque capteur par une conduite de distribution qui parcourt les bords inférieurs, alors que l'eau chaude est prélevée par l'intermédiaire d'une autre conduite placée le long du bord supérieur du capteur. Il est donc important dans ce type de raccordement que le circuit soit bien équilibré de façon à ce que le débit du fluide caloporteur soit distribué également dans les divers capteurs. Voir figure (I.10).

❖ Raccordement mixte

Il s'agit d'un montage qui combine le mode série et le mode parallèle .Il en résulte une distribution plus uniforme de l'écoulement et donc des températures .Il existe deux types de raccordement mixte, particulièrement indiqués pour les installations de grande dimension.

- Le raccordement série parallèle.
- Le raccordement parallèle série.

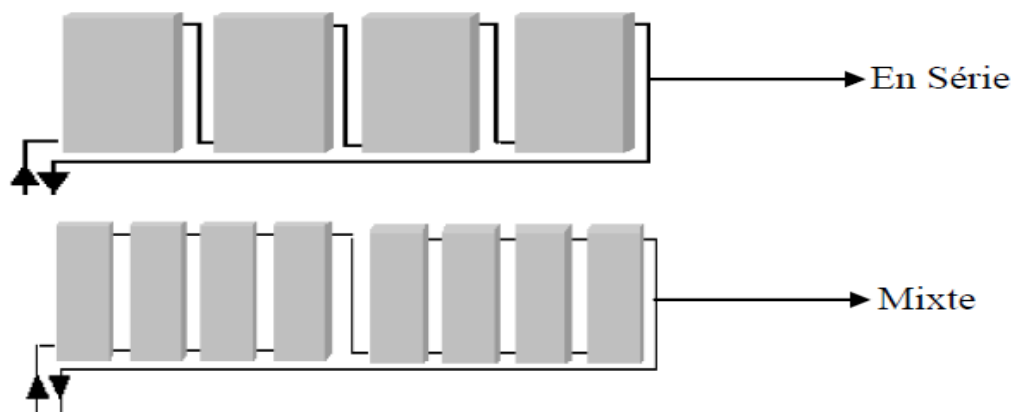


Figure I.10 : Disposition des capteurs

I.5 La cuve de stockage

La cuve de stockage est un élément essentiel dans l'installation de chauffage d'eau solaire. Comme son nom l'indique, elle permet de stocker l'eau chaude venant des capteurs pour la restituer au moment des besoins d'utilisation, elle peut contenir ou non un échangeur de chaleur. Voir Figure (I.11).

Aussi pour éviter les pertes thermiques vers le milieu extérieur, la cuve de stockage doit être bien isolée en choisissant une épaisseur de l'isolant thermique et économique adéquate.

Le stockage est caractérisé par [8]:

- ❖ Le mode d'accumulation de chaleur (sensible ou latente).
- ❖ La capacité thermique du stock.
- ❖ Les pertes thermiques du stockage.

Suivant la capacité de stockage on distingue deux types :

- ❖ Stockage long duré (inter- saisonnier).
- ❖ Stockage court durée (ne dépassant pas quelques journées ou quelques heures).

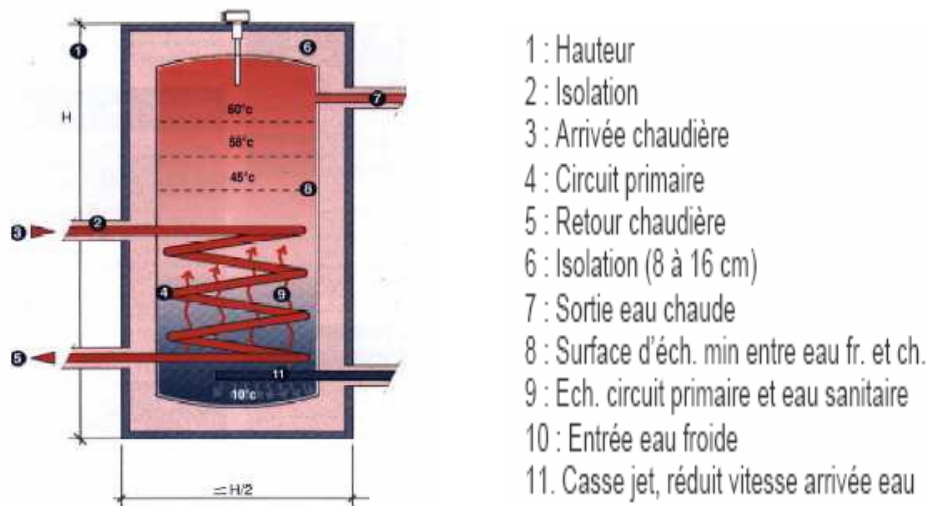


Figure I.11: La cuve de stockage avec échangeur

I.6 La tuyauterie

La tuyauterie sert au transfert du fluide caloporteur, son étude et son installation doivent être suivies avec soin pour éviter de graves ennuis.

Le circuit de tuyauterie doit être le plus simple possible c'est-à-dire court et éviter les changements de diamètre.

Les tuyaux doivent être soigneusement calorifugés, le circuit de fluide caloporteur comprend plusieurs appareils dont les principaux composants sont.

- Une Soupape de sécurité.
- Un vase d'expansion.
- Un Purgeur.
- Un clapet de non retour.
- Une isolation.

I.7 L'échangeur

Un échangeur de chaleur est un appareil dans lequel circulent deux fluides séparés par une paroi et qui échangent de la chaleur, l'un se refroidit pendant que l'autre s'échauffe.

Le plus souvent, il est intégré dans la cuve de stockage mais il peut aussi être à l'extérieur.

De part sa fonction de transfert thermique, l'échangeur doit offrir une surface de contact la plus grande possible entre fluides, c'est pourquoi la plupart des échangeurs ont l'aspect d'un serpent.

Remarque : Les échangeurs externes seront des échangeurs à plaques et les échangeurs internes seront du type à serpent, dans notre installation l'échangeur utilisé est de type serpent. La figure (I.12). Montre les deux types des échangeurs.

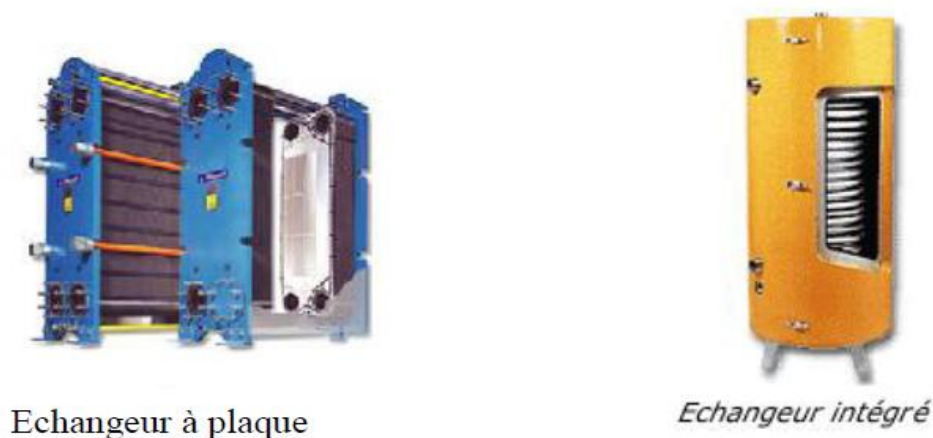


Figure I.12 : Les types d'échangeur

I.8 Le fonctionnement d'un chauffe-eau solaire

Le fonctionnement est simple, il consiste un transfert de l'énergie solaire absorbée par les capteurs (chaleur) vers un système de stockage (ballon).

Le transfert est exécuté au moyen d'un liquide caloporteur.

Le liquide caloporteur doit se déplacer du capteur solaire vers le ballon (où il échange sa chaleur, pour réchauffer l'eau froide contenue dans celui-ci), l'eau refroidie retournant au capteur ou à nouveau elle sera réchauffée par le rayonnement solaire. Voir Figure (I.13).

Dans son trajet capteur - réservoir – capteur, l'eau pourra circuler d'elle-même (circulation naturelle) où être entraînée par une petite pompe (circulation forcée).

Les positions relatives de l'isolateur et du réservoir sont essentielles pour décider du fonctionnement de l'ensemble [7], [8].

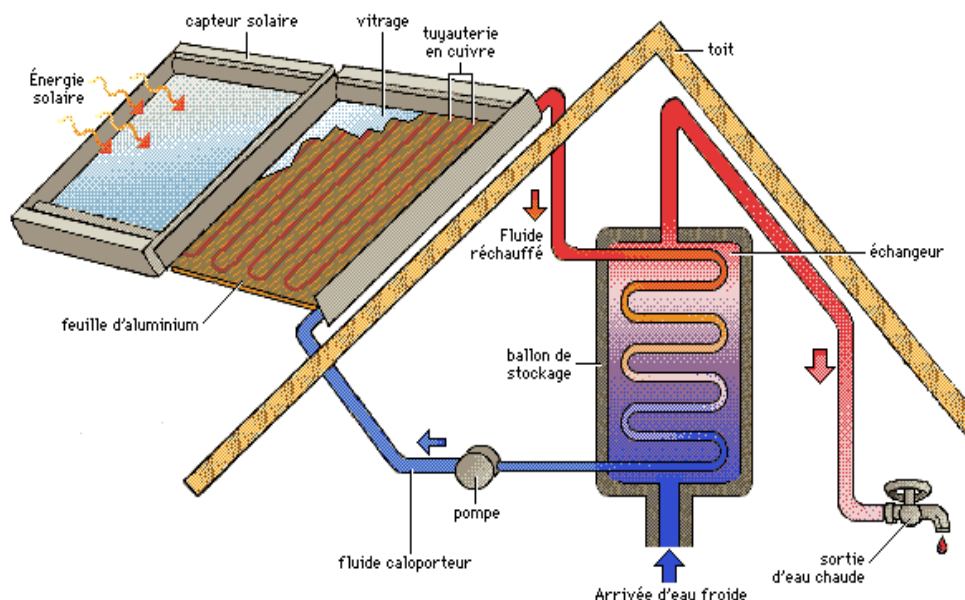


Figure I.13: Le schéma synoptique du fonctionnement d'un chauffe-eau solaire.

I.9 Les type de chauffe-eau solaires

I.9.1 Le chauffe-eau solaire à circulation naturelle (thermosiphon)

L'eau chauffée dans le capteur est envoyée dans le réservoir de stockage, elle est remplacée dans le capteur par l'eau froide, qui s'échauffe à son tour et ainsi de suite.[9]

La circulation de l'eau dans le circuit doit être continue tant qu'il y a du soleil et de l'eau à réchauffer, elle est généralement assez lente.

L'eau chaude plus légère que l'eau froide s'accumule d'abord dans le haut du réservoir. Voir Figure (I.14).

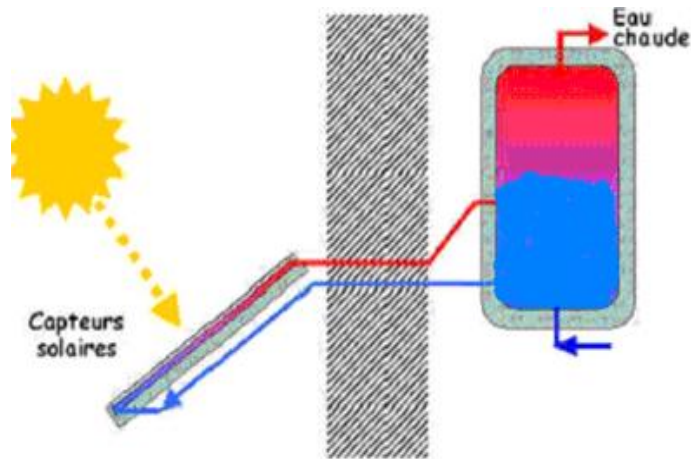


Figure I.14 : Le chauffe- eau solaire à circulation naturelle sans échangeur de chaleur

I.9.2 Le chauffe-eau solaire a circulation naturelle avec échangeur

L'eau chaude venant du capteur circule à l'intérieur du réservoir dans un échangeur de chaleur, au contact de l'eau froide du réservoir, elle cède ses calories à travers la paroi de l'échangeur et retourne se réchauffer dans le capteur. Voir Figure (I.15).

L'eau chauffée dans le capteur reste ainsi dans un circuit fermé appelé « Circuit primaire ».

L'eau chauffée au contact de l'échangeur, monte au haut du réservoir, l'eau froide descend et se fait réchauffer dans le bas du réservoir.[9]

Nous verrons à propos du gel et de l'entartrage l'intérêt qu'on peut avoir en utilisant un échangeur.

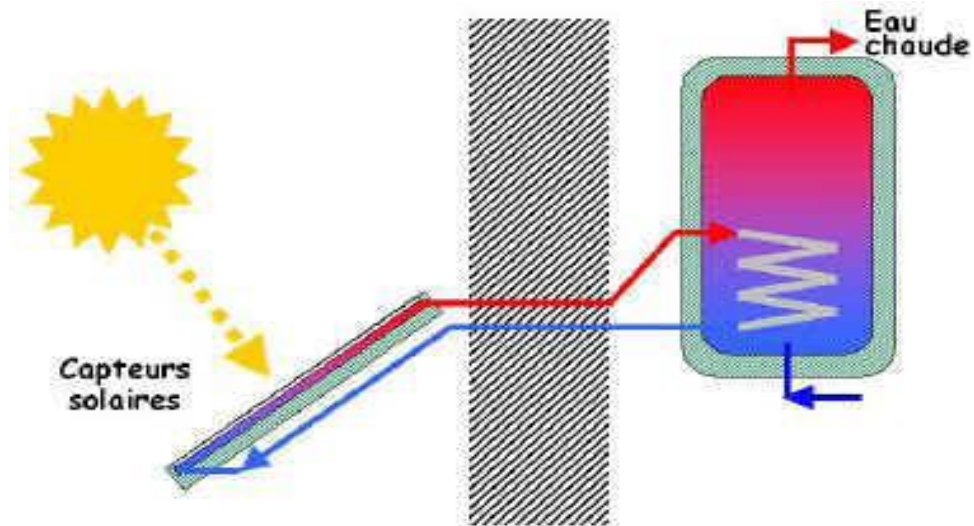


Figure I.15 : Le chauffe-eau solaire en thermosiphon avec échangeur

I.9.3 Le chauffe eau solaire avec circulateur et échangeur à l'intérieur

Le fluide circulant dans le circuit primaire (capteur - échangeur - capteur), est en général différent de l'eau stockée dans la cuve, ainsi un certain fluide caloporteur va circuler dans le circuit primaire en absorbant de l'énergie calorifique à l'intérieur du capteur, en suite il va céder le maximum de cette énergie à travers l'échangeur à l'eau stockée dans la cuve. Voir Figure (I.16). [9]

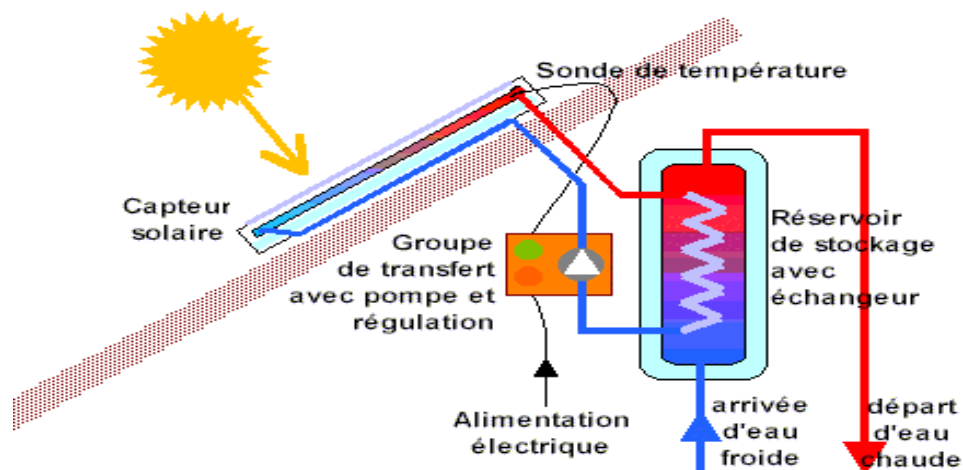


Figure I.16 : le chauffe eau avec circulateur avec échangeur à l'intérieure de réservoir de stockage

I.9.4 Le chauffe eau solaire avec circulateur et échangeur à l'extérieur de réservoir de stockage

Cette installation est composée de trois boucles principales dans laquelle circule de l'eau ou un fluide antigel comme le montre la figure (I.17). [9]

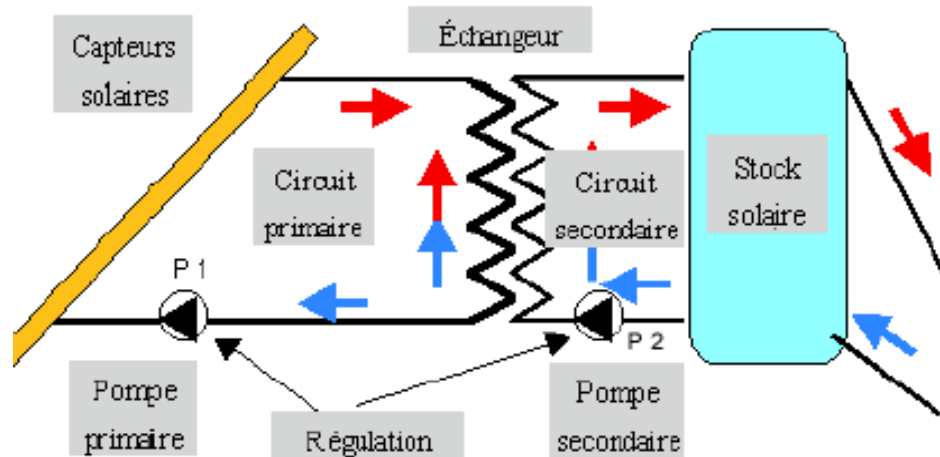


Figure I.17 : La chauffe eau avec circulateur et échangeur à l'extérieur du réservoir de stockage

I.9.4.1 La boucle primaire

C'est une boucle fermée entre les capteurs et l'échangeur, le fluide est chauffé dans les capteurs solaires puis se refroidit en transmettant sa chaleur à la boucle secondaire dans l'échangeur.

La circulation se fait lorsque l'énergie solaire disponible est suffisante pour chauffer l'eau dans les capteurs, le système de régulation pilote la marche et l'arrêt de la pompe primaire en fonction de l'ensoleillement, capté par des sondes de température dans les circuits primaires et secondaires.

I.9.4.2 La boucle secondaire

C'est une boucle ouverte entre l'échangeur et le stocke solaire, c'est l'eau chaude sanitaire qui circule dans cette boucle.

L'eau de stockage solaire est chauffée dans l'échangeur, elle se refroidit lorsqu'il y a utilisation d'eau chaude, la température de l'eau se situe dans une fourchette un peu plus restreinte que dans la boucle primaire avec un maximum de l'ordre 90°C.

La circulation se fait lorsque la boucle primaire est en mesure de chauffer la boucle secondaire, le système de régulation pilote la marche et l'arrêt de la pompe secondaire en fonction des températures dans les circuits primaires et secondaires et de l'état de la pompe primaire.

La boucle de distribution c'est une boucle ouverte, l'eau froide en provenance du réseau pénètre dans le bas du réservoir, l'eau chaude sort par le haut.

Conclusion

Les installations solaires peuvent être utilisées dans tous les climats pour produire de l'eau chaude, mais leurs performances annuelles sont proportionnelles à l'ensoleillement du lieu où sont installés les capteurs solaires.

Le choix entre les types de capteurs solaires est déterminé par le type d'application recherchée, la fiabilité, le prix et les températures souhaitées.

Pour la production d'eau chaude sanitaire on choisit généralement les capteurs plans avec vitrage.

II.1 Introduction

Le soleil a toujours eu un rôle dominant dans les différentes activités naturelles de l'univers, en particulier sur la Terre pour la formation des sources d'énergie fossile et renouvelable.

Le soleil est un générateur d'énergie interne et un distributeur pour les autres planètes d'un diamètre $1,39 \cdot 10^6$ Km. Il est situé à une distance de la terre de $149,59 \cdot 10^6$ Km. Composé de matières gazeuses, essentiellement de l'hydrogène et de l'hélium. Il est le siège de réactions de fusion nucléaires, permanentes, à chaque heure, le soleil consomme 10 milliards de tonnes d'hydrogène, et sa température de cœur atteint 10^7 K.

L'émission des radiations solaires du soleil vers chaque coin dans l'espace apparaît sous forme

d'ondes électromagnétiques transportant de l'énergie à la vitesse de la lumière. [10]

II.2 Position du soleil

La position du soleil est repérée à chaque instant de la journée et de l'année par deux systèmes de coordonnées différentes

II.2.1 Les paramètres de position

Tout point de la surface de la terre est repéré par ses coordonnées géographiques :

a. La latitude φ :

C'est l'angle formé par la verticale d'un lieu donné avec le plan équatorial terrestre. Elle est comptée à partir de l'équateur de 0 à $\pm 90^\circ$, positivement vers le nord et négativement vers le sud.

b. la longitude Ψ :

C'est l'angle formé par le méridien local du site avec le Méridien de référence (méridien de Greenwich).

c. L'altitude (Z) :

Correspond à la distance verticale entre ce point et une surface de référence, le géoïde, figurant le niveau moyen de la mer.

d .L'inclinaison du plan β

C'est l'angle entre le plan lui-même et l'horizontal

$\beta=0$: pour un plan horizontal tourne vers le haut.

$\beta=90^\circ$: pour un plan vertical

$\beta=180^\circ$: pour un plan horizontal tourne vers le bas.

e. L'angle d'incidence θ

C'est l'angle formé par la direction des rayons solaire avec la normale du récepteur.

➤ Les coordonnées équatoriales**II.2.2 Mouvements de la Terre**

Le mouvement du soleil est repéré par rapport au plan équatorial de la terre à l'aide de deux angles (la déclinaison et horaire)

- **Déclinaison**

La trajectoire de la Terre autour du Soleil est une ellipse dont le Soleil est l'un des foyers. Le plan de cette ellipse est appelé l'écliptique.

L'excentricité de cette ellipse est faible ce qui fait que la distance Terre/Soleil ne varie que de $\pm 1,7\%$ par rapport à la distance moyenne qui est de $149\,675.10^6$ km.

L'axe de rotation de la terre sur elle-même est incliné de $23,27^\circ$ par rapport au plan de l'écliptique (plan de l'orbite terrestre). On appelle déclinaison δ l'angle formé par l'axe Terre soleil avec le plan de l'équateur à un moment donné de l'année. La déclinaison vaut donc $+23,27^\circ$ au solstice d'été, $-23,27^\circ$ au solstice d'hiver, et nulle aux équinoxes. [11]

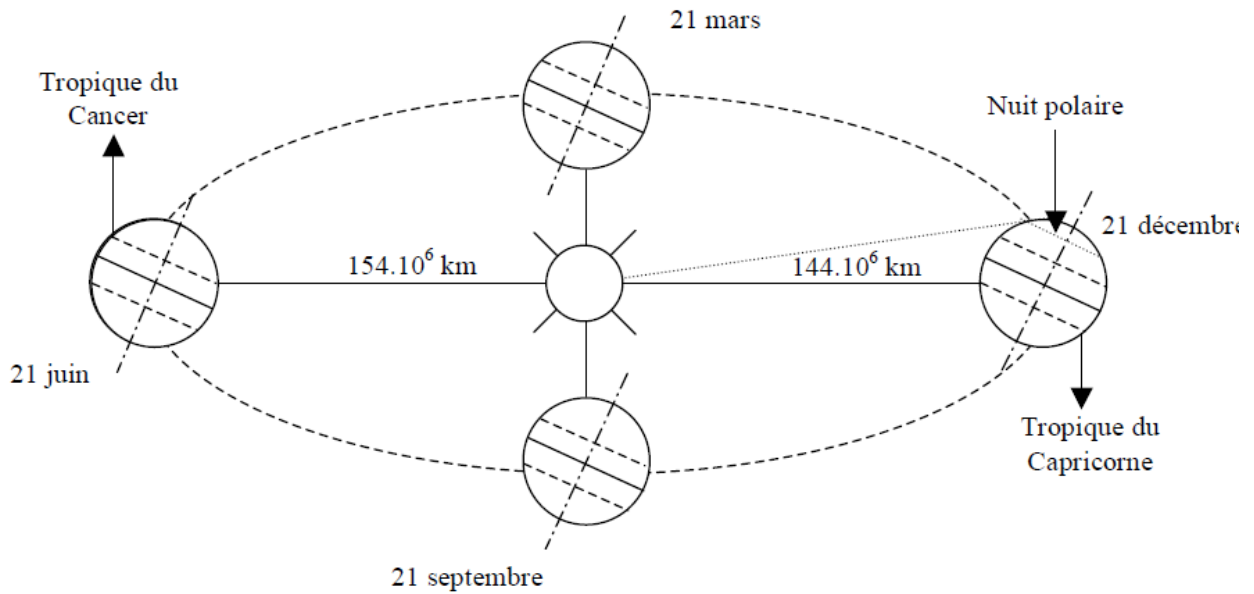


Figure II.1: Schématisation des mouvements de la Terre autour du Soleil

Plusieurs relations existent pour calculer la déclinaison, on peut calculer sa valeur, à toute époque de l'année par la formule :

$$\delta = 23.45^\circ \sin[0.980(J + 284)] \quad (\text{II.1})$$

Avec :

J : Numéro du jour de l'année.

- **L'angle horaire ω**

C'est l'angle compris entre la méridienne origine passant par le sud et la projection du soleil sur le plan équatorial, il mesure la course du soleil dans le ciel.

L'angle horaire est de 0 à midi qui est donné par la formule suivante :

$$\omega = 15^\circ(TSV - 12) \quad [\text{degré}] \quad (\text{II.2})$$

TSV : temps solaire vrais.

➤ Les Coordonnées célestes horizontales

II.2.3 Mouvement apparent du soleil

Le soleil décrit une trajectoire apparente qui dépend de la latitude et la longitude d'un lieu pris comme repère.

Le repérage du soleil s'effectue par l'intermédiaire deux angles (figure II.2) :

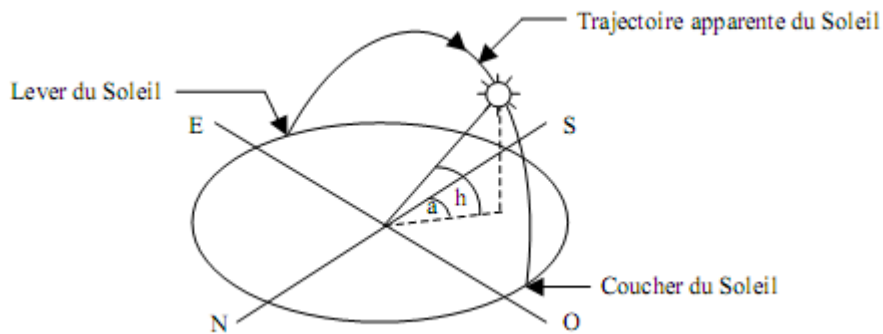


Figure II.2: Définition de la position de soleil (hauteur et azimut)

- La hauteur du soleil h

C'est l'angle que fait la direction de l'astre avec le plan horizontal. Il est particulièrement égal à :
 0° au lever et coucher astronomiques du soleil.

90° à midi temps solaire vrai.

φ Latitude de lieu

$$\sin(h) = \cos(\delta) \cos(\varphi) \cos(\omega) + \sin(\delta) \sin(\varphi) \quad (\text{II.3})$$

- L'azimut a

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

$$\sin(a) = \frac{\cos(\delta) \sin(\omega)}{\cos(h)} \quad (\text{II.4})$$

II.3 Les paramètre de temps

On distingue :

- Le temps solaire vrai (TSV) est l'angle horaire entre le plan méridien passant par le centre du soleil et le méridien du lieu considéré, il est donné par l'expression:

$$TSV = 12 \frac{\omega}{15} \quad (\text{II.5})$$

- Le temps solaire moyen (TSM) est donné par [1]:

$$TSV - TSM = ET \quad (\text{II.6})$$

La terre sur sa trajectoire autour du soleil introduit un terme correctif appel Equation de temps qui corrige le TSV par rapport au TSM [1]

$$E.T = -[0,0002 - 0,4797 \cos(\omega' J) + 3,2265 \cos(2\omega' J) + 0,0903 \cos(3\omega' J) + 7,3509 \sin(\omega' J) + 9,3912 \sin(2\omega' J) + 0,3361 \sin(3\omega' J)] \quad (\text{II.7})$$

$$\omega' = 0.984$$

J : nombre du jour de l'année

- Le temps universel (TU) est le temps moyen de Greenwich :

$$TU = TSM - \frac{\psi}{15} \quad (\text{II.8})$$

- Le temps légal (TL) est le temps officiel d'un état, il est donné par :

$$TL = TU + DH \quad (\text{II.9})$$

DH : le décalage horaire entre le méridien de Greenwich et l'état considéré (égale à 1 pour l'Algérie).

Le temps solaire vrai est égale au temps légale corrigé par un décalage du à l'écart entre la longitude du lieu et la longitude référence.

$$TSV = TL - DH + (ET + 4\psi) / 60 \quad (\text{II.10})$$

Cette équation du temps (ET) indique la correction qui permet de passer du temps solaire vrai au temps solaire moyen cette correction varie de -14 à +16 minutes au cours de l'année.

Cela veut dire que le soleil peut passer au méridien de 16 minutes d'avance ou 14 minutes de retard par rapport au temps moyen.

II.4 Le diagramme solaire

Pour évaluer les paramètres solaires rapidement et sans calculs fastidieux, on utilise des diagrammes ou des abaques qui fournissent des valeurs approchées.

Le diagramme circulaire ou solaire est le plus utilisé, représente l'azimut a par des rayons issus de centre de diagramme et la hauteur h par des cercles concentriques.

Le diagramme solaire est très utilisé pour l'évaluation des effets de masque.

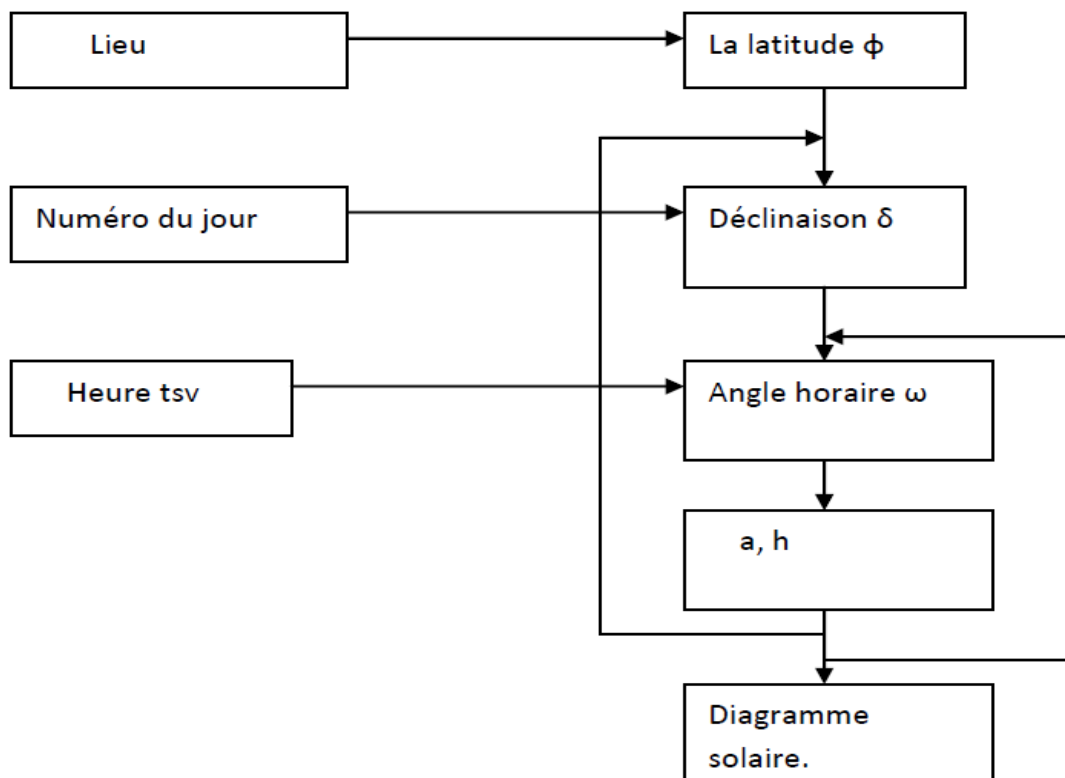


Figure II. 3 : Organigramme permettant de construire le diagramme solaire pour une latitude donnée.

II.5 Le rayonnement solaire

Il doit être connu par ses différents aspects, il faut d'abord déterminer l'énergie totale que le soleil envoie à la limite de l'atmosphère terrestre qui est la constante solaire, ensuite connaître la répartition spectrale en fonction de la longueur d'onde.

Enfin on doit tenir compte de l'absorption atmosphérique.

La puissance incidente du rayonnement solaire sur la terre est de l'ordre $1,7 \cdot 10^{17}$ W, une partie est renvoyée par diffusion sur les différentes couches de l'atmosphère, les deux tiers environ sont absorbés par l'hémisphère.

II.5.1 Le bilan radiatif terrestre

Admettons qu'à la limite de l'atmosphère la terre reçoit du soleil $8,6 \text{ kWh/m}^2$ qui correspond à 100% où le sol reçoit 4,7%, dont 31% traverse directement l'atmosphère et 16% diffusé par cette dernière vers le bas.

Ce bilan radiatif est excédentaire pendant la journée et déficitaire pendant la nuit, sa valeur est liée aux propriétés physiques de la surface terrestre (Albédo, émissivité, état hygrométrique, conductibilité thermique) et enfin soumise aux variations saisonnières.

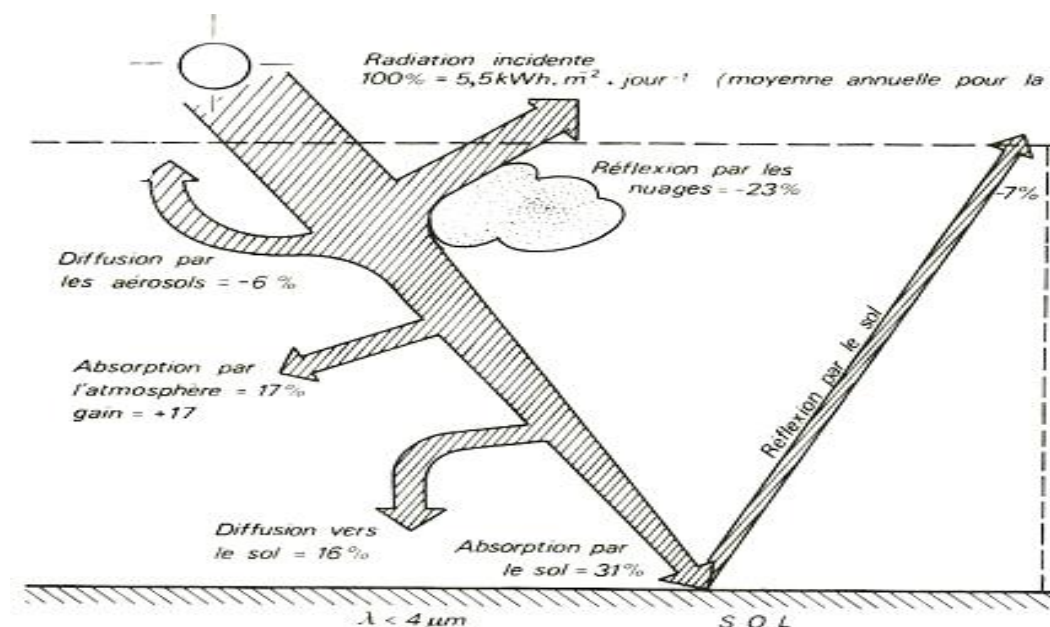


Figure II.4: Bilan énergétique du rayonnement solaire.

II.5.2 Constante solaire

La constante solaire est le flux énergétique reçu par une surface unité, située à la limite de l'atmosphère. Dans notre cas, la valeur a été retenue en 1980 est : $I_0 = 1367 \text{ W/m}^2$

I_0 est variable au cours de l'année puisque la distance terre soleil est elle-même variable (Trajectoire elliptique). La correction terre soleil est donnée par :

$$C = 1 + 0.034 \cos(360/365(J - 2)) \quad (\text{II.11})$$

Le constant solaire corrigé est :

$$I = I_0 C \quad (\text{II.12})$$

II.5.3 Le rayonnement solaire direct

Le rayonnement direct est le rayonnement incident sur un plan donné en provenance d'un petit angle solide centré sur le disque solaire, il parvient en ligne droite et par temps clair [12].

L'état du ciel est défini par deux coefficients, e et f qui symbolisent le trouble atmosphérique du lieu où se trouve le capteur solaire (tableau II.2).

La transmissivité totale de l'atmosphère pour le flux solaire incident direct est donnée par [13]:

$$\tau_{dir} = e \exp(-f / \sin(h)) \quad (\text{II.13})$$

Où:

e , f coefficient de trouble du ciel

h : hauteur du soleil

	Ciel dégagé très pur	Condition normales	Zone industrielle
e	0,87	0,88	0,91
f	0,17	0,26	0,43

Tableau II.1: Coefficient de trouble de ciel

- Dans le cas horizontal :

Le rayonnement mesuré sur un plan horizontal est donné par la relation suivante

$$E1 = I_0 C \pi \text{dir} \sin(h) \quad (\text{II.14})$$

- Dans le cas d'un plan incliné

L'éclairement énergétique reçu sur un plan incliné est donné par [13]:

$$E2 = I_0 C \pi \text{dir} \cos(\theta) \quad (\text{II.15})$$

Avec:

θ : angle d'incidence des rayons solaires

$$\cos(\theta) = \cos(\beta) \sin(h) + \sin(\beta) \cos(h) \cos(a - \beta_2) \quad (\text{II.16})$$

β : L'inclinaison du capteur plan par rapport à l'horizontal

a : azimut de soleil

β_2 : Angle formé par la projection de la normal du capteur et la direction sud

II.5.4 Le rayonnement diffus D

C'est le rayonnement global à l'exception du rayonnement direct, il comprend la plus grande partie du rayonnement réfléchi par le sol suivant l'inclinaison de la surface réceptrice, il se compose en deux composantes.

II.5.4.1 Le rayonnement diffus provenant de la voûte céleste

- Dans le cas d'un plan horizontal

L'irradiation diffuse provenant de la voûte céleste reçue sur un plan horizontal s'écrit suivant la formule suivante[12] :

$$dih = I_0 C \sin(h) [0.2710 - 0.2939 e^{-f / \sin(h)}] \quad (\text{II.17})$$

- Dans le cas d'un plan incliné

$$difc = dih [1 + \cos(\beta) / 2] \quad (\text{II.18})$$

II.5.4.2 Le rayonnement diffusé par le sol

- Dans le cas d'un plan horizontal :

$$dif2h = a * (E1 + difh) \quad (II.19)$$

a^* : albédo de la fraction de l'énergie incidente diffusée par un corps lumineux

- Dans le cas d'un plan incliné :

$$difs = dif2h(1 - \cos(\beta)/2) \quad (II.20)$$

Le flux diffus reçu sur un plan incliné est défini par [11]:

$$dif = difc + difs \quad (II.21)$$

II.5.5 Le rayonnement global G

C'est la somme du rayonnement direct et du rayonnement diffus, donc on peut l'exprimer par :

$$G = dif + E2 \quad (II.22)$$

II.6 Le potentiel solaire en Algérie [14]

De par sa situation géographique, l'Algérie dispose d'un des gisements solaires les plus élevés au monde. La durée d'insolation sur le quasi totalité du territoire national dépasse les 2000 heures annuellement et peut atteindre les 3900 heures (Hauts-Plateaux et Sahara). L'énergie reçue quotidiennement sur une surface horizontale de 1 m² est de l'ordre de 5 KWh sur la majeure partie du territoire national, soit près de 1700KWh/ m²/ an au Nord, et 2263 kWh/m²/an au Sud du pays.

paramètres	régions		
	Régions côtiers	Hauts plateaux	Sahara
Superficie (%)	4	10	86
Durée d'ensoleillement (heure/an)	2650	3000	3500
Energie moyenne reçue (KWh/ m ² /an)	1700	1900	2650

Tableau II.2: Potentiel solaire en Algérie pour différentes régions

La durée d'insolation dans le Sahara algérien est de l'ordre de 3500h/an est la plus importante au monde, elle est toujours supérieure à 8h/j et peut arriver jusqu'à 12h/j pendant l'été à l'exception de l'extrême sud où elle baisse jusqu'à 6h/j en période estivale.[15]

La région d'Adrar est particulièrement ensoleillée et présente le plus grand potentiel de toute l'Algérie (figure II.4).

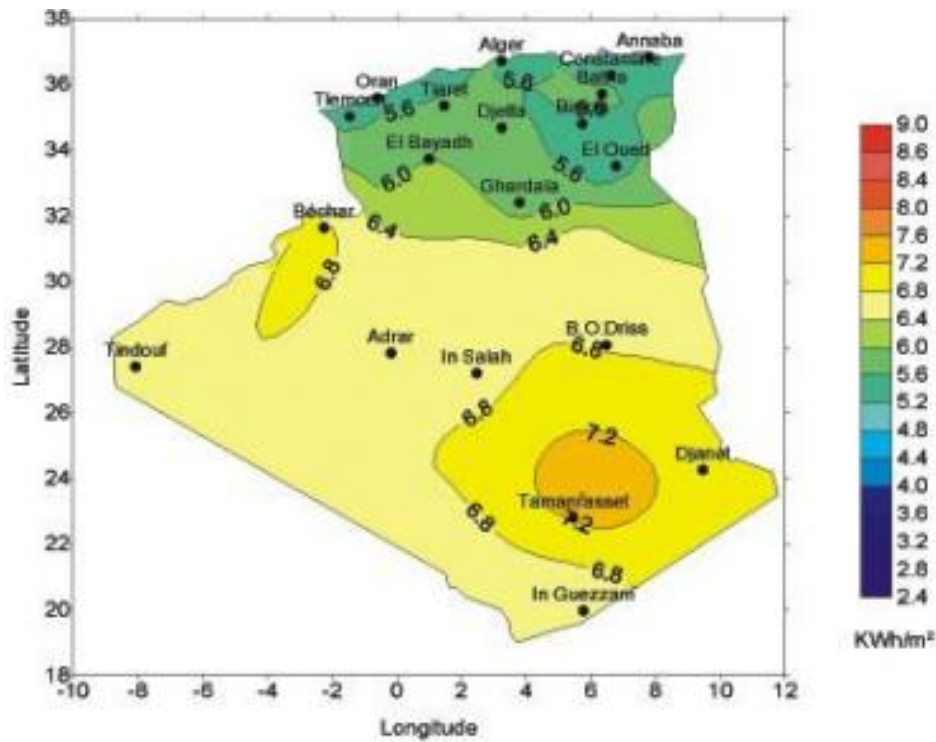


Figure II.5: Moyenne annuelle de l'irradiation solaire globale reçue sur un plan incliné à la latitude du lieu [14]

III.1 Rappels sur les transferts de chaleur

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

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

III.1.1 Conduction

C'est le transfert de chaleur au sein d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, sous l'influence d'une différence de température. La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts : une transmission par les vibrations des atomes ou molécules et une transmission par les électrons libres.

La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de Fourier : la densité de flux est proportionnelle au gradient de température :

$$Q_{cd} = -\lambda.S. \vec{grad}(T) \quad (III.1)$$

$$Q_{cd} = -\lambda.S. \frac{\partial T}{\partial x} \quad (III.2)$$

Avec :

Q_{cd} : le flux de chaleur par conduction (W).

S : Aire de la section de passage du flux de chaleur (m^2).

λ : La conductivité thermique ($W/m^\circ C$).

x : Variable d'espace dans la direction du flux (m).

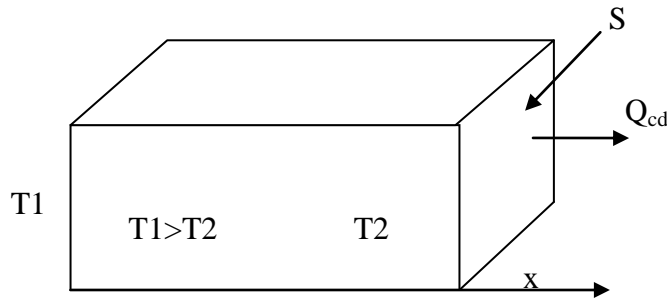


Figure III.1 : Schéma du transfert de chaleur par conduction

III.1.2 Convection

Dans ce cas le transfert de chaleur s'effectue d'un fluide liquide ou gazeux à un corps solide (par exemple entre l'air et une paroi). Les particules se trouvent en mouvement entre elles.

On distingue deux types de convection :

III.1.2.1 La convection libre ou naturelle

Le mouvement du fluide est engendré par les variations de densité causées par des variations de température au sein du fluide, tel est le cas de la thermocirculation.

III.1.2.2 La convection forcée

Le mouvement du fluide est induit par une cause indépendante des différences de température (pompe, ventilation ...).

C'est le transfert de chaleur entre un solide et un fluide, l'énergie étant transmise par déplacement du fluide.

Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton :

$$Q_{cv} = h_c \cdot S \cdot (T_p - T_\infty) \quad (\text{III.3})$$

Avec:

Q_{cv} : le flux de chaleur par convection (W).

S : La surface de transmission de chaleur (m²).

T_p : La température de surface de solide (°C).

T_{∞} : La température du fluide avant son contact avec le solide ($^{\circ}\text{C}$).

h_c : Le coefficient de transmission thermique par convection ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$).

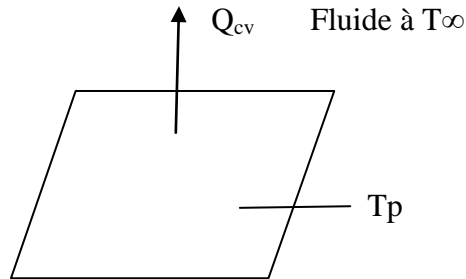


Figure III.2 : Schéma du transfert de chaleur par convection

III.1.2.3 Calcule le coefficient d'échange par convection

En convection forcée :

En l'absence de convection naturelle, le coefficient d'échange h^c par convection est indépendant de la différence de la température de la paroi et le fluide mais il dépend des 6 grandeurs suivantes :

U_m vitesse moyenne du fluide

ρ masse volumique du fluide

C_p chaleur spécifique du fluide

μ viscosité thermique du fluide

λ conductivité thermique du fluide

D dimension caractéristique de la surface d'échange

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

$$Nu = hc \frac{D}{\lambda} \quad \text{nombre de Nusselt}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot U_m \cdot D}{\mu} \quad \text{nombre de Reynolds}$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot Cp}{\rho} \quad \text{nombre de Prandtl}$$

Les travaux expérimentaux étudiant le transfert de chaleur par convection dans une situation

Donnée fournissent leurs résultats sous forme de corrélation mathématiques $Nu=f(Re,Pr)$ qui permettent de calculer h_c par :

$$h = Nu \frac{D}{\lambda} \quad (III.4)$$

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

Pr : le nombre de Prandtl caractérise l'échange thermique entre le fluide et la paroi.

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

En convection naturelle :

Dans la convection naturelle, le mouvement du fluide est dû aux variations de la masse volumique du fluide provenant des échanges de chaleur entre le fluide et la paroi. Le fluide est mis en mouvement sous l'effet des forces d'Archimède car sa masse volumique est fonction de sa température.

La convection forcée est négligeable si

$$Gr/Pr^2 > 100$$

$$Nu = C (Gr Pr)^n$$

Convection laminaire $Gr Pr < 109 \Rightarrow n=1/4$

Convection turbulente $Gr Pr > 109 \Rightarrow n=1/3$

III.1.3 Le rayonnement

Le transfert de chaleur par rayonnement a lieu lorsque de l'énergie sous forme d'ondes électromagnétiques est émise par une surface et absorbée par une autre. Cet échange peut avoir lieu lorsque les corps sont séparés par le vide ou par n'importe quel milieu intermédiaire suffisamment transparent pour les ondes électromagnétiques.

La loi fondamentale du rayonnement est celle de Stefan-Boltzmann :

$$Q_r = \varepsilon \cdot \sigma \cdot S (T_p^4 - T_\infty^4) \quad (\text{III.5})$$

Q_r : densité de flux de chaleur émis par le corps.

ε : émissivité thermique du matériau.

σ : constante de Stefan-Boltzmann évaluée à $5,6 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^{-4}$

T_p : Température de la surface.

T_∞ : Température du milieu environnant la surface.

S : Aire de la surface (m^2)

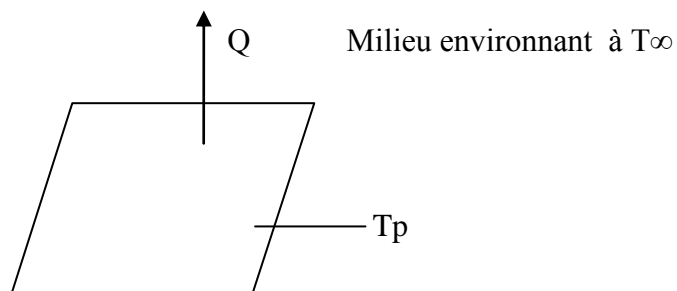


Figure III.3 : Schéma du transfert de chaleur radiatif

III.2 Les différents modes de transferts thermiques dans un capteur solaire

Un capteur solaire met en jeu simultanément les trois modes de transfert thermique, conduction, convection et rayonnement (figure III.4).

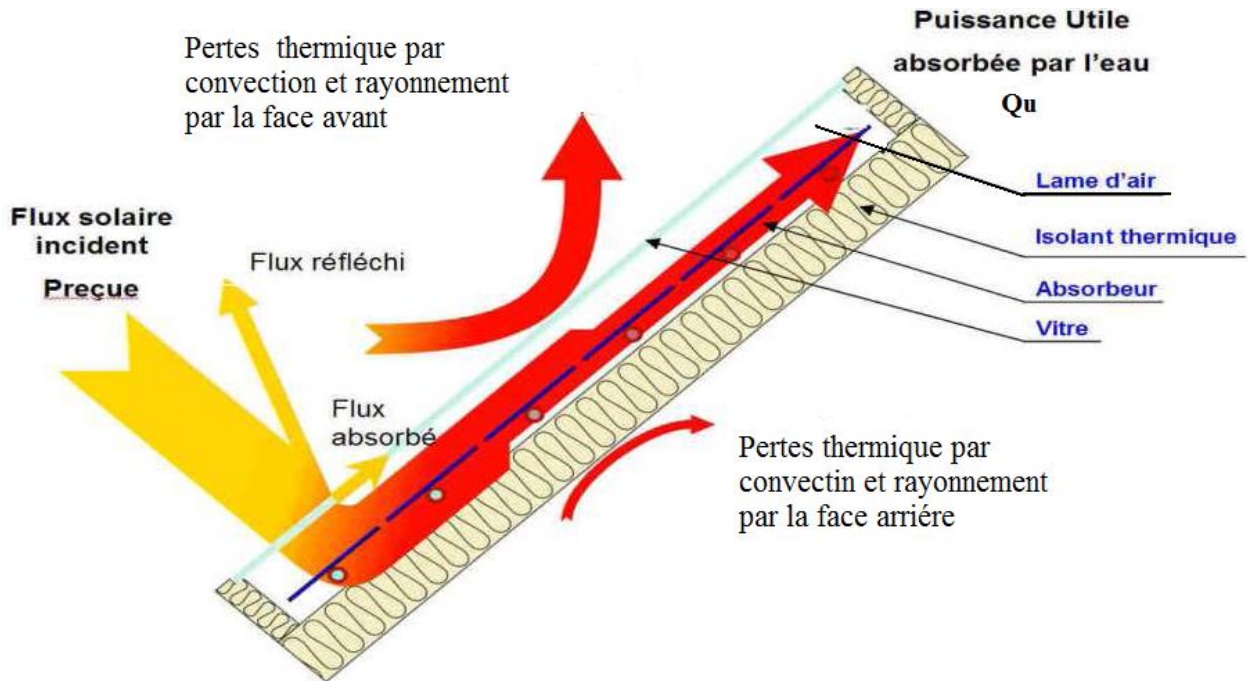


Figure III.4 Les différents échanges thermiques dans un capteur plan vitré

III.2.1 Échanges thermiques au niveau de la vitre [16]

En plus du flux de chaleur échangé par rayonnement entre l'absorbeur et le vitrage, il existe un autre flux de chaleur incident (Q_v) qui sera absorbé par la vitre mais avec peu d'importance.

$$Q_v = \alpha_v \cdot S_v \cdot G \quad (\text{III.6})$$

α_v : coefficient d'absorption de la vitre.

S_v : surface de la vitre (m^2).

G : Le rayonnement global.

- Le flux de chaleur échangé par convection entre le vitrage et l'air ambiant est donné par l'équation (III.7)

$$Q_{cvam} = h_{cvam} \cdot S_v \cdot (T_v - T_{am}) \quad (III.7)$$

T_{am}: La température ambiante (°K).

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

On pourra utiliser la corrélation de Hottel et Woertz.

$$h_{cvam} = 5.67 + 3.86 \cdot V \quad (III.8)$$

V : La vitesse du vent (m/s).

- Le flux de chaleur échangé par rayonnement entre le vitrage et le ciel est donné par l'équation (III.9)

$$Q_{rvc} = h_{rvc} \cdot S_v \cdot (T_v - T_{ciel}) \quad (III.9)$$

T_{ciel}: La température de ciel (°K).

h_{rvc} : coefficient d'échange par rayonnement entre la vitre et ciel (W/ m²°K).

$$h_{rvc} = \varepsilon_v \cdot \sigma \cdot (T_{ciel} - T_v) \cdot (T_v^2 + T_{ciel}^2) \quad (III.10)$$

$$T_{ciel} = 0.0552 T_{am}^{1.5} \quad (III.11)$$

III.2.2 Échanges thermiques au niveau de l'absorbeur [16]

- Le flux de chaleur échangé par convection entre l'absorbeur et le vitrage est donné par l'équation (III.12)

$$Q_{cabv} = S_{ab} \cdot h_{cabv} \cdot (T_{ab} - T_v) \quad (III.12)$$

T_{ab} : La température de l'absorbeur (°K).

S_{ab} : La surface de l'absorbeur (m²)

h_{cabv} : Le coefficient d'échange thermique par convection entre la vitre et l'absorbeur (W/m²°K).

$$h_{cabv} = Nu \frac{k_{air}}{b} \quad (III.13)$$

$$Nu = 1 + 1.44 \left(1 - \frac{1708(1.8 \sin \beta)^{1.6}}{Ra \cos(\beta)} \right) \left(1 - \frac{1708}{Ra \cos(\beta)} \right) + \left(\frac{Ra \cos(\beta)}{5830} \right)^{0.666} - 1 \quad (III.14)$$

Pr : nombre de Prandtl.

b : épaisseur de la lame d'air séparant la vitre de la plaque absorbante (m).

Gr : nombre de Grashof.

Kair : conductivité thermique de l'air (W/m.K).

β : inclinaison du capteur (rad).

- Le flux de chaleur échangé par rayonnement entre l'absorbeur et le vitrage est donné par l'équation (III.15)

$$Q_{rabv} = Sab.h_{rabv}.(Tab - Tv) \quad (III.15)$$

$$h_{rabv} = \frac{\sigma.(Tab + Tv).(Tab^2 + Tv^2)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_{ab}} \right) + \left(\frac{1}{\varepsilon_v} \right) - 1} \quad (III.16)$$

ε_{ab} , ε_v : sont respectivement les émissivités de l'absorbeur et du vitrage .

σ : constante de Stéphane Boltzman $\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$.

- Le flux de chaleur échangé par conduction entre l'absorbeur et l'isolant est donné par l'équation (III.17)

$$Q_{cdabi} = \frac{(Tab - Ti)}{\left(\frac{Lab}{Sabi.\lambda_i} \right) + \left(\frac{Li}{Sabi.\lambda_{ab}} \right)} + \frac{(Tab - Ti)}{\left(\frac{Lab}{Sabil.\lambda_{il}} \right) + \left(\frac{Lil}{Sabil.\lambda_{ab}} \right)} \quad (III.17)$$

Ti: température de l'isolant (°K).

Sabi : surface de contact absorbeur isolant pour la face avant (m²).

Sabil : surface de contact absorbeur isolant pour la face latérale (m²).

λ_i : conductivité thermique de l'isolant (laine de roche). (W m⁻¹ °K⁻¹).

λ_{il} : conductivité thermique de l'isolant. (Laine de verre). (W m⁻¹ °K⁻¹).

λ_{ab} : conductivité thermique de l'absorbeur (W m⁻¹ °K⁻¹).

Lab : épaisseur de l'absorbeur (m).

Li: épaisseur de l'isolant (laine de roche) (m).

Lil: épaisseur de l'isolant latéral (laine de verre) (m).

- Le flux de chaleur échangé par convection entre l'absorbeur et le fluide caloporteur (eau) est donné par l'équation (III.18)

$$Q_{cabf} = h_{cabf} \cdot Sabf \cdot (Tab - Tf) \quad (III.18)$$

Tf: température du fluide caloporteur (°K).

Sabf: surface de contact absorbeur fluide caloporteur (m²).

h_{cabf} : coefficient d'échange par convection entre l'absorbeur et le fluide caloporteur (W/ m² °K).

Le coefficient d'échange de chaleur par convection à l'intérieur des tubes h_{cabf} est calculé suivant Gnielinski. Il a exploité un grand nombre de données expérimentales sur le transfert de chaleur dans les tubes et il a proposé une corrélation utilisable pour le régime de transition et pour le régime turbulent en tenant compte de la longueur d'établissement de l'écoulement. Les propriétés physiques sont calculées à la température moyenne de l'eau.

$$Nu = \frac{\Omega}{8} \left(\frac{(Re - 10^3) \cdot Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{\Omega}{8} \right)^{0.5} (Pr^{2/3} - 1)} \right) \left(1 + \left(\frac{di}{L} \right)^{2/3} \right) \quad (III.19)$$

Ω : coefficient de Darcy.

Pr: nombre de Prandtl.

Re: nombre de Reynolds.

di: diamètre intérieur (m).

L: longueur du tube (m).

Cette corrélation est utilisable pour $0.6 < Pr < 2000$, $2300 < Re < 106$. Le nombre de Reynolds est donné par:

$$Re = \rho \frac{D.V}{\mu} \quad (\text{III.20})$$

D: diamètre du tube (m).

μ : viscosité dynamique de l'eau (Pas).

V: vitesse moyenne du fluide (m/s).

Pour un écoulement turbulent hydraulique lisse, le coefficient de Darcy est donné par des relations différentes, suivant le nombre de Reynolds.

Si $2300 \leq Re \leq 10^5$, on applique la formule de Blasius :

$$\Omega = 0.3164 Re^{-0.25} \quad (\text{III.21})$$

Si $10^5 \leq R \leq 10^6$, on applique la relation de Herman :

$$\Omega = 0.0054 + 0.3964 Re^{-0.3} \quad (\text{III.22})$$

Le coefficient d'échange de chaleur interne est donné par:

$$h_{cabf} = Nu \frac{\lambda_{eau}}{di} \quad (\text{III.23})$$

λ_{eau} : conductivité thermique de l'eau ($\text{W m}^{-1} \text{ } ^\circ\text{K}^{-1}$)

d : diamètre du tube intérieur (m).

➤ Le flux de chaleur incident reçu par l'absorbeur est donné par (III.24) :

$$Q_{ab} = \alpha_{ab} \cdot \tau_v \cdot S_{ab} \cdot G \quad (\text{III.24})$$

α_{ab} : coefficient d'absorption de l'absorbeur.

τ_v coefficient de transmission de la vitre.

G: éclairement global incident sur le plan incliné du capteur plan. (W/m^2).

III.2.3 Bilan thermique du capteur solaire plan en régime transitoire [16]

Le bilan total qui donne le comportement thermique du capteur, et qui fournit les températures moyennes de l'absorbeur, la vitre et le fluide caloporteur, est donné par le système d'équations différentielles ordinaires non linéaires suivant:

- **Vitre**

$$mv.Cv \frac{dT_v}{dt} = \alpha_v.S_v.G + Sab(h_{cabv} + h_{rabv})(Tab - Tv) - h_{cvam}.S_v(Tv - Tam) - h_{rvc}.S_v(Tv - Tciel) \quad (III.25)$$

- **Absorbeur**

$$mab.Cab \frac{dTab}{dt} = \alpha_{ab}.\tau_v.Sab.G - Sab(h_{cabv} + h_{rabv})(Tab - Tv) - (\psi1 + \psi2)(Tab - Ti) - h_{cabf}.Sabf (Tab - Tf) \quad (III.26)$$

- **Fluide caloporteur**

$$mf.Cf \frac{dTf}{dt} = h_{cabf}.Sabf (Tab - Tf) = Qu \quad (III.27)$$

$$\psi1 = \frac{1}{\left(\frac{Lab}{Sabi.\lambda_i}\right) + \left(\frac{Li}{Sabi.\lambda_{ab}}\right)} \quad \psi2 = \frac{1}{\left(\frac{Lab}{Sabil.\lambda_{il}}\right) + \left(\frac{Lil}{Sabil.\lambda_{ab}}\right)} \quad (III.28)$$

Avec :

mv, mab, mf: masses respectives de la vitre, l'absorbeur et de fluide.

Cv, Cab, Cf : chaleurs massiques respectivement de la vitre, l'absorbeur et le fluide caloporteur.

III.3 Perte globale d'énergie [16]

Les pertes thermiques sont dues à la différence de température entre l'absorbeur et le milieu ambiant. Elles se manifestent selon les trois modes de transfert de chaleur. Elles se divisent en trois catégories: les pertes vers l'avant, les pertes vers l'arrière et les pertes latérales.

III.3.1 Coefficient de pertes thermiques vers l'avant du capteur

Le coefficient de pertes thermiques global vers l'avant du capteur sera donné par la relation suivante:

$$U_{av} = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_{rvc} + h_{cvam}} \right) + \left(\frac{1}{h_{cabv} + h_{rabv}} \right)} \quad (III.29)$$

III.3.2 Coefficient de pertes thermiques vers l'arrière du capteur

Ce coefficient est peu important que celui d'avant, vue le capteur est très bien isolé à l'arrière.

L'expression évaluant ce coefficient est donné par:

$$U_{arr} = \frac{K_{isol}}{E_{isol}} \quad (III.30)$$

K_{isol} : coefficient de conductivité thermique de l'isolant ($W / ^\circ K m$).

E_{isol} : épaisseur de l'isolant (m).

III.3.3 Coefficient de pertes thermiques latérales

La valeur de ce coefficient est inférieure à celle du coefficient de pertes arrière, vue que la surface latérale du capteur est peu important.

$$U_{lat} = \left(\frac{k_{isol}}{E_{isol}} \right) \cdot \left(\frac{A_{lat}}{A_c} \right) \quad (III.31)$$

A_{lat} : surface latérale du capteur (m^2).

A_c : surface du capteur (m^2).

Le coefficient de pertes thermiques global vers l'extérieur est la somme des trois coefficients.

$$UL = U_{av} + U_{arr} + U_{lat} \quad (III.32)$$

III.4 Rendement instantané du capteur solaire [16]

L'analyse faite dans ce domaine par Hottel, Willier, Wortz et Bliss permet d'aboutir à une équation unique donnant le rendement instantané du capteur que l'on définit par le rapport suivant:

$$\text{Puissance de sortie} = \text{Puissance captée} - \text{Pertes} \quad (\text{III.33})$$

η = Puissance thermique utile par m^2 du capteur / flux solaire incident sur le plan de capteur

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c.G} = \frac{A_c[(\alpha\tau)_{\text{eff}}.G - U_L(T_{\text{ab}} - T_{\text{am}})]}{A_c.G} \quad (\text{III.34})$$

Q_u : puissance utile récupérée par le fluide caloporteur (W).

$\alpha\tau$: sont respectivement coefficient d'absorption de l'absorbeur et transparence de vitrage

III.5 Bilan thermique de la cuve de stockage [16]

Pour calculer la température de l'eau dans la cuve de stockage, le modèle brassé est adopté. Ce dernier consiste à supposer que la température dans la cuve est uniforme. Le régime est considéré transitoire et le flux totale 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.

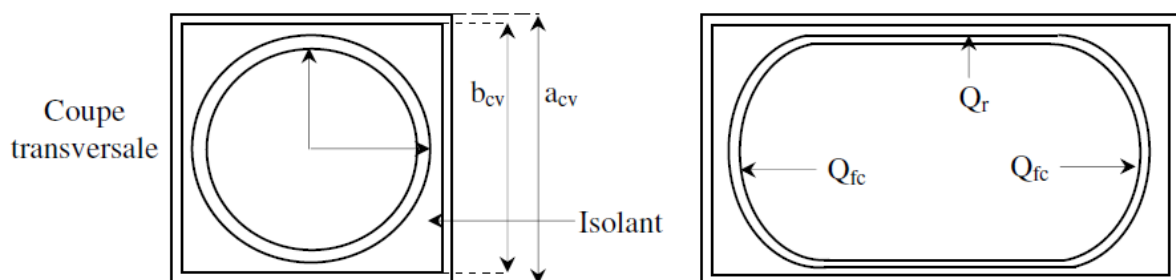


Figure: III.5: Schéma de la cuve de stockage

$$Qu = m.Cp(Tfs - Tfe) \quad (III.35)$$

$$Qu = Ac.Fr[(\tau\alpha)_{eff}.G - UL(Tfe - Ta)] \quad (III.36)$$

Avec :

Qu : le flux d'énergie utile

$\tau\alpha$: transparence de vitrage et coefficient d'absorption de l'absorbeur .

Ta : température de l'air extérieur.

Tfe : température intérieure de fluide.

Ac : surface du capteur.

m : le débit massique du fluide.

Cp : la chaleur spécifique du fluide.

Fr : facteur de conductance du capteur défini par :

$$Fr = \frac{MCp}{UL} \left[1 - \exp \left(\frac{-Fc.UL}{M.Cp} \right) \right] \quad (III.37)$$

M : débit surfacique (Kg/s/m²).

Fr = quantité de chaleur réellement extraite / quantité de chaleur recueillie si l'absorbeur est à la température d'entrée du fluide

$$Fc = \frac{1/UL}{(d + D) \left[\frac{1}{UL(d.\eta_{ail} + D)} + \frac{1}{hcabf.Pm} \right]} \quad (III.38)$$

Fc = quantité de chaleur réellement extraite / quantité de chaleur recueillie avec un absorbeur isotherme à la température du fluide

D: diamètre de tube (m).

Pm: périmètre mouillée de la section de passage (m²) .

L'efficacité de l'ailette est donnée par:

$$\eta_{ail} = \frac{th \left(\frac{d}{2} \sqrt{\frac{UL}{\lambda_{ab.ep}}} \right)}{\frac{d}{2} \sqrt{\frac{UL}{\lambda_{ab.ep}}}} \quad (III.39)$$

La température de la plaque absorbante se présente selon le normale de Beckmann par :

$$T_{pm} = T_{fe} + \frac{Q_u (1 - Fr)}{Ac \cdot UL \cdot Fr} \quad (III.40)$$

La température moyenne du fluide dans le capteur est calculée par l'équation de Klein.

$$T_{fm} = T_{fe} + \frac{Q_u}{Ac \cdot UL \cdot Fr} \left(1 - \frac{Fr}{Fc} \right) \quad (III.41)$$

$$Q_t = K(T_s - T_{am}) = \frac{1}{R_{th}} (T_s - T_{am}) \quad (III.42)$$

$$K = 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot L_{cv} \sum \frac{1}{R_{thr}} + 2 \cdot \pi \cdot r_1^2 \sum \frac{1}{R_{thc}} \quad (III.43)$$

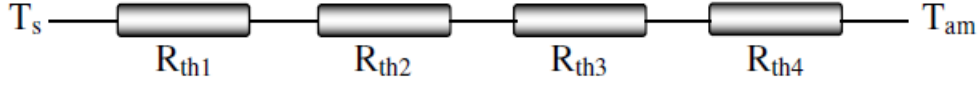
T_s , T_{am} : sont respectivement la température du stockage et la température ambiante (°K).

R_{th} : résistance thermique de la cuve de stockage entre le milieu ambiant et le fluide stocké.

R_{thr} : résistances thermiques radiales.

R_{thc} : résistances thermiques sur les cotés.

Pour déterminer la résistance thermique du stockage de la cuve, on utilise le schéma analogique équivalent donné ci-dessous.



$$R_{th1} = \frac{1}{2.\pi.L_{cv}.r_1.h_{cv}} \quad (III.44)$$

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 par :

$$Nu = 0.52(Gr.Pr)^{0.25} \quad (III.45)$$

$$h_{cv} = Nu \frac{\lambda}{D} \quad (III.46)$$

pour un Gr compris entre 10^3 et 10^9 et un Pr supérieur à 0.6.

D : diamètre du cylindre intérieur (m).

$$R_{th2} = \frac{1}{2.\pi.L_{cv}.\lambda_{ac}} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) \quad (III.47)$$

r_2 : rayon extérieur de la virole (m).

λ_{ac} : conductivité thermique de la virole ($W\ m^{-1}\ ^\circ K^{-1}$).

R_{th3} : résistance thermique de l'isolant.

$$R_{th3} = \frac{1}{2.\pi.L_{cv}.\lambda_{isc}} \ln\left(\frac{0.54.b_{cv}}{r_2}\right) \quad (III.48)$$

λ_{isc} : conductivité thermique de l'isolant ($W\ m^{-1}\ ^\circ K^{-1}$).

Rth4: résistance thermique entre l'isolant et la tôle.

$$Rth_4 = \frac{0.785}{2.\pi.Lcv.\lambda t} \ln\left(\frac{a_{cv}}{b_{cv}}\right) \quad (III.49)$$

λt : conductivité thermique de la tôle. D'où :

$$K = 2.\pi.r_1.Lcv \left[\frac{1}{hcv} + \frac{r_1}{\lambda ac} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{r_1}{\lambda isc} \ln\left(\frac{0.54b_{cv}}{r_2}\right) + \frac{0.785.r_1}{\lambda t} \ln\left(\frac{a_{cv}}{b_{cv}}\right) \right]^{-1} \\ + 2.\pi.r_1^2 \left[\frac{1}{hcv} + \frac{eac}{\lambda ac} + \frac{et}{\lambda t} + \frac{eisc}{\lambda isc} \right]^{-1} \quad (III.50)$$

En égalant la variation de l'énergie stockée dans la cuve à l'énergie captée par le collecteur moins l'énergie perdue vers l'espace environnant et l'énergie puisée, on peut écrire le bilan thermique de la cuve de stockage sous la forme suivante:

$$(M.Cp)_s \frac{dT_s}{dt} = Ac.Fr[(\tau\alpha)_{eff}.G - UL(T_s - T_{am})] - K(T_s - T_{am}) - m(T_s - T_{lr}) \quad (III.51)$$

eac, et, eisc: sont respectivement les épaisseurs de l'acier, du tube et de l'isolant de la cuve.

Tlr : Température de soutirage (°K).

III.6 Principe de simulation

En régime transitoire, on va utiliser une simulation « pas à pas », qui rend compte de l'évolution des températures de tous les éléments du capteur dans le temps.

III.6.1 Le programme principal

- **La première étape :** le calcul des différents échanges thermiques indépendants de la température, qui sont : le coefficient d'échange par convection entre la vitre et l'air ambiant et Le flux de chaleur échangé par conduction entre l'absorbeur et l'isolant

- **La deuxième étape :** on choisit un intervalle de temps pour effectuer les calculs (entre 6h00 du matin et 19h00) et on calcule pour chaque pas de temps les paramètres suivants :

- Le rayonnement solaire frappant un plan incliné.
- La puissance solaire absorbée par l'absorbeur et la vitre du capteur.
- La température ambiante et la température du ciel.

- **La troisième étape :**

On calcule la température ambiante, et on suppose qu'initialement les températures des différents composants du capteur sont à la température ambiante à l'exception des températures de l'absorbeur et du fluide caloporteur qui sont à des températures légèrement supérieures, et on calcule pour les températures initiales :

- Les propriétés thermophysiques du fluide caloporteur à savoir :

La masse volumique.

La conductivité thermique.

La viscosité cinématique.

La chaleur massique.

Le nombre de Prandtl.

- Les coefficients d'échange thermique, à savoir :

Le coefficient d'échange par rayonnement entre la vitre et la voute céleste.

Le coefficient d'échange par rayonnement entre la vitre et l'absorbeur.

Le coefficient d'échange par convection entre la vitre et l'absorbeur.

Le coefficient d'échange par convection entre l'absorbeur et le fluide caloporteur.

- Résolution du système d'équations par la méthode de RK4.

- **La quatrième étape :** la troisième étape est reprise avec les températures obtenues.

- **La cinquième étape :** calcul du rendement instantané du capteur pour chaque pas de temps.

III.6.2 : Méthodes de résolution numérique

➤ Méthode de Runge Kutta d'ordre 4

Les méthodes de Runge-Kutta sont des méthodes numériques d'approximation de solution des équations différentielles. Elles ont été ainsi nommées en l'honneur des mathématiciens Carl Runge et Martin Wilhem Kutta qui élaborèrent cette méthode en 1901.

La méthode de Runge-Kutta d'ordre 4 (RK4) est très couramment utilisée pour la résolution des équations différentielles ordinaires (EDO), et très stable pour les fonctions courantes de la physique.

La méthode de RK4 est dérivée de la méthode d'Euler, elle utilise trois points intermédiaires pour progresser du point (x_i, y_i) au point (x_{i+1}, y_{i+1}) suivant les calculs suivants:

$$T1 = h \times f(x_i, y_i) \quad (\text{III.52})$$

$$T2 = h \times f\left(x_i + \frac{h}{2}, y_i + \frac{T1}{2}\right) \quad (\text{III.53})$$

$$T3 = h \times f\left(x_i + \frac{h}{2}, y_i + \frac{T2}{2}\right) \quad (\text{III.54})$$

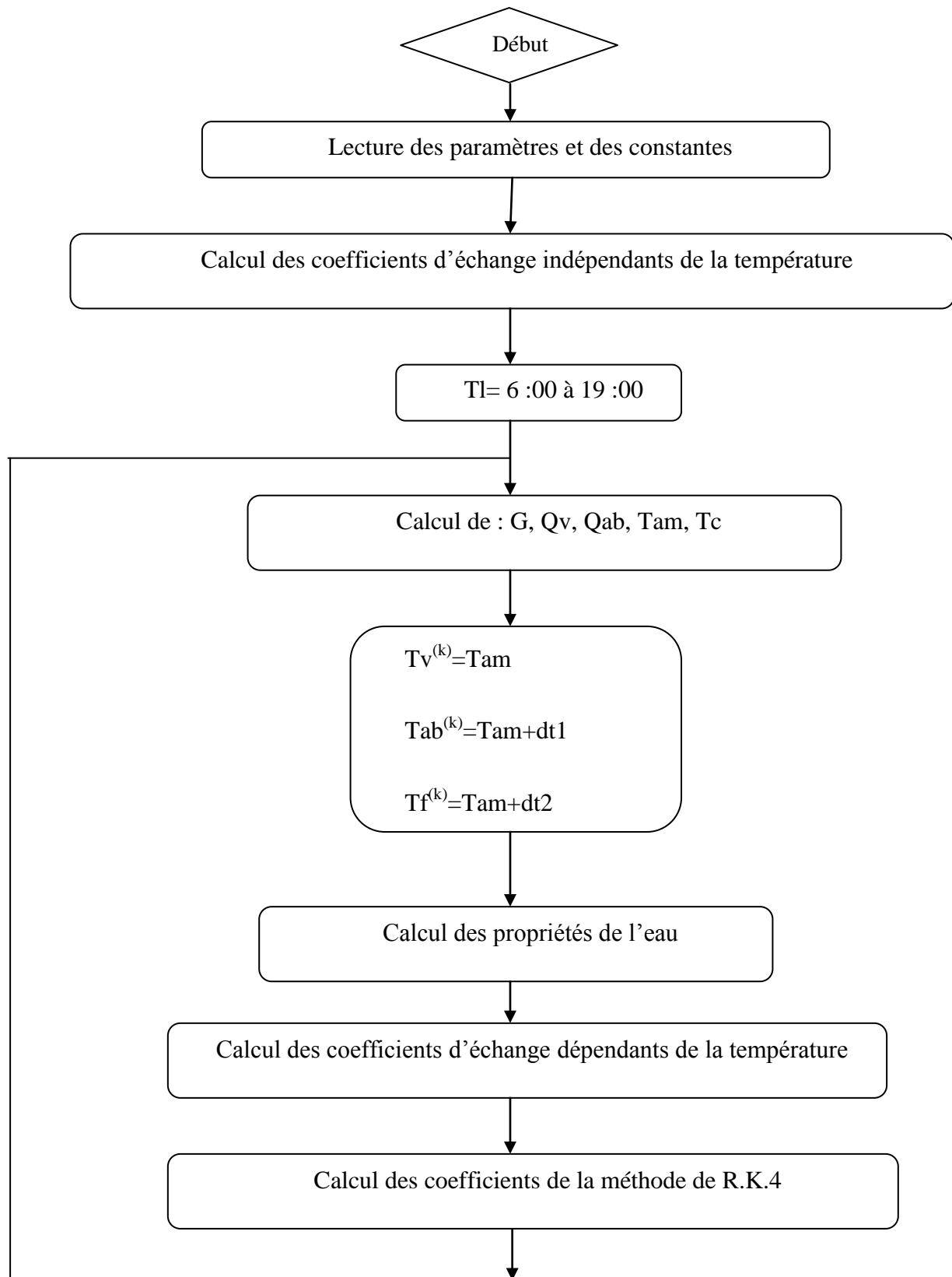
$$T4 = h \times f(x_i + h, y_i + T3) \quad (\text{III.55})$$

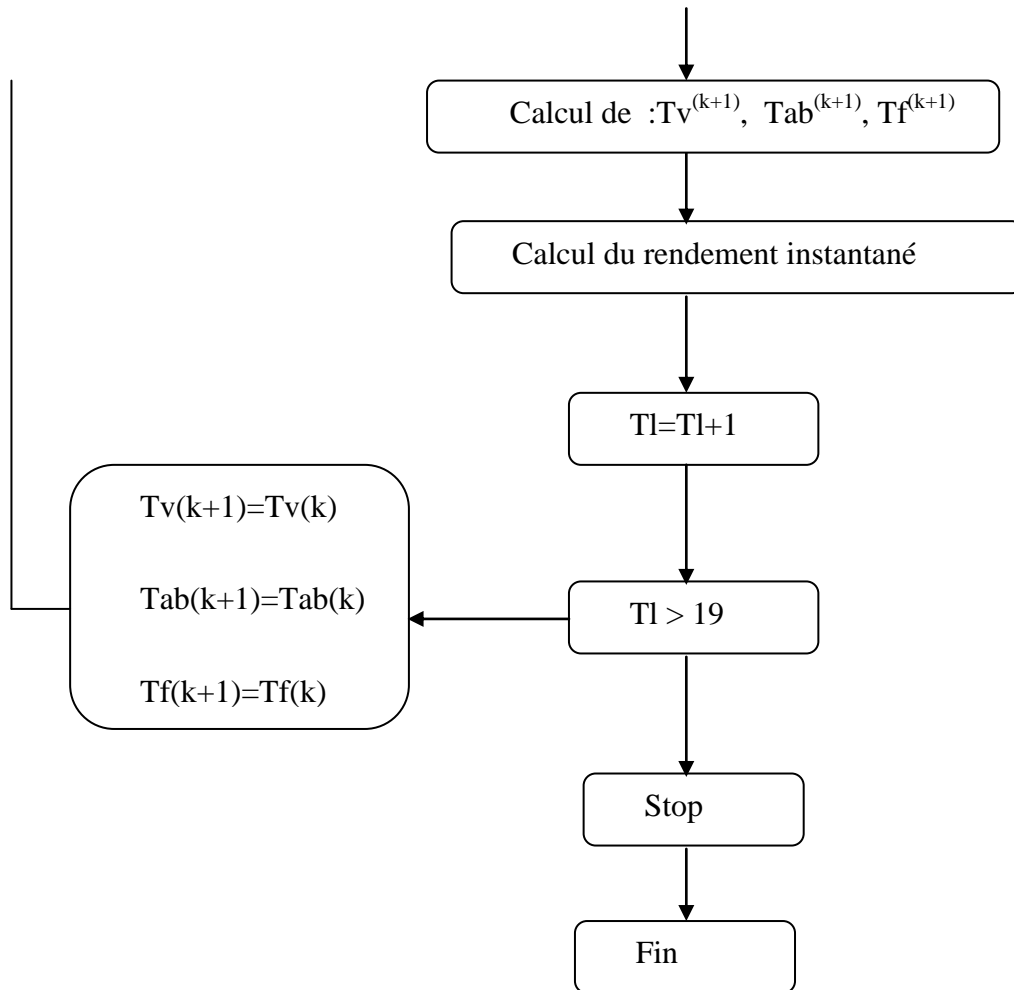
$$y(i+1) = y(i) + h \times (T1 + 2 \times T2 + 2 \times T3 + T4) / 6 \quad (\text{III.56})$$

Avec

$$h = x_{i+1} - x_i$$

III.6.3 L'organigramme général pour le régime transitoire





IV.1 Introduction

Dans les chapitres précédents, on a étudié le distillateur solaire et le capteur solaire, en plus, on a élaboré un code de calcul en langage **MATLAB**. Dans ce chapitre, on va donner les résultats calculés issus de la simulation. Ces résultats concernent essentiellement la variation des différentes températures au cours du temps, l'ensoleillement, la production journalière, l'efficacité interne et globale.

Les résultats sont présentés sous forme de graphes

Le capteur solaire plan étudié présente les caractéristiques suivantes

Dimensions (m)	$1.205 \times 1.950 \times 0.105$
Enveloppe	Alminiu Epaisseur 0.35 mm
Radiateur	Cuivre Nombre de tubes = 10 L=1.8 m
Absorbeur	Aluminium Surface = 2.07 m^2
Isolation	Laine de verre Le fond = 50 mm Les cotés = 20 mm
Vitrage	Epaisseur = 4mm Transmissivité = 0.83

Tableau IV.1 : Caractéristiques du capteur plan étudié

IV.2 Fenêtre principale

Le logiciel interactif MATLAB se présente comme la résolution de la maison solaire avec solution sous MATLAB

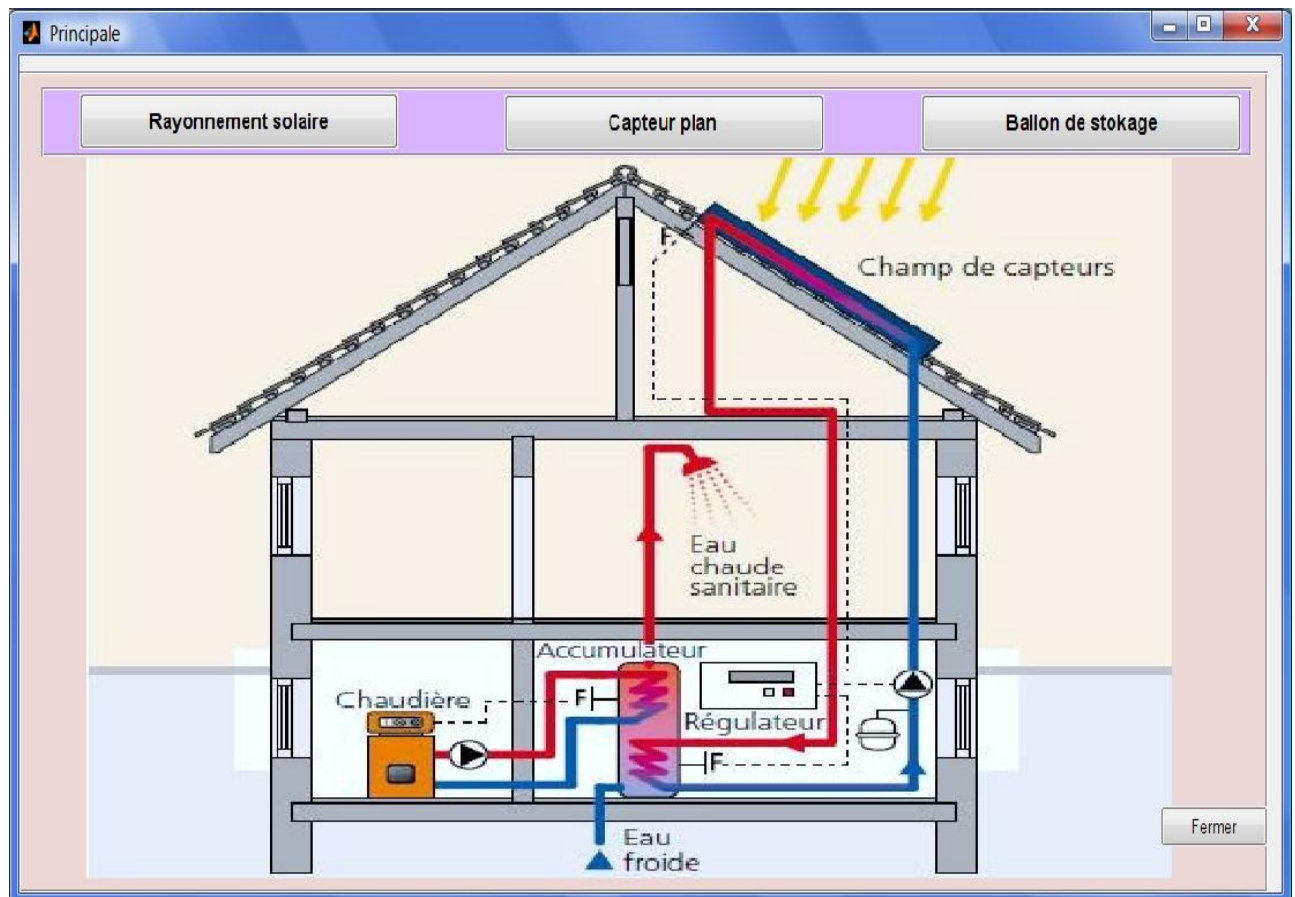


Figure IV.1 : Fenêtre principale du code interactif MATLAB

IV.3 L'évolution temporelle du rayonnement solaire

La figure IV.2 montre la variation temporelle du rayonnement solaire qui a augmenté pour atteindre son maximum entre 12h00 et 13h00.

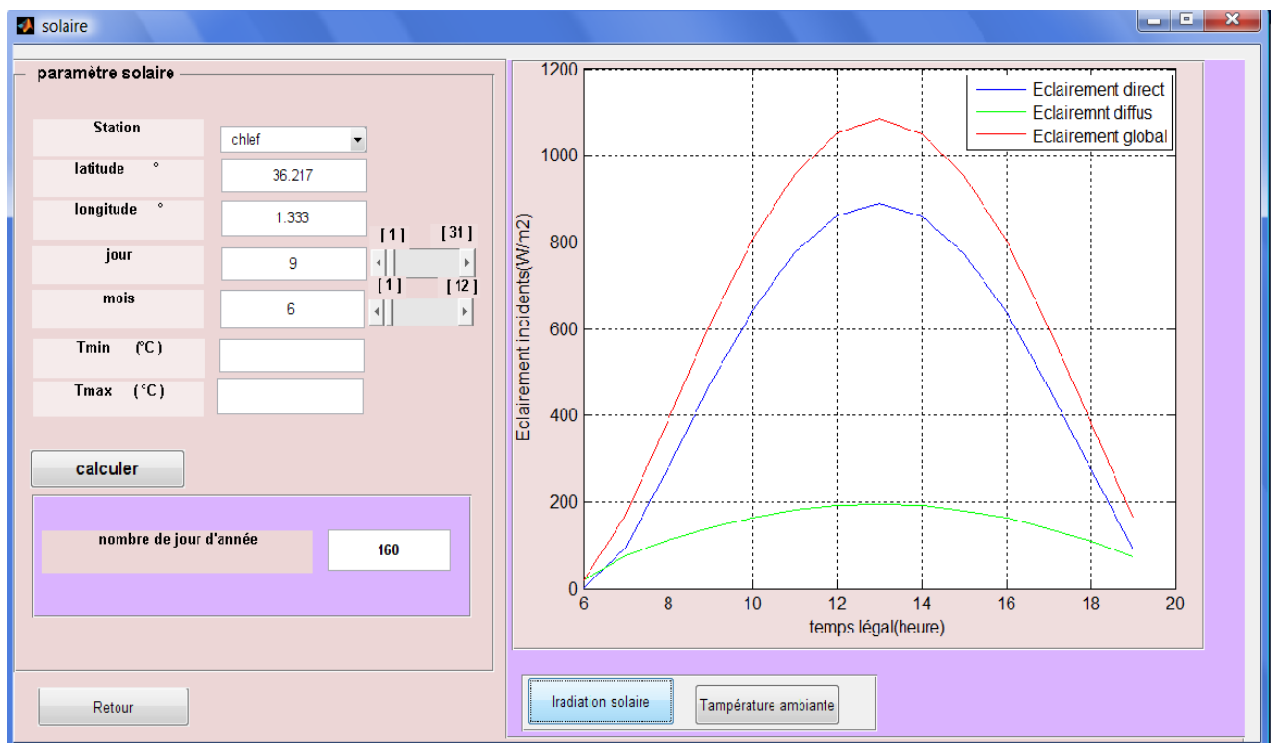


Figure IV.2: L'évolution temporelle du rayonnement solaire

IV.4 Variation temporelle des températures de l'ambiance et du ciel

La température du ciel varie en fonction de celle de l'ambiance (figure IV.3), il s'ensuit que les courbes représentatives de l'évolution temporelle des températures de l'ambiance et du ciel ont la même allure, elles atteignent leurs valeurs maximales entre 13h00 et 15h00 tout comme le rayonnement global, cela s'explique par l'effet de serre :

En effet, une partie du rayonnement solaire incident est absorbée par la surface de la terre et ensuite réémise vers l'atmosphère sous forme d'un rayonnement I.R lequel va être partiellement absorbé par les gaz à effet de serre qui va augmenter la température de l'atmosphère terrestre, et s'accroît d'autant plus que le rayonnement solaire augmente, d'où l'accroissement de la température de l'atmosphère.

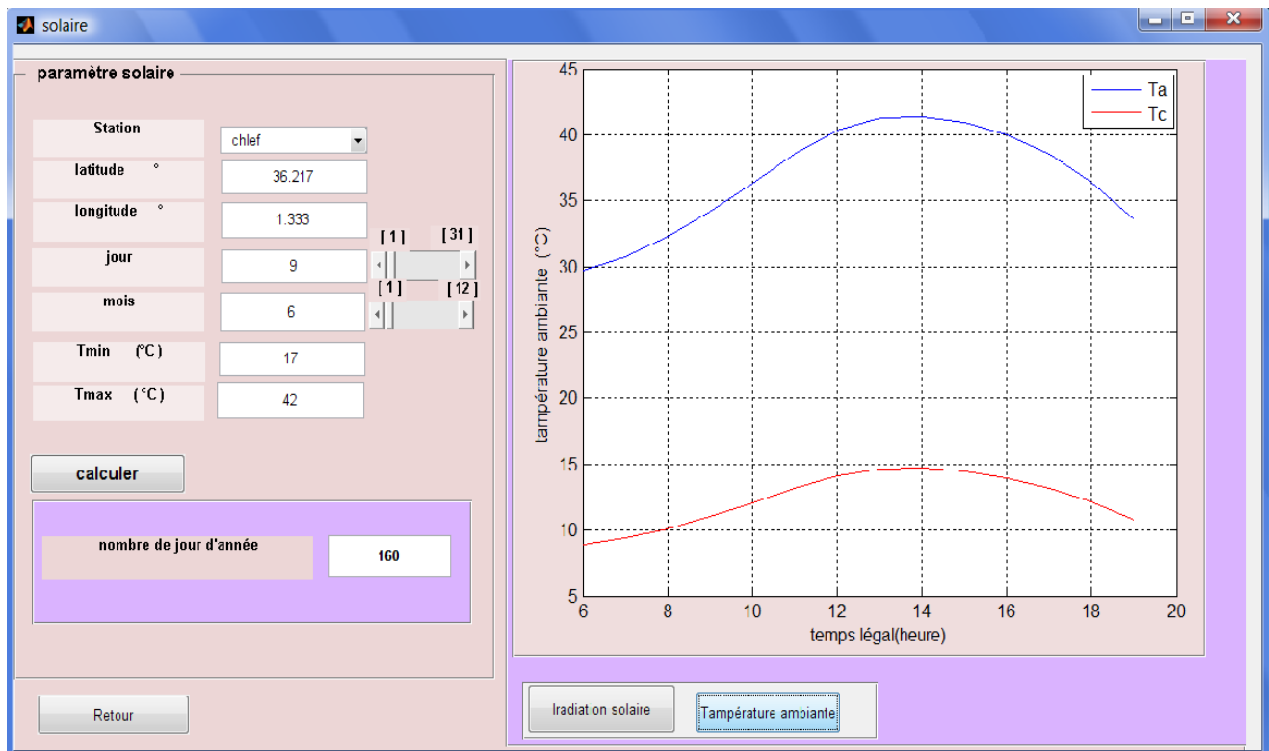


Figure IV.3 : Variation temporelle des températures de l'ambiance et du ciel

IV.5 Effet du trouble atmosphérique sur le rayonnement global

La figure IV.4 permet de remarquer que le rayonnement solaire présente des valeurs optimales dans le cas d'un ciel pur, où une grande partie atteint le sol, pour des conditions

atmosphériques normales, cette partie devient moins importante, jusqu'à atteindre une faible partie dans le cas où l'atmosphère est polluée (zone industrielle).

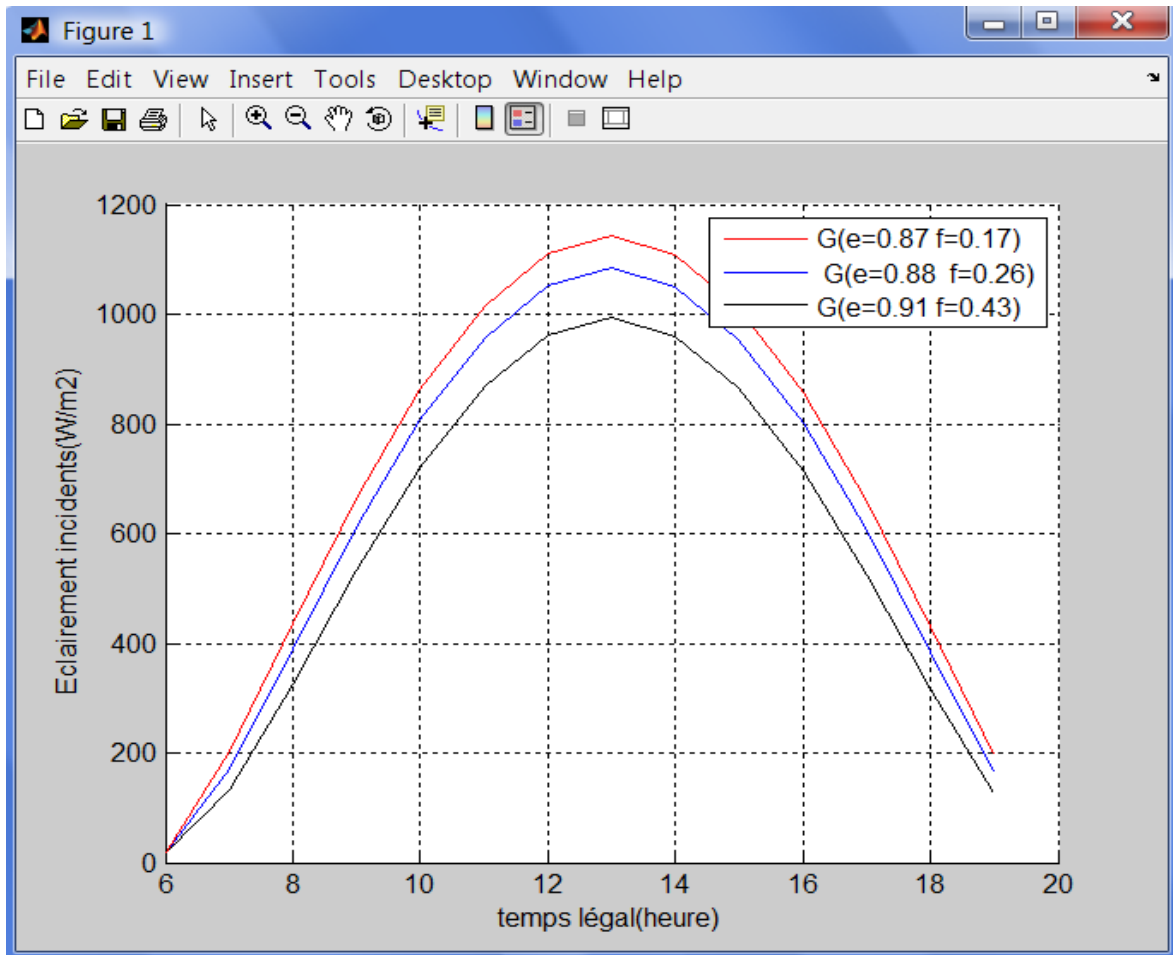


Figure IV.4 : Effet du trouble atmosphérique sur le rayonnement global

IV.6 Variation temporelle des puissances solaires reçue et absorbées

Le choix du distillateur dépend principalement de ses caractéristiques de fonctionnement.

L'irradiation solaire, étant le paramètre le plus influant sur le fonctionnement du système, Il serait intéressant d'étudier son effet sur ces caractéristiques.

La figure IV.5 montre l'évolution temporelle du rayonnement solaire global (G), reçue par mètre carré de surface plane horizontale et des puissances absorbées par la vitre (P_v) et par l'absorbeur

(p_{ab}) pour un distillateur simple. On peut remarquer que la puissance atteint son maximum entre 12h00 et 14h00.

Les courbes de variation des puissances absorbées par la vitre et l'absorbeur suivent la même loi que la variation temporelle du rayonnement global car ces puissances sont reliées au rayonnement global par des lois linéaires.

La puissance absorbée par la vitre n'est pas considérable et reste toujours inférieure à celle absorbée par l'absorbeur. Ceci est due à ses caractéristiques : géométriques (épaisseur faible $E_v=3\text{mm}$) et optiques (coefficient d'absorption faible et coefficient de transmission élevé).

La puissance absorbée par l'absorbeur est très importante, elle (prendre la grande partie du rayonnement global absorbée (G)).

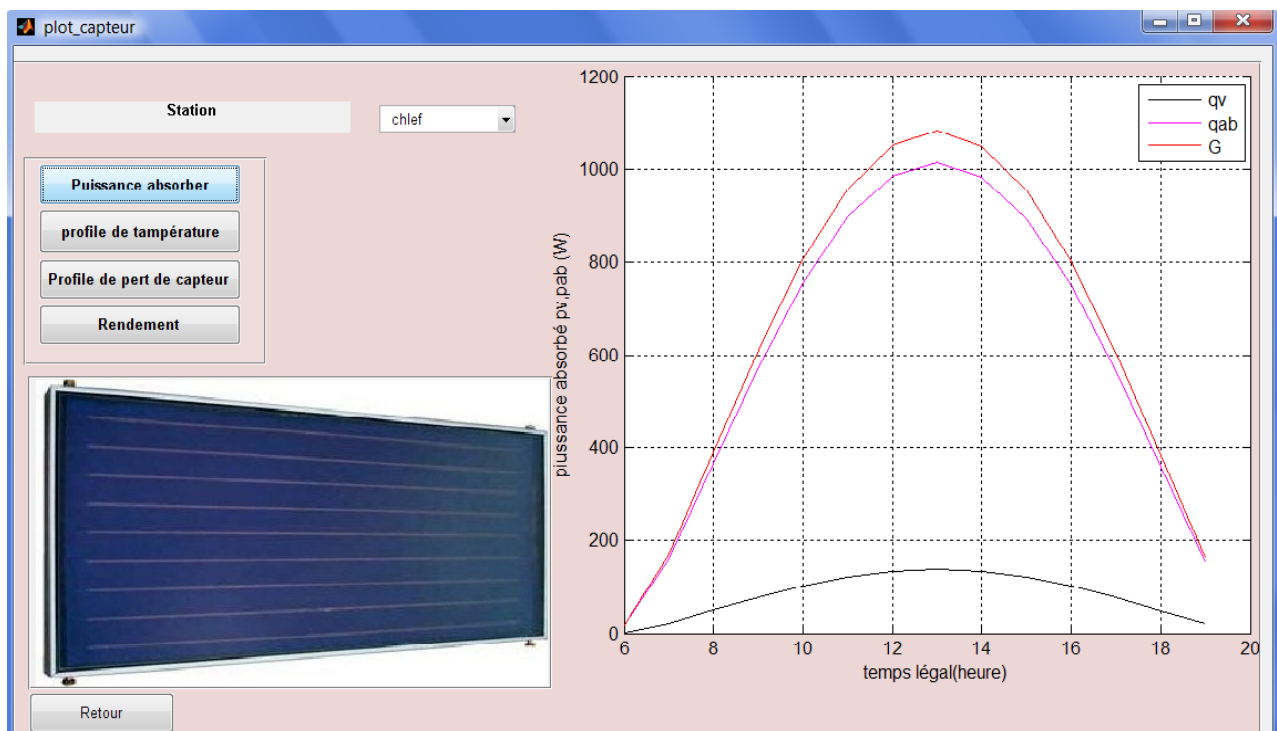


Figure IV.5 : Variation temporelle des puissances solaires reçues et absorbées

IV.7 Variation temporelles des températures des différentes parties du capteur

D'après la figure IV.6 on remarque que la température la plus élevée est celle de l'absorbeur, résultant de la puissance importante qu'il absorbe. Un faible écart sépare les températures de l'absorbeur et du fluide caloporteur, cela est dû principalement au coefficient de convection entre ces derniers qui présente des valeurs importantes.

La température de la vitre qui est légèrement inférieure, ceci est dû à son affectation par l'action du vent qui cause des déperditions thermiques par convection avec l'air ambiant.

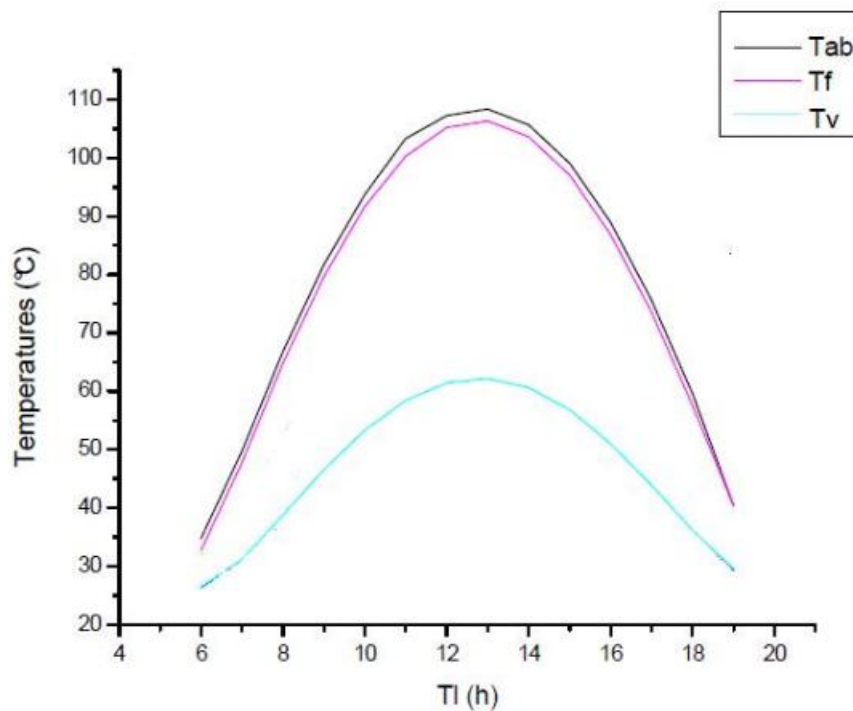


Figure IV.6 : Variation temporelles des températures des différentes parties du capteur

IV.8 Variation temporelle du rendement instantané

L'analyse du comportement d'un capteur au cours d'une journée (figure IV.6) montre que le rendement augmente graduellement aux premières heures de la journée pour atteindre des valeurs maximales entre 10h00 et 12h00, bien que l'irradiation solaire commence à décroître à partir de 13h00 global ce qui semble en bon accord avec les résultats trouvés dans la littérature

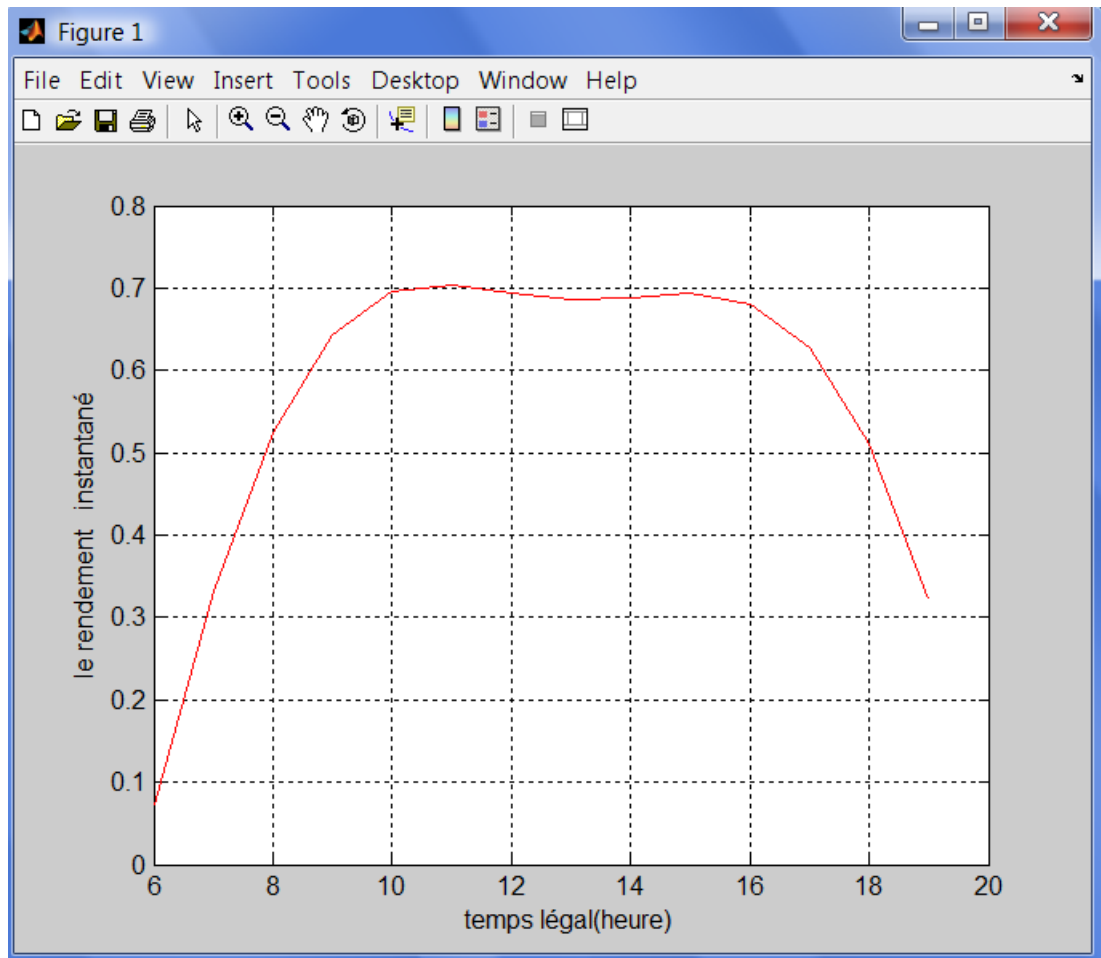


Figure IV.7 : Variation temporelle du rendement instantané

IV.9 Effet des paramètres internes

IV.9.1 Fluide caloporteur

IV.9.1.1 Variation temporelle de la chaleur spécifique du fluide caloporteur

On remarque sur la figure IV.8 que la variation temporelle de la chaleur spécifique est proportionnelle à celle du rayonnement global, ce qui peut être expliqué par le fait que la chaleur spécifique est la quantité de chaleur qu'il faut fournir à l'unité de masse du fluide pour accroître sa température de 1 degré, il en résulte que la chaleur spécifique augmente d'autant plus que la température croît.

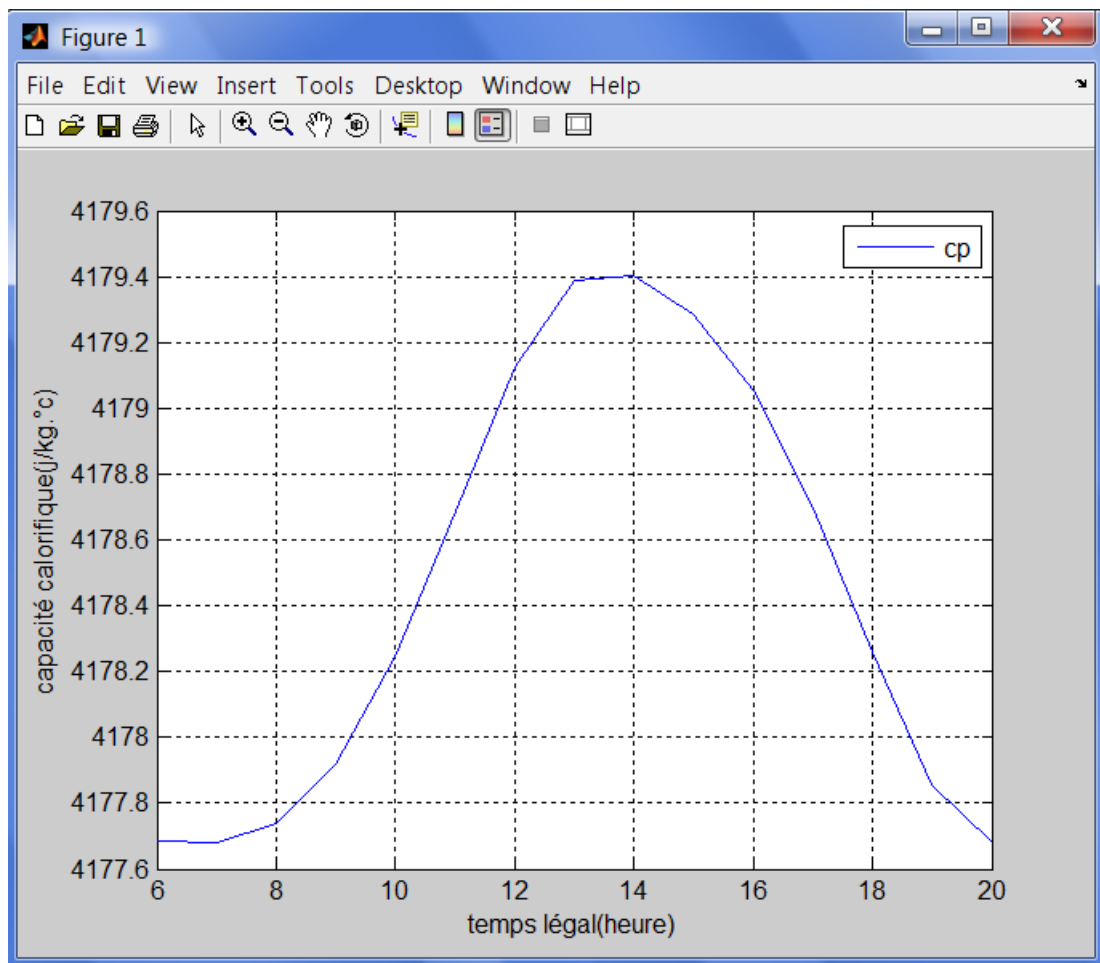


Figure IV.8 : Variation temporelle de la chaleur spécifique du fluide caloporteur

IV.9.1.2 Variation temporelle de la conductivité thermique du fluide caloporteur

La variation temporelle de la conductivité thermique du fluide caloporteur présente la même allure que celle du rayonnement global (figure IV.9).

En fait, la conductivité thermique d'un fluide traduit sa capacité à dissiper de l'énergie quand il est déplacé de son état d'équilibre sous l'effet d'un gradient de température, c'est pour cette raison que la conductivité thermique du fluide caloporteur augmente avec l'accroissement du rayonnement global, c'est-à-dire que plus la température du fluide caloporteur augmente plus il est capable de fournir de l'énergie.

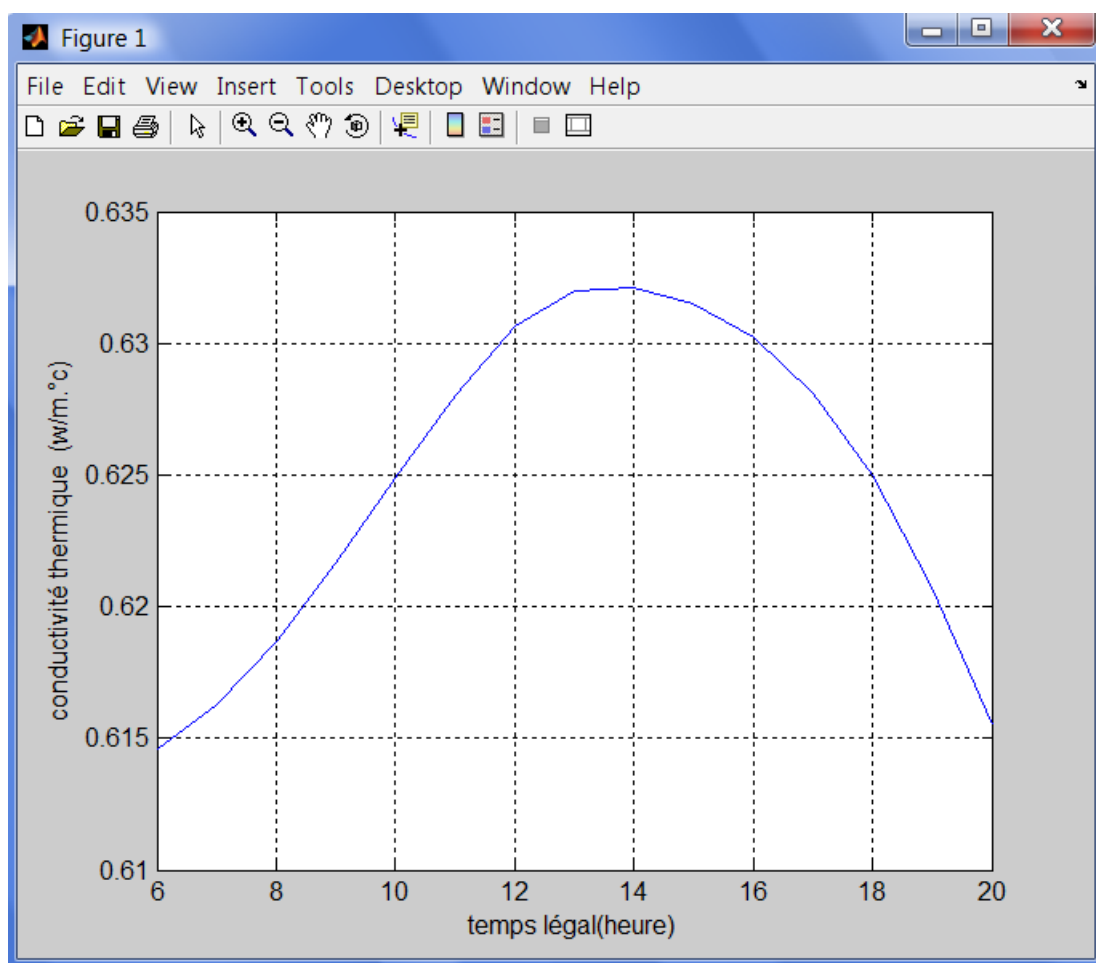


Figure IV.9: Variation temporelle de la conductivité thermique du fluide caloporteur

IV.9.1.3 Variation temporelle de la masse volumique du fluide caloporteur

La courbe de la figure IV.10 illustrant la variation temporelle de la masse volumique du fluide présente un minimum vers 13h00, ceci peut être aisément expliqué par la densité du fluide qui diminue avec l'augmentation de la température du fluide.

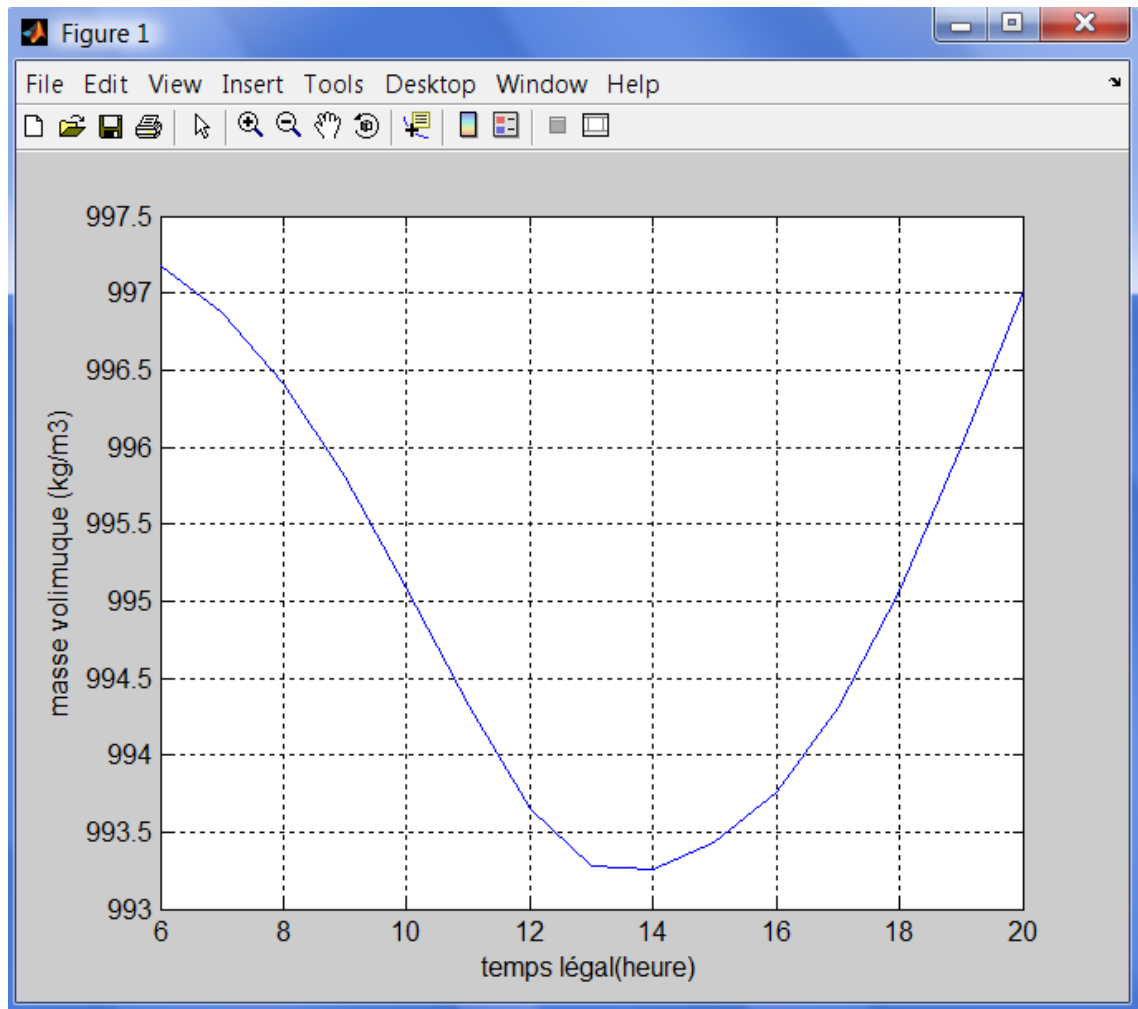


Figure IV.10 : Variation temporelle de la masse volumique du fluide caloporteur

IV.9.1.4 Variation temporelle de la viscosité dynamique du fluide caloporteur

La viscosité dynamique diminue avec l'augmentation de la température, il en résulte l'allure en cloche inversée de la courbe temporelle de la viscosité dynamique du fluide avec une valeur minimale à 13h00 (figure IV.11).

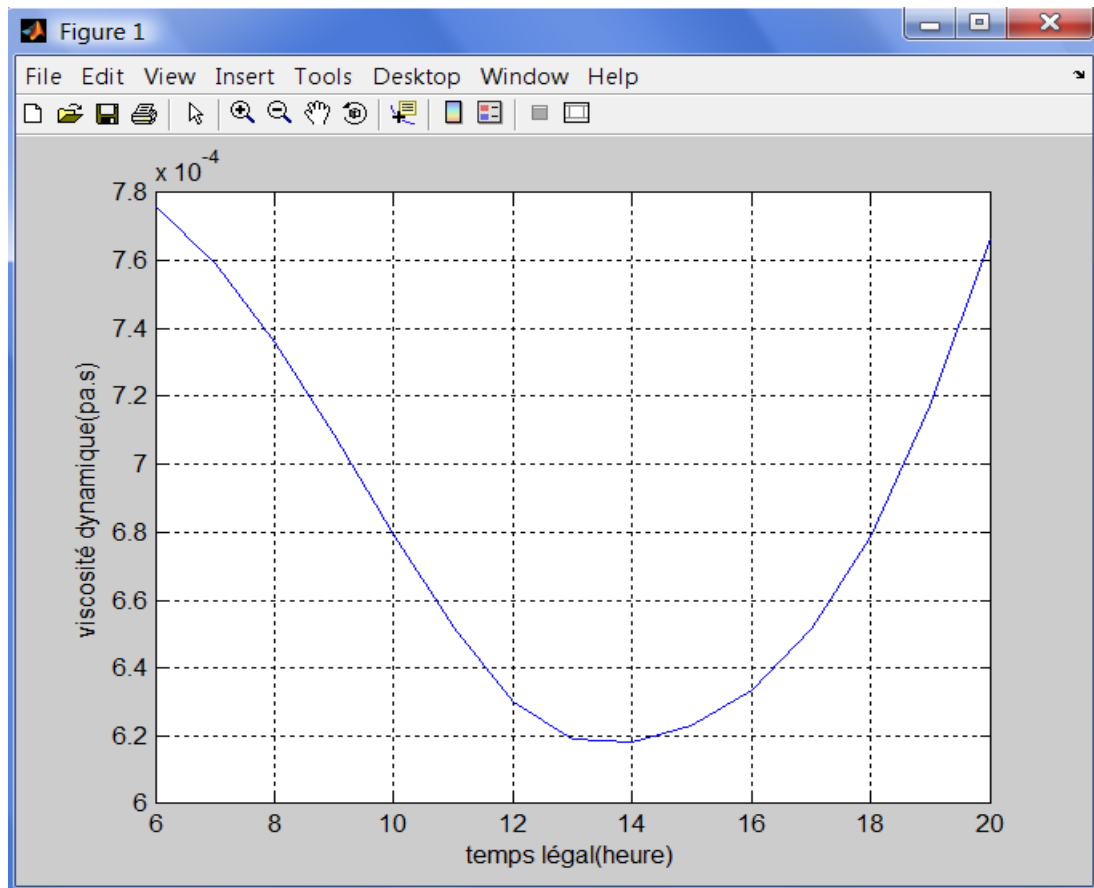


Figure IV.11: Variation temporelle de la viscosité dynamique du fluide caloporteur

IV.9.1.5 Variation temporelle du nombre de Prandtl

La figure IV.12 montre la variation temporelle du nombre de Prandtl qui diminue pour atteindre son minimum entre 12h00 et 13h00. Cette variation est directement influencée par la température du fluide.

En effet, la diminution de la viscosité cinématique entraîne la diminution de l'énergie dépensée pour véhiculer le fluide. En outre, plus la diffusivité thermique du fluide est grande plus la propagation de la chaleur est rapide. La combinaison de ces deux faits conditionnée par l'augmentation de la température du fluide explique la diminution du nombre de Prandtl avec l'augmentation de la température du fluide caloporteur.

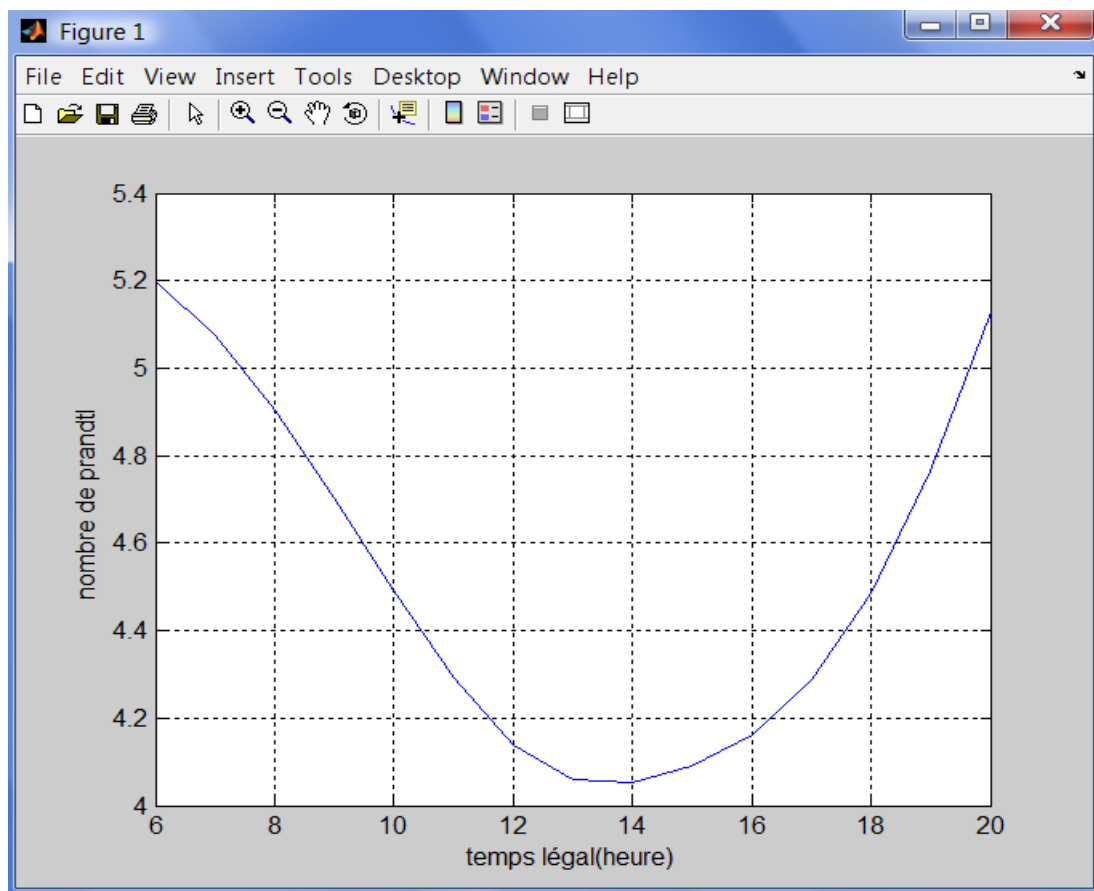


Figure IV.12 : Variation temporelle du nombre de Prandtl

IV.9.1.6 Variation temporelle du nombre de Reynolds

La variation du nombre de Reynolds a une allure croissante dans le temps comme le montre la figure IV.13, cette augmentation est conditionnée par l'accroissement de la température du caloporteur. En effet, le nombre de Reynolds est le rapport entre la force d'inertie et la force de viscosité qui évoluent contrairement à l'évolution de la température du fluide, cependant la diminution de la force d'inertie est nettement inférieure de celle de la force de viscosité ce qui assurera une augmentation du nombre de Reynolds avec la température du fluide.

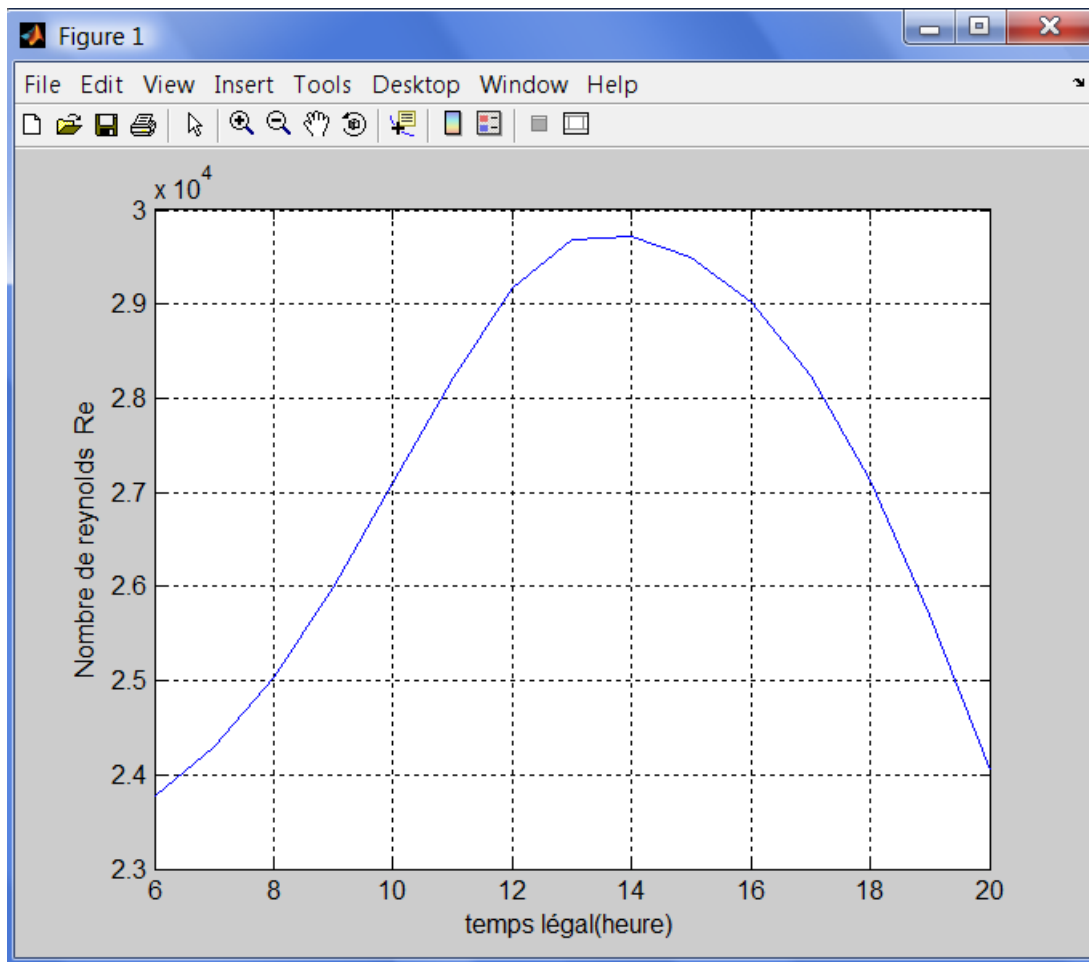


Figure IV.13 : Variation temporelle du nombre de Reynolds

Conclusion générale

Dans le cadre de ce travail, nous avons entrepris une étude théorique et numérique d'un capteur solaire plan à eau en régimes transitoire

Après une présentation succincte de quelques données astronomiques, nous avons dressé un état de l'art des capteurs solaires plans. Notre intérêt a porté par la suite sur les différents coefficients d'échanges thermiques par rayonnement entre la vitre et l'absorbeur d'une part, et entre la vitre et l'air ambiant d'autre part qui mis en jeu à l'intérieur d'un capteur afin d'établir les équations gouvernants le comportement thermique de ce dispositif en régime transitoire .

La résolution du système d'équations discrétisées par la méthode numérique de Runge-Kutta d'ordre 4.

La température de la plaque absorbante est la plus élevée. Ceci peut être justifié par son pouvoir d'absorption qui est important pour le rayonnement solaire. Ce phénomène est plus accentué si la plaque est recouverte par une couche sélective. La modélisation mathématique, basée sur la méthode des bilans globaux des énergies, prend en compte les conditions initiales associées au capteur. Les résultats de simulation numérique permettent de découvrir les profils de température de l'absorbeur, le vitrage et le fluide caloporteur.

Les résultats obtenus mettent en évidence l'influence des paramètres internes (propriétés optiques et thermophysiques des différents composants du capteur) et externes (rayonnement ,vitesse de vent et Effet du trouble atmosphérique sur le rayonnement global) sur le rendement instantané du capteur plan. Il apparait clairement que le rendement instantané est une fonction proportionnelle de l'irradiation solaire globale qui joue un rôle prépondérant. En outre, l'augmentation de la température de l'ambiance favorise l'amélioration du rendement instantané du capteur.

On notera ainsi que :

- L'emploi d'un absorbeur doté d'une chaleur spécifique, une conductivité thermique et une absorptivité élevées améliore le rendement instantané.
- La couverture transparente doit avoir une bonne transmissivité du rayonnement visible et une faible épaisseur afin de minimiser son inertie thermique.
- Le fluide caloporteur doit avoir d'une part une chaleur spécifique et une conductivité thermique élevées et d'autre part, une viscosité dynamique et une masse volumique réduites.

Conclusion générale

Par ailleurs, pour avoir un bon rendement il faut :

- Maintenir une faible différence de température entre l'absorbeur et la couverture transparente afin de diminuer les pertes thermiques convectifs à l'avant du capteur.
- Choisir une température d'entrée du fluide caloporteur assez faible.
- Avoir un débit élevé pour améliorer l'énergie utile récupérée.

Annexe A**Propriétés thermiques et optiques des différents composants du capteur plan**

Les caractéristiques thermophysiques des matériaux métalliques pouvant constituer l'absorbeur d'un capteur solaire plan sont regroupés dans le tableau (1.A)

Métal	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
Acier inoxydable	14	7800	460	0.01	0.04
Aluminium	204	2700	879	0.63	0.09

Tableau 1.A. Caractéristiques thermophysiques des matériaux métalliques

Les propriétés optiques et thermiques de quelques surfaces transparentes [4], [13] sont listées dans le tableau 2.A

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
Polyester armé	1	77-90	1400	1050	0.21
Polyfluoéthyle Propylène	0.05	97	2.51	1170	0.25
Polyfluorure vinyle	0.1	93	1.5	1380	0.12

Tableau. 2. A. Propriétés optiques et thermiques de quelques surfaces transparentes

Le tableau 3.A regroupe le degré d'émissivité de quelques matériaux

Matériaux	Température (°C)	Emissivité
Aluminium nu après laminage	170	0.04
Aluminium anodisé noir	50	0.98
Beton	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 3.A. Degré d'émissivité de quelques matériaux

Le tableau 4.A donne les propriétés thermiques de quelques matériaux pouvant servir d'isolants [4]

Matériau	Conductivité Thermique (W/m.K)	Masse volumique (kg /m3)	Chaleur Massique (J/kg.K)	Diffusivité Thermique 10-7 m2/s
Air à 20 °C	0.025	1.2	1003	208
Mousse de polyuréthane	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

Annexe A

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 4.A. Propriétés thermiques de quelques matériaux isolants

Annexe B :

CARACTERISTIQUES THERMOPHYSIQUES DE L'EAU ET AIR

B.1: Caractéristiques thermophysiques de l'eau

Dans ce paragraphe, nous avons exprimé les caractéristiques thermo physiques de l'eau en fonction de la température exprimé en °C.

B.1.1: Conductivité thermique : λ [w/m °C]

$$\lambda = -9.87 \cdot 10^{-6} T_f^2 + 2.238 \cdot 10^{-3} T_f + 0.5536 \quad (\text{B.1})$$

B.1.2: Capacité calorifique: C_p [j/kg °C]

$$C_p = 4216.664 - 3.165 T_f + 0.886 \cdot 10^{-1} \times T_f^2 - 0.101 \times 10^{-2} \times T_f^3 + 0.445 \times 10^{-5} \times T_f^4 \quad (\text{B.2})$$

B.1.3: Masse volumique: ρ [kg /m3]

$$\rho = -0.00380 \times T_f^2 - 0.0505 \times T_f + 1002.6 \quad (\text{B.3})$$

B.1.4: Viscosité dynamique: μ [pa/s]

$$\mu = 10^{-4} \times (17.9 - 0.07377 \times T_f + 0.0003354 \times T_f^2) / (1 + 0.0302 \times T_f + 8.765 \times 10^{-5} \times T_f^2) \quad (\text{B.4})$$

B.1.5: Diffusivité thermique: a [m2/s]

$$a = 10^{-7} \times (-0.00360 \times T_f + 1.340) \quad (\text{B.5})$$

B.2: Caractéristiques thermo physiques de l'air

B.2.1: Conductivité thermique: λ [w/m °C]

$$\lambda = 7.57 \times 10^{-5} \times T_f + 0.0242 \quad (\text{B.6})$$

B.2.2: Masse volumique: ρ [kg /m³]

$$\rho = 353 / (T_f + 273) \quad (\text{B.7})$$

B.2.3: Viscosité dynamique: μ [pa/s]

$$\mu = 10^{-5} \times (0.0046 \times T_f + 1.7176) \quad (\text{B.8})$$

B.2.4: Diffusivité thermique: a [m²/s]

$$a = 10^{-5} \times (0.0146 \times T_f + 1.8343) \quad (\text{B.9})$$

B.2.5: Coefficient de dilatation volumique: β [1/°K]

$$\beta = 1 / T_f \quad (\text{B.10})$$

Référence

Références bibliographie

- [1] <http://www.ines-solaire.com>
- [2] J, Bernard. Energie solaire calculs et optimisation, Ellipse Edition Marketing. (2004).
- [3] A, Sfeir ; G, Guarracino. Ingénierie des systèmes solaires, Technique et Documentation, Paris. (1981).
- [4] A, Mefti, M, Y, bouroubi; H, Mimouni. Evaluation du potentiel énergétique solaire, Bulletin des Energies Renouvelables, N°2, p 12, décembre. (2002).
- [5] F.bouhired .développement des chauffe eau solaire en algérie.(2002)
- [6] : internet : www.tecsol.fr.
- [7] Sami, S, Lafri, D et Hamid, A., ‘‘Etude du comportement thermique d’une installation de chauffage d’eau collective’’, Revue des Energies Renouvelables, Numéro spécial- Energies Renouvelables- Valorisation- pp 255-260 Tlemcen,(1999).
- [8] Sami, S., ‘‘Etude et réalisation d’une installation de chauffage d’eau sanitaire d’une capacité de 1500 litres’’, Rapport interne -CDER- Décembre (2000).
- [9] <http://www.cder.dz/bulletin>
- [10] A. Labouret, M. Viloz. Energie solaire photo voltaïque. Edition le Moniteur, 3^{ème} edition. (2006).
- [11] S, El Mokretar; R, Miri; M, Belhamel. Etude du bilan d’énergie et de masse d’un séchoir de type serre, applications au séchage des produits agro-alimentaires, Revue des Energies Renouvelables, Vol 7, p 109-123. (2004).
- [12] P, H, Communay. Héliothermique : le gisement solaire, méthodes et calculs, Groupe de Recherche et d’Edition, France. (2002).
- [13] N, Bellel. Contribution à la réalisation et simulation d’un capteur plan à eau type collecteur; thèse de magistère, Université de Constantine. (1989).

Référence

[14] Y. Jannot. Thermique solaire. 2007.

[15] Atlas d'Algérie énergie solaire.

[16] Mr S.BEKKOUCHE. Modélisation du Comportement Thermique de Quelques Dispositifs Solaires. Option « Electronique et Modélisation » . Thèse doctorat. l'université Abou-bakr-Belkaid – Tlemcen. (2008).