

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية  
République Algérienne Démocratique et Populaire  
وزارة التعليم العالي و البحث العلمي  
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

Université Mohamed Khider – Biskra  
Faculté des Sciences et de la Technologie  
Département de Génie Mécanique  
Réf :.....



جامعة محمد خيضر بسكرة  
كلية العلوم و التكنولوجيا  
قسم الهندسة الميكانيكية  
المرجع:.....

Mémoire présenté en vue de l'obtention  
Du diplôme de  
**Magister en : Génie mécanique**

**Option : Systèmes thermiques et Maîtrise de l'énergie**

**Etude théorique et expérimentale des  
paramètres de fonctionnement d'un  
capteur solaire plan**

Présenté par :

**BAISSI Mohamed Tahar**

Soutenu publiquement le 28/06/2012

**Devant le jury composé de :**

<b>Dr. A.BRIMA</b>	<b>Maître de conférences 'A'</b>	<b>Président</b>	<b>Université de Biskra</b>
<b>Pr. N.MOUMMI</b>	<b>Professeur</b>	<b>Rapporteur</b>	<b>Université de Biskra</b>
<b>Dr. A.MOUMMI</b>	<b>Maître de conférences 'A'</b>	<b>Examineur</b>	<b>Université de Biskra</b>
<b>Dr. A.BENCHABENE</b>	<b>Maître de conférences 'A'</b>	<b>Examineur</b>	<b>Université de Biskra</b>



## Remerciement

*Je remercie en premier lieu Dieu tout puissant pour avoir m'accordé la puissance et la volonté de terminer ce travail.*

*Je tiens à exprimer ma profonde reconnaissance à monsieur N. MOUMMI, professeur à l'université Med Khider de Biskra, qui m'a permis de réaliser ce travail sous sa direction et pour le soutien et les conseils précieux tout le long du travail.*

*Aux membres du jury qui ont pris sur leur temps et aménagé leur volonté pour examiner et porter une analyse critique sur mon travail.*

*Tout mes remerciements et mon estime à tous les enseignants du département de génie mécanique, et tous le corps administratif.*

# *Dédicace*

*Je dédie ce modeste travail à mes chers parents*

*A mes frères et mes sœurs*

*A toute la famille*

*Et tous mes amis et collègues*



## Résumé

L'implantation d'un système solaire pour satisfaire à un besoin bien déterminé en un site donné ne doit se faire qu'après avoir estimé la productivité du système en fonction du gisement solaire local disponible réellement. La modélisation des paramètres intrinsèques et extrinsèques qui gouvernent le fonctionnement des insolateurs constitue le sujet essentiel de ce travail. Cette étude rentre dans le cadre de la caractérisation des sites pour d'éventuelles applications de l'énergie solaire.

**Mots clés :** capteur solaire, rayonnement, température, modèle.

## Abstract

The installation of a solar system to meet a definite need in a given site should be considered only after the system's productivity as a function of local solar radiation actually available. The modeling of intrinsic and extrinsic parameters that govern the operation of sunstroke is the main subject of this work. This study is within the scope of the characterization of sites for possible applications of solar energy.

**Key words:** solar collector, radiation, temperature, model.

## ملخص

إن وضع نظام شمسي في موقع لتلبية احتياجات معينة لا تتم إلا بعد تقدير الطاقة الممكن استغلالها في الموقع وتحديد العوامل الذاتية والدخيلة التي تتحكم في اشتغال هذا النظام. الموضوع الأهم في هذا العمل هو التحقق من صحة النماذج النظرية المقترحة في سياق هذا العمل. هذه الدراسة تدخل في نطاق تحديد خصائص المواقع للتطبيقات المحتملة لطاقة الشمسية.

**كلمات المفتاح :** اللاقط الشمسي الحراري، الإشعاع الشمسي إجمالي، درجة حرارة، نموذج.

# SOMMAIRE

## *Nomenclature*

<b>INTRODUCTION GENERALE .....</b>	<b>1</b>
------------------------------------	----------

## **CHAPITRE I : ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE**

État de l'art .....	3
Quelques travaux publiés .....	12

## **CHAPITRE II : TECHNOLOGIES DE LA CONVERSION THERMIQUE**

II .1. Introduction .....	26
II .2. Solaire Thermique.....	26
II .3. Les Capteurs solaires .....	28
II.3.1. Principe .....	28
II.3.2. Différents types de capteurs solaires.....	28
II .3.2.1. Capteurs plans à liquide sans vitrage .....	28
II .3.2.2. Capteurs plans à liquide avec vitrage.....	29
II .3.2.3. Capteurs solaires à tubes sous vide .....	29
II .3.2.4. Capteur solaire à concentration .....	30
II.4. Gisement solaire.....	31
II.4.1. Généralités sur le rayonnement solaire.....	31
II.4.2. Constitution physique du soleil.....	32
II.4.3. Structure et composition de l'atmosphère .....	32
II.4.4. Données géométriques et astronomiques .....	34
II.4.4.1. Le mouvement de la terre autour du soleil .....	34
II.4.4.2. Coordonnées géométriques .....	34
II.4.4.3. La constante solaire.....	35
II.4.4.4. Déclinaison du soleil.....	36
II.4.4.5. Repérage du soleil à une instante donnée .....	37

## **CHAPITRE III : MODELISATION DES PARAMETRES D'UN CAPTEUR**

### **SOLAIRE**

Introduction .....	38
III.1. Modèles d'estimation du rayonnement solaire terrestre.....	38
III.1.1. Rayonnement global, diffus et direct sur un plan horizontal.....	40
III.1.1.a. Rapport du rayonnement diffus journalier $D_J$ au rayonnement global journalier $G_J$ .....	40
III.1.1.b. Rapport du rayonnement diffus journalier $\bar{D}_J$ en moyenne mensuelle au rayonnement global journalier $\bar{G}_J$ en moyenne mensuelle.....	40
III.1.2. Rayonnement global sur un plan incliné.....	41
III.1.2.a. Facteur de conversion pour le rayonnement journalier.....	42
III.1.2.b. Calcul des valeurs journalières $G$ à partir de $\bar{G}$ ou de $\bar{K}_T$ .....	43

III.1.3. Modèle de Perrin de Brichambaut.....	44
III.1.3.a. Le facteur de trouble de Linke .....	44
III.1.3.b. Le rayonnement direct.....	44
III.1.3.c. Rayonnement diffus .....	45
III.1.3.d. Le rayonnement global.....	46
III.1.4. Modèles de Perrin de Brichambaut.....	47
III.1.4.1. Rayonnement direct .....	47
III.1.4.2. Le rayonnement diffus .....	47
III.1.5. Modèle de Liu et Jordan sur une surface quelconque .....	48
III.2. Modèles de la température ambiante.....	50
III.2.1. Modèle de CAPDEROU .....	50
III.2.2. Modèle théorique.....	50
III.2.3. Modèle Corrigé.....	50
III.3. Modèles de la température de sortie.....	51
III.3.1. Modèle de la température de sortie en fonction du bilan thermique.....	51
III.3.1.1. Modélisation des coefficients d'échange thermique .....	51
III.3.1.1.a. Transfert conductif .....	54
III.3.1.1.b. Transfert radiatif .....	55
III.3.1.1.c. Transfert convectif.....	59
III.3.1.2. Calcul des pertes thermiques .....	59
III.3.1.2.a. Pertes à l'avant.....	60
III.3.1.2.b. Pertes à l'arrière.....	61
III.3.2. Modèle de la température de sortie en fonction du rendement .....	63
III.4. Simulation.....	65

## **CHAPITRE IV : DESCRIPTION DU BANC D'ESSAI ET APPAREILLAGE DES MESURES**

IV.1. Introduction .....	66
IV.2. Expérimentation.....	66
IV.3. Description du capteur solaire étudié .....	67
IV.4. Caractéristique de ville du Biskra.....	67
IV.5. Instrumentation .....	68
IV.6. Les instruments de mesure.....	69
IV.6.3. Anemometre.....	69
IV.6.1. Thermocouple.....	69
IV.6.2. Le pyranometre.....	70

## **CHAPITRE V : RESULTATS ET DISCUSSION**

V.1. Introduction.....	71
V.2. Présentation des résultats.....	71
V.2.1. Évolution du rayonnement solaire global.....	72
V.2.1.a. Modèle de Perrin de Brichambaut (pour trois types de ciel).....	72
V.2.1.b. Modèle de Lui et Jordan .....	73
V.2.1.c. Modèle de Perrin de Brichambaut (un type de ciel) .....	75
V.2.2. Évolution de la Température ambiante .....	77
V.2.3. Évolution de la température de sortie du fluide caloporteur.....	82
V.2.3.a. Modèle de la température de sortie en fonction du bilan thermique .....	82
V.2.3.b. Modèle de la température de sortie en fonction de rendement.....	83

V.2.4. Evolution du rendement en fonction du temps.....	85
V.2.5. Evolution du rendement en fonction du débit.....	86
V.2.6. Effet du débit volumique.....	86
V.2.7. Evolution de la température de l'absorbeur en fonction du temps.....	87
V.2.8. Effet du paramètre d'ensoleillement sur la perte thermique et les coefficients d'échange thermique.....	87
V.2.8.1. Perte thermique global.....	88
V.2.8.2. Coefficient d'échange global (UL).....	88
V.2.8.3. Les Coefficients d'échanges convectifs.....	89
V.2.8.4. Les coefficients d'échange radiatif.....	90
V.3.6. Evolution du nombre de Nusselt en fonction du Reynolds.....	91
<b>CONCLUSION GENERALE</b> .....	92
<b>ANNEXES</b> .....	93

***Bibliographie***

## LISTES DES FIGURES

N° de la figure	Désignation	Chapitre	N° de la page
Fig.1	Réfraction d'un rayon lumineux à la traversée d'un dioptre séparant deux milieux de réfringence différente.	I	9
Fig.2	Effet des multiples réflexions sur le facteur de transmission d'une vitre	I	10
Fig.3	Effet des multiples réflexions plaque- vitre	I	11
Fig.4	Eclairements estimés par le Modèle de Capderou Ghardaïa 08 juin 2006	I	12
Fig.5	Eclairements estimés par modèle de Capderou Ghardaïa 09 juin 2006	I	12
Fig.6	Eclairements estimés par le modèle de Perrin. Batna 27 juin 2003	I	12
Fig.7	Température ambiante. Ghardaïa 08 juin 2006	I	12
Fig.8	Température ambiante Ghardaïa 09 juin 2006	I	13
Fig.9	Température ambiante Batna 27 juin 2003	I	13
Fig.10	Eclairements global mesurés et estimés sur un plan incliné de 32°	I	13
Fig.11	Eclairements global mesurés et estimés sur un plan incliné de 32°	I	14
Fig.12	Real et théorique horizontale des valeurs de rayonnement global pour deux journées d'été de 2009	I	15
Fig.13	Global irradiance measured on the horizontal plane, on the South and East-oriented tilted planes and diffuse irradiance measured on the horizontal plane (February 18, 2009)	I	16
Fig.14	Schématique des six Modèles différents de capteurs solaires à air	I	17
Fig.15	Comparaison des rendements thermiques des modèles de capteurs étudiés	I	17
Fig.16	Comparaison des températures de moyennes de sorties de l'air des modèles de capteurs étudiés	I	17
Fig.17	Les variations du rendement instantané en fonction de la température réduite pour $T^* = (T_p - T_a) / I_g$ plusieurs types de capteurs	I	18
Fig.18	Capteur avec des chicanes rectangulaires sur la plaque inférieure en bois	I	19
Fig.19	Evolution du rendement du capteur en fonction du débit volume de l'air pour les deux configurations de capteurs (avec chicane et absorbeur sélectif)	I	20
Fig.20	Effet de la largeur du capteur sur les différentes températures (à la sortie et moyenne du fluide, de l'absorbeur, de la vitre et de la plaque métallique placée sur l'isolant en aluminium)	I	20
Fig.21	Effet de la largeur du capteur sur la puissance perdue ( $Q_p$ ) et la puissance utile récupérée par le fluide ( $Q_u$ )	I	21

Fig.22	Effet de la longueur du capteur sur les différentes températures (à la sortie et moyenne du fluide, de l'absorbeur, de la vitre et de la plaque métallique placée sur l'isolant en aluminium)	I	22
Fig.23	Effet de la longueur du capteur sur la puissance perdue ( $Q_p$ ) et la puissance utile récupérée par le fluide ( $Q_u$ )	I	22
Fig.24	Effet de la hauteur du conduit utile sur les températures (à la sortie et moyenne du fluide, de l'absorbeur et de la vitre et de la plaque métallique placée sur l'isolant en aluminium)	I	23
Fig.25	Effet de la hauteur du conduit utile sur la puissance perdue ( $Q_p$ ) et la puissance utile récupérée par le fluide ( $Q_u$ )	I	23
Fig.26	Effet de l'épaisseur de l'isolant sur les températures (à la sortie et moyenne du fluide, de l'absorbeur, de la vitre et de la plaque métallique placée sur l'isolant en aluminium)	I	24
Fig.27	Effet de l'épaisseur de l'isolant sur la puissance perdue ( $Q_p$ ) et la puissance utile récupérée par le fluide ( $Q_u$ )	I	25
Fig.1	Schéma d'un capteur à liquide plan avec vitrage	II	29
Fig.2	Schéma d'un système de capteurs solaires à tubes sous vide	II	30
Fig.3	Capteur à réflecteur cylindro-parabolique	II	30
Fig.4	Capteur à réflecteur parabolique	II	31
Fig.5	Centrale à tour	II	31
Fig.6	Répartition spectrale du rayonnement solaire au niveau du sol terrestre	II	33
Fig.7	Mouvement de la terre autour du soleil	II	34
Fig.8	Coordonnées terrestres	II	35
Fig.9	Déclinaison du soleil	II	36
Fig.10	Repérage du soleil	II	37
Fig.1	Organigramme calculant le rayonnement solaire	III	63
Fig.2	Organigramme calculant la température ambiante	III	64
Fig.3	Organigramme calculant la température de sortie du fluide caloporteur	III	65
Fig. 1	Capteur solaire plan à air exposé au soleil	IV	66
Fig.2	Installation des thermocouples sur les composants du capteur	IV	68
Fig.3	Principe de construction d'un thermocouple	IV	69
Fig.4	Pyranomètre	IV	69
Fig.5	Anémomètre	IV	70
Fig.1.a	Comparaison du rayonnement solaire global théorique et expérimental 03/01/2011	V	72
Fig.1.b	Comparaison du rayonnement solaire global théorique et expérimental 16/02/2011	V	72
Fig.1.c	Comparaison du rayonnement solaire global théorique et expérimental 23/02/2011	V	72
Fig.1.d	Comparaison du rayonnement solaire global théorique et expérimental 28/02/2011	V	72
Fig.1.e	Comparaison du rayonnement solaire global théorique et expérimental 01/03/2011	V	73
Fig.1.f	Comparaison du rayonnement solaire global théorique et expérimental 03/04/2011	V	73
Fig.2.a	Comparaison du rayonnement solaire global théorique et expérimental 03/01/2011	V	73

Fig.2.b	Comparaison du rayonnement solaire global théorique et expérimental 16/02/2011	V	73
Fig.2.c	Comparaison du rayonnement solaire global théorique et expérimental 23/02/2011	V	74
Fig.2.d	Comparaison du rayonnement solaire global théorique et expérimental 28/02/2011	V	74
Fig.2.e	Comparaison du rayonnement solaire global théorique et expérimental 01/03/2011	V	74
Fig.2.f	Comparaison du rayonnement solaire global théorique et expérimental 03/04/2011	V	74
Fig.3.a	Comparaison du rayonnement solaire global théorique et expérimental 03/01/2011	V	75
Fig.3.b	Comparaison du rayonnement solaire global théorique et expérimental 16/02/2011	V	75
Fig.3.c	Comparaison du rayonnement solaire global théorique et expérimental 23/02/2011	V	75
Fig.3.d	Comparaison du rayonnement solaire global théorique et expérimental 28/02/2011	V	75
Fig.3.e	Comparaison du rayonnement solaire global théorique et expérimental 03/04/2011	V	75
Fig.4.a	Comparaison de la température ambiante selon le modèle de Capderou 03/01/2011	V	77
Fig.4.b	Comparaison de la température ambiante selon le modèle théorique 03/01/2011	V	77
Fig.4.c	Comparaison de la température ambiante selon le modèle corrigé 03/01/2011	V	77
Fig.4.d	Comparaison de la température ambiante selon le modèle de Capderou 06/03/2011	V	78
Fig.4.e	Comparaison de la température ambiante selon le modèle théorique 06/03/2011	V	78
Fig.4.f	Comparaison de la température ambiante selon le modèle corrigé 06/03/2011	V	78
Fig.4.g	Comparaison de la température ambiante selon le modèle de Capderou 08/03/2011	V	79
Fig.4.h	Comparaison de la température ambiante selon le modèle théorique 08/03/2011	V	79
Fig.4.i	Comparaison de la température ambiante selon le modèle corrigé 08/03/2011	V	79
Fig.4.j	Comparaison de la température ambiante selon le modèle de Capderou 13/03/2011	V	80
Fig.4.l	Comparaison de la température ambiante selon le modèle théorique 13/03/2011	V	80
Fig.4.k	Comparaison de la température ambiante selon le modèle corrigé 13/03/2011	V	80
Fig.5.a	Comparaison de la température de sortie à partir du bilan thermique 03/01/2011	V	82
Fig.5.b	Comparaison de la température de sortie à partir du bilan thermique 28/02/2011	V	82

Fig.5.c	Comparaison de la température de sortie à partir du bilan thermique 01/03/2011	V	82
Fig.5.d	Comparaison de la température de sortie à partir du bilan thermique 14/03/2011	V	82
Fig.5.e	Comparaison de la température de sortie à partir du rendement 03/01/2011	V	83
Fig.5.f	Comparaison de la température de sortie à partir du rendement 28/02/2011	V	83
Fig.5.g	Comparaison de la température de sortie à partir du rendement 01/03/2011	V	83
Fig.5.h	Comparaison de la température de sortie à partir du rendement 14/03/2011	V	83
Fig.6.1	Comparaison de rendement théorique et expérimentale en fonction du temps 03/01/2011	V	85
Fig.6.2	Comparaison de rendement théorique et expérimentale en fonction du temps 01/03/2011	V	85
Fig.6.3	Comparaison de rendement théorique et expérimentale en fonction du temps 13/03/2011	V	85
Fig.7	Evolution du rendement théorique en fonction du débit	V	86
Fig.8.1	Evolution de la température de sortie du fluide caloporteur en fonction du débit	V	86
Fig.8.2	Evolution de la température d'absorbeur en fonction du débit	V	86
Fig.9.1	Comparaison de la température de l'absorbeur 03/01/2011	V	87
Fig.9.2	Comparaison de la température de l'absorbeur 28/02/2011	V	87
Fig.9.3	Comparaison de la température de l'absorbeur 01/03/2011	V	87
Fig.10	Evolution de la perte thermique globale en fonction du temps	V	88
Fig.11	Evolution du coefficient d'échange global en fonction du temps	V	88
Fig12.1	Evolution du coefficient d'échange convectif dans veine d'air mobile en fonction du temps	V	89
Fig12.2	Evolution du coefficient d'échange convectif entre l'absorbeur-vitre en fonction du temps	V	89
Fig13.1	Evolution du coefficient d'échange radiatif entre vitre et voûte céleste en fonction du temps	V	90
Fig13.2	Evolution du coefficient d'échange radiatif entre l'absorbeur et vitre en fonction du temps	V	90
Fig13.3	Evolution du coefficient d'échange radiatif entre l'absorbeur-plaque d'aluminium en fonction du temps	V	90
Fig14.1	Evolution du nombre de Nusselt en fonction du Reynolds en débit =40m <sup>3</sup> /h	V	91
Fig14.2	Evolution du nombre de Nusselt en fonction du Reynolds en débit =40m <sup>3</sup> /h	V	91
Fig14.3	Evolution du nombre de Nusselt en fonction du Reynolds en débit =60m <sup>3</sup> /h	V	91
Fig14.4	Evolution du nombre de Nusselt en fonction du Reynolds en débit =80m <sup>3</sup> /h	V	91



## LISTE DES TABLEAUX

N° du tableau	Désignation	N° de la page
Tableau I.1	Caractéristiques radiatives de quelques surfaces	7
Tableau I.2	Caractéristique thermophysiques de matériaux métalliques	8
Tableau I.3	Propriétés de différentes surfaces transparentes.	9
Tableau. III.1	Choix du jour du mois représentant le jour moyen de ce mois	39
Tableau. III.2	Constantes de la nature du ciel	49
Tableau V.1	Valeur de l'erreur relative entre les valeurs estimées et mesurées du Rayonnement solaire global, Ecart (%)	76
Tableau V.2	Valeur de l'erreur relative entre les valeurs estimées et mesurées de la température ambiante (%)	81
Tableau V.3	Valeur de l'erreur relative entre les valeurs estimées et mesurées de la température de sortie du fluide caloporteur (%)	84
Tableau V.4	Constantes	95
Tableau.A.1	Température mensuelle Biskra	

## NOMENCLATURE

$A$ : surface de captation de l'insolateur plan à air	$m^2$
$a$ : Angle azimutal du soleil	$[^\circ]$
$h$ : Angle zénithal ( ou hauteur ) du soleil	$[^\circ]$
$C_{pf}$ : chaleur massique de l'air	J/kgK
$D_h$ : diamètre hydraulique	m
$D_H$ : Rayonnement diffus horaire	[w/m <sup>2</sup> .heure]
$D_J$ : Rayonnement diffus journalier	[w/m <sup>2</sup> .jour]
$\bar{D}_H$ : Rayonnement diffus horaire en moyenne mensuelle	[w/m <sup>2</sup> .heure]
$\bar{D}_J$ : Rayonnement global journalier en moyenne mensuelle	[w/m <sup>2</sup> .jour]
$d$ : Distance entre la vitre et l'absorbeur	m
$e$ : épaisseur de la veine d'air mobile	m
$e_b$ : épaisseur de la paroi en bois	m
$e_{is}$ : épaisseur de l'isolant	m
$F'$ : coefficient d'efficacité local de transfert air-absorbeur	
$F_R$ : coefficient global de transfert air-absorbeur	
$G_H$ : Rayonnement global horaire	[w/m <sup>2</sup> .heure]
$G_J$ : Rayonnement global journalier	[w/m <sup>2</sup> .jour]
$\bar{G}_H$ : Moyenne mensuelle de $G_H$	[w/m <sup>2</sup> .heure]
$\bar{G}_J$ : Moyenne mensuelle de $G_J$	[w/m <sup>2</sup> .jour]
$h_{rc}$ : coefficient de transfert radiatif entre la vitre du capteur et la voûte céleste	W/m <sup>2</sup> K
$h_{rAl}$ : coefficient de transfert radiatif entre l'absorbeur et la plaque d'aluminium	W/m <sup>2</sup> K
$h_{rv}$ : coefficient de transfert radiatif entre l'absorbeur et la vitre	W/m <sup>2</sup> K
$h_{vv}$ : coefficient de transfert convectif dû au vent	W/m <sup>2</sup> K
$h_{vmt}$ : coefficient de perte par conduction-convection naturelle entre absorbeur et vitre	W/m <sup>2</sup> K
$h_{cnf}$ : coefficient de transfert convectif entre	W/m <sup>2</sup> K
$I$ : Est la constante solaire	[W /m <sup>2</sup> ]
$\bar{I}_0$ Est le rayonnement extra-terrestre journalier, en moyenne mensuelle	[J/m <sup>2</sup> .jour]
$K_T$ : indice de clarté	
$l$ : largeur du capteur plan à air	m
$L$ : longueur du capteur plan à air	m
$\dot{m}$ : Débit d'air massique	kg/s
$N$ : nombre de vitrage	
$P = 101,325$ , pression atmosphérique	kPa
$P_u$ : puissance utile récupérée par l'insolateur	W
$P_n$ : puissance absorbée	W
$P_p$ : puissance des pertes	W
$P_s$ : puissance stockée	W
$Q_u$ : quantité de chaleur utile récupérée par l'insolateur	W/m <sup>2</sup>
$Q_p$ : quantité de chaleur perdue par l'insolateur	W/m <sup>2</sup>
$Q_{p1}$ : quantité de chaleur perdue à l'avant de l'insolateur	W/m <sup>2</sup>
$Q_{p2}$ : quantité de chaleur perdue à l'arrière de l'insolateur	W/m <sup>2</sup>
$Q_V$ : Débit volumique d'air	m <sup>3</sup> /h.m <sup>2</sup>
$t$ : temps	s
$T_a$ : température ambiante	$^\circ\text{C}$
$T_{Al}$ : température de la plaque d'aluminium placée dans la veine d'air mobile du capteur	$^\circ\text{C}$
$T_c$ : température équivalente de la voûte céleste	$^\circ\text{C}$

---

$T_{fe}$ : température de l'air à l'entrée du capteur	°C
$T_f$ : température moyenne de l'air dans la veine d'air mobile du capteur	°C
$T_n$ : température moyenne de l'absorbeur	°C
$T_v$ : température de la vitre	°C
$U_b$ : coefficient de perte thermique à l'arrière de l'absorbeur	W/m <sup>2</sup> K
$U_L$ : coefficient global de perte thermique entre l'absorbeur et l'air ambiant	W/m <sup>2</sup> K
$U_t$ : coefficient de perte thermique à l'avant de l'absorbeur	W/m <sup>2</sup> K
$U_f$ : vitesse de l'air dans la veine d'air mobile du capteur plan	m/s
$V_v$ : vitesse du vent	m/s

### Nombres adimensionnels

$Gr$  : nombre de Grashoff  
 $Nu$  : nombre de Nusselt  
 $Pr$  : nombre de Prandtl  
 $Ra$  : nombre de Rayleigh  
 $Re$  : nombre de Reynolds

### Lettres grecques

$\alpha_{abs} = 0.95$ , coefficient d'absorptivité de l'absorbeur.	
$\alpha_v = 0.06$ , coefficient d'absorptivité de la vitre.	
$\beta$ : angle d'inclinaison du capteur	[°]
$\delta$ : la déclinaison du soleil	[°]
$\varepsilon_{nAl} = 0.25$ , émissivité de l'absorbeur vers la surface lisse en aluminium	
$\varepsilon_b = 0.93$ , émissivité du bois	
$\varepsilon_{Al} = 0.25$ , émissivité de la plaque arrière.	
$\varepsilon_{nmat} = 0.95$ , émissivité de l'absorbeur peint en noir mat.	
$\varepsilon_v = 0.93$ , émissivité du vitrage	
$\Phi_g$ : flux global reçu par le capteur plan à air	W/m <sup>2</sup>
$\lambda_f$ : conductibilité de l'air à l'instant t	W/mK
$\nu_f$ : viscosité dynamique de l'air à l'instant t	m <sup>2</sup> /s
$\rho$ : Albédo du sol	
$\mu_f$ : viscosité cinématique de l'air à l'instant t	kg/ms
$\eta$ : Rendement thermique du capteur plan à air	%
$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$ , constante de Stephan-Boltzmann	W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup>
$\tau_v = 0.84$ , coefficient de transmittivité du vitrage.	
$\omega$ : Angle horaire du soleil	[°]
$\varphi$ : Angle de la latitude du site	[°]

---

## ***INTRODUCTION GENERALE***

En Algérie, le rayonnement global reçu dans différents sites sans altitudes ou avec altitudes de climats méditerranéens ou sahariens, est l'un des plus élevés du monde. En plus les régions du sud bénéficient des qualités exceptionnelles pour valoriser l'énergie solaire sous les formes les plus variées. D'un autre côté, l'implantation d'un système solaire pour satisfaire à un besoin bien déterminé (applications) en un site donné ne doit se faire qu'après avoir estimé la productivité du système en fonction du gisement solaire local disponible réellement par des beaux jours (ciel clair) ou par jours médiocres (ciel couvert). Le rayonnement solaire étant mesuré sur un nombre limité de sites, les données relatives à cette énergie ne sont pas toujours disponibles. L'utilisation de modèles de simulation est pratiquement le seul moyen de palier à ce problème. Pour obtenir des données d'irradiations solaires, il est nécessaire de combiner différents types de modèles. Les principaux modèles utilisés pour décrire le gisement solaire sont empiriques. Si l'irradiation hors atmosphère est décrite par des expressions analytiques précises, l'irradiation reçue au sol est dépendante des nuages et d'autres paramètres atmosphériques. Ceci lui confère un caractère aléatoire, d'où la nécessité d'utiliser des modèles issues d'expériences sur sites.

A cet effet, nous avons consacré une première phase de son travail à des tests de mesure du rayonnement solaires relatifs au site de Biskra. Les résultats sont comparés aux modèles existants. Ces tests ont portés également sur d'autres paramètres qui influent directement ou indirectement sur le fonctionnement d'un système de conversion de l'énergie solaire. Ceci a permis de suivre l'évolution journalière théorique et expérimentale en fonction du temps solaire vrai du rayonnement solaire global, de la température ambiante, la température de sortie du fluide caloporteur et autres paramètres.

Cette étude comporte les chapitres suivants :

Le premier chapitre comporte une étude bibliographique concernant l'état de l'art, ainsi qu'un résumé de quelques travaux de recherches réalisés.

Le deuxième chapitre comporte la technologie de la conversion thermique des différents capteurs solaire et généralité du gisement solaire.

Le troisième chapitre est consacré à la modélisation des paramètres d'un capteur solaire, où nous exposés des modèles d'estimation du rayonnement solaire global, la température ambiante et température de sortie du fluide caloporteur.

Dans le quatrième chapitre une description du banc d'essai et appareillage des mesures, l'installation expérimentale et les paramètres fixes du capteur étudié.

Le dernier chapitre est consacré à l'exposé de l'ensemble des résultats obtenus, au cours de ce travail ainsi que des discussions

## CHAPITRE I

### ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

Dans ce chapitre nous présentons en premier lieu, l'état de l'art sur les différents paramètres de fonctionnement d'un capteur solaire plan, en second lieu nous présentons les travaux publiés sur les études des différents paramètres de fonctionnement d'un capteur solaire plan.

Pour étudier un capteur solaire, il est nécessaire de tenir compte de tous les paramètres intérieurs et extérieurs au système et qui interviennent dans son fonctionnement. Ces paramètres sont classés en deux catégories :

#### **Paramètres externes :**

Paramètres météorologiques, dont les plus fréquemment retenus sont :

- Paramètres d'ensoleillement : éclairement énergétique du rayonnement 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 internes :**

Paramètres de position : 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

Les paramètres thermophysiques sont:

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.

Le rayonnement solaire étant mesuré sur un nombre limité de sites à travers le monde, les données relatives à cette énergie ne sont pas toujours disponibles. L'utilisation de modèles de simulation est pratiquement le seul moyen de palier à ce problème.

Pour générer des données d'irradiations solaires, il est nécessaire de combiner différents types de modèles. On peut classer les principaux modèles utilisés pour décrire le gisement solaire en trois classes essentielles les modèles empiriques, les modèles analytiques et les modèles stochastiques.

Si l'irradiation hors atmosphère est décrite par des expressions analytiques précises, l'irradiation reçue au sol est dépendante des nuages et d'autres paramètres atmosphériques. Ceci lui confère un caractère aléatoire, d'où la nécessité d'utiliser des modèles plus complexes. A cet effet, la littérature propose différentes approches et méthodes d'estimation du gisement solaire à une échelle locale ou régionale tenant compte de la nature des mesures effectuées. Les études réalisées (expérimentales et théoriques) portent généralement sur sa distribution spatiale et temporelle, sa variation durant l'année, le mois, la journée et l'heure. Les études les plus courantes concernent la modélisation du rayonnement solaire à différentes échelles de temps et par différentes approches. Les méthodes physiques ou analytiques sont des modèles théoriques plus complexes. Ils sont élaborés à partir de la connaissance exacte des phénomènes physiques et permettent de calculer la transmission du rayonnement solaire à travers les différentes couches de l'atmosphère le plus exactement possible. Une description précise des constituants de l'atmosphère est nécessaire pour aboutir à ces modèles.

Dave et ses collaborateurs décomposent l'atmosphère en couches horizontales et étudient successivement les phénomènes d'absorption et de diffusion auxquels est soumis le rayonnement solaire. D'autres modèles donnent le rayonnement solaire en fonction de paramètres atmosphériques et astronomiques. Citons quelques exemples de ces modèles:

En 1975, Perrin de Brichambaut [2] a présenté un modèle en fonction de l'auteur solaire et le facteur de trouble atmosphérique pour estimation la moyenne quotidienne de l'irradiation reçue sur un plan horizontale par ciel clair. Le facteur de trouble de Linke est défini comme le nombre d'atmosphère pure et sèche (sans aérosols, ni vapeur d'eau, ni nuages).

Cole-Barbaro et al [3] ces auteurs étendent le modèle de Leone au calcul des irradiances directe, diffuse et globale par ciel quelconque (généralement nuageux) en fonction des paramètres mesurables: l'épaisseur d'eau chaude condensable ( $w$ ), l'ensoleillement, par la relation  $S/S_0$ , la concentration des aérosols ( $d$ ) et la nébulosité ( $Ne$ ) en octas. Ils calculent

l'irradiante journalière directe par ciel clair en intégrant le flux direct total (expression de Leone) entre le lever et le coucher.

En 1987, Capderou [3] a proposé un modèle qui utilise le facteur de trouble atmosphérique pour calculer les composantes directe et diffusé de l'irradiation reçue sur un plan. L'absorption et la diffusion causées par les constituants de l'atmosphère peuvent être exprimées par des facteurs des troubles, à partir de ces facteurs, on peut exprimer les irradiances directes et diffusées par ciel clair.

Modèle de Kasten [10] le modèle est décrit dans Kasten Davies et McKay (1989) et est basé sur un rapport de Kasten (1983). Il n'utilise que la nébulosité totale, pas d'informations couche nuageuse. Les coefficients utilisés dans le modèle ont été calculées à partir des données ouest-allemandes.

En 1960, Liu et Jordan [1] ont effectué des moyennes mensuelles et après avoir constaté que statiquement, le rayonnement journalier est symétrique par rapport au midi solaire, ils ont présenté les résultats de leur travaux sous forme d'abaques que différents auteurs ont prouvé leur validité dans de nombreux pays comme les Etats-Unis, le Canada, l'Australie et l'Inde.

La modélisation de température ambiante, la température de voûte céleste et la vitesse du vent sont nécessaires pour évaluer théoriquement la quantité de chaleur perdue du capteur solaire vers le milieu extérieur par convection et rayonnement, comme bien le degré de température d'air qui va entrer dans le capteur solaire plan. Citons quelques exemples de ces modèles :

En 1982, J.R. Howell, R.B. Bannerot, G.C. Vliet [8] ont modélisé la température ambiante par la formule suivante :

$$T_a = \bar{T}_a + \Delta T_a \sin \left\{ \frac{\pi}{12} [TL - (TL_{0L} + \frac{3}{2})] \right\}$$

Avec 
$$\bar{T}_a = \frac{T_{a-\max} + T_{a-\min}}{2}, \quad \Delta T_a = \frac{T_{a-\max} - T_{a-\min}}{2}$$

Où  $T_{a-\min}$  et  $T_{a-\max}$  représentent les températures ambiantes maximale et minimale au cours d'une journée, avec TL le temps légal en heures.

W. SAADAOUI [6] a présenté un modèle de température ambiante en fonction de temps et le jour par la formule suivante :

$$T(j, t) = \frac{T_{\max}(m) + T_{\min}(m)}{2} + \frac{T_{\max}(m) - T_{\min}(m)}{2} \sin \left( \pi \frac{t-1}{12} \right)$$

$T_{\min}(m)$  et  $T_{\max}(m)$  sont les moyennes journalières mensuelles de la température minimale et maximale, ( $t$ ) est le temps compté depuis le lever du soleil pour le jour ( $j$ ).



Pour prédire le rendement des capteurs solaires, il sera nécessaire de l'échange par rayonnement entre la surface et le ciel. Le transfert de chaleur par rayonnement à partir de la plaque aux comptes ciel pour l'échange de rayonnement avec le ciel à la température  $T_{ciel}$  plutôt que la température ambiante  $T_a$ . Le ciel peut être considéré comme un corps noir à une température équivalente  $T_{ciel}$  pour rendre compte des faits que l'atmosphère n'est pas une température uniforme et que l'atmosphère rayonne seulement dans certaines longueurs d'onde de bande [4]. Il peut être calculé en utilisant l'équation suivante :

$$T_{ciel} = T_a [0.711 + 0.0056T_{dp} + 0.000073T_{dp}^2 + 0.013\cos(15t)]^{1/4}$$

Où  $t$  est l'heure de minuit.  $T_{ciel}$  et  $T_a$  sont en degrés Kelvin et  $T_{dp}$  est le point de rosée en degrés Celsius.

Swinbank [4], est donné la température de la voûte céleste par la formule suivant :

$$T_{VC} = 0,0552 \cdot T_a^{1,5}$$

L'influence de la vitesse du vent est considérable quand celle-ci est entre 0 et 3 m/s au delà, l'effet est moins important, ceci s'explique par le fait que les échanges convectifs entre la vitre et l'air ambiant augmentent avec la vitesse du vent, donc les pertes du capteur augmentent. Pour identifier le coefficient de convection externe, on utilise la relation empirique de Hottel et Woertz [1] très utilisée :

$$h = 5.67 + 3.86V$$

Où  $h$  est le coefficient moyen de transfert thermique ( $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ) et  $V$  la vitesse du vent ( $m \cdot s^{-1}$ ). Cette relation ne tient compte ni de l'orientation du vent par rapport au plan de la surface d'échange, ni des dimensions de celle-ci, ni de l'écart de température entre le vent et la surface.

Pour une exploitation optimale du rayonnement solaire, la surface de captage devrait toujours être orientée dans la mesure du possible perpendiculairement au rayonnement.

Toutefois, comme la position du soleil par rapport à la terre varie continuellement au cours d'une journée et de l'année, l'angle d'incidence du rayonnement sur le capteur varie également.

Dans l'hémisphère nord, les capteurs orientés vers le sud, l'orientation des systèmes solaires dépend de la période du fonctionnement pendant la journée, tel que :

- Pendant la matinée : l'orientation s'effectue vers l'est.
- Pendant l'après midi : l'orientation s'effectue vers l'ouest.

-Durant toute la journée: l'orientation s'effectue vers le sud.

L'inclinaison et le montage d'un capteur solaire pour une meilleure captation du rayonnement solaire garantit le meilleur gain solaire pour une utilisation durant toute l'année.

Des inclinaisons moins fortes favorisent le gain solaire en été, alors que des inclinaisons plus fortes sont recommandables en hiver.

L'inclinaison des systèmes solaires dépend de la période du fonctionnement pendant l'année, tel que :

-Pendant l'hiver :  $\beta = \Phi - 10^\circ$

-Pendant l'été :  $\beta = \Phi + 20^\circ$

-Pendant l'année:  $\beta = \Phi + 10^\circ$

Où  $\beta$  angle d'inclinaison et  $\Phi$  la latitude du lieu.

Paramètres de construction :

Les éléments essentiels sont:

➤ Surface absorbante

Son rôle est de transformer le rayonnement solaire de courtes longueurs d'onde en chaleur. En chauffant, l'absorbeur va rayonner dans l'infrarouge. La fraction d'énergie effectivement rayonnée sur l'énergie que rayonnerait la surface considérée comme un corps noir est appelée facteur d'émission infrarouge ( $\varepsilon$ ) ou émissivité.

L'émittance ( $E$ ) d'une surface à la température ( $T$ ) s'écrit :

$$E = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4$$

Où :  $\sigma$  est la constante de stefan-bolzman ( $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ w/m}^2 \cdot \text{k}^4$ ).

On appelle sélectivité, le rapport du facteur d'absorption solaire au facteur d'émission infrarouge. Le tableau I.1, donne la sélectivité de quelques surfaces.

Etat de surface de différents matériaux	$\alpha$	$\varepsilon$	$\alpha/\varepsilon$
Cuivre poli	0.25	0.02	12.5
Acier poli	0.63	0.09	7
Aluminium anodise	0.80	0.14	5.71
Nickel brillant	0.34	0.07	4.86
Aluminium poli	0.10	0.04	2.5
Peinture noire (silicate)	0.97	0.88	1.10
Peinture aluminium	0.26	0.26	1
Peinture Blanche (silicate)	0.14	0.90	0.16

Tableau I.1. Caractéristiques radiatives de quelques surfaces [22].

Le matériau constituant la plaque de l'absorbeur peut être soit métallique soit en matière plastique. Dans le cas des métaux, on utilise couramment le cuivre, l'acier inoxydable ou bien l'aluminium. Leurs principales caractéristiques thermophysiques sont données dans le tableau I.2.

Métal	Conductivité thermique $\lambda(\text{W/m.k})$	Chaleur massique $C_p(\text{j/kg.k})$	Masse Volumique $\rho(\text{kg/m}^3)$	Diffusivité $a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p} \cdot 10^{-6}(\text{m}^2/\text{s})$
Cuivre	384	398	8900	108
Acier inoxydable	14	460	7800	4
Aluminium	204	879	2700	86

Tableau I.2. Caractéristique thermophysiques de matériaux métalliques.

L'emploi de matières plastiques entraîne des différences notables comparées aux métaux.

Les avantages sont :

- La légèreté.
- La possibilité de teinter le produit dans la masse et donc de ne pas craindre les rayures.
- La faible sensibilité des plastiques à la corrosion.

Les inconvénients sont :

- Une mauvaise conductibilité thermique.
- Un vieillissement dû au rayonnement ultraviolet
- Une tenue médiocre aux températures élevées

➤ Couverture transparente

Elle est facultative mais permet d'accroître sensiblement le rendement du convertisseur par effet de serre. L'intérêt d'une couverture transparente pour le rayonnement solaire est d'autant plus grand que la température de fonctionnement du convertisseur est élevée. C'est donc pour des températures dépassant 70°C que l'on peut envisager d'installer un double vitrage afin d'accroître le rendement. Les couvertures transparentes habituellement sont pour la plupart en verre mais on peut trouver aussi des produits de synthèse telle que le polycarbonate, le polyméthacrylate ou bien le polyester armé. Pour certaines applications, telles que la réalisation de serres agricoles, on peut utiliser des films minces.

Le tableau I.3 regroupe les propriétés de différentes surfaces transparentes.

Matériau	Epaisseur (mm)	Facteur de transmission $\tau(\%)$	Masse Volumique $\rho(\text{kg/m}^3)$	Conductivité Thermique $\lambda(\text{W/m.k})$	Chaleur Massique $C_p(\text{j/kg.k})$	Coefficient de dilatation Thermique $k_d \cdot 10^{-5}/\text{k}$
Verre à vitre	3	85-92	2700	0.93	840	0.9
Polycarbonate	3.2	82-89	1200	0.2	1260	6.6
Polyméthacrylate	3.2	89-92	1200	0.2	1460	7
Polyester Armé	1	77-90	1400	0.21	1050	3.5

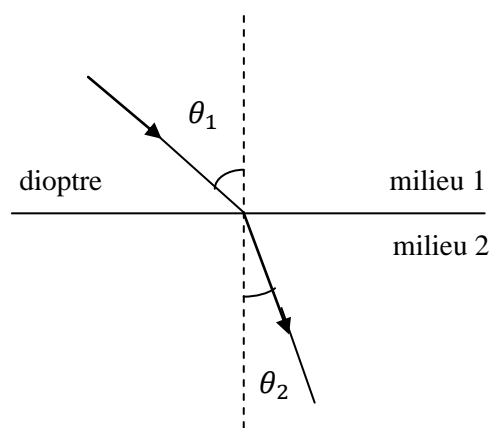
Tableau I.3. Propriétés de différentes surfaces transparentes [15].

- Facteur de transmission

Le coefficient de transmission est le produit d'un coefficient relatif à la réflexion partielle du rayonnement incident et d'un coefficient relatif à l'absorption dans le milieu transparent.

Lorsqu'un rayonnement change de milieu de propagation, il subit au passage de l'interface, appelée dioptre une déviation fonction de l'indice de réfraction ( $n$ ) du milieu (figure I.1), selon la loi de Descartes [22,23] :

$$n_1 \sin \theta_1 = n_2 \sin \theta_2$$



**Fig I.1.** Réfraction d'un rayon lumineux à la traversée d'un dioptre séparant deux milieux de réfringence différente.

Le coefficient de réflexion peut être déterminé par la formule de Fresnel [22,23], tel que :

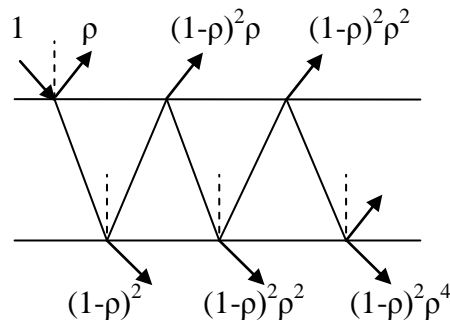
$$\rho = \frac{1}{2} \left[ \frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)} + \frac{\tan^2(\theta_2 - \theta_1)}{\tan^2(\theta_2 + \theta_1)} \right]$$

Pour un rayonnement incident normal, on obtient :

$$\rho = \left[ \frac{n_1 - n_2}{n_1 + n_2} \right]^2$$

La couverture transparente d'un capteur solaire constitue une lame à faces parallèles ; il y a donc deux interfaces à l'origine de pertes par réflexion. Pour un rayon d'intensité unité, une fraction  $(1 - \rho)$  pénètre dans le matériau tandis qu'une fraction est réfléchi. La partie se réfléchit à son tour et ne transmet donc qu'une fraction  $(1 - \rho)^2$  et ainsi de suite (figure I.2), le coefficient de transmission ( $\tau_r$ ) s'écrira donc :

$$\tau_r = (1 - \rho)^2 \sum_{n=0}^{\infty} \rho^{2n} = \frac{1 - \rho}{1 + \rho}$$



**Fig.I.2.** Effet des multiples réflexions sur le facteur de transmission d'une vitre.

Pour un système avec N couvertures, on aura :

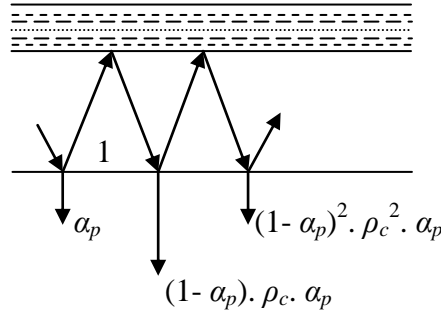
$$\tau_r = \frac{1 - \rho}{1 + (2N - 1)\rho}$$

Le coefficient de transmission due à l'absorption du milieu est donné par :

$$\tau_a = \exp(-k_e \cdot l)$$

Avec  $k_e$ , coefficient d'extinction et  $l$ , la longueur parcourue par le rayonnement dans le milieu.

Les multiples réflexions interviennent aussi dans le bilan global, d'absorption solaire de la surface absorbante (figure I.3). Pour l'unité d'énergie solaire reçue par celle-ci, seule la fraction  $\alpha_p$  est absorbée, le reste  $(1 - \alpha_p)$  étant réfléchi, cette fraction va se réfléchir sur la vitre dont le coefficient de réflexion solaire est noté  $\rho_c$ , une quantité d'énergie égale à  $(1 - \alpha_p) \cdot \rho_c$  va alors atteindre la surface absorbante qui emmagasinera la quantité  $(1 - \alpha_p) \cdot \rho_c \cdot \alpha_p$



**Fig.I.3.** Effet des multiples réflexions plaque- vitre

En continuant le raisonnement, on peut définir le coefficient d'absorption solaire effectif par la somme suivante :

$$\alpha_e = \alpha_p \sum_{i=0}^{\infty} [(1 - \alpha_p)\rho_c]^i = \frac{\alpha_p}{1 - (1 - \alpha_p)\rho_c}$$

### ➤ Isolant

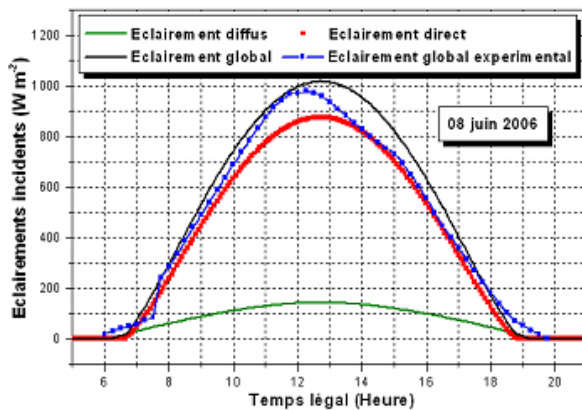
Pour minimiser les pertes calorifiques du système, il faut isoler ses parois. Vers l'avant c'est le plus souvent une lame d'air qui fait office d'isolant. Son épaisseur ne doit pas être trop importante pour limiter les transferts par convection. On choisira une distance comprise entre 2 à 3 cm. A la partie arrière, on place une ou plusieurs couches d'isolant du type laine de verre, polystyrène, mousse de polyuréthane; le tableau I.4 regroupe les principales propriétés thermiques, de quelques matériaux isolants.

Matériau	Conductivité thermique $\lambda(\text{W/m.k})$	Masse Volumique $\rho(\text{kg/m}^3)$	Chaleur Massique $C_p(\text{j/kg.k})$	Diffusivité $a = \frac{\lambda}{\rho \cdot C_p} \cdot 10^{-6}(\text{m}^2/\text{s})$
Laine de verre	0.036	40	840	10.7
Polystyrène expansé	0.040	20	1500	13.3
Laine de roche	0.040	40	840	11.9
Laine (vêtement)	0.040	450	1880	0.47

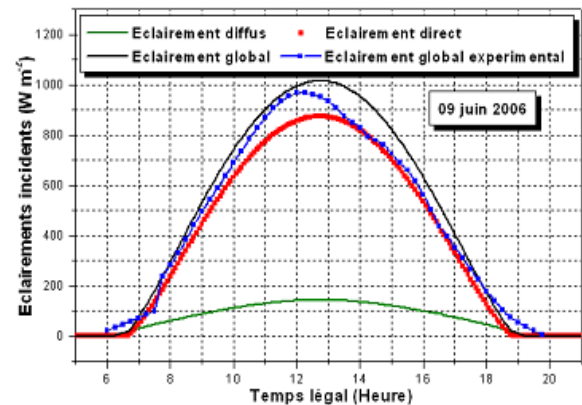
Tableau I.4. Propriétés thermiques de matériaux isolants.

Durant dernières décennies, l'intérêt pour l'étude théorique et expérimentale des paramètres de fonctionnement d'un capteur solaire plan a pris de l'ampleur et un certain nombre de travaux ont été présenté.

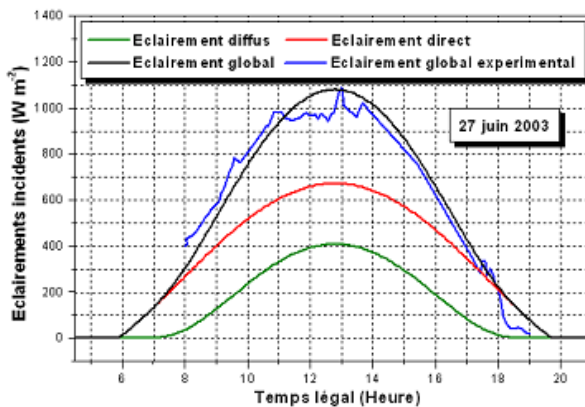
Bekkouche [9], a étudié la comparaison entre le rayonnement solaire expérimental et théorique par le modèle de Capderou pour le site de Ghardaïa et le modèle de Perrin Brichambaut pour la station de Batna (Figure I-4-5-6). Il s'ensuit qu'on peut constituer des fonctions d'interpolation qui évaluent et estiment la température ambiante en fonction du temps à travers des mesures établies expérimentalement (Figure I-7-8-9).



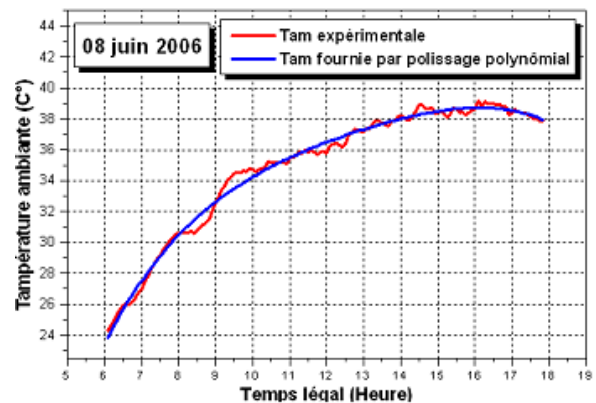
**Fig. I.4.** Eclairéments estimés par le Modèle de Capderou. Ghardaïa 08 juin 2006.



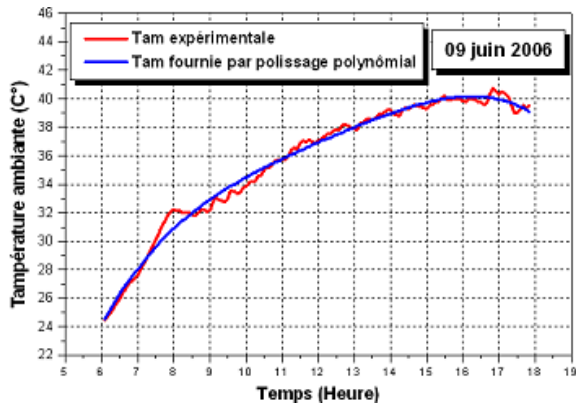
**Fig.I.5.** Eclairéments estimés par modèle de Capderou. Ghardaïa 09 juin 2006.



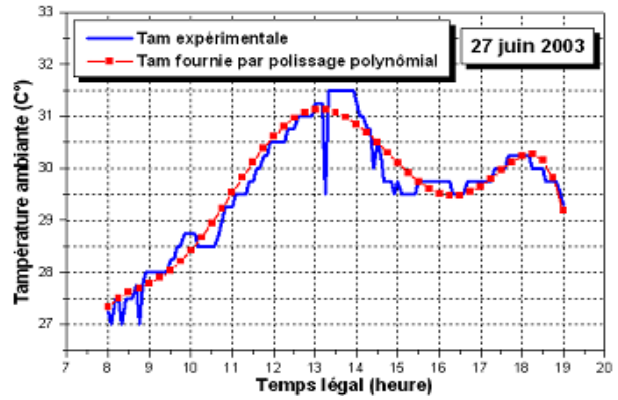
**Fig.I.6.** Eclairéments estimés par le modèle de Perrin. Batna 27 juin 2003.



**Fig. I.7.** Température ambiante. Ghardaïa 08 juin 2006.

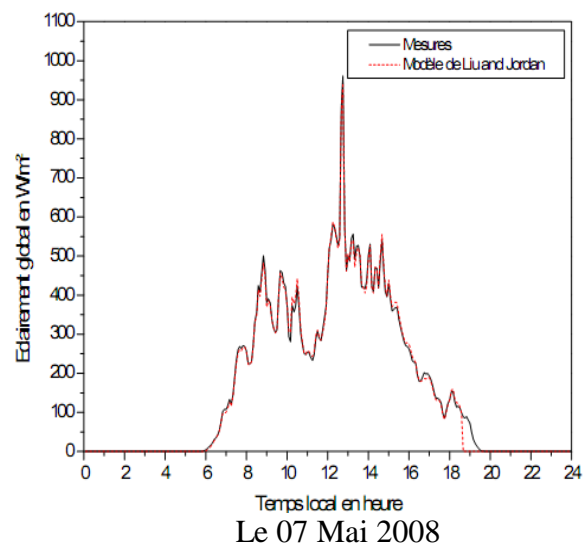
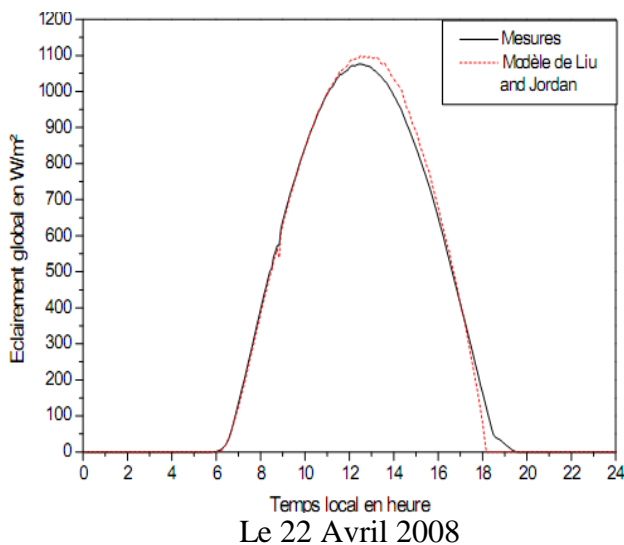


**Fig.I.8.** Température ambiante.  
Ghardaïa 09 juin 2006.



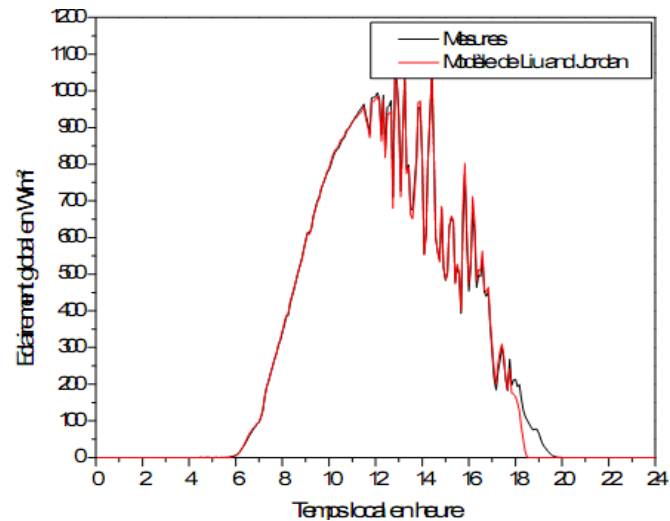
**Fig.I.9.** Température ambiante  
Batna 27 juin 2003.

Benkaciali, Gairaa [17], ont étudiés cinq modèles empiriques basés sur l'estimation du rayonnement global reçu sur un plan inclinés (à la latitude du lieu de  $32^\circ$  N, Longitude  $3.81^\circ$  E, Altitude 450 m) ont été testé et confrontés aux données expérimentales obtenues par des mesures au sol avec une station radio métrique installée à l'unité de recherches de Ghardaïa et qui fonctionne à l'aide d'un système de poursuite. D'autre part, les modèles ainsi proposés, sont le modèle de Perez, le modèle de Klucher, le modèle de Hay, le modèle de Baltas, et celui de Liu and Jordan. Ce dernière modèle tient compte du type de contributions au rayonnement diffus, c'est-à-dire de l'isotropie et de l'anisotropie du ciel. Nous avons constaté qu'il existe une très bonne concordance entre les valeurs mesurées et celles estimées par le modèle.



**Fig.I.10.** Eclairments global mesurés et estimés sur un plan incliné de  $32^\circ$

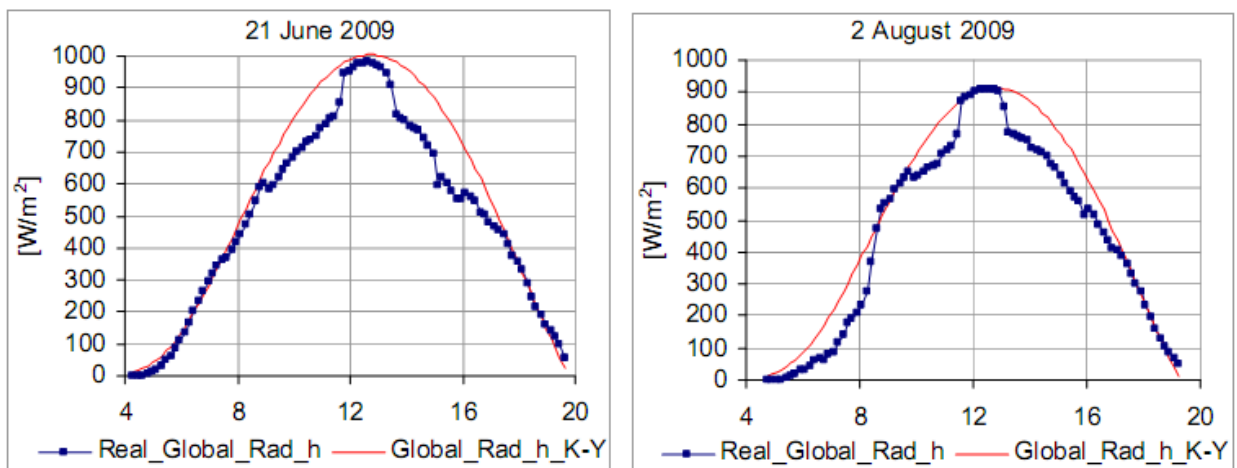




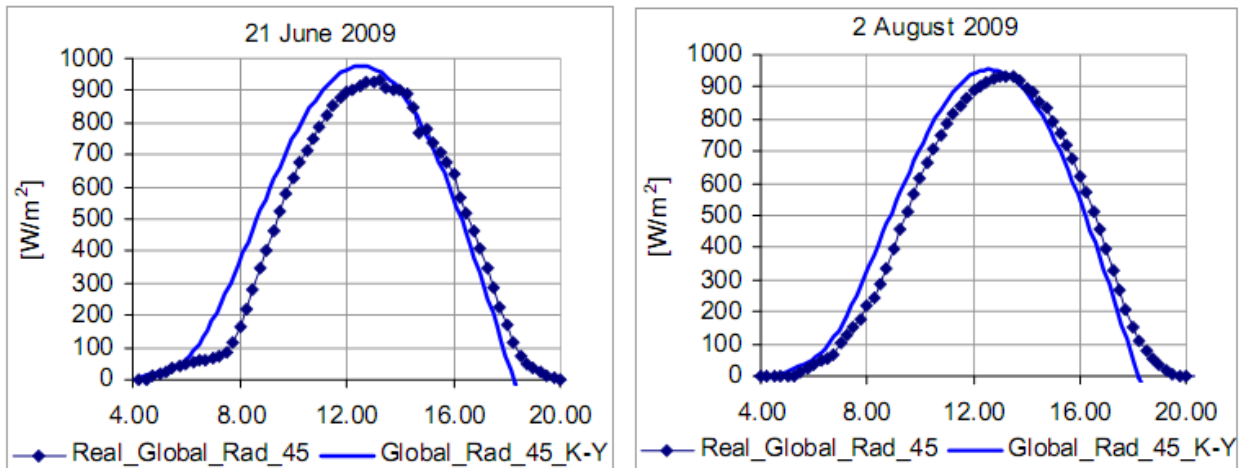
Le 11 Mai 2008

**Fig.I.11.** Eclairements global mesurés et estimés sur un plan incliné de 32°.

EFTIMIE [13], a réalisé une comparaison du rayonnement solaire global théorique et expérimental, (Figure I.12.a) présente le véritable rayonnement global enregistré sur une surface horizontale et le rayonnement global horizontal théorique, obtenue avec le modèle Kasten-Young. (Figure I.12.b) présente les diagrammes comparatifs du rayonnement réel et théorique globale sur une surface inclinée à 45 degrés.



**I.12.a.** Horizontal éclairement global



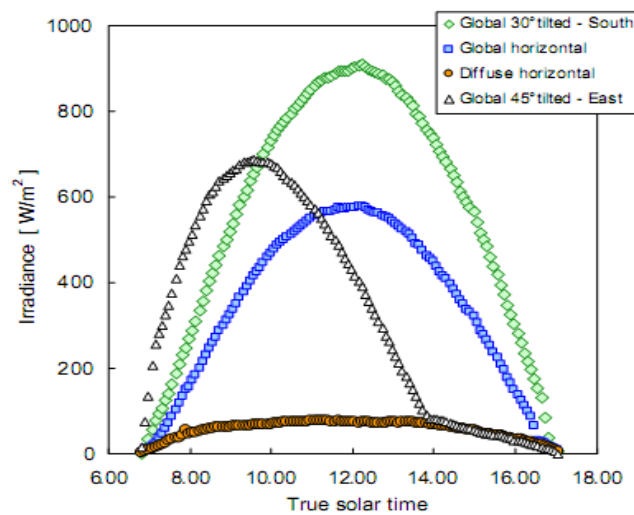
### I.12.b. Éclairement énergétique global sur une surface inclinée

**Fig. I-12.** Les valeurs expérimentales et théoriques du rayonnement global sur une surface horizontale pour deux journées d'été de 2009

L'analyse comparative du diagramme superposé (figure I.12) met l'accent sur les conclusions suivantes:

- Les fonctions proposées sont très théoriques précis pendant le lever du soleil et 9 heures solaire, 11 et 13 heure solaire, et de 16 heures solaires au coucher du soleil. Ces périodes sont caractérisées par des erreurs très faibles entre les valeurs théoriques et réelles du rayonnement global.
- L'erreur quotidienne entre le modèle théorique de l'éclairement énergétique global sur une surface horizontale et les valeurs réelles enregistrées est d'environ 12%. Pour la meilleure modélisation théorique de la radiation globale, il est recommandé une modélisation plus précise du facteur de trouble de Linke, en particulier pendant les mois d'été (le facteur de trouble de Linke ne discontinuités présentes dans sa variation durant les autres mois).
- Les valeurs maximales réelles du rayonnement global sur une surface inclinée sont enregistrées environ 13 heure solaire, la courbe théorique du rayonnement global sur une surface inclinée est un peu hors de centre avec la courbe réelle.
- Les deux courbes réelles et théoriques du rayonnement global sur une surface inclinée sont très proches, l'erreur quotidienne est d'environ 2-8% ce qui signifie une bonne précision du modèle théorique.

Padovan, Del Col [12], ont présentés une étude concernant la comparaison du rayonnement solaire sur une surface avec une orientation optimale et l'inclinaison peut être considérablement plus élevé que celui sur le plan horizontal. La figure (I.13) montre, pour une journée d'hiver, les rayonnements solaires courbes mesurés sur le plan horizontal, sur le plan incliné  $30^\circ$  orienté à Sud et sur le plan orienté à l'Est et inclinée de  $45^\circ$ . Pendant toute la journée, l'éclairement mesuré sur la surface inclinée orientée Sud-est plus élevé que celui sur le plan horizontal, tandis que dans la partie de la matinée l'éclairement sur l'Est axé sur plan incliné peut être environ deux fois l'éclairement sur la surface inclinée orientée plein sud. C'est intéressant pour les applications de suivi du soleil.



**Fig.I.13.** Rayonnement global a mesuré sur un plan horizontal, vers le Sud et Est-orientés plans inclinés et rayonnement diffus mesurés sur le plan horizontal (Février 18, 2009).

Koyuncu [7], étudié six Modèles différents de capteurs solaires à air avec convection naturel pour le séchage des produits agricoles :

- Modèle -1 : à simple vitrage en plastique, l'absorbeur est en carton dur à peinture noire sans effet de serre.
- Modèle -2 : à simple vitrage en plastique, l'absorbeur est en tôle d'aluminium peinte en noire sans effet de serre.
- Modèle -3 : une seule vitre en plastique, l'absorbeur est en tôle aluminium en forme de zigzag, avec peinture noire, sans effet de serre,
- Modèle -4 : à simple vitrage en plastique, l'absorbeur est en tôle d'aluminium peinte en noire avec effet de serre.
- Modèle -5 : à simple vitrage en plastique, l'absorbeur en tôle aluminium en forme de zigzag à peinture noire avec effet de serre.

- Modèle -6 : double vitre en plastique, l'absorbeur en tôle aluminium peinte en noire avec effet de serre).

Il montré que les capteurs à simple vitrage et sans effet de serre sont plus efficaces que ceux à double ou à triple vitrages Fig. (I-15 et 16), ces dispositifs de conversion thermique de l'énergie solaire, sont plus appropriés pour la circulation naturelle dans les applications du séchage par de l'énergie solaires.

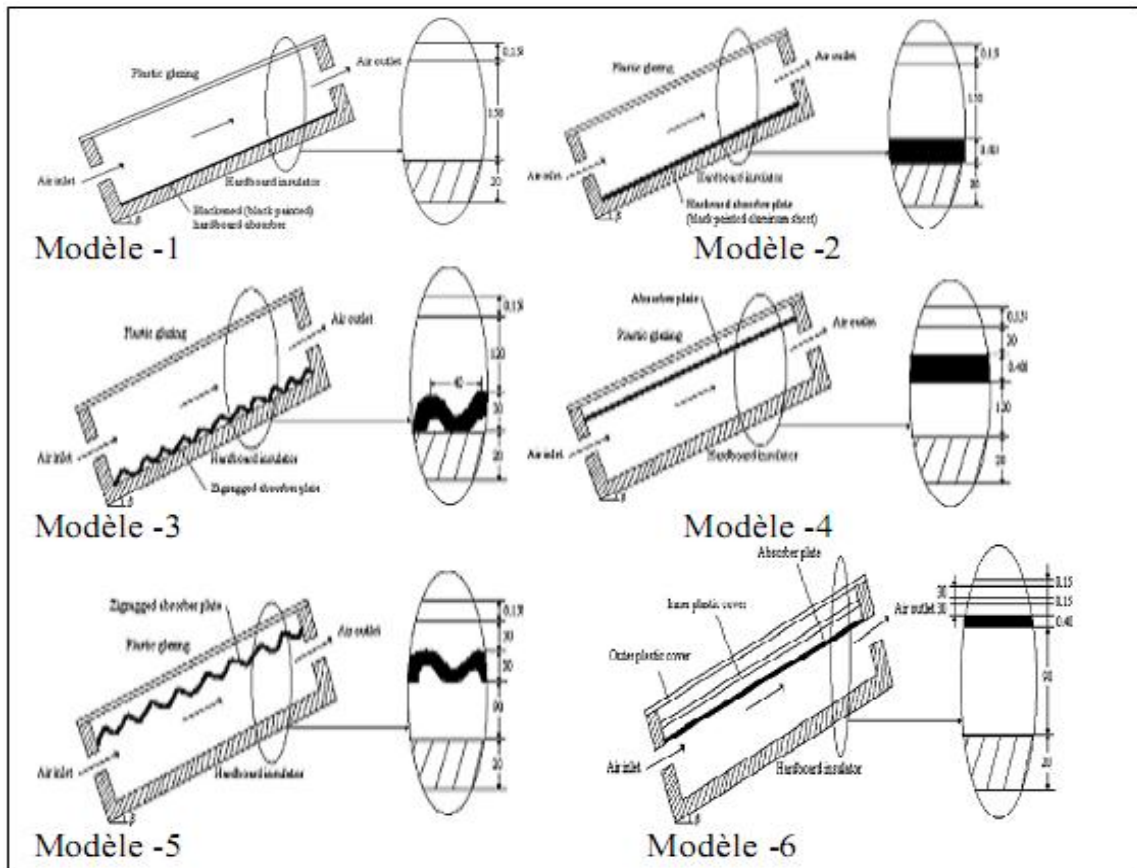


Fig.I.14. Les figures des six Modèles différents de capteurs solaires à air

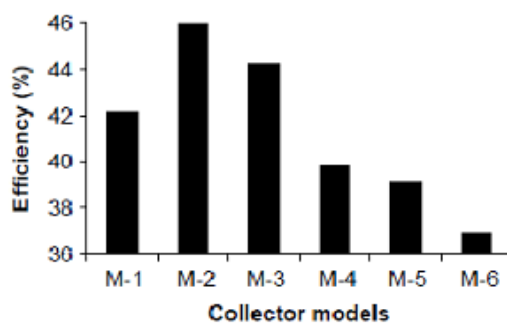


Fig. I.15. Comparaison des rendements thermiques des modèles de capteurs étudiés

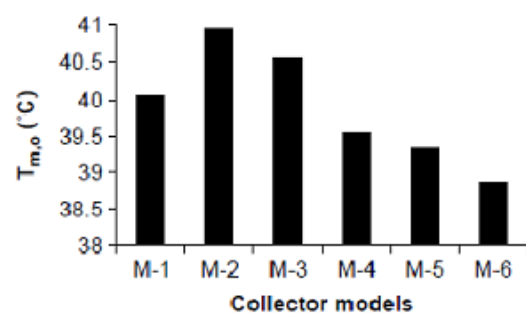


Fig. I.16. Comparaison des températures de moyennes de sorties de l'air des modèles de capteurs étudiés

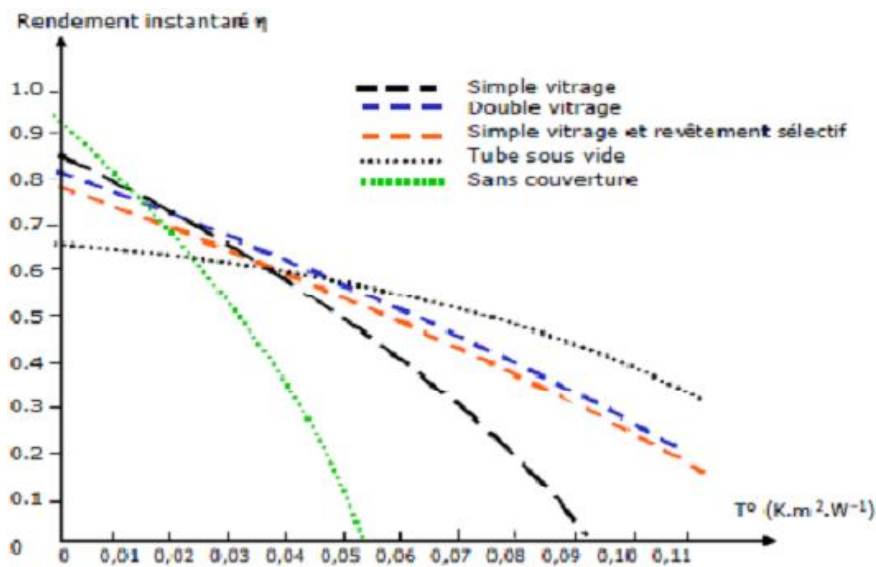
A D E M E [5], a réalisé une étude concernant plusieurs types de capteurs solaires à eau à simple vitrage, à double vitrage, à simple vitrage et à revêtement sélectif, à tube sous vide et sans couvertures, les résultats obtenus montrent que le capteur avec simple vitrage et à revêtement sélectif est plus efficace que celui à une seule vitrage et sans revêtement sélectif Fig.(I.17). Sachant que le rendement d'un capteur plan peut être caractérisé par trois coefficients indépendants de la température, tel que :

$$\eta = \eta_0 - a_1 T^* - a_2 (T^*)^2$$

$\eta_0$ : Rendement optique (%)

$a_1$ : Coefficient de déperditions thermiques par conduction ( $\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$ )

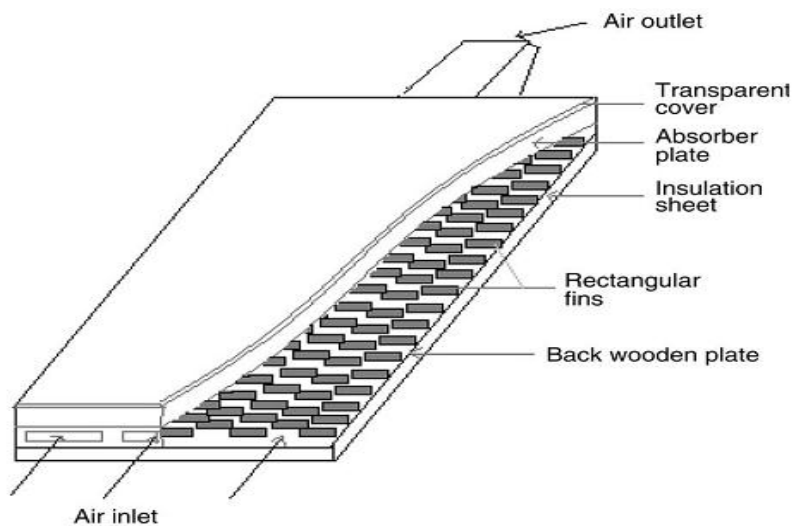
$a_2$ : Coefficient de déperditions thermiques par convection ( $\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$ )



**Fig.I.17.** Les variations du rendement instantané en fonction de la température réduite

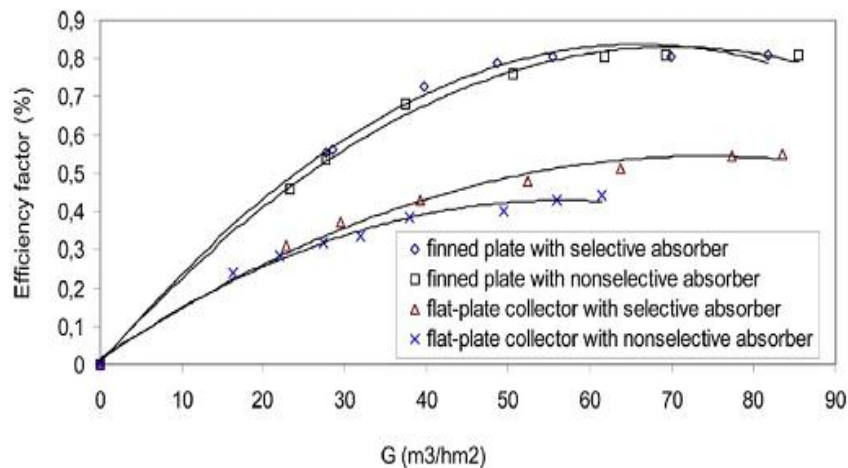
pour  $T^* = (T_p - T_a) / I_g$  plusieurs types de capteurs.

Moumami et al [24], leur travail s'est intéressé au capteur plan à air avec des chicanes rectangulaires placées perpendiculairement sur le plan d'écoulement dans la veine fluide mobile du conduit, ce qui a permis de produire au sein de la lame d'air un courant plus turbulent entre l'absorbeur et la plaque arrière en bois arrière, ce qui a abouti à une amélioration du rendement de ces capteurs solaires et le coefficient du transfert. Les résultats sont comparés avec ceux obtenus avec un capteur solaire sans chicanes Figure. (I.18), en utilisant deux types d'absorbeurs sélectifs et non sélectifs en aluminium peint en noir.



**Fig.I.18.** Capteur avec des chicanes rectangulaires sur la plaque inférieure en bois.

L'évolution des profils de la température de l'air et de la plaque de l'absorbeur en présence des chicanes rectangulaires, montre que les valeurs enregistrées sont satisfaisantes par suite d'addition de plusieurs rangées de chicanes, ce qui a permis d'augmenter sensiblement la qualité du transfert de la chaleur, ces mêmes résultats obtenus sont comparés à ceux enregistrés avec un capteur muni d'un absorbeur sélectif, ou il ne représente pas d'améliorations remarquables par rapport à celui en présence de chicanes Figure.(I.19). Par conséquent les pertes thermiques sont considérables, alors que si l'absorbeur est sélectif, les pertes sont relativement réduites et la différence des coefficients d'émission est dédommée par la présence des chicanes qui refroidissent l'absorbeur. Elle donne aussi une approche approximative sur le calcul du coefficient de transfert convectif dans le conduit utile de l'écoulement de l'air.

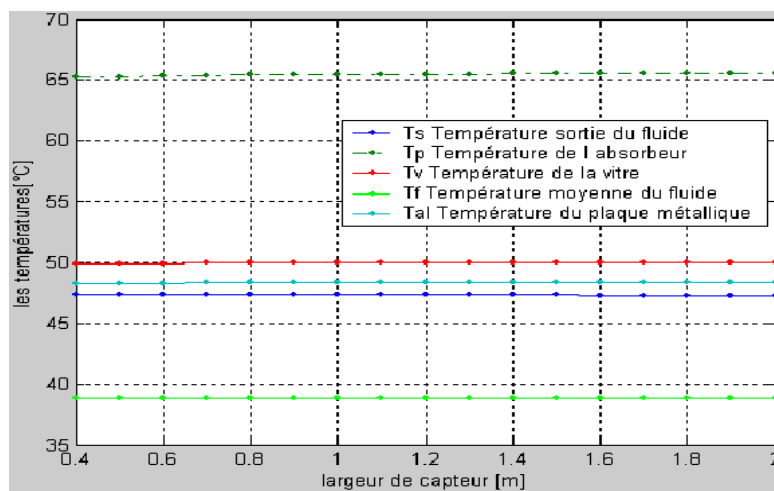


**Fig.I.19.** Evolution du rendement du capteur en fonction du débit volume de l'air pour les deux configurations de capteurs (avec chicane et absorbeur sélectif)

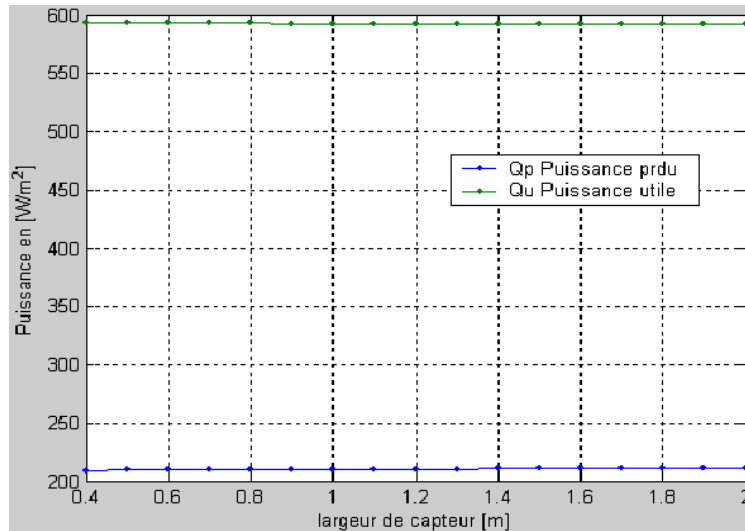
Merouane [15], a réalisé une simulation numérique sur l'étude de l'effet des paramètres de conception sur les performances thermiques des capteurs solaires plans à air, principalement les paramètres géométriques, thermophysiques et optiques et leurs impacts sur le fonctionnement des dispositifs de conversion thermique de l'énergie solaire.

Effet de la largeur du capteur : en considérant les dimensions caractéristiques suivantes qui sont maintenues constantes, l'effet de la largeur sur les performances thermiques sont montrés sur les figures (I-20 et 21) qui présentent leur évolutions en fonction de la variation de la largeur du capteur :

Longueur du capteur,  $L_c = 1,5$  [m], épaisseur de la lame d'air immobile,  $e_v = 25$  [mm], épaisseur de l'isolant placé à l'arrière du capteur,  $e_{is} = 0,1$  [m], épaisseur de la veine d'air mobile,  $e = 30$  [mm].



**Fig.I.20.** Effet de la largeur du capteur sur les différentes températures (à la sortie et moyenne du fluide, de l'absorbeur, de la vitre et de la plaque métallique placée sur l'isolant en aluminium)

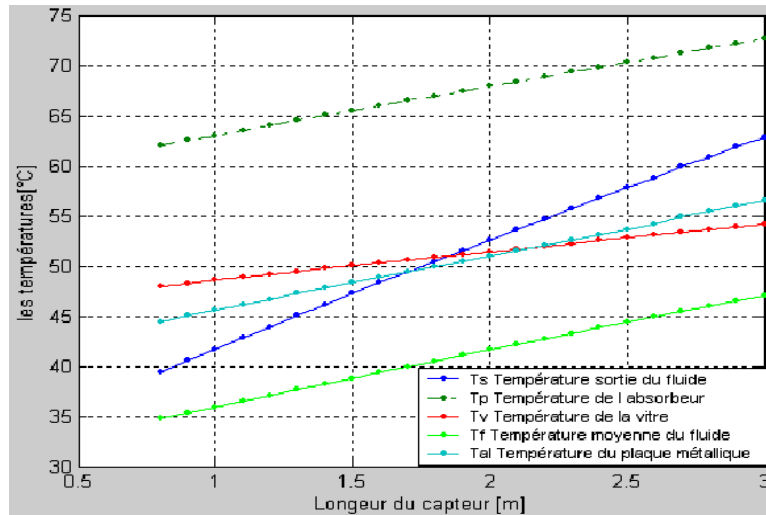


**Fig.I.21.** Effet de la largeur du capteur sur la puissance perdue ( $Q_p$ ) et la puissance utile récupérée par le fluide ( $Q_u$ )

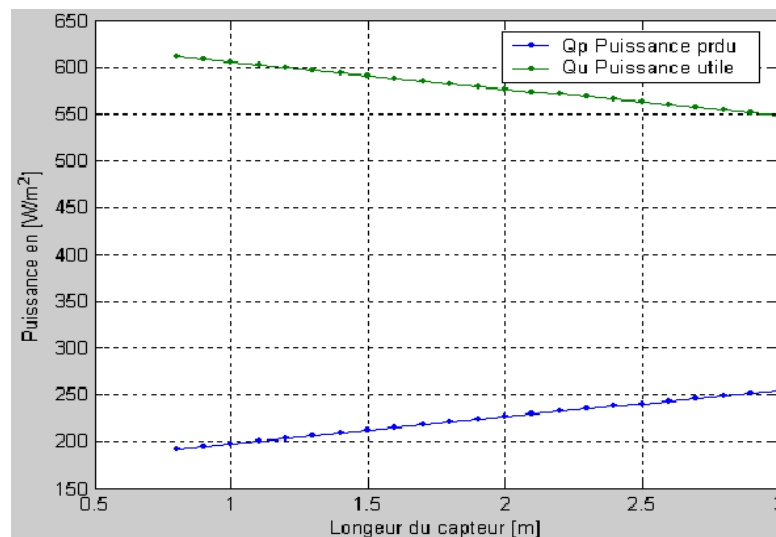
A partir de résultats graphiques obtenus Figure (I-20 et 21) par la simulation numériques des paramètres de conception sur les critères de performance, on conclu qu'il est clairement évident que la variation de la largeur du capteur solaire n'a pas d'impact significatif sur les performances thermiques du capteur solaire.

Effet de la longueur du capteur : comme précédemment, en considérant les dimensions caractéristiques suivantes constantes, et en variant la longueur du capteur, l'évolution des paramètres de performances en fonction de ce paramètre géométrique sont montrées sur les figures (I.22 et 23) : Largeur de capteur,  $l_c=1$  [m], épaisseur de la lame d'air immobile,  $e_v=25$  [mm], épaisseur de l'isolant placé à l'arrière du capteur  $e_{is}=0,1$  [m], épaisseur de la veine d'air mobile,  $e=30$  [mm].





**Fig. I.22.** Effet de la longueur du capteur sur les différentes températures (à la sortie et moyenne du fluide, de l'absorbeur, de la vitre et de la plaque métallique placée sur l'isolant en aluminium)

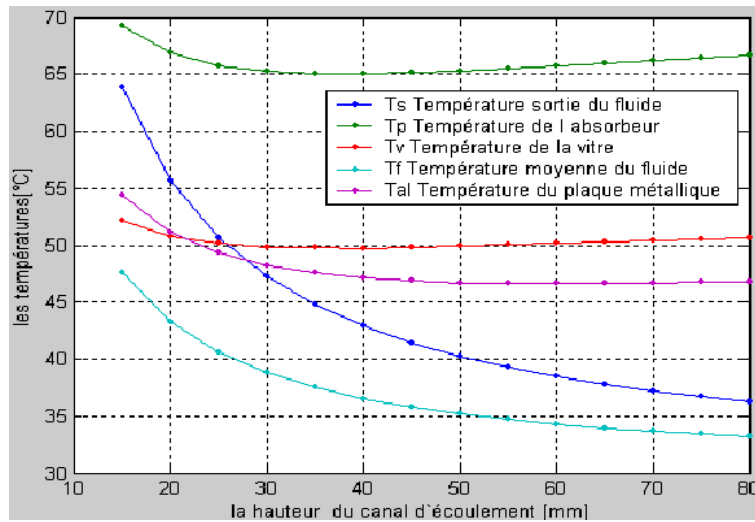


**Fig. I.23.** Effet de la longueur du capteur sur la puissance perdue ( $Q_p$ ) et la puissance utile récupérée par le fluide ( $Q_u$ )

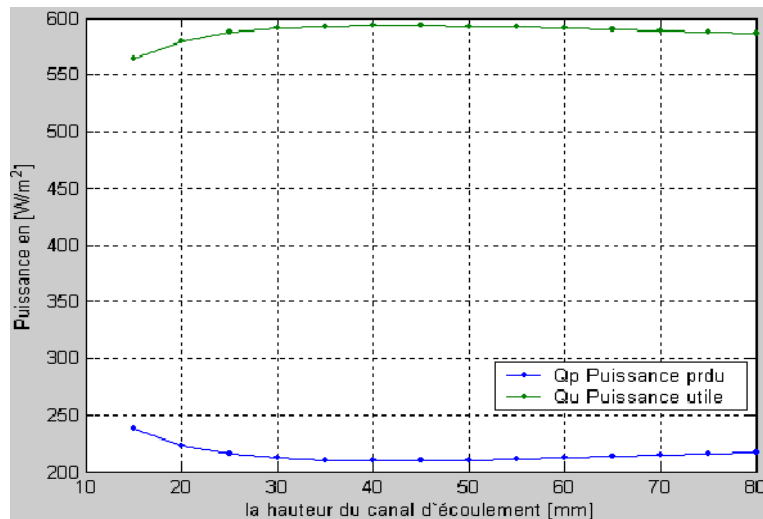
L'augmentation de la longueur du capteur est d'importante influence sur la température de l'absorbeur Figure (I.22), cette influence correspond à une augmentation des échanges thermiques par convection avec l'extérieur en obéissant à l'équation décrite par ( $Q_p = U_L S (T_p - T_a)$ ), mais comme la température de l'absorbeur augmente et la surface d'échange aussi, selon l'augmentation de la longueur. Figure (I.23) on remarque que la puissance utile diminue par contre la puissance perdue augmente à travers la longueur du capteur solaire.

L'étude de l'effet de la hauteur ou épaisseur de la veine fluide mobile sur les paramètres de performances est montrée d'après les illustrations graphiques qui sont affichés sur les figures (I.24 et 25), tout en considérant constant les dimensions géométriques suivantes :

Largeur du capteur,  $l_c = 1$  [m], longueur du capteur,  $L_c=1,5$  [m], épaisseur de la lame d'air immobile  $e_v= 25$  [mm], épaisseur de l'isolant placé à l'arrière du capteur,  $e_{is}= 0,1$  [m].



**Fig.I.24.** Effet de la hauteur du conduit utile sur les températures (à la sortie et moyenne du fluide, de l'absorbeur et de la vitre et de la plaque métallique placée sur l'isolant en aluminium)



**Fig. I.25.** Effet de la hauteur du conduit utile sur la puissance perdue ( $Q_p$ ) et la puissance utile récupérée par le fluide ( $Q_u$ )

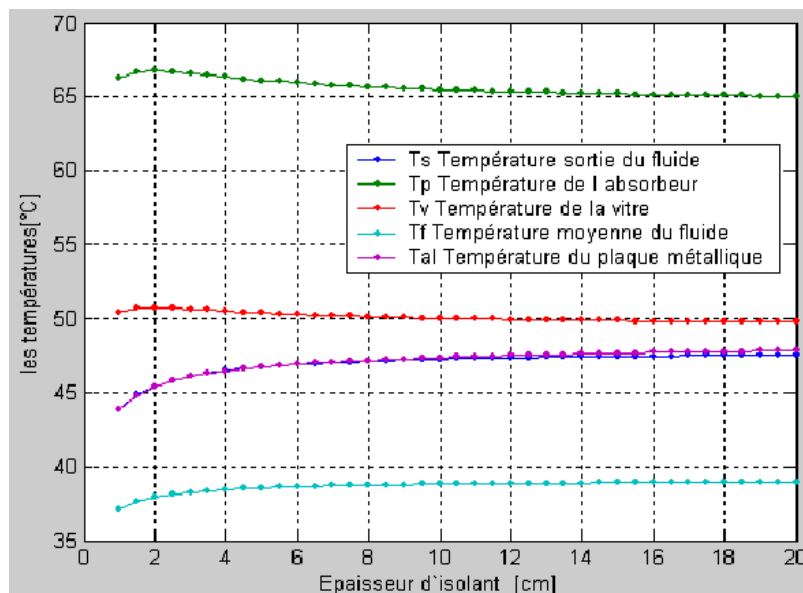
La variation progressive de la valeur de la hauteur du canal mène à des variations plus ou moins modérées des températures de l'absorbeur, la vitre, et celle de la plaque d'aluminium mais, le changement sera considérable en ce qui concerne la température du fluide à la sortie

et à l'intérieur du capteur Figure. (I.24), ce changement est défavorable puisque qu'il constitue une diminution dans la température du fluide causée par la régression du coefficient d'échange dans le canal.

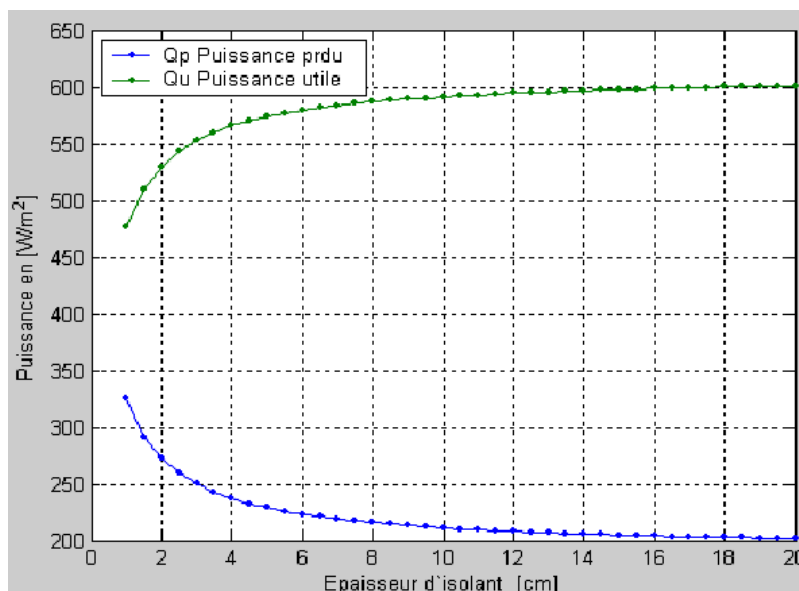
Les courbes de la puissance Figure.(I.25), montrent que la puissance perdue diminue graduellement jusqu'à une valeur critique de  $210 \text{ W/m}^2$ , à la valeur de la hauteur du canal  $e_f = 40 \text{ mm}$  puis elle reprenne l'augmentation progressive, tant que la puissance utile présente un comportement contraire à ce que déjà mentionné, et voit une valeur maximale à  $e_f = 40 \text{ mm}$  de  $593 \text{ W/m}^2$ , on conclue qu'une meilleure valeur de la hauteur du canal dans le cas de ce capteur étudié ne doit pas dépasser  $40 \text{ mm}$ .

Effet de l'épaisseur d'isolant (côté arrière du capteur) dont les illustrations graphiques qui montre l'effet de l'épaisseur de l'isolant sur les performances thermiques sont montrées sur les figures (I.26 et 27), ceci étant en gardant constants les dimensions caractéristiques suivantes :

Largeur de capteur,  $l_c = 1 \text{ [m]}$ , longueur du capteur,  $L_c = 1,5 \text{ [m]}$ , épaisseur de la lame d'air immobile,  $e_v = 25 \text{ [mm]}$ , épaisseur de la veine d'air mobile  $e = 30 \text{ [mm]}$ .



**Fig. I.26.** Effet de l'apaisir de l'isolant sur les températures (à la sortie et moyenne du fluide, de l'absorbeur, de la vitre et de la plaque métallique placée sur l'isolant en aluminium).



**Fig.I.27.** Effet de l'épaisseur de l'isolant sur la puissance perdue ( $Q_p$ ) et la puissance utile récupérée par le fluide ( $Q_u$ ).

D'autre part, lorsqu'on augmente l'épaisseur de l'isolant, les paramètres de performances thermiques sont améliorés, jusqu'à une certaine valeur entre 10 et 15 cm, qui contribuent à une diminution des pertes thermiques, qui se stabilisent et deviennent presque monotones Figure. (I.26), Figure. (I.27). Il en résulte que pour avoir de bonnes performances on doit réduire les échanges thermiques par au niveau de face inférieure (côté arrière).

## CHAPITRE II

### TECHNOLOGIE DE LA CONVERSION THERMIQUE

#### II .1. Introduction :

Les technologies solaires, certains primitives, certains plus avancées ont été utilisées dans tous les âges et dans tous les coins du monde, mais l'invention et le développement de technologies solaires modernes ne remonte qu'à quarante ou cinquante ans. Maintenant le monde a vu de nombreuses démonstrations pratiques qui sont des installations perfectionnées de l'énergie solaire allant de l'échelle d'une maison individuelle, à un grand complexe industriel ou commercial, ou même toute une ville, une île ou une région rurale. En principe, chaque toit ou la façade des bâtiments peuvent à l'avenir devenir une centrale solaire.

#### II .2. Solaire Thermique

L'énergie du soleil peut être recueillie directement pour créer de la vapeur à haute température (supérieure à 100 ° C) et de la chaleur à basse température (moins de 100 ° C) pour une utilisation dans une variété d'applications de chaleur et d'électricité. Les températures élevées qui en résultent peuvent être utilisées pour créer de la vapeur pour des générateurs à turbine électriques, chimique ou à la puissance des processus tels que la production d'hydrogène.

➤ À basse température des systèmes solaires thermiques captent le rayonnement solaire pour chauffer l'air et l'eau pour des applications industrielles, y compris:

- Chauffage pour les maisons, les bureaux et les serres.
- L'eau chaude domestique et industrielle.
- Piscine de chauffage.
- Désalinisation.
- La cuisson solaire.
- Culture de séchage.

Ces technologies comprennent les systèmes passifs et actifs. Les systèmes passifs collectent de l'énergie sans la nécessité de pompes ou de moteurs, généralement à travers l'orientation, les matériaux. Ces propriétés permettent au collecteur d'absorber, de stocker et d'utiliser le rayonnement solaire. Les systèmes passifs sont particulièrement adaptés à la conception des

bâtiments (où le bâtiment lui-même agit en tant que collecteur) et thermo siphon chauffe-eau solaires.

Pour les bâtiments neufs, les systèmes passifs comportent généralement très peu ou pas de coût supplémentaire car ils profitent simplement de l'orientation et la conception d'un bâtiment pour capter et utiliser le rayonnement solaire. Dans les climats plus froids, un système solaire passif permet de réduire les coûts de chauffage jusqu'à 40% tandis que dans les climats plus chauds, les systèmes passifs peuvent réduire l'absorption du rayonnement solaire et de réduire ainsi les coûts de refroidissement.

Les systèmes actifs les plus courants utilisent des pompes pour faire circuler l'eau ou autre fluide qui absorbe la chaleur grâce à un capteur solaire. Ces collecteurs sont le plus souvent faites de tubes de cuivre lié à une plaque de métal, peint en noir, et encapsulé dans un boîtier isolé recouvert d'une plaque de verre, ou "vitrages". Pour le chauffage des piscines et autres applications où la température désirée est inférieure à 40 ° C, non émaillés matériaux en caoutchouc synthétique sont les plus couramment utilisés.

#### ➤ Des systèmes solaires thermiques hauts température

Ces systèmes utilisent des miroirs et autres surfaces réfléchissantes pour concentrer le rayonnement solaire. Ils concentrent le rayonnement solaire en un point unique et produisent des températures supérieures à 1000°C. Les systèmes, 'Line-focus concentrateurs' paraboliques concentrent le rayonnement solaire sur un seul axe pour générer des températures d'environ 350 °C. Les systèmes de réception centrale utilisent des miroirs pour concentrer le rayonnement solaire sur une chaudière centrale.

#### ➤ L'électricité solaire thermique

Systèmes d'électricité solaire thermique recueillant des rayons directs du soleil dans les collectrices spéciales mises au point et les convertissent en énergie thermique, qui est ensuite utilisée pour produire de l'électricité. Les générateurs de systèmes solaires thermiques de l'électricité sont entraînés par turbines à vapeur de la même manière que la production d'électricité classique. Cependant, la vapeur est produite par le soleil plutôt que par la consommation de combustibles fossiles ou par la chaleur nucléaire. Ces systèmes solaires utilisent des réflecteurs pour atteindre les températures de vapeur de plus de 350 °C nécessaire pour faire fonctionner les turbines à vapeur.

## II .3. Les Capteurs solaires

### II.3.1. Principe

Le rôle d'un capteur solaire thermique est de transformer le rayonnement solaire qu'il reçoit en énergie calorifique utilisable, le plus souvent par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur (eau, air, ...).

Le principe de conversion du rayonnement solaire en énergie thermique est basé sur la paroi absorbante qui s'échauffe sous l'effet de l'absorption du rayonnement solaire incident, et l'effet de serre qui consiste à accumuler la chaleur dans un capteur pour la transférer directement ou par l'intermédiaire d'un fluide qui circule sous cette paroi et récupère par convection une partie de cette énergie absorbée et subit une élévation de température ( $T_{fs} - T_{fe}$ ) à la traversée du capteur.

### II.3.2. Différents types de capteurs solaires

Il existe des différents types de capteurs solaires pour chauffer les liquides. Leur choix dépend de la température désirée, de l'eau chaude et des conditions climatiques pendant la période d'utilisation du système. Les technologies les plus courantes sont : les capteurs à liquide plans sans vitrage, les capteurs à liquide plans vitrés, les capteurs à concentration et les capteurs solaires à tubes sous vide.

#### II .3.2.1. Capteurs plans à liquide sans vitrage

Les capteurs plans sans vitrage, sont ordinairement faits de plastique polymère noir. Normalement, ils n'ont pas de revêtement sélectif et n'ont ni cadre ni isolation en arrière. Ils sont simplement posés sur un toit ou sur un support en bois. Ces capteurs de faible coût captent bien l'énergie solaire, cependant les pertes thermiques vers l'environnement augmentent rapidement avec la température de l'eau, particulièrement dans les endroits venteux en conséquence [16]. Les capteurs sans vitrage sont couramment utilisés pour des applications demandant une fourniture d'énergie à basse température (piscines, eau d'appoint en pisciculture, chaleur industrielle, etc.) dans les climats froids, ils sont habituellement utilisés exclusivement durant l'été à cause de leurs pertes thermiques élevées.

### II .3.2.2. Capteurs plans à liquide avec vitrage

Dans les capteurs à liquide plans avec vitrage, comme il est montré dans la Figure II.1, une plaque absorbante (qui souvent est recouverte d'un revêtement sélectif) est fixée dans un cadre entre un vitrage simple ou double et un panneau isolant placé à l'arrière. L'énergie solaire est ainsi emprisonnée dans le capteur à cause du vitrage (effet de serre). Ces capteurs sont couramment utilisés pour des applications à températures modérées (chauffage de l'eau sanitaire, chauffage de locaux, chauffage de piscines intérieures ouvertes toute l'année et chauffage pour procédés industriels).

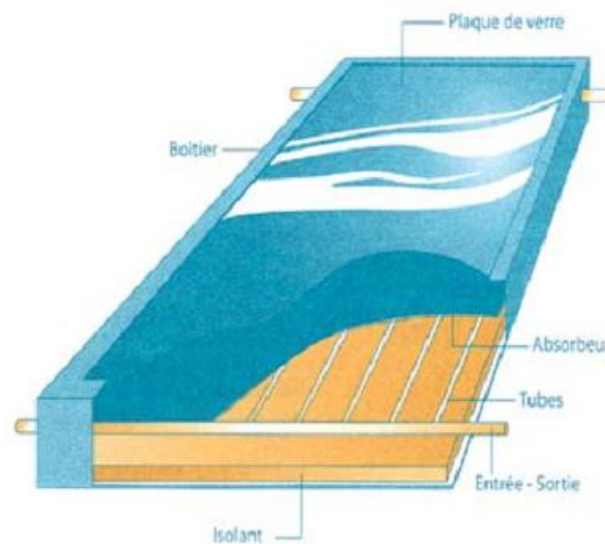
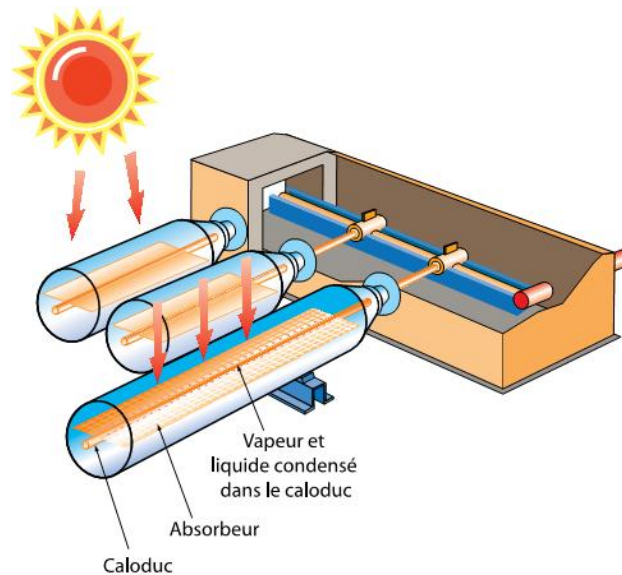


Fig.II.1. Schéma d'un capteur à liquide plan avec vitrage.

### II .3.2.3. Capteurs solaires à tubes sous vide

Les capteurs solaires à tubes sous vide, comportent un absorbeur revêtu d'une surface sélective et enfermé sous vide dans un tube en verre. Ils captent bien l'énergie solaire et leurs pertes thermiques vers l'environnement sont extrêmement faibles. Les systèmes présentement sur le marché utilisent un caloduc pour extraire la chaleur de l'absorbeur (un liquide se vaporise au contact de l'absorbeur chaud, la chaleur est récupérée dans la tête du tube lorsque la vapeur s'y condense et le condensat, retourne par gravité à l'absorbeur). Les capteurs sous vide sont bien adaptés aux applications requérant la fourniture d'énergie à des températures moyennes ou hautes (eau chaude domestique, chauffage de locaux et applications de chauffage industriel dans des gammes de températures de 60 °C à 80 °C, selon la température extérieure), en particulier dans les climats froids.





**Fig.II.2.** Schéma d'un système de capteurs solaires à tubes sous vide.

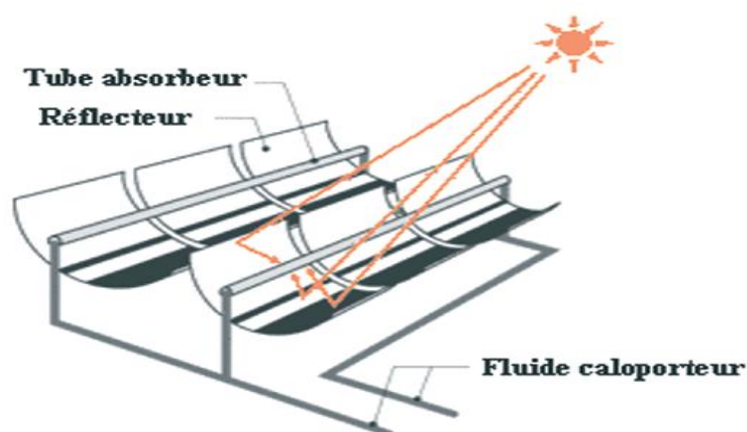
#### II .3.2.4. Capteur solaire à concentration :

Ce type de capteur solaire réfléchit et focalise le rayonnement solaire reçu directement sur l'absorbeur de manière à accroître l'intensité des rayons solaires. Par conséquent, l'usage de ce type de capteur permet d'obtenir des températures supérieures à celles que peut réaliser le capteur plan.

Il existe trois principaux types de capteurs à concentration :

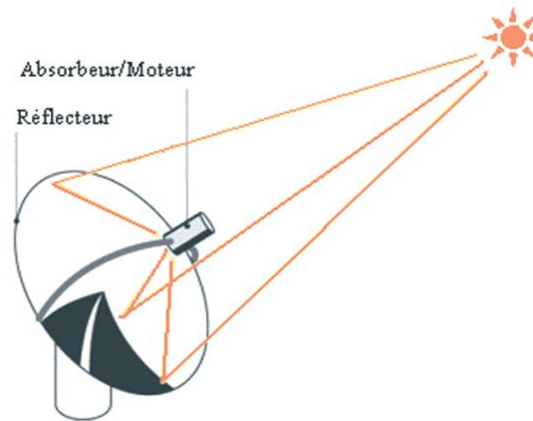
- Réflecteur cylindro-parabolique
- Réflecteur parabolique
- Centrale à tour

#### ➤ Réflecteur cylindro-parabolique



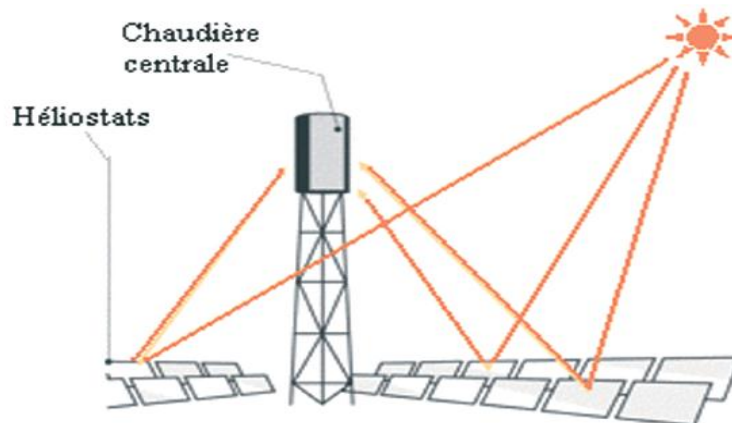
**Fig.II.3.** Capteur à réflecteur cylindro-parabolique.

➤ **Réflecteur parabolique :**



**Fig.II.4.** Capteur à réflecteur parabolique.

➤ **Central à tour :**



**Fig.II.5.** Centrale à tour.

## II.4. Gisement solaire:

### II.4.1. Généralités sur le rayonnement solaire

Les rayons solaires sont filtrés par notre atmosphère. Ainsi, les régions plus humides sont moins ensoleillées que les régions sèches. L'ensoleillement dépend aussi des saisons, car certaines régions sont humides en été, et sèches en hiver.

Pratiquement, la puissance disponible au sol dépasse rarement  $1000 \text{ W/m}^2$  alors que la puissance qui arrive à la limite de notre atmosphère est de l'ordre de  $1400 \text{ W/m}^2$ . Une partie de cette énergie est diffusée et c'est ce qui fait que le temps soit clair même si des nuages cachent le soleil. Le rayonnement solaire qui arrive au sol peut être décomposé en deux parties : l'une provient directement du soleil, l'autre est diffusée par l'atmosphère.

## II.4.2. Constitution physique du soleil

Le soleil est une sphère gazeuse composée d'Hydrogène (74 % de la masse ou 92,1 % du volume) et d'Hélium (24 % de la masse ou 7,8 % du volume). L'hydrogène se transforme en hélium par fusion nucléaire, chaque seconde 700 milliards de kilogrammes d'hydrogène se transforme en 695,7 milliards de kilogrammes d'hélium. La différence -4,3 milliards de kilogrammes se transforme en énergie  $-38,7 \cdot 10^{25}$  joules, c'est équivalent à 26 mille milliards de fois la consommation énergétique mondiale dans le même temps. Avec un diamètre de 1391000 km, le Soleil se trouve à une distance moyenne de 149 000 km par rapport à la Terre. A cause de l'ellipticité de l'orbite terrestre, la distance minimale se situe vers le 15 janvier, et la maximal vers la fin juin [26].

Le Soleil n'est pas une sphère homogène, on peut y distinguer trois régions principales [26]

- 1- L'intérieur: où se crée l'énergie par réaction thermonucléaire et qui est inaccessible aux Investigations, car le rayonnement émis dans cette région est totalement absorbé par les couches extérieures. La température atteint plusieurs millions et la pression un milliard d'atmosphère.
- 2- La photosphère: l'épaisseur est d'environ 300 km qui est responsable de la presque totalité du rayonnement solaire que nous recevons.
- 3- Chromosphère et couronne solaire: où la matière est très diluée, fait qui explique que bien que la température y soit très élevée (1 million de degrés) le rayonnement émis est très faible.

## II.4.3. Structure et composition de l'atmosphère:

L'atmosphère est constituée de plusieurs couches de caractéristiques différentes, c'est:

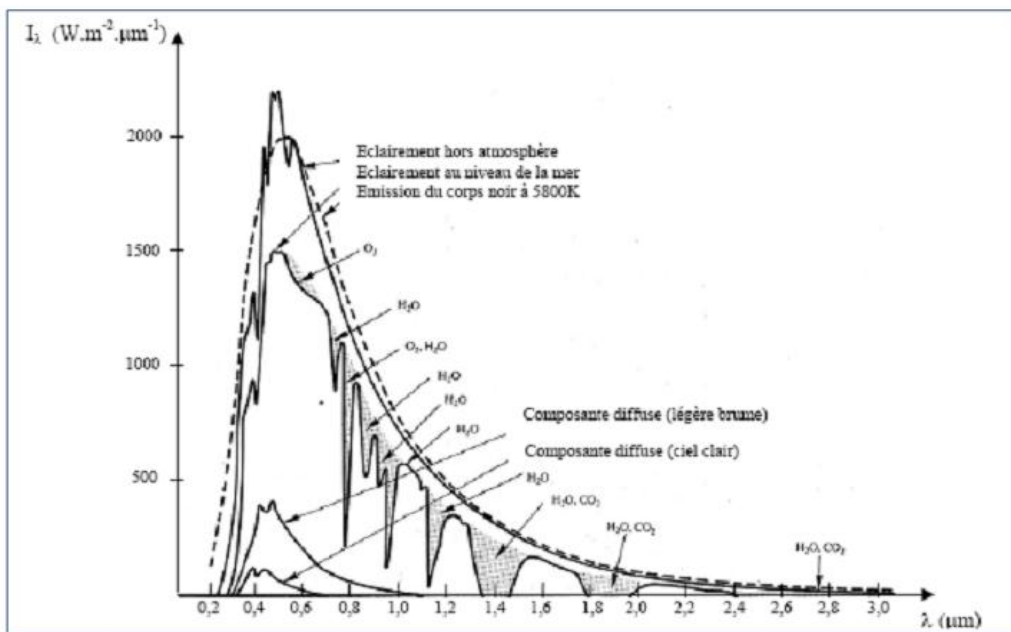
- La troposphère, entre le sol et 15 km d'altitude.
- La stratosphère entre 15 et 80 km d'altitude.
- L'ionosphère entre 80 et 200 km d'altitude.

Les caractéristiques absorbantes de l'atmosphère sont déterminées par la présence de:

- CO<sub>2</sub> (0,03%)

- Vapeur d'eau: en quantité variable caractérisée par l'épaisseur d'eau condensable qui est l'épaisseur d'eau que l'on obtiendrait en condensant toute la vapeur d'eau contenue dans l'atmosphère.
- Ozone  $O_3$  située entre 10 et 30 km d'altitude.
- Aérosols: grains de sable, poussières, fumées...

On trouvera sur la Figure .II.6 la répartition spectrale du rayonnement solaire au niveau du sol terrestre avec indication des gaz partiellement opaques qui filtrent ce rayonnement selon longueur d'onde.



**Fig.II.6.** Répartition spectrale du rayonnement solaire au niveau du sol terrestre.

Les gaz non transparents de l'atmosphère ( $CO_2$ ,  $O_3$ ,  $H_2O$ ) émettent vers la Terre un rayonnement dans les principales bandes suivantes :

- Vers  $14,7 \mu m$  pour le  $CO_2$ .
- Entre  $5$  et  $7 \mu m$  et entre  $14$  et  $20 \mu m$  pour la vapeur d'eau.
- Vers  $9,6 \mu m$  pour  $O_3$ .

#### II.4.4. Données géométriques et astronomiques :

L'étude du gisement solaire fait appel à des données astronomiques et à des renseignements suffisants sur les conditions climatiques du site, pour estimer convenablement la puissance solaire incidente.

##### II.4.4.1. Le mouvement de la terre autour du soleil

La terre décrit autour du soleil une orbite elliptique quasi circulaire avec une période de 365, 25 jours. Le plan de cette orbite est appelé plan de l'écliptique. C'est au solstice d'hiver (21 décembre) que la terre est la plus proche du soleil 147 millions de Km et au solstice d'été (22 juin) qu'elle en est la plus éloignée 152 millions de Km la moyenne étant de 149, 5 millions de Km. La terre coupe le plan perpendiculaire au grand axe de son orbite et contenant le soleil aux équinoxes de printemps (21 mars) et d'automne (21 septembre).

Elle tourne sur elle-même avec une période de 24h. Son axe de rotation (l'axe des pôles) a une orientation fixe dans l'espace.

Il fait un angle  $\delta = 23^\circ 27'$  (ou  $23,45^\circ$  en fraction décimale du degré) avec la normale au plan de l'écliptique.

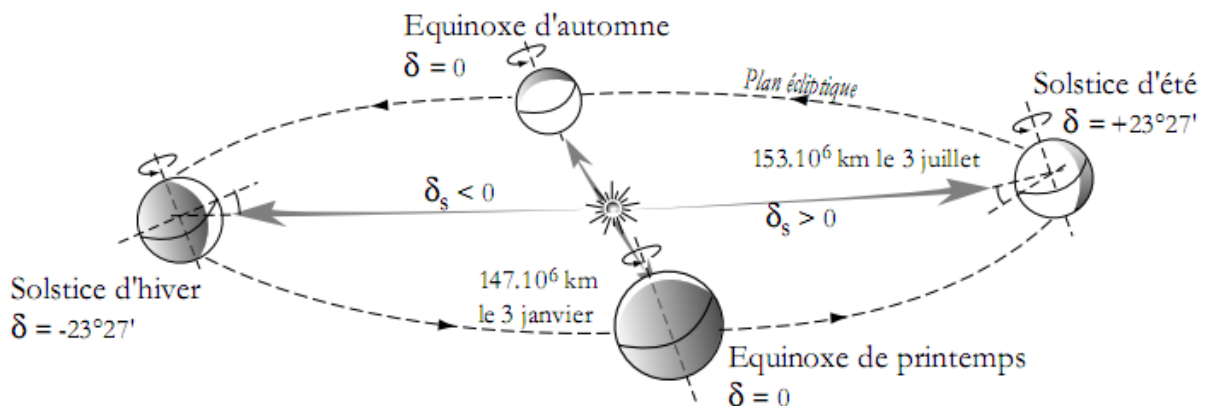


Fig.II.7. Mouvement de la terre autour du soleil.

##### II.4.4.2. Coordonnées géométriques :

Tout point de la surface terrestre est repéré par ses coordonnées géographiques ; longitude et latitude, ainsi que par son altitude. Figure.II.8.

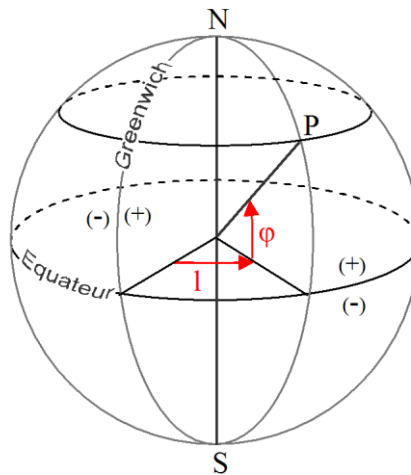
**La longitude** d'un lieu correspond à l'angle que fait le plan méridien passant par ce lieu avec un plan méridien retenu comme origine. On a choisi pour méridien origine  $0^\circ$  le plan

passent par l'observatoire de Greenwich. Par convention, on affecte le signe (+) les méridiens situés à l'Est de ce méridien, et de signe (-) les méridiens situés à l'Ouest. La longitude sera désignée ici par la lettre ( $l$ ), elle peut être comprise entre  $-180^\circ$  et  $+180^\circ$ .

**La latitude** d'un lieu correspond à l'angle, avec le plan équatorial, que fait le rayon joignant le centre de la terre à ce lieu.

L'équateur terrestre est donc caractérisé par une latitude égale à  $0^\circ$ , le pôle nord par la latitude  $+90^\circ$  et le pôle sud par la latitude  $-90^\circ$ , cette convention de signe (+) à tous les lieux de l'hémisphère nord et le signe (-) à tous les lieux de l'hémisphère sud. La latitude sera désignée ici par la lettre ( $\varphi$ ). Elle peut ainsi être comprise entre  $-90^\circ$  et  $+90^\circ$ .

**L'altitude** d'un point correspond à la distance verticale entre ce point et une surface de référence théorique, géoïde, figurant le niveau moyen de la mer. On l'exprime généralement en mètre.



**Fig.II.8.** Coordonnées terrestres

#### II.4.4.3. La constante solaire :

Le flux solaire moyen sur un plan perpendiculaire à la direction des rayons et placé en dehors de l'atmosphère terrestre est appelé constante solaire désignée par ( $I$ ). La valeur moyenne actuellement retenue est  $1390 \text{ W/m}^2$ . La variation de la distance terre-soleil pendant l'année influence la valeur de la constante solaire. La relation suivante donne la valeur corrigée de la constante solaire [4] :

$$I = 1353(1 + 0,033 \cos f) \quad (2.1)$$

Lorsqu'une plus grande précision est requise, on pourra utiliser le développement en série de Fourier:

$$I = 1353 + 45,326\cos J + 0,88018\cos 2J - 0,00461\cos 3J + 1,8037\sin J + 0,09746\sin 2J + 0,18412\sin 3J \quad (2.2)$$

Où :  $J = 0.984 j$   $J, j$  étant le nombre du jour de l'année (1, 2, 3, 4, ..... 365 jours de l'année).

#### II.4.4.4. Déclinaison du soleil :

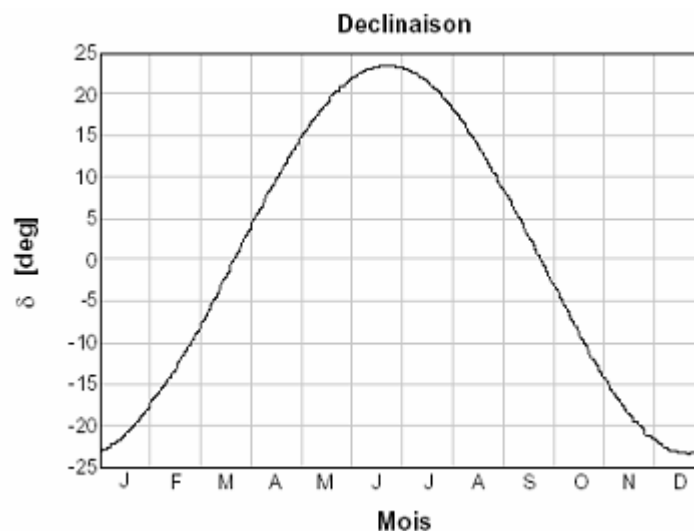
Le mouvement de la terre sur son axe et autour du soleil est schématisé sur la Figure .II.9. Les quatre positions de la terre représentées sur cette figure correspondent aux solstices et aux équinoxes. On notera en particulier que l'axe de rotation de la terre est incliné par rapport à la normale du plan de l'écliptique d'un angle de  $23.27'$  [4], et la déclinaison du soleil ( $\delta$ ) varie donc de  $-23.27'$  (solstice d'hiver le 21 Décembre) à  $+23.27'$  (solstice d'été le 21 Juin) en passant par 0 aux équinoxes.

L'angle de la déclinaison est donné par l'équation suivante :

$$\delta = 23.45 \sin[0.980(j + 284)] \quad (2.3)$$

Lorsqu'une précision est requise, on pourra utiliser le développement en série de Fourier [4] :

$$\delta = 0.33281 - 22.984 \cos J - 0.3499 \cos 2J - 0.1398 \cos 3J + 3.7872 \sin J + 0.03205 \sin 2J + 0.07187 \sin 3J \quad (2.4)$$



**Fig.II.9.** Déclinaison du soleil

#### II.4.4.5. Repérage du soleil à une instante donnée :

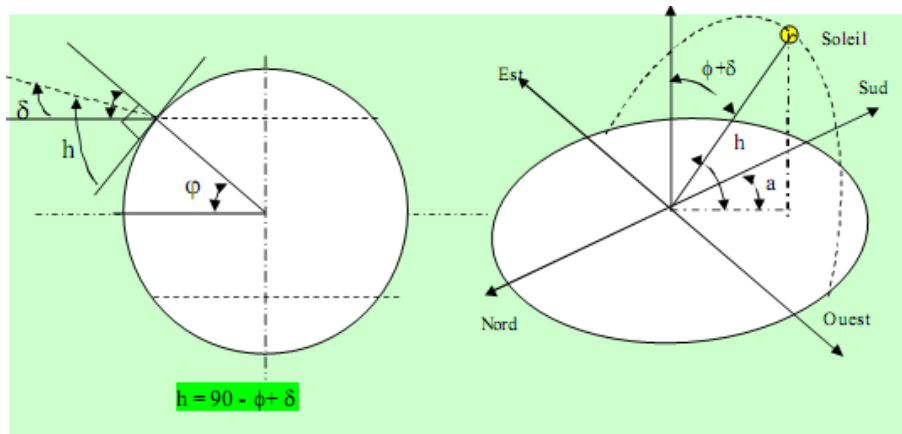
Pour le repérage du soleil en un instant donné en emploi souvent les angles suivants :

- Hauteur du soleil en degré ( $h$ ) : c'est l'angle que fait la direction du soleil avec sa projection sur le sol, il varie de  $0^\circ$  à  $90^\circ$  dans l'hémisphère sud (Nadir), s'annule au lever et au coucher du soleil et qui maximal au midi solaire, mesurée en degré.
- Azimut du soleil ( $a$ ) : angle que fait la projection de la direction du soleil avec la direction du sud, cet angle étant mesuré positivement vers l'ouest.
- L'angle horaire ( $\omega$ ) : défini comme étant  $15^\circ$  fois le nombre heures de différences avec le midi solaire, affecté de signe positif pour les heures de l'après midi solaire, et négatif pour les heures avant midi solaire, exprimé par la relation :

$$\omega = 360/24(TSV - 12) \quad (2.5)$$

TSV : étant le temps solaire vrai en heures.

L'azimut ( $a$ ) et l'hauteur du soleil ( $h$ ) en un lieu et une date donnée et à une heure quelconque sont en fonction de la latitude ( $\varphi$ ) du lieu et de la déclinaison ( $\delta$ ) et de l'angle horaire ( $\omega$ ) par les relations suivantes :



**Fig.II.10.** Repérage du soleil

$$\sinh = \sin\varphi \cdot \sin\delta + \cos\varphi \cdot \cos\delta \cdot \cos\omega$$

$$\sin a = \frac{\cos\delta \cdot \sin\omega}{\cosh}$$



## CHAPITRE III

### MODELISATION DES PARAMETRES D'UN CAPTEUR SOLAIRE

#### Introduction :

Dans ce chapitre, on va effectuer une modélisation des paramètres d'un capteur solaire plan à air. Cette modélisation est employée pour valider les modèles qui permettent de prévoir la variation du rayonnement solaire global, la variation de la température ambiante et la température de sortie d'un fluide caloporteur (air) en fonction de l'éclairement solaire dans le site de Biskra.

#### III.1 Modèles d'estimation du rayonnement solaire terrestre :

Il existe plusieurs modèles pour la simulation de l'éclairement solaire global, direct et diffus, qui généralement exprimés par des approches semi empiriques, les plus fréquemment connus et utilisé dans la pratique on citera principalement le modèle de PERRIN DE BRICHAMBAUT (à trois types de ciel), LIU et JORDAN et modèle de PERRIN DE BRICHAMBAUT (à un type de ciel) ces trois modèles donnent l'estimation de l'irradiation solaire sur un plan parfaitement horizontal ou sur un plan incliné.

##### III.1.1. Rayonnement global, diffus et direct sur un plan horizontal :

Statistiquement le rayonnement journalier est symétrique par rapport au midi solaire, Liu et Jordan ont présenté les résultats sous forme d'abaques et ensuite à l'aide d'équations.

$$\text{Rapports :} \quad r(\omega, \omega_s) = \bar{G}_H / \bar{G}_J \quad r_h(\omega, \omega_s) = \bar{G}_{Hh} / \bar{G}_{Jh}$$

$\bar{G}_H$ : Rayonnement global horaire, en moyenne mensuelle.

$\bar{G}_J$ : Rayonnement global journalier, en moyenne mensuelle.

$\bar{G}_{Hh}$ : Rayonnement global horaire, en moyenne mensuelle sur un plan horizontal.

$\bar{G}_{Jh}$ : Rayonnement global journalier, moyenne mensuelle sur un plan horizontal.

D'après Collares-Pereira et Rabl [1], on peut écrire :

$$r = \frac{\pi}{24} (a + b \cdot \cos\omega) \left( \frac{\cos\omega - \cos\omega_s}{\sin\omega - \frac{\pi}{80} \cdot \omega_s \cdot \cos\omega_s} \right) \quad (3.1)$$

Avec :

$$a = 0.409 + 0.5016 \cdot \sin(\omega_s - 60)$$

$$b = 0.6609 - 0.4767 \cdot \sin(\omega_s - 60)$$

$\omega$ : Angle horaire positivement le matin à partir du midi solaire et négativement l'après midi.

$\omega_s$ : Angle horaire du lever du soleil au dessus de l'horizon pour le jour choisi.

Liu et Jordan ont proposé le 16ème jour de chaque mois considéré comme le plus représentatif du jour moyen du mois considéré .D'autres ont montré qu'il était préférable de choisir ce jour à l'aide du tableau :

Mois	J	F	M	A	M	J	J	A	S	O	N	D
N° du jour du mois	17	16	16	15	15	11	17	16	15	15	14	10
N° du jour dans l'année	17	47	75	105	135	162	198	228	258	288	318	344

Tableau. III.1. Choix du jour du mois représentant le jour moyen de ce mois [1].

Pour une journée quelconque du mois, ( $r$ ) est identique au rapport entre le rayonnement global horaire  $G_H$  et le rayonnement global journalier  $G_J$  (selon Liu et Jordan)

$$\text{Rapport : } r_d = \frac{\bar{D}_H}{\bar{D}_J}$$

Avec  $\bar{D}_H$ : Rayonnement diffus horaire en moyenne mensuelle

$\bar{D}_J$ : Rayonnement diffus journalier en moyenne mensuelle

$$r_d = \frac{\pi}{24} \left[ \frac{\cos\omega - \cos\omega_s}{\sin\omega_s - \frac{\pi}{80} \cdot \omega_s \cdot \cos\omega_s} \right] \quad (3.2)$$

Signalons que pour une journée quelconque du mois, ( $r_d$ ) est égal au rapport  $\frac{\bar{D}_H}{\bar{D}_J}$

Du rayonnement diffus horaire au rayonnement diffus journalier.

### III.1.1.a. Rapport du rayonnement diffus journalier $D_J$ au rayonnement global journalier $G_J$ :

Soit  $K_T$  indice de clarté défini comme le rapport de  $G_J$  au rayonnement extra-terrestre journalier  $I_0$  frappant un plan horizontal. Plus précisément :

$$K_T = G_J/I_0$$

$$\text{Avec : } I_0 = \frac{24}{\pi} \cdot I \left[ 1 + 0,033 \left( \frac{360 \cdot J}{365} \right) \left( \cos\varphi \cdot \cos\delta \cdot \sin\omega + \frac{\pi}{180} \cdot \omega_s \cdot \sin\varphi \cdot \sin\delta \right) \right] \quad (3.3)$$

Où :  $J$  : Est le numéro du jour de l'année compté à partir du 1<sup>er</sup> Janvier

$I$  : Est la constante solaire

$\varphi$  : La latitude du lieu

$\delta$  : Déclinaison du soleil pour le  $J$  ième journée de l'année

D'après Klein, l'équation de lissage de la courbe de variation de  $\left(\frac{D_J}{G_J}\right)$  de Liu et Jordan est :

$$\frac{D_J}{G_J} = 1,0045 + 0,04349 \cdot K_T - 3,5227 \cdot K_T^2 + 2,63 \cdot K_T^3$$

Plus récemment, Collares-Pereira et Rabl ont proposé :

$$\frac{D_J}{G_J} = 0,99 \quad \text{pour} \quad K_T < 0,17$$

$$\frac{D_J}{G_J} = 1,188 - 2,272 \cdot K_T + 9,473 \cdot K_T^2 - 21,856 \cdot K_T^3 + 14,648 \cdot K_T^4 \quad (3.4)$$

$$\text{Pour} \quad 0,17 < K_T < 0,80$$

Pour le Maghreb Arabe : (selon l'Atlas solaire du monde Arabe)

$$\frac{D_J}{G_J} = 0,72 + 2,8 \cdot K_T - 8,3 \cdot K_T^2 - 21,856 \cdot K_T^3 \quad (3.5)$$

### III.1.1.b. Rapport du rayonnement diffus journalier $\bar{D}_J$ en moyenne mensuelle au rayonnement global journalier $\bar{G}_J$ en moyenne mensuelle :

D'après Klein ce rapport peut être décrit par la corrélation suivante en fonction de l'indice de clarté journalier moyen mensuel  $K_T$ :

$$\frac{\overline{D}_J}{\overline{G}_J} = 1,390 - 4,027 \cdot \overline{K}_T + 3,531 \cdot \overline{K}_T^2 - 3,108 \cdot \overline{K}_T^3 \quad (3.6)$$

Où :  $\overline{K}_T = \overline{G}_J / \overline{I}_0$

( $\overline{I}_0$  Est le rayonnement extra-terrestre journalier, en moyenne mensuelle)

En connaissant  $\overline{K}_T$  la relation (3.1)-(3.2)-(3.6) permettent de calculer les valeurs journalières, en moyennes mensuelles, les différentes composantes (diffuse et directe) du rayonnement solaire frappant un plan horizontal.

Récemment, Collares –Pereira et Rabl ont proposé :

$$\frac{\overline{D}_J}{\overline{G}_J} = 0,775 + 0,347 \cdot \left( \omega_s - \frac{\pi}{2} \right) - \left[ 0,505 + 0,262 \cdot \left( \omega_s - \frac{\pi}{2} \right) \right] \cdot \cos(2 \cdot \overline{K}_T - 1,8) \quad (3.7)$$

$\omega_s$  (Radian) : l'angle horaire du coucher du soleil du jour représentatif du mois

### III.1.2. Rayonnement global sur un plan incliné :

A partir des mesures effectuées sur des plans horizontaux, on peut calculer le rayonnement global arrivant sur un plan incliné, avec les hypothèses suivantes (selon Liu et Jordan) :

\*les composantes diffuse et réfléchié par le sol du rayonnement solaire est isotrope.

\*le plan incliné est orienté vers l'équateur ( $\gamma = 0$ ).

Ensuite Klein et Theilaker ont adopté la technique suivante en utilisant le facteur de conversion du rayonnement horaire :

$$R = \frac{G_\beta}{G_h}$$

$G_\beta$ : Rayonnement global sur un plan incliné dirigé vers l'équateur et faisant un angle  $\beta$  avec l'horizontal.

$G_h$ : Rayonnement global sur un plan horizontal.

$G_\beta$  Peut être déduit de  $G_h$  à l'aide de l'équation suivante qui tient compte du (direct, diffus, réfléchi) du rayonnement total.

$$G_{\beta} = \frac{\cos\theta_{\beta}}{\cos\theta_h} \cdot (I - D) - \frac{1}{2}(1 + \cos\beta) \cdot D + \frac{1}{2} \cdot (1 - \cos\beta) \cdot \rho \cdot I \quad (3.8)$$

$\rho$ : est l'albédo du site

$\theta_{\beta}$ : Angle d'incidence sur la surface inclinée pour l'heure considérée

$\theta_h$ : Angle d'incidence sur la surface horizontale pour l'heure considérée

Et en se basant sur la relation (3.8)  $r = f(\omega, \omega_s)$ ,  $r_d = f(\omega, \omega_s)$ ,  $\frac{\bar{D}}{\bar{G}} = f(K_T)$  On aura

$$\text{l'équation : } R = \frac{\cos\bar{\theta}_{\beta}}{\cos\bar{\theta}_h} \left(1 - \frac{r_d}{r} + \frac{\bar{D}_J}{\bar{G}_J}\right) + \frac{1}{2}(1 + \cos\beta) \frac{r_d}{r} \cdot \frac{\bar{D}_J}{\bar{G}_J} + \frac{1}{2}(1 - \cos\beta).$$

$\bar{\theta}_{\beta}$ : Angle d'incidence du rayonnement sur la surface inclinée pour l'heure considérée, le jour représentatif du mois choisi (Tableau.III.1.).

### III.1.2.a. Facteur de conversion pour le rayonnement journalier :

Soit  $R' = \frac{G_{\beta}}{G_h}$  le facteur permettant de passer du rayonnement total  $G_h$  sur un plan horizontal au rayonnement correspondant  $G_{\beta}$  sur un plan incliné :

$$G_{\beta} = (G - D)R_b + \frac{1}{2}(1 + \cos\beta)D_{\beta} + \frac{1}{2}(1 + \cos\beta)h \cdot \rho \quad (3.9)$$

$R_b$ : Rapport du rayonnement direct journalier frappant la surface inclinée au rayonnement direct journalier sur le plan horizontal et il est donné par l'expression suivante qui nous donne une approximation suffisante :

$$R_b = \frac{\cos(\varphi - \beta) \cos\delta \cdot \sin\omega_{s\beta} + \frac{\pi}{180} \cdot \omega_{s\beta} \cdot \sin(\varphi - \beta) \cdot \sin\delta}{\cos\varphi \cdot \cos\delta \cdot \sin\omega_s + \frac{\pi}{180} \cdot \omega_s \cdot \sin\varphi \cdot \sin\delta} \quad (3.10)$$

Où :  $\omega_{s\beta}$  est l'angle horaire en degrés du lever du soleil sur le plan incliné et  $\varphi$  est la latitude.

De l'équation (3.9) on déduit finalement :

$$R' = \left(1 - \frac{D}{G}\right) \cdot R_b + \frac{1}{2}(1 + \cos\beta) \frac{D}{G} + \frac{1}{2}(1 - \cos\beta)\rho \quad (3.11)$$

### III.1.2.b. Calcul des valeurs journalières $G$ à partir de $\bar{G}$ ou de $\bar{K}_T$ :

Des recherches ont été faites sur plusieurs sites afin de déterminer les valeurs journalières  $G$  à partir de la valeur journalière moyenne  $\bar{G}$  et les valeurs horaires  $G_H$  à partir de la valeur horaire moyenne  $\bar{G}_H$

L'observation tirée de ces recherches est :

1- Quelque soit le site et le mois considéré, les courbes obtenues de  $\left(\frac{G}{\bar{G}}\right)$  et  $\left(\frac{G_H}{\bar{G}_H}\right)$  en fonction du paramètre  $P$  (rapport du nombre de jours du mois durant lesquels le rayonnement journalier sur un plan horizontal est  $\leq G$  sur le nombre de jours contenus dans ce mois) sont identiques pour une même valeur  $K_T$ .

2- Une méthode analytique a été proposée pour permettre de calculer  $G$ , si on connaît seulement  $\bar{G}$  et  $\bar{K}_T$  :

$$P = \frac{C[e^{K_T - \lambda(1 - \gamma K_T)} - 1]}{K_{TU} - \lambda \gamma}$$

Où :

$$C = \frac{\lambda^2 \cdot K_{TU}}{e^{\lambda K_{TU}} - 1 - \lambda K_{TU}} \quad \gamma = \frac{\lambda}{1 + \lambda K_{TU}}$$

$$\bar{K}_T = \frac{C}{\lambda^2 \cdot K_{TU}} \left[ \left( \frac{2}{\lambda} + K_{TU} \right) (1 - e^{-\lambda K_{TU}}) + 2 \cdot K_{TU} \cdot e^{-\lambda K_{TU}} \right]$$

$K_{TU} = 0.864$  (Est la valeur maximale de l'indice de clarté journalier  $K_T$ )

De là on déduit les valeurs journalières  $G_H$  puisque  $\frac{K_T}{\bar{K}_T} = \frac{G_H}{\bar{G}_H}$

### III.1.3. Modèle de Perrin de Brichambaut [14] : (un type de ciel)

#### III.1.3.a. le facteur de trouble de Linke :

Le facteur de trouble de Linke est défini comme le nombre d'atmosphère pures et sèches (sans aérosols, ni vapeur d'eau, ni nuages) (par ciel clair) a été décomposé en trois facteurs de trouble auxiliaires :

$$T = T_1 + T_2 + T_3 \quad (3.12)$$

Avec :  $T_1, T_2$  et  $T_3$  sont donnés par les expressions suivantes en tenant compte de l'altitude:

$T_1$  : Correspond à l'absorption par la vapeur d'eau.

$T_2$  : Correspond à la diffusion moléculaire, à l'origine du bleu foncé du ciel.

$T_3$  : Correspond à la diffusion (et une légère absorption) par les aérosols, rendant le ciel plus ou moins blanchâtre.

$$T_1 = 2,4 - 0,9 \cdot \sin\varphi + 0,1 \cdot (2 + \sin\varphi) \cdot A_h - 0,2 \cdot z - (1,22 + 0,14 \cdot A_h) \cdot (1 - \sinh) \quad (3.13)$$

$$T_2 = (0,89)^z \quad (3.14)$$

$$T_3 = (0,9 + 0,4 \cdot A_h)(0,63)^z \quad (3.15)$$

Avec :

$$A_h = \sin \left[ \frac{360}{356} \cdot (J - 121) \right]$$

$$\sinh = \sin\varphi \cdot \sin\delta + \cos\varphi \cdot \cos\delta \cdot \cos\omega$$

### III.1.3.b. Le rayonnement direct :

Pour un plan de réception quelconque ( $\alpha, \gamma$ ), la puissance du rayonnement incident est exprimée par :

$$s = gne \cdot \cos i \cdot \exp \left[ \frac{-T}{0,9 + \frac{9,4}{(0,89)^z} \cdot \sinh} \right] \quad (3.16)$$

$$\text{Avec : } gne = 1353 \left[ 1 + 0,0334 \cdot \cos \left( \frac{360}{356} \cdot J - 2 \right) \right]$$

Ou sous la forme :  $gne = C(J) \cdot I$

$C(J)$  est la correction de la distance

$(i)$  est l'angle d'incidence sur un plan incliné donné par la relation:

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

Sur le plan horizontal  $\cos i = \sin h$ , d'où la relation devient :

$$s_h = gne \cdot \sinh \cdot \exp \left[ \frac{-T}{0,9 + \frac{9,4}{(0,89)^z} \cdot \sinh} \right] \quad (3.17)$$

### III.1.3.c. Rayonnement diffus :

Le rayonnement diffus est composé de trois parties :  $d = d_1 + d_2 + d_3$

#### 1. Rayonnement diffus par le ciel ( $d_1$ )

$$d_1 = \delta_d \cdot \cos i + \delta_i \frac{1 + \sin \gamma}{2} + \delta_h \cos \gamma \quad (3.18)$$

Où  $\delta_d$  : est la composante directe

$\delta_i$  : est la composante isotrope

$\delta_h$  : est la composante du cercle de l'horizon

$$\begin{cases} \delta_d = gne \cdot \exp \left[ -2,48 + \sinh + a - \sqrt{4 \cdot b^2 + a^2} \right] \\ a = 3,1 - 0,4 \cdot b \\ b = \log T' - 2,28 - 0,5 \cdot \log(\sinh) \end{cases}$$

$T' = T_1 + T_2 + T_3$  est le facteur de trouble diffusif

$$\delta_i = d_h - \delta_d \sinh \text{ Avec : } d_h = gne \cdot \exp \left[ -1 + 1,06 \cdot \log(\sinh) + a - \sqrt{a^2 + b^2} \right]$$

$$b = \log T' - 2,8 + 1,02 \cdot (1 - \sinh)^2 \text{ et } a = 1,1$$

$$\delta_h = gne \frac{-0,02 \cdot c}{c^2 + c \cdot d + 1,8} \exp(\sinh)$$

$$\text{Avec : } c = \log T' - 3,1 - \log(\sinh) \text{ et } d = \exp[0,2 + 1,75 \cdot \log(\sinh)]$$

#### 2. le rayonnement diffus par le sol ( $d_2$ ) :

Il est exprimé par la relation :

$$d_2 = \delta_a \frac{1 - \sin \gamma}{2} \quad (3.19)$$

Où :  $\delta_a = \rho \cdot (s_h + d_h)$  est une composante due à l'albédo (le produit du coefficient de réflexion du sol par la valeur du rayonnement global incident sur le sol).



3. le rayonnement diffus rétro diffuse ( $d_3$ ):

Il est donné par la relation :

$$d_3 = \delta_R \frac{1 + \sin\gamma}{2} \quad (3.20)$$

$$\text{Où : } \delta_R = 0,9(\rho - 0,2) \cdot (s_h + d_h) \cdot \exp\left(\frac{-4}{\sqrt{T'}}\right)$$

#### III.1.3.d. le rayonnement global :

Le rayonnement global incident à un instant, sur un plan quelconque défini par  $(\alpha, \gamma)$  est désigné par :  $\Phi_g = s + d$

### III.1.4. Modèles de Perrin de Brichambaut [14] : (pour trois types de ciel):

#### III.1.4.1. Rayonnement direct :

Le rayonnement direct est défini comme étant le rayonnement provenant au sol sous un angle solide limité au seul disque solaire sans aucun intermédiaire et reçu sur une surface normale à l'axe de cet angle solide.

Le rayonnement direct sur un plan incliné est calculé par la formule suivante

Où :

$$I = I_n \cdot \cos\theta = \frac{I_h \cdot \cos\theta}{\sin h}$$

$I_n$  : est le rayonnement direct reçu sur un plan normal au rayonnement.

$I_h$  : est le rayonnement direct reçu sur une surface horizontale.

La composante directe du rayonnement solaire est donnée par les expressions empiriques suivantes : [2]

a) conditions normales par ciel clair :

$$I = 1230 \exp \left[ \frac{-1}{3,8 \sin(h + 1,6)} \right] \quad (3.21)$$

b) pour un ciel très clair :

$$I = 1210 \exp \left[ \frac{-1}{6 \sin(h + 1)} \right] \quad (3.22)$$

c) pour un ciel pollué : zone industrielle.

$$I = 1260 \exp \left[ \frac{-1}{2,3 \sin(h + 3)} \right] \quad (3.23)$$

#### III.1.4.2. Le rayonnement diffus

Le rayonnement diffus, issu du ciel, à l'exception du disque solaire et du sol, est beaucoup plus difficile à analyser. Tout d'abord, le sol réfléchi en moyenne le tiers du rayonnement qu'il reçoit et il faut tenir compte également de la diffusion de ce rayonnement réfléchi.

Le rayonnement diffus est le rayonnement émis par des obstacles (nuages, sol, bâtiments) et provient de toutes les directions. La part du rayonnement diffus n'est pas négligeable et peut atteindre 50% du rayonnement global (selon la situation géographique du lieu).

Le rayonnement global sur la terre et sa part de rayonnement diffus varie au cours de l'année.

Les expressions empiriques permettant d'estimer la composante du rayonnement solaire diffus sont ci- dessous :

a) Part du ciel

\* part du ciel sur une surface horizontale:

- par ciel clair :

$$D_{c,h} = 125(\sinh)^{0,4}$$

par ciel très clair, on multiplie cette dernière expression par 3/4, si le ciel est couvert, on la multiplie par 4/3.

\* part du ciel sur une surface d'inclinaison quelconque:

$$D_c(i) = D_{c,h} \frac{1 + \cos i}{2}$$

b) Part du sol

$$D(i) = \rho \frac{1 - \cos i}{2} \cdot G$$

où:

$$G_h = I_h + D_h = I_{dir} \sinh + D_h$$

$\rho$  : est l'albédo ou coefficient de réflexion qui dépend de la nature du sol.

### III.1.5. Modèle de Liu et Jordan sur une surface quelconque:

A partir de l'éclairement direct et diffus sur un plan horizontal, on peut calculer l'éclairement solaire sur un plan incliné, le rayonnement global arrivant sur une surface inclinée est composé de trois composantes : direct, diffus isotrope et diffus provenant du ciel.

Le rayonnement global sur un plan incliné est donné par l'équation suivante :

$$g_{\beta} = s_{\beta} + d_{i\beta} + d_{c\beta}$$

1- Le rayonnement direct sur un plan incliné  $s_{\beta}$  :

$s_{\beta} = s_h \cdot R_b$  Où  $R_b$  est le facteur d'inclinaison du rayonnement et  $s_h$  est le rayonnement direct sur un plan horizontal.

$$\begin{cases} s_h = A \cdot \sinh \cdot \exp \left[ \frac{-1}{C \cdot \sin(h+2)} \right] \\ R_b = \frac{\cos(\varphi - \beta) \cos\delta \cdot \cos\omega + \sin(\varphi - \beta) \cdot \sin\delta}{\cos\varphi \cdot \cos\delta \cdot \cos\omega + \sin\varphi \cdot \sin\delta} \end{cases} \quad (3.24)$$

Où  $A, B$  et  $C$  sont des constantes qui tiennent compte de la nature du ciel, données d'après le tableau suivant :

	A	B	C
Ciel très pur	1300	87	6
Ciel moyen	1230	125	4
Ciel pollué	1200	187	5

Tableau. III.2. Constantes de la nature du ciel [25].

2- le rayonnement diffus isotrope  $d_{i\beta}$  sur un plan incliné:

$$d_{i\beta} = g_h \left( \frac{1 - \cos i}{2} \right) \cdot \rho \quad (3.25)$$

Où  $g_h$ : est le rayonnement global sur un plan horizontal

$\rho$  : est l'albédo du sol

3- Le rayonnement diffus par le ciel  $d_{c\beta}$  sur un plan incliné :

$$d_{c\beta} = d_h \left( \frac{1 + \cos\beta}{2} \right) \quad (3.26)$$

Les deux composantes de rayonnement solaire global sur un plan horizontal, sont estimées comme suit :

Rayonnement direct :  $s_h = A \cdot \sinh \cdot \exp \left[ \frac{-1}{C \cdot \sin(h+2)} \right]$

Rayonnement diffus :  $d_h = B \cdot (\sinh)^{0.4}$

### III.2. Modèles de la température ambiante :

Nous avons choisi trois modèles de température ambiante et comparé ces modèles pour évaluer le modèle optimal. Les modèles sont les suivants :

#### III.2.1. Modèle de CAPDEROU :

La détermination de la température ambiante se fait à l'aide d'une fonction sinusoïdale, où nous avons choisi d'utiliser les données de l'Atlas Solaire Algérien et notons aussi que la simulation n'est pas effectuée sur 24 heures, on se limite à l'intervalle dans lequel le soleil arrive sur la surface du capteur.

$$T_a = \left[ \frac{T_{a \max} - T_{a \min}}{2} \right] \cdot \sin \left[ \frac{(t - 8) \cdot \pi}{12} \right] + \left[ \frac{T_{a \max} + T_{a \min}}{2} \right] \quad (3.27)$$

$T_{a \max}$  étant la température maximale journalière moyenne du mois considéré.  $T_{a \min}$  étant la température minimale journalière moyenne du mois considéré ( $t$ ) est le temps local.

#### III.2.2. Modèle théorique :

L'évolution théorique de la température ambiante, qui est la température d'entrée de l'air dans le capteur, peut être modélisée par l'équation :

$$T_e(t) = \frac{T_{\max} + T_{\min}}{2} + \left( \frac{T_{\max} - T_{\min}}{2} \right) \cos \left( \frac{2\pi t}{\Delta t} \right) \quad (3.28)$$

Avec :

$T_{\max}$  et  $T_{\min}$  : sont les températures ambiantes maximale et minimale au cours de la journée.

$t$  : temps solaire vrai.

Dans ce modèle la température maximale est atteinte au midi solaire vrai où le flux est maximal. Ce modèle ne correspond pas à la réalité car on considère que la température maximale n'est atteinte qu'au midi thermique qui correspond en temps solaire vrai, midi solaire vrai plus 1/8 de la durée du jour solaire ( $\Delta t$ ), cela est dû à l'inertie thermique du sol, l'équilibre thermique entre le milieu ambiant et le sol.

#### III.2.3. Modèle Corrigé:

Le modèle proposé précédemment a été remplacé par un modèle qui introduit " midi thermique ", où la température ambiante atteint sa valeur maximale de la journée. Vu les

échanges radiatifs nocturnes, la température ambiante atteint sa valeur minimale au lever du soleil et enfin au coucher du soleil.

Ainsi la température ambiante peut être modélisée par :

$$T_e(t) = \frac{T_{max} + T_{min}}{2} + \left( \frac{T_{max} - T_{min}}{2} \right) \cos \left( \frac{2\pi(t - 12 - \frac{\Delta t}{8})}{\Delta t} \right) \quad (3.29)$$

### III.3. Modèles de la température de sortie :

#### III.3.1. Modèle de la température de sortie en fonction du bilan thermique :

On peut exprimer, de façon générale, de bilan thermique d'insolateur par l'équation suivante rapportée à l'unité de surface :

$$P_n = P_u + P_p + P_s$$

On utilise la méthode d'analyse dite méthode globale est celle suivie par Hottel, Whillier et Bliss. Elle suppose que le régime est quasi-permanent et que les éléments de l'insolateur se trouvent chacun à une température moyenne constante ; elle néglige donc les effets de l'inertie thermique.

Nous pouvons donc raisonnablement faire l'hypothèse d'un fonctionnement quasi stationnaire du capteur. Cette hypothèse a pour conséquence de simplifier l'équation sans toutefois masquer l'évolution temporaire des phénomènes qui restent liés au flux solaire  $\Phi_g$  variable dans le temps.

L'équation de la chaleur dans le fluide caloporteur s'écrit :

$$\rho C_p \left( \frac{\partial T_f}{\partial t} + \vec{V}_f \cdot \overrightarrow{grad} T_f \right) = div(\vec{q}) + \sigma_T$$

Où  $q$  est le flux de conduction dans le fluide,  $\sigma_T$  l'amplitude volumique de la source de chaleur d'origine solaire par unité de volume du fluide caloporteur de masse volumique ( $\rho$ ).

En régime permanent et en négligeant la conduction dans le fluide, il vient [1] :

$$\rho \cdot C_p \cdot \vec{V}_f \cdot \overrightarrow{grad} T_f = \sigma_T$$

Si l'écoulement s'effectue suivant la coordonnée ( $x$ ), cette équation s'écrit :

$$\rho \cdot Cp \cdot V_f \cdot \frac{\partial T_f}{\partial x} = \sigma_T$$

Où :

$$\sigma_T = \frac{Q_u}{e}$$

En introduisant le coefficient global de perte thermique entre l'absorbeur et l'air extérieur  $U_L$ , la puissance utile apportée par l'air sortant de l'insolateur s'écrit :

$$P_u = A \cdot Q_u = A \left( (\tau_v \cdot \alpha_n) \Phi_g - U_L (T_n - T_a) \right) \quad (3.30)$$

Où  $A$  est la surface de captation.

Si le transfert était idéal, on aurait  $T_f = T_n$ , et on pourrait écrire :

$$P'_u = A \left( (\tau_v \cdot \alpha_n) \Phi_g - U_L (T_n - T_a) \right)$$

En fait, la condition  $T_f = T_n$  n'est jamais satisfaite, on est donc amené à définir un coefficient d'efficacité local de transfert air-absorbeur noté  $F'$ , qui représente le rapport de la puissance utile à la puissance récupérée par l'insolateur lorsque la température de l'absorbeur est précisément celle du fluide.

$$F' = \frac{(\tau_v \cdot \alpha_n) \Phi_g - U_L (T_n - T_a)}{(\tau_v \cdot \alpha_n) \Phi_g - U_L (T_f - T_a)}$$

Soit :

$$P_u = A \cdot F' \left( (\tau_v \cdot \alpha_n) \Phi_g - U_L (T_f - T_a) \right) \quad (3.31)$$

En introduisant le débit massique  $\dot{m}$ , l'équation de la chaleur s'écrit :

$$\dot{m} Cp \frac{\partial T_f}{\partial x} = l \cdot F' \left( (\tau_v \cdot \alpha_n) \Phi_g - U_L (T_f - T_a) \right)$$

Si l'on suppose que  $F'$  et  $U_L$  ne dépendent pas de ( $x$ ), la solution est de la forme :

$$\frac{T_f - T_a - \frac{(\tau_v \cdot \alpha_n) \Phi_g}{U_L}}{T_{fe} - T_a - \frac{(\tau_v \cdot \alpha_n) \Phi_g}{U_L}} = \exp \left( - \frac{U_L l \cdot F' x}{\dot{m} Cp} \right)$$

La température  $T_{fs}$  du fluide à la sortie de l'insolateur de longueur  $L$  est donc telle que :

$$\frac{T_{fs} - T_a - \frac{(\tau_v \cdot \alpha_n) \Phi_g}{U_L}}{T_{fe} - T_a - \frac{(\tau_v \cdot \alpha_n) \Phi_g}{U_L}} = \exp\left(-\frac{U_L l \cdot F' L}{\dot{m} C_p}\right)$$

D'où on tire  $T_{fs}$ :

$$T_{fs} = T_a + \frac{\tau_v \alpha_n \Phi_g}{U_L} + \left(T_{fe} - T_a - \frac{\tau_v \alpha_n \Phi_g}{U_L}\right) \exp\left(\frac{-U_L \cdot F' \cdot L}{\dot{m} \cdot C_p}\right) \quad (3.32)$$

En fait, l'équation (3.44) qui est fonction de  $F'$  qui est aussi fonction de  $T_f$  et  $T_n$ , dépend donc de ces deux températures. La première est une donnée du problème, alors que la seconde est une inconnue.

Il est pratique d'exprimer la puissance utile en termes de conditions d'entrée en définissant un autre coefficient global de transfert air-absorbeur par :

$$F_R = \frac{(\tau_v \cdot \alpha_n) \Phi_g - U_L (T_n - T_a)}{(\tau_v \cdot \alpha_n) \Phi_g - U_L (T_{fe} - T_a)}$$

En introduisant le débit massique par  $m^2$  d'insolateur  $G_c = \frac{\dot{m}}{l \cdot L}$ , la puissance  $Q_u$  récupérée par le fluide par  $m^2$  d'insolateur est :

$$Q_u = F_R \left( (\tau_v \cdot \alpha_n) \Phi_g - U_L (T_{fe} - T_a) \right) \quad (3.33)$$

Avec :

$$F_R = \frac{G_c C_p}{U_L} \left( 1 - \exp\left(-\frac{F' U_L}{G_c C_p}\right) \right) \quad (3.34)$$

En introduisant la surface  $A$  de l'absorbeur, le coefficient  $F_R$  s'écrit :

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p}{A U_L} \left( 1 - \exp\left(-\frac{F' U_L A}{\dot{m} C_p}\right) \right)$$

### III.3.1.1. Modélisation des coefficients d'échange thermique



En plus des hypothèses générales mentionnées pour la modélisation des capteurs utilisant la méthode globale, on pose les hypothèses particulières suivantes :

- La conduction thermique dans le sens de l'écoulement est négligeable,
- Le vent extérieur est supposé de direction toujours parallèle aux faces de l'insolateur,
- Les gradients transversaux de température dans l'absorbeur sont négligés (la conductivité thermique de l'absorbeur est supposée très grande).

Pour déterminer les divers coefficients d'échange thermique ( $h$ ), les relations suivantes sont utilisées, selon qu'il s'agit d'un transfert par conduction, rayonnement ou convection.

### III.3.1.1.a. Transfert conductif

Les coefficients de transfert conductif à travers l'isolant et le bois vers l'arrière de l'insolateur sont donnés par :

$$\frac{\lambda_{is}}{e_{is}} \quad \text{et} \quad \frac{\lambda_b}{e_b} \quad (3.35)$$

Où :

$\lambda_{is}$  et  $\lambda_b$  sont respectivement les conductivités thermiques de l'isolant et du bois

et  $e_{is}$  et  $e_b$  sont respectivement les épaisseurs de l'isolant et du bois

### III.3.1.1.b. Transfert radiatif

On considère un transfert radiatif entre deux plaques parallèles de températures  $T_1$  et  $T_2$  (exprimées en Kelvin). On applique la formule [21] :

$$h = \frac{\sigma(T_1 + T_2)(T_1^2 + T_2^2)}{\frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{12}} - \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2} \cdot \frac{S_1}{S_2}}$$

Où :  $T_1$  et  $T_2$  sont les températures absolues des deux faces, supposées uniformes.

$\varepsilon_i$  est l'émissivité du milieu  $i$  (de surface  $S_i$ ).

$F_{12}$  est le facteur de forme géométrique entre les surfaces  $S_1$  et  $S_2$ , pris généralement pour les diverses parties de l'insolateur égale à 1.

$\sigma$  est la constante de Stephan-Boltzmann.

- Entre la vitre et la voûte céleste

Rapporté par [20], le coefficient d'échange radiatif s'écrit :

$$h_{rc} = \frac{1}{2} \sigma \varepsilon_v (1 - \cos \beta) (T_v + T_c) (T_v^2 + T_c^2) \quad (3.36)$$

Où :  $\beta$  est l'inclinaison du capteur par rapport à l'horizontale et les températures  $T_v$  et  $T_c$  sont les températures absolues.

$T_c$  est la température équivalente de la voûte céleste donnée par la relation de Swinbank (1963) :

$$T_c = 0,0552 \cdot T_a^{1,5} \quad (3.37)$$

Les températures  $T_c$  et  $T_a$  sont exprimées en Kelvin.

- Entre la vitre et l'absorbeur

$$h_{rnv} = \frac{\sigma (T_v + T_n) (T_v^2 + T_n^2)}{\frac{1}{\varepsilon_v} + \frac{1}{\varepsilon_{nmat}} - 1} \quad (3.38)$$

Les températures  $T_v$  et  $T_n$  sont exprimées en Kelvin.

- Entre l'absorbeur et la plaque d'aluminium placée sur l'isolant

$$h_{rnAl} = \frac{\sigma (T_n + T_{Al}) (T_n^2 + T_{Al}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_{vAl}} + \frac{1}{\varepsilon_{Al}} - 1} \quad (3.39)$$

Les températures  $T_n$  et  $T_{Al}$  sont exprimées en Kelvin.

### III.3.1.1.c. Transfert convectif

On distingue deux types d'échanges convectifs :

- Ceux dus au vent
- Ceux intervenant dans l'insolateur

- Transfert convectif dû au vent

La relation suivante de Hottel et Woertz est généralement admise [1] :

$$h_{vv} = 5.67 + 3.86 V_v \quad (3.40)$$

Où :  $V_v$  est la vitesse du vent en (m/s).

- Échanges convectifs entre l'absorbeur et la vitre :

Le transfert thermique dans l'espace compris entre la vitre et l'absorbeur, est à la fois caractérisé par des échanges de conduction et de convection naturelle, sont exprimés par un coefficient de conduction-convection tel que [27] :

$$h_{c,n-v} = \frac{Nu \cdot d}{\lambda_a} \quad (3.41)$$

Le nombre de Nusselt, Nu est exprimé en fonction du nombre de Rayleigh par la corrélation de Hollands [27] suivante :

$$Nu = 1 + 1.44 \left[ 1 - \frac{1708(\sin 1.8 \varphi)^{1.6}}{Ra \cdot \cos \varphi} \right] \left[ 1 - \frac{1708}{Ra \cdot \cos \varphi} \right] + \left[ \left( \frac{Ra \cdot \cos \varphi}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right] \quad (3.42)$$

$Ra$  : Étant le nombre de **Rayleigh**,  $Ra = \frac{g \beta \Delta T d^3}{a \nu}$

$g$  : Accélération de la pesanteur  $\left[ \frac{m}{s^2} \right]$

$\beta$  : Coefficient de dilatation thermique de l'air,  $\beta = 1/T \left[ \frac{1}{K^\circ} \right]$

$\Delta T$  : Écart de température entre la vitre et l'absorbeur  $[K^\circ]$

$d$  : Distance entre la vitre et l'absorbeur  $[m]$

$a$  : Diffusivité thermique de la lame d'air entre la vitre et l'absorbeur  $\left[ \frac{m^2}{s} \right]$

$\varphi$  : Angle d'inclinaison du capteur par rapport à l'horizontal en degré.

$\lambda_a$  : Conductivité thermique de la lame d'air entre la vitre et l'absorbeur (air)  $\left[ \frac{W}{m K} \right]$

D'autres corrélations peuvent être également employées, on cite en particulier celles établies par **Jacques.B** [22]

$$\left. \begin{aligned}
 Nu &= 1.013 && \text{pour } G_r < 1700 + 47.8\varphi \\
 Nu &= 2.5 + 0.0133(90 - \varphi) && \text{pour } G_r > 80000 \\
 Nu &= [0.06 + 3 \cdot 10^{-4}(90 - \varphi)] && \text{pour autrement}
 \end{aligned} \right\} \quad (3.43)$$

Avec,  $G_r$  étant le nombre de Grashoff, tel que  $G_r = \frac{g \beta \Delta T d^3}{\nu^2}$  et  $\varphi$  en degré.

Le coefficient peut être calculé de la façon suivante :

Le coefficient de pertes par conduction-convection naturelle, peut être calculé de la façon suivante, rapporté dans [17] s'écrit :

$$h_{vnat} = 1,42 \left( \frac{(T_n - T_a) \sin \beta}{L} \right)^{1/4} \quad (3.44)$$

- Échanges convectifs dans la veine d'air mobile :

Les coefficients d'échange convectifs  $h_{c,Aif}$  et  $h_{c,nf}$  respectivement entre le fluide et les parois solides, l'absorbeur et la plaque d'aluminium sur l'isolant, sont estimés par la relation :

$$h_{c,Aif} = h_{c,nf} = \frac{Nu \lambda_a}{D_h} \quad (3.45)$$

Avec

$\lambda_a$  : Conductivité thermique du fluide, l'air en écoulement  $\left[ \frac{W}{m K} \right]$

$D_h$  : Diamètre hydraulique équivalent du conduit utile [m]

$Nu$  : Nombre de Nusselt.

Le nombre de Nusselt est généralement en fonction du régime d'écoulement, tel que :

➤ En régime laminaire ( $Re < 2300$ ), le nombre de Nusselt est décrit par les corrélations suivantes:

- Corrélation proposé par **Mercer [19]** :

$$Nu = 4.9 + \frac{0.0606 \left( \frac{Re Pr D_h}{L_c} \right)^{1.2}}{1 + 0.0909 \left( \frac{Re Pr D_h}{L_c} \right)^{0.7} Pr^{0.17}} \quad (3.46)$$

Où :  $Re$  : étant le nombre de Reynolds,  $Re = \frac{U_f D_h}{\nu}$

$Pr$  : Nombre de Prandtl,  $Pr = \frac{\mu Cp}{\lambda}$

- Corrélation de **Malik et Charters [19]** :

$$Nu = \frac{0.0192 Re^{0.75} Pr}{1 + 1.22 Re^{-\frac{1}{8}} (Pr - 2)} \quad (3.47)$$

➤ En régime turbulent ( $Re > 2300$ ), Nusselt est estimé par les corrélations suivantes :

- Corrélation de **Kays [20]**

$$Nu = 0.0158 Re^{0.8} \quad \text{Pour } \frac{L_c}{D_h} > 10 \quad (3.48)$$

Où,  $Re$  étant le nombre de Reynolds donné par :

$$Re = \frac{u_f D_h}{\nu}$$

$U_f$  : Vitesse d'écoulement dans le conduit utile d'écoulement d'air [m/s]

$D_h$ : Diamètre hydraulique équivalent du conduit utile [m]

$\nu$  : Viscosité cinétique du fluide en écoulement [ $m^2/s$ ]

### III.3.1.2. Calcul des pertes thermiques « $Q_P$ »

Supposons que :

- Le régime est permanent.
- La puissance  $Q_V$  absorbée par la vitre est négligeable.
- Les températures de l'absorbeur et de la plaque d'aluminium sont confondues.

Ces hypothèses nous permettent d'exprimer les pertes globales de l'absorbeur  $Q_P$  par  $m^2$  de surface de captation de l'insolateur à l'aide du coefficient de pertes  $U_L$  et l'inverse est la résistance au transfert thermique entre les potentiels  $T_n$  et  $T_a$  :

$$Q_P = U_L(T_n + T_a) = Q_{P1} + Q_{P2} \quad (3.49)$$

Si les pertes latérales sont négligeables,  $Q_{P1}$  désignera les pertes à l'avant et  $Q_{P2}$ , les pertes à l'arrière.

#### III.3.1.2.a. Pertes à l'avant « $U_t$ »

Afin de déterminer le coefficient de pertes à l'avant  $U_t$  qui dépend de plusieurs paramètres, parmi eux le nombre et l'épaisseur de la couverture transparente [18], Klein a proposé la formule suivante qui exprime les pertes à l'avant  $Q_{P1}$  en fonction de la température de l'absorbeur, indépendamment de celle de la vitre :

$$Q_{P1} = \frac{T_n + T_a}{\frac{N}{\left[\left(\frac{C}{T_n}\right)\left(\frac{T_n - T_a}{N+f}\right)^{0,33}\right]} + \frac{1}{h_{vv}}} + \frac{\sigma(T_n^4 - T_a^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{n\beta} + 0,05N(1 - \varepsilon_{n\beta})} + \frac{2N+f-1}{\varepsilon_{v\beta}} - N} \quad (3.50)$$

Les températures  $T_n$  et  $T_a$  sont exprimées en Kelvin.

Cette équation est valable pour :

$$47^\circ\text{C} < T_n < 147^\circ\text{C}, \quad -13^\circ\text{C} < T_a < 37^\circ\text{C}, \quad 0,1 < \varepsilon_{vb} < 0,95,$$

$$V_v < 10 \text{ m/s}, \quad 1 < N < 3 \quad \text{et} \quad 0 < \beta < 90^\circ$$

Où :

$N$  est le nombre de vitrages.

$\varepsilon_{n\beta}$  est l'émissivité de l'absorbeur pour une inclinaison  $\beta$  de celui-ci.

$\varepsilon_{v\beta}$  est l'émissivité de la vitre pour une inclinaison  $\beta$  de l'insolateur.

$f$  est le facteur correctif tenant compte de l'effet du vent, il s'exprime par :

$$f = (1 - 0,04 \cdot h_{vv} + 0,0005 \cdot h_{vv}^2)(1 + 0,091 \cdot N) \quad (3.51)$$

$C$  est le facteur tenant compte de l'influence de l'inclinaison de l'insolateur sur les coefficients de convection dans les conduits non utiles, il est exprimé par :

$$C = 365,9(1 - 0,00883 \cdot \beta + 0,00012 \cdot \beta^2) \quad (3.52)$$

$\beta$  étant exprimée en degrés

Finalement, les pertes  $U_t$  sont données par :

$$U_t = \frac{Q_{P1}}{T_n - T_a} \quad (3.53)$$

Donc :

$$U_t = \left[ \frac{1}{N \left( \frac{C}{T_n} \left( \frac{T_n - T_a}{N + f} \right)^e \right) + \frac{1}{h_{c,v}}} \right] + \frac{\sigma(T_n + T_a)(T_n^2 + T_a^2)}{\frac{1}{\varepsilon_{n\beta} + 0,05 \cdot N(1 - \varepsilon_{n\beta})} + \frac{2 \cdot N + f - 1}{\varepsilon_{n\beta}} - N}$$

### III.3.1.2.b. Pertes à l'arrière « $U_b$ »

L'expression des pertes de la face arrière de l'insolateur est :

$$U_b = \frac{1}{\frac{e_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{e_b}{\lambda_b} + \frac{1}{h_{vv}}} \quad (3.54)$$

Où :  $h_{vv}$  est le coefficient d'échange convectif dû au vent, entre la face inférieure de l'insolateur et l'air extérieur.

### III.3.2. Modèle de la température de sortie en fonction du rendement :

Dans l'expression choisie [11] pour calculer le rendement ( $\eta$ ) du capteur, on peut aboutir à la formule générale donnant la température de sortie en tenant compte bien sûr de tous les paramètres dont dépend le rendement.

Le rendement du capteur est donné par la formule:

$$\eta = \frac{\rho \cdot C_p \cdot Q_v (T_{fs} - T_a)}{G^* \cdot S_c} \quad (3.55)$$

On tire  $T_s$  en aura

$$T_{fs} = \frac{\eta \cdot G^* \cdot S_c}{\rho \cdot C_p \cdot Q_v} + T_a \quad (3.56)$$

où:

$\rho$  : est la masse volumique de l'air donnée par:

$$\rho = \rho_0 \frac{273}{273 + T_m} \frac{P(z)}{P_0}$$

Le terme ( $P/P_0$ ) représente la correction de l'altitude.

La pression standard ( $P_0$ ) au niveau de la mer, à la température de 15°C (soit 288 K) est :

$$P_0 = 1,01325 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

Ce qu'on exprime aussi sous la forme:

$$P_0 = 1013,25 \text{ mb}$$

$$P_0 = 760 \text{ mm de Hg}$$

Dans ces conditions la masse volumique de l'air est  $\rho = 1,293 \text{ Kg/m}^3$ .

D'autre part, on décompose verticalement l'atmosphère en couches, la limite de chaque couche est définie d'après le changement de la variation de température en fonction de l'altitude.



Dans la troposphère, la température décroît de 6,5°C par Kilomètre (sauf au voisinage du sol) et la pression  $P(z)$  suit la forme :

$$P(z) = P_0 \left[ 1 - \frac{0.0065 Z}{288.15} \right]^{5.31} \quad (Z) \text{ en mètres}$$

Pour des altitudes inférieures 3 kilomètres, cette formule peut s'écrire sous la forme

$$P(z) = P_0 \exp(-0.1198 Z) \quad (Z) \text{ en kilomètres}$$

Ou bien sous la forme simplifiée :  $\frac{P(z)}{P_0} = (0.89)^z$

$T_m$  : est la température de mesure en °C.

$C_p$ : est la capacité calorifique de l'air égale à 1005 en [J/kg.K].

$Q_v$ : est le débit volumique en [ $m^3/h.m^2$ ].

$S_c$  : surface du capteur en  $m^2$ .

$G^*$ : est le rayonnement solaire incident en [ $W/m^2$ ].

$T_s$  : est la température de sortie du capteur en °C.

$T_a$ : est la température à l'entrée du capteur en °C.

#### III.4. Simulation :

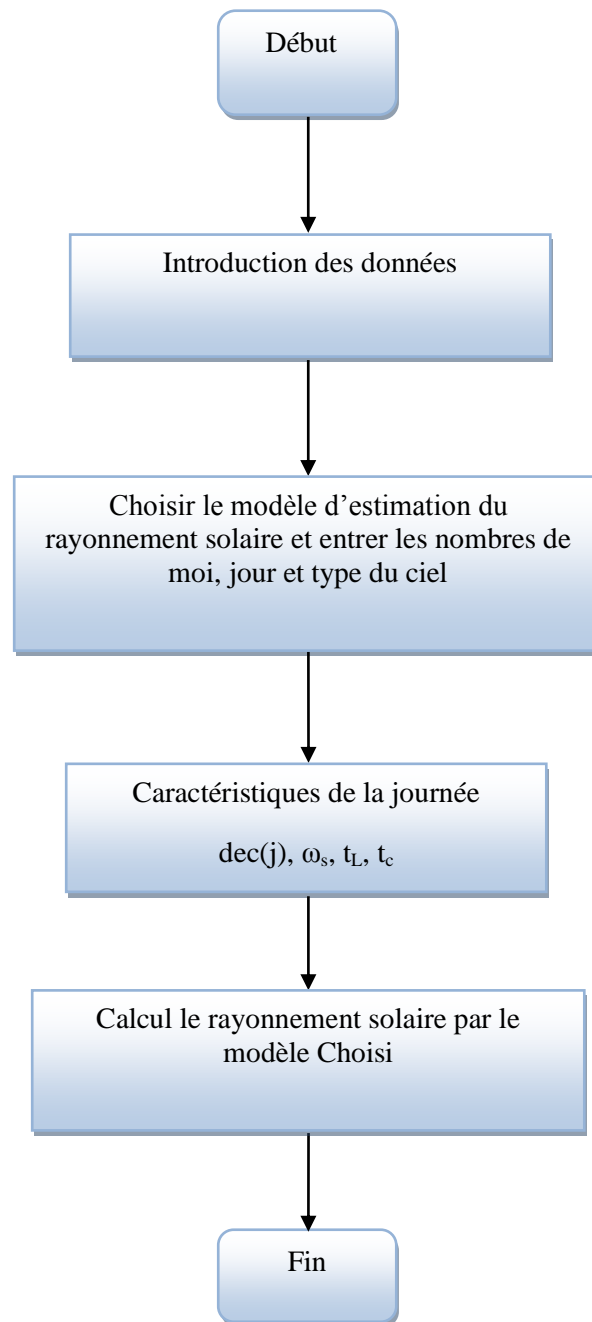
La simulation est faite à l'aide d'un programme établi à cet effet en langage MATLAB pour calculer les paramètres de fonctionnement d'un capteur solaire plan à air. Pour simuler le rayonnement solaire global, la température ambiante et la température de sortie du fluide caloporteur par les différents modèles.

Les figures suivantes exposent les organigrammes des programmes calculant les paramètres suivants :

- Le rayonnement solaire.
- La température ambiante.
- La température de sortie du fluide caloporteur.

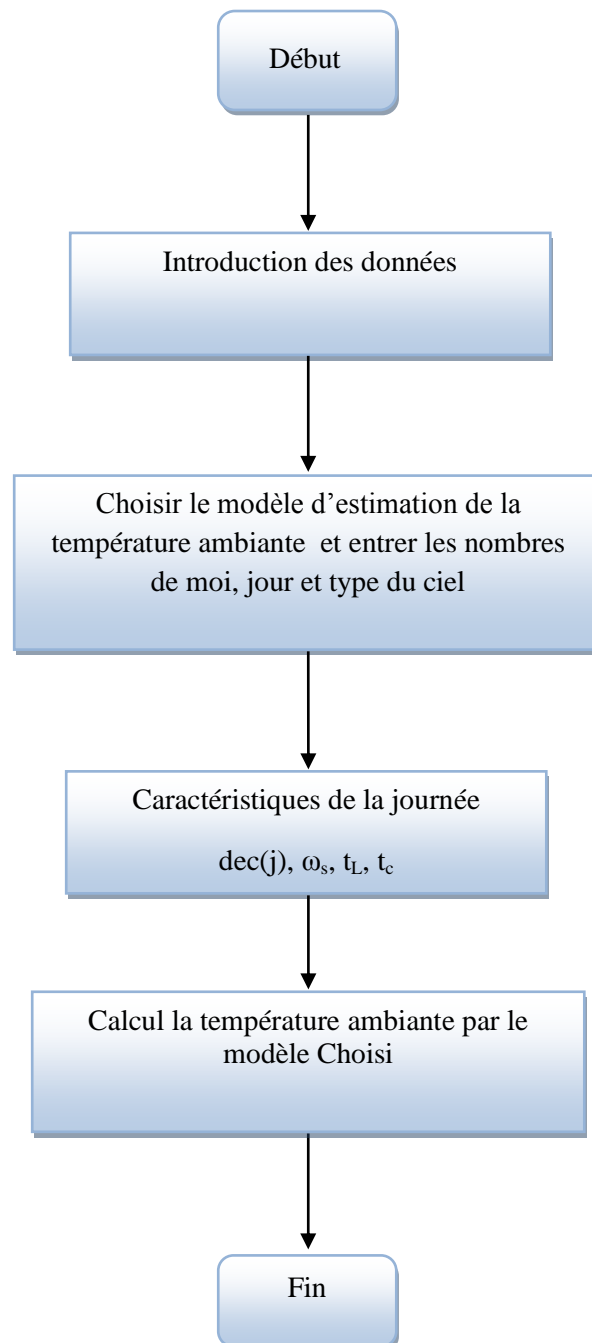
L'organigramme ci-après donne les grands axes de calcul :

a. Organigramme : Estimation du rayonnement solaire



**Fig.III.1.** Organigramme calculant le rayonnement solaire

## b. Organigramme : Estimation de la température ambiante

**Fig.III.2.** Organigramme calculant la température ambiante

## c. Organigramme : Calcul de la température de sortie du fluide caloporteur

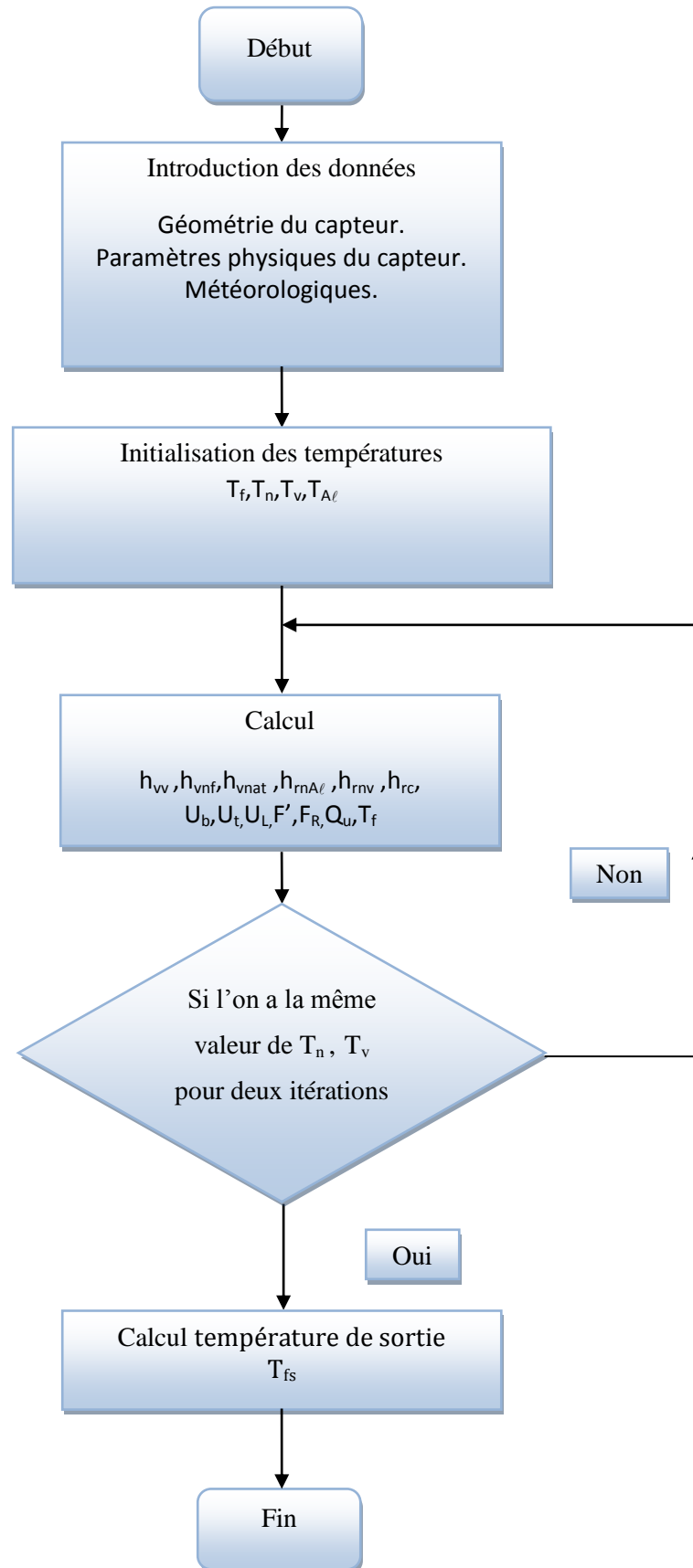


Fig.III.3. Organigramme calculant la température de sortie du fluide caloporteur

## CHAPITRE IV

### DESCRIPTION DU BANC D'ESSAI ET APPAREILLAGE DES MESURES

#### IV.1. Introduction :

Ce chapitre présente la description du banc d'essai et appareillage des mesures. Ce banc d'essai-test permet de chauffer l'air. Il comprend, un capteur solaire plan à air, Figure IV.1 et les dispositifs pour effectuer les mesures (soit des thermocouples pour mesurer les températures, un pyranomètre pour mesurer le rayonnement solaire et un anémomètre pour calculer la vitesse de vent).



**Fig. IV.1.** Capteur solaire plan à air exposé au soleil.

#### IV.2. Expérimentation :

Installations expérimentales et essais.

Le capteur solaire est de type plan à air à simple passe entre l'absorbeur et la plaque intermédiaire, composé de modules surface unitaire  $1,73 \text{ m}^2$  ( $1,95 \times 0,89$ ).

Capteur comporte un seul vitrage d'épaisseur 5 mm. Un circuit aéraulique permet d'alimenter le capteur avec des débits d'air dans le capteur.

Les essais en ensoleillement naturel ont été réalisés à Biskra, aux mois de Janvier, février, Mars et Avril avec un capteur orienté face au sud et incliné à  $34,8^\circ$ .

Pour chaque essai, le débit d'air est fixé et la température de l'air à l'entrée du capteur est variée avec la température ambiante.

### IV.3. Description du capteur solaire étudié :

Les paramètres fixes du capteur étudié sont :

- longueur du capteur  $L_c = 1,95$  m.
- largeur  $l = 0,89$  m.
- Un absorbeur plat en acier galvanisé peint en noir mat; d'épaisseur égale à 0,4 cm.
- l'inclinaison des capteurs  $i = 34,8^\circ$ .
- l'écartement, absorbeur-vitre égale à 2 cm.
- l'écartement, plaque inférieure-absorbeur égale à 2,5 cm.
- l'écoulement est en dessous de l'absorbeur.
- le fluide caloporteur est l'air.
- l'isolation est en polystyrène, d'épaisseur 4 cm.
- une vitre de protection, en verre d'épaisseur égale à 5 mm.

$\alpha_{abs} = 0,95$  coefficient d'absorptivité de l'absorbeur.

$\alpha_v = 0,06$  coefficient d'absorptivité de la vitre.

$\varepsilon_{Al} = 0,25$  émissivité de la plaque arrière.

$\varepsilon_{nmat} = 0,95$  émissivité de l'absorbeur peint en noir mat.

$\varepsilon_v = 0,93$  émissivité du vitrage.

$\tau_v = 0,84$  coefficient de transmittivité du vitrage.

### IV.4. Caractéristique de ville du Biskra :

Caractérisée par son climat saharien la ville de Biskra est située à une latitude de  $34^\circ 48'$  nord et une longitude de  $5^\circ 44'$  Est, son altitude par rapport au niveau de la mer est 81m, la pression atmosphérique à cette altitude est 1,004 Bar.

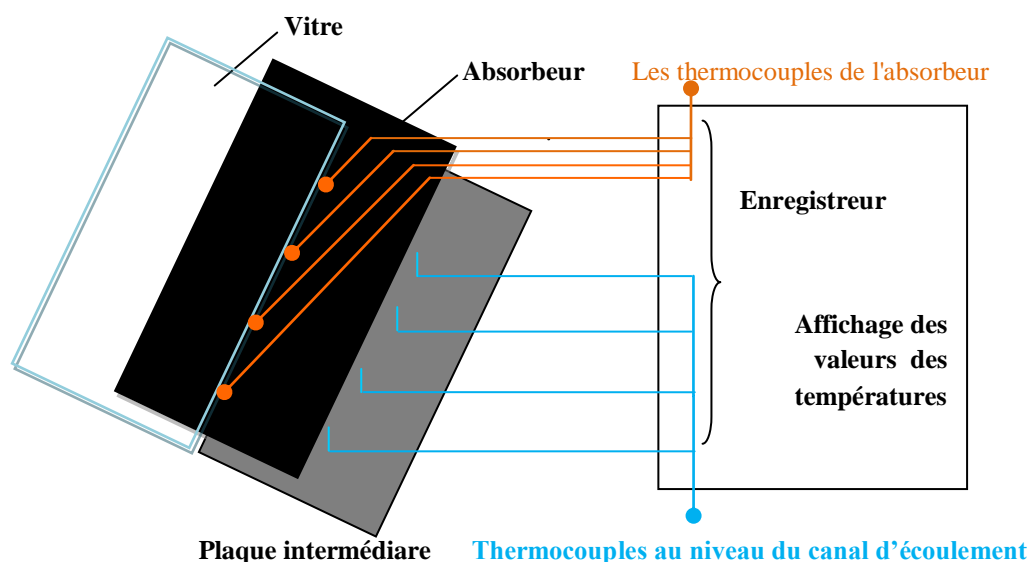
#### IV.5. Instrumentation :

La campagne des mesures a été effectuée dans le hall technologique du département de génie mécanique de l'Université de Biskra.

Afin de pouvoir estimer les paramètres de fonctionnement du capteur plan à air, on a programmé le déroulement des tests durant une période de trois jours début, milieu et fin de chaque mois. Lors de chaque journée, les tests sont prises entre 9h jusqu'à 15h30 avec un pas de quinze minutes.

Afin de mener à bien l'expérimentation, dix thermocouples ont été placés sur le système, répartis comme suit :

- 04 thermocouples au niveau du canal d'écoulement d'air
- 04 thermocouples au niveau de la plaque absorbante
- 01 thermocouple à l'entrer du capteur
- 01 thermocouple à la sortie du capteur

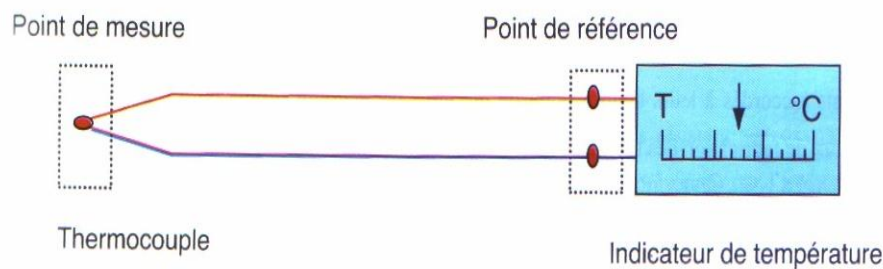


**Fig. IV.2.** Installation des thermocouples sur les composants du capteur.

## IV.6. Les instruments de mesure

### IV.6.1. Thermocouple :

La mesure des températures est faite à l'aide de thermocouples. Lorsqu'on raccorde les bouts de deux conducteurs électriques de matériaux différents (couple thermoélectrique), on produit aux deux autres extrémités restées libres une force électromotrice (thermo-tension) dont la valeur est proportionnelle à la différence de température entre l'endroit de raccord des deux fils (point de mesure) et leurs bouts restés libres (point de comparaison). La dimension de cette thermo-tension est dépendante du choix des matériaux qui composent les thermocouples. La mesure de température à l'aide d'un thermocouple est en principe une mesure de différence de température entre le point de mesure et un lieu de comparaison.



**Fig. IV.3.** Principe de construction d'un thermocouple [20].

### IV.6.2. Le pyranometre : [21]

L'instrument utilisé pour mesurer le rayonnement solaire global [ $\text{W}/\text{m}^2$ ] est le pyranomètre (Figure IV.4). L'élément sensible du pyranomètre est une thermopile constituée de 100 thermocouples imprimés sur un support de céramique et disposés en étoile. Le rayonnement solaire est absorbé par un disque recouvert d'un enduit noir, Seulement les bords du disque sont en contact thermique avec le corps du pyranomètre (radiateur), le long de ces bords, 100 jonctions froides sont placées.



**Fig. IV.4.** Pyranomètre.



### IV.6.3. Anémomètre :

La mesure de la vitesse du vent et les différents débits de l'air à l'entrée de capteur solaire sont effectuée à l'aide d'un anémomètre KIMO de type VT300, la (Figure IV.5).



**Fig. IV.5.** Anémomètre

## CHAPITRE V

### RESULTATS ET DISCUSSION

#### V.1. Introduction

Nous étudions dans ce qui suit certains paramètres intrinsèques et extrinsèques qui influent directement ou indirectement sur le fonctionnement d'un capteur solaire plan à air. Nous avons établi une étude comparative entre les résultats expérimentaux et ceux calculés par les modèles théoriques. Cette étude comporte trois paramètres qui sont le rayonnement solaire global, la température ambiante et température de sortie du fluide caloporteur. Nous avons constaté qu'il existe une très bonne concordance entre les valeurs mesurées et celles estimées par les modèles. Plus une étude sur l'effet des paramètres de rendement, débit volumique et l'effet d'ensoleillement.

#### V.2. Présentation des résultats :

Pour la simulation des paramètres, on propose trois modèles d'estimation du rayonnement solaire et température ambiante et deux modèles d'estimation de la température de sortie du fluide caloporteur. Pour valider les résultats numériques obtenus dans le cadre de ce travail, nous avons entrepris quelques essais.

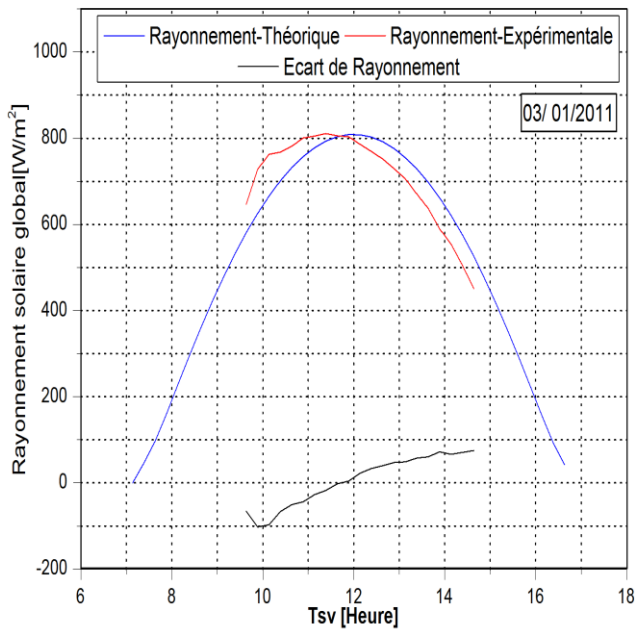
Les figures suivantes représentent l'évolution journalière théorique et expérimentale en fonction du temps solaire vrai du rayonnement solaire global, de la température ambiante et de la température de sortie du fluide caloporteur.

Pour la comparaison des valeurs mesurées et celles estimées, nous avons élaboré, pour chacun des modèles étudiés, un programme sous Matlab. A partir de chaque programme, nous avons calculé les différents paramètres qui sont ensuite comparés à ceux issus des valeurs mesurées. D'autre part nous avons calculé l'erreur relative moyenne journalière entre les valeurs mesurées et celles calculées. Cette erreur est calculée par la relation suivante :

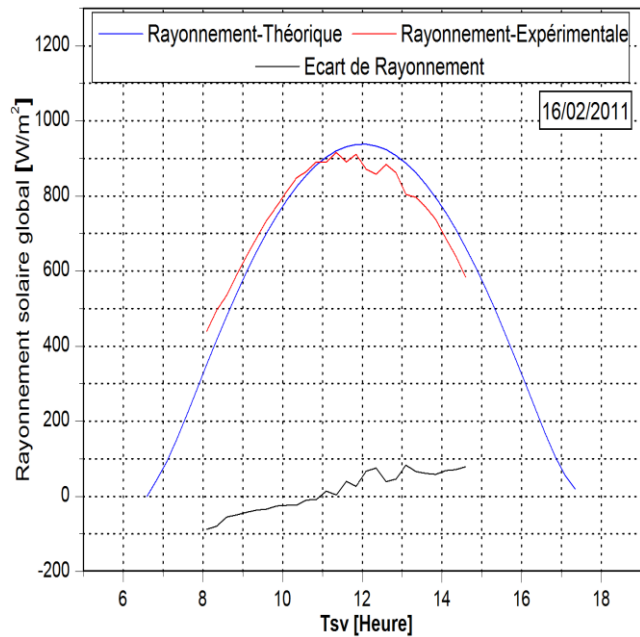
$$\text{Erreur moyenne}(\%) = \frac{100}{N} \times \sum \left( \frac{\text{Val}_{\text{me}} - \text{Val}_{\text{es}}}{\text{Val}_{\text{me}}} \right)$$

## V.2.1. Évolution du rayonnement solaire global :

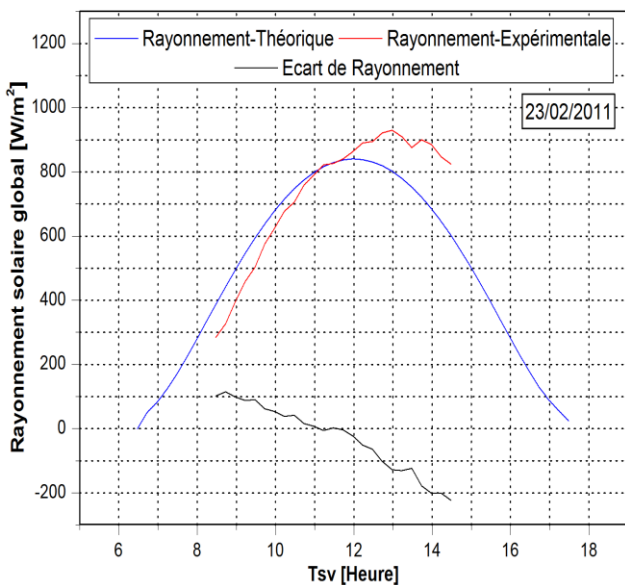
### V.2.1.a. Modèle de Perrin de Brichambaut (à trois types de ciel) :



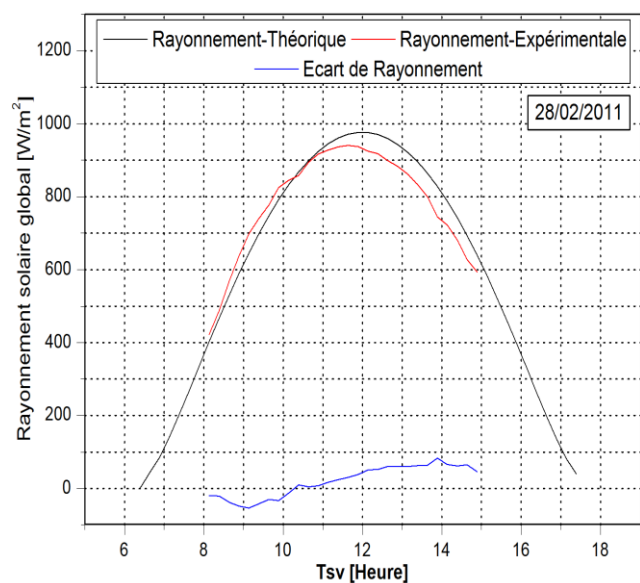
**Fig.V.1.a :** Comparaison du rayonnement solaire global théorique et expérimental



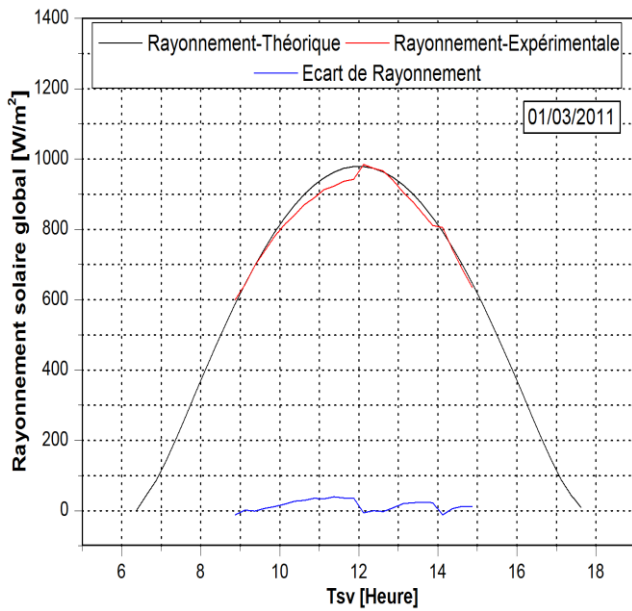
**Fig.V.1.b :** Comparaison du rayonnement solaire global théorique et expérimental



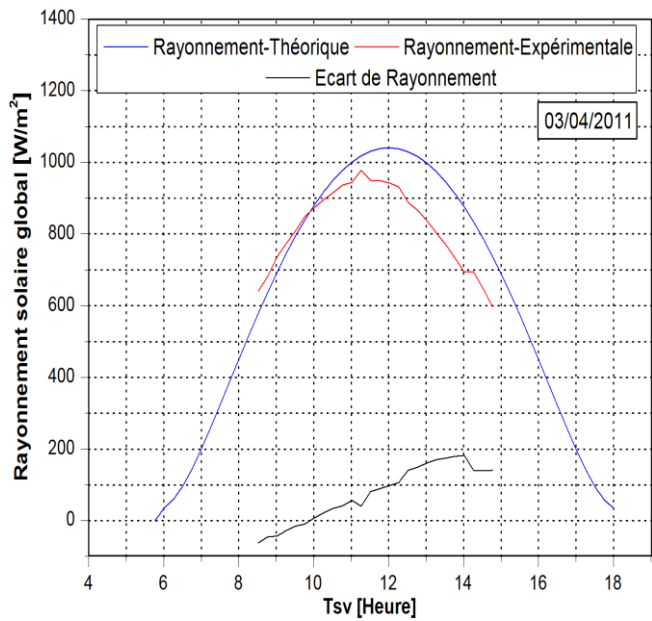
**Fig.V.1.c :** Comparaison du rayonnement solaire global théorique et expérimental



**Fig.V.1.d :** Comparaison du rayonnement solaire global théorique et expérimental

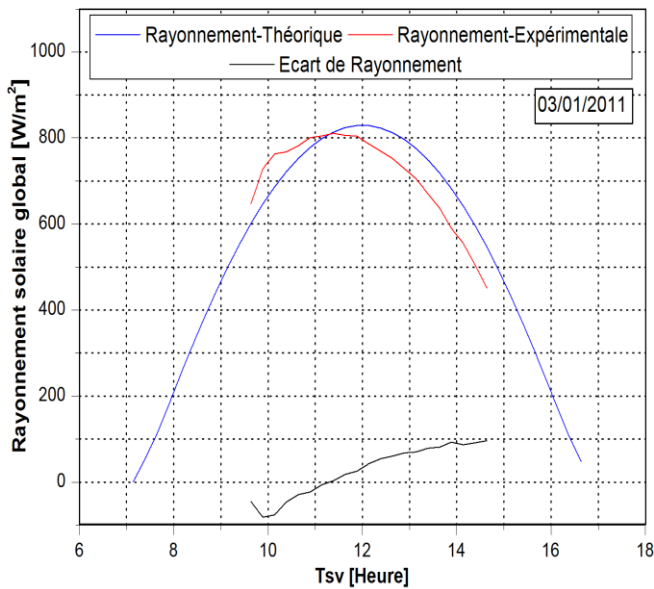


**Fig.V.1.e :** Comparaison du rayonnement solaire global théorique et expérimental

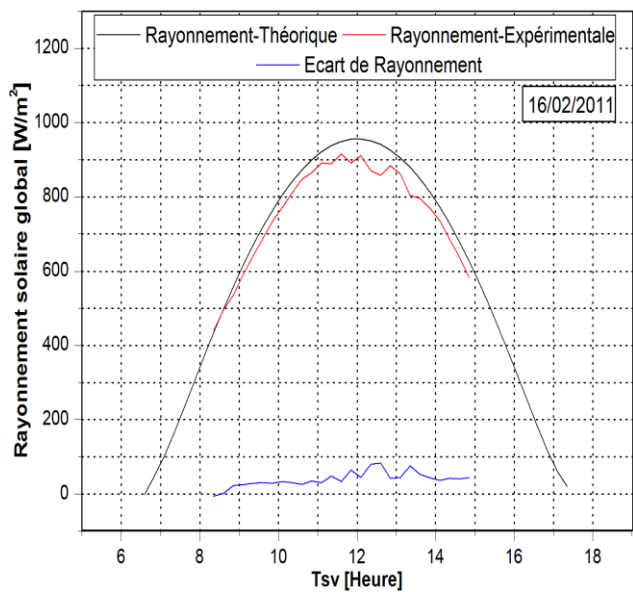


**Fig.V.1.f :** Comparaison du rayonnement solaire global théorique et expérimental

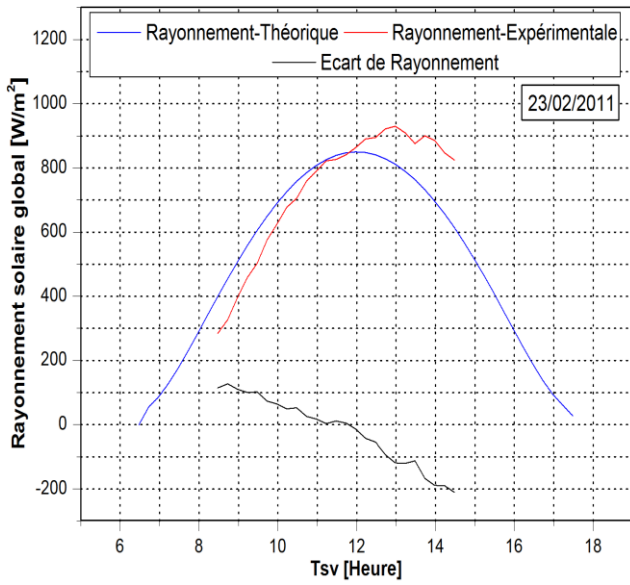
**V.2.1.b. Modèle de Lui et Jordan :**



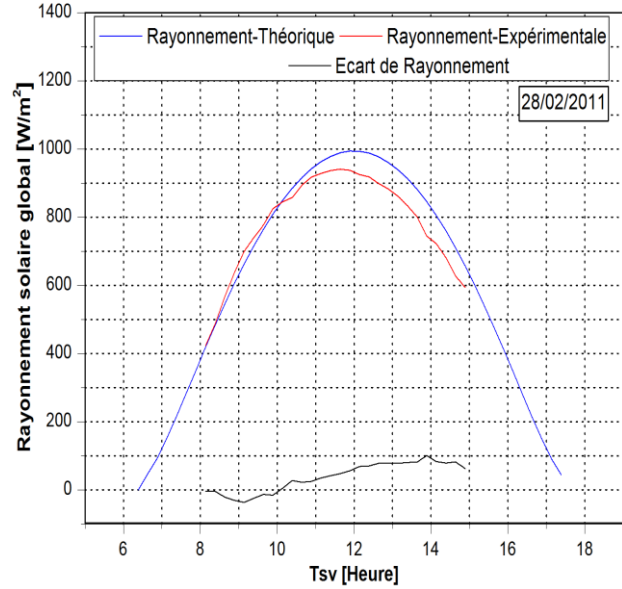
**Fig.V.2.a :** Comparaison du rayonnement solaire global théorique et expérimental



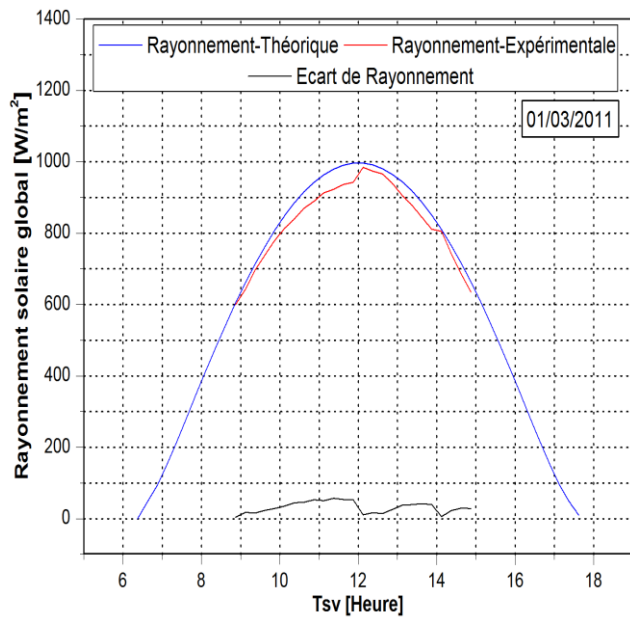
**Fig.V.2.b :** Comparaison du rayonnement solaire global théorique et expérimental



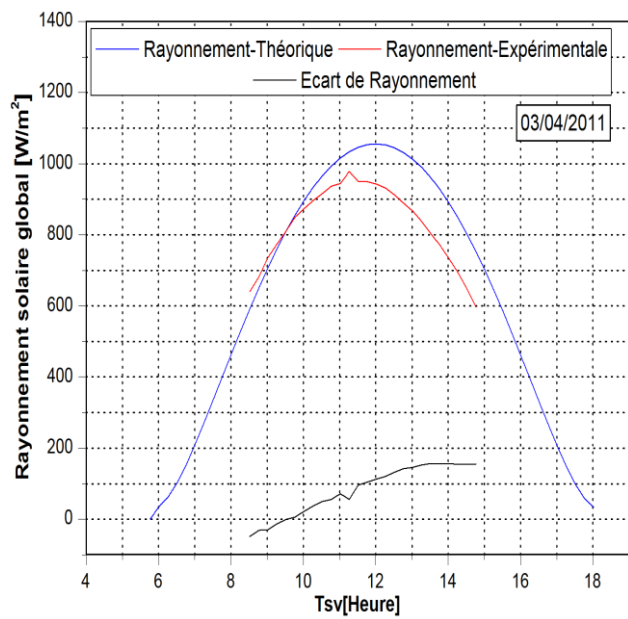
**Fig.V.2.c** : Comparaison du rayonnement solaire global théorique et expérimental



**Fig.V.2.d** : Comparaison du rayonnement solaire global théorique et expérimental



**Fig.V.2.e** : Comparaison du rayonnement solaire global théorique et expérimental



**Fig.V.2.f** : Comparaison du rayonnement solaire global théorique et expérimental

V.2.1.c. Modèle de Perrin de Brichambaut (un type de ciel)

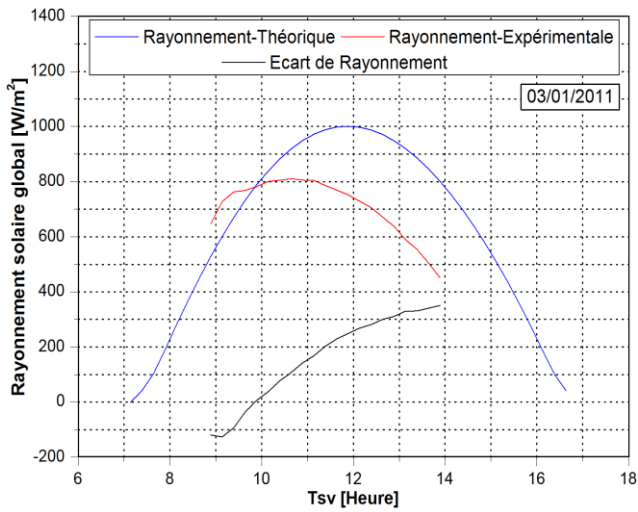


Fig.V.3.a : Comparaison du rayonnement solaire global théorique et expérimentale

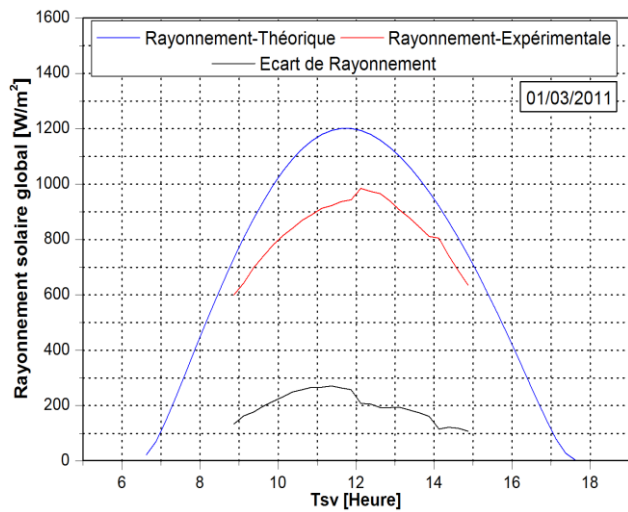


Fig.V.3.b : Comparaison du rayonnement solaire global théorique et expérimentale

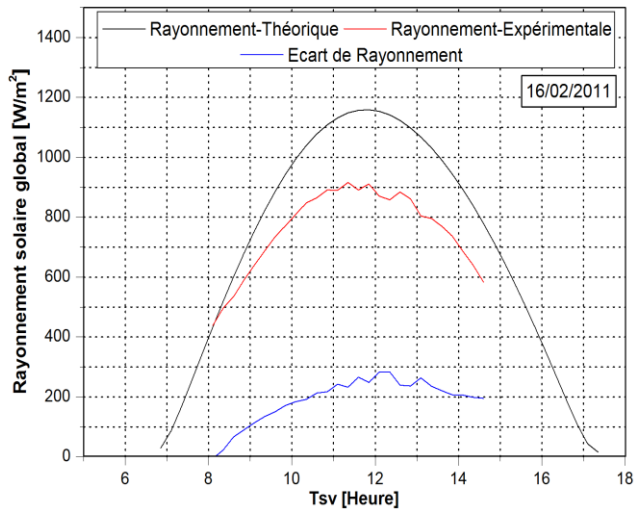


Fig.V.3.c : Comparaison du rayonnement solaire global théorique et expérimental

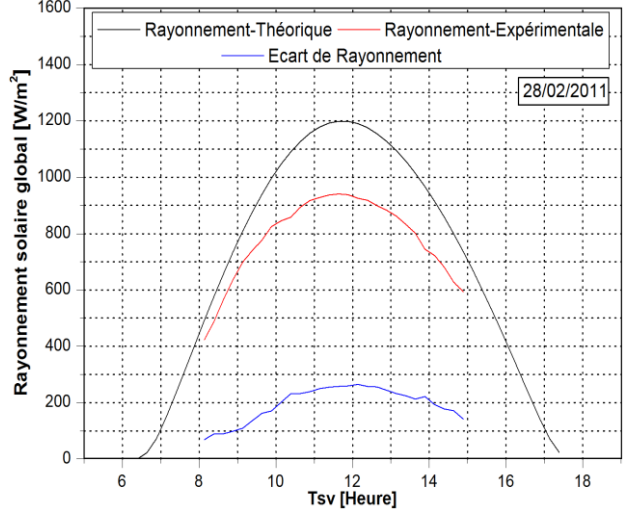


Fig.V.3.d : Comparaison du rayonnement solaire global théorique et expérimental

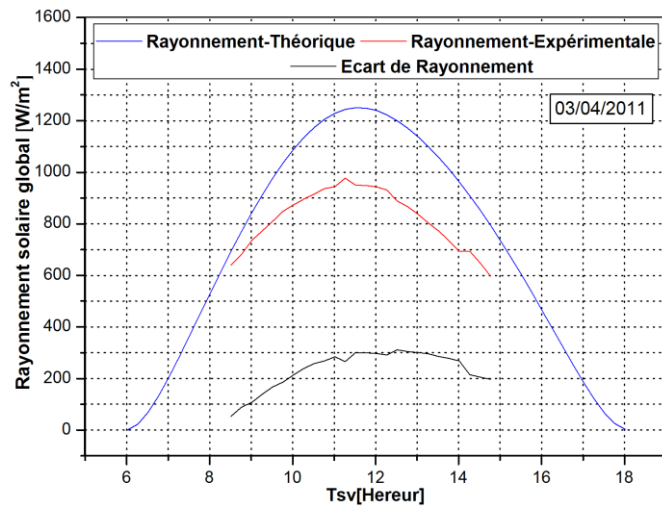


Fig.V.3.e : Comparaison du rayonnement solaire global théorique et expérimental

A partir des résultats obtenus, nous constatons que pour le site de Biskra, les modèles d'estimations de Perrin de Brichambaut pour trois types de ciel et Liu et Jordan donnent bonne concordance avec les valeurs mesurées. Par contre, le modèle de Perrin de Brichambaut pour un type de ciel les pluparts des valeurs calculées par ce modèle sont supérieures aux valeurs mesurées sur ce site.

Les écarts observés entre les courbes expérimentales et les courbes théoriques restent très réduits, sauf l'écart de modèles de Perrin de Brichambaut à un type de ciel reste notablement élevé.

Nous donnons sur le tableau suivant les valeurs de l'erreur relative moyenne journalière : comparaison mesures-calculs pour chacun des modèles.

<b>Erreur relative moyenne journalière (%)</b>						
<b>Modèles</b>	03/01/2011 Jour clair	16/02/2011 Jour clair	23/02/2011 Jour couvert	28/02/2011 Jour Clair	01/03/2011 Jour clair	03/04/2011 Jour clair
Perrin de Brichambaut (CTP, CM, CP)	-1.59	-0.43	-0.21	-1.81	-1.73	-9.42
Liu et Jordan	-4.71	-5.03	-1.87	-4.5	-3.82	-9.96
Perrin de Brichambaut (CTP)	-23.1	-24.03	/	-24.32	-23.61	-27.08

**Tableau V.1** : Valeur de l'erreur relative entre les valeurs estimées et mesurées du Rayonnement solaire global, Ecart (%)

- **Validtion des modèles :**

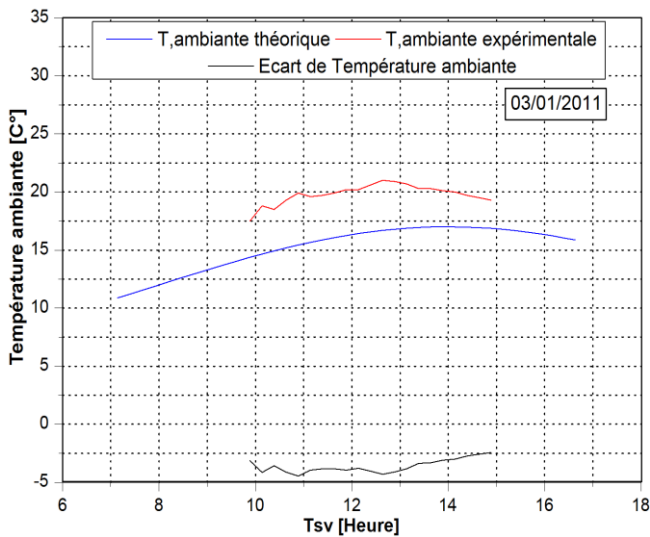
Les modèles d'estimations a été vérifiée pour le site de Biskra. Les valeurs estimées du rayonnement solaire global ont été comparées aux valeurs mesurées sur les mois Janvier à Avril des journées choisies. Les résultats obtenus montrent que le modèle de Perrin de Brichambaut à trois types de ciel proposée permet une estimation approché du rayonnement solaire reçue par le capteur, avec une précision acceptable puisque les erreurs obtenus ne dépassent pas 9.5%.



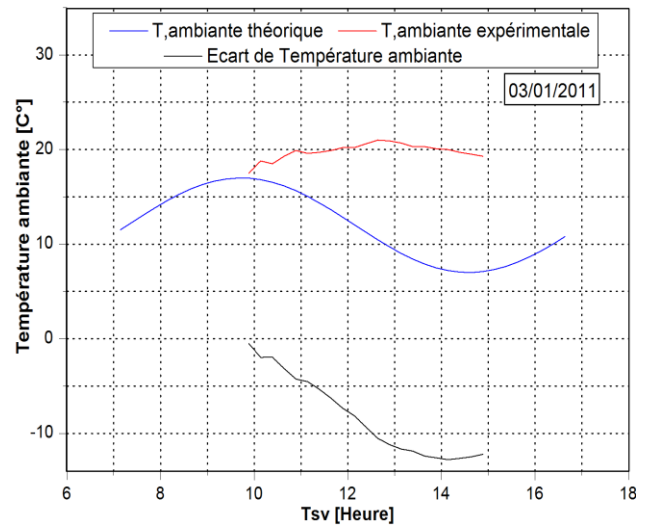
### V.2.2. Évolution de la Température ambiante :

Les figures qui suivent représentent la comparaison pour trois modèles différents de la température ambiante qui est la température d'entrée d'air et la température obtenue expérimentalement puis l'écart entre les valeurs calculées et mesurées.

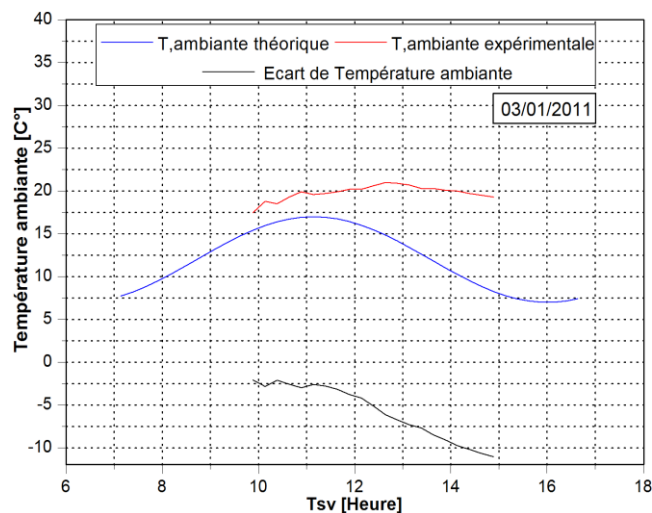
- Jour : 03 Janvier 2011 pour type de ciel moyen.



**Fig.V.4.a :** Comparaison de la température ambiante selon le modèle de Capderou



**Fig.V.4.b :** Comparaison de la température ambiante selon le modèle théorique

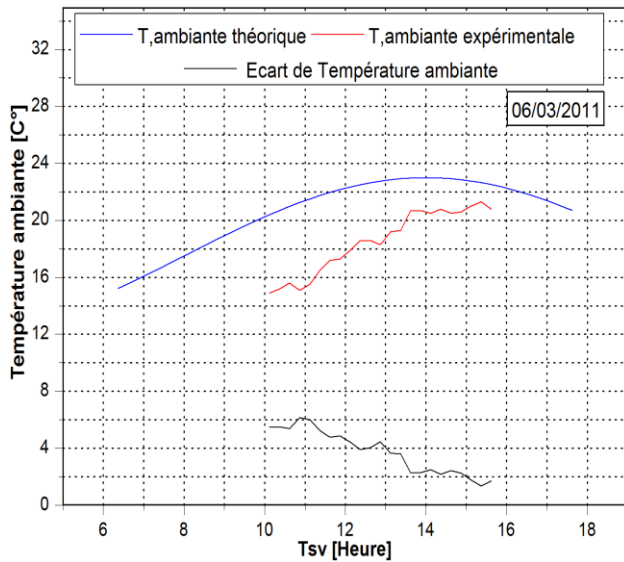


**Fig.V.4.c :** Comparaison de la température ambiante selon le modèle corrigé

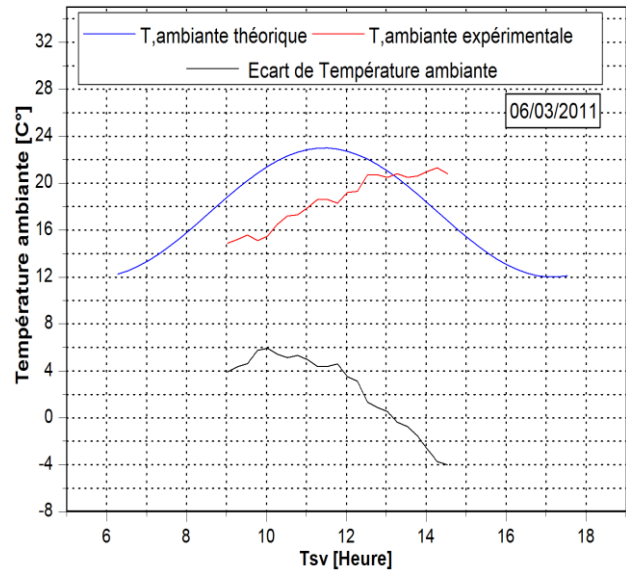
On remarque que les courbes expérimentales sont supérieures par rapport aux courbes théoriques.



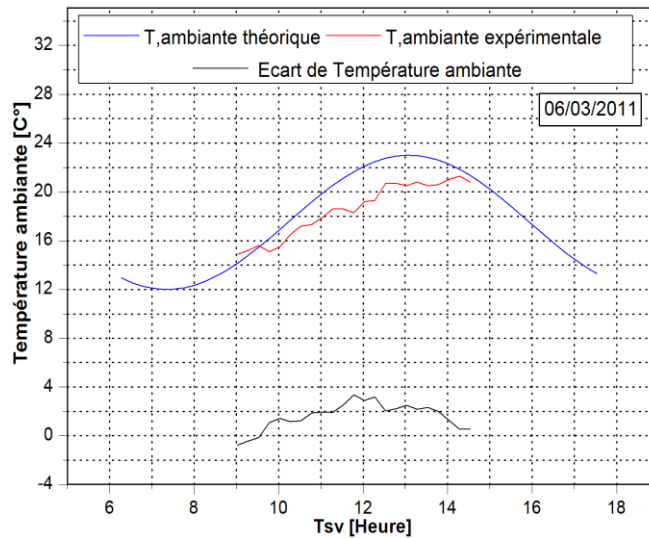
- Jour : 06 Mars 2011 pour type de ciel moyen.



**Fig.V.4.d** : Comparaison de la température ambiante selon le modèle de Capderou

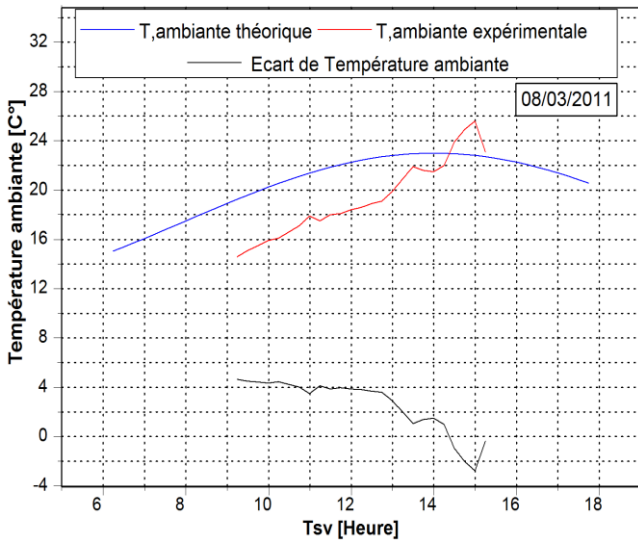


**Fig.V.4.e** : Comparaison de la température ambiante selon le modèle théorique

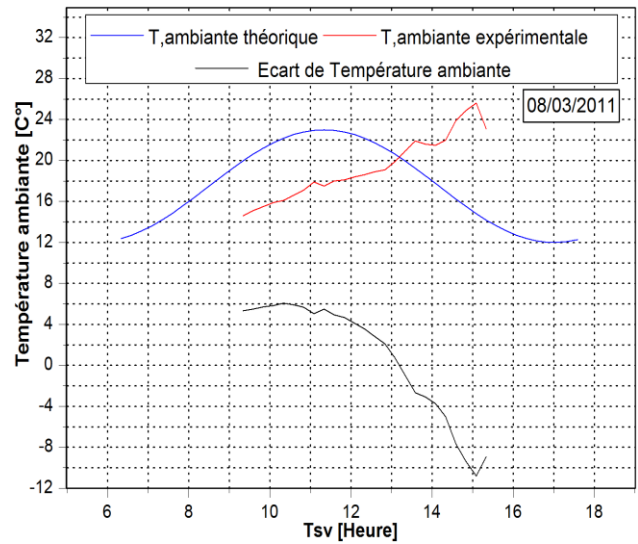


**Fig.V.4.f** : Comparaison de la température ambiante selon modèle corrigé

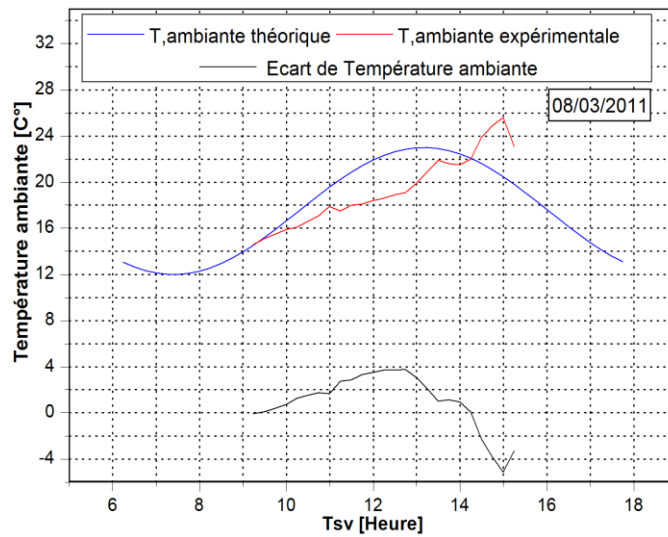
- Jour : 08 Mars 2011 pour type de ciel moyen.



**Fig.V.4.g** : Comparaison de la température ambiante selon le modèle de Capderou

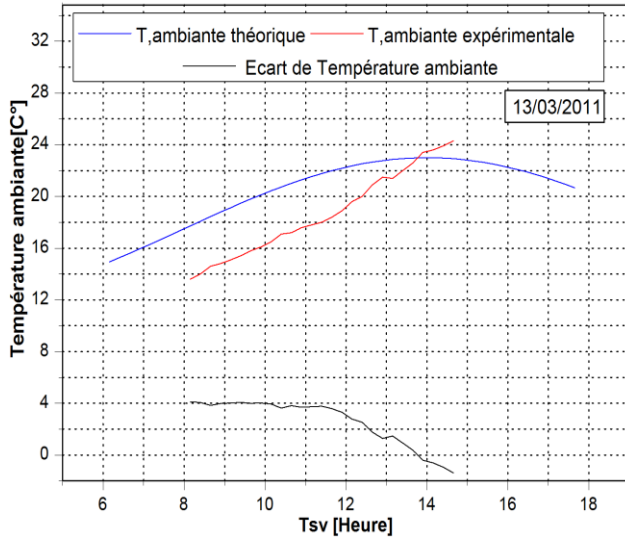


**Fig.V.4.h** : Comparaison de la température ambiante selon le modèle théorique

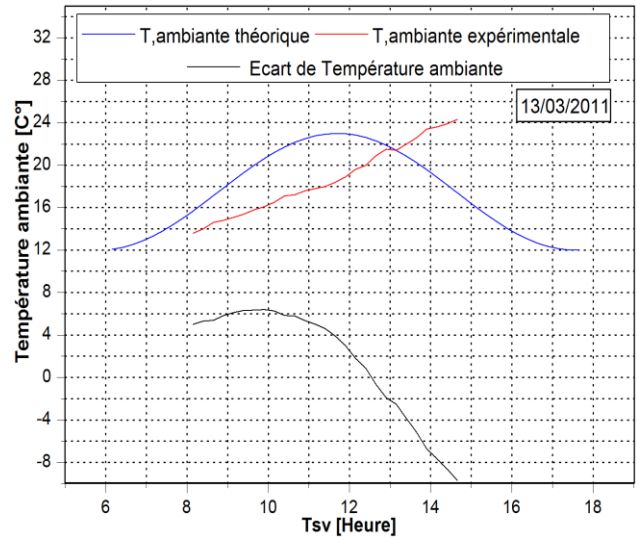


**Fig.V.4.i** : Comparaison de la température ambiante selon modèle corrigé

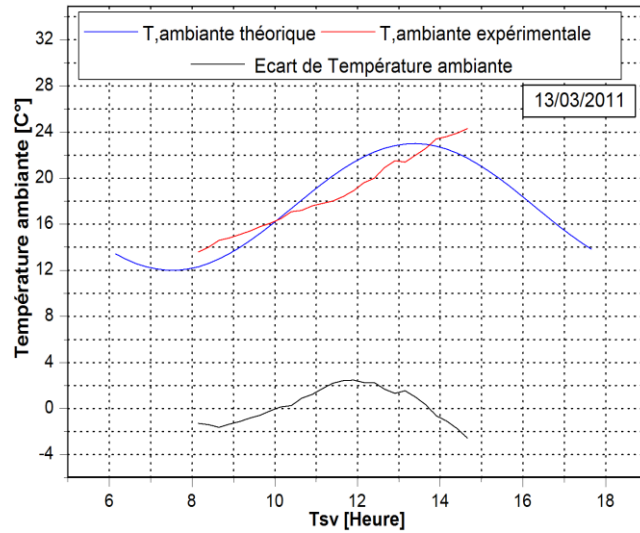
- Jour : 13 Mars 2011 pour type de ciel moyen.



**Fig.V.4.j :** Comparaison de la température ambiante selon modèle de Capderou



**Fig.V.4.l :** Comparaison de la température ambiante selon modèle théorique



**Fig.V.4.k :** Comparaison de la température ambiante selon modèle corrigé

Après l'examen des courbes précédente, on remarque que tout d'abord quela variation des courbes théorique est sinusoïdale. Ainsi la courbe établi selon le modèle de Capdéro suit la même allure que celle expérimentale.

Tableau des valeurs de l'erreur relative moyenne journalière (mesures-calculs pour chacun des modèles).

<b>Erreur relative moyenne journalière (%)</b>				
<b>Modèles</b>	03/01/2011 Jour clair	06/03/2011 Jour clair	08/03/2011 Jour clair	13/03/2011 Jour clair
Capderou	18.15	-21.52	-15.3	-15.67
Théorique	41.1	-14.8	-8.64	-12.52
Corrigé	28.93	-8.38	-6.14	-1.15

**Tableau V.2 :** Valeur de l'erreur relative entre les valeurs estimées et mesurées de la température ambiante (%)

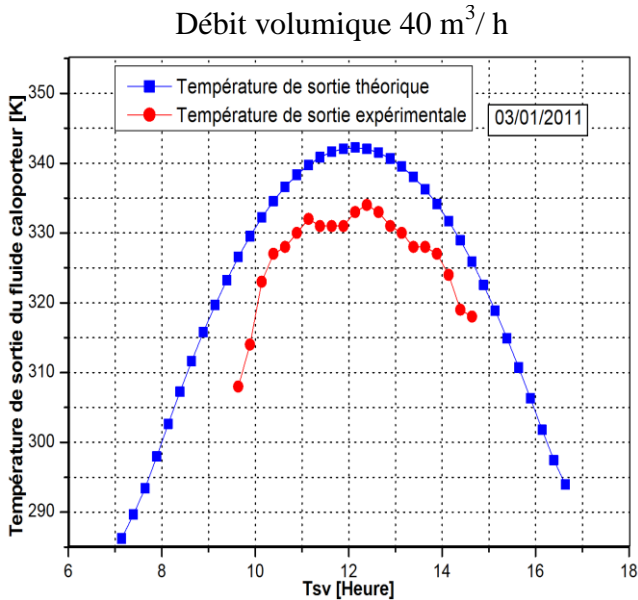
- **Validation des modèles :**

Les modèles d'estimations ont été analysés pour le site de Biskra. Les valeurs estimées de la température ambiante ont été comparées aux valeurs mesurées. Les résultats obtenus montrent que le modèle corrigé permet une estimation proche de la réalité, avec une précision acceptable puisque l'erreur relative moyenne journalière obtenue (Tableau V.2) est très faible.

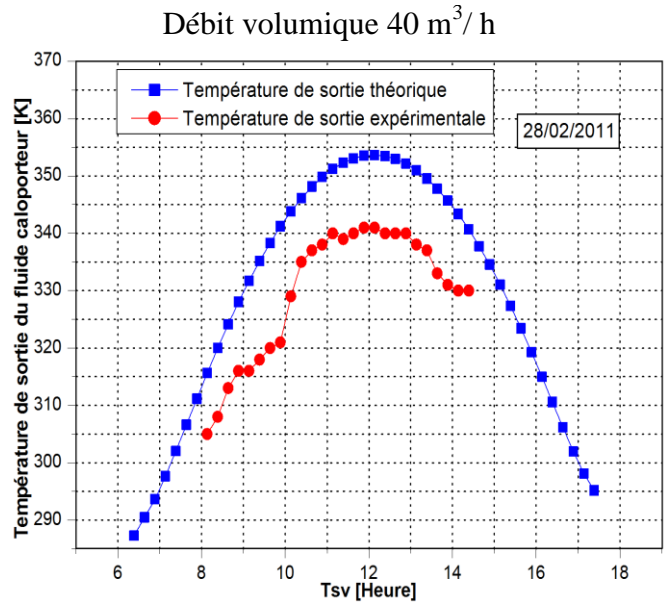
### V.2.3. Évolution de la température de sortie du fluide caloporteur

Les figures suivantes représentent la comparaison des résultats calculés et mesurés de la température de sortie du fluide caloporteur par deux modèles, modèle de la température de sortie calculée à partir du bilan thermique et celui calculé à partir de l'expression du rendement.

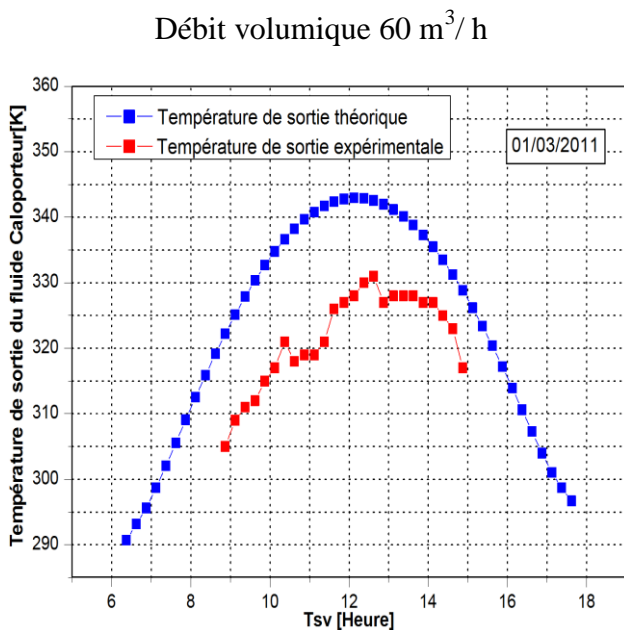
#### V.2.3.a. Modèle de la température de sortie en fonction du bilan thermique



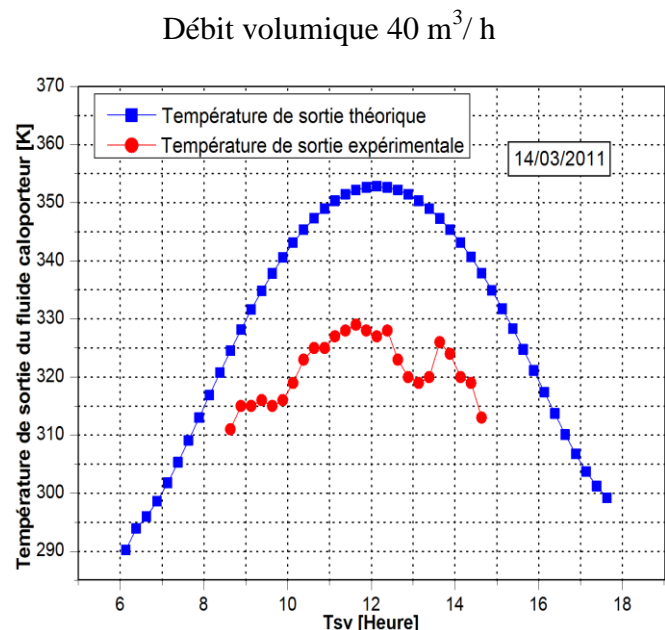
**Fig.v.5.a :** Comparaison de la température de sortie à partir du bilan thermique



**Fig.v.5.b :** Comparaison de la température de sortie à partir du bilan thermique



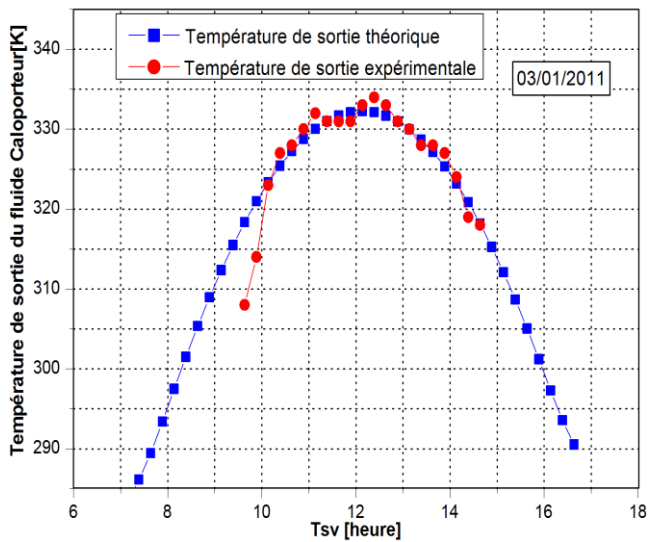
**Fig.v.5.c :** Comparaison de la température de sortie à partir du bilan thermique



**Fig.v.5.d :** Comparaison de la température de sortie à partir du bilan thermique

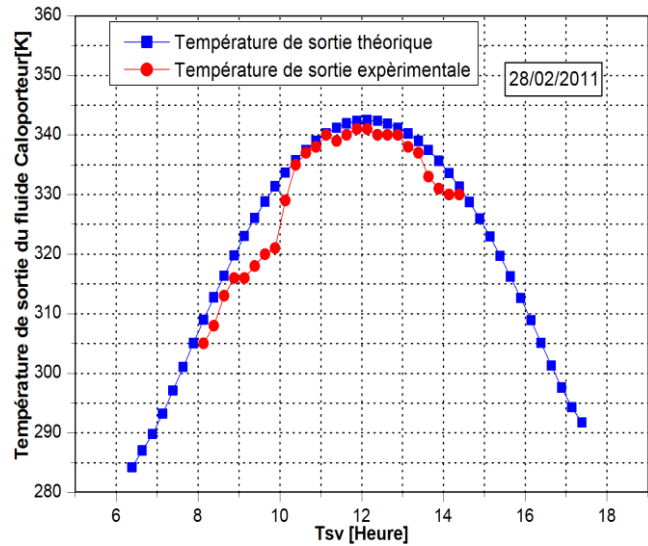
### V.2.3.b. Modèle de la température de sortie en fonction de rendement

Débit volumique  $40 \text{ m}^3/\text{h}$



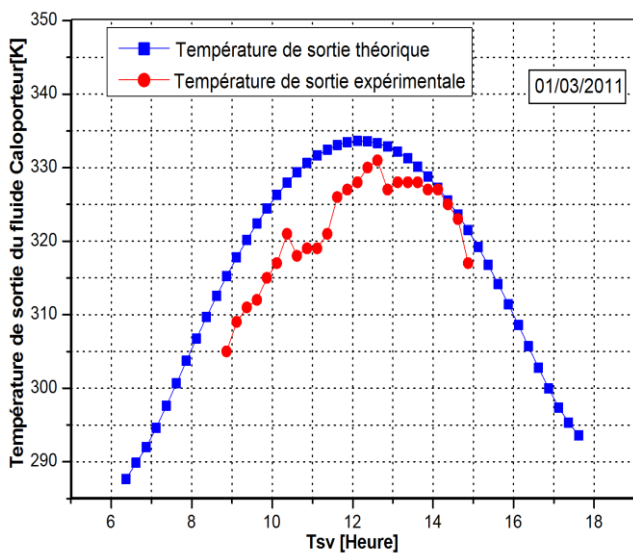
**Fig.v.5.e :** Comparaison de la température de sortie à partir du rendement

Débit volumique  $40 \text{ m}^3/\text{h}$



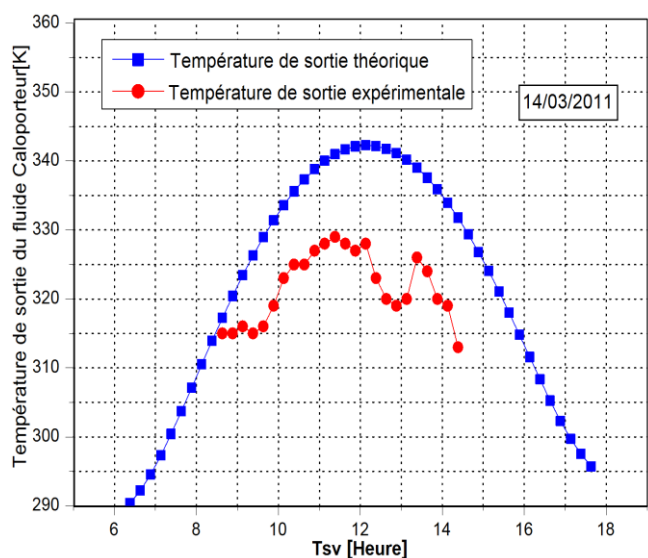
**Fig.v.5.f :** Comparaison de la température de sortie à partir du rendement

Débit volumique  $60 \text{ m}^3/\text{h}$



**Fig.v.5.i :** Comparaison de la température de sortie à partir du rendement

Débit volumique  $40 \text{ m}^3/\text{h}$



**Fig.v.5.h :** Comparaison de la température de sortie à partir du rendement

On note que les figures (Fig.v.5.e, Fig.v.5.f, Fig.v.5.i) relatives aux résultats expérimentaux coïncident bien avec les résultats de la simulation numériques.

Tableau des valeurs de l'erreur relative moyenne journalière des figures représentatives de la comparaison mesures-calculs pour chacun des modèles.

<b>Erreur relative moyenne journalière (%)</b>				
<b>Modèles de la température de sortie</b>	03/01/2011 Jour clair	28/02/2011 Jour clair	01/03/2011 Jour clair	14/03/2011 Jour clair
En fonction de bilan	-3.04	- 4.15	- 4.85	-7.49
En fonction de rendement	-0.63	-1	-2.13	- 4.38

**Tableau V.3 :** Valeur de l'erreur relative entre les valeurs estimées et mesurées de la température de sortie du fluide caloporteur (%)

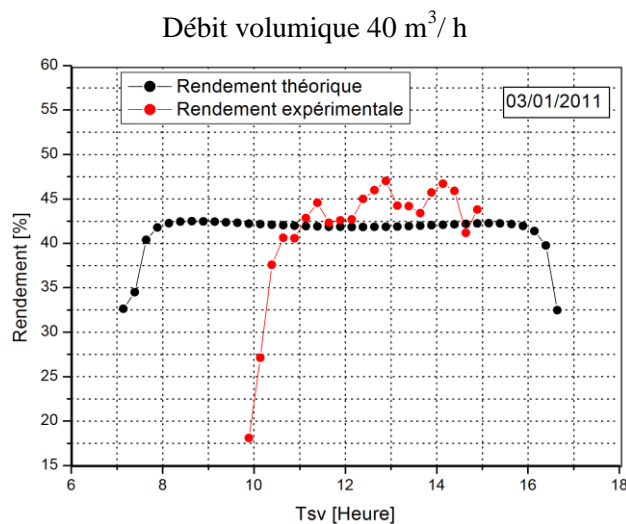
- **Validation des modèles :**

Dans le tableau (V.3) sont comparés les résultats d'erreur relative journalière moyenne des modèles d'estimation de la température de sortie du fluide caloporteur. Les résultats obtenus montrent que le modèle de température de sortie en fonction du rendement permet une estimation très proche, avec une précision acceptable puisque les erreurs obtenus ne dépassent pas 5%.

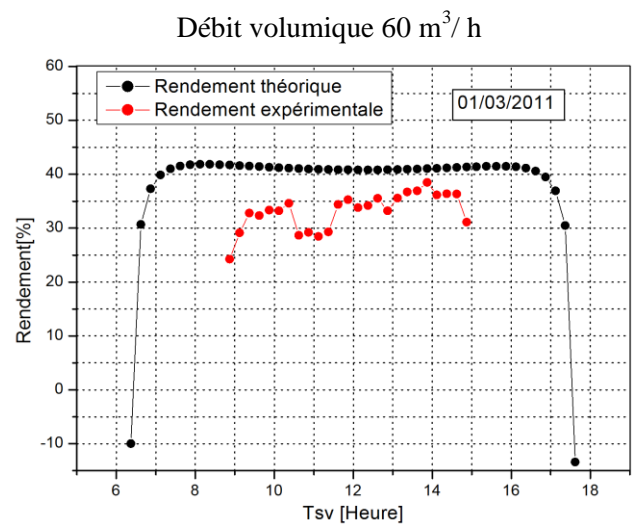


### V.2.4. Evolution du rendement en fonction du temps :

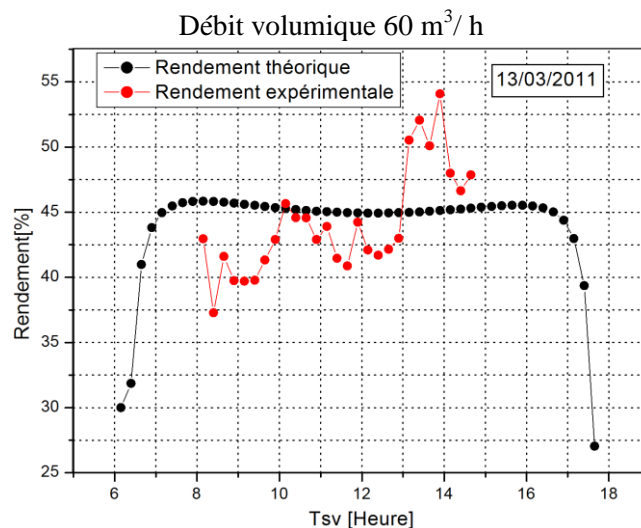
Les figures suivant représentent l'évolution du rendement instantané du capteur.



**Fig.V.6.1:** Comparaison de rendement théorique et expérimentale en fonction du temps



**Fig.V.6.2:** Comparaison de rendement théorique et expérimentale en fonction du temps



**Fig.V.6.3:** Comparaison de rendement théorique et expérimentale en fonction du temps

Pour les courbes expérimentales on peut dire que le rendement instantané réel du capteur est sensible aux fluctuations journalières au début à la fin de la journée, les courbes du rendement théoriques sont pratiquement constants au cours de la journée. Les simples fluctuations sont celles relatives au début et la fin de la journée.

Les valeurs du rendement calculées en fonction du temps donnent une vision exacte de ce paramètre important par comparaison aux valeurs théoriques. Les écarts entre les courbes expérimentales et théoriques restent réduits.



### V.2.5. Evolution du rendement en fonction du débit :

La figure suivant représente l'évolution du rendement théorique en fonction du débit volumique, à température ambiante constante ( $T_a=25^\circ\text{C}$ ). On constate que le rendement théorique augmente avec l'augmentation du débit et diminution du flux solaire comme montrent les courbes de la Figure (V.7), on remarque que la valeur maximum du rendement est donné par un flux solaire  $700\text{ W/m}^2$  et débit  $120\text{ m}^3/\text{h}$ .

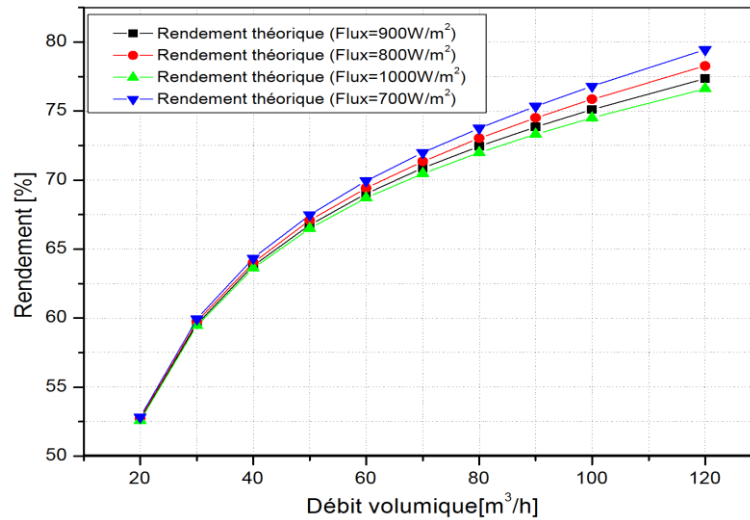


Fig.V.7 : Evolution du rendement théorique en fonction du débit.

### V.2.6. Effet du débit volumique :

Les figures montrent l'évolution de la température d'absorbeur et température de sortie du fluide caloporteur en fonction du débit avec différentes valeurs du flux solaire  $700\text{ W/m}^2$ ,  $800\text{ W/m}^2$ ,  $900\text{ W/m}^2$ ,  $1000\text{ W/m}^2$ . On remarque que la température de l'absorbeur et de sortie du fluide caloporteur diminuer lorsque le débit volumique augmente.

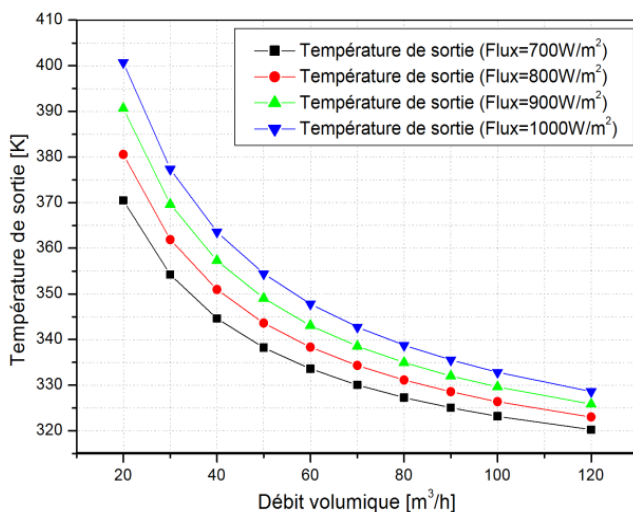


Fig.V.8.1 : Evolution de la température de sortie du fluide caloporteur en fonction du débit.

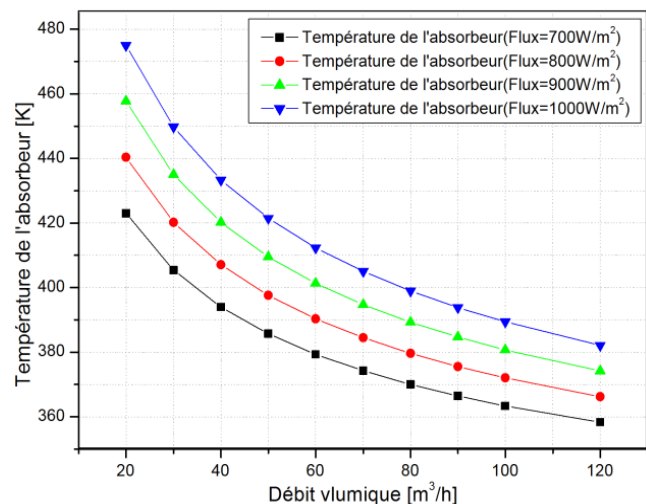
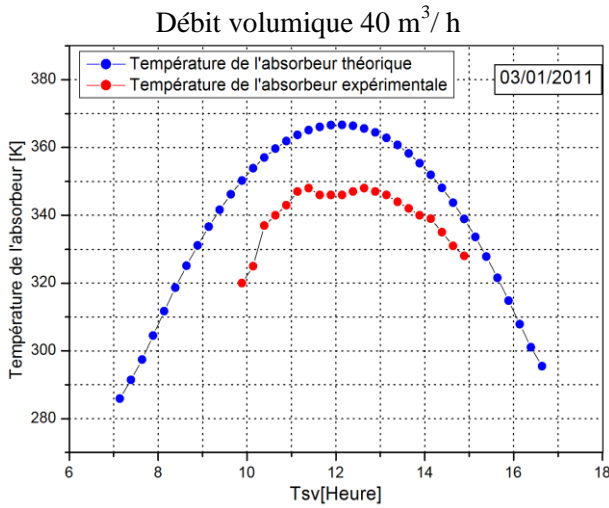


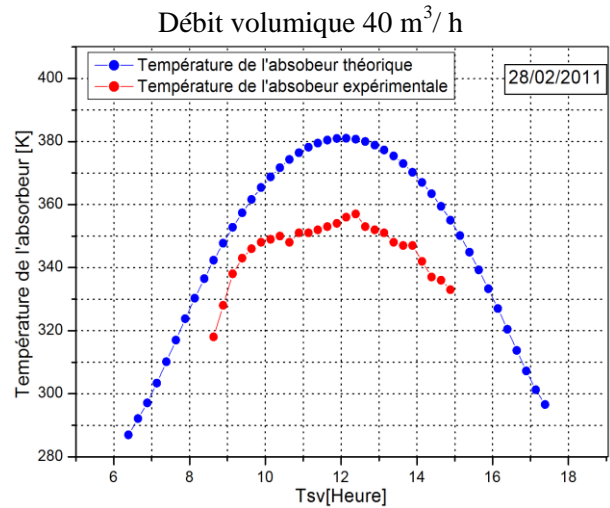
Fig.V.8.2 : Evolution de la température d'absorbeur en fonction du débit.

### V.2.7. Evolution de la température de l'absorbeur en fonction du temps :

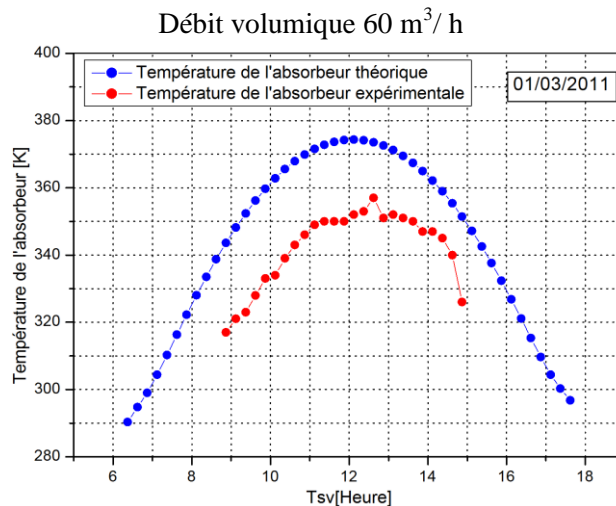
Les figures qui suivent représentent la comparaison des résultats calculés et mesurés de la température de l'absorbeur en fonction du temps, Les écarts observés entre les courbes expérimentales et les courbes théoriques restent réduits.



**Fig.V.9.1 :** Comparaison de la température de l'absorbeur



**Fig.V.9.2 :** Comparaison de la température de l'absorbeur



**Fig.V.9.3 :** Comparaison de la température de l'absorbeur

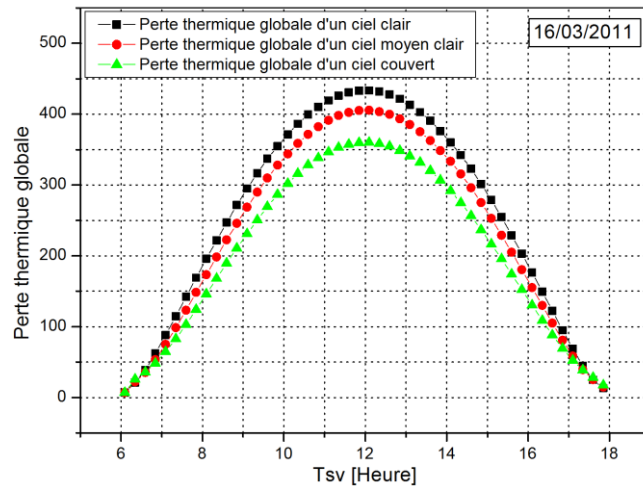
### V.2.8. Effet du paramètre d'ensoleillement sur la perte thermique et les coefficients d'échange thermique :

Le paramètre d'ensoleillement dans l'atmosphère varie avec les conditions climatiques (l'état de ciel), on trouve trois types de ciel ce sont le ciel clair, ciel moyen clair et ciel couvert. Les figures suivantes représentent l'effet du paramètre d'ensoleillement sur la perte thermique et coefficients d'échange thermique à trois types de ciel au cours de la journée.

Nous avons choisi le 16 Mars comme jour de calcul.

### V.2.8.1. Perte thermique global :

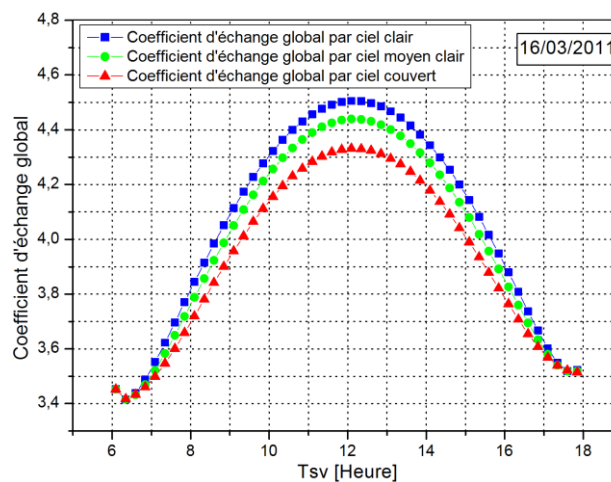
La figure montre l'évolution de la perte thermique globale en trois états de ciel en fonction du temps, on remarque que les profils des pertes thermiques globales augmentent avec le temps jusqu'à atteindre la valeur maximale environ 12 h puis elles descendent. Cette augmentation est conditionnée par l'augmentation de la température de l'absorbeur.



**Fig.V.10 :** Evolution de la perte thermique globale en fonction du temps

### V.2.8.2. Coefficient d'échange global (UL) :

L'observation de la figure permet de remarquer que l'allure des courbes de la variation temporelle du coefficient d'échange global en trois types de ciel. En outre, il est aisé de constater que les coefficients d'échange global les plus élevées sont celle en ciel clair et en ciel moyen clair alors que le plus basse est celle en ciel couvert.

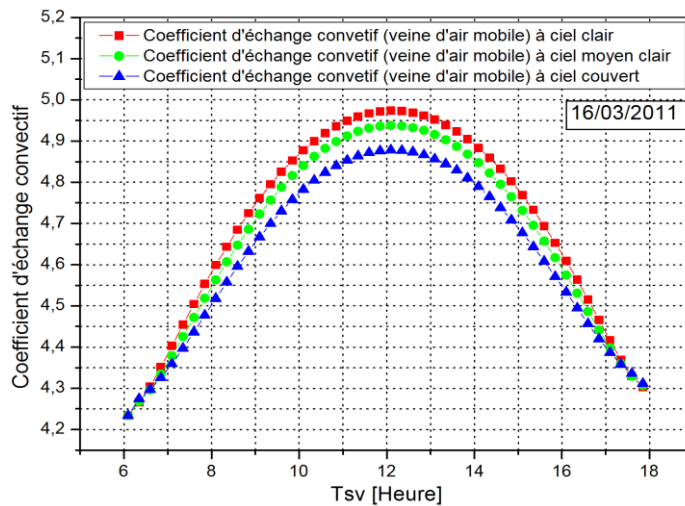


**Fig.V.11 :** Evolution du coefficient d'échange global en fonction du temps

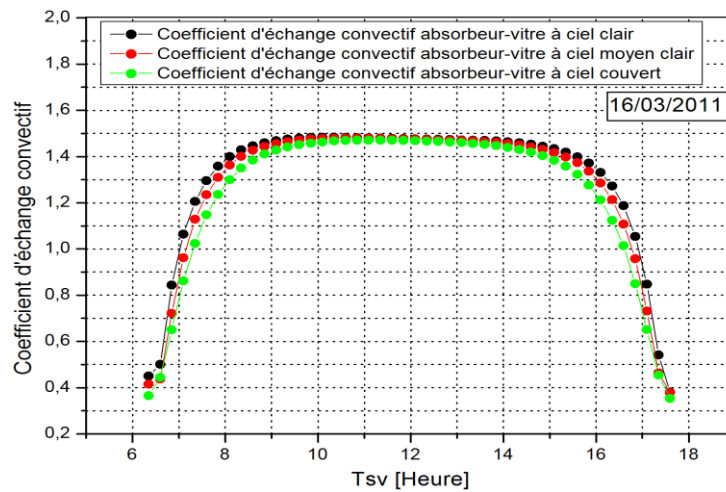
### V.2.8.3. Les Coefficients d'échanges convectifs :

Les figures suivant représentent les coefficients d'échange par convection dans veine d'air mobile et l'espace compris entre la vitre et l'absorbeur en fonction du temps en trois types de ciel. On remarque que les profils du coefficient d'échange dans veine d'air mobile en trois types de ciel atteignent leurs valeurs maximales environ 12 h, où le flux solaire est important. Ainsi, le coefficient d'échange dans veine d'air mobile en ciel clair est supérieur à celle en ciel moyen clair et ciel couvert entre 7 h à 17 h.

On observe l'approximation des profils du coefficient d'échange convectif entre l'absorbeur et vitre en trois états de ciel.



**Fig.V.12.1** : Evolution du coefficient d'échange convectif dans veine d'air mobile en fonction du temps

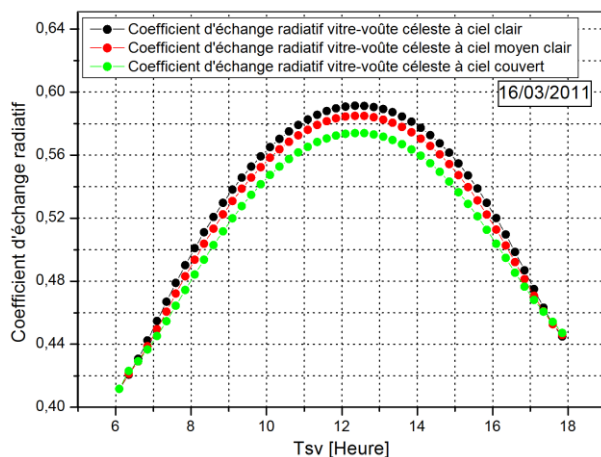


**Fig.V.12.2** : Evolution du coefficient d'échange convectif entre l'absorbeur-vitre en fonction du temps

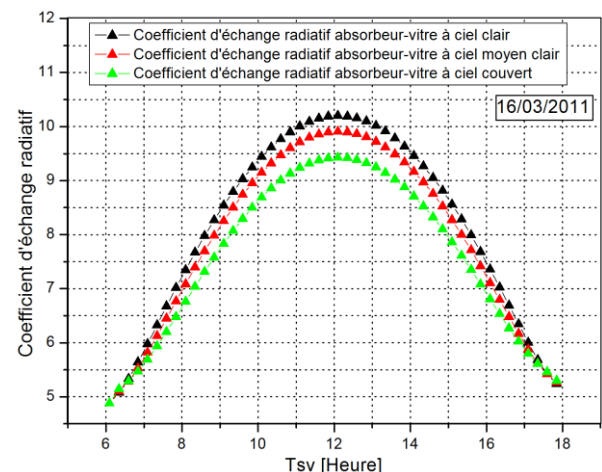
#### V.2.8.4. Les coefficients d'échange radiatif :

On remarque les profils du coefficient d'échange radiatif entre l'absorbeur-plaque d'aluminium en trois types de ciel est important aux environ 12 h qui correspond la valeur maximale de l'éclairement. De cela, on peut déduire que le flux solaire influe sur le coefficient d'échange radiatif (Figure V.13.3).

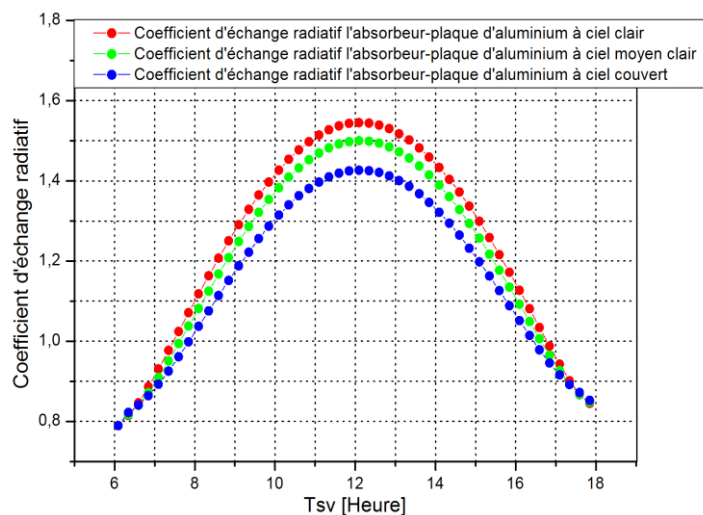
On observe que les profils des coefficients d'échange radiatif (vitre-voûte céleste) et (l'absorbeur-vitre) en trois types de ciel augmentent jusqu'à atteignent leurs valeurs maximale environ 12 h à 13h puis elles descendent. Ceci indique que les coefficients d'échange radiatif entre (vitre-voûte céleste) et (l'absorbeur-vitre) augmentent à cause de l'augmentation du rayonnement solaire.



**Fig.V.13.1 :** Evolution du coefficient d'échange radiatif entre vitre et voûte céleste en fonction du temps



**Fig.V.13.2 :** Evolution du coefficient d'échange radiatif entre l'absorbeur et vitre en fonction du temps



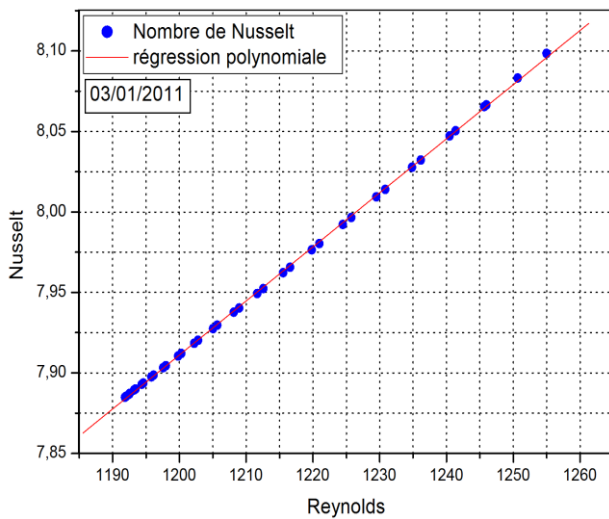
**Fig.V.13.3 :** Evolution du coefficient d'échange radiatif entre l'absorbeur-plaque d'aluminium en fonction du temps

**V.3.6. Evolution du nombre de Nusselt en fonction du Reynolds :**

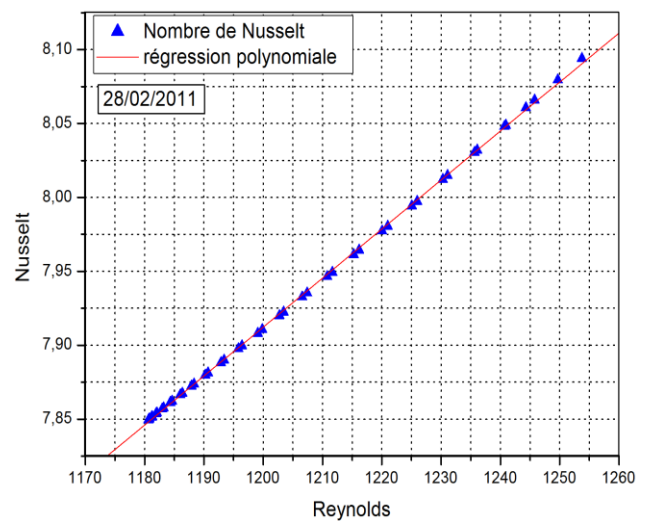
Les figures qui suivent représentent la variation du nombre de Nusselt en fonction de Reynolds en différents jours avec débit différent. Les équations introduites dans les corrélations de simulation numérique, prennent la forme suivante :  $Nu = a+b.Re$

$Nu$	$a$	$b$	$R^2$
<b>Fig.V.14.1</b>	3,88182	0,00336	0,99978
<b>Fig.V.14.2</b>	3,93179	0,00332	0,99971
<b>Fig.V.14.3</b>	2,20244	0,00424	0,99988
<b>Fig.V.14.4</b>	1,6124	0,00266	1

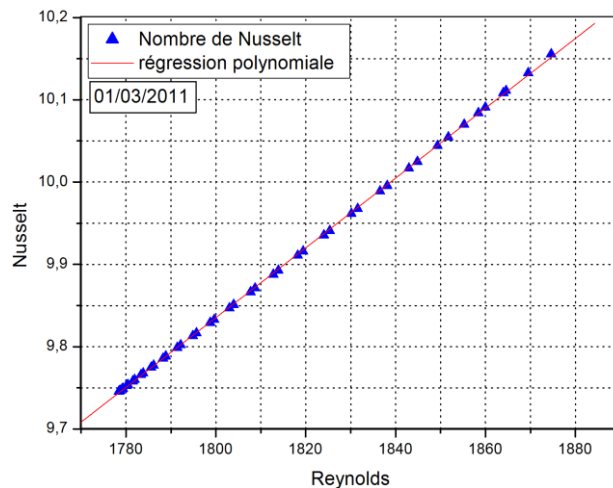
**Tableau V.4 : Constantes**



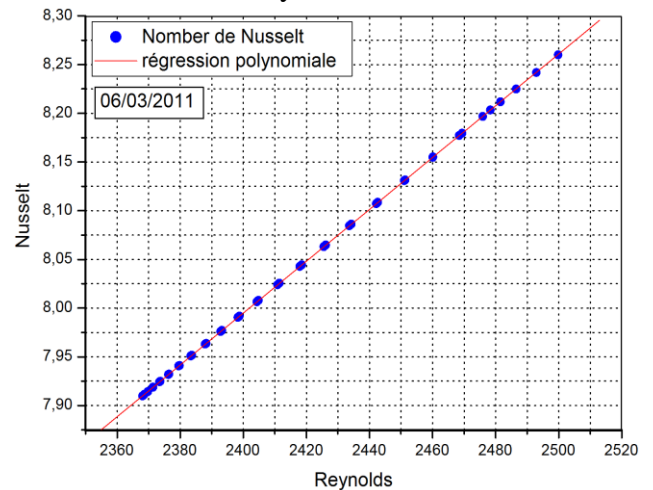
**Fig.V.14.1 :** Evolution du nombre de Nusselt en fonction du Reynolds en débit =40m<sup>3</sup>/h



**Fig.V.14.2 :** Evolution du nombre de Nusselt en fonction du Reynolds en débit =40m<sup>3</sup>/h



**Fig.V.14.3 :** Evolution du nombre de Nusselt en fonction du Reynolds en débit =60m<sup>3</sup>/h



**Fig.V.14.4 :** Evolution du nombre de Nusselt en fonction du Reynolds en débit =80m<sup>3</sup>/h

## ***CONCLUSION GENERALE***

Le travail présenté dans ce mémoire concerne l'étude théorique et expérimentale des paramètres de fonctionnement d'un capteur solaire plan. Pour ce faire, nous avons utilisé des modèles théoriques permettant de simuler des paramètres intrinsèques et extrinsèques qui influent directement ou indirectement sur le fonctionnement d'un capteur solaire plan à air. Un code de calcul en langage Matlab a été élaboré. Il a été utilisé pour obtenir caractériser le gisement solaire à Biskra.

Les résultats obtenus ont conduits au fait que les valeurs estimées du rayonnement solaire global, comparées aux valeurs mesurées pour les mois Janvier à Avril sont relativement différentes. Le modèle de Perrin de Brichambaut permet une meilleur estimation du rayonnement solaire par comparaison à celui de Liu et Jordan .

Quant à l'évolution de la température ambiante, résultats obtenus montrent que le modèle corrigé permet une estimation proche de la réalité par comparaison au modèle théorique.

En deuxième phase une étude relative au calcul de la température de sortie d'un capteur solaire issue du modèle théorique. Les valeurs calculées sont confrontées à celles issues des essais faits en fonction du temps. Les résultats obtenus montrent que le modèle utilisé permet de calculer ce paramètre avec une erreur relative moyenne qui ne dépasse pas 5%.

L'effet du débit volumique sur les températures de l'absorbeur et de sortie du fluide caloporteur est prépondérante, cette augmentation conduit à diminition de la température de l'absorbeur et de sortie du fluide caloporteur.



## ANNEXE 1

### MESURE DU TEMPS

#### Les heures et les jours

Les mouvements de la terre et sa forme influencent directement notre perception du temps. La succession des jours et des nuits du fait de la rotation de la terre, permet de définir le temps solaire vrai :

$$TSV = \frac{\omega}{15} + 12h$$

Où ( $\omega$ ) est l'angle horaire du Soleil. Les 12h de différence entre les deux temps reflètent le fait qu'il est midi lorsque le Soleil est au méridien ( $\omega = 0$ ). Du fait de l'orbite elliptique de la terre autour du soleil et à cause de l'inclinaison de l'écliptique le temps solaire vrai change au long de l'année. On définit donc un temps solaire moyen basé sur un soleil fictif qui se déplacerait uniformément le long de l'équateur durant le même temps requis par le vrai soleil pour se mouvoir le long de l'écliptique.

C'est l'angle horaire de ce soleil fictif qui définit le temps solaire moyen de telle sorte que :

$$TSV - TSM = ET$$

La valeur de  $ET$  au cours du temps est appelée l'équation du temps. Les valeurs extrêmes de  $\Delta T$  sont -14,3 minutes le 12 février, +3,7 minutes le 14 mai, -6,4 minutes le 26 juillet et +16,4 minutes le 4 novembre. Le temps solaire moyen dépend du méridien où l'on se trouve.

Afin de simplifier les transports et communications dans notre société, 24 zones de temps ont été constituées. Certaines zones sont prises pour références.

Pour des raisons scientifiques, il est parfois indispensable de coordonner les observations obtenues dans des endroits différents en utilisant le même temps.

On définit donc le temps universel, comme le temps solaire moyen au méridien de Greenwich. On le note  $TU$ . Il vaut 0 heures à minuit.

Pour un lieu de longitude  $l$ , on a :

$$T_{s,moy} = TU + \frac{l}{15}$$

(  $l$  en degré, +vers l'est et – vers l'ouest )



Au cours de l'année le Soleil moyen se déplace par rapport au point vernal à raison de  $360^\circ$  (ou encore 24 h) tous les 365 jours. Le jour solaire moyen est donc  $24 \text{ h}/360 \text{ j}$  plus long que le jour sidéral, soit 3 minutes 56 secondes, comme déjà vu plus haut.

- **Le Temps légal**

Le temps légal est l'heure officielle d'un état (ou pour les très grands pays d'une partie du territoire, c'est l'heure du fuseau horaire, aux décalages conventionnels près. La terre est divisée en 24 fuseaux de  $15^\circ$  de large, centrés sur les méridiens dont la longitude est un multiple de 15.

$$TL = TU + DE \text{ (DE en heure)}$$

Tel que :

$$TL(\text{pour midi TU}) = 12h + DE$$

- **Le Lever et le Coucher du soleil:**

Les heures du lever et du coucher du soleil sont obtenues en faisant  $h = 0$  dans l'équation suivante. On trouve:

$$\sinh = \sin\varphi \cdot \sin\delta + \cos\varphi \cdot \cos\delta \cdot \cos\omega$$

$$\cos\omega_{c-l} = -\text{tg}\varphi \cdot \text{tg}\delta$$

$$\omega_{c-l} = \arccos(-\text{tg}\varphi \cdot \text{tg}\delta)$$

Tel que :

$$|-\text{tg}\varphi \cdot \text{tg}\delta| \geq 1$$

Dans le cas où:  $|-\text{tg}\varphi \cdot \text{tg}\delta| \geq 1$ , c'est le jour ou la nuit polaire.

L'azimut du lever ou du coucher du soleil se déduit de la formule :

$$\sin\alpha_{l-c} = \cos\delta \cdot \sin\omega_{l-c}$$

Les heures du lever et du coucher du soleil nous permettent de calculer la durée du jour dont la valeur vaut deux fois celle de l'angle horaire au coucher du soleil.

Au coucher du soleil

$$h = 0 = \cos\varphi \cdot \cos\delta \cdot \cos\omega + \sin\varphi \cdot \sin\delta$$

$$\omega = -\text{tg}\varphi \cdot \text{tg}\delta$$

La durée du jour ( $\Delta t$ ) est exprimée ainsi :

$$\Delta T = \frac{2\omega_s}{15} = 2\arccos\frac{(-\text{tg}\varphi \cdot \text{tg}\delta)}{15}$$

## ANNEXE 2

### PROPRIETES THERMOPHYSIQUES DE L'AIR

Dans une plage moyenne de température (notre domaine d'application), les propriétés physiques de l'air varient linéairement avec sa température. D'après [30 et 31], elles s'écrivent comme suit ( $T_f$  en °C) :

- La conductivité thermique

$$\lambda_f = 0,02624 + 0,0000758(T_f - 27)$$

- La viscosité cinématique

$$\mu_f = (1,983 + 0,00184(T_f - 27)) \cdot 10^{-5}$$

- La capacité calorifique

$$Cp_f = 1005,7 + 0,066(T_f - 27)$$

- La masse volumique

$$\rho_f = 1,1774 - 0,00359(T_f - 27)$$

- La viscosité dynamique

$$\nu_f = \frac{\mu_f}{\rho_f}$$

**LA TEMPERATURE MOYENNE MENSUELLE POUR : BISKRA**

Mois	La température moyenne en °c	
	Inférieure	Supérieure
Janvier	7	17
Fevrier	9	19
Mars	12	23
Avril	15	26
Mai	20	32
Juin	25	37
Juillet	28	40
Aout	28	40
Septembre	24	34
Octobre	18	29
Novembre	12	22
Decembre	8	18

Tableau.A.1. Température mensuelle Biskra

### ANNEXE 3

#### DIAMETRE HYDRAULIQUE (DH) :

Le diamètre hydraulique est défini comme le rapport de quatre fois la section de passage sur le périmètre mouillé.

$$D_H = \frac{4 \cdot \text{Section}}{\text{périmètre}}$$

D'autres formes sont données dans différents ouvrages [29] qui définissent le diamètre hydraulique par la relation suivante :

$$D_H = \frac{4 \cdot L}{A_t} \cdot A_f$$

$$\text{Avec : } A_t = 2 \cdot (l + e) \cdot L \quad \text{et} \quad A_f = l \cdot e$$

Où :

$L$  : Est la longueur du conduit.

$A_t$  : Est la surface d'échange totale.

$A_f$  : Est la section transversale.

Le diamètre hydraulique pour un capteur solaire sans ailettes est égal à :

$$D_H = \frac{2 \cdot l \cdot e}{l + e}$$

## ANNEXE 4

### ALGORITHME DE CALCUL DU RAYONNEMENT SOLAIRE

Les différentes étapes de l'algorithme de calcul du rayonnement solaire global par différents modèles empiriques sont représentées sur la Figure (III.1).

**1<sup>ère</sup> étape** : Introduction des données :

Données géographique : latitude, longitude, altitude ;

L'angle d'inclinaison du capteur ;

L'albédo de sol ;

**2<sup>ème</sup> étape** : Le modèle d'estimation du rayonnement solaire

Choisir le modèle d'estimation du rayonnement solaire global on a trois modèles d'estimation du rayonnement solaire : modèle de Perrin de Brichambaut (à trois types de ciel), modèle Liu et Jordan et modèle de Perrin de Brichambaut (à un type de ciel) ;

Entre le nombre de jour, le mois et types de ciel ;

**3<sup>ème</sup> étape** : Calcul des caractéristiques de la journée

Calcul de l'heure du lever et du coucher du soleil ;

Calcul de la déclinaison  $\delta$  et de l'angle solaire  $\omega$  ;

**4<sup>ème</sup> étape** : Calcul du rayonnement solaire global

Calcul du rayonnement solaire global et afficher les résultats sous forme des courbes.

## **ALGORITHME DE CALCUL DE LA TEMPÉRATURE AMBIANTE**

Les étapes de l'algorithme de calcul de la température ambiante par différents modèles proposés sont représentées sur Figure (III.2).

### **1- Introduction des données**

Données géographique : latitude, longitude, altitude ;

L'angle d'inclinaison du capteur ;

### **2- Le modèle d'estimation de la température ambiante**

Choisir le modèle d'estimation de la température ambiante on a trois modèles proposés d'estimation de la température ambiante : modèle de Capderou, modèle théorique et modèle corrigé ;

Entre le nombre de jour, le mois et types de ciel ;

### **3- Calcul des caractéristiques de la journée**

Calcul de l'heure du lever et du coucher du soleil ;

Calcul de la déclinaison  $\delta$  et de l'angle solaire  $\omega$  ;

### **4- Calcul de la température ambiante**

Calcul de la température ambiante et Les résultats obtenus peuvent être visualisés sous forme de courbes ;

## ALGORITHME DE CALCUL DE LA TEMPERATURE DE SORTIE DU FLUIDE CALOPORTEUR

Les différentes étapes de l'algorithme de calcul de la température de sortie du fluide caloporteur sont représentées sur la Figure (III.3). En utilisant la méthode globale de Hottel, Whillier et Bliss, ces étapes de calcul sont les suivantes :

### 1- Introduction des données

Géométrie de l'insolateur (largeur, longueur, inclinaison, etc.) ;

Paramètres physiques de l'insolateur ;

Débit volumique du fluide caloporteur ;

Paramètres géographiques et météorologiques (latitude, longitude, altitude, vitesse du vent, etc.) ;

Calcul du rayonnement solaire global et température ambiante ;

### 2- Initialisation des températures moyennes

$T_f$  du fluide dans l'insolateur ;

$T_n$  de l'absorbeur;

$T_{Al}$  de la plaque d'aluminium placée sur l'isolant ;

$T_v$  de la vitre ;

**3-Calcul du coefficient de transfert convectif  $h_{vv}$  dû au vent, voir équation (3.53)**

**4-Calcul du coefficient de transfert convectif  $h_{vnf}$  dans le conduit utile entre le fluide et l'absorbeur, voir équation (3.58)**

**5-Calcul du coefficient de pertes par conduction-convection naturelle  $h_{vnat}$  entre l'absorbeur et la vitre, voir équation (3.57)**

**6-Calcul des coefficients de transfert radiatif  $h_{rc}$ ,  $h_{rnv}$  et  $h_{rnAl}$  par les formules respectives (3.49), (3.51) et (3.52)**

**7-Calcul des pertes  $U_t$  de la face avant de l'insolateur utilisant la corrélation de Klein (3.63) et l'équation (3.66)**

**8-Calcul des pertes  $U_b$  de la face inférieure de l'insolateur utilisant la relation (3.67)**

**9-Calcul du coefficient  $U_L$  des pertes totales de l'insolateur, tenant compte des échanges radiatifs [20], il s'écrit :**

$$U_L = \frac{(U_t + U_b)(h_{cnf} \cdot h_{cAlf} + h_{cnf} \cdot h_{rnAl} + h_{cAlf} \cdot h_{rnAl}) + U_b U_t (h_{cnf} \cdot h_{cAlf})}{h_{cnf} \cdot h_{rnAl} + h_{cAlf} U_t + h_{cAlf} \cdot h_{rnAl} + h_{cnf} \cdot h_{cAlf}}$$

Sachant que :  $h_{cnf} = h_{cAlf}$ , il vient alors :

$$U_L = \frac{(U_t + U_b)(h_{cnf} + 2h_{rnAl}) + 2 U_b U_t}{U_t + 2 h_{rnAl} + h_{cnf}}$$

**10-Calcul du coefficient d'efficacité ( $F'$ ) :**

En tenant compte des échanges radiatifs nous aurons :

$$F' = \frac{(\tau_v \cdot \alpha_n) \Phi_g - U_L (T_n - T_a)}{(\tau_v \cdot \alpha_n) \Phi_g - U_L (T_f - T_a)}$$

**11- Calcul du coefficient de correction ( $F_R$ ) :**

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p}{A U_L} \left( 1 - \exp \left( - \frac{F' U_L A}{\dot{m} C_p} \right) \right)$$

**12-Calcul de la puissance utile ( $Q_u$ ) :**

$$Q_u = F_R \left( (\tau_v \cdot \alpha_n) \Phi_g - U_L (T_{fe} - T_a) \right)$$

**13-Recalcul de la température moyenne du fluide ( $T_f$ ) :**

On peut faire ce calcul avec la relation proposée par Klein :

$$T_f = T_{fe} + \frac{Q_u}{U_L \cdot F_R} \left( 1 - \frac{F_R}{F'} \right)$$

**14-Calcul de la température moyenne de la plaque ( $T_{Al}$ ) :**

On peut déduire cette température à partir des équations du bilan thermique (insolateur sans chicanes) :

$$T_{Al} = T_f + \frac{h_{rnAl} (\tau_v \alpha_n) \Phi_g - (T_f - T_a) (U_t U_b + U_b h_{cnf} + h_{rnAl} (U_t + U_b))}{(U_t + h_{rnAl} + h_{cnf}) (U_b + h_{cnf} + h_{rnAl}) - h_{rnAl}^2}$$

**15-Recalcul de la température moyenne de l'absorbeur ( $T_n$ ) :**

Toujours d'après le bilan thermique on aura :

$$T_n = 2T_f + \frac{Q_u}{h_{cnf}} - T_{Al}$$



**16-Calcul de la température moyenne de la vitre ( $T_v$ ) :**

D'après les équations du bilan thermique on aura :

$$T_v = \frac{\alpha_v \Phi_g + T_n + \left( h_{cnf} + \frac{h_{vant}}{2} \right) T_a \cdot h_{vv} + T_c h_{rc}}{h_{rnv} + \frac{h_{vant}}{2} + h_{vv} + h_{rc}}$$

**17-Comparer :** on compare la valeur initiale de  $T_n$  et celle calculée.

Si l'écart est trop important, on réitère à partir de l'étape (3), sinon continuer.

**18-Calcul de :**

- La température du fluide à la sortie du capteur :

$$T_{fs} = T_{fe} + \frac{AQ_u}{\dot{m} \cdot Cp_f}$$

- Le rendement thermique de l'insolateur :

$$\eta = \frac{Q_u}{\Phi_g} \quad \text{Où} \quad \eta = F_R(\alpha_n \cdot \tau_v) - F_R U_L \frac{(T_{fe} - T_a)}{\Phi_g}$$

- La température du fluide à la sortie du capteur en fonction de rendement [11]:

$$T_{fs} = \frac{\eta \cdot G^* \cdot S_c}{\rho \cdot C_p \cdot Q_v} + T_a$$

## BIBLIOGRAPHIQUE

- [1] **M. Daguene**, ‘Les Séchoirs Solaires, Théories et Pratique’, Unesco, **1985**.
- [2] **C. Perrin de Brichambaut et C. Vauge**, ‘Le Gisement Solaire – Evaluation de la Ressource Energétique’, Edition Lavoisier, Tec & Doc, Paris, **1982**.
- [3] **Barbaro S, S Coppolino, C Leone and E Sinagra**: An atmospheric model for computing direct and diffuse solar radiation. *Solar Energy*. 22. (3) p 225-228, **1978**.
- [4] **Duffie, J. A. and Beckman W. A.**, *Solar Engineering of Thermal Processes*, 2nd Edition, John Wiley & Sons, New York, **1991**.
- [5] **ADEME** (Agence De L’environnement Et De La Maitrise De L’énergie). *Eau Chaude solaire, Manuel pour la conception, le dimensionnement et la réalisation des installations collectives*, Avril **2002**.
- [6] **W. SAADAOU**, “Modèle dynamique de prédiction des paramètres climatiques“, mastère Spécialisé en Instrumentation et Communication, Faculté des sciences de Sfax, **2006**.
- [7] **Turhan Koyuncu**, Performance of various design of solar air heaters for crop drying applications, *Renewable Energy*, Vol.31, pp.1073–1088, **2006**.
- [8] **J.R. Howell, R.B. Bannerot, G.C. Vliet**, ‘Solar-Thermal Energy Systems: Analysis and Design’, Ed. Mc Graw-Hill, New York, **1982**.
- [9] **BEKKOUCHE Sidi Mohammed El Amine**, ‘Modélisation du comportement thermique de quelques dispositifs solaires’ thèse Doctorat en Physique, l’universite abou-bakr belkaïd tlemcen, **2009**.
- [10] **M. Krarti, PhD, PE, J.Huang, D. Seo, J. Dark** “Development of Solar Radiation Models for Tropical Locations” Draft final report, June 30, **2006**.
- [11] **T. Letz**, “Modélisation et dimensionnement économique d’un système de chauffage domestique bi-énergie”, Thèse INSA Lyon, **1985**.
- [12] **A. Padovan, Davide Del Col.** ‘Measurement and modeling of solar irradiance components on horizontal and tilted planes’ *Solar Energy* 84, 2068-2084, **2010**.
- [13] **EFTIMIE Elena** ‘Computer program for the solar irradiance evaluation–simulated data validation’ Fascicle of Management and Technological Engineering, Volume IX (XIX), NR2, **2010**.
- [14] **M.CAPDEROU**, Atlas solaire en Algérie tome 1-2-3. OPU Alger, **1988**.
- [15] **BELGHIT .A, BELHAMIDI .M, BENNIS .A, BOUTALEB .B.C. et BENET.S**, Etude numérique d’un séchoir solaire fonctionnant en convection forcée, *Revue Générale de Thermique* 36, pp. 837-850, **1997**.
-

- [16] **Retscreen**, Analyse de projets de chauffage solaire de l'eau, Resources Canada **2004**.
- [17] **S. Benkaciali, K. Gairaa** Modèles d'estimations du rayonnement global incident sur un plan incliné, Unité de Recherche Appliquée aux Energies Renouvelables (URAER) Route de Ouargla, BP 88 ZI Garet Etaam, Ghardaïa, **2009**.
- [18] **WIJEYSUNDERA N. E. et IQBAL M.**, Effect of plastic cover thickness on top loss coefficient of flat-plate collectors, *Solar Energy* 46, pp. 83-87, **1991**.
- [19] **DONATIEN NJOMO**, Étude théorique du comportement thermique d'un capteur solaire plan à air à couverture combinée plastique-vitre, *Rev.Gén.Therm (Elsevier)*. Vol.37, pp.973-980, **1998**.
- [20] **SABRI YUCEF-ALI**, Étude numérique et expérimentale des séchoirs solaires indirects à convection forcée : Application à la pomme de terre, thèse de doctorat, Université De Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis, France, **2001**.
- [21] **SACADURA J. F.**, Initiation aux transferts thermiques, Cast, INSA de Lyon, Technique et Documentation de Paris, **1980**.
- [22] **JACQUES BERNARD**. Energie solaire - calcul et optimisation ,**2004**.
- [23] **JOHN WILEY**, Solar thermal energy, Copyrighted Materials, **2003**.
- [24] **N. Moumami, S. Youcef-Ali, A. Moumami, J.Y. Desmons**, Energy analysis of a solar air collector with rows of fins, *Renewable Energy*, Vol.29, pp.2053–2064, **2004**.
- [25] **YUCEF ET TOUMI F. et ADANE A.**Génération des données d'irradiation solaire globale quotidienne à Bechar, International conférence on electrotechnic, ICEL 2000, U.S.T.Oran, **2000**.
- [26] **R, Bernard, G Merguy, M.Schwartz**, Le rayonnement solaire : conversion Thermique et application .Technique et documentation ,deuxième édition, **1980**.
- [27] **Raithby And K. G. T. Hollands**, Natural Convection, Université de Waterloo, **1984**.
- [29] **KAYS W. M. & CRAWFORD M. E.**Convective heat and mass transfer Mc Grew Hill Series in Mechanical Engineering.
- [30] **ONG K. S.**, Thermal Performance of Solar Air Heaters: Mathematical Model and Solution Procedure, *Solar Energy* 55, pp. 93-109, **1995**.
- [31] **ONG K. S.**, Thermal Performance of Solar Air Heaters: Experimental Correlation, *Solar Energy* 55, pp. 209-220, **1995b**.
-