



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



**UNIVERSITE ABOU-BEKR BELKAID - TLEMCEM**  
**THÈSE**

Présentée à :

FACULTE DES SCIENCES – DEPARTEMENT DE PHYSIQUE

Pour l'obtention du diplôme de :

**DOCTORAT EN SCIENCES**

Spécialité: Energies Renouvelables

Par :

**Mr AKERMI Mustapha**

Sur le thème

---

**Modélisation, simulation et analyse du  
comportement d'un capteur solaire plan à eau  
pour différents sites en ALGERIE**

---

Soutenue publiquement le 26 / 09 / 2019 à **Tlemcen** devant le jury composé de :

Mr BENYOUCEF BOUMEDIENE	Professeur Université de Tlemcen	Président
Mr BIBI-TRIKI NACEREDDINE	Professeur Université de Tlemcen	Directeur de thèse
M <sup>me</sup> RAHMOUN KHADIDJA	Professeur Université de Tlemcen	Examineur 1
Mr BOUKLI HACENE Med ELAMINE	MCA Université de Sidi.Belabess	Examineur 2
Mr KHERRIS SAHRAOUI	M CA C. Universitaire de Tissemsilt	Examineur 3

*Unité de Recherche Matériaux et Energies Renouvelables  
(URMER)*

---

## Résumé

L'énergie solaire est en très forte croissance partout dans le monde, et l'Algérie entre enfin dans le mouvement, ce qui nous pousse à connaître les possibilités réelles d'utilisation de l'énergie solaire dans le tertiaire, le résidentiel collectif, l'industrie dans notre pays.

Cette présente thèse consiste à la modélisation, la simulation et l'analyse du comportement d'un capteur solaire thermodynamique plan sous l'effet des différents paramètres. C'est une contribution à l'étude avec une circulation d'eau représentant le fluide caloporteur destiné à transférer la chaleur récupérée dans l'absorbeur pour différentes utilisations.

Notre travail

Suivant les paramètres des différents sites en Algérie (voir la température ambiante, l'angle d'inclinaison du capteur, et la latitude des lieux), les températures des différents composants du capteur, le rayonnement incident, ainsi que le rendement, sont calculées et simulées à l'aide d'un programme **PSCSP (Programme de Simulation d'un Capteur Solaire Plan)** sous l'environnement **MATLAB**, leurs allures sont données sous formes de graphes traduisant les différentes variations.

Les mois et les journées des calculs sont pris d'une manière à voir leurs impacts directs sur le fonctionnement et les performances du capteur.

Les résultats obtenus montrent que ce système est rentable pour les sites étudiés, et encourage à aller plus loin pour le développement de cette branche d'énergie et assurer l'autonomie vis-à-vis des énergies fossiles

**Mots clés** : capteur solaire – rayonnement solaire – simulation sous MATLAB.

## Abstract

Solar energy is growing rapidly all over the world, and Algeria is finally moving into the movement, which pushes us to know the real possibilities of use of solar energy in the tertiary sector, the collective residential, the industry in our country.

This thesis is a contribution to the study of a planar thermodynamic solar collector with a circulation of water representing the coolant intended to transfer the heat recovered in the absorber for different uses.

Our work consists in the modeling, the simulation and the analysis of the behavior of the sensor under the effect of various parameters.

According to the parameters of the various sites in Algeria (see the ambient temperature, the angle of inclination of the sensor, and the latitude of the places), the temperatures of the various components of the sensor, the incident radiation, as well as the yield, are calculated and simulated using a program **PSPSS (Program of Simulation of a Planar Solar Sensor)** under the environment **MATLAB**, their gaits are given in the form of graphs reflecting the different variations.

Months and days of calculations are taken in a way to see their direct impacts on the operation and performance of the sensor.

The results obtained show that this system is profitable for the studied sites, and encourages to go further for the development of this branch of energy and to ensure autonomy vis-à-vis fossil fuels

**Key words**: solar collector - solar radiation - simulation under MATLAB.

## ملخص

الطاقة الشمسية تنمو بسرعة في جميع أنحاء العالم، والجزائر تنتقل أخيراً إلى الحركة في هذا المجال، الأمر الذي يدفعنا إلى معرفة الإمكانيات الحقيقية لاستخدام الطاقة الشمسية في القطاعات الثلاثة، العمران، السكن الجماعي و الصناعة، في بلدنا. هذه الأطروحة هي مساهمة في دراسة مجمع شمسي حراري مستوي مع دوران الماء الذي يمثل المبرد المقصود لنقل الحرارة المستعادة في الماص للاستخدامات المختلفة.

يتمثل هذا العمل في نمذجة، محاكاة وتحليل سلوك المستشعر تحت تأثير المتغيرات المختلفة. حسب الوسائط من مختلف المواقع في الجزائر ( درجة حرارة، زاوية الميل المستشعر وخطوط عرض الأماكن)، وتحسب درجات الحرارة من المكونات المختلفة من أجهزة الاستشعار، والإشعاع الحادث، تتم المحاكاة باستخدام برنامج **PSCSP** (برنامج محاكاة مستشعر شمسي مستوي) تحت بيئة **MATLAB**، يتم استغلال النتائج في شكل رسوم بيانية تعكس الاختلافات المختلفة. يتم أخذ أشهر وأيام الحسابات بطريقة لمعرفة تأثيراتها المباشرة على تشغيل وأداء المستشعر.

تظهر النتائج التي تم الحصول عليها أن هذا النظام ذو مردود فعال بالنسبة للمواقع المدروسة، ويشجع على المضي قدماً لتطوير هذا الفرع من الطاقة وضمان الاستقلالية عن الوقود الأحفوري.

**الكلمات الرئيسية**: جميع الطاقة الشمسية - الإشعاع الشمسي - المحاكاة تحت MATLAB.

## REMERCIEMENTS

*Je voudrais remercier toutes les personnes qui m'ont encadrée, accompagnée et évaluée.*

*Tout d'abord, je voudrais remercier **Mr BIBI -TRIKI NACERDDINE** Professeur à l'université de **TLEMCEEN** qui m'a encadré pour effectuer ce travail, ses conseils et son soutien matériel et morale ont été pour moi un vrai support scientifique et personnel.*

*Mes remerciements s'adressent à*

***Mr. BENYOUCEF BOUMEDIENE** Professeur à l'université de **TLEMCEEN** qui a accepté de présider le jury de cette thèse.*

***Mme RAHMOUN KHADIDJA** Professeur à l'université de **TLEMCEEN***

***Mr. KHERRIS SAHRAOUI** M.C.A au centre universitaire de **TISSEMSILET***

***Mr. BOUKLI HACENE** M.C.A à l'université de **SIDI-BELABESS***

*Qui ont accepté d'examiner cette thèse et de faire partie du jury. Je les remercie également pour l'intérêt qu'ils ont porté à mon travail.*

*J'adresse également mes remerciements à tous les enseignants de l'unité **URMER** qui ont contribué à ma formation. En particulier **Mr. SARJ, Mr. BENMOUSSA, Mr. MERED, Mr. KHARROS, Mr. SEDDINI, Mr. CHIKHAOUI,***

*Je remercie les personnes de l'unité **URMER** avec qui j'ai eu plaisir de travailler.*

*Je remercie particulièrement **Mr. MANDI BENAÏSSA** Docteur en physique pour son aide précieux et son accompagnement afin d'achever ce travail.*

*Je remercie tous mes collègues à l'unité **URMER** pour leur amitié et leur accueil chaleureux*

*Je tiens à remercier mes parents, ma femme, mes frères, mes sœurs, et tous mes amis qui, de près comme de loin m'ont encouragé aux moments opportuns.*

*A la mémoire de notre cher Professeur **Mr. TAYEB BENOUAZ***

<b>INTRODUCTION.....</b>	<b>12</b>
<b>ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE</b>	
1. Etat de l'art .....	17
2. Bibliographie .....	17

**Chapitre I**

**RAPPEL SUR LES MODES DE TRANSFERT DE CHALEUR**

1. Introduction.....	24
2. Les modes de transferts thermiques.....	24
2.1. La conduction.....	24
2.2. La convection.....	28
2.2.1. Régime d'écoulement.....	28
2.2.2. Expression du flux de chaleur.....	28
2.2.2.1. Étude de la convection naturelle.....	29
2.2.2.2. Etude de la convection forcée.....	31
2.2.3. Ecoulement mixte.....	31
2.3. Le rayonnement.....	32
2.3.1. Introduction.....	32
2.3.2. Le rayonnement électromagnétique.....	32
2.3.3. Rayonnement des corps opaques.....	34
2.3.3.1. Angle solide.....	34
2.3.3.2. Flux d'une source.....	34
2.3.3.3. Emittance.....	34
2.3.3.4. Intensité d'une source dans une direction $Ox$ .....	35
2.3.3.5. Luminance d'une source dans une direction $Ox$ .....	35
2.3.3.6. Loi de Lambert.....	36
2.3.4. Corps opaques récepteurs de rayonnement.....	37
2.3.4.1. Éclairement.....	38
2.3.4.2. Réflexion, absorption et transmission.....	38
2.3.4.3. Grandeurs monochromatiques directionnelles.....	39
2.3.4.4. Notion de corps noir.....	40
2.3.5. Loi de PLANCK.....	40
2.3.6. Lois de WIEN.....	41
2.3.6.1. 1ère loi de WIEN, ou loi du déplacement.....	41
2.3.6.2. 2ème loi de WIEN.....	42
2.3.7. Loi de STEFAN-BOLTZMANN.....	42
2.3.8. Rayonnement des corps réels.....	43
2.3.9. Loi de KIRCHHOFF.....	44

**Chapitre II**

**GISEMENT SOLAIRE**

1. Introduction.....	48
2. Calcul solaire.....	49
2.1. Les temps solaires .....	49
2.1.1. Le temps solaire vrai.....	49
2.1.2. Le temps solaire moyen.....	49
2.1.3. Le temps universel.....	50
2.1.4. Le temps légal.....	50
2.2. La latitude et la longitude .....	51

2.3. La déclinaison.....	51
2.4. L'angle horaire.....	52
2.5. Position du soleil.....	52
2.6. Heures de lever et de coucher du soleil.....	53
2.7. Durée d'insolation.....	53
2.8. Le coefficient d'incidence.....	53
3. Rayonnement solaire.....	54
3.1. Le rayonnement solaire direct.....	55
3.2. Le rayonnement solaire diffus.....	56
3.3. Albédo.....	56
3.4. Rayonnement solaire global.....	56
3.5. Détermination de la surface des capteurs.....	57
3.6. Coefficient d'orientation.....	58
3.7. Coefficient d'inclinaison.....	58

**Chapitre III**

**CONVERSION THERMIQUE**

1. Introduction.....	60
2. Différents types de capteurs solaires .....	60
4.1. Capteurs plans de types vitrés.....	61
4.2. Capteurs solaires plans sans vitrage .....	62
3. Principaux éléments constituant un capteur plan .....	63
3.1. Couverture.....	63
3.2. Absorbeur.....	65
3.3. Isolant.....	66
3.4. Le boîtier.....	67
4. Principes de fonctionnement.....	68
5. Avantage.....	69
6. Inconvénients.....	69
7. Paramètres caractérisant le fonctionnement des capteurs solaires.....	69
7.1. Les paramètres externes.....	69
7.2. Les paramètres internes.....	69
8. Inclinaison optimale d'un capteur.....	71
9. Les différents phénomènes radiatifs.....	71
10. Rappel de l'effet thermosiphon .....	72
11. Principe du thermosiphon.....	73
11.1. Avantage.....	74
11.2. Inconvénient.....	74
12. Recommandations.....	75
13. Rendement du capteur .....	76

**Chapitre IV**

**BILAN THERMIQUE DU CAPTEUR SOLAIRE**

1. Introduction.....	79
2. Bilan thermique au niveau de l'absorbeur .....	79
2.1. Entre l'absorbeur et le vitrage .....	79
2.2. Entre l'absorbeur et l'isolant .....	80
2.3. Entre l'absorbeur et le fluide caloporteur.....	80
3. Bilan thermique au niveau du vitrage.....	81
3.1. Entre le vitrage et l'absorbeur .....	81
3.2. Entre le vitrage et l'air ambiant.....	82
3.3. Entre le vitrage et le ciel .....	82
4. Les différents modèles.....	82

5. Approximation et simulation numérique .....	84
6. Intégration numérique .....	84
6.1. Principe de la méthode de Runge-Kutta au 4 <sup>ème</sup> ordre .....	85
6.2. Rendement instantané du capteur solaire.....	85
6.3. Rendement du capteur.....	85

*Chapitre V*

**ORGANIGRAMMES ET PROCEDURES DU PROTOCOLE DE CALCULS**

1. Introduction.....	88
2. Programme de simulation du capteur solaire plan <i>PSCSP</i> .....	88
3. Organigramme .....	88
3.1. Pour le calcul du rayonnement solaire sur un plan incliné .....	88
3.2. Pour le calcul des températures du capteur solaire .....	89
4. Programme de calcul.....	90
4.1. Capteur solaire.....	91
4.2. Gisement solaire.....	93

*Chapitre VI*

**RESULTATS ET INTERPRETATIONS**

1. Introduction.....	96
2. Evolution des températures du capteur.....	96
2.1. Graphes des Températures pour les différents sites.....	96
2.1.1. Les cotes.....	96
2.1.2. Les hauts plateaux.....	99
2.1.3. Le désert.....	101
3. Evolution du rayonnement incident sur le capteur.....	104
3.1. Carte du rayonnement de l'ALGERIE.....	104
3.2. Choix de l'inclinaison.....	105
3.3. Les cotes.....	105
3.4. Les hauts plateaux.....	106
3.5. Le désert.....	107
4. Evolution des graphes du rendement.....	110
3.1. Les cotes.....	110
3.2. Les hauts plateaux .....	111
3.3. Le désert.....	111
Conclusion.....	113
Annexe.....	114

<b>CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES.....</b>	<b>116</b>
---	------------

<b>REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....</b>	<b>121</b>
---	------------

<b>PROGRAMME DE CALCUL .....</b>	<b>127</b>
----------------------------------	------------

## *Liste des figures*

### **Chapitre I**

- Fig 1.1 Convection naturelle dans un fluide (page : 29)
- Fig 1.2 Spectre électromagnétique (page : 32)
- Fig 1.3 Interaction d'un rayonnement thermique et d'un corps opaque (page : 33)
- Fig 1.4 Divers types de réflexions (page : 33)
- Fig 1.5 Angle solide (page : 34)
- Fig 1.6 Emittance d'une source, en Watt/m<sup>2</sup> (page : 34)
- Fig 1.7 Intensité d'une source (page : 35)
- Fig 1.8 Luminance d'une source (page : 35)
- Fig 1.9 Emittance d'une source (page : 36)
- Fig 1.10 Luminance d'une source (page : 37)
- Fig 1.11 Emittance monochromatique du corps noir (page : 41)
- Fig 1.12 Enceinte isolée (page : 44)

### **Chapitre II**

- Fig 2.1 Constante solaire (page : 49)
- Fig 2.2 Mouvement de soleil et l'angle  $w$  (page : 49)
- Fig 2.3 La latitude et la longitude (page : 50)
- Fig 2.4 Déclinaison solaire (page : 51)
- Fig 2.5 Révolution de la terre autour du soleil durant une année (page : 51)
- Fig 2.6 Position du soleil (page : 52)
- Fig 2.7 Rose d'orientation. En traits gras, les orientations qui sont les plus favorables (page : 53)
- Fig 2.8 Différents rayonnements solaires en une année (page : 56)
- Fig 2.9 Différents rayonnements solaires en une journée (page : 57)

### **Chapitre III**

- Fig 3.1 Installation utilisant les capteurs solaires (page : 60)
- Fig 3.2 Capteur plan de type vitré (page : 61)
- Fig 3.3 Capteurs solaires plans sans vitrage (page : 62)
- Fig 3.4 Coupe schématique d'un capteur solaire plan (page : 63)
- Fig 3.5 Type de verre pour les couvertures (page : 64)
- Fig 3.6 Caractéristiques radiatives moyennes du verre utilisé (page : 70)
- Fig 3.7 Effet thermosiphon (page : 72)
- Fig 3.8 Installation avec thermosiphon (page : 73)
- Fig 3.9 Capteur thermosiphon couplé (page : 73)
- Fig 3.10 Rendement de quelques types de capteurs (page : 76)

### **Chapitre IV**

- Fig 4.1 Distribution du flux solaire dans le capteur solaire (page : 78)

### **Chapitre VI**

- Fig 6.1 à 6.4 Evolution des températures au cours d'une journée à ANNABA (page : 97)
- Fig 6.5 à 6.8 Evolution des températures au cours d'une journée à TIZIOUZOU (page : 98)
- Fig 6.9 à 6.12 Evolution des températures au cours d'une journée à ORAN (page : 98, 99)
- Fig 6.13 à 6.16 Evolution des températures au cours d'une journée à M'SILA (page : 99, 100)
- Fig 6.17 à 6.20 Evolution des températures au cours d'une journée à TIARET (page : 100)
- Fig 6.21 à 6.24 Evolution des températures au cours d'une journée à BISKRA (page : 101)
- Fig 6.25 à 6.28 Evolution des températures au cours d'une journée à BECHAR (page : 101, 102)

- Fig 6.29 à 6.32 Evolution des températures au cours d'une journée à ADRAR (page : 102)
- Fig 6.33 à 6.36 Evolution des températures au cours d'une journée à TAMENRASSET (page : 103)
- Fig 6. 37 Irradiation directe journalière reçue sur un plan normal au mois de juillet (page : 104)
- Fig 6.38, 6.39 Variation de  $rg$ ,  $rd$ ,  $rd_1$  et  $rd_2$  ANNABA (page : 105)
- Fig 6.40, 6.41 Variation de  $rg$ ,  $rd$ ,  $rd_1$  et  $rd_2$  TIZIOUZOU (page : 106)
- Fig 6.42, 6.43 Variation de  $rg$ ,  $rd$ ,  $rd_1$  et  $rd_2$  ORAN (page : 106)
- Fig 6.44, 6.45 Variation de  $rg$ ,  $rd$ ,  $rd_1$  et  $rd_2$  M'SILA (page : 107)
- Fig 6.46, 6.47 Variation de  $rg$ ,  $rd$ ,  $rd_1$  et  $rd_2$  TIARET (page : 107)
- Fig 6.48, 6.49 Variation de  $rg$ ,  $rd$ ,  $rd_1$  et  $rd_2$  BISKRA (page : 108)
- Fig 6.50, 6.51 Variation de  $rg$ ,  $rd$ ,  $rd_1$  et  $rd_2$  BECHAR (page : 108)
- Fig 6.52, 6.53 Variation de  $rg$ ,  $rd$ ,  $rd_1$  et  $rd_2$  ADRAR (page : 109)
- Fig 6.54, 6.55 Variation de  $rg$ ,  $rd$ ,  $rd_1$  et  $rd_2$  TRAMENRASSET (page : 109)
- Fig 6.56 Rendement du capteur pour les périodes hivernale et estivale ANNABA (page : 110)
- Fig 6.57 Rendement du capteur pour les périodes hivernale et estivale TIZIOUZOU (page : 110)
- Fig 6.58 Rendement du capteur pour les périodes hivernale et estivale ORAN (page : 111)
- Fig 6.59 Rendement du capteur pour les périodes hivernale et estivale M'SILA (page : 111)
- Fig 6.60 Rendement du capteur pour les périodes hivernale et estivale TIARET (page : 111)
- Fig 6.61 Rendement du capteur pour les périodes hivernale et estivale BISKRA (page : 112)
- Fig 6.62 Rendement du capteur pour les périodes hivernale et estivale BECHAR (page : 112)
- Fig 6.63 Rendement du capteur pour les périodes hivernale et estivale ADRAR (page : 112)
- Fig 6.64 Rendement du capteur pour les périodes hivernale et estivale TAMENRASSET (page : 113)



## *Liste des tableaux*

### **Chapitre I**

- Tableau 1.1 Conductibilité de certains matériaux (page : 25)
- Tableau 1.2 Corrélations pour la convection naturelle (page : 30)
- Tableau 1.3 Récapitulation des principales définitions (page : 39)
- Tableau 1.4 Valeurs des constantes  $C_1$  et  $C_2$  (page : 40)
- Tableau 1.5 Valeur de la constante B (page : 41)
- Tableau 1.6 Expression de la constante  $\sigma$  (page : 42)
- Tableau 1.7 Emissivités  $\varepsilon$  de quelques substances (page : 44)

### **Chapitre II**

- Tableau 2.1 Coefficient de trouble atmosphérique (page : 55)
- Tableau 2.2 Azimut (page : 57)
- Tableau 2.3 Coefficients d'inclinaison (page : 62)

### **Chapitre III**

- Tableau 3.1 Matériaux des absorbeurs (page : 65)
- Tableau 3.2 Revêtements (page : 66)
- Tableau 3.3 Surfaces sélectives (page : 66)
- Tableau 3.4 Propriétés des isolants (page : 67)

### **Chapitre IV**

- Tableau 4.1 Coefficients de déperditions thermiques (page : 76)

## Nomenclature

$\Phi + \varphi$ : flux de chaleur [W]	$h$ : est la constante de PLANCK [J.s]
$\lambda$ : conductibilité thermique du milieu [ $\text{W.m}^{-1}.\text{°C}^{-1}$ ]	$k$ : est la constante de BOLTZMANN [J/K]
$x, y, z$ : variables d'espace [m]	$\lambda$ : longueur d'onde [ $\mu\text{m}$ ]
$S$ : section de passage du flux de chaleur [ $\text{m}^2$ ]	$\sigma$ : constante de STEFAN-BOLTZMANN [ $\text{W/m}^2.\text{K}^4$ ]
$T_p$ : Température de paroi [ $\text{°C}$ ]	$\varepsilon$ : l'émissivité hémisphérique
$T_m$ : température moyenne [ $\text{°C}$ ]	$C_s$ : constante solaire [ $\text{W.m}^2$ ]
$T_a$ : température ambiante [ $\text{°C}$ ]	$t_{sv}$ : temps solaire vraie [s]
$R$ : résistance thermique [ $\text{W/m}^2\text{K}$ ]	$L_{at}$ : la latitude
$e$ : épaisseur de la conduite [m]	$L_{on}$ : la longitude
$Bi$ : le nombre de BIOT	$D_{ec}$ : la déclinaison [ $\text{°}$ ]
$V$ : volume [ $\text{m}^3$ ]	$j$ : numéro d'ordre du jour
$T_0$ : température initiale [ $\text{°C}$ ]	$A_h$ : angle horaire
$T_{fe}$ : température finale [ $\text{°C}$ ]	$a$ : azimut solaire [ $\text{°}$ ]
$T_v$ : température du vitrage [ $\text{°C}$ ]	$h$ : hauteur du soleil
$T_f$ : température du fluide [ $\text{°C}$ ]	$Di$ : durée d'insolation [ $\text{°}$ ]
$T_b$ : température de l'absorbeur [ $\text{°C}$ ]	$C_I$ : coefficient d'incidence
$F_0$ : Nombre de fourrier	$B$ : coefficient de trouble atmosphérique
$\gamma$ : accélération [ $\text{m/s}^2$ ]	$P_{Atm}$ : pression atmosphérique [Pa]
$\beta$ : coefficient de dilatation cubique	$E_{sol}$ : la constante solaire pour une journée $j$
$\rho$ : masse volumique [ $\text{g/m}^3$ ]	$S^*$ : rayonnement solaire direct [W]
$Nu$ : nombre de Nusselt	$D^*$ : rayonnement solaire diffus [W]
$Gr$ : nombre de Grashof	$G^*$ : rayonnement solaire global [W]
$Pr$ : nombre de Prandtl	$\eta$ : rendement énergétique
$C$ : vitesse de la lumière [m/s]	$\eta_0$ : rendement optique
$\Omega$ : angle solide [Sr]	$h_c$ : coefficient d'échange par convection [ $\text{W/m}^2\text{K}$ ]
$M$ : émittance [ $\text{W/m}^2$ ]	$Re$ : nombre de Reynolds
$I_o$ : intensité d'une source [W/Sr]	$l$ : longueur du tube [m]
$L_o$ : La luminance [ $\text{W/m}^2.\text{Sr}$ ]	$V_{vent}$ : vitesse du vent. [m/s]
$\rho$ : coefficient de réflexion	$\theta$ : la température moyenne du fluide [ $\text{°C}$ ]
$\alpha$ : coefficient d'absorption	$U$ : Coefficient de déperditions du capteur [ $\text{W/m}^2\text{K}$ ]
$\tau$ : coefficient de transmission	$w$ : angle horaire du soleil. [ $\text{°}$ ]

# *Introduction générale*

---

*« Il arrivera nécessairement un jour où, faute de combustible, l'industrie sera bien forcée de revenir au travail des agents naturels. Que les dépôts de houille et de pétrole lui fournissent longtemps encore leur énorme puissance calorifique, nous n'en doutons pas. Mais ces dépôts s'épuiseront sans aucun doute. Il est prudent et sage de ne pas s'endormir à cet égard dans une sécurité trompeuse», Prophète de l'énergie solaire Augustin Mouchot, (1869)*

Depuis toujours on cherche à mettre le rayonnement solaire à son service. Les progrès dans la connaissance du rayonnement et dans la conception des dispositifs techniques de collecte et de conversion jalonnent le développement scientifique et industriel des sociétés.

Les lois physiques gouvernant les différentes filières solaires ont été établies il y a plus d'un siècle et demi, en effet, la fin de 1868, le célèbre ingénieur Ericsson venait d'inventer, aux États Unis, des machines solaires à vapeur et à air chaud [1]. Mais l'histoire de l'énergie solaire a connu une accélération importante à la suite de la crise pétrolière de 1973.

L'Algérie est considérée comme le plus grand pays du côté de la Méditerranée avec une superficie de 2.381.741 km<sup>2</sup>. Les études actuelles montrent que l'Algérie offre des opportunités intéressantes, à moyen et long terme, d'investir dans de nombreux projets et programmes contribuant au développement des énergies renouvelables, principalement de l'énergie solaire. [2].

Avec son ensoleillement de 1,2 KW/m<sup>2</sup> en moyenne, cette source d'énergie peut, si elle est convenablement domestiquée, contribuer à la satisfaction des besoins énergétiques de la population.

De par sa situation géographique, l'Algérie dispose d'un gisement solaire énorme. [3]

En effet, l'Algérie est l'un des pays de la Méditerranée qui dispose d'un potentiel d'énergie solaire très élevé. Selon les données d'ensoleillement, l'Algérie est comptée parmi les pays les plus ensoleillés du monde, cette grandeur dépasse dans l'ensemble du territoire national 2000 heures par an et peut atteindre jusqu'à 3 900 heures (hautes plateaux et désert). Le potentiel des ressources solaires de ce pays est optimal pour les projets solaires. [4]

Les progrès récents de la conversion thermique tiennent plus à la disponibilité de nouveaux matériaux performant (revêtement sélectifs, verre flotté ...) et des systèmes de pilotage par ordinateur qu'à l'apparition des nouveaux concepts.

Les diverses technologies solaires sont parvenues aujourd'hui à des différents stades de développement, de la recherche aux réalisations industrielles et à la pénétration des marchés.

Aujourd'hui, les technologies au point concernent la collecte des apports solaires par des dispositions de l'architecture bioclimatiques, la production de chaleur à basse température pour l'habitat et le secteur tertiaire

Ces techniques peuvent rendre un certains nombres de services énergétiques à la place d'énergies conventionnelles : fourniture d'eau chaude, chauffage de locaux. Elles peuvent aussi apporter un service énergétique là où les autres énergies ne vont pas : sites isolés, monde rural de pays en développement.

Compte tenu des technologies disponibles actuellement, du prix actuel des énergies fossiles et des besoins à satisfaire localement, la ressource de rayonnement solaire constitue un potentiel énergétique qui peut être raisonnablement utilisé dès maintenant.

L'énergie solaire n'a pas besoins d'une technologie de pointe pour son utilisation, propre non polluante, disponible sur l'ensemble du globe terrestre évidemment à différente intensité, durable et inépuisable (si l'on compte le temps en millions d'années).

Cependant il y a un certain nombre de facteurs rendent son exploitation difficile, principalement l'intermittence du rayonnement solaire et sa variation journalière et même suivant l'année, en effet l'énergie solaire reste tributaire des conditions météorologiques, de plus, il y a un déphasage entre les besoins en énergie (chaleur) et les apports générés par l'énergie solaire et vu cette indisponibilité il faut toujours prévoir un appoint en énergie pour chaque utilisation, les systèmes solaires sont souvent assistés énergétiquement.

Bien que cette contribution potentielle de l'énergie solaire au bilan mondiale des approvisionnements énergétiques soit encore modeste, les applications pourraient être encore plus importantes car elles permettraient une amélioration considérable des conditions de vie de milliers, voir de millions de personnes.

Malgré les avantages reconnus à l'énergie solaire, son potentiel est encore loin d'être mobilisé et le développement actuel des utilisations de l'énergie solaire reste marginal. Pourtant elle a tout pour plaire.

A l'heure actuelle, elle présente trois avantages fondamentaux.

- C'est une énergie inépuisable dont l'usage ne produit ni émission polluante, ni déchet.
- Naturellement distribué, elle est disponible localement sur les lieux de consommation ou à proximité et elle peut participer à la diversification des sources, et à l'indépendance énergétique.
- Pour la production d'eau chaude sanitaire et pour le chauffage, les coûts d'installation ne sont pas très élevés.

Dans un contexte énergétique mondiale marquée successivement par la crainte de l'épuisement des réserves fossiles (crise du pétrole années 1973-78) et la montée des problèmes globaux d'environnement (protocole de Kyoto année 1990), ces avantages devraient assurés un intérêt croissant à l'énergie solaire comme aux autres énergies renouvelables.

Il est compréhensible qu'on ne puisse pas affirmer l'exploitation complète de l'énergie solaire. Mais on voit clairement comment cette énergie peut être exploitée dans la vie de tous les jours et donc dans habitat personnel.

Une part importante des consommations d'énergies dans l'habitat et le secteur tertiaire contribue à maintenir l'air et les parois à l'intérieur des bâtiments à une température agréable quelque soit les conditions extérieures, et fournir de l'eau chaude pour les besoins sanitaires.

D'autres applications, comme le chauffage de l'eau des piscines, les cultures sous serres, le séchage des denrées agricoles, le rafraîchissement de l'air en été, peuvent également tirer parti du rayonnement solaire.

Dans ces diverses applications la chaleur est utilisée à des niveaux de température modeste, c'est-à-dire de 15 à 70°C. L'énergie solaire peut contribuer à la satisfaction de ces besoins par des dispositifs simples : conception architecturale, vitrage, capteur à air et à eau.

Quelques applications domestiques requièrent des températures plus élevées comme la cuisson des aliments et la distillation de l'eau de mer.

Pour obtenir de la chaleur à partir de l'énergie solaire, il suffit d'exposer au rayonnement un corps absorbant ; La température d'équilibre thermique dépend de l'éclairage et des propriétés du corps et des conditions ambiantes.

Ce sont des dispositions analogues mises en œuvre dans les capteurs solaires, servant à chauffer de l'eau ou de l'air. Ils sont faits d'un vitrage simple ou double, placé devant un absorbeur dans lequel circule fluide (l'eau ou l'air) chargé de transporter la chaleur, une isolation thermique de la face arrière complète le dispositif.

Dans l'hémisphère nord, l'ensemble est orienté généralement vers le sud, et incliné pour collecter les rayons solaires chargés de chauffer l'absorbeur.

### **Plan de thèse**

Dans le but d'établir un programme de calcul sous le langage MATLAB qui donne les différents paramètres de sorties on se basant sur des variables données par les services concernés, afin de tracer des courbes, déduire des tableaux, ou construire des graphes de quelques paramètres de calcul, ce travail est basé sur des axes qui traiteront différents aspects de ce sujet.

La thèse est subdivisée en six chapitres. Dans l'introduction, on a exposé une synthèse bibliographique qui a permis d'exposer l'état des lieux sur les différents paramètres qui interviennent dans le fonctionnement d'un capteur solaire plan. De plus, les modèles des capteurs solaires sont également présentés. Le premier chapitre est consacré à la présentation des différents modes de transfert de chaleur. Le deuxième est dédié au gisement solaire. Dans le troisième, on expose le principe de fonctionnement, les différents types et les paramètres caractérisant le fonctionnement des capteurs solaires. Le quatrième et le cinquième chapitre s'articulent autour de deux points essentiels. Le premier concerne une présentation du bilan thermique du capteur et le second présente la mise en œuvre d'un organigramme et des procédures du protocole de calcul. Par ailleurs, un programme sous l'environnement Matlab PSCSP a été élaboré. Dans le dernier chapitre, une présentation des résultats de simulation numériques est effectuée suivie par des analyses et des discussions. Enfin une conclusion qui exprime l'importance de ce travail et des perspectives pour une utilisation efficace de ce type de système et d'énergie.

# *Etude bibliographique*

---



## 1. ETAT DE L'ART:

On doit présenter tout d'abord l'état de l'art sur les différents paramètres régissant le fonctionnement d'un capteur solaire plan, et puis on présente les travaux publiés sur les études des différents paramètres de fonctionnement d'un capteur solaire plan.

L'étude d'un capteur solaire, nécessite de tenir compte de tous les paramètres (intérieurs et extérieurs) qui interviennent dans son fonctionnement. On peut les classés en deux catégories :

### Paramètres météorologiques (externes):

- Paramètres d'ensoleillement: éclairage énergétique global.
- la température ambiante et température du ciel.
- la vitesse du vent sur le capteur.
- Paramètres géographiques, tels que la longitude, la latitude et la hauteur du soleil.

### Paramètres de position (internes): l'emplacement, l'inclinaison et l'orientation.

- Dimensionnement du capteur: L'épaisseur, la longueur, la largeur et la surface réceptrice.
- La section de passage du fluide.
- Paramètres de construction: La couverture, la surface absorbante et isolante
- Paramètres optiques : Ce sont l'émissivité, l'absorptivité, la réflectivité et la transmittivité de la surface absorbante et de la couverture
- Paramètres thermophysiques :
  - ✓ Pour la couverture et la surface absorbante: La conductivité, la chaleur spécifique et la diffusivité thermique
  - ✓ Pour le fluide caloporteur: La conductivité thermique, la chaleur spécifique, la viscosité dynamique, la viscosité cinématique, le coefficient de dilatation thermique et la diffusivité thermique

## 1. BIBLIOGRAPHIE

L'histoire des capteurs thermiques à basse température remonte à **H. B. de Saussure** qui met en évidence l'effet de serre obtenu par un vitrage au-dessus d'un absorbeur dans un caisson isolé.

Il faut cependant attendre 1910 pour voir apparaître les premiers chauffe-eau solaires en Californie.

Mais dès 1878, **MOUCHOT** [10] présente à l'exposition universelle un réflecteur de 5 m de diamètre associé à une machine à vapeur qui actionne une presse d'imprimerie.

Comme beaucoup de filières d'énergies renouvelables, le solaire thermique a connu une phase de croissance importante entre 1973 et 1985 en réaction au choc pétrolier. Mais ce développement rapide, avec des technologies ou des installateurs déficients, a entraîné de nombreuses contre-performances. C'est aussi dans cette période que sont lancés diverses centrales et fours solaires à concentration.

Depuis la fin des années 90, quelques pays ont relancé des programmes de soutien au développement du solaire thermique : l'Autriche, l'Allemagne, la Chine et, plus récemment, l'Espagne pour les centrales solaires.

Le solaire thermique recouvre une grande variété d'applications utilisant la chaleur solaire.

Il y a eu beaucoup d'analyses étendues de l'exécution du chauffage par thermosiphon, expérimentalement et analytiquement par de nombreux chercheurs. On montre ici une partie de ces recherches.

**GUPTA** et **GARG** [11] ont développé un des premiers modèles pour l'exécution thermique d'une circulation normale SWH sans la charge. Ils ont représenté le rayonnement solaire et la température ambiante par série de Fourier, Et pouvaient prévoir l'exécution d'un jour en quelque sorte qui était conforme sensiblement aux expériences.

**K.S ONG** a réalisé deux études [12]. [13] pour évaluer l'exécution thermique d'un chauffage par thermosiphon. Il a équipé un système relativement réduit avec cinq thermocouples sur le fond des tubes de l'eau et six thermocouples sur le fond de la plaque collectrice. Un total de six thermocouples ont été insérés dans le réservoir de stockage et un mètre d'écoulement de la masse de traceur de colorant a été utilisé. Les études d'**ONG** semblent être les premières ont détaillé ceux sur un système thermosiphon.

**KUDISH** et autres. [14] dans leur étude a mesuré le débit de thermosiphon directement en adaptant une technique de laboratoire simple et bien connue, un dispositif de niveau constant, à un capteur solaire en mode de thermosiphon. Les données d'écoulement de thermosiphon recueillies ont été utilisées pour construire une courbe standard d'essai d'efficacité, de ce fait prouvant que cette technique peut être appliquée pour les collecteurs d'essai en mode de thermosiphon. En outre, ils ont déterminé l'efficacité instantanée de collecteur en fonction de l'heure.

**MORRISON** et **BRAUN** [15] ont étudié des caractéristiques de modèle et d'opération de système du chauffage par thermosiphon avec le réservoir de stockage vertical ou horizontal. Ils ont constaté que l'exécution de système est maximisée quand le débit quotidien de collecteur est approximativement égal à l'écoulement quotidien de charge, et le système avec le réservoir horizontal n'a pas donné les mêmes résultats comme celui vertical.

**HOBSON** et **NORTON** [16] dans leur étude ont développé une courbe caractéristique pour un chauffe-eau directement de chauffage d'énergie solaire de thermosiphon d'individu obtenu à partir des données d'30 essais de jours. En utilisant une telle courbe, la fraction solaire annuelle calculée était conforme bien à la valeur correspondante calculée de la simulation numérique. En outre, l'analyse était prolongée, et ils ont produit une méthode simple mais relativement précise de conception pour les chauffe-eau directs d'énergie solaire de thermosiphon.

**SHARIAH** et **SHALABI** [17] ont étudié l'optimisation des paramètres de conception pour un thermosiphon SWH pour deux régions en Jordanie représentée par deux villes, à savoir Amman et Aqaba par l'utilisation du programme de simulation de TRNSYS. Leurs résultats indiquent que la fraction solaire du système peut être améliorée par 10-25% quand chaque paramètre étudié est choisi correctement. On l'a également constaté que la fraction solaire d'un système installé dans Aqaba (climat chaud) est moins sensible à quelques paramètres que la fraction solaire d'un système semblable installé à Amman (climat doux).

Afin d'améliorer les performances des installations solaires collectives d'eau chaude on utilise des modèles mathématiques avec les quels on simplifie les calculs et on cherche des résultats plus performants.

Une étude réalisée par **PLANTIER** recense les modèles de capteurs existants dans la bibliothèque de TRNSYS dont trois d'entres eux sont présentés ci-dessous.

Le modèle de référence de TRNSYS « Type 1 » est basé sur l'hypothèse du régime permanent à chaque pas de temps, les coefficients des équations utilisées par ce modèle sont déterminés par des essais de certification. Ces relations globalisent les pertes thermiques du capteur et ne permettent pas de différencier les trois modes de transfert de chaleur : rayonnement, convection et conduction.

(Marched Flow Collector: Model for simulation and testing) [18]: présente l'avantage de prendre en compte les points suivants :

- la capacité thermique du capteur et celle du fluide caloporteur (d'où une prise en compte de l'inertie du système ce qui est plus cohérent avec une étude en régime dynamique),
- le temps de transport du fluide à travers le capteur,
- la dépendance du coefficient de perte thermique avec la température.

Ce modèle semble convenir pour simuler le comportement dynamique du capteur. De plus, le fait de calculer le coefficient de perte thermique en fonction de la température locale permet de mieux s'adapter aux systèmes à faible débit ("low-flow").

Le modèle « Type 102 » développé par **PLANTIER** et **FRAISSE** permet de modéliser un capteur à absorbeur à tubes parallèles ou bien à absorbeur serpentin.

La modélisation du capteur solaire avec le « Type 102 » est basée sur le bilan énergétique défini par les paramètres suivants :

- Les pertes optiques dues au vitrage de la couverture,
- L'absorption du rayonnement solaire par la couverture,
- Les échanges radiatifs entre la couverture et le ciel,
- Les échanges radiatifs entre la couverture et le sol,
- Les échanges convectifs entre la couverture et l'air extérieur,
- Les échanges convectifs et radiatifs entre l'absorbeur et la couverture,
- La conduction à travers l'isolation située sous le capteur,
- L'énergie utile,

Le « Type 102 » modélise la couverture, l'absorbeur et le fluide d'un capteur en utilisant l'analogie électrique. Il est différent des autres modèles de capteurs solaires thermiques car il prend en compte trois aspects importants qui sont le régime transitoire du capteur, l'échange thermique par rayonnement de grandes longueurs d'onde entre la couverture et l'environnement (les échanges entre le sol et le ciel sont séparés) et les caractéristiques thermo-physiques du capteur (et non les coefficients normalisés  $a_0$ ,  $a_1$ ,  $a_2$  issus d'expérimentations).

Les systèmes d'eau chaude domestique solaires (SDHWS) (Solar Domestic Hot Water Systems) sont employés couramment dans le monde entier et une grande variété de systèmes sont disponible dans le commerce. L'essai de leurs exécutions a pris l'importance primordiale du point de vue de concevoir et de choisir un SDHWS.

Un certain nombre d'investigateurs ont effectué des études étendues sur différents aspects de SDHWS (voir par exemple **GUPTA** et **GARG**, 1968 ; **ONG**, 1974 ; **KLEIN** et autres, 1976 ; **FANNY** et **KLEIN**, 1983, 1988 ; **MORRISON** et **BRAUN**, 1985 ; **HOBSON** et **NORTON**, 1988 ; **PARKER** et **TUCKER**, 1991 ; **BELESSIOTIS** et le **HARALAMBOPOULOS**, 1993). [19]

Les investigations peuvent largement être classifiées dans deux grandes catégories, simulation directe et essai des systèmes. Basé sur les modèles détaillés, un certain nombre de logiciel de simulation (par exemple, TRNSYS, WATSUN, EMGP, TSOL, etc.) ont été développés.

Les paramètres caractéristiques de différents composants d'un système sont les principaux intrants dans cette approche et par conséquent devraient être déterminés selon les dispositions des normes correspondantes. Tout en raison présenté par erreur de la connaissance insuffisante des paramètres composants propagera et affectera la prévision de système. De plus, l'exactitude du modèle utilisé refléterait la prévision aussi bien. L'avantage de cette approche est qu'il permet d'effectuer des études paramétriques et de prévoir l'exécution de système pour n'importe quel ensemble de conditions.

La deuxième approche est d'examiner un système complet suivant une procédure reconnue pour déterminer les paramètres caractéristiques.

**WOOD** et **ROGERS** (1987) ont passé en revue des méthodes d'essai de SDHWS et les ont classées dans cinq catégories des types d'essais. L'essai d'un système complet est l'un d'entre eux et a été adopté dans beaucoup de normes.

**GILLIAERT** et **TEBALDI** (1987) ont classé des procédures par catégorie d'essais dans trois groupes, méthodes d'entrée-sortie, méthodes d'efficacité de boucle de collecteur et méthodes principales de simulation. Un certain nombre de normes (par exemple ASHRAE 95-1987, 1987 ; Les BS 5918-1989, 1989 ; CNS B 7277 : Numéro 12588-1989, 1989 ; CSA F379.1-M1985, 1985 ; EST 13129 (parties 2) - 1991, 1991 ; OIN 9459 (pièces 1-3 et 5) ; JIS A 4111 - 1997, 1997) ont été développés pour examiner un système complet. Les normes peuvent être classées dans deux larges groupes basés sur leurs approches : (stationnaire et dynamique).

Le premier groupe de méthodes, spécifie que l'essai devrait être effectué pendant un certain nombre d'heures satisfaisant une journée. Les méthodes peuvent s'appliquer à l'un ou l'autre type des systèmes thermosiphons. Celles-ci peuvent être encore groupées en tant que méthodes intérieurs, et méthodes extérieures.

**JOSHI** et autres, (2003) ont proposé des méthodes dynamiques afin de réduire au minimum la durée d'essai, éviter des mesures étendues et effectuer des essais dans toutes les conditions atmosphériques.

L'essai d'intérieur sous un simulateur solaire fournit un service idéal pour commander divers paramètres environnementaux indépendamment. Il est, cependant, très cher. De plus, la simulation réaliste de la température extérieure réelle du ciel est rarement réalisée en conditions d'intérieur. Par conséquent, l'essai extérieur est préféré.

Une étude critique sur quelques normes a été effectuée par quelques investigateurs.

**BELESSIOTIS** et **HARALAMBOPOULOS** (1993) [20] et **ZERROUKI** et autres (2002) ont mis en application ce procédé en Grèce et en Algérie respectivement ; ils ont signalé que leurs résultats sont tout à fait satisfaisants. Tous ces investigateurs ont fourni des interprétations physiques des coefficients de corrélation de l'équation d'entrée-sortie du procédé de CSTG.

**BOURGES** et autres (1991a, b) ont rapporté une recherche très critique sur l'exactitude du procédé de CSTG (qui est essentiellement semblable à OIN 9459 (partie 2)), l'effet des erreurs de mesure sur des paramètres et remèdes possibles.

**HUANG** (1993) et **CHANG** et autres (2002) ont respectivement étudié les effets de la masse de stockage et de la variation asymétrique du rayonnement solaire et ont suggéré des mesures correctives pour CNS B7277.

**MORRISON** et **WOOD** (1995) et **MORRISON** (2001) ont présenté la comparaison de chacune des cinq séries standard d'OIN 9459 et proposée qu'OIN 9459 (partie 5) serait finalement employée comme normes d'essai.

**CARVALHO** et **NARON** (2000) [21] ont rapporté l'essai de différents types de SDHWS dans plusieurs laboratoires européens. Basé sur la comparaison de la pratique commune dans chaque laboratoire, ils ont proposé un ensemble de recommandations pour la révision d'OIN 9459 - 2).

Ils ont également comparé OIN 9459 (partie 2) et OIN 9459 (partie 5) (méthode de DST) du point de vue de la prévision à long terme d'exécution et présenté des facteurs pour convertir des résultats d'un essai à l'autre.

**BELESSIOTIS** et **MATHIOULAKIS** (2002) ont analysé l'exécution thermique d'un TSDHWS et ont fourni des expressions pour les coefficients de régression apparaissant dans l'équation d'entrée-sortie d'OIN 9459 (partie 2), afin de donner une interprétation physique des résultats d'essai.

# Chapitre I

## *Les modes de transfert de chaleur*

---

## 1. Introduction :

L'existence d'une différence de température entre deux systèmes, quelque soit le milieu qui les sépare même le vide, fait intervenir un échange d'énergie connu généralement sous le nom de « transfert de chaleur ».

Les calculs des systèmes solaires utilisant la conversion thermique de l'énergie font appel à quelques formules de base relatives aux transferts de chaleur.

Dans cette thèse on procède à un rappel bref sur les phénomènes mis en jeu et les résultats les plus significatifs utilisés dans ce qui suit.

Il existe trois modes de transfert de chaleur qui coexistent presque dans tous les systèmes.

## 2. Les modes de transfert de chaleur :

### 2.1. La conduction :

C'est le mode de transfert caractérisé par la propagation de l'énergie dans un milieu solide sans déplacement appréciable de matière [02]. En effet c'est une tendance à uniformiser la température au sein du milieu considéré.

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

Cet équation est donnée sous sa forme unidimensionnelle par : [04]

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1.1)$$

Où «  $a$  » est la diffusivité thermique du matériau.

La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de FOURIER ; liant linéairement entre la densité du flux thermique est le gradient de température :

« En tout point d'un milieu isotrope, la densité du flux thermique instantanée est proportionnelle à la conductivité thermique  $\lambda$  du milieu et au gradient de température ». [04].

$$\vec{\varphi} = -\lambda \overrightarrow{grad} T \quad (1.2)$$

La forme algébrique de cet équation est donnée par :

$$\varphi = -\lambda S \frac{\partial T}{\partial x} \quad (1.3)$$

Avec :  $\varphi$  = flux de chaleur transmis par conduction [W]

$\lambda$  = conductibilité thermique du milieu [W.m<sup>-1</sup>.°C<sup>-1</sup>]



$x$  = variable d'espace dans la direction du flux [m]

$S$  = aire de la section de passage du flux de chaleur [m<sup>2</sup>]

Dans le tableau qui suit on trouve les valeurs de la conductibilité de certains matériaux les plus utilisés dans le domaine de transfert thermique.

Matériaux	$\lambda$ (W.m <sup>-1</sup> .°C <sup>-1</sup> )	Matériaux	$\lambda$ (W.m <sup>-1</sup> .°C <sup>-1</sup> )
Argent	419	Plâtre	0.48
Cuivre	386	Amiante	0.16
Aluminium	204	Coton	0.059
Acier doux	45	Liège	0.044 – 0.049
Acier inox	14.9	Laine de roche	0.038 – 0.041
Glace	1.88	Laine de verre	0.035 – 0.051
Béton	1.4	Polystyrène expansé	0.036 – 0.047
Bois	0.12 – 0.23	Polyuréthane mousse	0.030 – 0.045
Brique terre cuite	1.1	Polystyrène extrudé	0.027
Verre	0.78	Air	0.026

Tableau 1.1 Conductibilité de certains matériaux [23]

En régime permanent la température en chaque point du milieu est indépendante du temps ( $\frac{\partial T}{\partial t} = 0$ ).

• **Pour un mur simple :**

Les parois du mur sont maintenues à  $T_{p1}$  et  $T_{p2}$  uniformes et constantes.

On aura à résoudre le système suivant :

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = 0 \\ \text{en } x = 0 \quad T = T_{p1} \\ \text{en } x = e \quad T = T_{p2} \end{cases} \quad \text{Ou } e = \text{épaisseur du mur}$$

En intégrant on aura :  $T(x) = Ax + B$ .

A l'aide des conditions aux limites on trouve :

$$\vec{\varphi} = \frac{\lambda}{e} (T_{p1} - T_{p2}) \vec{x}$$

Si on considère la puissance thermique traversant une aire  $S$  du mur on aura :

$$\Delta T = \frac{e}{\lambda S} \Phi \quad \text{ou} \quad \Phi = \varphi S$$

D'où l'expression de la résistance thermique conductive du mur :

$$R = \frac{e}{\lambda S}$$

- **Pour un cylindre creux :**

On considère un cylindre creux de rayon intérieur  $r_1$  et de rayon extérieur  $r_2$ ; le gradient de température est radial et la température n'est fonction que du rayon  $r$ .

Le système à résoudre est donc :

$$\begin{cases} \frac{d^2 T}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dT}{dr} = 0 \\ T(r_1) = T_1 \\ T(r_2) = T_2 \end{cases} \quad (1.4)$$

On pose  $u = \frac{dT}{dr}$  on obtient une équation du premier ordre :

$$r u' + u = 0$$

La solution étant  $u = \frac{c}{r}$  ( $c = \text{constante}$ ).

D'où :  $T(r) = \int \frac{c}{r} dr = \ln(Ar^c)$

A et c sont déterminées par les conditions aux limites sur  $r_1$  et  $r_2$ .

$$T(r) = T_1 + \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{r_1}{r_2}} \ln\left(\frac{r}{r_1}\right)$$

$$\text{D'où} \quad \varphi_r = -\lambda \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{r_1}{r_2}} \cdot \frac{1}{r} \quad (1.5)$$

Chaque surface cylindrique est traversée par un flux thermique  $\Phi$  donnée par :

$$\Phi = 2\pi\lambda L \cdot \frac{T_1 - T_2}{\ln \frac{r_2}{r_1}}$$

D'où une résistance thermique conductive du cylindre

$$R = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi\lambda L} \quad (1.6)$$

Conduction en régime permanent :

Pour la résolution de l'équation générale de la chaleur on a recours aux méthodes numériques à cause de la complexité du problème.

En effet on les représente souvent en se limitant à deux variables l'une spatiale  $x$  et l'autre de temps  $t$ . L'équation s'écrit alors :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1.7)$$

Pour simplifier encore les calculs, on suppose que l'évolution des trajectoires des corps ayant une résistance interne négligeable (corps minces).

Si  $D$  est une dimension typique d'un corps et  $n'$  une variable adimensionnelle tel que

( $n' = \frac{n}{D}$ )  $n$  étant la normale pointant sur l'extérieur en chaque point du corps, on a :

$$-\frac{\lambda}{D} \frac{\partial T}{\partial n'} = h(T_s - T_f) \quad (1.8)$$

$$\text{Ou : } -\frac{\lambda}{hD} \frac{\partial T}{\partial n'} = T_s - T_f \quad (1.9)$$

D'où le nombre de BIOT :  $Bi = \frac{hD}{\lambda}$

Quand  $Bi$  est très faible  $\frac{\partial T}{\partial n'}$  tend vers  $0$  ; c'est le cas des matériaux très bon conducteurs thermique (gradient de température négligeable à la surface).

Dans ce cas  $T$  est pratiquement uniforme à l'intérieur du corps et ne varie qu'en fonction du temps  $t$ .

En intégrant l'équation sur tout le volume on trouve :

$$\iiint_V \left[ \text{div} \vec{\varphi} + P - \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} \right] dv = 0 \quad (1.10)$$

Puisque  $T$  et  $P$  (source interne) sont uniformes à l'intérieur du volume  $V$  on aura :

$$\iint_S \lambda \frac{\partial T}{\partial n} ds + PV = \frac{1}{a} V \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1.11)$$

Le premier terme de (1.11) étant obtenu par le théorème d'OSTROGRADSKY

$$\iiint_V \text{div} \vec{\varphi} dv = \iint_S (\lambda \vec{\varphi}) \cdot \vec{n} \cdot ds = \iint_S \lambda \frac{\partial T}{\partial n} ds \quad (1.12)$$

Ou  $\vec{n}$  étant la normale à  $ds$ .

On substituant la condition au limite ou  $T_s$  est remplacée par  $T$  :

$$\frac{1}{Bi} (T_f - T) \cdot S + PV = \frac{1}{a} V \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1.13)$$

On pose ( $\theta = T - T_0$ ) (avec  $T_0$  température initiale)

$$\frac{1}{a} V \frac{d\theta}{dt} + \frac{\theta}{Bi} S = PV \quad (1.14)$$

Cette équation différentielle à pour solution évidente :

$$\frac{\theta}{\theta + p} = 1 - e^{-sBiF_0}$$

Avec :  $\theta_f = T_f - T_0$ .

$$s = \frac{SD}{V}$$

$$F_0 = \frac{\alpha t}{D^2} = \text{nbre de FOURRIER } (\alpha \text{ et } D \text{ sont des constantes})$$

$$p = \frac{PD}{hS}$$

La solution précédente est valable pour n'importe quel corps ayant une température uniforme à condition qu'il soit considéré comme corps mince, ce qui impose des valeurs de  $Bi \leq 0.1$  pour avoir une précision acceptable. [02].

## 2.2. LA CONVECTION :

C'est le mode de transfert qui s'effectue uniquement dans les milieux fluides, plus précisément dans les échanges thermiques entre une paroi et un fluide en mouvement. [04].

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

- La convection naturelle (libre) : ou le mouvement est dû à l'action simultanée des différences des températures qui existe dans le milieu et d'un champ de forces massiques. [04].
- La convection forcée : ou le mouvement du fluide est induit par un moyen mécanique (pompes, ventilateur, etc....)

### 2.2.1. Régime d'écoulement :

Du fait que le transfert se fait dans un milieu fluide il est nécessaire de rappeler quelque notion de mécanique de fluides et surtout les deux régimes d'écoulements:

- **Régime laminaire :**

L'écoulement s'effectue en lames (couches) superposées pratiquement indépendantes ; les échanges qui s'effectuent entre eux sont d'origine moléculaire.

- **Régime turbulent :**

L'écoulement n'est pas unidimensionnel ; les particules fluides sont en mouvement aléatoire, dans ce cas la diffusion transversale est très importante.

### 2.2.2. Expression du flux de chaleur :

Pour tous les modes de transfert de chaleur, on définit le flux de chaleur ou la puissance thermique comme la quantité de chaleur traversant une surface isotherme pendant le temps [25].

L'analogie de Reynolds est établie par la liaison intime des phénomènes de viscosité et de transfert de chaleur, en effet, dans un écoulement fluide avec transfert de chaleur dans un tube, le profil de vitesse et celui de la température sont liés par une relation de similitude.

Cette analogie montre que le gradient thermique est particulièrement important au voisinage de la paroi (dans les sous couches laminaires) [22].

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

$$\varphi = h(T - T_f)dS \quad (1.15)$$

Où  $h$  représente le coefficient local d'échange par convection.

S'il s'agit d'une surface finie  $S$ .

$$\varphi = h(T - T_f)S \quad (1.16)$$

Le choix de la température  $T_f$  du fluide dépend de l'écoulement.

### 2.2.2.1. Étude de la convection naturelle :

Considérons un fluide au repos en contact d'une paroi plane à une température  $T_0$ , si la paroi se porte à une température  $T = T_0 + \Delta T$ .

Le fluide au contact de la paroi s'échauffe par conduction et la masse volumique  $\rho_0$  passe à  $\rho_0 - \Delta \rho$

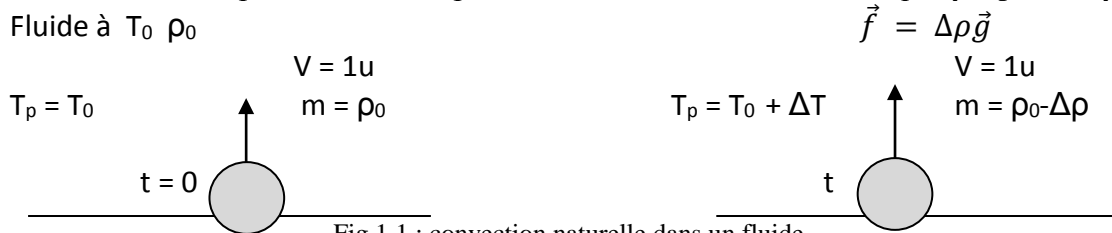


Fig 1.1 : convection naturelle dans un fluide

Le fluide sera soumis à une force  $\vec{f} = -\Delta\rho\vec{g}$

En appliquant le principe fondamental de la dynamique pour un volume unité :

$$\Delta\rho g = \rho\gamma \quad d'ou \quad \gamma = \frac{\Delta\rho}{\rho}g$$

En introduisant le coefficient de dilatation cubique  $\beta$  du fluide on aura :

$$\gamma = \beta g \Delta T \quad avec \quad \beta = \frac{1}{\rho} \frac{\Delta\rho}{\Delta T} \quad (1.17)$$

Le mouvement du fluide induit par la différence des masses volumiques résultantes des gradients de température va donner naissance aux courants convectifs.

Dans le cas de la convection naturelle le long d'une plaque plane on a :

$$\varphi = f(\lambda, \rho, \mu, c_p, \beta, g, L, \Delta T) \quad (1.18)$$

Le flux est une fonction des caractéristiques du fluides ; de la longueur de la paroi et l'écart de la température.

En introduisant l'analyse adimensionnelle on en déduit une relation entre trois nombre qui sont :

$$N_u = f(G_r, P_r) = c(G_r \cdot P_r)^m \quad (1.19)$$

Ou :  $N_u = \frac{hD}{\lambda}$  nombre de Nusselt.

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

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

Vue la conservation de l'énergie on a :

$$\frac{U^2}{2} = \beta g \Delta T L \quad (1.20)$$

$$\text{D'où : } Gr = \frac{1}{2} \left( \frac{UL\rho}{\mu} \right)^2 \quad (1.21)$$

Le calcul d'un flux de chaleur transmis par convection naturelle s'effectue comme suit :

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

corrélations pour la convection naturelle ; valable pour tous fluide			
Géométrie	Gr.Pr	c	m
Plaques et cylindres verticaux	$10^4 - 10^9$	0.59	1/4
	$10^9 - 10^{13}$	0.021	2/5
Cylindres horizontaux	$10^{-10} - 10^{-2}$	0.675	0.058
	$10^{-2} - 10^2$	1.02	0.148
	$10^2 - 10^4$	0.850	0.188
	$10^4 - 10^7$	0.480	0.25
	$10^7 - 10^{12}$	0.125	0.33
supérieure d'une plaque chaude ou face inférieure d'une plaque froide	$2 \cdot 10^4 - 8 \cdot 10^6$	0.54	0.25
	$8 \cdot 10^6 - 10^{11}$	0.15	0.33
Face inférieure d'une plaque chaude ou face supérieure d'une plaque froide	$10^5 - 10^{11}$	0.27	0.25
Cellule fermée rectangulaire inclinée	$Nu = 1 + 1.44 \left( 1 - \frac{1708}{GrPr \cos \varphi} \right) \left[ 1 - \frac{1708 (\sin(1.8\varphi)^{1.6})}{GrPr \cos \varphi} \right] + \left[ \left( \frac{GrPr \cos \varphi}{5830} \right)^{\frac{1}{3}} - 1 \right]$		

Tableau 1.2 : corrélations pour la convection naturelle. [22]

### 2.2.2.2. Etude de la convection forcée :

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

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (1.22)$$

Avec  $Re = \frac{\rho U D}{\mu}$  nombre de Reynolds.

Le calcul du flux  $\varphi$  suit les étapes suivantes :

1. Calcul des nombres adimensionnels **Re** et **Pr** ;
2. Suivant la valeur du nombre **Re** on fait le choix de la corrélation correspondante

3. Calcul du nombre Nu en appliquant la corrélation choisie

4. Calcul du coefficient h ;  $h = \frac{\lambda Nu}{D}$

5. Calcul du flux transmis  $\varphi$  ;  $\varphi = hS(T_p - T_\infty)$

Tableau des corrélations pour la convection forcée à  $T_f = \frac{T_p + T_\infty}{2}$

### 2.2.3. Écoulement mixte :

Dans le cas des applications à faibles débit, les mouvements fluides dus à la convection naturelle sont du même ordre de grandeur que ceux du flux forcé du à la pompe ; ce qui donne lieu au deux convections naturelle et forcée en même temps, ce phénomène est appelé convection mixte ; il ne se produit que pour les conditions ou  $\frac{L}{D} < 50$  et  $Re^2 < Gr < 10Re^2$

Pour ce type d'écoulement on a [02]

$$Nu_u = 1.75 \left( \frac{\mu_m}{\mu_p} \right)^{0.14} \left[ Re \cdot Pr \frac{D}{L} + 0.012 \left[ Gr^{0.33} Re Pr \frac{D}{L} \right]^{1.33} \right]^{0.33} \quad (1.23)$$

Lorsque l'écoulement est turbulent dans une conduite ( $Re > 4000$ ).

Et pour  $0.7 < Pr < 700$  et  $\frac{L}{D} > 60$  on a

$$Nu_u = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.33} \quad (1.24)$$

Et pour  $\frac{L}{D} < 60$  on a

$$Nu_u = 0.023 \left( 1 + \frac{D}{L} \right)^{0.7} \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.33} \quad (1.25)$$

Toutes les propriétés des fluides étant calculées pour une température moyenne  $T_m$

## 2.3. LE RAYONNEMENT.

### 4.3.1. Introduction

Il existe également un mode de transfert d'énergie thermique qui, contrairement à la conduction ou à la convection, ne nécessite la présence d'aucun support matériel solide ou fluide.

La manifestation la plus commune de ce phénomène est celle du rayonnement solaire qui nous parvient sur la terre après avoir parcouru une distance considérable dans le vide spatial.

Ce transfert d'énergie fait intervenir un mécanisme physique qui est le rayonnement électromagnétique, dont la propagation est quasi instantanée, du moins à l'échelle des distances terrestres.

### 4.3.2. Le rayonnement électromagnétique

Tous les corps solides, liquides ou gazeux émettent un rayonnement de nature électromagnétique. Cette émission d'énergie s'effectue au détriment de leur énergie interne. Il s'agit d'un flux de chaleur émis par le corps considéré.

Ce rayonnement n'est pas une onde monochromatique. Il est composé de radiations de longueurs d'onde différentes, donnant des spectres continus dans le cas des solides, ou des spectres de bandes dans le cas de certains gaz.

Le rayonnement thermique, qui s'étale de  $0,1 \mu\text{m}$  à  $100 \mu\text{m}$ , ne représente qu'une toute petite portion du spectre des ondes électromagnétiques, qui s'étend de  $10^{-8} \mu\text{m}$  pour les rayons cosmiques jusqu'à plusieurs km pour les ondes hertziennes.

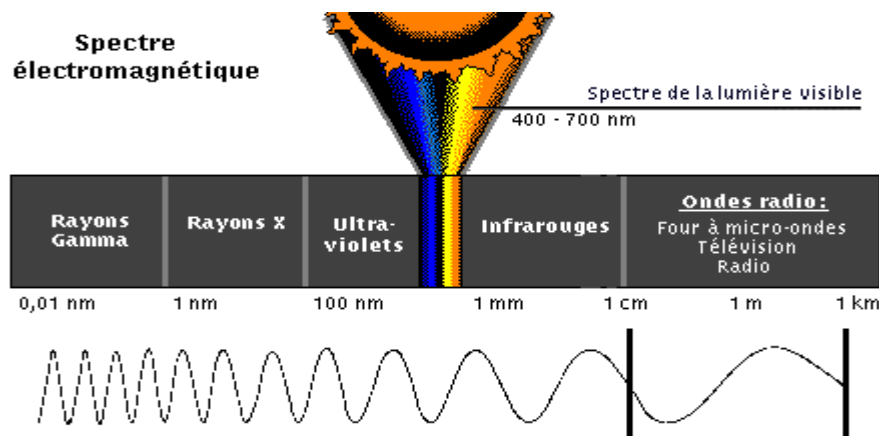


Fig 1.2 - le spectre électromagnétique [22]

Dans ce domaine de  $0,1 \mu\text{m}$  à  $100 \mu\text{m}$ , nos sens sont capables de percevoir le rayonnement thermique sous la forme d'une sensation de chaleur.

A l'intérieur d'une bande encore plus étroite comprise entre  $0,4 \mu\text{m}$  et  $0,8 \mu\text{m}$ , appelée spectre visible, le rayonnement devient sensible à la rétine de notre œil. Le nom de *lumière* se réserve exclusivement à cette partie visible du rayonnement thermique.

Le rayonnement thermique dans la partie non visible du spectre porte le nom d'ultraviolet (U.V) du côté des courtes longueurs d'onde (de  $0,1$  à  $0,4 \mu\text{m}$ ), et d'infrarouge (I.R) du côté des grandes longueurs d'onde (de  $0,8$  à  $100 \mu\text{m}$ ).

La propagation du rayonnement thermique s'effectue dans le vide en ligne droite, et à la vitesse de la lumière  $C = 3.10^8 \text{ m/s}$ , sans aucune diminution de l'énergie transportée. On dit, de ce fait, que le vide est un milieu parfaitement transparent.

La plupart des gaz simples ( $\text{O}_2$ ,  $\text{H}_2$ ,  $\text{N}_2$ ) sont également des milieux parfaitement transparents.



Par contre, certains gaz composés (en particulier  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{CO}$ ), sont en revanche dits partiellement transparents, car la propagation s'y accompagne d'une diminution de l'énergie transportée, ce qui accroît d'autant l'énergie interne du gaz traversé. Certains liquides et solides (plastiques, verres) entrent également dans cette catégorie.

La grande majorité des liquides et solides sont au contraire dits opaques, car ils arrêtent la propagation de tout rayonnement dès leur surface.

Un rayonnement incident  $\Phi_i$  qui arrive sur un corps opaque, est en partie réfléchi ( $\Phi_r$ ), tandis que le reste est absorbé ( $\Phi_a$ ) sous forme de chaleur au voisinage de l'impact.

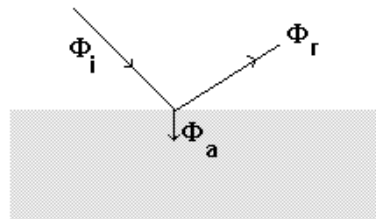


Fig 1.3 - Interaction d'un rayonnement thermique et d'un corps opaque

Comme en optique, la réflexion peut être diffuse ( $\Phi_r$  dans toutes les directions), spéculaire ( $\Phi_r$  dans la direction symétrique de  $\Phi_i$ ), ou quelconque.

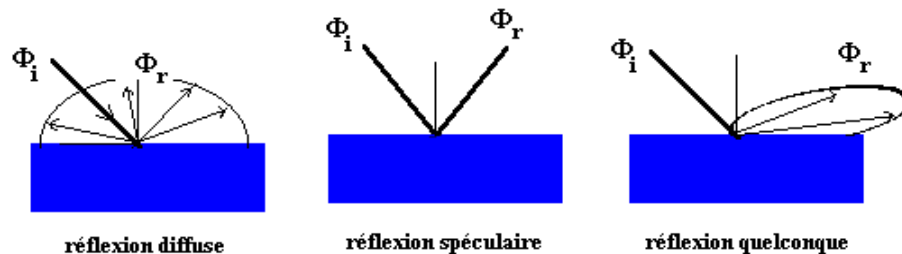


Fig 1.4 - Divers types de réflexions

Lorsque l'on étudiera l'équilibre thermique d'un système, tout corps composant ce système devra être considéré d'un double point de vue:

- Comme *émetteur*, car il sera toujours la source d'un rayonnement dépendant de sa température (sauf si ce corps est parfaitement transparent).
- Comme *récepteur*, car il recevra des rayonnements émis, réfléchis ou diffusés par les corps qui l'entourent. Une partie du flux reçu sera absorbée, et le reste sera réfléchi ou diffusé.

#### 4.3.3. Rayonnement des corps opaques

Il est nécessaire d'introduire la définition d'un certain nombre de grandeurs intervenant dans l'étude des corps opaques considérés en tant qu'émetteurs de rayonnement.

### 2.3.3.1. Angle solide :

Rappelons la définition d'un angle solide, généralisation dans l'espace 3D de la notion d'angle plan: c'est l'aire  $d\Omega$  interceptée sur une sphère de rayon unité par une surface conique dont le sommet est au centre de la sphère. Sur une sphère concentrique de rayon  $R$ , l'aire découpée sera :

$$ds = R^2 \cdot d\Omega$$

Pour l'espace complet, l'aire interceptée sur la sphère de rayon  $R$  est :  $S = 4\pi R^2$ ,

Ce qui donne comme valeur de l'angle solide intercepté sur la sphère de rayon 1 :

$$\Omega = 4\pi R^2 / R^2 = 4\pi \text{ stéradian}$$

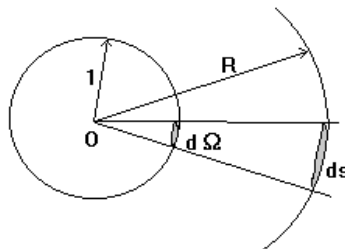


Fig 1.5 l'angle solide

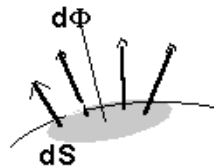
### 2.3.3.2. Flux d'une source

On désigne ainsi la puissance thermique émise par une source dans tout l'espace où elle peut rayonner. Ce flux sera noté  $\Phi$  et exprimé en Watt.

### 2.3.3.3. Emittance

C'est le flux total émis par unité de surface de la source. On considère globalement la puissance  $d\Phi$  émise par un élément de surface  $dS$  dans l'ensemble des directions où il peut rayonner (c'est-à-dire dans un hémisphère de  $2\pi$  stéradian limité par le plan tangent à  $dS$  en son centre), et on divise ce flux par l'aire de  $dS$ .

L'émittance est notée  $M$ . Son unité est le Watt/m<sup>2</sup>



$$\text{Emittance } M = \frac{d\Phi}{dS}$$

Fig 1.6 - Emittance d'une source, en Watt/m<sup>2</sup>

### 2.3.3.4. Intensité d'une source dans une direction $Ox$

Considérons un élément de surface  $dS$  d'une source  $S$ , et une direction quelconque  $Ox$  par rapport à cet élément  $dS$ , l'axe  $Ox$  étant repéré par l'angle  $\beta$  qu'il fait avec la normale  $On$  à  $dS$ .

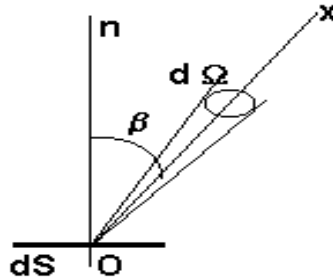


Fig 1.7 - Intensité d'une source

Considérons également un angle solide élémentaire  $d\Omega$  entourant la direction  $Ox$ .

Si le flux de la source dans tout l'espace hémisphérique où elle rayonne est  $\Phi$ , on notera  $d\Phi_{Ox}$  la portion de ce flux rayonnée dans l'angle solide  $d\Omega$ .

Par définition, on appellera **intensité de la source dans la direction  $Ox$**  la quantité:

$$I_{Ox} = \frac{d\Phi_{Ox}}{d\Omega} \quad (1.26)$$

Cette intensité  $I_{Ox}$  s'exprime en Watt/stéradian ( W/sr).

### 2.3.3.5. Luminance d'une source dans une direction $Ox$

On définit la luminance  $L_{Ox}$  d'une source d'aire  $dS$ , dans la direction  $Ox$ , comme le quotient de l'intensité  $I_{Ox}$  de la source dans cette direction, par l'aire apparente  $dS'$  de la source dans la même direction:

$$L_{Ox} = \frac{I_{Ox}}{dS'} = \frac{I_{Ox}}{dS \cos \beta}$$

Fig 1.8 - Luminance d'une source

En effet, vu de la direction  $Ox$ , tout se passe comme si le flux était émis par la surface projetée

$$dS' = dS \cos \beta.$$

En introduisant la définition (1.26) de l'intensité  $I_{Ox}$  la luminance s'exprime par la relation:

$$L_{Ox} = \frac{\frac{d\phi_{Ox}}{d\Omega}}{dS \cos \beta} = \frac{d^2 \phi_{Ox}}{d\Omega dS \cos \beta} \quad (1.27)$$

La luminance apparaît donc comme la puissance rayonnée par unité d'angle solide entourant la direction  $Ox$ , et par unité de surface projetée perpendiculairement à cette direction.

Elle s'exprime en Watt par  $m^2$  et par stéradian ( $W/(m^2.sr)$ )

Cette notion de luminance permet de comparer la puissance rayonnée dans une direction donnée par des sources d'étendues différentes ou d'orientations différentes par rapport à cette direction.

Le flux *élémentaire* émis par un élément de surface  $dS$  dans un angle solide  $d\Omega$  entourant une direction  $Ox$ , inclinée d'un angle  $\beta$  sur la normale à cette surface, a donc pour expression:

$$d^2\Phi_{ox} = L_{ox} dS \cos\beta d\Omega \quad (1.28)$$

### 2.3.3.6. Loi de Lambert

Les sources dont la luminance est indépendante de la direction sont dites des sources diffuses, régies par la Loi de Lambert:

$$L_{ox} = L \quad (1.29)$$

Cela veut dire que l'on voit ces surfaces diffuses avec la même intensité lumineuse quelle que soit la direction d'observation. Ce sera le cas de pratiquement toutes les surfaces émissives qui nous concernent, et pour lesquelles la luminance  $L$  ne dépendra que de la température  $T$  de la surface.

Nous pouvons alors recalculer le flux total  $d\Phi$  en intégrant le flux élémentaire  $d^2\Phi_{ox}$  donné par la relation (1.28) modifiée par (1.29):

$$d^2\Phi_{ox} = L dS \cos\beta d\Omega$$

Intégrons cette expression dans le demi-espace de  $2\pi$  stéradian au-dessus de  $dS$ .

$$d\Phi = L dS \iiint_{2\pi sr} \cos\beta d\Omega \quad (1.30)$$

L'émittance  $M$  d'une source diffuse est donc donnée par:

$$M = \frac{d\Phi}{dS} = L \iiint_{2\pi sr} \cos\beta d\Omega \quad (1.31)$$

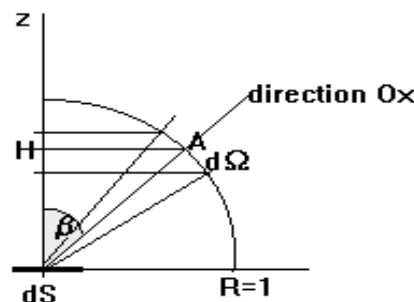


Fig 1.9 - Emission d'une source

Pour calculer l'intégrale triple ci-dessus, on commence par garder l'angle  $\beta$  constant:

$$M = L \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos\beta \iint_{2\pi sr} d\Omega$$

L'intégration de l'élément d'angle solide  $d\Omega$  autour de  $Oz$  conduit à la surface de la couronne sphérique engendrée par la rotation autour de  $Oz$  du segment  $AH$ .

Cette aire a pour valeur:  $2\pi AH R d\beta$ , c'est-à-dire, compte-tenu que  $R=1$ ,  $2\pi \sin\beta d\beta$

Il vient donc:

$$\begin{aligned} M &= 2\pi L \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos\beta \sin\beta d\beta \\ &= \pi L \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin 2\beta d\beta \end{aligned}$$

C'est-à-dire:

$$M = \pi L \quad (1.32)$$

Relation entre l'émittance  $M$  et la luminance  $L$  d'une surface émissive diffuse, dite encore Lambertienne, c'est-à-dire respectant la Loi de *Lambert*.

#### 4.3.4. Corps opaques récepteurs de rayonnement

De même que l'on a introduit la définition d'un certain nombre de grandeurs intervenant dans l'étude des corps opaques considérés en tant qu'émetteurs de rayonnement, on va maintenant définir d'autres grandeurs intervenant dans l'analyse de l'éclairement d'un corps opaque par un rayonnement incident.

##### 4.3.4.1. Éclairement

On désigne ainsi le flux total reçu par l'unité de surface réceptrice: L'éclairement  $E$  est en  $W/m^2$

$$E = \frac{d\Phi}{dS} \quad (1.33)$$

C'est donc la densité de flux de chaleur arrivant sur l'unité de surface réceptrice  $dS$ , en provenance du demi-espace visible depuis cette surface.

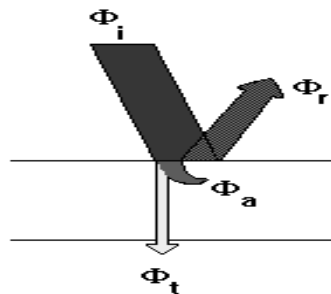


Fig 1.10 - Luminance d'une source

#### 4.3.4.2. Réflexion, absorption et transmission

Une fraction  $\rho$  de cette *puissance totale incidente*  $\Phi_i$  sera *réfléchi* par le corps, c'est-à-dire renvoyée sans avoir pénétré dans le matériau.

Une autre fraction  $\alpha$  sera *absorbée* dans la masse du récepteur, constituant un apport énergétique pour ce dernier.

Enfin, une troisième et dernière fraction  $\tau$  peut éventuellement traverser entièrement le corps récepteur et ressortir de l'autre côté. On dit alors qu'elle est *transmise*.

Si  $\Phi_i$  désigne le flux total incident,

$\Phi_r$  le flux total réfléchi,

$\Phi_a$  le flux total absorbé,

$\Phi_t$  le flux total transmis,

La conservation de l'énergie s'exprime par la relation:

$$\Phi_i = \Phi_r + \Phi_a + \Phi_t \quad (1.34)$$

On désignera sous les noms de:

Coefficient de réflexion  $\rho = \frac{\Phi_r}{\Phi_i}$ , Coefficient d'absorption  $\alpha = \frac{\Phi_a}{\Phi_i}$ , Coefficient de transmission  $\tau = \frac{\Phi_t}{\Phi_i}$

La relation (1.34) se traduit alors par:

$$\rho + \alpha + \tau = 1 \quad (1.35)$$

Ces paramètres caractérisent d'une manière globale le comportement d'un corps vis-à-vis du rayonnement thermique qu'il reçoit. Ce sont des grandeurs totales hémisphériques, ce qui signifie qu'elles ne rentrent pas dans le détail des longueurs d'onde du rayonnement, ni des directions de propagation.

#### 4.3.4.3. Grandeurs monochromatiques directionnelles

Cependant, dans des cas, les propriétés radiatives des corps varient avec la longueur d'onde et la direction du rayonnement. Pour en rendre compte, on peut introduire des grandeurs analogues à toutes celles que nous avons vu jusqu'ici, mais monochromatiques ou directionnelles, et éventuellement les deux à la fois.

Dans le tableau ci-contre, on donne dans la colonne de gauche, la grandeur globale concernant l'ensemble du spectre rayonné, et dans la colonne de droite, la grandeur monochromatique correspondante (pour une longueur d'onde unique  $\lambda$ ).

Si les flux incident, réfléchi, absorbé et transmis considérés plus haut, au lieu d'être des grandeurs globales pour l'ensemble des longueurs d'ondes rayonnées et des directions du rayonnement, sont maintenant des grandeurs monochromatiques directionnelles:

$(\Phi_{Ox, \lambda})_i$  pour le flux incident

$(\Phi_{Ox, \lambda})_r$  pour le flux réfléchi

$(\Phi_{Ox, \lambda})_a$  pour le flux absorbé

$(\Phi_{Ox, \lambda})_t$  pour le flux transmis

On définira de la même manière que précédemment des coefficients monochromatiques directionnels

$$\rho_{Ox, \lambda} + \alpha_{Ox, \lambda} + \tau_{Ox, \lambda} = 1 \quad (1.36)$$

<b>Grandeurs hémisphériques, caractérisant un rayonnement émis dans l'ensemble des directions de l'espace environnant la source considérée</b>		
<b>Grandeur</b>	<b>Grandeur totale, concernant l'ensemble du spectre rayonné</b>	<b>Grandeur monochromatique concernant une longueur d'onde unique <math>\lambda</math></b>
Flux d'une source	Flux total $\Phi$ en W	Flux monochromatique $\Phi_\lambda = \left(\frac{d\Phi}{d\lambda}\right)_\lambda$ en W/m
Emittance d'une source	Emittance totale $M = \frac{d\Phi}{dS}$ en W/m <sup>2</sup>	Emittance monochromatique $M_\lambda = \left(\frac{dM}{d\lambda}\right)_\lambda = \left(\frac{d^2\Phi}{dS d\lambda}\right)_\lambda$ en W/m <sup>3</sup>
<b>Grandeurs directionnelles, caractérisant un rayonnement émis dans une direction particulière <math>Ox</math></b>		
Intensité d'une source	Intensité totale dans la direction $Ox$ $I_{Ox} = \frac{d\Phi_{Ox}}{d\Omega}$ en W/sr	Intensité monochromatique dans la direction $Ox$ $I_{Ox, \lambda} = \left(\frac{dI_{Ox}}{d\lambda}\right)_\lambda = \left(\frac{d^2\Phi_{Ox}}{d\Omega d\lambda}\right)_\lambda$ en W/(m.sr)
Luminance d'une source	Luminance totale dans la direction $Ox$ $L_{Ox} = \frac{I_{Ox}}{dS \cos \beta} = \frac{d^2\Phi_{Ox}}{d\Omega dS \cos \beta}$ en W/(m <sup>2</sup> .sr)	Luminance monochromatique dans la direction $Ox$ $L_{Ox, \lambda} = \left(\frac{dL_{Ox}}{d\lambda}\right)_\lambda = \frac{d^2\Phi_{Ox, \lambda}}{d\Omega dS \cos \beta}$ en W/(m <sup>3</sup> .sr)

Tableau 1.3 : Récapitulation des principales définitions.[22]

#### 4.3.4.4. Notion de corps noir

On appelle corps noir, un corps pour lequel:

$$\rho_{Ox, \lambda} = 0$$

$$\tau_{Ox, \lambda} = 0$$

$$\alpha_{Ox, \lambda} = 1$$

Un corps noir est donc un corps qui absorbera tout rayonnement incident le frappant, sans en réfléchir ni laisser échapper aucune fraction, et ceci quelques soient les longueurs d'onde et les directions de propagation. De la même manière, un corps noir sera capable de rayonner dans chaque longueur d'onde le maximum d'énergie calorifique stockable théoriquement dans cette bande de fréquence à un niveau de température T déterminé.

Un tel corps, thermiquement idéal, n'existe pas dans la nature, pas plus que n'existe le fluide parfait totalement exempt de dissipation interne d'énergie lors de son mouvement.

Mais le concept va servir d'étalon de rayonnement. A partir de considérations thermodynamiques, il est possible de prévoir théoriquement le maximum d'énergie calorifique pouvant être rayonnée par la matière à chaque température de cette matière, et dans chaque longueur d'onde.

Pour chaque corps réel auquel, on évaluera l'énergie qu'il peut rayonner, relativement à celle qu'émettrait un corps noir dans les mêmes conditions, à l'aide de coefficients appelés émissivités.

Dans tout ce qui suit, les grandeurs relatives au corps noir seront affectées de l'indice « ° ». Ainsi, par exemple, l'émittance monochromatique du corps noir à la longueur d'onde  $\lambda$  sera notée  $M_{\lambda}^0$

#### 4.3.5. Loi de PLANCK

Cette loi relie l'émittance monochromatique du corps noir à la longueur d'onde  $\lambda$ ,  $M_{\lambda}^0$ , à la longueur d'onde  $\lambda$  et à sa température absolue T.

Elle s'exprime sous la forme:

$$M_{\lambda}^0 = \frac{2\pi h C^2 \lambda^{-5}}{e^{\frac{hc}{k\lambda T}} - 1} \quad (1.37)$$

relation dans laquelle:

- C : est la vitesse de propagation des ondes électromagnétiques dans le milieu où se propage le rayonnement. C est donné par la relation:  $C = C_0 / n$   
avec: n l'indice de réfraction du milieu, et  $C_0 = 2,9979 \cdot 10^8$  m/s
- h est la constante de PLANCK,  $h = 6,6255 \cdot 10^{-34}$  J.s
- k est la constante de BOLTZMANN,  $k = 1,3805 \cdot 10^{-23}$  J/K

Lorsque le rayonnement se propage dans un milieu dont l'indice de réfraction est égal à l'unité, ce qui est le cas en toute rigueur pour le vide, et pour l'air en première approximation, la loi de PLANCK peut se mettre sous la forme simplifiée suivante, qui est celle qui sera utilisée dans la pratique courante:

$$M_{\lambda}^0 = \frac{C_1 \lambda^{-5}}{e^{\frac{C_2}{\lambda T}} - 1} \quad (1.38)$$

$C_1$  et  $C_2$  sont deux constantes physiques dont les valeurs sont données, en unités S.I, dans le tableau suivant:

T	$\lambda$	$C_1 = 2 \pi h C_0^2$	$C_2 = \frac{h C_0}{k}$	$M_{\lambda}^0$
K	m	$3,741 \cdot 10^{-16}$ W.m <sup>2</sup>	0,014388 m.K	W/m <sup>3</sup>
K	$\mu\text{m}$	$3,741 \cdot 10^8$ W. $\mu\text{m}^4/\text{m}^2$	14.388 $\mu\text{m} \cdot \text{K}$	W/(m <sup>2</sup> . $\mu\text{m}$ )

Tableau 1.4 : Valeurs des constantes  $C_1$  et  $C_2$  [22]



La figure 1.11 ci-dessous représente les courbes de variation de l'émittance monochromatique d'un corps noir, calculées à l'aide de la relation (1.38), pour les valeurs suivantes de la température absolue de ce corps noir: 300 K (ambiante), 500 K, 750 K, 1000 K, 2500 K, 5800 K (soleil)

Chaque courbe présente pour une certaine abscisse  $\lambda_m$  un maximum d'autant plus prononcé que la température T est plus élevée.

On constate que pour  $\lambda < 0,5 \lambda_m$ , il n'y a pratiquement plus d'énergie rayonnée (moins de 1%), alors qu'il faut atteindre  $\lambda > 4,5 \lambda_m$  pour obtenir le même résultat dans l'infrarouge.

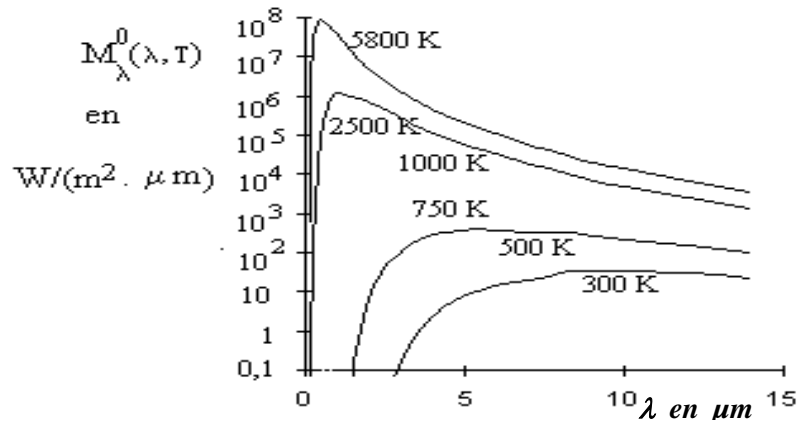


Figure 1.11 - Emittance monochromatique du corps noir [22]

**4.3.6. Lois de WIEN**

Deux lois fournissent respectivement l'abscisse  $\lambda_m$  et l'ordonnée du maximum d'émittance monochromatique du corps noir à chaque température.

**2.3.6.1. 1ère loi de WIEN, ou loi du déplacement**

L'abscisse  $\lambda_m$  du maximum de  $M_{\lambda}^0$ , se déplace vers les courtes longueurs d'onde lorsque la température croît.

C'est ce qu'exprime la « loi du déplacement » de WIEN:

$$\lambda_m T = 2898 \mu m K \tag{1.39}$$

**2.3.6.2. 2ème loi de WIEN**

Cette loi fournit la valeur du maximum  $M_{\lambda_m}^0$  en fonction de T. Elle s'exprime sous la forme suivante:

$$M_{\lambda_m}^0 = B T^5 \tag{1.40}$$

La constante B est donnée par le tableau suivant:

T	$\lambda$	B	$M_{\lambda_m}^0$
K	M	$1,287 \cdot 10^{-5} \text{ W}/(\text{m}^3 \cdot \text{K}^5)$	$\text{W}/\text{m}^3$
K	$\mu\text{m}$	$1,287 \cdot 10^{-11} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \mu\text{m} \cdot \text{K}^5)$	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \mu\text{m})$

Tableau 1.5 : Valeur de la constante B [22]

A la température ambiante (300 K), le maximum de rayonnement thermique se produit dans le proche infrarouge, à 10  $\mu\text{m}$ .

Le rayonnement solaire, qui correspond à une température de 5800 K, a son maximum dans le spectre visible, à 0,5  $\mu\text{m}$ .

Lorsqu'un corps s'échauffe, il n'émet d'abord que des radiations non visibles dans l'infrarouge, puis il commence à rougir lorsque son spectre d'émission vient empiéter sur le domaine du visible, (On peut considérer dans la pratique que l'étendue utile du spectre d'émission est comprise, à chaque température, entre 0,5  $\lambda_m$  et 5  $\lambda_m$ ) [23]. Finalement, pour une température suffisamment élevée, le spectre d'émission du corps recouvre tout le domaine du visible, ce qui correspond à une émission de lumière blanche, d'où l'expression « chauffé à blanc ».

Une dernière remarque peut être déduite de ce qui précède:

Il n'y a pratiquement pas de recouvrement entre la partie utile du spectre du rayonnement solaire (approximativement de 0,2 à 2,5  $\mu\text{m}$ ), et celle du spectre d'un corps de température peu supérieure à l'ambiante (en gros, de 3 à 50  $\mu\text{m}$ ). Cette propriété sera exploitée dans de nombreuses applications telles que les serres ou les capteurs solaires à basse température utilisés dans l'habitat.

#### 4.3.7. Loi de STEFAN-BOLTZMANN

Cette loi fournit l'émittance totale du rayonnement du corps noir dans le vide, en fonction de sa température absolue. On peut l'établir en intégrant sur l'ensemble du spectre, la relation (1.37) exprimant la loi de PLANCK.

La loi de STEFAN-BOLTZMANN s'exprime par la relation:

$$M^0 = \sigma T^4 \quad (1.41)$$

$\sigma$  est la constante de STEFAN-BOLTZMANN, dont l'expression et la valeur numérique sont données dans le tableau suivant:

$\sigma = \frac{2 \pi^5}{15} \frac{\text{k}^4}{\text{C}_0^2 \text{h}^3}$	T	$M^0$
$5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$	K	$\text{W}/\text{m}^2$

Tableau 1.6 : Expression de la constante  $\sigma$

#### 4.3.8. Rayonnement des corps réels

Les lois physiques que nous venons d'étudier fournissent les émittances totales  $M^0$  ou monochromatique  $M_\lambda^0$  du corps noir. Ce sont des grandeurs hémisphériques, car un corps noir ne privilégie aucune direction de propagation.

Ces lois décrivent donc un rayonnement diffus, obéissant à la loi de Lambert. On passe donc des émittances du corps noir à ses luminances (grandeurs directionnelles) par les relations:

$$L^0 = \frac{M^0}{\pi} \quad \text{et} \quad L_\lambda^0 = \frac{M_\lambda^0}{\pi} \quad (1.42)$$

L'évaluation des propriétés émissives des substances réelles se fait par rapport à celles d'un corps noir placé dans les mêmes conditions de température et de longueur d'onde, à l'aide de coefficients appelés émissivités, totales ou monochromatiques, hémisphériques ou directionnelles.

Ainsi, les émittances totale et monochromatique d'une surface réelle déterminée, seront fournies par des relations du type:

$$M = \varepsilon M^0 \quad \text{et} \quad M_\lambda = \varepsilon_\lambda M_\lambda^0 \quad (1.43)$$

relations dans lesquelles  $\varepsilon$  est l'émissivité hémisphérique du corps, et  $\varepsilon_\lambda$  son émissivité monochromatique à la longueur d'onde  $\lambda$ .

Quant aux luminances  $L$  et  $L_\lambda$  du corps, elles seront liées à celles du corps noir par les relations:

$$L_{Ox} = \varepsilon_{Ox} L^0 = \varepsilon_{Ox} \frac{M^0}{\pi} \quad \text{et} \quad L_{Ox,\lambda} = \varepsilon_{Ox,\lambda} \frac{M_\lambda^0}{\pi} \quad (1.44)$$

Dans lesquelles  $\varepsilon_{Ox}$  est l'émissivité directionnelle totale du corps, et  $\varepsilon_{Ox,\lambda}$  son émissivité directionnelle monochromatique.

L'émissivité des substances naturelles dépend, d'une manière générale, de leur nature physico-chimique, de leur état de surface géométrique (défauts de planéité, rugosité), et varie avec la longueur d'onde, la direction d'émission et la température de surface.

Dans la pratique, le thermicien confronté à un problème d'échanges radiatifs n'a guère que deux possibilités:

- Faire procéder, sur échantillons, à des mesures d'émissivités, par un laboratoire spécialisé. C'est une solution longue, coûteuse et délicate.
- Rechercher des valeurs pour les paramètres définis ci-dessus dans les tables compilées dans des ouvrages spécialisés sur le rayonnement. Ces tables donnent généralement l'émissivité totale dans la direction normale à la surface, et l'émissivité totale hémisphérique, mais rarement l'émissivité monochromatique, et presque jamais l'émissivité directionnelle.

A ce niveau limité, nous nous contenterons d'une hypothèse simplificatrice selon laquelle toutes les surfaces en présence auront une émissivité indépendante de la direction d'émission et de la longueur d'onde, tout comme un corps noir, mais à des niveaux d'énergie moindres.

De tels corps pourront alors être qualifiés de *gris*, et seront caractérisés du point de vue de leurs propriétés radiatives par les relations suivantes:

$$\varepsilon_{0x} = \varepsilon_{0x,\lambda} = \varepsilon = \text{Constante}$$

L'émittance totale d'un corps gris sera alors déduite celle du corps noir donnée par la loi de STEFAN-BOLTZMANN:

$$M^0 = \varepsilon \sigma^4 \quad \text{en W/m}^2 \quad (1.45)$$

Le tableau suivant donne quelques valeurs d'émissivités  $\varepsilon$

Nature de la substance	émissivité $\varepsilon$
Réfractaire	0,8
peinture réfléchissante	0,3
fer poli	0,15 (à 20°C) à 0,35 (à 900°C)
aluminium poli	0,05
aluminium oxydé	0,15

Tableau 1.7 : Emissivités  $\varepsilon$  de quelques substances

#### 4.3.9. Loi de KIRCHHOFF

Cette loi établit un rapport entre les propriétés émissives et absorbantes d'un corps.

Pour la démontrer, on considère un corps placé dans une enceinte fermée dont les parois possèdent les propriétés d'un corps noir. Tout le système est en équilibre thermique à une température uniforme  $T$ , et le corps considéré n'enregistre donc ni gain ni perte thermique.

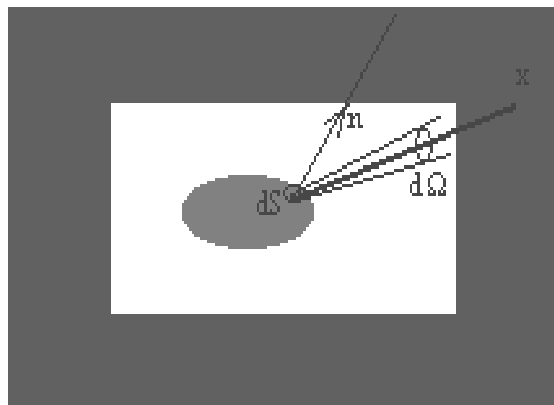


Fig 1.12 – enceinte isolée

Dans ces conditions, un élément de surface  $dS$  du corps émet dans un angle solide élémentaire  $d\Omega$  entourant une direction  $Ox$  inclinée d'un angle  $\beta$  sur la normale  $On$  à  $dS$ , un flux monochromatique analogue aux expressions précédentes. La seule différence est qu'on considère maintenant une émission monochromatique (à une seule longueur d'onde  $\lambda$ ), et qu'au lieu d'une luminance totale, on doit donc exprimer une luminance monochromatique dans la direction  $Ox$ , que l'on rapportera à la luminance monochromatique du corps noir, par l'intermédiaire d'une émissivité  $\varepsilon_{Ox,\lambda}$ . On aura donc:

$$[d^2\phi_{Ox,\lambda}]_{émise} = \varepsilon_{Ox,\lambda} L_{\lambda}^0 dS \cos\theta d\Omega \quad \text{en W/m}^3\text{s} \quad (1.46)$$

Simultanément, la surface  $dS$  reçoit dans le même angle solide  $d\Omega$ , et à la même longueur d'onde  $\lambda$ , un flux émis par l'enceinte noire qui a pour valeur  $L_{\lambda}^0 dS \cos\theta d\Omega$ .

Le corps considéré en absorbera donc une partie:

$$[d^2\phi_{Ox,\lambda}]_{absorbé} = \alpha_{Ox,\lambda} L_{\lambda}^0 dS \cos\theta d\Omega \quad \text{en W/m}^3\text{sr} \quad (1.47)$$

L'équilibre thermique du corps implique l'égalité des flux émis et absorbé, d'où la relation suivante qui exprime la Loi de KIRCHHOFF:

$$\varepsilon_{Ox,\lambda} = \alpha_{Ox,\lambda} \quad (1.48)$$

Dans le cas où les rayonnements émis et reçus par le corps sont parfaitement répartis sur l'ensemble des directions de l'espace hémisphérique (cas d'une émission et d'un éclairage diffus), la loi de KIRCHHOFF précédente est également applicable aux propriétés monochromatiques hémisphériques:

$$\varepsilon_{\lambda} = \alpha_{\lambda} \quad (1.49)$$

Il n'est généralement pas possible d'étendre la loi de KIRCHHOFF au rayonnement total émis et absorbé par un corps quelconque, et donc de considérer que  $\alpha = \varepsilon$

En effet, l'émissivité totale  $\varepsilon(T)$  d'un corps est définie par la relation:

$$\varepsilon(T) = \frac{M(T)}{M^0(T)} = \frac{\int_0^{\infty} \varepsilon_{\lambda} M_{\lambda}^0(T) d\lambda}{\sigma T^4} \quad (1.50)$$

Cette fonction  $\varepsilon(T)$  est une propriété caractéristique du seul corps émetteur, dépendant de son émissivité monochromatique  $\varepsilon_{\lambda}$ , et variant avec sa température  $T$ .

Par contre, le coefficient d'absorption total de ce même corps est la fraction  $\alpha$  absorbée par le corps, sur l'ensemble des longueurs d'ondes incidentes. Si  $E_\lambda$  est l'éclairement monochromatique tombant sur le corps, on a:

$$\alpha = \frac{\int_0^\infty \alpha_\lambda E_\lambda d\lambda}{\int_0^\infty E_\lambda d\lambda} = \frac{\int_0^\infty \alpha_\lambda E_\lambda d\lambda}{E} \quad (1.51)$$

Le coefficient d'absorption  $\alpha$  dépend donc lui aussi du corps considéré, par l'intermédiaire des  $\alpha_\lambda$ , mais aussi de la composition spectrale  $E_\lambda$  du rayonnement reçu, et donc en définitive de la nature et de la température du corps qui a émis le rayonnement absorbé.

C'est pourquoi le coefficient d'absorption total  $\alpha$  ne saurait être une caractéristique intrinsèque d'un corps, comme l'est son émissivité totale  $\epsilon(T)$ .

D'une manière générale, on aura donc:  $\alpha \neq \epsilon$

Il y a deux exceptions importantes à cette situation:

\* Le corps noir, défini par les propriétés:

$$\epsilon_\lambda = 1 \text{ et } \alpha_\lambda = 1 \text{ quelque soit } \lambda$$

$$\text{Il en résulte immédiatement que: } \epsilon = \alpha$$

\* Les corps gris, définis par la propriété:

$$\epsilon_\lambda = \epsilon \text{ quelque soit } \lambda$$

$$\text{La relation (4.23): } \epsilon_\lambda = \alpha_\lambda \text{ entraîne donc: } \alpha_\lambda = \epsilon \text{ quelque soit } \lambda,$$

$$\text{C'est-à-dire encore: } \epsilon = \alpha$$

# Chapitre II

## *Le gisement solaire*

## I. INTRODUCTION.

Le soleil est une vaste centrale nucléaire de la variété de fusion, transformant l'hydrogène en hélium, l'équation de cette transformation libère une énorme énergie développée sous forme d'élément chauffant à un taux de  $3.8 \cdot 10^{23}$  kilowatts.

Les prévisions actuelles indiquent que, au cours des 6 milliards d'années à venir, le soleil ne consommera que 10% de son hydrogène, ce qui assure la gratuité de cette source d'énergie et son respect de l'environnement, pour une durée pratiquement illimitée [26].

La partie la plus importante de cette énergie est émise par rayonnement vers tous le système solaire (les planètes, les lunes, les astéroïdes). Une fraction extrêmement petite est arrêtée par la terre, mais cette petite fraction s'élève à la quantité énorme de  $1.8 \cdot 10^{14}$  kilowatts. Sur la moyenne, environ 60% de cette énergie, incident au bord externe de l'atmosphère, atteint la surface [27].

La terre reçoit quotidiennement un flux important d'énergie solaire. La puissance de ce rayonnement est fonction de plusieurs critères; conditions météorologiques, diffusion atmosphérique (phénomènes de dispersion, de réflexion et d'absorption).

A la distance moyenne du soleil à la terre (environ  $150 \times 10^6$  kms), une surface hors atmosphère, normale au rayonnement solaire reçoit environ  $1367 \text{ W/m}^2$ . Cet éclairement est appelée constante solaire.

Compte tenu de la trajectoire elliptique de la terre autour du soleil, la distance d'éloignement la plus grande se produit le 3 juillet avec environ  $153 \times 10^6$  kms et la plus petite se passe le 3 janvier avec environ  $147 \times 10^6$  kms, vue ce phénomène l'éclairement solaire varie de  $\pm 3,4\%$  en passant par un maximum en janvier avec environ  $1413 \text{ W/m}^2$  et un minimum en juin avec environ  $1321 \text{ W/m}^2$ .

L'énergie reçue en fonction du jour de l'année peut être calculée avec la formule suivante :

$$E_{sol} = C_s \left( 1 + 0,0334 \cdot \cos \left( \frac{360 \cdot (j - 2,7206)}{365,25} \right) \right) \text{ [W/m]} \quad (2.1)$$

Avec :  $j$  = étant le numéro d'ordre du jour dans l'année ( $j = 1$  pour le 1er janvier)

$C_s$  = constante solaire

Le graphique ci-dessous est issu de cette formule.



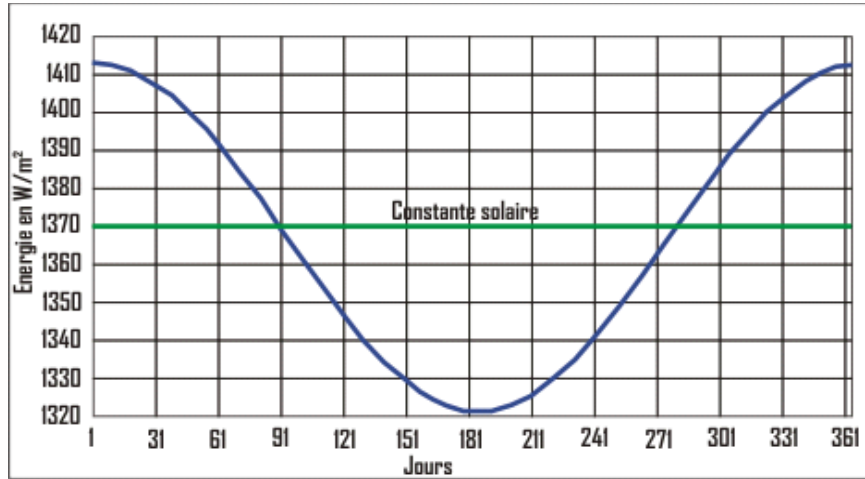


Fig 2.1 La constante solaire

**II. CALCULS SOLAIRES.**

Le calcul de tous les paramètres solaires fait intervenir le temps, pour cela l'unité de temps employé dans ce qui suit est l'heure solaire vraie.

**2.1. Les temps solaires :**

**2.1.1. Le temps solaire vrai (t<sub>sv</sub>)**

C'est l'angle horaire du soleil w à un moment donné. Il est donné par l'expression [30]

$$t_{sv} = 12 + w/15 \tag{2.11}$$

w : est exprimé en degré.

Si w = 0, t<sub>sv</sub>=12<sup>h</sup>.00

Si w < 0, la matinée.

Si w > 0, l'après-midi.

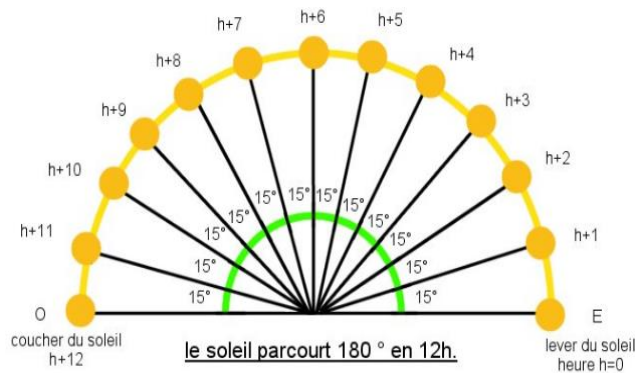


Fig 2.2 Mouvement de soleil et l'angle w

**2.1.2. Le temps solaire moyen (t<sub>sm</sub>)**

C'est une correction du t<sub>sv</sub> moyennant l'équation du temps E<sub>t</sub>. Le t<sub>sm</sub> est déterminé par la relation:

$$t_{sv} - E_t = t_{sm} \tag{2.11}$$

E<sub>t</sub>, est l'équation du temps, qui corrige le t<sub>sv</sub> par rapport au t<sub>sm</sub>, donnée par la relation [31] :

$$E_t = 9.87 \sin(2N') - 7.53 \cos(N') - 1.5 \sin(N') \quad [\text{en min}] \tag{2.12}$$

$$N' = (n_j - 81) \cdot 360/365$$

### 2.1.3. Le temps universel ( $t_u$ )

C'est le temps moyen du méridien de Greenwich (méridien origine)

$$t_u = t_{sm} - L_{on}/15 \quad (2.13)$$

Où  $L_{on}$  : est la longitude.

$L_{on} > 0$  pour les villes situées à l'Est de Greenwich.

$L_{on} < 0$  pour les villes situées à l'Ouest de Greenwich.

Pour le méridien de Greenwich :  $t_u = t_{sm}$

### 2.1.4. Le temps légal ( $t_l$ )

C'est le temps d'un état, il est donné par [138,239]

$$t_l = t_u + \Delta h \quad (2.14)$$

Où :  $\Delta h$ : le décalage horaire entre le méridien de Greenwich et l'état considéré

$\Delta h = 1$  heure pour l'Algérie.

## 2.2. La latitude et la longitude.

La latitude ( $L_{at}$ ) est l'angle formé par le plan équatorial et le vecteur "centre de la terre → point local". La longitude ( $L_{on}$ ) est l'angle formé par le méridien de référence (méridien de Greenwich) et le méridien du point local. L'angle est négatif vers l'ouest et positif vers l'est. Comme la terre met 24 heures pour faire un tour sur elle même ( $360^\circ$ ) chaque heure représente  $15^\circ$  d'écart de longitude et donc chaque degré de longitude représente 4 minutes.

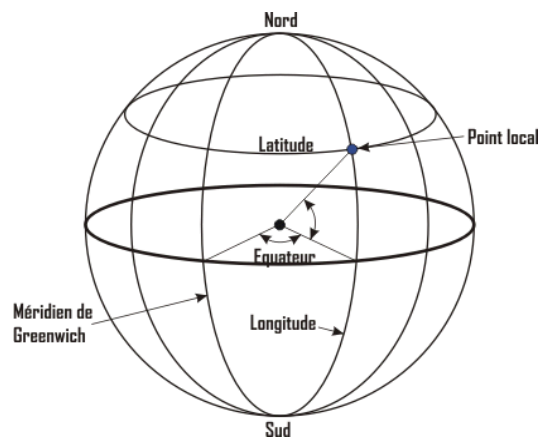


Fig 2.3 La latitude et la longitude

## 2.3. La déclinaison.

La déclinaison ( $D_{ec}$ ) est l'angle que forme le vecteur "centre de la terre → soleil" et le plan équatorial de la terre. La déclinaison varie de  $+23,45^\circ$  (en degrés décimaux) au solstice d'été (22 juin) à  $-23,45^\circ$  au solstice d'hiver (22 décembre) en passant par la valeur 0 aux équinoxes (21 mars et 23 septembre).

Cette déclinaison est due à l'inclinaison de l'axe des pôles terrestres par rapport au plan éclipstique ce qui nous donne les différentes saisons. Cette inclinaison est constante (voir le croquis de la révolution de la terre autour du soleil ci-dessous). La déclinaison est obtenue par l'équation suivante

$$D_{ec} = \text{arcSin} \left[ 0,3978 \cdot \text{Sin} \left( v_a \cdot \left( j - \left( 81 - 2 \cdot \text{Sin}(v_a \cdot (j - 2)) \right) \right) \right) \right] \quad (2.15)$$

où  $v_a$  est la vitesse angulaire moyenne de rotation de la Terre en degrés/jour, ( $v_a = 360 / 365,25$ ) et  $j$  est le numéro d'ordre du jour dans l'année (1 pour le 1<sup>er</sup> janvier).

Cette formule peut être simplifiée tout en donnant une précision suffisante :

$$\text{Sin } D_{ec} = 0,4 \cdot \text{sin}(0,986(j - 82)) \quad (2.16)$$

Ci-dessous un graphique montrant la déclinaison solaire au cours d'une année

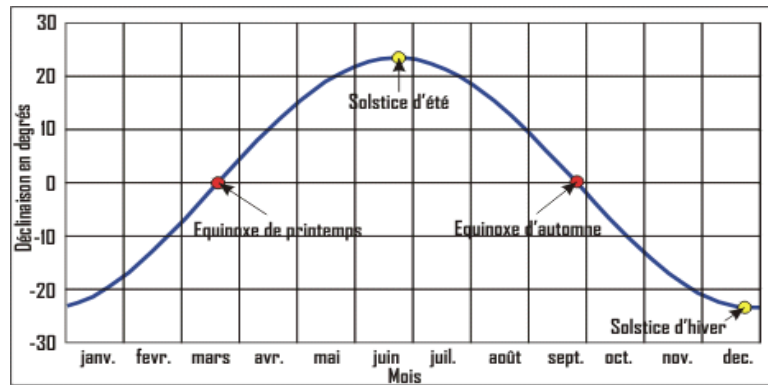


Fig 2.4 La déclinaison solaire

On montre sur ce croquis la révolution de la terre autour du soleil durant une année.

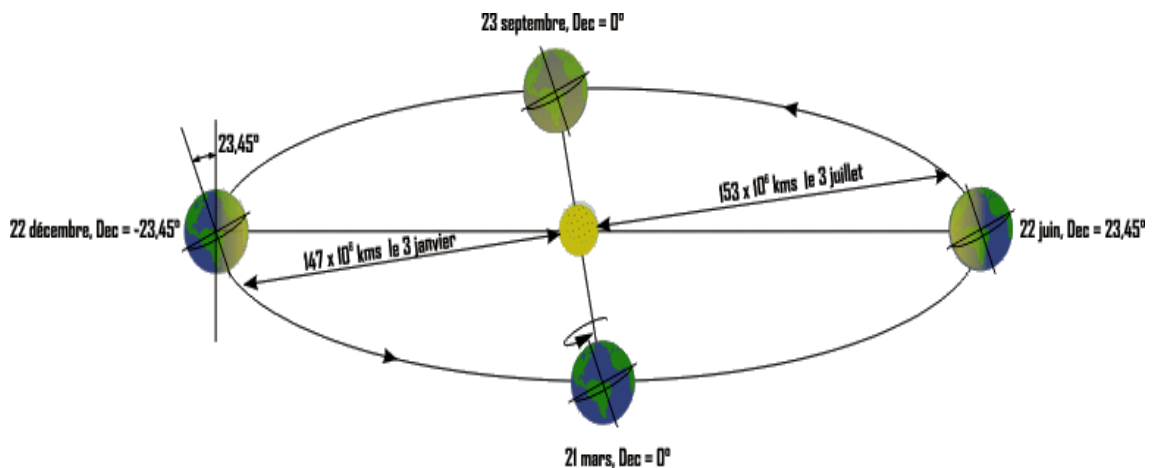


Fig 2.5 la révolution de la terre autour du soleil durant une année

### 2.4. L'angle horaire.

L'angle horaire ( $A_h$ ) mesure le mouvement du soleil par rapport à midi qui est l'instant où le soleil passe au plan méridien du lieu (zénith). Cet angle horaire est négatif si le temps solaire est inférieur à 12 h. L'angle horaire est obtenu de la façon suivante :

$$A_h = 180 \times \left( \frac{t_{sv}}{12} - 1 \right) \quad (2.17)$$

A noter que le calcul de l'angle horaire est très complexe mais pour notre sujet, les calculs exécutés ici sont suffisamment précis.

### 2.5. Position du soleil.

La position du soleil est exprimée par deux angles que sont :

#### a) L'azimut du soleil.

L'azimut solaire ( $a$ ) est l'angle horizontal formé par le plan méridien (axe nord-sud) et le plan vertical du vecteur "point local-soleil". Le signe de l'azimut est le même que celui de l'angle horaire.

$$\sin(a) = \frac{\cos D_{ec} \cdot \sin(A_h)}{\cos(h)} \quad (2.18)$$

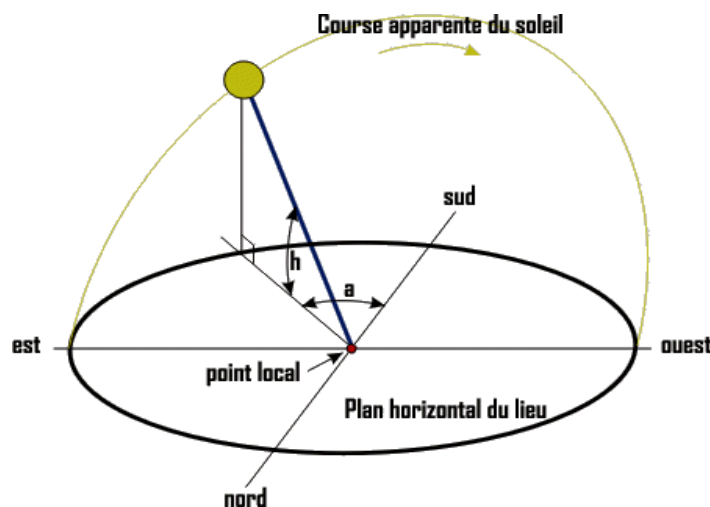


Fig 2.6 Position du soleil

#### b) La hauteur du soleil.

La hauteur du soleil ( $h$ ), ou encore l'altitude, est l'angle formé par le plan horizontal du lieu considéré et le vecteur "point local-soleil". Cette hauteur du soleil intervient fortement sur la valeur de l'éclairement solaire et pour apprécier cette valeur en un point et une heure donnés il est nécessaire de calculer cette hauteur. La formule classique est la suivante :

$$\sin(h) = \sin(L_{at}) \cdot \sin(D_{ec}) + \cos(L_{at}) \cdot \cos(D_{ec}) \cdot \cos(A_h) \quad (2.19)$$

**2.6. Heures de lever et de coucher du soleil.**

A partir de la latitude et de la déclinaison, il est possible de connaître l'heure solaire vraie du lever et du coucher de soleil :

$$t_{SVLev} = 12 - \frac{ArcCos(-Tan(Lat).Tan(Dec))}{15} \tag{2.20}$$

$$t_{SVcou} = 12 + \frac{ArcCos(-Tan(Lat).Tan(Dec))}{15} \tag{2.21}$$

**2.7. Durée d'insolation.**

La durée d'insolation représente la durée maximale de la journée :

$$Di = \frac{2}{15} \cdot ArcCos(-Tan(Lat).Tan(Dec)) \tag{2.22}$$

**2.8. Le coefficient d'incidence.**

Le coefficient d'incidence ( $C_I$ ) est l'angle formé par le rayonnement solaire avec la perpendiculaire d'une surface.

Ce coefficient est défini d'une part par la hauteur du soleil et son azimut et d'autre part par l'orientation ( $\theta$ ) et l'inclinaison ( $i$ ) du plan récepteur.

Ainsi, chaque plan récepteur peut être défini par un couple de valeurs, soit ( $\theta, i$ ). L'orientation est négative vers l'est et positive vers l'ouest, elle peut être indiquée par une direction géographique comme par exemple nord-nord-est (voir la rose d'orientation ci-dessous). Quant à l'inclinaison, elle est égale à  $0^\circ$  pour un plan horizontal et  $90^\circ$  pour un plan vertical. Si le coefficient d'incidence est négatif, la surface du plan considéré ne reçoit pas de rayon solaire direct, s'il est égal à  $0$  les rayons sont rasants.

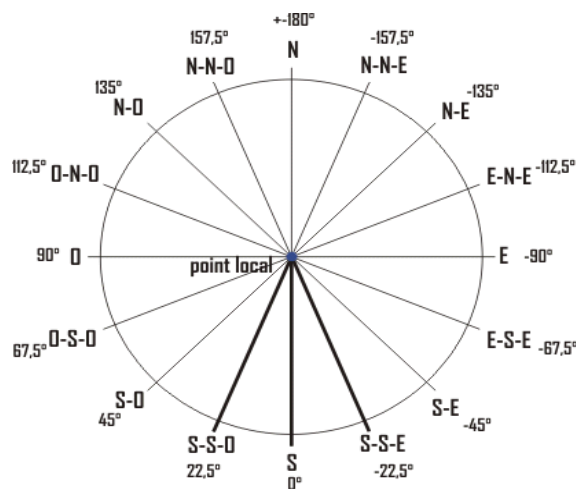


Fig 2.7 Rose d'orientation. En traits gras, les orientations qui sont les plus favorables.

Le calcul du coefficient d'incidence est obtenu avec la formule suivante :

$$C_I = Sin(i).Cos(h).Cos(\theta - a) + Cos(i).Sin(h) \tag{2.23}$$

Si on prend par exemple une surface plane orientée Sud-Est et inclinée à 45°:

on a : l'orientation	$\alpha = -45^\circ$
l'inclinaison	$i = 45^\circ$
la hauteur	$h = 55,85^\circ$
l'azimut	$a = -54,95^\circ$

Donc :  $C_i = \sin(45) \cdot \cos(55,85) \cdot \cos(-45 - (-54,95)) + \cos(45) \cdot \sin(55,85) = 0,976$

### III. RAYONNEMENT SOLAIRE.

L'énergie solaire représentée par la constance solaire moyenne à l'entrée de l'atmosphère ( $G \approx 1367 \text{ W/m}^2$ ) reçue par la terre subit une altération par sa traversée de l'atmosphère, seulement une partie de cette énergie est disponible au sol. Ce rayonnement solaire se décompose en deux parties principales qui sont le rayonnement solaire direct ( $I^*$ ) et le rayonnement solaire diffus ( $D^*$ ). Le total de ces deux rayonnements est appelé le rayonnement solaire global ( $G^*$ ). [3]  $G^* = I^* + D^*$  (2.24)

#### 3.1. Le rayonnement solaire direct.

C'est le rayonnement solaire qui arrive à traverser l'atmosphère mais subit malgré tout une atténuation de son intensité. Pour calculer ce rayonnement on doit :

- Définir l'altitude  $z$  (m) du point local pour connaître la pression atmosphérique ( $P_{Atm}$ ) :

$$P_{atm} = 101325 \cdot (1 - 2,26 \times 10^{-5} \times z)^{5,26} \quad \text{en Pa} \quad (2.25)$$

- Définir la pression de vapeur saturante ( $P_{vs}$ ), le taux moyen d'humidité relative ( $H_R$ ) et la pression partielle de vapeur d'eau ( $P_v$ ) :

$$P_{vs} = 2,165 \cdot \left(1,098 + \frac{T}{100}\right)^{8,02} \quad \text{en mmHg} \quad (2.26)$$

$$H_{Rmoy} = 50\% , (0.5)$$

$$P_v = P_{vs} + H_{Rmoy}$$

Où  $T$  est la température de l'air en °C

- Définir la masse d'air optique relative ( $m$ ) d'où en découle l'épaisseur optique de Rayleigh ( $E_R$ ) qui détermine l'atténuation due à la diffusion :

$$m = \frac{P_{atm}}{101325 \cdot \sin(h) + 15198,75 \cdot (3,885 + h)^{-1,253}} \quad (2.27)$$

$$E_R = \frac{1}{0,9 \cdot m + 9,4}$$

Où  $h$  est la hauteur du soleil en degrés.

- Définir le facteur de trouble de Linke [28]:

$$T_L^* = 1 / (k_0.m) \times \ln(I_0 \times c(N) / I_N)$$

$$\text{Où } T_L = 2,4 + 14,6.B + 0,4.(1 + 2.B). \ln(P_v) \quad (2.28)$$

$B$  est le coefficient de trouble atmosphérique qui prend les valeurs suivantes:

LIEU	B
Montagne	0,02
Rural	0,05
Urbain	0,10
industriel (atmosphère polluée)	0,20

Tableau 2.1 Valeurs du coefficient de trouble atmosphérique [22]

$\ln$  : représente le logarithme népérien

Le rayonnement solaire direct sur un plan récepteur normal à ce rayonnement vaut donc :

$$I^* = E_{sol} \cdot e^{-E_R.m.T_l} \quad \text{en W/m}^2 \quad (2.29)$$

$e$ , est la fonction inverse de  $\ln$ , et  $E_{sol}$  représente la constante solaire pou une journée  $j$

Il est possible de simplifier l'obtention de  $I_{sol}$  avec la formule suivante:

$$I^* = E_{sol} \cdot e^{\frac{-T_l}{0,9+9,4.Sin(h)}} \quad \text{en W/m}^2 \quad (2.30)$$

### 3.2. Le rayonnement solaire diffus.

C'est le rayonnement solaire qui arrive sur le plan récepteur après avoir été réfléchi par les nuages, les poussières, les aérosols et le sol. On suppose que le rayonnement solaire diffus n'a pas de direction prédominante (donc isotrope) de ce fait, l'orientation du plan récepteur n'a pas d'importance, seule son inclinaison en  $a$ .

Ainsi sur un plan récepteur d'inclinaison  $i$ ,  $D^*$  est égal à :

$$D^* = 125 \times Sin(h)^{0.4} \times \frac{1+Cos(i)}{2} + 211.86 \times Sin(h)^{1.22} \times \frac{1-Cos(i)}{2} \quad \text{en W/m}^2 \quad (2.31)$$

### 3.3. Albédo :

On appelle albédo la fraction du rayonnement solaire renvoyé par une surface (ici le sol), ce coefficient d'albédo a été intégré dans la formule ci-dessus avec une valeur moyenne de 0,22.

Ce coefficient est fonction de la nature du sol, de sa température et de sa capacité à réfléchir le rayonnement solaire.

### 3.4. Rayonnement solaire global.

La somme de ces deux rayonnements représente le rayonnement global :

$$G^* = S^* + D^* \quad (2.32)$$

Où  $S^*$  est le rayonnement solaire direct sur un plan récepteur (o, i) et est égal:

$$S^* = I^* \times C_I \quad (2.33)$$

Où  $C_I$  étant le coefficient d'incidence présenté plus haut

Le rayonnement global est le rayonnement maximal qu'il est possible d'avoir sur un plan récepteur (**o, i**) donné, par exemple un capteur solaire thermique. La transformation de cette énergie en énergie utilisable (ici à des fins de chaleur) est fonction des caractéristiques du capteur solaire, donc, cette énergie est encore atténuée par le rendement du capteur c'est à dire de sa capacité à rendre utilisable cette énergie.

Ci-dessous deux graphiques représentant les différents rayonnements solaires pour une latitude de  $47,6^\circ$  avec une altitude de 260 m. L'inclinaison du plan récepteur est de  $45^\circ$  et son orientation de  $0^\circ$  (plein sud)

- ✓ sur une année à 10 heures vrais
- ✓ sur une journée avec le N° du jour 181

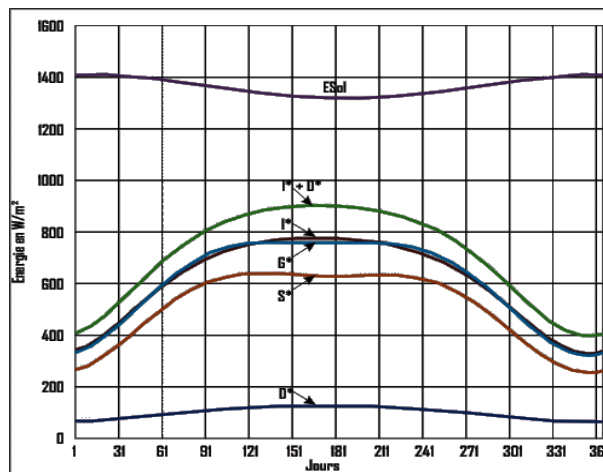


Fig 2.8 les différents rayonnements solaires en une année



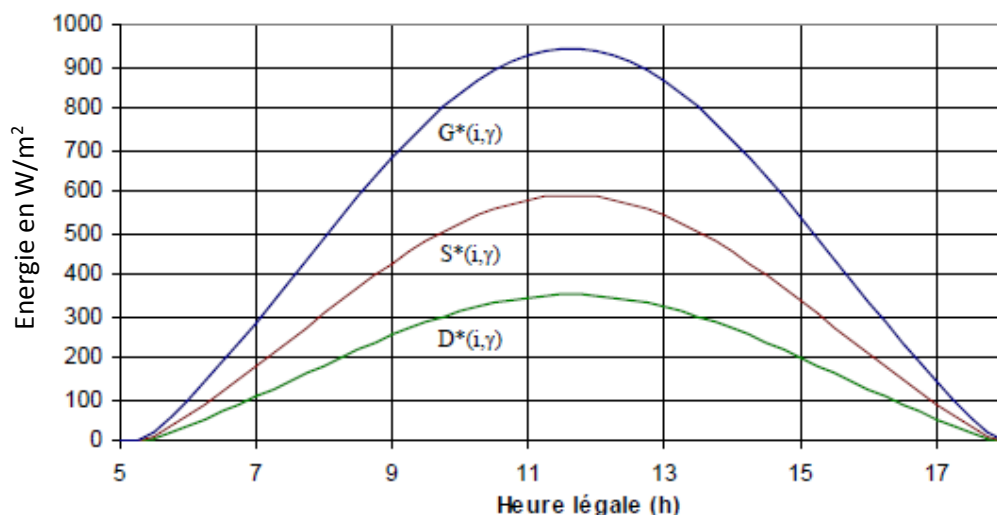


Fig 2.9 les différents rayonnements solaires en une journée [23]

L'énergie solaire qui arrive sur le capteur est représenté par la courbe ( $G^*$ ), avec un capteur solaire motorisé, la courbe  $G^*$  serait égale à la courbe  $I^* + D^*$  soit, pour l'exemple ci-dessus, 14,2% sur l'année et 28,6% sur la journée.

### 3.5. Détermination de la surface des capteurs.

La courbe précédente donne l'énergie solaire qui arrive sur un plan récepteur ( $\theta$ ,  $i$ ) par beau temps. Ceci n'est pas vraiment utile pour dimensionner une installation solaire et principalement la surface de capteurs nécessaire car les nuages voilent parfois le soleil, atténuant, dans certains cas, assez fortement l'énergie qui est potentiellement récupérable.

Pour pouvoir définir la surface de capteur utile, il est donc nécessaire de connaître les valeurs moyennes d'ensoleillement du lieu considéré, (obtenues par mesure sur site).

### 3.6. Coefficient d'orientation.

Les coefficients d'orientation (Azimut) sont donnés dans le tableau ci-dessous, ils permettent de réduire l'énergie récupérable en fonction de l'éloignement angulaire de l'azimut des capteurs par rapport au sud.

Sud	$\pm 10^\circ$	$\pm 20^\circ$	$\pm 30^\circ$	$\pm 40^\circ$	$\pm 45^\circ$
1	0,99	0,98	0,96	0,94	0,92

Tableau 2.2 l'azimut [22]

### 3.7. Coefficient d'inclinaison.

Les coefficients d'inclinaison sont donnés dans le tableau ci-dessous :

ou CESI = chauffe eau solaire individuel

et SSC = système solaire combiné

Production d'ECS seule (CESI)				Chauffage (SSC)		
30°	35°	40°	45°	50°	55°	60°
0,93	0,94	0,95	1	1,02	1,03	1,04

Tableau 2.3 coefficients d'inclinaison [22]

L'utilisation de l'énergie solaire est donc bien adaptée aux applications dont les besoins coïncident avec les heures d'ensoleillement maximum. Dans la plupart des cas, il existe un décalage qui nécessite un stockage pour satisfaire les besoins de la période de non-ensoleillement : ballon d'eau chaude associée à un capteur solaire pour les besoins en eau chaude en début de matinée, château d'eau associé à une pompe solaire pour les besoins nocturnes en eau.

# Chapitre III

## La conversion thermique

---

## 1. INTRODUCTION

Un panneau solaire ou capteur solaire est un dispositif destiné à récupérer une partie de l'énergie du rayonnement solaire pour la convertir en une forme d'énergie utilisable par l'homme, cette énergie peut être électrique ou thermique.

Les panneaux solaires thermiques, sont des appareils où on fait passer un fluide caloporteur (eau ou air) pour récupérer en chaleur le rayonnement solaire qui frappe sa surface, utilisée par la suite sous forme de fluide chaud.

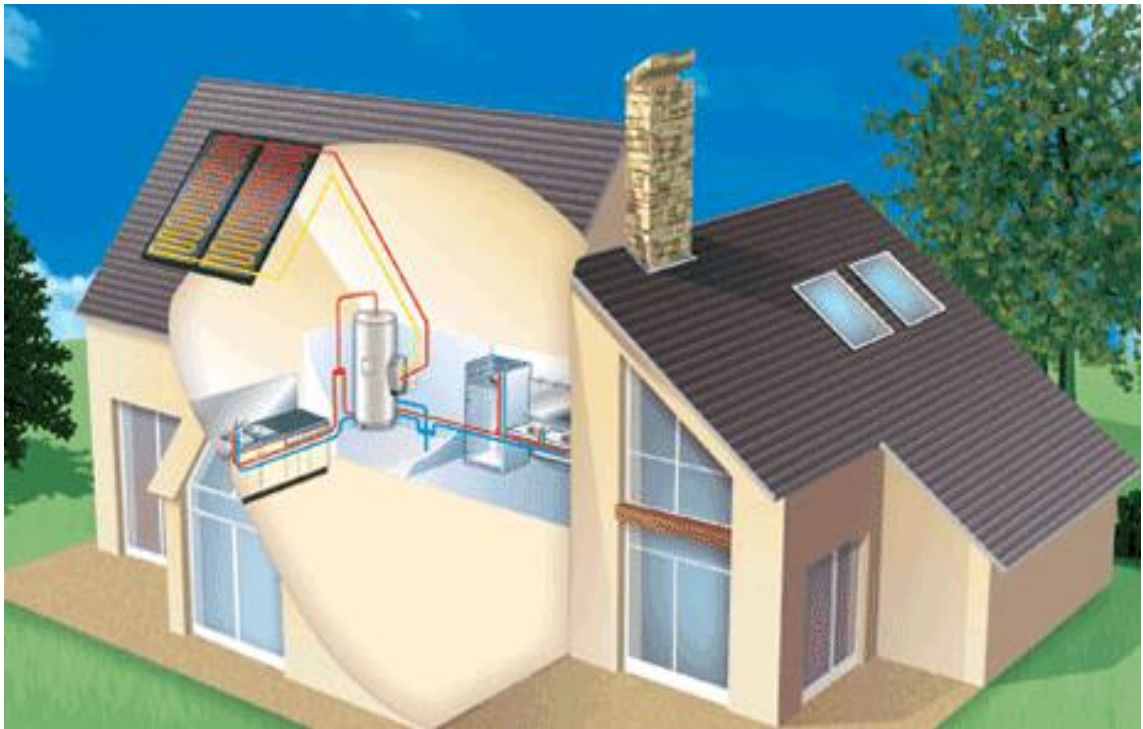


Fig 3.1 Installation utilisant les capteurs solaires

## 2. DIFFERENTS TYPES DE CAPTEURS SOLAIRES :

Il existe non seulement plusieurs manières de fournir de l'énergie solaire, mais également différentes méthodes pour capter l'énergie solaire provenant d'un rayonnement incident. On peut classer le capteur solaire selon la température ; les capteurs à faible température, moyenne température et haute température. [44].

La liste ci-dessous présente les types les plus répandus des capteurs solaires.

- Capteurs plans de types vitrés
- Capteurs plans sans vitrage
- Capteurs à plaque perforée sans vitrage
- Capteurs solaires à passage retour
- Capteurs solaires à concentration
- Capteurs solaires à air

- Capteurs solaires intégrés
- Capteurs solaires à circulation de liquide
- Systèmes à réflecteur cyclindro-parabolique
- Systèmes de centrale à tour
- Capteurs solaires fixes à concentration
- Capteurs sous vide

### 2.1. Capteurs plans de types vitrés :

Les capteurs plans de types vitrés sont très répandus et ils existent sous forme de capteurs à circulation de liquide et sous forme de capteurs à air. Ces capteurs conviennent mieux à des applications à température modérée où la température désirée se situe entre 30 et 70 °C [34], et/ou à des applications qui nécessitent de la chaleur au cours des mois d'hiver. Les capteurs à circulation de liquide sont plus communément utilisés pour le chauffage de l'eau chaude des résidences et des commerces, pour le chauffage des bâtiments, ainsi que celui des piscines intérieures. Les capteurs à air sont utilisés pour le chauffage des bâtiments, de l'air de ventilation et pour le séchage des récoltes



Fig 3.2 Capteur plan de type vitré [40]

Dans ce type de capteur, un absorbeur plan transforme, de façon efficace, les rayons solaires en chaleur. Afin de réduire au minimum la perte de chaleur, la plaque est située entre un vitrage (vitre plane ou matériau transparent) et un panneau isolant. Le vitrage est choisi de telle sorte que le maximum de rayons solaires le traversent et atteignent l'absorbeur

## 2.2. Capteurs solaires plans sans vitrage :

Ce sont les capteurs les plus simples du marché, mais ils sont nettement moins répandus que le capteur vitré, ils représentent la plus grande surface installée par année de tous les capteurs solaires en Amérique du Nord.

Ils sont constitués d'un absorbeur sans caisse ni vitrage, ce qui simplifie la fabrication et le coût de fabrication, plus un réseau de tuyaux opaques de couleur foncée. Généralement ces tuyaux sont en plastique souple.

Parce qu'ils ne sont pas isothermes, ces capteurs conviennent mieux à des applications à basse température (inférieure à 30°C). Leur marché principal est, de loin, le chauffage des piscines extérieures, mais il existe d'autres marchés, notamment le chauffage saisonnier des piscines intérieures, le préchauffage de l'eau pour les lave-autos ainsi que le chauffage de l'eau utilisée dans les opérations d'élevage piscicole. Le chauffage de l'eau dans les régions éloignées, et dans des emplacements saisonniers tels que les camps d'été, représente également un marché potentiel pour ce type de capteur.



Fig 3.3 Capteurs solaires plans sans vitrage [34]

Les capteurs plans sans vitrage sont habituellement fabriqués en un plastique noir qui a été stabilisé afin de résister aux rayons ultraviolets. Comme ces capteurs ne possèdent pas de vitrage, une grande partie de l'énergie solaire est absorbée. Cependant, parce qu'ils ne sont pas isothermes, une grande partie de la chaleur absorbée est perdue lorsqu'il y a du vent et que la température extérieure n'est pas assez chaude.

### 3. PRINCIPAUX ELEMENTS CONSTITUANT UN CAPTEUR PLAN

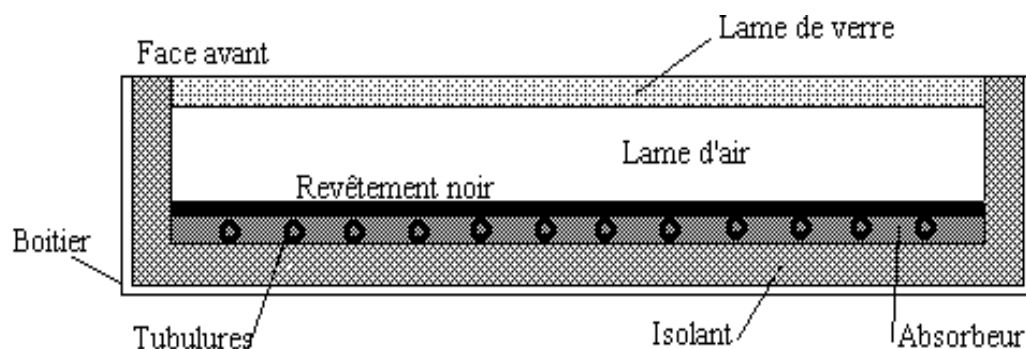


Figure 3.4 - Coupe schématique d'un capteur solaire plan

#### 3.1. Couverture

Le capteur plan met à profit l'effet de serre :

La couverture est l'élément par lequel se fait le maximum d'échange d'énergie. Elle doit être donc transparente pour laisser passer le rayonnement solaire qui se transforme en chaleur dans l'absorbeur. Ce dernier compte tenu des températures atteintes, émet des radiations dans le domaine de l'infrarouge, la couverture doit être opaque à ces radiations et doit donc les réfléchir vers l'absorbeur.

Les échanges convectifs entre l'absorbeur et la couverture varient avec la distance qui les sépare. En général tout vitrage est caractérisé par son coefficient de transmission ( $\tau$ ) et son coefficient de réflexion ( $\rho$ ). Le coefficient de transmission du vitrage est un paramètre susceptible de varier en cours de fonctionnement, ceci est dû à un dépôt de poussière sur la face extérieure, ou même sur la face intérieure dans le cas où l'air est celui du milieu ambiant.

Une augmentation du coefficient de transmission, entraîne d'une part, une augmentation de la partie du rayonnement direct incident reçu par l'absorbeur d'où un meilleur échauffement de l'air et d'autre part, une diminution de la quantité d'énergie radiative directe, absorbée par le vitrage, ce qui permet par la suite une diminution de la température de vitrage donc une diminution des pertes avant du capteur.

Le coefficient de réflexion ( $\rho$ ) doit être le plus petit possible car une augmentation de ce dernier a pour effet d'abaisser la température de l'absorbeur et donc l'air s'échauffe moins. En effet cette augmentation se traduit par une diminution du rayonnement direct incident sur l'absorbeur.

Actuellement, on utilise comme couvertures de capteur les matériaux suivants :

- **Verre :**

Avec une épaisseur de 3 mm, le verre laisse passer entre 84 % et 92 % du rayonnement incident (sous une incidence normale). Il est conseillé de prendre du verre contenant moins d'oxyde de fer pour s'approcher d'une transmission du verre pouvant atteindre 95% du rayonnement reçu. La transmission



peut atteindre 96 % pour le verre anti reflet recouvert de part et d'autre d'une couche de nanostructure (fig 3.5). Le verre prisme évite qu'une trop grosse partie du rayonnement soit réfléchi quand l'angle d'incidence est faible. Le seul inconvénient des couvertures en verre consiste donc en leur fragilité vis à vis des chocs mécaniques et thermiques.

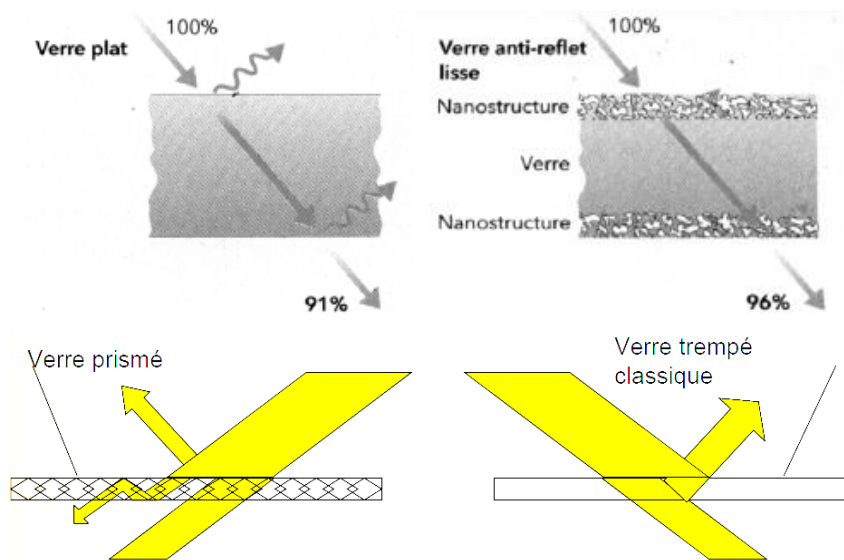


Fig 3.5 type de verre pour les couvertures

- **Polyméthacrylate de méthyle (plexiglas) :**

Ce matériau peut également remplacer le verre. Il est moins fragile mais il présente l'inconvénient de ne pas supporter une température de l'ordre de 95°C, son coefficient de transmission est plus faible que celui du verre, de l'ordre de 83%.

- **Polycarbonate :**

Très souvent utilisé dans notre laboratoire, le polycarbonate a l'avantage d'avoir une double paroi reliée par des alvéoles réduisant ainsi le problème de convection entre les deux plaques transparentes. Il transmet environ 84% du rayonnement reçu.

Il a également l'avantage d'avoir une solidité mécanique à toute épreuve et une facilité au découpage pour l'utilisation, il réduit également l'inertie du capteur par sa légèreté.

De multiples améliorations se sont greffées par exemple, une seconde vitre est parfois disposée au dessus du système, ceci permet de diminuer les pertes par convection avec l'air ambiant.

Les pertes par rayonnement infrarouge sont réduites de 30% car la moitié des 50% d'infrarouges émise vers l'extérieur par la première vitre, est récupérée par la seconde vitre.

Cependant, il faut compter les pertes supplémentaires de lumière dues au remplacement d'un vitrage simple par une double paroi, en effet ces pertes varient avec le type de construction, avec la hauteur et l'azimut du soleil.



La présence d'un double vitrage (verre ou matériaux plastiques) occasionne des pertes par réflexion environ deux fois plus élevées que dans le cas d'une couverture simple, 8% dans le cas du verre, 9% à 11% dans celui du P.V.C et 10% à 12% dans celui du polyéthylène.

L'accroissement des pertes de lumière par absorption, due au vitrage supplémentaire, peut être considérée comme faible : 1% à 2% dans le cas du verre, 2% à 4% dans celui du P.V.C et 3% à 6% dans celui du polyéthylène. En passant d'un simple vitrage à un double vitrage, le rendement optique diminue de l'ordre de 7%.

### 3.2. Absorbeur :

La nature de l'absorbeur joue un rôle très important pour les performances d'un capteur. Il a comme rôle de transformer en chaleur le rayonnement électromagnétique incident qu'il reçoit et de le transmettre sous forme de chaleur au fluide caloporteur. Ses principales qualités sont donc :

- Facteur d'absorption aussi voisin que possible de l'unité,
- Pouvoir émissif dans l'infrarouge aussi faible que possible,
- Bonne conductibilité thermique,
- Une faible inertie thermique.

Les absorbeurs souvent utilisés ainsi que leurs conductibilités thermiques sont donnés par le tableau suivant :

Matériaux	Température °C	$\lambda$ W m/°C m <sup>2</sup>
Aluminium	100	205
	200	230
	400	318
	600	423
"Coppersun "	100	381
	200	372
Cuivre	20	393
Magnésium	20	154

Tableau 3.1 : Matériaux des absorbeurs [22]

Pour augmenter son coefficient d'absorption, on revêt souvent l'absorbeur d'une couche mince de peinture sélective.

Le tableau suivant permet de comparer quelques peintures de revêtement :

Revêtements	$\alpha$
<i>peinture à l'huile :</i>	
- noire	0,90
- blanche crème	0,3 - 0,35
- gris clair	0,50 - 0,75
- Rouge	0,74
<i>peinture à l'aluminium :</i>	
- laques cellulosiques	0,5 - 0,55
- noir	0,94
- marron	0,79
- vert sombre	0,88
bleu foncé	0,91

Tableau 3.2 : revêtements [22]

Le "coppersun" est le plus souvent utilisé comme absorbeur, c'est une feuille de cuivre ondulée sur laquelle a été déposé de l'oxyde de cuivre, elle présente deux faces traitées différemment dont la face absorbante de couleur gris-clair est celle où a été fait le dépôt, elle a un coefficient d'absorption du rayonnement solaire de l'ordre de 96.5%.

De plus, elle est creusée de cavités microscopiques absorbant le rayonnement solaire mais suffisamment petites pour que la surface puisse être considérée comme plane.

Le Tableau ci-dessous montre les propriétés de quelques surfaces sélectives :

Surfaces	$\alpha$	$\epsilon$
noir de nickel sur nickel	0,95	0,07
noir de chrome sur nickel	0,95	0,09
noir de cuivre sur cuivre	0,88	0,15
oxyde de fer sur acier	0,85	0,08

Tableau 3.3 : surfaces sélectives [22]

### 3.3. Isolant :

L'isolation est d'une importance primordiale dans les applications thermiques. Dans le cas des capteurs, l'isolant est placé sous l'absorbeur, il est en général opaque au rayonnement visible et toujours opaque à l'infrarouge de grande longueur d'onde.

On distingue trois grandes familles d'isolants :

- *Isolants minéraux*

Les isolants minéraux souvent utilisés sont : la pierre ponce" Feldspath", la laine de verre et la vermiculite.

- *isolants végétaux.*

Le bois sous forme de fibres agglomérées, le liège, la sciure de bois et les cendres des végétaux, sont les matériaux souvent utilisés comme isolants végétaux.

- *Isolants organiques de synthèse*

On cite à titre d'exemple ; la mousse de polyuréthane, la mousse de phénolique, le polystyrène expansé et le chlorure de polyvinyle qui sont les plus souvent utilisés.

Le tableau suivant regroupe certaines propriétés de ces isolants :

désignation	$\lambda$ (W/m.K)	$\rho$ (g/m <sup>3</sup> )	T <sub>max</sub> d'utilisation	observations
laine de verre	0,034 à 0°C 0,053 à 200°C	70	150	sensible à l'humidité
mousse de verre	0,057	123	150	*****
Bois bois aggloméré sciure de bois	0,13 à 0,40 0,1 0,11	*****	*****	*****
vermiculite	0,12 à 0,40	*****	*****	*****
liège expansé	0,045	100	110	*****
polystyrène	0,042 0,040	15 17	85 85	moulé comprimé
polyuréthane polyuréthane	0,035 0,027	35 35 – 40	85 110	comprimé mousse

Tableau 3.4 : propriétés des isolants [22]

### 3.4. Le boîtier

C'est l'enveloppe arrière et latérale du capteur, les matériaux qu'il le constitue sont choisis d'une manière à donner une rigidité à l'appareil, tels que les métaux en feuille ou profilé, matériaux en plastique armé et même les contreplaques.

L'acier galvanisé ou galvanisé pré laqué et les alliages d'aluminium sont les plus utilisés [41]

On rencontre deux structures de boîtier :

#### ❖ Le boîtier simple

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

#### ❖ Le boîtier double

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

### 4. PRINCIPES DE FONCTIONNEMENT

Un capteur solaire plan destiné au chauffage des habitations ou à la production d'eau chaude est essentiellement constitué d'une surface absorbante exposée au rayonnement solaire, qui échange avec un fluide caloporteur, les calories produites par absorption du rayonnement incident, et émet en s'échauffant un rayonnement thermique de plus grande longueur d'onde (Loi de Stefan-Boltzmann) [43]

Si cet absorbeur est en contact direct avec l'air environnant, en plus des pertes par rayonnement, les pertes par convection peuvent être importantes. Il s'établit alors un équilibre thermique entre l'absorbeur et le milieu ambiant. On capte ainsi peu d'énergie.

Pour réduire les pertes par la face arrière du capteur, l'absorbeur est placé à l'intérieur d'un coffre dont les parois internes sont recouvertes d'un isolant thermique (laine de verre ou mousse synthétique, par exemple).

L'isolation thermique de la face avant est réalisée en interposant entre l'absorbeur et l'air, un matériau opaque au rayonnement thermique, mais transparent au rayonnement solaire. Les verres et certains matériaux synthétiques sont transparents pour le rayonnement solaire, et opaque pour le rayonnement infrarouge lointain. Ils sont donc utilisés en tant que couvertures transparentes des capteurs solaires.

Dans un capteur équipé d'une couverture transparente, le rayonnement thermique émis par l'absorbeur est absorbé par la couverture transparente qui s'échauffe et rayonne à son tour par les deux faces. Une certaine quantité du rayonnement se disperse dans le milieu extérieur et l'autre est réémise vers l'absorbeur qui est à l'origine de l'effet de serre.

Un boîtier contenant le tout, calorifugé de manière à réduire les pertes vers l'arrière et les côtés.

En général, ces capteurs sont vendus en bloc de 1m<sup>2</sup> ou 2m<sup>2</sup>, et on assemble plusieurs de ces capteurs pour obtenir les surfaces nécessaires.

**5. AVANTAGES**

- Prix économique
- Fiabilité
- Longue durée de vie
- Efficacité énergétique
- Intégration aux toitures

**6. INCONVENIENTS**

- Ne convient pas pour les hautes températures
- La température interne peut monter très haut lorsqu'il n'y a pas de circulation de liquide.

**7. PARAMETRES CARACTERISANTS LE FONCTIONNEMENT DES CAPTEURS SOLAIRES**

On peut les classer en deux catégories : paramètres externes et paramètres internes :

**7.1. Les paramètres externes sont :**

- ➔ Paramètre d'ensoleillement : éclairage énergétique dû au rayonnement global, position du soleil, durée d'insolation.
- ➔ Température extérieure sèche.
- ➔ Vitesse du vent sur le capteur.

**7.2. Les paramètres internes sont :**

*Paramètres géométriques :*

- ➔ Paramètre de position : inclinaison, orientation du capteur.
- ➔ La superficie du capteur qui représente un paramètre important.
- ➔ Dimension de différentes parties : épaisseur, longueur et largeur.

*Paramètres de fonctionnement :*

- ➔ La température d'entrée du fluide dans le capteur.
- ➔ Le débit du fluide caloporteur.
- ➔ La température des différentes parties du capteur.

Ces caractéristiques sont très importantes car elles permettent, en tenant compte du coût, d'effectuer un choix parmi les différents types de capteur, dont entre autres : la température de sortie du fluide et la puissance thermique utile du capteur.

On se propose d'évaluer les températures d'équilibre qu'atteindront l'absorbeur et le vitrage, lorsque la circulation du fluide caloporteur est interrompue.

On admettra les hypothèses simplificatrices suivantes:

- On néglige tous les échanges par conduction, pour ne considérer que les seuls échanges radiatifs.
- On suppose que les pertes thermiques par le fond du boîtier sont négligeables.

Les données physiques nécessaires à la résolution du problème sont les suivantes:

- L'éclairement solaire  $G$  du vitrage est de  $1.000 \text{ W/m}^2$ .

On connaît les propriétés radiatives moyennes du vitrage dans deux bandes spectrales différentes: celle du rayonnement solaire ( $\lambda$  entre  $0,2$  et  $2,5 \mu\text{m}$ ) et celle des rayonnements thermiques dits de basse température ( $\lambda > 2,5 \mu\text{m}$ ). Ces données sont représentées sur la figure 3.6:

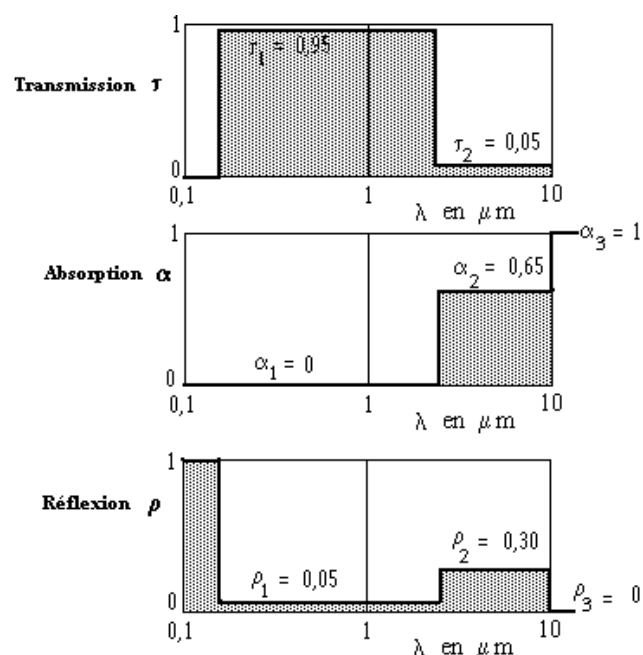


Fig 3.6 - Caractéristiques radiatives moyennes du verre utilisé

L'effet de serre repose sur les propriétés de la courbe de transmission du verre. Ce matériau est pratiquement transparent pour le rayonnement solaire ( $\tau_1 = 0,95$ ), mais transmet peu de rayonnement au delà de  $2,5 \mu\text{m}$  ( $\tau_2 = 0,05$ ). En outre, il absorbe pratiquement tout le rayonnement de température ambiante, dont le maximum se situe autour de  $10 \mu\text{m}$  de longueur d'onde ( $\alpha_3 = 1$ ). [33]

## 8. INCLINAISON OPTIMALE D'UN CAPTEUR

L'angle pour le quel le capteur doit être incliné pour capter le maximum de rayonnement solaire s'appelle l'angle d'inclinaison optimal du capteur, ce qui revient à le positionner perpendiculairement aux rayons incidents du soleil.

Compte tenu des mouvements permanents de la terre et du soleil, à chaque instant correspond une inclinaison optimale, donc la meilleure solution serait d'équiper le capteur d'un mécanisme de poursuite, mais cette solution n'est pas gratuite.

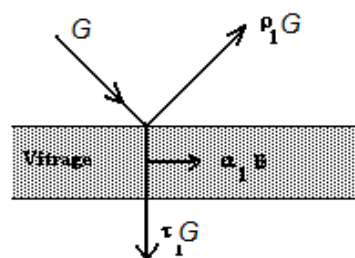
L'inclinaison de la plupart des capteurs plans est généralement fixe et son optimum serait de  $L+\delta/2$  en hiver et  $L-\delta/2$  en été et cela afin d'avoir le plus faible angle entre l'incidence du flux solaire et la normale du capteur. [32]

### 9. LES DIFFERENTS PHENOMENES RADIATIFS:

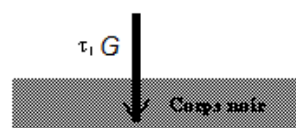
Avant d'établir les bilans thermiques sur le capteur on doit décrire les différents phénomènes radiatifs intervenant au fonctionnement de ce dernier.

1) L'éclairement solaire incident  $G$  frappe le vitrage.

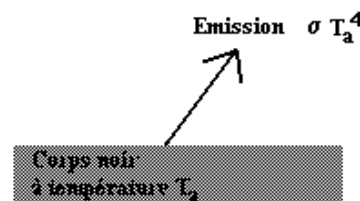
Une fraction  $\rho_1 G$  est réfléchiée, une fraction  $\alpha_1 G$  est absorbée par le verre, tandis que la fraction restante du flux incident,  $\tau_1 G$ , traverse le vitrage.



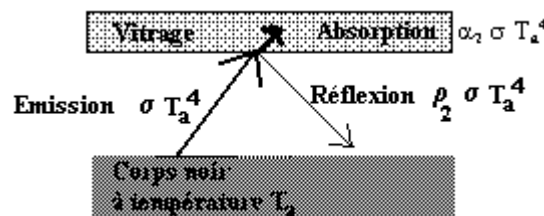
2) Tout le rayonnement  $\tau_1 G$  transmis par le vitrage est absorbé par la surface noire de l'absorbeur.



3) L'absorbeur, à la température  $T_a$ , émet un rayonnement dont l'émittance est fournie par la loi de STEFAN-BOLTZMANN, soit:  $\sigma T_a^4$

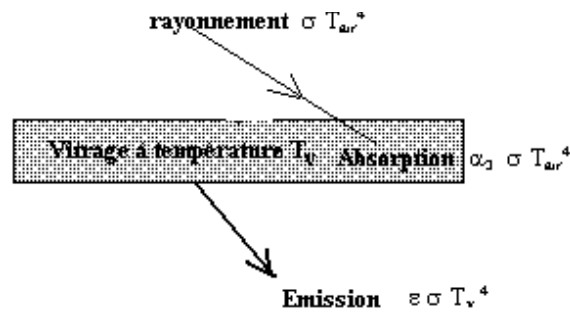


4) Le rayonnement de l'absorbeur frappe le vitrage. Une fraction  $\rho_2 \sigma T_a^4$  est réfléchiée et revient donc vers l'absorbeur. Une autre fraction  $\alpha_2 \sigma T_a^4$  est absorbée



5) Le vitrage, en équilibre thermique à la température  $T_v$ , émet un rayonnement  $\varepsilon \sigma T_v^4$ , qui sera absorbé par le corps noir en vis-à-vis (dont c'est la fonction).

En même temps, il absorbe une fraction  $\alpha_3 \sigma T_{air}^4$  du rayonnement ambiant émanant de l'environnement à la température  $T_{air}$



### 10. RAPPEL DE L'EFFET THERMOSIPHON :

Soit un circuit fermé parcouru par un fluide de température  $T_1$  dans une branche et  $T_2$  dans l'autre ( $T_1 > T_2$ ) ;  $h$  est la distance entre les points A et B (voir figure).

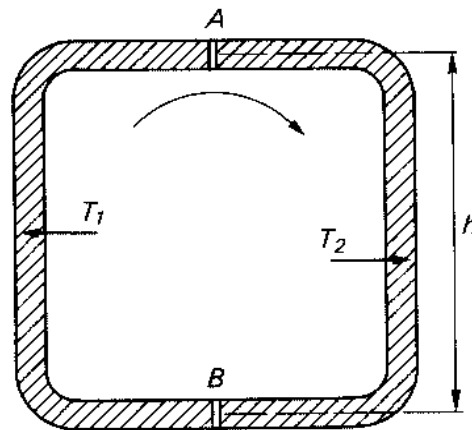


Fig 3.7 Effet thermosiphon [1]

On montre très simplement que le fluide se met en mouvement des particules les plus chaudes vers celles les plus froides (dans le sens montré sur la figure) ; c'est la circulation dite par gravité ou par thermosiphon.

La charge  $\Delta P$  créée par la différence de température des deux branches est donnée par :

$$\Delta P = h[\rho(T_2) - \rho(T_1)] \quad (3.1)$$

Avec  $\rho$  : masse volumique du fluide.

La vitesse de circulation du fluide est obtenue par l'écriture que  $\Delta P$  est la somme des pertes de charges linéaires et locales dans le circuit considéré.

Un système comprenant un capteur solaire et un réservoir surélevé par rapport au capteur fonctionne s'apparente au schéma précédent. (Voir figure).

Plus la température départ capteurs sera élevée, plus la différence de masse volumique le sera aussi ce qui augmentera la pression hydro-motrice et donc le débit. Le volume d'échange thermique au niveau du ballon étant proportionnel à l'écart moyen des températures entre la température moyenne du fluide caloporteur et la température moyenne de l'eau chaude sanitaire, ce volume d'échange



augmentera avec le débit car l'augmentation de ce dernier va induire une chute de température plus faible et donc augmenter l'écart moyen.[05]

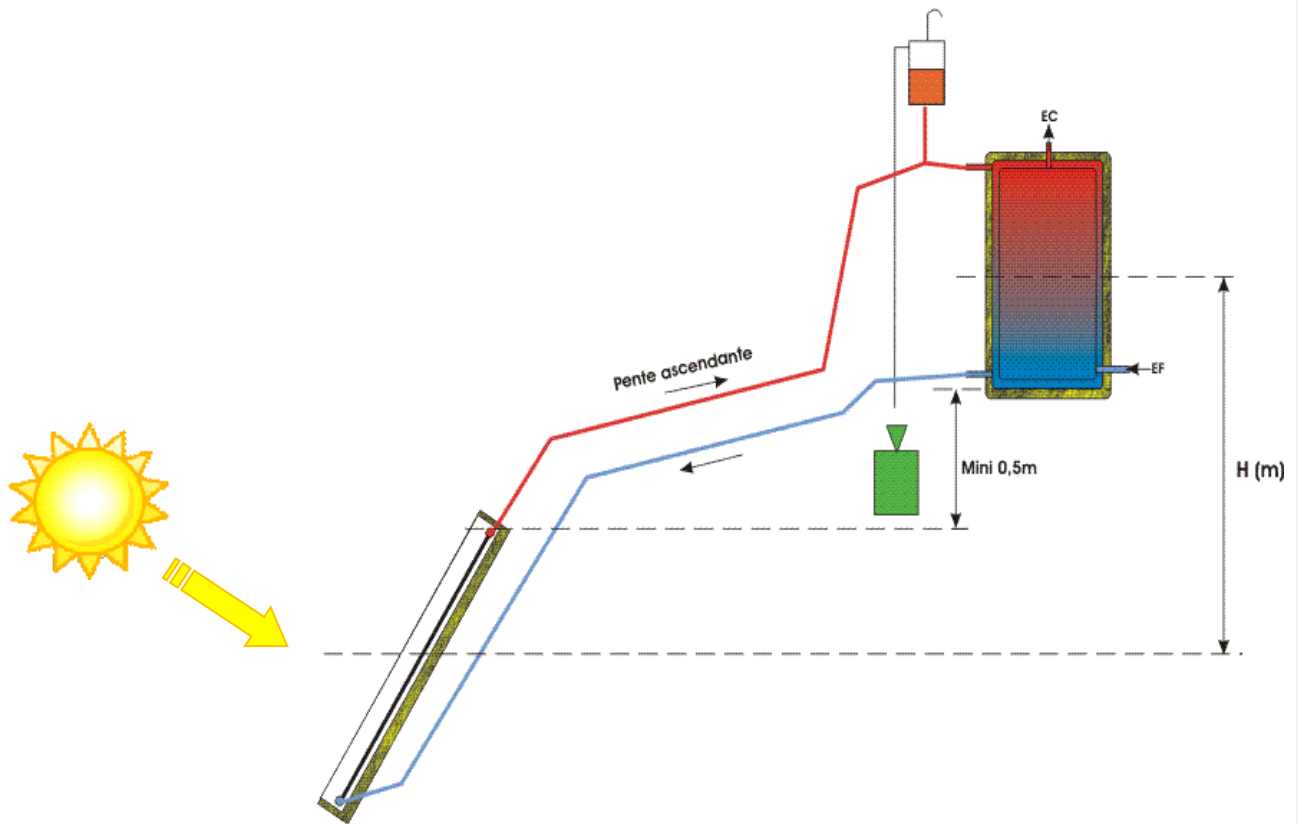


Fig 3.8 Installation avec thermosiphon

### 11. PRINCIPE DU THERMOSIPHON

La circulation est assurée par le principe même du thermosiphon : chauffé par les capteurs, et donc moins dense, l'eau monte naturellement vers l'échangeur du ballon de stockage placé au-dessus des capteurs.

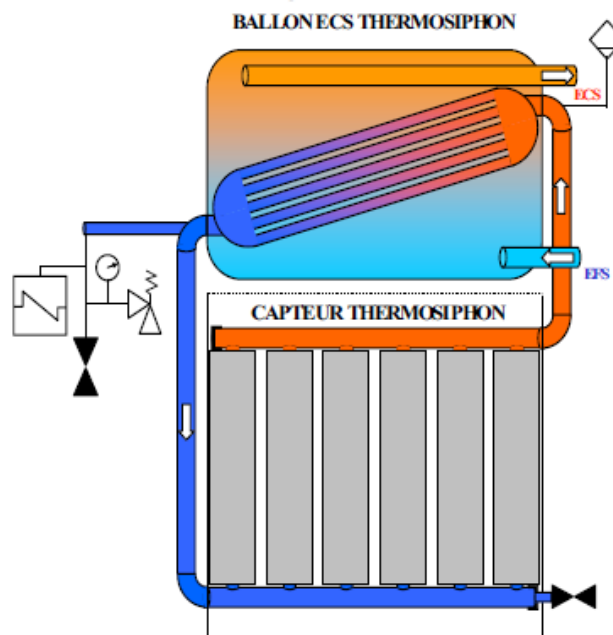


Fig 3.9 Capteur thermosiphon couplé

### 11.1. Avantages

- Système monobloc (capteurs et ballon intégrés sur un même châssis rigide)
- Pose facile, coût réduit
- Système autorégulé
- Continuité de la production d'ECS solaire en cas de coupure d'alimentation électrique
- Fiabilité

### 11.2. Inconvénients

- Inesthétique
- N'est pas adapté aux régions froides (surtout le fonctionnement en eau)
- Stockage soumis directement aux actions extérieures
- Poids important (ne convient pas à la pose en toiture)
- Limitation de la température de stockage à l'aide de soupapes à commande thermique

Etant donné que le champ de vitesse dans le fluide dépend de son champ de température, la convection naturelle est le siège d'un couplage des problèmes mécaniques et thermiques qui doivent être résolus simultanément et qui sont influencés par les propriétés thermodynamiques du fluide, les écarts de températures et la géométrie des systèmes concernés [34]. Les études numériques de ces problèmes d'écoulement consistent alors à résoudre un système complexe d'équations différentielles qui prend en compte le couplage de l'aspect dynamique et thermique de l'écoulement.

Pour cela un bon choix des conditions aux limites et du régime d'écoulement est nécessaire afin de résoudre correctement le problème.

Pour les écoulements laminaires, les modèles numériques actuels sont capables de résoudre facilement les problèmes de convection naturelle dans les espaces confinés. Par contre, pour les écoulements instationnaires voire turbulents, les recherches se sont multipliées afin de cerner les phénomènes qui provoquent l'apparition des instationnarités et les modèles numériques présentent jusqu'à aujourd'hui des limites de résolution.

Pour les écoulements turbulents, des améliorations ont été apportées aux modèles mathématiques avec la conception de calculateurs de plus en plus puissants. Sur le plan expérimental, des chercheurs ont travaillé sur la conception et le développement de dispositifs de grandes tailles, plus performants du point de vue mesure et permettant d'obtenir une bonne visualisation des écoulements à grand nombre de Rayleigh.

Les pertes de charge caractérisent les résistances au passage de l'eau dans les circuits. La résistance à l'écoulement est provoquée par la longueur des tuyaux et les accidents de parcours, comme

les coudes, raccordement de tubes de sections différentes ou la présence des accessoires divers de réglage ou de sécurité.

Si les pertes de charge sont trop importantes, l'eau est freinée et peut même ne plus circuler.

Par contre, si la tuyauterie est trop large, l'eau circule librement, mais trop lentement et le rendement est moins bon.

Le thermosiphon devra être suffisamment "puissant" pour vaincre les pertes de charge, sans que la différence de température de l'eau entre la sortie du capteur et la sortie du ballon soit excessive

### 12. Recommandations.

- Afin de limiter au maximum les pertes de charge, ennemies premières du système en thermosiphon, les capteurs doivent être de préférence en montage Tickelmann plutôt qu'en montage en S.
- Aucun contre pente ne doit être fait car elle a pour effet de couper le thermosiphon.
- La pente doit toujours être ascendante vers le ballon, éviter les poses à niveau.
- La purge de l'air sera faite par le vase d'expansion ouvert situé au dessus du ballon.
- Le ballon doit être de préférence à double enveloppe plutôt qu'à serpentin ceci toujours pour limiter les pertes de charge.
- Les conduites doivent être isolées.
- Les coudes doivent être de préférence effectués à l'aide d'une cintreuse pour avoir un rayon le plus grand possible.

### 13. Rendement du capteur.

L'une des performances les plus pratiques dans l'étude des systèmes à chauffage solaire est le rendement du capteur[35], ce dernier peut être calculé en fonction du rendement optique  $\eta_0$  et le rayonnement globale  $G^*$ .

Rendement optique :

Le rendement optique dépend essentiellement du coefficient d'absorption  $\alpha_a$  de l'absorbeur pour le rayonnement solaire du facteur de transmission  $\tau$  et  $\tau_d$ , ainsi que du coefficient de réflexion du vitrage  $\rho_d$ .

L'amélioration de  $\eta_0$  repose alors sur :

- L'augmentation de  $\alpha_a$
- L'augmentation de  $\tau$  et  $\tau_d$
- La diminution de  $\rho_d$

Le rendement énergétique relatif au capteur solaire est calculé à l'aide de la relation de base. [42] la formule française [08] donne le rendement sous une fonction linéaire de la forme :

$$\eta = \eta_0 - U \cdot \frac{T_{mf} - T_e}{G^*} \quad (3.2)$$

avec:

$\eta$  = rendement du capteur solaire thermique (%)

$\eta_0$  = Facteur optique du capteur (%)

$U$  : Coefficient de déperditions du capteur (W/m<sup>2</sup>.K)

Par ailleurs, ce rendement peut aussi s'exprimer par la relation de BLISS: présenté généralement sous la forme quadratique, proposé par la normalisation européenne (CEN, 2001) [23] :

$$\eta = \eta_0 - U_1 \frac{T_{mf} - T_e}{G^*} - U_2 \cdot \frac{(T_{mf} - T_e)^2}{G^*} \quad (3.3)$$

où :

$\eta_0$  = est le rendement (ou efficacité) optique du capteur, avec environ 0,792 pour un capteur plan et 0,762 pour un capteur à tubes sous vide d'air. [45]

$T_{mf}$  = est la température moyenne du fluide caloporteur,

$T_e$  = est la température extérieure à proximité du capteur

$G^*$  = est le rayonnement solaire global en Wh/m

$U_1$  et  $U_2$  = sont les coefficients de déperditions thermiques par conduction et par convection, en W/(m<sup>2</sup>.K) avec des valeurs par défaut indiquées dans le tableau ci-dessous :

Type de capteur	$U_1$	$U_2$
Capteur plan	6.65	0.06
Capteur à tube sous vide	0.2125	0.0167

Tableau 4.1 coefficients de déperditions thermiques[45]

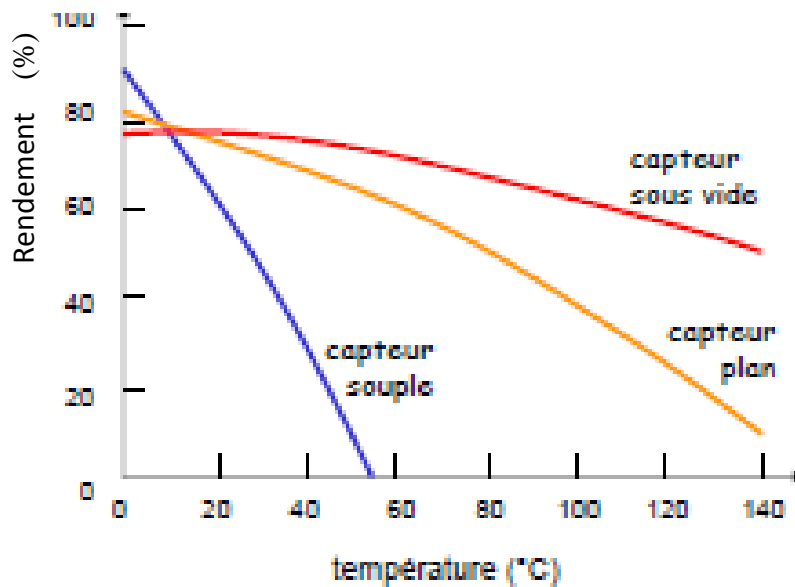


Fig 3.10 : Rendement de quelques types de capteur

Le facteur optique ( $\eta_0$ ) varie suivant la nature du capteur solaire thermique et est calculée suivant la surface, il varie entre 0,5 et 0,8 et il correspond au rendement maximum du capteur (quand le  $\Delta T$  est égale à 0).

Le coefficient  $U$  (exprimé en  $W/m^2.K$ ) est représentatif des pertes thermiques du capteur. Il dépend essentiellement du niveau d'isolation du capteur et de la nature de l'absorbeur. Il varie fortement en fonction du type de capteur:

- Capteur vitré simple: de 4 à 6 et plus
- Capteur vitré sélectif : de 3 à 5

# Chapitre IV

## *Le bilan thermique*

---

**I. Introduction**

Le capteur solaire plan reçoit une puissance apportée essentiellement par le rayonnement solaire incident qui vient frapper la surface vitré.

Cette puissance, diminuée par des pertes avant (pertes optiques et pertes thermique), et des pertes arrières (à travers le caisson isolant), est emportée par l'eau qui circule au niveau de l'absorbeur (un transfert modélisé par un échange conducto-convectif). Ces échanges sont engendrés par des bilans thermiques au niveau de chaque constituant:

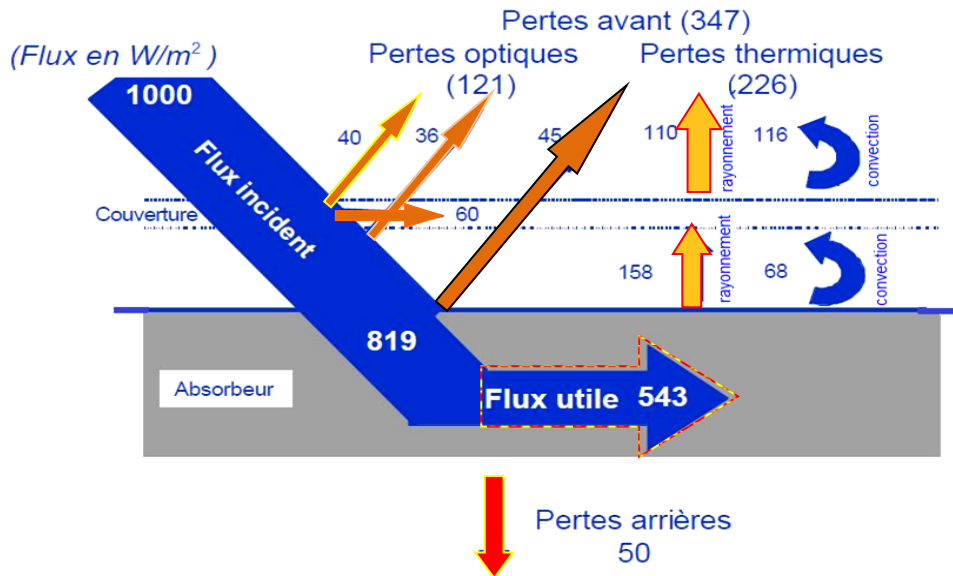


Fig 4.1 Distribution du flux solaire dans le capteur

**II. Bilan thermique au niveau de l'absorbeur :**

**2.1. Entre l'absorbeur et le vitrage :**

Le flux thermique de l'échange de chaleur entre l'absorbeur et le vitrage se fait :

♣ Par convection dont est donné par l'équation :

$$\varphi_{c12} = S_1 h_{c12}(T_1 - T_2) \tag{4-1}$$

Avec :  $T_1$  : température de l'absorbeur °K ;

$T_2$  : température de la vitre

$S_1$  : surface de l'absorbeur m<sup>2</sup>

$h_{c12}$  : coefficient d'échange thermique par convection.( W/m<sup>2</sup>°K)

$$h_{c12} = Nu \cdot \frac{\lambda_{air}}{e}$$

Et

$$Nu = 1 + 1.44 \left( 1 - \frac{1708}{Gr.Pr.cos\beta} \right) \left( \frac{|x| + x}{2} \right) \left( \frac{|y| + y}{2} \right)$$

x et y sont donnés par :

$$x = 1 - \frac{1708 \sin(1.8\beta)}{Gr.Pr.cos\beta} \quad y = \frac{(Gr.Pr.cos\beta)^{\frac{1}{3}}}{5830}$$

Dans les équations précédentes ;

$Pr$  = nombre de Prandtl

$Gr$  = nombre de Grashof

$E$  = épaisseur de la lame d'air (m)

$\lambda_{\text{air}}$  = conductivité thermique de l'air (W/m°K)

$\beta$  = inclinaison du capteur (rad)

♣ Par rayonnement dont l'équation est :

$$\varphi_{r12} = S_1 h_{r12}(T_1 - T_2) \quad (4-2)$$

Mais le coefficient d'échange est donné par :

$$h_{r12} = \frac{\sigma(T_2 + T_1)(T_1^2 + T_2^2)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$$

$\varepsilon_1, \varepsilon_2$  représentent les émissivités de l'absorbeur et du vitrage respectivement.

$\sigma$  = est la constante de Stéphane Boltzman.

## 2.2. Entre l'absorbeur et l'isolant :

Le flux de chaleur échangé par conduction est donné par l'équation [32] :

$$\varphi_{cd.isol} = \Psi_1(T_1 - T_{isol}) + \Psi_2(T_1 - T_{isol}) \quad (4-3)$$

$$\Psi_1 = \frac{1}{\frac{e_1}{S_2^a \cdot \lambda_{isol}} + \frac{e_{isolat}}{S_2^a \cdot \lambda_{abs}}} \quad \text{échanges aux niveau des surfaces horizontales}$$

$$\Psi_2 = \frac{1}{\frac{e_1}{S_2^1 \cdot \lambda_{isolat}} + \frac{e_{isolat}}{S_2^1 \cdot \lambda_{abs}}} \quad \text{échanges aux niveau des surfaces latérales}$$

Ou :  $T_{isol}$  : température de l'isolant  $T_{isol} \approx T_a$

$S_2^a$  : surface de contact absorbeur – isolant (face avant)

$S_2^1$  : surface de contact absorbeur – isolant (face latérale)

$\lambda_{isolat}$  : conductivité de l'isolant coté latérale

$\lambda_{abs}$  : conductivité de l'absorbeur

$\lambda_{isol}$  : conductivité de l'isolant

$e_1$  : épaisseur de l'absorbeur

$e_{isol}$  : épaisseur de l'isolant

$e_{isolat}$  : épaisseur de l'isolant coté latérale.

## 2.3. Entre l'absorbeur et le fluide caloporteur

Le flux échangé par convection entre le fluide caloporteur (eau) et l'absorbeur est donné par :

$$\varphi_{c13} = h_{c13} \cdot S_{13}(T_1 - T_3) \quad (4-4)$$



Avec :  $T_3$  : température de l'eau (°K)

$S_{13}$  : surface de chauffe (m<sup>2</sup>)

$h_{c13}$  : coefficient d'échange par convection.

Ce coefficient est calculé suivant

$$h_{c13} = \frac{Nu \cdot \lambda_{eau}}{d_i}$$

Gnielinski [51] a exploité un grand nombre de données expérimentales sur le transfert de chaleur dans les tubes et il a proposé la corrélation suivante pour le calcul du nombre de Nusselt :

$$Nu = \frac{\Omega}{8} \frac{(Re - 10^3) \cdot Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{\Omega}{8}\right)^{0.5} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \left[ 1 + \left(\frac{d_i}{l}\right)^{\frac{2}{3}} \right]$$

Ou :

$Pr$  : nombre de Prandtl ;  $0.6 \leq Pr \leq 2000$

$Re$  : nombre de Reynolds ;  $Re = \frac{V \cdot D}{\mu}$   $\left\{ \begin{array}{l} D: \text{diamètre du tube} \\ \mu: \text{viscosité dynamique de l'eau} \\ V: \text{vitesse moyenne de l'eau} \end{array} \right\}$

$d_i$  : diamètre intérieur

$l$  : longueur du tube

$\Omega$  : Coefficient de Darcy ; pour  $Re \leq 10^5$  on a  $\Omega = 0.3164 Re^{-0.25}$

Le flux de chaleur reçu par l'absorbeur est donné par :

$$\varphi_{incid1} = a_1 \tau_2 S_1 G \quad (4-5)$$

Avec  $a_1$  : coefficient d'absorption de l'absorbeur

$\tau_2$  : coefficient de transmission du vitrage

$G$  : éclairement global sur le plan incliné du capteur.

### III. Bilan thermique au niveau du vitrage:

#### 3.1. Entre le vitrage et l'absorbeur :

Vue sa faible valeur, on peut citer le flux échangé par rayonnement entre l'absorbeur et le vitrage avec peu d'importance; il est donné par :

$$\varphi_{incid2} = a_2 S_2 G \quad (4-6)$$

Avec  $a_2$  : coefficient d'absorption de l'absorbeur

$S_2$  : surface de la vitre.

### 3.2. Entre le vitrage et l'air ambiant :

Le vitrage échange avec l'air ambiant un flux de chaleur par convection donné par :

$$\varphi_{c2am} = h_{c2am} S_2 (T_2 - T_{am}) \quad (4-7)$$

$T_{am}$  : température ambiante

$h_{c2am}$  : coefficient d'échange par convection entre la vitre et l'air ambiant donné par Mac Adams [68]:

$$h_{c2am} = 5.67 + 3.86 \cdot V_{vent}$$

$V_{vent}$  : vitesse du vent.

### 3.3. Entre le vitrage et le ciel :

L'équation suivante donne le flux de chaleur échangé par rayonnement entre la vitre et le ciel :

$$\varphi_{r2ciel} = h_{r2ciel} S_2 (T_2 - T_{ciel}) \quad (4-8)$$

Avec  $h_{r2ciel}$  : coefficient d'échange par rayonnement entre la vitre et le ciel

$$h_{r2ciel} = \varepsilon_2 \sigma (T_{ciel} + T_2) (T_2^2 + T_{ciel}^2) \left( \frac{T_2 - T_{ciel}}{T_2 - T_{am}} \right)$$

Et  $T_{ciel}$  : température du ciel donné par la formule de Swinbank [69]

$$T_{ciel} = 0.0552 \cdot T_{am}^{1.5}$$

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

$$\begin{cases} m_1 C_1 \frac{dT_1}{dt} = a_1 S_1 \tau_2 G - S_1 (h_{c12} + h_{r12}) (T_1 - T_2) \\ \quad - (\Psi_1 - \Psi_2) (T_1 - T_{isol}) - h_{c13} \cdot S_{13} (T_1 - T_3) \\ m_2 C_2 \frac{dT_2}{dt} = a_2 S_2 G - S_1 (h_{c12} + h_{r12}) (T_1 - T_2) \\ \quad - h_{c2am} \cdot S_2 (T_1 - T_{am}) - h_{r2ciel} \cdot S_2 (T_2 - T_{ciel}) \\ m_3 C_3 \frac{dT_3}{dt} = h_{c13} \cdot S_{13} (T_1 - T_3) \end{cases} \quad (4-9)$$

## IV. les différents modèles.

Les modèles de rayonnement solaire permettent de prévoir le rayonnement global moyen quotidien et horaire, le rayonnement direct et le rayonnement diffus sur une surface horizontale. Certains modèles offrent une meilleure performance pour estimer le rayonnement suivant les régions. Tous les modèles utilisent l'équation d'Angstrom-Prescott pour prédire le rayonnement global quotidien moyen avec les heures d'ensoleillement.[66]

Beaucoup de modèles pour estimer le rayonnement solaire global, diffus et direct à partir de la durée d'insolation des valeurs moyennes mensuelles des valeurs moyennes journalières ou horaires d'irradiation moyennant plusieurs paramètres climatologiques. Les données satellitaires fournissent des informations sur la couverture nuageuse, le paramètre le plus important pour l'atmosphère. Il existe plusieurs modèles régissant le comportement des capteurs solaires, D'autres modèles donnent le rayonnement solaire en fonction de paramètres atmosphériques et astronomiques.

On peut citer quelques exemples de ces modèles:

- **Modèle de Perrin de Brichambaut:** c'est un modèle qui estime la moyenne quotidienne de l'irradiation reçue sur un plan horizontal par ciel clair. [52],[53].
- **Modèle de Ashrae** [54] c'est un modèle proposée par **G.L. Powell** [55] pour un ciel clair dans, il a été utilisé par **S. Barbaros** [56] pour tester sa validité sur le site de Palerme, ce modèle donne la puissance moyenne reçue sur une surface perpendiculaire aux rayons solaires au niveau du sol. L'application de ce modèle sur les sites du bassin méditerranéen en particulier, exige une nouvelle corrélation relative au coefficient d'atténuation du rayonnement solaire.
- **Modèle de Capderou:** la modélisation du facteur de trouble atmosphérique de **Linke TL** par ciel clair en fonction des seuls paramètres géo-astronomiques a permis à **Capderou** de proposer les expressions précédente [50].
- **Modèles Ertekin et Yaldiz :** présente la meilleure performance par rapport aux données mesurées dans la zone méditerranéennes (Konya, en Turquie). [57]
- **Modèle de R.Sun :** Le rayonnement direct normal est exprime en fonction du facteur TLK selon une formule exponentielle [58] [59] dont le deuxième terme est le facteur de trouble atmosphérique de **Linke** par ciel clair (sans dimension).
- **Modèle de Kasten:** c'est une correction du modèle de **R.Sun** [59], il est considéré comme le modèle d'estimation du trouble atmosphérique le plus récent (1996). Il exprime le trouble de **Linke** à partir de l'irradiation directe reçue sur plan normal par journée de ciel clair [32].
- **Modele de Reindl :** En plus du rayonnement diffus isotrope et du circum solaire, le modèle de **Reindl** tient compte également de l'horizon éclairant (**Reindl** et al. 1990a, b) et emploie la même définition de l'indice d'anisotropie. L'éclairement solaire total sur une surface inclinée peut alors être calculé à l'aide [60], [61]
- **Modèle de Gueymard :** Gueymard admet dans son modèle de (1987) que le rayonnement diffus est fonction de la distribution du rayonnement. [64] [63] [65]

Pour qu'il soit compréhensible, le modèle présenté dans cette thèse est relativement simple du point de vue thermodynamique, calculable sans difficulté avec les hypothèses retenues.

Les paramètres de ce modèle sont les suivants.

- ✓ La transmittivité du verre,
- ✓ Le coefficient des pertes thermiques,
- ✓ La puissance thermique incidente,
- ✓ La surface du capteur,
- ✓ La température ambiante.

Les données d'entrée du modèle sont :

- ✓ La température d'entrée du fluide,
- ✓ Le débit massique du fluide caloporteur.

Les sorties sont :

- ✓ La température de sortie du fluide caloporteur,
- ✓ La puissance thermique reçue par le fluide caloporteur,
- ✓ Le rendement du capteur.

#### V. Approximation et simulation numérique :

Alors le système (4.9) peut être réécrit comme suit:

$$\begin{pmatrix} \frac{dT_1}{dt} \\ \frac{dT_2}{dt} \\ \frac{dT_3}{dt} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{a_1 S_1 \tau_2 G}{m_1 C_1} \\ \frac{S_2}{m_2 C_2} [a_2 G - h_{c2am}(T_2 - T_{am}) - h_{r2ciel}(T_2 - T_{ciel})] \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -\frac{1}{m_1 C_1} [S_1 (h_{c12} + h_{r12})(T_1 - T_2) - (\Psi_1 - \Psi_2)(T_1 - T_a) - h_{c13} \cdot S_{13}(T_1 - T_3)] \\ \frac{S_1}{m_2 C_2} [(h_{c12} + h_{r12})(T_1 - T_2)] \\ \frac{h_{c13}}{m_3 C_3} h_{c13} \cdot S_{13}(T_1 - T_3) \end{pmatrix}$$

Le système à résoudre est de la forme suivante :

$$\frac{dT_i}{dt} = M(a_{ij}) \cdot T_i \quad (i \text{ et } j \text{ varie de } 1 \text{ à } 3) \quad (4-10)$$

Les inconnues de ce système sont les températures  $T_1$ ,  $T_2$  et  $T_3$ .

$$\text{Et } M = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{pmatrix} : \text{ matrice des constantes}$$

## VI. Intégration numérique

Le système d'équation régissant le fonctionnement du capteur solaire se compose de Trois équations différentielles du premier ordre. Pour sa résolution nous avons choisi la méthode numérique de **Runge-Kutta** dont Nous rappellerons brièvement dans se qui suit son principe.

### 6.1. Principe de la méthode de Runge-Kutta au 4<sup>eme</sup> ordre : [46], [47].

Soit l'équation différentielle du premier ordre  $y = f(x, y)$ , avec la condition  $y(x_0) = y_0$ .

Un développement en série de **Taylor** de  $y$  donnerai:

$$y_{n+1} = y_n + h \cdot y_n^{(1)} + \frac{h^2}{2!} \cdot y_n^{(2)} + \frac{h^3}{3!} + \dots + \frac{h^n}{n!} \cdot y_n^{(n)}$$

Ou  $y_n = y(x_n)$  et  $y_{n+1} = y(x_{n+1}) = y(x_n + h)$

Pour une approximation du type:  $y_{n+1} = y_n + \frac{1}{6}(RK_1 + 2RK_2 + 2RK_3 + RK_4)$

où :

$$RK_1 = h \cdot f(x_n + y_n)$$

$$RK_2 = h \cdot f\left(x_n + \frac{h}{2}y_n + \frac{RK_1}{2}\right)$$

$$RK_3 = h \cdot f\left(x_n + \frac{h}{2}y_n + \frac{RK_2}{2}\right)$$

$$RK_4 = h \cdot f(x_n + h \cdot y_n + RK_3)$$

A partir de la valeur initial  $y(x_0) = y_0$ , nous déduisons de pas en pas  $y_1, y_2, y_3, \dots, y_n$ .

L'erreur systématique de troncature est de l'ordre de  $h^5$ , ou  $h$  est le pas de calcul.

### 6.2. Rendement instantané du capteur solaire :

Le rendement instantané du capteur suivant l'analyse faite par **Hottel, Willier, Wortz** et **Bliss** [67] a une équation unique définie par le rapport suivant :

$$\eta = \frac{\text{Puissance thermique utile par m}^2 \text{ du capteur}}{\text{Flux solaire incident sur le plan du capteur}}$$

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c G} = \frac{F}{A_c G} [a_s \tau_s G - E \theta^* + U_{AR} T_i^*] \quad (4-11)$$

En posant :

$$F = \frac{A}{A + B} \quad \text{et} \quad E = \frac{h_c B}{A}$$

$$A = h_c U + h_c U_c$$

$$B = U U_c + U U_{AR} + U_c U_{AR}$$

Avec :

$\theta$  : est la température moyenne du fluide ; pour un débit suffisant on a  $\theta \approx (t_e + t_s)/2$  ;[22]

$T_i$  : est la température côté isolant.

L'étoile en exposant d'une température indique que l'on considère l'écart de celle-ci par rapport à la température ambiante  $T_{am}$

$F$  est un nombre sans dimension qui caractérise la qualité du transfert de chaleur entre fluide et absorbeur. Il dépend un peu des conditions de fonctionnement (puisqu'il contient  $hc$  qui est fonction du débit) mais il est surtout déterminé par les caractéristiques de construction de l'absorbeur.  $F$  est par définition inférieur à 1. Pour un absorbeur de bonne qualité  $F$  peut atteindre des valeurs supérieures à 0,9.

L'équation caractéristique (4-11) est tout à fait générale et peut être employée quel que soit le type de capteur considéré : capteur à eau ou à air, couverture à simple ou double vitrage, absorbeur à plaque ou à tubes soudés, ...etc. Les ouvrages spécialisés [02], [32], donnent les valeurs des paramètres  $F$ ,  $E$  et  $U_{AR}$  pour les configurations les plus utilisées.

# Chapitre V

## Procédures du protocole de calculs

---

**1. Introduction :**

Afin d'étudier le comportement du capteur et mettre en évidence ces grandeurs physiques et certains paramètres intrinsèques et extrinsèques qui influent directement ou indirectement sur le fonctionnement du capteur solaire plan, on procède à une simulation par un programme de calcul sous **MATLAB**.

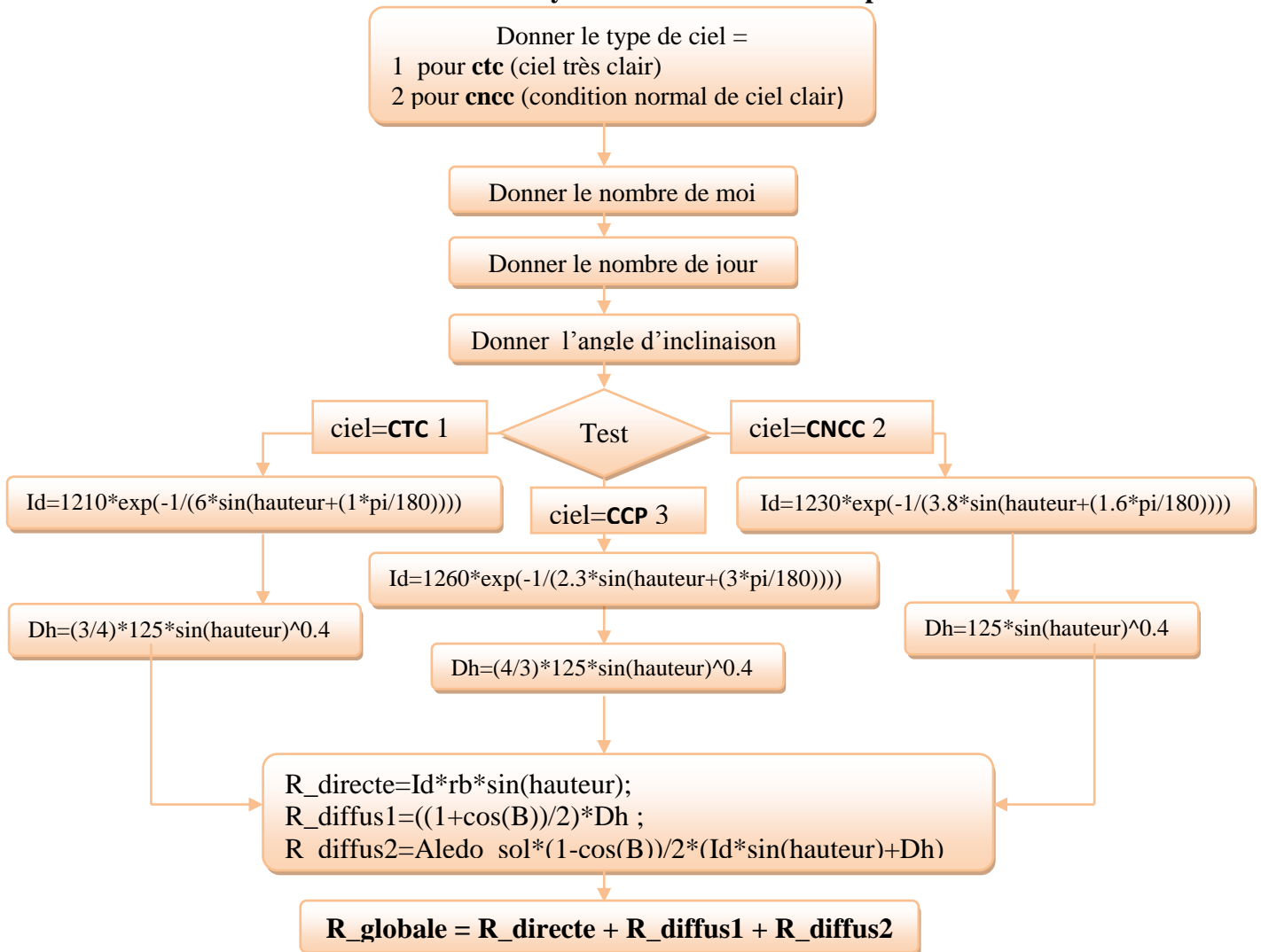
**2. Programme de simulation du capteur solaire plan :**

Le programme de simulation du capteur solaire plan **PSCSP** est réalisé sous MATLAB, le « PSCSP.M\* », il comprend deux sousroutines, l'une pour le calcul de l'intensité du rayonnement solaire sur un plan incliné, et l'autre pour le calcul des différentes températures, ainsi que le rendement du capteur solaire plan. Le calcul des ces différents paramètres permet de voir le perfectionnement du capteur solaire,

**3. Organigramme :**

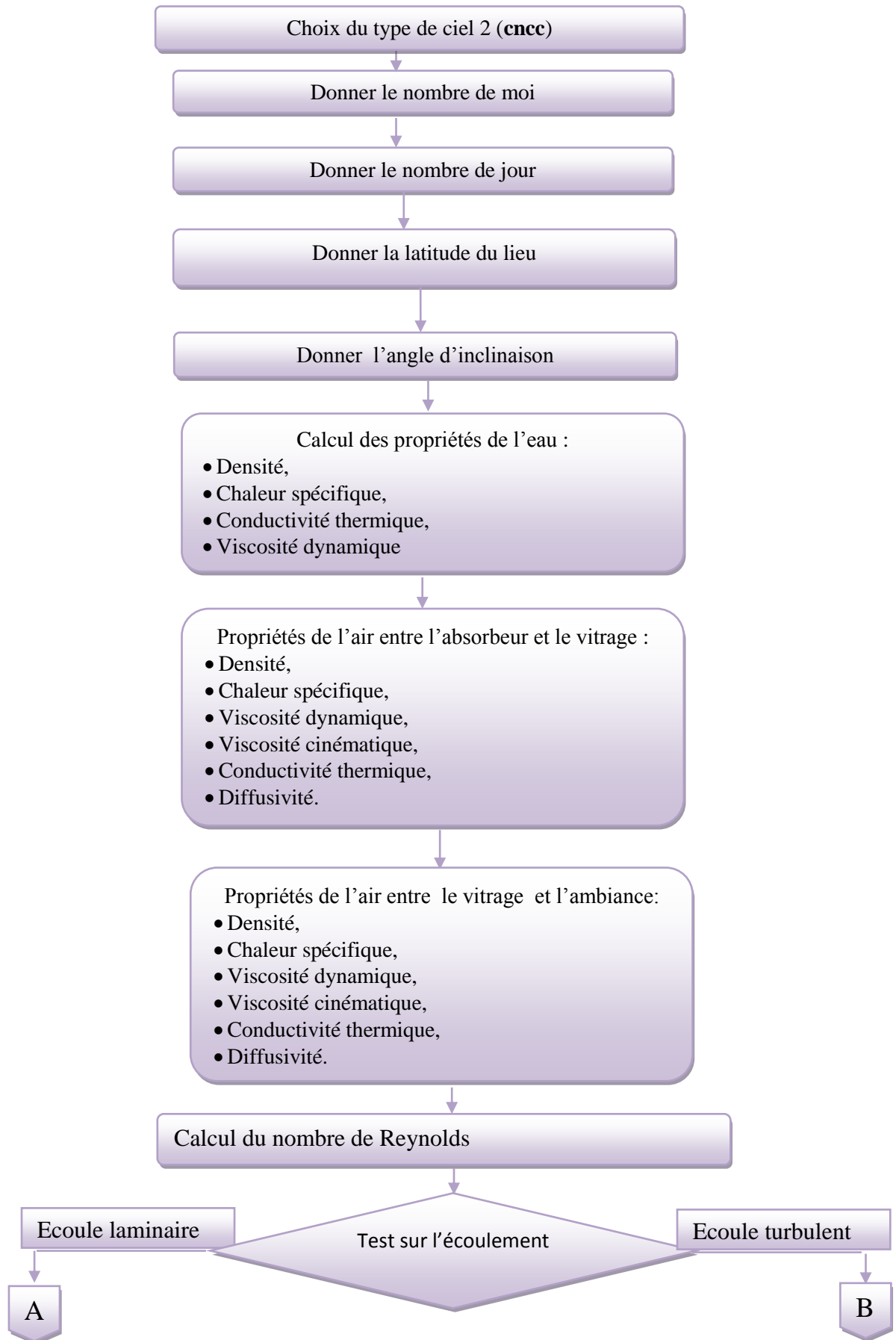
L'organigramme du **PSCSP** est donné par les deux branches suivantes:

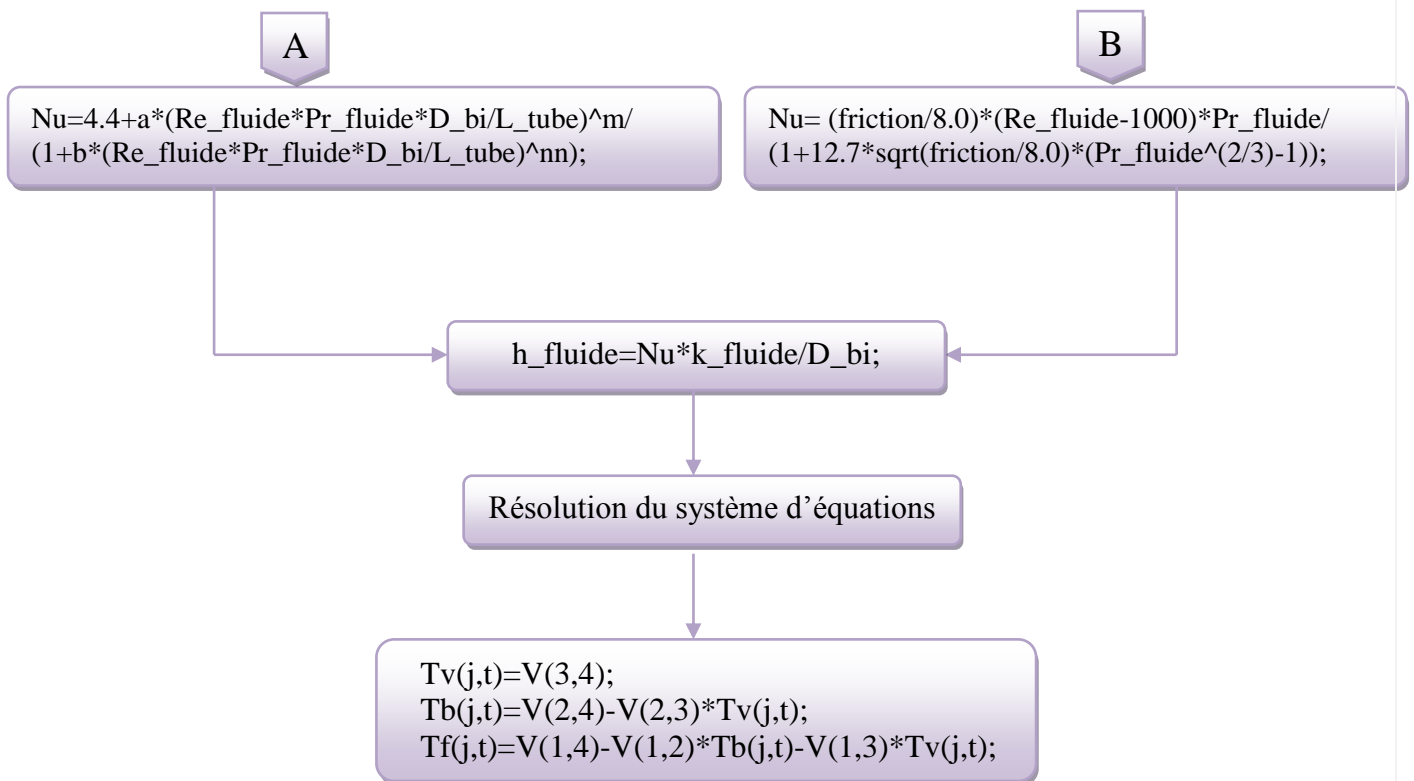
**3.1. Pour le calcul du rayonnement solaire sur un plan incliné**





**3.2. Pour le calcul des températures du capteur solaire :**

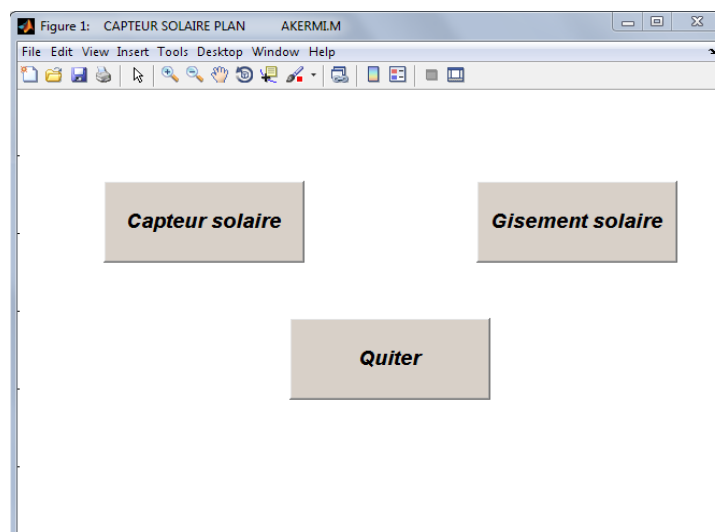




#### 4. Programme de calcul

Le programme de calcul des différents paramètres (les températures, l'intensité des rayonnements, le rendement), gouvernant le capteur solaire a été fait sous MATLAB.

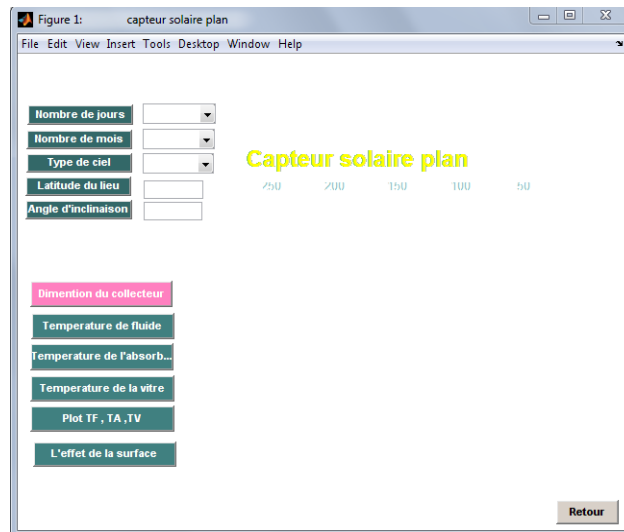
L'idée était de faire apparaître une fenêtre donnant un choix entre deux programmes différents, le premier consacré au calcul des différentes températures  $T_a$ ,  $T_f$  et  $T_v$  (en °C) au niveau du capteur en fonction du temps solaire vrai, pour choisir cette branche on appui sur « capteur solaire », le second contient le gisement solaire qui donne les différents types de rayonnements solaire ( $R_{\text{global}}$ ,  $R_{\text{direct}}$ ,  $R_{\text{diffus}}$ ,  $R_{\text{reflechi}}$ ) en choisissant « Gisement solaire ». Pour quitter et revenir sur le programme on appui sur « Quitter »



Fenêtre donnant le choix du programme.

### 4.1. Capteur solaire

En appuyant sur le bouton Capteur solaire on obtient la fenêtre suivante :

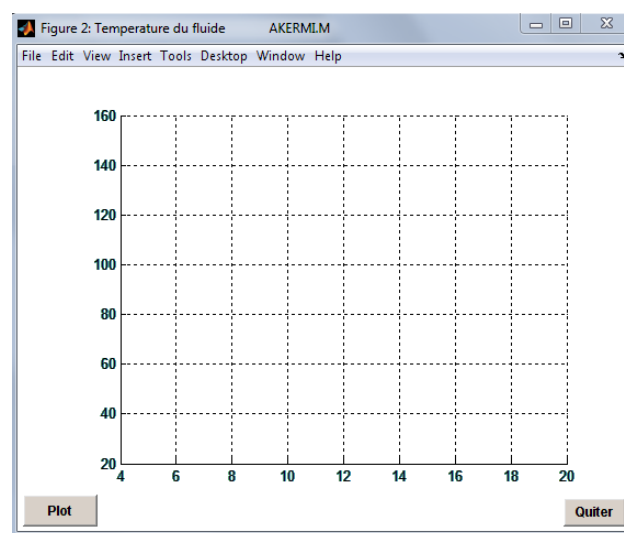


Fenêtre du capteur solaire

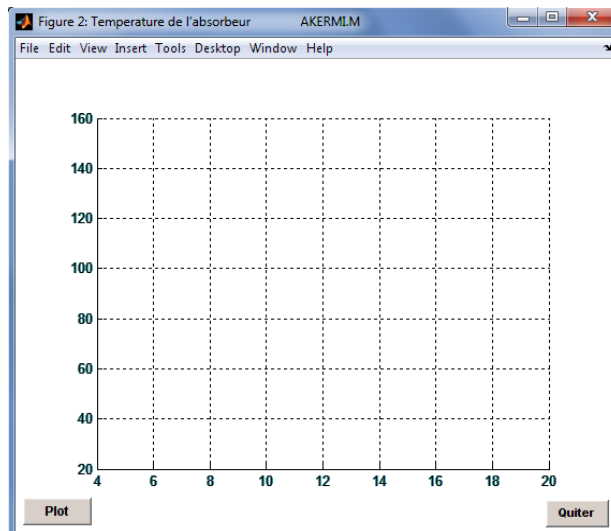
Pour tracer le graphe des températures on doit tout d'abord faire rentrer les données suivantes :

- Nombre de jour (varie de 1 à 365).
- Nombre de mois (de 1 à 12).
- Type de ciel (**CTC**: ciel très clair, **CNCC**: condition normal de ciel clair, **CCP** : ciel clair pollue).
- L'altitude du lieu.
- Angle d'inclinaison.

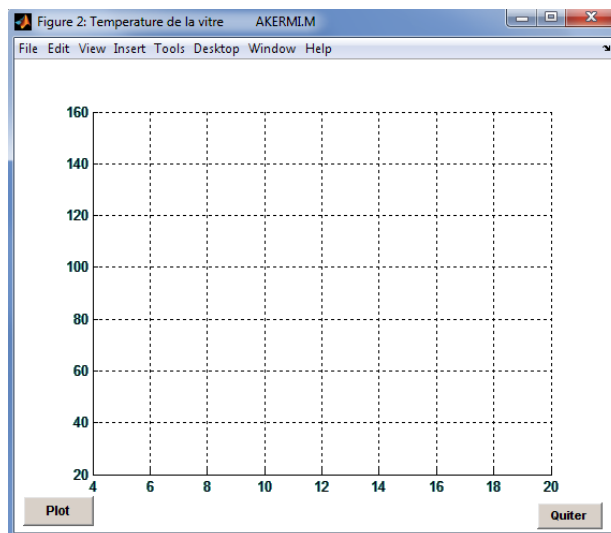
On fait le choix de la température à tracer en appuyant sur la touche qui lui correspond ; une fenêtre apparait avec un repère donnant la température (en °C) en fonction du temps solaire vrais (en heure), pour tracer la courbe on appui sur « Plot ».



Fenêtre de la Température du fluide

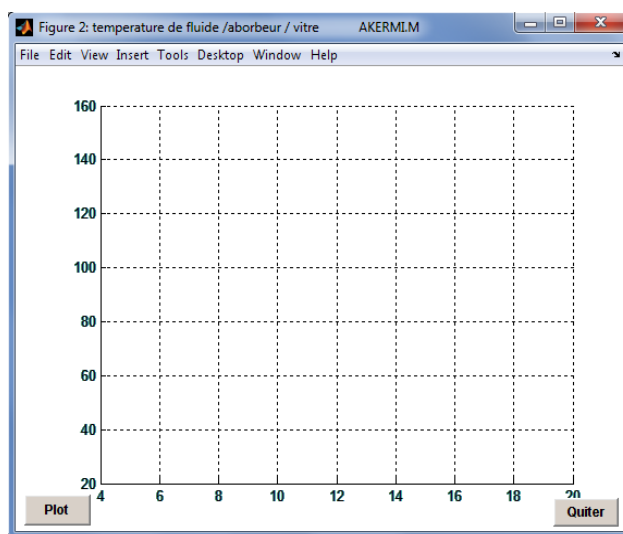


Fenêtre de la Température de l'absorbeur



Fenêtre de la Température de la vitre

Pour faire une comparaison entre les trois températures on peut les tracées ensemble dans une même fenêtre.

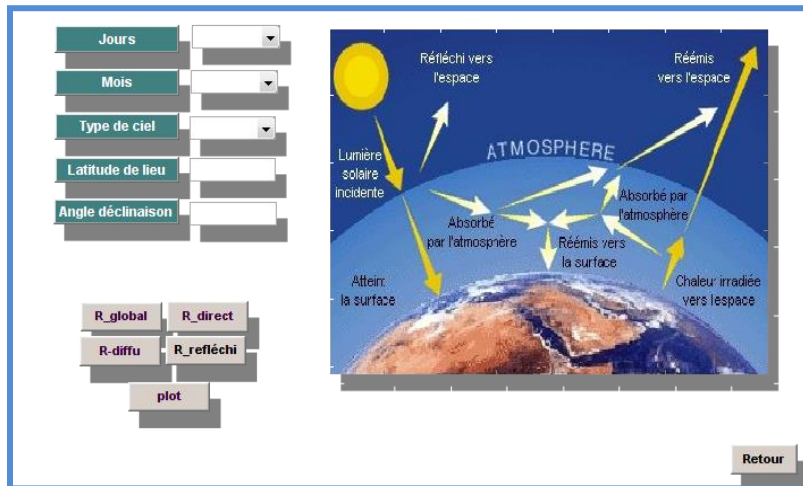


Fenêtre des trois Températures.

## 4.2. Gisement solaire :

En cliquant sur le bouton « Gisement solaire », la fenêtre suivante s'affiche, on choisit toujours les paramètres du programme c'est à dire :

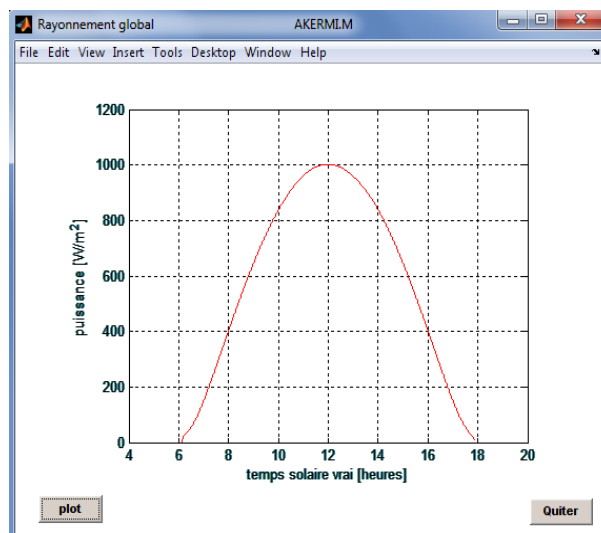
- Jours (de 1 à 365).
- Nombre de mois (de 1 à 12).
- Type de ciel (**CTC**: ciel très clair, **CNCC**: condition normal de ciel clair, **CCP** : ciel clair pollué).
- L'altitude du lieu.
- Angle d'inclinaison



Fenêtre du gisement solaire

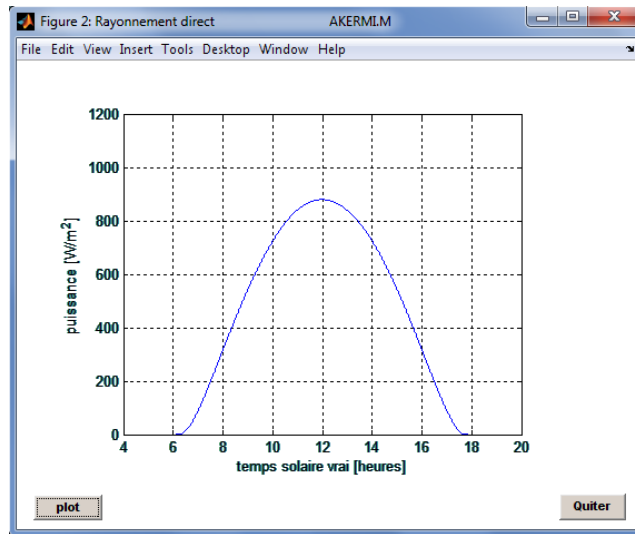
En appuyant sur l'un des boutons (R\_global, R\_direct, R\_diffus, R\_reflechi), ensuite sur le bouton « Plot » pour avoir le tracé du rayonnement choisi. Pour revenir au menu principal on appuie sur « retour ».

Pour le rayonnement global :



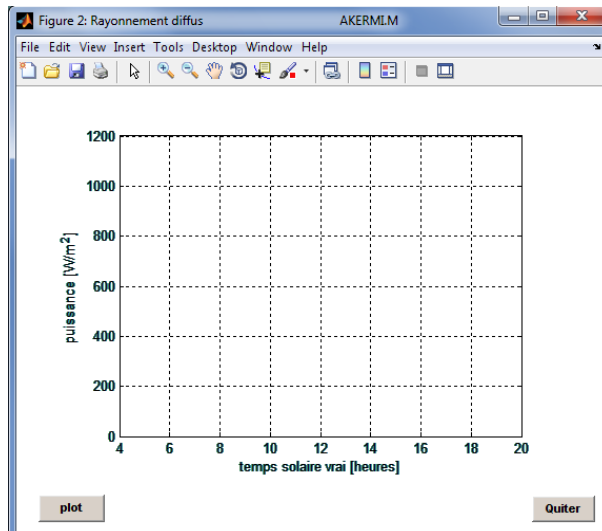
Fenêtre du rayonnement global.

Pour le rayonnement direct :



Fenêtre du rayonnement direct

Pour le rayonnement diffus :



Fenêtre du rayonnement diffus

# Chapitre VI

## Résultats et interprétations

---

## 1. Introduction

Le système d'équations non linéaires a été résolu par la méthode de **RUNGE KUTTA** d'ordre 4, en utilisant le **PSCSP** sous le langage **Matlab**. Les fonctions « splines » ont été utilisées pour l'interpolation de quelques caractéristiques physiques de l'air et de l'eau qu'on utilise pour le calcul du coefficient de transfert de chaleur par convection  $h_c$ .

Le but de ce programme est de donner les valeurs des différentes températures du capteur (Température du fluide  $T_f$ , de l'absorbeur  $T_b$ , et du vitrage  $T_v$ ), les différents rayonnements (globale, direct et diffus) en fonction du temps solaire vrai  $t_{sv}$  et suivant une température ambiante  $T_a$ , ainsi que la valeur du rendement du capteur  $\eta$ .

Le programme est exploité aussi pour l'étude de l'influence de quelques paramètres sur le fonctionnement général du capteur étudié (comme l'angle d'inclinaison, la latitude, etc.).

## 2. Evolution des températures du capteur:

Il est évident de montrer que la variation des différentes températures dépend particulièrement de la puissance solaire incidente et des conditions climatiques environnantes, sans oublier la durée d'ensoleillement qui varie d'une saison à une autre.

En l'absence de données précises et compte tenu du mode de distribution de l'eau en milieu urbain (conduites enterrées à environ 0.7 à 3 mètres, voir plus pour les conduites principales et certains sites) la température du réseau (entrée du capteur) sera supposée constante et égale à la température ambiante moyenne du site considéré. Hypothèse vérifiée pour la température du sol à partir d'une profondeur de 3 mètres,  $T_{fe}=23.7$  °C.

### 2.1. Graphes des Températures pour les différents sites:

Les graphes des températures du capteur décrit par les équations finales suivant leur variation au cours de la journée, sont classés suivant les trois zones (cotes, hauts plateaux et désert), afin de voir les sites les plus favorables pour l'intégration de l'énergie solaire pour le chauffage.

#### 2.1.1. Les cotes :

Les willayas choisies sont :



→ ANNABA

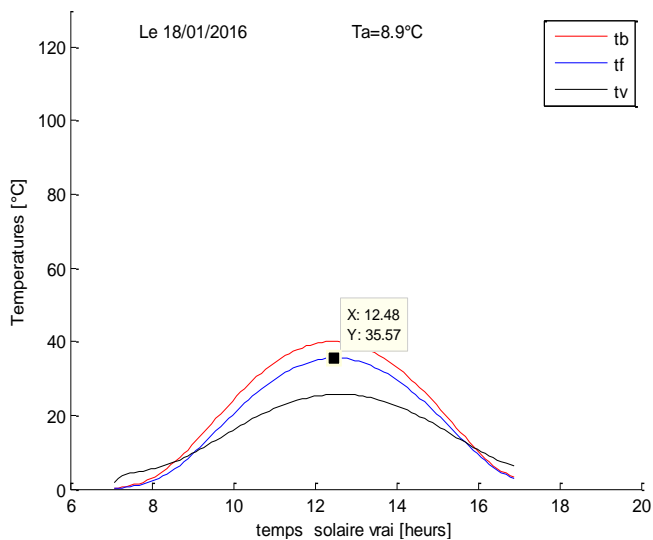


Fig 01 : Variation de Tv, Tb et Tf pour Ta=8.9°C  
18 Janvier 2016

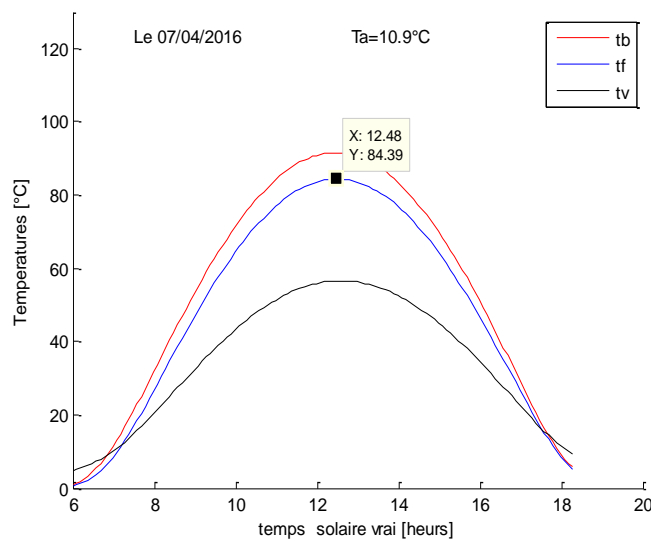


Fig 02 : Variation de Tv, Tb et Tf pour Ta=10.9°C  
07 Avril 2016

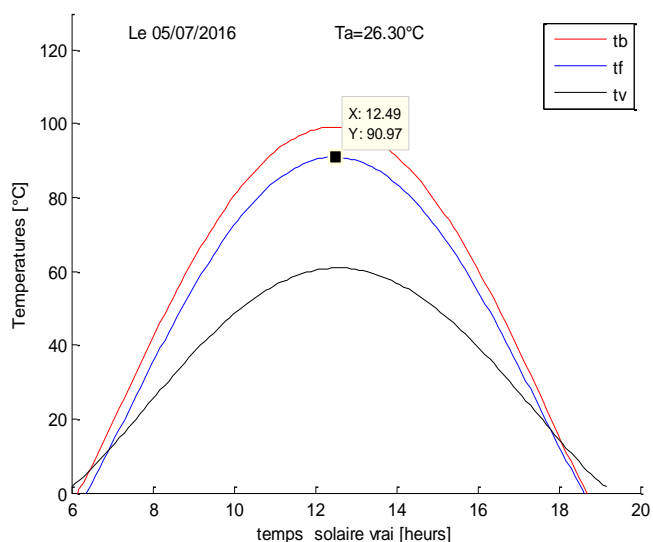


Fig 03 : Variation de Tv, Tb et Tf pour Ta= 26.3°C  
05 Juillet 2016

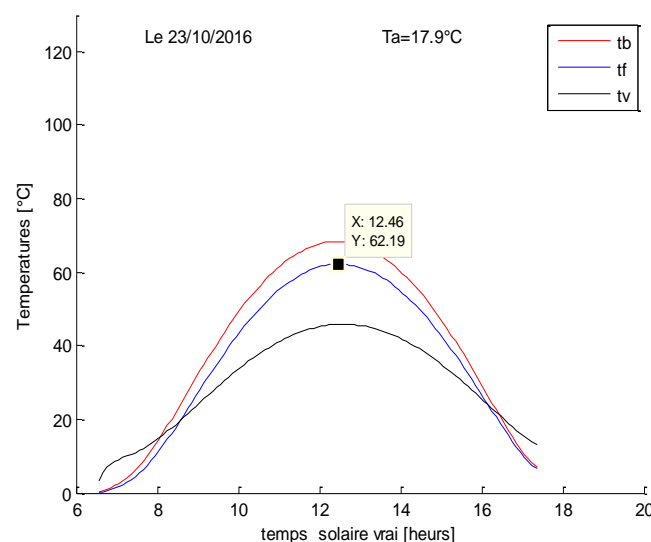


Fig 04 : Variation de Tv, Tb et Tf pour Ta=17.9°C  
23 Octobre 2016

La variation des températures du fluide caloporteur est très encourageante pour l'utilisation de l'énergie solaire, elle passe de 35.57° en Janvier à 62.19 en Octobre, mais à partir du mois d'Avril elle commence à augmenter pour arriver à un maximum de 90.97° en Juillet. On voit clairement la différence entre la température ambiante et celle du fluide caloporteur pour cette région.

➔ TIZI-OUZOU

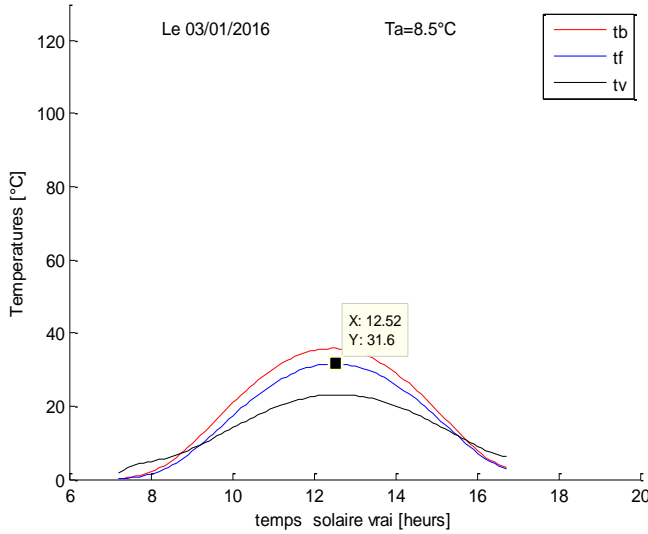


Fig 05 : Variation de Tv, Tb et Tf pour Ta=8.5°C  
03 Janvier 2016

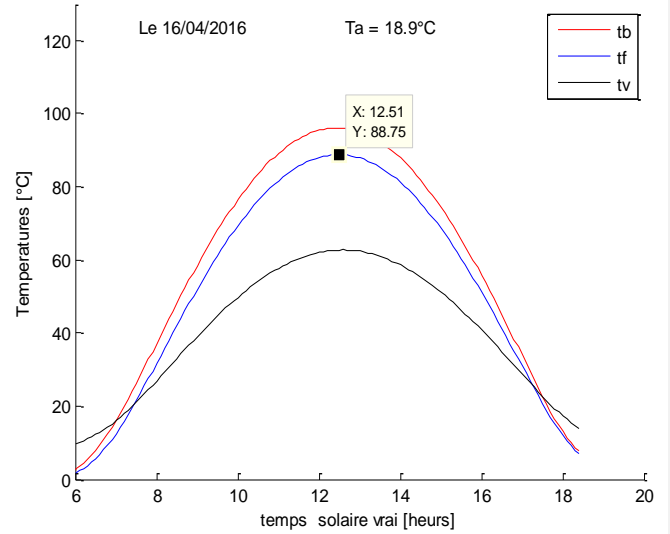


Fig 06 : Variation de Tv, Tb et Tf pour Ta=18.9°C  
16 Avril 2016

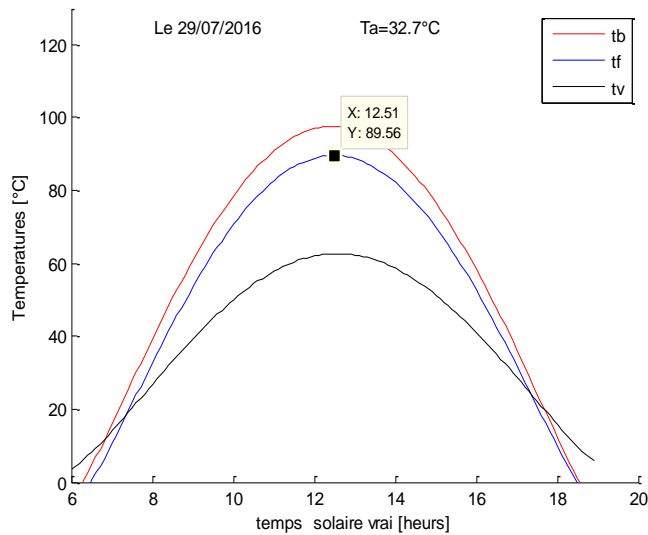


Fig 07 : Variation de Tv, Tb et Tf pour Ta=32.7°C  
29 Juillet 2016

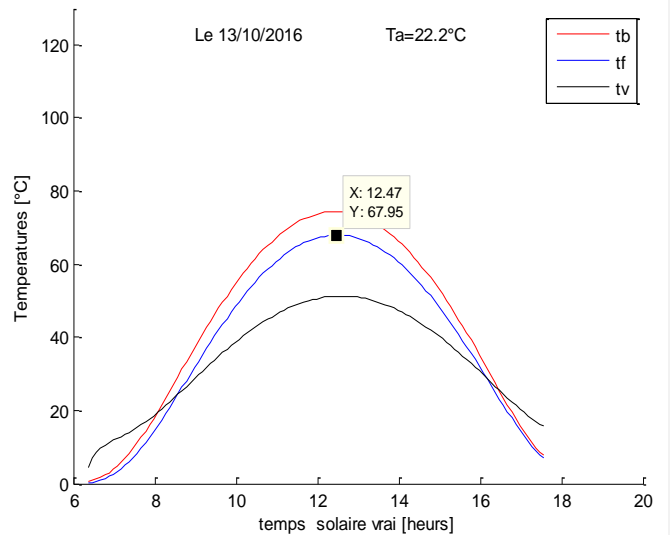


Fig 08 : Variation de Tv, Tb et Tf pour Ta=22.2°C  
13 Octobre 2016

Pour cette région, et vue son climat montagneux les températures en Avril et en Juillet son très proches malgré la grande différence entre les températures ambiantes au cours des deux mois.

➔ ORAN

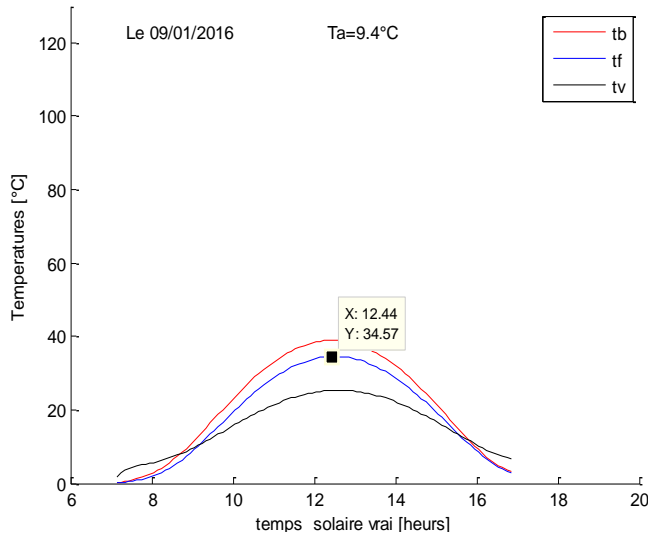


Fig 09 : Variation de Tv, Tb et Tf pour Ta=9.4°C  
09 Janvier 2016

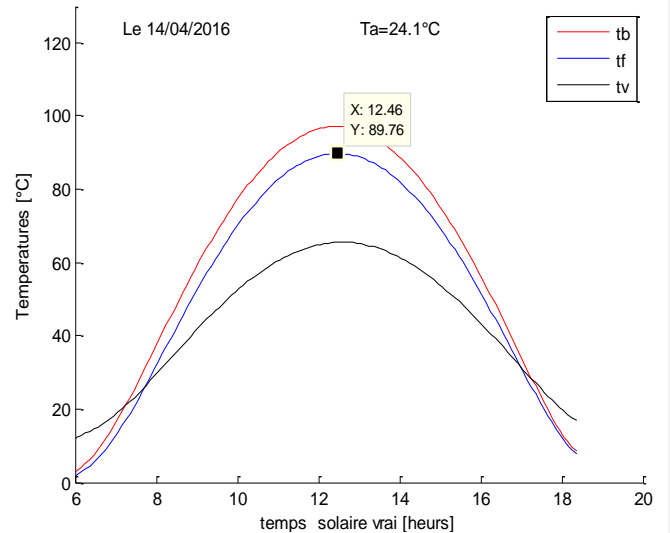


Fig 10 : Variation de Tv, Tb et Tf pour Ta=24.1°C  
14 Avril 2016

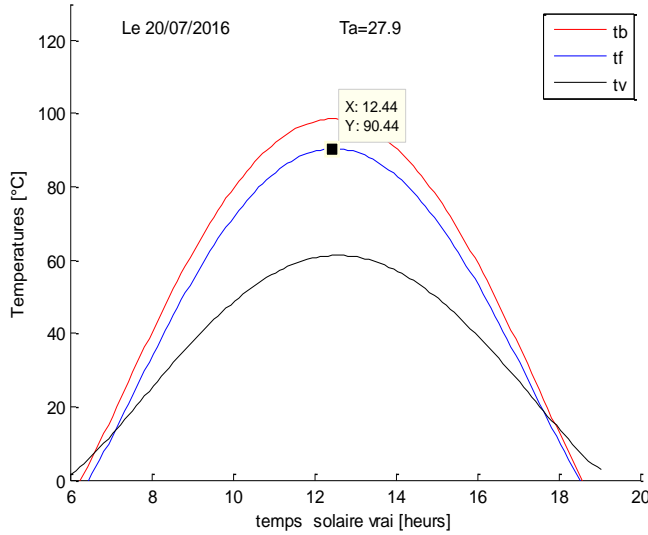


Fig 11 : Variation de Tv, Tb et Tf pour Ta=27.9°C  
20 Juillet 2016

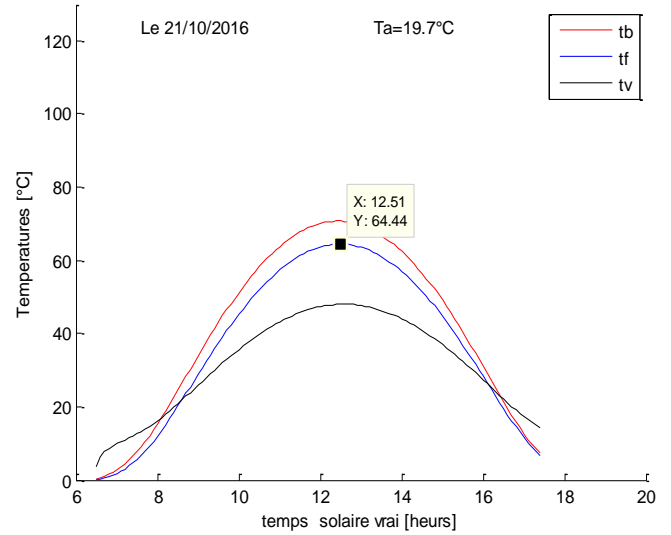


Fig 12 : Variation de Tv, Tb et Tf pour Ta=19.7°C  
21 Octobre 2016

Pour ces régions l'énergie solaire peut garantir le chauffage pour une période qui dépasse les huit mois, en effet les températures du fluide caloporteur varient de **62.19°C** (Octobre) jusqu'à **90.97°C** (Juillet), et la température ambiante reste inférieure à **30°C**, ce qui favorise l'utilisation de ce type d'énergie non polluante.

2.1.2. Les hauts plateaux

➔ M'SILA

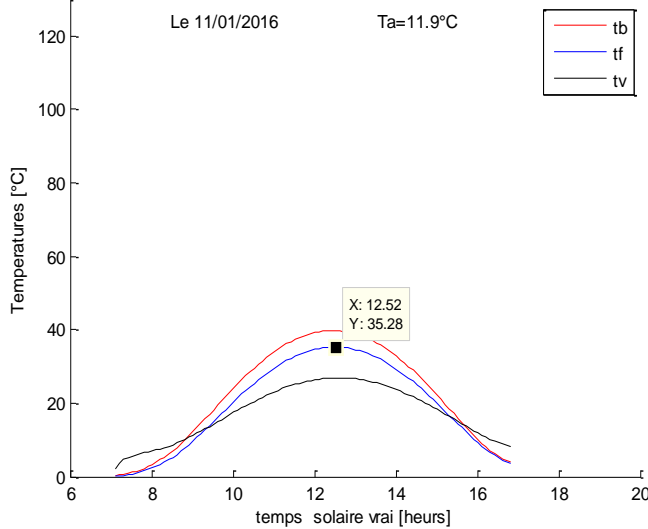


Fig 13 : Variation of Tv, Tb and Tf for Ta=11.9°C  
11 Janvier 2016

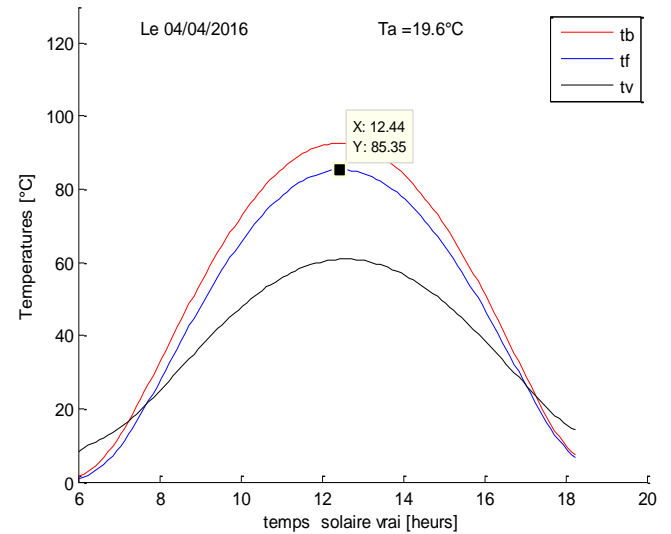


Fig 14: Variation of Tv, Tb and Tf for Ta=19.6°C  
04 Avril 2016

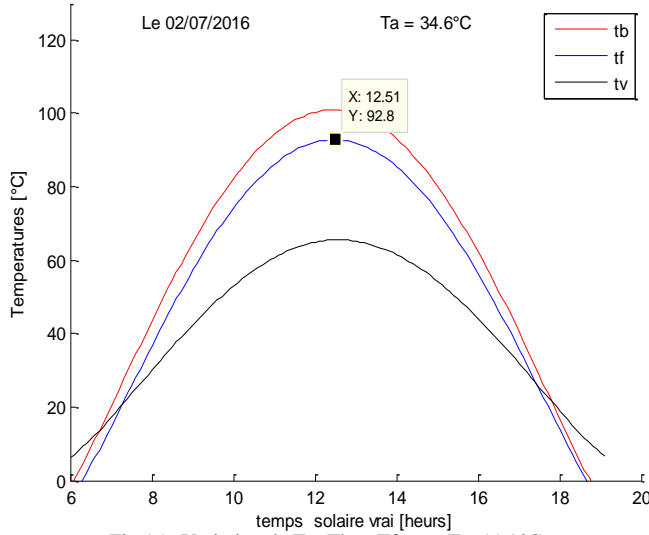


Fig 15 : Variation de Tv, Tb et Tf pour Ta=11.9°C  
02 Juillet 2016

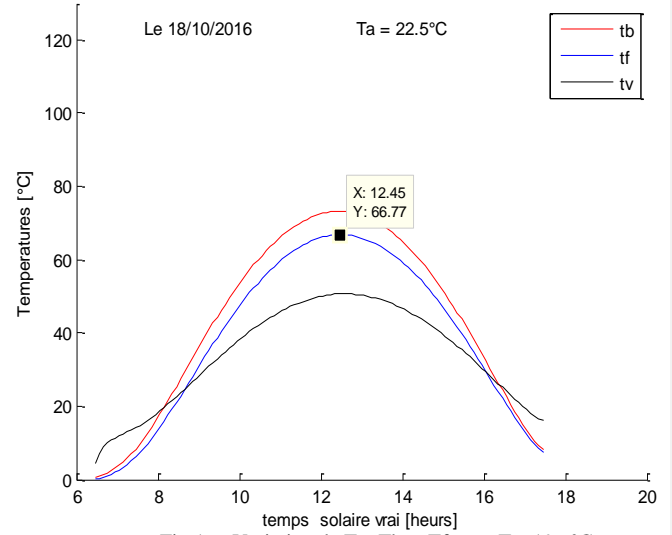


Fig 16 : Variation de Tv, Tb et Tf pour Ta=19.6°C  
18 Octobre 2016

→ TIARET

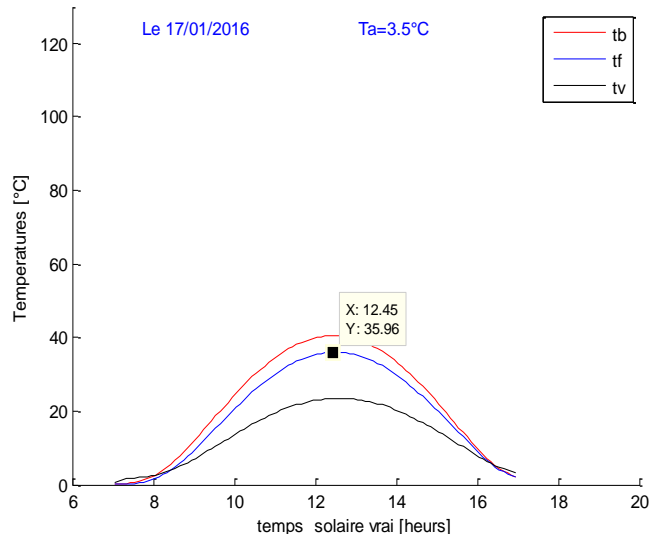


Fig 17 : Variation de Tv, Tb et Tf pour Ta= 3.5°C  
17 Janvier 2016

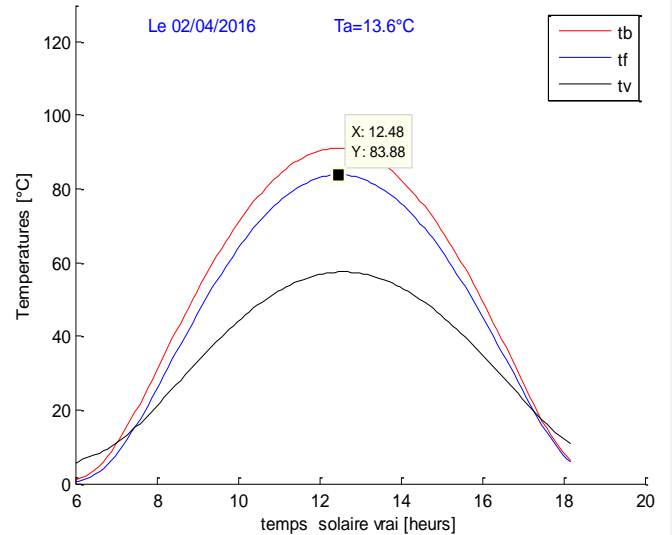


Fig 18 : Variation de Tv, Tb et Tf pour Ta=13.6°C  
02 Avril 2016

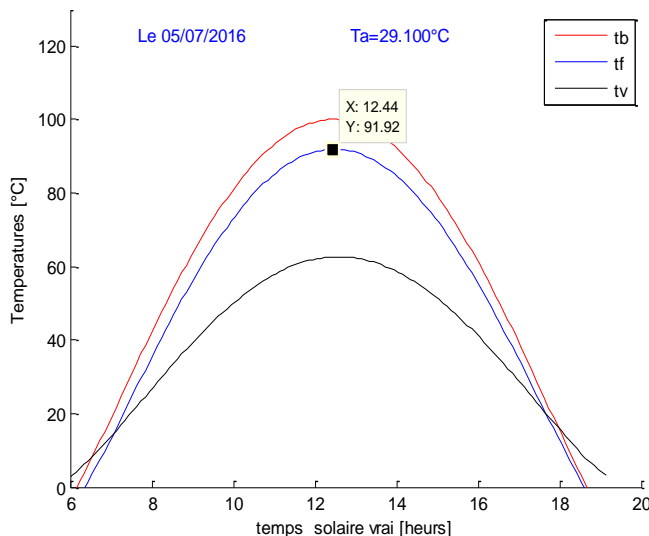


Fig 19 : Variation de Tv, Tb et Tf pour Ta=29.1°C  
05 Juillet 2016

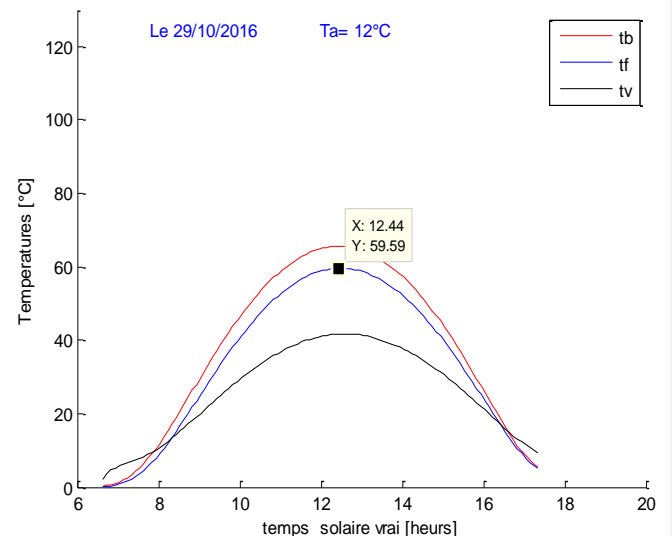


Fig 20 : Variation de Tv, Tb et Tf pour Ta=12°C  
29 October 2016

➔ BISKRA

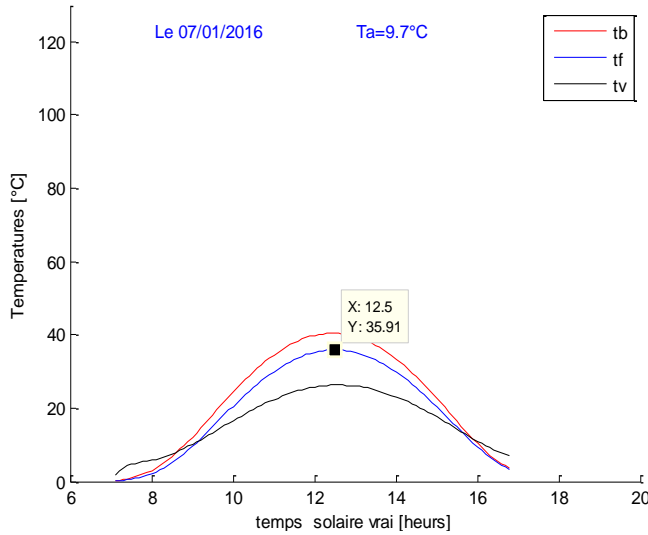


Fig 21 : Variation de Tv, Tb et Tf pour Ta=9.7°C  
07 Janvier 2016

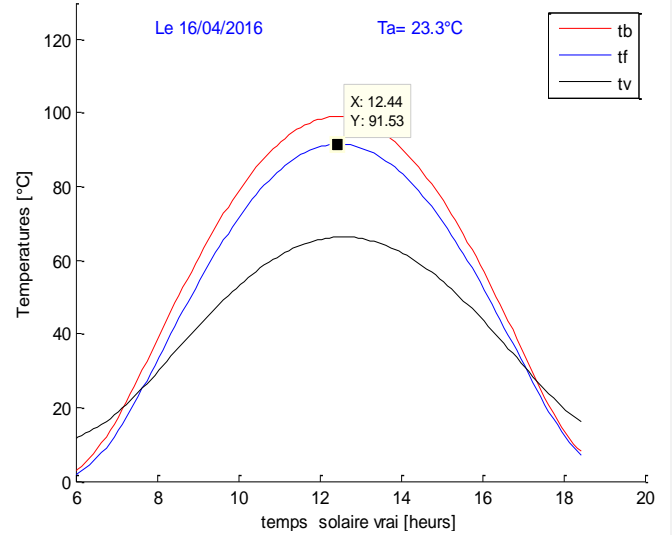


Fig 22 : Variation de Tv, Tb et Tf pour Ta=23.3°C  
16 Avril 2016

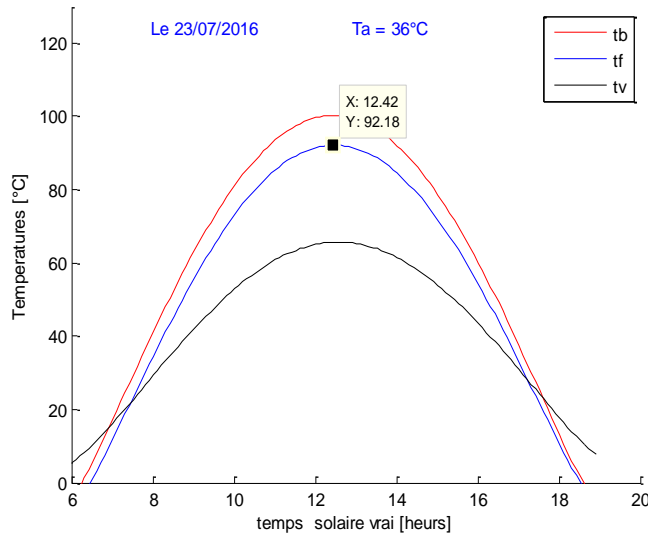


Fig 23: Variation de Tv, Tb et Tf pour Ta=36°C  
23 Juillet 2016

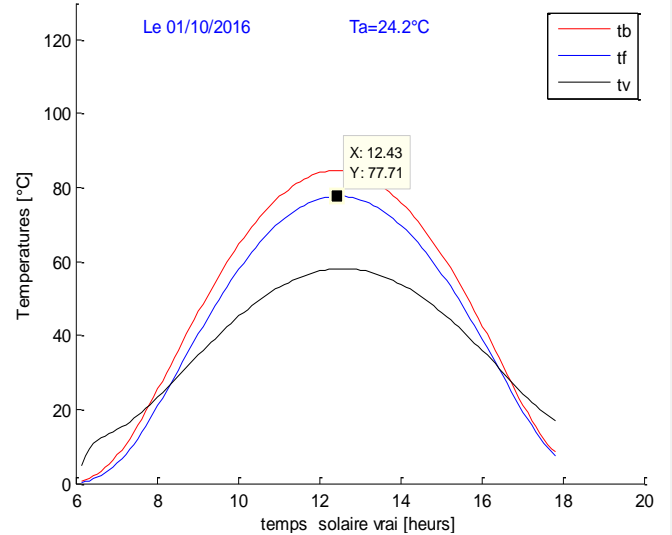


Fig 24 : Variation de Tv, Tb et Tf pour Ta=24.2°C  
01 Octobre 2016

2.1.3. Le désert

➔ BECHAR

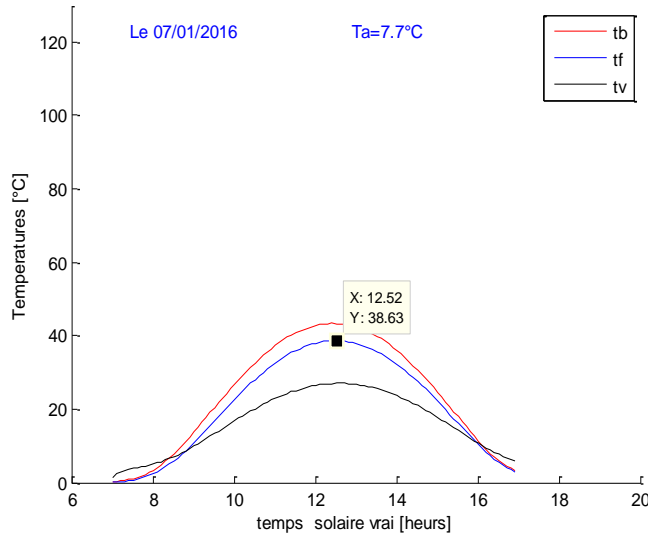


Fig 25 : Variation de Tv, Tb et Tf pour Ta=7.7°C  
07 Janvier 2016

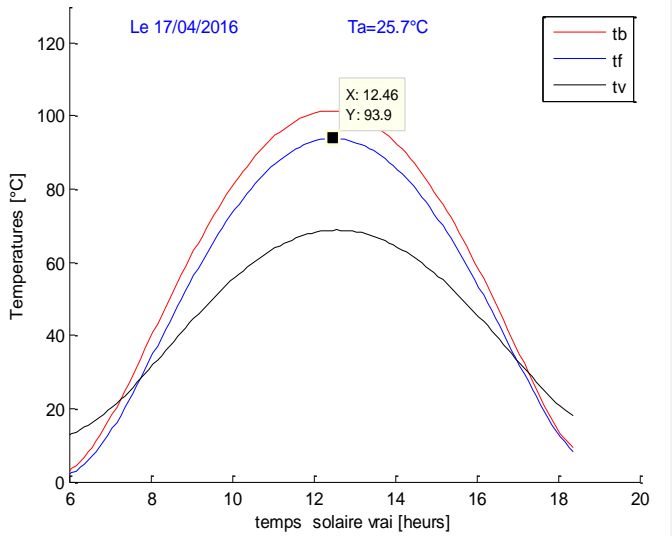


Fig 26 : Variation de Tv, Tb et Tf pour Ta=25.7°C  
17 Avril 2016

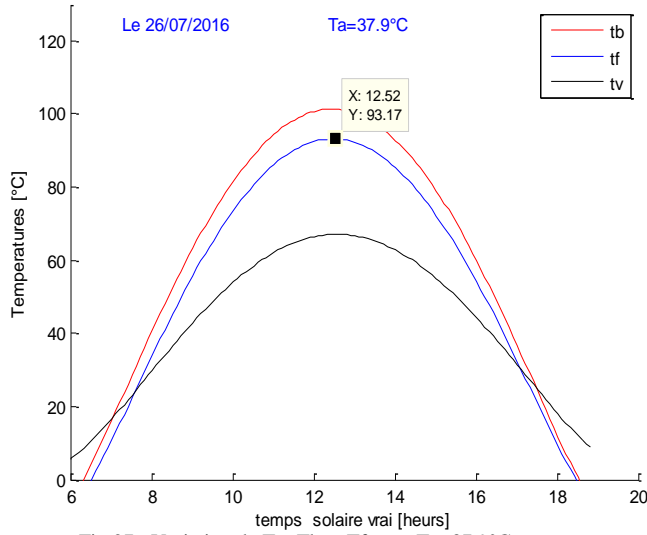


Fig 27 : Variation de Tv, Tb et Tf pour  $T_a=37.9^{\circ}\text{C}$   
26 Juillet 2016

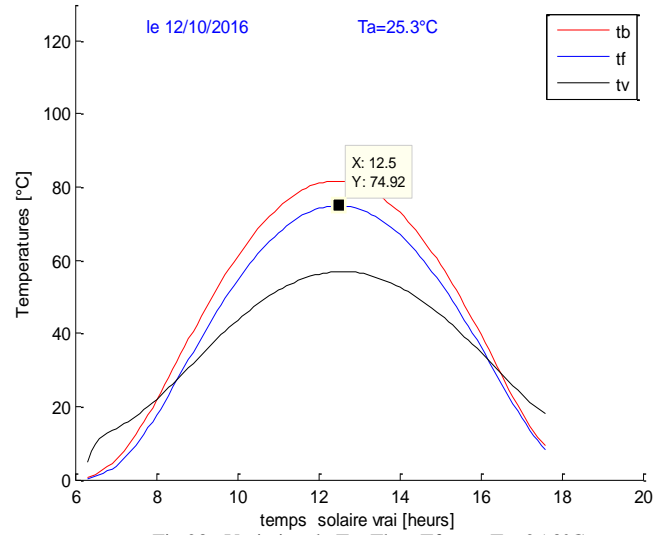


Fig 28 : Variation de Tv, Tb et Tf pour  $T_a=25.3^{\circ}\text{C}$   
12 Octobre 2016

➔ ADRAR

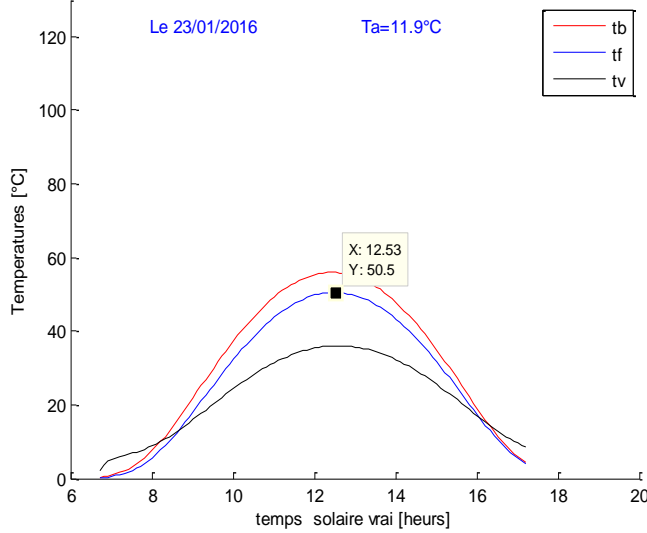


Fig 29 : Variation de Tv, Tb et Tf pour  $T_a=11.9^{\circ}\text{C}$   
23 Janvier 2016

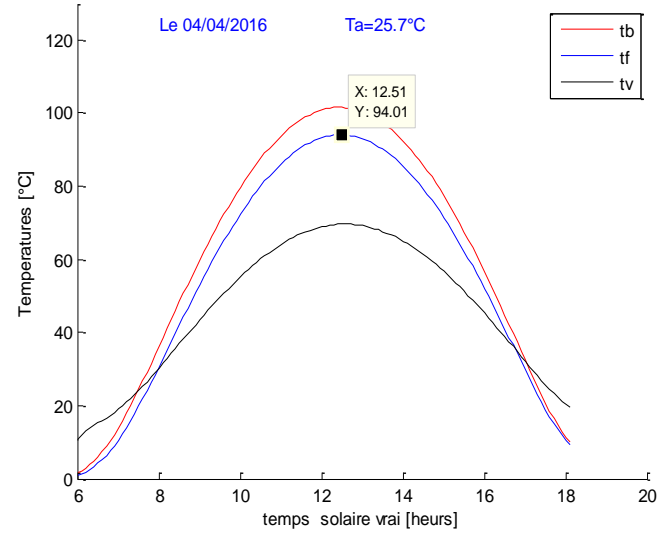


Fig 30 : Variation de Tv, Tb et Tf pour  $T_a=25.7^{\circ}\text{C}$   
04 Avril 2016

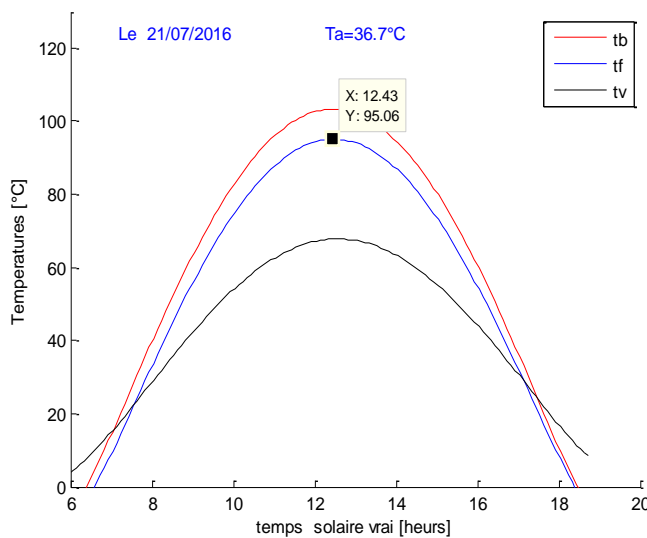


Fig 31 : Variation de tv, tb et tf pour  $t_a=36.7^{\circ}\text{C}$   
21 Juillet 2016

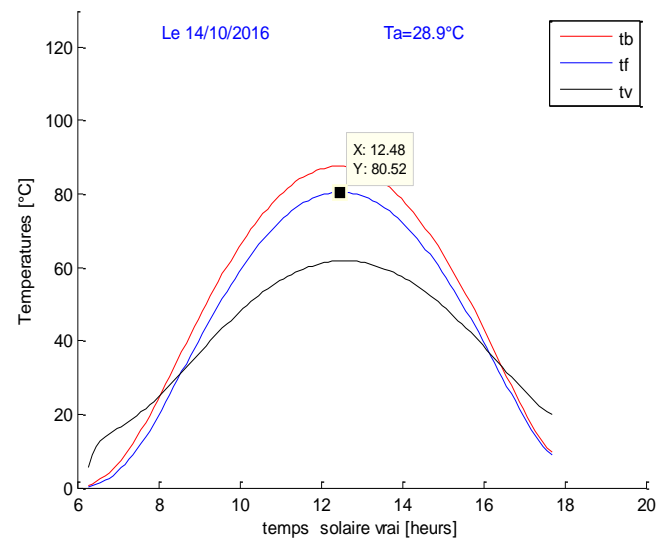
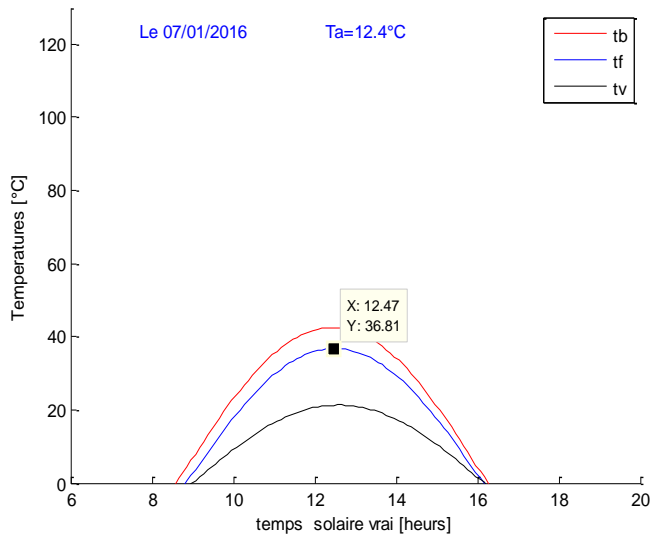
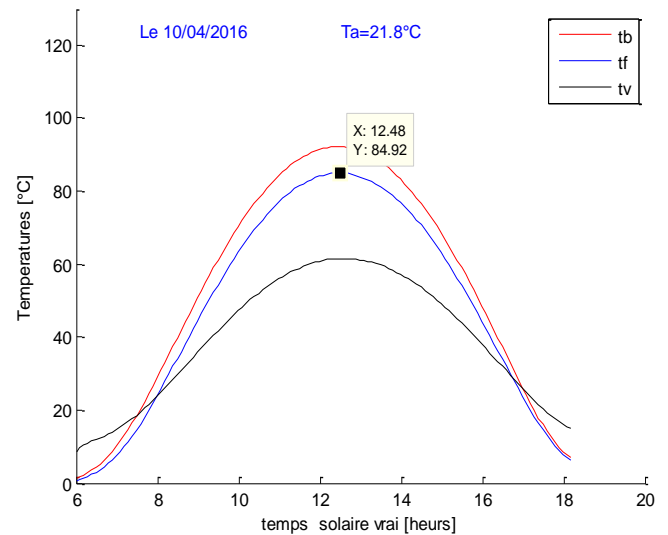
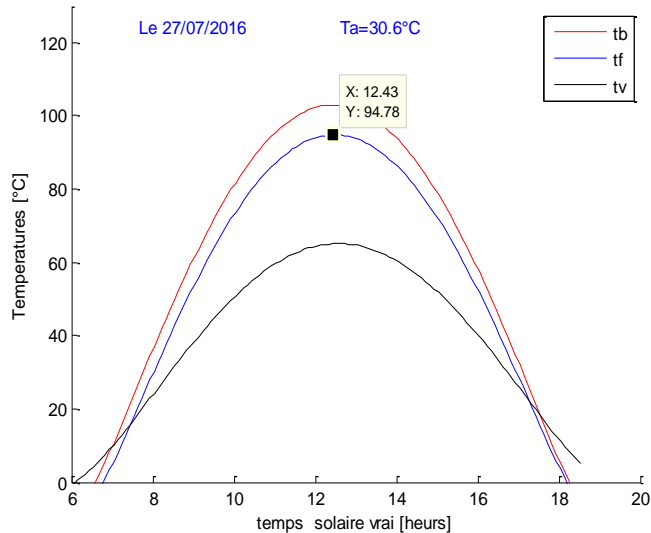
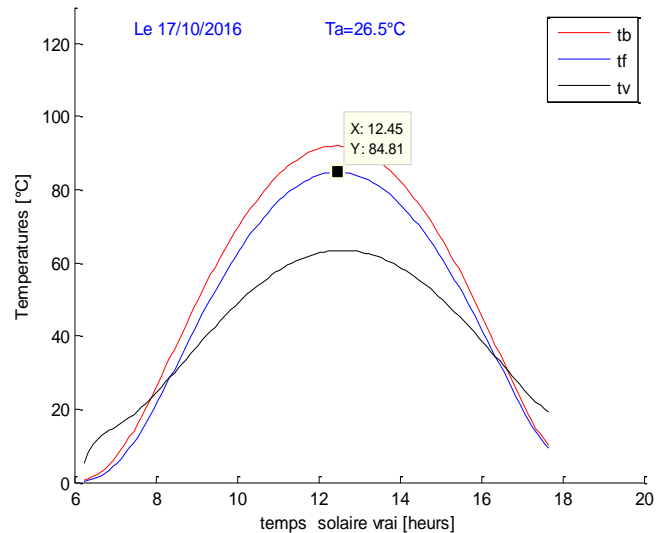


Fig 32 : Variation de tv, tb et tf pour  $t_a=28.9^{\circ}\text{C}$   
14 Octobre 2016

## → TAMENRASSET

Fig 33 : Variation de tv, tb et tf pour ta=12.4°C  
07 Janvier 2016Fig 34 : Variation de tv, tb et tf pour ta=21.8°C  
10 Avril 2016Fig 35 : Variation de tv, tb et tf pour ta=30.6°C  
27 Juillet 2016Fig 36 : Variation de tv, tb et tf pour ta=26.5°C  
17 Octobre 2016

Les températures pour les sites du désert sont plus élevées que celles des autres sites et surtout pour les mois d'octobre et janvier, mais à partir du mois d'Avril la température du fluide atteint **95°C** et reste proche du maximum en cette période, quelque soit la température ambiante.

**Conclusion :**

On constate que, pour les différents sites, le matin la température de l'eau du capteur  $T_f$  varie très peu, au fur et à mesure que le fluide traverse le capteur, elle augmente pour atteindre une valeur maximale qui coïncide avec le maximum du rayonnement globale atteint entre **12<sup>h</sup>** et **13<sup>h</sup>**, ce dernier fait augmenter même la température du vitrage  $T_v$  (proportions absorbées par celui-ci peut atteindre 6% du rayonnement incident) qui participe elle-même dans le chauffage de l'absorbeur. L'après midi le rayonnement global diminue, en faisant baisser les températures jusqu'à une valeur proche de celles de la matinée.

De 9<sup>h</sup> à 15<sup>h</sup> quand l'ensoleillement est au beau fixe, le capteur effectue son travail et chauffe l'eau à des températures allant de 31.6°C (zone de TIZI-OUZOU) jusqu'à 50.5°C (zone d'ADRAR) (suivant la température ambiante) pour les mois d'Octobre et Janvier, pour la période allant du mois d'Avril jusqu'à Aout (période estivale) cette température peut atteindre 95.06°C. La température du fluide est très proche de celle de l'absorbeur au niveau du capteur à une différence de plus ou moins 3°C, cette différence est due sans doute du fait qu'il existe des pertes thermiques au niveau de l'absorbeur, mais elles sont très faibles.

La température du vitrage  $T_v$  reste faible par rapport à  $T_f$  et  $T_b$  vue le contact direct avec l'ambiance.

La durée d'ensoleillement réagit positivement sur le rayonnement incident, ainsi que sur les différentes températures, d'une saison à une autre la longueur du jour augmente en faisant augmenter les calories gagnées par l'absorbeur qui influe directement sur  $T_b$ , vue la bonne conduction thermique de celui-ci il les transfère presque totalement vers le fluide caloporteur  $T_f$ .

### 3. Evolution du rayonnement incident sur le capteur:

#### 3.1. Carte du rayonnement de l'ALGERIE

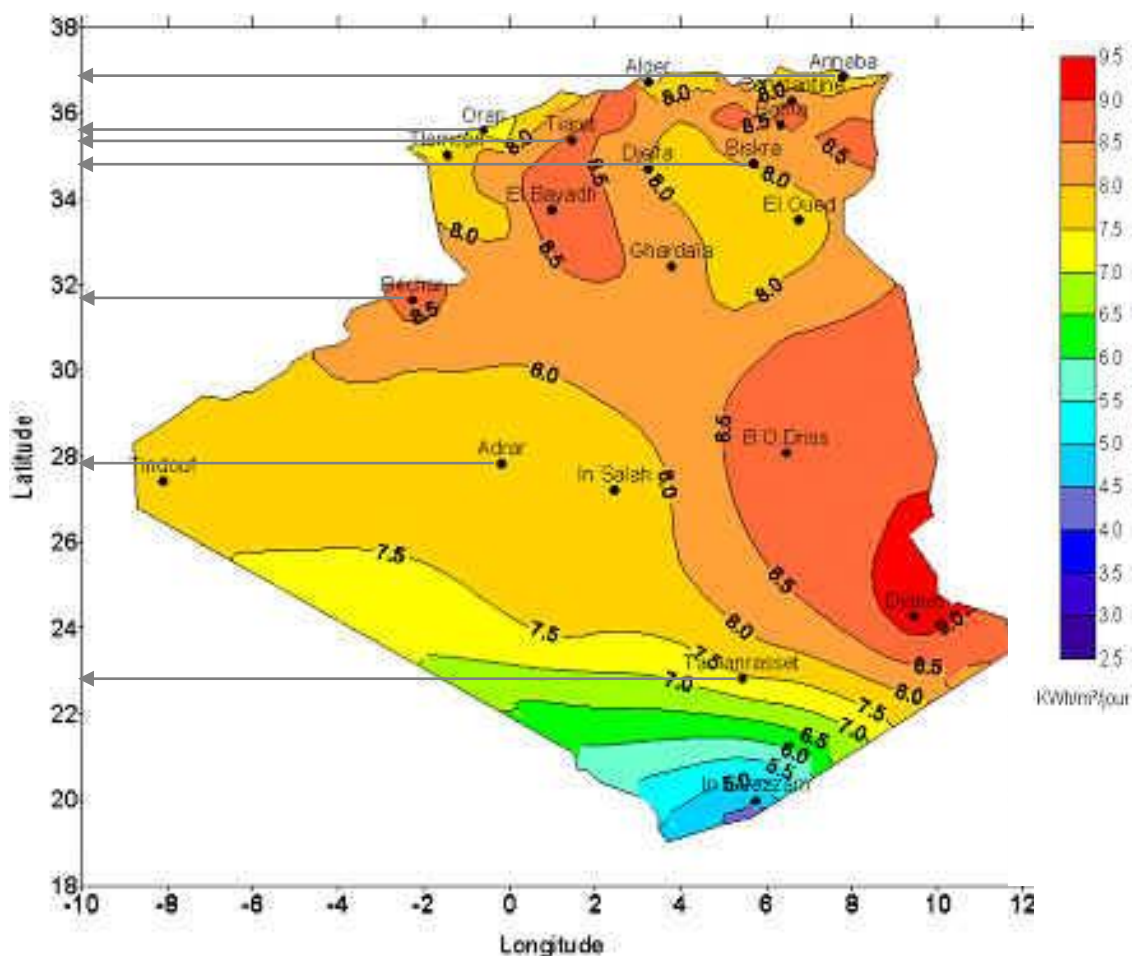


Fig 37 : Irradiation directe journalière reçue sur un plan normal au mois de juillet



### 3.2. Choix de l'inclinaison

Le choix de l'inclinaison dépend essentiellement de deux paramètres :

- la latitude,
- la saisonnalité des besoins.

Pour faciliter la définition des supports, on utilise généralement un nombre d'inclinaisons standards (30°, 45°, 60°) pour des raisons pratiques, mais la plus part du temps on utilise des angles d'inclinaison optimales spécifiques pour chaque site. Notant qu'une variation de quelques degrés autour de la valeur optimale n'a qu'une très faible influence sur les résultats.

On procédant de la même façon que les graphes des températures (suivant les trois zones : cotes, hauts plateaux et désert), le programme de calcul donne les graphes suivants.

### 3.3. Les cotes :

Les willayas choisies sont :

➔ ANNABA

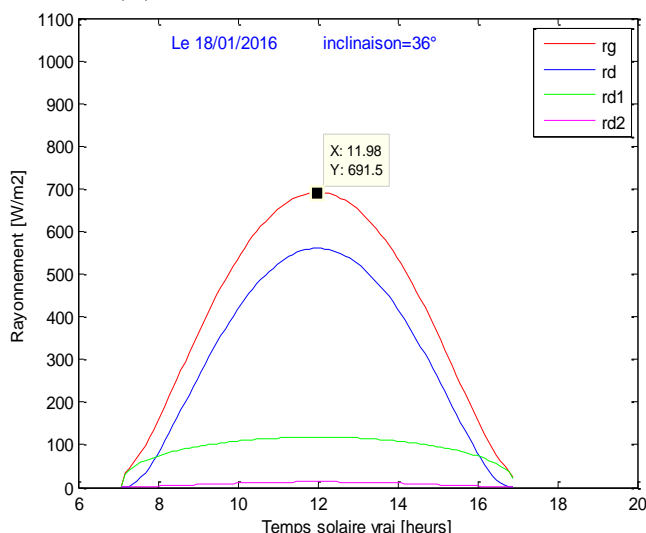


Fig 38 : Variation de rg, rd, rd<sub>1</sub> et rd<sub>2</sub> pour α=36°  
23 Janvier 2016

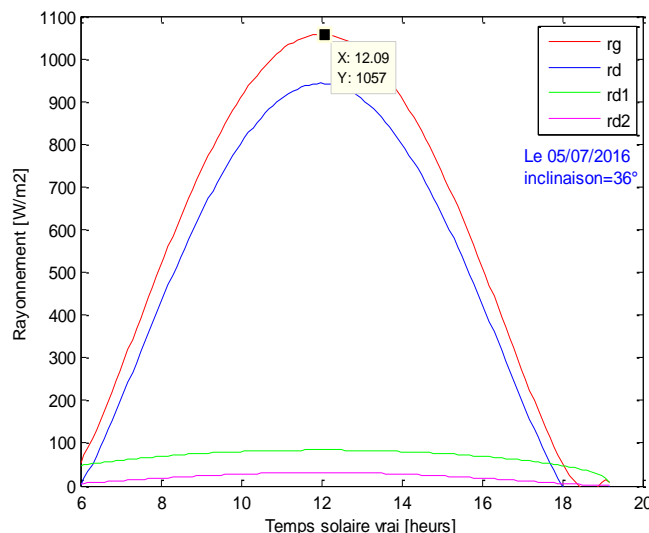
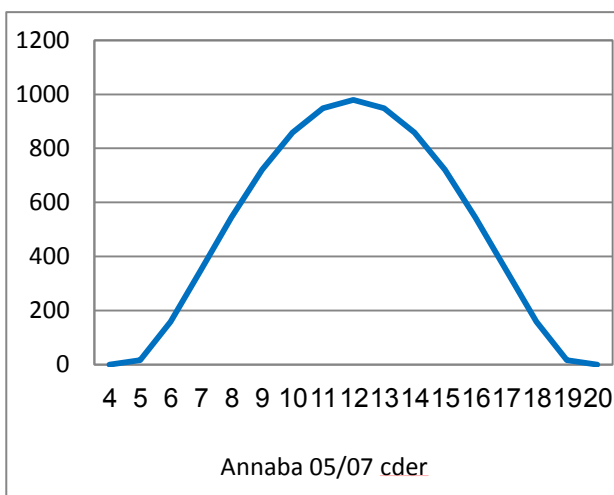
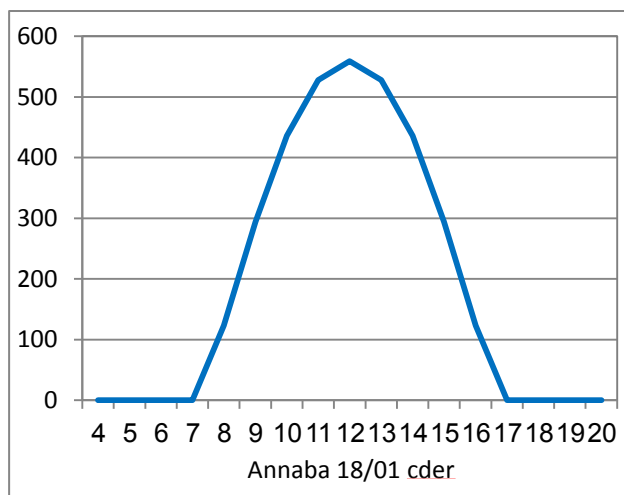


Fig 39 : Variation de rg, rd, rd<sub>1</sub> et rd<sub>2</sub> pour α=36°  
04 Juillet 2016



➔ TIZI-OUZOU

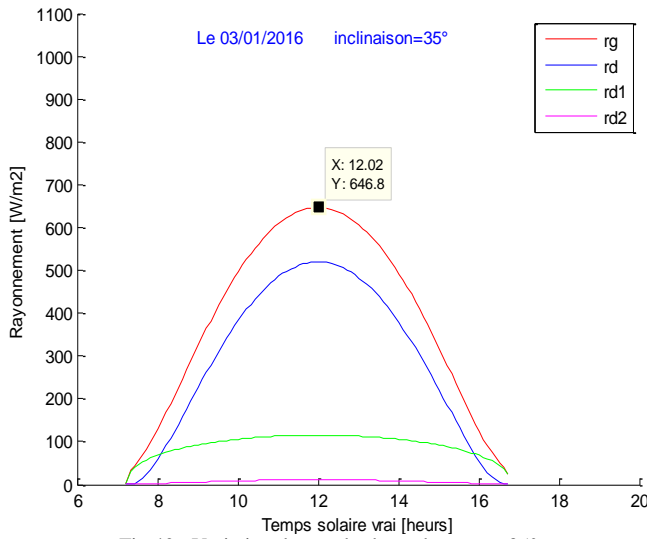


Fig 40 : Variation de rg, rd, rd<sub>1</sub> et rd<sub>2</sub> pour  $\alpha=35^\circ$   
03 Janvier 2016

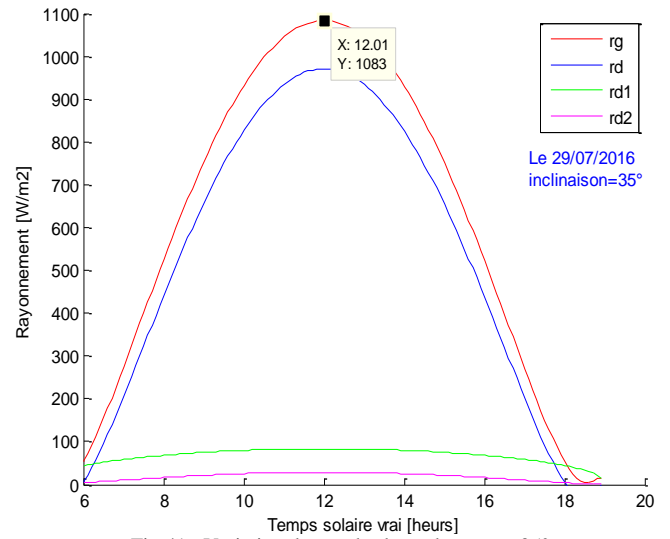
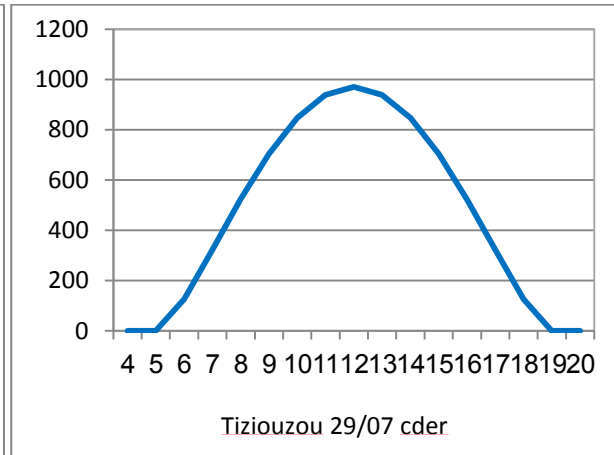
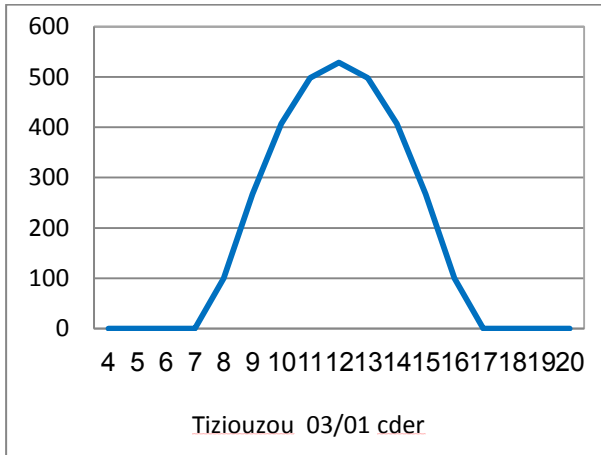


Fig 41 : Variation de rg, rd, rd<sub>1</sub> et rd<sub>2</sub> pour  $\alpha=35^\circ$   
29 Juillet 2016



➔ ORAN

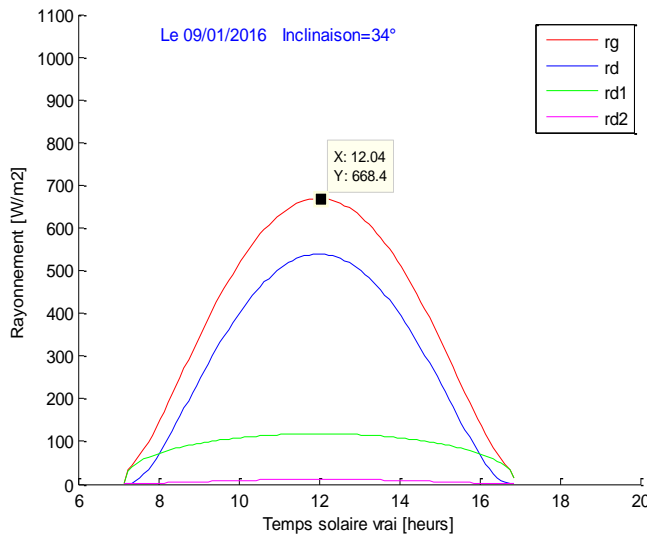


Fig 42 : Variation de rg, rd, rd<sub>1</sub> et rd<sub>2</sub> pour  $\alpha=34^\circ$   
09 Janvier 2016

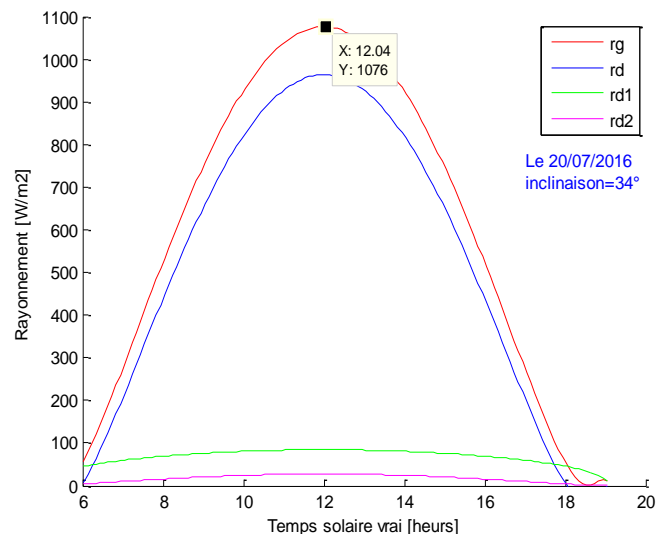


Fig 43 : Variation de rg, rd, rd<sub>1</sub> et rd<sub>2</sub> pour  $\alpha=34^\circ$   
20 Juillet 2016

Le rayonnement global pour ces sites passe de 646.8 W/m<sup>2</sup> en période hivernale à la valeur de 1083W/m<sup>2</sup>, ces valeurs sont obtenues pour la période allant de 11<sup>h</sup> à 14<sup>h</sup> solaire vrai où les rayons solaires seront perpendiculaires à la surface réceptrice du capteur.

3.4. Les hauts plateaux :

➔ M'SILA :

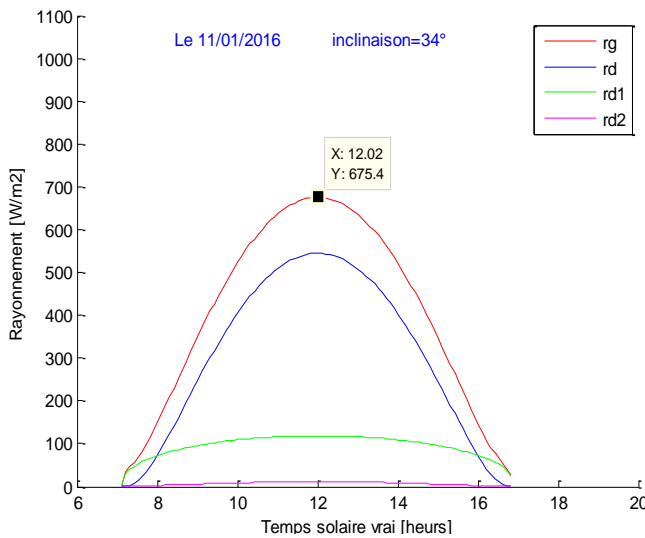


Fig 44 : Variation de rg, rd, rd<sub>1</sub> et rd<sub>2</sub> pour  $\alpha=34^\circ$   
11 Janvier 2016

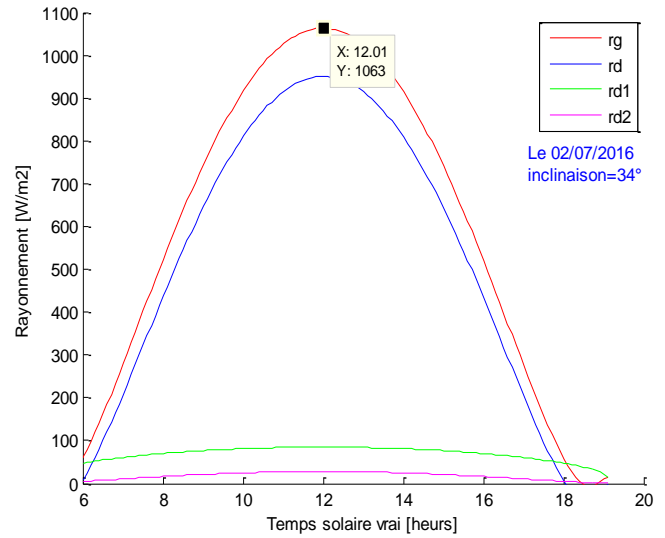


Fig 45 : Variation de rg, rd, rd<sub>1</sub> et rd<sub>2</sub> pour  $\alpha=34^\circ$   
02 Juillet 2016

➔ TIARET :

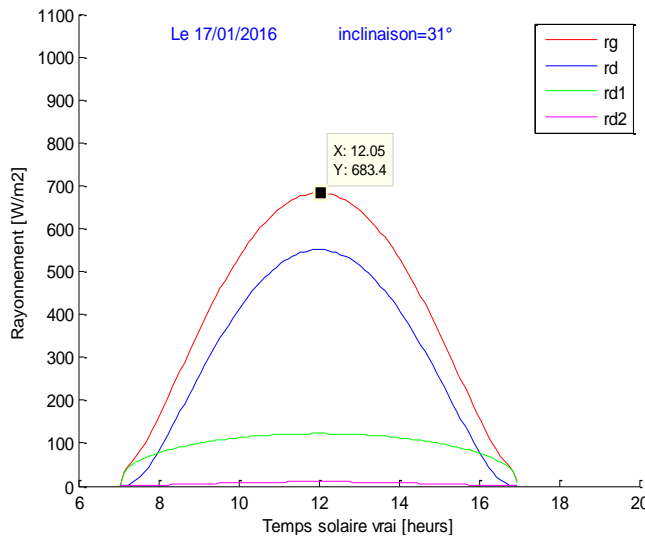


Fig 46 : Variation de rg, rd, rd<sub>1</sub> et rd<sub>2</sub> pour  $\alpha=31^\circ$   
17 Janvier 2016

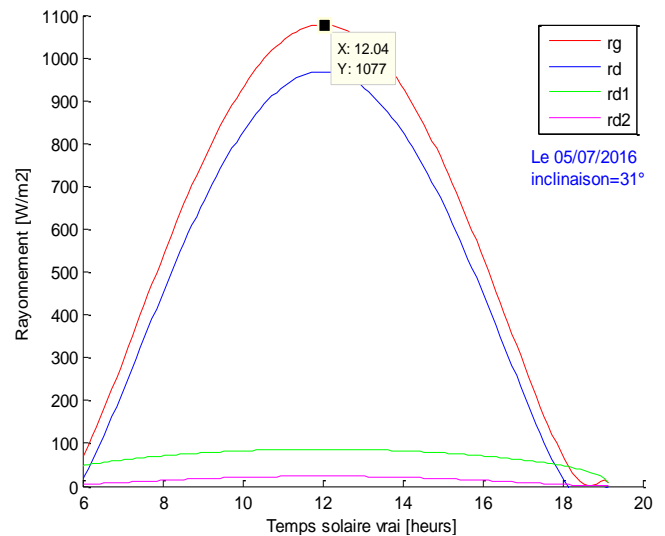
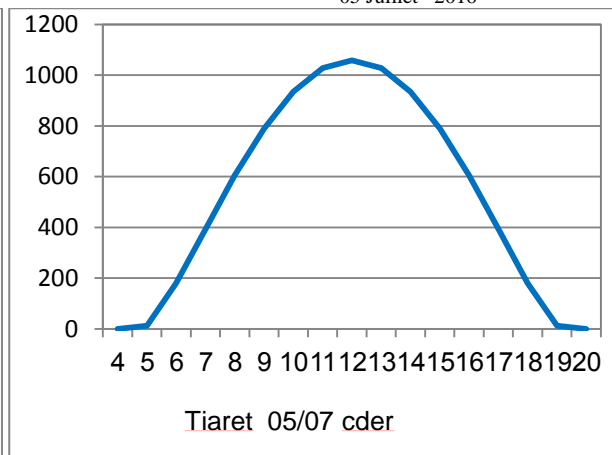
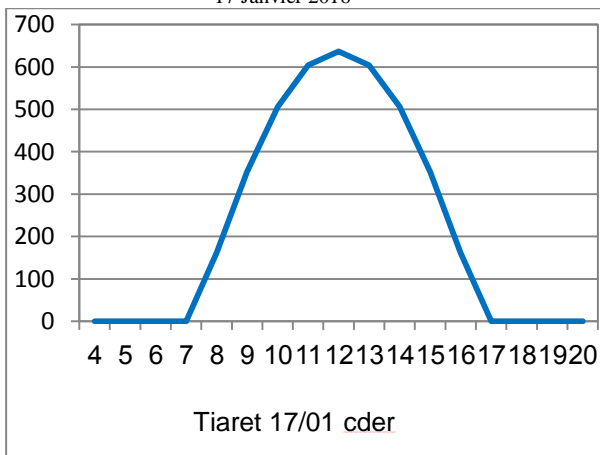


Fig 47 : Variation de rg, rd, rd<sub>1</sub> et rd<sub>2</sub> pour  $\alpha=31^\circ$   
05 Juillet 2016



L'angle d'inclinaison optimal du capteur solaire pour la zone de Tiaret étant de  $31^\circ$  [70], dans ce cas le rayonnement globale atteint la valeur de  $1050 \text{ W/m}^2/\text{jour}$ , alors que le rayonnement direct est de  $900 \text{ W/m}^2$ .

→ BISKRA :

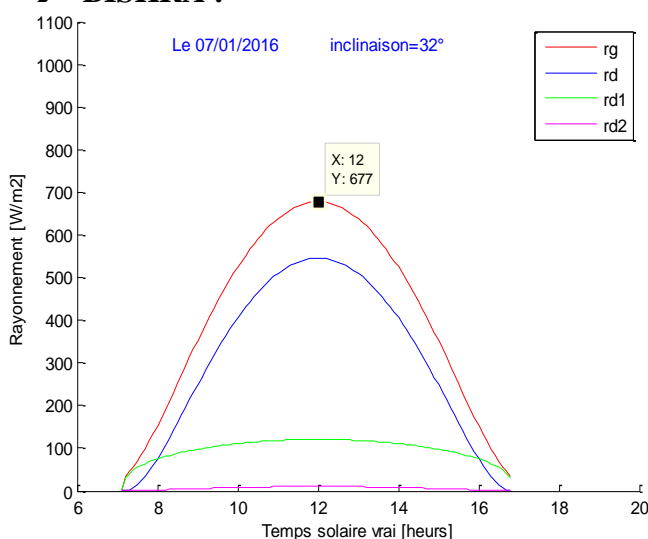


Fig 48 : Variation de rg, rd, rd<sub>1</sub> et rd<sub>2</sub> pour  $\alpha=32^\circ$   
07 Janvier 2016

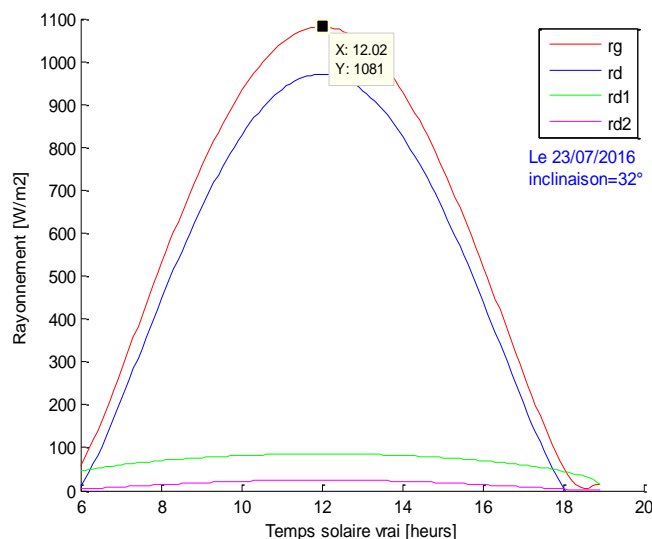
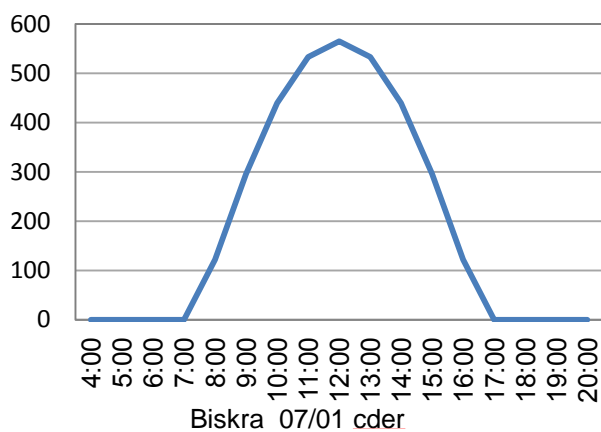
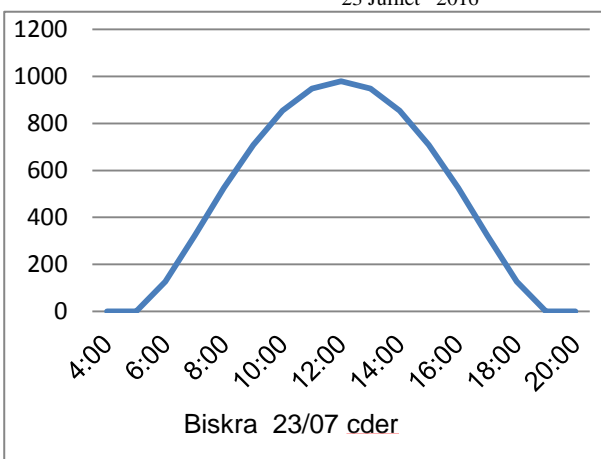


Fig 49 : Variation de rg, rd, rd<sub>1</sub> et rd<sub>2</sub> pour  $\alpha=32^\circ$   
23 Juillet 2016



Biskra 07/01 cder



Biskra 23/07 cder

Pour la zone des hauts plateaux le rg prend à peu près les même valeurs que celles des cotes en période estivale, mais les valeurs obtenues pour le moi de Janvier sont plus grandes ( $683.4 \text{ W/m}^2$ ).

3.5. Le désert :

→ BECHAR :

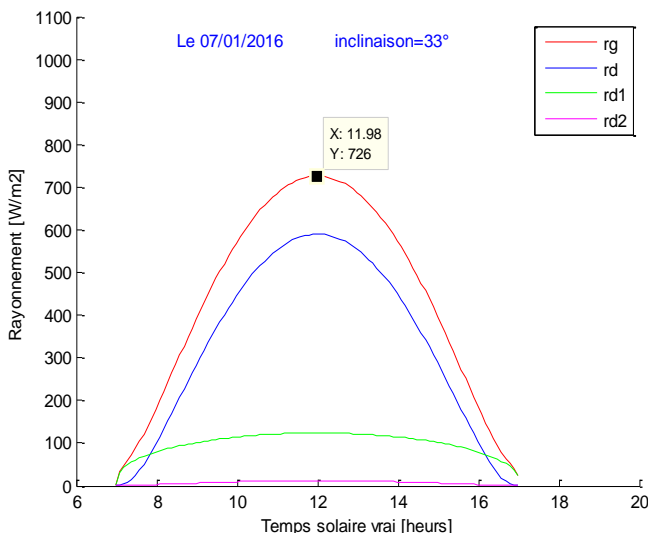


Fig 50 : Variation de rg, rd, rd<sub>1</sub> et rd<sub>2</sub> pour  $\alpha=33^\circ$   
07 Janvier 2016

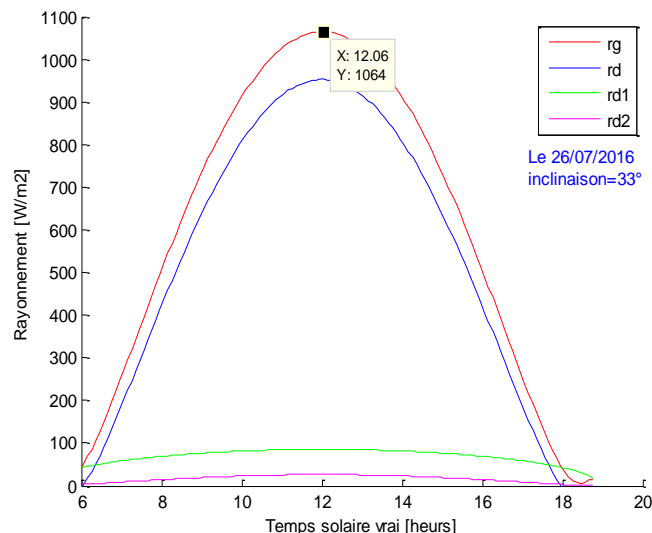


Fig 51 : Variation de rg, rd, rd<sub>1</sub> et rd<sub>2</sub> pour  $\alpha=33^\circ$   
26 Juillet 2016

→ ADRAR :

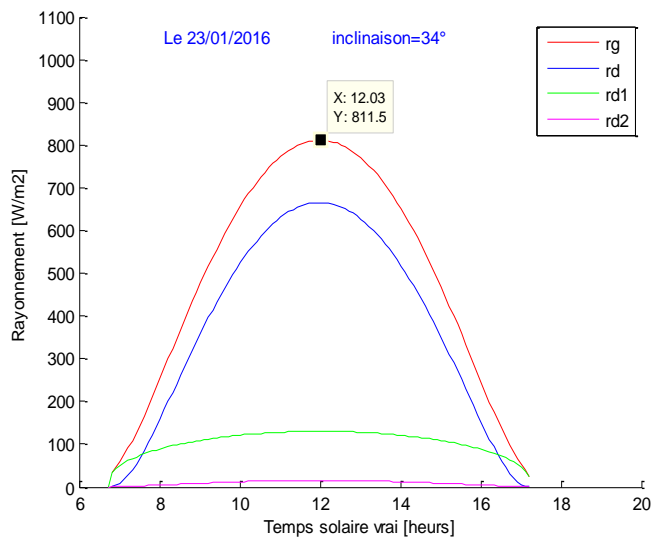


Fig 52 : Variation de rg, rd, rd<sub>1</sub> et rd<sub>2</sub> pour  $\alpha=34^\circ$   
23 Janvier 2016

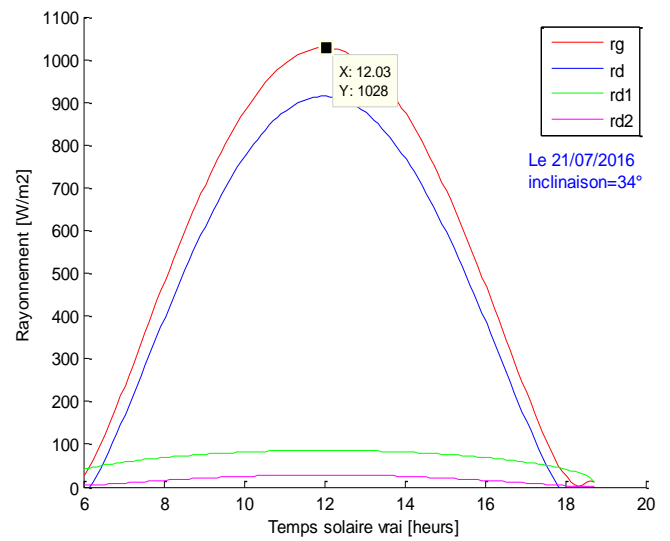
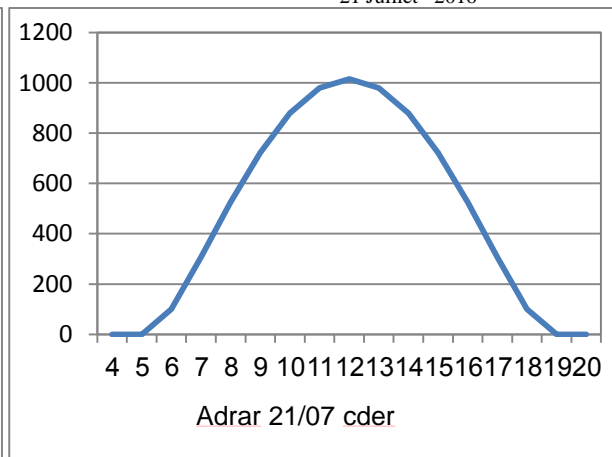
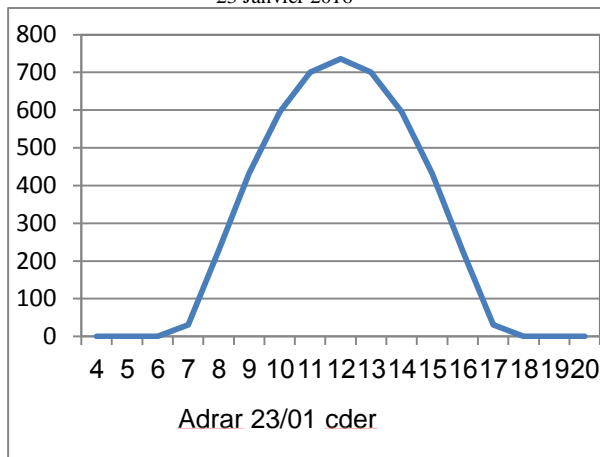


Fig 53 : Variation de rg, rd, rd<sub>1</sub> et rd<sub>2</sub> pour  $\alpha=34^\circ$   
21 Juillet 2016



→ TAMANRASSET :

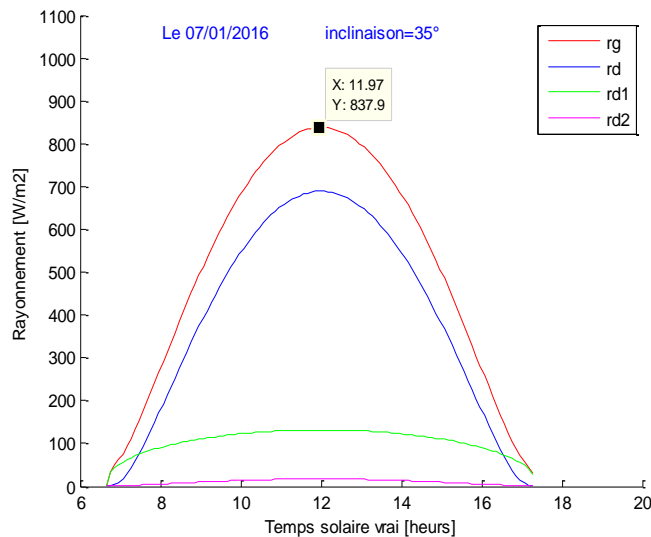


Fig 54 : Variation de rg, rd, rd<sub>1</sub> et rd<sub>2</sub> pour  $\alpha=35^\circ$   
07 Janvier 2016

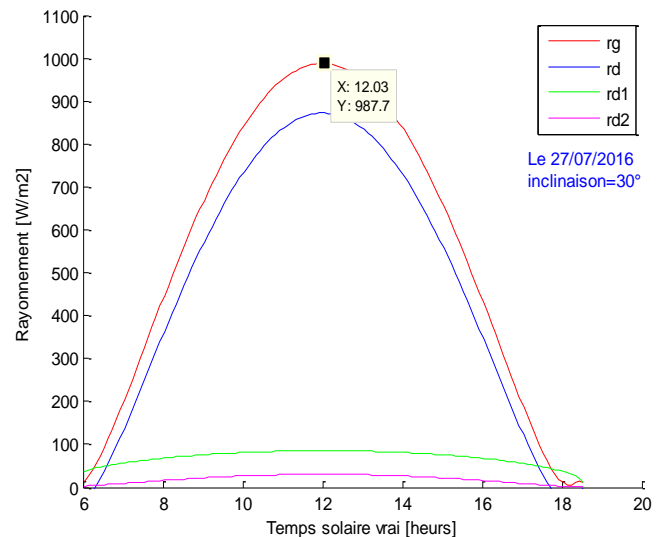
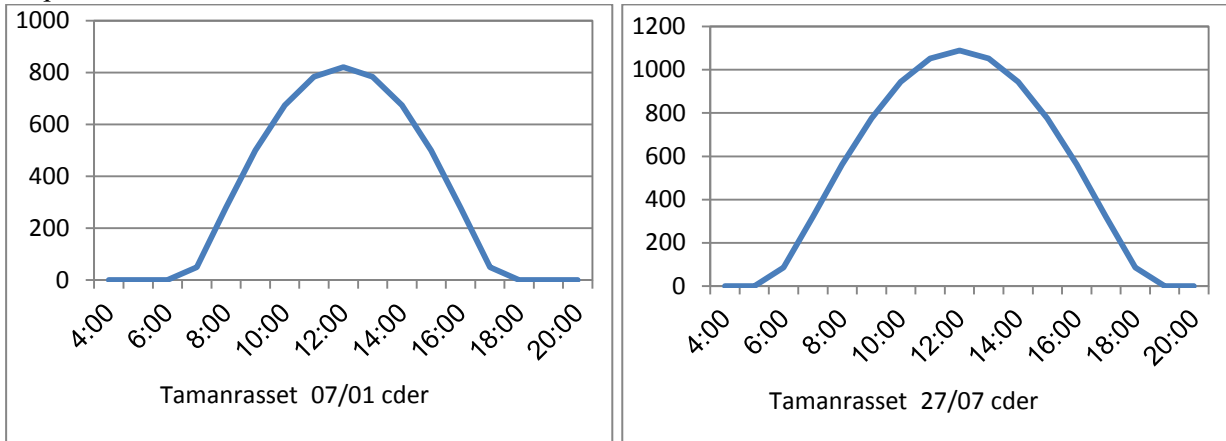


Fig 55 : Variation de rg, rd, rd<sub>1</sub> et rd<sub>2</sub> pour  $\alpha=35^\circ$   
27 Juillet 2016



En faisant une comparaison avec les résultats obtenus par le centre de développement des énergies renouvelables (Bouzeréa), il apparaît clairement que les valeurs sont presque identiques, ce qui confirme que le PSCSP est valable pour le calcul des rayonnements pour les différents sites en ALGERIE.

4. Evolution des graphes du rendement :

4.1. Les cotes :

→ ANNABA

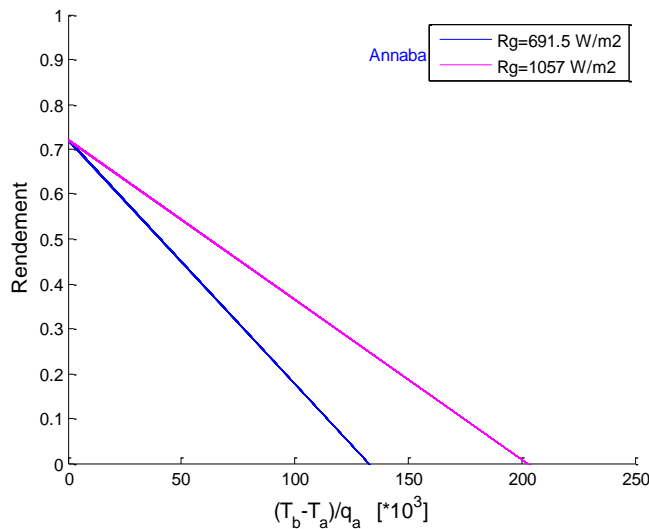


Fig 56 : Rendement du capteur pour les périodes hivernale et estivale (ANNABA)

→ TIZI-OUZOU

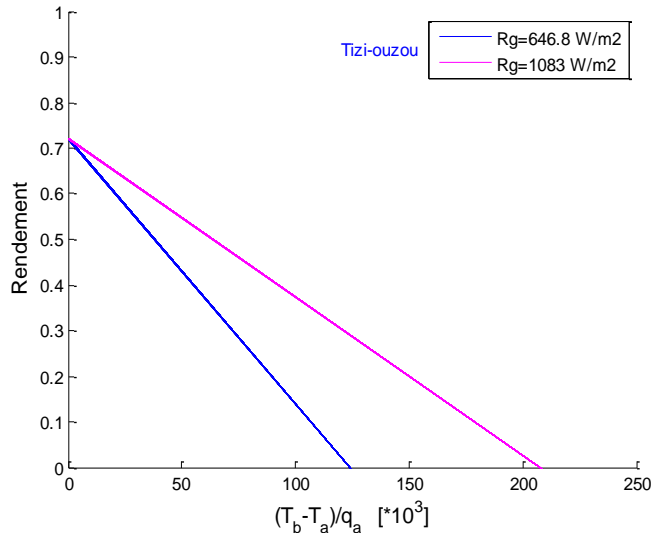


Fig 57 : Rendement du capteur pour les périodes hivernale et estivale (TIZI-OUZOU)

→ ORAN

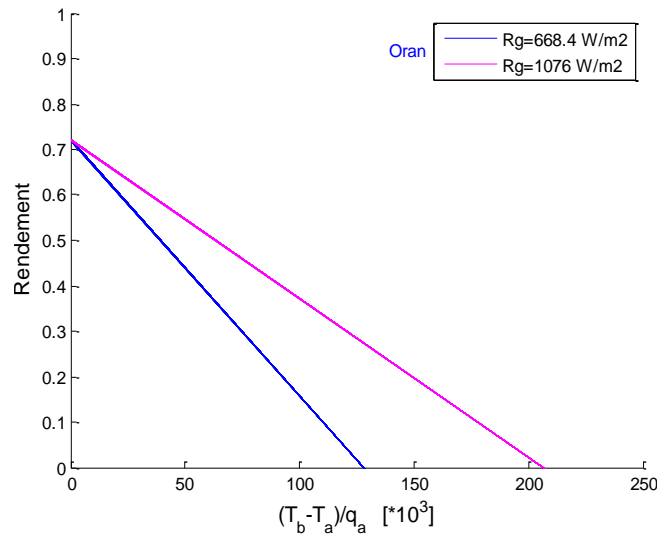


Fig 58 : Rendement du capteur pour les périodes hivernale et estivale (ORAN)

4.2. Les hauts plateaux:

→ M'SILA :

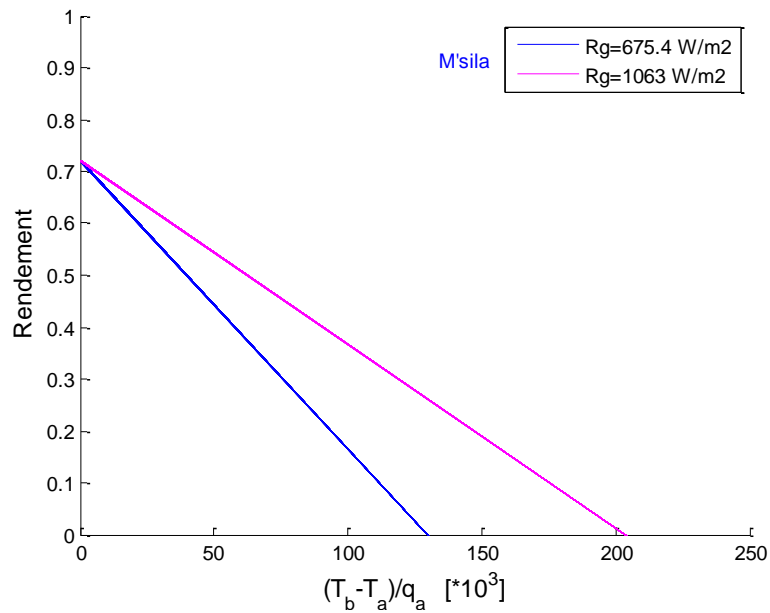


Fig 59 : Rendement du capteur pour les périodes hivernale et estivale (M'SILA)

→ TIARET :

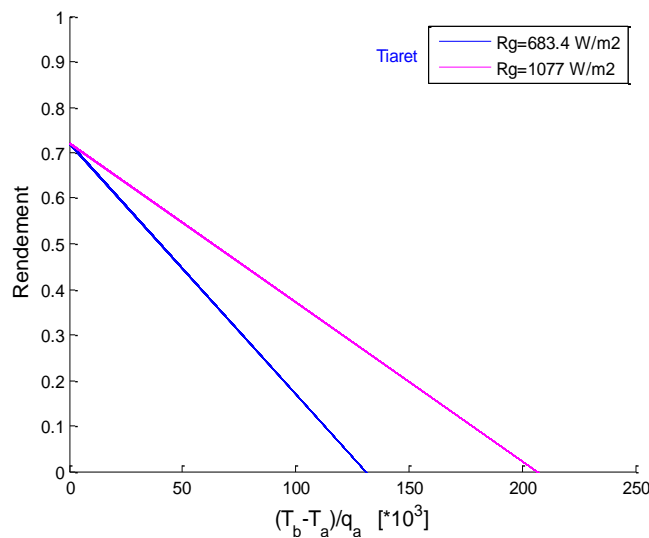


Fig 60 : Rendement du capteur pour les périodes hivernale et estivale (TIARET)

→ BISKRA :

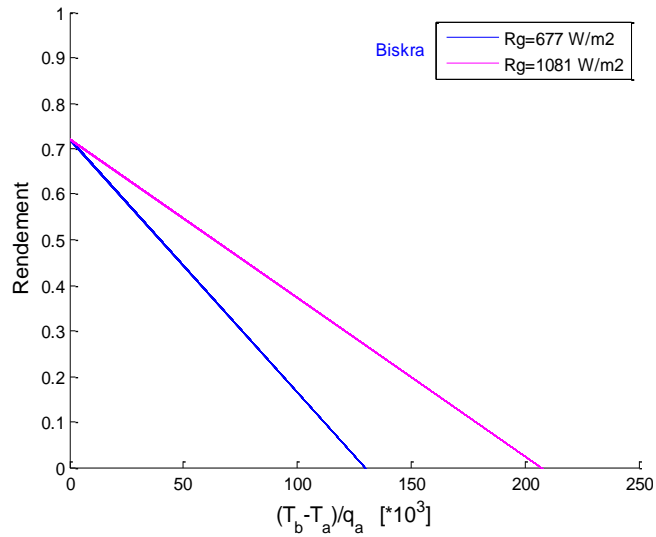


Fig 61 : Rendement du capteur pour les périodes hivernale et estivale (BISKRA)

4.3. Le désert :

→ BECHAR :

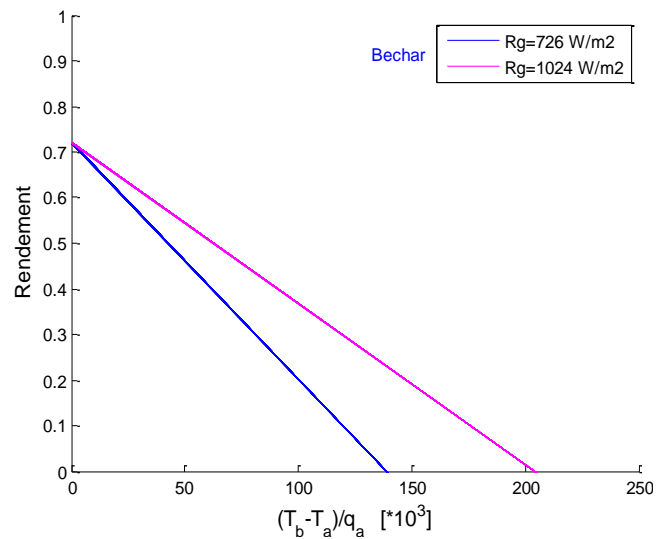


Fig 62 : Rendement du capteur pour les périodes hivernale et estivale (BECHAR)

→ ADRAR :

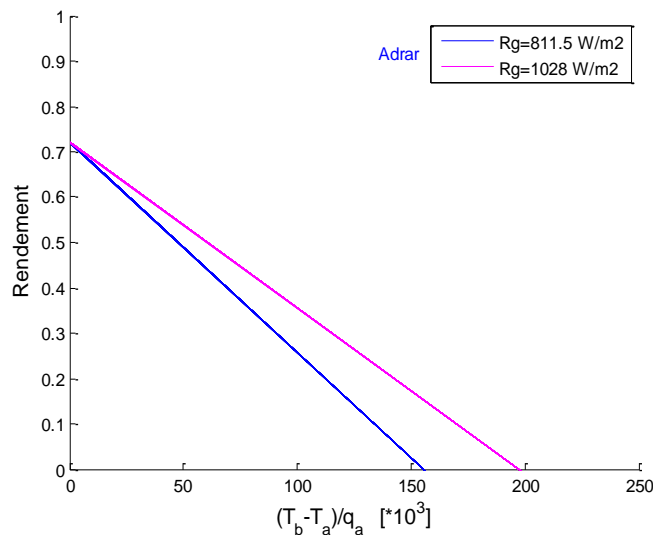


Fig 63 : Rendement du capteur pour les périodes hivernale et estivale (ANNABA)



## → TAMANRASSET :

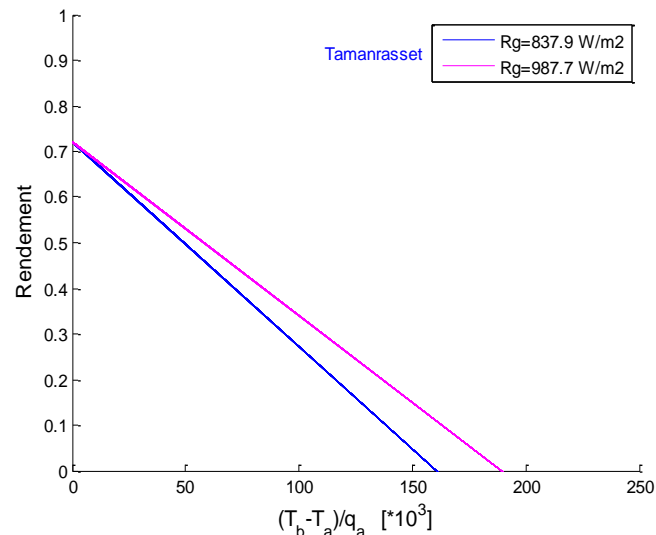


Fig 64 : Rendement du capteur pour les périodes hivernale et estivale (TAMANRASSET)

**Conclusion**

Nous pouvons constater que:

- le rendement du capteur solaire thermique n'est pas le même suivant l'intensité du rayonnement, c'est-à-dire moins le rayonnement est bon et moins on récolte d'énergie sur le capteur, et moins il les transforme en énergie. Mais en plus, moins bon est son rendement propre.

Donc on peut dire que la faiblesse du rayonnement incident agit directement sur le rendement du capteur est le rend plus faible.

- Plus l'écart de températures entre le fluide et l'extérieur est important et moins bon est le rendement, et cela quelque soit le rayonnement.

La conclusion est que quelque que soit la température extérieure, un système solaire thermique doit travailler avec les températures de fluide caloporteur les plus basses possibles.

En plus, dimensionner une surface de capteurs trop importante donnera un moins bon rendement qu'avec une surface plus petite. Et faire fonctionner un système avec une température de fluide supérieure à 95° non seulement ne sert plus à grand chose mais en plus met en péril l'installation (dégradation des composants).

Mettre un maximum de capteurs n'est pas un avantage pour le système de chauffage ni techniquement ni économiquement.

## Annexe :

le tableau suivant donne quelques informations sur les sites choisis pour les calculs « office national de la météorologie -centre climatologique national ccn [climatologie@meteo.dz](mailto:climatologie@meteo.dz) »

<b>Annaba</b> Latitude : 36.38		<b>Oran</b> Latitude : 35.82		<b>Tizi-Ouzou</b> Latitude : 36.7	
Angle optimal : 36	Température de l'air (°C)	Angle optimal : 34	Température de l'air (°C)	Angle optimal : 35	Température de l'air (°C)
18 Janvier 2016	8.9	09 Janvier 2016	9.4	03 Janvier 2016	8.5
07 Avril 2016	10.9	14 Avril 2016	24.1	16 Avril 2016	18.9
05 July 2016	26.3	20 July 2016	27.9	29 July 2016	32.7
23 Octobre 2016	17.9	21 Octobre 2016	19.7	13 Octobre 2016	22.2
<b>M'sila</b> Latitude : 35.67		<b>Tiaret</b> Latitude : 35.35		<b>Biskra</b> Latitude : 34.48	
Angle optimal : 34	Température de l'air (°C)	Angle optimal : 31	Température de l'air (°C)	Angle optimal : 32	Température de l'air (°C)
11 Janvier 2016	11.9	17 Janvier 2016	3.5	07 Janvier 2016	9.7
04 Avril 2016	19.6	02 Avril 2016	13.6	16 Avril 2016	23.3
02 Juillet 2016	34.6	05 Juillet 2016	29.1	23 Juillet 2016	36
18 Octobre 2016	22.5	29 Octobre 2016	12	01 Octobre 2016	24.2
<b>Bechar</b> Latitude : 31.50		<b>Adrar</b> Latitude : 27.89		<b>Tamanrasset</b> Latitude : 22.8	
Angle optimal : 33	Température de l'air (°C)	Angle optimal : 34	Température de l'air (°C)	Angle optimal : 35	Température de l'air (°C)
07 Janvier 2016	7.7	23 Janvier 2016	11.9	07 Janvier 2016	12.4
17 Avril 2016	25.7	04 Avril 2016	27.5	10 Avril 2016	21.8
26 Juillet 2016	37.9	21 Juillet 2016	36.7	27 Juillet 2016	30.6
12 Octobre 2016	25.3	14 Octobre 2016	28.9	17 Octobre 2016	26.5

# *Conclusion générale et perspectives*

---

## CONCLUSION

L'énergie solaire propre non polluante, disponible sur l'ensemble du globe terrestre évidemment à différente intensité, durable et inépuisable (si l'on compte le temps en millions d'années), n'a pas besoins d'une technologie de pointe pour son utilisation.

Cependant il y a un certains nombre de facteurs rendent son exploitation difficile, principalement l'intermittence du rayonnement solaire et sa variation journalière et même suivant l'année, en effet l'énergie solaire reste tributaire des conditions météorologiques de plus il y a un déphasage entre les besoins en énergie (chaleur) et les apports générés par l'énergie solaire et vu cette indisponibilité il faut toujours prévoir un appoint en énergie pour chaque utilisation, les systèmes solaires sont souvent assistés énergétiquement.

Les différentes technologies utilisées pour l'exploitation plus ou moins facile des techniques et des dispositifs simples, efficaces et non couteux du solaire thermique à basse température peuvent être considérées comme technologiquement et industriellement matures et proches de la rentabilité. Les capteurs à eau ou fluide caloporteur représentent 99 % du marché du chauffage par énergie solaire.

En ce qui concerne les systèmes thermiques à eau, des modèles simplifiés de capteur solaire plan à eau ont été sélectionné. On peut dire que les capteurs solaires valorisent en toute sécurité :

- Une énergie naturelle, propre, et inépuisable.
- Evite le rejet dans l'atmosphère de l'oxyde de carbone:
- l'eau produite à bonne température (de l'ordre de 31 à 95°C)
- Les économies représentent 50 à 70% des dépenses d'énergies nécessaires à la production d'eau chaude.
- Son coût est très abordable

Un capteur solaire plan n'est pas seulement un produit qui rend notre vie facile, ce n'est pas un luxe, mais, à l'avenir le choix de ces systèmes sera tous simplement indispensable.

Un gain supplémentaire d'énergie consiste à utiliser les capteurs solaires plans à eau soit « en thermosiphon » qui sont dépourvus de pompe (et de régulation) : le liquide caloporteur circule grâce à la différence de densité entre ce liquide et l'eau du ballon. Tant qu'il est plus chaud, donc moins dense que l'eau stockée, le liquide primaire s'élève en effet naturellement, par thermo-circulation. Soit en circulation forcée au biais d'une pompe alimentée par énergie électrique (panneau photovoltaïque) ce qui fait augmenter le cout de ces capteurs.

Les composants de ces modèles doivent être soigneusement dimensionnés. Leur implantation relève en effet du “sur mesure” : elle nécessite un certain savoir-faire, et des précautions de mise en œuvre.

Ce travail propose une simulation numérique du chauffage de l’eau circulant à l’intérieur d’un tube absorbeur d’un capteur solaire plan pour son utilisation en chauffage, l’étude a été établie pour différents sites en ALGERIE (voir les trois zones), afin de voir l’influence des paramètres sur le fonctionnement de ce capteur.

A partir des échanges thermiques qui ont lieu, un modèle mathématique est établi pour contrôler la température du fluide ainsi que les températures de l’absorbeur et de la vitre. La simulation du processus du chauffage du fluide est effectuée heure par heure du lever du soleil jusqu’au coucher. Les résultats obtenus montrent qu’il y a un écart de température important de l’entrée du capteur jusqu’à la sortie pour les jours de tests considérés.

Le programme informatique utilisé pour la simulation de la température de sortie du fluide caloporteur en comparaison avec celle de l’absorbeur et de la vitre en fonction du temps, la température ambiante et de la position géographique du lieu, a été développé en langage MATLAB2009a, 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.

L’étude numérique montre que la température du fluide dépasse le seuil de 89°C est particulièrement obtenue au midi solaire vrai pour la période d’été au site côtière (TIZI OUZOU), pour atteindre la valeur de 92.18°C au site des hauts plateaux (BISKRA), et s’approche de 96°C au site saharien (ADRAR).

Même en période hivernale cette température reste plus ou moins bonne et atteint 35.57°C pour la zone côtière (ANNABA), s’approche de 36°C pour la zone des hauts plateaux (TIARET), et dépasse la valeur de 50°C pour la zone saharienne (ADRAR).

Ces résultats sont très encourageants pour les applications de ce type de capteur pour des utilisations domestiques du chauffage de l’eau au niveau du territoire nationale.

A travers cette étude, nous avons tenté d'apporter une analyse sur le comportement thermique d'un capteur solaire plan à eau. Les approches et les procédures utilisées permettent de donner et de fournir des résultats et des fonctions qui déterminent les évaluations des différentes températures. A la lumière de cette étude, nous voulons montrer qu'une bonne utilisation d'une méthode de linéarisation (choix

des conditions initiales et des paramètres climatiques adéquats) permet la description qualitative et quantitative du comportement des températures des éléments étudiés.

## **PERSPECTIVES**

Le travail qui a été entrepris dans cette thèse doit être considéré comme une modeste contribution dans la compréhension des phénomènes complexes régissant les transferts thermiques dans les capteurs solaires.

On a vu qu'il est possible de déterminer l'ensoleillement reçu, heure par heure, par un capteur solaire plan fixe, quelles que soient son orientation  $\delta$  et son inclinaison  $\alpha$ . Mais si le capteur est muni d'un dispositif de poursuite du soleil, les valeurs de  $\alpha$  et  $\delta$  doivent être recalculées à chaque pas de temps (un suivi double devrait garantir une incidence normale des rayons solaires), ce qui améliore le rendement du capteur.

Il est noté qu'une circulation forcée crée une turbulence au sein du fluide caloporteur, et donc un milieu plus favorable pour le transfert thermique, la température de sortie du capteur sera plus haute (jusqu'à 120 °C), mais la consommation électrique de la pompe n'est pas gratuite, de ce fait, une conversion photovoltaïque injectée dans le système peut jouer un rôle économique très important. Finalement l'association d'un tel système à un autre d'appoint sera très avantageuse et permettra à l'utilisateur de couvrir ses besoins énergétiques (chauffage et eau chaude sanitaire) à très faible coût.

Nous espérons pouvoir participer à l'amélioration et à la contribution des études concernant la conversion thermique de l'énergie solaire, et surtout les capteurs thermodynamiques, et dans un proche avenir, nous valorisons la formation que nous avons acquise en ces domaines et poursuivrons les études que nous n'avons fait qu'aborder.

## Albédo [23]

Valeurs de l'albédo pour le rayonnement solaire global

<b>TERRE (Planète)</b>	0,20 à 0,60
<b>SOL</b>	
Couverture de neige fraîche	0,80 à 0,90
Couverture de neige tassée et vieillie	0,50 à 0,70
Terre cultivée nue	0,08 à 0,25
Prairie et herbages verts	0,12 à 0,25
Terre sableuse	0,15 à 0,25
Sable clair, sec ou mouillé	0,25 à 0,45
Forêts d'arbres à feuilles caduques en été	0,10 à 0,20
Forêts d'arbres à feuillage persistant en été	0,05 à 0,15
Forêt et neige	0,25 à 0,50
Herbe et végétation sèche	0,28 à 0,33
<b>ETENDUES D'EAU (MERS, LACS)</b>	
Eau parfaitement calme, $h > 30^\circ$	0,006 à 0,02
Eau parfaitement calme, $h < 10^\circ$	0,35 à 0,60
Mers et océans, $h > 30^\circ$	0,02 à 0,05
Mers et océans, $h < 10^\circ$	0,02 à 0,20
Vastes surfaces glacées	0,25 à 0,40
<b>MATERIAUX DIVERS</b>	
Argent poli	0,94
Argent oxydé	0,50
Aluminium poli	0,97
Aluminium oxydé	0,85
Béton	0,50
Charbon	0,15
Graviers	0,25
Asphalte	0,18
Chaux blanche	0,75
Papier blanc	0,85
Peintures blanches	0,90
Peintures noires mates	0,07
Verre à vitres	0,10
Plâtre blanc sec	0,90
Fibrociment	0,20
<b>NUAGES</b>	
Stratiformes	0,40 à 0,75
Cumuliformes	0,60 à 0,85

# Références bibliographiques

---



**REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES :**

- [1] A. MOUCHOT “la chaleur solaire et ses applications industrielles”  
Gauthier-Villars, imprimeur-libraire PARIS 1869
- [02] J.M. CHASSERIAU, “ Conversion Thermique du Rayonnement Solaire”,  
Dunod, France, 273 pages, 1984.
- [03] A. MEFTI; M.Y BOUROUBI; H. MIMOUNI, “Evaluation du potentiel énergétique solaire”,  
Bulletin des Energies Renouvelables, N° 2, P12, décembre 2002
- [04] R.BERNARD, G. MENGUY, M. SCHWARTZ “Le rayonnement solaire, conversion thermique  
et applications”, Technique et documentation, Paris, 1983
- [05] RETScreen International “Manuel analyse de projets de chauffage solaire passif”  
Centre d’aide à la décision sur les énergies propres
- [06] ADEME (2000): “Plan soleil 2000-2006”, 14 p.
- [07] BUSQUET, J.L. and JOFFRE, A. (2002) “Le guide du chauffe-eau solaire”.  
France édition multimédia. 36 p.
- [08] J.CHRISTOPHE HADORN “Programme de recherche Chaleur solaire et stockage de chaleur”  
Rapport de synthèse 2008 du chef de programme OFEN
- [09] NICOLAS CHAMBON, SAMIR ALLAL “L’énergie solaire” Novembre 2004
- [10] A.B. MOUCHOT “La Chaleur solaire et ses applications industrielles”,  
Gauthier-Villars, Paris , 23 février. 2017
- [11] GL. GUPTA, HP. GARG. “System design in solar water heaters with natural circulation”.  
Solar Energy 1968; 12:163–82.
- [12] KS.ONG. “A finite difference method to evaluate the thermal performance of  
a solar water heater”. Solar Energy 1974; 16: 137–47.
- [13] KS.ONG. “An improved computer program for the thermal performance of  
a solar water heater”. Solar Energy 1976;18: 183–91.
- [14] AI. KUDISH, P. SANTAMAURA, P. BEAUFORT. “Direct measurement and analysis of  
thermosyphon flow”. Solar Energy 1985;35: 167–73.
- [15] GL. MORRISON, JE. BRAUN. “System modelling and operation characteristics of  
thermosyphon solar water heaters”. Solar Energy 1985; 34:389–405.
- [16] PA .HOBSON, B .NORTON. “A design monogram for direct thermosyphon solar  
energy water heaters”. Solar Energy 1989; 43:89–95.
- [17] AM. SHARIAH, B. SHALABI. “Optimal design for a thermosyphon solar water heater”.  
Renewable Energy 1997;11:351–61.

- [18] R.W.MOSS, P.HENSHAL, F.ARYA, G.S.F.SHIRE, P.C.EAMES, T.HYDE. “Simulator testing of evacuated flat plate solar collectors for industrial heat and building integration”  
Solar Energy volume 164, April 2018, Pages 109-118
- [19] S.V. JOSHI, R.S. BOKIL, J.K. NAYAK, “Test standards for thermosyphon-type solar domestic hot water system: review and experimental evaluation”  
Solar Energy 78 (2005) 781–798
- [20] D.HARALAMBOPOULOS, G.F.PAPARSENOS, H.KOVRAS.  
“Assessing the economic aspects of solar hot water production in Greece”  
Renewable Energy volume 11, Issue 2, June 1997, Pages 153-167
- [21] M.J.CARVALHO, D.J.NARON “Comparison of test methods for evaluation of thermal performance of preheat and solar-only factory made systems”  
Solar Energy Volume 69, Supplement 6, July–December 2001, Pages 145-156
- [22] J.F.SACADURA, “Initiation aux transferts thermiques”,  
Technique et documentation, Paris, 1978
- [23] Y. JANNOT “Thermique solaire” Octobre 2003
- [24] A.A. SFEIR, G.GUARRACINO “Ingénierie des systèmes solaires applications à l’habitat”  
Technique et documentation, Paris, 1981.
- [25] B. EYGLUNENT, HERMES “Manuel de thermique”, 1997
- [26] V. KOBLIK, E.POLYAKHOVA, L. SOKOLOV  
“Solar sail near the Sun: Point-like and extended models of radiation source”
- [27] ED. FRANK KREITH, “Mechanical Engineering Handbook”,  
Section 7 Energy Resources CRC Press LLC, 1999
- [28] M. CAPDEROU, “Atlas Solaire de l’Algérie, Modèles Théoriques et Expérimentaux”,  
Office des Publications Universitaires, Algérie, 1988
- [29] ADEME (2000): “Plan soleil 2000-2006”, 14 p. Disponible en ligne (<http://www.ademe.fr>)
- [30] M. DAGUENET. “ Les séchoirs solaires : théorie et pratique”, Unesco, paris (1985).
- [31] A.BOGLIETTI, E.CARPANETO, M. COSSALE et al.  
“Stator-winding thermal models for short-time thermal transients: definition and validation”. 2016.
- [32] S.M.E. BEKKOUCHE.  
“Modélisation du Comportement Thermique de Quelques Dispositifs Solaires”  
Thèse de Doctorat, Université ABOUBAKR BELKAID, 2009
- [33] L. KENJO, “Etude du comportement thermique d’un chauffe eau solaire à faible débit”.  
Thèse de doctorat, Université de Nice-Sophia Antipolis. 274 p. 2003

- [34] S. MEREU, E. SCIUBBA, A. BEJAN.  
“The optimal cooling of a stack of heat generating boards with fixed pressure drop, flow rate or pumping power”  
Journal of heat and mass transfer, 1993 - Elsevier
- [35] Y. MAIGNE, J-P. CAUSSE, M. CLAVERIE, B. EQUER  
“Les perspectives de l'énergie solaire en France”.  
Commission « Energie et changement climatique » Groupe de travail « Energie solaire » Juillet 2008
- [36] A.A. SFEIR, G.GUARRACINO “Ingénierie des systèmes solaires applications à l'habitat”  
Technique et documentation, Paris, 1981.
- [37] D.K.EDWARDS “Capteur solaire” Editions SCM Paris, 1985
- [38] BUSQUET, J.L. and JOFFRE, A. “Le guide du chauffe-eau solaire”.  
France édition multimédia. (2002) 36 p.  
<http://www.tecsol.fr/articles/articles.htm>
- [39] D. YOGI GOSWAMI, “Solar Energy Resources”  
Mechanical Engineering Handbook Ed. Frank Kreith Boca Raton: 1999
- [40] A, H, KHEDIM. “Energie solaire et son utilisation sous forme thermique et photovoltaïque”  
Centre de Publication Universitaire. (2003).
- [41] J, BERNARD. “Energie solaire calculs et optimisation”,  
Ellipse Edition Marketing. (2004).
- [42] D. YOGI GOSWAMI “Solar Thermal Energy Conversion”  
Mechanical Engineering Handbook Ed. Frank Kreith Boca Raton: 1999
- [43] M. LAFOREST, I. JALLIFFIER-V. “La loi de Stefan-Boltzmann”  
Ecole polytechnique MONTREAL juillet 2009.
- [44] G.IORDANOU.  
“flat-plate solar collectors for water heating with improved heat transfer for application in climatic”,  
Thesis, university of durham, (2009).
- [45] S.V.JOSHI,R.S.BOKIL, J.K.NAYAK.  
“Test standards for thermosyphon-type solar domestic hot water system:  
Review and experimental evaluation”  
Solar Energy 78 (2005) 781–798
- [46] N. BAKHVALOV “Méthodes numériques” édition MIR, MOSOW 1984.
- [47] A.GOURDIN M.BOUMAH RAT, “Méthodes numériques” édition OPU 1991.
- [48] S.M.A. BEKKOUCHE, T. BENOUAZ, F. BOUAYAD.  
“Modélisation thermique d'un capteur solaire plan à eau”;  
Séminaire International sur la Physique Energétique,  
Centre Universitaire de Béchar – Algérie, Novembre 2006.

- [49] S. KALOGIROU “Design, construction, performance evaluation, and economic analysis of an integrated collector storage system”. *Renewable Energy* 1997; 12 (2):179–92.
- [50] MICHEL CAPDEROU “Atlas solaire de l’ALGERIE ” OPU. Alger 1985
- [51] P.FRANK ; DEWITT, P.DAVID “Fundamentals of Heat and Mass Transfer” (6th ed.). Hoboken: Wiley. pp. 490, 515 (2007).
- [52] M.HAMDANI.  
“Etude et effet de l’orientation de deux Pièces d’un habitat en pierre Situe a GHARDAIA”,  
Thèse magister, université de Tlemcen, (2011).
- [53] C.PERRIN DE BRICHAMBAUT “le gisement solaire: évaluation de la ressource énergétique”,  
Technique et documentation, Paris, (1982).
- [54] R. KING et al., “Direct Solar Transmittance for Clear Sky” ,  
*Solar Energy*, Vol. 22, pp. 297 - 301, 1979.
- [55] H.C. HOTTEL, “A Simple Model for Estimating Solar Radiation Through Clear Atmosphere”,  
*Solar Energy*, Vol. 18, pp. 129 - 134, 1976.
- [56] S.BARBAROS et al.“The Ashrae Clean Sky Model, An Evaluation in the Mediterranean Zone”  
*Solar and Wind Technology*, Vol. 1, pp. 111 - 116, 1988.
- [57] C. ERTEKIN, O. YALDIZ.  
“Comparison of some existing models for estimating global solar radiation for Antalya (Turkey)”  
*Energy Conversion and Management*, vol. 41, no. 4, pp. 311–330,2000.
- [58] J.HOFIERKA, M.SURI, “The solar radiation model for open source GIS:  
Implementation and applications”,  
*Proceedings of the open source GIS-GRASS users conference, Italy, (2002).*
- [59] T. HULD “Software tools and data for the estimation of solar radiation and photovoltaic  
module performance over large geographical areas”  
*Solar Energy* 142 (2017) 171–181
- [60] M.S.MECIBAHA, T.E.BOUKELIAA, R.TAHTAHA, K.GAIRAA, “introducing the best model  
for estimation the monthly mean daily  
global solar radiation on a horizontal surface (Case study: Algeria)”,  
*Renewable and sustainable energy reviews*, (36) 194–202 (2014).
- [61] A.M.GRACIA,T.HULD, “performance comparison of different models for the estimation of  
global irradiance on inclined surfaces”  
Joint research centre (JRC), (2013).
- [62] CHRISTIAN A. GUEYMARD.  
“Direct and indirect uncertainties in the prediction of tilted irradiance  
for solar engineering applications”.  
*Solar Energy* Volume 83, Issue 3, March 2009, Pages 432-444.
- [63] T.MUNEER. “Solar Radiation and Daylight Models”.  
Elsevier Butterworth-Hermann Edition 2004

- [64] EFIM G. EVSEEV, AVRAHAM I. KUDISH . “The assessment of different models to predict the global solar radiation on a surface tilted to the south”.  
Solar Energy, March 2009, Pages 377-388.
- [65] C.GUEYMARD, “ Model to predict extraterrestrial and clear sky solar radiation”.  
Solar Energy, 37, 319– 321.
- [66] N. STEFU, N. POP D. CALINOIU, P.EUGENIA “ Ångström–Prescott equation: Physical basis, empirical models and sensitivity analysis”  
Renewable and Sustainable Energy Reviews · September 2016
- [67] D. SEMMAR, S. BETROUNI ET D. LAFRI “Etude et Réalisation d’un Capteur Solaire à Air”  
Revue des Energies Renouvelables. : Physique Energétique (1998) 33 - 38
- [68] P. NAPHON, “Effect of porous media on the performance of the double-pass flat plate solar air heater”.  
International Communications in Heat and Mass Transfer, vol 32, 2005, pp.140–150.
- [69] S. OUDJEDI et al, “Etude paramétrique d’un capteur solaire plan à air destiné au séchage”.  
Revue des Energies Renouvelables SMSTS 08 Alger, 2008, pp 255 – 266.
- [70] R. GICQUEL “Modélisation d’une installation de trigénération avec thermoptim”  
Janvier 2003
- [71] S, A, HAKEM; N, KASBADJI-MERZOUK; M, MERZOUK .  
“Performances journalières d’un chauffe-eau solaire”,  
Revue des Energies Renouvelables, p 153-162. (2008).

<http://www.solarenergy.ch/>.

<http://www.tecsol.fr/articles/articles.htm>

<http://www.ademe.fr>

<http://www.retscreen.net>

```

%*****
% AKERMI MUSTAPHA %
% CE PROGRAMME CALCULE LE RAYONNEMENT GLOBALE
SUR UN PLAN INCLINE
%ET LA TEMPERATURE DE SORTIE DU FLUIDE DANS UN
CAPTEUR SOLAIRE PLAN
%*****
% RAYONNEMENT SOLAIRE SUR UN PLAN INCLINE
%*****
clc
clear
n=1;
%CIEL=1 POUR CTC (CIEL TRES CLAIR)
%CIEL=2 POUR CNCC (CONDITION NORMAL DE CIEL
CLAIR)
%CIEL=3 POUR CCP (CIEL CLAIR POLLUE)
f=input('choisissez le programme= ');
% 1= PROGRAMME CALCUL RAYONNEMENT SOLAIRE
% 2= PROGRAMME CALCUL LA TEMPERATURE
switch (f)
case (1)
%=====
CTC=1;
CNCC=2;
CCP=3;
ciel=input('donner le le type de ciel= ');
switch (ciel)
case (1)
ciel=CTC;
case (2)
ciel=CNCC;
case (3)
ciel=CCP;
otherwise
error('erreur:type de ciel');
end
%=====
moi=input('donner le nombre de moi=');
jour=input('donner le nombre de jour=');
switch (moi)
case (1)
if jour>31|jour<1
error('nombre de jour incorrect')
end
jour_nombre = jour
case (2)
if jour>29|jour<1
error('nombre de jour incorrect')
end
jour_nombre = jour+31
case (3)
if jour>31|jour<1
error('nombre de jour incorrect')
end
jour_nombre = jour+59
case (4)
if jour>30|jour<1
error('nombre de jour incorrect')
end
jour_nombre = jour+90
case (5)
if jour>31|jour<1
error('nombre de jour incorrect')
end
jour_nombre = jour+120
case (6)
if jour>30|jour<1
error('nombre de jour incorrect')
end
jour_nombre = jour+151
case (7)
if jour>31|jour<1
error('nombre de jour incorrect')
end
jour_nombre = jour+181
case (8)
if jour>31|jour<1
error('nombre de jour incorrect')
end
jour_nombre = jour+212
case (9)
if jour>30|jour<1
error('nombre de jour incorrect')
end
jour_nombre = jour+243
case (10)
if jour>31|jour<1
error('nombre de jour incorrect')
end
jour_nombre = jour+273
case (11)
if jour>30|jour<1
error('nombre de jour incorrect')
end
jour_nombre = jour+304
case (12)
if jour>31|jour<1
error('nombre de jour incorrect')
end
jour_nombre = jour+334
otherwise
error('nombre de mois incorrect')
end
%=====
r= input ('donner latitude= ');
Latitude=(r*pi)/180;
Aledo_sol=0.3*input('donne albedo=')
p=0.984*jour_nombre ;
J=(p*pi)/180;
e=0.33281-22.984*cos(J)-0.3499*cos(2*J)-
0.1398*cos(3*J)+3.7872
*sin(J)+0.03205*sin(2*J)+0.07187*sin(3*J)
seg_declinaison=(e*pi)/180;%d'inclinaison
angle_solaire=acos(-
tan(seg_declinaison)*tan(Latitude))%angle
solaire au lever ou coucher;
ws=(angle_solaire*180)/pi;
Ts1=12-ws/15;
Ts2=12+ws/15;
angle=input('donner angle= ')
if angle<0|angle>90
error('angle incorrecte')
end
B=(angle*pi)/180;
max=0;
for ts= Ts1:0.1:Ts2
i=(ts -12)*15;
w=(i*pi)/180;
rb= (cos(Latitude-B)* cos(seg_declinaison)
*cos(w)+sin(Latitude-B)*

```





```

switch (moi)
case (1)
    if jour>31|jour<1
        error('nombre de jour incorrect')
    end
jour_nombre = jour
case (2)
    if jour>29|jour<1
        error('nombre de jour incorrect')
    end
jour_nombre = jour+31
case (3)
    if jour>31|jour<1
        error('nombre de jour incorrect')
    end
jour_nombre = jour+59
case (4)
    if jour>30|jour<1
        error('nombre de jour incorrect')
    end
jour_nombre = jour+90
case (5)
    if jour>31|jour<1
        error('nombre de jour incorrect')
    end
jour_nombre = jour+120
case (6)
    if jour>30|jour<1
        error('nombre de jour incorrect')
    end
jour_nombre = jour+151
case (7)
    if jour>31|jour<1
        error('nombre de jour incorrect')
    end
jour_nombre = jour+181
case (8)
    if jour>31|jour<1
        error('nombre de jour incorrect')
    end
jour_nombre = jour+212
case (9)
    if jour>30|jour<1
        error('nombre de jour incorrect')
    end
jour_nombre = jour+243
case (10)
    if jour>31|jour<1
        error('nombre de jour incorrect')
    end
jour_nombre = jour+273
case (11)
    if jour>30|jour<1
        error('nombre de jour incorrect')
    end
jour_nombre = jour+304
case (12)
    if jour>31|jour<1
        error('nombre de jour incorrect')
    end
jour_nombre = jour+334
otherwise
    error('nombre de mois incorrect')
end

```

```

%=====
r=input('donne latitude =');
Latitude=(r*pi)/180;
Aledo_sol=0.3*input('donne albedo=');
p=0.984*jour_nombre ;
J=(p*pi)/180;
e=0.33281-22.984*cos(J)-0.3499*cos(2*J)-
0.1398*cos(3*J)+3.7872*sin(J)+0.03205*sin(2
*J)+0.07187*sin(3*J)
seg_declinaison=(e*pi)/180;%d'inclinaison
angle_solaire=acos(-
tan(seg_declinaison)*tan(Latitude))%angle
solaire au lever ou coucher;
ws=(angle_solaire*180)/pi;
Ts1=12-ws/15;
Ts2=12+ws/15;
angle=input('donne angle= ');
if angle<0|angle>90
    error('angle incorrecte')
end
B=(angle*pi)/180;
for t=2:1:150
    Tv(1,t)=273.15;
    Tb(1,t)=273.15;
    Tf(1,t)=273.15;
    ts=(t-2)*0.1+Ts1
    if ts>Ts2
        break;
    end
    i=(ts -12)*15;
    w=(i*pi)/180;
    fff=(cos(Latitude)*cos(seg_declinaison)*cos
(w) + sin(Latitude) *
sin(seg_declinaison));
    if fff==0
        fff=0.01
    end
    rb= (cos(Latitude-B)*
cos(seg_declinaison)*cos(w)+ sin(Latitude-
B)*sin(seg_declinaison))/ fff;
    hauteur=asin(cos(Latitude)*cos(seg_declinai
son)*cos(w)+sin(Latitude)*sin(seg_declinai
son));
    azimuth=asin(cos(seg_declinaison)*sin(w)/co
s(hauteur)); %azimuth
    if ciel==CTC %ciel tres clair
        Id=1210*exp(-
1/(6*sin(hauteur+(1*pi/180))));
    end
    if ciel==CNCC %condition normale de ciel
tres clair
        Id=1230*exp(-
1/(3.8*sin(hauteur+(1.6*pi/180))));
    end
    if ciel==CCP%ciel clair pollue
        Id=1260*exp(-
1/(2.3*sin(hauteur+(3*pi/180))));
    end
    R_directe=Id*rb*sin(hauteur);% directe
%=====
if ciel==CTC
    Dh=(3/4)*125*sin(hauteur)^0.4;
end
if ciel==CNCC
    Dh=125*sin(hauteur)^0.4;
end

```



```

end
if ciel==CCP
    Dh=(4/3)*125*sin(hauteur)^0.4;
end
R_diffus1=((1+cos(B))/2)*Dh; % (ciel)
R_diffus2=Aledo_sol*(1-
cos(B))/2*(Id*sin(hauteur)+Dh); % (sol)
R_globale=R_directe+R_diffus1+R_diffus2;
if R_globale==0
    R_globale=1
end
if ts==Ts1
    F_interseption=0;
end
Tau=0.8;
Alpha=0.8;
q_absorbe=Tau*Alpha*R_directe;
%=====
for tub=1:nombre_tube_totale
    if tub==1
        j1=2;
        j2=50;
    end
    if tub==2
        j1=51;
        j2=100;
    end
    for j=j1:j2
        Tv(j,1)=273.15;
        Tb(j,1)=273.15;
        Tf(j,1)=273.15;
        %===== propriétés de l'eau =====
        t_fluide=Tf(j-1,t);
        % densité( Kg/m^3)
        rho_fluide=-510.3061+15.19367*(t_fluide)-
5.490006e-2*(t_fluide)^2+8.538520e-
5*(t_fluide)^3-5.122868e-8*(t_fluide)^4;
        % Specific heat {kJ/kg-K}
        if((t_fluide) > 273) & ((t_fluide) < 410))
            Cp_fluide = (2.13974-9.68137e-
3*(t_fluide)+2.68536e-5*(t_fluide)^2-
2.42139e-8*(t_fluide)^3)*1000*4.1868;
        else
            Cp_fluide = (-11.1558+7.96443e-
2*(t_fluide)-1.74799e-
4*(t_fluide)^2+1.29156e-
7*(t_fluide)^3)*1000*4.1868;
        end
        % Thermal conductivity {W/m-K}
        k_fluide = -2.893282+3.003312e-
2*(t_fluide)-9.604677e-
5*(t_fluide)^2+1.403673e-7*(t_fluide)^3-
8.019830e-11*(t_fluide)^4;
        % Dynamic viscosities {Pa-s}
        mu_fluide = 2.340194e-
5*10^(250.4833/((t_fluide)-140.0812));
        visco_fluide =mu_fluide/rho_fluide;
        Alpha_fluide=k_fluide/(rho_fluide*Cp_fluide
);
        Pr_fluide=visco_fluide/Alpha_fluide;
        vp=m_dot/rho_fluide;
        %=====
        %=====propriétés de l'air entre
l'absorbeur et le vitrage =====
T=0.5*(Tb(j-1,t)+Tv(j-1,t));
        % densite( Kg/m^3)
        if T<500
            rho_air=8.55135-0.07367*T+2.8952e-
4*T^2-5.28275e-7*T^3+3.62497e-10*T^4;
        else
            rho_air=7.50785-0.05612*T+1.96255e-
4*T^2-3.46183e-7*T^3+2.97588e-10*T^4-
9.89255e-14*T^5;
        end
        % chaleur spécifique (J/Kg*K)
        Cp_air=1075.07062-0.55477*T+0.00135*T^2-
9.589955e-7*T^3+2.30819e-10*T^4;
        %viscosité dynamique (Kg/m.s)
        mu_air=1.2885e-6+6.60387e-8*T-3.31371e-
11*T^2+9.17685e-15*T^3;
        % viscosité cinématique (m^2/s)
        visco_air=-2.83529e-6+3.01256e-
8*T+1.12534e-10*T^2-1.65878e-14*T^3;
        % conductivite thermique (w/m.k)
        K_air=-0.00226+1.2417e-4*T-1.23321e-
7*T^2+9.9309e-11*T^3-3.01751e-14*T^4;
        % diffusivité (m^2/s)
        alpha_air=K_air/(rho_air*Cp_air);
        Pr_air=visco_air/alpha_air;
        %=====propriétés de l'air entre le vitrage
et l'air ambiant =====
        T1=0.5*(Tv(j-1,t)+T_ambb);
        % densite( Kg/m^3)
        if T1<500
            rho1_air=8.55135-0.07367*T1+2.8952e-
4*T1^2-5.28275e-7*T1^3+3.62497e-10*T1^4;
        else
            rho1_air=7.50785-0.05612*T1+1.96255e-
4*T1^2-3.46183e-7*T1^3+2.97588e-10*T1^4-
9.89255e-14*T1^5;
        end
        %chaleur specifique (J/Kg*K)
        Cp1_air=1075.07062-0.55477*T1+0.00135*T1^2-
9.589955e-7*T1^3+2.30819e-10*T1^4;
        % viscosite dynamique (Kg/m.s)
        mu1_air=1.2885e-6+6.60387e-8*T1-3.31371e-
11*T1^2+9.17685e-15*T1^3;
        % viscosite cinematique (m^2/s)
        visco1_air=-2.83529e-6+3.01256e-
8*T1+1.12534e-10*T1^2-1.65878e-14*T1^3;
        % conductivite thermique (w/m.k)
        K1_air=-0.00226+1.2417e-4*T1-1.23321e-
7*T1^2+9.9309e-11*T1^3-3.01751e-14*T1^4;
        alpha1_air=K1_air/(rho1_air*Cp1_air);
        Pr1_air=visco1_air/alpha1_air;
        %diffusivte (m^2/s)
        alpha1_air=K1_air/(rho1_air*Cp1_air);
        Pr1_air=visco1_air/alpha1_air;
        %=====
        Re_fluide=4*rho_fluide*vp/(pi*D_bi*mu_fluid
e*n_collector);
        if (Re_fluide<2300)%LAMINAR
            a=0.00172;
            b=0.0028;
            m=1.66;
            nn=1.29;
            friction=64.0/Re_fluide;
    end
end
end

```

```

Nu=4.4+a*(Re_fluide*Pr_fluide*D_bi/L_tube)^
m/(1.0+b*(Re_fluide*Pr_fluide*D_bi/L_tube)^
nn);
else
    %TURBULENT
friction=(0.79*log(Re_fluide)-1.64)^(-2);
Nu= (friction/8.0)*(Re_fluide-
1000)*Pr_fluide/(1.0+12.7*sqrt(friction/8.0
)*(Pr_fluide^(2.0/3.0)-1.0));
end
Nu=0.027*(Re_fluide^0.8)*(Pr_fluide^0.33);
h_fluide=Nu*k_fluide/D_bi;
%=====
Re1_air=rho1_air*V_vitesse*D_vo/mu1_air;
Nu_air=0.3+(0.62*Re1_air^0.5*Pr1_air^0.33/(
1+(0.4/Pr1_air)^0.66)^0.25)*(1+(Re1_air/282
000)^0.625)^0.8;
if V_vitesse>0&V_vitesse<=4
    h_bar=5.7+3.8*V_vitesse;
end
if V_vitesse>=4&V_vitesse<40
    h_bar=7.3*V_vitesse^0.8;
end
L=0.5*(D_vi-D_bo);
g=9.81;
B_air=1/T;
Ra_l=g*B_air*(Tb(j-1,t)-Tv(j-
1,t))*L^3/(alpha_air*visco_air);
%=====
eps_vitre=0.9;
eps_absorbeur=0.8;
eps_total=1/eps_absorbeur+((1-
eps_vitre)/eps_vitre)*D_bo/D_vi;
A=real((-
2*pi*K_air/log(D_vi/D_bo)+segma*A_abso*(Tb(
j-1,t)+Tv(j-1,t))*(Tb(j-1,t)^2+Tv(j-
1,t)^2)/eps_total-
h_fluide*A_absi)/(rho_absorbeur*cp_absorbeu
r*A_absorbeur));
B=real((2*pi*K_air/log(D_vi/D_bo)-
segma*A_abso*(Tb(j-1,t)+Tv(j-1,t))*(Tb(j-
1,t)^2+Tv(j-
1,t)^2)/eps_total)/(rho_absorbeur*cp_absorb
eur*A_absorbeur));
C=real((2*pi*K_air/log(D_vi/D_bo)+segma*A_a
bso*(Tb(j-1,t)+Tv(j-1,t))*(Tb(j-
1,t)^2+Tv(j-
1,t)^2)/eps_total)/(rho_vitre*cp_vitre*A_vi
tre));
D=real((h_bar*A_vitre_o+eps_vitre*segma*A_v
itre_o*(Tv(j-1,t)+T_ambb)*(Tv(j-1,t)^2+
T_ambb^2))/(rho_vitre*cp_vitre*A_vitre));
%=====
a11=(1+dalta_t*(vp/(n_collector*A_absi*dalt
a_z)+ h_fluide/(rho_fluide*Cp_fluide)));
a12=-
dalta_t*h_fluide/(rho_fluide*Cp_fluide);
a13=0;
a21=-
dalta_t*h_fluide*A_absi/(rho_absorbeur*cp_a
bsorbeur*A_absorbeur);
a22= (1-dalta_t*A);
a23=-dalta_t*B;
a31=0;
a32=-dalta_t*C;a33=(1+dalta_t*C+dalta_t*D);
%=====
b1=dalta_t*vp/(n_collector*A_absi*dalta_z)*
Tf(j-1,t)+Tf(j,t-1);
b2=(dalta_t*q_absorbe/(rho_absorbeur*cp_abs
orbeur*A_absorbeur)+Tb(j,t-1));
b3=dalta_t*D*T_ambb+Tv(j,t-1);
%===== résolution du système =====
V=[a11 a12 a13 b1; a21 a22 a23 b2;a31 a32
a33 b3];
V1=zeros(3,4);
for K=0:2
    in=K+1;
    R=V(K+1,K+1);
    for jn=K+1:4
        V1(K+1,jn)=V(K+1,jn)/R;
    end
for in=K+2:3
    for jn=K+1:4
        V1(in,jn)=V(in,jn)-
V(in,K+1)*V1(K+1,jn);
    end
end
V=V1;
end
Tv(j,t)=V(3,4);
Tb(j,t)=V(2,4)-V(2,3)*Tv(j,t);
Tf(j,t)=V(1,4)-V(1,2)*Tb(j,t)-
V(1,3)*Tv(j,t);
%=====
Tv(j-1,t)=Tv(j,t);
Tb(j-1,t)=Tb(j,t);
Tf(j-1,t)=Tf(j,t);
end
end
ts1(n)=ts;
tf(n)=Tf(j,t)-273.15;
tb(n)=Tb(j,t)-273.15;
tv(n)=Tv(j,t)-273.15;
hh=Tb(j)-T_ambb;
c1=6.65;
c2=0.06;
m_dot1(n)=m_dot;
n=n+1;
end
figure(12);
grid on
hold on
xlabel('temps solaire vrai
[heurs]','FontSize',10)
ylabel('Temperatures [°C]','FontSize',10)
plot(ts1,tf,'b');
axis([6 20 0 130])
grid off
end
%===== FIN =====

```

