



Optimisation d'un capteur solaire double passe à air et estimation des échanges de chaleur paroi-fluide.

Mame Mor Diarra Ndiaye

► To cite this version:

Mame Mor Diarra Ndiaye. Optimisation d'un capteur solaire double passe à air et estimation des échanges de chaleur paroi-fluide.. Autre. Université Bourgogne Franche-Comté; Université Cheikh Anta Diop (Dakar), 2018. Français. NNT : 2018UBFCA039 . tel-02136207

HAL Id: tel-02136207

<https://theses.hal.science/tel-02136207>

Submitted on 21 May 2019

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

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



UNIVERSITÉ BOURGOGNE FRANCHE-COMTÉ

Université de Technologie de Belfort-Montbéliard

UNIVERSITÉ CHEIKH ANTA DIOP DE DAKAR

Ecoles doctorales :

Sciences Pour l'Ingénieur et Microtechniques, UBFC

Physique Chimie, Sciences de la terre, de l'univers et de l'ingénieur, UCAD

THÈSE DE DOCTORAT

Spécialité : THERMIQUE, ÉNERGÉTIQUE ET ENVIRONNEMENT

Présentée par

MAME MOR DIARRA NDIAYE

Titre : Optimisation des performances d'un capteur solaire à air et estimation des coefficients d'échange paroi-fluide

le 17 Décembre 2018

devant le jury :

Président	Mamadou WADE	Professeur Titulaire, Ecole polytechnique de Thiès
Rapporteurs :	Salif GAYE	Professeur Titulaire, Université de Thiès
	Najib LARAQI	Professeur des Universités, Université Paris Nanterre
Examineur :	Cheikh MBOW	Maitre de conférences HDR, UCAD
Directeurs de Thèse:	Dorothé AZILINON	Professeur Titulaire, UCAD
	Said ABOUDI	Professeur des Universités, Université Bourgogne Franche-Comté

SOMMAIRE

RÉSUMÉ	v
REMERCIEMENTS	vii
NOMENCLATURE	ix
INTRODUCTION GÉNÉRALE	1
CHAPITRE I	4
ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE SUR LES CAPTEURS SOLAIRES	4
I.1 Introduction.....	5
I.2. Historique des capteurs solaires.....	5
I.3. Fonctionnement et types de capteurs solaires thermiques	6
I.3.1. Description d'un système de conversion thermique	6
I.3.2. Fonctionnement d'un capteur solaire plan.....	6
I.3.3. Types de capteurs solaires	7
I.3.3.1. Capteurs plans non vitrés.....	7
I.3.3.2. Capteurs plans vitrés.....	8
I.3.3.3. Capteurs à tubes sous vide.....	8
I.3.4. Différents éléments d'un capteur solaire plan	9
I.3.4.1. Plaque en verre	9
I.3.4.2. Fluide caloporteur.....	9
I.3.4.3. Absorbeur	9
I.3.4.4. Isolant	10
I.3.5. Revue de travaux sur les capteurs plans à air	10
I.3.5.1. Facteurs géométriques	10

I.3.5.2. Introduction d'obstacles.....	11
I.3.5.3. Écoulement du fluide.....	12
I.3.5.4. Nature de la couverture.....	13
I.3.5.5. Modélisation des pertes thermiques.....	14
I.3.5.6. Influence des milieux poreux.....	15
I.3.5.7. Capteurs hybrides	16
I-4 Conclusion.....	17

CHAPITRE II 18

ÉTUDE THÉORIQUE DU CAPTEUR SOLAIRE DOUBLE PASSE À AIR..... 18

II.1. Introduction	19
II.2.1. Équations de bilan thermique du capteur	22
II.2.1.1. Hypothèses simplificatrices.....	23
II.2.1.2. Équation bilan thermique du capteur solaire.....	23
II.2.1.3. Expressions des coefficients de transfert de chaleur	25
a. Coefficients de transfert thermique entre la couverture et l'extérieur	25
b. Coefficient de transfert entre la vitre et l'absorbeur	26
c. Coefficient d'échange entre l'absorbeur et la plaque.....	27
II.2.2. Résolution numérique.....	28
II.2.3. Résultats numériques.....	31
II.2.4. Modélisation bidimensionnelle du capteur.....	32
II.2.4.1. Présentation de Comsol multiphysics 3.5.....	32
II.2.4.2. Modélisation du capteur sous Comsol Multiphysics.....	32
II.2.4.3. Étude paramétrique du capteur solaire double passe.....	33
II.2.4.3.1. Étude cinématique du fluide dans le capteur sans ailettes.....	33
d- Évolution du coefficient de friction fluide-vitre, fluide-absorbeur	36

e- Influence du débit	37
II.2.4.3.2. Étude thermique du fluide	38
II.2.4.3.3. Etude thermique du fluide dans le capteur avec ailettes avec Comsol.....	41
II.2.4.4. Comparaison des résultats issus du modèle global et de Comsol : Cas sans ailettes	43
II.3. Modélisation du capteur avec ailettes	44
II.3.1. Quelques travaux sur les capteurs avec ailettes.....	44
II.3.2. Principaux composants et géométrie du capteur	46
II.3.3. Équations de bilan thermique.....	47
II.3.3.1. Équation bilan thermique au niveau du fluide caloporteur (f1) et de l'absorbeur (ab)	48
Pour le fluide caloporteur (f1) :.....	48
II.3.3.2. Coefficients de transfert de chaleur entre les composantes du capteur avec ailettes	48
II.3.3.3. Rendement du capteur	49
II.3.4. Résultats numériques avec ailettes	49
II.4. Conclusion.....	50
CHAPITRE III.....	51
ÉTUDE EXPÉRIMENTALE.....	51
III.1. Introduction.....	52
III. 2. Dispositif expérimental du capteur solaire.....	52
III.3. Élaboration et choix du matériau d'isolation du capteur	55
III.3.1. Isolants en construction.....	55
III.3.1.1. Quelques travaux de caractérisation de nouveaux matériaux	56
III.3.1.2. Préparation des échantillons.....	57
III.3.1.3. Caractérisation thermique du nouveau matériau.....	59
III.4. Instrumentation du capteur solaire double passe à air	62
III.5. Résultats expérimentaux du capteur sans ailettes	64

III.5.1. Influence du débit.....	64
III.5.2. Comparaison des résultats numériques et expérimentaux	64
III.6. Résultats expérimentaux du capteur avec ailettes.....	65
III.6.1. Évolution de la température de l'air dans le capteur.....	65
III.6.2. Comparaison des résultats numériques et expérimentaux	66
III.6.3. Influence du débit sur la température de sortie	67
III.6.4. Rendement du capteur.....	68
III.7. Conclusion	68
 CHAPITRE IV	 70
ESTIMATION DU COEFFICIENT D'ÉCHANGE DE CHALEUR	70
 IV.1. Introduction.....	 71
IV.2. Étude bibliographique sur les techniques inverses	72
IV.2.1. Généralités	72
IV.2.2. Le caractère mal posé d'un problème inverse	74
IV.2.3. Méthodes de résolution des problèmes inverses.....	74
IV.2.3.1 Méthode itérative avec problème adjoint	74
IV.2.3.2. Méthode de retour vers la surface.....	74
IV.2.3.3. Méthode des éléments de frontières.....	75
IV.2.3.4. Méthode de spécification des fonctions.....	75
IV.3. Estimation du coefficient d'échange.....	76
IV.3.1. Présentation du modèle direct étudié	77
IV.3.2. Algorithme numérique.....	78
IV. 4. Présentation des résultats	78
IV. 4.1. Profil du coefficient d'échange entre le fluide et l'absorbeur	78
IV. 4.2. Approximation analytique du coefficient d'échange.....	79

IV. 4.3. Evolution du coefficient d'échange en fonction du temps	81
IV. 4.4. Intégration du coefficient d'échange estimé dans le modèle direct.....	82
IV. 4.5. Comparaison des températures estimées et mesurées.....	83
IV. 5. Conclusion	84
 CONCLUSION GÉNÉRALE	 85
 BIBLIOGRAPHIE.....	 XI
ANNEXE.....	XII

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1: Vu d'un capteur solaire non vitré.	7
Figure 1.2: Description d'un capteur solaire non vitré.....	7
Figure 1.3: Capteur plan vitré	8
Figure 1.4: Un modèle de capteur à tubes sous vide	8
Figure 1.5: Capteur à tube sous vide.	9
Figure 1. 6 : Schéma éclaté d'un capteur solaire plan.....	10
Figure 1.7 : Capteur solaire à air	11
Figure 1.8: Plaques rectangulaires minces orientées parallèlement à l'écoulement soudé sur la face inférieure de l'absorbeur avec double vitrage.....	13
Figure 1.9 : Différents modes d'échange de chaleur au sein du capteur solaire	15
Figure 2.1: Schéma simplifié du capteur solaire.	20
Figure 2.2 : Évolution de la température de l'air T_{f1} dans les phases aller et retour.....	31
Figure 2.3 : Champ de de vitesse dans le capteur	33
Figure 2.4 : Champ de vitesse en fin de course.....	34
Figure 2.5 : Sections choisies du capteur solaire	34
Figure 2.6 : Profil de la vitesse pour différentes coupes transversales du capteur.....	35
Figure 2.7 : Vitesse axiale en fonction du débit pour $x = 1 \text{ m}$	35
Figure 2.8: Évolution du coefficient de friction le long de la surface inférieure de la vitre.	36
Figure 2.9: Évolution du coefficient de friction le long de la surface inférieure de l'absorbeur.	37
Figure 2.10 : Profil du coefficient de friction dans la paroi du vitrage en fonction du débit.....	37
Figure 2.11 : Profil du coefficient de friction dans la paroi inférieure de l'absorbeur en fonction du débit.....	38
Figure 2.12 : Champ de température dans le capteur solaire à double passes.	38
Figure 2.13 : Températures du fluide pour différent rayonnements solaires, débit= 0,023 kg/s.	39
Figure 2.14 : Températures du fluide à différents moments de la journée, débit= 0,023 kg/s.....	40

Figure 2.15 : Température du fluide calculée pour deux hauteurs de la conduite supérieure.....	41
Figure 2.16 : Champ de température dans le capteur solaire à air double passe avec ailettes.	41
Figure 2.17 : Températures de fluide à différents instants de la journée, capteur avec ailettes.	42
Figure 2.18 : Profils de température du fluide le long du capteur avec et sans ailettes.	43
Figure 2.19 : Comparaison des profils des températures du fluide à l’aller et au retour (modèle global et Comsol).	44
Figure 2. 20 : Représentation du capteur avec ailettes.	46
Figure 2. 21 : Absorbeur avec ailettes.....	47
Figure 2. 22 : Bilan énergétique pour chaque ailette.....	47
Figure 2.23 : Profil de température de l’air dans les phases aller et retour dans le capteur à différents moments de la journée.....	50
Figure 3.1 : Schéma synoptique du capteur solaire étudié.	53
Figure 3. 2 : Photo du capteur solaire thermique double passe à air.	53
Figure 3. 3 : Dispositif de mesure des températures.	54
Figure 3.4 : Canal de sortie du fluide (air).	54
Figure 3.5 : Absorbeur avec ailettes.....	54
Figure 3.6: Tige de mil broyée pour les cas G1 (fibres fines) et G2 (fibres grandes)	58
Figure 3.7 : Courbe de granulométrie des fibres de mil.....	58
Figure 3. 8: Image des échantillons pour le test thermique.....	60
Figure 3. 9: Dispositif du plan chaud asymétrique.....	60
Figure 3. 10: Position des thermocouples dans le capteur	62
Figure 3.11: Evolution des températures mesurées sur les faces supérieure et inférieure de l’absorbeur.....	63
Figure 3. 12: Évolution de la température de l'air pour différents débits à 13 h.	64
Figure 3.13: Évolution des températures de l’air théoriques et expérimentales	65
Figure 3.14: Évolution du fluide dans le capteur à 9 h, 13 h et 7 h.....	66

Figure 3.15: Évolution de la température du fluide dans le canal supérieur et inférieur du capteur à 9 h, 13h et 17h.....	67
Figure 3.16: Évolution de la température de l'air dans le canal supérieur et inférieur du capteur pour différents débits.....	67
Figure 3.17: Rendement en fonction du débit	68
Figure 4.1: Localisation des points de mesure dans le canal supérieur du capteur.....	76
Figure 4.2: Profil du coefficient d'échange Air-absorbeur dans le canal supérieur.....	79
Figure 4.3: Profil du coefficient d'échange Air-absorbeur dans le canal inférieur.....	79
Figure 4.4: Fonction d'évolution du coefficient d'échange air-absorbeur supérieur.....	80
Figure 4.5: Fonction d'évolution du coefficient d'échange air-absorbeur inférieur	80
Figure 4.6 : Courbes d'évolution des coefficients d'échange, Stephan [35].....	81
Figure 4.7: Courbes d'évolution des coefficients d'échange pour différents instants	81
Figure 4.8: Courbes d'évolution des coefficients d'échange et de la température de l'air	82
Figure 4.9: Evolution des températures du fluide obtenues avec le coefficient d'échange estimé....	83
Figure 4.10: Températures du fluide mesurées et calculées avec le modèle global direct avec h constant et estimé.	84

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 2.1: Dimensions du capteur	20
Tableau 2.2: Propriétés thermo-physiques de l'air.....	21
Tableau 2.3: Propriétés thermo-physiques de la vitre	21
Tableau 2.4: Propriétés thermo-physiques de l'absorbeur	21
Tableau 2.5: Propriétés de l'isolant.....	22
Tableau 2.6: Influence du maillage	33
Tableau 3.1: Masses des différents composants.....	59
Tableau 3.2: Incertitudes de mesures des paramètres	63

RÉSUMÉ

Dans ce travail, on présente une étude des performances thermiques d'un capteur solaire plan double passe destinée à la production de l'air chaud permettant d'alimenter et d'améliorer les techniques de séchage. On analyse le cas d'un absorbeur avec et sans ailettes.

Les modèles théoriques relatifs au capteur à air double passe avec et sans ailettes ont été établis et résolus numériquement à l'aide de codes élaborés en Fortran pour obtenir une approche globale de leur comportement ou alors à l'aide de Comsol multiphysique pour une étude plus locale. Un dispositif expérimental a été conçu pour valider les résultats obtenus numériquement. Une des particularités du capteur mis au point au laboratoire est relative à son isolement. À cet effet, un matériau local biosourcé composé de tiges de mil broyées a été réalisé dans le but d'augmenter les performances du capteur solaire. Les propriétés des matériaux biosourcés utilisés pour l'isolation ont été identifiées à l'aide de moyens existant au laboratoire. Une comparaison des températures mesurées et calculées a permis de valider les deux approches expérimentale et numérique. L'évaluation des performances a montré une forte influence du débit et du rayonnement solaire sur le rendement énergétique du capteur solaire double passe avec ailettes. L'approche globale des bilans thermique au sein du capteur solaire repose principalement sur une bonne connaissance des coefficients d'échange entre le fluide caloporteur et l'absorbeur. Un travail d'estimation de ces coefficients est proposé dans la dernière partie de ce travail.

Mots clés : Capteur solaire, double passe, tige de mil broyée, matériau biosourcé, modélisation numérique, performance, coefficient d'échange.

ABSTRACT

In this work, we present a study of the thermal performance of a double pass flat solar collector for the production of hot air to supply and improve drying techniques. The cases of an absorber with and without fins are analyzed.

Theoretical models for the double pass solar collector with and without fins have been established and solved numerically using codes developed in Fortran to obtain a global approach or using Multi-physical Comsol for a more local study. An experimental device has been designed to validate the results obtained numerically. One of the particularities of the solar collector developed in the laboratory is its insulation system. For this, a local bio-sourced material composed of crushed millet stems has been developed to increase the performance of the solar collector. The properties of the bio-sourced materials used for insulation were characterized by using available laboratory testing model. A comparison of the measured and calculated temperatures validated both the experimental and numerical approaches. The performance evaluation showed a strong influence of the flow rate and solar radiation on the energy efficiency of the double pass finned solar collector. The global approach to heat balances within the solar collector is mainly based on the exchange coefficients between the heat transfer fluid and the absorber. An estimation of these convective exchange coefficients is proposed in the last part of this work.

Keywords: Solar collector, double pass, millet rod crushed, biosourced material, numerical modelling, performance, heat transfer coefficient.

REMERCIEMENTS

Ce mémoire a été réalisé au Laboratoire d’Énergétique appliquée (LEA) de l’École Supérieure Polytechnique de l’Université Cheikh Anta Diop de Dakar et au Laboratoire Interdisciplinaire Carnot de Bourgogne (ICB), Université de Bourgogne Franche-Comté, UTBM Département COMM, Belfort, France.

Cette thèse a été codirigée par Monsieur le Professeur Dorothé AZILINON Professeur à l’UCAD et Monsieur Said ABOUDI Professeur à l’UTBM, UBFC, je leurs exprime mes sincères remerciements pour l'accueil qu’ils m’ont réservé dans leur laboratoire respectif et leur accompagnement durant toutes ses années de travail. Nous remercions également Monsieur le Professeur Vincent SAMBOU, pour son soutien matériel et ses conseils précieux.

Nous sommes très sensibles à l'honneur que nous ont fait Monsieur Salif GAYE Professeur Titulaire à l’Université de Thiès et Monsieur Najib LARAQI Professeur des Universités à Université Paris X, Nanterre d’avoir accepté de rapporter ce travail. Je les remercie vivement pour leurs remarques et conseils et pour le temps qu’ils ont passé sur la lecture de ce mémoire. J’adresse mes sincères remerciements à Monsieur Cheikh MBOW Maître de conférence à l’Université Cheikh Anta Diop qui a bien voulu s’intéresser à cette étude et participer à mon jury de thèse comme examinateur et Monsieur Mamadou WADE Professeur à l’École polytechnique de Thiès qui nous a fait l’honneur de présider mon jury de thèse.

Je remercie vivement l’ensemble du personnel administratif de l’École Supérieure Polytechnique pour leur aide et leur soutien. Je remercie particulièrement les Professeurs Falilou Mbacké SAMB, Codou Mar DIOP et Abdoulaye NDIAYE, chef du département génie mécanique, pour leurs conseils et leurs encouragements durant la rédaction de ce mémoire.

Mes remerciements s'adressent également à tous les membres du laboratoire d’Énergétique Appliquée (LEA) de l’ESP à l’UCAD et du département COMM de l’ICB, UBFC, UTBM pour leurs franchises collaborations.

Un grand merci à Mme Daniel Bertrand, aujourd'hui à la retraite, et à Madame Delamarche Caroline, coordonnatrices de la recherche à l’UTBM, pour leurs encouragements, conseils et soutiens.

Je voudrais associer à ce travail Monsieur le professeur Samuel GOMEZ du département génie mécanique de l’UTBM pour son accueil chaleureux. Nous remercions Cheikhoul Khadim à travers Serigne Mame Mor Mbacké Mourtada qui n’a jamais cessé de nous conseiller et de nous motiver tout au long de ce travail.

Je dédie ce travail à mes deux défunts parents **Amadou Mactar Ndiaye** et **Ndéye Astou Touré (une maman exemplaire)**, mes frères et sœurs, ma famille et mes amis, à mon défunt frère Babacar Ndiaye, à mes défunts grands-parents Sokhna Aida Mbacké, Omar Ndiaye Attoumane et Mame Maréma Touré.

NOMENCLATURE

Symboles	Signification	Unités
Bi	nombre de Biot	
D	diamètre	m
Cp	chaleur massique	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
Cf	coefficient de friction	
e	épaisseur	m
E	effusivité thermique	J.m ⁻² .K ⁻¹ .s ^{-1/2}
G	rayonnement solaire	W.m ⁻²
h	coefficient d'échange convectif	W.m ⁻² .K ⁻¹
l	largeur	m
L	longueur	m
n	nombre de séries	
N	nombre d'ailettes	
Nu	nombre de Nusselt	
Pr	nombre de Prandlt	
Q	densité de flux	W.m ⁻²
S	surface	m ²
t	temps	s
T	température	°C
Re	vombre de Reynolds	
V	vitesse	m.s ⁻¹

LETTRES GRECQUES

Symboles grecs	Signification	Unités
α	coefficient d'absorption	
λ	conductivité thermique	$\text{W.m}^{-1}\text{K}^{-1}$
ρ	masse volumique	kg.m^{-3}
μ	viscosité	$\text{Kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$
τ	coefficient de transmission	
Γ	capacité thermique	$\text{J.mol}^{-1}.\text{K}^{-1}$
σ	constante de Stephan Boltzmann	
ε	émissivité	
$\mathcal{F}$	facteur de forme	
η	rendement	
ϕ	puissance	W
δ	erreur d'estimation	
ξ	erreur quadratique	
ψ	azimut	rd
θ	angle d'incidence entre la direction du soleil et la normale au plan du capteur	rd

INDICES

Symboles	Désignation
a	air
ab	absorbeur
ail	ailette
arri	arrière
c	conduction
cap	capteur
ci	ciel
e	entrée
exp	expérimentale
f1	fluide dans le sens aller
f2	fluide dans le sens retour
max	maximum
min	minimum
mod	modèle
is	isolant
u	utile
r	radiatif
s	sortie
v	vitre
vent	vent
p	pPlaque

INTRODUCTION GÉNÉRALE

Depuis un quart de siècle, on assiste à une crise énergétique mondiale qui s'est accentuée à nos jours avec la fluctuation du prix du baril de pétrole se traduisant par une hausse du prix des énergies classiques (électriques, calorifiques...). Les conséquences sont une situation économique difficile pour les états et des conditions de vie sociales précaires pour les populations. Dans l'optique de compenser le coût relativement élevé des énergies classiques et de leur pollution atmosphérique, il est indispensable de s'orienter vers les énergies renouvelables et particulièrement l'énergie solaire. Cette dernière est une énergie inépuisable et propre et peut être utilisée de façon efficace dans de nombreux systèmes thermiques. Les applications ayant trait à l'utilisation de l'énergie solaire peuvent être classées en trois catégories principales : le chauffage et le refroidissement, la production de l'énergie électrique et les processus chimiques.

Depuis quelques années, le développement des systèmes thermiques à base de sources d'énergie renouvelable est en plein essor et fait l'objet de nombreux travaux et réalisations. Le cas particulier de capteurs solaires ne cesse de se développer, de s'améliorer et de devenir ainsi une part importante dans notre quotidien et de notre vie courante. Les capteurs solaires à air en constituent une catégorie très utile et ont apporté une réponse à la transformation énergétique destinée à des applications dans le domaine de la thermique.

Les capteurs solaires plans à air transforment l'énergie solaire en énergie thermique extraite par l'air en écoulement dans le capteur [1]. Cette énergie est utilisée dans différentes applications, par exemple le séchage des produits agroalimentaires (légumes, fruits, poissons...), de bois, de nombreux produits industriels... Ils présentent plusieurs avantages pratiques, en effet l'utilisation directe de l'air pour le séchage des produits dans l'industrie, permet de faire des économies remarquables en énergie, et c'est pour cela que les récents développements autour des problèmes de l'environnement prennent une place importante au sein des bureaux d'études et spécialement dans le secteur de l'industrie.

Pour produire de l'énergie solaire thermique, plusieurs types de capteurs solaires plans sont conçus à des performances diverses. Différentes études sur leurs performances ont été faites et ont montré des résultats sur les paramètres des capteurs en fonction de leurs composantes, à savoir : la vitre, le fluide caloporteur, l'absorbeur et le système d'isolation.

Le rayonnement solaire capté a un impact sur l'efficacité du capteur solaire [2], mais l'augmentation de la surface de contact de l'absorbeur a aussi une influence sur ses

performances puisqu'elle est directement proportionnelle aux taux de rayonnement solaire reçu par ce dernier. Il faut cependant veiller à diminuer les pertes thermiques entre la couverture et l'environnement extérieur du capteur.

Le vitrage constitue la face du capteur qui reçoit le plus de rayonnement solaire qu'il devra transmettre en grande partie à l'absorbeur par effet de serre. Le nombre de couvertures transparentes influe sur les pertes de chaleur vers l'avant du capteur [3].

Un capteur double vitrage permet d'améliorer le rendement du capteur de 10 à 15 % comparé au cas avec un simple vitrage [4].

Le rayonnement solaire direct et diffus reçu par le capteur est fonction de son angle d'inclinaison par rapport à l'horizontale [5]. Pour obtenir un maximum de flux, le capteur solaire doit être orienté directement vers le sud.

L'augmentation de la surface d'échange entre le fluide caloporteur et les parois du capteur en introduisant des obstacles sur ses parois intérieures, peut avoir une influence non négligeable sur son efficacité thermique. Cette dernière peut atteindre une valeur de 75 % pour un débit massique de 0.072 Kg/s et une radiation solaire de 788 W/m² [6]. Ces obstacles sont souvent sous forme d'ailettes de différentes formes fixées sur l'absorbeur du capteur.

Les mêmes tendances ont été aussi constatées entre un capteur solaire double passe en présence d'un milieu poreux. Un rendement de 60 à 70 % est observé [7]. Son efficacité est très significative si on la compare à celle des capteurs conventionnels, elle peut dépasser les 75% [8].

La porosité du milieu a une influence sur l'élévation de la température en fonction du débit massique. Les travaux d'Elradi A. Musa et Al ont montré que les nombres de Reynolds et de Nusselt ont aussi un grand effet pour les basses porosités [9]. Les travaux de Sopian et al [10] ont affirmé l'influence de milieux poreux dans le rendement du capteur double passe à air.

La connaissance cependant de l'évolution de certains paramètres comme le coefficient d'échange permet de maîtriser davantage les performances des capteurs plans. Différentes techniques existent pour les estimer A. Tikhonov [11]. Certains travaux comme ceux de M. Mobtil et al [12], s'appuyant sur ces méthodes, ont permis d'estimer le coefficient d'échange local sur une plaque plane thermiquement mince par thermographie infrarouge. Ainsi l'étude des capteurs solaires devra couvrir l'analyse des différents paramètres dynamiques pouvant influencer ses performances.

Le travail présenté dans ce mémoire vise d'une part une étude des performances d'un capteur solaire double passe à air et d'autre part une estimation des échanges paroi-fluide mises en jeu dans le capteur. L'objectif étant de produire de l'air chaud destiné à des besoins domestiques et industriels.

Pour ce faire, un modèle mathématique basé sur les bilans thermiques du capteur solaire a été établi et résolu numériquement. Les résultats des différentes simulations numériques ont permis d'obtenir les profils de température de chaque couche du capteur (vitre, absorbeur, fluide caloporteur et plaque d'isolation). Une modélisation plus fine du comportement thermique et dynamique du capteur est proposée avec le code COMSOL Multiphysique. Un dispositif expérimental du capteur solaire est conçu au laboratoire afin de valider les différents résultats numériques et de poursuivre d'autres investigations.

La dernière partie de ce mémoire devra cibler l'utilisation des techniques inverses pour estimer l'évolution du coefficient d'échange convectif entre la paroi de l'absorbeur et le fluide caloporteur (air).

Pour mener à bien ce travail, quatre chapitres ont été proposés :

Le premier chapitre est consacré aux généralités et à l'état de l'art des capteurs solaires thermiques. Les capteurs plans à air seront décrits avec une étude de leurs composantes et de leur influence sur leurs performances. Les principaux travaux sur les performances de ces capteurs seront analysés.

Le deuxième chapitre est dédié à une présentation des équations de bilan thermique des différents éléments du capteur solaire à air double passe. Les résultats issus de la résolution numérique de ce modèle implémenté dans un code Fortran, seront comparés avec ceux obtenus avec le logiciel Comsol Multiphysique.

Le troisième chapitre est réservé à l'étude expérimentale du capteur solaire thermique plan double passe à air. Le dispositif réalisé servira de cadre expérimental permettant de mesurer les grandeurs représentatives de ses performances. Les résultats obtenus seront comparés à ceux issus de la modélisation numérique.

Le quatrième chapitre concerne l'estimation du coefficient d'échange convectif entre l'absorbeur et le fluide caloporteur.

CHAPITRE I

ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE SUR LES CAPTEURS SOLAIRES

I.1. Introduction

Les capteurs solaires à air ont toujours constitué des éléments essentiels dans les dispositifs de conversion thermiques et se sont présentés sous différentes formes et modèles diversifiés. L'étude de leur évolution dans le temps à montrer une diversification de l'architecture de ses différents prototypes qui s'adaptent à leur environnement d'utilisation et le type de fluide caloporteur. Dans ce chapitre, on passe en revue l'historique des capteurs solaires avec leurs composantes. Une classification des différents types de capteurs solaires et une description de leur fonctionnement seront présentées.

I.2. Historique des capteurs solaires

Le soleil constitue une source d'énergie permettant d'équilibrer la vie de l'homme sur terre. L'utilisation des collecteurs solaires thermiques remonte dans le temps et ils peuvent être classés selon les différentes époques de l'évolution technologique et industrielle.

Vers 212 ans avant Jésus Christ, Archimède avait conçu une méthode de production de chaleur à l'aide de miroirs métalliques. En 1780 *l'effet de serre* est mis en évidence par un vitrage au-dessus d'un absorbeur dans un caisson isolé. Il faut cependant attendre 1910 pour voir apparaître les premiers chauffe-eau solaires. Comme beaucoup de filières d'énergies renouvelables, le solaire thermique connaît une phase de croissance importante entre 1973 et 1985 en réaction au choc pétrolier. Mais ce développement rapide, avec des technologies ou des installateurs déficients, a entraîné de nombreuses contre-performances.

À la fin du 18^{ème} siècle, Lavoisier construit un four solaire qui atteint la température de 1800 °C. Pour cela, il concentre les rayons solaires à l'aide d'une lentille à liquide. En 1816, Robert Stirling invente le "moteur à air chaud" (appelé aujourd'hui "moteur Stirling"), à 4 temps qui a révolutionné l'industrie.

Au cours du 19^{ème} siècle, Augustin Mouchot met au point de nombreuses inventions : pasteurisation solaire, distillation solaire, cuisson solaire, pompage solaire, concentrateur parabolique alimentant des machines thermiques. Il a mis en place un réflecteur de 5 mètres de diamètre associé à une machine à vapeur qui actionne une presse d'imprimerie.

En 1910, Franck Shuman construit une centrale thermosolaire à taille industrielle et c'est à la fin du 20^{ème} siècle que sont lancés diverses centrales et fours solaires à concentration après

différents prototypes, de même, de 1984 à 1991, de nombreuses centrales à miroirs cylindro-paraboliques sont apparues.

Plusieurs applications industrielles telles que le dessalement de l'eau de mer, la production d'énergie, le séchage..., ont vu le jour dans plusieurs pays lors de ses 50 dernières années grâce aux collecteurs solaires.

I.3. Fonctionnement et types de capteurs solaires thermiques

Les capteurs solaires constituent des dispositifs qui transforment l'énergie produite par le soleil sous forme de rayonnement direct ou diffus en énergie utile pour l'activité humaine. Cette transformation est possible grâce à ses différentes composantes associées en montage complet ou amovible selon le type de capteur. Chaque composante joue un rôle important dans le processus de transformation de l'énergie et nécessite d'être explorée afin de mieux maîtriser sa fonction.

I.3.1. Description d'un système de conversion thermique

Les dispositifs de conversion thermique sont essentiellement composés de différentes parties : une surface permettant de collecter le rayonnement solaire, un canal de circulation du liquide caloporteur pour l'accumulation et transport de l'énergie, un fluide caloporteur qui est généralement de l'eau ou de l'air, un matériau isolant pour minimiser les déperditions thermiques vers l'extérieur du capteur, et enfin un réseau de distribution.

I.3.2. Fonctionnement d'un capteur solaire plan

Considéré comme élément essentiel chargé de capter et de transformer l'énergie, le capteur solaire utilise l'effet de serre où le rayonnement est capté dans le domaine du visible (longueurs d'onde comprises entre 0,3 et 3 μm), il traverse la vitre et est piégé à l'intérieur où il est capté par la surface absorbante. L'absorbeur émet du rayonnement thermique dans un domaine de l'infrarouge éloigné du visible (entre 4 et 30 μm). Ce rayonnement est partiellement arrêté par la paroi du verre qui s'échauffe et rayonne vers la surface absorbante. Ce cycle interactif permet d'élever la température de la couverture transparente et de l'absorbeur.

Un échange par convection permet au fluide caloporteur de collecter une partie de cette énergie absorbée qui contribue à une élévation de température le long de son parcours dans le capteur. Cette énergie sera par la suite transportée vers des installations pour usage.

Côté extérieur, le capteur doit être isolé avec des matériaux de faible conductivité thermique afin de minimiser les pertes thermiques.

I.3.3. Types de capteurs solaires

I.3.3.1. Capteurs plans non vitrés

Ce sont des capteurs simples de grande surface de collecte produisant de températures relativement basses et peu sensibles à l'angle d'incidence du rayonnement (figure 1.1). Ils peuvent être utilisés pour le chauffage des piscines et de l'eau sanitaire. Un modèle de ces capteurs est présenté sur la figure 1.2.



Figure 1.1: Vu d'un capteur solaire non vitré¹.

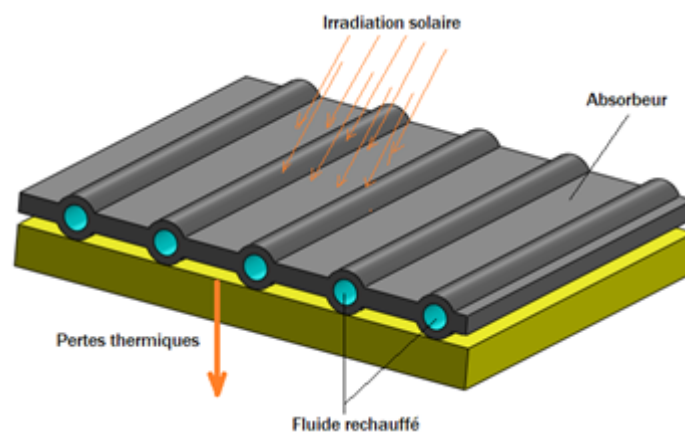


Figure 1.2: Description d'un capteur solaire non vitré.

¹ <https://www.energie-solaire.com>

I.3.3.2. Capteurs plans vitrés

Ce sont des systèmes destinés à générer de l'air chaud pour le séchage ou la production de l'eau chaude sanitaire. Ils sont constitués d'éléments plans montés en parallèle. Sa couverture transparente plane souvent en verre reçoit le maximum de rayonnement qu'il transmet partiellement à l'absorbeur qui est en tôle peinte en noir pour absorber le maximum de rayonnement solaire. Il est isolé sur les faces latérales et arrière comme l'indique la figure 1.3. Ce type de capteur est installé proche des stations thermiques, ses températures de fonctionnement peuvent aller jusqu'à 100°C.

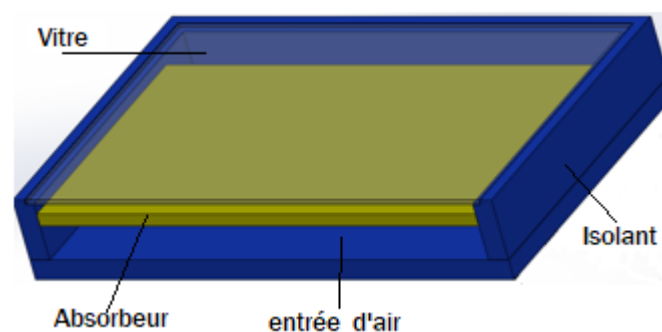


Figure 1.3: Capteur plan vitré

I.3.3.3. Capteurs à tubes sous vide

Le capteur à tubes sous vide et leur principe de fonctionnement sont respectivement présentés sur les figures 1.4 et 1.5. Ce type de capteurs permet de satisfaire aux applications nécessitant des niveaux de températures plus importantes. On le trouve dans de nombreuses applications industrielles, mais aussi dans le domaine de l'habitat individuel et collectif pour le chauffage et la production d'eau chaude sanitaire.

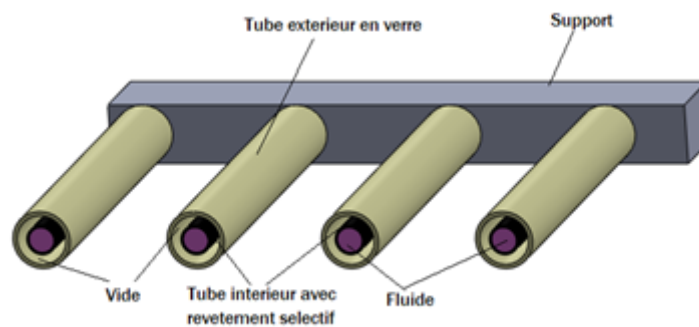


Figure 1.4: Un modèle de capteur à tubes sous vide

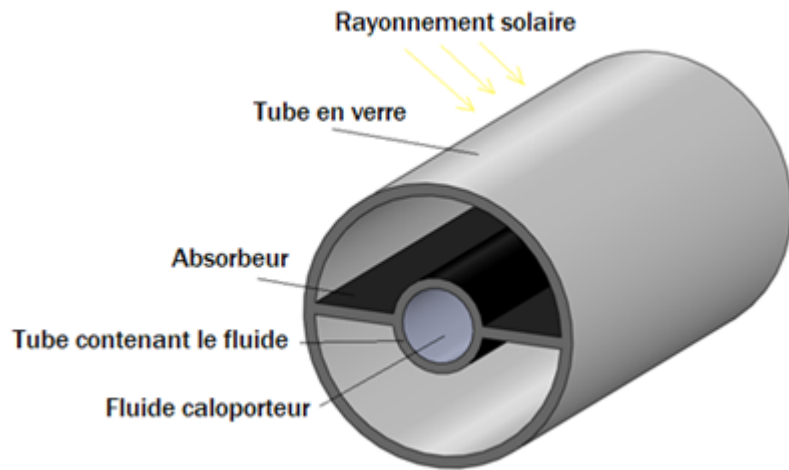


Figure 1.5: Capteur à tube sous vide.

I.3.4. Différents éléments d'un capteur solaire plan

Le capteur plan est un système composé essentiellement de 4 parties :

I.3.4.1. Plaque en verre

C'est la partie qui reçoit directement le maximum du rayonnement solaire incident. Il s'agit d'une plaque en verre qui a un rôle d'assurer une bonne transmission du rayonnement qu'elle reçoit à l'absorbeur. Elle peut être en simple, double ou triple vitrage afin d'assurer l'effet de serre et de minimiser les pertes vers l'extérieur.

I.3.4.2. Fluide caloporteur

La chaleur emmagasinée par le capteur est acheminée vers l'extérieur par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur présentant une grande capacité de stockage et d'échange de chaleur. Pour leur très faible coût, l'eau et l'air sont souvent utilisés comme fluide caloporteur.

I.3.4.3. Absorbeur

Souvent en tôle noire, sa fonction essentielle est d'accumuler le maximum de chaleur afin de la transmettre aux autres composantes de son environnement par convection (fluide caloporteur) par rayonnement (vitre) ou par conduction (tube). L'absorbeur doit avoir un maximum d'échange avec le fluide caloporteur pour optimiser les échanges avec ce dernier et minimiser ses pertes vers l'extérieur pour une bonne efficacité du capteur.

I.3.4.4. Isolant

Le capteur solaire emmagasine de l'énergie thermique à partir du rayonnement solaire. Cependant pour rendre maximal cette énergie, il faut utiliser un matériau suffisamment isolant afin de minimiser les pertes vers l'extérieur.

La figure 1.6 présente un modèle décrivant les différentes parties du capteur [13].

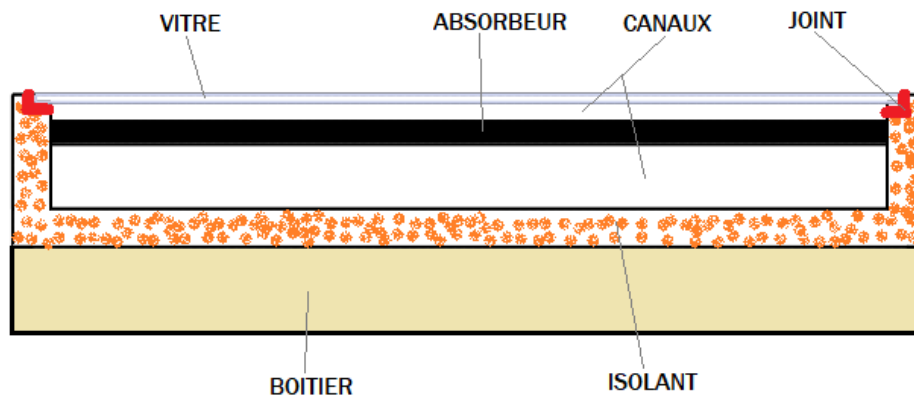


Figure 1. 6 : Schéma éclaté d'un capteur solaire plan

I.3.5. Revue de travaux sur les capteurs plans à air

Les capteurs solaires plans à air ont fait l'objet de nombreux travaux qui peuvent être de natures théorique, numérique ou expérimentale. Leur classification dépendra de plusieurs critères qui peuvent être liés à leurs géométries, les fluides caloporteurs utilisés, le système d'isolation, le système de vitrage ou encore leur nature hybride. Dans ce chapitre, nous proposons une description des principaux travaux réalisés en suivant les quelques critères décrits ci-dessus.

I.3.5.1. Facteurs géométriques

Les facteurs géométriques impactant sur les performances du capteur solaire plan à air et sur leurs effets ont été mis en évidence par des travaux réalisés en fonction de leur évolution. C.D. Ho et H.M. Yeh [14] ont fait une étude théorique et expérimentale de l'influence du rayonnement solaire sur le rendement du capteur solaire. Ils ont conclu que la surface du capteur est proportionnelle à la quantité d'énergie qu'elle reçoit par rayonnement solaire et à l'échange entre l'absorbeur et le fluide caloporteur. Dans ce cas aussi les pertes thermiques entre la couverture et l'extérieur augmentent avec la taille de la surface exposée au rayonnement solaire.

H. Gunerhan et A. Hepbasli [5], ont étudié l'influence de l'angle d'inclinaison et de l'orientation avec l'horizontale d'un capteur solaire sur le rayonnement solaire reçu à la

surface du capteur. Ils ont montré que la meilleure orientation du capteur solaire doit être plein sud quand on se situe à l'hémisphère.

R. Kumar et M. A. Rosen ont fait une étude sur l'évaluation de la performance d'un capteur solaire double passe incliné. Les effets sur l'échange de l'angle d'inclinaison, la longueur, la largeur du capteur et le débit massique ont été étudiés. Ils ont observé que la température est fonction de l'augmentation de la longueur, de la largeur et de l'angle d'inclinaison du capteur.

I.3.5.2. Introduction d'obstacles

Les obstacles, souvent reliés à l'absorbeur, contribuent à améliorer certains paramètres du capteur, en particulier en termes de surface de contact et d'échange de chaleur avec le fluide caloporteur. Ainsi A. Zaïd et al [16], ont proposé une étude expérimentale sur un capteur plan à air qui a montré une insuffisance en terme d'échange thermique entre le fluide caloporteur et l'absorbeur. Ils ont par la suite introduit des chicanes sur l'absorbeur et ont constaté une nette amélioration du rendement du capteur (figure 1.7).

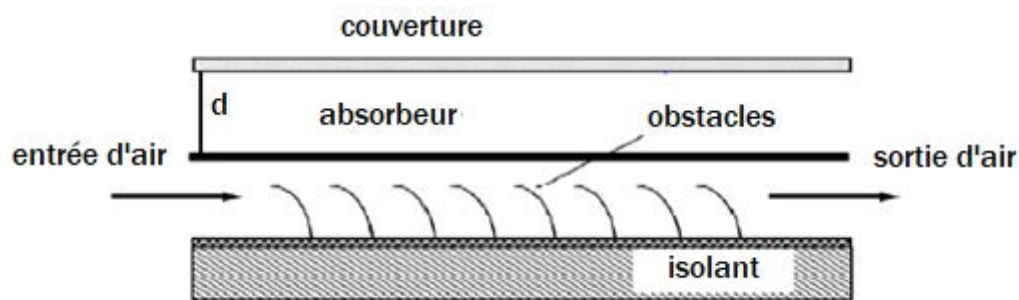


Figure 1.7 : Capteur solaire à air

A. Abene et al [17], ont également proposé une étude sur un capteur solaire avec l'utilisation de différents obstacles et une application pour le séchage du raisin. L'introduction d'obstacles dans le canal d'air est un facteur très important pour une amélioration des performances du capteur solaire. Ils ont montré que la forme, l'orientation et les dimensions de ces obstacles impactent considérablement sur l'efficacité du capteur. C. D. Hoa et al [18], ont réalisé une étude expérimentale et théorique d'un dispositif dans lequel ils ont introduit une plaque absorbante pour diviser le canal en deux parties avec des ailettes attachées par des chicanes. Ils ont comparé les résultats expérimentaux et théoriques avec les données d'un capteur solaire à une seule passe d'air sans recyclage. Une amélioration considérable du transfert de chaleur est obtenue avec l'addition de chicanes et d'ailettes. Les influences du taux de recyclage et de l'emplacement de l'absorbeur sur l'efficacité du transfert de chaleur sont également discutées.

A. Fudholi et al [6], ont fait également une étude expérimentale sur l'efficacité thermique d'un capteur solaire double passe à air avec des ailettes placées dans le second canal. Le changement de paramètres a une influence sur l'efficacité thermique du capteur solaire. L'efficacité thermique a été étudiée en fonction du débit massique et de l'intensité de la radiation solaire. Les résultats de cette étude ont montré que le capteur solaire à air à double passe avec ailettes a une efficacité de plus de 75% pour un débit massique de 0.072kg/s et une radiation solaire de 788W/m² et que l'absorbeur avec ailettes est plus efficace que celui sans ailettes. Aussi, l'efficacité du capteur solaire dépend du débit massique et de la radiation solaire. Pour une radiation solaire variant entre 432W/m² et 788W/m², l'efficacité augmente de 20 à 30% et pour un débit massique variant entre 0.04 et 0.083kg/s, l'efficacité augmente de 35 à 50%. A.P. Omojaro et al (2010) [19], ont publié aussi une étude expérimentale sur les performances thermiques des capteurs solaires à air à simple et à double passe en présence d'ailettes. Ils ont aussi étudié l'effet de débit massique sur l'efficacité thermique et la température de sortie. Les résultats obtenus montrent que l'efficacité thermique augmente avec l'augmentation du débit massique (de 0.012 à 0.038kg/s). Pour un même débit, ils ont trouvé que l'efficacité du capteur solaire à double passe avec ailettes est plus élevée que celle du capteur solaire à une seule passe. Pour un débit massique de 0.038kg/s, l'efficacité maximale obtenue par le capteur solaire à une seule passe est de 59.62%, et elle atteint 63.74% pour le capteur solaire double passe avec ailettes. L'augmentation du débit massique diminue la différence de températures entrée-sortie du capteur solaire.

I.3.5.3. Écoulement du fluide

N. Moumami et al [20], ont réalisé une étude de l'écoulement turbulent entre l'absorbeur et la plaque arrière en réduisant les zones mortes par l'utilisation d'obstacles avec des formes rectangulaires perpendiculaires à l'écoulement pour améliorer le facteur d'efficacité du capteur solaire. Pour la même configuration, ils ont entrepris une étude sur l'évaluation du coefficient du transfert. En comparant leur travail avec un autre type de capteur sans plaque, utilisant deux types d'absorbeurs, sélectif et non sélectif, ils ont trouvé que la sélectivité de l'absorbeur ne présente pas une amélioration significative. Ils ont proposé une approximation du coefficient du transfert convectif dans le canal d'air, prenant en compte la géométrie de l'absorbeur et la nature de l'écoulement.

I.3.5.4. Nature de la couverture

S. Y. Ali [3], a réalisé un travail expérimental sur un capteur solaire dont lequel, il a introduit des plaques minces rectangulaires orientées parallèlement à l'écoulement et soudées sur la face inférieure de l'absorbeur (figure 1.8). Dans son travail, l'auteur a aussi comparé, expérimentalement, le cas d'un capteur à double couvertures à celui d'un capteur à triple couvertures. Il a conclu que le capteur à triple couvertures réduit plus les pertes de chaleur vers l'avant et présente des performances thermiques plus importantes que le cas du capteur à double couverture. L'auteur a montré que l'ajout d'obstacles réduit les pertes, diminue la température de l'absorbeur et augmente le transfert thermique entre l'absorbeur et l'air et par conséquent un rendement supérieur.

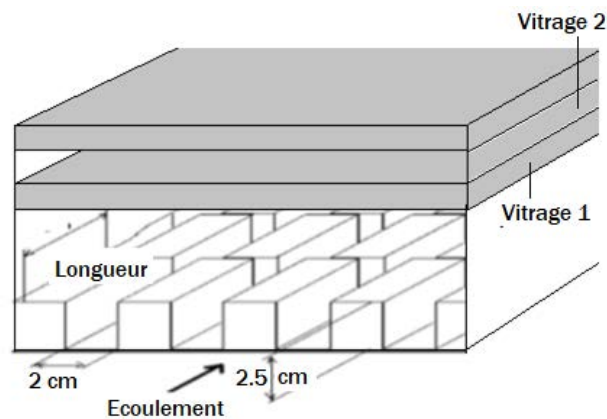


Figure 1.8: Plaques rectangulaires minces orientées parallèlement à l'écoulement soudé sur la face inférieure de l'absorbeur avec double vitrage.

T. Koyuncu [21], a proposé une étude expérimentale sur six types de capteurs solaires plans, pour analyser l'influence du nombre de vitres et de la forme de l'absorbeur sur leurs efficacités. Les modèles de capteurs étudiés sont :

- Modèle 1 : vitre en plastique, absorbeur noir et plat, d'avant passe.
- Modèle 2 : vitre en plastique, absorbeur noir en forme de zigzag, d'avant passe.
- Modèle 3 : vitre simple en plastique, absorbeur noir et plat, l'air passe entre l'absorbeur et la couverture, d'avant passe.
- Modèle 4 : vitre simple en plastique, absorbeur plan, d'arrière passe.
- Modèle 5 : vitre simple en plastique, absorbeur noir en forme de zigzag, d'arrière passe.
- Modèle 6 : Double couverture en plastique, absorbeur plan noire, d'arrière passe.

Les rendements des six modèles de capteurs étudiés sont respectivement égaux à 45.88%, 44.23%, 42.11%, 23.39%, 39.05% et 36.94%. Les résultats ont montré que le modèle 1 est le plus efficace. L'auteur conclut également que le nombre de vitres et la méthode de passage de l'air influent considérablement sur l'efficacité du capteur, alors que la forme de la surface de l'absorbeur a peu d'influence sur l'efficacité.

Donation Njomo [22], a aussi souligné d'après une étude numérique, qu'un capteur avec double couverture de matières différentes (ici la couverture extérieure est en plexiglas et celle intérieure est en verre) a des performances meilleures qu'un capteur à deux vitres de même nature. Il a trouvé que la température de sortie du fluide caloporteur et le rendement du capteur diminuent lorsque le débit d'air augmente. Par contre, la température de sortie du fluide caloporteur ne croît pas de manière significative avec l'augmentation de sa température d'entrée, car les pertes thermiques du capteur augmentent rapidement quand la température de l'air à l'entrée augmente. Le rendement thermique journalier du capteur décroît linéairement avec l'augmentation de la température d'entrée du fluide jusqu'à s'annuler. Il a observé aussi que la température de sortie du fluide caloporteur et le rendement thermique journalier du capteur décroissent continuellement quand on augmente la hauteur du canal.

I.3.5.5. Modélisation des pertes thermiques

A. Zerrouki et al [23], ont modélisé les pertes thermiques dans un capteur solaire à air à deux passes schématisées sur la figure 1.9. Ils ont établi un bilan thermique respectivement sur la couverture transparente, l'absorbeur et l'isolant thermique arrière. Dans cette étude, les auteurs ont présenté une solution mathématique exacte de ce modèle, et fourni les expressions exactes du coefficient de transfert de chaleur et de la conductance totale du capteur solaire à deux passes en régime permanent. La comparaison des résultats avec ceux obtenus avec l'analyse de BLISS Whillier [27] s'est avérée satisfaisante.

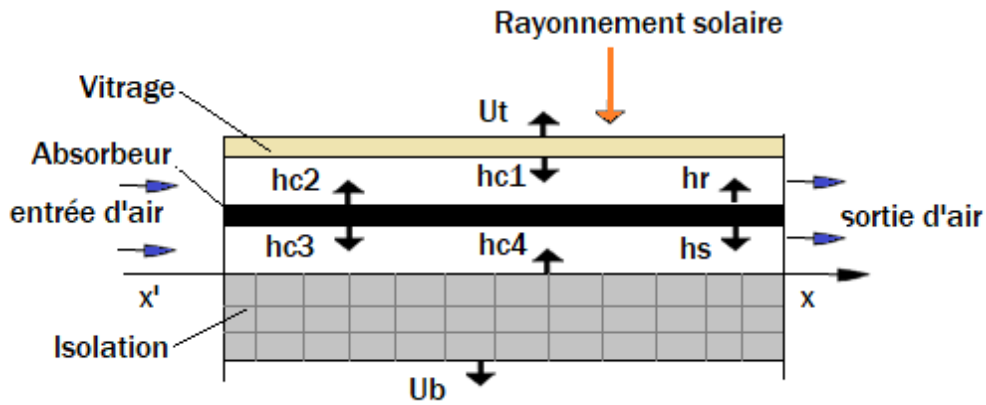


Figure 1.9 : Différents modes d'échange de chaleur au sein du capteur solaire

Avec h : coefficient d'échange et U : pertes

A. Benkhelifa [1], a présenté un modèle mathématique pour étudier l'influence de quelques paramètres sur le coefficient de perte thermique vers l'avant du capteur. Il a conclu que l'augmentation du coefficient de perte thermique dépend de l'augmentation de l'émissivité de l'absorbeur ainsi que sa température et du coefficient d'échange convectif avec l'air ambiant, mais l'accroissement de la distance entre l'absorbeur et la vitre diminue les pertes thermiques.

I.3.5.6. Influence des milieux poreux

K. Sopain et al [10], ont présenté aussi une étude expérimentale du rendement thermique d'un capteur solaire à double passe sans et avec milieu poreux dans le deuxième canal. Ils ont étudié l'effet du changement de la profondeur supérieure et de la profondeur inférieure du canal avec milieu poreux et sans milieu poreux sur le rendement thermique ainsi que les effets du débit d'air, du rayonnement solaire et de l'élévation de la température. Dans ce travail, ils ont constaté que la présence du milieu poreux favorise le transfert thermique et donc une augmentation de la température de sortie du capteur et par conséquent le rendement thermique du système. Ils ont conclu que le capteur solaire à double passe possède des performances thermiques plus élevées que celui à une seule passe. Le rendement thermique d'un capteur solaire double passe avec milieu poreux est de 60-70 % environ, c'est-à-dire 20 à 70 % plus élevé que le capteur sans milieu poreux. Les résultats ont indiqué que ce type de collecteur peut être utilisé pour une grande variété d'applications, telles que le séchage solaire des produits agricoles.

E. A. Musa et al [8], ont fait également une étude du transfert de chaleur du capteur solaire double passe avec milieu poreux. Des milieux poreux ont été ordonnés avec différentes porosités pour augmenter le transfert de chaleur. Le capteur a été développé et testé à

l'intérieur par la variation des caractéristiques et des conditions de fonctionnements. Un simulateur allogène comme source de radiation. Ils ont montré que le débit de masse a un effet important sur l'élévation de la température dans le capteur solaire à double passe. Avec une porosité faible, la radiation solaire a une grande influence sur l'élévation de la température. Les nombres de Reynolds et de Nusselt ont aussi un grand effet à faible porosité. L'utilisation du milieu poreux dans le canal inférieur du capteur solaire à double passe fait augmenter le coefficient de transfert de chaleur. L'augmentation de la porosité du milieu poreux améliore l'efficacité thermique.

P. Naphon (2005) [24], a proposé aussi une étude numérique sur l'effet d'un milieu poreux sur la performance d'un capteur solaire double passe à air avec plaque chauffante. Les modèles mathématiques décrivant les caractéristiques de transfert de chaleur sont dérivés à partir des équations de conservation de l'énergie. L'effet de la conductivité thermique, des milieux poreux sur les caractéristiques de transfert de chaleur et sur les performances, est pris en considération. De son étude, l'auteur a montré que le capteur solaire avec un milieu poreux possède une efficacité thermique de 25,9 % plus élevée que celle obtenue sans milieu poreux. La conductivité thermique du milieu poreux a un effet considérable sur la performance thermique du capteur solaire double passe à air. Son modèle a été validé par la comparaison avec les données expérimentales de K. Sopian et al [10] avec une incertitude de 18,4 % et 4,3 % respectivement pour le capteur solaire avec et sans milieu poreux.

I.3.5.7. Capteurs hybrides

C. Lertsatitthanakorn et al (2008) [25], ont publié une analyse de la performance d'un capteur solaire thermoélectrique (TE) à double passe. Ce capteur est composé d'un vitrage transparent, une ouverture d'air, une plaque absorbante, des modules électriques et des ailettes rectangulaires. La radiation solaire incidente chauffe la plaque absorbante, ainsi une différence de température est créée entre les modules thermoélectriques qui génèrent un courant direct. Une petite partie de la radiation solaire absorbée est donc convertie en électricité, tandis que le reste augmente la température de la plaque absorbante. Une amélioration du système peut être faite par l'utilisation d'un capteur solaire double passe couplé avec la technologie TE. Les résultats montrent que l'efficacité thermique augmente avec l'augmentation du débit massique. Le rendement électrique et l'efficacité de la conversion dépendent de la différence de température entre les côtés chaud et froid des modules TE.

R. Kumar et M. A. Rosen (2011) [15], ont fait une étude sur la performance d'un capteur solaire PV/T à air à double passe sans ailettes et avec ailettes placées dans le canal inférieur. Les ailettes arrangées perpendiculairement à la direction de l'écoulement de l'air pour agrandir l'efficacité et le taux du transfert thermique. Ils ont évalué les effets des paramètres de fonctionnement et les paramètres climatiques, sur la température de sortie de l'air, la température de la cellule, l'efficacité thermique et l'efficacité électrique. Les effets de la présence des ailettes dans le canal inférieur, de la profondeur des canaux, du débit massique et de la température d'entrée d'air sont évalués en termes d'efficacité thermique et électrique. Les résultats obtenus permettent de conclure que la présence des ailettes dans le canal augmente la surface de transfert de chaleur et améliore leurs efficacités thermique et électrique. L'efficacité thermique augmente proportionnellement avec l'irradiation solaire et la température d'entrée de l'air. L'efficacité électrique est affectée par la température des cellules qui dépendent du rayonnement solaire, de la température d'entrée d'air et du débit massique. La profondeur des deux canaux du capteur solaire joue un rôle important dans le transfert de chaleur.

I.4 Conclusion

Ce chapitre nous a permis de passer en revue différents types de capteurs solaires et les éléments pouvant influencer leurs performances. Nous avons aussi passé en revue les principaux travaux effectués sur les capteurs solaires et les avons classés selon la nature de leurs composantes. Notre étude a ciblé le capteur solaire thermique plan double passe à air avec simple vitrage du fait de sa performance thermique, son adaptabilité par rapport au séchage (température de sortie comprise entre 50 et 100 °C), mais aussi de sa bonne faisabilité. Cette partie nous a permis de capitaliser les travaux réalisés sur les capteurs solaires afin de circonscrire notre étude dans ce cadre.

CHAPITRE II

ÉTUDE THÉORIQUE DU
CAPTEUR SOLAIRE DOUBLE
PASSE À AIR

II.1. Introduction

Dans ce chapitre, on présente une modélisation globale du capteur solaire à air. Les équations de bilan thermique transitoire sont présentées pour les cinq composants du capteur à savoir : la vitre, le fluide en phase aller, l'absorbeur, le fluide en phase retour et l'isolant. Cette modélisation qualifiée de globale repose sur une bonne connaissance des mécanismes d'échanges convectifs et radiatifs entre chaque composant et ses voisins directs, en particulier entre l'absorbeur et le fluide caloporteur.

Une modélisation plus complète sera proposée par la suite et conduite avec le code Comsol Multiphysics. Elle aura pour objectif d'analyser les limites et le domaine de validité du modèle globale.

II.2. Modélisation du capteur sans ailettes

Un schéma simplifié du capteur solaire étudié est présenté sur la figure 2.1. Ses principaux composants sont :

- La vitre de protection (v), transparente vis-à-vis du rayonnement solaire et opaque pour le rayonnement infrarouge (IR) de grande longueur d'onde.
- Un premier canal dans lequel circule le fluide caloporteur (f_1) dans le sens direct.
- Une plaque absorbante (ab).
- Un second canal dans lequel circule le fluide caloporteur (f_2) en sens inverse.
- Un matériau isolant (p) minimisant les pertes arrière.

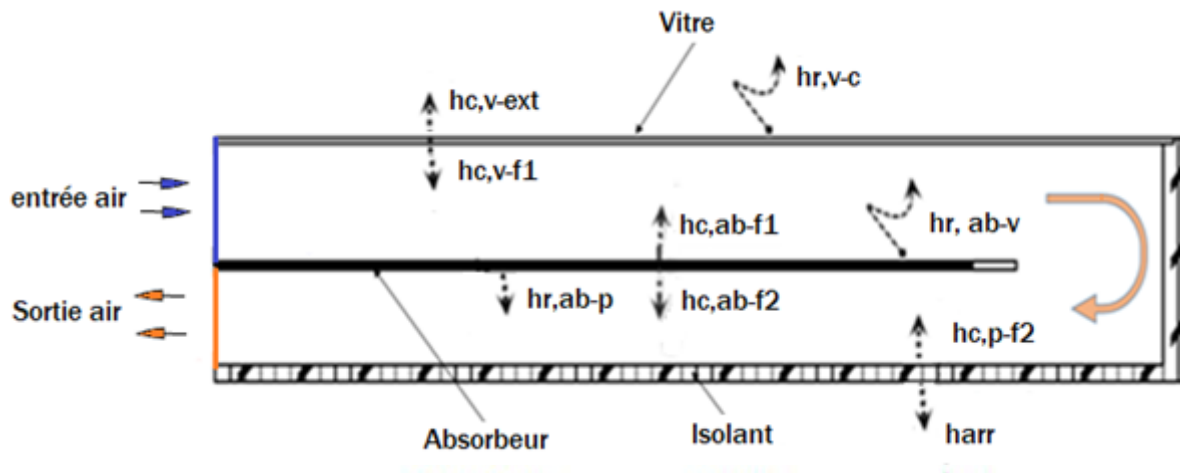


Figure 2.1: Schéma simplifié du capteur solaire.

Le tableau 2.1 donne les caractéristiques géométriques du capteur solaire utilisé dans l'expérimentation.

Tableau 2.1: dimensions du capteur

Composant	Symbole	Valeur (m)
Largeur du capteur	l	1
Longueur du capteur	L_{cap}	2
Épaisseur du 1 ^{er} canal	e_{f1}	0,070
Épaisseur du second canal	e_{f2}	0,070
Épaisseur de la vitre	e_v	0,005
Longueur de l'absorbeur	L_{ab}	1,93
Épaisseur de l'absorbeur	e_{ab}	0,003
Épaisseur de l'isolant	e_{is}	0,03

Le tableau 2.2 donne les propriétés thermo-physiques de l'air utilisé comme fluide caloporteur à la température 351 K.

Tableau 2. 2 : Propriétés thermo-physiques de l'air

Propriétés physiques	Symboles	Valeurs
Masse volumique (kg.m^{-3})	ρ_a	1,293
Capacité calorifique massique ($\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)	C_p	1012
Conductivité thermique ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)	λ_a	0,0242
Viscosité dynamique ($\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$)	μ_a	$1,95.10^{-5}$
Vitesse du vent (m/s)	V_{vent}	2

Le tableau 2.3 donne les propriétés thermo-physiques de la vitre.

Tableau 2. 3: Propriétés thermo-physiques de la vitre

Propriétés physiques	Symboles	Valeurs
Masse volumique (kg.m^{-3})	ρ_v	1375
Capacité calorifique massique ($\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)	C_{p_v}	840
Conductivité thermique ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)	λ_v	0,0263
Coefficient d'absorption du vitrage	α_v	0,05
Coefficient de transmission du vitrage	τ_v	0,95
Épaisseur de la vitre (m)	e_v	0,005

Le tableau 2.4 donne les propriétés thermo-physiques de l'absorbeur (une tôle d'acier peinte en noir).

Tableau 2. 4: Propriétés thermo-physiques de l'absorbeur

Propriétés physiques	Symboles	Valeurs
Masse volumique (kg.m^{-3})	ρ_{ab}	8900
Capacité calorifique massique ($\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)	$C_{p_{ab}}$	398
Conductivité thermique ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)	λ_{ab}	384
Coefficient d'absorption de l'absorbeur	α_{ab}	0,98
Épaisseur de l'absorbeur (m)	e_{ab}	0,003

Le tableau 2.5 donne les propriétés thermo-physiques de l'isolant. Il s'agit d'un matériau la tige de mil broyée et mélangée avec une solution à base de gomme arabique.

Tableau 2.5 : Propriétés thermo-physiques de l'isolant

Propriétés physiques	Symboles	Valeurs
Masse volumique (kg.m ⁻³)	ρ_{is}	322,4
Chaleur massique (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	$C_{p_{is}}$	272
Effusivité thermique (J.m ⁻² . K ⁻¹ .s ^{-1/2})	F	178
Conductivité thermique (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	λ_{is}	0,108
Épaisseur de l'isolant (m)	e_{is}	0,03

II.2.1. Équations de bilan thermique du capteur

Pour chaque composant (k) du capteur solaire plan double passe à air, l'équation générale de bilan thermique peut s'écrire :

$$\rho_k \frac{dh_k}{dt} + \text{div}(\vec{Q}_c + \vec{Q}_r) = 0 \quad (2-1)$$

L'indice k correspond aux composants du capteur v , f_1 , ab , f_2 et is . $\vec{Q}_c$ et $\vec{Q}_r$ sont respectivement les vecteurs densités de flux conductif et radiatif.

En posant $\rho_k \cdot h_k = \Gamma_k \cdot T_k(x, y, z; t)$, l'équation (2.1) s'écrit :

$$\Gamma_k \left\{ \frac{\partial T_k(x, y, z; t)}{\partial t} + \text{div}[\vec{V}_k \cdot T_k(x, y, z; t)] \right\} + \text{div}(\vec{Q}_c + \vec{Q}_r) = 0 \quad (2-2)$$

Avec $\Gamma_k = \rho_k \cdot C_{p_k}$ la chaleur massique du composant (k).

$\vec{V}_k$ désigne la vitesse du fluide ; $\vec{V}_k = \vec{0}$ pour les composants solides.

Les paramètres influents sur le fonctionnement du capteur sont de deux natures différentes :

- Les paramètres intrinsèques qui sont les caractéristiques propres du capteur à savoir ses propriétés physiques et géométriques du capteur et celles du fluide caloporteur qui le traverse.
- Les paramètres extrinsèques qui regroupent l'ensemble des conditions climatiques.

II.2.1.1. Hypothèses simplificatrices

Les équations de bilan qui seront établies par la suite reposent sur les hypothèses simplificatrices suivantes :

- Les transferts thermiques latéraux sont supposés négligeables
- Les conductions thermiques verticale et axiale sont supposés négligeables, chaque composant est représenté par une seule température.
- L'écoulement d'air est supposé laminaire, représenté par une vitesse moyenne
- Les coefficients d'échange convectif extérieur et intérieur sont supposés constants sur toute la longueur du capteur.
- Les pertes de charges sont négligées.
- Pour absorber un maximum d'énergie, l'absorbeur est représenté par une tôle d'acier peinte en noir.

II.2.1.2. Équation bilan thermique du capteur solaire

• Au niveau de la vitre (v)

La vitre reçoit le rayonnement direct et diffus sur sa face supérieure et échange par convection et par rayonnement avec le milieu ambiant, le fluide caloporteur et l'absorbeur. Son bilan thermique s'écrit :

$$(\rho C_p e)_v \frac{\partial T_v}{\partial t} + h_w(T_v - T_a) - h_{c,v-f}(T_{f1} - T_v) + \sigma \varepsilon_v(T_v^4 - T_c^4) - \alpha_v G(t) - \sigma \mathcal{F}_{v-ab}(T_{ab}^4 - T_v^4) = 0 \quad (2-3)$$

- h_w : coefficient d'échange par effet du vent.
- $h_{c,v-f}$: coefficient d'échange par convection forcée entre la vitre et le fluide caloporteur dans le sens aller.
- σ : constante de Stephan Boltzmann.
- $\mathcal{F}_{v-ab}$: facteur de forme entre la vitre et l'absorbeur :

$$\mathcal{F}_{v-ab} = \frac{1}{\frac{1-\varepsilon_{ab}}{\varepsilon_{ab}} + \frac{1}{\mathcal{F}_{v-ab}} + \frac{1-\varepsilon_v}{\varepsilon_v}} \quad (2-4)$$

- $\alpha_v \cdot G(t)$: rayonnement solaire absorbé par la vitre avec α_v le coefficient d'absorption de la vitre.
- ε_v : émissivité de la vitre.

Avec $\mathcal{F}_{v-c} = \varepsilon_v$ (2-5)

$\mathcal{F}_{v-c}$: facteur de forme entre la voûte céleste, assimilée à un corps noir infini et la surface externe de la vitre définie par :

$$\mathcal{F}_{v-c} = \frac{1}{\frac{A}{S_c} \frac{1-\varepsilon_c}{\varepsilon_c} + \frac{1}{\mathcal{F}_{v-c}} + \frac{1-\varepsilon_v}{\varepsilon_v}} \quad (2.6)$$

• Au niveau du fluide caloporteur (fl)

Le fluide caloporteur (air) échange de la chaleur avec l'absorbeur et la vitre, son équation de bilan s'écrit :

$$(\rho C_p e)_{f_1} \left(\frac{\partial T_{f_1}}{\partial t} + V_f \frac{\partial T_{f_1}}{\partial x} \right) + h_{c,v-f} (T_v - T_{f_1}) - h_{c,ab-f} (T_{f_1} - T_{ab}) = 0 \quad (2-7)$$

$h_{c,ab-f}$: Coefficient d'échange entre le fluide et l'absorbeur

$h_{c,v-f}$: Coefficient d'échange entre le fluide et la vitre.

• Au niveau de l'absorbeur (ab)

L'absorbeur est la principale pièce maitresse du capteur ; il doit absorber un maximum d'énergie afin d'augmenter la température de l'air, son bilan thermique s'écrit :

$$(\rho C_p e)_{ab} \frac{\partial T_{ab}}{\partial t} + h_{c,vf1-ab} (T_{ab} - T_{f_1}) + \sigma \mathcal{F}_{ab-v} (T_{ab}^4 - T_v^4) - \alpha_{ab} \tau_v G(t) - h_{c,f-ab} (T_{f_2} - T_{ab}) - \sigma \mathcal{F}_{ab-p} (T_p^4 - T_{ab}^4) = 0 \quad (2-8)$$

Avec

- $h_{c,f-ab}$ le coefficient d'échange par convection forcée entre le fluide et l'absorbeur.
- $\mathcal{F}_{ab-v}$ et $\mathcal{F}_{ab-p}$ sont respectivement les facteurs de forme absorbeur-vitre et absorbeur-plaque arrière :

$$\mathcal{F}_{ab-v} = \frac{1}{\frac{1-\varepsilon_{ab}}{\varepsilon_{ab}} + \frac{1}{\mathcal{F}_{ab-v}} + \frac{1-\varepsilon_v}{\varepsilon_v}} \quad (2-9)$$

$$\mathcal{F}_{ab-p} = \frac{1}{\frac{1-\varepsilon_{ab}}{\varepsilon_{ab}} + \frac{1}{\mathcal{F}_{ab-p}} + \frac{1-\varepsilon_p}{\varepsilon_p}} \quad (2-10)$$

- τ_v : coefficient de transmission de la vitre
- α_{ab} : coefficient d'absorption de l'absorbeur.

- **Au niveau du fluide caloporteur (f_2)**

Le fluide caloporteur (air) en phase retour échange avec la plaque isolante (p) et l'absorbeur (ab) par convection, son bilan thermique s'écrit :

$$(\rho C_p e)_{f_2} \left(\frac{\partial T_{f_2}}{\partial t} + V'_f \cdot \frac{\partial T_{f_2}}{\partial x} \right) + h_{c,ab-f} (T_{f_2} - T_{ab}) - h_{c,p-f} (T_p - T_{f_2}) = 0 \quad (2-11)$$

- **Au niveau de l'isolant (p)**

La plaque isolante du capteur échange par rayonnement avec l'absorbeur, et par convection avec l'air circulant dans le canal retour.

$$(\rho C_p e)_p \frac{\partial T_p}{\partial t} + h_{c,p-f} (T_p - T_{f_2}) + \sigma F_{p-ab} (T_p^4 - T_{ab}^4) - h_{arri} (T_a - T_p) = 0 \quad (2-12)$$

II.2.1.3. Expressions des coefficients de transfert de chaleur

L'utilisation de la notion de coefficient d'échange radiatif et convectif est fort pratique ; elle permet de simplifier la formulation mathématique des équations de bilan thermique pour le suivi du comportement du capteur. En effet, les échanges s'effectuent selon les trois modes connus ; convectif, radiatif et conductif. Il faut considérer l'architecture et le mode d'écoulement du fluide dans le capteur pour dresser un inventaire complet des transferts qui s'y manifestent. Dans notre étude, nous avons négligé le transfert de chaleur par conduction.

a. Coefficients de transfert thermique entre la couverture et l'extérieur

On distingue deux types d'échanges thermiques entre la couverture et l'extérieur : l'un par rayonnement et l'autre par convection forcée et/ou naturelle.

➤ Coefficient d'échange par rayonnement

Le coefficient d'échange par rayonnement entre la voûte céleste et la vitre est donné par l'expression suivante :

$$h_{r,v-c} = \sigma \varepsilon_v (T_c + T_v) (T_c^2 + T_v^2) \quad (2-13)$$

Avec

σ la constante de Stephan Boltzmann ($\sigma = 5,673 \times 10^{-8} \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}^4$),

T_v la température de la vitre

et T_{ci} la température équivalente de la voûte céleste.

Cette dernière est inaccessible à partir d'une mesure directe. Cependant, à partir de certaines expériences, les auteurs préconisent des relations empiriques :

$$T_{ci} = (T_a - 6) \text{ pour une altitude } z = 1 \text{ km} \quad (2-14)$$

$$\text{Ou } T_{ci} = 0.0552(T_a)^{1.5} \quad (2-15)$$

Dans la suite de nos calculs, nous adopterons cette dernière expression pour le calcul de T_{ci} .

➤ Coefficient d'échange par convection

Le coefficient d'échange entre le milieu extérieur et la vitre est donné par la formule de Mac Adams suivante :

$$h_{vent} = 5,7 + 3,8 V \quad (2-16)$$

avec V la vitesse du vent en m/s.

b. Coefficient de transfert entre la vitre et l'absorbeur

Il s'établit deux échanges thermiques entre la vitre et l'absorbeur. L'un par rayonnement entre la vitre et l'absorbeur et l'autre par convection forcée avec le fluide.

➤ Echange par rayonnement

Le coefficient d'échange par rayonnement est donné par la formule suivante :

$$h_{r, v-ab} = F_{ab-v} (T_{ab} + T_v)(T_{ab}^2 + T_v^2) \quad (2-17)$$

Avec T_{ab} la température de l'absorbeur, T_v celle de la vitre et $\varepsilon_v, \varepsilon_{ab}$ respectivement les coefficients d'émission de la vitre et de l'absorbeur.

➤ Echange par convection

Le fluide caloporteur échange de la chaleur par convection d'une part avec la vitre et d'autre avec l'absorbeur.

Des corrélations ont été établies pour le calcul du nombre de Nusselt selon la nature du fluide et du régime d'écoulement. Dans notre cas, le régime de l'écoulement est laminaire. Pour le calcul du nombre de Nusselt, nous avons donc utilisé la relation suivante :

$$Nu = 0.664 Re^{0.5} Pr^{0.33} \quad (2-18)$$

$$\text{Avec } Re = \frac{\rho V D}{\mu} \text{ et } Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda}$$

Le coefficient d'échange est donné par :

$$h_{c,v-f1} = \frac{\lambda}{D} Nu \quad (2-19)$$

Par la suite, comme le fluide est en contact avec la vitre et l'absorbeur sur une même longueur et une même surface, nous avons utilisé pour les deux le même coefficient d'échange.

$$h_{c,vf1} = h_{c,f1ab}$$

c. Coefficient d'échange entre l'absorbeur et la plaque

Il s'établit deux échanges thermiques entre l'absorbeur et plaque arrière : un échange par rayonnement et un échange par convection forcée.

L'échange par rayonnement entre les deux plaques est donné par la formule suivante :

$$h_{r,p-ab} = \frac{\sigma}{\frac{1-\epsilon_{ab}}{\epsilon_{ab}} + \frac{1}{F_{ab-p}} + \frac{1-\epsilon_p}{\epsilon_p}} (T_{ab} + T_p)(T_{ab}^2 + T_p^2) \quad (2-20)$$

avec T_p la température de la plaque arrière, T_{ab} la température de l'absorbeur et $\epsilon_p, \epsilon_{ab}$ respectivement les coefficients d'émission de la plaque arrière et de l'absorbeur.

II.2.2. Résolution numérique

Récapitulatif des équations de bilan thermique :

$$(\rho C_p e)_v \frac{\partial T_v}{\partial t} + h_w(T_v - T_a) - h_{c,v-f}(T_{f1} - T_v) + \sigma \varepsilon_v(T_v^4 - T_c^4) - \alpha_v G - \sigma \mathcal{F}_{v-ab}(T_{ab}^4 - T_v^4) = 0 \quad (2-21)$$

$$(\rho C_p e)_{f1} \left(\frac{\partial T_{f1}}{\partial t} + V \frac{\partial T_{f1}}{\partial x} \right) + h_{c,v-f}(T_v - T_{f1}) - h_{c,ab-f}(T_{f1} - T_{ab}) = 0 \quad (2-22)$$

$$(\rho C_p e)_{ab} \frac{\partial T_{ab}}{\partial t} + h_{c,f1-ab}(T_{ab} - T_{f1}) + \sigma \mathcal{F}_{ab-v}(T_{ab}^4 - T_v^4) - \alpha_{ab} \tau_v G(t) - h_{c,f-ab}(T_{f2} - T_{ab}) - \sigma \mathcal{F}_{ab-p}(T_p^4 - T_{ab}^4) = 0 \quad (2-23)$$

$$(\rho C_p e)_{f2} \left(\frac{\partial T_{f2}}{\partial t} + V \frac{\partial T_{f2}}{\partial x} \right) + h_{c,ab-f}(T_{f2} - T_{ab}) - h_{c,p-f}(T_p - T_{f2}) = 0 \quad (2-24)$$

$$(\rho C_p e)_p \frac{\partial T_p}{\partial t} + h_{c,p-f}(T_p - T_{f2}) + \sigma \mathcal{F}_{p-ab}(T_p^4 - T_{ab}^4) - h_{arri}(T_a - T_p) = 0 \quad (2-25)$$

Les équations de bilan décrites ci-dessus sont couplées et la prise en compte du rayonnement leur donne un caractère non linéaire. Un schéma aux différences avancé est utilisé pour les termes de stockage et un schéma décentré pour les termes de transport. La méthode de Gauss Seidel est utilisée pour la résolution. Un code numérique a été développé en langage Fortran.

Les cinq équations ci-dessus peuvent s'écrire sous la forme suivante :

$$a_{tk} \cdot \frac{\partial T_k}{\partial t} = -a_{xk} \cdot \frac{\partial T_k}{\partial x} + \sum_{j=1}^{J_k} h_{c,jk}(T_j - T_k) + \sum_{m=1}^{M_k} h_{r,mk}(T_m - T_k) + S_k \quad (2-26)$$

$k = 1, 2, \dots, 5$, Pour simplifier, nous avons omis l'indice k de l'équation ci-dessus :

$$a_t \frac{\partial T}{\partial t} = -a_x \frac{\partial T}{\partial x} + \sum_{j=1}^J h_{c,j}(T_j - T) + \sum_{m=1}^M h_{r,m}(T_m - T) + S \quad (2-27)$$

Les coefficients a_t , a_x , h_c , h_r et le terme source S sont résumés dans le tableau ci-dessous :

Composant k	a_t	a_x	J	h_c	M	h_r	S
Vitre	$(\rho C_p e)_v$	0	2	$h_w, h_{c,v-f1}$	2	$h_{r,v-c}, h_{r,v-ab}$	$\alpha_v G$
Fluide 1	$(\rho C_p e)_f$	$a_t V$	2	$h_{c,v-f1} h_{c,ab-f1}$	0		0
Absorbeur	$(\rho C_p e)_{ab}$	0	2	$h_{c,f1-ab}, h_{c,f2-ab}$	2	$h_{r,ab-v}, h_{r,ab-p}$	$\alpha_{ab} \alpha_v G$
Fluide 2	$(\rho C_p e)_f$	$-a_t V$	2	$h_{c,ab-f2} h_{c,p-f2}$	0		0
Plaque isolante	$(\rho C_p e)_p$	0	2	$h_{c,p-f2}, h_{c,arriere}$	1	$h_{r,p-ab}$	0

Le composant (k) échange, avec son voisinage, par convection avec J_k composants et par radiation avec M_k composants. Le coefficient d'échange radiatif est donné par la relation :

$$h_{r,mk} = \sigma \cdot \mathcal{F}_{k-l} \cdot (T_m^2 + T_k^2)(T_m + T_k) \quad (2-28)$$

$$a_1 \frac{\partial T_1}{\partial t} + hc_1(T_1 - T_a) + hc_2(T_1 - T_2) + hr_1(T_1 - T_e) + hr_2(T_1 - T_3) - \alpha_v G = 0$$

$$a_2 \frac{\partial T_2}{\partial t} + a_2 V \frac{\partial T_2}{\partial x} + hc_2(T_2 - T_1) + hc_3(T_2 - T_3) = 0$$

$$a_3 \frac{\partial T_3}{\partial t} + hc_3(T_3 - T_2) + hc_4(T_3 - T_4) + hr_2(T_3 - T_1) + hr_3(T_3 - T_5) - \alpha_{ab} \alpha_v G = 0$$

$$a_4 \frac{\partial T_4}{\partial t} - a_4 V \frac{\partial T_4}{\partial x} + hc_4(T_4 - T_3) + hc_5(T_4 - T_5) = 0$$

$$a_5 \frac{\partial T_5}{\partial t} + hc_5(T_5 - T_4) + hc_6(T_5 - T_a) + hr_3(T_5 - T_3) = 0$$

Après regroupement des termes, on obtient :

$$a_1 \frac{\partial T_1}{\partial t} + (hc_1 + hc_2 + hr_1 + hr_2)T_1 - (hc_1 T_a + hc_2 T_2 + hr_1 T_e + hr_2 T_3) - \alpha_v G = 0$$

$$a_2 \frac{\partial T_2}{\partial t} + a_x \frac{\partial T_2}{\partial x} + (hc_2 + hc_3)T_2 - (hc_2 T_1 + hc_3 T_3) = 0$$

$$a_3 \frac{\partial T_3}{\partial t} + (hc_3 + hc_4 + hr_2 + hr_3)T_3 - (hc_3 T_2 + hc_4 T_4 + hr_2 T_1 + hr_3 T_5) - \alpha_{ab} \alpha_v G = 0$$

$$a_4 \frac{\partial T_4}{\partial t} + a_x \frac{\partial T_4}{\partial x} + (hc_4 + hc_5)T_4 - (hc_4 T_3 + hc_5 T_5) = 0$$

$$a_5 \frac{\partial T_5}{\partial t} + (hc_5 + hc_6 + hr_3)T_5 - (hc_5 T_4 + hc_6 T_a + hr_3 T_3) = 0$$

Ces équations peuvent s'écrire à nouveau sous la forme :

$$a_1 \frac{\partial T_1}{\partial t} + b_1 T_1 - S_1 = 0$$

$$a_2 \frac{\partial T_2}{\partial t} + a_{2x} \frac{\partial T_2}{\partial x} + b_2 T_2 - S_2 = 0$$

$$a_3 \frac{\partial T_3}{\partial t} + b_3 T_3 - S_3 = 0$$

$$a_4 \frac{\partial T_4}{\partial t} + a_{4x} \frac{\partial T_4}{\partial x} + b_4 T_4 - S_4 = 0$$

$$a_5 \frac{\partial T_5}{\partial t} + b_5 T_5 - S_5 = 0$$

Avec :

$$b_1 = hc_1 + hc_2 + hr_1 + hr_2 ,$$

$$S_1 = (hc_1T_a + hc_2T_2 + hr_1T_e + hr_2T_3) + \alpha_v G$$

$$b_2 = hc_2 + hc_3$$

$$S_2 = hc_2T_1 + hc_3T_3$$

$$b_3 = hc_3 + hc_4 + hr_2 + hr_3$$

$$S_3 = (hc_3T_2 + hc_4T_4 + hr_2T_1 + hr_3T_5) + \alpha_{ab}\alpha_v G$$

$$b_4 = hc_4 + hc_5$$

$$S_4 = hc_4T_3 + hc_5T_5$$

$$b_5 = hc_5 + hc_6 + hr_3$$

$$S_4 = hc_5T_4 + hc_6T_a + hr_3T_3$$

Discrétisation : Schéma explicite

$$a_1 \frac{T_{1,i}^{n+1} - T_{1,i}^n}{\delta t} + b_1 T_{1,i}^n - S_{1,i}^n = 0$$

$$a_2 \frac{T_{2,i}^{n+1} - T_{2,i}^n}{\delta t} + a_{2x} \frac{T_{2,i}^{n+1} - T_{2,i-1}^{n+1}}{\delta x} + b_2 T_{2,i}^n - S_{2,i}^n = 0$$

$$a_3 \frac{T_{3,i}^{n+1} - T_{3,i}^n}{\delta t} + b_3 T_{3,i}^n - S_{3,i}^n = 0$$

$$a_4 \frac{T_{4,i}^{n+1} - T_{4,i}^n}{\delta t} + a_{4x} \frac{T_{4,i}^{n+1} - T_{4,i-1}^{n+1}}{\delta x} + b_4 T_{4,i}^n - S_{4,i}^n = 0$$

$$a_5 \frac{T_{5,i}^{n+1} - T_{5,i}^n}{\delta t} + b_5 T_{5,i}^n - S_{5,i}^n = 0$$

Après regroupement :

$$a_1 T_{1,i}^{n+1} + (\delta t b_1 - a_1) T_{1,i}^n - \delta t S_{1,i}^n = 0$$

$$a_2 T_{2,i}^{n+1} + (a_{2x} \frac{\delta t}{\delta x} + \delta t b_2 - a_2) T_{2,i}^n - a_{2x} \frac{\delta t}{\delta x} T_{2,i-1}^n - \delta t S_{2,i}^n = 0$$

$$a_3 T_{3,i}^{n+1} + (\delta t b_3 - a_3) T_{3,i}^n - \delta t S_{3,i}^n = 0$$

$$a_4 T_{4,i}^{n+1} + (a_{4x} \frac{\delta t}{\delta x} + \delta t b_4 - a_4) T_{4,i}^n - a_{4x} \frac{\delta t}{\delta x} T_{4,i-1}^n - \delta t S_{4,i}^n = 0$$

$$a_5 T_{5,i}^{n+1} + (\delta t b_5 - a_5) T_{5,i}^n - \delta t S_{5,i}^n = 0$$

Solution :

$$T_{j,i}^{n+1} = \frac{1}{a_j} ((a_{jx} \frac{\delta t}{\delta x} + \delta t b_j - a_j) T_{j,i}^n - a_{jx} \frac{\delta t}{\delta x} T_{j,i-1}^n - \delta t S_{j,i}^n)$$

$$j = 1, 2, \dots, 5, i = 1, 2, \dots, N, n = 1, 2, \dots, Nt$$

II.2.3. Résultats numériques

Nous avons représenté l'évolution des températures du fluide caloporteur le long du capteur et dans les deux sens de son parcours à des instants différents de la journée selon le rayonnement solaire.

Pour un débit fixe de 0,023 kg/s, une température d'entrée d'air de 298 K et un flux de chaleur solaire allant de 600 à 900 W/m², la figure 2.2 montre respectivement l'évolution de la température de l'air T_{f1} le long du canal supérieur et du canal inférieur T_{f2} aux instants 9 h, 11 h et 14 h. La température maximale de l'air traversant le collecteur est passée respectivement à 320 K, 337 K et 340 K (température maximale de 67 °C). Il y a une différence de température de 42 °C entre la température d'entrée et la température de sortie à 14 h en raison de l'importance de son gradient.

L'air entre dans le second canal avec la température de sortie à l'aller T_{f1} . Ainsi la température de l'air, au passage du capteur au retour, aux mêmes instants évolue avec un écart de température de 12 °C moins important que dans le canal supérieur.

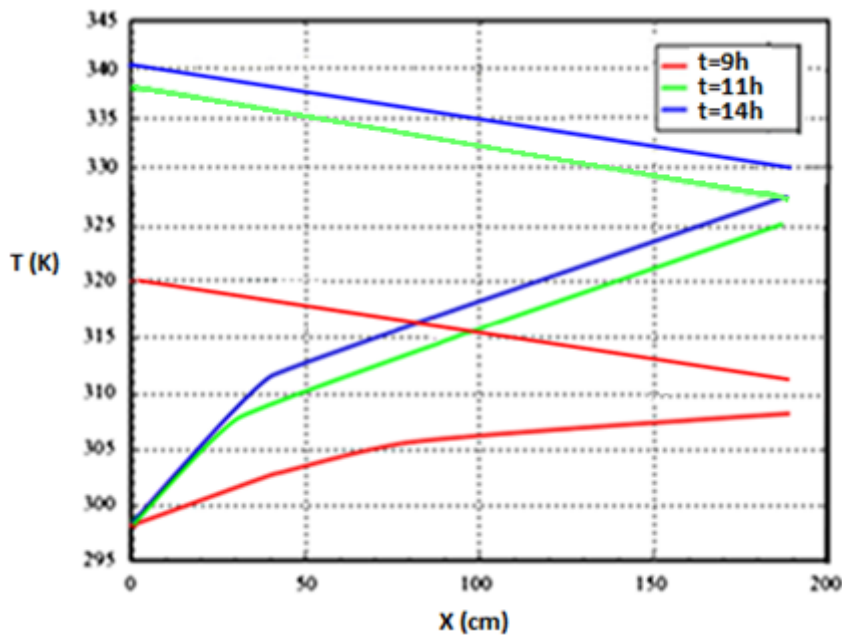


Figure 2.2 : Évolution de la température de l'air T_{f1} dans les phases aller et retour dans le capteur.

II.2.4. Modélisation bidimensionnelle du capteur

II.2.4.1. Présentation de Comsol multiphysics 3.5

Les calculs effectués sur la base des modèles présentés dans ce chapitre, ont été réalisés à l'aide d'un logiciel de simulation FEMLAB.

Pour résoudre les équations associées au modèle développé, nous avons choisi l'environnement COMSOL Multiphysics. Il s'agit d'un environnement puissant pour la modélisation et la résolution d'une variété de problèmes d'ingénierie et de recherche, principalement les problèmes sous forme d'équations aux dérivées partielles. Il est plus particulièrement adapté au traitement de problèmes Multiphysics où plusieurs phénomènes sont étudiés simultanément comme c'est le cas pour les transferts couplés de chaleur. Le recours à de tels outils est justifié par le fait que l'enjeu principal est non pas la résolution, mais l'implémentation de l'outil en données d'entrée fiables et bien définies. La résolution des équations aux dérivées partielles s'opère par la méthode aux éléments finis. Pour cela, COMSOL Multiphysics est muni d'un certain nombre de solveurs. Chacun est adapté à une série de problèmes donnés. Dans notre cas, nous avons utilisé le solveur convection et conduction.

II.2.4.2. Modélisation du capteur sous Comsol Multiphysics

Le capteur a été modélisé en deux dimensions à l'aide de Comsol Multiphysics 3.5 prenant en compte les couplages des transferts conductifs et convectifs entre l'écoulement fluide et les composantes solides du capteur.

Afin de s'assurer de l'efficacité du maillage, nous avons présenté son influence sur la température dans le tableau 2.6. Ces tests ont été réalisés en considérant un flux radiatif solaire maximum (800 W/m^2 à 14 h) et un coefficient de transmission de la vitre de 90 %. Les différentes composantes du capteur sont configurées en domaines avec un paramétrage des matériaux et la définition des conditions aux limites, pour l'air $\rho=1,2 \text{ kg/m}^3$, $C_p= 1,006 \text{ J/(kg.K)}$ avec une viscosité dynamique de 10^{-5} Pas .

Ainsi dans Comsol, les éléments ont été définis avec un nombre de degrés de liberté de 123928, un nombre de nœuds égal à 9613, un nombre d'éléments égal à 18880 composés essentiellement de mailles triangulaires, avec 848 éléments de délimitation pour 12 sommets. La qualité minimale des éléments est 0,652 pour un rapport surface élément de 0,275.

Tableau 2. 6 : Influence du maillage

N	ϵ_1	ϵ_2
295	-8,662	-0,6404
1180	0,415	-0,5304
4720	2,708	-0,5304
18880	2,803	0,8506
75520	2,736	0,8506

ϵ_1 et ϵ_2 sont respectivement les erreurs sur les températures maximale et minimale influencées par le maillage.

La variation du maillage influe légèrement sur les températures pour des nombres d'éléments allant de 295 à 4720 sans pour autant qu'elles soient optimales ; elle devient régulière à partir d'un nombre d'éléments égal à 18880. Ce dernier a été choisi par la suite pour la réalisation des simulations (tableau 2.6).

II.2.4.3. Étude paramétrique du capteur solaire double passe

II.2.4.3.1. Étude cinématique du fluide dans le capteur sans ailettes

a- Champ de vitesse axiale

Pour une vitesse d'entrée de 0,023 kg/s, le profil de vitesse de l'air évolue dans les canaux supérieur et inférieur du capteur solaire (figure 2.3). Juste au début du sens retour du fluide nous constatons des zones de turbulence avec la création de tourbillons (figure 2.4). Ce phénomène ralentit une partie du fluide.

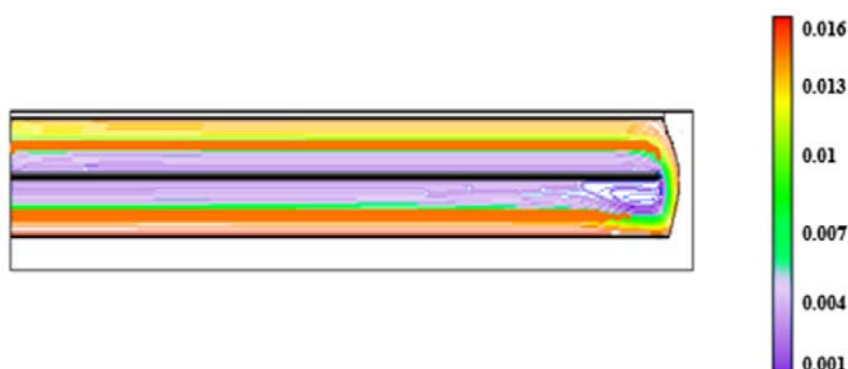


Figure 2.3 : Champ de de vitesse dans le capteur

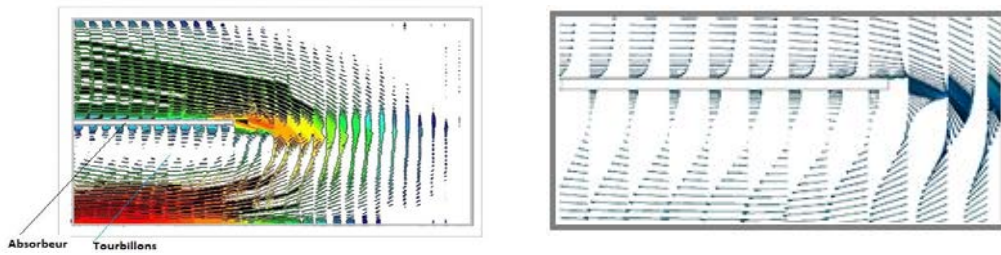


Figure 2.4 : Champ de vitesse en fin de course

b- Profils de la vitesse du fluide à différentes sections

Pour évaluer les profils des vitesses, nous avons choisi trois coupes transversales du capteur à des positions différentes comme montrées dans la figure 2.5 pour des valeurs correspondant à $x = 0,5 \text{ m}$; $x = 1 \text{ m}$ et $x = 2 \text{ m}$.

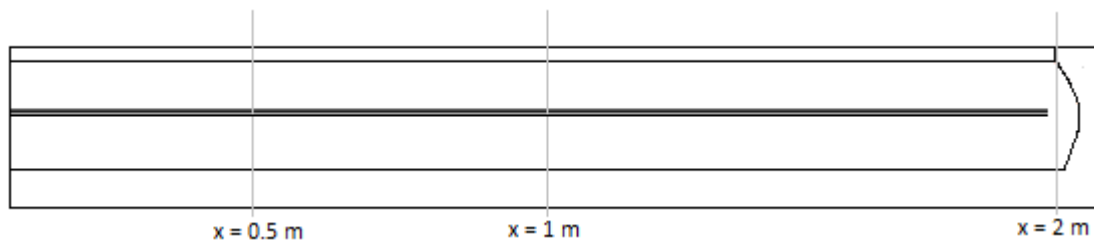


Figure 2.5 : Sections choisies du capteur solaire

La figure 2.6 montre l'évolution des vitesses axiales dans les coupes de sections choisies du capteur solaire avec un débit de $0,023 \text{ kg/s}$. La vitesse est régulière dans le premier passage et ralentit en fin de course ($x=2 \text{ m}$) avant de changer de sens. La zone de recirculation du fluide en dessous de l'absorbeur crée des fluctuations avant la stabilité cinématique du fluide dans le sens retour.

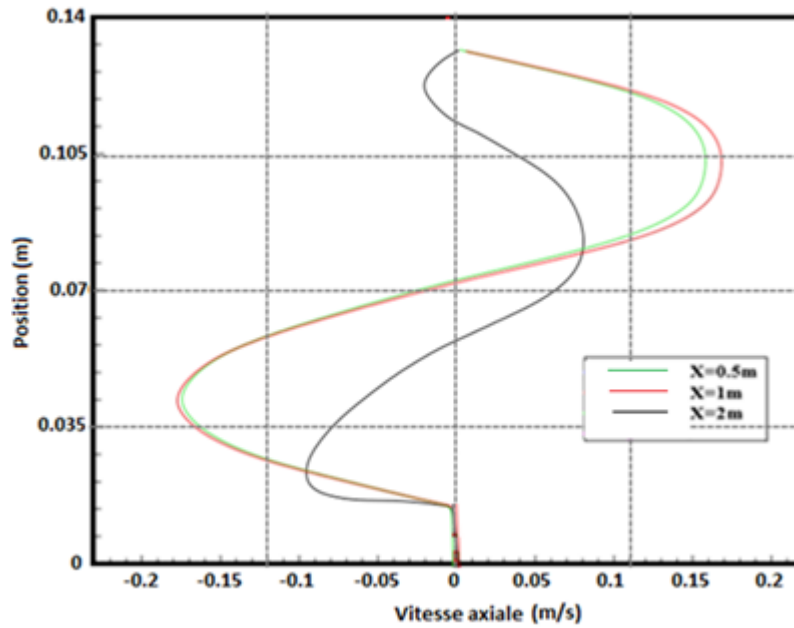


Figure 2.6 : Profil de la vitesse pour différentes coupes transversales du capteur

c- Influence du débit sur la vitesse du fluide

Pour une section située à 1 m du bord du capteur, nous avons estimé les profils de vitesse du fluide pour différents débits (0,023 kg/s, 0,035 kg/s et 0,051 kg/s). Les résultats présentés dans la figure 2.7 montrent la proportionnalité de la vitesse en fonction du débit.

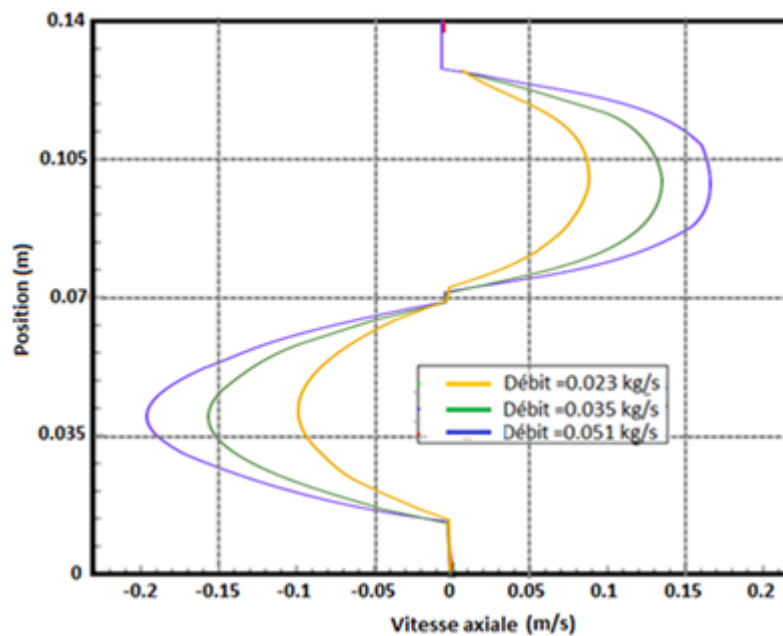


Figure 2.7 : Vitesse axiale en fonction du débit pour $x = 1$ m

d- Évolution du coefficient de friction fluide-vitre, fluide-absorbeur

Le coefficient de friction constitue un paramètre important pour le comportement des échanges par convection entre le fluide et la paroi, car dépendant du régime laminaire ou turbulent et de la rugosité du matériau constituant la paroi.

Les figures 2.8 et 2.9 montrent la variation du coefficient de friction le long de la surface inférieure du vitrage et de la partie inférieure de l'absorbeur pour un débit de 0,023 kg/s.

L'entrée de l'air dans le capteur à une certaine vitesse provoque ainsi des frottements importants. L'arrondi se situant à l'extrémité du capteur provoque aussi une recirculation du fluide qui crée la friction entre le fluide et l'absorbeur.

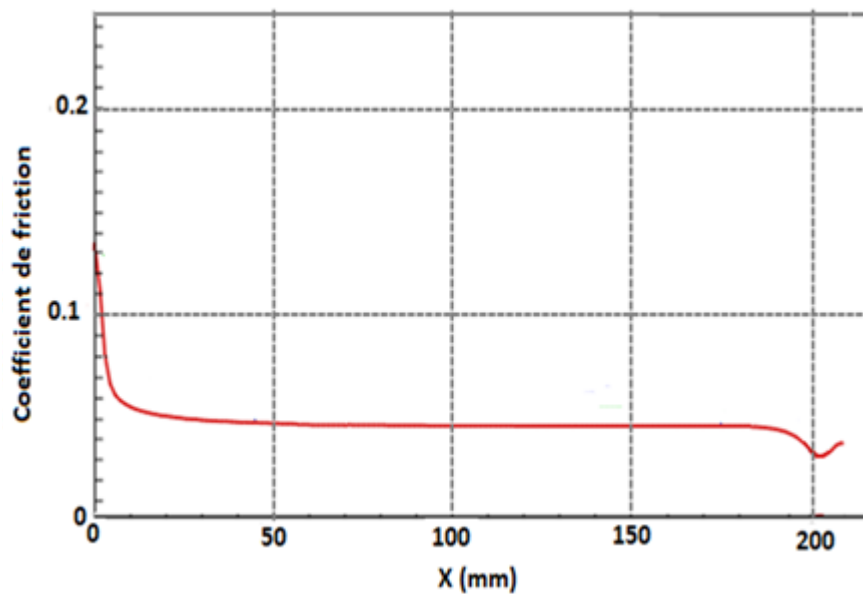


Figure 2.8: Évolution du coefficient de friction le long de la surface inférieure de la vitre.

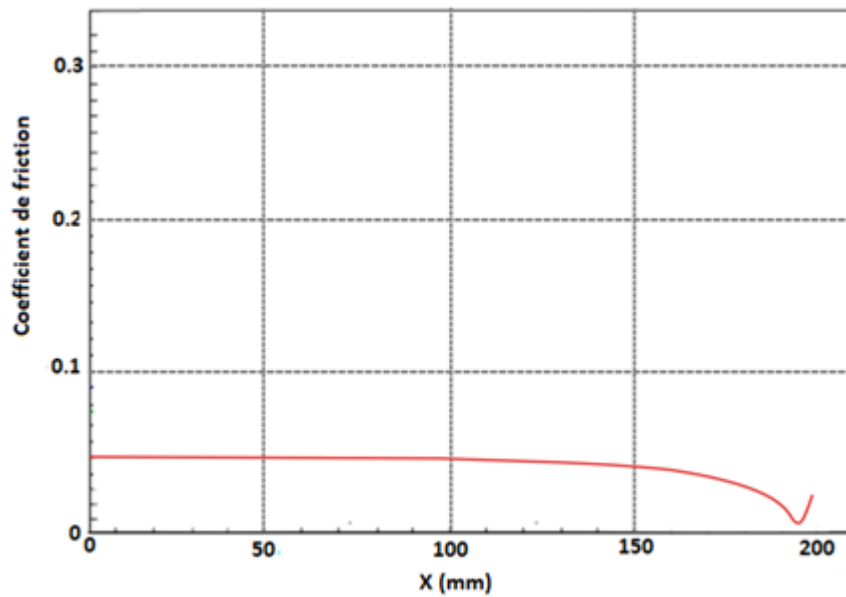


Figure 2.9: Évolution du coefficient de friction le long de la surface inférieure de l'absorbeur.

e- Influence du débit

L'allure du coefficient de friction (figure 10 et figure 11) montre l'influence du débit sur le coefficient de friction le long des parois inférieures du vitrage et de l'absorbeur. Le frottement étant proportionnel à la vitesse engendre une augmentation du coefficient de friction dans les zones d'accélération du fluide.

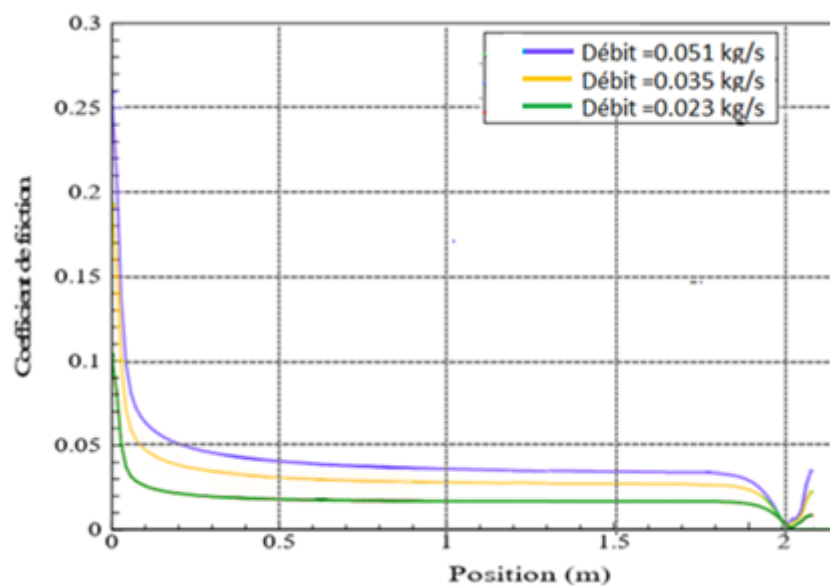


Figure 2.10 : Profil du coefficient de friction dans la paroi inférieure du vitrage en fonction du débit

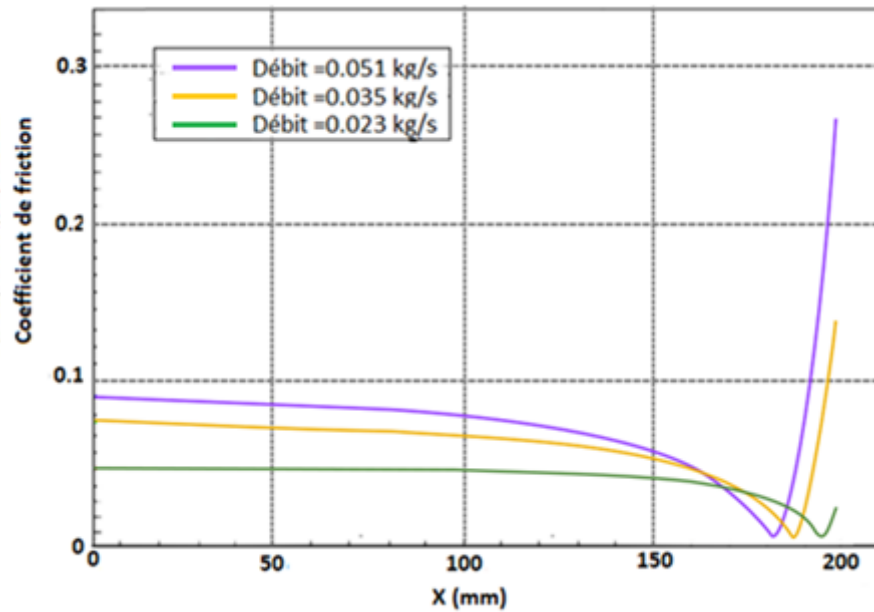


Figure 2.11 : Profil du coefficient de friction dans la paroi inférieure de l'absorbeur en fonction du débit.

II.2.4.3.2. Étude thermique du fluide

a- Champ de température dans le capteur sans ailettes

Les champs de température du fluide dans le capteur solaire double passe pour un débit de 0,023 kg/s et un rayonnement solaire de 800 W/m^2 sont représentés dans la figure 2.12. La température du fluide augmente avec son évolution cinématique dans le canal supérieur et le canal inférieur grâce à ses échanges par convection avec la vitre et l'absorbeur atteignant une température de 360 K.

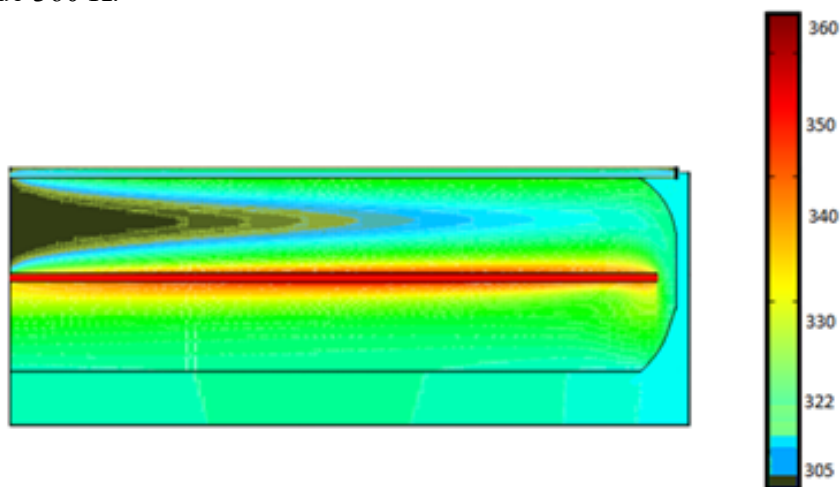


Figure 2.12 : Champ de température dans le capteur solaire à double passes.

b- Température de sortie du fluide en fonction du rayonnement solaire

Pour un débit de 0,023 kg/s, plusieurs rayonnements ont été imposés sur le vitrage (800 W/m², 600 W/m² et 400 W/m²) afin d'évaluer l'évolution des températures du fluide dans les deux sens de sa circulation le long du capteur à 13 h (figure 2.13).

Le rayonnement reçu par l'absorbeur augmente sa température. Ce dernier transmet au fluide une partie de la chaleur qu'il accumule grâce aux échanges par convection dans les deux canaux de circulation.

Ainsi la température de sortie est maximale pour un rayonnement maximal de 800 W/m².

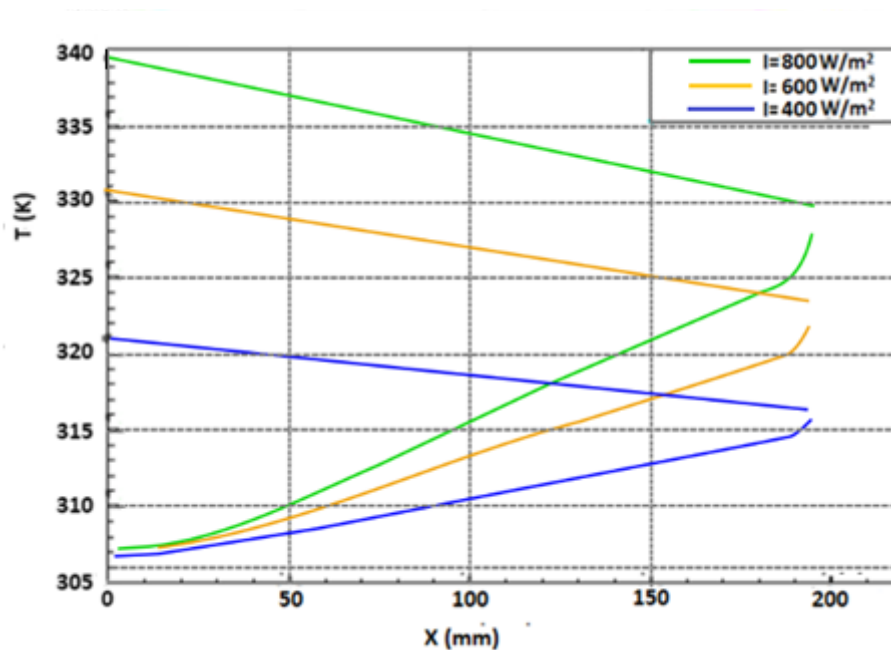


Figure 2.13 : Températures du fluide pour différent rayonnements solaires, débit= 0,023 kg/s.

c- Évolution de la température du fluide à différents moments de la journée

L'évolution de la température du fluide dans le canal supérieur et inférieur du capteur solaire double passe à air avec un débit de 0,023 kg/s à différents moments de la journée (9 h, 13 h, 17 h) représentée dans la figure 2.14, est essentiellement due aux échanges entre le fluide et l'absorbeur. La température de ce dernier s'accommode au rayonnement solaire qui évolue avec le temps.

On remarque ainsi que la température de l'air ambiant variant de 303 K à 308 K évolue pour atteindre à la sortie du capteur une température de 342 K à 13 h coïncidant avec la période la

plus chaude de la journée. Le rayonnement diminue en fin de journée pour donner une température de sortie de 325 K à 17 h.

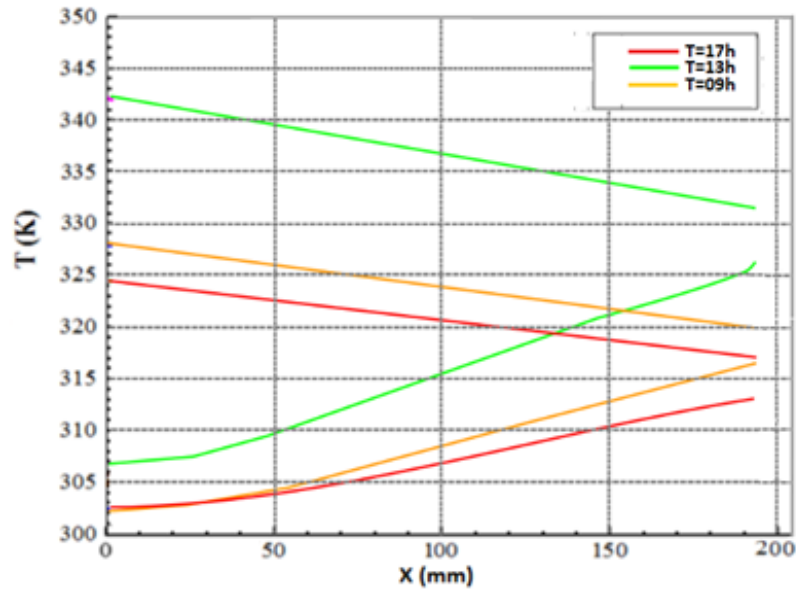


Figure 2.14 : Températures du fluide à différents moments de la journée, débit= 0,023 kg/s.

d- Influence de la hauteur de la conduite supérieure sur la température du fluide à la sortie du capteur solaire

Dans la modélisation du capteur, nous avons fait varier la hauteur de la conduite supérieure du capteur respectivement de 70 mm et de 100 mm. Comme montré dans la figure 2.15, on constate une augmentation de la température de sortie du fluide pour la section réduite qui crée plus de friction entre ce dernier et les parois inférieures de la vitre et celle de l'absorbeur pour un débit de 0,023 kg/s et un rayonnement de 800 W/m².

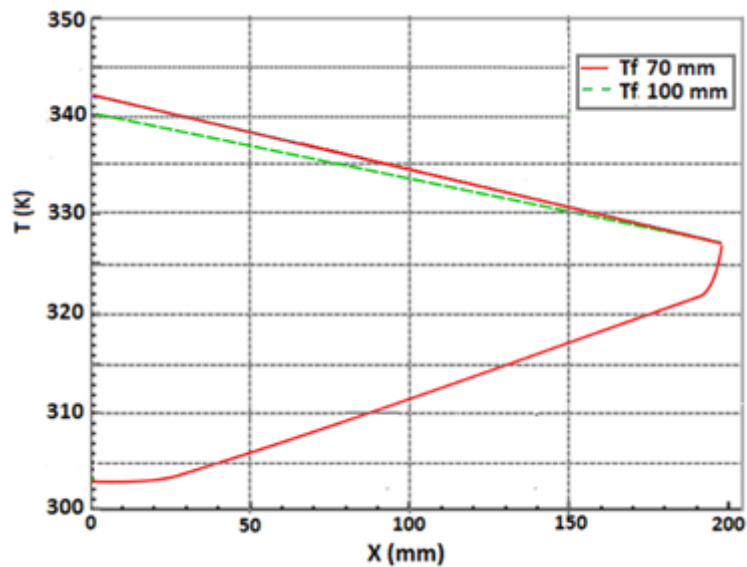


Figure 2.15 : Température du fluide calculée pour deux hauteurs de la conduite supérieure.

II.2.4.3.3. Etude thermique du fluide dans le capteur avec ailettes avec Comsol

a- Présentation du champ de température dans le capteur avec ailettes

Les champs de température du fluide dans le capteur solaire à double passe à air avec ailettes avec un débit de $0,023 \text{ kg/s}$ et un rayonnement solaire de 800 W/m^2 sont représentés dans la figure 2.16. La configuration des ailettes va augmenter la surface d'échange fluide-paroi dans le canal supérieur, ce qui donne des températures plus élevées que le capteur sans ailettes. Les ailettes sont de forme rectangulaire disposées en réseaux linéaires (11 dans le sens longitudinal).

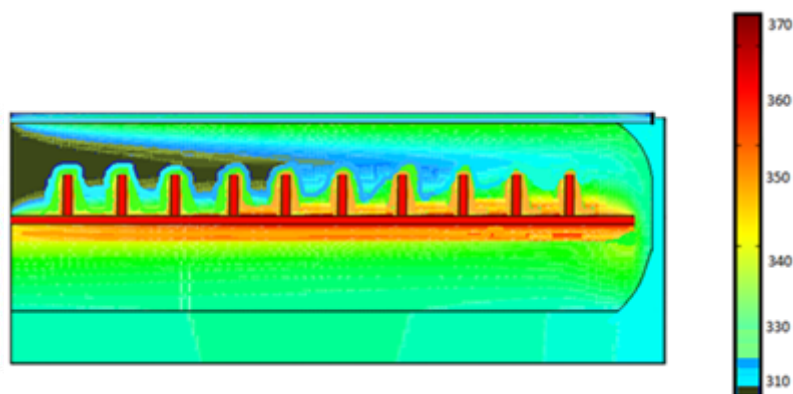


Figure 2.16 : Champ de température dans le capteur solaire à air double passe avec ailettes.

b- Évolution de la température du fluide dans le capteur avec ailettes

La figure 2.17 montre l'évolution de la température du fluide dans le canal supérieur et inférieur avec un débit de 0,023 kg/s. L'air entre avec une température égale à la température ambiante et s'échauffe sous l'effet de l'absorbeur avec ailettes dans sa partie supérieure. On remarque que les ailettes augmentent la surface de contact entre le fluide et l'absorbeur dans le canal supérieur, ce qui impacte sur la convection s'effectuant dans un régime turbulent.

La température du fluide à la sortie du capteur varie avec le temps dans la journée et dépend principalement de la température de l'absorbeur avec ailettes qui dépend du rayonnement solaire.

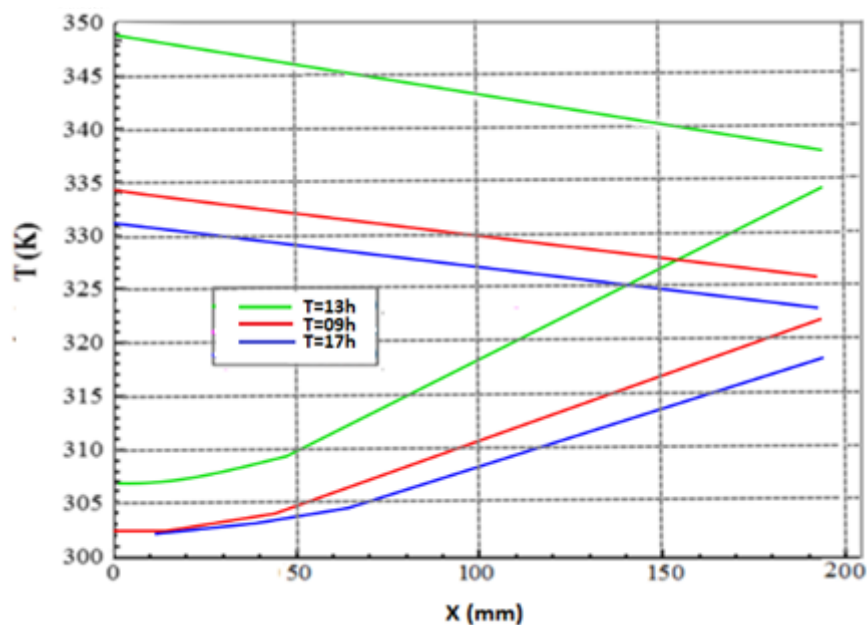


Figure 2.17 : Températures de fluide à différents instants de la journée, capteur avec ailettes.

C- Evolution des températures du fluide avec ailettes et sans ailettes

L'analyse comparative de l'évolution des températures dans le capteur possédant un absorbeur avec ailettes et celui n'ayant pas d'ailettes représentées dans la figure 2.18, montre l'effet des ailettes qui provoque une différence de températures de sortie de 9 °C.

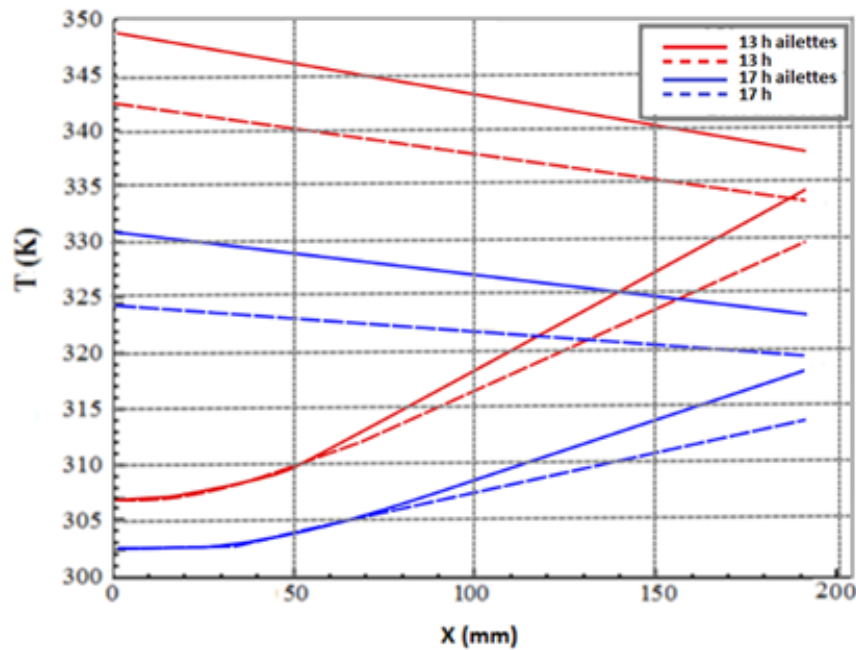


Figure 2.18 : Profils de température du fluide le long du capteur avec et sans ailettes.

II.2.4.4. Comparaison des résultats issus du modèle global et de Comsol :

Cas sans ailettes

Bien que l'outil de simulation COMSOL Multiphysics soit validé sur plusieurs problèmes de transfert d'une manière générale, nous avons néanmoins entrepris une phase de validation "numérique". Il s'agit de comparer la solution approchée obtenue à travers l'environnement de simulation de Comsol et la solution obtenue avec le modèle global.

La figure 2.19 montre une comparaison des évolutions de température obtenues avec les deux approches (modèle global et Comsol). Nous constatons qu'avec Comsol, on a relativement les mêmes profils de températures à l'aller qu'au retour.

Pour un débit de $0,023 \text{ kg/s}$ et une irradiation de 800 W/m^2 , l'analyse de l'évolution des courbes établies avec le logiciel Comsol et du modèle théorique montre des allures convergentes avec une différence de 2 K pour les températures de sortie à 13 h .

L'introduction des relations empiriques pour le calcul des coefficients d'échange dans le modèle global explique cet écart de température.

En tenant compte de ces différents aspects, ceci nous a permis de valider le modèle théorique.

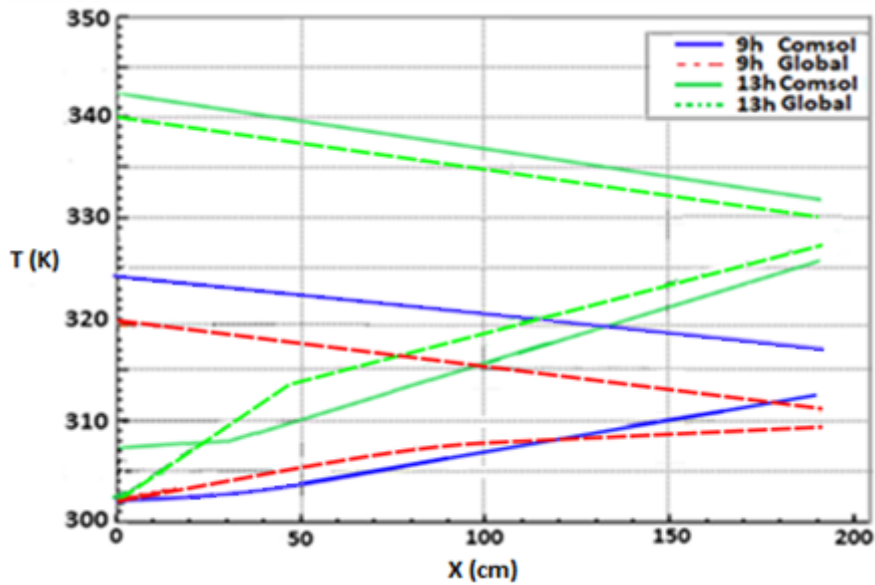


Figure 2.19 : Comparaison des profils des températures du fluide à l’aller et au retour (modèle global et Comsol).

II.3. Modélisation du capteur avec ailettes

Les ailettes jouent un rôle important sur l’amélioration des performances des capteurs solaires plans [3]. Dans cette partie, nous nous sommes intéressés à l’étude d’un capteur solaire thermique plan double passe à air simple vitrage dont l’absorbeur intègre des ailettes rectangulaires dans sa partie supérieure. Les capteurs solaires conventionnels présentent l’inconvénient inhérent d’un faible rendement thermique. Ainsi, l’amélioration considérable de l’efficacité des capteurs nécessite l’optimisation de la zone de transfert de chaleur, comme les milieux poreux et les absorbeurs à ailettes.

II.3.1. Quelques travaux sur les capteurs avec ailettes

Plusieurs travaux ont été déjà réalisés sur les capteurs double-passe avec introduction d’obstacles afin d’améliorer leurs performances thermiques.

Hedayatizadeh et al [4] ont étudié l’efficacité paramétrique et énergétique d’un capteur solaire avec un absorbeur en forme de V de 60° ondulé. Les effets du rapport d’aspect, du débit massique par surface de collecteur et de la température d’entrée, ont été obtenus en utilisant différentes configurations avec différentes rugosités artificielles.

Mahboub et Moummi [5] ont analysé l'énergie d'un capteur solaire ondulé en V de 60° avec simple vitrage. L'évaluation des pertes thermiques supérieures en utilisant les relations empiriques antérieures pour estimer la température de la couverture de verre montre que l'erreur relative est inférieure à 1 % sur toute la gamme des variables.

Ali [6] a étudié les performances thermiques des plaques d'absorbeur à plaques rectangulaires décalées avec différents vitrages. Les conditions optimales des capteurs ont atteint jusqu'à 75 % d'efficacité thermique.

Kabeel et Mearik [7] ont étudié le modèle mathématique basé sur les performances thermiques des plaques absorbantes ondulées en V et à ailettes. L'étude a permis de déterminer les facteurs qui influent sur le rendement des capteurs, comme l'angle optimal du capteur triangulaire et l'effet des changements de forme des plaques absorbantes.

Sopian et al [8] ont développé un modèle mathématique basé sur les équations de bilan énergétique instationnaire d'un capteur solaire à double passage avec milieu poreux. Ils ont montré que l'efficacité thermique typique d'un capteur entre 60 et 70 %.

Singh et al [9] ont étudié le modèle mathématique pour prédire l'efficacité énergétique d'un capteur solaire avec une plaque absorbante rugueuse avec des nervures en V. L'étude a fait état des effets du nombre de Reynolds et des paramètres de rugosité des côtes sur l'efficacité énergétique. Les résultats obtenus ont été comparés à ceux d'un capteur solaire plat conventionnel.

Karim et Hawlader [10] ont déclaré que le collecteur en V ondulé est le plus efficace alors que le collecteur à plaque plate est le moins efficace. Leurs résultats indiquent que la plaque d'absorption ondulée en V est 10-15 % plus efficace en mode simple passage et 5-11 % plus efficace en mode double passage.

Metwally et al [11] ont étudié expérimentalement un capteur solaire muni d'un conduit ondulé avancé, qui a été comparé et testé par rapport à cinq autres conceptions conventionnelles. La nouvelle conception est économiquement encourageante parce que le coût est presque le même, mais l'efficacité est améliorée d'environ 75 %. Les caractéristiques de performance des collecteurs avec conduit ondulé sont données sous forme de corrélations avec la température réduite, le rapport d'aspect de l'ondulation et les débits massiques.

Dovic' et Andrassy [12] ont développé différents modèles numériques pour les capteurs solaires à plaques plates et ondulées. L'étude a fait état des résultats de simulations numériques

de l'échange de chaleur dans six modèles de Collecteurs, avec et sans tubes. Sur la base des simulations, la conception du capteur sans tubes a donné jusqu'à 7 % de rendement supérieur aux paramètres géométriques et de fonctionnement par rapport au capteur avec tubes.

Moummi et al [13] ont testé expérimentalement des absorbeurs sélectifs et non sélectifs. Ils ont déterminé les profils de température de l'air et de la plaque absorbante en présence d'ailettes rectangulaires. Les absorbeurs sélectifs n'ont pas montré d'amélioration remarquable en présence d'ailettes. L'étude a également fourni une approche approximative sur le calcul du coefficient de transfert de chaleur convective dans le canal ; le modèle adopté tient compte de la géométrie de l'écoulement et de la nature de l'absorbeur.

Naphon [14] a étudié théoriquement les caractéristiques de transfert de chaleur, la performance et la génération d'entropie du capteur solaire à double passage avec des ailettes longitudinales. Les études antérieures sur les théories et les expériences de capteurs solaires n'ont pas utilisé les analyses énergétiques et exergétiques.

II.3.2. Principaux composants et géométrie du capteur

Les principaux composants du capteur n'ont pas changé, seule la plaque absorbante (ab) d'épaisseur e_{ab} est munie d'ailettes rectangulaires parallèles aux faces latérales du capteur comme l'indiquent la figure 2.20 et la figure 2.21. Ces dernières étant réparties suivant la largeur du capteur, favorisent ainsi l'augmentation des surfaces d'échange entre le fluide caloporteur et l'absorbeur.

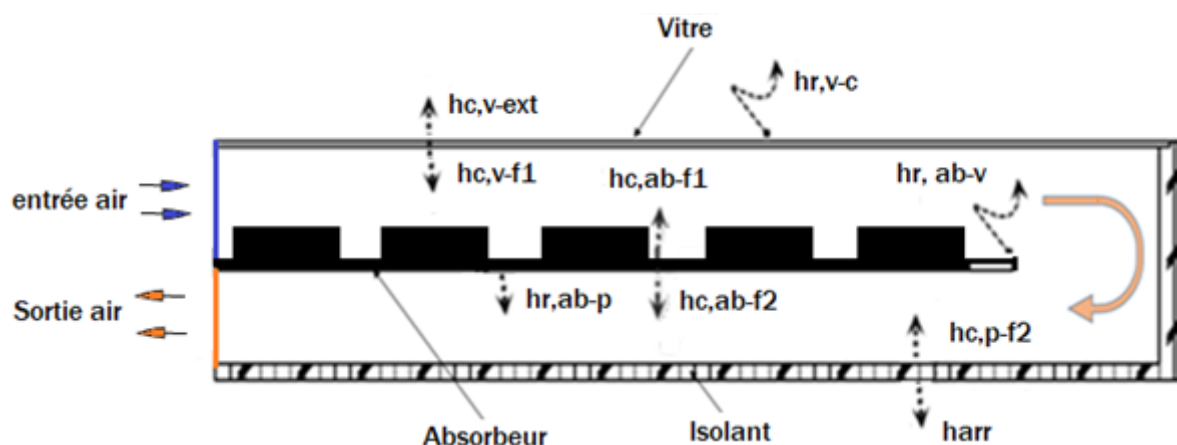


Figure 2. 20 : Représentation du capteur avec ailettes.

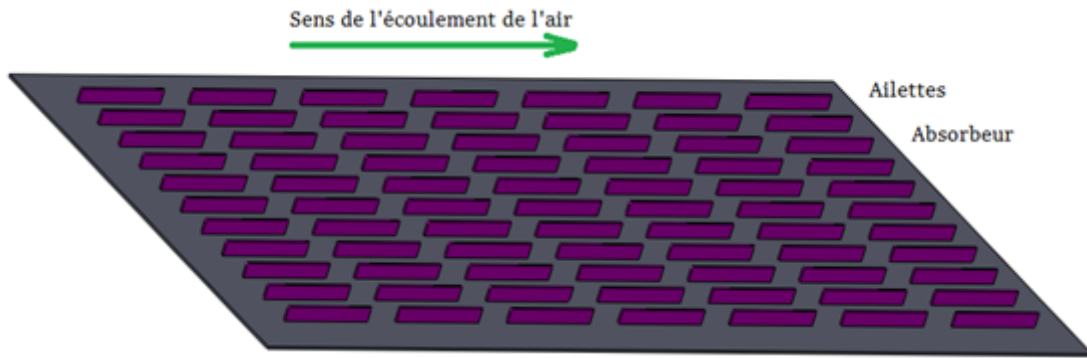


Figure 2. 21 : Absorbeur avec ailettes.

Les caractéristiques géométriques du dispositif étudié sont basées sur les données expérimentales, à savoir 77 ailettes distantes de 228 mm dans le sens longitudinal (11 ailettes) et 80 mm dans le sens transversal (7 ailettes) sont réparties sur la surface de l'absorbeur ayant chacune une longueur de 225 mm et une hauteur de 35 mm. La modélisation de l'ailette [15] montre le flux dans sa position transversale (figure 2.22).

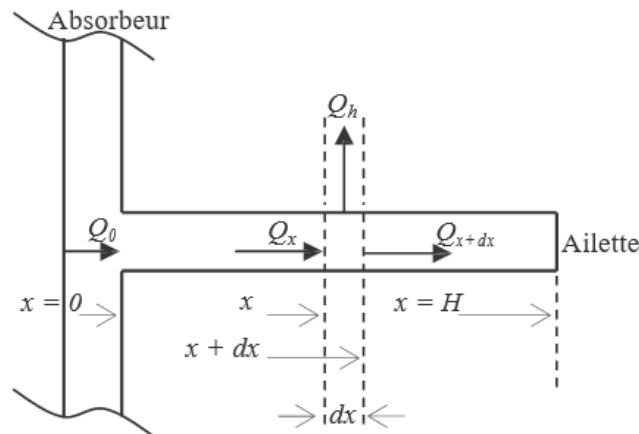


Figure 2. 22 : Bilan énergétique pour chaque ailette.

II-3.3. Équations de bilan thermique

Les équations de bilan thermique reposent sur les hypothèses décrites au paragraphe II-211 ; elles s'écrivent de manière identique pour l'ensemble des composants du capteur sauf pour les cas du bilan de fluide en phase aller et de l'absorbeur où l'effet des ailettes doit intervenir dans les équations de leur bilan thermique.

II.3.3.1. Équation bilan thermique au niveau du fluide caloporteur (f1) et de l'absorbeur (ab)

Pour le fluide caloporteur (f1) :

$$(\rho C_p e)_{f_1} \left(\frac{\partial T_{f_1}}{\partial t} + V_f \frac{\partial T_{f_1}}{\partial x} \right) + h_{c,v-f} (T_v - T_{f_1}) - h_{c,ab-f} (T_{f_1} - T_{ab}) - \frac{N}{S} Q_n = 0, \quad (2-29)$$

Et pour l'absorbeur (ab) :

$$(\rho C_p e)_{ab} \frac{\partial T_{ab}}{\partial t} + h_{c,vf1-ab} (T_{ab} - T_{f_1}) + \sigma \mathcal{F}_{ab-v} (T_{ab}^4 - T_v^4) - \alpha_{ab} \tau_v G(t) - h_{c,f-ab} (T_{f_2} - T_{ab}) - \sigma \mathcal{F}_{ab-p} (T_p^4 - T_{ab}^4) + \frac{N}{S} Q_n = 0 \quad (2.30)$$

$h_{c,ab-f}$ étant le coefficient d'échange entre le fluide dans le sens aller et l'absorbeur.

Ces équations $\alpha_{ab} \tau_v G(t)$ représente le rayonnement solaire absorbé par l'absorbeur, avec τ_v le coefficient de transmission de la vitre et α_{ab} le coefficient d'absorption de l'absorbeur, N le nombre d'ailettes, S_n la surface de l'ailette, l la longueur de l'ailette et Q_n le flux évacué par les ailettes, donné par la relation suivante :

$$Q_n = (2\lambda_{ab} S_n l h_{c,f1-ab})^{\frac{1}{2}} (T_{ab} - T_{f_1}) t h(\lambda_{ail} e_{ail}) \quad (2-31)$$

$$\text{Avec } \lambda_{ail} = \left(\frac{2l h_{c,f1-ab}}{\lambda_{ab} S_n} \right)^{1/2} \quad (2-32)$$

II.3.3.2. Coefficients de transfert de chaleur entre les composantes du capteur avec ailettes

On distingue deux types d'échange, l'un par convection, l'autre par rayonnement.

Pour la convection entre l'absorbeur et le fluide, nous avons utilisé la relation [14,15] :

$$Nu = 5.4 + \frac{0.00190 [Re Pr (\frac{D_h}{L})]^{1.71}}{1 + 0.00563 [Re Pr (\frac{D_h}{L})]^{1.71}} \quad \text{si } Re < 2300 \quad (2-33)$$

$$Nu = 0.116 \left(Re^{\frac{1}{2}} - 125 \right) Pr^{\frac{1}{2}} \left[1 + \left(\frac{D_h}{L} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \left(\frac{\mu}{\mu_l} \right)^{0.14} \quad \text{si } 2300 < Re < 6000 \quad (2-34)$$

$$Nu = 0.018 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad \text{si } Re > 6000 \quad (2-35)$$

Le coefficient de viscosité μ est donné par la relation :

$$\mu = [1.983 + 0.00184(T-27)] 10^{-5} \quad (2-36)$$

Le coefficient d'échange convectif est calculé à partir des nombres de Nusselt :

$$hcv = \frac{\lambda}{D_h} Nu \quad (2-37)$$

Pour le rayonnement entre les deux plaques, nous avons utilisé la relation :

$$h_{r,p-ab} = \frac{\sigma}{\frac{1-\varepsilon_{ab}}{\varepsilon_{ab}} + \frac{1}{F_{ab-p}} + \frac{1-\varepsilon_p}{\varepsilon_p}} (T_{ab} + T_p)(T_{ab}^2 + T_p^2) \quad (2-38)$$

II.3.3.3. Rendement du capteur

Le rendement du capteur est défini comme le rapport de la puissance utile ϕ_u extraite du capteur au flux solaire incident G .

$$\eta = \frac{\phi_u}{G \times A} \quad (2-39)$$

La puissance utile est évaluée à l'aide d'un bilan d'enthalpie [17-18] :

$$\phi_u = C_p \cdot q_m (T_s - T_e) \quad (2-40)$$

Où T_e et T_s sont respectivement les températures d'entrée du fluide f_1 et de sortie du fluide f_2 .

Et q_m le débit de masse du fluide.

II.3.4. Résultats numériques avec ailettes

Pour la résolution du modèle du capteur avec ailettes, un deuxième code intégrant les paramètres des ailettes élaboré en langage Fortran a été établi. Ceci a permis d'obtenir différents résultats.

Les différentes représentations montrent l'évolution de la température du fluide caloporteur dans le capteur double passe avec un flux solaire variant de 400 à 900 W/m², pour un débit toujours fixé à 0,023 kg/s. Ses variations sont plus importantes dans le canal supérieur où le fluide circule entre l'absorbeur à ailettes et la vitre. On observe ensuite une légère élévation de la température de l'air lors de son passage dans le canal inférieur.

La figure (2.23) montre respectivement l'évolution de la température de l'air le long du canal supérieur T_{f1} et dans le canal inférieur T_{f2} à 9 h, 17h et 13h avec une température de l'air à l'entrée du capteur de 302 K,

À 13 h la température maximale de l'air, traversant le collecteur est passée à 347 K correspondant à la période la plus chaude de la journée.

À 17 h, malgré la baisse du rayonnement solaire, les fluctuations des températures restent proportionnelles à ce dernier et ainsi les ailettes ont augmenté l'inertie du capteur qui fournit une élévation de température au retour.

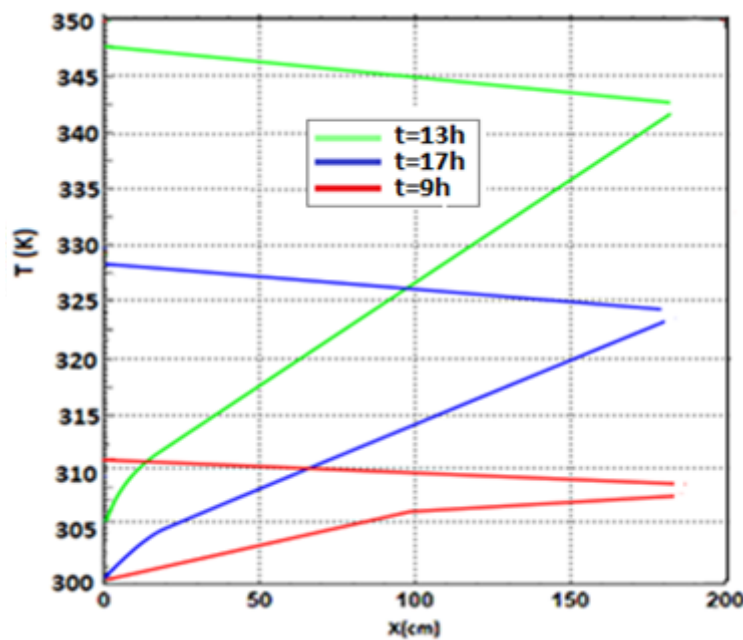


Figure 2.23 : Profil de température de l'air dans les phases aller et retour dans le capteur à différents moments de la journée

II.4. Conclusion

Ce chapitre a permis d'élaborer les modèles théoriques relatifs au capteur double passe à air avec et sans ailettes. Ces deux modèles ont été résolus à l'aide de codes développés en langage Fortran en tenant compte des différents paramètres thermo-physiques du capteur et de l'environnement.

Les répartitions des températures le long du capteur solaire à double passage ont été obtenues pour les deux cas (sans et avec ailettes) en tenant compte des conditions aux limites. Les effets du débit de masse et du rayonnement solaire influent sur les performances du capteur. Afin de valider le modèle appliqué sur le capteur sans ailettes, nous avons implémenté le dispositif

équivalent dans le code Comsol 3.5 afin de l'optimiser en variant les différents paramètres géométriques et thermiques afin d'obtenir l'évolution des champs de température et de vitesse du fluide caloporteur. Les courbes de performance issues du modèle global et de Comsol sont en étroite concordance, ce qui nous a permis de valider le modèle global et de l'appliquer ensuite pour le cas de capteur avec ailettes.

Les résultats obtenus dans les deux cas seront par la suite comparés avec les résultats expérimentaux pour la validation globale du modèle.

CHAPITRE III

ÉTUDE EXPÉRIMENTALE

III.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous allons présenter les résultats de l'étude expérimentale d'un capteur solaire double passe à air sans et avec ailettes. L'objectif est de voir l'influence du rayonnement solaire et du débit de masse sur l'efficacité thermique du capteur solaire [1]. Nous allons aussi présenter la méthodologie d'élaboration et de caractérisation du matériau biosourcé, à base de tige de mil broyée [2]. L'exploitation des mesures nous permettra d'obtenir l'évolution des températures des différents composants du capteur solaire (vitrage, écoulement d'air, absorbeur et isolant). Ces mesures seront confrontées aux résultats numériques présentés dans le chapitre précédent.

III.2. Dispositif expérimental du capteur solaire

Le capteur solaire thermique réalisé est représenté schématiquement sur la figure 3.1. Il est constitué d'un vitrage simple en verre ayant une surface de 4 m^2 et une épaisseur de 0.005 m (figure 3.2). L'effet de serre provoque l'échauffement de l'absorbeur, représenté par une plaque en acier, d'épaisseur 0.003 m , peinte en couleur noire. Un matériau biosourcé, à base de tige de mil broyée, d'épaisseur 0.030 m , est utilisé pour isoler le capteur par le bas et sur les faces latérales. Le caractère isolant du matériau biosourcé permet de minimiser les pertes et par conséquent une augmentation des performances thermiques du capteur. La plaque absorbante sépare un canal de section rectangulaire en deux canaux ayant une même épaisseur ($e_{f1}=e_{f2}=0.070 \text{ m}$). Le canal supérieur sert de phase aller pour l'écoulement d'air et le canal inférieur lui sert de phase retour. L'écoulement est assuré de manière forcée à l'aide d'un ventilateur placé à la sortie du canal inférieur.

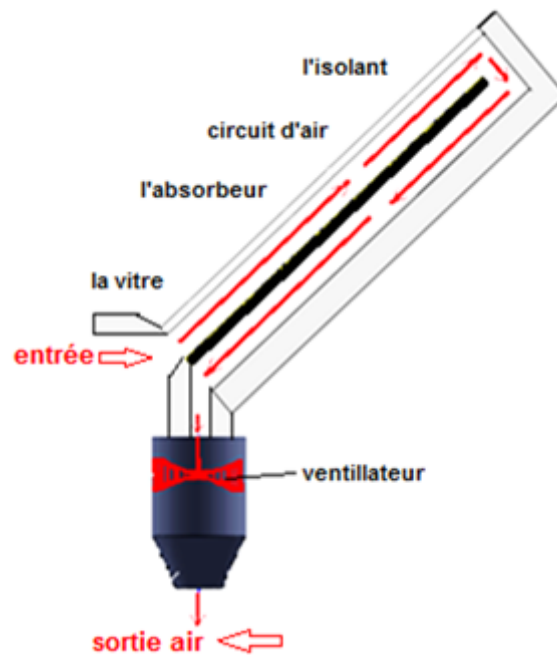


Figure 3.1 : Schéma synoptique du capteur solaire étudié.

Dans ce collecteur, de 1 m de large et 2 m de long, l'air entre d'abord par le premier canal et échange de la chaleur avec l'absorbeur en présence ou non d'ailettes sur sa face supérieure puis entame sa phase retour dans le second canal pour échanger de la chaleur avec la face inférieure de l'absorbeur.

Le rayonnement solaire reçu par le capteur a été mesuré à l'aide d'un pyromètre Li-200 avec une précision de 1 %. Pendant les expériences, la température et la vitesse de l'air dans le capteur solaire ont été enregistrées avec un anémomètre de type DTA 4000. Des thermocouples de Type K (précision de 0,01 °C) ont été instrumentés à différentes positions du capteur et reliés à un système d'acquisition de type Agilent 34970A. Les mesures ont été enregistrées toutes les 10 secondes sur un ordinateur, Figure 3.2



Figure 3. 2 : Photo du capteur solaire thermique double passe à air.

Le dispositif de mesure indiqué dans la figure 3.3 montre l'ordinateur dans lequel est installé le logiciel d'acquisition Agilent. Les données sont collectées en temps réel et peuvent être visibles à l'écran, ce qui facilite le réglage et l'étalonnage des thermocouples.



Figure 3. 3 : Dispositif de mesure des températures.

Pour faire varier le débit, un potentiomètre, installé dans le canal du tuyau de sortie, permet de varier la vitesse du ventilateur, Figure 3.4.

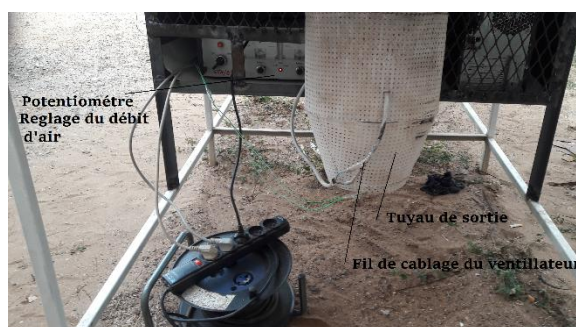


Figure 3.4 : Le canal de sortie d'air.

Pour l'absorbeur avec ailettes, ces dernières sont réparties sur la surface de l'absorbeur ; chaque ailette mesure 0,03 m de large sur 0,2 m de long, comme le montre la figure 3.5.

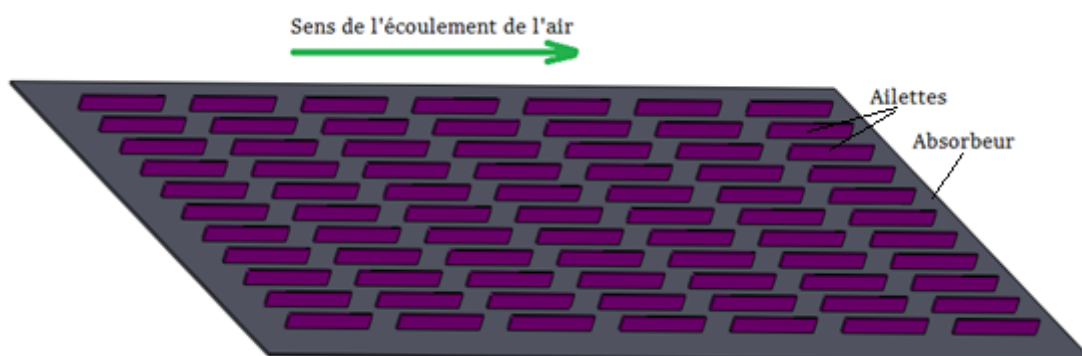


Figure 3.5 : Absorbeur avec ailettes

III.3. Élaboration et choix du matériau d'isolation du capteur

Une des exigences de la conception de notre système d'expérimentation était de choisir un matériau biosourcé local comme isolant du capteur solaire double passe à air avec des caractéristiques thermiques lui permettant de minimiser les pertes. À cet effet, nous avons réalisé puis caractérisé les propriétés mécaniques et thermiques d'un matériau de construction biosourcé à base de fibre de tige de mil mélangé avec de la gomme arabique.

III.3.1. Isolants en construction

Le développement de matériaux de construction alternatifs à faible coût environnemental s'impose comme une problématique prioritaire. Pour se faire, plusieurs solutions ont été mises en œuvre. Parmi celles-ci, on peut noter le développement et l'utilisation de matériaux naturels et locaux. Il s'agit de fibres végétales largement disponibles à faible coût et leur utilisation en construction constitue de nouveaux débouchés pour les matières agricoles. Younouss Diéye et al [3] ont montré que la fibre *Typha australis* est un bon candidat pour le développement de matériaux d'isolation. De ce fait, un bon matériau d'isolation naturel devient la clé de jeu dans la conception et la construction de systèmes thermiques utilisant des matériaux à faible impact environnemental. Dans ce contexte, plusieurs chercheurs ont utilisé différents types de fibres végétales (chanvre, paille, lin, bambou, poils d'animaux, liège, typha etc.) mélangés avec d'autres composés (ciment, argile, sable, gypse, mortier, béton, Etc.) pour fabriquer des matériaux composites [4-5]. Notre travail entre dans cette perspective avec l'utilisation de fibres de tige de mil comme matériaux d'isolation. Le mil est la céréale la plus cultivée au Sénégal, sa culture est pratiquée partout et occupe une place prépondérante de l'agriculture pluviale de notre pays. Il représente plus de 60 % des superficies cérésières emblavées, avec une production nationale d'au moins 10⁶ tonnes/an. Son exploitation engendre des sources de gains importants pour les paysans, mais une partie de la plante notamment sa tige est jetée dans la nature. Cette dernière constitue un déchet agricole en abondance dans tout le territoire, notamment dans les zones rurales agropastorales. Sa grande disponibilité fait de ce matériau un produit utilisé dans le passé en milieu rural pour la construction de maison par la jonction des tiges sous forme de palissades. La non-utilisation d'une bonne partie des tiges de mil éparpillées dans les champs fait qu'on les brûle à l'approche de l'hivernage pour les éliminer. Dès lors leur exploitation comme matériau de construction constitue un allègement des peines subies par les paysans pour s'en départir et éviter leur incinération qui a un impact sur l'environnement.

Nous avons comme objectif de déterminer les propriétés mécaniques et thermiques d'un matériau de construction à base de fibre de tige de mil. Plusieurs recherches ont été faites sur la caractérisation mécanique, thermique et hygroscopique de ces nouveaux matériaux biosourcé composites.

III.3.1.1. Quelques travaux de caractérisation de nouveaux matériaux

Plusieurs travaux ont été menés en vue de réaliser et de caractériser de nouveaux matériaux isolants utilisés dans la construction et les problèmes d'isolation en général.

N. Benmansour et al [6] ont déterminé les propriétés mécaniques et thermiques d'un nouveau matériau composé de ciment, sable, et de fibres de palmier date. Les résultats révèlent que l'incorporation de fibres de palmier date réduit la conductivité thermique et la résistance à la compression du composite tout en réduisant le poids. H. Bal et al [7] ont étudié les propriétés thermiques des briques de latérites avec des additifs de déchets de mil. Ils ont trouvé une dépendance des propriétés thermique de la teneur en eau du matériau. P. Meukam [8] et al ont étudié l'effet de l'ajout de la sciure de bois sur les propriétés thermiques de la brique de latérite stabilisée au ciment. Ils ont montré que l'ajout de la sciure de bois augmente les performances thermiques de la brique de latérite stabilisée au ciment. F. Collet [9] ont fait une étude comparative de comportement hydrique de trois bétons de chanvre. Les résultats soulignent une capacité de transfert et de stockage élevée d'humidité de ces trois matériaux. Les propriétés mécaniques et le comportement hygroscopique de la brique de terre comprimée stabilisée au ciment avec des additifs de fibres de palmier date a été fait par B. Taallah et al [10]. La meilleure résistance à la compression a été obtenue avec la brique stabilisée à 8 % de ciment avec 0,05 % d'additifs de fibre de palmier date. L'augmentation de la teneur en ciment et une diminution de la teneur en fibre entraînent une diminution de l'absorption d'eau. Y. Millogo et al [11] ont proposé une analyse expérimentale des propriétés mécaniques du bloc d'adobe compressé renforcé avec des fibres d'hibiscus cannabinus. Les auteurs montrent une amélioration des propriétés mécaniques du bloc d'adobe par les fibres. L'utilisation de la chaux et la cendre de balle de riz pour stabiliser la brique de terre crue ou compresse a été étudiée par A. Setyo et al [12]. Les résultats montrent que la résistance à la compression et à la flexion de la brique d'argile est améliorée par l'ajout de la chaux et la cendre de balle de riz. La meilleure quantité de chaux et de cendre de balle de riz dans cette étude est obtenue pour un pourcentage équivalent des deux produits. Rafael et al [13] ont étudié l'effet de l'ajout de la bagasse de canne à sucre et de la chaux sur les propriétés mécaniques des blocs de terre compactés. Ils ont trouvé que les additifs de fibres augmentent légèrement la résistance à la

compression du bloc. M.T Diatta et al ont déterminé les propriétés thermophysiques et mécaniques du béton de typha [14]. Ils montrent que l'isolation thermique du béton est améliorée par les additifs de fibres de typhas. Luiz C. Roma Jr et al [15] ont évalué les performances thermiques de la tuile en ciment renforcé avec des fibres d'eucalyptus. Les performances thermiques trouvées pour les auteurs sont acceptables. J. Lima et P. Faria [16] ont évalué l'influence de l'ajout de deux fibres naturelles : la paille et le typha sur les propriétés physiques et mécaniques de la terre. Les caractéristiques mécaniques et thermiques obtenues montrent que l'addition de ces fibres contribue à la diminution linéaire du retrait de séchage et de la conductivité thermique. T. Luamkanchanaphan et al [17] ont étudié les propriétés physiques, mécaniques et thermiques des panneaux isolants préparés à partir de fibres de cataille à feuilles étroites en utilisant le Diisocyanate de méthylène diphenyle (MDI) comme liant. Selon leurs résultats, ils concluent que les panneaux isolants préparés à partir de fibres de cataille à feuilles étroites sont un excellent matériau d'isolation, économe en énergie et respectueux de l'environnement.

Le choix de la fibre de tige de mil, en tant que matériau de construction avec comme liant la gomme arabique, est conditionné par son originalité. L'effet de la taille des fibres de tige de mil et de la teneur en gomme arabique sur les propriétés mécaniques et thermiques de ce matériau composite a été étudié. Les propriétés mécaniques et thermiques déterminées sont la résistance en compression et en flexion, la conductivité thermique et l'effusivité thermique.

III.3.1.2. Préparation des échantillons

Les échantillons ont été construits par un mélange de la fibre de tige de mil broyée et la solution de la gomme arabique. La gomme arabique utilisée est un épanchement de sève provenant d'un tronc des acacias du Sénégal. Une quantité de gomme arabique sous forme de poudre est dissoute totalement dans l'eau. Les quantités de poudre de gomme arabique utilisées sont 250 g, 200 g, 100 g et 60 g. Chaque quantité de poudre est dissoute dans 1,5 l d'eau. Les différentes concentrations obtenues sont notées A, B, C et D respectivement. Un mixeur a permis de stabiliser le dosage. Sur chaque concentration obtenue, un volume est prélevé pour servir de liant dans la fabrication de l'échantillon. Deux tailles différentes de fibres sont utilisées et sont représentées sur la figure 3.6. L'analyse granulométrique est effectuée pour deux échantillons (G1 et G2) pour déterminer les différents diamètres et longueurs des fibres. L'analyse granulométrique établie selon la norme AFNOR X11-501 est représentée sur la figure 3.6. La figure 3.7 montre une distribution de la taille des fibres fines, avec un diamètre moyen de 0,3 mm, noté (G1) et grandes, avec un diamètre moyen de 0,7

mm, noté (G2). La composition en masse des différents échantillons est donnée dans le tableau 3.1. Pour les tests thermiques un moule de $10 \times 10 \times 2,5 \text{ cm}^3$ a été utilisé. Après avoir compacté le matériau issu du mélange dans les moules, les différents échantillons ont été séchés dans un four avec une température constante de 90 degrés pendant 72 h.



Figure 3.6: Tige de mil broyée pour les cas G1 (fibres fines) et G2 (fibres grandes)

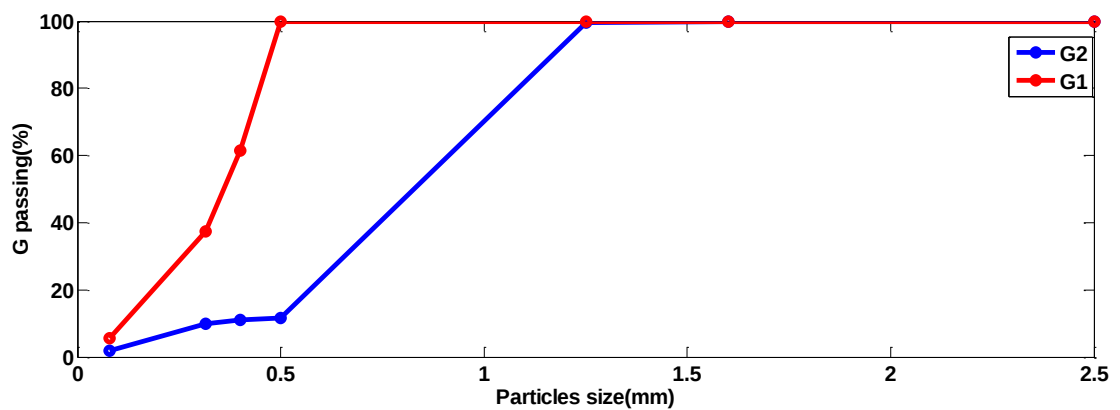


Figure 3.7 : Courbe de granulométrie des fibres de mil

Tableau 3.1 : Masses des différents composants

Mélanges	Pourcentage gomme arabique	Pourcentage de fibre	Pourcentage d'eau
G1A	10,47 %	40,68 %	50,85 %
G1B	8,26 %	29,76 %	61,98 %
G1C	4,95 %	20,77 %	74,28 %
G1D	2,97 %	22,67 %	74,36 %
G2A	11,27 %	21,14 %	67,60 %
G2B	9,25 %	21,35 %	69,40 %
G2C	4,83 %	22,66 %	72,51 %
G2D	3,18 %	21,18 %	75,64 %

III.3.1.3. Caractérisation thermique du nouveau matériau

Pour la mesure des propriétés thermiques de ce nouveau matériau, des moules de dimensions 10x10x3cm³ sont utilisées comme montrées sur la figure 3.8. L'effusivité thermique et la conductivité thermique sont mesurées en utilisant la méthode du plan chaud asymétrique représenté schématiquement sur la figure 3.9. Le dispositif expérimental de la méthode est décrit en détail par Younuss DIEYE et al [3]. La modélisation du système est basée sur l'hypothèse d'un transfert de chaleur unidirectionnel au centre de l'échantillon durant l'expérimentation. Le principe de la méthode consiste à déterminer la valeur de la conductivité thermique et de l'effusivité thermique minimisant la somme des erreurs quadratiques entre les courbes de températures expérimentale et théorique :

$$\xi = \sum_{j=0}^n [T_{exp}(j) - T_{mod}(j)]^2 \quad (3.1)$$

La méthode des transformées de Laplace couplée avec celle des quadripôles ont été utilisées pour la caractérisation des paramètres thermophysiques (et mécaniques) de ces matériaux. Ces outils numériques ont été développés au laboratoire et ont fait l'objet de nombreux travaux sur les problèmes de caractérisation de nouveaux matériaux et plus particulièrement le matériau biosourcé utilisé dans ce travail pour isoler le capteur solaire.



Figure 3. 8: Image des échantillons pour le test thermique.

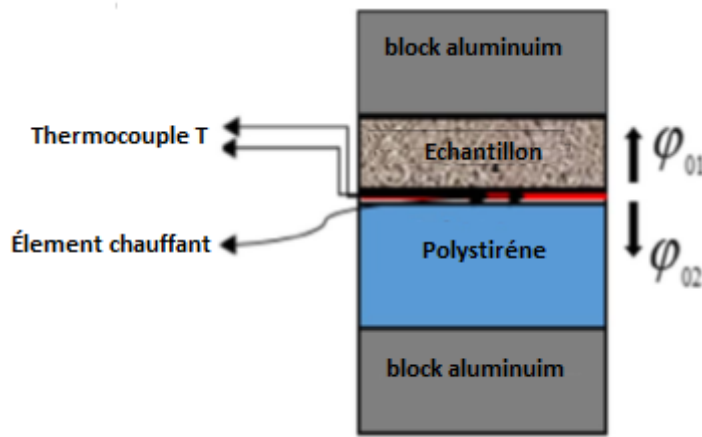


Figure 3. 9: Dispositif de la méthode plan chaud asymétrique.

III.3.1.4. Résultats de la caractérisation thermique

Pour différentes porosités, les tableaux 3.2 et 3.3 montrent les valeurs obtenues pour la conductivité et l'effusivité thermiques, respectivement pour les cas G1 et G2. On constate que les propriétés thermiques diminuent avec la diminution du pourcentage de gomme arabique. La dissolution d'une masse de gomme arabique dans l'eau a servi de liant. La diminution du pourcentage de gomme arabique dissoute entraîne une augmentation de la quantité d'eau dans le mélange. Les échantillons sont séchés dans un four à 90°C pendant 72h. Ce qui entraîne l'évaporation d'une bonne quantité d'eau, laissant des pores dans l'échantillon. Plus la quantité d'eau utilisée dans la fabrication des échantillons est grande, plus la porosité de matériau sèche augmente. Quand on augmente la taille des fibres, on accentue l'augmentation de la porosité de l'échantillon, ce qui explique les faibles valeurs des propriétés thermiques

obtenues avec les échantillons de granulométrie G2 comparées à celles de G1. La conductivité thermique de l'échantillon G1 varie de 0.987 à 0.132 $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ avec une effusivité allant de 183 à 228 $\text{J.m}^{-2}.\text{C}^{-1}.\text{s}^{-1/2}$. La conductivité thermique de l'échantillon G2 varie de 0.914 à 0.119 $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$ avec une effusivité allant de 168 à 200 $\text{J.m}^{-2}.\text{C}^{-1}.\text{s}^{-1/2}$. Pour l'isolation du capteur, nous avons choisi l'échantillon ayant la plus faible conductivité thermique. Les propriétés thermiques du matériau utilisé pour l'isolation du capteur sont présentées dans le tableau 3.4.

Tableau 3. 2 : Propriétés thermiques des échantillons G1 pour différentes porosités

Échantillons	Porosité (%)	Conductivité	Effusivité
		Thermique ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)	Thermique ($\text{J.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}.\text{s}^{-1/2}$)
G1A	66,3	0,132	228
G1B	74,3	0,124	206
G1C	76	0,109	193
G1D	81,6	0,987	183

Tableau 3. 3 : Résultats thermiques des échantillons G2 avec la porosité.

Échantillons	Porosité (%)	Conductivité	Effusivité
		Thermique ($\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$)	Thermique ($\text{J.m}^{-2}.\text{°C}^{-1}.\text{s}^{-1/2}$)
G2A	82	0,119	200
G2B	86,8	0,108	178
G2C	89	0,979	180
G2D	93,4	0,914	168

Tableau 3. 4 : Propriétés du matériau biosourcé utilisé pour l'isolation du capteur.

Propriétés physiques	Symboles	Valeurs
Masse volumique (kg.m^{-3})	ρ_{is}	322,4
Capacité calorifique massique ($\text{J.kg}^{-1}.\text{k}^{-1}$)	$C_{p_{\text{is}}}$	272
Effusivité thermique ($\text{J.m}^{-2}.\text{C}^{-1}.\text{s}^{-1/2}$)	E_{is}	178
Conductivité thermique ($\text{W.m}^{-1}.\text{k}^{-1}$)	λ_{is}	0,108
Épaisseur de l'isolant (m)	e_{is}	0,03

III.4. Instrumentation du capteur solaire double passe à air

Des campagnes de mesures ont été réalisées sur le capteur solaire à l'École Supérieure Polytechnique de Dakar en ensoleillement naturel durant les mois d'avril et mai. Le rayonnement est collecté par un pyranomètre situé à côté du capteur qui est orienté face sud [18] et incliné à 15°.

Le débit d'air à l'entrée du capteur, supposé à la température ambiante, est mesuré avec un anémomètre. Le rendement du système sur une journée est assujéti aux conditions extérieures (ensoleillement, température). Les mesures sont effectuées avec une centrale d'acquisition de données (Agilent 34970A) munie de deux multiplexeurs, comprenant respectivement 19 thermocouples pour le premier 34901A et 17 connexions pour le second 34908A (figure 3.10). La centrale de mesure Agilent est placée sous le capteur avec l'ordinateur. Un potentiomètre est utilisé pour régler la vitesse du ventilateur.

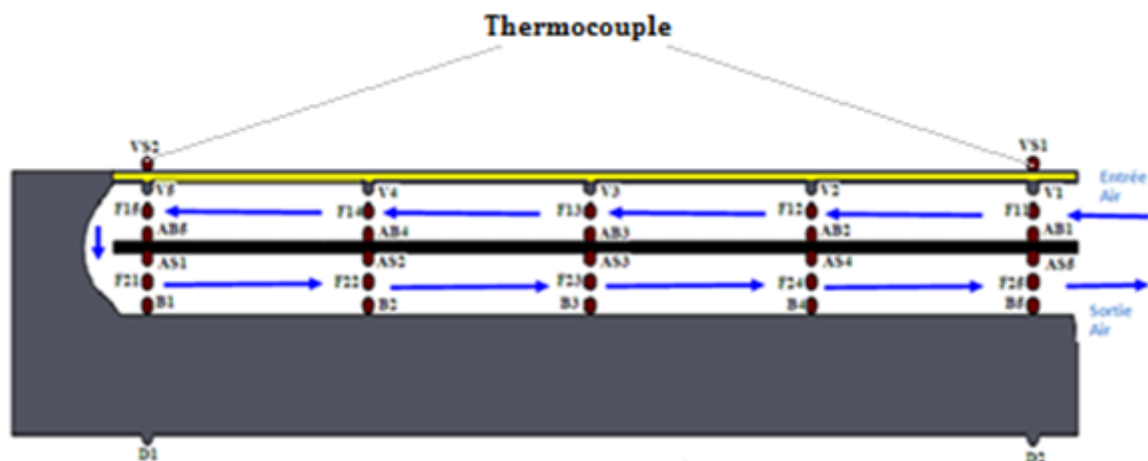


Figure 3. 10: Position des thermocouples dans le capteur.

- **Incertitude des mesures**

Des erreurs et des incertitudes pourraient découler du choix des instruments, l'établissement du modèle, l'étalonnage, l'environnement, l'observation, la lecture et l'essai. L'expérience actuelle dans les capteurs solaires a permis de mesurer les températures, le rayonnement solaire et la vitesse de l'air grâce à l'utilisation d'appareils appropriés.

Le tableau 3.2 présente les incertitudes qui se sont produites au cours des expérimentations. L'écart de la moyenne, dérive de l'analyse statistique des mesures rapportées à chaque point du fonctionnement en régime permanent du capteur. De n observations X_j (avec la moyenne arithmétique $\bar{x}$) liées à une quantité X , l'incertitude associée [19] est donnée par :

$$\Omega_{A,X} = \left(\frac{\sum_{j=1}^n (x_j - \bar{x})^2}{n(n-1)} \right)^{1/2} \quad (3-2)$$

L'erreur de l'estimation des résultats est évaluée en utilisant la relation suivante [20]

$$\delta = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n \frac{|\hat{x}_j - x_j|}{\hat{x}_j} \quad (3-3)$$

Où $\hat{x}_j$, x_j et n sont respectivement l'estimation des valeurs théoriques, les valeurs expérimentales et le nombre de séries de mesure, dans notre cas, cette erreur est estimée à 3%.

Tableau 3. 2: Incertitudes de mesures des paramètres

Paramètres	Incertitudes de mesure Ω comprises entre
Température ambiante °C	$[\pm 0,04 - \pm 0,30]$
Températures mesurées °C	$[\pm 0,01 - \pm 0,5]$
Vitesse de l'air (m/s)	$[\pm 0,15 - \pm 0,25]$
Rayonnement solaire (w/m ²)	$[\pm 0,3 - \pm 1,4]$

L'hypothèse qui consiste à négliger la conduction transversale dans l'absorbeur est vérifiée par la figure 3.11 qui montre un écart relativement faible entre les températures mesurées sur les faces supérieure et inférieure de l'absorbeur.

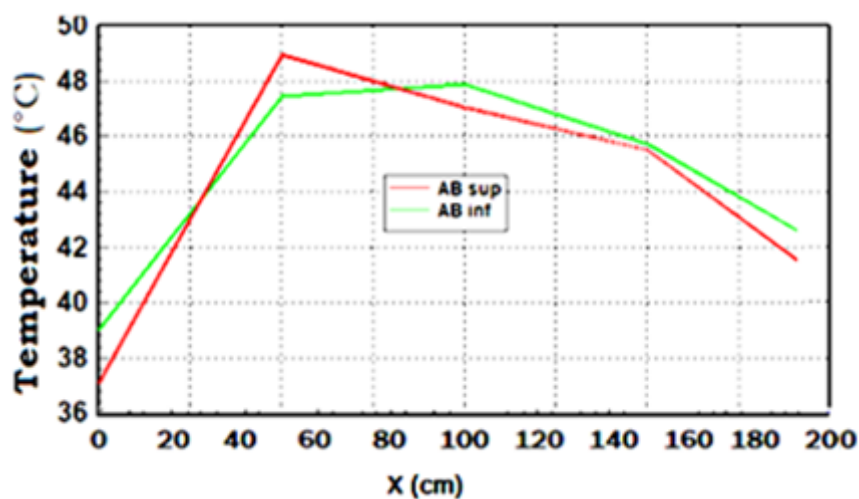


Figure 3.11: Evolution des températures mesurées sur les faces supérieure et inférieure de l'absorbeur.

III.5. Résultats expérimentaux du capteur sans ailettes

III.5.1. Influence du débit

Pour un ensoleillement de 900 W/m^2 mesurée à 13h, la figure 3.12 montre pour trois valeurs du débit massique, le profil de température de l'air respectivement dans les phases aller et retour. On constate que pour $0,023 \text{ kg/s}$, $0,035 \text{ kg/s}$ et $0,051 \text{ kg/s}$, on a respectivement les températures de sortie du fluide caloporteur de 342 K (69°C), 338 K (65°C) et 332 K (59°C). Ainsi, on remarque que plus le débit diminue plus la température de sortie de l'air augmente. Résultat évident puisque la durée de séjour du fluide est plus courte pour les hauts débits. L'échange de chaleur absorbeur-air est plus important pour les faibles débits.

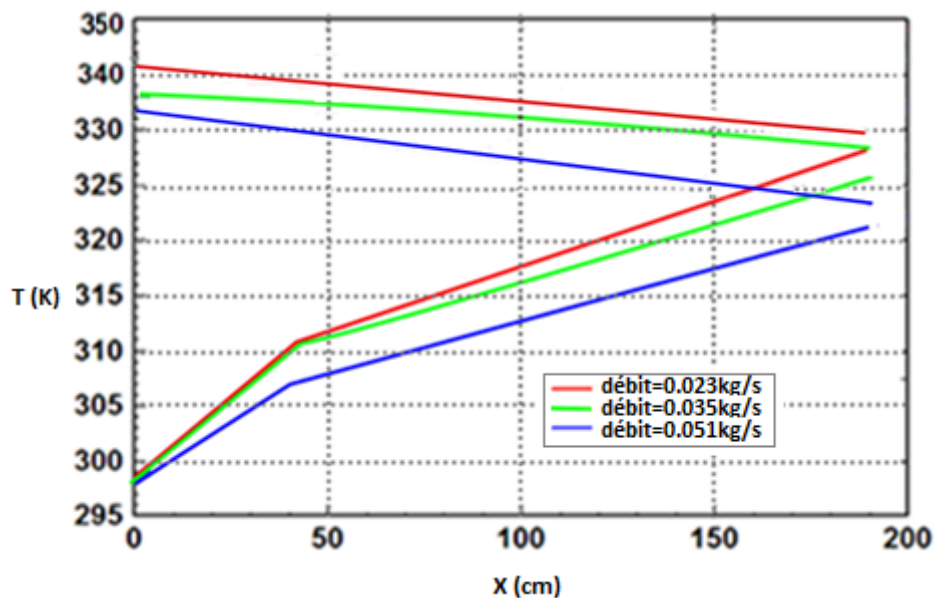


Figure 3. 12: Évolution de la température de l'air dans le canal supérieur et inférieur le long du capteur pour différents débits à 13 h.

III.5.2. Comparaison des résultats numériques et expérimentaux

La figure 3.13 montre l'évolution de la température de l'air le long du capteur pour un débit de 0.023 kg/s et pour valeurs du flux solaire 600 W/m^2 à $t=9\text{h}$ et 900 W/m^2 à $t=14\text{h}$, en utilisant les modèles théoriques et expérimentaux. Nous pouvons constater que l'allure des courbes expérimentales et théoriques sont en bon accord à $t=9 \text{ h}$ mais présentent des écarts (environ 5 K) à $t=14\text{h}$.

Cet écart s'explique par les pertes thermiques du capteur, les marges d'erreur du modèle et le traitement numérique.

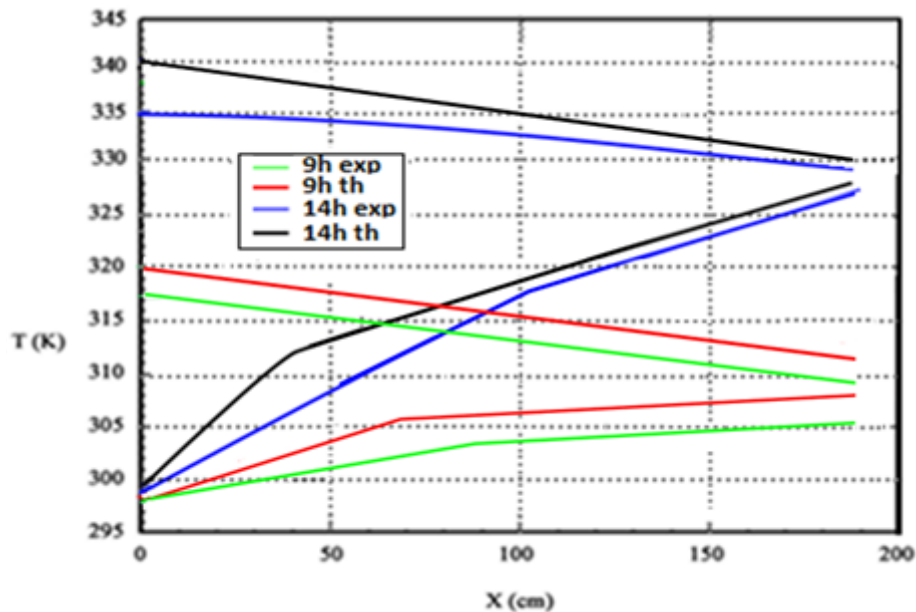


Figure 3.13: Évolution des températures du fluide mesurées et calculées.

III.6. Résultats expérimentaux du capteur avec ailettes

III.6.1. Évolution de la température de l'air dans le capteur

La figure 3.14 montre les températures de l'air le long du capteur à 9 h ($\Phi=400 \text{ W/m}^2$), pour un débit massique de 0.023 kg/s . Pour un rayonnement solaire de 400 W/m^2 à $t=9 \text{ h}$. Au début du retour dans le canal inférieur, on note augmentation de $4 \text{ }^\circ\text{C}$ correspondant à une température de sortie de $37 \text{ }^\circ\text{C}$. Cette baisse serait due aux pertes par l'avant du capteur.

À $t=13 \text{ h}$ on constate une élévation de la température du fluide dans le canal supérieur comprenant les ailettes 335 K ($62 \text{ }^\circ\text{C}$) avant d'atteindre 342 K ($69 \text{ }^\circ\text{C}$) en fin de course dans le canal inférieur correspondant à une température de sortie maximale pour un rayonnement de 900 W/m^2 .

À $t=17 \text{ h}$ Malgré la baisse du flux solaire, on voit l'effet des ailettes qui contribuent à augmenter l'inertie du capteur à cet instant provoquant une légère hausse dans le canal inférieur correspondant à une température de sortie de 325 K .

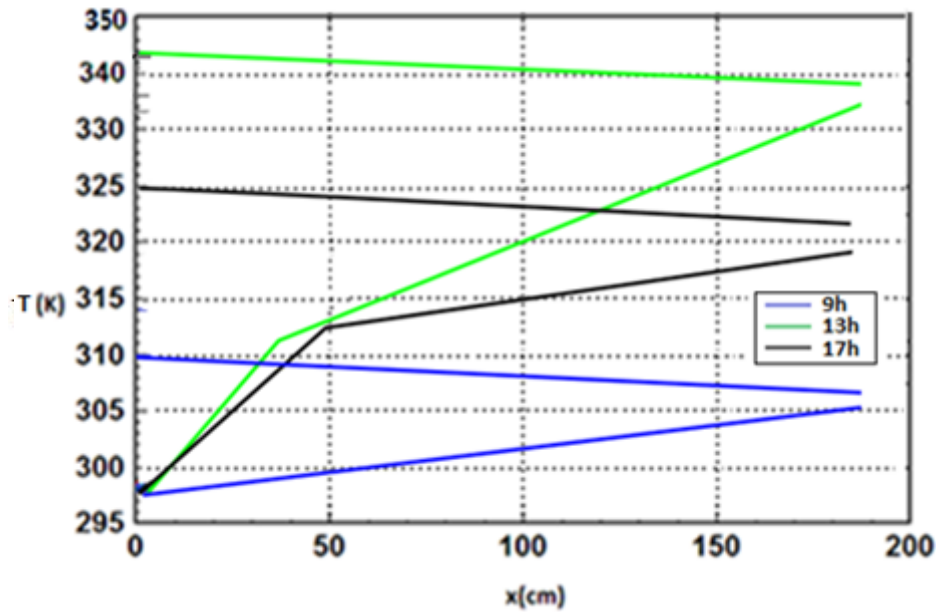


Figure 3.14: Évolution de la température du fluide aux instants 9 h, 13 h et 17 h.

III.6.2. Comparaison des résultats numériques et expérimentaux

Pour un débit masse de 0,23 kg/s nous avons effectué une analyse comparative des résultats expérimentaux et les résultats théoriques aux instants 9 h, 13 h et 17 h (figure 3.15). Ces figures montrent un bon accord entre les allures des températures calculées et mesurées et présentent globalement un écart allant de 2 à 3 °C.

Cette faible différence pourrait être due à plusieurs facteurs : les hypothèses simplificatrices du modèle ; la puissance du processeur de traitement des données du programme et de sa précision ; la précision des données de mesure (pyromètre, anémomètre, les thermocouples...). Ces tendances ont permis de valider le modèle.

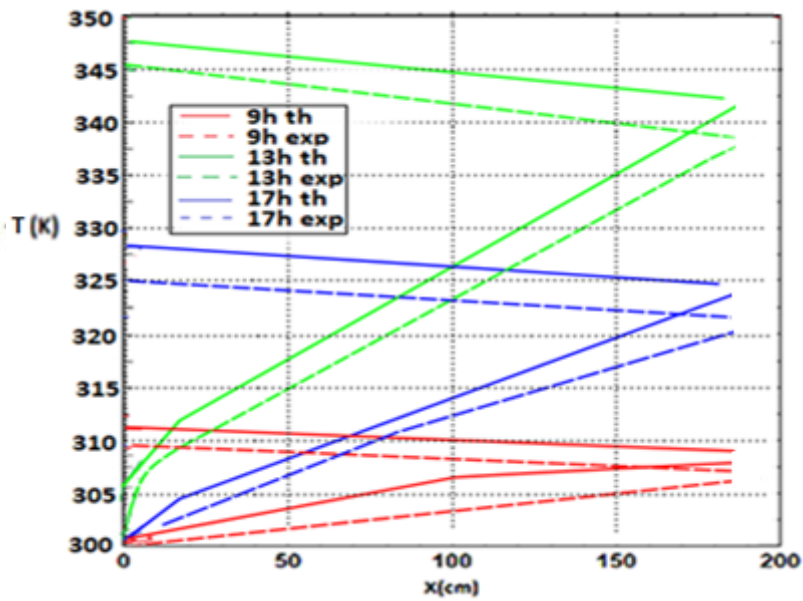


Figure 3.15 : Évolution des températures du fluide mesurées et calculées aux instants 9 h, 13h et 17h.

III.6.3. Influence du débit sur la température de sortie

Pour un flux solaire de 900 W/m^2 à 13 h, la figure 3.16 montre l'impact du débit massique sur la température de l'air le long du capteur. Pour ce qui concerne la température de sortie, on obtient 69°C (342 K) pour 0.023 kg/s , 65°C (338 K) pour 0.035 kg/s et enfin 57°C (330 K) pour 0.051 kg/s .

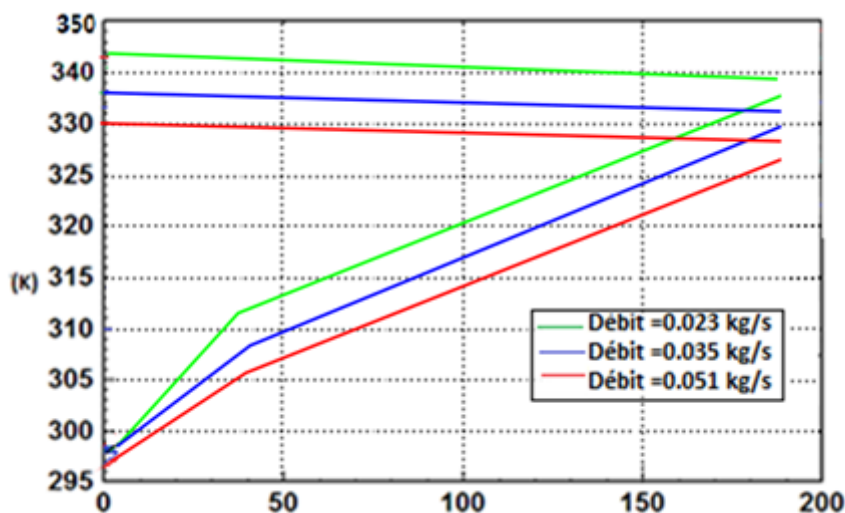


Figure 3.16: Évolution de la température du fluide pour différents débits, $t=13\text{h}$.

III.6.4. Rendement du capteur

La performance du capteur se mesure en termes d'évolution de son rendement. Dans la figure 3.17, on voit que l'efficacité thermique augmente avec la diminution du débit massique et au-delà d'une valeur de $m = 0,051 \text{ kg/s}$ l'augmentation de l'efficacité thermique devient faible. Ces résultats sont très proches de ceux obtenus par Ahmad Fudholi et al [21], qui ont évalué le capteur double passe à air avec le même type d'ailettes placées en quinconce dans le canal inférieur du capteur.

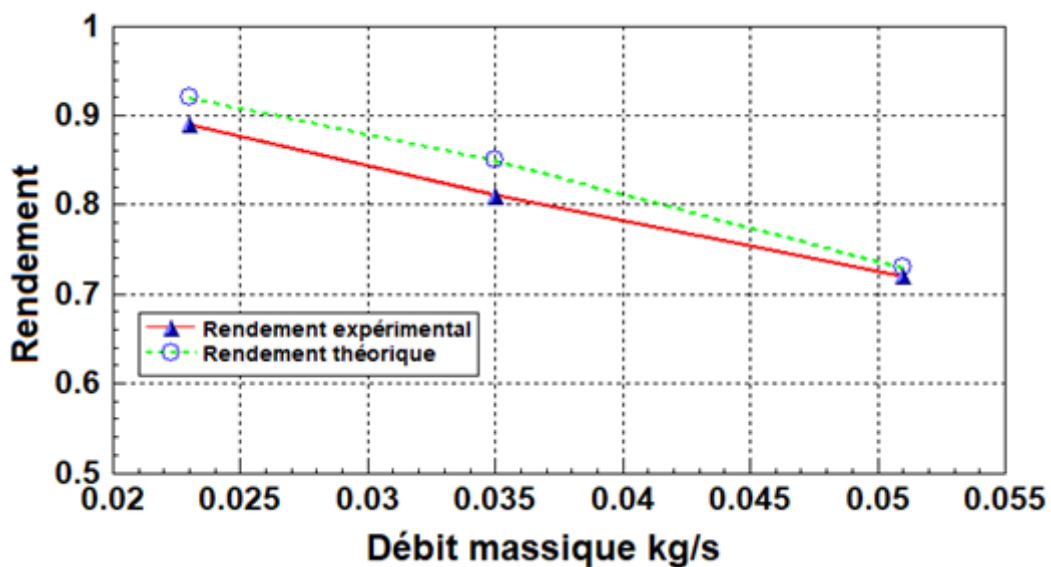


Figure 3.17: Rendement en fonction du débit.

III.7. Conclusion

Dans ce travail, nous avons présenté et comparé les résultats obtenus à partir de l'étude expérimentale et ceux issus du modèle théorique. L'objectif étant la production de l'air chaud permettant d'alimenter et d'améliorer les systèmes de séchage. Pour cela, nous avons conçu le dispositif expérimental du capteur solaire, réalisé puis caractérisé le système d'isolant thermique basé sur un matériau biosourcé composé de tiges de mil broyées facilement accessible, effectué les campagnes de mesures et analysé les résultats permettant de décrire le comportement thermique du capteur.

La comparaison des résultats a montré un accord acceptable entre le modèle et l'expérience. L'évaluation des performances du capteur solaire double passe avec ailettes a montré une forte influence du débit et le rayonnement solaire sur son rendement énergétique. Le rendement

optimal est d'environ 77 %, pour un débit correspondant à 0,023 kg/s. Nous avons constaté une augmentation du rendement d'environ de 70 à 80 % pour une variation du rayonnement solaire de 400 à 900 W/m². Ces résultats seront par la suite utilisés pour estimer correctement le coefficient d'échange entre l'air et l'absorbeur en vue d'une meilleure optimisation des performances du capteur solaire.

CHAPITRE IV

ESTIMATION DU COEFFICIENT D'ÉCHANGE DE CHALEUR

IV.1. Introduction

La dernière étape de ce travail consiste, à partir de la maîtrise de modèles directs et de mesures thermiques réalisées au sein du capteur solaire double passe à air, de mieux estimer certaines grandeurs comme les coefficients d'échange entre le fluide et l'absorbeur. Au cours de ces dernières années, de nombreux travaux ont été consacrés à ce sujet tant sur le plan scientifique qu'industriel. On fait souvent appel à ces méthodes pour évaluer des paramètres souvent inaccessibles comme le coefficient d'échange de chaleur par convection, les flux de chaleur ou encore les températures en surface [1]. Plusieurs applications font appel à ces méthodes comme exemple les outils de coupe, les échangeurs de chaleur, et plus particulièrement les capteurs solaires.

L'évaluation du coefficient d'échange dans les problèmes de transfert de chaleur entre une paroi telle que l'absorbeur d'un capteur et le fluide caloporteur s'appuie sur des hypothèses basées sur des modèles empiriques d'estimation locale. La technique consiste à considérer des grandeurs moyennes telles que la vitesse et la température afin de simplifier le modèle traduisant le bilan thermique dans les domaines solide et fluide. Plusieurs corrélations reliant le nombre de Nusselt aux nombres de Reynolds et de Prandtl ont été définies à cet effet.

La complexité du phénomène d'échange thermique local au niveau dans une paroi fait qu'il est souvent difficile de déterminer la répartition du coefficient d'échange le long de celle-ci. Afin d'estimer le coefficient d'échange sur une surface, différentes méthodes sont utilisées. On peut déduire un coefficient d'échange de la variation des températures en régime transitoire ou stationnaire [2-3]. Dans la plupart de ces cas, on impose un flux ou une température à la surface du collecteur.

Des études ont montré que le coefficient d'échange change en fonction du temps [4] et une simulation numérique sur une surface en PVC soumise à un écoulement d'air l'a confirmée [5].

Dans notre cas, les coefficients d'échange entre le fluide et l'absorbeur seront estimés à l'aide de la méthode de spécification de fonctions [6] couramment utilisée pour estimer les conditions de surface.

IV.2. Étude bibliographique sur les techniques inverses

IV.2.1. Généralités

L'étude des problèmes inverses nécessite une attention particulière vue la complexité des paramètres à évaluer [7].

D'un point de vue physique ou expérimental, il est d'usage de qualifier de problèmes inverses comme l'évaluation d'une grandeur physique p inaccessible à l'expérience, à partir de la mesure d'une autre grandeur notée d accessible à l'expérience, connaissant un modèle mathématique du phénomène étudié. Ces méthodes jouent un rôle important dans de nombreux domaines de la physique tels que: l'imagerie médicale (échographie, scanners, rayons X, ...); l'ingénierie pétrolière (prospection par des méthodes sismiques, magnétiques, identification des perméabilités dans un réservoir ...); l'hydrogéologie (identification des perméabilités hydrauliques); la chimie (détermination des constantes de réaction); l'acoustique sous-marine; la mécanique quantique (détermination du potentiel); le traitement d'image (restauration d'images floues); surfaces inaccessibles (surface interne d'un tube); milieu extérieur agressif (incendie, soudage, etc.); interface entre deux solides en frottement (cas des freins).

Deux problèmes sont dits inverses l'un de l'autre si la formulation de l'un met l'autre en cause. Cette définition comporte une part d'arbitraire, et fait jouer un rôle symétrique aux deux problèmes considérés. Une définition plus opérationnelle est qu'un problème inverse consiste à déterminer des causes connaissant des effets. Ainsi, ce problème est l'inverse de celui appelé problème direct, consistant à déduire les effets, les causes étant connues [37].

Nous avons deux types de problèmes dans la résolution de ces équations.

Dans la logique cartésienne, nous avons appris à poser, puis résoudre des problèmes pour lesquels les causes sont données, et l'on cherche les effets, ce sont les problèmes dits directs. La prédiction de l'état futur d'un système physique, connaissant son état actuel, est l'exemple type du problème direct. Ceux qui admettent pour toute mesure une solution unique continue sont dits bien posés. Ils seront alors résolus de façon exacte ou approchée par des méthodes classiques.

Les problèmes inverses font référence à ceux qui sont dits mal posés, c'est-à-dire que l'existence, l'unicité ou la continuité de la solution (par rapport aux mesures) n'est pas vérifiée. Cela pourrait être la reconstitution de l'état passé du système connaissant son état

actuel (si ce système est irréversible), ou la détermination de paramètres du système, connaissant (une partie de) son évolution.

D'un point de vue physique, cela signifie qu'une mesure, en tenant compte des incertitudes, peut correspondre à un grand ensemble de valeurs d'un phénomène étudié, qui peuvent être très différentes les unes des autres.

Une difficulté pratique de l'étude des problèmes inverses est qu'elle demande souvent une bonne connaissance du problème direct, ce qui se traduit par le recours à une grande variété de notions tant physiques que mathématiques. Le succès dans la résolution d'un problème inverse repose en général sur des éléments spécifiques à ce problème.

Les méthodes utilisées permettent souvent l'évaluation d'une grandeur suffisamment porteuse d'information pour permettre l'identification de ce que l'on cherche [8-9].

La précision du modèle de résolution inverse est fonction de plusieurs paramètres qui sont bien décrites dans [7] :

- les données expérimentales constituent les intrants potentiels du modèle et la moindre erreur, inhérente à toute mesure, est amplifiée et peut provoquer une oscillation dont l'amplitude masque la variation réelle de la température de surface, ce qui implique des erreurs de mesures.
- Les données collectées sont en nombre fini, même si le modèle mathématique les décrit en termes de fonctions.
- La discrétisation du modèle mathématique conduit à effectuer des interpolations d'un modèle continu.
- Le modèle lui-même repose sur le réajustement d'une situation physique, et des hypothèses simplificatrices.

Les méthodes de résolution des problèmes inverses se répartissent, en trois catégories [10]. Nous avons dans un premier temps les méthodes basées sur l'analyse mathématique et la théorie des fonctions, elles transforment un problème mal posé en un problème bien posé en jouant sur les espaces utilisés pour décrire les variables et leurs topologies. Les méthodes s'appuyant sur la régularisation des problèmes mal posés, Tikhonov [11]. Et enfin les méthodes d'inversion aléatoire [12], qui supposent que toutes les variables sont aléatoires, afin de représenter correctement les problèmes liés aux incertitudes.

IV.2.2. Le caractère mal posé d'un problème inverse

Un problème est dit bien posé (au sens de Hadamard) [13] s'il remplit les trois conditions suivantes :

- Existence d'une solution,
- Unicité de la solution,
- Stabilité de la solution

Il suffit qu'une seule de ces conditions ne soit pas vérifiée pour que le problème soit mal posé. Plusieurs auteurs [14-15-16] exposent les problèmes d'existence, d'unicité et de stabilité des problèmes inverses de conduction de chaleur (PICC) [17-18]).

IV.2.3. Méthodes de résolution des problèmes inverses

Plusieurs travaux ont été réalisés sur les problèmes inverses et diverses méthodes [19-20] ont été proposées pour les résoudre.

Certaines utilisent des méthodes dites analytiques la transformation de Laplace ou d'autres processus de transformation, elles sont plus applicables aux problèmes linéaires [21]. Certains travaux ont proposé une méthode pour calculer la fonction originale avec la transformée de Laplace dans le cas où les variations du flux ne sont pas trop brutales [22]. D'autres appliquent les modèles numériques de types différences volumes ou éléments finis. Et enfin des méthodes d'estimation basée sur la minimisation d'une fonctionnelle sur l'écart entre les grandeurs calculées et mesurées. Nous allons présenter quelques-unes de ces méthodes.

IV-2.3.1. Méthode itérative avec problème adjoint

Cette méthode s'appuie sur la théorie du calcul variationnel et sur les méthodes d'optimisation (gradient, gradient conjugué, Newton, ...). Pour plus de détails, se référer par exemple aux travaux de Jarny [25] et Artioukhine [26].

IV.2.3.2. Méthode de retour vers la surface

Adaptée aux problèmes à deux dimensions, elle s'apparente aux méthodes des différences finies. La première phase consiste à résoudre le problème direct entre les conditions aux limites et un point de mesure ou un intervalle de mesure. On s'appuie par la suite sur ces résultats pour évaluer les paramètres inaccessibles par méthodes inverses [27]. La discrétisation du modèle mathématique permettra de calculer les paramètres recherchés [28-29]. Ils existent aussi des méthodes très proches qui évaluent le paramètre à estimer à chaque

pas de l'inversion [30] ou la substitution de celui-ci à sa moyenne arithmétique pour chaque instant [31].

IV.2.3.3. Méthode des éléments de frontières

Souvent utilisée pour résoudre le problème direct, la méthode des éléments de frontières s'appuie sur la relation entre les conditions aux limites et les paramètres internes calculés aux points de mesure [23 -24].

L'avantage de cette méthode est que le maillage est limité aux frontières décrites et aux points de mesure réduisant la taille de la résolution du système. Le fait d'avoir simultanément sur une même frontière des paramètres différents tels que la température et la densité de flux surfacique, est aussi un intérêt pour cette méthode.

IV.2.3.4. Méthode de spécification des fonctions

C'est une méthode [16] séquentielle, bien adaptée aux problèmes bidimensionnelles [32-33], et dont le principe est basé sur la minimisation de la somme suivante :

$$J(h) = \sum_{i=1}^{nth} \sum_{j=1}^{ntf} (T(x_i, t_{n+j}, h) - T_m(x_i, t_{n+j}))^2 \quad (4.1)$$

Où $T_m(x_i, t_{n+j})$, $(T(x_i, t_{n+j}, h))$ représentent respectivement les températures mesurées (ou simulées) et estimées (calculées) par le problème direct à l'instant $t_{n+j} = (n+j) \Delta t$ et au point x_i , nth est le nombre de capteurs instrumentes, ntf est le nombre de températures futures.

Le principe de minimisation de la somme (4.1) revient à vérifier la condition de stationnarité :

$$J'(h^{n+1}) = 2 \left\{ \sum_{i=1}^{nth} \sum_{j=1}^{ntf} (T(x_i, t_{n+j}; h^{n+1}) - T_m(x_i, t_{n+j})) \right\} \frac{\partial T^{n+j}}{\partial h^{n+1}} = 0 \quad (4.2)$$

Dans laquelle $T(x_i, t_{n+j};)$ est approximé par un développement de Taylor au premier ordre :

$$T(x_i, t_{n+j};) = T(x_i, t_{n+1}) + (h^{n+1} - h^n) \frac{\partial T^{n+j}}{\partial h^{n+1}} \quad (4.3)$$

Où $T(x_i, t_{n+1};)$ représente la température calculée par résolution du problème direct en supposant $h^{n+1} = h^{n+2} = \dots = h^{n+j}$

Le coefficient de sensibilité est défini par le rapport $H_i^{n+j} = \frac{\partial T^{n+j}}{\partial h^{n+1}}$ de l'expression (4.3). Il est approché par la relation suivante :

$$H_i^{n+j} = \frac{T^{n+j}(h^n + e.h^n) - T^{n+j}(h^n)}{e.h^n} \quad (4.4)$$

Ou e est un paramètre de sensibilité, très faible, choisi a priori.

La combinaison des relations précédentes permet d'obtenir la variation Δh^n du coefficient d'échange.

$$\Delta h^n = \frac{\sum_{i=1}^{nth} \sum_{j=1}^{ntf} H_i^{n+j} (T_i^{n+j} + T_{m_i}^{n+j})}{\sum_{i=1}^{nth} \sum_{j=1}^{ntf} (H_i^{n+j})^2} \quad (4.5)$$

Et par suite :

$$h^{n+1} = h^n + \Delta h^n \quad (4.6)$$

IV.3. Estimation du coefficient d'échange

Le capteur solaire double passe à air est instrumenté à l'aide de thermocouples permettant de mesurer les températures sur les parois de l'absorbeur dans le canal supérieur (figure 4.1). La génération de l'écoulement dans le canal entre l'absorbeur et la vitre est réalisée à l'aide d'un ventilateur piloté par un moteur à vitesse réglable. L'anémomètre placé à l'entrée permet d'obtenir un profil de vitesse.

Le capteur reçoit le flux solaire journalier qui réchauffe la plaque absorbante et la vitre. La vitesse de l'air dans le capteur varie de 0.023 à 3 m.s^{-1} , ce qui correspond à des nombres de Reynolds compris entre 200 et 2560. Afin d'augmenter l'émissivité de l'absorbeur, une fine couche de peinture noire a été déposée sur ses faces.

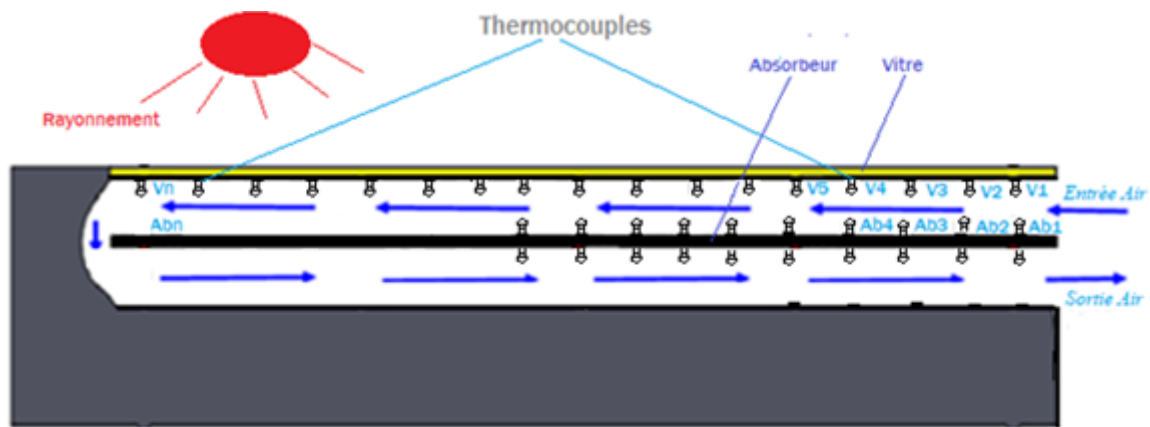


Figure 4.1: Localisation des points de mesure dans le canal supérieur du capteur.

Les mesures de températures obtenues aux différents points de mesure seront utilisées pour estimer le coefficient d'échange le long de l'absorbeur.

La zone d'étude est placée au milieu du canal afin d'éviter tout effet de bords indésirables.

IV.3.1. Présentation du modèle direct étudié

Dans ce chapitre, on propose une estimation du coefficient d'échange entre l'absorbeur et le fluide caloporteur représenté par un écoulement d'air dans le capteur étudié.

Compte tenu du caractère dynamique du capteur solaire, le coefficient d'échange est considéré comme une grandeur variable en fonction de l'espace et du temps : $h=h(x,t)$.

Une approche plus complète de ce problème consisterait à estimer l'ensemble des coefficients d'échange, aussi bien radiatif que convectif, utilisé dans le modèle décrit dans le chapitre 2.

Compte tenu de l'importance des échanges entre l'absorbeur et le fluide caloporteur, nous avons focalisé notre étude uniquement sur l'estimation des coefficients d'échange au niveau de l'absorbeur. Les autres coefficients étant supposé connus dans cette analyse.

Rappelons l'équation de bilan au niveau de l'absorbeur :

$$(\rho C_p e)_{ab} \frac{\partial T_{ab}}{\partial t} + h_{c,f1-ab}(T_{ab} - T_{f1}) + \sigma \mathcal{F}_{ab-v}(T_{ab}^4 - T_v^4) - \alpha_{ab} \tau_v G(t) - h_{c,f-ab}(T_{f2} - T_{ab}) - \sigma \mathcal{F}_{ab-p}(T_p^4 - T_{ab}^4) = 0$$

On peut l'écrire sous la forme :

$$\frac{\partial T_{ab}}{\partial t} = h(x, t) \cdot (T_{f1} - T_{ab}) + S \quad (4.7)$$

$$\text{Avec } h(x, t) = \frac{h_{c,f1-ab}}{(\rho C_p e)_{ab}}$$

S représente le terme source dépendant des autres propriétés du capteur et des températures de ses autres composants, y compris celle de l'absorbeur :

$$S = -\frac{1}{(\rho C_p e)_{ab}} \left\{ \sigma \mathcal{F}_{ab-v}(T_{ab}^4 - T_v^4) - \alpha_{ab} \tau_v G(t) - h_{c,f-ab}(T_{f2} - T_{ab}) - \sigma \mathcal{F}_{ab-p}(T_p^4 - T_{ab}^4) \right\}$$

En posant : $T = T_{ab}$; $T_f = T_{f1}$, il vient :

$$\frac{\partial T}{\partial t} = h(x, t) \cdot (T_f - T) + S(T) \quad (4.8)$$

$$\text{Avec } T(0) = T_0 \text{ et } S(0) = S(T_0)$$

$$\text{et } S(T) = -\frac{1}{(\rho C_p e)_{ab}} \left\{ \sigma \mathcal{F}_{ab-v}(T^4 - T_v^4) - \alpha_{ab} \tau_v G(t) - h_{c,f-ab}(T_{f2} - T) - \sigma \mathcal{F}_{ab-p}(T_p^4 - T^4) \right\}$$

Le problème d'estimation du coefficient d'échange $h(x,t)$ consiste à minimiser le critère quadratique décrit par l'équation (4.1) en utilisant la méthode de spécification de fonctions décrites ci-dessus.

Les températures mesurées T_m sont réparties le long de la surface supérieure de l'absorbeur à différents positions et instants.

Le schéma explicite est utilisé pour la résolution du problème direct, voir chapitre 2.

IV.3.2. Algorithme numérique

Après lecture des températures mesurées, des données du système et initialisation du coefficient d'échange $h=h^{(0)}$ puis résolution du problème direct, une itération du calcul se compose des étapes suivantes :

Pour chaque position x_i .

- Calcul du problème direct avec $h_i^{(n)}$
- Calcul du problème direct avec $h_i^{(n)} + e \cdot h_i^{(n)}$
- Calcul du coefficient de sensibilité H_i^{n+j} , eq. 4.4
- Calcul de la variation de h : $\Delta h_i^{(n)}$, eq. 4.5
- Calcul du coefficient d'échange : $h_i^{(n+1)} = h_i^{(n)} + \Delta h_i^{(n)}$, et test de précision sur le critère.

Notons qu'à chaque itération n , le calcul du terme source $S(T)$ est évalué en résolvant le système complet avec tous les composants du capteur en utilisant le coefficient d'échange estimé à l'itération en cours n .

IV. 4. Présentation des résultats

IV. 4.1. Profil du coefficient d'échange entre le fluide et l'absorbeur

La figure 4.2 présente la répartition, en régime établi, du coefficient d'échange estimé entre l'absorbeur et le fluide dans la phase aller. Il est présenté aussi le long de la phase retour du fluide, figure 4.3. On retrouve une allure similaire à celle décrite dans la littérature. Les travaux de Vicky Rouss et al [36] vont aussi dans ce sens. Dans la phase retour du fluide, on remarque l'effet de changement de direction du fluide qui explique une légère augmentation du coefficient d'échange avant de décroître vers la sortie.

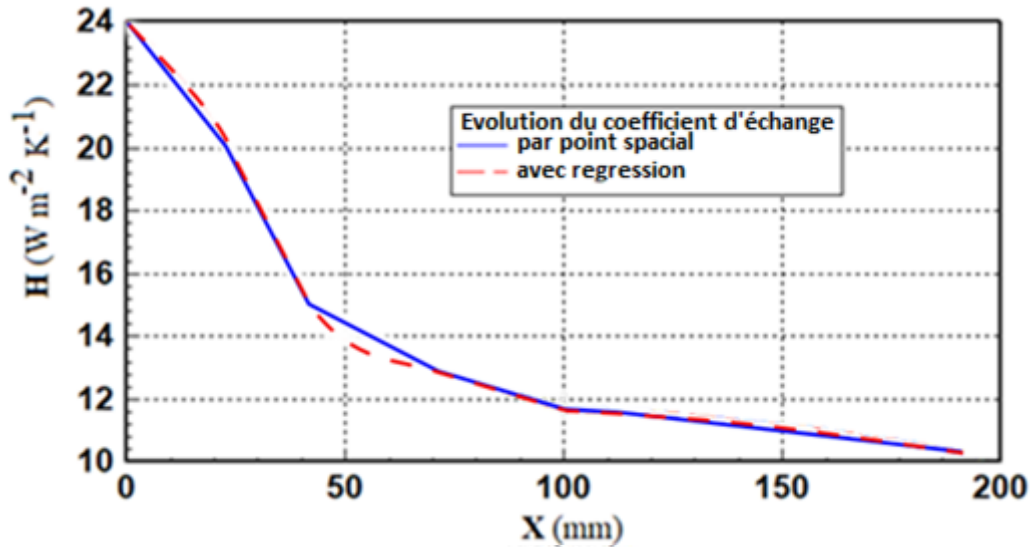


Figure 4.2: Profil du coefficient d'échange air- absorbeur dans le canal supérieur.

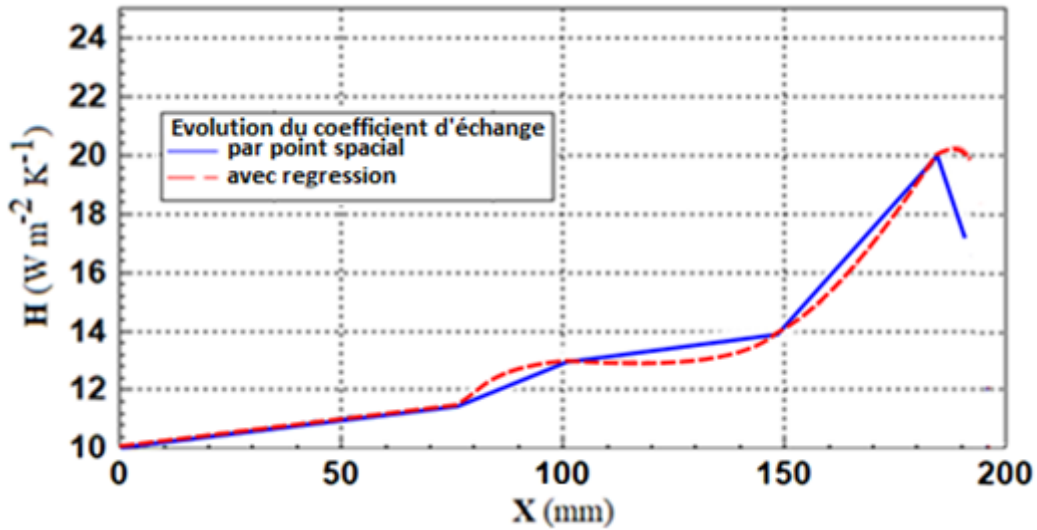


Figure 4.3: Profil du coefficient d'échange air - absorbeur dans le canal inférieur.

IV.4.2. Approximation analytique du coefficient d'échange

Une approximation du coefficient d'échange a été obtenue sous la forme analytique :

$$h(x) = a X^b + c \quad (4.9)$$

Les coefficients a , b et c sont obtenus à l'aide d'une régression au sens des moindres carrés entre les valeurs estimées de h et la forme analytique recherchée. Les valeurs obtenues sont :

$$a = -4.77, b = 0.2573, c = 28.32$$

soit :

$$h(x) = -4.77 X^{0.2573} + 28.32 \quad (4.10)$$

La figure 4.4 donne l'allure de la fonction $h(x)$ et les valeurs estimées. Le coefficient d'échange empirique constant utilisé dans le problème direct est également représenté.

La figure 4.5 donne l'allure de la fonction $h(x)$ ($a=9.902$; $b=0.0023$ et $c=0.19$) et les valeurs estimées dans la phase retour du fluide. On remarque que la valeur empirique de h correspond globalement à la moyenne des profils obtenus dans les cas.

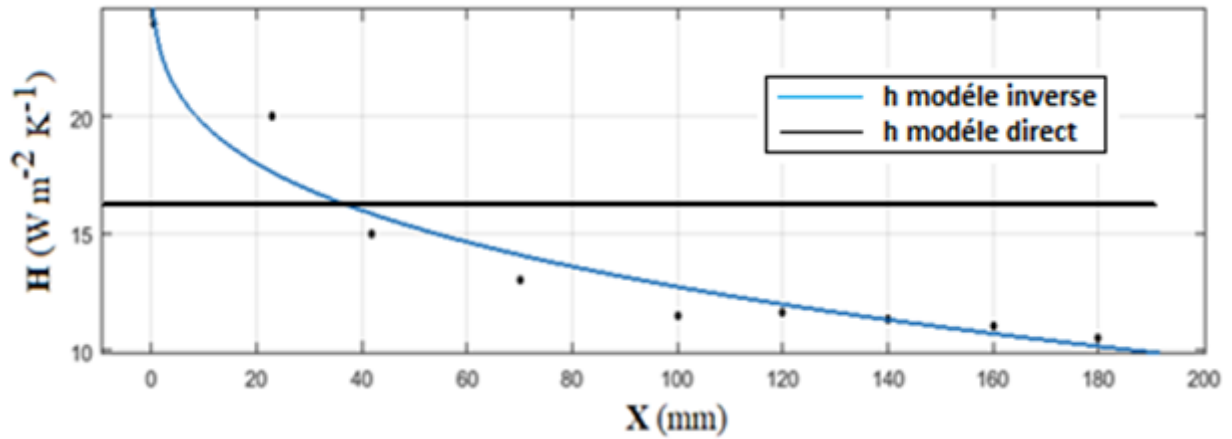


Figure 4.4: Fonction d'évolution du coefficient d'échange air- absorbeur supérieur.

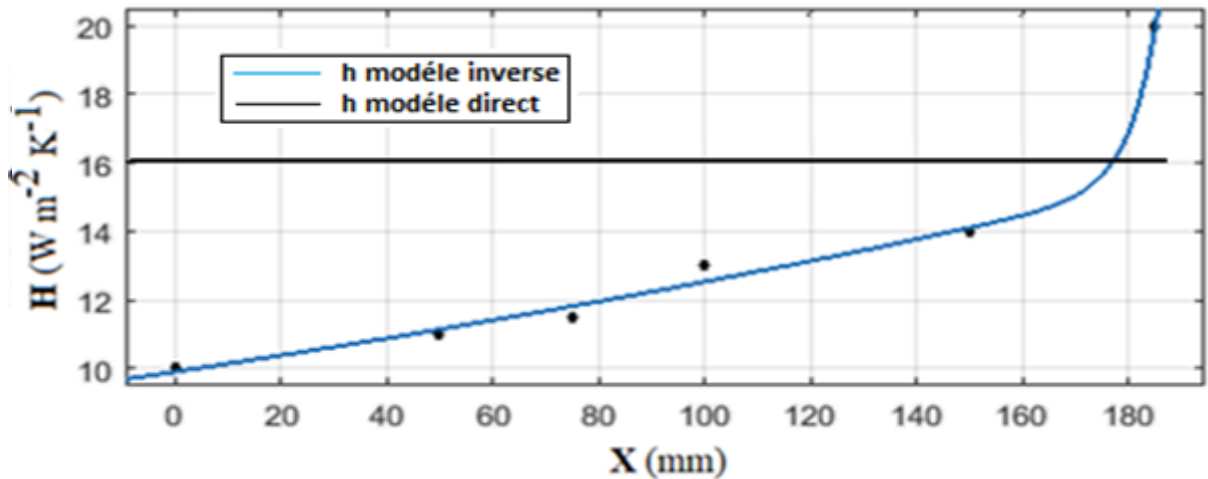


Figure 4.5: Fonction d'évolution du coefficient d'échange air- absorbeur inférieur.

Le profil du coefficient d'échange est presque conforme aux travaux de Stephan [35], figure 4.6, qui a établi une corrélation du nombre de Nusselt dans un conduit rectangulaire en fonction des nombres de Peclet et de Prandtl le long de la direction axiale x :

$$Nu = 0,664 Pe^{-1/2} Pr^{1/3} (x/D)^{-1/2} \quad (4.11)$$

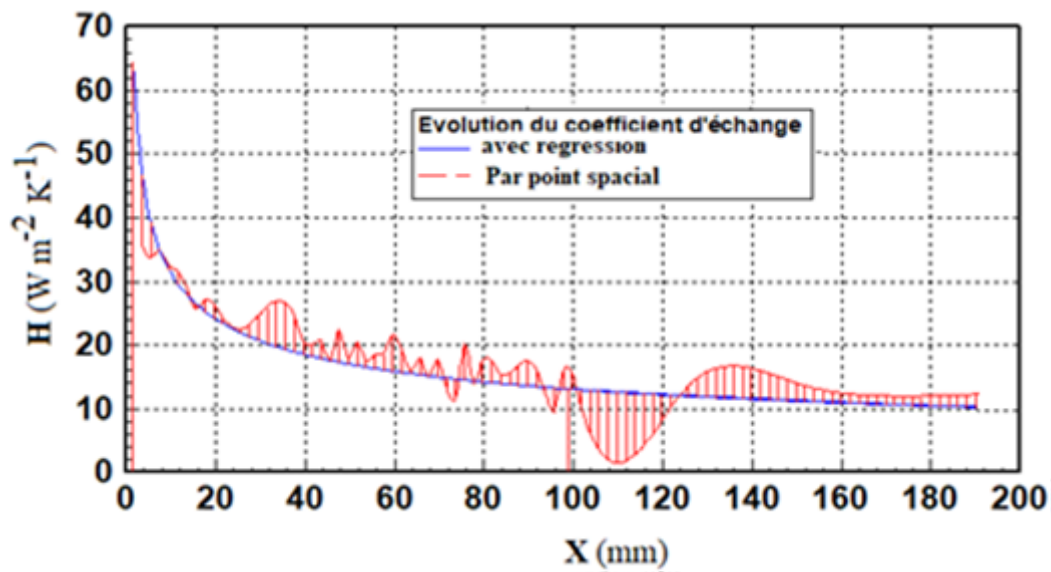


Figure 4.6 : Courbes d'évolution des coefficients d'échange, Stephan.

IV.4.3. Evolution du coefficient d'échange en fonction du temps

La méthode de spécification de fonctions permet d'identifier, au cours du temps, le coefficient d'échange absorbeur-fluide et la température de l'absorbeur.

La Figure 4.7 montrent le profil du coefficient d'échange estimé à trois instants $t=30$ mn, 180 mn et 300 mn. On retrouve l'allure générale des courbes présentée ci-dessus avec un écart relatif moyen, entre les trois instants, inférieur à 10%.

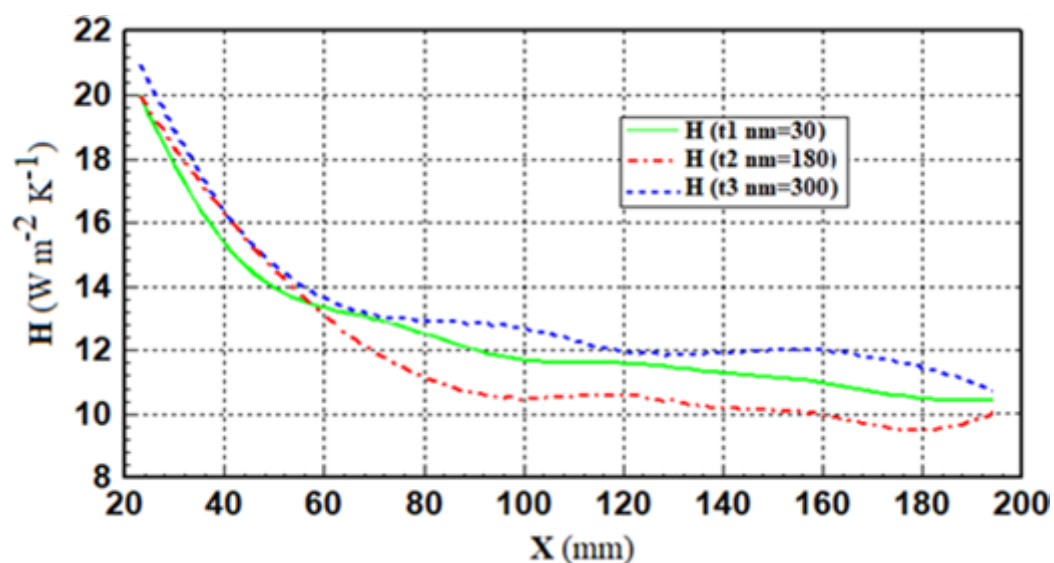


Figure 4.7: Courbes d'évolution des coefficients d'échange pour différents instants.

IV. 4.4. Intégration du coefficient d'échange estimé dans le modèle direct

La résolution du modèle direct établie dans le chapitre II a été effectuée avec l'utilisation d'un coefficient d'échange constant obtenu à partir de corrélations publiées dans la littérature. Avec le même système de résolution du modèle direct, nous allons intégrer les valeurs du coefficient d'échange qui varie cette fois-ci selon la position longitudinale de la paroi de l'absorbeur. Ce qui fait qu'à chaque pas d'espace, la valeur du coefficient d'échange calculée à partir de la méthode inverse est injectée dans la boucle d'itération de résolution du modèle direct.

La figure 4.8 montre simultanément la température de l'absorbeur obtenue avec le coefficient de transfert correspondant.

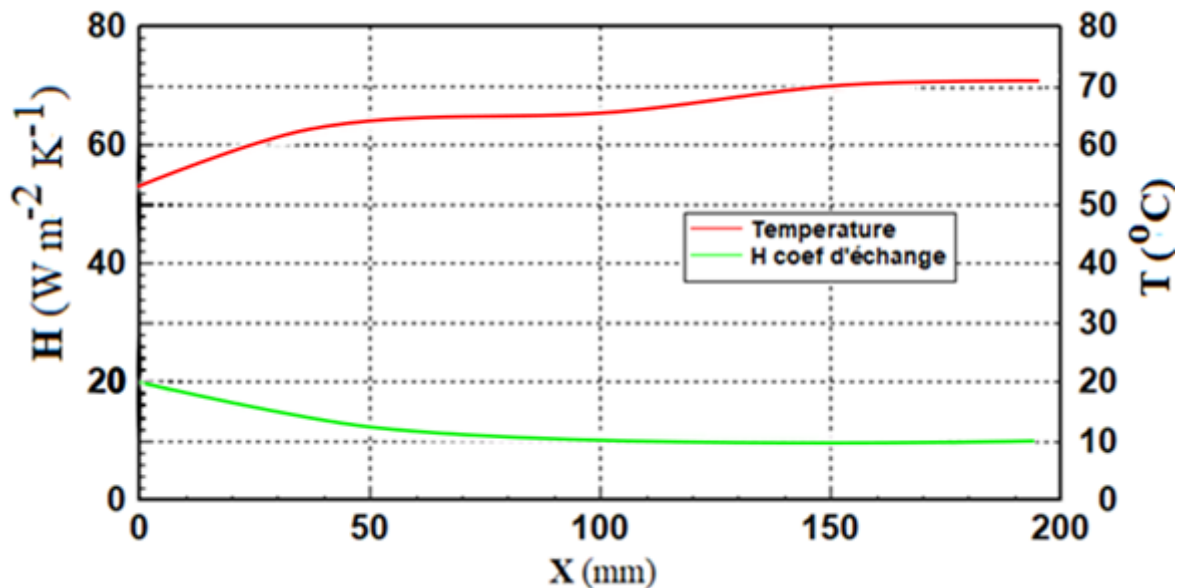


Figure 4.8: Profils du coefficient d'échange et de la température de l'absorbeur.

Le modèle direct global établi dans le chapitre II a été élaboré en considérant un coefficient d'échange convectif constant entre le fluide et la paroi de l'absorbeur ($h=16 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$). Il est obtenu à partir de relations empiriques sur les transferts convectifs forcés dans les conduits, ce qui explique les quelques écarts sur les résultats obtenus sur les températures du fluide le long du capteur solaire double passe à air.

Afin de réduire ces erreurs du modèle empirique, nous avons intégré dans le modèle direct, les valeurs du coefficient d'échange estimé puis approché par la relation polynomiale, présentées sur les figures 4.4 et 4.5 le long de l'absorbeur, côtés supérieur et inférieur. A

chaque pas d'espace, nous avons considéré la valeur du coefficient d'échange associée, selon les relations :

$h(x) = -4.7 \times 0.2 + 28.3$ dans la phase de circulation du fluide dans le canal supérieur.

$h(x) = 9.9 \times 0.002 + 0.19$ dans la phase de circulation du fluide dans le canal inférieur.

La figure 4.9 montre l'évolution des températures du fluide respectivement à 9 h et 17 h pour un débit de 0.023 kg/s. les profils de l'évolution des températures montre des phases de variation dans les zones où le coefficient d'échange est élevé. Ces parties correspondent aux entrées des canaux supérieur et inférieur du capteur où il y'a des frictions importantes entre le fluide et les parois de l'absorbeur.

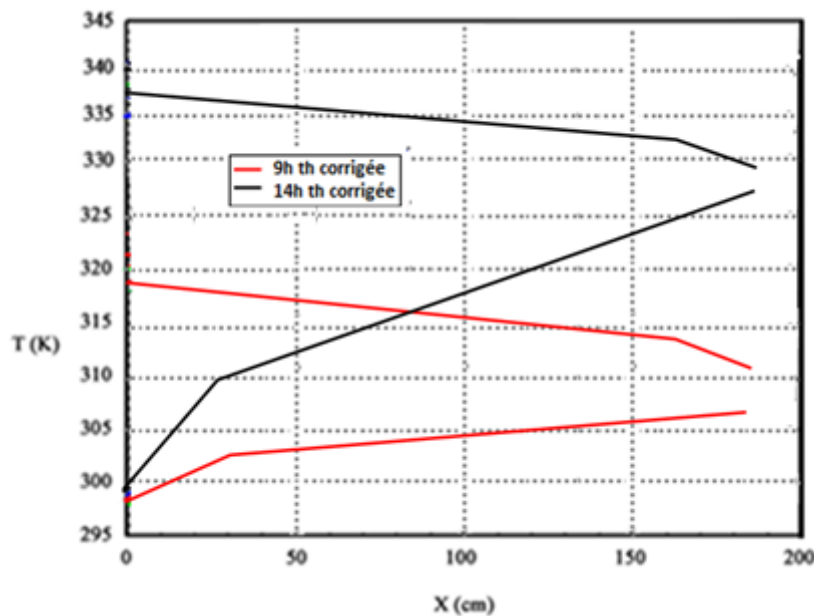


Figure 4.9: Evolution des températures du fluide obtenues avec le coefficient d'échange estimé.

IV. 4.5. Comparaison des températures estimées et mesurées

La variation du coefficient d'échange a une influence importante sur le comportement du capteur et donc sur les températures de ses composants (vitre, fluide 1, absorbeur, fluide 2, isolant). Il est donc intéressant de mettre en évidence l'intérêt d'estimer le coefficient d'échange sur la température du fluide caloporteur le long du capteur.

La figure 4.10 montre une comparaison, aux instants 9h et 14h, entre les profils de températures du fluide obtenus en résolvant le modèle direct avec des coefficients d'échange constants et estimés. Les températures mesurées ont été également reportées sur la même

figure. On peut observer une différence de 1 K à 14h et de 2 K à 9 h, entre les températures mesurées et celles estimées, ce qui montre une petite amélioration dans le comportement du capteur.

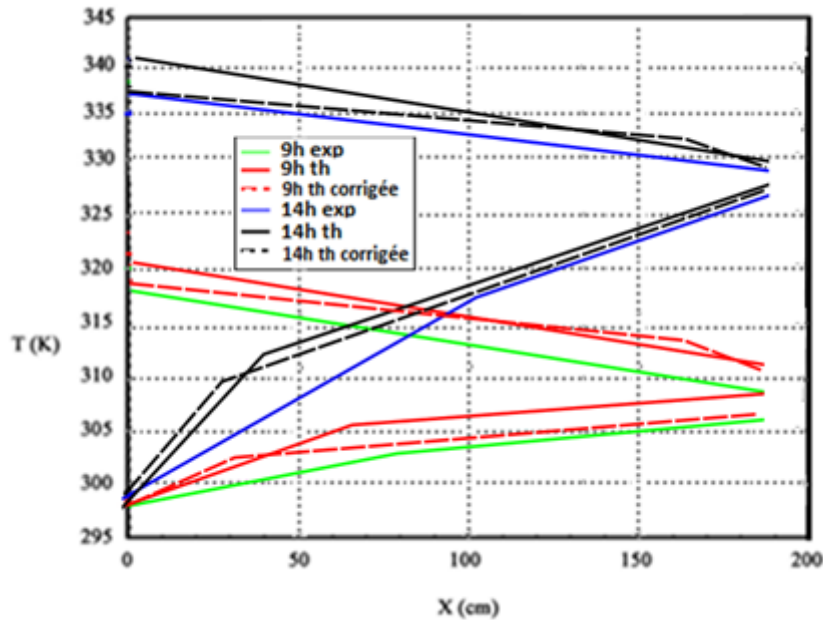


Figure 4.10: Températures du fluide mesurées et calculées avec le modèle global direct avec h constant et estimé.

IV. 5. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons estimé les variations du coefficient d'échange entre l'absorbeur et l'écoulement d'air par la méthode de spécification des fonctions. Les résultats obtenus ont montré des allures de profils en accord avec la littérature et avec les mesures de températures. Les coefficients d'échange obtenus, pour le cas étudié, varient le long de la paroi de l'absorbeur de 10 à 24 $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$. Une interpolation du coefficient d'échange, sous une forme polynômiale ($h(x)=a X^b+c$) est également proposé ; son introduction dans le modèle direct décrit dans le chapitre 2, a permis d'apporter une correction des températures du fluide le long de l'absorbeur qui se rapprochent plus des températures mesurées.

CONCLUSION GÉNÉRALE

Ce travail de thèse présente l'étude des performances d'un capteur solaire plan double passe possédant un absorbeur avec et sans ailettes ainsi que l'estimation des coefficients d'échange entre le fluide caloporteur et les parois du capteur.

Nous avons tout d'abord étudié les différents types de capteurs solaires et les éléments pouvant influencer sur leurs performances. Nous avons aussi étudié les différents travaux effectués sur les capteurs solaires et l'estimation du rayonnement global journalier et ses variations horaires qui sont nécessaires pour appréhender l'énergie disponible et reçue par un capteur solaire plan. Les modèles théoriques relatifs au capteur double passe à air avec et sans ailettes ont été établis et résolus grâce aux outils mathématiques et implémentés en langage Fortran en tenant compte des différents paramètres thermophysiques du capteur et de l'environnement. Les résultats théoriques de l'évolution des températures dans le capteur solaire à double passage ont été obtenus pour les deux cas (sans ailettes et avec ailettes). Ils ont montré que le débit massique et le rayonnement solaire influent sur les performances du capteur. Le modèle théorique est validé par implémentation du dispositif étudié dans Comsol 3.5 afin de mettre en évidence la variation de certains paramètres du capteur et la convergence de l'évolution des champs de température du fluide caloporteur en fonction de différents paramètres du capteur.

Par la suite, nous avons montré les résultats de l'étude expérimentale en les comparant avec ceux issus du modèle théorique du capteur solaire plan double passe à air. L'objectif étant la production de l'air chaud permettant d'alimenter et d'améliorer les techniques de séchage. Le matériau utilisé pour le système d'isolation est un matériau biosourcé local composé de tiges de mil broyé facilement accessible au Sénégal. Les propriétés thermophysiques de ce dernier ont été caractérisées à l'aide de moyens disponibles au laboratoire. L'évaluation des performances du capteur a montré une forte influence du débit et du rayonnement solaire sur son rendement énergétique. Le rendement optimal avoisine les 77 %, pour un débit correspondant à 0,023 kg/s, son évolution est proportionnelle au rayonnement solaire (variant de 400 à 900 W/m²).

La dernière partie de notre travail concernait l'estimation du coefficient d'échange convectif entre l'air et la paroi de l'absorbeur dans le canal supérieur du collecteur thermique. La méthode de spécification de fonctions associée aux mesures effectuées sur la surface de l'absorbeur, nous ont permis de remonter aux variations du coefficient d'échange le long du capteur.

Les profils obtenus le long de la paroi ont montré des différences dans la zone proche du bord d'attaque (zone d'entrée du canal) et quelques fluctuations dans la zone d'établissement. Les coefficients d'échange estimés ont été, par la suite, introduits dans le modèle direct afin d'apprécier la marge d'erreur sur les températures du fluide.

Dans la réalisation de ce travail, nous étions aussi confrontés à quelques difficultés relatives à plusieurs aspects tels que les erreurs de précisions des différents modèles mathématiques, des programmes et logiciels de calcul, de la performance de calcul des ordinateurs ainsi que de la précision des mesures de température, dues aux erreurs et aux difficultés de positionnement des thermocouples à certains endroits, en particulier à l'intérieur du capteur.

Plusieurs perspectives peuvent s'ouvrir à partir de ce travail, notamment :

- L'analyse tridimensionnelle du capteur avec Comsol qui nécessite des machines plus puissantes et rapides en temps de calcul ;
- L'optimisation du rayonnement solaire avec un dispositif de réflexion suiveur permettant d'avoir des températures plus élevées ;
- L'étude d'autres types d'absorbeurs (milieux poreux, matériaux à changement de phase, d'autres formes d'ailettes, positions variables) constitue des axes pertinents à explorer afin d'augmenter les performances et l'inertie du capteur ;
- L'étude de la durabilité du matériau d'isolation à base de tige de mil broyée avec de la gomme arabique.

BIBLIOGRAPHIE

Bibliographie Chapitre 1

- [1] A. Benkhelifa. “Optimisation d’un Capteur Solaire Plan “. Rev. Energy. Ren. : Physique Energétique, (1998), pp. 13-18.
- [2] H.M. Yeh and T.T. Lin. The effect of collectors aspect ratio on the collectors efficiency of flat-plate solar air. Energy, 20 (1995), pp. 1041-1047.
- [3] S.Y. Ali. Study and optimization of the thermal performances of the offset rectangular plate fin absorber plates, with various glazing. Renewable Energy, 30 (2005), pp. 271–280.
- [4] Wijesundera, N.E., L.L. An, L.E. Tyioe. Thermal Performance Study of Two Pass Air Heaters, Solar Energy, Vol. 28, No. 5, pp. 363-370,(1982).
- [5] H. Gunerhan, A. Hepbasli. Determination of the optimum tilt angle of solar collectors for building applications. Building and Environment, 42 (2007), pp. 779–783.
- [6] A. Fudholi, M.H. Ruslan, M.Y. Othman, M. Yahya, Supranto, A. Zaharim, K.Sopian. Collector Efficiency of the Double-Pass Solar Air Collectors with Fins. Selected Topics in System Science and Simulation in Engineering.
- [7] K. Sopian, Supranto, W.R.W. Daud, M.Y. Othman, V.B. Yatime. Thermal performance of the double-pass solar collector with and without porous media. Renewable Energy 18 (1999).
- [8] E. A. Musa, K. Sopian and S. Abdullah. Heat Transfer Analysis and Pressure Drop Correlations for the Double-Pass Solar Collector with Porous Media. Journal of Energy & Environment 3 (2004) 15 - 24.
- [9] A. A. Mohamad. High efficiency solar air heater. Solar Energy, 60 (1997), pp. 71-76.
- [10] K. Sopiana, M. A. Alghoula, Ebrahim M. Alfegib, M. Y. Sulaimana, E. A. Musab. Evaluation of thermal efficiency of double-pass solar collector with porous–non porous media. Renewable Energy, 34 (2009), pp. 640–645.
- [11] A. Tikhonov, V. Arsenine. Méthodes de résolution de problèmes mal posés. Éditions mir Moscou, (1976)
- [12] M. Mobtil, D. Bougeard. Estimation expérimentale du coefficient d’échange local sur une plaque plane thermiquement mince par thermographie infrarouge, user-3775/documents-actes-congres_2009.
- [13] S. A. Kalogirou. Solar thermal collectors and applications. Progress in Energy and Combustion Science, 30 (2004), pp. 231–295.

- [14] C.D. Ho, H.M. Yeh, T.W. Cheng, T.C. Chen, R.C. Wang. The influences of recycle on performance of baffled double-pass flat-plate solar air heaters with internal fins attached. *Applied Energy* 86 (2009) 1470–1478.
- [15] R. Kumar, M. A. Rosen. Performance evaluation of a double pass PV/T solar air heater with and without fins. *Applied Thermal Engineering* 31 (2011) 1402-1410.
- [16] A. Zaïd, A. Moulla, M.S. Hantala, J.Y. Desmons. Amélioration des Performances des Capteurs Solaires Plans à Air : Application au Séchage de l'Oignon Jaune et du Hareng. *Rev. Energ. Ren.* 4 (2001) 69-78.
- [17] A. Abene, V. Dubois, M. Le Ray, A. Ouagued. Study of a solar air flat plate collector: use of obstacles and application for the drying of grape. *Journal of Food Engineering*, 65 (2004), pp. 15–22.
- [18] C. D. Hoa, C. W. Yeha, S. M. Hsiehb. Improvement in device performance of multi-pass flat plate solar air heaters with external recycle. *Renewable Energy*, 30 (2005), pp. 1601-1621.
- [19] A.P. Omojaro, L.B.Y. Aldabbagh. Experimental performance of single and double pass solar air heater with fins and steel wire mesh as absorber. *Applied Energy* 87 (2010), 3759-3765.
- [20] N. Moummi, S.Y. Ali, A. Moummi, J.Y. Desmons. Energy analysis of a solar air collector with rows of fins. *Renewable Energy*, 29 (2004), pp. 2053–2064.
- [21] T. Koyuncu. Performance of various designs of solar air heaters for crops drying applications. *Renewable Energy*, 31 (2006), pp. 1073–1088.
- [22] D. Njomo, Étude théorique du comportement thermique d'un capteur solaire plan à air à couverture combinée plastique-vitre. *Rev. Gén. Therm*, 37 (1998), pp. 973-980.
- [23] A. Zerrouki, B. Tedjiza, N. Said. Modélisation des Pertes Thermiques dans un Capteur Solaire à Air à deux Passes. *Revue des Energies Renouvelables*, Vol. 5(2002)49-58.
- [24] P. Naphon. « Effect of porous media on the performance of the double-pass flat plate solar air heater ». *Intern. Comm. in Heat and Mass Transfer* 32, pp.140–150, 2005.
- [25] C.Lertsatitthanakorn, N. Khasee, S. Atthajariyakul, S. Soponronnarit, A.Therdyothin b. Ryosuke, O. Suzuki. Performance analysis of a double-pass thermoelectric solar air collector. *Solar Energy Materials & Solar Cells* 92 (2008) 1105-1109.
- [26] Lien utile:<http://www.senegal-energies.com/index.php/potentiel-solaire>, <http://www.rayon-vert.pro/IMG/pdf/Comment-utiliser-le-solaire-au-Senegal.pdf>

[27] C. Charles S. Thomas A. Weiss. Design application of the Hottel-Whillier-Bliss equation. Solar Energy (1977), Pages 109-113 Vol. 19, Issue 2.

Bibliographie Chapitre 2

[1] M. M. D. Ndiaye, B. Diallo, S. Abboudi, D. Azilinson. Theoretical and Experimental Study of a Double Air-Pass Solar Thermal Collector with an Insulating Rod of Millet, Energy and Power Engineering, (2018), 10, 106-119.

[2] P. Hunter, A. Pullan. Finite Element Method “Boundary Element Method”, Department of Engineering Science The University of Auckland New Zealand, February 21, 2001.

[3] MP Pandacan, A. Lashkari, HB Tabrizi, R Hosseini. Performance evaluation of a natural-convection solar air heater with a rectangular-finned absorber plate. Energy Convers Manage 2011; 52:1215-25.

[4] M Hedayatizadeh, A. Ajabshirchi, F Sarhaddi, A Safavinejad, H Chaji. Analysis of exergy and parametric study of a V corrugated solar air heater”. Heat Mass Transf. 2012:1-13.

[5] C Mahboub, N Moummi. Calculation of the glass cover temperature and top heat loss coefficient for 60 vee corrugated solar collectors with single glazing. Sol Energy 2012; 86:804-8.

[6] A. SY. Study and optimization of the thermal performances of the offset rectangular plate fin absorber plates, with various glazing. Renew Energy 2005; 31:2063–75.

[7] A. E Kabeel., K Mecarik. Technical note: Shape optimization for absorber plates of solar air collectors. Renew Energy 1998; 13(1):121–31.

[8] K,Sopian, MA AlGoul, EM Alfegi, MY Sulaiman, EA Musa. Evaluation of thermal efficiency of double-pass solar collector with porous-nonporous media. Renew Energy 2009; 34:640-5.

[9] S Singh, S Chander, JS Saini. Exergy based analysis of solar air heater having discrete V-down rib roughness on absorber plate. Energy 2012; 37:749–58.

[10] MA Karim, MNA Hawlader. Performance investigation of flat plate, V-groove and finned air collectors. Energy 2006; 31:452–70.

- [11] M. N Metwally., H Z Abou-Zihan, AM El-Leathy. Performance of advanced corrugated-duct solar collector compared with five conventional designs. *Renew Energy* 1997; 10(4):519–37.
- [12] D. Dovic', M. Andrassy. Numerically assisted analysis of flat and corrugated plate solar collectors thermal performances. *Sol Energy* 2012; 86:2416–31.
- [13] N. Moummi, A. SY, A. Moummi, JY. Desmons. Energy analysis of a solar air collector with rows of fins. *Renew Energy* 2004; 29:2053–64.
- [14] P.Naphon. On the performance and entropy generation of the double-pass solar air heater with longitudinal fins. *Renew Energy* 2005; 30:1345–57.
- [15] A. Fudholi et al. Energy analysis and improvement potential of finned double-pass solar collector, *Energy Conversion and Management* 75 (2013) 234–240
- [16] F. Chabane, N. Moummi, S. Benramache. Experimental performance of solar air heater with internal fins inferior an absorber plate: in the region of Biskra. *Int J Energy Technol* 2012; 4(33):1–6.
- [17] V. Sabatelli, D. Marano, G. Braccio, VK. Sharma. Efficiency test of solar collector: uncertainty in the estimation of regression parameters and sensitivity analysis. *Energy Convers Manage* 2002; 43:2287–95.
- [18] A. Sakhrieh, Al. Ghandoor. Experimental investigation of the performance of five types of solar collectors. *Energy Conversion and Management* 2013; 65:715-720.

Bibliographie Chapitre 3

- [1] A. Sy. Study and optimization of the thermal performances of the offset rectangular plate fin absorber plates, with various glazing. *Renew. Energy* 2005;31:2063-75.
- [2] M. Malick Diakhaté. Caractéristiques de la chaîne de valeur du mil dans la région de Kaolack : détermination des coûts de production, Mars 2013, École Nationale Supérieure d'Agriculture (ENSA).
- [3] Y. Dieye, V. Sambou, M. Faye, A. Thiam, M. Adj, D. Azilinson. Thermo-mechanical characterization of a building material based on *Typha Australis*, *Journal of Building Engineering* 9 (2017) 142–146.
- [4] A. Bouguerra, A. Ledhem, F. de Barquin, R.M. Dheilily, A.M. Quéneudec. Effect of microstructure on the mechanical and thermal properties of lightweight concrete prepared

from clay, cement, and wood aggregates, *Cement and Concrete Research* 28 (1998) 1179-1190.

[5] H. Savastano Jr., P.G. Warden, R.S.P. Coutts, Potential of alternative fiber cements as building materials for developing areas, *Cement and Concrete Composites* 25 (2003) 585-592.

[6] N. Benmansour, B. Agoudjil, A. Gherabli, A. Kareche, A. Boudenne. Thermal and mechanical performance of natural mortar reinforced with date-palm fibers for use as insulating materials in building, *Energy and Buildings* 81 (2014) 98-104.

[7] H. Bal, Y. Jannot, N. Quenette, A. Chenu, S. Gaye. Water content dependence of the porosity, density and thermal capacity of laterite based bricks with millet waste additive, *Constr. Build. Mater.* 31 (2012) 144-50.

[8] P. Meukam, Y. Jannot, A. Noumowe, T.C. Kokane. Thermo-physical characteristics of economical building materials, *Constr. Build. Mater.* 18 (2004) 437-443.

[9] F. Collet, J. Chamoin, S. Pretot, C. Lanos. Comparison of the hygric behaviour of three hemp concretes, *Energy and Buildings* 62 (2013) 294-303.

[10] B. Taallah, A. Guettala, S. Guettala, A. Kriker. Mechanical properties and hygroscopicity behavior of compressed earth block filled by date palm fibers, *Constr. Build. Mater.* 56 (2014) 161-168.

[11] Y. Millogo, J.C. Morel, J.E. Aubert, K. Ghavami. Experimental analysis of Pressed Adobe Blocks reinforced with Hibiscus cannabinus fibers, *Constr. Build. Mater.* 52 (2014) 71-78.

[12] A. S. Muntohar. Engineering characteristics of the compressed-stabilized earth brick, *Construction and Building Materials* 25 (2011) 4215-4220

[13] R. Alavez-Ramirez, P. Montes-Garcia, J. Martinez-Reyes, D. Cristina Altamirano-Juarez, Y. Gochi-Ponce. The use of sugarcane bagasse ash and lime to improve the durability and mechanical properties of compacted soil blocks, *Construction and Building Materials* 34 (2012) 296-305

[14] M. Diatta, S. Gaye, A. Thiam, D. Azilinson. Détermination des propriétés thermophysiques et mécaniques du typha australis, *Congrès SFT, Perpignan* (2011) (France).

- [15] C. Luiz, Jr. Roma, S. Luciane Martello, H. Savastano Jr. Evaluation of mechanical, physical and thermal performance of cement-based tiles reinforced with vegetable fibers, *Construction and Building Materials* 22 (2008) 668-674.
- [16] J. Lima¹, P. Faria. Eco-efficient earthen plasters: The influence of the addition of natural fibers, 2nd international conference on natural fibers (2015) 27-29.
- [17] T. Luamkanchanaphan, S. Chotikaprakhan, S. Jarusombati. A study of physical, mechanical and thermal properties for thermal insulation from Narrow-leaved Cattail fibers, *APCBEE Proceed.* 1 (2012) 46-52.
- [18] H. Gunerhan, A. Hepbasli. Determination of the Optimum Tilt Angle of Solar Collectors for Building Applications. *Building and Environment*, 42, (2007) 779-783.
<https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2005.09.012>
- [19] WA. Fuller. *Measurement error models*. New York: John Wiley; 1987.
- [20] CD. Ho, HM. Yeh, RC. Wang. Heat-transfer enhancement in double-pass flat plate solar air heaters with recycle. *Energy* 2005; 30: 2796-817.
- [21] A. Fudholi et al. Energy analysis and improvement potential of finned double-pass solar collector, *Energy Conversion and Management* 75 (2013) 234–240

Bibliographie Chapitre 4

- [1] A. Tikhonov, V. Arsenine. *Méthodes de résolution de problèmes mal posés*. Editions Mir Moscou, 1976.
- [2] Y.Y. Kim, K.S. Jeong, G.H. Jeong, S. Jeong. An experimental study on the quantitative interpretation of local convective heat transfer for a plate fin and tube heat exchanger using the lumped capacitance method.. *International Journal of heat and Mass Transfer*, 49:230-239, 2006.
- [3] H. Ay, T., J.Y. Jang., J.Yeh. Local heat transfer measurements of plate finned-tube heat exchangers by infrared thermography. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 45: 4069-4078, 2002
- [4] M. Rebay, M. Lachi, J. Padet. Mesure de coefficient de convection par méthode impulsioneille – influence de la perturbation de la couche limite. *International Journal of Thermal Sciences* 41 :1161-1175, 2002.

- [5] A. El Abbadi, Développement de méthodes de mesure des transferts convectifs par thermographie infrarouge : Application aux ailettes d'échangeurs à hautes performances. Thèse de doctorat, Université de Valenciennes, École Des Mines de Douai, 2002.
- [6] A. Tikhonov, V. Arsenine. Méthodes de résolution de problèmes mal posés. Éditions Mir Moscou, 1976.
- [7] X. Barthélémy. Méthodes inverses pour la reconstruction de conductivité hétérogène et la complétion de données thermiques, Thèse de Doctorat Spécialité : Dynamique des Fluides et énergétique, Université Paul Sabatier de Toulouse, décembre 2004.
- [8] A. Elayyan, V. Isakov. On inverse diffusion problem. SIAM J. Appl. Math 57 (6), (1997) 1737–1748.
- [9] M. Giudici. Identifiability of distributed physical parameters in diffusive-like system. Inverse Problems 7, (1991) 231–245.
- [10] Z. Nashed. Approximate regularized solutions to improperly posed linear integral and operator equations. In A. Dold, B. Eckmann (eds.), Constructive and computational methods for differential and integral equations. Springer-Verlag (1974).
- [11] Tikhonov & Arsenin. Solutions to ill posed problems. New York: Winston Wiley (1977)..
- [12] A. Tarantola. Inverse problem theory, Elsevier (1987).
- [13] J. Hadamard. Le problème de Cauchy. Herman et Cie, Paris 1932. J.V. Beck, B. Blakwell, C.R. ST. Clair.
- [14] O.M. Alifanov, E. A. Artyukhin, S.V. Rumyantsev. Extreme Methods de for solving II-Posed Problems with Applications to Inverse Heat Transfer problems. Bell house, inc. 1995.
- [15] V. Badera, V.A. Morozov. Problèmes incorrectement posés. Paris, Ed Masson (1991).
- [16] M. Bonnet. Un aperçu des approches existantes pour la description mathématique et la résolution des problèmes inverse. Problème inverse en mécanique du solide. Journée d'étude, Ecole polytechnique, Palaiseau, France, 22 Octobre 1992.
- [17] C.W Groetch. Introduction to inverse problems. The theoretical and computational aspects of ill-posed problems. Université de Cincinnati, 11-12 juin 1994.
- [18] A. Kirsch. An introduction to the Mathematical theory of inverse Problems. Springer, vol 120. April 1996.

- [19] O.M. Alifanov, Y.V. Egorov. Algorithms and results of solving the inverse heat conduction boundary problem in a two-dimensional formulation. Inzhenero- vol.pp.658-666-2002.
- [20] Y. Jarny, E.A. Artyukhin. Conduction inverse : Résolution par méthodes itératives d'optimisation. École d'été, 1994.
- [21] G. Stolz. Numerical solution, to inverse problem of heat conduction for simple shapes. Journal of Heat Transfer, 20-25, (Feb 01, 1960).
- [22] K.C Woo L.C Chow. Inverse head conduction by direct inverse Laplace Transform. Num. of Heat Transfer, vol. 499-504, 1981.
- [23] Le C. Niliot, R. Pasquetti, D. Petit. Identification de conditions aux limites d'un problème de diffusion thermique par la méthode des éléments de frontière : application à des géométries 2D. SFT Journée d'études. 10 Mai 1995.
- [24] D. Petit, Y. Touhami, C. Niliot. Détermination d'une source de chaleur par résolution de problème inverse : Localisation et quantification SFT 10 Mai 1995
- [25] Y.Jarny. Etude et mise en œuvre d'un algorithme de système à paramètres repartis. Thèse de Doctorat, Université de Nantes – 7 Juillet 1978.
- [26] E.A. Artyukhin, V.V. Baranov, B.G. Ganchev. Experimental and theoretical results for the change in the head transfer coefficient over time in the wetting of a head surface given. High Temp, Vol 25, n°5, pp 719 – 725, 1988.
- 27] D'Sousa. Numerical solution of one-dimensional inverse head conduction by finite difference method. ASME paper N°75-HT-81, 1975.
- [28] C. Weber. Analysis and solution of the ill – posed inverse head conduction problem. Int. J. Heat Mass Transfer, vol .24, N°11, pp 1783-1792, 1981.
- [29] D. Murio. The modification method and the numerical solution of the inverse heat conduction production problem by finite difference. Computers Math, Applic. Vol, 17 N°, 10; pp, 1385-139, 1989.
- [30] E. Hensel. Inverse theory and application for engineers. Prentice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey 07632.

- [31] M. Raynaud, J.A. Bransier. New finite-difference method for the nonlinear head conduction problem. Numerical head transfer, Vol.9, N°1, pp.27-42, 1986.
- [32] G. Blanc, M. Raynaud, T.H. Chau. Determination of the sensor localizations for 2D inverse head conduction problems. Inverse problems in engineering mechanics, Bui, Tanaka et al 1994 Belkema, Rotterdam.
- [33] T.R. Hsu, N. S. Sun, G.G. Chen. Finite element formulation for two-dimensional inverse head conduction analysis. J. Head Transfer, vol.144 pp.553-57, Aout1992.
- [34] J.V. Beck, B. Blackwell and C.R. St Clair. Inverse Heat conduction. – III posed Problems. Wiley Inter science Publication 1985.
- [35] K. Stephan. Wärmeübergang und druckbfall bei nicht ausgebildeter laminarstromung in rohren und in ebenen spalten. Chemie Ing. Tech, 31 :773-778, 1959.
- [36] V. Rouss, R. Younes, S. Abboudi. Estimation du coefficient de transfert de chaleur sur une ailette cylindrique. 5ème Colloque International Conception et Production Intégrées, Maroc. Octobre 2007.
- [37] J. B. Keller. Inverse problems. Amer. Math. Monthly, 83:107–118, 1976.
- [38] Salif Gaye Problème inverse de conduction de chaleur PICC, cours de transferts thermiques, Université de Thiès.

ANNEXE

Theoretical and Experimental Study of a Double Air-Pass Solar Thermal Collector with an Insulating Rod of Millet

Mame Mor Diarra Ndiaye^{1,2}, Babacar Diallo¹, Said Abboudi², Dorothé Azilinson¹

¹Laboratoire d'Energétique appliquée (LEA), Ecole Supérieure Polytechnique, Dakar, Sénégal

²Laboratoire Interdisciplinaire Carnot de Bourgogne (ICB), Unité Mixte de Recherche 6303, CNRS, Université de Bourgogne Franche-Comté, UTBM Département COMM, Belfort, France

Email: mamemorndiaye@gmail.com, said.abboudi@utbm.fr, dorothé.azilinson@ucad.edu.sn, babacardiallo88@yahoo.fr

How to cite this paper: Ndiaye, M.M.D., Diallo, B., Abboudi, S. and Azilinson, D. (2018) Theoretical and Experimental Study of a Double Air-Pass Solar Thermal Collector with an Insulating Rod of Millet. *Energy and Power Engineering*, 10, 106-119. <https://doi.org/10.4236/epe.2018.103008>

Received: January 24, 2018

Accepted: March 27, 2018

Published: March 30, 2018

Copyright © 2018 by authors and Scientific Research Publishing Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

Abstract

In this article, we present the study of a double-pass air insulated by crushed millet stem mixed with gum arabic. The study is carried out based on mathematical models obtained by writing energy conservation laws in the various components of the system, which made it possible to determine the evolution of the air temperature as a function of the length of the absorber and to make a comparison with the experimental results. After comparing the results obtained with those found in the literature, the influence of some physical and geometrical parameters on the performance of the solar thermal collector is presented.

Keywords

Solar Collector, Double Air-Pass, Millet Rod, Modeling, Performance

1. Introduction

Plan solar air collectors convert solar energy into thermal energy extracted from the air into flow in the solar collector [1]. This energy is used in a variety of applications, such as drying foodstuffs (fruit, wood, etc.) [2]-[18], heating, and so on. They have a number of practical advantages, such as the direct use of air for drying products in industry, which translates into remarkable energy savings, and this is why recent developments in the field of high environmental quality have played an important role in the design offices and particularly in the industrial sector.

To produce solar thermal energy, several types of flat solar collectors are designed for different performances [3]-[21]. Various studies on their performance have been analyzed and have shown results on the parameters of the solar col-

lector according to their components, namely: glass, heat transfer fluid, absorber and insulation system.

The solar radiation captured has an impact on the efficiency of the solar collector [4], the increase in the contact surface of the absorber is proportional to the rate of solar radiation received by the absorber, but also increases the heat transfer coefficient between the cover and the environment.

The solar collector glazing shall have characteristics enabling it to optimize the energy transmitted to the absorber by the greenhouse effect [5]. The triple cover reduces heat loss forward more than the double cover [6]. According to Wijesundara *et al.*, the efficiency of the double-glazed solar collector is increased by 10% - 15% compared to single-glazed glass [7]-[15].

The orientation of a collector has an influence on the solar radiation received by its surface [8]-[23]. The best position of the solar collector is to point it directly south.

The location of obstacles in the various channels of the solar collector influences its efficiency [9]-[17], which can reach 75% with a mass flow rate of 0.072 kg/s and a solar radiation of 788 W/m² [10]-[22]. The finned absorber is more efficient than the finless absorber. The thermal efficiency of a double-pass solar collector with a porous medium is 60% to 70%, 20% to 30% higher than the collector without a porous medium [11]-[20]. Its efficiency is high compared to conventional solar collectors, it can exceed 75%.

The porosity of the fluid influences the temperature increase according to the mass flow rate [12]. Elradi A. Musa and Al's work has shown that Reynolds and Nusselt numbers also have a significant effect on low porosities [13]-[19].

To do this, a mathematical model based on the solar collector thermal balance method is studied. The results of the numerical simulations were used to evaluate the temperature profiles of each solar collector layer (glass, absorber, fluid and insulating plate). In order to validate the theoretical results, numerical results obtained with Comsol code are used to compare the evolution of the thermo-physical parameters of the fluid in the solar collector. The comparative analysis of the theoretical and experimental results of the double-pass solar thermal collector has enabled the model to be validated.

2. Experimental Device for Solar Collector

The solar thermal collector studied is shown schematically in **Figure 1**. It consists of a single glass pane with a surface area of 4 m² and a thickness of 0.005 m [14] [15] [16]. The greenhouse effect produced at its level causes the absorber to heat up, which is made of black painted steel sheet, 0.003 m thick. The insulation layer, made of crushed millet shank, 0.030 m thick behind the sensor and on the side, minimizes losses and therefore increases the thermal performance of the solar collector. A channel ($e_{f1} = 0.045$ m on the outward flow and $e_{f2} = 0.070$ m on the return flow) connecting the inlet to the outlet *et al.* lows air to be guided by forced convection through a fan placed at the outlet from which a drawn flow is drawn as shown in **Figure 2**. A total of 36 Thermocouples are placed along the

length of the sensor to measure the temperature evolution of the different solar collector components, as illustrated in **Figure 3**.



Figure 1. Picture of the double air pass solar thermal collector.

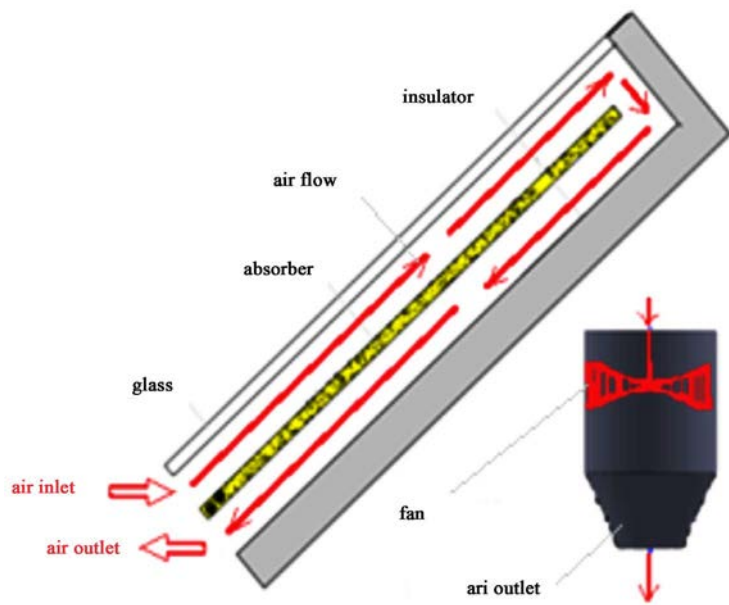


Figure 2. Diagram of the studied solar collector.

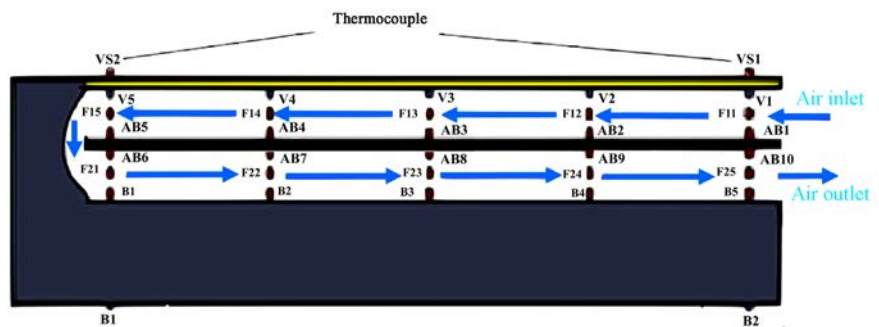


Figure 3. Position of thermocouples in the sensor collector.

Measurement campaigns were carried out at the Polytechnic High School of Dakar in natural sunshine during the months of April and May, obtained by a pyranometer on the solar collector facing south and inclined at 15°.

The air at the solar collector inlet is at room temperature with fixed air flow rates measured with the anemometer. Daytime system performance is subject to outdoor conditions (solar radiation temperature). The measurements are made with a data acquisition (Agilent 34970A) equipped with two multiplexers, comprising 19 thermocouples for the first 34901A and 17 connections for the second 34908A. The Agilent data acquisition is placed underneath the solar collector with the computer. A potentiometer is used to adjust the fan speed which is proportional to the flow rate.

3. Heat Balance Equations

The model is based on the following assumptions:

- The external and internal convective heat transfer coefficients are constant over the length of the solar collector.
- The thermal conduction is neglected
- The pressure losses are neglected in the side walls and at the bottom of the solar collector.
- All surfaces of the different components are equal

Under the above-mentioned hypothesis, the heat balance equation of each component of the solar collector are.

Glass

$$\begin{aligned} & (\rho C_p e)_v \frac{\partial T_v}{\partial t} + h_w \cdot (T_v - T_a) - h_{c,v-f} \cdot (T_{f1} - T_v) + \sigma \cdot \epsilon_v \cdot (T_v^4 - T_c^4) \\ & - \alpha_v \cdot G - \frac{\sigma}{\frac{1-\epsilon_{ab}}{\epsilon_{ab}} + \frac{1}{F_{v-ab}} + \frac{1-\epsilon_v}{\epsilon_v}} (T_{ab}^4 - T_v^4) = 0 \end{aligned} \quad (1)$$

Fluid (f1)

$$(\rho C_p e)_{f1} \left(\frac{\partial T_{f1}}{\partial t} + V_f \cdot \frac{\partial T_{f1}}{\partial x} \right) + h_{c,v-f} \cdot (T_v - T_{f1}) - h_{c,ab-f} \cdot (T_{f1} - T_{ab}) = 0 \quad (2)$$

Absorber

$$\begin{aligned} & (\rho \cdot C_p \cdot e)_{ab} \frac{\partial T_{ab}}{\partial t} + h_{c,vf1-ab} \cdot (T_{ab} - T_{f1}) + \sigma \cdot \mathcal{F}_{ab-v} (T_{ab}^4 - T_v^4) \\ & - \alpha_{ab} \cdot \tau_v \cdot G(t) - h_{c,f-ab} \cdot (T_{f2} - T_{ab}) - \sigma \cdot \mathcal{F}_{ab-p} (T_p^4 - T_{ab}^4) = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

Fluid (f2)

As the heat transfer fluid underneath the absorber exchanges with the plate (p) and the absorber (ab) by convection, then we have

$$(\rho C_p e)_{f2} \left\{ \frac{\partial T_{f2}}{\partial t} + V_f' \cdot \frac{\partial T_{f2}}{\partial x} \right\} + h_{c,ab-f} \cdot (T_{f2} - T_{ab}) - h_{c,p-f} \cdot (T_p - T_{f2}) = 0 \quad (4)$$

Insulation plate

$$\left(\rho C_p e\right)_p \frac{\partial T_p}{\partial t} + h_{c,p-f} \cdot (T_p - T_{f2}) + \sigma \cdot \mathcal{F}_{p-ab} [T_p^4 - T_{ab}^4] - h_{arri} \cdot (T_a - T_p) = 0 \quad (5)$$

The modeling of the solar collector is based on a nodal discretization showing 5 knots.

4. Heat Transfer Coefficients

The system of equations presented in section 4 is based on a good knowledge of the heat transfer coefficients to take into account the heat exchanges, by conduction, convection and radiation, between the different components of the solar collector.

Heat transfer between celestial vault and glass

$$h_{hr,v-c} = \sigma \varepsilon_v (T_c + T_v)(T_c^2 + T_v^2) \quad (6)$$

$$T_c = (T_a - 6) \quad (7)$$

Others use:

$$T_c = 0.0552(T_a)^{1.5} \quad (8)$$

In our calculations, we will adapt this last expression for the calculation of T_c .

The heat transfer between the ambient environment and the glass is given by Mac Adams' formula:

$$h_w = 5.7 + 3.8 \cdot V_w \quad (9)$$

Radiation heat transfer:

$$h_{r,v-ab} = \frac{\sigma}{\frac{1-\varepsilon_{ab}}{\varepsilon_{ab}} + \frac{1}{F_{ab-v}} + \frac{1-\varepsilon_v}{\varepsilon_v}} (T_{ab} + T_v)(T_{ab}^2 + T_v^2) \quad (10)$$

Heat transfer between fluid 1 and glass:

$$h_{c,v_{f1}} = 0.332 \frac{\lambda}{D} Re^{0.5} Pr^{0.33} \quad (11)$$

$$\text{where: } Re = \frac{\rho V D}{\mu}, \quad Pr = \frac{\mu}{\rho \alpha} \quad \text{for fluid 1} \quad (12)$$

Heat transfer between fluid 1 and absorber:

The heat transfer coefficient between glass and fluid (f1) is assumed to be equal to heat transfer coefficient between the absorber and fluid (f1). Both plates are covered by the same fluid with the same fluid velocity and the glass and absorber have the same length.

The convective and radiative heat transfer coefficients of fluid f1 were used for return fluid f2.

5. Thermo-Physical Properties

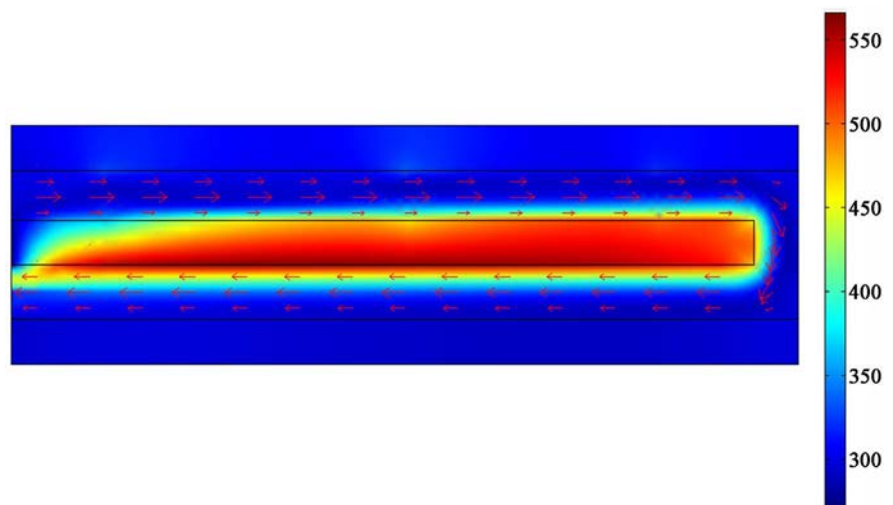
The properties of the individual solar collector components are given in **Table 1**. The insulation used consists of crushed millet stem mixed with gum arabic binder. It is a very accessible material in rural areas and in large quantities, often unusable.

Table 1. Thermo-physical properties of materials.

-	Specific heat (kJ/kg.K)	Thermal conductivity (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	Density (kg.m ⁻³)	Absorption coefficient
Glass	840	0.0263	1375	0.05
Absorber	398	384	8900	0.95
Insulating	794.76	0.12	435	-

6. Two-Dimensional Solar Collector Modeling

The system is modeled by Comsol multiphysics 3.5 code taking into account the couplings of conductive, convective and radiative heat transfers between the fluid flow and the solid components of the solar collector. **Figure 4** shows the temperature evolution and flow direction of the heat transfer medium.

**Figure 4.** Temperature field over the solar collector.

The influence of the grid number on the temperature is presented in **Table 2**. In the following conditions: Solar heat flux $G_{\max} = 800 \text{ W/m}^2$, $\alpha = 0.9$, air $\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3$, $C_p = 1.006 \text{ J/(kg.K)}$ and $\mu = 10^{-5} \text{ Pa.s}$ and physical properties presented in **Table 1**.

Table 2. Influence of mesh size.

N	Tmax	Tmin
295	568,342	271,659
1180	577,419	271,769
4720	579,712	271,769
18880	579,807	273,15
75520	579,74	273,15

Thus for Comsol the elements were defined with a number of degrees of freedom of 123,928, a number of mesh points equal to 9613, a number of mesh elements corresponding to 18880 essentially composed of triangular meshes, with 848 delimiting elements for 12 vertices. The minimum quality of the elements is 0.652 for an element area ratio of 0.275.

The variation in mesh size has a slight influence on temperatures for numbers of elements ranging from 295 to 4720, although not optimal. It becomes regular from a number of elements equal to 18,880, which was chosen for its comparison with the thermal performance of the solar collector under working conditions (Table 1).

7. Numerical Results

The system of Equations (2) to (6) is discretized by finite differences method and then solved using Gauss-Seidel's iterative method.

➤ Air temperature evolution in the solar collector

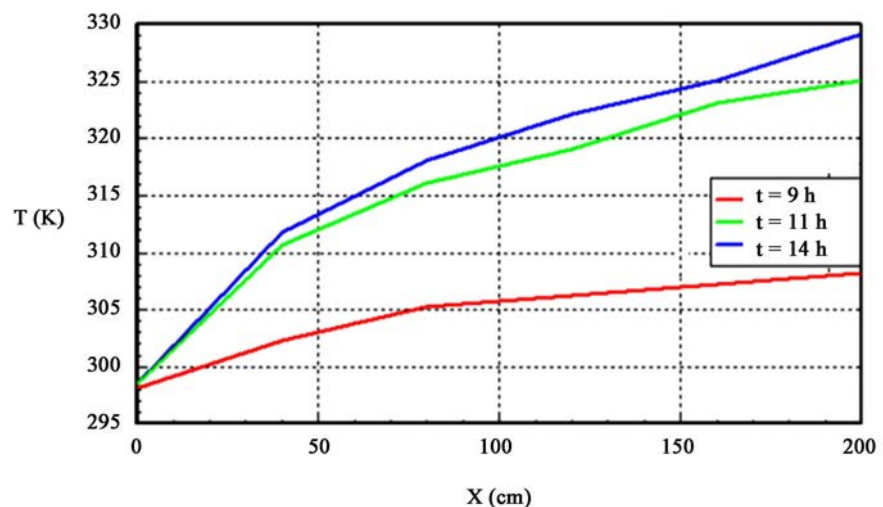


Figure 5. Evolution of the upper air temperature T_{f1} along the solar collector

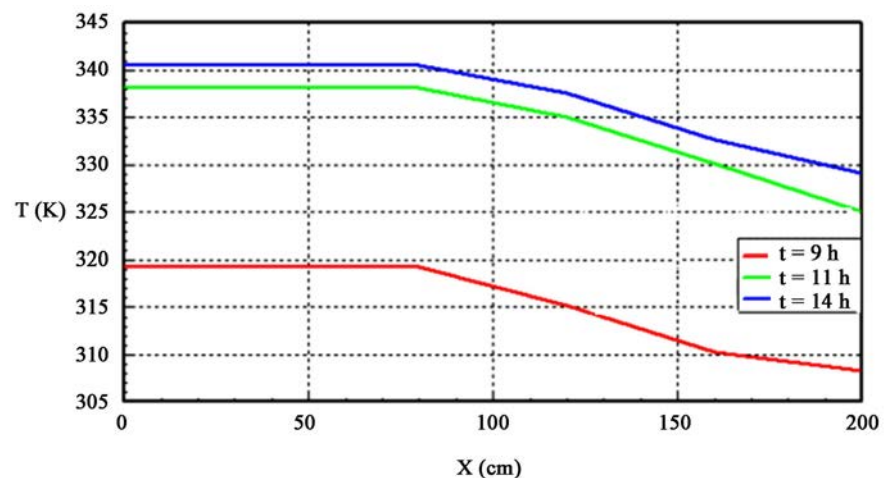


Figure 6. Temperature evolution of the lower air temperature T_{f2} along the sensor.

For a fixed flow rate of 0.023 kg/s, inlet air temperature of 298 K and solar heat flux ranging from 600 to 900 W/m², **Figure 5** and **Figure 6** shows respectively the air temperature evolution along the upper channel T_{f1} and lower channel T_{f2} at 9 h, 11 h and 14 h. The maximum of air temperature flowing through the solar air collector, went respectively to 308 K, 325 K and 329 K (59 C maximum temperature). There is a temperature difference of 31C between the inlet temperature and the outlet temperature at 2 pm due to the temperature gradient of interest in the flow.

The air enters the second channel with the outlet temperature of T_{f1} . Thus the lower air temperature through the solar collector at the return flow went respectively up to 320 K (47 C), 338 K (65 C) and 341 K (68 C) output temperature. A temperature difference of 17 C is less important than in the first channel and remains relatively constant when the thermal equilibrium is reached (from 70 cm onwards).

➤ Influence of mass flow rate

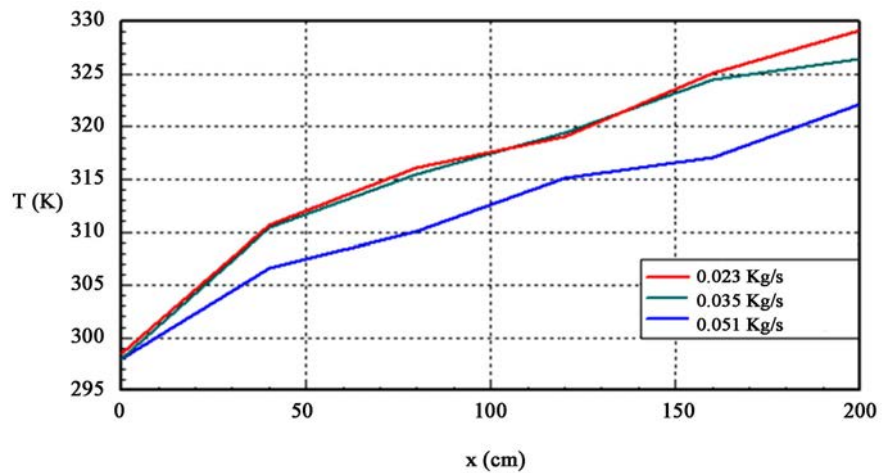


Figure 7. Distribution of the upper air temperature T_{f1} for different mass flow rates at 14 h.

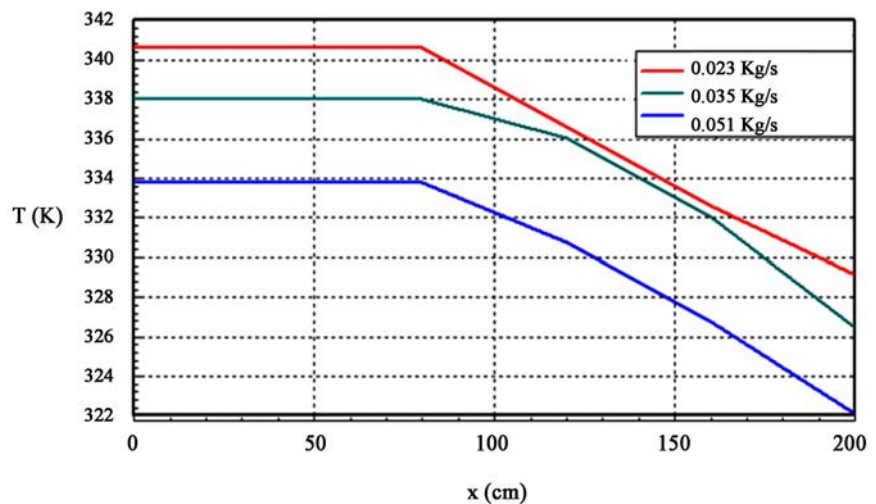


Figure 8. Distribution of the lower air temperature T_{f2} for different mass flow rates at 14 h.

For a solar heat flux of 900 W/m^2 at 14 h, **Figure 7** and **Figure 8** show the effect of mass flow on the air outlet temperature in the solar collector. It can be seen that for 0.023 kg/s , 0.035 kg/s and 0.051 kg/s , the output temperatures of the heat transfer medium are 341 K (68 C), 338 K (65 C) and 334 K (61 C) respectively. Thus, it can be seen that the more the flow rate tends towards its minimum value, the higher is the air outlet temperature. This is due to the length of time, more or less long, that the fluid stays in the solar collector, which causes more exchange between walls and air.

➤ Comparison of numerical results

Figure 9 and **Figure 10** show a comparison of temperature changes obtained with the two approaches (global model and Comsol).

For a flow rate of 0.023 kg/s and solar heat flux of 900 W/m^2 , the analysis of the obtained results shows a small difference of 7C between the two models (**Figure 9** and **Figure 10**). This difference can be explained by the very nature of the two models studied, the first one (global model) being more global based mainly on a good knowledge of the heat transfer coefficients, the second

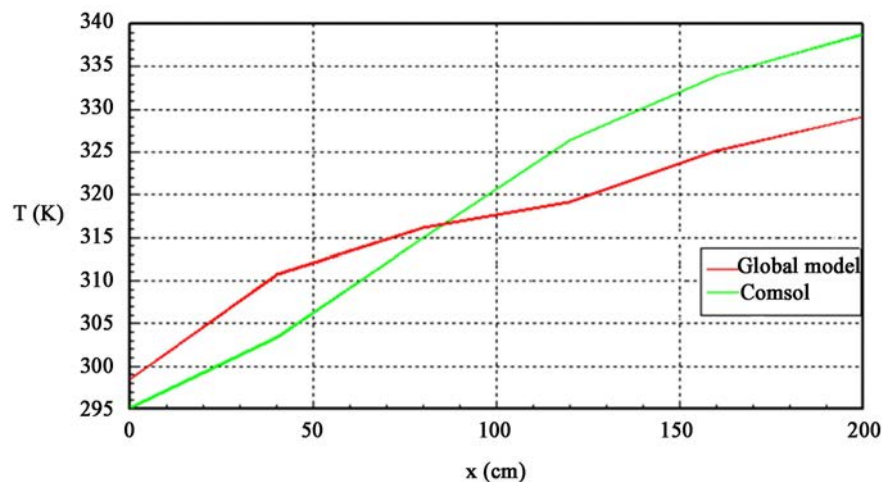


Figure 9. Distribution of temperatures T_{fi} of the upper canal.

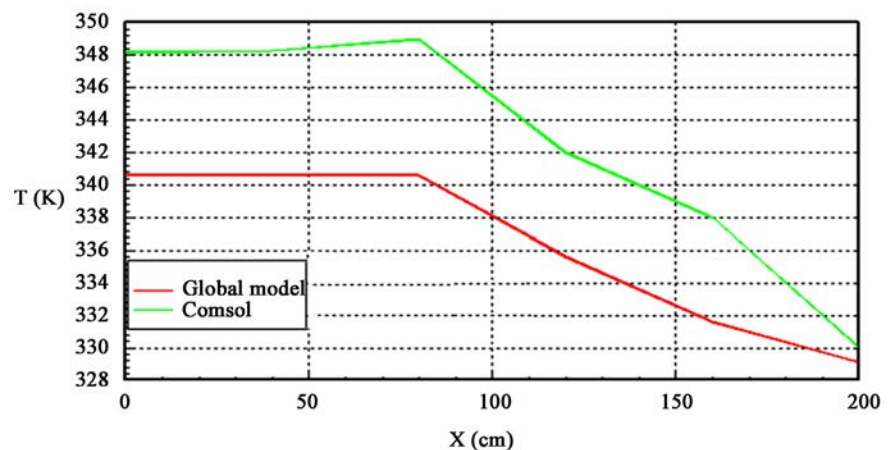


Figure 10. Distribution of temperatures T_{pi} of the lower canal.

(Comsol) is more complete because it is based on the conservation equations of mass, momentum and energy, and associated boundary conditions. This enabled us to validate the global model.

8. Comparison with Experimental Results

Figure 11 and **Figure 12** show the evolution of the air temperature throughout the solar collector with a flow rate of 0.023 kg/s using theoretical and experimental models. For the same rate fixed at 0.023 kg/s in the experiment as in the numerical resolution with irradiation of 600 W/m² and 900 W/m² at 9 h and 14 h respectively, we note that the pace of the experimental curves is relatively equal to that of the theoretical curves. At 9 o'clock, the experimental and numerical curves have the same output temperature 320 K (47 C) and 14 o'clock respectively 335 K (62 C) and 341 K (63 C) with a deviation of 6 C. This difference can be explained by the thermal pressure losses of the solar collector in the experiment.

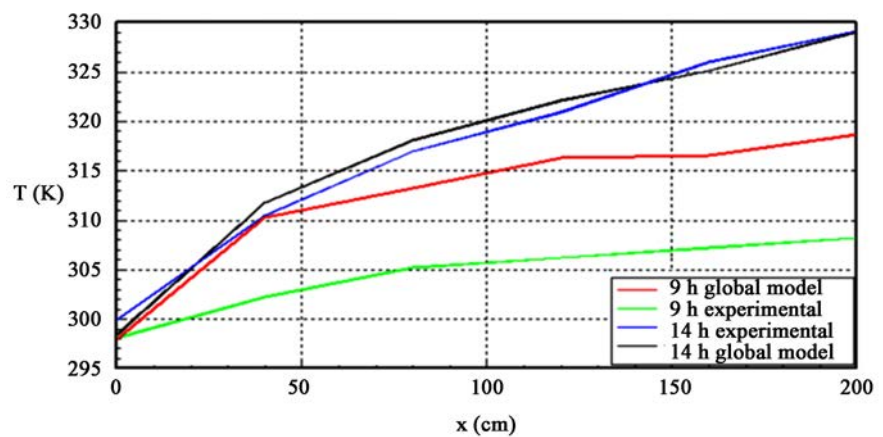


Figure 11. Numerical and experimental upper temperatures T_u .

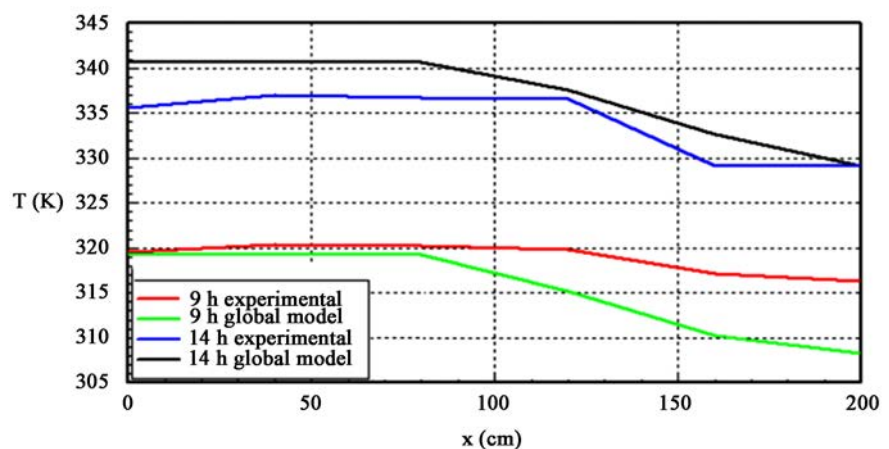


Figure 12. Numerical and experimental lower temperatures T_l .

9. Solarcollector Output

The collector efficiency is defined as the ratio of the effective power ϕ_u extracted

from the collector to the incident solar flux G . The effective power is evaluated using enthalpy balance.

$$\eta = \frac{\phi_u}{GS} \quad (13)$$

$$\text{with } \phi_u = C_p q_m (T_o - T_i) \quad (14)$$

T_i is the inlet temperature of the fluid f1 and T_o is the outlet temperature of fluid f2.

Figure 13 shows the performance evolution of the solar collector for a fixed flow rate of 0.023 kg/s and solar radiation of 900 W/m².

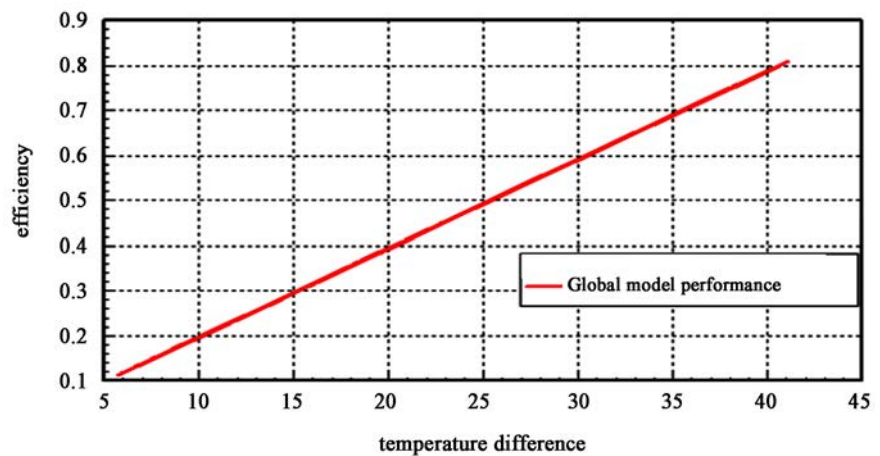


Figure 13. Performance of solar collector.

We note, that at this flow rate and maximum irradiation, that the optimal efficiency is 80% for a double-pass single-glazed air solar collector with crushed millet rod as insulator.

10. Conclusions

In this work, we have proposed a numerical and experimental study of a double air-pass solar collector with the objective of producing hot air to supply and improve drying techniques.

For this, we realized a double pass air solar collector and developed a global model and a numerical code to simulate and follow its thermal behavior. The solar collector is insulated thermally by a local material composed of easily accessible crushed millet stem.

The influences of masse flow rate on the air transient temperature response are presented along the solar collector at different instants and solar heat fluxes.

A good agreement between calculated and measured temperatures is observed in the pm of the day while in the am. The results show a significant difference due to the lateral thermal losses and also of the thermal inertia of the insulation material of the solar collector that are not taken into account in our global model.

Further investigations are in progress with the COMSOL code, which offers the possibility of taking into account the three-dimensional effects and the nature of the materials used in the experimental setup.

References

- [1] Benkhelifa, A. (1998) Optimisation d'un Capteur Solaire Plan. *Rev. Energ. Ren. Physique Energétique*, 13-18.
- [2] Zaïd, A., Moulla, A., Hantala, M.S. and Desmons, J.Y. (2001) Amélioration des Performances des Capteurs Solaires Plans à Air: Application au Séchage de l'Oignon Jaune et du Hareng. *Revue des Énergies Renouvelables*, **4**, 69-78.
- [3] Lertsatitthanakorn, C., Khasee, N., Atthajariyakul, S., Soponronnarit, S., Therdyothin, A., Ryosuke, B. and Suzuki, O. (2008) Performance Analysis of a Double-Pass Thermoelectric Solar Air Collector. *Solar Energy Materials & Solar Cells*, **92**, 1105-1109. <https://doi.org/10.1016/j.solmat.2008.03.018>
- [4] Yeh, H.M. and Lin, T.T. (1995) The Effect of Collectors Aspect Ratio on the Collectors Efficiency of Flat-Plate Solar Air. *Energy*, **20**, 1041-1047. [https://doi.org/10.1016/0360-5442\(95\)00053-J](https://doi.org/10.1016/0360-5442(95)00053-J)
- [5] Njomo, D. (1998) Etude théorique du comportement thermique d'un capteur solaire plan à air à ouverture combinée plastique-vitre. *Revue Générale de Thermique*, **37**, 973-980.
- [6] Ali, S.Y. (2005) Study and Optimization of the Thermal Performances of the Offset Rectangular Plate Fin Absorber Plates, with Various Glazing. *Renewable Energy*, **30**, 271-280. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2004.04.009>
- [7] Wijesundera, N.E., An, L.L. and Tyioe, L.E. (1982) Thermal Performance Study of Two Pass Air Heaters. *Solar Energy*, **28**, 363-370. [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(82\)90253-5](https://doi.org/10.1016/0038-092X(82)90253-5)
- [8] Gunerhan, H. and Hepbasli, A. (2007) Determination of the Optimum Tilt Angle of Solar Collectors for Building Applications. *Building and Environment*, **42**, 779-783. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2005.09.012>
- [9] Abene, A., Dubois, V., Le Ray, M. and Ouagued, A. (2004) Study of a Solar Air Flat Plate Collector: Use of Obstacles and Application for the Drying of Grape. *Journal of Food Engineering*, **65**, 15-22. <https://doi.org/10.1016/j.jfoodeng.2003.11.002>
- [10] Fudholi, A., Ruslan, M.H., Othman, M.Y., Yahya, M., Supranto, Zaharim, A. and Sopian, K. (2010) Collector Efficiency of the Double-Pass Solar Air Collectors with Fins. *Proceedings of the 9th WSEAS International Conference on System Science and Simulation in Engineering (ICOSSE '10)*, Iwate Prefectural University, Japan, 4-6 October, 428-434.
- [11] Sopian, K., Supranto, Daud, W.R.W., Othman, M.Y. and Yatimc, V.B. (1999) Thermal Performance of the Double-Pass Solar Collector with and without Porous Media. *Renewable Energy*, **18**, 557-564.
- [12] Musa, E.A., Sopian, K. and Abdullah, S. (2004) Heat Transfer Analysis and Pressure Drop Correlations for the Double-Pass Solar Collector with Porous Media. *Journal of Energy & Environment*, **3**, 15-24.
- [13] Mohamad, A.A. (1997) High Efficiency Solar Air Heater. *Solar Energy*, **60**, 71-76. [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(96\)00163-6](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(96)00163-6)
- [14] Mokhtariet, F. and Semmar, D. (1999) Etude Expérimentale d'un Capteur Solaire à Air. *Revue des Energies Renouvelables*, 243-246.

- [15] Ho, C.D., Yeh, H.M., Cheng, T.W., Chen, T.C. and Wang, R.C. (2009) The Influences of Recycle on Performance of Baffled Double-Pass Flat-Plate Solar Air Heaters with Internal Fins Attached. *Applied Energy*, **86**, 1470-1478.
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2008.12.013>
- [16] Omojaro, A.P. and Aldabbagh, L.B.Y. (2010) Experimental Performance of Single and Double Pass Solar Air Heater with Fins and Steel Wire Mesh as Absorber. *Applied Energy*, **87**, 3759-3765.<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.06.020>.
- [17] Moummi, N., Ali, S.Y., Moummi, A. and Desmons, J.Y. (2004) Energy Analysis of a Solar Air Collector with Rows of Fins. *Renewable Energy*, **29**, 2053-2064.
<https://doi.org/10.1016/j.renene.2003.11.006>
- [18] Koyuncu, T. (2006) Performance of Various Designs of Solar Air Heaters for Crop Drying Applications. *Renewable Energy*, **31**, 1073-1088.
<https://doi.org/10.1016/j.renene.2005.05.017>
- [19] Zerrouki, A., Tedjiza, B. and Said, N. (2002) Modélisation des Pertes Thermiques dans un Capteur Solaire à Air à deux Passes. *Revue des Energies Renouvelables*, **5**, 49-58.
- [20] Naphon, P. (2005) Effect of Porous Media on the Performance of the Double-Pass Flat Plate Solar Air Heater. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, **32**, 140-150. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2004.11.001>
- [21] Kumar, R. and Rosen, M.A. (2011) Performance Evaluation of a Double Pass PV/T Solar Air Heater with and without Fins. *Applied Thermal Engineering*, **31**, 1402-1410.
- [22] Ramani, B.M., Gupta, A. and Kumar, R. (2010) Performance of a Double Pass Solar Air Collector. *Solar Energy*, **84**, 1929-1937.
- [23] Jain, D. and Jain, R.K. (2004) Performance Evaluation of an Inclined Multi-Pass Solar Air Heater with In-Built Thermal Storage on Deep-Bed Drying Application. *Journal of Food Engineering*, **65**, 497-509.
<https://doi.org/10.1016/j.jfoodeng.2004.02.013>

Nomenclature

C_p : specific heat (kJ/kg·K).
 D : hydraulic diameter
 $\mathcal{S}$: surface
 e : thickness of the fluid channel (m)
 F : shape factor
 G : solar heat flux
 h_c : convective heat transfer coefficient (W/m²·K)
 h_r : radiative heat transfer coefficient (W/m²·K)
 Nu : Nusselt number
 Pr : Prandtl number
 q_m : mass flow rate of the fluid (kg/s)
 Re : Reynolds number.
 T : temperature (K).
 V : fluid velocity (m/s).

Greek Symbols

α : absorption coefficient/diffusivity
 τ : transmission coefficient
 ρ : density (kg/m³).
 σ : Stephan Boltzmann constant ($\sigma = 5.673 \times 10^{-8} \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$)
 ε : emissivity coefficient
 λ : thermal conductivity
 η : thermal efficiency.
 ϕ_u : effective power

Subscripts

a: ambient
ab: absorber
v: glass
p: plate
f1: fluid 1
f2: fluid 2
win: wind
c: celestial vault
i-j: between medium i (=a, v, ab, p, f1, f2) and medium j (=a, v, ab, p, f1, f2)
i: input
o: output