

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



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

Thèse présentée en vue de l'obtention
Du diplôme de
Doctorat LMD en Génie Mécanique

Spécialité (Option) : Génie Energétique

Intitulé

**Contribution à l'étude du transfert de chaleur d'un capteur solaire
placé dans un climat aride : cas de la région de Biskra.**

Présentée par :

Faris AISSAOUI

Soutenue publiquement le

Devant le jury composé de :

Dr. Nouredine MOUMMI
Dr. Abdelhafid BRIMA
Dr. Fouad KHALDI
Dr. Abdelhafid MOUMMI

Professeur
Professeur
Professeur
Professeur

Président
Rapporteur
Examineur
Examineur

Université de Biskra
Université de Biskra
Université de Batna
Université de Biskra

Je dédie ce travail à :

Ma mère et mon père

Mes frères et mes sœurs

Mes amis

Ma famille

Je prie dieu « Allah » de leurs accorder longue vie et bonne santé

REMERCIEMENTS

Je dois tout d'abord remercier ALLAH, pour m'avoir donné la santé et la force pour accomplir ce travail.

Le moment est venu d'exprimer toute ma reconnaissance à mon directeur de thèse Monsieur **Abdelhafid BRIMA**, Professeur à l'Université de Biskra, pour m'avoir confié ce travail, pour ses précieux conseils tout au long de la réalisation de ce travail.

Je tiens également à remercier profondément mon co-encadreur Monsieur **Abdelmoumene Hakim BENMACHICHE**, Docteur à l'Université de Biskra pour son aide et ses conseils avisés. Je le remercie pour ses idées stratégiques ce qui a permis d'obtenir des résultats que je juge de haute qualité.

Je tiens très sincèrement à remercier Monsieur **Noureddine MOUMMI**, Professeur à l'Université de Biskra, pour m'avoir fait l'honneur d'accepter de présider le jury de cette thèse. Je tiens à exprimer ma gratitude aux Messieurs **Fouad KHALDI**, Professeur à l'Université de Batna, **Abdelhafid MOUMMI**, Professeur à l'Université de Biskra d'avoir acceptés d'examiner ce travail.

Je tiens à remercier mes collègues, mes amis et mes frères **Yousef BELLOUFI et Amar ROUAG**.

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude et mes remerciements à la famille du département de Génie Mécanique de l'Université de Biskra, et tous les membres des laboratoires LGM et LGEM, en particulier messieurs **Mahboub CHAWKI, Kamal AOUAS, Mabrouk HECINI, Adel BENCHABANE**.

Je souhaite ensuite remercier tous les doctorants, les étudiants de master et de licence que j'ai eu l'occasion de travailler avec eux dans le cadre des projets de fin d'études.

Enfin, j'aimerais aussi remercier mes chers amis, collègues et tous ceux et celles qui m'ont aidé à réaliser ce travail de thèse

Table des matières

1.	Dédicaces	I
2.	Remerciements	II
3.	Table des matières	III
4.	Liste des figures	VII
5.	Liste des tableaux	XI
6.	Nomenclature	XII
7.	Résumé	XIV
8.	ملخص	XV
9.	Abstract	XVI

Introduction générale

1.	Contexte de l'étude	1
2.	Position de problème	1
3.	Motivations et objectifs	1
4.	Méthodologie de recherche	2
5.	Plan de rédaction	3

Chapitre I : Technologie de la conversion thermique de l'énergie solaire

1.	Introduction	6
2.	Gisement Solaire	6
2.1.	L'énergie solaire	6
2.1.1.	Origine	7
2.1.2.	Caractères particuliers	7
2.1.3.	Captation	7
2.2.	Mouvement de la terre	9
2.3.	Calcul de la position du soleil	9
2.3.1.	Les paramètres de positions	9
2.3.1.1.	Les coordonnées géographiques	9
2.3.1.2.	Les coordonnées célestes horaires	10
2.3.1.3.	Coordonnées célestes horizontales	11
2.3.2.	Les paramètres de temps	12
2.4.	Rayonnement solaire	13
2.4.1.	Rayonnement solaire hors l'atmosphère	14
2.4.2.	Rayonnement solaire reçu au niveau du sol	15
2.5.	Angle d'incidence du rayonnement solaire sur un plan quelconque(θ)	16
2.6.	Angle d'inclinaison d'un capteur	17
2.7.	Gisement solaire en Algérie	17
2.8.	Estimation du rayonnement solaire	18
2.8.1.	Modèle de PERRIN DE BRICHAMBAUT (plan horizontal)	18
2.8.2.	Modèle de LIU et JORDAN (plan incliné)	20
3.	Conversion de l'énergie solaire	21

3.1.	Les composantes d'un système de conversion thermique	21
3.2.	Energie solaire passive et active	21
3.3.	Capteurs solaire à air	23
3.3.1.	Description et fonctionnement du capteur solaire à air	23
3.3.2.	Avantages et inconvénients.....	24
3.3.3.	Applications des capteurs solaires plans à air	25
3.3.3.1	Chauffages et climatisation des habitations	25
3.3.3.2	Séchage	25
3.3.3.3	Production de l'énergie mécanique	26
3.3.4.	Différents types des capteurs solaires à air	27
3.3.4.1	Les capteurs à absorbeur perméable	27
3.3.4.2	Capteur à absorbeur à géométrie variable.....	27
3.3.4.3	Capteur solaire à absorbeur plan	28
4.	Conclusion.....	28
5.	Références bibliographiques	29

Chapitre II : Analyse bibliographique

1.	Introduction	31
2.	Recherches Réalisées sur les capteurs solaires à une seule passe	31
3.	Recherches Réalisées sur les capteurs solaires à doubles passe.....	39
4.	Recherches réalisées sur les méthodes de détermination du coefficient d'échange convectif	44
5.	Conclusion.....	48
6.	References bibliographiques	50

Chapitre III : Modélisation mathématique et simulation numérique

1.	Introduction	55
2.	Modélisation de l'insolateur.....	55
2.1.	Modalisation mathématique des différents types des panneaux en régime stationnaire (permanant).....	56
2.1.1.	Capteur solaire à air avec et sans vitre et sans chicane.....	56
2.1.1.1	Méthode de résolution.....	57
2.1.2.	Capteur solaire avec chicanes rectangulaires placées sur la plaque inférieure.....	58
2.1.3.	Capteur solaire avec chicane rectangulaire placé sur l'absorbeur	60
2.1.4.	Capteur solaire à air avec des ailettes et des chicanes fixées sur la plaque absorbante	61
2.1.5.	Modélisation du capteur solaire double passe :.....	63
2.2.	Modalisation mathématique des différents types des panneaux en régime transitoire.....	64
2.2.1.	Capteur solaire à air avec et sans vitre	64
2.2.1.1	Méthode de solution.....	65
3.	Modélisation des coefficients d'échange thermique.....	66
3.1.	Transfert radiatif	66
3.2.	Transfert convectif.....	67

3.2.1. Transfert convectif dû au vent	68
3.2.2. Transferts convectifs dans le capteur	68
4. Les pertes thermiques	70
4.1. Pertes à l'arrière.....	70
4.2. Pertes à l'avant	70
5. Rendement thermique et l'énergie utile (récupérée par le fluide caloporteur).....	70
6. Puissance absorbée	71
7. Coefficient d'échange convectif local :	71
7.1. Model proposé par Moumami et al. [18]	71
7.2. Model proposé par Aissaoui et al [19].....	72
8. Programme de calcul.....	72
8.1. Organigramme simplifié du programme principal d'un capteur simple passe (régime stationnaire).....	73
8.2. Organigramme simplifié du programme principal d'un capteur à double passe (régime stationnaire) :.....	74
8.3 Organigramme simplifié du programme principal d'un capteur simple passe (régime stationnaire	75
9. Conclusion.....	76
10. References bibliographiques	77

Chapitre IV : Etude expérimentale

1. Introduction.....	80
2. Dispositif expérimental et expérimentation	80
3. Description générale et caractéristiques techniques	81
4. Présentation de différentes configurations étudiées	82
5. Instrumentation.....	84
5.1. Mesure du rayonnement solaire:	84
5.2. Mesures du débit:	84
5.3. Mesure des températures	85
6. Conclusion	86

Chapitre V : Résultats et discussions

1. Introduction.....	88
2. Validation des résultats.....	88
2.1. Régime stationnaire	88
2.1.1 Validation avec la littérature.....	88
2.1.2 Validation avec l'expérimentation	93
2.2. Régime transitoire.....	99
2.2.1 Validation des résultats avec la littérature.....	99
2.2.2 Validation des résultats avec l'expérimentation	99
3. Etude paramétrique.....	100
3.1. Capteur solaire à air sans chicanes	100
3.2. Capteur solaire avec chicanes rectangulaire placées sur la plaque inférieure	103
3.3. Capteur solaire à air avec des ailettes et des chicanes fixées sur la plaque absorbante.....	106

3.4. Capteur solaire à air à double passe	110
4. Application du panneau solaire à air au séchage.....	112
5. Résultats expérimentaux	113
5.1. Capteur solaire sans chicanes	114
5.2. Capteur solaire avec chicane rectangulaire place sur plaque inférieure	115
5.3. Capteur solaire à air à double passe	116
5.4. Comparaisons entre les configurations	117
6. Conclusion	119
7. Références	120

Conclusions et perspectives

1. Conclusion générale	121
2. Principales contributions à la recherche et au développement.....	122
3. Perspectives	123

Annexe

Liste des figures

Chapitre I : Technologie de la conversion thermique de l'énergie solaire

Figure 1.	Filière de conversion de l'énergie solaire.....	8
Figure 2.	Mouvement de la terre autour du soleil.....	9
Figure 3.	Déclinaison du soleil.....	10
Figure 4.	Les coordonnées célestes horizontales.....	11
Figure 4.	Equation du temps en fonction des jours de l'année.....	12
Figure 6.	Spectre solaire.....	14
Figure 7.	Variation mensuelle de la constante solaire	14
Figure 8.	Composantes du rayonnement solaires	15
Figure 9.	Azimut (orientation) et inclinaison d'un plan quelconque	16
Figure 10.	Moyenne annuelle de l'irradiation solaire globale reçue sur un plan incliné à la latitude du lieu	18
Figure 11.	Utilisation directe de l'énergie solaire	22
Figure 12.	Chauffages est climatisation des habitations	25
Figure 13.	Séchage solaire [8].....	26
Figure 14.	Capteurs à absorbeur à géométrie variable.....	27
Figure 15.	Capteurs à absorbeur à géométrie ondulée.....	28
Figure 16.	Écoulements de l'air dans les capteurs solaires.....	28

Chapitre II Analyse bibliographique

Figure 1.	Capteur solaire à air simple passe[13].	32
Figure 2.	Schéma de capteur solaire modélisé[14].	32
Figure 3.	Différents capteurs solaire étudié par Ong [15].....	33
Figure 4.	Schéma représentatif des obstacles rectangulaires perpendiculaires à l'écoulement [11].....	34
Figure 5.	Insolateur à ailettes rectangulaire [18, 19]	34
Figure 6.	Configuration des chicane utilisées	35
Figure 7.	Dispositif expérimental. [22, 23]	36
Figure 8.	Schéma des deux configurations utilisées	36
Figure 9.	Capteur solaire plan à air muni de rugosité cylindrique	36
Figure 10.	Différents arrangement des chicanes cylindriques [24].	36
Figure 11.	Différentes configurations des chicanes testées.	37
Figure 12.	Schémas d'un insolateur plan incliné [27, 28].	38
Figure 13.	Schéma de l'insolateur courbé[27].	38
Figure 14.	Photographie de la plaque absorbante des différents capteurs	38
Figure 15.	Visualisation de l'écoulement d'air dans un capteur solaire sans et avec chicanes[32].....	40
Figure 16.	Deux types de capteurs solaires à air à double passe selon la direction de l'écoulement	40
Figure 17.	schémas représentatif de capteur étudié (écoulement contre courant)[35].	41

Figure 18.	Les modèles des capteurs solaire à air[36].	41
Figure 19.	Vue de face et de haut d'u collecteur à air à double passe avec recyclage[12].	42
Figure 20.	Différents types des capteurs testés par Ozgen et al. [37].	42
Figure 21.	Deux configurations plan et v-ondulé testées	43
Figure 22.	Schéma de capteur solaire à air à double passe avec milieux poreux[39]	43
Figure 23.	Schéma de capteur solaire à air à double passe avec milieux poreux[40]	44
Figure 24.	Coefficient d'échange convectif $h(x, y)$ sur la surface des ailettes, pour un faisceau de tubes à ailettes	45
Figure 25.	Volume de contrôle différentiel pour la conduction tridimensionnelle avec dissipation thermique par convection en coordonnées rectangulaires[46].	46
Figure 26.	Description des différentes parties du dispositif étudié[47]	47
Figure 27.	Schéma représentatif des différents coefficients de transfert[52].	48
Figure 28.	vue schématique de capteur solaire ondulé[53].	49

Chapitre III : Modélisation mathématique et simulation numérique

Figure 1.	Schémas représentatif des échanges énergétiques de capteur sans et avec vitre.	56
Figure 2.	Schéma électrique équivalent relatif à une section de l'insolateur	58
Figure 3.	Schéma montrant les dimensions de chicane et capteur solaire à air avec chicane placé sur la plaque inférieure.	59
Figure 4.	Capteur solaire à air avec chicane sur l'absorbeur.	61
Figure 5.	Schéma montrant les dimensions d'ailette et des chicanes fixées sur plaque absorbante d'un capteur solaire à air.	62
Figure 6.	Schématisation d'un panneau solaire à air double passe	63
Figure 7.	Schémas représentatif des échanges énergétiques de capteur sans et avec vitre.	64
Figure 8.	Capteur muni des chicanes rectangulaires.	69
Figure 9.	Organigramme simplifié du programme principal d'un capteur solaire simple passe.	73
Figure 10.	Organigramme simplifié du programme principal d'un capteur solaire à double passe.	74
Figure 11.	Organigramme du programme principal d'un capteur simple passe.	75

Chapitre IV : Etude expérimentale

Figure 1.	Dispositif expérimental.	81
Figure 2.	Schéma du capteur solaire.	82
Figure 3.	Présentation des différentes configurations étudiées	84
Figure 4.	Dimensions des différents composants.	85
Figure 5.	Coupes transversale et longitudinale du canal d'écoulement.	85
Figure 6.	Solarimètre.	85
Figure 7.	Anémomètre à hélice.	85

Figure 8.	Distribution des thermocouples et points des mesures.	86
Figure 9.	Distribution des thermocouples et points de mesures	87
Figure 10.	Instruments de mesures de température.....	87

Chapitre V : Résultats et discussions

Figure 1.	Variation de température le long du capteur solaire ($I_g=900$ $W/m^2, m=0.132Kg/s$).	89
Figure 2.	Evolution de la température de l'air de sortie et de l'intensité du rayonnement solaire en fonction du temps pour un débit de $0.012Kg/s$	90
Figure 3.	Variations du rendement thermique en fonction du débit massique.	91
Figure 4.	Evolution de la température de l'air de sortie et de l'intensité du rayonnement solaire en fonction du temps ($Re = 4000$).	92
Figure 5.	Evolutions de la température de sortie en fonction du débit massique.	93
Figure 6.	Variation du coefficient d'échange convectif le long du collecteur	94
Figure 7.	Variation des températures numériques et expérimentales le long du collecteur solaire, avec $Re = 38381,6, I_g = 900W / m^2$	95
Figure 8.	Variation des températures numériques (avec h_{local}) et expérimentales le long du collecteur solaire, ($Re = 38381,6, I_g =$ $900W / m^2$).....	95
Figure 9.	Evolution de la température de sortie durant la journée 20/03/2016	96
Figure 10.	Variation du rendement thermique du panneau en fonction de débit massique.	97
Figure 11.	Evolution de la température de sortie en fonction de la longueur de l'insolateur solaire double passe.	98
Figure 12.	Variation de la température des éléments du panneau en fonction de la longueur pour $\dot{m} = 0.013kg / s, I_g = 790W/m^2$	98
Figure 13.	Evolution de la température de sortie d'air en fonction du temps ($m=0.012Kg/s$).	99
Figure 14.	Evolution de la température de sortie en fonction du temps	100
Figure 15.	Variation de la température de sortie du fluide en fonction du nombre de Nusselt pour des différentes longueurs de l'insolateur.	101
Figure 16.	Variation de la température de sortie du fluide en fonction du nombre de Nusselt pour des différentes hauteurs du canal de l'insolateur.	101
Figure 17.	Variation de la température de sortie en fonction de la hauteur ..	102
Figure 18.	Evolution de l'énergie utile en fonction du débit massique.	103
Figure 19.	Variation de température de sortie en fonction du débit massique	103
Figure 20.	Influence de la hauteur des chicane sur la température de sortie	104
Figure 21.	Influence de la longueur des chicane sur la température	104
Figure 22.	Variation de l'énergie récupérée par l'air en fonction du débit massique avec une valeur fixe de gisement solaire $I_g=900W/m^2$	105
Figure 23.	Variation de la température de sortie en fonction du débit massique.	106
Figure 24.	Variation de la température de sortie du fluide en fonction de débit massique pour des différentes largeurs des chicane.	107

Figure 25.	Variation de la température de sortie du fluide en fonction du débit massique pour des différents nombre des ailettes.....	107
Figure 26.	Variation de la température de sortie du fluide en fonction de débit massique pour des différentes distances entre les chicane.....	108
Figure 27.	Variation de la température des éléments du panneau en fonction de la longueur pour un capteur solaire sans chicane.	109
Figure 28.	Variation de la température des éléments du panneau en fonction de la longueur pour un capteur solaire avec ailettes et chicane. .	109
Figure 29.	Variation de la Température de sortie en fonction de la hauteur du canal à différents débits pour $I=450$ (W/m^2).	111
Figure 30.	Variation de la température de sortie du fluide en fonction du nombre de Nusselt pour $I=790$ (W/m^2).	112
Figure 31.	Variation du rendement thermique en fonction de nombre de Nusselt pour $I=790$ (W/m^2).	112
Figure 32.	Variation journalière du débit en fonction de la variation du rayonnement solaire pour $T_{fs} = 55$ °C	113
Figure 33.	Evolution du rendement thermique d'un panneau solaire à air sans chicane de la journée du 20/03/2016 ($m=0.022Kg/s$).....	114
Figure 34.	Variation de la température d'entrée et de sortie du fluide de la journée du 20/03/2016 ($m=0.022Kg/s$).....	115
Figure 35.	Evolution du rendement thermique d'un panneau solaire à air es de la journée du 24/03/2016 ($m=0.012Kg/s$)	115
Figure 36.	Variation de la température d'entrée et de sortie du fluide durant la journée 24/03/2016 ($m=0.012Kg/s$).	116
Figure 37.	Variation de la température d'entrée et de sortie en fonction du	
	Erreur ! Signet non défini.	
Figure 38.	Variation de $(T_{fs} - T_{fe})$ et de rayonnement solaire en fonction du temps	117
Figure 39.	Le rendement thermique et le rayonnement solaire en fonction du temps	117
Figure 40.	Variation de rendement thermique en fonction du temps de la journée.	118
Figure 41.	Variation température de sortie en fonction du temps.	118

Liste des tableaux

Chapitre I : Technologie de la conversion thermique de l'énergie solaire

Tableau. 1	Ensoleillement reçu en Algérie par régions climatiques	18
------------	--	----

Chapitre IV : Etude expérimentale

Tableau. 1	Dimensions des constituants.	82
Tableau. 2	Paramètres géométriques du panneau	82
Tableau. 3	Caractéristiques thermo physiques.	82
Tableau. 4	Caractéristiques optiques des éléments de construction.	82
Tableau. 5	Caractéristiques techniques des instruments de mesures.....	82

Chapitre V : Résultats et discussions

Tableau. 1	Validation de la température du fluide de sortie.....	89
Tableau. 2	Variation des températures (T_{fs}) et du rendement	91
Tableau. 3	Variations des températures (T_{fs}) et du rendement.	92
Tableau. 4	Validation des résultats théoriques avec les travaux antérieurs.....	93
Tableau. 5	Variation de l'énergie utile, température de sortie et du rendement.....	110

Nomenclature

<u>Symboles</u>	<u>Définition</u>	<u>Unité</u>
A_p	Surface du capteur	(m ²)
A_f	Section de passage de l'air	(m ²)
A_{chic}	Surface totale des chicanes	(m ²)
$A_{chic b}$	Surface de la base des chicanes	(m ²)
A_{aillet}	Surface totale des ailettes	(m ²)
$A_{aillet b}$	Surface de la base des ailettes	(m ²)
C_p	Capacité thermique	(J/kgK)
D_h	Diamètre hydraulique	(m)
d	Profondeur de canal	(m)
ET	Equation du temps	(minute)
h_r	Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement	(W/m ² K)
h_{nc}	Coefficient de transfert de chaleur par convection naturelle	(W/m ² K)
h	Coefficient de transfert par convection forcée	(W/m ² K)
H_{chic}	Hauteur des chicanes	(m)
H_{aillet}	Hauteur des ailettes	(m)
I_g	Gisement global	(W/m ²)
k_{ins}	Conductivité thermique de l'isolant	(W/m k)
K_{aillet}	Conductivité thermique de l'ailette	(W/m k)
L	Longueur du collecteur	(m)
L_{chic}	La distance entre les chicanes	(m)
\dot{m}	Débit massique	(kg/s)
N_{chic}	Nombre de chicane	
Q_u	Energie utile	(W)
Q_s	Energie stockée	(W)
t_{aillet}	Épaisseur des ailettes	(m)
t_{chic}	Épaisseur des chicanes	(m)
T	Température	(K)
TL	Temps légal	(heure)
TSM	Temps solaire moyen	(heure)
TSV	Temps solaire vrai	(heure)
TU	Temps universel	(heure)
U_L	Coefficient de perte thermique	(W/m ² K)
U_b	Coefficient de perte de chaleur de fond	(W/m ² K)
V_f	Vitesse du l'air	(m/s)
V_v	Vitesse du vent	(m/s)
w	Largeur du collecteur	(m)
W_{chic}	Largeur de la chicane	(m)
<u>Symboles grecs</u>	<u>Définition</u>	<u>Unité</u>
η	Efficacité	-
σ	Constante Stefan Boltzmann	(W/m ² .K ⁴)
α	Coefficient d'absorption	-
ε	Emissivité.	-
μ_f	Viscosité de l'air	(Kg/m s ²).
ρ_f	Densité de l'air	(Kg/m ³)

k_f	Conductivité thermique de l'air	$(W/m\ k)$
δ	Epaisseur	(m)
τ	Transmissivité de vitre	-

Indices

1	Vitre.
2	Absorbeur
f, f_i, f_s	Fluide, fluide initiale, fluide sortie
3	Plaque inférieure
s	ciel
aillet	aillette
chic	chicane

Définition

Nombres adimensionnels

Nu	Nombre de Nusselt
Re	Nombre de Reynolds

Contribution à l'étude du transfert de chaleur d'un capteur solaire placé dans un climat aride : cas de la région de Biskra

Résumé

Ce travail de thèse, axé sur les énergies renouvelables, a pour finalité de quantifier l'échange thermique par le biais d'une étude expérimentale accompagnée d'une modélisation mathématique en régime stationnaire et transitoire des différents types des capteurs solaire plan à air simple et double passe avec et sans chicanes. Les équations des bilans énergétiques ont été établies sur les différents composants des insolateurs (vitre, absorbeur, fluide caloporteur et la plaque inférieure). Les systèmes d'équations ont été résolus par la méthode des différences finies pour calculer les températures au niveau de chaque élément des capteurs. Une partie de notre travail est consacrée à l'estimation des coefficients d'échanges convectifs locaux en se basant sur les mesures expérimentales des températures. En outre, une évaluation détaillée du rendement thermique et une étude paramétrique des capteurs solaires à air avec des rugosités artificielles ont été faites. La simulation numérique a été vérifiée par une analyse expérimentale de la performance thermique d'un panneau solaire placé dans le site de Biskra, et on a constaté un bon accord qualitatif et quantitatif entre les résultats expérimentaux et numériques.

Mots clés : capteur solaire, chicanes, coefficient d'échange convectif local, température, modélisation, simulation.

المساهمة في دراسة التبادل الحراري للاقط شمسي حراري في المناطق الجافة :
حالة منطقة بسكرة

ملخص

تهدف هذه الأطروحة ، المتمحورة حول الطاقات المتجددة إلى قياس التبادل الحراري من خلال دراسة تجريبية ونمذجة رياضية لنظام دائم وانتقالي لعدة أنواع من اللواقط الشمسية الهوائية المستوية (لاقط شمسي حراري بحواجز وبدون حواجز، لاقط شمسي بقناة هوائية واحدة وبقناتين). طبقت معادلات التوازن الحراري على مختلف العناصر المكونة للاقط الشمسي الهوائي (الزجاج، اللوحة الماصة، الهواء واللوحة السفلية). حل المشكل المطروح يؤول إلى حل نظام من المعادلات التفاضلية بطريقة الفروق المنتهية لحساب درجة الحرارة على طول كل عنصر من العناصر المذكورة آنفاً. بالإضافة إلى ذلك، أجرينا دراسة للعوامل المؤثرة في لاقط الشمسي وتقييم أدائه الحراري. التحقق من صحة المحاكاة العددية من خلال تحليل تجريبي للأداء الحراري للاقط الشمسي في ولاية بسكرة. كما سمحت لنا القياسات التجريبية لدرجات الحرارة بتقدير معاملات التبادل الحراري بالحمل المحلي. تمّ الحصول على توافق كمي ونوعي بين النتائج التجريبية والعددية.

كلمات مفتاحية: لاقط شمسي هوائي ، حواجز ، معامل التبادل الحراري بالحمل المحلي ، درجة الحرارة ، نمذجة رياضية، محاكاة عددية.

Contribution to the study of heat transfer of air solar collector placed in arid climate: case of Biskra region.

Abstract

This thesis, focused on renewable energy, to quantify the heat exchange through an experimental study accompanied by a mathematical modeling in steady and unsteady state of the different types of solar air heaters with and without baffles, single and double pass. The energy balance equations were established on the different components of collector (glass, absorber, fluid and bottom plate). The system of equations is solved by the method of finite differences to calculate the temperatures in each element of collector. Experimental temperature measurements allowed us to estimate the local heat transfer coefficients. In addition, detailed evaluation of thermal efficiency and a parametric study of solar air heater with artificial roughness were made. The numerical simulation is validated by an experimental analysis of the thermal performance of a solar air panel placed in Biskra city, and a good qualitative and quantitative agreement was found between experimental and numerical results.

Keywords: solar air collector, baffles, local convective exchange coefficient, temperature, modeling

Introduction générale

1. Contexte de l'étude

L'énergie sous ses diverses formes a joué un rôle de plus en plus important dans le progrès de l'industrie et d'économie. De par ses avantages économiques et environnementaux, l'énergie solaire transformée en chaleur dans l'industrie a trouvé de nombreuses applications dans le domaine de chauffage, séchage, production de froid, ... etc.

Le transfert de chaleur dans les systèmes thermiques en général et dans les systèmes solaires en particulier est d'une grande importance. La connaissance approfondie des différentes caractéristiques thermiques ainsi que la maîtrise de leurs évaluations s'avèrent indispensables dans les systèmes suscités ; ce qui explique l'importante accumulation d'études antérieures et présentes du même sujet.

2. Position du problème

A l'instar de ce qui précède, il ressort que le transfert thermique dans les panneaux solaires à air en régime transitoire ou stationnaire est un problème suffisamment compliqué. Les modélisations mathématiques et les simulations numériques sont souvent utilisées pour trouver les solutions réelles des phénomènes thermiques. Dans la majorité des travaux numériques antérieurs, les chercheurs ont utilisé des hypothèses simplificatrices telles que : le régime est stationnaire, le coefficient d'échange convectif est constant dans tous le parcours du fluide ...etc. Cependant, pour faire une bonne analyse du comportement thermique des capteurs solaires, l'identification des coefficients d'échanges locaux est très important pour connaître les zones où le transfert est très faible (zones mortes).

Dans cette optique, un modèle numérique en régime transitoire et stationnaire est utilisé pour étudier et analyser le comportement thermique des plusieurs types de collecteurs solaires à air.

3. Motivations et objectifs

Plusieurs types de capteurs à air ont été construits et testés à travers le monde, Le principal objectif est de collecter le maximum d'énergie solaire avec des coûts minimums.

En ce qui concerne les capteurs solaires à air, plusieurs techniques ont été appliquées pour favoriser et augmenter le coefficient de transfert de chaleur entre le fluide caloporteur (air) et l'absorbeur; telles que la fixation des chicanes, la manière dont l'air circule vis à vis de l'absorbeur, la forme du collecteur lui-même.

Notre premier objectif est d'étudier les performances thermiques et les effets des paramètres internes et externes sur le rendement instantané du capteur solaire plan en régime stationnaire et transitoire.

A cet effet, un système d'équations régissant le comportement thermique des différents types des capteurs et les différents coefficients d'échange thermique est établi. Les résultats de la simulation numérique basée sur les différences finies ont été représentés graphiquement. Puis, ils ont été analysés et discutés.

Le deuxième objectif de notre travail de thèse réside en l'estimation des coefficients d'échanges convectifs locaux à partir des mesures de température des différents composants des capteurs solaires plans à air.

4. Méthodologie de recherche

Une méthodologie de la recherche standard est suivie pour atteindre les objectifs de cette recherche comme la montre la figure.1. Cette méthodologie débute par une analyse bibliographique qui nous a permis d'identifier les problèmes à traiter dans cette thèse et de les mettre en liaison avec les travaux antérieurs. Ce qui permettra d'acquérir une bonne base dans le domaine de recherche choisi.

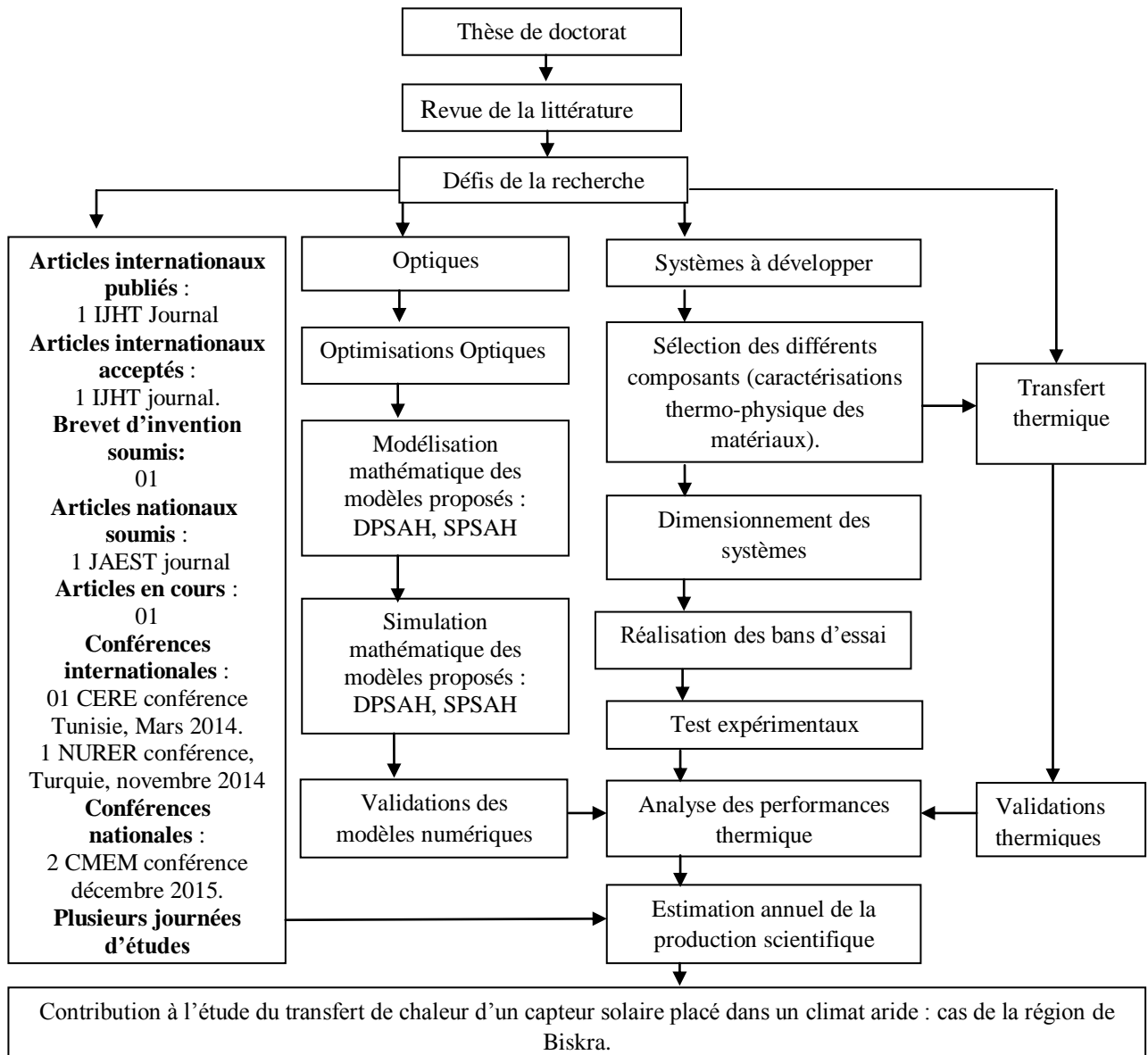


Figure 1. Méthodologie de recherche.

5. Plan de rédaction

- **Le premier chapitre** présente une étude du gisement solaire avec quelques notions et définitions astronomiques, couramment utilisées dans tout domaine relatif au solaire. Nous allons exposer dans ce chapitre les différentes applications solaires, un aperçu général sur les technologies permettant de convertir l'énergie solaire en énergie thermique par le biais des différents types de capteurs solaires.
- **Le deuxième chapitre** propose une revue critique de la littérature des travaux antérieurs ayant une relation étroite avec le sujet traité. Un accent est mis sur la perspective thermique et dynamique des capteurs solaires plan à air soit à une passe ou à double passes désignés respectivement par : SPSAH et DPSAH.

- **Le troisième chapitre** est consacré au sommaire des lois et les relations mathématiques décrivant les mécanismes de transfert de chaleur dans les capteurs indiqués précédemment, les différentes équations des bilans thermiques relatives au fonctionnement du système solaire pour les deux régimes stationnaire et instationnaire, équipé d'une vitre ou non, en présence de chicanes ou non ainsi qu'une simulation numérique du phénomène thermique.
- **Le quatrième chapitre** est réservé à l'étude expérimentale. Dans cette partie, les différents essais sur un capteur solaire à air (avec et sans chicanes, simple et double passes) sont effectués et réalisé entièrement au niveau du hall technologique de l'université de Biskra. les différentes caractéristiques thermiques sont mesurées sur le capteur indiqué durant les années 2014-2016.
- **Le dernier chapitre** expose les résultats dépouillés de l'expérience et obtenus par calcul numérique. Ces résultats sont confrontés à ceux rencontrés dans la littérature avec une bonne concordance, ce qui laisse penser que le travail réalisé est bien mené.

Le travail est achevé par une conclusion générale englobant l'intérêt de l'ensemble des résultats obtenus lors de l'étude entrepris ainsi que les suggestions proposées dans le but d'améliorer les performances des capteurs objet de l'étude.

Chapitre I :**Technologie de la conversion thermique de l'énergie solaire****Sommaire**

1.Introduction.....	6
2.Gisement Solaire	6
2.1.L'énergie solaire.....	6
2.1.1.Origine	7
2.1.2.Caractères particuliers	7
2.1.3.Captation	7
2.2.Mouvement de la terre	9
2.3.Calcul de la position du soleil	9
2.3.1.Les paramètres de positions.....	9
2.3.2.Les paramètres de temps	12
2.4.Rayonnement solaire	13
2.4.1.Rayonnement solaire hors l'atmosphère	14
2.4.2.Rayonnement solaire reçu au niveau du sol	15
2.5.Angle d'incidence du rayonnement solaire sur un plan quelconque(θ).....	16
2.6.Angle d'inclinaison d'un capteur.....	17
2.7.Gisement solaire en Algérie	17
2.8.Estimation du rayonnement solaire	18
2.8.1.Modèle de PERRIN DE BRICHAMBAUT (plan horizontal).....	18
2.8.2.Modèle de LIU et JORDAN (plan incliné)	20
3.Conversion de l'énergie solaire.....	21
3.1.Les composantes d'un système de conversion thermique.....	21
3.2.Energie solaire passive et active.....	21
3.3.Capteurs solaire à air	23
3.3.1.Description et fonctionnement du capteur solaire à air.....	23
3.3.2.Avantages et inconvénients	24
3.3.3.Applications des capteurs solaires plans à air.....	25
3.3.4.Différents types des capteurs solaires à air.....	27
4. Conclusion.....	28
5. Références bibliographiques.....	29

**Résumé**

Ce chapitre commence par une introduction sur le gisement solaire de quelques paramètres astronomiques, géographiques et du temps. Ensuite, nous présentons les modèles PERRIN et VAUGE et de LIU et JORDAN dans le but d'estimer le rayonnement solaire dans le site de Biskra. A la fin de ce chapitre, nous dressons les techniques et les systèmes de conversion thermique de l'énergie solaire.

Chapitre I : Technologie de la conversion thermique de l'énergie solaire

1. Introduction

L'énergie solaire thermique est la transformation de rayonnement solaire en énergie thermique. Cette énergie thermique peut être soit utilisée directement (système passif) ou indirectement (système actif). Le principe de capter le rayonnement solaire et le stocker dans les systèmes passifs (véranda, serre, façade vitré) ou à redistribuer cette énergie par le biais d'un fluide caloporteur qui peut être de l'eau, un liquide antigel, ou même de l'air s'il s'agit de système actif.

Dans ce chapitre, nous allons définir certaines grandeurs solaires à savoir : les grandeurs astronomiques et géographiques, le rayonnement solaire hors atmosphère, le rayonnement direct, diffus et global, finalement on va étudier le rayonnement solaire sur un plan horizontal et incliné par modélisation mathématique selon des modèles de PERRIN DE BRICHAMBAUT [1] et de LIU et JORDAN [2] dans le site de Biskra .

2. Gisement Solaire

Le gisement solaire est une science qui propose l'étude radiométrique et météorologique de l'atmosphère, en effet les aspects de l'environnement relèvent immédiatement de l'objet précité, les niveaux d'énergies au sol et leur rythmes de fluctuation saisonnière, les variations dans l'espace et dans le temps de l'humidité et de la pression atmosphérique, le régime du vent avec d'autres paramètres avec moins ressentis, reflètent le concept propre du climat, l'Algérie offre des possibilités considérables pour le développement des applications solaire et éolienne via l'exploitation du gisement solaire sous ses différentes formes selon les diverses modes de captation [3].

2.1. L'énergie solaire

L'énergie solaire est l'énergie que dégage le soleil sous forme de rayonnement, direct ou diffus. Sur terre l'énergie solaire est l'origine du cycle de l'eau et du vent, le règne végétal dont dépend le régime animal, l'utilise également en la transformant en énergie chimique par la photosynthèse. Grâce aux diverses exécutions, elle peut être transformée

en une autre forme d'énergie utile pour l'activité humaine, notamment en chaleur, en électricité ou en biomasse. Par extension, l'expression « énergie solaire » souvent employée pour désigner l'électricité ou l'énergie thermique obtenues à partir du rayonnement solaire [3].

2.1.1. Origine

Les conditions résidentes au cœur du soleil favorisent l'interaction des différents atomes d'hydrogène qui subissent une réaction de fusion thermonucléaire. Les résultats de ce processus, lorsqu'il se répète est la fusion de quatre noyaux d'hydrogènes en noyau d'hélium avec émission d'énergie sous forme de rayonnement Gamma et X. chaque seconde correspond à la différence d'énergie de liaison entre les protons d'hydrogènes et ceux d'hélium donnant une énergie sous forme de rayonnement, estimée à $3,4 \cdot 10^{26}$ J/s [3].

2.1.2. Caractères particuliers

L'énergie solaire est la seule source d'énergie externe de la terre, elle présente les propriétés suivantes [3, 4]:

- Elle est universelle, sa densité de puissance maximale est de 1 KW/m^2 à midi par ciel bleu sur toute la planète.
- La densité de puissance maximale reçue au niveau du sol (1 KW/m^2) est peu dense on parle alors d'énergie diffuse.
- Elle est abondante, notre planète reçoit plus de 104 fois l'énergie que l'humanité consomme.
- Elle est intermittente et variable à cause de l'alternance du jour et de la nuit, des variations saisonnières et quotidiennes de l'ensoleillement.
- L'énergie reçue par une surface donnée n'est pas récupérable en totalité ceci est dû aux pertes d'énergie sous formes conductrice, convective ou rayonnante.
- Elle est propre.

2.1.3. Captation

Il existe différentes techniques pour capter une partie de cette énergie comme il est éclairci sur la figure 1

- **L'énergie solaire thermique**

Le solaire thermique est un procédé de transformation de l'énergie solaire en une forme thermique, qu'on peut utiliser :

- En usage direct de la chaleur : chauffe-eau solaire, chauffage solaire, cuisinière et séchoir solaire.
- En usage indirect où la chaleur sert pour un autre usage : centrales solaires thermodynamiques, froid solaire.

- **L'énergie solaire thermodynamique**

L'énergie solaire thermodynamique utilise le solaire thermique pour produire de l'électricité selon le même principe qu'une centrale électrique classique mais en utilisant des centrales hélios thermoélectriques [3, 4]

Trois types principaux de centrales sont utilisés [3] :

- Les centrales à capteurs cylindro-paraboliques pour atteindre des températures entre 300 et 350 °C.
- Les centrales à capteurs paraboliques pour atteindre des températures de 1000°C ou plus.
- Les centrales à tour pour atteindre 1000 °C.

- **L'énergie solaire photovoltaïque**

Elle est issue de l'électricité produite par transformation d'une partie du rayonnement solaire avec une cellule photovoltaïque. Les photopiles utilisent l'effet photovoltaïque, elles sont formées d'une couche d'un matériau semi-conducteur et d'une jonction semi-conductrice. Le silicium est le plus employé ; cependant, l'arséniure de gallium offre des meilleures performances, mais reste beaucoup plus onéreux.

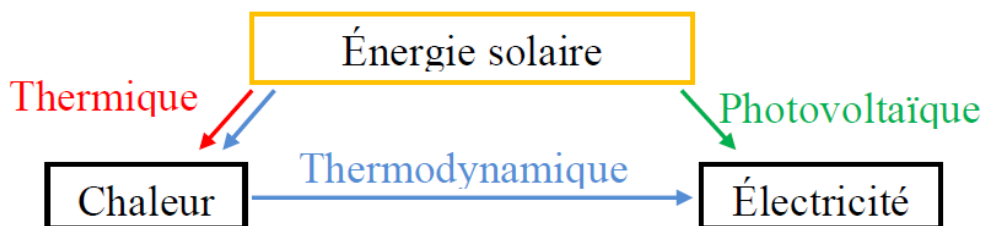


Figure 1. Filière de conversion de l'énergie solaire.

2.2. Mouvement de la terre

Le mouvement de la terre sur son axe et autour du soleil est schématisé sur la figure. 2, les quartes 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 $23^{\circ}27'$ [5].

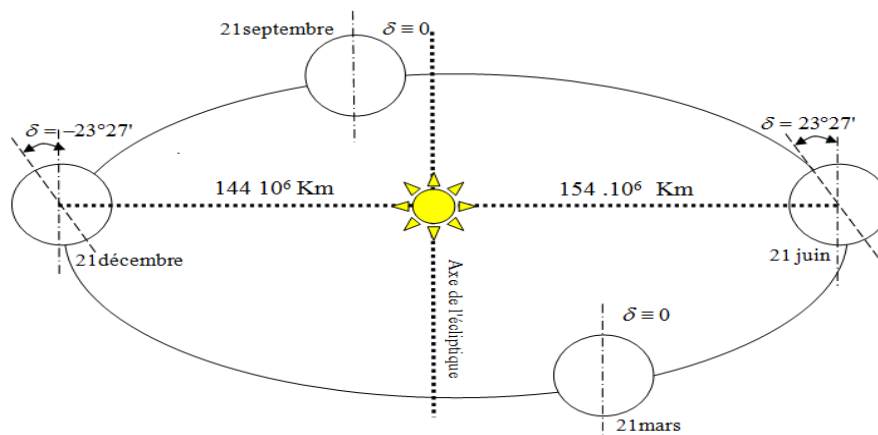


Figure 2. Mouvement de la terre autour du soleil.

2.3. Calcul de la position du soleil

2.3.1. Les paramètres de positions

2.3.1.1 Les coordonnées géographiques

➤ Longitude (L)

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° le plan passant 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 ainsi être comprise entre -180° et $+180^{\circ}$ [1, 3, 6]

➤ Latitude (φ)

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

La latitude qui égale à 0° , le pôle nord par la latitude $+90^{\circ}$ et le pôle sud par la latitude -90° , caractérisent donc l'équateur terrestre. Cette convention de signe affecte le signe + 0

tous les lieux de l'hémisphère nord et l'signe - à tous les lieux de l'hémisphère sud. La latitude sera désignée ici par la lettre(φ). Elle peu ainsi être comprise entre -90° et $+90^\circ$ [1, 3, 6]

➤ **Altitude (Z)**

L'altitude d'un point correspond à la distance verticale entre ce point et une surface de référence théorique, le niveau moyen de la mer. On l'exprime généralement en mètre[1, 3, 6].

2.3.1.2 Les coordonnées célestes horaires

➤ **Angle horaire (ω)**

C'est l'angle compris entre la méridienne origine passant par le sud et la projection du soleil sur le plan équatorial, il mesure la course du soleil dans le ciel, il est donné par la relation suivante [7]:

$$\omega = 15 \cdot (TSV - 12) \quad (1)$$

Il vaut 0° à midi solaire, ensuite chaque heure correspond à une variation de 15° , car la période de la terre dans sa rotation sur elle-même est égale à 24 h, compté négativement le matin lorsque le soleil est vers l'est et positivement le soir [7].

➤ **Déclinaison (δ)**

La déclinaison du soleil est l'angle entre le plan de l'équateur terrestre avec la direction terre-soleil. Elle varie suivant l'équation de Cooper (figure .3) [8]:

$$\delta = 23,4 \times \sin\left(\frac{360}{365} \times (J - 81)\right) \quad (2)$$

J : Nombre du jour de l'année à partir du premier janvier.

On représente sur la figure la variation de l'angle « δ » pendant l'année au cours des mois de l'année.

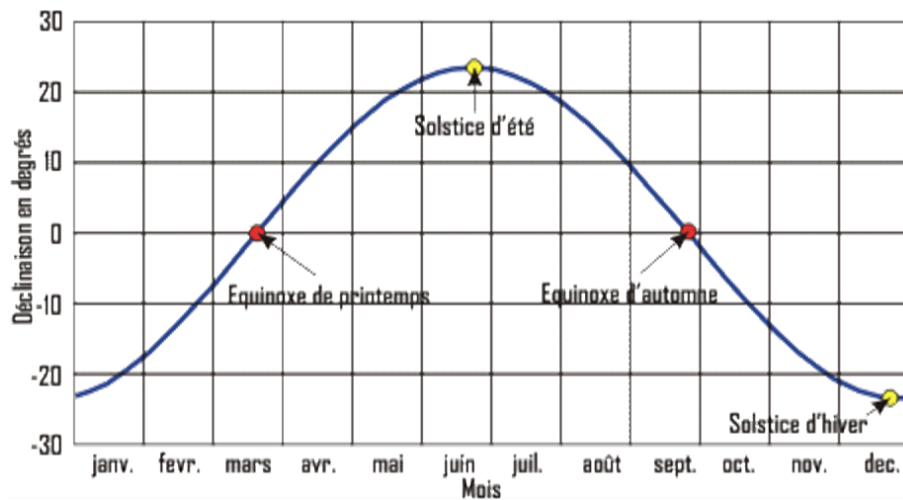


Figure 3. Déclinaison du soleil [9].

I.2.3.1.3 Coordonnées célestes horizontales

Le repérage du soleil se fait par l'intermédiaire de deux angles qui sont :

➤ **hauteur (h)**

Angle compté entre l'horizon astronomique et l'axe issu du point considéré au soleil. Il est compté de 0° à 90° si le soleil se trouve dans l'hémisphère Nord (Zénith) et de 0 à -90° si le soleil se trouve dans l'hémisphère Sud (Nadir).

Elle est donnée par la formule [1, 6] :

$$\sin(h) = \cos \varphi \cos \delta \cos \omega + \sin \varphi \sin \delta \quad (3)$$

➤ **Azimut (α)**

L'azimut est l'angle compris entre le méridien du lieu et le plan vertical passant par le soleil (figure 4). Il est donné par la relation suivante [1, 6] :

$$\sin(\alpha) = \frac{\cos(\delta) \sin(\omega)}{\cos(h)} \quad (4)$$

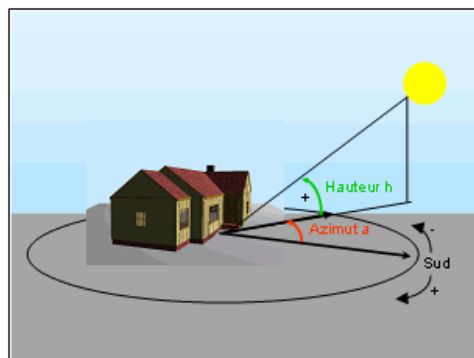


Figure 4. Les coordonnées célestes horizontales.

2.3.2. Les paramètres de temps

➤ Le temps solaire vrai (TSV)

Le temps solaire vrai (TSV) est l'angle horaire entre le plan méridien passant par le centre du soleil et le méridien du lieu considéré, il est donné par l'expression[7]:

$$TSV = 12 + \frac{\omega}{15} \quad (5)$$

➤ Le temps solaire moyen (TSM)

Le temps solaire moyen c'est le temps qui correspondrait à une rotation uniforme de la terre autour du soleil, il diffère peu du « TSV » (écart maximal ET =16 minutes) donc[10]:

$$TSM = TSV - ET \quad (6)$$

ET : est l'équation du temps qui corrige le TSV par rapport au TSM (voir la figure.5) [10]

$$ET = 9,87 \times \sin(2 \times N') - 7,53 \times \cos(N') - 1,5 \times \sin(N') \quad (7)$$

➤ Temps universel (TU)

Le temps universel (TU) est le temps moyen de Greenwich [10]:

$$TU = TSM - \frac{L}{15} \quad (8)$$

➤ Temps légal (TL)

Le temps légal (TL) est le temps officiel d'un état, il est donné par[10] :

$$TU = TL + \Delta H \quad (9)$$

ΔH : Le décalage horaire entre le méridien de Greenwich et l'état considéré.

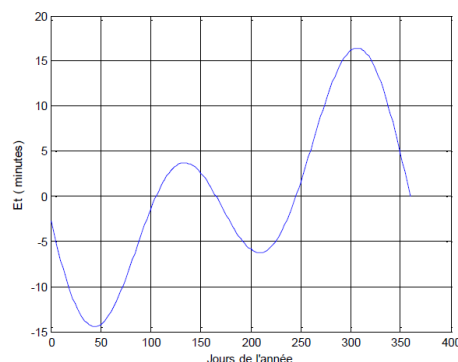


Figure 5. Equation du temps en fonction des jours de l'année [7].

➤ Lever et coucher du soleil

On s'intéresse ici à deux instants particuliers de la journée, le lever et le coucher du soleil donné par les relations (10) et (11) [5]:

$$(TSV)_{Lever} = 12 + \frac{\omega_s}{15} \quad (10)$$

$$(TSV)_{coucher} = 12 - \frac{\omega_s}{15} \quad (11)$$

L'angle solaire au lever « $-\omega_s$ » et au coucher « ω_s » est donné par l'équation suivante :

Remplaçons h par la valeur zéro, alors l'équation de la hauteur du soleil (équation 3) se simplifie en :

$$\cos(\omega_s) = -tg(\varphi) \cdot tg(\delta) \quad (12)$$

$$\omega_s = \arccos(-tg(\varphi) \cdot tg(\delta)) \quad (13)$$

➤ Durée du jour

La durée du jour « d_j » est donnée par la relation suivante [5]:

$$d_j = \frac{2}{15} \cdot \arccos(-tg(\varphi) \cdot tg(\delta)) \quad (14)$$

➤ Fraction d'insolation

La durée d'insolation est une variable qui présente une grandeur non stationnaire, celle-ci trouve son explication dans la variation de sa moyenne au cours de l'année, à cause de la saisonnalité du processus, en effet elle varie d'un jour à l'autre, l'ensoleillement d'un site est exprimé par la fraction d'insolation « σ » définie par le rapport [7]:

$$\sigma = \frac{S_h}{d_j} \quad (15)$$

Où « S_h » est le nombre d'heures ensoleillées ou durées d'insolation et « d_j » la durée du jour (intervalle entre le lever et le coucher du soleil).

2.4. Rayonnement solaire

Le rayonnement électromagnétique émis par le soleil est la manifestation externe des interactions nucléaires qui se produisent au cœur du soleil et de l'ensemble des interactions

secondaires qu'elles génèrent dans son enveloppe, il constitue la quasi-totalité de l'énergie expulsée par le soleil, le rayonnement solaire est défini par différentes caractéristiques dont la plus importante est la constante solaire, qui est une donnée fondamentale indépendante des conditions météorologiques [11].

La deuxième caractéristique du rayonnement solaire est sa répartition spectrale, qui est à peu près celle d'un corps noir à 5800 K, le rayonnement solaire est une superposition d'ondes dont les longueurs vont de 0,25 micromètres à 4 micromètres [11, 12].

La figure. 6 illustre le rayonnement solaire, ses fréquences et ses longueurs d'ondes.

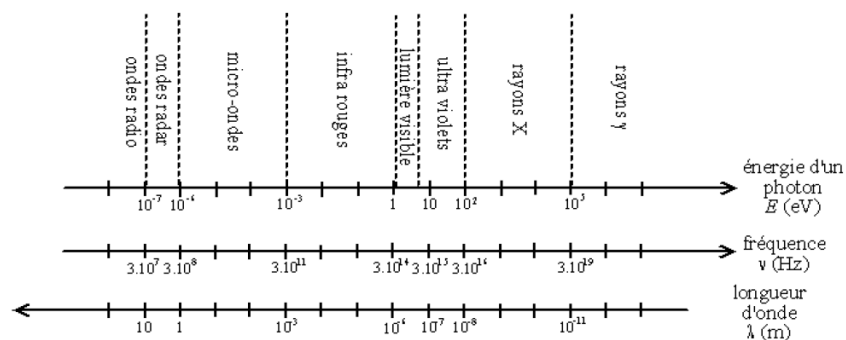


Figure 6. Spectre solaire

2.4.1. Rayonnement solaire hors l'atmosphère

Le rayonnement solaire hors atmosphère ne dépend que des paramètres astronomiques, il est caractérisé par une donnée fondamentale appelée constante solaire [11, 12].

➤ constante solaire

La valeur du rayonnement solaire « I », reçu par une surface perpendiculaire aux rayons solaires placée à la limite supérieure de l'atmosphère terrestre (soit à environ 80 km d'altitude) varie au cours de l'année avec la distance terre-soleil, sa valeur moyenne « I_0 » appelée constante solaire est de l'ordre de 1354 W.m^{-2} , en première approximation, on peut calculer la valeur de « I » (voir figure 7), en fonction du numéro du jour de l'année « j » par la relation suivante [13]:

$$I = 1354 \times (1 + 0,033 \cdot \cos(J)) \quad (16)$$

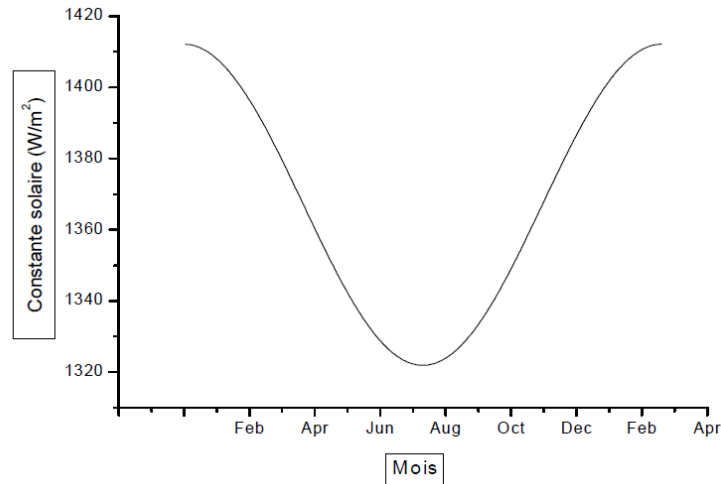


Figure 7. Variation mensuelle de la constante solaire [8]

2.4.2. Rayonnement solaire reçu au niveau du sol

L'atmosphère terrestre perturbe grandement et par des processus variés le flux de photons issu du soleil, donc après sa traversée de l'atmosphère, le rayonnement solaire peut être considéré comme la somme de deux composantes [11, 12]:

➤ **Rayonnement direct**

Le rayonnement direct est celui qui traverse l'atmosphère sans subir de modifications, il provient du disque solaire seulement à l'exclusion de tout rayonnement diffusé, réfléchi ou réfracté par l'atmosphère [11, 12].

➤ **rayonnement diffus**

Le rayonnement diffus est la part du rayonnement solaire provenant de toute la voûte céleste, à l'exception du disque solaire, et diffusé par les particules solides ou liquides en suspension dans l'atmosphère, il n'a pas de direction privilégiée [11, 12].

➤ **rayonnement global**

Le rayonnement global est le rayonnement reçu sur une surface horizontale provenant du soleil et de la totalité de la voûte céleste, il est la somme du rayonnement direct et du rayonnement diffus. La figure 8 illustre les différents composants du rayonnement solaire au niveau du sol [11, 12].

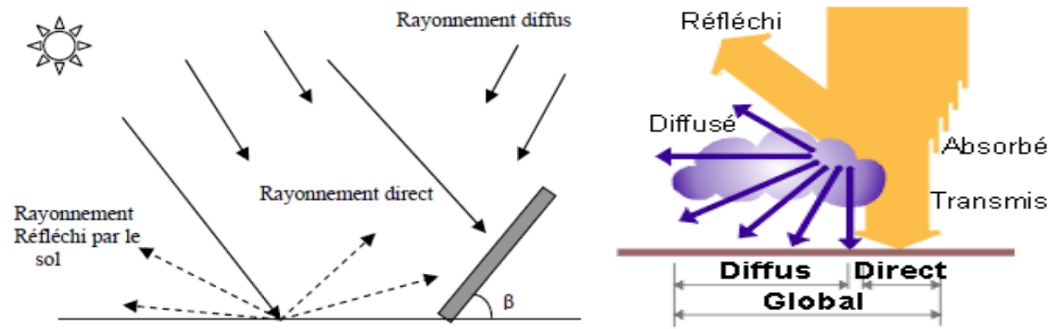


Figure 8. Composantes du rayonnement solaires [12].

2.5. Angle d'incidence du rayonnement solaire sur un plan quelconque(θ)

C'est comment calculer l'angle (θ) entre un rayon arrivant directement du soleil et la normale à un plan quelconque (souvent ce plan représente la force avant réceptrice du rayonnement solaire (insolateur par exemple) l'orientation du capteur solaire est définie par [12] :

- Son inclinaison(i): angle que fait le capteur avec le plan horizontal
- Son azimut (γ): angle que fait la normale à la surface du capteur et le plan méridien.

Les deux angles (i) et γ sont bien illustrés sur la figure 9.

$$\cos(\theta) = \cos(h)\sin(i)\cos(a - \gamma) + \cos(i)\sin(h) \quad (17)$$

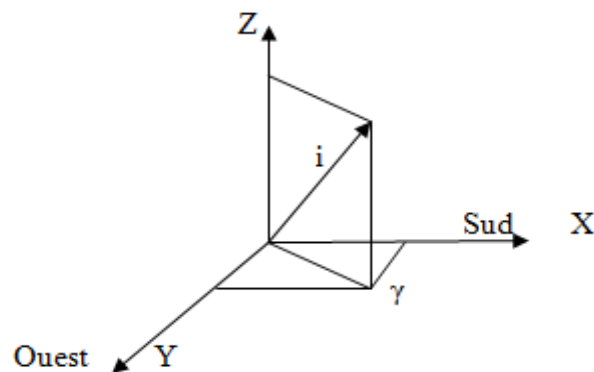


Figure 9. Azimut (orientation) et inclinaison d'un plan quelconque [12].

$\gamma > 0$ vers l'ouest

$\gamma < 0$ vers l'est.

$\gamma = 0$, direction sud

L'angle θ peut être exprimé en fonction de φ, ω, δ

$$\cos(\theta) = \sin(\delta) \sin(\varphi - i) + \cos(\delta) \cos(\varphi - i) \cos(\omega) \quad (18)$$

Au cours d'une journée(θ) est minimale au midi solaire vrai où l'angle(ω) est égal à 0° .

La surface de captage devrait toujours être orientée autant que possible perpendiculairement au rayonnement pour une exploitation optimale du rayonnement solaire. Cependant comme la position du soleil par rapport à la terre varie continuellement au cours d'une journée et d'une année, l'angle d'incidence du rayonnement sur le capteur (fixé sur un socle ou sur une toiture) varie également.

2.6. Angle d'inclinaison d'un capteur

Surface horizontale : $i = 0^\circ$, surface verticale : $i = 90^\circ$

Cet angle est souvent pondéré en fonction de l'application et de l'utilisation souhaitée [12]:

Un système qui fonctionne toute l'année devra être dimensionné en prenant les valeurs d'ensoleillement les plus défavorable. L'angle d'inclinaison sera égale à la latitude du lieu augmentée de 12° afin d'optimiser la performance hivernale. Un champ solaire destiné à fonctionner en période estivale verra son angle d'inclinaison positionné à la latitude du lieu minorée de 12° . Des inclinaisons moins fortes favorisent le gain solaire en été. Des inclinaisons plus fortes favorisent le gain solaire en hiver [12].

2.7. Gisement solaire en Algérie

Le gisement solaire c'est des données qui décrivent l'évolution des radiations solaires disponibles pendant une durée donnée. Il est utilisé afin de simuler le fonctionnement d'un système énergétique solaire et aussi pour faire un dimensionnement le plus exact possible compte tenu de la demande à satisfaire [7].

L'Agence Spatiale Allemande (ASA) a fait des calculs, et elle a conclu que l'Algérie représente le potentiel solaire le plus important de tout le bassin méditerranéen, suite à une évaluation par satellites, soit 169.000 TWh/an pour le solaire thermique, 13,9 TWh/an pour le solaire photovoltaïque. Le potentiel solaire algérien est égale aux 10 grands gisements de gaz naturel qui auraient été découverts à Hassi R'Mel [14].

La région d'Adrar est particulièrement ensoleillée et présente le plus grand potentiel de toute l'Algérie (figure 10).

Le tableau 1 représente la répartition du potentiel solaire par région climatique au niveau du territoire algérien selon l'ensoleillement reçu annuellement [14].

Tableau. 1 Ensoleillement reçu en Algérie par régions climatiques [14].

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

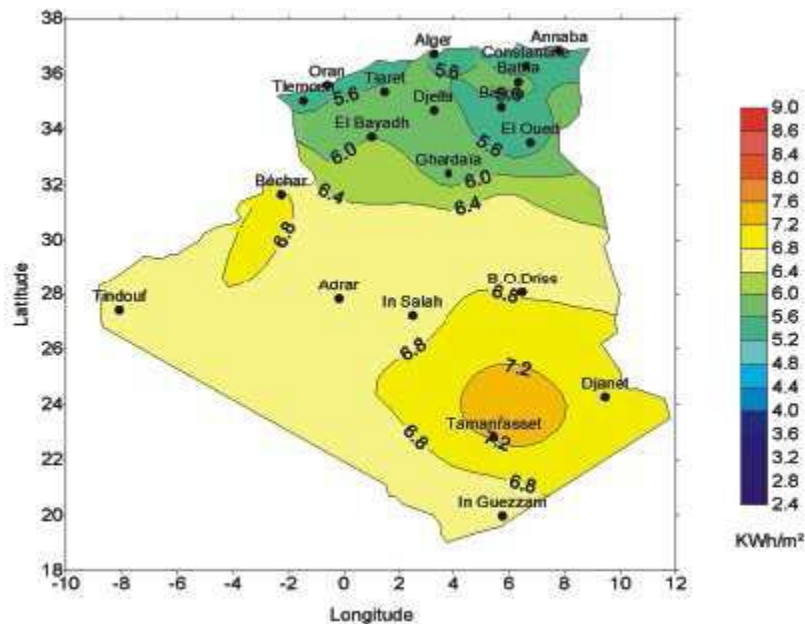


Figure 10. Moyenne annuelle de l'irradiation solaire globale reçue sur un plan incliné à la latitude du lieu [14]

2.8. Estimation du rayonnement solaire

On a choisi deux modèles de PERRIN DE BRICHAMBAUT [1] et de LIU et JORDAN [2] qui donnent de bons résultats pour l'estimation d'irradiation sur un plan horizontal et incliné respectivement

2.8.1. Modèle de PERRIN DE BRICHAMBAUT (plan horizontal)

Le rayonnement global sur un plan horizontal est la somme du rayonnement direct et diffus, donné par la relation suivante [1]:

$$G_h = I_h \cdot \sin(h) + D_h \quad (19)$$

Où :

I_h : Le rayonnement direct reçu par une surface horizontale.

D_h : Le rayonnement diffus provenant du ciel, reçu par une surface horizontale.

G_h : Le rayonnement global reçu par une surface horizontale.

La première composante de rayonnement « direct » est donnée par l'équation suivante [1]:

$$I_h = A \exp \frac{-1}{B \sin(h+C)} \quad (20)$$

Avec A, B et C sont des constantes empiriques qui dépendent de la nature du ciel, dont les valeurs sont [1]:

A = 1210, B = 6, C = 1 pour un ciel très clair.

A = 1230, B = 3,8, C = 1,6 pour des conditions normales de ciel clair.

A = 1260 B = 2,3, C = 3 pour un ciel clair pollué.

La deuxième composante du rayonnement « diffus » est donnée par [1]:

$$D_h = E \cdot (\sin(h))^{0.4} \quad (21)$$

La valeur de la constante empirique « E » est [1] :

E = (3/4).125 pour un ciel très clair.

E = 125 pour des conditions normales de ciel clair.

E = (4/3).125 pour un ciel clair pollué.

La formule globale de PERRIN DE BRICHAMBAUT est obtenue directement sous la forme [1]:

$$G_h = A (\sin (h))^D \quad (22)$$

Avec :

A = 1150 D = 1,15 pour un ciel très clair.

$A = 1080$ $D = 1,22$ pour des conditions normales de ciel clair.

$A = 990$ $D = 1,25$ pour un ciel clair pollué.

2.8.2. Modèle de LIU et JORDAN (plan incliné)

Si l'éclairement direct et diffus est connu sur un plan horizontal, on peut calculer l'éclairement solaire sur des plans inclinés, dans ce cas le rayonnement global arrivant sur une surface inclinée, est composé de trois composantes (la composante du rayonnement direct, diffus isotrope et diffus provenant du ciel), le rayonnement global sur un plan incliné donnée par l'équation suivante [2]:

$$G_i = R_d(i) + D_c(i) + D_s(i) \quad (23)$$

La composante du rayonnement « direct » est donnée par la relation suivante [2] :

$$R_d(i) = I_h R_b \quad (24)$$

« R_b » est le facteur d'inclinaison donné par la relation suivante [2]:

$$R_b = \frac{\cos(\varphi-i) \cos(\delta) \cos(\omega) + \sin(\varphi-i) \sin(\delta)}{\cos(\varphi) \cos(\delta) \cos(\omega) + \sin(\varphi) \sin(\delta)} \quad (25)$$

La composante du rayonnement « diffus » sur un plan incliné est donnée par [2]:

$$D_c(i) = D_h \cdot \left(\frac{1 + \cos(i)}{2} \right) \quad (26)$$

La dernière composante du rayonnement diffus par le sol est donnée par l'équation suivante [2]:

$$D_s(i) = G_h \cdot \left(\frac{1 - \cos(i)}{2} \right) \cdot \rho_s \quad (27)$$

Où :

i : Angle d'inclinaison du plan par rapport à l'horizontal.

ρ_s : Albédo du sol.

Pour la ville de Biskra, on a élaboré un organigramme de calcul du rayonnement solaire sur un plan horizontal et incliné, nous avons calculé les insolation pour le 30^{ème} jour des mois suivants : Mars, Juin, Septembre et Décembre, les procédures de calcul se trouvent dans le quatrième chapitre.

3. Conversion de l'énergie solaire

D'après des statistiques récentes [15], la puissance solaire incidente sur toute la surface de la terre chaque année est d'environ 1.5×10^{18} kWh, ce qui représente approximativement 10000 fois la consommation mondiale annuelle d'énergie. Si on veut être un peu rigoureux, on ne considère que la surface des déserts naturels qui est d'environ 2×10^7 km² avec une insolation (irradiation de l'énergie solaire) journalière moyenne de 4.67 kWh/m² pour une durée d'ensoleillement de 8 heures, ce qui nous donne une insolation annuelle égale approximativement 34×10^{15} kWh ; et si on exploite seulement 5% de cette insolation, on va avoir chaque année 1.7×10^{15} kWh soit 7.5 fois la consommation énergétique mondiale estimée pour l'année 2020 [16, 17].

3.1. Les composantes d'un système de conversion thermique

Tout système de conversion de l'énergie solaire doit comprendre les éléments suivants:

- Une surface de captation du rayonnement solaire.
- Un circuit caloporteur qui assure le transfert de l'énergie extraite du capteur à l'élément d'accumulation (stockage des calories), les fluides utilisés généralement comme fluide caloporteur sont : l'eau et l'air ;
- Un stockage thermique ;
- Un réseau de distribution.

3.2. Energie solaire passive et active

Les systèmes de conversion thermique de l'énergie solaire se divisent généralement en deux catégories principales selon l'indépendance ou l'intégration des éléments utilisés pour la conversion et le stockage d'énergie dans la structure du système, et aussi bien selon le type de circulation du fluide caloporteur (voir figure 11).

La première catégorie correspond essentiellement au développement des approches architecturales afin d'exploiter naturellement (passivement) le maximum possible de l'énergie solaire pour maintenir la construction domestique ou institutionnelle à un niveau acceptable de confort en termes d'éclairage et de température. Le concept d'une

construction passive repose sur la capacité des composants constituant la structure de cette construction de transmettre, absorber et stocker l'énergie solaire et transférer la chaleur partout dans ses différentes parties par la circulation naturelle de l'air résultant du gradient de température. Le principe de fonctionnement d'un système passif est plus simple que celui d'un système actif ; mais la difficulté de contrôler la distribution de chaleur et les pertes thermiques (dans le cas d'insolation faible ou pendant la nuit) rend impossible de maintenir les constructions sous des conditions subjectivement limitées par les exigences de chaque individu [18].

Le séchage solaire passif (naturel) se fait d'une manière similaire au processus de séchage traditionnel dont lequel le produit à sécher est exposé directement aux rayons solaires et à l'air ambiant. Cependant, dans les séchoirs solaires passifs (séchoirs-serres) le produit est bien conservé de détérioration et l'opération de séchage (source de chaleur, température de l'air asséchant, etc.) est plus ou moins manipulable selon le mode et la structure des séchoirs [19].

La deuxième catégorie correspond à la conversion thermique de l'énergie solaire en utilisant des dispositifs (capteurs solaires) indépendants du système solaire, et fonctionnant en régime de circulation forcée. Les capteurs solaires représentent un type spécial des échangeurs de chaleur qui servent à la transformation de l'insolation en une énergie interne du fluide caloporteur (air, eau, huile,...etc.) qui s'écoule à l'intérieur de ceux-ci [20].

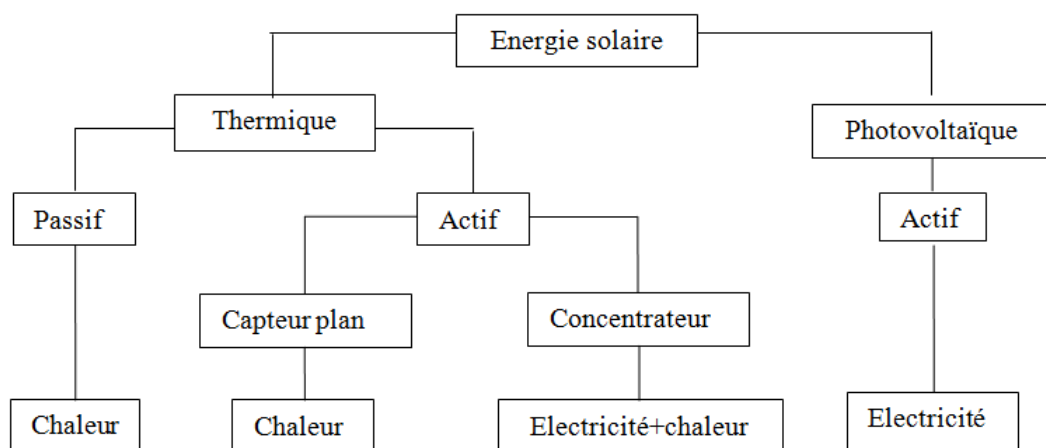


Figure 11. Utilisation directe de l'énergie solaire.

3.3. Capteurs solaire à air

3.3.1. Description et fonctionnement du capteur solaire à air

Un capteur solaire plan à air a pour rôle de convertir l'énergie solaire incidente en une énergie thermique à basses et moyennes températures et de la transférer à l'air qui la traverse. Sa technologie repose sur le pouvoir absorbant d'une surface sélective ou non sélective (absorbeur). En absorbant les rayons solaires, l'absorbeur cède à l'air une partie de cette énergie reçue, et réémet une autre partie dans l'infrarouge. Le meilleur absorbeur est donc une surface fortement absorbante dans le visible et faiblement émissive dans l'infrarouge.

Une couverture alvéolée en polycarbonate est placée au-dessus de l'absorbeur. Celle-ci est transparente aux rayonnements solaires visibles et opaques à l'infrarouge qu'elle absorbe et réémet vers l'absorbeur. Elle permet de piéger les rayonnements entre ce dernier et la couverture et d'augmenter ainsi la température de l'absorbeur. C'est ce qu'on appelle 'effet de serre'. Pour ce qui est de l'isolant latéral et arrière, elle est assurée par des parois recouvertes d'isolants thermiques. Les échanges thermiques entre les constituants du capteur peuvent avoir lieu convection, conduction et rayonnement. Deux types de paramètres de fonctionnement, intérieurs et extérieurs au système, interviennent dans son fonctionnement.

➤ Paramètre extérieurs (environnement)

- Flux incident : le flux solaire global incident est constitué d'une composante directe et d'une composante diffuse dont le pourcentage est variable.
- Vitesse du vent : celle-ci a une grande importance et une influence considérable lorsque cette dernière est comprise entre 0 à 3 m/s. Au-delà, l'effet devient moins important [21]
- Température à l'avant et à l'arrière du capteur.
- Température ambiante et du ciel : la température du ciel se présente sous diverses formes. Nous citons l'expression générale la plus utilisée et qui est donnée par Suinbak [21].

$$T_{ciel} = 0.0552.T_a \quad (28)$$

➤ Paramètres structurels du capteur

- Débit du fluide caloporteur.
- Orientation et inclinaison du capteur

- Températures d'entrée du fluide caloporteur
- Nature du fluide caloporteur

Le choix de l'air ne peut être que judicieux. Il réduit le coût de fabrication du capteur et aussi de son entretien. On n'a pas de problèmes de fuites ni de corrosion. Ce qui n'est pas le cas pour l'eau. Cependant, la capacité calorifique et la masse volumique de l'air sont faibles par rapport à celles de l'eau. Cette capacité calorifique de l'air impose l'utilisation de grands débits.

3.3.2. Avantages et inconvénients

L'utilisation de l'air comme fluide caloporteur est susceptible de réduire les coûts de fabrication, voire d'entretien.

En effet de l'air ne présente pas de problèmes de gel ou d'ébullition, qui imposent d'utiliser des fluides contenant de l'antigel et de prévoir des sécurités pour éviter les surpressions qui peuvent se produire en cas de panne de circulation dans les capteurs à eau.

- Les phénomènes de corrosion ou d'entartrage, qui peuvent diminuer les performances et la durée de vie d'une installation à eau sont inexistantes.
- Les problèmes d'étanchéité paraissent moins cruciaux.
- Le capteur à air, est plus léger que les dispositifs classiques et généralement moins complexe de réalisation, donc plus facilement intégrable dans un bâtiment ou un processus industriel et son coût d'installation est plus faible.

Néanmoins, l'air présente un certain nombre d'inconvénients :

- Coefficients d'échange thermique plus faibles que pour les liquides, ce qui conduit généralement à augmenter les surfaces d'échanges.
- Faible valeur du produit de la masse volumique, ce qui impose l'utilisation de forts débits volumiques, ce qui augmente la consommation électrique des auxiliaires (ventilateur) ;
- Problèmes de salissure des vitres dans les cas où l'air circule entre la vitre et l'absorbeur.

Il en résulte la nécessité de soigner la conception aérodynamique et thermique du capteur.

3.3.3. Applications des capteurs solaires plans à air

Plusieurs applications de l'énergie solaire captée par des capteurs solaires plans à air sont utilisées. Parmi les plus répandues, le chauffage, la climatisation, le séchage, la production de l'énergie mécanique, etc.

3.3.3.1 Chauffage et climatisation des habitations

Le principe est présenté sur la Figure 12, consiste à chauffer le fluide dans le capteur solaire, l'air est véhiculé par ventilateur vers des points d'utilisations.

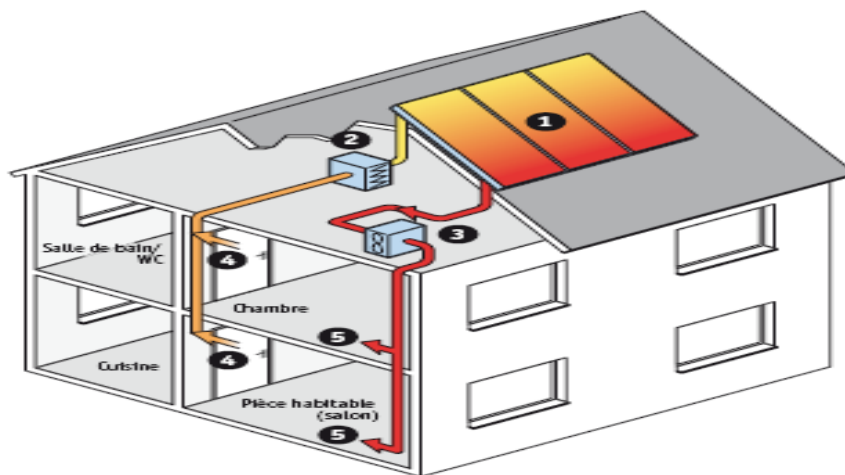


Figure 12. Chauffage et climatisation des habitations.

1- Capteur solaire plan à air **2-** Filtre **3-** Ventilateur **4-** Entrées d'air. **5-** Sorties d'air

Le système de capteur solaire à air s'intègre dans l'habitat de façon modulaire et complète les systèmes de chauffage existants. Il permet de réaliser des économies substantielles d'énergie et d'améliorer le bilan thermique des bâtiments sur la période hivernale et en mi-saison en apportant une source complémentaire de chauffage. Une régulation fait circuler l'air des locaux à travers le panneau dès que la température interne du panneau permet d'obtenir un gain significatif.

3.3.3.2 Séchage

Le séchage est un procédé d'extraction d'eau d'un solide, d'un semi-solide ou d'un liquide par évaporation. Cette opération nécessite une source de chaleur. Plusieurs techniques sont possibles pour sécher et conserver nos produits.

La technique de séchage courante, est généralement réalisée sur sol, elle est la plus utilisée dans les pays en voie de développement afin de préserver les denrées alimentaires, telles que les céréales, les légumes, la viande et le poisson, etc.

Le taux de séchage est contrôlé par des facteurs externes, tels que le rayonnement solaire, la température ambiante, la vitesse du vent et l'humidité relative, et des facteurs internes, tels que la teneur en eau initiale, le type des produits et la masse du produit par unité de surface d'exposition. Il y a des avantages considérables dans le séchage solaire hybride puisque la source d'énergie nécessaire est renouvelable. [22, 23]

➤ **But de séchage**

Le but du séchage consiste à diminuer la teneur en eau des produits agroalimentaire jusqu'à des valeurs résiduelles inhibant le développement de tout micro-organisme permettant ainsi leur stockage dans des conditions ambiantes.

Le développement scientifique et technologique a permis de diversifier et de mettre en oeuvre plusieurs méthodes de séchage et plusieurs séchoirs [22, 23].

Utilisation des capteurs solaire à air pour le séchage des récoltes est idéale dans le cas du thé, du café, des fruits, des fèves, du riz, des épices, du caoutchouc, du cacao et du bois (voir la figure 13).

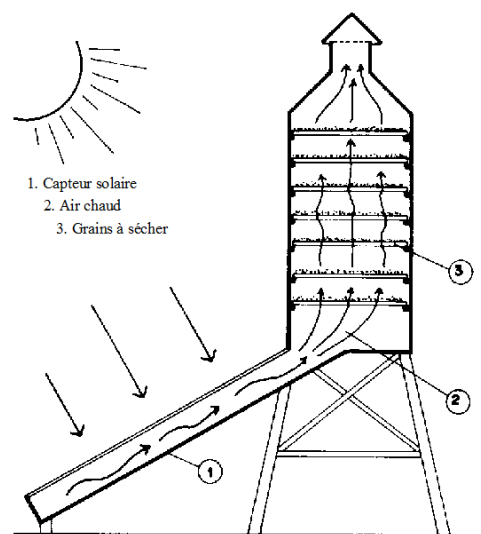


Figure 13. Séchage solaire.

3.3.3.3 Production de l'énergie mécanique

Dans les pays arides, ou dans les régions-isolées, il peut être très intéressant de réaliser des installations à partir d'une machine solaire, soit pour pomper l'eau, soit pour une production d'électricité. On peut utiliser un moteur à air chaud dont le principe est le suivant l'air atmosphérique est comprimé dans un cylindre par un piston et chauffé par

l'intermédiaire d'un capteur à air. L'air chauffé, en se détendant, pousse le piston. Celui-ci en revenant comprime l'air dont le reste de chaleur est évacuée à une source froide ; et ainsi de suite.

3.3.4. Différents types des capteurs solaires à air

On peut répartir les types des capteurs solaires plans à air en 3 grandes classes :

- Les capteurs à absorbeur perméable ;
- Les capteurs à absorbeur à géométrie variable ;
- Les capteurs à absorbeur plan.

3.3.4.1 Les capteurs à absorbeur perméable

Dans ce type de capteur, l'absorbeur est une matrice perméable (voir la figure 14). Ainsi l'énergie solaire incidente pénètre dans la masse de l'absorbeur. Le capteur à absorbeur perméable se compose toujours d'un caisson isolé, l'air pénètre dans l'espace, vitre et absorbeur où il commence à s'échauffer par convection sous le vitrage. Ensuite l'air continue de s'échauffer par passage dans la matrice absorbante.

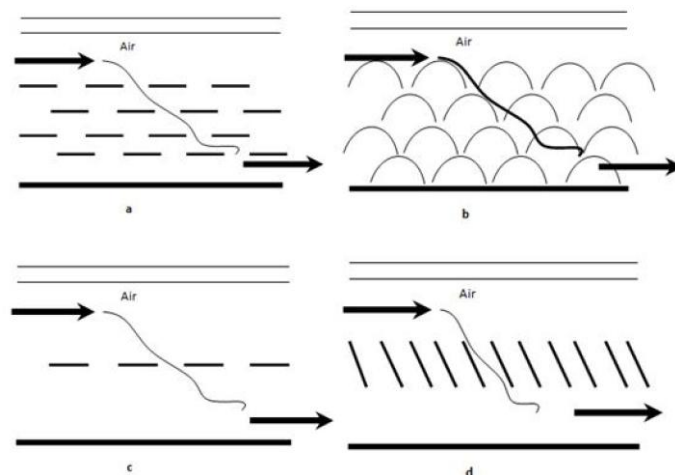


Figure 14. Capteurs à absorbeur à perméable

3.3.4.2 Capteur à absorbeur à géométrie variable

Ces capteurs se présentent sous de nombreuses variantes (voir la figure 15), l'idée prédominante à ces variantes consiste à jouer sur la géométrie de l'absorbeur, de façon à augmenter la surface d'échange.

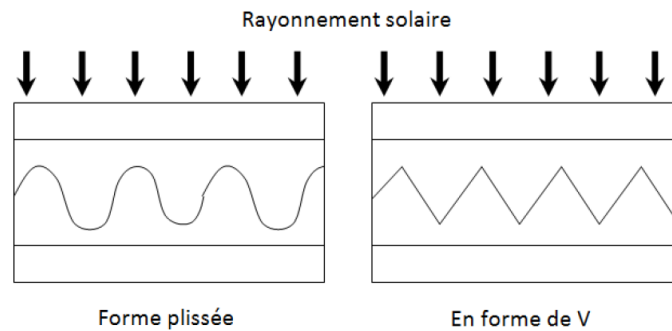


Figure 15. Capteurs à absorbeur à géométrie variable.

3.3.4.3 Capteur solaire à absorbeur plan

Comme son nom l'indique, l'absorbeur est une tôle plane. La différence entre ces capteurs réside dans le nombre de vitrage utilisés et dans le type d'écoulement de l'air dans ces capteurs.

Plusieurs types d'écoulement d'air sont envisageables dans ce genre de capteur :

- Ecoulement au-dessous de l'absorbeur ;
- Ecoulement au dessus de l'absorbeur ;
- Ecoulement des deux cotés de l'absorbeur.

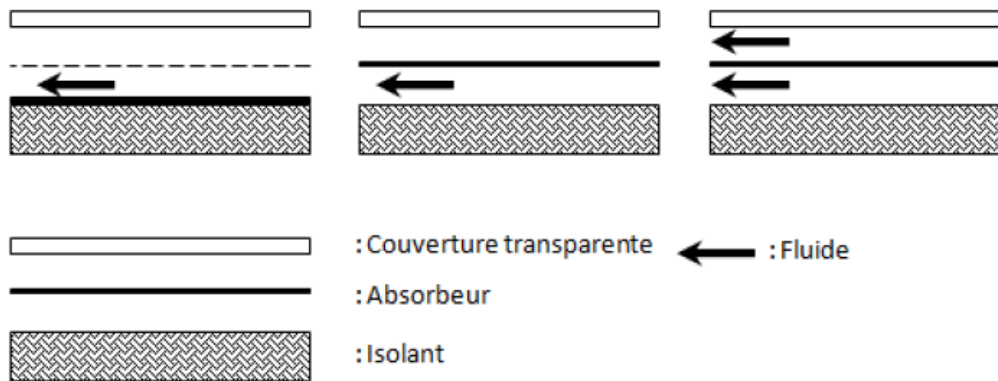


Figure 16. Ecoulements de l'air dans les capteurs solaires

4. Conclusion

Après une présentation succincte de gisement solaire de quelques paramètres astronomiques et géographiques, nous avons modélisé mathématiquement le rayonnement solaire sur un plan horizontal et incliné selon les modèles de PERRIN et de LIU et JORDAN dans le site de Biskra. Nous avons aussi présenté une étude sur les techniques de conversion thermique de l'énergie solaire.

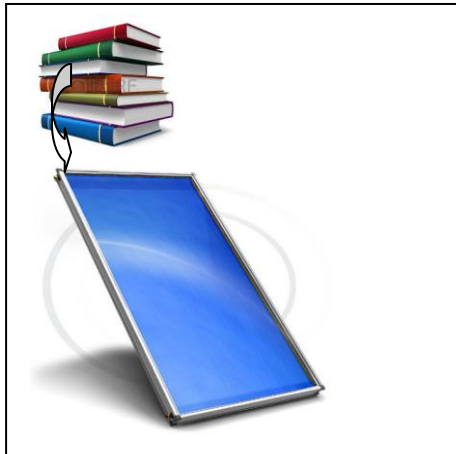
5. Références bibliographiques

- [1] C. P. de Brichambaut and C. Vauge, Le gisement solaire: Evaluation de la ressource énergétique, Lavoisier, Paris.; Tec & Doc, 1982.
- [2] B. Y. H. Liu and R. C. Jordan, The interrelationship and characteristic distribution of direct, diffuse and total solar radiation, *Solar Energy*, vol. 4 3, pp. 1-19, 1960. [http://dx.doi.org/10.1016/0038-092X\(60\)90062-1](http://dx.doi.org/10.1016/0038-092X(60)90062-1)
- [3] P. R. Jean Bonal, Écrin, Energies alternatives, Omniscience, 2007.
- [4] D. K. Edwards, Capteurs solaires, Paris: S.C.M., 1979.
- [5] A. A. Sfeir and G. Guarracino, Ingénierie des systèmes solaires : applications à l'habitat, Paris: Technique et documentation, 1981.
- [6] U. Eicker, Solar technologies for buildings, John Wiley & Sons, 2001.
- [7] M. Capderou, Atlas solaire de l'Algérie, Office des publications Universitaires, 1987.
- [8] J. A. Duffie and W. A. Beckman, Solar engineering of thermal processes, 1980.
- [9] J. Braun and J. Mitchell, Solar geometry for fixed and tracking surfaces, *Solar Energy*, vol. 31 5, pp. 439-444, 1983.
- [10] J. Bernard, Énergie solaire: calculs et optimisation, Ellipses, 2004.
- [11] J. A. Duffie and W. A. Beckman, Solar Energy Thermal Processes, Wiley : New York., 1974.
- [12] J. M. Chassériaux, Conversion thermique du rayonnement solaire, Dunod, 1984.
- [13] C. Chauliaguet, P. Baratçabal and J. P. Batellier, L'Energie solaire dans le bâtiment, Eyrolles, 1981.
- [14] A. Mefti and H. Mimouni, Evaluation du potentiel énergétique solaire, *Bulletin des énergies renouvelables*, vol. 2, pp. 2002.
- [15] Z. Sen, Solar energy fundamentals and modeling techniques: atmosphere, environment, climate change and renewable energy, Springer Science & Business Media, 2008.
- [16] D. Y. Goswami and F. Kreith, Handbook of Energy Efficiency and Renewable Energy, CRC Press, 2007.
- [17] A. A. M. Sayigh and C. E. Backus, Solar energy engineering, Academic Press, 1977.
- [18] J. A. Duffie and W. A. Beckman, Solar Engineering of Thermal Processes, Wiley, 2013.
- [19] B. Norton, Solar energy thermal technology, Springer Science & Business Media, 2012.
- [20] S. A. Kalogirou, Solar energy engineering: processes and systems, Academic Press, 2013.
- [21] S. A. Klein, Calculation of flat-plate collector loss coefficients, *Solar Energy*, vol. 17 1, pp. 79-80, 1975. [http://dx.doi.org/10.1016/0038-092X\(75\)90020-1](http://dx.doi.org/10.1016/0038-092X(75)90020-1)
- [22] H. Rakotondramiarana, D. Morau, L. Adelard and J.-C. Gatina, Modélisation du séchage solaire: application au séchage en couche mince des boues solides des stations d'épuration, *12ème journées internationales de thermique JITH*, vol. pp. 2005.
- [23] H. Amadou, Modélisation du séchage solaire sous serre des boues de stations d'épuration urbaines, Strasbourg 1, 2007.

Chapitre II**Analyse bibliographique**

Sommaire

1. Introduction	31
2. Recherches Réalisées sur les capteurs solaires à une seule passe.....	31
3. Recherches Réalisées sur les capteurs solaires à doubles passe	39
4. Recherches réalisées sur les méthodes de détermination du coefficient d'échange convectif.....	44
5. Conclusion	48
6. References bibliographiques	50

**Résumé**

Nous avons présenté dans ce chapitre une revue bibliographique sur les différents travaux antérieurs concernant les capteurs solaires plans à air simple et double passe sans et avec chicanes. La littérature est très riche dans ce domaine et beaucoup de recherches, qu'elles soient numériques ou expérimentales, se sont consacrées à l'amélioration du rendement du capteur.

Chapitre II : Analyse bibliographique

1. Introduction

En raison des propriétés thermo-physiques défavorables de l'air [1], le taux de transfert de chaleur entre la plaque absorbante et l'air est faible, ce qui conduit à un faible rendement thermique. Ainsi, en faisant augmenter le taux de transfert de chaleur entre l'absorbeur et l'air, plusieurs techniques sont utilisées pour améliorer les performances des échangeurs de chaleurs destinés aux applications solaires. Plusieurs investigations dans ce domaine ont été menées par les chercheurs énergéticiens avec d'importance plus grande a été donnée de tourbillons, à savoir l'utilisation des surfaces ondulées [2, 3], en utilisant la rugosité artificielle dans le conduit d'air [4-6], la fixation des ailettes [7, 8] et la fixation des chicane [9-12]. Ces techniques dites passives permettent de générer des tourbillons qui intensifient le transfert de chaleur.

Cependant, ces processus d'amélioration des transferts thermiques qui sont considérées comme gain souhaitable conduisent à une augmentation indésirable de la perte de charge en raison de l'augmentation du frottement le long du conduit d'écoulement. Il est donc très important que la conception des panneaux solaire à air doit être effectuée avec une augmentation du taux de transfert de chaleur (des insolateurs soit capable de générer efficacement une structure tourbillonnaire dans l'écoulement d'air) et en même temps maintenir les pertes de charges minimales que possibles.

Après cette préface, nous exposons dans ce chapitre quelques travaux disponibles dans la littérature qui traitent l'aspect thermique et dynamique des capteurs solaires plans à air simple et double passe.

2. Recherches Réalisées sur les capteurs solaires à une seule passe

Yeh et Lin [13] ont étudié théoriquement et expérimentalement l'influence du rapport d'aspect « le rapport entre la longueur et la largeur du capteur solaire » (figure 1). Ils ont trouvé qu'à une surface constante, le rendement thermique augmente avec l'augmentation du rapport d'aspect.

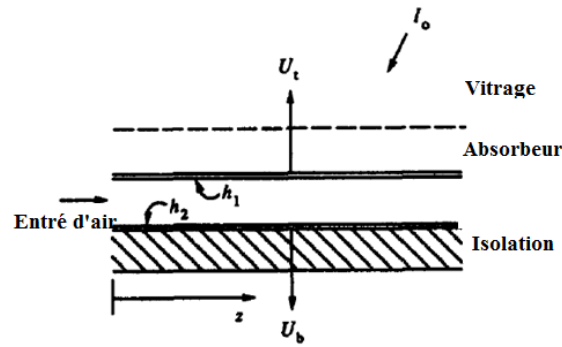


Figure 1. Capteur solaire à air simple passe[13].

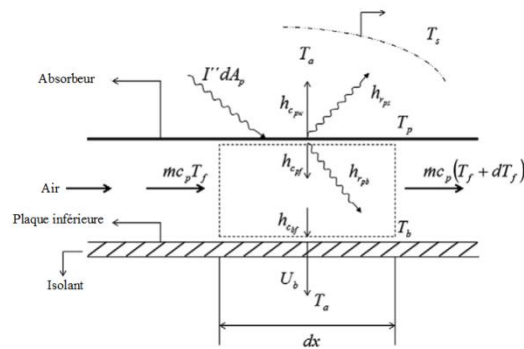


Figure 2. Schéma de capteur solaire modélisé[14].

Baritto et Bracamonte [14] ont présenté un modèle numérique sous forme adimensionnel dont le but d'avoir la distribution de la température le long du capteur solaire plan à air sans vitrage (figure 2). Ils ont proposé une équation facile à manipuler pour calculer la température de sortie d'air en fonction du débit massique et le rapport d'aspect du collecteur. Cette équation montre un bon accord avec les données expérimentales.

Ong [15, 16] a étudié plusieurs configurations des capteurs solaires à air (type 1 : capteur avec un seul écoulement entre l'absorbeur et la vitre , type 2 : capteur avec un seul écoulement entre l'absorbeur et la vitre, Type 3 : capteur double vitrage et double canal avec un seul écoulement d'air entre l'absorbeur et l'isolant , Type 4 : capteur double canal avec double passage d'écoulement d'air entre l'absorbeur et l'isolant et entre la vitre et la plaque absorbante) (voir la figure 3). L'auteur a présenté un modèle mathématique pour résoudre les équations de bilan énergétique par l'utilisation de la matrice inverse dont le but de calculer les températures de chaque composant de collecteur. Un bon accord qualitatif et quantitatif a été obtenu entre les résultats numériques et expérimentaux

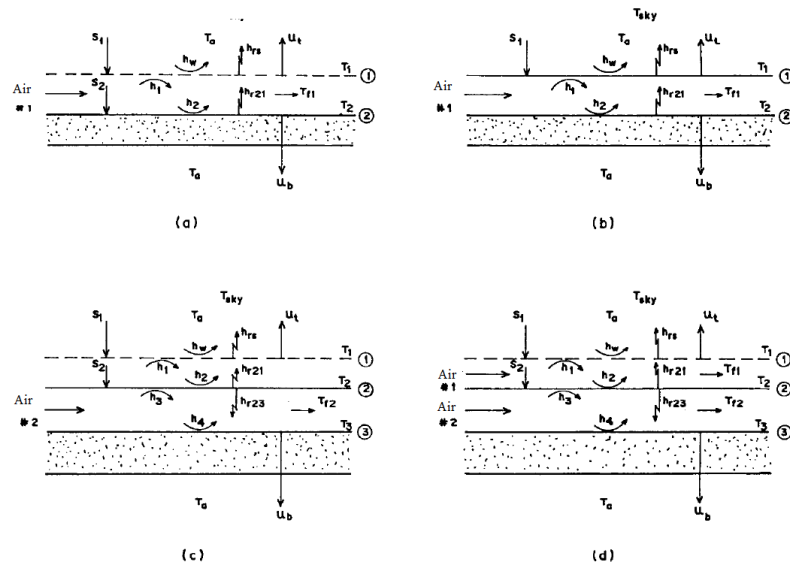


Figure 3. Différents capteurs solaire étudié par Ong [15].

Moummi et al. [17] ont créé un écoulement turbulent entre l'absorbeur et la plaque inférieure et ont réduit les zones mortes par l'utilisation des ailettes de forme rectangulaires perpendiculaires à l'écoulement (figure 4), pour améliorer l'efficacité des capteurs solaires à air. Les résultats expérimentaux montrent qu'avec l'utilisation de telles rugosités artificielles, l'accroissement du rendement thermique peut atteindre les 80%. Avec la comparaison de ce type de capteur avec un autre sans rugosité artificielles, utilisant deux types d'absorbeurs, sélectif et non sélectif, ils ont trouvé que la sélectivité de l'absorbeur ne présente pas une amélioration remarquable sur le rendement thermique dans le cas d'un capteur solaire muni des chicanes rectangulaires. Par contre, l'amélioration est significative pour le capteur lisse. Ceci n'a pas d'intérêt, car le rendement de ce dernier est limité à 55% même pour les grands débits.

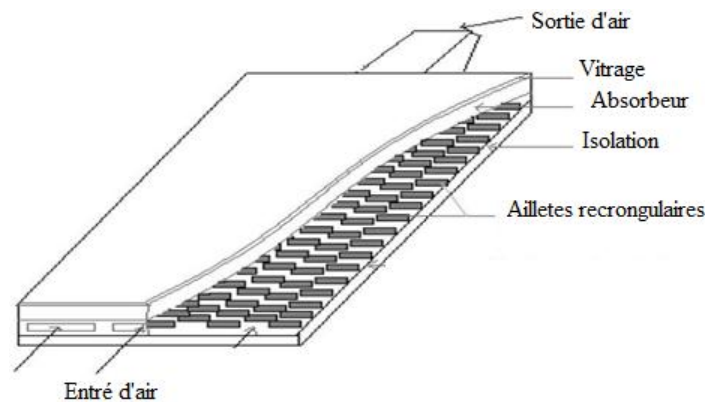


Figure 4. Schéma représentatif des obstacles rectangulaires perpendiculaires à l'écoulement [11].

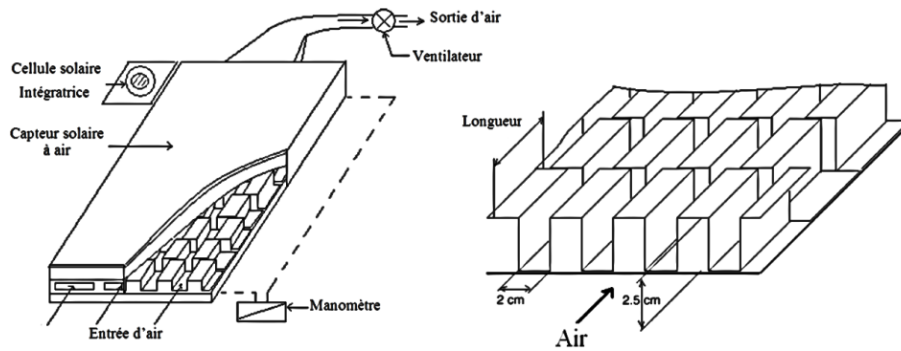


Figure 5. Insolateur à ailettes rectangulaire [18, 19]

Youcef–Ali et al.[18, 19] ont élaboré une étude expérimentale pour examiner l'amélioration du rendement thermique d'un capteur plan garni d'ailettes rectangulaires disposées parallèlement à l'écoulement d'air. Les ailettes soudées à la partie inférieure de la plaque absorbante ont été arrangées en quinconce dont l'objectif principal de générer des tourbillons (Figure 5). Les auteurs ont abouti à des rendements thermiques de 68% pour le double vitrage et 78% pour le triple vitrage à un débit massique de 50 kg/hm^2 ces rendements sont plus élevés par rapport à un insolateur plan. Leurs résultats montrent que le panneau avec triple vitrage est plus performant que celui du double vitrage. Ceci est dû à la réduction des pertes de chaleur globale malgré la diminution du montant de radiation transmis à l'absorbeur.

Labed et al. [20, 21] ont mené une étude théorique et expérimentale d'un capteur solaire plan à air muni d'un modèle de rugosités artificielles un peu spécifique placées dans la veine d'air mobile pour créer un écoulement de plus en plus turbulent entre l'absorbeur et la plaque inférieure (Figure 6). Le fluide passe entre les rugosités artificielles (chicanes) sous la forme de canaux de bases à la fois parallélépipédiques et trapézoïdales, ce qui permet une bonne distribution du fluide et réduit ainsi les zones mortes. Ils ont présenté également les résultats issus de l'analyse théorique du capteur solaire avec chicanes. Les résultats sont comparés à ceux obtenus avec un capteur solaire à air sans chicanes. Par adjonction des chicanes de formes trapézoïdales, l'auteur et ses collaborateurs ont pu apporter des améliorations importantes du rendement du capteur allant jusqu'à 15%. L'amélioration apportée se traduit par une élévation de la température de sortie et une baisse de la température de l'absorbeur. Il ressort de l'étude menée, le rôle très favorable à l'augmentation de l'échange thermique dû à la présence de ce type de chicanes placées dans la veine d'air utile. Néanmoins, ces chicanes engendrent des pertes de charge par comparaison à un canal lisse (capteur sans chicanes).

Aoues et al. [22, 23] Ont mené une série des tests expérimentaux sur un capteur solaire à air dont le but d'optimiser les performances thermiques. La veine d'air dynamique du capteur de 25mm de hauteur, comprise entre la plaque absorbante et une plaque en acier galvanisé placé sur l'isolant, cette veine est équipée de rugosités artificielles de différentes formes (model-1 et model-2) et différents arrangements (A et B) (figure 7 et 8). L'adjonction des obstacles dans le parcours offert au fluide caloporteur, permet l'augmentation de l'échange thermique avec l'absorbeur. Les auteurs ont conclu que la géométrie de passage dans la section droite perpendiculaire à l'écoulement joue un rôle important. Ainsi, la comparaison entre les performances des configurations étudiées a abouti au choix de la configuration B1(chicanes modèle-1) comme étant celle qui permettra d'obtenir le meilleur rendement.

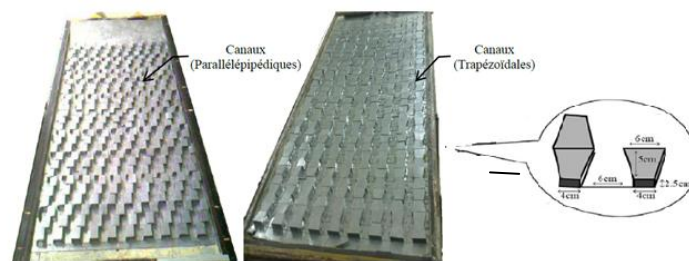


Figure 6. Configuration des chicanes utilisées par Labeled et al.[20, 21]

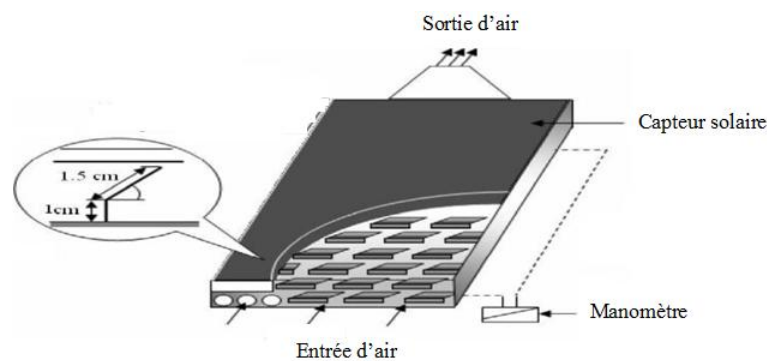


Figure 7. Dispositif expérimental. [22, 23]

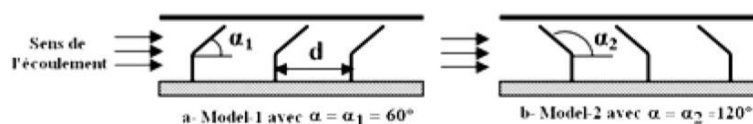


Figure 8. Schéma des deux configurations utilisées par Aoues et al.[22, 23]

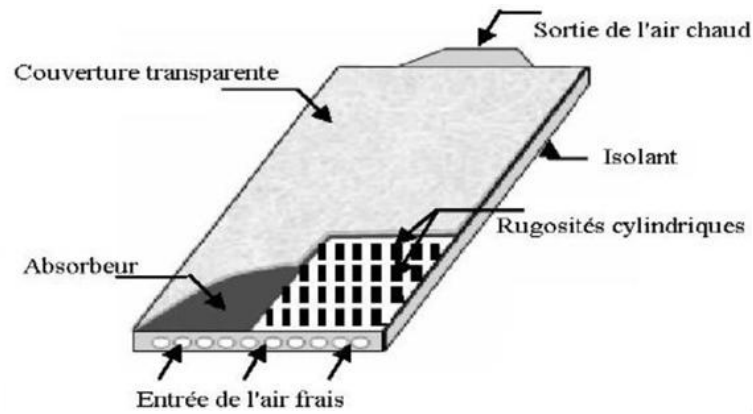


Figure 9. Capteur solaire plan à air muni de rugosité cylindrique

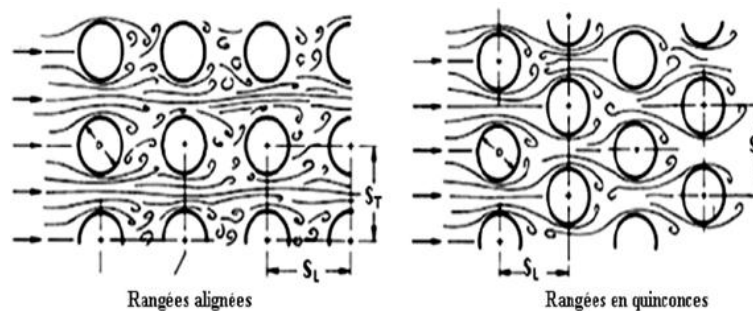


Figure 10. Différents arrangement des chicane cylindriques[24].

En plus, Aoues et al.[24] ont mené un travail théorique en vue d'améliorer le coefficient de transfert convectif entre l'air et l'absorbeur, en plaçant des chicanes cylindriques perpendiculairement à l'écoulement dans la veine d'air dynamique la plaque absorbante et l'isolant (figure 9). Les auteurs ont étudié trois capteurs (capteur plan à air dépourvu de chicanes, capteur plan à air muni des chicanes cylindriques arrangées en rangées alignées et un capteur solaire à air plan muni des chicanes arrangées en quinconce (figure 10)). Les auteurs ont trouvé que le meilleur rendement est obtenu avec des chicanes cylindriques arrangées en quinconce, et le plus faible rendement pour un capteur lisse (capteur sans chicanes).

Chouchane et al.[25, 26] ont établi des modèles empiriques reliant les pertes de charge aux caractéristiques géométriques des différentes rugosités artificielles et des différents modes de dispositions de celle-ci dans la veine d'air dynamique d'un canal rectangulaire (figure 11). Un dispositif expérimental a été mis au point pour mesurer les pertes de charge occasionnées entre l'amont et l'aval du conduit utile. Les résultats expérimentaux montrent que les pertes de charges sont plus importantes en présence de la disposition en quinconce.



Figure 11. Différentes configurations des chicanes testées par Chouchane et al. [25, 26]

Mahboub et al.[27, 28] ont proposé un modèle empirique pour l'étude de l'effet de l'angle d'attaque sur le transfert de chaleur par convection forcé sur une plaque plane d'un écoulement non visqueux (figure 12). Ils ont constaté qu'à grande valeur de Prandtl, la variation du transfert de chaleur par convection modifier substantiellement son comportement par rapport aux petites valeurs.

Mahboub et al.[29] ont proposé une nouvelle conception d'un insolateur courbé. Ils ont déduit que l'impact des forces centrifuges sur l'échange thermique dans l'insolateur courbe semble être analogue à l'effet de rugosités artificielles en fournissant un bon mélange d'air suite à la formation d'un écoulement secondaire tourbillonnaire qui s'intensifie proportionnellement au débit d'air. Cependant, contrairement aux conduits rectilignes ayant des rugosités artificielles insérés perpendiculairement au sens de l'écoulement impliquant une séparation de l'écoulement et des zones de recirculation en amont et en aval de chaque élément de rugosités[30], les tourbillons dans le conduit courbe se forment dans le plan de sa section droite et le gradient de pression dans la direction de l'écoulement est favorable partout, ce qui implique en effet une perte de charge relativement faible.

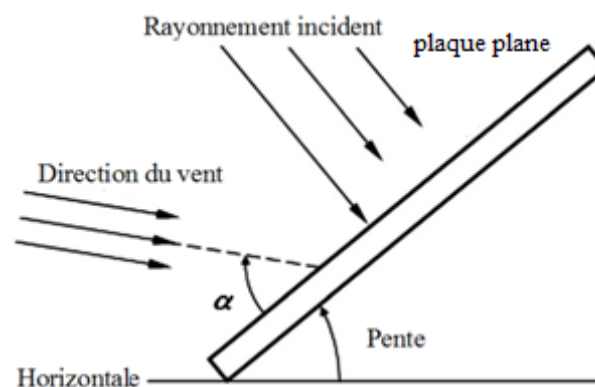


Figure 12. Schémas d'un insolateur plan incliné [27, 28].

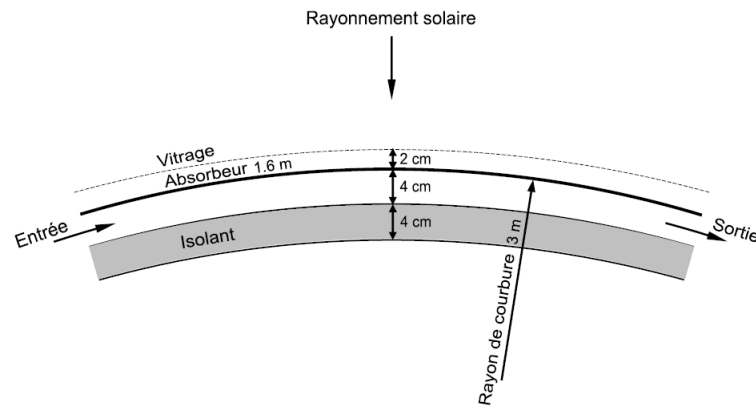


Figure 13. Schéma de l'insolateur courbé[27].

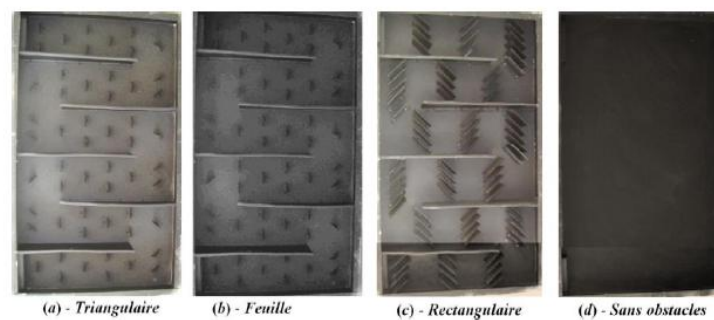


Figure 14. Photographie de la plaque absorbante des différents capteurs[31].

Akpinar et al.[31] ont établi une analyse expérimentale d'un nouveau capteur solaire à air à plusieurs obstacles (type a, type b, type c) et sans chicanes type d (voir la figure 14). Les expériences ont été réalisées pour de deux débits 0.0074 et 0.0052Kg/s. le rendement le plus élevé a été déterminé pour les capteurs avec une plaque absorbante type b. ils ont observé que l'efficacité du capteur s'améliore avec un débit croissant et diminue avec l'augmentation de la température. Quant à la perte exergetique du système, elle diminue en fonction de l'augmentation de l'efficacité du capteur solaire à air.

Le contrôle de l'écoulement d'air (circulation de l'air) est indispensable pour passer à un écoulement turbulent complètement développé à l'intérieur de la veine d'air dynamique. Donc la possibilité de manipuler un champ d'écoulement d'air pour supporter le faible taux de transfert de chaleur dans les capteurs solaires à air est d'une immense importance technologique. De nombreuses techniques de contrôle de l'écoulement de l'air dans les capteurs solaires à air tenant d'atteindre cet objectif sur la base de deux méthodes (active et passive), dans le but de minimiser les pertes thermiques par frottement et d'augmenter le transfert thermique entre l'absorbeur et l'air. Le développement de la recherche, est basé sur la circulation de l'air en générant de la turbulence et l'interaction de

ces structures cohérentes avec l'absorbeur dont l'objectif principal est de collecter le maximum d'énergie solaire avec un coût minimum.

Ben Slama [32] a mené des études pour visualiser l'air circulant à l'intérieur du collecteur, en utilisant la fumée blanche injectée dans le canal d'air mobile. Cette méthode présente la localisation des zones mortes, ainsi que la forme des tourbillons engendrés par les chicanes. La visualisation de l'écoulement d'air dans les différents capteurs solaire sans et avec chicanes sont présentée sur la figure 15. La meilleur configuration et celle qui permet de propager la trajectoire de flux d'air, qui augmente la vitesse de l'air dans le collecteur, menant ainsi à l'amélioration du transfert de chaleur, qui favorise l'efficacité énergétique tout en assurant une augmentation maximale de la température.

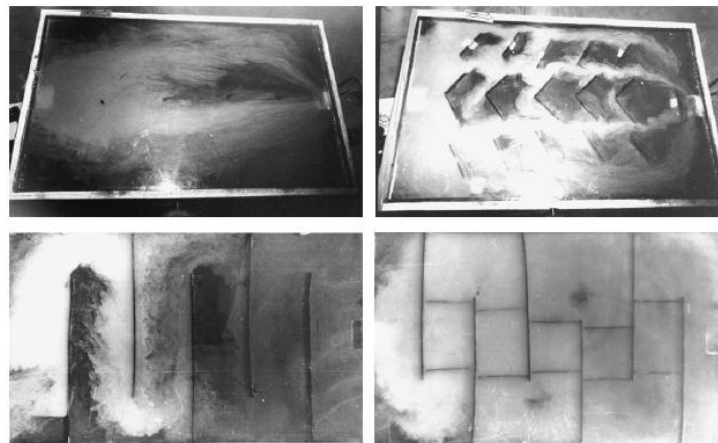


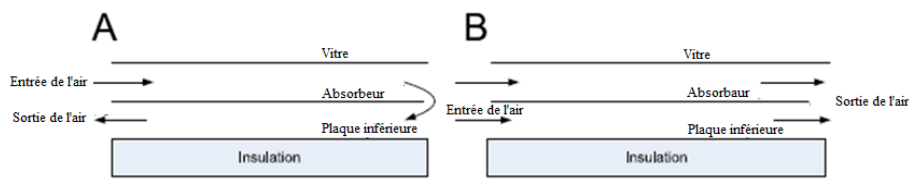
Figure 15. Visualisation de l'écoulement d'air dans un capteur solaire sans et avec chicanes[32]

3. Recherches Réalisées sur les capteurs solaires à doubles passe

Les capteurs solaires à air à double passage peuvent être classés en fonction de la direction de l'écoulement. C'est-à-dire écoulement contre-courant et co-courant ou écoulement parallèle. Dans un écoulement contre-courant l'air s'écoule au dessus et au dessous de la plaque absorbante dans le sens opposé tandis que dans le type à écoulement parallèle, l'air circule à la fois au dessus et au dessous de l'absorbeur dans la même direction (voir figure16)

Plusieurs chercheurs ont effectué des études théoriques visant à améliorer les performances thermiques des capteurs solaires à air à double passe en utilisant différentes

techniques : augmenter la surface d'échange par l'utilisation des chicanes, en utilisant les milieux poreux et l'utilisation des plaques absorbantes ondulées.



(a) écoulement contre courant. (b) écoulement co-courant.

Figure 16. Deux types de capteurs solaires à air à double passe selon la direction de l'écoulement

Le concept de capteurs solaires à air à double passage de l'air a été étudié pour la première fois par Satcuna-Nathan et Deonarine [33] et plus tard il a été considéré par Caouris et al. [34]. Ces chercheurs ont mené des expériences sur la conception des capteurs solaire à double passe double passe avec l'écoulement d'air dans deux canaux différents. Les pertes thermiques des couvercles peuvent être réduites en utilisant ses systèmes. Un model de transfert de chaleur a été développé et analysé par Wijeyesundera et al. [35] et a comparé les résultats avec le panneaux solaire à une seule passe. Le rendement de collecteur a été analysé sur une gamme des conditions de conceptions et de fonctionnement. Les auteurs ont constaté aussi que la performance des systèmes de double passe était meilleure que la performance des systèmes simple passe. Ils ont également constaté que la température de la vitre extérieur était proche de la température ambiante par rapport au système d'une seule vitre la géométrie étudié est représenté sur la figure 17.

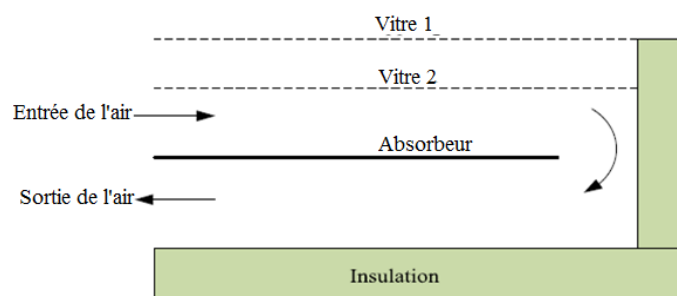


Figure 17. schémas représentatif de capteur étudié (écoulement contre courant)[35].

Naphon et Kongtragool [36] ont présenté un modèle mathématique pour étudier les effets de débit massique sur la performance des capteurs solaire à air à double passe et simple passe. Ils ont utilisé la méthode des différences finies pour résoudre les modèles et ont rapporté que le double passe était meilleur que le simple passe pour la même gamme des

paramètres de fonctionnement et de conception. Les modèles de capteurs solaires à air sont présentés sur la figure 18.

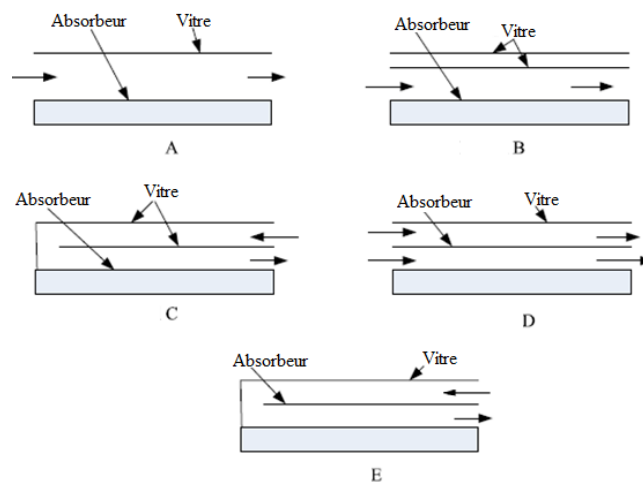


Figure 18. Les modèles des capteurs solaire à air[36].

Ho et al. [12] Ont présenté une étude expérimentale et théorique d’une nouvelle technique basée sur l’insertion d’une plaque absorbante avec des ailettes attachées par des chicane et en divisant la veine d’air dynamique en deux parties, avec un recyclage externe à l’extrémité (figure 19). Cette technique a été conçue dans le but de la création d’une circulation simultanée de l’air sur et sous la plaque absorbante qui permet l’amélioration de rendement thermique. Ils ont comparé les résultats expérimentaux et théoriques avec un capteur solaire simple passe sans recyclage.une amélioration considérable du transfert de chaleur est obtenu avec l’addition des ailettes et des chicanes. Cette étude suggère de bonnes conditions de fonctionnement pour le projet de chauffage solaire à air avec recyclage pour améliorer le rendement thermique des collecteurs avec une augmentation raisonnable de l’énergie hydraulique dissipée.

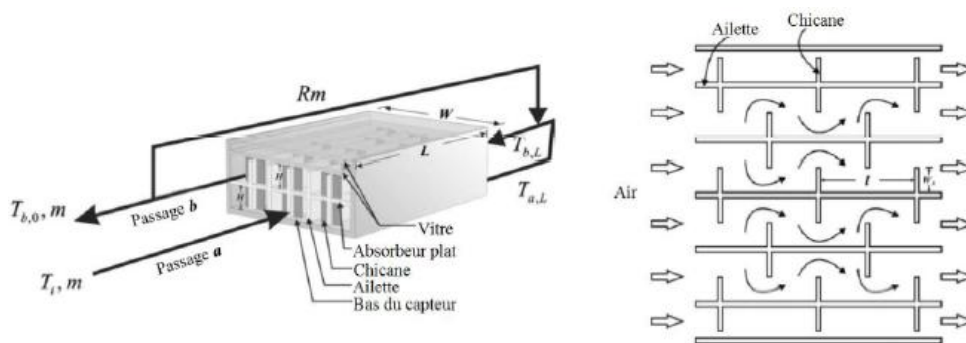


Figure 19. Vue de face et de haut d’un collecteur à air à double passe avec recyclage[12].

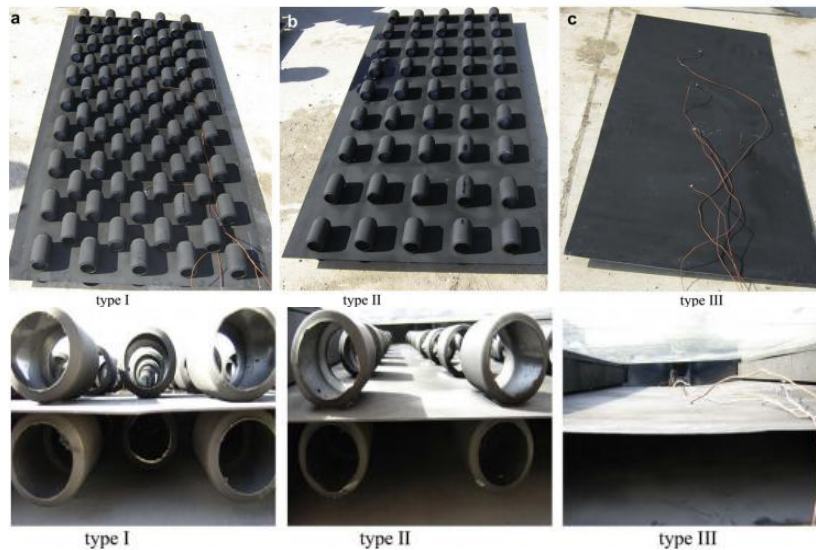


Figure 20. Différents types des capteurs testés par Ozgen et al. [37]

Ozgen et al. [37] ont mené une étude expérimentale sur la performance thermique d'un panneau solaire à air à double passe avec des petits canaux en aluminium attachés sur la plaque absorbante. Trois dispositions différentes ont été testées (voir figure 20). Ils ont constaté que le collecteur avec des petits canaux attachés a augmenté la surface d'échange de transfert de chaleur et crée la turbulence dans la veine d'air dynamique. Les auteurs ont trouvé que le meilleur rendement est obtenu avec le capteur solaire avec des petits canaux attachés sur la plaque absorbante arrangées en quinconce.

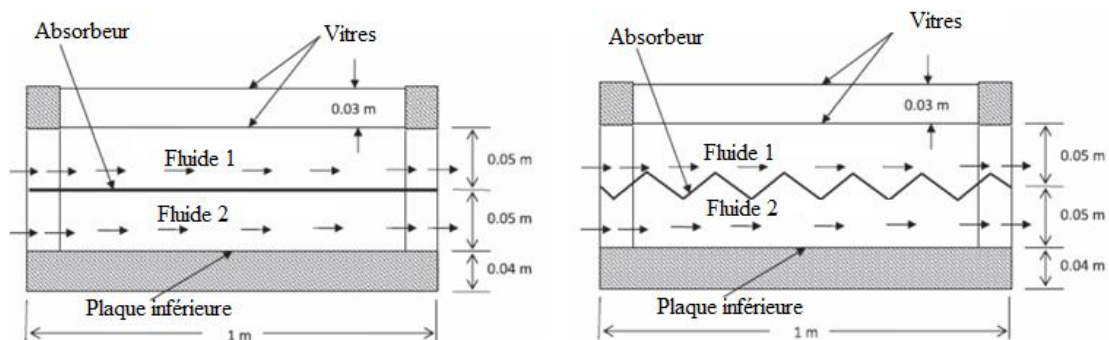


Figure 21. Deux configurations plan et v-ondulé testées par El-Sebaï et al. [38]

El-Sebaï et al. [38] ont réalisé une étude comparative théorique et expérimentale sur la performance thermique de deux capteurs solaires à air, plan et v-ondulé, à double vitrage et à double passage d'air (figure 21). Les résultats de l'étude montrent que la température de sortie, le rendement thermique et le rendement thermo-hydraulique du capteur v-ondulé sont respectivement plus élevés de 5%, 11-14% et 14% par rapport à ceux du capteur plan. Le rendement thermique des deux configurations augmente avec l'augmentation de débit

massique jusqu'à 0.05kg/s au-delà duquel l'augmentation du rendement thermique est peu importante.

Ramdan et al. [39] ont mené une étude expérimentale et théorique d'un collecteur solaire à double passage et à double vitrage avec milieux poreux. Le calcaire et le gravier ont été utilisés comme milieux poreux au-dessus de la plaque absorbante (figure 22). Ils ont trouvé que le rendement thermique augmente avec l'augmentation de débit massique jusqu'à une valeur typique de 0.05kg/s au-delà de laquelle l'augmentation de rendement thermique devient insignifiante.

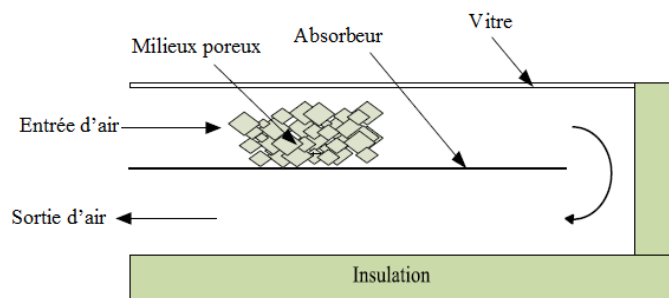


Figure 22. Schéma de capteur solaire à air à double passe avec milieux poreux[39]

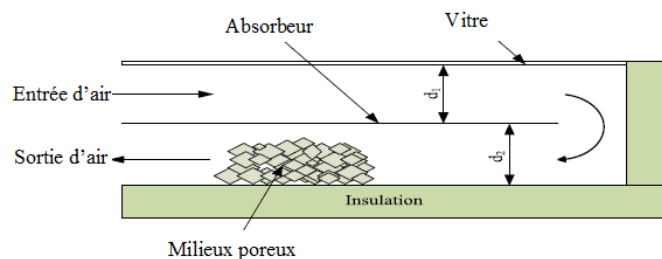


Figure 23. Schéma de capteur solaire à air à double passe avec milieux poreux[40]

Sopian et al. [40] ont étudié l'évaluation de rendement thermique des insolateurs à air à double passe avec et sans milieu poreux (figure 23). Un modèle théorique a été développé pour le capteur solaire à double passe. Une organisation expérimentale a été étudiée. Les milieux poreux ont été arrangés avec différentes porosités pour augmenter le transfert de chaleur. Ils ont étudiés les effets du débit massique et de rayonnement solaire sur le rendement thermique du collecteur à double passe. Ils ont trouvé que l'addition des milieux poreux dans le deuxième canal de capteur solaire à air à double passe augmente la performance thermique du capteur solaire et augmente la surface d'échange thermique. Le

rendement thermique du collecteur solaire à double passe avec milieux poreux est atteint à 60-70%.

4. Recherches réalisées sur les méthodes de détermination du coefficient d'échange convectif

Dans l'axe d'économie d'énergie, il est important de construire des surfaces avec un taux de transfert thermique très élevé. Pour atteindre ce but, l'évaluation des coefficients de transfert convectif locaux et moyen sur la surface d'échange devient importante pour construire un échangeur de chaleur à une performance élevée.

Dans la littérature, plusieurs travaux numériques et expérimentaux ont été réalisés sur l'estimation du coefficient d'échange convectif, La méthode des différences finies en conjonction avec le schéma des moindres carrés a été utilisée par Chen et al. [41-44] Pour prédire le coefficient moyen de transfert de chaleur et l'efficacité d'une ailette annulaire. La distribution de la température sur la surface d'ailette est déterminée expérimentalement. L'ailette est en forme circulaire et carrée avec une position verticale. L'étude est réalisée pour diverses vitesses d'air et espacement d'ailettes sous la convection libre et forcée.

Benmachiche et al. [45] ont appliqué la méthode des gradients conjugués, qui est basée sur un algorithme inverse, pour estimer le coefficient d'échange thermique au-dessus d'une ailette située dans un faisceau de tubes en arrangement aligné et décalé (figure 24). Cette étude a considéré un intervalle utile des nombres de Reynolds et pour adaptée trois positions différentes du tube.

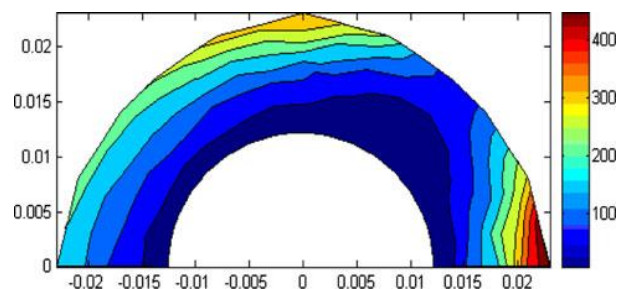


Figure 24. Coefficient d'échange convectif $h(x, y)$ sur la surface des ailettes, pour un faisceau de tubes à ailettes

Récemment, le développement de mesures des transferts de chaleur convectif par thermographie infrarouge est une autre méthode expérimentale utilisée par les chercheurs pour estimer le coefficient d'échange convectif. Cette technique nous permet d'avoir plus de détails et de précision que les techniques classiques sur la distribution du champ thermique sur l'ailette. La technique de la thermographie ne produit aucune perturbation

dans le transfert de chaleur entre l'objet étudié et son atmosphère, parce qu'elle mesure directement l'énergie rayonnée par la surface de l'objet.

Une étude expérimentale a été réalisée avec l'utilisation d'une thermo-vision infrarouge pour évaluer quantitativement la distribution de la température sur une surface d'ailettes d'un faisceau à trois rangées de tubes. La différentiation de la fonction de la température est dérivée pour déterminer les coefficients de transfert de chaleur convective locaux sur l'ailette testée. Les résultats expérimentaux prouvent que la thermographie infrarouge est capable de détecter rapidement l'emplacement et l'ampleur des régions de transition et de séparation de la couche limite au-dessus de la surface du modèle testé [46]. les auteurs ont montré que le coefficient d'échange convectif moyen pour un faisceau de trois rangées de tubes en arrangement décalés est de 14-32% plus grand que celui de l'arrangement en ligne.

Le coefficient d'échange convectif sur l'ailette a été déterminé par Ay et al.[46] par la méthode de différence finis selon l'expression 1.

$$h = \frac{K\delta}{2(T_{x,y} - T_f)} \left(\frac{T_{x+1,y} + T_{x-1,y} + T_{x,y+1} + T_{x,y-1} - 4T_{x,y}}{l^2} \right) \quad (1)$$

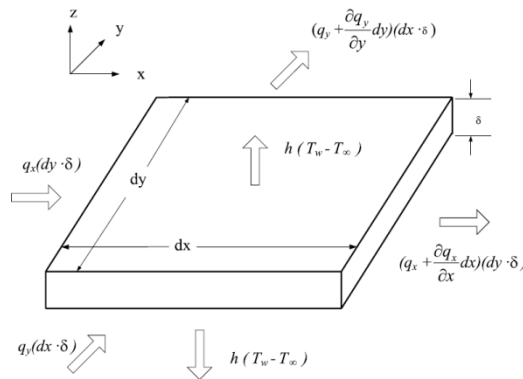


Figure 25. Volume de contrôle différentiel pour la conduction tridimensionnelle avec dissipation thermique par convection en coordonnées rectangulaires[46].

D'autres travaux trouvés dans la littérature ont été effectués pour déterminer le coefficient d'échange convectif et le calcul de nombre de Nusselt dans la veine d'écoulement des capteurs solaire.

Une étude approximative a été menée par Moummi et al.[17] afin de calculer le coefficient d'échange convectif sur des capteurs solaires plan à air munis des chicane rectangulaires placé perpendiculairement au plan de circulation. Leurs résultats ont été

confrontés avec ceux des capteurs solaires sans chicanes, pour montre que ces obstacles augmentent le coefficient de transfert de chaleur en utilisant un absorbeur sélectif et non-sélectif. L'absorbeur sélectif ne prévoit pas d'amélioration notable par rapport au collecteur avec chicanes. Ils ont déterminé expérimentalement le coefficient d'échange convectif moyen H_f à partir des équations de bilan thermique telle que:

$$H_f = \frac{\phi(\tau\alpha) - U_L(T_s - T_a)}{(T_s - T_f)} \quad (2)$$

Par contre le coefficient d'échange thermique dans diverses sections du canal du fluide à des points donnés et pour différents débits a été évalué par la relation suivante:

$$h(x) = \frac{e \cdot U \cdot \rho \cdot C_p \frac{dT_f(x)}{dx}}{T_s(x) - T_f(x)} \quad (3)$$

Cette expression a permis de calculer le coefficient d'échange convectif dans diverses sections du canal d'écoulement du fluide.

Hatami et Bahadorinejad [47] ont mené une étude expérimentale pour la détermination des coefficients moyens de transfert de chaleur par convection naturelle dans un capteur solaire vertical avec une couverture simple et double vitrage (figure 26). Leur étude a porté sur six modes de fonctionnement pour les deux cas (canal vertical ouvert et fermé). De nouvelles corrélations de nombre de Nusselt ont été proposées pour évaluer le coefficient d'échange convectif moyen.

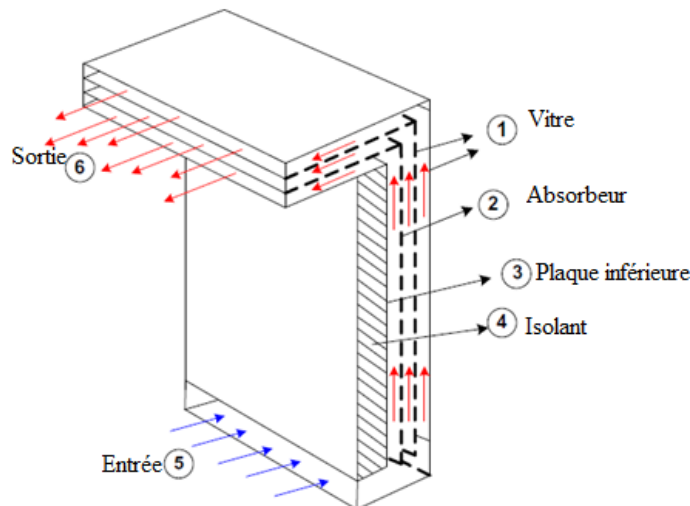


Figure 26. Description des différentes parties du dispositif étudié[47]

Letz [48] a proposé un modèle permettant de calculer le coefficient de transfert de chaleur par convection en utilisant une corrélation valable pour un canal lisse et en multipliant par un coefficient de correction constant, représentant l'amélioration de l'échange due à la présence des chicanes. Ce coefficient de correction est de l'ordre de 1,4 pour les conditions d'utilisations, c'est à dire, des inclinaisons du capteur allant de 20° à 60°, pour des débits d'air qui varient entre 50 et 110 m³/h.m² et pour des températures d'entrées qui varient entre 25 et 55°C). Avec ce paramètre de correction, l'amélioration du coefficient de transfert est d'environ 40% [49].

D'une manière similaire, la corrélation de Parker [50] valable pour un capteur solaire sans chicanes donnée en fonction des valeurs du nombre de Reynolds comme suit:

$$Nu = 0.344 \cdot Re^{0.35} \quad 100 < Re < 2100$$

$$Nu = 1.68 \cdot 10^{-9} \cdot Re^{2.25} \quad 2100 < Re < 2850$$

$$Nu = 2.55 \cdot 10^{-3} \cdot Re^{1.4} \quad 2850 < Re < 5650$$

$$Nu = 19.8 \cdot 10^{-3} \cdot Re^{0.8} \quad 5650 < Re < 100000$$

Ainsi la corrélation de kays[51] permis de calculer le nombre de Nusselt suivant la relation suivante :

$$Nu = 0.0158 \cdot Re^{0.8} \quad \text{pour } L/D_h > 10 \quad (4)$$

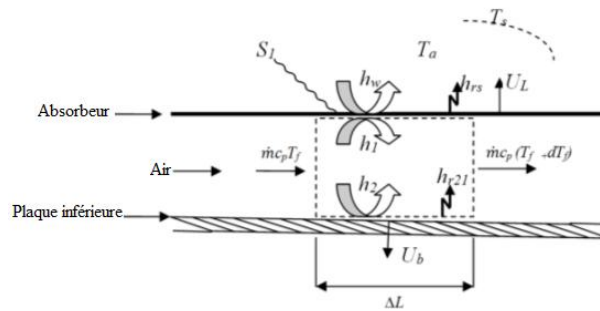


Figure 27. Schéma représentatif des différents coefficients de transfert[52].

Aissaoui et al.[52] ont déterminé le coefficient de transfert de chaleur par convection local entre la plaque absorbante et le fluide caloporteur (figure 27) en se basant sur les équations de bilan énergétique. A chaque position, l'équation est donnée comme suit :

$$h(x) = \frac{U_L(x)(T_1(x)-T_a)-h_{r21}(x)(T_2(x)-T_1(x))-S_1}{T_f(x)-T_1(x)} \quad (5)$$

Une étude numérique a été réalisée par Gao et al. [23] dans le but d'étudier le transfert de chaleur par convection naturelle à l'intérieur du canal entre la vitre et l'absorbeur ondulé en forme sinusoïdale d'un panneau solaire plan à air (figure 28). Les équations de Navier Stokes et de l'énergie ont été résolues en utilisant la méthode des volumes finis pour estimer le coefficient de transfert de chaleur moyenne. Les auteurs ont étudié les effets des paramètres du système, tels que les caractéristiques d'absorption ondulatoires, sur le coefficient estimé.

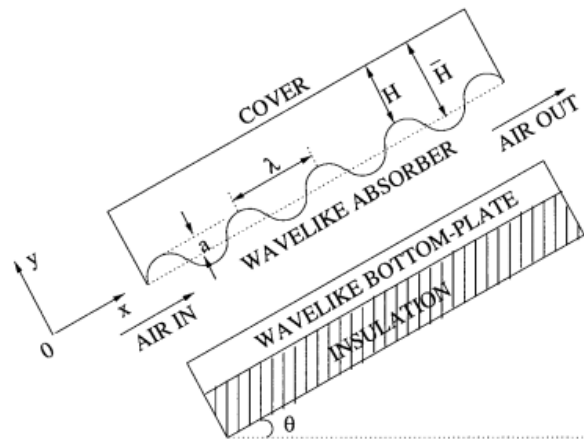


Figure 28. vue schématique de capteur solaire ondulé[53].

5. Conclusion

A travers cette étude bibliographique, on a remarqué que les précédents chercheurs suscités ont réalisé beaucoup de recherches et d'études concernant les capteurs solaires à air, ils ont trouvés beaucoup de résultats qui permettent d'améliorer l'efficacité thermique et d'exploiter le maximum possible de la production énergétique de ces capteurs à partir de l'amélioration des différents paramètres ayant une influence sur l'efficacité thermique.

A partir d'une analyse critique de la revue bibliographique, les points importants sont récapitulés comme suit:

- Les techniques de visualisations sont indispensables pour des capteurs solaires plans garnis de géométries différentes de rugosité artificiels. En effet, les phénomènes sont complexes et difficiles à modéliser.
- Du fait de leur complexité, la plupart des travaux de résolution des problèmes thermiques et dynamiques des capteurs solaire à air se sont effectués expérimentalement.

- Aucun travail théorique n'a été rapporté jusqu'à présent dans le cas des capteurs solaire à air à double passe garni des rugosités artificielles.
- Très peu d'études sont disponibles dans le domaine des panneaux solaires à air avec chicanes. Donc, plus de travaux de recherche sont nécessaires sur cet aspect.

6. References bibliographiques

- [1] A. Hachemi, Thermal heat performance enhancement by interaction between the radiation and convection in solar air heaters, *Renewable Energy*, vol. 12 4, pp. 419-433, 1997. [http://dx.doi.org/10.1016/S0960-1481\(97\)00040-2](http://dx.doi.org/10.1016/S0960-1481(97)00040-2)
- [2] W. Lin, W. Gao and T. Liu, A parametric study on the thermal performance of cross-corrugated solar air collectors, *Applied Thermal Engineering*, vol. 26 10, pp. 1043-1053, 2006. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.10.005>
- [3] M. A. Karim and M. N. A. Hawlader, Performance investigation of flat plate, v-corrugated and finned air collectors, *Energy*, vol. 31 4, pp. 452-470, 2006. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2005.03.007>
- [4] R. P. Saini and J. Verma, Heat transfer and friction factor correlations for a duct having dimple-shape artificial roughness for solar air heaters, *Energy*, vol. 33 8, pp. 1277-1287, 2008. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2008.02.017>
- [5] R. Karwa and G. Chitoshiya, Performance study of solar air heater having v-down discrete ribs on absorber plate, *Energy*, vol. 55 pp. 939-955, 2013. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2013.03.068>
- [6] G. Tanda, Performance of solar air heater ducts with different types of ribs on the absorber plate, *Energy*, vol. 36 11, pp. 6651-6660, 2011. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2011.08.043>
- [7] H. M. Yeh, C. D. Ho and J. Z. Hou, Collector efficiency of double-flow solar air heaters with fins attached, *Energy*, vol. 27 8, pp. 715-727, 2002. [http://dx.doi.org/10.1016/S0360-5442\(02\)00010-5](http://dx.doi.org/10.1016/S0360-5442(02)00010-5)
- [8] A. A. El-Sebaï, S. Aboul-Enein, M. R. I. Ramadan, S. M. Shalaby and B. M. Moharram, Thermal performance investigation of double pass-finned plate solar air heater, *Applied Energy*, vol. 88 5, pp. 1727-1739, 2011. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.11.017>
- [9] Y. Ho-Ming, Theory of baffled solar air heaters, *Energy*, vol. 17 7, pp. 697-702, 1992. [http://dx.doi.org/10.1016/0360-5442\(92\)90077-D](http://dx.doi.org/10.1016/0360-5442(92)90077-D)
- [10] H.-M. Yeh, Energy balances for upward-type baffled solar air heaters, *Energy*, vol. 19 9, pp. 919-924, 1994. [http://dx.doi.org/10.1016/0360-5442\(94\)90076-0](http://dx.doi.org/10.1016/0360-5442(94)90076-0)
- [11] H.-M. Yeh, C.-D. Ho and C.-Y. Lin, Effect of collector aspect ratio on the collector efficiency of upward type baffled solar air heaters, *Energy Conversion and Management*, vol. 41 9, pp. 971-981, 2000. [http://dx.doi.org/10.1016/S0196-8904\(99\)00148-X](http://dx.doi.org/10.1016/S0196-8904(99)00148-X)
- [12] C. D. Ho, H. M. Yeh, T. W. Cheng, T. C. Chen and R. C. Wang, The influences of recycle on performance of baffled double-pass flat-plate solar air heaters with internal fins attached, *Applied Energy*, vol. 86 9, pp. 1470-1478, 2009. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2008.12.013>
- [13] H.-m. Yeh and T.-T. Lin, The effect of collector aspect ratio on the collector efficiency of flat-plate solar air heaters, *Energy*, vol. 20 10, pp. 1041-1047, 1995. [http://dx.doi.org/10.1016/0360-5442\(95\)00053-J](http://dx.doi.org/10.1016/0360-5442(95)00053-J)
- [14] M. Baritto and J. Bracamonte, A dimensionless model for the outlet temperature of a nonisothermal flat plate solar collector for air heating, *Solar Energy*, vol. 86 1, pp. 647-653, 2012. <http://dx.doi.org/10.1016/j.solener.2011.11.009>
- [15] K. S. Ong, Thermal performance of solar air heaters: Mathematical model and solution procedure, *Solar Energy*, vol. 55 2, pp. 93-109, 1995. [http://dx.doi.org/10.1016/0038-092X\(95\)00021-I](http://dx.doi.org/10.1016/0038-092X(95)00021-I)

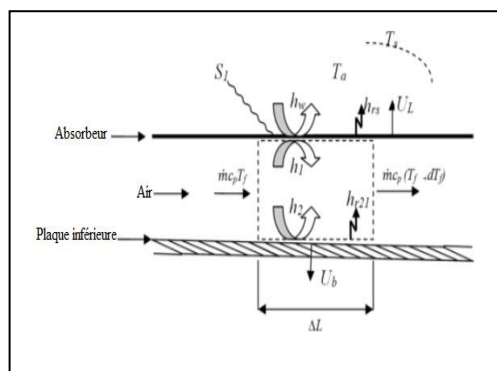
- [16] K. S. Ong, Thermal performance of solar air heaters—Experimental correlation, *Solar Energy*, vol. 55 3, pp. 209-220, 1995. [http://dx.doi.org/10.1016/0038-092X\(95\)00027-O](http://dx.doi.org/10.1016/0038-092X(95)00027-O)
- [17] N. Moummi, S. Youcef-Ali, A. Moummi and J. Y. Desmons, Energy analysis of a solar air collector with rows of fins, *Renewable Energy*, vol. 29 13, pp. 2053-2064, 2004. <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2003.11.006>
- [18] S. Youcef-Ali, Study and optimization of the thermal performances of the offset rectangular plate fin absorber plates, with various glazing, *Renewable Energy*, vol. 30 2, pp. 271-280, 2005. <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2004.04.009>
- [19] S. Youcef-Ali and J. Y. Desmons, Numerical and experimental study of a solar equipped with offset rectangular plate fin absorber plate, *Renewable Energy*, vol. 31 13, pp. 2063-2075, 2006. <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2005.10.008>
- [20] L. Adnane, Contribution à l'étude des échanges convectifs en régime transitoire dans les Capteurs Solaires Plans à air; Application au Séchage des produits agro-alimentaires, Université Mohamed Khider de Biskra, 2012.
- [21] A. Labed, N. Moummi, K. Aoues, M. Zellouf and A. Moummi, Etude théorique et expérimentale des performances d'un capteur solaire plan à air muni d'une nouvelle forme de rugosité artificielle, vol. pp. 2014.
- [22] K. AOUES, Etude théorique et expérimentale de l'écoulement de l'air entre deux plans parallèles avec une surface chauffée, Université Mohamed Khider-Biskra, 2012.
- [23] K. Aoues, N. Moummi, M. Zellouf, A. Moummi, A. Labed, E. Achouri and A. Benchabane, Amélioration des performances thermiques d'un capteur solaire plan à air: Etude expérimentale dans la région de Biskra, *Revue des Energies renouvelables*, vol. 12 2, pp. 237-248, 2009.
- [24] K. Aoues, N. Moummi, A. Moummi, M. Zellouf, A. Labed and E. Achouri, Etude de l'influence des rugosités artificielles sur les performances thermiques des capteurs solaires plans à air, vol. pp. 2014.
- [25] N. Chouchane, A. Moummi, N. Moummi and B. Achour, Modèles empiriques de calcul des pertes de charge dans un conduit rectangulaire muni de rugosités artificielles—Cas des insolateurs à air, *Revue des Energies Renouvelables* vol. 2 3, pp. 385-394, 2009.
- [26] C. Nacer, Intitulé: Etude globale et locale de l'influence de la géométrie sur les pertes de charge occasionnées par des obstacles métalliques de formes diverses dans un conduit rectangulaire, cas d'un fluide incompressible, Université Mohamed Khider de Biskra, 2012.
- [27] C. Mahboub, Etude des phénomènes de transfert thermique dans les échangeurs de la chaleur destinés aux applications solaires, Université Mohamed Khider-Biskra, 2016.
- [28] C. Mahboub, N. Moummi, A. Moummi and S. Youcef-Ali, Effect of the angle of attack on the wind convection coefficient, *Solar Energy*, vol. 85 5, pp. 776-780, 2011. <http://dx.doi.org/10.1016/j.solener.2011.01.008>
- [29] C. Mahboub, N. Moummi, A. Brima and A. Moummi, Experimental study of new solar air heater design, *International Journal of Green Energy*, vol. 13 5, pp. 521-529, 2016. 10.1080/15435075.2014.968922
- [30] M. J. Lewis, Optimising the thermohydraulic performance of rough surfaces, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 18 11, pp. 1243-1248, 1975. [http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310\(75\)90232-X](http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310(75)90232-X)

- [31] E. K. Akpınar and F. Koçyiğit, Energy and exergy analysis of a new flat-plate solar air heater having different obstacles on absorber plates, *Applied Energy*, vol. 87 11, pp. 3438-3450, 2010. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.05.017>
- [32] B. S. Romdhane, The air solar collectors: Comparative study, introduction of baffles to favor the heat transfer, *Solar Energy*, vol. 81 1, pp. 139-149, 2007. <http://dx.doi.org/10.1016/j.solener.2006.05.002>
- [33] S. Satcunanathan and S. Deonarine, A two-pass solar air heater, *Solar Energy*, vol. 15 1, pp. 41-49, 1973. [http://dx.doi.org/10.1016/0038-092X\(73\)90004-2](http://dx.doi.org/10.1016/0038-092X(73)90004-2)
- [34] Y. Caouris, R. Rigopoulos, J. Tripanagnostopoulos and P. Yianoulis, A novel solar collector, *Solar Energy*, vol. 21 2, pp. 157-160, 1978. [http://dx.doi.org/10.1016/0038-092X\(78\)90044-0](http://dx.doi.org/10.1016/0038-092X(78)90044-0)
- [35] N. E. Wijesundera, L. L. Ah and L. E. Tjioe, Thermal performance study of two-pass solar air heaters, *Solar Energy*, vol. 28 5, pp. 363-370, 1982. [http://dx.doi.org/10.1016/0038-092X\(82\)90253-5](http://dx.doi.org/10.1016/0038-092X(82)90253-5)
- [36] P. Naphon and B. Kongtragool, Theoretical study on heat transfer characteristics and performance of the flat-plate solar air heaters, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 30 8, pp. 1125-1136, 2003. [http://dx.doi.org/10.1016/S0735-1933\(03\)00178-7](http://dx.doi.org/10.1016/S0735-1933(03)00178-7)
- [37] F. Ozgen, M. Esen and H. Esen, Experimental investigation of thermal performance of a double-flow solar air heater having aluminium cans, *Renewable Energy*, vol. 34 11, pp. 2391-2398, 2009. <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2009.03.029>
- [38] A. A. El-Sebaï, S. Aboul-Enein, M. R. I. Ramadan, S. M. Shalaby and B. M. Moharram, Investigation of thermal performance of double pass-flat and v-corrugated plate solar air heaters, *Energy*, vol. 36 2, pp. 1076-1086, 2011. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2010.11.042>
- [39] M. R. I. Ramadan, A. A. El-Sebaï, S. Aboul-Enein and E. El-Bialy, Thermal performance of a packed bed double-pass solar air heater, *Energy*, vol. 32 8, pp. 1524-1535, 2007. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2006.09.019>
- [40] K. Sopian, M. A. Alghoul, E. M. Alfeqi, M. Y. Sulaiman and E. A. Musa, Evaluation of thermal efficiency of double-pass solar collector with porous-nonporous media, *Renewable Energy*, vol. 34 3, pp. 640-645, 2009. <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2008.05.027>
- [41] H.-T. Chen, J.-C. Chou and H.-C. Wang, Estimation of heat transfer coefficient on the vertical plate fin of finned-tube heat exchangers for various air speeds and fin spacings, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 50 1-2, pp. 45-57, 2007. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.06.038>
- [42] H.-T. Chen and W.-L. Hsu, Estimation of heat-transfer characteristics on a vertical annular circular fin of finned-tube heat exchangers in forced convection, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51 7-8, pp. 1920-1932, 2008. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.06.035>
- [43] H.-T. Chen and J.-C. Chou, Investigation of natural-convection heat transfer coefficient on a vertical square fin of finned-tube heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49 17-18, pp. 3034-3044, 2006. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.02.009>
- [44] H.-T. Chen and W.-L. Hsu, Estimation of heat transfer coefficient on the fin of annular-finned tube heat exchangers in natural convection for various fin spacings, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 50 9-10, pp. 1750-1761, 2007. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.10.021>

- [45] A. H. Benmachiche, C. Bougriou and S. Abboudi, Inverse determination of the heat transfer characteristics on a circular plane fin in a finned-tube bundle, *Heat and Mass Transfer*, vol. 46 11, pp. 1367-1377, 2010. [10.1007/s00231-010-0664-9](https://doi.org/10.1007/s00231-010-0664-9)
- [46] H. Ay, J. Jang and J.-N. Yeh, Local heat transfer measurements of plate finned-tube heat exchangers by infrared thermography, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 45 20, pp. 4069-4078, 2002. [http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310\(02\)00132-1](http://dx.doi.org/10.1016/S0017-9310(02)00132-1)
- [47] N. Hatami and M. Bahadorinejad, Experimental determination of natural convection heat transfer coefficient in a vertical flat-plate solar air heater, *Solar Energy*, vol. 82 10, pp. 903-910, 2008. <http://dx.doi.org/10.1016/j.solener.2008.03.008>
- [48] T. Letz, Modélisation et dimensionnement économique d'un système de chauffage domestique bi-énergie(solaire-électrique): expérimentation de capteurs à air, 1985.
- [49] N. Moumami, Prévisions systématiques et optimisation des performances des capteurs solaires plans à air dans divers sites de climats méditerranéens et sahariens et avec ou sans altitudes, 1994.
- [50] B. F. Parker, M. R. Lindley, D. G. Colliver and W. E. Murphy, Thermal performance of three solar air heaters, *Solar Energy*, vol. 51 6, pp. 467-479, 1993. [http://dx.doi.org/10.1016/0038-092X\(93\)90132-8](http://dx.doi.org/10.1016/0038-092X(93)90132-8)
- [51] M. Dagueuet, Les séchoirs solaires, théorie et pratique Unesco, Paris, 1985.
- [52] F. Aissaoui, A. H. Benmachiche, A. Brima, D. Bahloul and Y. Belloufi, Experimental and Theoretical Analysis on Thermal Performance of the Flat Plate Solar Air Collector, *INTERNATIONAL JOURNAL OF HEAT AND TECHNOLOGY*, vol. 34 2, pp. 213-220, 2016.
- [53] W. Gao, W. Lin and E. Lu, Numerical study on natural convection inside the channel between the flat-plate cover and sine-wave absorber of a cross-corrugated solar air heater, *Energy Conversion and Management*, vol. 41 2, pp. 145-151, 2000. [http://dx.doi.org/10.1016/S0196-8904\(99\)00098-9](http://dx.doi.org/10.1016/S0196-8904(99)00098-9)

Chapitre III**Modélisation mathématique et résolution numérique****Sommaire**

1. Introduction	55
2. Modélisation de l'insolateur	55
2.1. Modélisation mathématique des panneaux solaire en régime stationnaire	56
2.1.1. Capteur solaire à air avec et sans vitre et sans chicane	56
2.1.1.1 Méthode de résolution.....	57
2.1.2. Capteur solaire avec chicanes placées sur la plaque inférieure	58
2.1.3. Capteur solaire avec chicane rectangulaire placé sur l'absorbeur	60
2.1.4. Capteur avec des ailettes et des chicanes fixées sur la plaque absorbante.....	61
2.1.5. Modélisation du capteur solaire double passe :	63
2.2. Modélisation mathématique des différents types des panneaux en régime transitoire.....	64
2.2.1. Capteur solaire à air avec et sans vitre.....	64
3. Modélisation des coefficients d'échange thermique	66
3.1. Transfert radiatif.....	66
3.2. Transfert convectif	67
3.2.1. Transfert convectif dû au vent.....	68
3.2.2. Transferts convectifs dans le capteur	68
4. Les pertes thermiques	70
4.1. Pertes à l'arrière.....	70
4.2. Pertes à l'avant	70
5. Rendement thermique et l'énergie utile (récupérée par le fluide caloporteur)	70
6. Puissance absorbée.....	71
7. Coefficient d'échange convectif local :	71
7.1. Model proposé par Moumimi et al. [18].....	71
7.2. Model proposé par Aissaoui et al [19].....	72
8. Programme de calcul.....	72
8.1. Organigramme simplifié du programme principal d'un capteur simple passe.....	73
8.2. Organigramme simplifié du programme principal d'un capteur à double passe	74
8.3 Organigramme simplifié du programme principal d'un capteur simple passe.....	75
9. Conclusion.....	76
10. Références bibliographiques.....	77

**Résumé**

Dans ce chapitre, nous avons présenté les différents modèles mathématiques et numériques adoptés pour caractériser l'écoulement et le transfert de chaleur de l'air dans le conduit d'un capteur solaire à air. Ainsi, nous avons donné un aperçu de différentes modélisations des panneaux solaires simple et double passe sans et avec chicanes en régime stationnaire et transitoire.

Chapitre III : Modélisation mathématique et simulation numérique

1. Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons les modèles mathématiques et numériques adoptés pour caractériser l'écoulement et le transfert de chaleur de l'air dans le conduit d'un capteur solaire à air. Ainsi, nous allons donner un aperçu de différentes modélisations des panneaux solaires simple et double passe sans et avec chicanes en régime stationnaire et transitoire.

2. Modélisation de l'insolateur

Le bilan thermique d'un insolateur rapporté à l'unité de surface est donné par l'expression:

$$I_g = Q_u + Q_p + Q_s \quad (1)$$

Les éléments de la relation (1) peuvent être définis respectivement par : le flux global I_g reçu par l'insolateur représente la somme de l'énergie utile Q_u emportée par le fluide caloporteur, des déperditions thermiques Q_p par les différents modes de transfert vers le milieu ambiant et l'énergie stockée Q_s dans les différentes parties de l'insolateur.

Dans le cas du régime thermique permanent et pour les capteurs solaires à air, la quantité d'énergie stockée dans les différentes parties de l'insolateur est négligeable, ce qui conduit à :

$$I_g = Q_u + Q_p \quad (2)$$

Le comportement du capteur a été modélisé en régime dynamique en utilisant une discrétisation nodale.

La modélisation du comportement thermique du capteur solaire en régime dynamique est faite par la discrétisation fictive en un certain nombre de pas. Les équations sont obtenues en écrivant les bilans énergétiques pour chaque nœud.

La méthode de modélisation « *pas à pas* » consiste à découper le capteur solaire en tranches fictives de longueur « dx » dans le sens de l'écoulement du fluide caloporteur et à écrire le bilan des échanges dans chaque tranche.

Il est commode pour cela d'utiliser les analogies thermiques et électriques[1].

2.1.1. Modélisation mathématique des différents types des panneaux en régime stationnaire (permanant)

2.1.2. Capteur solaire à air avec et sans vitre et sans chicane

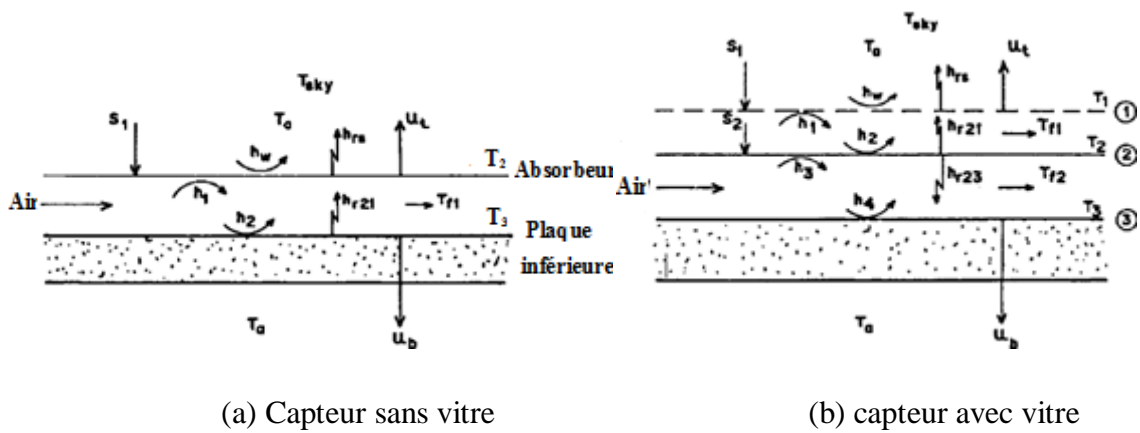


Figure 1. Schémas représentatif des échanges énergétiques de capteur sans et avec vitre.

a. Bilan énergétique au niveau du vitrage

$$S_1 + h_{r21} (T_2 - T_1) + h_{nc} (T_2 - T_1) + U_L (T_a - T_1) = 0 \quad , S_1 = \alpha_1 I_g$$

$$(h_{r21} + h_{nc} + U_L) T_1 - (h_{r21} + h_{nc}) T_2 = S_1 + U_t T_a \tag{3}$$

b. Bilan énergétique à travers l'absorbeur

$$h_3 (T_2 - T_f) + h_{nc} (T_2 - T_1) + h_{r32} (T_2 - T_3) + h_{r21} (T_2 - T_1) = S_2 \quad , S_2 = \tau \alpha_2 I_g$$

$$-(h_{nc} + h_{r21}) T_1 + (h_3 + h_{nc} + h_{r32} + h_{r21}) T_2 - h_3 T_f - h_{r32} T_3 = S_2 \tag{4}$$

c. Bilan énergétique du fluide

$$\dot{m} C_p \frac{dT_f}{w dx} = h_3 (T_2 - T_f) + h_4 (T_3 - T_f)$$

$$\Gamma_1(T_{fi} - T_{f,i-1}) = h_3(T_2 - T_f) + h_4(T_3 - T_f) \quad , \quad \dot{m}C_p \frac{dT_f}{w dx} = \Gamma_1(T_{fi} - T_{f,i-1})$$

$$h_3T_2 - (h_3 + h_4 + \Gamma_1) T_{fi} + h_4T_3 = -\Gamma_1 T_{f,i-1} \quad (5)$$

d. Bilan énergétique de la plaque inférieure

$$h_4 (T_3 - T_f)w dx + U_b (T_3 - T_a)w dx + h_{r32} (T_3 - T_2)w dx = 0$$

$$-h_{r32}T_2 - h_4T_f + (h_{r32} + U_b + h_4) T_3 = U_b T_a \quad (6)$$

Remarque : pour un capteur sans vitre $S_2 = \alpha_2 I_g$

2.1.2.1 Méthode de résolution

Dans chaque volume de contrôle, la méthode de différence finis est appliquée pour approximer le gradient de température de l'air comme suit: $\frac{dT_f}{w dx} = \frac{(T_{fi} - T_{f,i-1})}{w dx}$. L'élément différentiel de chaque section est approché par : $dA_p = w \times dx$

Le système d'équations pour les inconnues T_1, T_2, T_f et T_3 peut s'écrire sous forme matricielle suivant : $[A].[T] = [B]$

Ce système d'équations est non linéaire car la matrice $[A]$ et le vecteur $[B]$ contiennent des coefficients dépendant des températures inconnues $[T]$. Pour palier à ce problème, nous avons calculé ces coefficients en utilisant les températures de la section précédente. Une procédure itérative est utilisée le long du capteur pour calculer les températures dans chaque section.

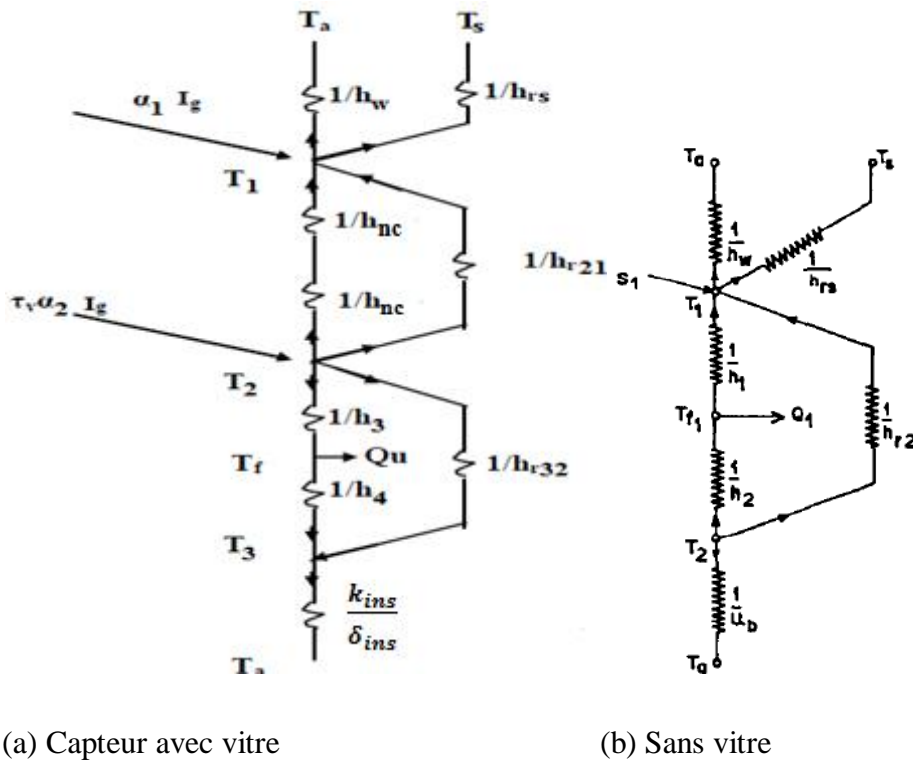
➤ Capteur solaire à air avec vitre

$$\begin{bmatrix} (h_{r21} + h_{nc} + U_t) & -(h_{r21} + h_{nc}) & 0 & 0 \\ -(h_{nc} + h_{r21}) & (h_3 + h_{nc} + h_{r32} + h_{r21}) & -h_3 & -h_{r32} \\ 0 & h_3 & -(h_3 + h_4 + \Gamma_1) & h_4 \\ 0 & -h_{r32} & -h_4 & (h_4 + U_b + h_{r32}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_{fi} \\ T_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_1 + U_t T_a \\ S_2 \\ -\Gamma_1 T_{f,i-1} \\ U_b T_a \end{bmatrix}$$

➤ Capteur solaire sans vitre

$$\begin{bmatrix} (h_1 + h_{r21} + U_l) & -h_1 & -h_{r21} \\ h_1 & -(h_1 + h_2 + \Gamma_1) & h_2 \\ -h_{r21} & -h_2 & (h_2 + h_{r21} + U_b) \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} T_1 \\ T_f \\ T_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} U_t T_a + S_1 \\ -\Gamma_1 T_{f,i} \\ U_b T_a \end{bmatrix}$$

Le réseau électrique correspondant à l'insolateur est représenté sur la figure 3



(a) Capteur avec vitre

(b) Sans vitre

Figure 2. Schéma électrique équivalent relatif à une section de l'insolateur.

2.1.3. Capteur solaire avec chicanes rectangulaires placées sur la plaque inférieure

a. Bilan énergétique au niveau du vitrage

$$S_1 + (h_{r21} + h_{nc}) (T_2 - T_1) + U_L (T_a - T_1) = 0 \quad , S_1 = \alpha_1 I_g$$

$$(h_{r21} + h_{nc} + U_L) T_1 - (h_{r21} + h_{nc}) T_2 = S_1 + U_L T_a \quad (7)$$

b. Bilan énergétique à travers l'absorbeur

$$S_2 = h_3 (T_2 - T_f) + h_{nc} (T_2 - T_1) + h_{r32} (T_2 - T_3) + h_{r21} (T_2 - T_1) \quad , S_2 = \tau \alpha_2 I_g$$

$$-(h_{nc} + h_{r21}) T_1 + (h_3 + h_{nc} + h_{r32} + h_{r21}) T_2 - h_3 T_f - h_{r32} T_3 = S_2 \quad (8)$$

c. Bilan énergétique du fluide

$$\dot{m}C_p \frac{dT_f}{w dx} = h_3(T_2 - T_f) + h_4(T_3 - T_f) + \Omega h_3 (T_3 - T_f)$$

$$\Gamma_1(T_{fi} - T_{f,i-1}) = h_3(T_2 - T_f) + h_4(T_3 - T_f) + \Omega h_3 (T_3 - T_f)$$

$$h_3 T_2 - (h_3 + h_4 + \Omega h_3 + \Gamma_1) T_{f,i} + (h_4 + \Omega h_3) T_3 = -\Gamma_1 T_{f,i-1} \quad (9)$$

Où Ω est le coefficient adimensionnel défini comme suit [2] :

$$\Omega = \frac{A_{chic}}{A_p - A_{chic b}} \eta_{chic} \quad (10)$$

$$\dot{m}C_p \frac{dT_f}{w dx} = \Gamma_1(T_{fi} - T_{f,i-1}) \quad (11)$$

d. Bilan énergétique de la plaque inférieure

$$h_4 (T_3 - T_f) + U_b (T_3 - T_a) + h_{r32} (T_3 - T_2) + \Omega h_3 (T_3 - T_f) = 0$$

$$-h_{r32} T_2 - (h_4 + \Omega h_3) T_f + (h_4 + U_b + h_{r32} + \Omega h_3) T_3 = U_b T_a \quad (12)$$

Le système d'équations est écrit sous forme de matricielles pour les inconnues T_1, T_2, T_f et T_3 :

$$\begin{bmatrix} (h_{r21} + h_{nc} + U_L) & -(h_{r21} + h_{nc}) & 0 & 0 \\ -(h_{nc} + h_{r21}) & (h_3 + h_{nc} + h_{r32} + h_{r21}) & -h_3 & -h_{r32} \\ 0 & h_3 & -(h_3 + h_4 + \Omega h_3 + \Gamma_1) & (h_4 + \Omega h_3) \\ 0 & -h_{r32} & -(h_4 + \Omega h_3) & (h_4 + U_b + h_{r32} + \Omega h_3) \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_{fi} \\ T_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_1 + U_L T_a \\ S_2 \\ -\Gamma_1 T_{f,i-1} \\ U_b T_a \end{bmatrix}$$

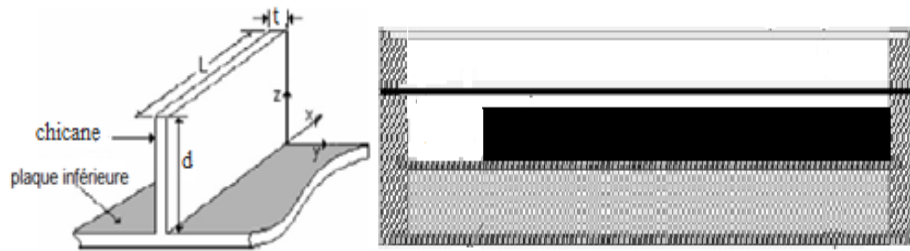


Figure 3. Schéma montrant les dimensions de chicane et capteur solaire à air avec chicane placé sur la plaque inférieure.

2.1.4. Capteur solaire avec chicane rectangulaire placé sur l'absorbeur

a. Bilan énergétique au niveau du vitrage

$$S_1 + (h_{r21} + h_{nc}) (T_2 - T_1) + U_L (T_a - T_1) = 0 \quad , S_1 = \alpha_1 I_g$$

$$(h_{r21} + h_{nc} + U_L) T_1 - (h_{r21} + h_{nc}) T_2 = S_1 + U_L T_a \quad (13)$$

b. Bilan énergétique à travers l'absorbeur

$$h_3 (T_2 - T_f) + h_{nc} (T_2 - T_1) + h_{r32} (T_2 - T_3) + h_{r21} (T_2 - T_1) + \Omega h_3 (T_2 - T_f) = S_2 \quad , S_2 = \tau \alpha_2 I$$

$$-(h_{nc} + h_{r21}) T_1 + (h_3 + h_{nc} + h_{r32} + h_{r21} + \Omega h_3) T_2 - (h_3 + \Omega h_3) T_f - h_{r32} T_3 = S_2 \quad (14)$$

$$-(h_{nc} + h_{r21}) T_1 + (h_3 + h_{nc} + h_{r32} + h_{r21} + \Omega h_3) T_2 - (h_3 + \Omega h_3) T_f - h_{r32} T_3 = S_2$$

c. Bilan énergétique du fluide

$$\dot{m} C_p dT_f = h_3 (T_2 - T_f) w dx + h_4 (T_3 - T_f) w dx + \Omega h_3 (T_2 - T_f) w dx$$

$$\dot{m} C_p \frac{dT_f}{w dx} = h_3 (T_2 - T_f) + h_4 (T_3 - T_f) + \Omega h_3 (T_2 - T_f)$$

$$\Gamma_1 (T_{fi} - T_{f,i-1}) = h_3 (T_2 - T_f) + h_4 (T_3 - T_f) + \Omega h_3 (T_2 - T_f)$$

$$(h_3 + \Omega h_3) T_2 - (h_3 + h_4 + \Omega h_3 + \Gamma_1) T_{f,i} + h_4 T_3 = -\Gamma_1 T_{f,i-1} \quad (15)$$

Où Ω est le coefficient adimensionnel défini comme suit [2]:

$$\Omega = \frac{A_{chic}}{A_p - A_{chic b}} \eta_{chic} \quad , \quad \dot{m} C_p \frac{dT_f}{w dx} = \Gamma_1 (T_{fi} - T_{f,i-1})$$

d. Bilan énergétique de la plaque inférieure

$$h_4 (T_3 - T_f) w dx + U_b (T_3 - T_a) w dx + h_{r32} (T_3 - T_2) w dx = 0$$

$$h_4 (T_3 - T_f) + U_b (T_3 - T_a) + h_{r32} (T_3 - T_2) = 0$$

$$-h_{r32} T_2 - h_4 T_f + (h_4 + U_b + h_{r32}) T_3 = U_b T_a$$

$$-h_{r32} T_2 - h_4 T_f + (h_4 + U_b + h_{r32}) T_3 = U_b T_a \quad (16)$$

Le système d'équations est écrit sous forme de matriciel pour les inconnues T_1, T_2, T_f et T_3 et un système linéaire est résolu :

$$\begin{bmatrix} (h_{r21} + h_c + U_L) & -(h_{r21} + h_c) & 0 & 0 \\ -(h_c + h_{r21}) & (h_3 + h_c + h_{r32} + h_{r21} + \Omega h_3) & -(h_3 + \Omega h_3) & -h_{r32} \\ 0 & (h_3 + \Omega h_3) & -(h_3 + h_4 + \Omega h_3 + \Gamma_1) & h_4 \\ 0 & -h_{r32} & -h_4 & h_4 + U_b + h_{r32} \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_{fi} \\ T_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_1 + U_L T_a \\ S_2 \\ -\Gamma_1 T_{f,i-1} \\ U_b T_a \end{bmatrix}$$

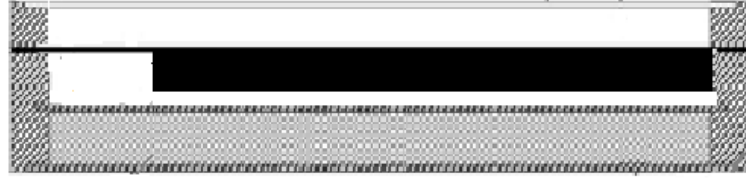


Figure 4. Capteur solaire à air avec chicane sur l'absorbeur.

2.1.5. Capteur solaire à air avec des ailettes et des chicanes fixées sur la plaque absorbante

a. Bilan énergétique au niveau du vitrage

$$S_1 + h_{r21}(T_2 - T_1) + h_3(T_f - T_1) = U_L(T_1 - T_a) \quad , S_1 = \alpha_1 I_g$$

$$(h_{r21} + h_3 + U_L) T_1 - h_3 T_f - h_{r21} T_2 = S_1 + U_L T_a \quad (17)$$

b. Bilan énergétique du fluide

$$\dot{m} C_p dT_f = \phi h_3 (T_2 - T_f) w dx - h_3 (T_f - T_1) w dx$$

$$\dot{m} C_p \frac{dT_f}{w dx} = \phi h_3 (T_2 - T_f) - h_3 (T_f - T_1)$$

$$\Gamma_1 (T_{fi} - T_{f,i-1}) = \phi h_3 (T_2 - T_f) - h_3 (T_f - T_1)$$

$$h_3 T_1 - (\phi h_3 + h_3 + \Gamma_1) T_{f,i} + \phi h_3 T_2 = -\Gamma_1 T_{f,i-1} \quad (18)$$

$$\dot{m} C_p \frac{dT_f}{w dx} = \Gamma_1 (T_{fi} - T_{f,i-1})$$

c. Bilan énergétique à travers l'absorbeur

$$\phi h_3 (T_2 - T_f) + h_{r21} (T_2 - T_1) + U_b (T_2 - T_a) = S_2 \quad , S_2 = \tau \alpha_2 I_g$$

$$\begin{aligned}
 -h_{r21} T_1 + (\varphi h_3 + h_{r21} + U_b) T_2 - \varphi h_3 T_f - U_b T_a &= S_2 \\
 -h_{r21} T_1 - \varphi h_3 T_f + (\varphi h_3 + h_{r21} + U_b) T_2 &= S_2 + U_b T_a
 \end{aligned} \tag{19}$$

Où φ est le coefficient adimensionnel défini comme suit [2-5] :

$$\varphi = 1 + \frac{A_{ailet}}{A_p - A_{ailet b}} \eta_{ailet} + \frac{A_{chic}}{A_p - A_{chic b}} \eta_{chic} \tag{20}$$

η_{ailet} est l'efficacité de l'ailette et peut être obtenu comme [6, 7]

$$\eta_{ailet} = \frac{\tanh(m H_{ailet})}{m H_{ailet}} \tag{21}$$

Où :

$$m = \left(\frac{2h_3(L + t_{ailet})}{K_{ailet} L t_{ailet}} \right)^{0.5} \tag{22}$$

K_{ailet} : représente la conductivité de transfert de chaleur de l'ailette

η_{chic} : est l'efficacité du déflecteur qui peut être obtenu à partir de l'équation empirique suivante [2]:

$$\eta_{chic} = \left(\frac{W_{chic}}{D_h} \right)^{0.0518} \left(\frac{L}{L_{chic}} \right)^{-0.2247} \tag{23}$$

Le système d'équations est écrit sous forme de matriciel pour les inconnues T_1, T_2, T_f :

$$\begin{bmatrix} (h_{r21} + h_3 + U_L) & -h_3 & -h_{r21} \\ h_3 & -(\varphi h_3 + h_3 + \Gamma_1) & \varphi h_3 \\ -h_{r21} & -\varphi h_3 & (\varphi h_3 + h_{r21} + U_b) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_1 \\ T_f \\ T_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_1 + U_L T_a \\ -\Gamma_1 T_{f,i-1} \\ S_2 + U_b T_a \end{bmatrix}$$

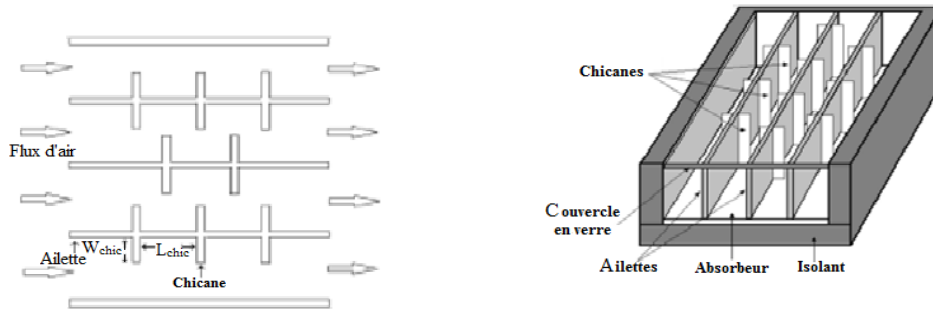


Figure 5. Schéma montrant les dimensions d'ailette et des chicanes fixées sur plaque absorbante d'un capteur solaire à air.

2.1.6. Modélisation du capteur solaire double passe :

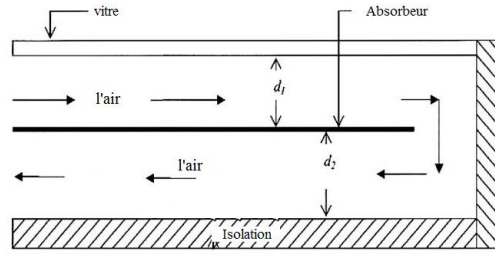


Figure 6. Schématisation d'un panneau solaire à air double passe

a. Bilan énergétique au niveau du vitrage

$$S_1 + h_{r21} (T_2 - T_1) + h_1 (T_{f1} - T_1) + U_L (T_a - T_1) = 0 \quad , S_1 = \alpha_1 I_g$$

$$(h_{r21} + h_1 + U_L) T_1 - h_1 T_{f1} - h_{r21} T_2 = S_1 + U_L T_a \quad (24)$$

b. Bilan énergétique du fluide 1

$$\dot{m} C_p \frac{dT_{f1}}{w dx} = h_1 (T_1 - T_{f1}) + h_2 (T_2 - T_{f1})$$

$$\Gamma_1 (T_{f1,i} - T_{f1,i-1}) = h_1 (T_1 - T_{f1}) + h_2 (T_2 - T_{f1}) \quad , \quad \dot{m} C_p \frac{dT_f}{w dx} = \Gamma_1 (T_{f1,i} - T_{f1,i-1})$$

$$h_1 T_1 - (h_1 + h_2 + \Gamma_1) T_{f1} + h_2 T_2 = -\Gamma_1 T_{f1,i-1} \quad (25)$$

c. Bilan énergétique à travers l'absorbeur

$$h_2 (T_2 - T_{f1}) + h_3 (T_2 - T_{f1}) + h_{r21} (T_2 - T_1) + h_{r32} (T_2 - T_3) = S_2 \quad , S_2 = \tau \alpha_2 I_g$$

$$-h_{r21} T_1 - (h_3 + h_2) T_{f1} + (h_2 + h_3 + h_{r32} + h_{r21}) T_2 - h_{r32} T_3 = S_2 \quad (26)$$

d. Bilan énergétique du fluide 2

$$\dot{m} C_p \frac{dT_{f2}}{w dx} = h_3 (T_2 - T_{f2}) + h_4 (T_3 - T_{f2})$$

$$\Gamma_1 (T_{f2,i} - T_{f2,i-1}) = h_3 (T_2 - T_{f2}) + h_4 (T_3 - T_{f2}) \quad , \quad \dot{m} C_p \frac{dT_f}{w dx} = \Gamma_1 (T_{f2,i} - T_{f2,i-1})$$

$$h_3 T_2 - (h_3 + h_4 + \Gamma_1) T_{f2,i} + h_4 T_3 = -\Gamma_1 T_{f2,i-1} \quad (27)$$

e. Bilan énergétique de la plaque inférieure

$$h_4 (T_3 - T_f) + U_b (T_3 - T_a) + h_{r32} (T_3 - T_2) = 0$$

$$-h_{r32} T_2 - h_4 T_f + (h_{r32} + U_b + h_4) T_3 = U_b T_a \quad (28)$$

2.2. Modalisation mathématique des différents types des panneaux en régime transitoire

2.2.1. Capteur solaire à air avec et sans vitre

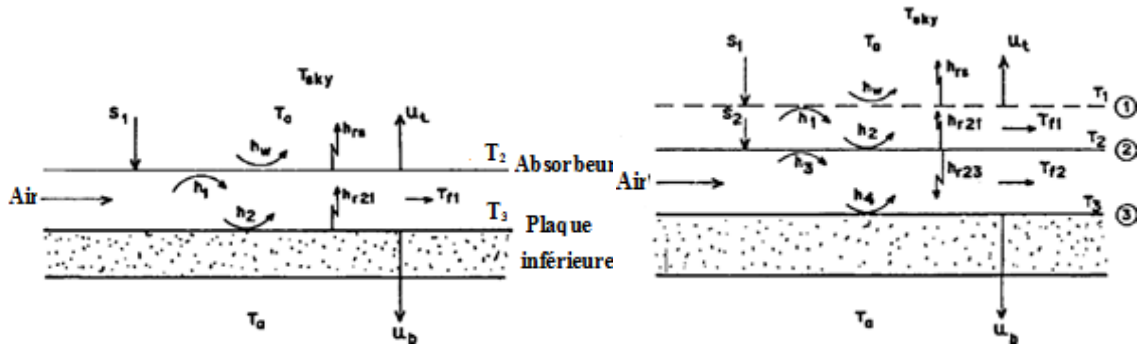


Figure 7. Schémas représentatif des échanges énergétiques de capteur sans et avec vitre.

a. Bilan énergétique au niveau du vitrage

$$m_1 C_{p1} \frac{dT_1}{dt} = S_1 + h_{r21} (T_2 - T_1) + h_{cn} (T_2 - T_1) + U_L (T_a - T_1)$$

$$m_1 C_{p1} \frac{dT_1}{dt} = A_1 (T_1^k - T_1^{k-1}) \quad , S_1 = \alpha_1 I_g$$

$$(h_{r21} + h_{cn} + A_1 + U_L) T_1 - (h_{r21} + h_{cn}) T_2 = S_1 + U_L T_a + A_1 T_1^{k-1} \quad (29)$$

b. Bilan énergétique à travers l'absorbeur

$$m_1 C_{p1} \frac{dT_f}{dt} = S_2 + h_3 (T_f - T_2) + h_{cn} (T_2 - T_1) + h_{r32} (T_3 - T_2) + h_{r21} (T_1 - T_2)$$

$$, S_2 = \tau \alpha_2 I_g \quad , \quad m_1 C_{p2} \frac{dT_2}{dt} = A_2 (T_2^k - T_2^{k-1})$$

$$-(h_{nc} + h_{r21}) T_1 + (h_3 + h_{nc} + h_{r32} + h_{r21} + A_2) T_2 - h_3 T_f - h_{r32} T_3 = S_2 + A_2 T_2^{k-1} \quad (30)$$

c. Bilan énergétique du fluide

$$\dot{m}C_{pf} \frac{dT_f}{w dx} + C_{pf} e_f \rho_f \frac{dT_f}{dt} = h_3(T_2 - T_f) + h_4(T_3 - T_f)$$

$$\Gamma_1(T_{fi} - T_{f,i-1}) = h_3(T_2 - T_f) + h_4(T_3 - T_f)$$

$$C_{pf} e_f \rho_f \frac{dT_f}{dt} = A_f(T_f^k - T_f^{k-1}) \quad , \quad \dot{m}C_{pf} \frac{dT_f}{w dx} = \Gamma_1(T_{fi} - T_{f,i-1})$$

$$-h_3T_2 + (h_3 + h_4 + \Gamma_1 + A_f) T_{fi} - h_4T_3 = \Gamma_1 T_{f,i-1} + A_f T_f^{k-1} \quad (31)$$

d. Bilan énergétique de la plaque inférieure

$$m_1 C_{p2} \frac{dT_2}{dt} = h_4(T_3 - T_f) + U_b(T_3 - T_a) + h_{r32}(T_3 - T_2)$$

$$m_3 C_{p3} \frac{dT_3}{dt} = A_3(T_3^k - T_3^{k-1})$$

$$-h_{r32}T_2 - h_4T_f + (h_{r32} + U_b + h_4 + A_3) T_3 = U_b T_a + A_3 T_3^{k-1} \quad (32)$$

2.2.1.1 Méthode de solution

Nous avons choisi la méthode des différences finies pour la discrétisation de notre problème, les inconnues dans notre cas sont les températures du fluide caloporteur, absorbeur, plaque inférieure ainsi que la température de la vitre, elles sont toutes en fonctions du temps et de la position.

Dans chaque section, la variation de température de l'air est approchée mathématiquement,

par un gradient de température linéaire $\frac{dT_f}{w dx} = \frac{(T_{fi} - T_{f,i-1})}{w dx}$. L'élément différentiel de

chaque section est approché par : $dA_p = w \times dx$

Le système d'équations pour les inconnues T_1, T_2, T_f et T_3 peut s'écrire sous forme matricielle suivant : $[A].[T] = [B]$

Ce système d'équations est non linéaire car la matrice $[A]$ et le vecteur $[B]$ contiennent des coefficients dépendant des températures inconnues $[T]$. Pour palier à ce problème, nous avons calculé ces coefficients en utilisant les températures de la section précédente. Une procédure itérative est utilisée le long du capteur pour calculer les températures dans chaque section.

$$\begin{bmatrix} (h_{r21} + h_{nc} + U_t + A_1) & -(h_{r21} + h_{nc}) & 0 & 0 \\ -(h_{nc} + h_{r21}) & (h_3 + h_{nc} + h_{r32} + h_{r21} + A_2) & -h_3 & -h_{r32} \\ 0 & -h_3 & (h_3 + h_4 + \Gamma_1 + A_f) & -h_4 \\ 0 & -h_{r32} & -h_4 & (h_4 + U_b + h_{r32} + A_3) \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} T_1^K \\ T_2^K \\ T_{f,i}^K \\ T_3^K \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_1 + U_t T_a + A_1 T_1^{k-1} \\ S_2 + A_2 T_2^{k-1} \\ \Gamma_1 T_{f,i-1} + A_f T_f^{k-1} \\ U_b T_a + A_3 T_3^{k-1} \end{bmatrix}$$

3. Modélisation des coefficients d'échange thermique

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

- Les pertes thermiques sur les parois latérales sont négligeables.
- Le régime stationnaire et transitoire.
- La conduction thermique dans le sens de l'écoulement est négligeable.
- La direction du vent extérieur est supposé toujours parallèle aux faces du capteur solaire à air.
- 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 qui suivent seront utilisées, selon qu'il s'agit d'un transfert par conduction, rayonnement ou convection.

3.1. 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 [8] :

$$h = \sigma(T_1 + T_2)(T_1^2 + T_2^2) \left(\frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{12}} - \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2} \frac{S_1}{S_2} \right)^{-1} \quad (34)$$

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

F_{12} est le facteur de forme géométrique entre les surfaces A_1 et A_2 , pris généralement pour les diverses parties de l'insolateur égale à 1.

σ : est la constante de Stephan-Boltzmann.

- Entre la vitre et la voûte céleste

Le coefficient d'échange radiatif s'écrit [1, 9] ;

$$h_{rs} = \sigma \varepsilon_1 (T_1 + T_s)(T_1^2 + T_s^2)(T_1 - T_s)/(T_1 - T_a) \quad (35)$$

T_s est la température équivalente de la voûte céleste donnée par la relation de Swinbank (1963)[10] :

$$T_s = 0,0552. T_a^{1.5} \quad (35)$$

Les températures T_s et T_a sont exprimées en Kelvin.

- Entre la vitre et l'absorbeur

$$h_{r21} = \sigma (T_1 + T_2)(T_1^2 + T_2^2) \left(\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)^{-1} \quad (36)$$

Les températures T_1 et T_2 sont exprimées en Kelvin.

- Entre l'absorbeur et la plaque inférieure placée sur l'isolant

$$h_{r32} = \sigma (T_3 + T_2)(T_3^2 + T_2^2) \left(\frac{1}{\varepsilon_3} + \frac{1}{\varepsilon_4} - 1 \right)^{-1} \quad (37)$$

Les températures T_3 et T_2 sont exprimées en Kelvin.

Pour le capteur solaire plan à air avec des ailettes et des chicanes fixées sur la plaque absorbante, les coefficients de transfert radiatif entre la vitre et la voûte céleste et entre la plaque absorbante et la vitre sont estimée, respectivement comme suit:

$$h_{rs} = \sigma \varepsilon_1 (T_1^2 + T_s^2)(T_1 + T_s) \quad (38)$$

$$h_{r21} = \sigma (T_1 + T_2)(T_1^2 + T_2^2) \left(\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right)^{-1} \quad (39)$$

3.2. Transfert convectif

On distingue deux types d'échange convectifs :

- Dus au vent
- Ceux intervenant dans l'insolateur

3.2.1. Transfert convectif dû au vent

La relation suivante de McAdams (1954) est généralement admise [11]:

$$h_w = 5,67 + 3,86 V_v \quad (40)$$

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

3.2.2. Transferts convectifs dans le capteur

- Entre l'absorbeur et la vitre

Le coefficient de pertes par conduction-convection naturelle, entre l'absorbeur et la vitre, rapporté dans [12] s'écrit :

$$h_{nc} = 1,42 \left(\frac{(T_2 - T_a) \sin \beta}{L} \right)^{1/4} \quad (41)$$

Les températures T_2 et T_a sont exprimées en Kelvin.

- Dans la veine d'air mobile

En ce qui concerne la convection forcée, et dans le cas des conduits rectangulaires, l'échange entre l'absorbeur et le fluide caloporteur est caractérisé par le coefficient :

$$h_3 = \frac{Nu D_h}{k_f}$$

Le coefficient de transfert de chaleur par convection de l'air circulant à travers le canal à écoulement laminaire peut être estimé par la relation suivante [13]:

$$Nu = \frac{h_3 D_h}{k_f} = 4.4 + \frac{0.00398(0.7 Re D_h / L)^{1.66}}{1 + 0.0114(0.7 Re D_h / L)^{1.12}} \quad \text{pour } Re < 2300 \quad (42)$$

Et pour l'écoulement turbulent pleinement développé, le coefficient de transfert de chaleur est calculé par [14]:

$$Nu = \frac{h_3 D_h}{k_f} = 0.0158 Re^{0.8} \quad \text{pour } Re > 2300 \quad (43)$$

Où le nombre de Reynolds est donné par :

$$Re = V_f \frac{D_h}{\nu_f} \quad (44)$$

- Le coefficient d'échange entre la plaque inférieure et le fluide caloporteur est donné par :

$$h_4 = h_3 \quad (45)$$

- La section de passage de l'air A_p dans la veine d'air mobile, est calculée comme suit :

- Capteur sans chicane

$$A_f = w d \quad (46)$$

Le diamètre hydraulique est défini par le rapport de quatre fois la section de passage du fluide au périmètre mouillé.

$$D_h = \frac{4w d}{2(w+d)} = \frac{2w d}{w+d} \quad (47)$$

- Capteur solaire avec chicane rectangulaire place sur plaque inférieure:

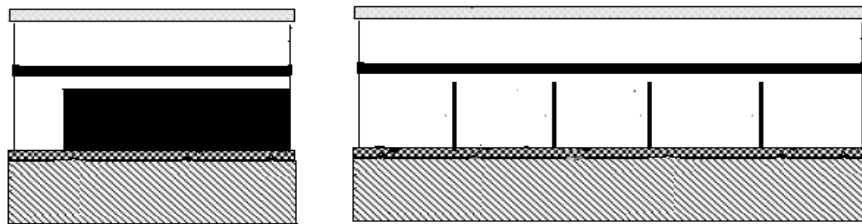


Figure 8. Capteur muni des chicanes rectangulaires

La vitesse de l'air dans le conduit mobile V_f dépend des paramètres géométriques de la veine d'air utile et de la forme des chicanes (Figure 8) elle s'exprime par :

$$V_f = \frac{\dot{m}}{\rho_f A_f}, \quad (\text{vitesse débitante}) \quad (48)$$

$$Re = \frac{\rho_f V_f D_h}{\mu_f} \quad (49)$$

- Capteur solaire à air avec des ailettes et des chicanes fixées sur plaque absorbante

Diamètre hydraulique

$$D_h = \left(\frac{2((w d) - (H_{ailette} t_{ailette}))}{(w+d) + N_{ailette} (H_{ailette} + t_{ailette})} \right) \quad (50)$$

Aussi le nombre de Reynolds est donnée par :

$$Re = \frac{\rho_f V_f D_h}{\mu_f} = \frac{2\dot{m}}{\mu_f [(w+d) + N_{ailet}(H_{ailet} + t_{ailet})]} \quad (51)$$

Tant que la température de l'air T_f est comprise entre 280 K et 470 K, les corrélations empiriques suivantes peuvent être utilisées pour estimer la densité ρ_f , conductivité thermique k_f , et la viscosité dynamique μ_f , de l'air [15, 16]

$$\rho_f = 3.9147 - 0.016082T_f + 2.9013 \times 10^{-5}T_f^2 - 1.9407 \times 10^{-8}T_f^3 \quad (52)$$

$$k_f = (0.0015215 - 0.097459T_f - 3.3322 \times 10^{-5}T_f^2) \times 10^{-3} \quad (53)$$

$$\mu_f = (1.6157 + 0.06523T_f - 3.0297 \times 10^{-5}T_f^2) \times 10^{-6} \quad (54)$$

$$Cp \approx 1000 \text{ J/Kg K} \quad (55)$$

4. Les pertes thermiques

4.1. Pertes à l'arrière

L'expression des pertes de la face arrière de l'insolateur est [17]:

$$U_b = \frac{k_{ins}}{\delta_{ins}} \quad (56)$$

Où : k_{ins} la conductivité thermique de l'isolant.

δ_{ins} : Les épaisseurs de l'isolant.

U_b : Le coefficient de perte de chaleur de fond.

4.2. Pertes à l'avant

$$U_L = h_{rs} + h_w \quad (57)$$

Où : h_w est le coefficient d'échange convectif du au vent, entre la face inférieure de l'insolateur et l'air extérieur.

5. Rendement thermique et l'énergie utile (récupérée par le fluide caloporteur)

A condition que, les températures d'entrée et de sortie d'air sont connues, l'équation suivante peut être utilisée pour représenter l'énergie utile:

$$Q_u = \dot{m} C_p (T_{fs} - T_{fi}) \quad (58)$$

Ainsi, le rendement thermique η du collecteur peut être calculée par:

$$\eta = \frac{Q_u}{I_g A_p} = \frac{\dot{m} C_p (T_{fs} - T_{fi})}{I_g A_p} \quad (59)$$

6. Puissance absorbée

➤ Puissance absorbée par la vitre (S_1)

$$S_1 = \alpha_1 I_g \quad (60)$$

Où : α_1 coefficient d'absorption de la vitre

➤ Puissance absorbée par l'absorbeur (S_2)

$$S_2 = \tau \alpha_2 I_g \quad (61)$$

Où : α_2 coefficient d'absorption de l'absorbeur

τ : Transmissivité de vitre

7. Coefficient d'échange convectif local :

7.1. Model proposé par Moumni et al. [18]

Le coefficient d'échange local au niveau d'un point x du capteur solaire plan à air, peut être déterminé à partir du flux de la chaleur par convection, de l'absorbeur à un élément de ce fluide [18]:

$$Qu(x) = h(x) (T_2(x) - T_f(x)) \quad (62)$$

Où $T_2(x)$ est la température de la surface de l'absorbeur à la position x prise comme valeur moyenne des températures mesurées selon la hauteur.

Cela veut dire

$$dq = \frac{Qu(x)}{dx dt} \quad (63)$$

Le coefficient h dépend de la nature du fluide et la qualité de contact entre l'absorbeur et ce fluide, autrement dit :

$$\frac{dT_f}{dt} + U \frac{dT_f}{dx} = \frac{h_x(T_2(x)-T_f(x))}{d \rho C_p} \quad (64)$$

En régime permanent ou le système atteint son équilibre thermique, on peut écrire :

$$\frac{dT_f}{dx} = 0 \quad (65)$$

Par conséquent, le coefficient d'échange thermique peut être évalué à des points donnés et pour différents débits par la relation suivante:

$$h(x) = \frac{d \rho C_p \frac{dT_f(x)}{dx}}{T_2(x)-T_f(x)} \quad (66)$$

Cette expression nous a permis de calculer le coefficient d'échange convectif dans diverses sections du canal d'écoulement du fluide.

7.2. Model proposé par Aissaoui et al [19]

Nous décrivons les coefficients de transfert de chaleur convectifs locaux entre le fluide et la plaque absorbante en utilisant les équations du bilan énergétique, on les évalue à une position donnée par la relation, qui peut s'écrire suivant le cas de figure tels que:

- capteur sans vitre et sans chicane

$$h(x) = \frac{U_L(x)(T_1(x)-T_a) - h_{r21}(x)(T_2(x)-T_1(x)) - S_1}{T_f(x)-T_1(x)} \quad (67)$$

- capteur avec vitre muni des chicanes (chicanes placée sur la plaque inférieure)

$$h(x) = \frac{h_{cn}(x)(T_2(x)-T_1(x)) + h_{r32}(x)(T_2(x)-T_3(x)) + h_{r21}(x)(T_2(x)-T_1(x)) - S_1}{T_f(x)-T_1(x)} \quad (68)$$

8. Programme de calcul

Nous avons développé un code de calcul en langage FORTRAN, qui permettra de déterminer les températures des différents constituants du système dans une boucle d'espace, et une boucle de temps(régime stationnaire et transitoire), ce qui facilite l'obtention de l'évolution de la température du fluide ainsi que la température de la vitre, l'absorbeur et l'isolant pour les deux systèmes capteurs simple sans et avec chicanes et le capteur double passe.

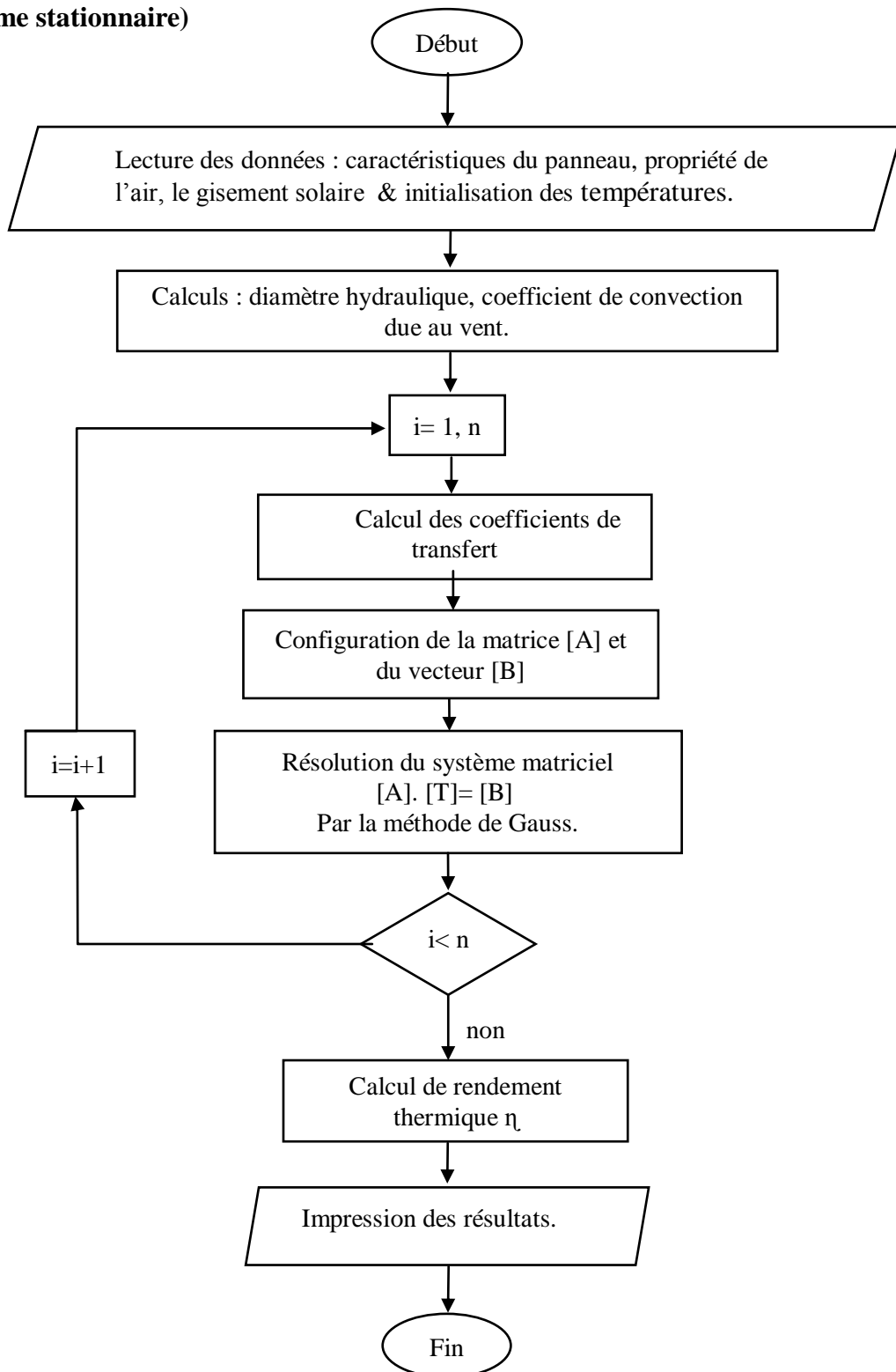
8.1. Organigramme simplifié du programme principal d'un capteur simple passe (régime stationnaire)

Figure 9. Organigramme simplifié du programme principal d'un capteur solaire simple passe

8.2. Organigramme simplifié du programme principal d'un capteur à double passe (régime stationnaire) :

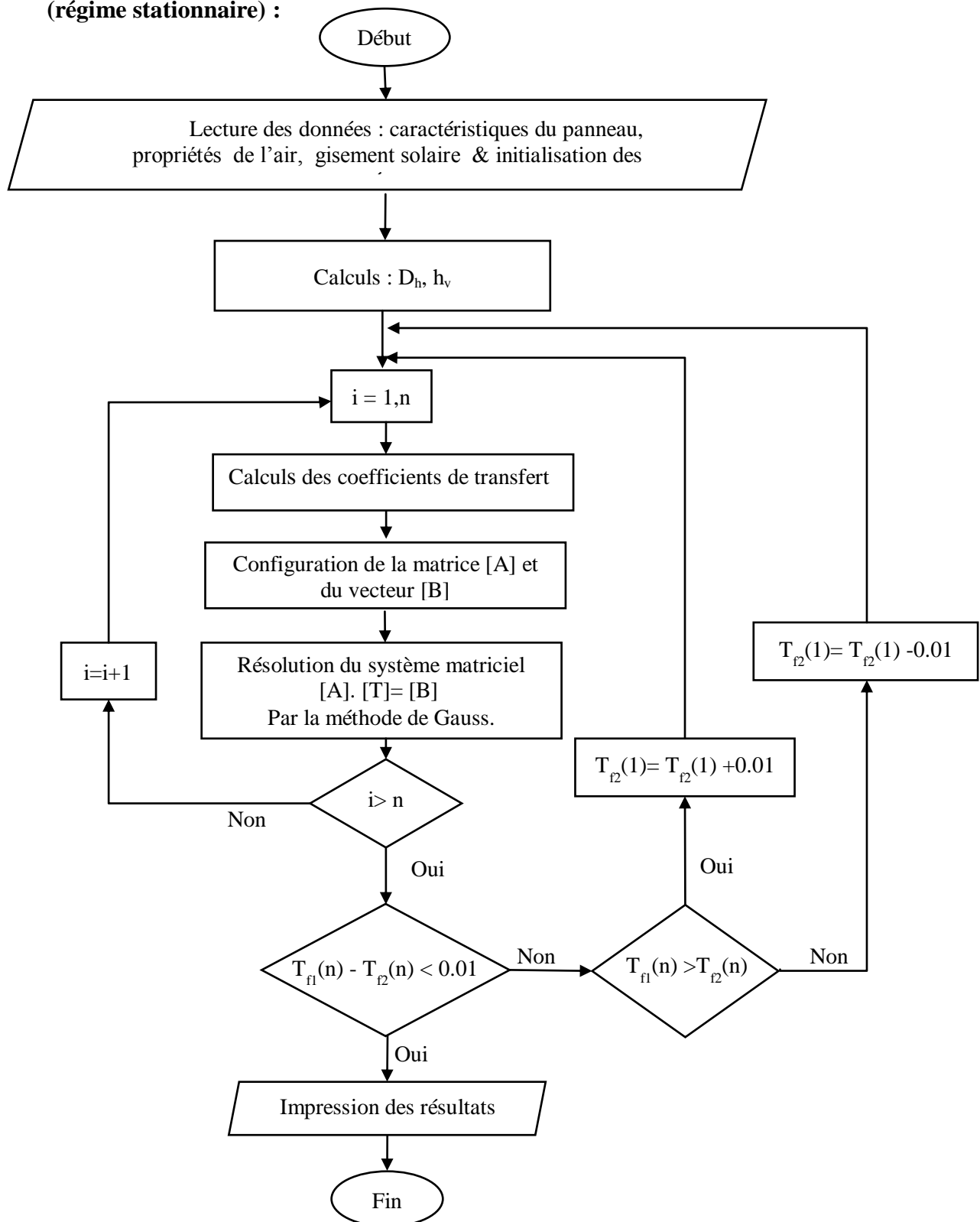


Figure 10. Organigramme simplifié du programme principal d'un capteur solaire à double passe.

8.3 Organigramme simplifié du programme principal d'un capteur simple passe (régime stationnaire)

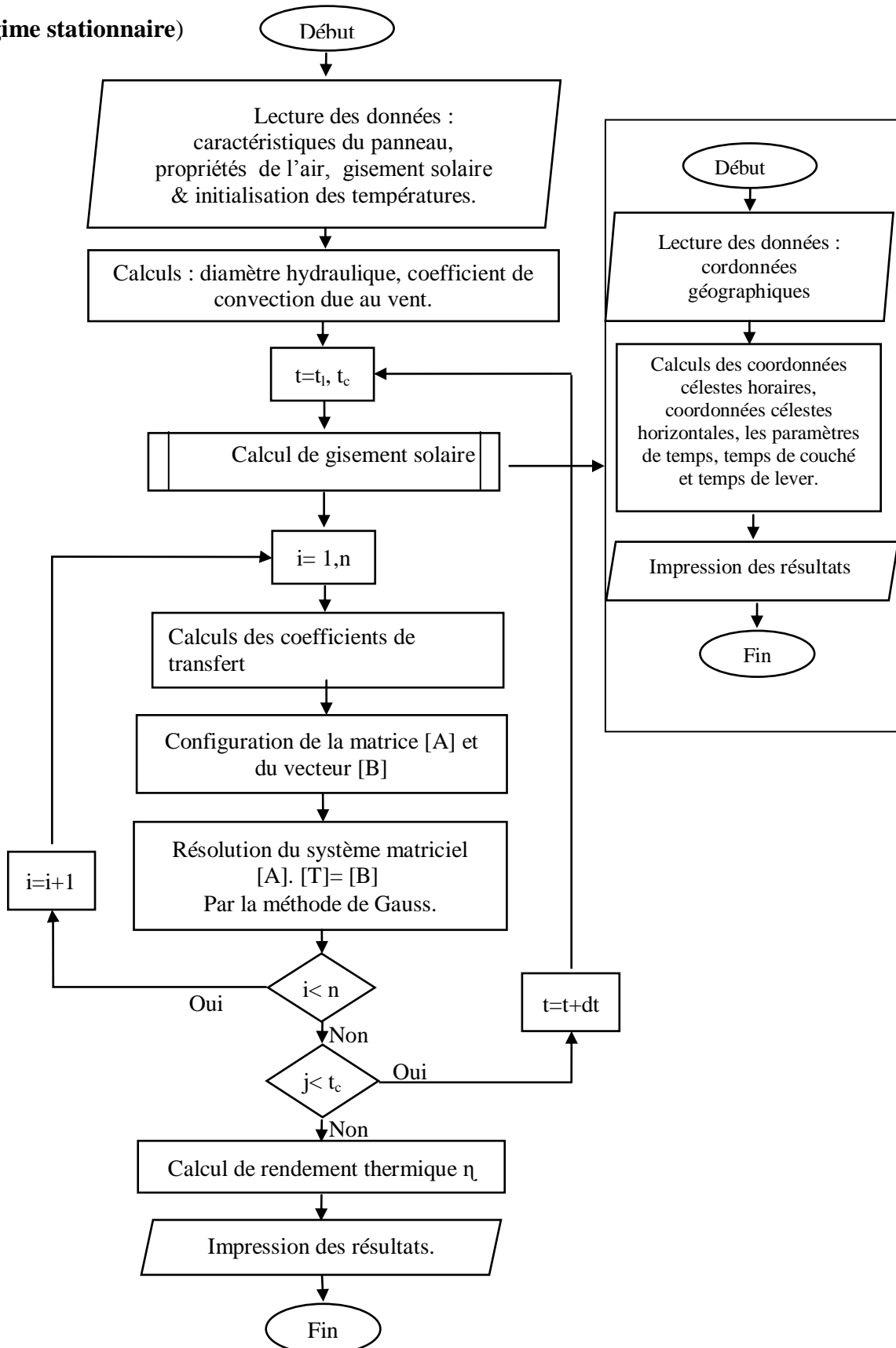


Figure 11. Organigramme du programme principal d'un capteur simple passe.

9. Conclusion

Dans ce chapitre, les équations des bilans énergétiques de chaque composant du collecteur solaire à air ont été présentées avec les hypothèses simplificatrices que nous avons posées, nous avons développé un programme en langage ‘‘FORTRAN’’ qui nous a permis de calculer les performances thermiques des panneaux solaires plans à air sans et avec chicanes simple et double passe en régime stationnaire et transitoire.

10. References bibliographiques

- [1] S. Youcef Ali, Etude numérique et expérimentale des séchoirs solaires indirects à convection forcée: Application à la pomme de terre, thèse de Doctorat, université de valenciennes et du hainnaut-comprézés France, , 2001.
- [2] C. D. Ho, H. M. Yeh, T. W. Cheng, T. C. Chen and R. C. Wang, The influences of recycle on performance of baffled double-pass flat-plate solar air heaters with internal fins attached, *Applied Energy*, vol. 86 9, pp. 1470-1478, 2009. <http://doi.org/10.1016/j.apenergy.2008.12.013>
- [3] Y. Ho-Ming, Theory of baffled solar air heaters, *Energy*, vol. 17 7, pp. 697-702, 1992. [http://dx.doi.org/10.1016/0360-5442\(92\)90077-D](http://dx.doi.org/10.1016/0360-5442(92)90077-D)
- [4] H.-M. Yeh, Energy balances for upward-type baffled solar air heaters, *Energy*, vol. 19 9, pp. 919-924, 1994. [http://dx.doi.org/10.1016/0360-5442\(94\)90076-0](http://dx.doi.org/10.1016/0360-5442(94)90076-0)
- [5] H.-M. Yeh, C.-D. Ho and C.-Y. Lin, Effect of collector aspect ratio on the collector efficiency of upward type baffled solar air heaters, *Energy Conversion and Management*, vol. 41 9, pp. 971-981, 2000. [http://doi.org/10.1016/S0196-8904\(99\)00148-X](http://doi.org/10.1016/S0196-8904(99)00148-X)
- [6] A. A. El-Sebaili, S. Aboul-Enein, M. R. I. Ramadan, S. M. Shalaby and B. M. Moharram, Thermal performance investigation of double pass-finned plate solar air heater, *Applied Energy*, vol. 88 5, pp. 1727-1739, 2011. <http://doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.11.017>
- [7] H. M. Yeh, C. D. Ho and J. Z. Hou, Collector efficiency of double-flow solar air heaters with fins attached, *Energy*, vol. 27 8, pp. 715-727, 2002. [http://doi.org/10.1016/S0360-5442\(02\)00010-5](http://doi.org/10.1016/S0360-5442(02)00010-5)
- [8] J.-F. Sacadura, Initiation aux transferts thermiques, Technique et documentation, 1980.
- [9] A. Belghit, M. Belahmidi, A. Bennis, B. C. Boutaleb and S. Benet, Étude numérique d'un séchoir solaire fonctionnant en convection forcée, *Revue Générale de Thermique*, vol. 36 11, pp. 837-850, 1997. [http://dx.doi.org/10.1016/S0035-3159\(97\)87754-9](http://dx.doi.org/10.1016/S0035-3159(97)87754-9)
- [10] W. C. Swinbank, Long-wave radiation from clear skies, *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society*, vol. 89 381, pp. 339-348, 1963. 10.1002/qj.49708938105
- [11] W. H. McAdams, Heat transmission, 1954.
- [12] N. Moumimi, Prévisions systématiques et optimisation des performances des capteurs solaires plans à air dans divers sites de climats méditerranéens et sahariens et avec ou sans altitudes, 1994.
- [13] H. S. Heaton, W. C. Reynolds and W. M. Kays, Heat transfer in annular passages. Simultaneous development of velocity and temperature fields in laminar flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 7 7, pp. 763-781, 1964. [http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310\(64\)90006-7](http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310(64)90006-7)
- [14] W. M. Kays, M. E. Crawford and B. Weigand, Convective heat and mass transfer, Tata McGraw-Hill Education, 2012.
- [15] R. Weast, Handbook of tables for applied engineering science, *The Chemical Rubber Co., Cleveland, OH*, vol. 9 pp. 1970.
- [16] R. E. Bolz, CRC handbook of tables for applied engineering science, CRC press, 1973.
- [17] J. A. Duffie and W. A. Beckman, Solar engineering of thermal processes, vol. pp. 1980.

- [18] N. Moummi, S. Youcef-Ali, A. Moummi and J. Y. Desmons, Energy analysis of a solar air collector with rows of fins, *Renewable Energy*, vol. 29 13, pp. 2053-2064, 2004. <http://doi.org/10.1016/j.renene.2003.11.006>
- [19] F. Aissaoui, A. H. Benmachiche, A. Brima, D. Bahloul and Y. Belloufi, Experimental and Theoretical Analysis on Thermal Performance of the Flat Plate Solar Air Collector, *INTERNATIONAL JOURNAL OF HEAT AND TECHNOLOGY*, vol. 34 2, pp. 213-220, 2016.

Chapitre IV

Etude expérimentale

Sommaire

1. Introduction	80
2. Dispositif expérimental et expérimentation	80
3. Description générale et caractéristiques techniques	81
4. Présentation de différentes configurations étudiées	82
5. Instrumentation.....	84
5.1. Mesure du rayonnement solaire:	84
5.2. Mesures du débit:	84
5.3. Mesure des températures	85
6. Conclusion	86



Résumé

Dans ce chapitre, nous avons présenté une description détaillée du banc d'essai expérimental et ces principaux constituants, ainsi que les instruments de mesures utilisées lors de l'expérimentation.

Chapitre IV : Etude expérimentale

1. Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons une étude descriptive des configurations étudiées et les instruments utilisés pour mesurer les paramètres de fonctionnement de ces dispositifs, ainsi que les infrastructures d'essais qui nous ont permis de réaliser notre étude expérimentale.

2. Dispositif expérimental et expérimentation

Les expériences ont été effectuées sur un capteur plan à air simple et double passe qui ont été conçus au niveau du hall technologique du département de génie mécanique de l'université de Biskra (latitude : $34^{\circ}50'43.65''$ N, Longitude : $5^{\circ}44'49.27''$ E, Altitude : 107m). Les tests effectués ont été menés durant les années 2014-2016 sous un ciel clair et un vent de vitesse faible à modérée. Le banc des essais est un capteur solaire plan à air dont les dimensions sont regroupées dans le tableau 1, le capteur est orienté face au sud. Il s'agit d'un insolateur (simple passe et double passe) composé d'une vitre en plexiglas caractérisée par un coefficient de transmission $\tau = 0.9$ et d'un absorbeur en acier galvanisé $\alpha = 0.95$, $\varepsilon = 0.95$ (voir la figure 1). La hauteur de la veine d'air mobile est de 4cm. A l'entrée du conduit d'écoulement de dimensions $4\text{cm} \times 0.92\text{m} \times 1.92\text{m}$ se trouve une rangée de 24 trous de diamètre de 2cm à travers lesquels l'air ambiant passe à l'intérieur de l'insolateur. L'air chauffé est évacué par la suite à travers une section convergente à la sortie du conduit d'écoulement.



Figure 1. Dispositif expérimental.

3. Description générale et caractéristiques techniques

Les principaux composants du capteur solaire à air (figure 2) sont :

- Une couverture transparente en plexiglas d'épaisseur 3 mm.
- Tôle d'acier galvanisé de 0.8 mm d'épaisseur et de 0.92m × 1.92 m de surface peinte en noir mat.
- Panneau isolant de polystyrène de 4cm d'épaisseur pour assurer l'isolation de la surface arrière de l'insolateur.
- Panneau isorel de 3cm d'épaisseur servant de plaque inférieure de conduit d'écoulement.
- Panneau contreplaqué de 3mm utilisé comme couverture arrière protégeant le polystyrène contre les agents extérieurs et atmosphériques.
- Coffre en bois dur qui assure l'isolation latérale et maintient tous les éléments de l'insolateur solidement ensemble.

Les caractéristiques techniques (paramètres géométriques, thermo-physique et optiques) sont regroupées dans les tableaux (1-4).

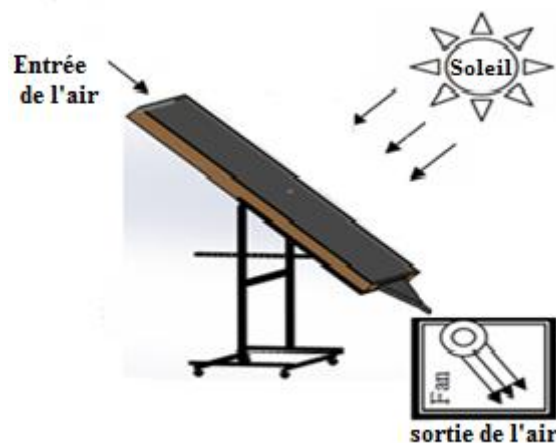


Figure 2. Schéma du capteur solaire.

Tableau .1 Dimensions des constituants.

Elément de construction	Longueur(m)	Largeur (m)	Epaisseur (mm)
Couverture transparente	2	1	3
Absorbeur	1.92	0.92	0.8
Isolant	2	1	40
Boîtier	2	1	30

Tableau.2. Paramètres géométriques du panneau.

Caractéristiques géométriques	Valeur (m)	Valeur (m)
	(Capteur à double passe)	(Capteur simple passe)
Hauteur de premier canal d_1	0.03	0.02
Hauteur de deuxième canal d_2	0.03	0.04
Longueur de panneau L	2	2
Largeur du panneau b	1	1

Tableau .3 Caractéristiques thermo physiques.

Elément de construction	Matériaux	Masse volumique (kg/m ³)	Chaleur spécifique (j/kg.K)	Conductivité thermique (W/m.K)
Couverture transparente	Plexiglas	1.2	1500	1.5
Absorbeur	Acier galvanisé	7800	473	45
Isolant	Polystyrène expansé	16	1670	0.042

Tableau .4 Caractéristiques optiques des éléments de construction.

Elément de construction	Emissivité (ϵ)	Absorption (α)	Transmission (τ)
Couverture transparente	0.9	0.05	0.9
Absorbeur	0.95	0.90	-
Isolant	0.25	-	-
Boîtier	0.89	-	-
Chicane	0.89	-	-

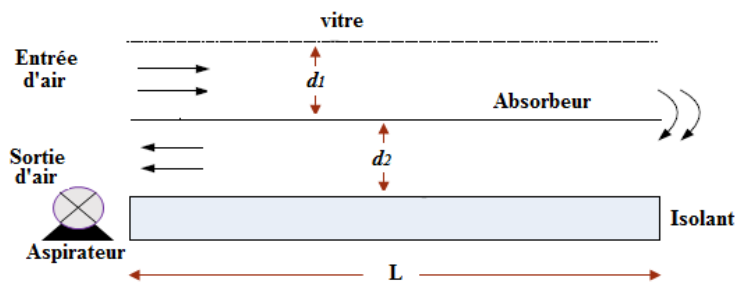
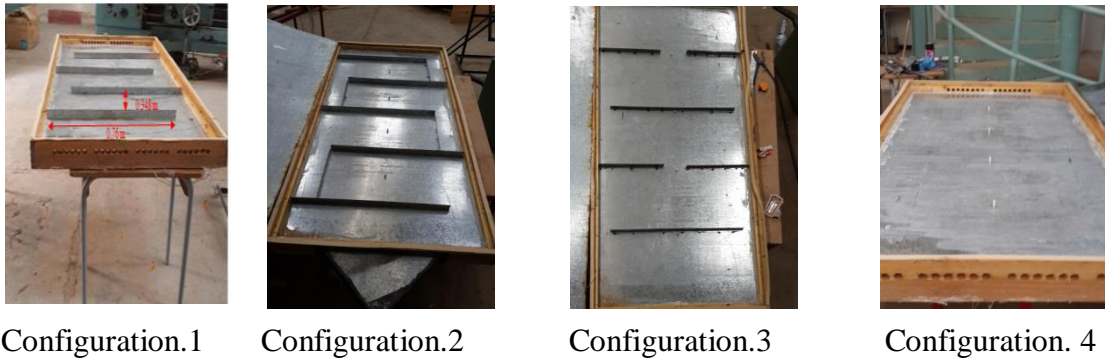
4. Présentation de différentes configurations étudiées

L'étude menée a porté sur plusieurs configurations géométriques simple et double passage d'air, nous présentons sur la figure 3 les différentes géométries étudiées.

Cinq (05) configurations géométriques offertes au passage de l'air dans la veine d'écoulement active :

- Configuration 1 : capteur sans chicanes avec et sans vitre ;
- Configuration 2 : capteur avec chicanes transversales (gauche-droite) ;

- Configuration 3 : capteur avec chicanes transversales (gauche-droite) et avec chicanes longitudinales(ne bloquent pas l'écoulement) ;



Configuration.5

Figure 3. Présentation des différentes configurations étudiées

- Configuration 4 : capteur avec chicanes transversales (gauche-droite et intermédiaire) ;
- Configuration 5 : capteur sans chicanes à double passage de l'air.

Le capteur solaire conçu est composé d'une veine d'air passive (immobile), située entre l'absorbeur et la vitre. Son hauteur est de 2 cm. Cette valeur s'avère optimale pour ce genre de capteurs solaires. La veine d'air dynamique d'une hauteur de 40 mm est située sous l'absorbeur, dans laquelle sont placées des chicanes transversal et longitudinales de formes rectangulaire de largeur 0.76 m, de hauteur 3.8 cm et d'une épaisseur de 1 mm, la distance entre eux est de 0.384 m (voir figure 4 et 5).

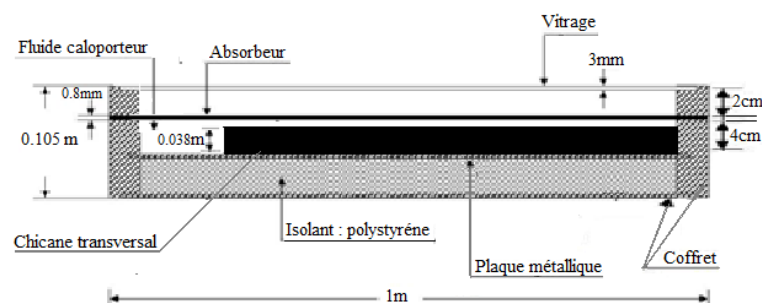
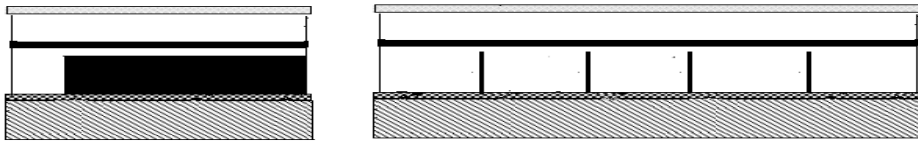


Figure 4. Dimensions des différents composants.**Figure 5.** Coupes transversale et longitudinale du canal d'écoulement.

5. Instrumentation

5.1. Mesure du rayonnement solaire:

L'intensité du rayonnement solaire global a été mesurée par un solarimètre (Frederiksen) étalonné avec un pyranomètre Kipp & Zonen CM21, celui-ci a été placé près de la vitre transparente avec la même inclinaison et la même orientation de l'insolateur (voir figure.4).

**Figure 6.** Solarimètre.

5.2. Mesures du débit:

Le débit d'air a été mesuré à la sortie de l'air par un anémomètre à hélice KIMO-LV110 (voir figure).

**Figure 7.** Anémomètre à hélice.

5.3.Mesure des températures

- **Capteur solaire simple passe**

- Les mesures des températures dans la veine d'écoulement sont effectuées à l'aide des sondes (thermistances CTN), six sondes placées sur l'axe permettant de suivre l'évolution de la température du fluide caloporteur (l'entrée jusqu'à la sortie du conduit d'écoulement), et connectées à un afficheur numérique indiquant en permanence les températures mesurées.
- Six sondes sont placées sur l'absorbeur et la plaque inférieure à l'opposé de celle placées dans le canal d'écoulement.
- Le thermomètre infrarouge est utilisé dans le but de mesurer la température de la vitre en six positions (voir figure 7).

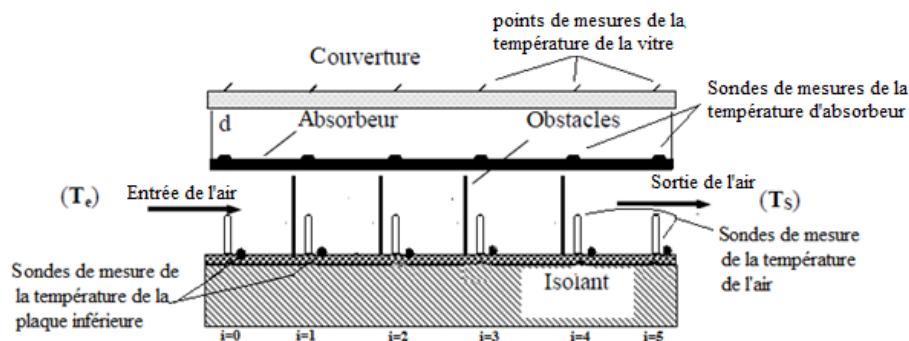


Figure 8. Distribution des thermocouples et points des mesures.

- **Capteur à double passe**

Les vingt sondes sont réparties de la manière suivante :

- Sept (07) sondes destinées à mesurer la température du fluide, deux (02) installées à l'entrée et à la sortie du panneau, une (01) sonde installée à la fin du parcours du premier canal à fin de mesurer la température à l'entrée du canal inférieur. Concernant les quatre (04) sondes restantes sont installées dans l'axe du premier et du second canal pour poursuivre l'évolution de température de l'air à l'allé et au retour. L'espace entre eux est d'ordre 0.8 m et de 0.4 m par rapport à la sonde positionnée à la fin de parcours.
- six (06) sondes fixées sur la surface de l'absorbeur espacées de 0.4 m entre elles.
- six (06) sondes fixées sur la surface de l'isolant espacées de 0.4 m entre elles.
- une (01) sonde sous l'ambre pour mesurer la température ambiante.

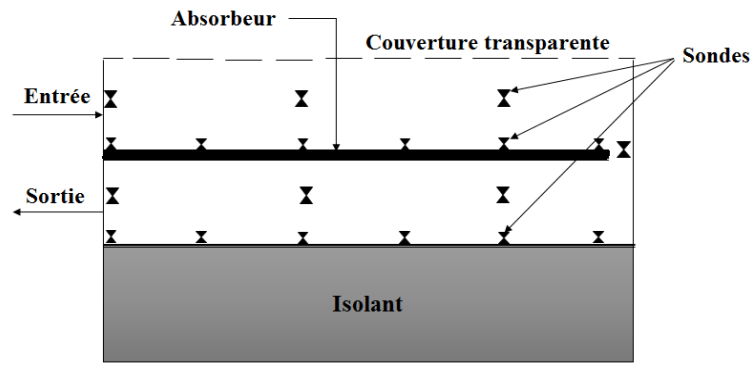


Figure 9. Distribution des thermocouples et points de mesures



a - Thermomètre digital **b** - Thermomètre infrarouge. **c** – Multimètre digital.

Figure 10. Instruments de mesures de température

Tableau .5 Caractéristiques techniques des instruments de mesure.

Instrument	Plage de mesure	Exactitude	Résolution
Solarimètre	0 à 1999 W/m ²	±5% de la pleine échelle	1 W/m ²
Anémomètre à hélice	0 à 65000 m ³ /h	±3% de la lecture	1 m ³ /h
Thermomètre digital	-30 à 110°C	±1 °C	0.1 °C (< 100 °C) 1 °C (≥ 100 °C)

6. Conclusion

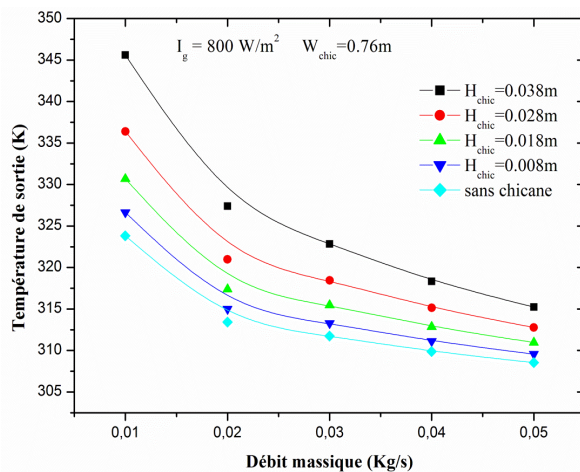
A partir des manipulations effectuées sur le banc d'essai expérimental dans le hall technologique, un nombre important des tableaux de mesures est obtenu pour toutes les configurations considérées, ce qui nous permettra par la suite de valider les modèles mathématiques en régime transitoire et stationnaire.

Chapitre V

Résultats et discussions

Sommaire

1. Introduction	88
2. Validation des résultats	88
2.1. Régime stationnaire.....	88
2.1.1 Validation avec la littérature.....	88
2.1.1 Validation avec l'expérimentation.....	88
2.2. Régime transitoire	99
2.2.1 Validation des résultats avec la littérature.....	99
2.2.2 Validation des résultats avec l'expérimentation.....	99
3. Etude paramétrique	100
3.1. Capteur solaire à air sans chicane.....	100
3.2. Capteur solaire avec chicane rectangulaire placées sur la plaque inférieure.....	103
3.3. Capteur solaire à air avec des ailettes et des chicanes fixées sur la plaque absorbante..	106
3.4. Capteur solaire à air à double passe	110
4. Application du panneau solaire à air au séchage.....	112
5. Résultats expérimentaux.....	113
5.1. Capteur solaire sans chicanes	114
5.2. Capteur solaire avec chicane rectangulaire place sur plaque inférieure	115
5.3. Capteur solaire à air à double passe	116
5.4. Comparaisons entre les configurations.....	117
6. Conclusion.....	119
7. Références.....	120



Résumé

Dans ce chapitre, nous avons présenté et validé les résultats des modèles mathématiques développés à partir de l'analyse des bilans énergétiques des différents panneaux solaires à air simple et double passe, sans et avec chicanes en régime stationnaire et transitoire avec ceux de l'expérimentation ainsi de la littérature.

Chapitre V : Résultats et discussions

1. Introduction

Dans ce chapitre, nous allons présenter et valider les résultats des modèles mathématiques développés à partir de l'analyse des bilans énergétiques des différents panneaux solaires à air simple et double passe, sans et avec chicanes en régime stationnaire et transitoire avec ceux de l'expérimentation ainsi de la littérature. En outre, nous menons une étude paramétrique dont le but d'optimiser le dimensionnement du panneau solaire plan à air. A la fin de ce chapitre, on représente des principaux résultats graphiques obtenus, sous formes des courbes et de tableaux.

2. Validation des résultats

2.1. Régime stationnaire

Notre validation est divisée en deux parties, la première est réservée à celle tirée des travaux antérieurs quant à la deuxième partie est consacrée à celle de notre manipulation expérimentale.

2.1.1 Validation avec la littérature

2.1.1.1 Capteur solaire simple passe (sans vitre et sans chicanes)

Pour une meilleure appréciation de la performance et les limites de nos simulations numériques, une comparaison entre les résultats obtenus concernant les capteurs solaires à air (sans chicanes et sans vitre) et ceux trouvés dans la littérature (résultats de Gan [1] publié par Ong [2]) a été effectuée en matière de température de fluide (voir figure 1), dans les mêmes conditions opératoires ($I_g = 900 \text{ W/m}^2$, $T_a = T_e = 31,7 \text{ }^\circ\text{C}$, $Re = 1670$).

Les résultats numériques de température de l'air et les résultats expérimentaux de Gan et al. [1] et Tan et al. [3], ont été aussi rapportés dans le tableau 1, pour différentes positions du panneau (suivant la longueur du collecteur). On constate que les résultats du modèle numérique concordent assez bien avec les résultats expérimentaux de Tan et al. [3] et Gan et al. [1], avec une erreur relative maximale de 2,95%

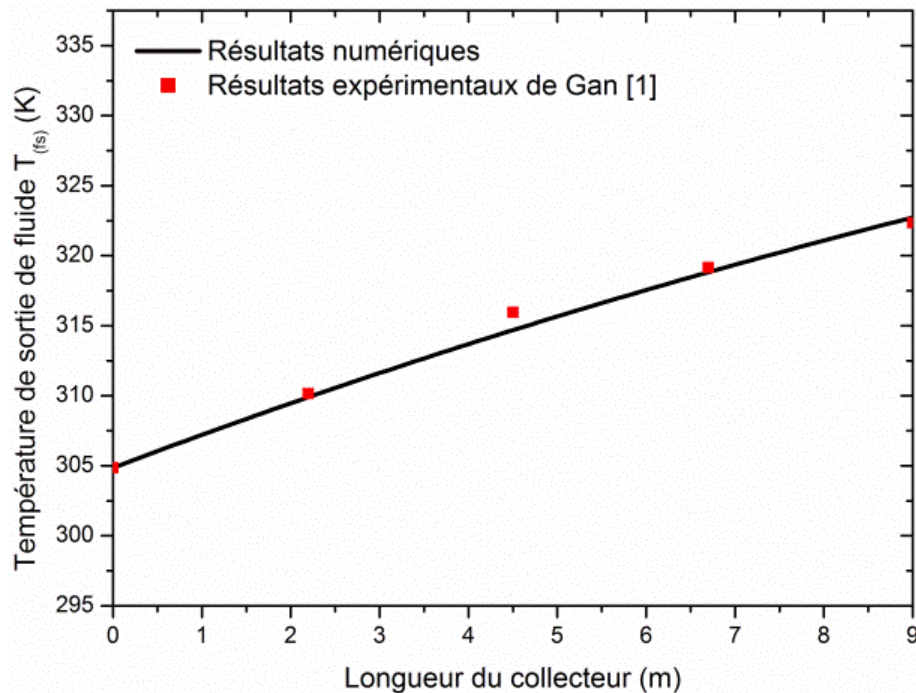


Figure 1. Variation de température le long du capteur solaire ($I_g=900$ W/m^2 , $\dot{m}=0.132Kg/s$).

Tableau 1. Validation de la température du fluide de sortie pour les différents débits.

Position(m)	Re=16700			Re=39300		
	$T_{fs\ num}$	$T_{fs\ exp}$ [1]	Erreur %	$T_{fs\ num}$	$T_{fs\ exp}$ [3]	Erreur %
0	31,7	31,7	0	31,5	31,5	0
2.25	36,7538	37	0,6654051	34,376	34,5	0,35942029
4.5	41,5359	42,8	2,9535047	37,2235	37,9	1,78496042
6.75	45,6728	46	0,7113045	39,803	40,6	1,96305419
9	49,5772	49,2	0,7666667	42,3557	43,2	1,95439815

2.1.1.2 Capteur solaire à air avec vitre et sans chicanes

Le code numérique écrit en langage Fortran a été validé pour le cas d'un capteur solaire plan à air sans chicanes en comparant nos résultats avec la littérature [4]. Les résultats de la variation de température de sortie en fonction du temps sont résumés dans la figure 2, pour un débit fixe ($\dot{m}=0.012kg.s^{-1}$). Les résultats numériques obtenus dans ce travail sont en bon accord avec ceux obtenus par Chabane et al. [4]

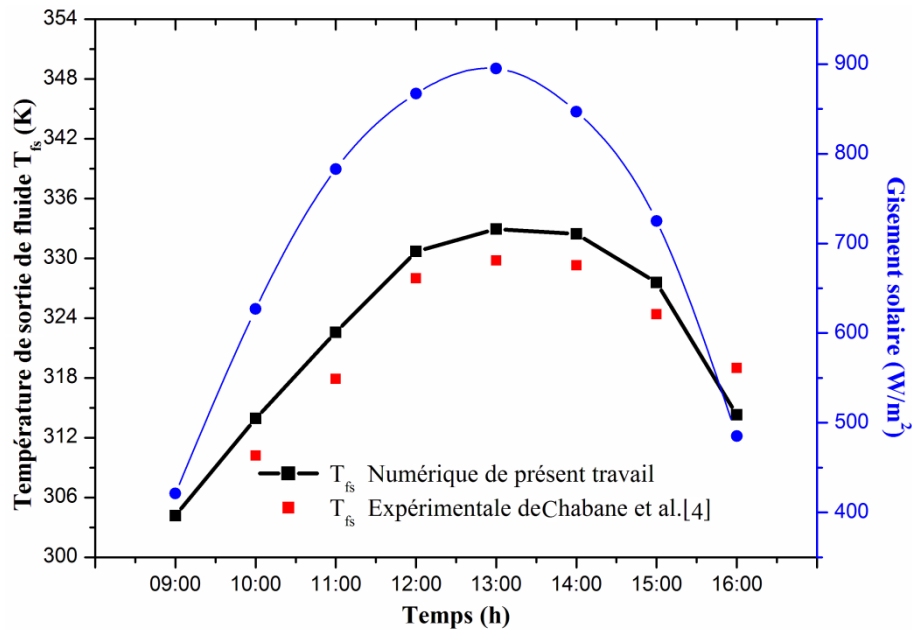


Figure 2. Evolution de la température de l'air de sortie et de l'intensité du rayonnement solaire en fonction du temps pour un débit de 0.012Kg/s.

2.1.1.3 Capteur solaire avec des ailettes et des chicanes fixés sur la plaque absorbante

Dans cette section, la comparaison a été faite avec les travaux réalisés par Mohammadi et al.[5], pour un capteur solaire plan à air avec des ailettes et des chicanes fixées sur la plaque absorbante. La figure 3 représente la variation du rendement en fonction de débit massique pour une valeur de gisement solaire fixe ($I_g=700 W/m^2$). Une très bonne concordance a été obtenue entre les résultats du présent travail et celui de Mohammadi et al. [5]. Une deuxième validation a été effectuée avec les résultats issus des travaux de Ong [2], pour un capteur solaire sans rugosité artificielles (sans chicanes et sans ailettes) où l'air s'écoule entre la plaque absorbante et la vitre (figure 04). Un accord acceptable a été obtenu entre les résultats de présent travail et les résultats de Ong [2].

Les tableaux 2 et 3 illustrent l'influence des chicanes et des ailettes sur la performance thermique du capteur solaire à air en matière de rendement thermique et de température de sortie du fluide, une comparaison entre les résultats obtenus et ceux trouvés dans la référence [5] a été portée sur l'effet de la variation de nombre de Reynolds, du nombre des ailettes de la longueur et enfin de la distance entre les chicanes.

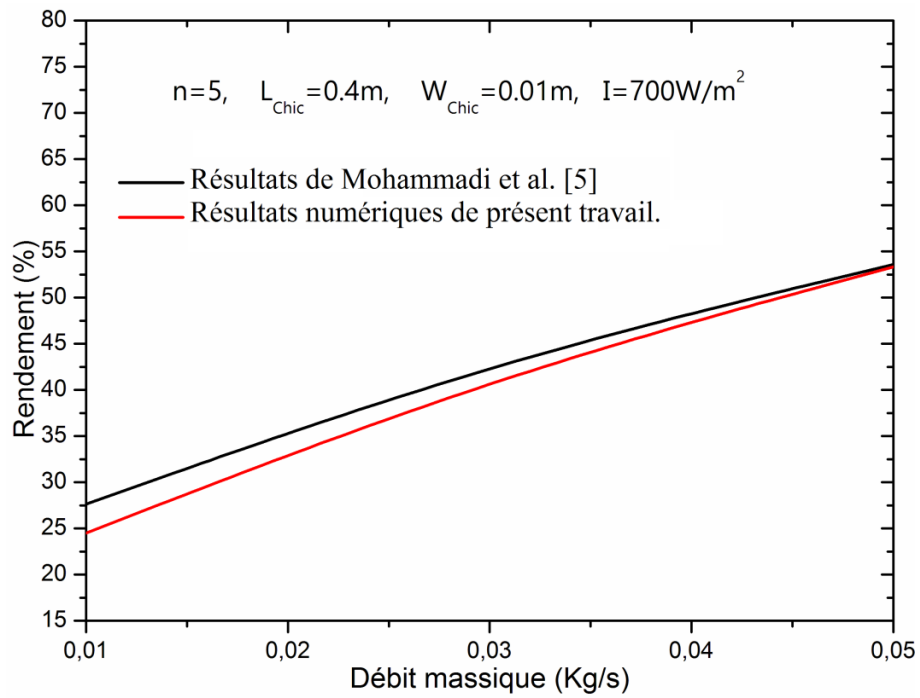


Figure 3. Variations du rendement thermique en fonction du débit massique.

Tableau 2. Variation des températures (T_{fs}) et du rendement thermiques ($I_g=700W/m^2$).

n	L_{baff}	W_{baff}	$m_i=0,03$ (Kg/s)				
			T_{fs} (k)	T_{fs} (k) Ref[5]	η , %	η , % Ref[5]	Erreur%
0			306,07	306,03	34,67	34,62	0,14
5	0,40	0,01	309,97	309,20	43,09	41,47	3,92
		0,03	312,03	310,66	47,53	44,62	6,52
		0,05	313,64	311,94	51,01	47,39	7,64
	0,20	0,01	310,71	309,70	44,68	42,56	4,99
		0,03	313,63	311,94	51,00	47,39	7,62
		0,05	315,60	313,71	55,24	51,21	7,87
	0,10	0,01	311,81	310,50	47,07	44,29	6,28
		0,03	315,59	313,71	55,23	51,21	7,85
		0,05	317,68	315,89	59,73	55,92	6,81
0,05	0,01	0,01	313,35	311,72	50,39	46,91	7,43
		0,03	317,68	315,89	59,72	55,92	6,79
		0,05	319,58	318,22	63,83	60,96	4,71
	0,20	0,01	311,18	309,64	45,69	42,43	7,69
		0,03	313,56	311,57	50,84	46,59	9,13
		0,05	315,28	313,15	54,55	50,01	9,07
0,10	0,01	312,06	310,32	47,60	43,90	8,43	
	0,03	315,28	313,15	54,54	50,01	9,05	
	0,05	317,22	315,19	58,73	54,42	7,93	
0,05	0,01	0,01	313,33	311,37	50,33	46,17	9,02
		0,03	317,21	315,19	58,72	54,42	7,91
		0,05	319,10	317,49	62,79	59,37	5,76
0,05	0,01	0,01	314,99	312,88	53,92	49,43	9,08
		0,03	319,09	317,49	62,78	59,37	5,74

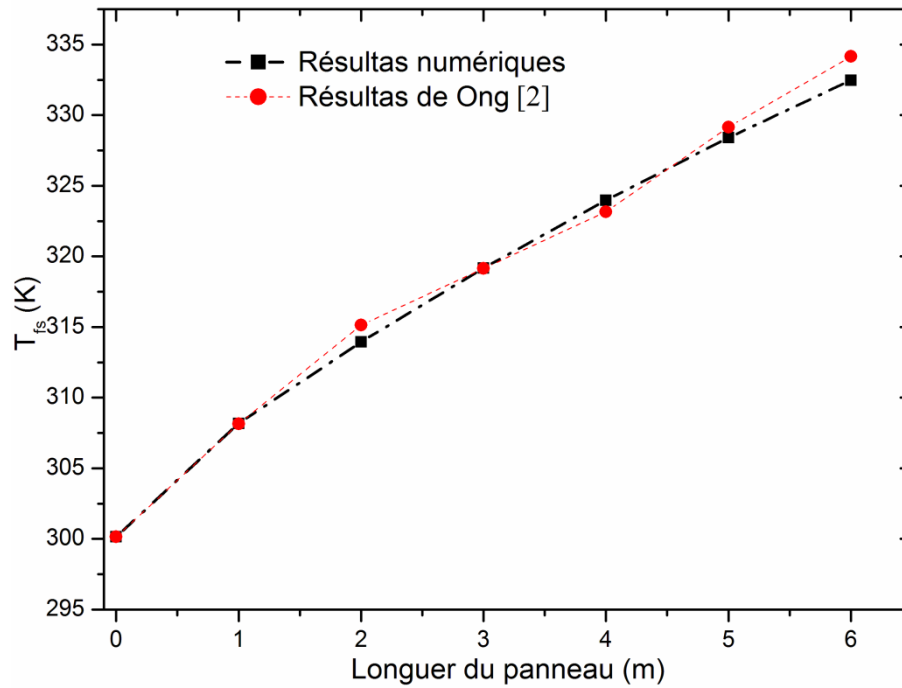


Figure 4. Evolution de la température de l'air de sortie et de l'intensité du rayonnement solaire en fonction du temps (Re =4000).

Tableau 3. Variations des températures (T_{fs}) et du rendement thermique ($I_g=700W/m^2$)

n	L_{baff}	W_{baff}	$m_i=0,05$ (Kg/s)				
			T_{fs} (k)	T_{fs} (k) Ref[5]	η %	η % Ref[5]	Error%
0			302,59	303,15	45,28	47,31	4,29
5	0,40	0,01	304,90	304,82	53,58	53,30	0,52
		0,03	306,08	306,20	57,84	58,27	0,74
		0,05	306,96	306,96	60,99	60,99	0,01
	0,20	0,01	305,33	305,62	55,14	56,18	1,85
		0,03	306,96	306,96	60,98	60,99	0,01
		0,05	307,96	307,95	64,61	64,56	0,08
	0,10	0,01	305,96	306,11	57,42	57,94	0,90
		0,03	307,96	307,95	64,60	64,56	0,07
		0,05	308,97	309,10	68,22	68,70	0,70
0,05	0,01	306,81	306,83	60,45	60,52	0,12	
	0,03	308,96	309,10	68,21	68,70	0,72	
	0,05	309,83	310,26	71,32	72,85	2,10	
7	0,40	0,01	305,57	305,59	56,00	56,11	0,19
		0,03	306,90	306,74	60,78	60,28	0,83
		0,05	307,79	307,65	63,99	63,53	0,73
	0,20	0,01	306,07	306,00	57,81	57,61	0,34
		0,03	307,79	307,65	63,98	63,53	0,71
		0,05	308,74	308,75	67,41	67,48	0,11
	0,10	0,01	306,77	306,63	60,32	59,87	0,76
		0,03	308,74	308,75	67,40	67,48	0,12
		0,05	309,61	309,90	70,54	71,65	1,55
0,05	0,01	307,64	307,50	63,45	62,99	0,73	
	0,03	309,61	309,90	70,53	71,65	1,56	

2.1.1.4 Capteur solaire à air à double passe

Pour approuver la stabilité et la robustesse de notre approche mathématique et numérique à la fois, nous allons effectuer une validation avec les résultats expérimentaux de Fudholi et al.[6] (Voir figure 5 et tableau 4), en terme de rendement thermique et température de sortie de l'air à différents modes opératoires.

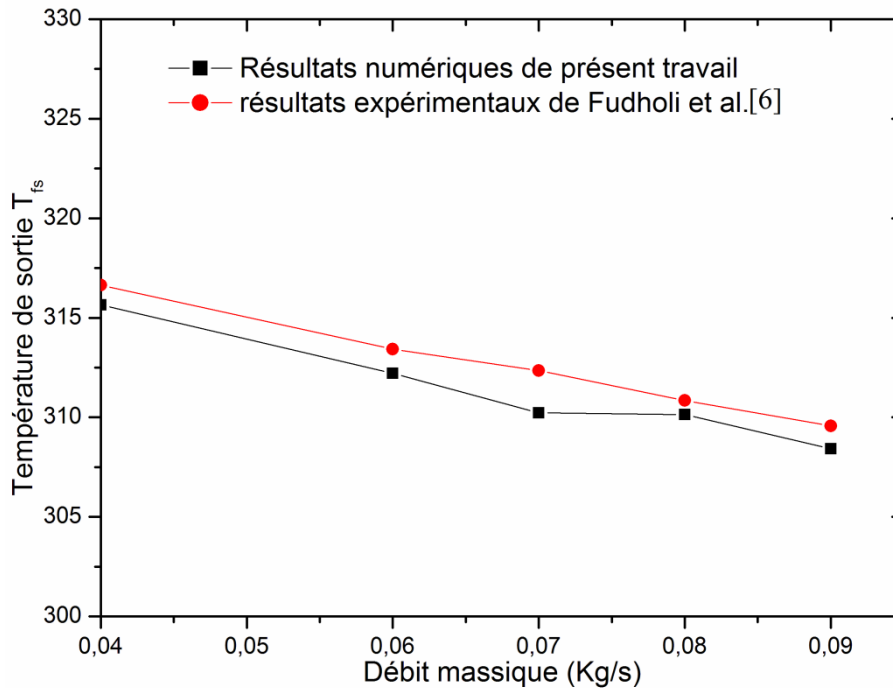


Figure 5. Evolutions de la température de sortie en fonction du débit massique.

Tableau 4. Validation des résultats théoriques avec les travaux antérieurs[6]

$I_g(w/m^2)$	Débit massique (kg/s)	Température de sortie du fluide(k)		
		Théo.	Exp.[6]	Erreur %
425	0,04	42,5052	43,5	2,2868966
	0,06	39,0542	40,27	3,0191209
	0,07	37,073	39,2	5,4260204
	0,08	36,9981	37,7	1,8618037
	0,09	35,2734	36,42	3,1482702

2.1.2 Validation avec l'expérimentation

2.1.2.1 Capteur solaire simple passe (sans vitre et sans chicanes)

Pour estimer les coefficients d'échanges locaux, Le modèle proposé par Aissaoui et al.[7] a permis, d'une part de comparer les températures obtenues à partir de ce modèle avec les températures théoriques obtenues à partir du coefficient d'échange moyen, et d'autre part de les comparer avec les résultats expérimentaux. On peut remarquer que,

comme on a prévu, pour les valeurs utilisées des nombres de Reynolds et de l'intensité solaire, les températures sur chaque composant du collecteur solaire augmentent le long du collecteur dans le sens de l'écoulement. La comparaison entre les résultats des deux approches (figure 7 et 8) révèle que les coefficients locaux de transfert de chaleur convective estimés à partir de l'équation de Aissaoui et al.[7] Offre un très bon accord avec les résultats expérimentaux.

Les coefficients de transferts convectifs locaux ont été estimés et présentés sur la figure 6 pour deux débits massiques. Le calcul concernant ces coefficients de transfert le long de la ligne moyenne conduit à la conclusion suivante : le transfert de chaleur entre l'air et l'absorbeur est plus important sur une longueur(x) égale à presque à 0.8 m, ces coefficients restent liés directement à la vitesse de l'écoulement (voir figure 6).

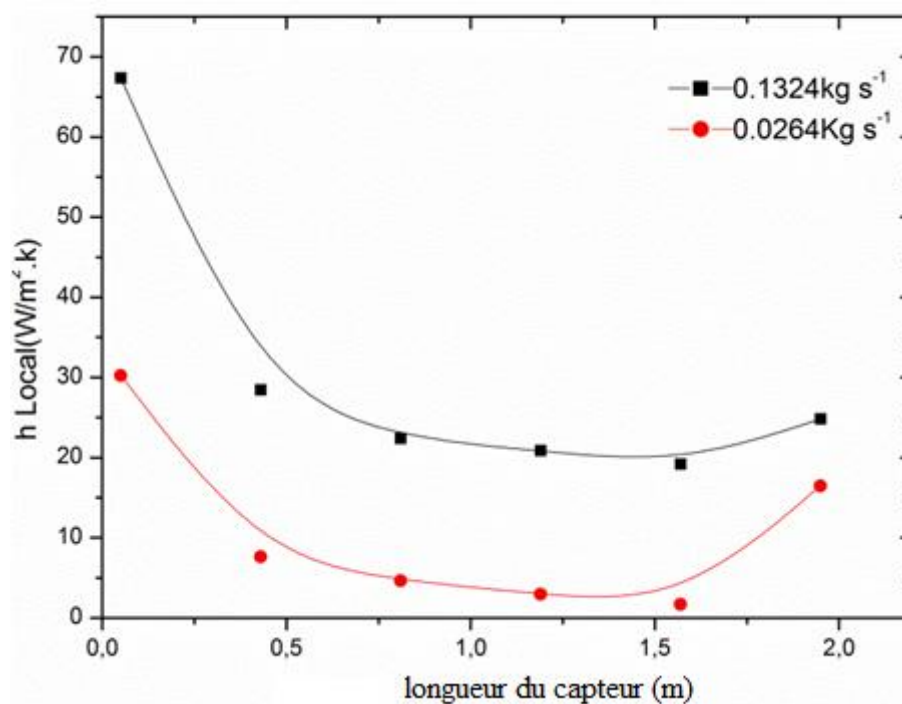


Figure 6. Variation du coefficient d'échange convectif le long du collecteur

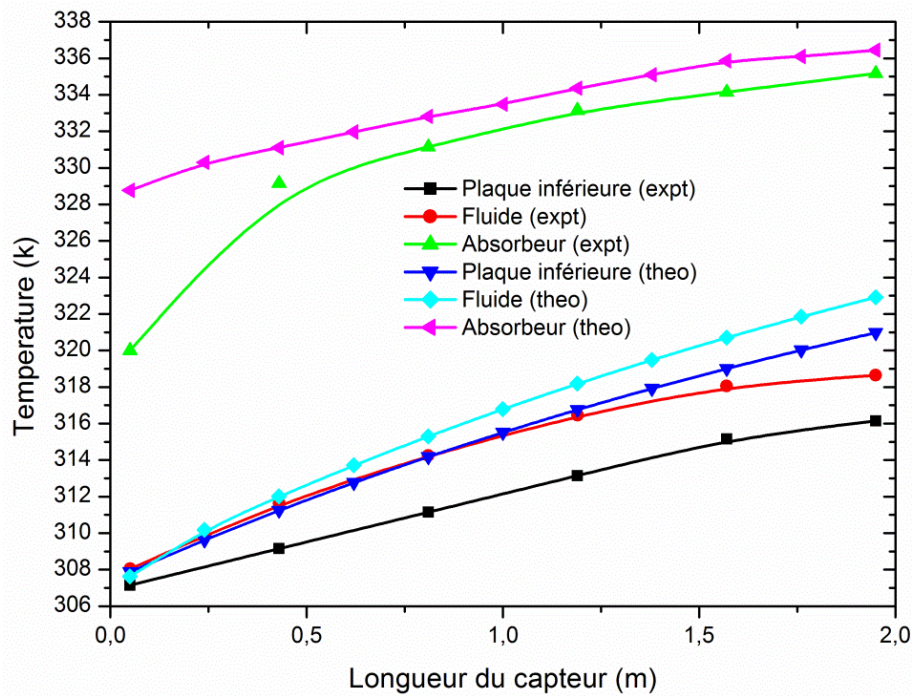


Figure 7. Variation des températures numériques et expérimentales le long du collecteur solaire, avec $Re = 38381,6$, $I_g = 900W / m^2$

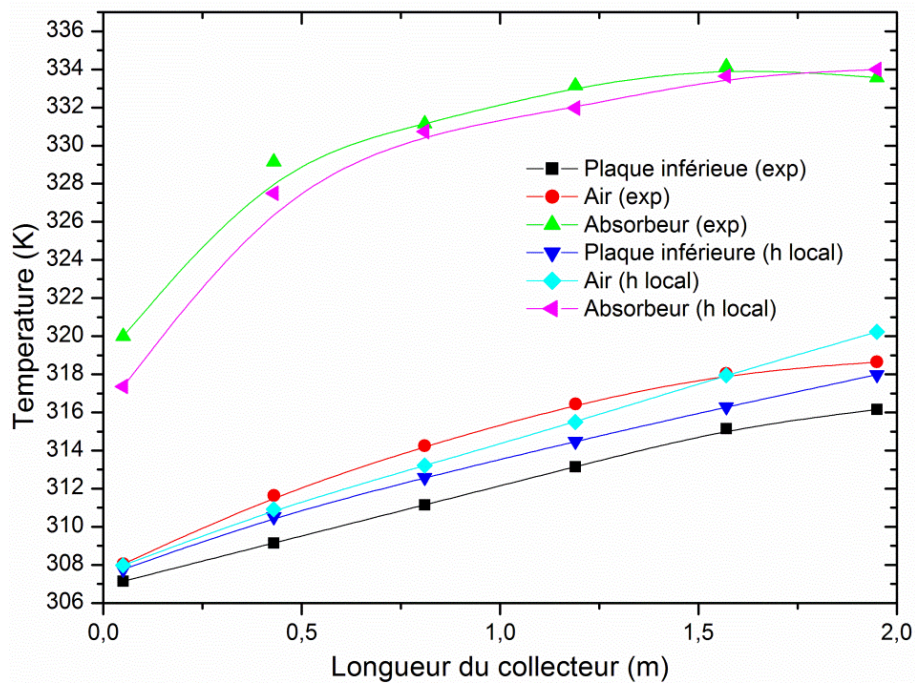


Figure 8. Variation des températures numériques (avec h_{local}) et expérimentales le long du collecteur solaire, ($Re = 38381,6$, $I_g = 900W / m^2$)

2.1.2.2 Capteur solaire à air avec vitre et sans chicanes

Pour confirmer la fiabilité de notre étude théorique, nous avons confronté les résultats issus de notre code une deuxième fois avec ceux de l'expérimentation. La figure 8 représente, pour un débit fixe ($\dot{m}=0.022\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$) et pour des conditions d'utilisation réelles, la variation de la température de sortie en fonction du temps. On peut constater qu'un bon accord entre les deux résultats numériques et expérimentaux avec une légère supériorité de température de sortie du fluide expérimentale après midi. Cela est peut être dû au comportement thermique transitoire de l'insolateur (Inertie thermique).

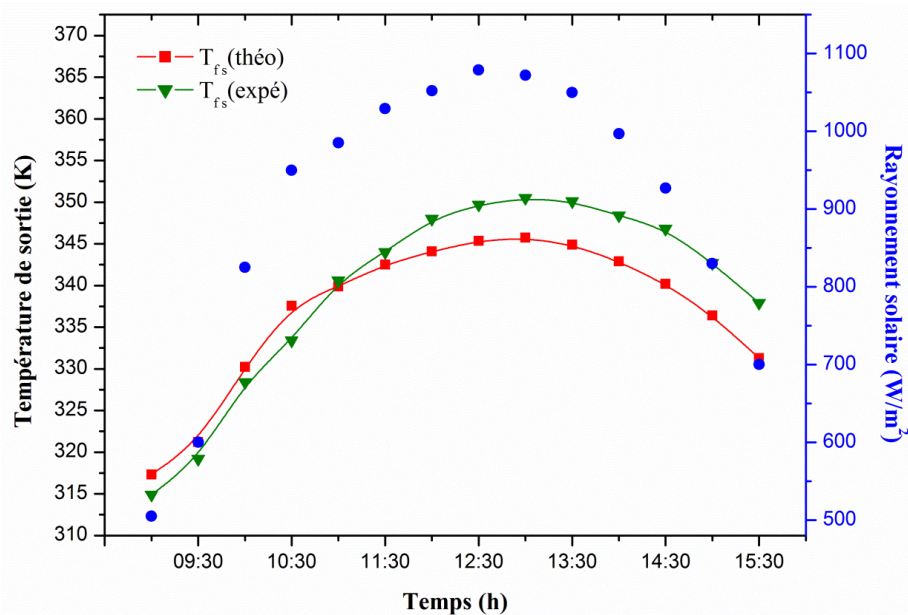


Figure 9. Evolution de la température de sortie durant la journée 20/03/2016

2.1.2.3 Capteur solaire avec chicanes rectangulaires placées sur la plaque inférieure

Pour mieux apprécier les performances et les limites de nos simulations numériques, il est important de valider le modèle théorique avec celui de l'expérimental. La figure 10 représente la variation du rendement thermique du panneau en fonction de débit massique pour des différents gisements incidents mesurés. La validation jugée bonne, affirme une autre fois que le présent modèle s'adapte parfaitement avec l'expérimental.

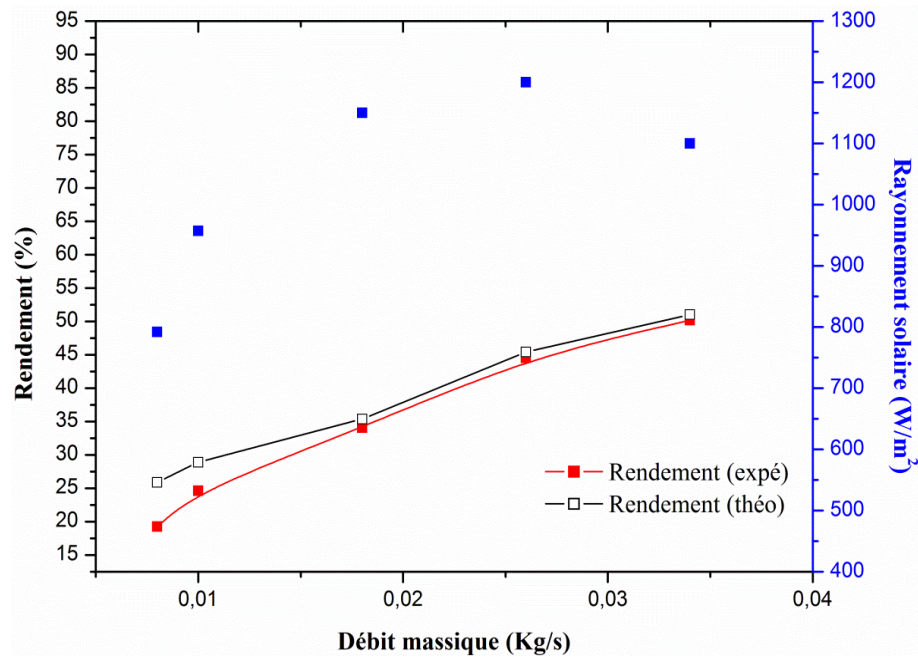


Figure 10. Variation du rendement thermique du panneau en fonction de débit massique.

2.1.2.4 Capteur solaire à air à double passe

Cette validation consiste à la vérification du modèle mathématique en effectuant la comparaison des résultats numériques avec les données obtenues à partir de notre manipulation expérimentale tout en évaluant l'erreur relative sur les différentes températures des constituants du panneau et sans doute celle du fluide à la sortie.

Comme on le remarque dans la figure 11, pour la température du fluide, les résultats du modèle concordent assez bien. La figure 12, montre que les températures des constituants vitre, absorbeur et isolant du panneau obtenu à partir du modèle, reflètent une bonne cohérence avec ceux de l'expérimentales pour un débit de 0.012 Kg/s. On a montré aussi que la température de l'absorbeur est la plus élevée, ceci est dû au son coefficient d'absorption plus grand que ceux des autres composants.

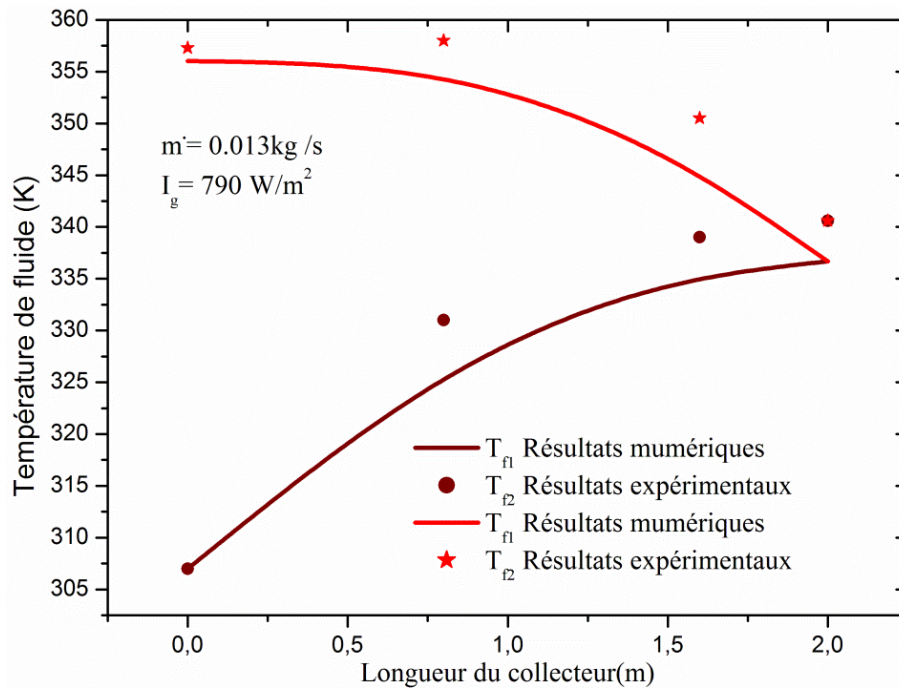


Figure 11. Evolution de la température de sortie en fonction de la longueur de l'insolateur solaire double passe.

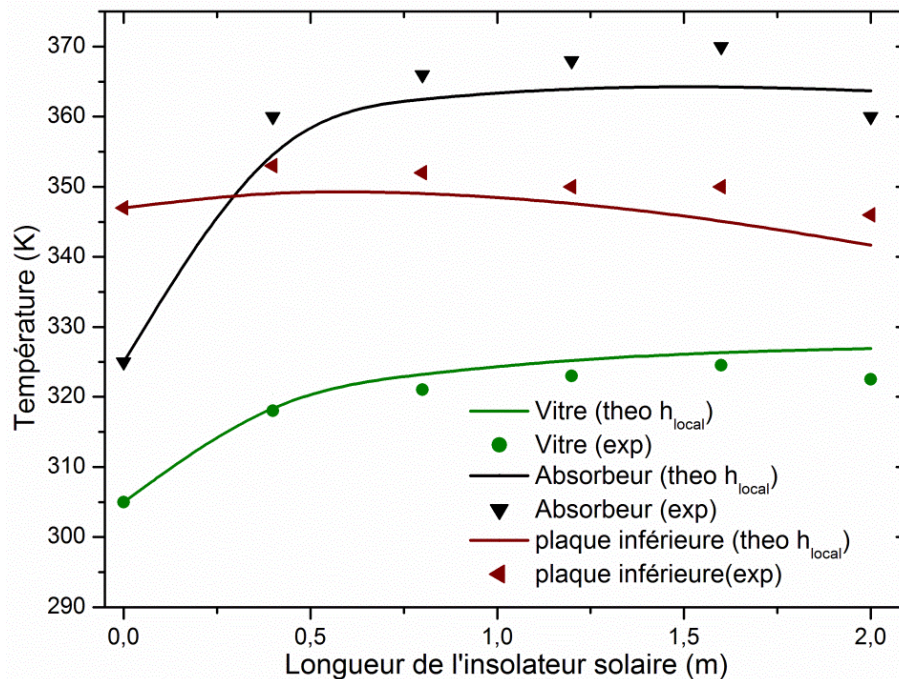


Figure 12. Variation de la température des éléments du panneau en fonction de la longueur pour $\dot{m} = 0.013 \text{ kg/s}$ $I_g = 790 \text{ W/m}^2$.

2.2. Régime transitoire

Il est important d'étudier le comportement du capteur solaire plan en régime transitoire expérimentalement et numériquement, sur tout au début et à la fin du fonctionnement ainsi que par temps couvert. La réponse du système qui se traduit par son inertie thermique nous permis de voir sur quelle base, on peut agir pour remédier à cette carence car, il faut maintenir pendant le chauffage d'un local par exemple, une température d'usage constante.

2.2.1 Validation des résultats avec la littérature

La confrontation des résultats numériques avec les résultats expérimentaux issus par Chabane et al.[4] pour les variations temporelles de la température du fluide sont très proches les uns des autres (voir figure 13).

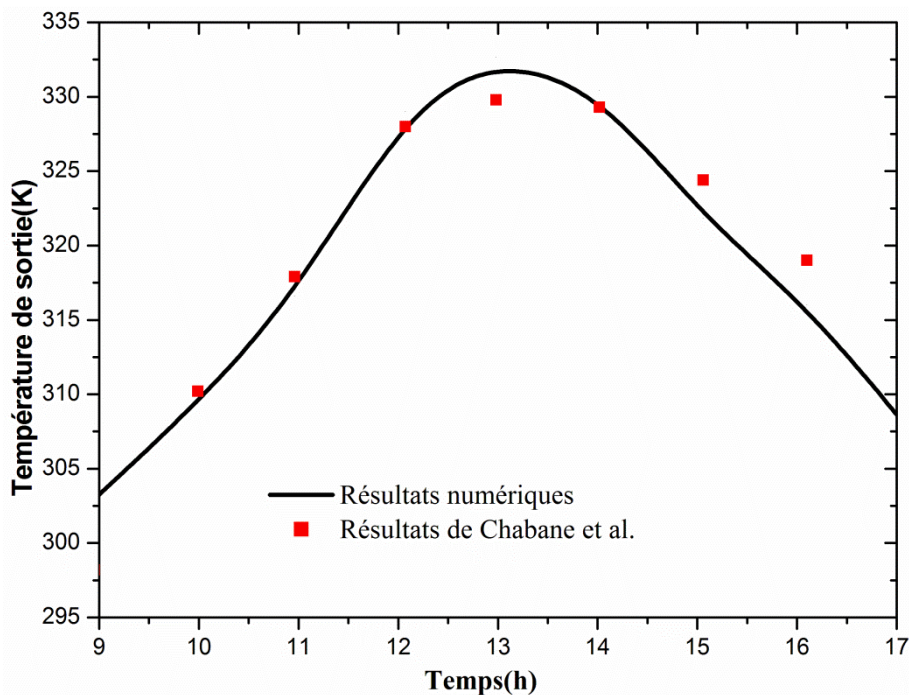


Figure 13. Evolution de la température de sortie d'air en fonction du temps
($\dot{m}=0.012\text{Kg/s}$).

2.2.2 Validation des résultats avec l'expérimentation

D'après la figure 14, une deuxième comparaison entre les résultats obtenus numériquement en régime transitoire et ceux trouvés expérimentalement dans les mêmes conditions réelles. La figure 14 montre l'évolution temporelle de la température d'air de sortie où nous remarquons une bonne concordance entre les résultats.

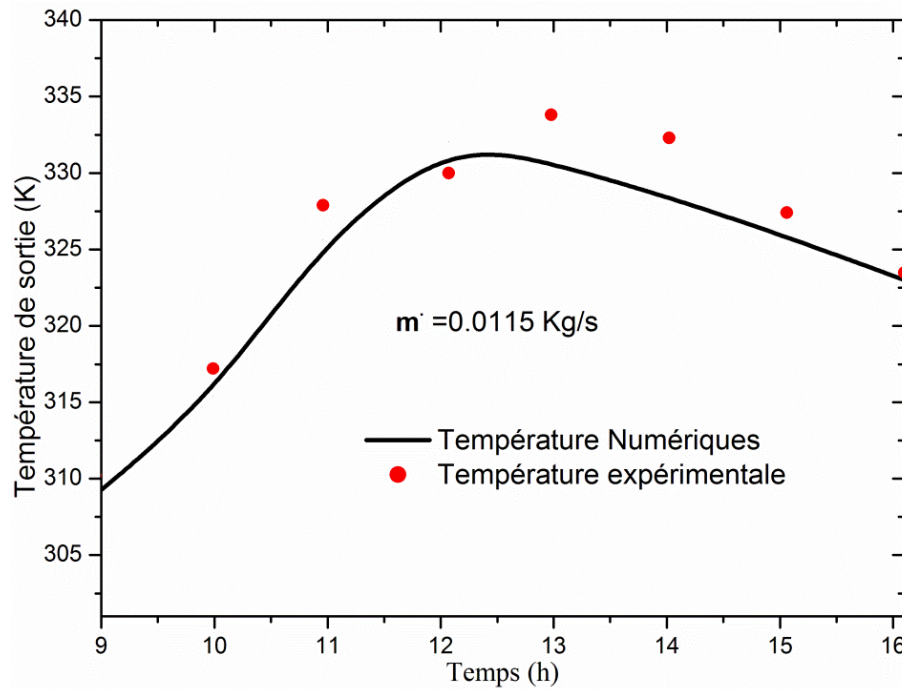


Figure 14. Evolution de la température de sortie d'air en fonction du temps

3. Etude paramétrique

Dans cette section nous avons présenté les influences des différents paramètres géométriques et des débits massiques sur le transfert de chaleur et le comportement du fluide dans différents panneaux.

3.1. Capteur solaire à air sans chicanes

Les figures 15 et 16 illustrent la variation de la température de sortie du fluide en fonction du nombre de Nusselt pour des différentes longueurs et hauteurs du canal de l'insolateur (capteur solaire plan à air sans chicanes). On observe que, malgré l'amélioration d'échange thermique, la température de sortie décroît avec l'augmentation du nombre de Nusselt car la quantité d'air à chauffer à surmonter la quantité de chaleur existante ceci peut être expliqué par le fait que le rapport du coefficient d'échange sur le débit décroît en fonction de nombre de Nusselt. Pour parvenir à une température de sortie supérieure on joue sur les deux paramètres essentiels (longueur du panneau et l'épaisseur de la lame d'air) afin d'agrandir la surface d'échange et de réduire la section de passage d'air.

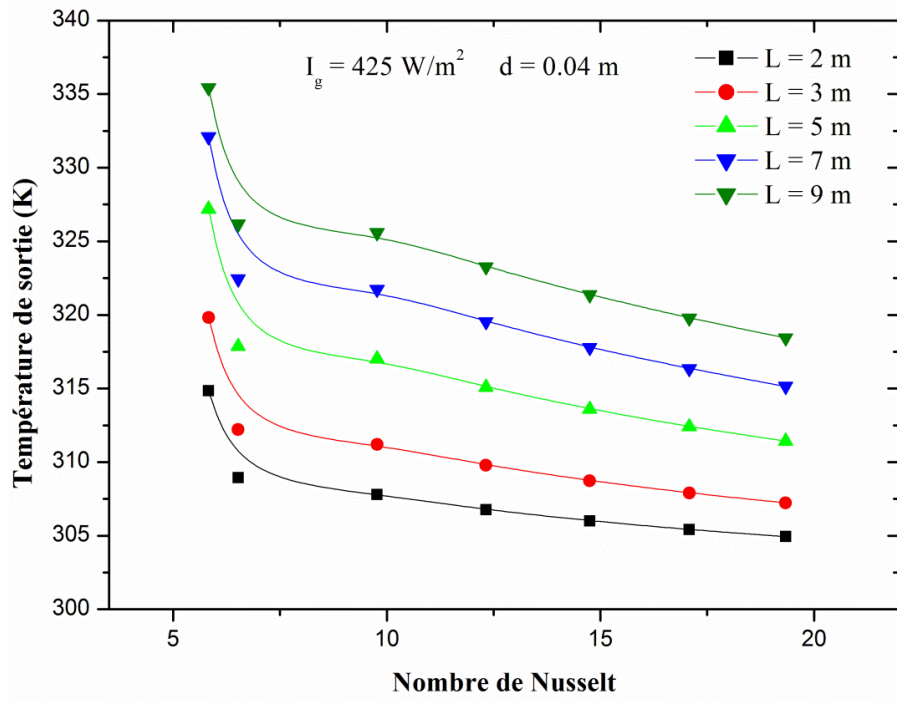


Figure 15. Variation de la température de sortie du fluide en fonction du nombre de Nusselt pour des différentes longueurs de l'insolateur.

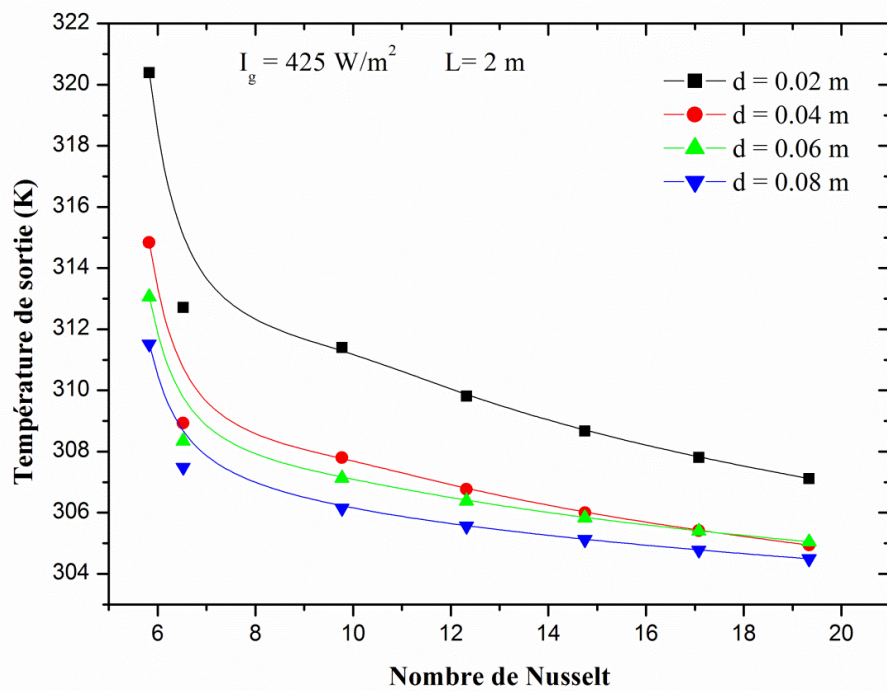


Figure 16. Variation de la température de sortie du fluide en fonction du nombre de Nusselt pour des différentes hauteurs du canal de l'insolateur.

La courbe représentée sur la figure 17 montre la loi de variation de la température de sortie en fonction de la hauteur du canal. Il est à noter que l'accroissement progressif de la hauteur du canal, engendre une chute de température de sortie pour un débit de 0.01kg/s.

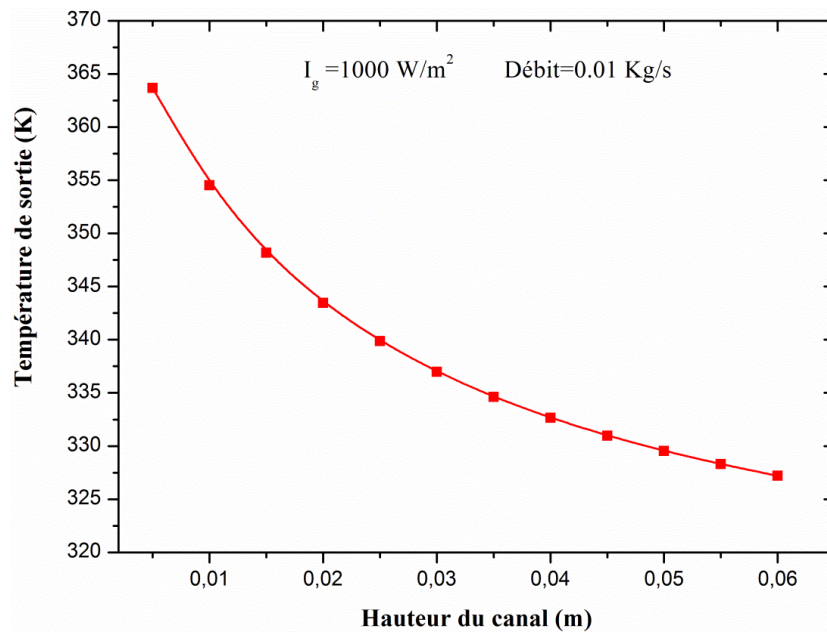


Figure 17. Variation de la température de sortie en fonction de la hauteur du canal.

La figure 18 montre l'évolution de l'énergie utile récupérée par l'air pour un panneau solaire plan à air sans chicane en fonction du débit massique, on constate que l'énergie utile augmente proportionnellement avec le débit massique pour une valeur de l'intensité du rayonnement est égale 900W/m^2 .

La figure 19 indique que le profil de température du fluide obtenu à partir du modèle mathématique est inversement proportionnel au débit massique. Autrement dit, pour une valeur fixe de $I_g=800\text{ W/m}^2$, plus que le nombre de Reynolds augmente, la température de sortie du fluide diminue. On constate une chute remarquable de la température de sortie entre les deux débits 0.01kg/s et 0.022 kg/s. Ce phénomène peut être expliqué par le fait de régime transitoire d'écoulement. Cependant, pour les forts débits (à partir de $\dot{m}=0.025\text{kg/s}$), le régime conserve son caractère turbulent donc une chute progressive de la température de sortie du fluide.

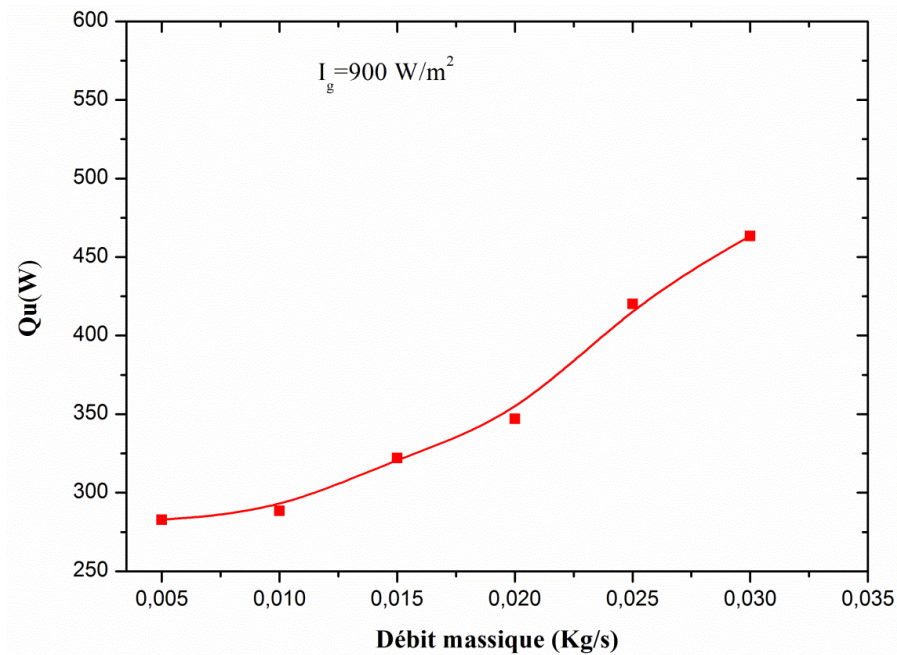


Figure 18. Evolution de l'énergie utile en fonction du débit massique.

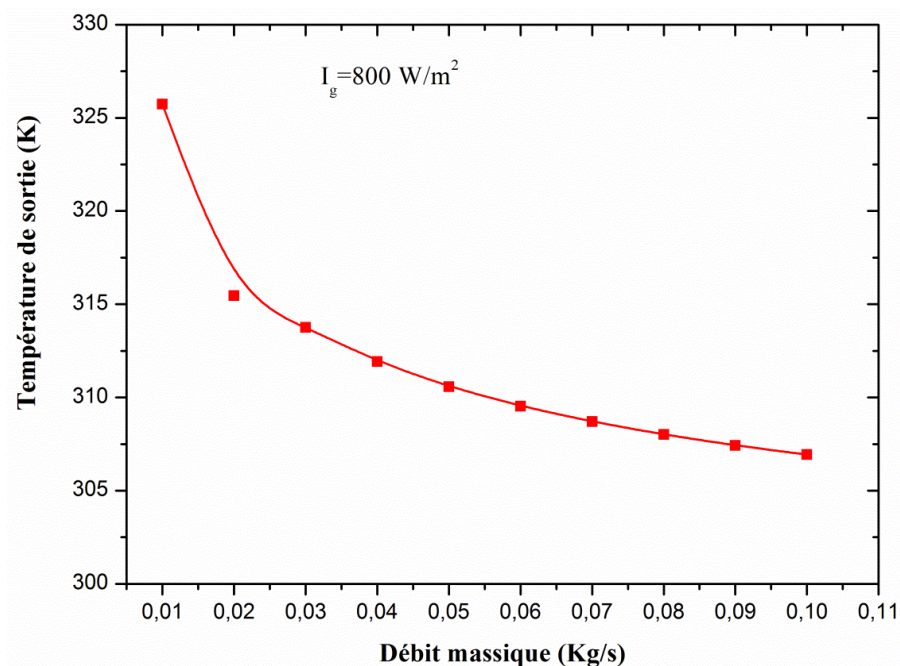


Figure 19. Variation de température de sortie en fonction du débit massique

3.2. Capteur solaire avec chicanes rectangulaire placées sur la plaque inférieure

Pour voir clairement les influences du largeur et la hauteur des chicanes sur la température de sortie pour des différents débits massiques, on a présenté sur les figures 20 et 21, les variations de la température en fonction du débit massique pour des différents

largueurs et hauteurs des chicanes. On constate une diminution de la température de sortie avec l'augmentation du débit. On peut aussi constater pour toutes les valeurs des débits massiques, la température de sortie du fluide augmente avec l'augmentation des paramètres géométriques des chicanes (H_{chic} et W_{chic}).

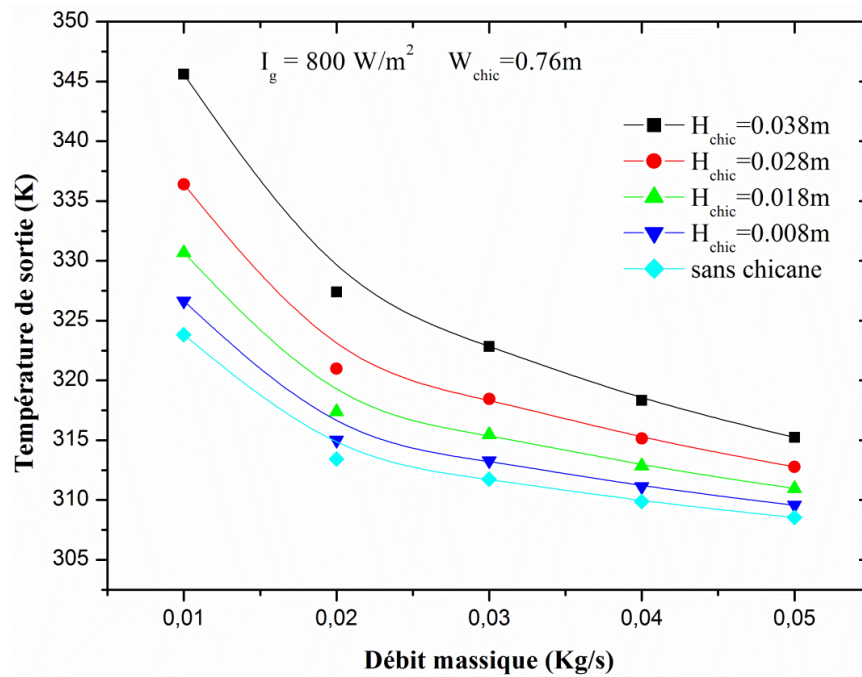


Figure 20. Influence de la hauteur des chicanes sur la température de sortie

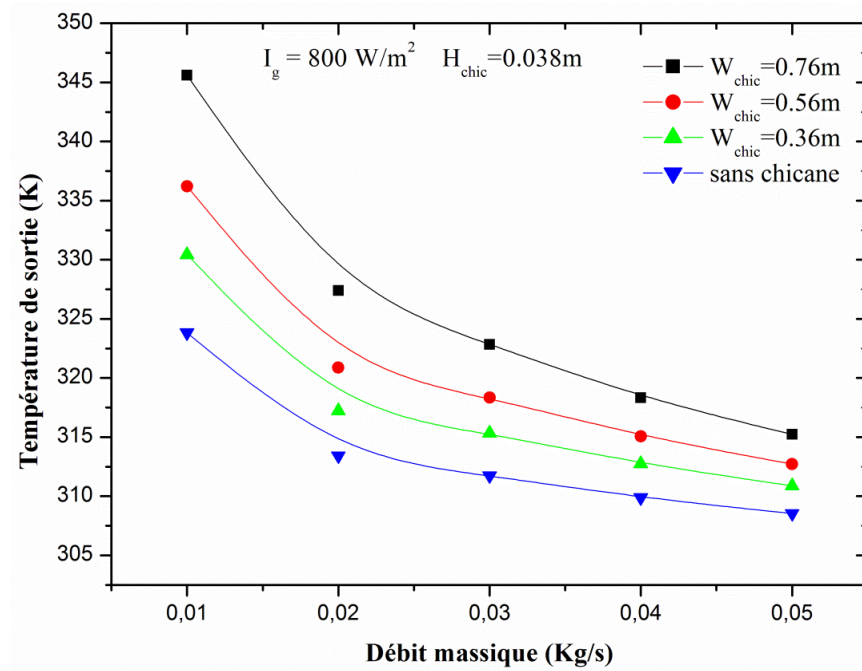


Figure 21. Influence de la longueur des chicanes sur la température de sortie.

La figure 22 montre l'évolution de l'énergie utile récupérée par le fluide caloporteur du panneau solaire plan à air avec des chicanes placées sur la plaque inférieure en fonction du débit massique, on constate que l'énergie utile augmente avec l'augmentation de débit massique.

La courbe de la figure 23 illustre la loi de variation de la température de sortie en fonction de débit massique. Il est noté que l'accroissement progressif de débit massique, engendre une chute de la température de sortie pour une valeur constante de rayonnement solaire $I_g=800\text{W/m}^2$.

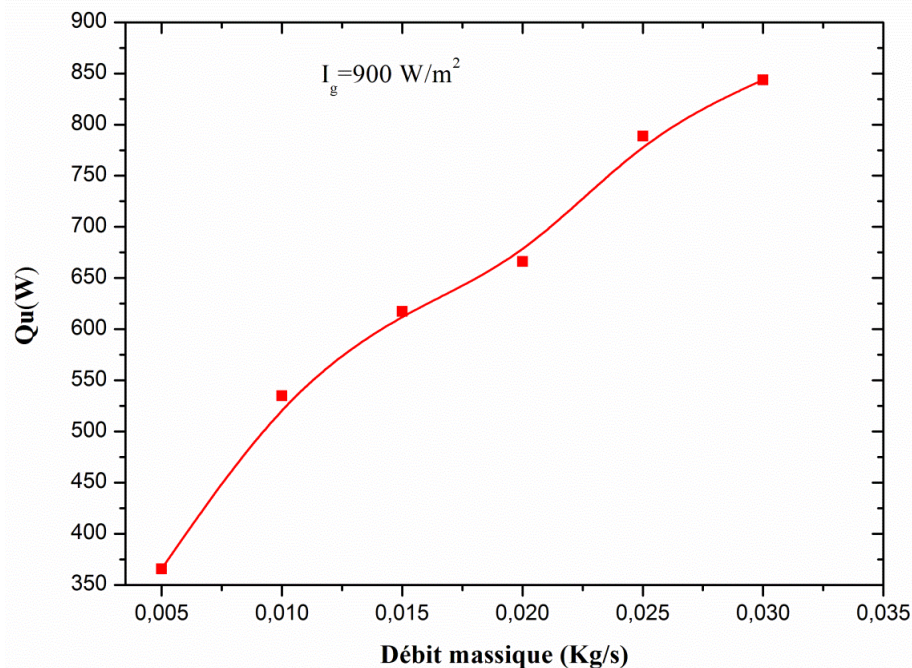


Figure 22. Variation de l'énergie récupérée par l'air en fonction du débit massique avec une valeur fixe de gisement solaire $I_g=900\text{W/m}^2$.

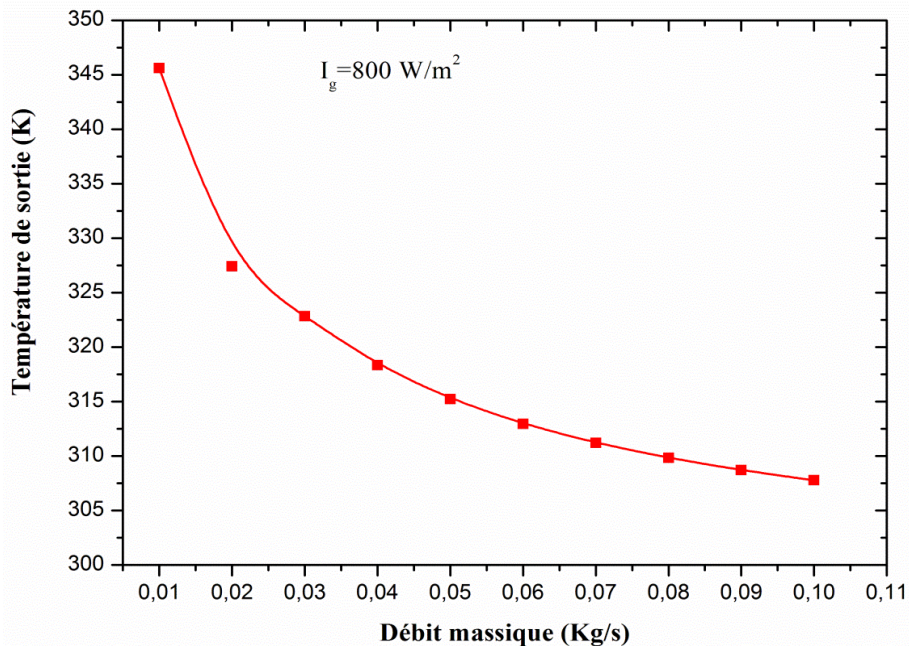


Figure 23. Variation de la température de sortie en fonction du débit massique.

3.3. Capteur solaire à air avec des ailettes et des chicanees fixées sur la plaque absorbante

Les figures 24, 25 et 26 regroupent la variation de la température de sortie du fluide en fonction de débit massique pour une valeur constante de gisement $I_g = 1100 \text{ W/m}^2$ et pour des différentes largeurs des chicanees ($W_{chicane}$), nombre des ailettes ($N_{ailette}$) et le pas entre les chicanees ($L_{chicane}$), respectivement. On peut constater que dans tous les débits massiques la température de sortie du fluide augmente avec l'augmentation des paramètres $W_{chicane}$, $N_{ailette}$ contrairement à la figure 26 qui présente la variation de pas entre les chicanees $L_{chicane}$ en comparant les résultats avec un capteur lisse, en raison d'une augmentation du taux de transfert de chaleur entre la plaque absorbante et le fluide caloporteur. En régime turbulent les paramètres géométriques n'influent pas beaucoup sur la température de sortie.

Selon les figures 24, 25 et 26, on peut remarquer un léger changement d'évolution des profils dans la zone où l'écoulement en régime transitoire (débit massique entre $0,02 \text{ Kg/s}$ - $0,03 \text{ Kg/s}$). La raison est à notre avis est due à différentes corrélations de coefficient transfert utilisé pour le régime laminaire et turbulent.

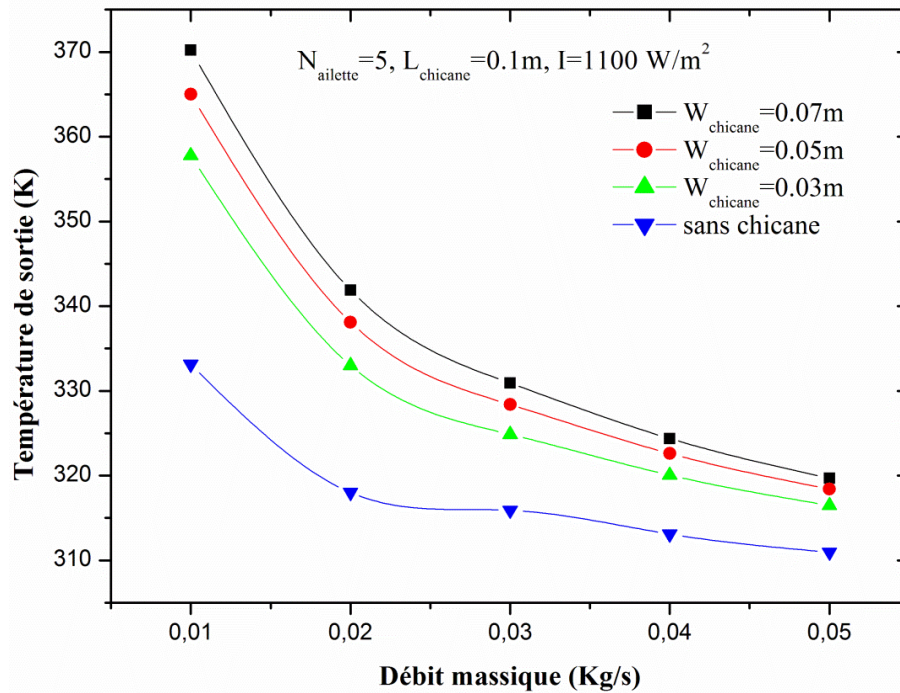


Figure 24. Variation de la température de sortie du fluide en fonction de débit massique pour des différentes largeurs des chicanes.

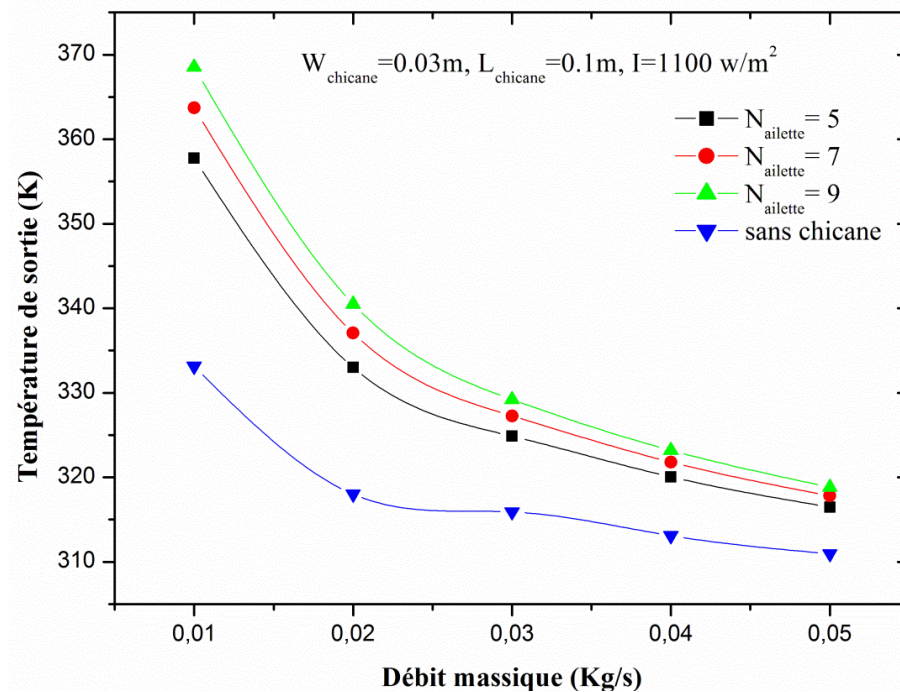


Figure 25. Variation de la température de sortie du fluide en fonction du débit massique pour des différents nombre des ailettes.

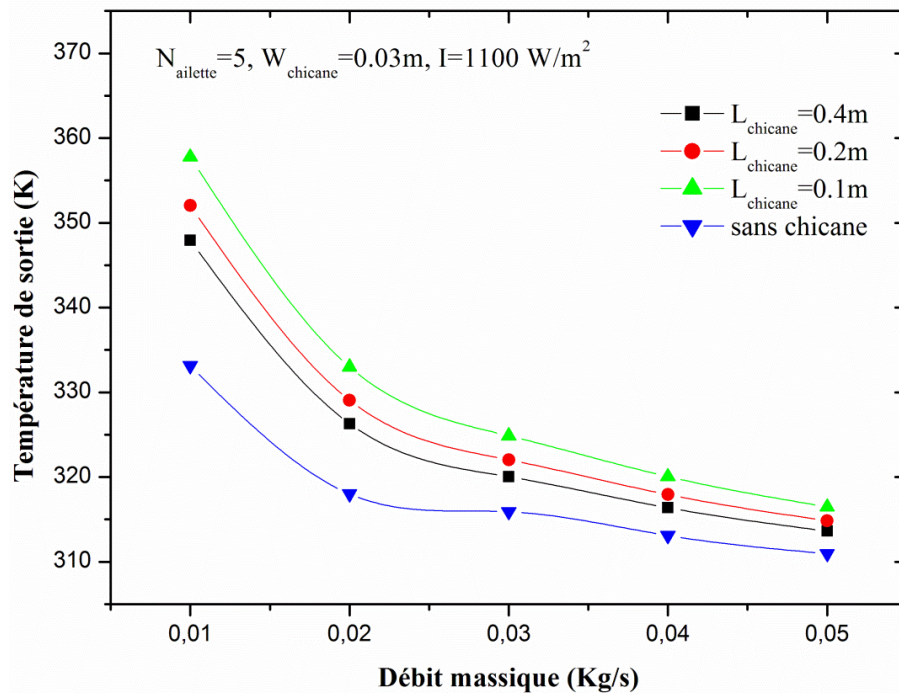


Figure 26. Variation de la température de sortie du fluide en fonction de débit massique pour des différentes distances entre les chicanes.

Pour voir clairement la variation de la température spatiale de chaque composant du capteur solaire à air sans et avec rugosité artificielles, les figures 27 et 28 montrent que la température la plus élevée est celle de l'absorbeur, résultant de la puissance importante qu'il absorbe. On trouve aussi dans un ordre décroissant la température de la vitre, ceci s'explique par l'absorption du rayonnement incident d'une part, et de la chaleur cédée par l'absorbeur sous forme de rayonnement et de convection d'autre part. La température la moins importante est celle de fluide caloporteur. On a également observé un faible écart séparant la température de la vitre et du fluide à la sortie du capteur solaire muni des rugosités artificielles de l'ordre de 2K, cela est probablement dû au coefficient de convection entre ces derniers qui présente des valeurs importantes.

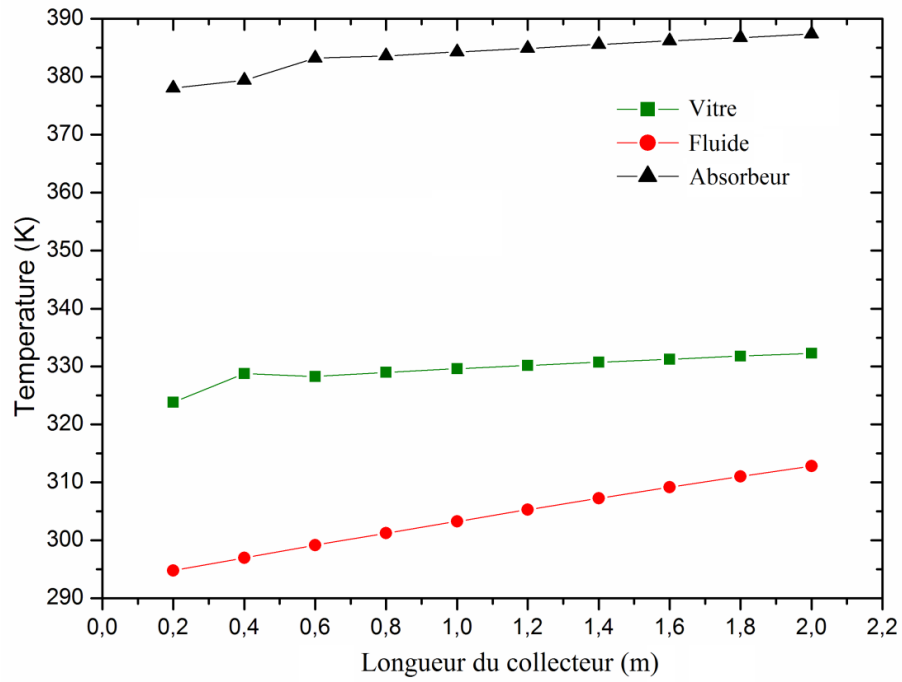


Figure 27. Variation de la température des éléments du panneau en fonction de la longueur pour un capteur solaire sans chicanes.

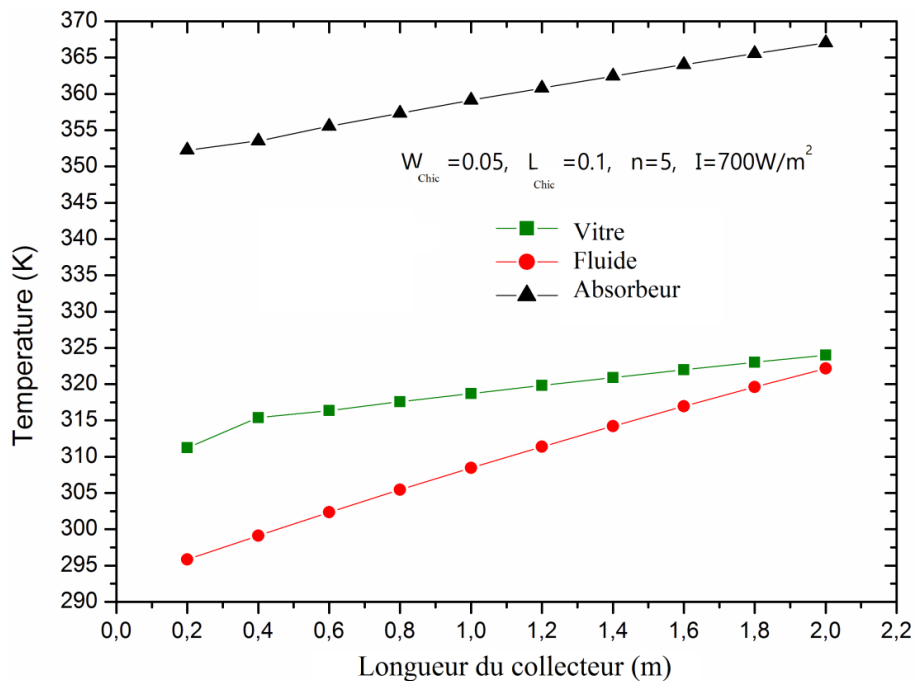


Figure 28. Variation de la température des éléments du panneau en fonction de la longueur pour un capteur solaire avec ailettes et chicanes.

Tableau 5. Variation de l'énergie utile, température de sortie et du rendement thermique en fonction du débit massique $I_g = 900 \text{ W/m}^2$

n	L_{baff}	W_{baff}	$m_i=0,03 \text{ (Kg/s)}$			$m_i=0,05 \text{ (Kg/s)}$			$m_i=0,03 \text{ (Kg/s)}$		
			$T_{fo} \text{ (k)}$	Q_u	$\eta\%$	$T_{fo} \text{ (k)}$	Q_u	$\eta\%$	$T_{fo} \text{ (k)}$	Q_u	$\eta\%$
0			329.86	401.82	22.32	312.57	0682.55	37.92	308.17	0915.78	50.88
5	0.40	0.01	331.83	421.66	23.43	313.54	0711.96	39.55	308.80	0947.49	52.64
		0.03	335.69	460.57	25.59	315.42	0768.64	42.70	309.97	1006.58	55.92
		0.05	339.18	495.70	27.54	317.07	0818.71	45.48	310.96	1056.60	58.70
	0.20	0.01	333.15	434.99	24.17	314.19	0731.53	40.64	309.21	0968.18	53.79
		0.03	339.18	495.71	27.54	317.07	0818.71	45.48	310.96	1056.62	58.70
		0.05	344.16	545.90	30.33	319.38	0888.40	49.36	312.28	1122.93	62.39
	0.10	0.01	335.28	456.43	25.36	315.22	0762.68	42.37	309.85	1000.48	55.58
		0.03	344.16	545.91	30.33	319.38	0888.42	49.36	312.28	1122.95	62.39
		0.05	350.58	610.65	33.93	322.25	0975.16	54.18	313.82	1200.42	66.69
0.05	0.01	338.56	489.52	27.20	316.78	0809.97	45.00	310.79	1048.02	58.22	
	0.03	350.58	610.67	33.93	322.25	0975.18	54.18	313.82	1200.44	66.69	
	0.05	357.82	683.59	37.98	325.34	1068.77	59.38	315.36	1278.19	71.01	
7	0.40	0.01	333.90	442.52	24.58	314.12	0729.29	40.52	309.17	0965.93	53.66
		0.03	339.07	494.57	27.48	316.60	0804.26	44.68	310.68	1042.50	57.92
		0.05	343.46	538.87	29.94	318.66	0866.55	48.14	311.88	1102.67	61.26
	0.20	0.01	335.71	460.72	25.60	314.99	0755.72	41.98	309.71	0993.45	55.19
		0.03	343.46	538.88	29.94	318.66	0866.56	48.14	311.88	1102.69	61.26
		0.05	349.32	597.92	33.22	321.33	0947.42	52.63	313.34	1176.37	65.35
	0.10	0.01	338.53	489.19	27.18	316.34	0796.60	44.26	310.53	1034.88	57.49
		0.03	349.32	597.94	33.22	321.33	0947.44	52.64	313.34	1176.38	65.35
		0.05	356.20	667.29	37.07	324.37	1039.30	57.74	314.89	1254.44	69.69
0.05	0.01	342.70	531.26	29.51	318.30	0855.94	47.55	311.68	1092.65	60.70	
	0.03	356.20	667.31	37.07	324.37	1039.32	57.74	314.89	1254.45	69.69	
			363.14	737,28	40,96	327,32	1128,67	62,70	316,29	1325,17	73,62

3.4. Capteur solaire à air à double passe

Dans cette partie, une étude paramétrique réside à la représentation des variations du rendement thermique et de la température de sortie en fonction de la hauteur du canal à différents débit et modes opératoires pour un capteur solaire à air double passe.

On note d'après la figures29, que l'accroissement progressif de la hauteur du canal, engendre une chute de température de sortie et une baisse de rendement. En effet une chute remarquable de température de sortie ainsi du rendement pour les débits faibles par rapport aux débits relativement forts. Ce phénomène est expliqué par le fait que l'augmentation de la hauteur à débit faible induit une diminution du coefficient d'échange convectif par contre dans les forts débits, le régime conserve son caractère turbulent ce qui donne un bon échange thermique.

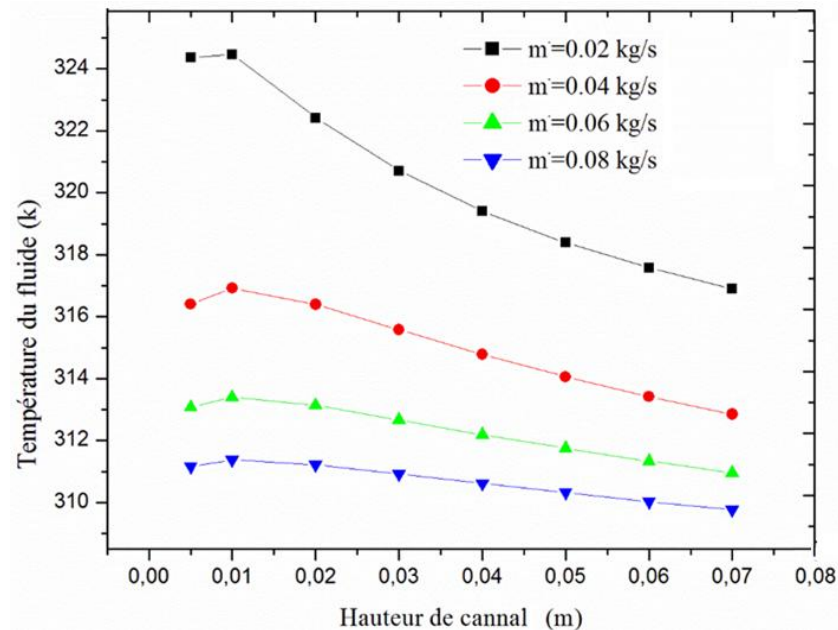


Figure 29. Variation de la Température de sortie en fonction de la hauteur du canal à différents débits pour $I=450$ (W/m^2).

On se réfère à la figure 30 pour $L=2$, $L=5$ et $L=9$ d'où le nombre de Nusselt varie de 5.44 à 33.36 avec une intensité de $790 \text{ W}/\text{m}^2$ montre la baisse de température de 349.7 à 314.13, de 371.99 à 324.4 et de 380.85 à 335.21 respectivement.

On constate d'après les deux figures 30 et 31, la température de sortie décroît avec l'augmentation du nombre de Nusselt car la quantité d'air à chauffer à surmonter la quantité de chaleur existante. Ceci peut être expliqué par le fait que le rapport du coefficient d'échange sur le débit décroît en fonction de Nusselt. Pour parvenir à une température de sortie supérieure on joue sur la longueur du panneau afin d'agrandir la surface d'échange.

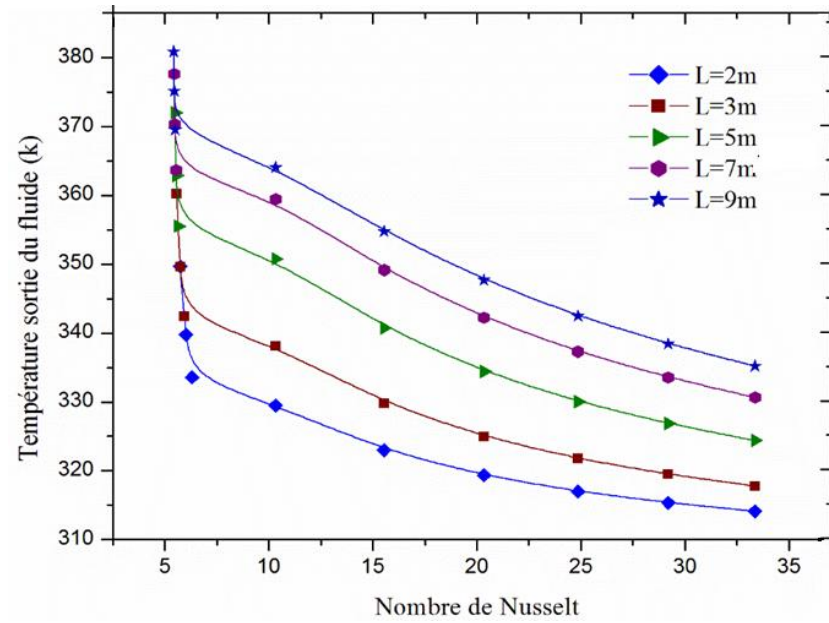


Figure 30. Variation de la température de sortie du fluide en fonction du nombre de Nusselt pour $I=790$ (W/m^2).

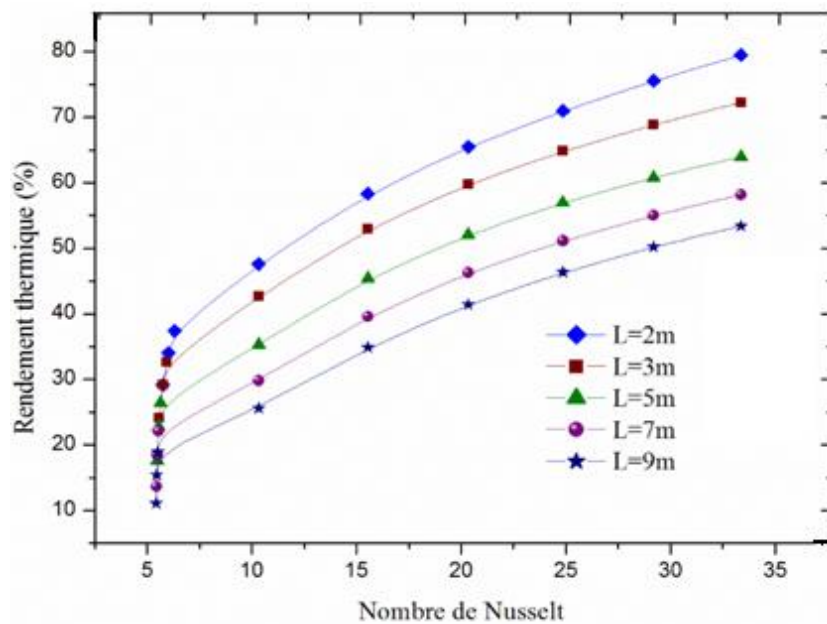


Figure 31. Variation du rendement thermique en fonction de nombre de Nusselt pour $I=790$ (W/m^2).

4. Application du panneau solaire à air au séchage

Une application du panneau solaire à air est présentée pour sécher l'oignon jaune. La littérature nous informe que la température de l'air du séchage recommandée ne devrait

pas dépasser 55 °C pour l'oignon jaune et pour le hareng ne dépasse pas 60°C [8]. Pour sécher dans des conditions idéales avec la température recommandée et un débit d'air adéquat deux solutions peuvent être envisagées :

- On place un indicateur de température à l'entrée de l'armoire de séchage. Comme cette température dépend du débit massique qui varie avec l'intensité du rayonnement solaire (voir la figure 32), on doit contrôler le débit massique entrant dans l'armoire correspondant à la température appropriée. Il est clair que les débits élevés peuvent être utilisés à midi solaire afin d'augmenter la puissance de séchage.
- un régulateur de température de l'air du séchage avec une valeur maximale fixée suivant le produit considéré. Dans ce cas, seules les quantités de la chaleur nécessaires pour le séchage peuvent pénétrer dans l'armoire.

Une simulation numérique a été faite afin d'étudier la variation journalière du débit en fonction de la variation du rayonnement solaire pour une température de sortie du fluide fixe ($T=55^{\circ}\text{C}$). Les résultats rapportés sur la figure 32 peuvent être exploités pour le choix des débits adéquats.

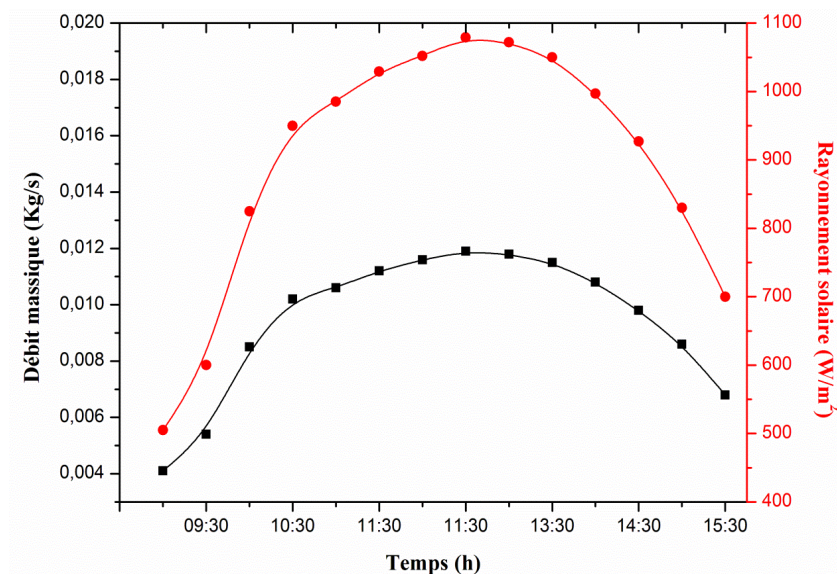


Figure 32. Variation journalière du débit en fonction de la variation du rayonnement solaire pour $T_{fs} = 55^{\circ}\text{C}$

5. Résultats expérimentaux

Afin de faire une comparaison entre les résultats expérimentaux et les calculs théoriques, et voir l'influence des différents paramètres étudiés sur le rendement du

capteur, nous présentons les résultats issus d'une série d'expériences effectuées durant les années 2014-2016.

Nous avons effectuée des expériences durant cette période (voir les figures 33, 34, 35, 36, 37, 38 et 39) pour des journées ensoleillées caractérisées par un ciel clair où le vent est faible.

5.1. Capteur solaire sans chicanes

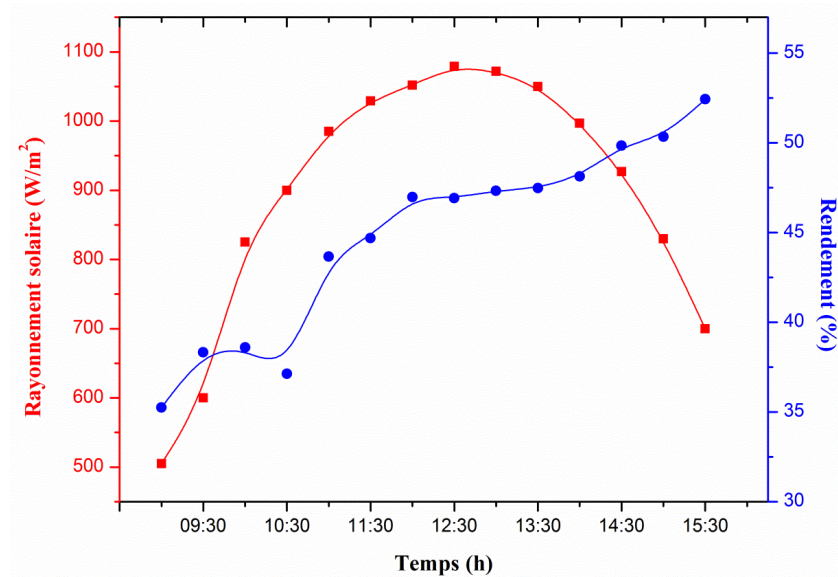


Figure 33. Evolution du rendement thermique d'un panneau solaire à air sans chicanes de la journée du 20/03/2016 ($\dot{m}=0.022\text{Kg/s}$)

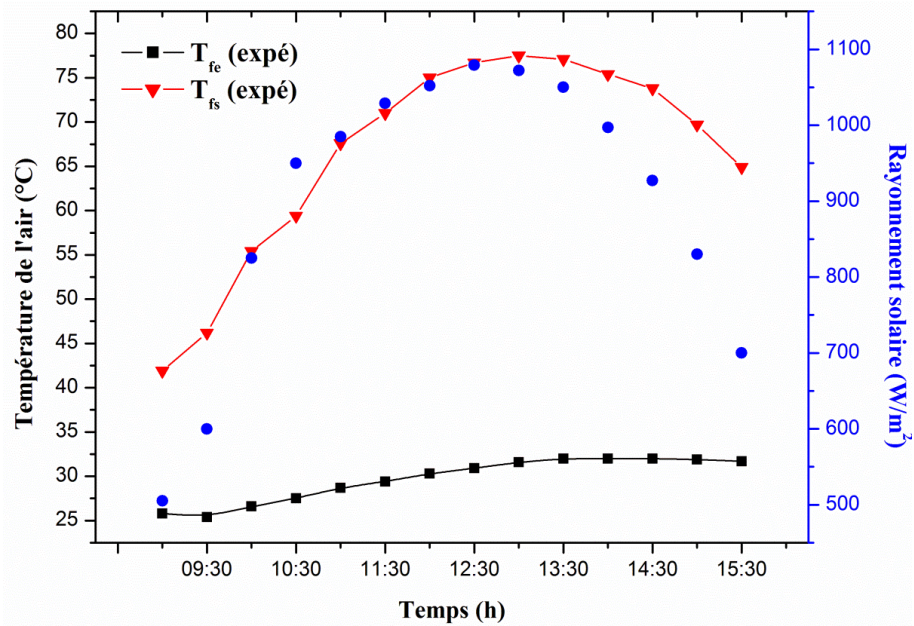


Figure 34. Variation de la température d’entrée et de sortie du fluide de la journée du 20/03/2016 ($\dot{m}=0.022\text{Kg/s}$)

5.2. Capteur solaire avec chicane rectangulaire place sur plaque inférieure

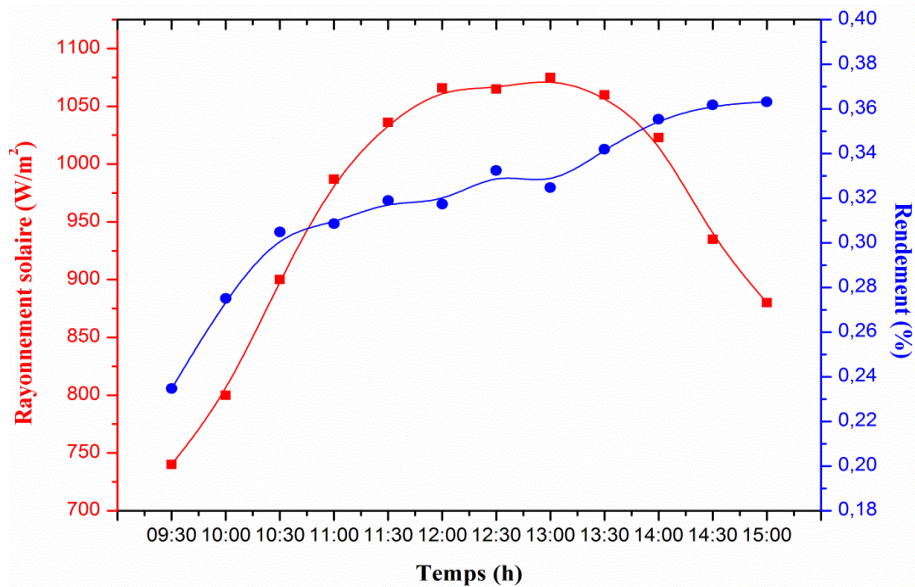


Figure 35. Evolution du rendement thermique d’un panneau solaire à air avec chicanes de la journée du 24/03/2016 ($\dot{m}=0.012\text{Kg/s}$)

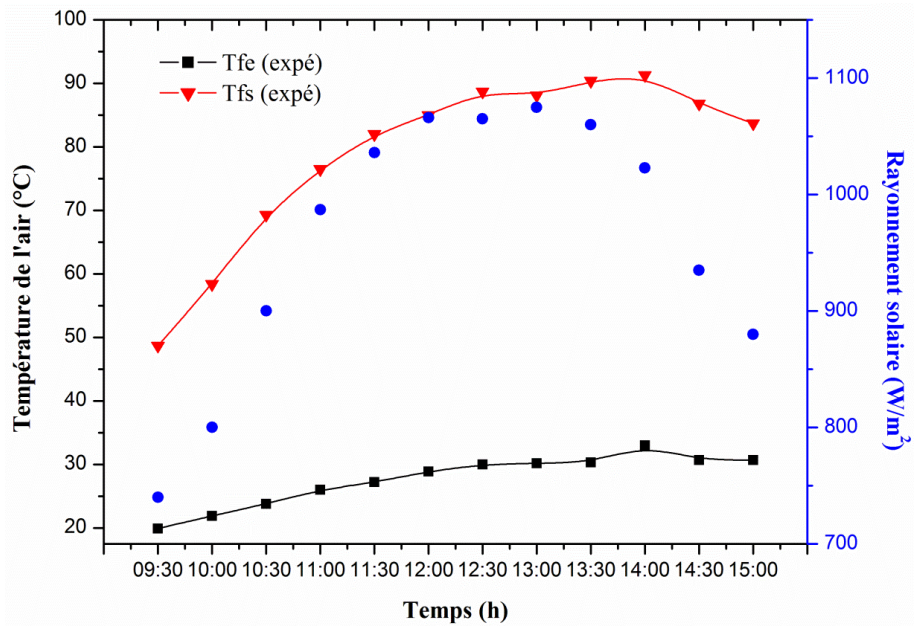


Figure 36. Variation de la température d’entrée et de sortie du fluide durant la journée 24/03/2016 ($\dot{m}=0.012\text{Kg/s}$).

5.3.Capteur solaire à air à double passe

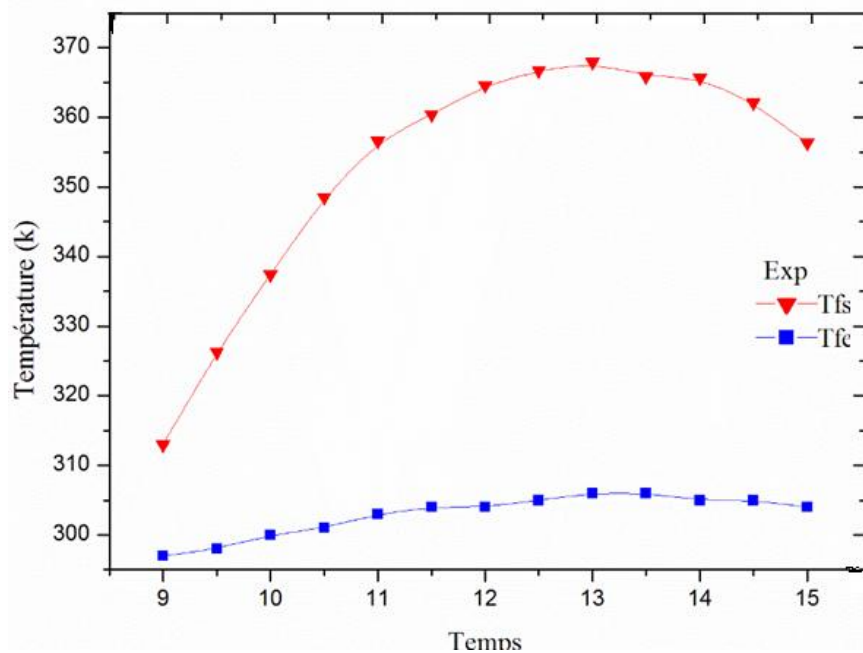


Figure 37. Variation de la température d’entrée et de sortie en fonction du temps.

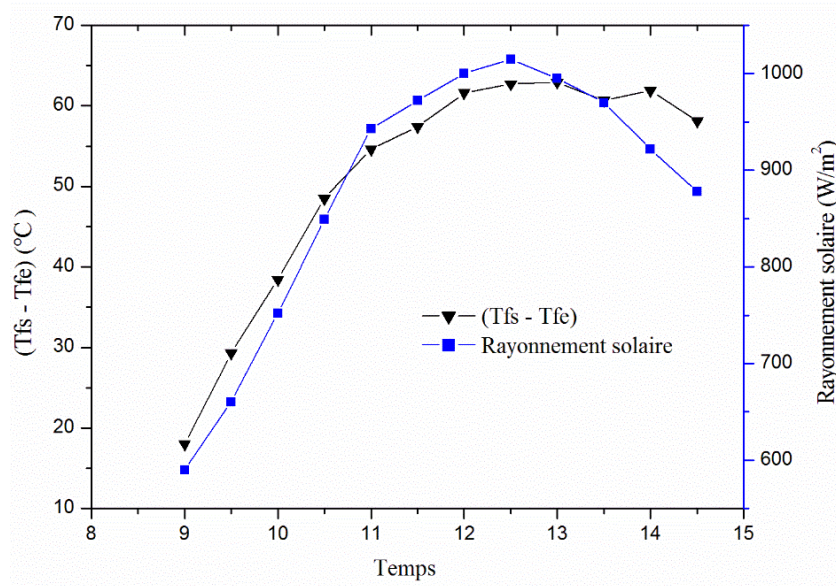


Figure 38. Variation de $(T_{fs} - T_{fe})$ et de rayonnement solaire en fonction du temps

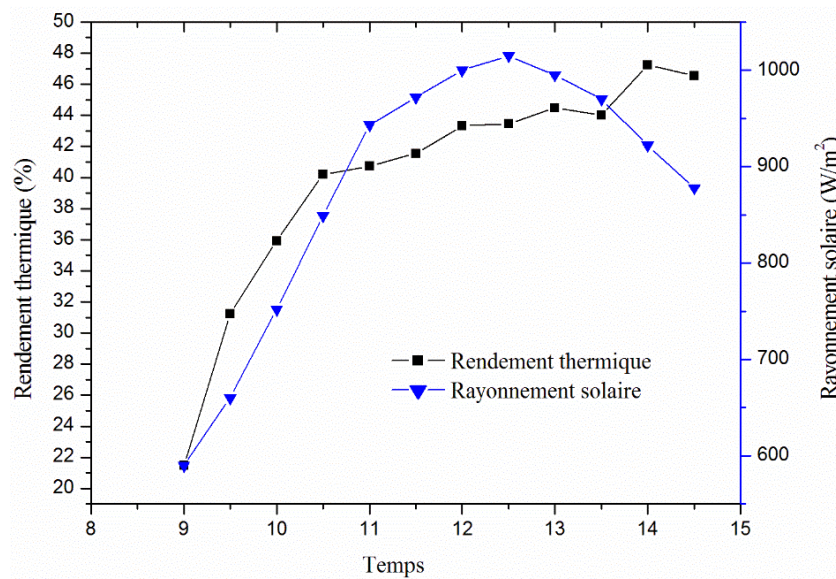


Figure 39. Le rendement thermique et le rayonnement solaire en fonction du temps

5.4. Comparaisons entre les configurations

Pour mieux comprendre l'évolution thermique de l'écoulement d'air autour des chicane nous avons tracé les courbes de la variation de température et de rendement thermique pour trois configurations différentes en fixant la valeur du débit. La meilleur configuration est celle qui permet d'assurer la durée de séjour de l'air et augmente sa

vitesse dans le collecteur et donc le transfert de chaleur. La configuration 03 permet de rendre l'écoulement turbulent à la proximité de la plaque chaude par ces chicane longitudinales. Ainsi, elle prolonge le parcours du fluide caloporteur par les chicanes transversales.

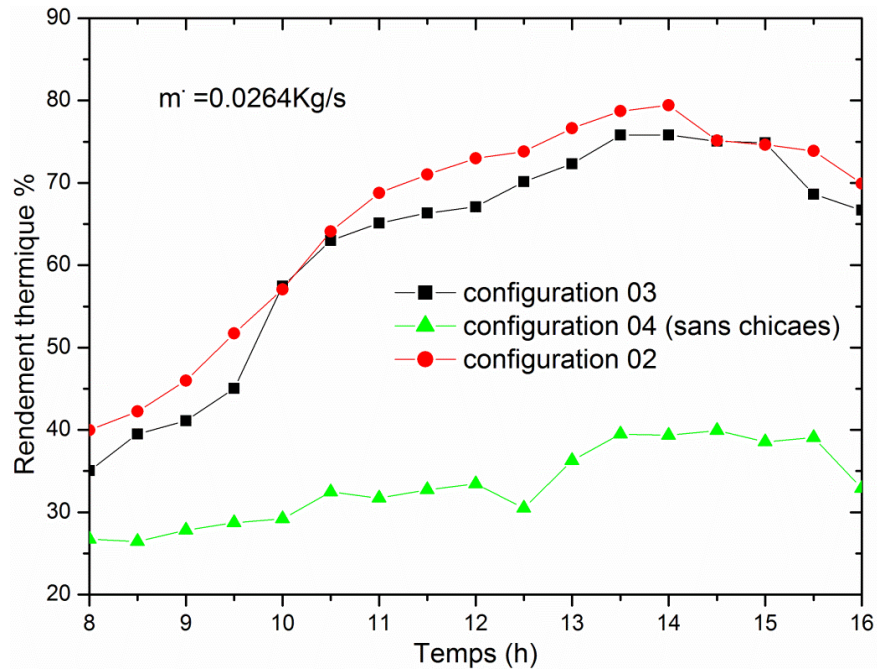


Figure 40. Variation de rendement thermique en fonction du temps de la journée.

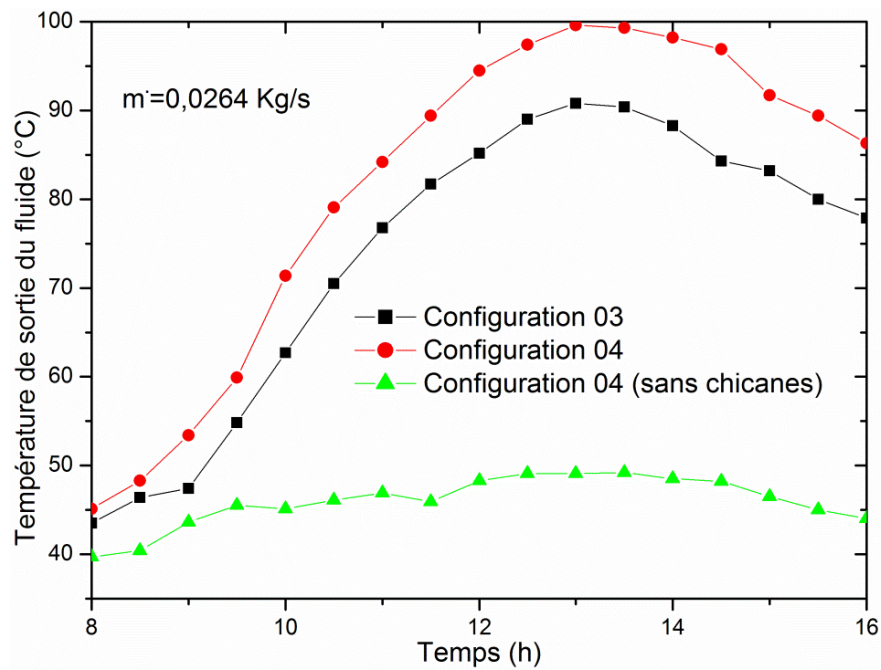


Figure 41. Variation température de sortie en fonction du temps de la journée.

6. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté et interprété les différents résultats numériques et expérimentaux obtenus des différents panneaux solaires à air sans et avec chicanes, simple et double passe. En premier lieu, nous avons validé nos modèles par rapport aux résultats expérimentaux et en suite, par rapport aux résultats des travaux antérieurs présents dans la littérature.

En concluant que, selon les résultats obtenus en termes d'erreur relative, les présents modèles possèdent de hautes performances de point de vue cohérence avec l'expérimental et la littérature. L'étude paramétrique nous a facilité la compréhension de l'influence de l'aspect géométrique et technique sur les performances de nos panneaux et la relation entre ces derniers.

7. Références

- [1] G. C. K., Double-channel flow flat-plate solar air heater, Part II., Final Year Project, B.Eng., Engineering Faculty,, Univ. Malaya, 1986.
- [2] K. S. Ong, Thermal performance of solar air heaters—Experimental correlation, *Solar Energy*, vol. 55 3, pp. 209-220, 1995. [http://dx.doi.org/10.1016/0038-092X\(95\)00027-O](http://dx.doi.org/10.1016/0038-092X(95)00027-O)
- [3] T. H. M., Double-channel flow flat-plate solar air heater,Part I., Final Year Project, B.Eng., Engineering Faculty, University of Malaya., 1986.
- [4] F. Chabane, N. Moummi and S. Benramache, Experimental analysis on thermal performance of a solar air collector with longitudinal fins in a region of Biskra, Algeria, *Journal of Power Technologies*, vol. 93 1, pp. 52-58, 2013.
- [5] K. Mohammadi and M. Sabzpooshani, Comprehensive performance evaluation and parametric studies of single pass solar air heater with fins and baffles attached over the absorber plate, *Energy*, vol. 57 pp. 741-750, 2013. <http://doi.org/10.1016/j.energy.2013.05.016>
- [6] A. Fudholi, K. Sopian, M. H. Ruslan and M. Y. Othman, Performance and cost benefits analysis of double-pass solar collector with and without fins, *Energy Conversion and Management*, vol. 76 pp. 8-19, 2013. <http://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.07.015>
- [7] F. Aissaoui, A. H. Benmachiche, A. Brima, D. Bahloul and Y. Belloufi, Experimental and Theoretical Analysis on Thermal Performance of the Flat Plate Solar Air Collector, *INTERNATIONAL JOURNAL OF HEAT AND TECHNOLOGY*, vol. 34 2, pp. 213-220, 2016.
- [8] A. Ahmed-Zaid, A. Moulla, M. Hantala and J. Desmons, Amélioration des performances des capteurs solaires plans à air: application au séchage de l'oignon jaune et du hareng, *Rev. Energ. Ren*, vol. 4 pp. 69-78, 2001.

Conclusions et perspectives

1. Conclusion générale

Le présent travail a été mené dans le but de contribuer à l'étude des phénomènes de transfert thermique des systèmes des collecteurs solaires à air qui traitent les propriétés et les mécanismes de transfert de chaleur en régime transitoire et stationnaire.

En premier lieu, nous avons présenté une brève revue bibliographique des travaux disponibles dans la littérature traitant la perspective thermique et dynamique des capteurs solaires plans à air simple et double passe. Dans cette étude nous avons donné plus d'intérêt aux contributions théoriques et expérimentales qui ont été produites au niveau du laboratoire de génie mécanique (LGM) de l'Université de Biskra. Ces dernières ont ouvert des perspectives pour quantifier certains paramètres physiques et thermiques en tous points de l'écoulement de l'air dans les panneaux solaires.

Par la suite, nous avons présenté les modèles mathématiques et numériques adoptés pour la simulation du transfert de chaleur dans un panneau solaire à air avec et sans chicane pour les deux cas, simple et double passe. A partir des équations gouvernantes le problème étudié, le collecteur a été divisé en plusieurs éléments différentiels afin de déterminer les profils de températures de chaque composant de capteur. Nous avons aussi évalué les performances thermiques des collecteurs étudiés à travers une étude paramétrique. Les résultats montrent que l'introduction des chicanes et des ailettes font augmenter la température de sortie de fluide caloporteur, le rendement thermique et la puissance utile.

Notre apport principal dans ce travail de thèse sur le plan théorique, est la mise au point d'un code de calcul numérique du fonctionnement dynamique de la chaîne énergétique que constitue les capteurs solaires à air sans et avec chicane simple et double passe. Ce code qui est basé sur la méthode des différences finies a été fondé sur un ensemble d'équations issues d'un modèle physique détaillé dans lequel interviennent certaines caractéristiques thermo-physiques propres aux éléments du capteur solaire plan à air.

Ce code est largement validé par l'ensemble de manipulations expérimentales que nous avons réalisées et présentées dans ce mémoire de thèse. Les expériences servant à évaluer le comportement thermique des capteurs ont été effectuées le long des journées en fonction

de conditions extérieures (ensoleillement, température...) pour des différents débits d'écoulement du fluide. .

Les résultats de ce travail constituent un apport important pour l'enrichissement des connaissances et de travaux de recherches sur la convection forcée à l'intérieur des conduites munies des chicanes et plus particulièrement dans les capteurs solaires à air. L'ensemble des résultats présente un caractère originale et révèlent une grande richesse phénoménologique.

Des résultats obtenus qui mettent en évidence l'influence des paramètres internes et externes sur le rendement instantané, on peut tirer les résultats suivants :

- Le rendement instantané est une fonction proportionnelle de l'irradiation solaire globale.
- L'augmentation de la température de l'ambiance favorise l'amélioration du rendement instantané du capteur.
- Comme on s'est limité par l'utilisation des températures élevées dans le cas de séchage, nous avons conduit une simulation numérique afin d'étudier la variation journalière du débit d'air en fonction des températures maximales.

2. Principales contributions apportées

- Une méthodologie de recherche scientifique rigoureuse et originale est proposée pour évaluer le comportement thermique d'un panneau solaire plan à air sans et avec chicanes simple et double passe placé dans les régions arides –cas de la région de Biskra.
- Développement des modèles numériques dynamiques pour la simulation des systèmes de chauffages en régime stationnaire et transitoire. Les modèles proposés s'appuient sur une étude expérimentale des phénomènes thermiques dans le laboratoire de Génie Mécanique université de Biskra.
- Estimations des coefficients d'échanges convectif locaux à partir des mesures des températures des différents composants des capteurs solaires plan à air sans et avec chicanes simple et double passe (SPSAH, DPSAH).

3. Perspectives

- Une étude à caractère expérimentale pourra compléter le présent travail afin de mettre en disposition les techniques de visualisation de l'écoulement, tels que la caméra thermique infrarouge et le générateur de fumé, etc.
- Des études plus approfondies sont nécessaires pour générer plus d'informations sur l'analyse exergétique des phénomènes de transfert de chaleur dans les panneaux solaires à air.
- Des techniques d'optimisation telles que la méthode de surface de réponse et la méthode d'algorithme génétique peuvent être utilisées pour évaluer les performances thermiques des panneaux solaires à air.
- Aucun travail théorique n'a été rapporté jusqu'à présent dans le cas des DPSAH garni des rugosités artificielles. Il est donc nécessaire d'effectuer plus d'études théoriquement.
- Nous envisageons élargir cette étude pour des applications de séchages tels que le séchage des briques rouges utilisés en construction ainsi que d'autres produits locaux à grande production et consommation tels que les dattes et le piment 'corne de chèvre'. Ceci nécessite des performances meilleures des insolateurs, Ce qui nous amène à tester nos système en régime transitoire pour des intervalles de débits variables.

Annexe

Liste des publications et de communications

[1-11]

- [1] F. Aissaoui, A. H. Benmachiche, A. Brima, D. Bahloul and Y. Belloufi, Experimental and Theoretical Analysis on Thermal Performance of the Flat Plate Solar Air Collector, *INTERNATIONAL JOURNAL OF HEAT AND TECHNOLOGY*, vol. 34 2, pp. 213-220, 2016.
- [2] F. Aissaoui, A. H. Benmachiche, A. Brima and Y. belloufi, Experimental and theoretical analysis on thermal performance of the flat plate solar air collector, Presented at CMEME, Univ-Biskra, Algeria, pp. 2015.
- [3] F. Aissaoui, A. H. Benmachiche, A. Brima, Y. Belloufi, N. Moumami and A. Rouag, Contribution to the study of heat transfer of an air solar collector., Presented at 4.INTERNATIONAL CONFERENCE ON NUCLEARAND RENEWABLE ENERGY RESOURCES , **NURER**, Antalya- Turkey, pp. 2014.
- [4] F. Aissaoui, A. Brima, r. Atmani, A. H. Benmachiche and Y. Belloufi, Dimensionnement des riblet sur des corps multi- formes Presented at Univ Biskra, pp. 2013.
- [5] F. Aissaoui, A. BRIMA, A. H. Benmachiche and n. BELGHAR, CONTRIBUTION A L'ETUDE DE DIMENSIONNEMENT DES RAINURES « RIBLET » SUR DES CORPS MULTI –FORMES DANS UN ECOULEMENT SUBSONIQUE INCOMPRESSIBLE, Presented at VIIIème Congrès International sur les Energies Renouvelables et l'Environnement, CERE, Mahdia, Tunisie, pp. 2014.
- [6] Y. Belloufi, r. Atmani, A. Brima and F. Aissaoui, Modélisation d'un échangeur air /sol enterée dont le but de rafraichissement des locaux., Presented at Univ Biskra, pp. 2013.
- [7] Y. belloufi, A. Brima, r. Atmani, N. Moumami and F. Aissaoui, Experimental and theoretical investigation of an air heat exchanger in south of Algeria, Presented at CMEME, Univ-Biskra, Algeria, pp. 2015.
- [8] Y. Belloufi, A. Brima, r. Atmani, N. Moumami, F. Aissaoui and F. Aissaoui, air soil heat exchangers for desert climat., Presented at 4.INTERNATIONAL CONFERENCE ON NUCLEARAND RENEWABLE ENERGY RESOURCES , **NURER**, Antalya- Turkey, pp. 2014.
- [9] A. H. Benmachiche, F. Tahrouf, F. Aissaoui, M. Aksas and C. Bougriou, Comparison of thermal and hydraulic performances of eccentric and concentric annular-fins of heat exchanger tubes, *Heat and Mass Transfer*, vol. pp. 1-11, 2017. 10.1007/s00231-017-2001-z
- [10] Y. Belloufi, A. Brima, R. Atmani, N. Moumami and F. Aissaoui, Theoretical and experimental study of air refresh by a geothermal heat exchanger air/ground, *LARHYSS Journal ISSN 1112-3680*, vol. 25, pp. 121-137, 2016.
- [11] **F. Aissaoui**, A. H. Benmachiche, A. Brima, Y. Belloufi and M. Belkhiri Numerical Study of a Solar Air Collector with Fins and Baffles Attached Over the Absorber Plate. *INTERNATIONAL JOURNAL OF HEAT AND TECHNOLOGY*, **Accepted article(to be publish in June)**



Experimental and Theoretical Analysis on Thermal Performance of the Flat Plate Solar Air Collector

Faris Aissaoui ^{*1}, Abdelmoumene Hakim Benmachiche ², Abdelhafid Brima ¹, Derradji Bahloul ³
and Yousef Belloufi ¹

^{*1} Laboratoire de Génie Mécanique, LGM, Université de Biskra, B.P.145 R.P. 07000 Biskra, Alegria

² Departments of Mechanics, University of Biskra, B.P. 145 R.P. 07000 Biskra, Algeria

³ Department of physics; University of Batna, Algeria

Email: techno_fares@yahoo.fr

ABSTRACT

Experimental and Theoretical investigation is presented to simulate the heat transfer in flat-plate single pass solar air collector working in forced convection. The complexity of the mathematical models of these phenomena has led researchers to conduct studies related to this field based on several simplifying assumptions, such as, the convective heat transfer coefficient is considered as constant. In this research work, initially, an experimental study is performed using thermocouples to measure temperature distributions on solar air heater components. The different measured temperatures of the absorber plate, air flow and bottom plate are used to determine the local convective heat transfer coefficients. Secondly, the problem is treated numerically by a developed FORTRAN code to calculate, for different solar radiation intensity, the temperature variations in each solar air panel components. Satisfactory qualitative and quantitative agreement is obtained between the numerical and experimental results.

Keywords: Local convective heat transfer coefficients, Solar air collector, Efficiency factor, Convection.

1. INTRODUCTION

Energy in various forms has played an increasingly important role in worldwide economic progress and industrialization. Due to several economic and environmental benefits, solar energy transformed into heat has found many applications in the field of heating, drying, cold production, etc. [1-7].

Solar thermal collectors, which allow the production of thermal energy, convert solar radiations into heat energy extracted by air flow through the collector. The calculation of their performance, based on the understanding of flow and heat transfer mechanisms in their different parts, is usually carried out with uniform average heat transfer coefficients. However, in practical operation, the heat transfer over absorbers is related to the air flow structure which varies from the bottom to the top of the panels [8]. Thus, in order to conduct an accurate analysis on the thermal performance of the tested flat-plate single pass solar air collector, the local convective heat transfer coefficients must be determined. In this work, we estimate these local convective coefficients.

Many researchers [9-11] have investigated theoretically the different collector designs by applying the heat balance equations in order to compute the temperature distribution in

each of their components. In the calculations, the heat transfer coefficients, which are assumed constant over the flow channels, were determined from the correlation developed by Kays [12]. Ong [9] used this method to predict the heat transfer characteristics of four types of solar air heaters. The effects of pertinent parameters on the system efficiencies were discussed. Among his results, he found that satisfactory results could be achieved for a collector length equal to 1 m. Using the same theoretical method. Bahrehmand and Amri [13] studied single and two-glass cover solar air heaters with natural convection flow. Their goal was to show the effect of longitudinal fins, as well as the depth and length variations of the channel on energy and exergy performances of the collectors. They noticed that the devices with two-glass are more efficient than a single glass collectors. Sopian et al. [10] developed the theoretical and experimental models in the transient regime in order to analyze the thermal performance of the double-pass solar collector with porous media. They obtained a close agreement of the thermal efficiency between the theoretical and experimental approaches.

Several experimental articles have been presented in the literature on solar air heaters. Ong [13] experimentally analyzed the performance of three types of single pass solar air heaters. One of them was studied with and without bottom

insulation. The author validated his theoretical model [9] by comparing the predicted results with those measured experimentally. Mokhtari and Semmar [14] conducted an experimental study on the thermal performance of three types of single solar air heaters. The geometries of these three configurations differ from one to another by the position and the shape of the flow channel. Basing on the measured outlet temperature, it was noticed that the collector having a diagonally positioned absorber has a better efficiency than the two other configurations. Koyuncy [15] experimentally investigated the performance of different collector designs in order to determine the most efficient and the easiest to manufacture and which has high efficiency for low temperature crop drying systems.

Several experimental and numerical studies have been considered in order to estimate the local convective heat transfer coefficients. For example, Saboya and Sparrow [16] and Yoo et al. [17] used a naphthalene sublimation technique to measure the local coefficients in the heat exchangers. The inverse problems of heat conduction are among the most widely used to determine these coefficients. Huang et al. [18] and Benmachiche et al. [19] applied the conjugate gradient method, which is based on an inverse algorithm scheme, to estimate the local heat transfer coefficients over finned-tube heat exchangers. Ay et al. [20] presented a local study of the heat transfer coefficient over the plate fin inside heat exchangers. The computations were based on the finite difference method and on the temperature distribution obtained by the infrared thermography technique.

Other works have been carried out to determine the convective heat transfer coefficients in solar air heaters. Moumni et al. [21] gave an approximate approach to calculate these coefficients in flat plate solar air collectors provided with rectangular plate fins placed perpendicular to the flow. They compared their results with those obtained for a solar collector without fins. Hatami and Bahadorinejad [22] conducted an experimental study for the determination of the average natural convection heat transfer coefficients in a vertical flat plate solar collector with single and double glass covers. Their study covered six operational modes for two cases (vertical channels and enclosures). They proposed a Nusselt number correlation for each studied case. Gao et al. [23] carried out a numerical study of natural convection heat transfer inside the channel between the flat-plate cover and the sine-wave absorber in a cross corrugated solar air heater. The Navier Stokes and energy equations were solved using the finite volumes method to estimate the average heat transfer coefficient. The authors investigated the effects of system parameters, such as the wavelike absorber characteristics, on the estimated coefficient.

In this work, we have determined experimentally the local convective heat transfer coefficients from the measured temperatures of the absorber plate, the air flow and the bottom plate. Then, we have used these coefficients to predict the temperature distribution in the solar air collector via a mathematical model obtained from the energy balance in the system. A comparison between the measured and predicted temperature distributions is conducted through different solar radiation intensity.

2. MATHEMATICAL MODEL

The thermal analysis for predicting the performance of different types of solar air collectors has been presented by many investigators [9, 10]. The mathematical models of these devices are based on energy balance over each of their elements. The main difference between them lies in the estimated heat transfer coefficients and in the numerical solving procedures. In order to simplify the problem, numerous investigations have been carried out by considering that the plates are maintained at the main temperatures [22]. However, in solar air heaters, these temperatures vary along their length. Therefore, for accurate thermal simulations, we use a discrete approach which consists of dividing the collector into several differential elements in the air flow direction. The solar energy system modeled in the present work is shown in Figs. (1, 2), energy balance is then applied in each element considered as a control volume. In each control volume, the air temperature is assumed to vary linearly which is valid for short collectors (less than 10 m) [9].

The mean air temperature is then:

$$T_f = (T_{f,i} + T_{f,o})/2$$

where $T_{f,i}$ and $T_{f,o}$ are the inlet and the outlet temperatures, respectively.

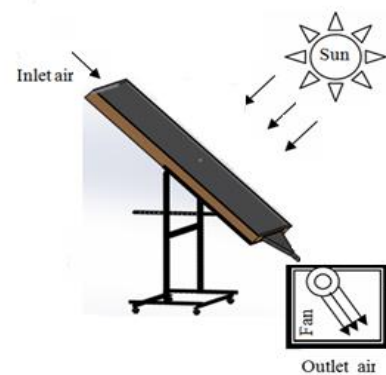


Figure 1. Diagrams of the studied model.

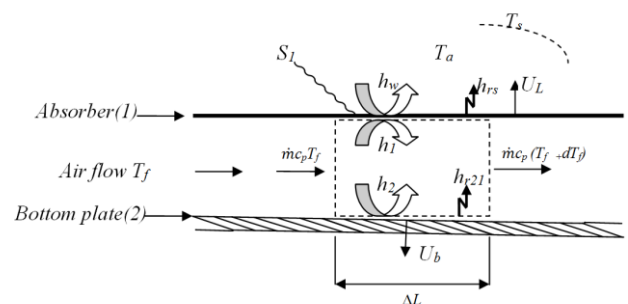


Figure 2. Schematic representation of heat transfer in the different collector components.

2.1. Simplifying assumptions

The energy equations for the different elements of the solar air collectors in conservation form are formulated making the following assumptions:

- The system operates under steady state conditions;
- Air, absorber and bottom plate temperatures change only in the direction of the air flow;
- Air temperature is assumed uniform through the cross section;
- Heat conduction is considered negligible;
- Outside convective heat transfer coefficient is constant along the length of solar air heater.

2.2. Energy balance equations

The following energy balance equations are written for various collector components in each control volume:

For the absorber plate:

$$S_1 + h_{r21} (T_2 - T_1) + h_1 (T_f - T_1) = U_L (T_1 - T_a) \quad (1)$$

For the air flow:

$$h_2 (T_2 - T_f) = h_1 (T_f - T_1) + Q \quad (2)$$

For the bottom plate:

$$h_2 (T_f - T_2) + h_{r21} (T_2 - T_1) = U_b (T_2 - T_a) \quad (3)$$

The useful heat transferred to air can be written in terms of the mean fluid and inlet temperatures as follows:

$$Q = \Gamma (T_f - T_{f,i-1}) \quad (4)$$

$$\Gamma = \dot{m} C_p / (W \Delta x) \quad (5)$$

2.3 Estimation of heat transfer coefficients

In order to identify the external convective heat transfer coefficient due to wind outside the collector, the correlation proposed by McAdams [24] is used :

$$h_w = 5.7 + 3.8V \quad (6)$$

The convective heat transfer coefficients between air flow and glass, and between the absorber plate and the bottom plate for turbulent ($Re \geq 2300$) forced convection flow can be determined using the following correlation [12]:

$$Nu = \frac{h D_h}{K} = 0.0158 Re^{0.8} \quad (7)$$

$$\text{where } D_h = \frac{4A}{P} \quad (8)$$

The solar radiation heat flux absorbed by the absorber is:

$$S_1 = \alpha \cdot G \quad (9)$$

The radiative heat transfer coefficient between the glass and the sky is obtained from the formula:

$$h_{rs} = \frac{\sigma \varepsilon_1 (T_1 + T_s)(T_1^2 + T_s^2)(T_1 - T_s)}{(T_1 - T_a)} \quad (10)$$

The temperature of the sky is [25]:

$$T_s = 0.0552 T_a^{1.5} \quad (11)$$

The radiative heat transfer coefficient between the absorber and the lower plate is given by:

$$h_{r21} = \frac{\sigma (T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad (12)$$

The coefficient of heat losses toward the rear of the solar air collector is defined as:

$$U_b = \frac{1}{i=\sum_1^n \frac{x_{bi}}{k_{bi}} + \frac{1}{h_w}} \quad (13)$$

The coefficient of heat losses to the front of the solar air collector is defined as:

$$U_L = h_w + h_{rs} \quad (14)$$

2.4. Solution method

In each control volume, the difference method is applied to approximate the air temperature gradient as follows:

$$\frac{dT_f}{dx} \approx \frac{T_{f,i} - T_{f,i-1}}{\Delta x}$$

Substituting this equation into Eq. 4. The above Eqs. (1-14) can be written in a 3x3 matrix form $[A] [T] = [B]$. Where:

$$[A] = \begin{bmatrix} (h_1 + h_{r21} + U_L) & -h_1 & -h_{r21} \\ h_1 & -(h_1 + h_2 + \Gamma) & h_2 \\ -h_{r21} & -h_2 & (h_2 + h_{r21} + U_b) \end{bmatrix}$$

$$[T] = \begin{bmatrix} T_1 \\ T_f \\ T_2 \end{bmatrix} \text{ And } [B] = \begin{bmatrix} U_L T_a + S_1 \\ -\Gamma T_{f,i-1} \\ U_b T_a \end{bmatrix}$$

Gauss elimination algorithm is used to calculate the unknown temperatures T_1, T_2, T_f .

The elements of the matrix $[A]$ contain radiative heat transfer coefficients which depend on the unknown temperatures; an iterative process based on substitution technique was then carried out in each control volume.

3. EXPERIMENTAL SET-UP

3.1. Description of the considered solar air heater

An experimental set-up was designed and tested in the University of Biskra. Biskra is a city located in the East of Algeria with latitude of $34^{\circ}48'$ N, longitude of $5^{\circ}44'$ E and altitude of 85 m. The studied solar energy system is a flat-plate solar air heater with a single air flows between the absorber and the bottom plate placed on the insulator. The collector is placed on a stand facing south. To measure temperatures, type K thermocouples were connected at appropriate locations to a digital temperature indicator with 0.1°C least count. The layout of the studied solar air collector which is shown in Fig. 3 is designed with the following parameters:

- Solar collecting area was 2 m length \times 1 m width;

- Installation angle of the collector was 34°48' from horizontal;
- Height of the stagnant air layer was $d= 0.04$ m;
- Black paint absorber with a thickness of 1 mm and absorption coefficient of $\alpha= 0.95$ was made of galvanized steel sheet;
- Expanded polystyrene board with thermal conductivity of 0.037W/m. K was used for insulating the collector rear;
- A CMP 3 Pyranometer was used to measure solar irradiance; a digital thermometer Model Number: DM6802B was also used;
- 6 positions of thermocouples connected to absorber plate;
- 6 positions of thermocouples connected to bottom plate;
- 6 positions of thermocouples connected with the air flow.



Figure 3. Photograph of experimental set-up

3.2. Collector thermal efficiency

The efficiency of a solar air collector is defined as the ratio of the amount of useful heat collected to the total amount of solar radiation striking the collector surface:

$$\eta = \frac{Q_u}{G.A} \quad (15)$$

The average useful heat collected for an air solar collector can be expressed as:

$$Q_u = \dot{m}C_p(T_{out} - T_{in})$$

So, collector thermal efficiency becomes:

$$\eta = \dot{m}C_p \frac{(T_{out}-T_{in})}{G.A} \quad (16)$$

3.3. Calculation of the local convective heat transfer coefficient

In the present article, the coefficients for upper and lower surfaces of channel were assumed equal: $h_1 = h_2$.

Local convective heat transfer coefficients between the fluid and the absorber plate are described by using energy balance equations and they are evaluated at a given position by this relationship:

$$h(x) = \frac{U_L(x)(T_1(x)-T_a) - h_{r21}(x)(T_2(x)-T_1(x)) - S_1}{T_f(x)-T_1(x)} \quad (17)$$

4. RESULTS AND DISCUSSIONS

Thermal efficiency η is usually used to evaluate the performance of solar air heaters. Figs (4,5) show the variation of the experimental thermal parameter and solar intensity, respectively, as a function of time for a value of air mass flow rate equal to 0.1324 Kg/s which corresponds to $Re=38381$. It can be noted from these figures that the thermal efficiency increases with the solar intensity. It is also apparent that the highest solar intensity produces the highest thermal efficiency. The maximum value of η is 40% for solar intensity $G=845\text{W/m}^2$ measured at 13:30 and its minimum value is 22.5% for $G=440\text{W/m}^2$ measured at the time of the air heater started to use.

Fig. 6 illustrates the variation of the measured inlet and outlet temperatures with time. For a tested Reynolds number ($Re= 38381.1$), the outlet and inlet temperatures of the air flow increase from morning to a peak values at noon and then decrease in the afternoon. As expected, it can be also seen from this figure that the variations of the outlet temperature are significant.

Our proposed model implemented for the calculation of local convective heat coefficient between air flow and the absorber plate (eq.17) is validated using two procedures:

- First, by comparison with the results obtained from the Nusselt number correlation [10], see Figs. (8, 10, 12 and 14).
- Secondly, by comparing the calculated temperatures using our model with their experimental values, see Figs (9, 11, 13 and 15).

The local heat transfer coefficients h have been estimated and represented in Fig.7 for two values of air mass flow rate \dot{m} . This figure gives clear indications of the dependence of these local coefficients on air mass flow. In fact, they increase with the Reynolds number. It can be observed from this figure that their maxima are always located at the front part of the collector regardless of the Reynolds number value. This is in full accordance with the concept of the boundary layer formation.

For a better appreciation of the proposed estimation of h , we compare the experimental and theoretical values of the temperatures in Figs. (8-15). That is the measured temperatures, the temperatures obtained from the correlation given by Eq. (7) and the temperatures computed using Eq. (17). It can be noticed that, as expected, for the used values of the Reynolds numbers and of the solar intensity, the temperatures over each component of the solar collector increase along the collector in the direction of air flow. The comparison between the results of the two approaches (Figs. (9, 11, 13 and 15)), reveals that the local convective heat transfer coefficients estimated from Eq. (17) offers very good agreement with experimental results.

In order to examine the use of the predicted local heat transfer coefficient in the calculation of the temperatures we proceed as follows:

First, we estimated the values of the coefficients h using the experimental temperatures for a given value of the solar radiation intensity ($G = 680\text{W/m}^2$). Then, we injected these estimated values of h in our FORTRAN code in order to compute numerically the temperatures for different new values of the radiation intensity and for two Reynolds numbers ($Re=3839.1$ and $Re=38381.6$): i) For $Re=3839.1$, Figs. 9 and 11 summarize the results for two values of G (Figs. 9 for $G=750\text{W/m}^2$ and Fig. 11 for $G=850\text{W/m}^2$); ii) for $Re=38381.6$, Figs. 13 and 15 show the results for two other

values of G (Figs. 13 for $G=700 \text{ W/m}^2$ and Fig. 15 for $G=900 \text{ W/m}^2$). It is clear from these figures that there is a good agreement between the calculated and experimental values of the temperature along air flow direction. This confirms the fiability of our predated local transfer coefficients and the consolidates the validity of our numerical model

It is seen from Figs. (8-15) that, for all studied cases, air and plates temperatures increase along the panel up to about 1.5 m length, beyond this zones these temperatures remain relatively constant. We noticed as well that the experimental temperatures decrease at the end of the panel. This can be due to the geometrical shape of the collector output which disturbs the flow and creates flow recirculation in this area. This effect contributes to lower the temperature within the downstream area of the collector

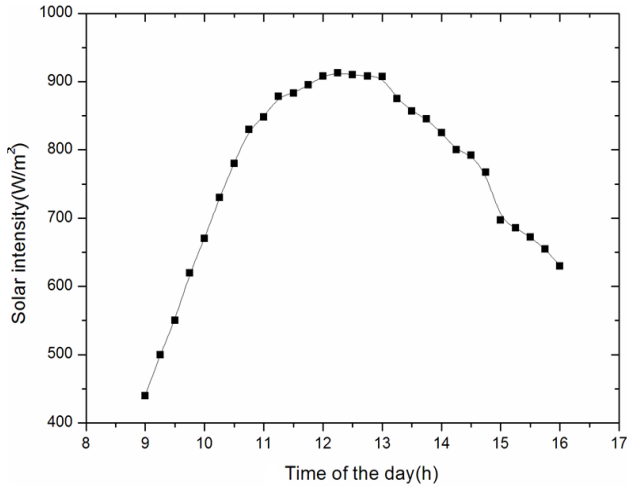


Figure 4. Solar intensity versus time of day, with $Re=38381.6$ (26/06/2014)

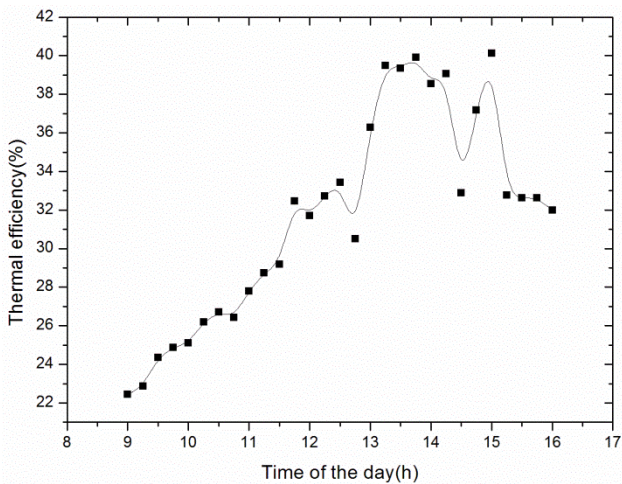


Figure 5. Variation of efficiency versus time of day, with $Re=38381.6$ (26/06/2014)

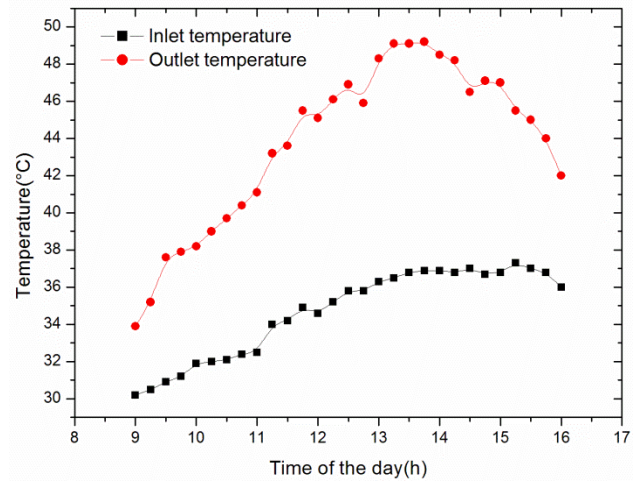


Figure 6. Variation of the outlet and inlet temperatures deponing on the time at $Re=38381.6$, (26/06/2014)

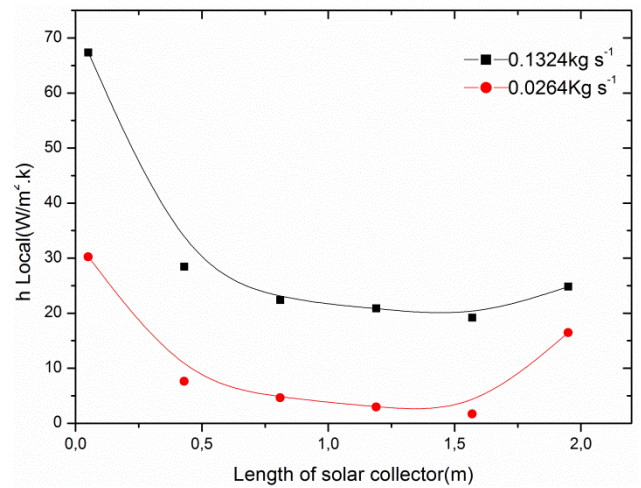


Figure 7. Variation of the local convective heat transfer coefficient according to the solar air collector length for $G=680 \text{ W/m}^2$

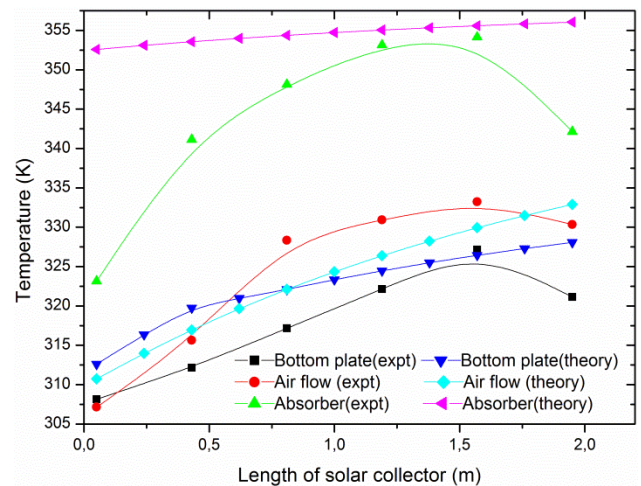


Figure 8. Numerical and experimental temperatures variations along solar collector, with $Re=3839.1$, $G=750 \text{ W/m}^2$

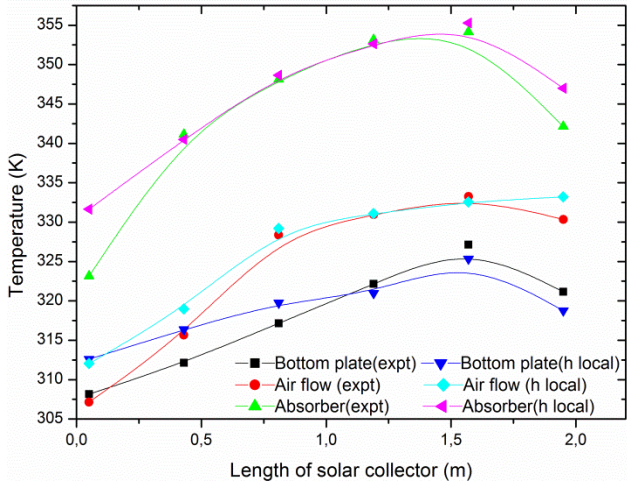


Figure 9. Numerical (using local heat transfer coefficient) and experimental temperatures variations along solar collector, with $Re=3839.1$, $G=750W/m^2$

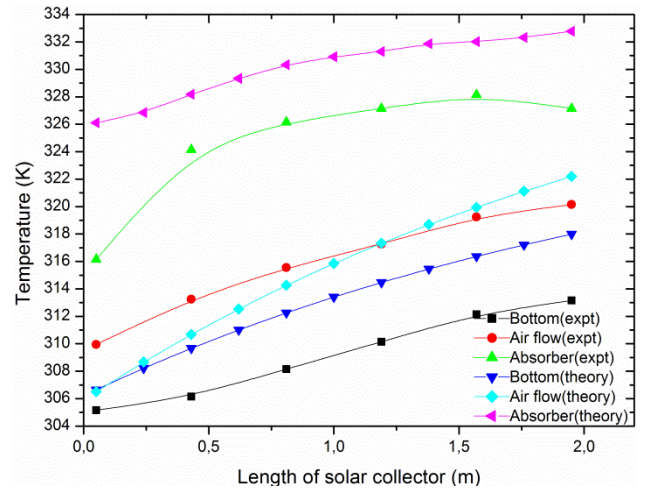


Figure 12. Numerical and experimental temperatures variations along solar collector, with $Re=38381.6$, $G=700W/m^2$

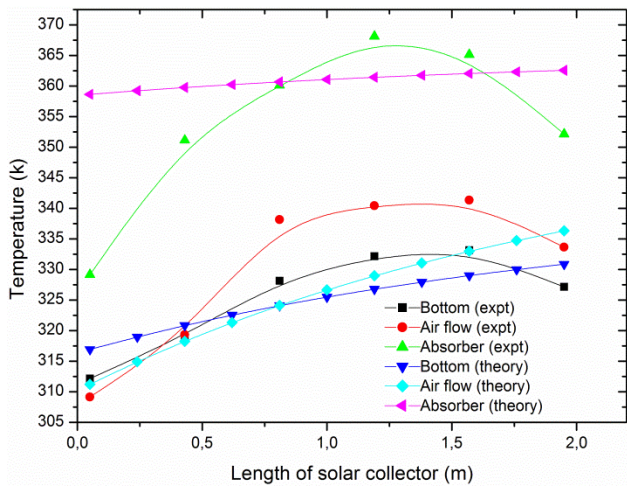


Figure 10. Numerical and experimental temperatures variations along solar collector, with $Re=3839.1$, $G=750W/m^2$

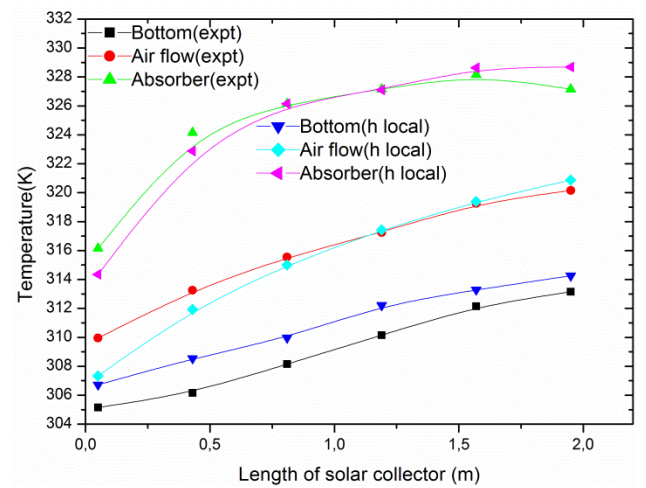


Figure 13. Numerical (using local heat transfer coefficient) and experimental temperatures variations along solar collector, with $Re=38381.6$, $G=700W/m^2$

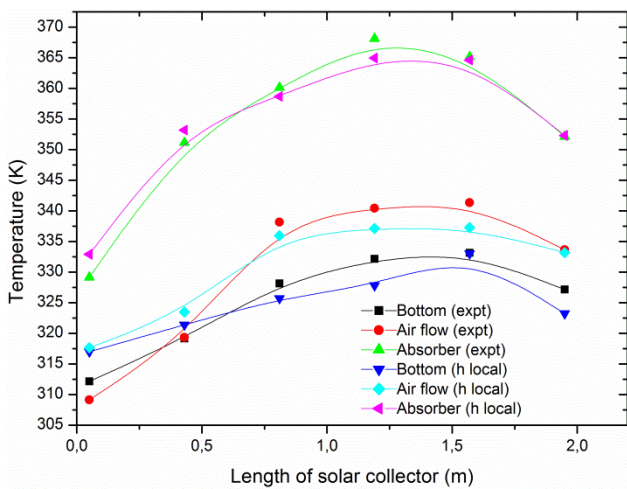


Figure 11. Numerical (using local heat transfer coefficient) and experimental temperatures variations along solar collector, with $Re=3839.1$, $G=850W/m^2$

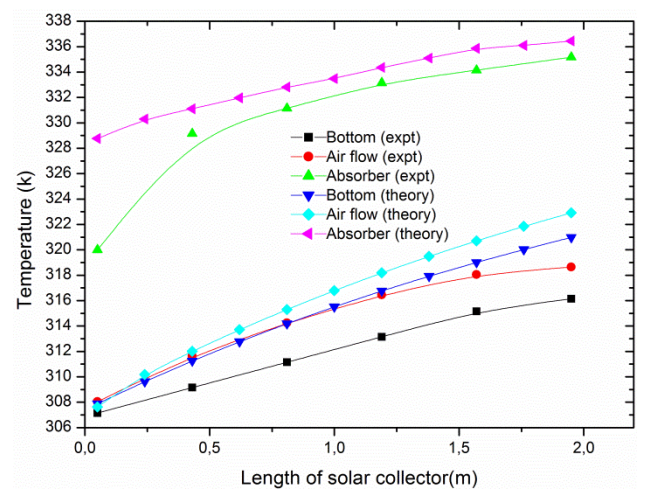


Figure 14. Numerical and experimental temperatures variations along solar collector, with $Re=38381.6$, $G=900W/m^2$

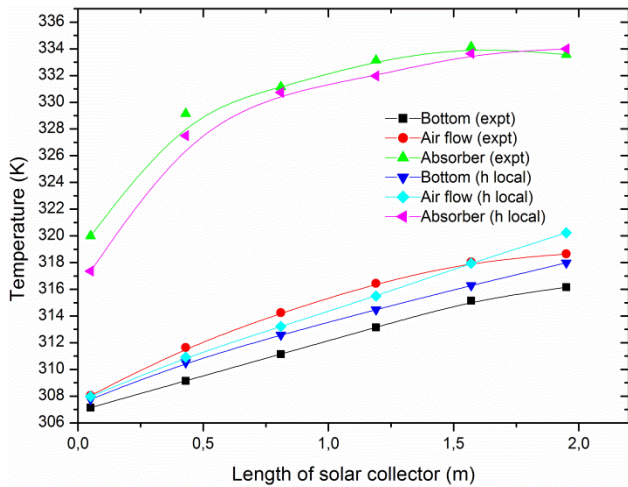


Figure 15. Numerical (using local heat transfer coefficient) and experimental temperatures variations along solar collector, with $Re=38381.6$, $G=900W/m^2$.

5. CONCLUSION

In this work, we have proposed a theoretical model which consists of dividing the collector into several differential elements along the collector. Thermal balance is then applied over each element in conjunction with the measured temperatures in order to predict the local heat transfer coefficients in the air flow channel. From the FORTRAN numerical code that we have developed and using these coefficients, we have computed the temperatures profiles of the absorber plate, air flow and bottom plate. The numerical calculation of temperature distributions is done for several values of the solar radiation intensity. The results of the proposed approach agree closely with values measured experimentally.

REFERENCES

- [1] J. Duffe and W. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, New York: Wiley, 1991.
- [2] T. Koyuncu, "Performance of various design of solar air heaters for crop drying applications," *Renewable Energy*, vol. 31 no. 7, pp. 1073-1088, 2006. DOI: [10.1016/j.renene.2005.05.017](https://doi.org/10.1016/j.renene.2005.05.017).
- [3] S. Chemkhi, F. Zagrouba and A. Bellagi, "Drying of agricultural crops by solar energy," *Desalination*, vol. 168, pp. 101-109, 2004. DOI: [10.1016/j.desal.2004.06.174](https://doi.org/10.1016/j.desal.2004.06.174).
- [4] F. K. Forson, M. A. Nazha, F. O. Akuffo and H. Rajakaruna, "Design of mixed-mode natural convection solar crop dryers: application of principles and rules of thumb," *Renewable Energy*, vol. 32, pp. 2306-2319, 2007. DOI: [10.1016/j.renene.2006.12.003](https://doi.org/10.1016/j.renene.2006.12.003).
- [5] D. R. Pangavhane, R. L. Sawhney and P. N. Sarsavadia, "Design, development and performance testing of a new natural convection solar dryer," *Energy*, vol. 27, pp. 579-590, 2002. DOI: [10.1016/S0360-5442\(02\)00005-1](https://doi.org/10.1016/S0360-5442(02)00005-1).
- [6] M. Coppi, A. Quintino and F. Salata, "Fluid dynamic feasibility study of solar chimney in residential buildings," *International Journal of Heat and Technology*, vol. 29, pp. 1-6, 2011.
- [7] Bernardo Buonomo, Orazio Manca, Sergio Nardini and Paolo Romano, "Thermal and fluid dynamic analysis of solar chimney building systems," *International Journal of Heat and Technology*, vol. 31, pp. 19-126, 2013.
- [8] R. Ben Slama, "The air solar collectors: Comparative study, introduction of baffles to favor the heat transfer," *Solar Energy*, vol. 81, pp. 139-149, 2007. DOI: [10.1016/j.solener.2006.05.002](https://doi.org/10.1016/j.solener.2006.05.002).
- [9] K. Ong, "Thermal performance of solar air heaters: mathematical model and solution procedure," *Solar Energy*, vol. 55, pp. 93-109, 1995a. DOI: [10.1016/0038-092X\(95\)00021-I](https://doi.org/10.1016/0038-092X(95)00021-I).
- [10] K. Sopian, M. A. Alghoul, Ebrahim M. Alfegi, M. Y. Sulaiman and E. A. Musa, "Evaluation of thermal efficiency of double-pass solar collector with porous-nonporous media," *Renewable Energy*, vol. 34, pp. 640-645, 2009. DOI: [10.1016/j.renene.2008.05.027](https://doi.org/10.1016/j.renene.2008.05.027).
- [11] D. Bahrehmand and M. Ameri, "Energy and exergy analysis of different solar air collector systems with natural convection," *Renewable Energy*, vol. 74, pp. 357-368, 2015. DOI: [10.1016/j.renene.2014.08.028](https://doi.org/10.1016/j.renene.2014.08.028).
- [12] Kays W. M., *Convective Heat and Mass Transfer*. New York: McGraw-Hill, 1980.
- [13] K. Ong, "Thermal performance of solar air heaters: experimental correlation," *Solar Energy*, vol. 55, pp. 209-220, 1995b. DOI: [10.1016/0038-092X\(95\)00027-0](https://doi.org/10.1016/0038-092X(95)00027-0).
- [14] F. Mokhtari and D. Semmar, "L'influence de la configuration de l'absorbeur sur les performances thermiques d'un capteur solaire à air," *Revue des Energies Renouvelables: Days Thermal*, pp. 159-162, 2001.
- [15] T. Koyuncu, "Performance of various designs of solar air heaters for crop drying applications," *Renewable Energy*, vol. 31, pp. 1073-1088, 2006. DOI: [10.1016/j.renene.2005.05.017](https://doi.org/10.1016/j.renene.2005.05.017).
- [16] F. E. M. Saboya and E. M. Sparrow, "Experiments on a three row fin and tube heat exchanger," *J. Heat Transfer*, vol. 19, pp. 26-34, 1976.
- [17] S. Yoo, H. Kwon and J. Kim, "A study on heat transfer characteristics for staggered tube banks in cross-flow," *J. of Mechanical Science and Technology*, vol. 21, pp. 505-512, 2007. DOI: [10.1007/BF02916312](https://doi.org/10.1007/BF02916312).
- [18] C. H. Huang, I. C. Yuan and H. Ay, "A three-dimensional inverse problem in imaging the local heat transfer coefficients for plate finned-tube heat exchangers," *Int J Heat and Mass Transfer*, vol. 46, pp. 3629-3638, 2003. DOI: [10.1016/S0017-9310\(03\)00157-1](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(03)00157-1).

[19] A. H. Benmachiche, C. Bougriou and S. Abboudi, "Inverse determination of the heat transfer characteristics on a circular plane fin in a finned-tube bundle," *Heat and Mass Transfer*, vol. 46, pp. 1367-1377, 2010. DOI: [10.1007/s00231-010-0664-9](https://doi.org/10.1007/s00231-010-0664-9).

[20] H. Ay, J. Y. Jang and J. N. Yeh, "Local heat transfer measurements of plate finned-tube heat exchangers by infrared thermography," *Heat and Mass Transfer*, vol.45, pp. 4069-4078, 2002.

[21] N. Moumami, S. Youcef-Ali, A. Moumami and J. Y. Desmons, "Energy analysis of a solar air collector with rows of fins," *Renewable Energy*, vol. 29, pp. 2053–2064, 2004. DOI: [10.1016/j.renene.2003.11.006](https://doi.org/10.1016/j.renene.2003.11.006).

[22] N. Hatami and M. Bahadorinejad, "Experimental determination of natural convection heat transfer coefficient in a vertical flat-plate solar air heater," *Solar Energy*, vol. 82, pp. 903-910, 2008. DOI: [10.1016/j.solener.2008.03.008](https://doi.org/10.1016/j.solener.2008.03.008).

[23] W. Gao, W. Lin and E. Lu, "Numerical study on natural convection inside the channel between the flat-plate cover and sine-wave absorber of a cross-corrugated solar air heater," *Energy Conversion & Management*, vol. 41, pp. 145-151, 2000. DOI: [10.1016/S0196-8904\(99\)00098-9](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(99)00098-9).

[24] W. H. McAdams, *Heat Transmission*, third ed. New York: McGraw-Hill, 1954.

[25] W. C. Swinbank, "Long-wave radiation from clear skies," *Q. J. R. Meteorol.* vol. 89, 1963.

T_s Sky temperature, (K)

G Incident solar radiation, (W/m²)

h_1 Convective heat transfer coefficient between the absorber and the air flow, (W/m² K)

h_2 Convective heat transfer coefficient between the bottom plate and the air flow, (W/m² K)

h_{r21} radiation heat transfer coefficients, (W/m² K)

h_{rs} radiation heat transfer coefficient, (W/m² K)

h_w wind convection heat transfer coefficient, (W/m² K)

C_p Isobaric specific heat of air, (J/kg K)

K_f thermal conductivity of air flow, (W/m K)

k_{bi} thermal conductivity of insulation, (W/m K)

U_L Top loss heat coefficient, (W/m² K)

U_b Bottom heat loss coefficient, (W/m² K)

\dot{m} mass flow rate, (Kg/s)

V Wind velocity, (m/s)

Nu Nusselt number

Re Reynolds number

W width of collector, (m)

L length of collector, (m)

X_{bi} insulation thickness, (m)

d spacing between absorber and bottom surfaces, (m)

D_h equivalent diameter, (m)

A cross section of flow area, (m²)

P wetted perimeter, (m)

Q heat transferred to air streams

NOMENCLATURE

Symbols

T_1	absorber plate temperature, (K)
T_2	Bottom plate temperature, (K)
T_f	Air flow temperature, (K)
T_a	Ambient temperature, (K)

Greek symbols

ε_1	emissivity of black absorber upper surface
ε_2	emissivity of unpainted absorber lower surface
α	Absorptivity of absorber plate
ρ	density of air, (Kg/m ³)
Σ	Stefan–Boltzmann constant
μ	dynamic viscosity of air, (kg m ⁻¹ s ⁻¹)