

UNIVERSITE HADJ LAKHDAR

BATNA



## THESE EN COTUTELLE

Présentée pour obtenir le grade de :

### DOCTEUR EN PHYSIQUE

Discipline : Mécanique et Energétique

## Etude du transfert thermique dans la lame d'air d'un capteur solaire

Par

**FERAHTA FATIMA ZOHRA**

Soutenue le 16 Décembre 2012, devant la commission d'examen :

- C. Abid, MCF-HDR à Aix-Marseille Université, France
- R. Bennacer, Professeur à l'Ecole Normale Supérieure de Cachan, France
- R. Bessaih, Professeur à l'Université de Constantine, Algérie
- S. Bougoul, Professeur à l'Université de Batna, Algérie
- A. Brima, Professeur à l'Université de Biskra, Algérie
- M. Médale, Professeur à Aix-Marseille Université, France
- M. Lachi, Professeur à l'Université de Reims, France
- A. Soudani, Professeur à l'Université de Batna, Algérie

# SOMMAIRE

SOMMAIRE .....	01
AVANT-PROPOS.....	02
DEDICACE.....	03
NOMENCLATURE.....	05
INTRODUCTION GENERALE.....	07

## **Chapitre 1 : Généralités et revue bibliographique**

1.1 Introduction.....	13
I.2 Description des capteurs solaires plans.....	13
1.2.1 L'absorbeur.....	14
1.2.2 La couverture transparente.....	16
1.3 Transfert thermique dans les capteurs solaires.....	16
1.3.1 Pertes thermiques vers l'avant du capteur.....	18
1.3.1.1 Pertes entre la vitre et l'extérieur.....	18
a) Pertes convectives.....	18
b) Pertes radiatives.....	20
1.3.1.2 Pertes entre l'absorbeur et la vitre.....	21
a) Pertes convectives.....	21
-Mécanisme de transfert.....	21
-Calcul du transfert convectif.....	23
b) Pertes radiatives.....	24
1.3.2 Pertes thermiques vers l'arrière du capteur.....	24
1.3.3 Bilan thermique d'un capteur solaire.....	25
1.4 Revue bibliographique.....	25

## **Chapitre 2 : Approche Numérique**

2.1 Introduction.....	36
2.2 Formulation mathématique.....	36
2.2.1 Equations gouvernantes.....	36
2.2.2 Equations de transfert et hypothèses simplificatrices.....	37
2.2.3 Evaluation des échanges radiatifs.....	39
2.2.3.1 Radiosité et flux net.....	40
2.2.3.2 Flux net échangé entre deux surfaces.....	41
2.3 Méthode numérique de résolution.....	42
2.3.1 Introduction.....	42
2.3.2 Maillage.....	43
2.3.3 Conditions initiales et conditions aux limites : CL (CFD FLUENT)	
2.3.4 Discrétisation et Résolution.....	47
2.3.4.1 Pour le calcul de la vitesse sur les faces.....	49
2.3.4.2 Pour le calcul de la pression sur les faces.....	50
2.3.4.3 Couplage pression-vitesse.....	50
2.3.4.4 Discrétisation temporelle.....	50
2.3.4.5 Choix du pas de temps.....	51
2.3.4.6 Sous-relaxation.....	51
2.3.4.7 Résolution.....	52
2.3.4.8 Tests de convergence.....	53
2.3.5 Etude du rayonnement.....	53
2.4 Conclusion.....	55

## **Chapitre 3 : Description du dispositif expérimental**

4.1 Introduction.....	57
4.2 Description du dispositif expérimental.....	57
4.2.1 Circuit hydraulique.....	58
4.2.2 Instrumentation des capteurs.....	60

4.2.2.1 Mesure de l'éclairement.....	60
4.2.2.2 Mesure des températures.....	60
4.2.2.3 Acquisition et traitement des données.....	62
4.3 Déroulement des expériences.....	64

## **Chapitre 4 : RESULTATS NUMERIQUES**

4.1 Introduction .....	67
4.2 Transfert thermique par convection naturelle dans la lame d'air.....	68
4.2.1 Présentation du système étudié.....	68
4.2.2 Influence de l'épaisseur.....	69
4.2.2.1 Epaisseur de la lame H=0.6 cm.....	70
4.2.2.2 Epaisseur de la lame H=0.7 cm.....	71
4.2.2.3 Epaisseur de la lame H=1 cm.....	73
4.3 Transfert thermique avec le couplage convection naturelle - rayonnement dans la lame d'air.....	75
4.3.1 Présentation du système étudié.....	75
4.3.2 Influence de l'épaisseur.....	75
4.3.2.1 Epaisseur de la lame H=0.5 cm.....	75
4.3.2.2 Epaisseur de la lame H=0.7 cm.....	76
4.3.2.3 Epaisseur de la lame H=1 cm.....	78
4.4 Comparaison du transfert thermique dans la cavité entre les deux cas « avec et sans rayonnement ».....	78
4.4.1 Epaisseur de la lame H=0.7 cm.....	79
4.4.2 Epaisseur de la lame H=1 cm.....	81
4.5 Transfert thermique dans la cavité menue de partitions.....	84
4.5.1 Epaisseur de la lame d'air H=1 cm.....	84
4.5.2 Epaisseur de la lame d'air H=0.7 cm.....	87
4.6 Conclusion.....	90

## **Chapitre 5 : Résultats Expérimentaux**

5.1 Introduction.....	92
5.2 Influence de la variation de l'épaisseur de la lame d'air.....	92
5.2.1 Augmentation de l'épaisseur de 6 mm par rapport l'épaisseur initiale....	93
5.2.2 Augmentation de l'épaisseur de 3 mm.....	99
5.2.3 Diminution de l'épaisseur de 3 mm.....	103
5.3 Influence de l'introduction des partitions dans les capteurs.....	106
5.3.1 Configurations avec cinq partitions.....	107
5.3.2 Configurations avec partitions croisées.....	110
5.4 Conclusion.....	114
<b>Conclusion .....</b>	<b>115</b>
<b>Références Bibliographiques .....</b>	<b>117</b>

## AVANT-PROPOS

Cette thèse a fait l'objet d'une cotutelle entre l'Université d'El Hadj-Lakhdar de Batna, Algérie et l'Université d'Aix-Marseille, France. Le travail a été effectué conjointement entre le Laboratoire de Physique Energétique Appliquée (LPEA) à Batna et le laboratoire de l'I.U.S.T.I. (Institut Universitaire des Systèmes Thermiques Industriels) à Marseille où j'ai bénéficié de relations et de conditions de travail exceptionnelles. Je tiens à remercier Monsieur LOUNÈS TADRIST, Professeur à l'Université d'Aix-Marseille de m'avoir accueillie au sein de ce laboratoire.

Je remercie tout particulièrement Madame Chérifa ABID pour avoir assuré la direction de ce travail. J'ai eu la chance de bénéficier de son soutien constant ainsi que de son encadrement exemplaire. Outre la formation qu'elle m'a permis d'acquérir, elle m'a fait partager sa passion et son enthousiasme pour la recherche. Je lui exprime ma profonde gratitude et ma sincère reconnaissance.

Je remercie également Monsieur Saadi Bougoul d'avoir accepté d'encadrer ce travail, je lui suis reconnaissante pour son aide et sa grande patience.

Ces quelques lignes ne suffisent pas pour témoigner ma gratitude à Monsieur Marc Medale pour son soutien. Je le remercie pour ses encouragements, ses suggestions et discussions scientifiques. Sa disponibilité et ses conseils ont beaucoup contribué à la réalisation de ce travail

Je suis également reconnaissante envers Messieurs Mohamed Lachi et Rachid Bessaih qui ont accepté de rapporter sur ce travail. Je les remercie pour leur participation au jury ainsi que pour les remarques constructives et enrichissantes.

Je remercie Monsieur Azzedine Soudani, Professeur à l'université de Batna, qui nous a fait l'honneur d'accepter la présidence du jury

Je tiens à remercier Messieurs Rachid Bennacer et Abdelhafid Brima de m'avoir fait l'honneur de participer à ce jury.

Je ne pourrai oublier Monsieur Ouamar Rahli, Ingénieur de Recherche à l'USTI pour sa collaboration pour la réalisation du travail expérimental. Je lui suis reconnaissante de l'aide chaleureuse qu'il n'a pas cessée de m'apporter.

J'exprime également ma profonde gratitude à l'ensemble du personnel du laboratoire, ainsi qu'aux membres du groupe administratif. Je remercie toutes les personnes qui de près ou de loin ont contribué à ce travail : celles qui, gratuitement m'ont consacré un peu de temps, m'ont apporté leur soutien, ou tout simplement m'ont donné le petit coup de pouce qui m'aura permis d'avancer d'un grand pas.

Enfin, que mes amis thésards ou chercheurs soient ici remerciés pour leur aide, leur soutien et les conseils qu'ils m'ont prodigués ainsi pour leur sympathie qui a rendu plus agréables ces années de thèse.

Et enfin, j'adresse des pensées reconnaissantes à ma famille et à mes proches pour leurs encouragements et leur soutien permanent.

*À la mémoire de mon père*

*À ma chère mère et ma grande mère*

*À mes frères et sœurs*

*À tous ceux qui me sont chers...*

# Nomenclature

## Symboles latins

$a$	diffusivité thermique, $m^2.s^{-1}$
$A_f$	surface d'une face
$C_p$	capacité calorifique du fluide, $J/kg.K$
$e$	épaisseur de la lame d'air, $cm$
$e_{is}$	épaisseur de l'isolant, $m$
$E$	énergie interne massique, $J/kg$
$g$	accélération de la pesanteur, $m.s^{-2}$
$G$	éclairage Solaire, $w/m^2$
$h$	coefficient d'échange de chaleur, $w/m^2$
$h_{cv}$	coefficient d'échange par convection, $w/m^2$
$h_{rad}$	coefficient d'échange par rayonnement, $w/m^2$
$h_{rav}$	coefficient d'échange par rayonnement entre absorbeur-vitre, $w/m^2$
$h_{rve}$	coefficient d'échange par rayonnement entre la vitre et l'environnement, $w/m^2$
$H$	hauteur, $cm$
$k$	conductivité thermique, $W.m^{-1}.K^{-1}$
$K_{is}$	coefficient de conductivité thermique de l'isolant $W.m^{-1}.K^{-1}$
$l$	largeur du capteur, $m$
$L$	longueur du capteur solaire, $m$
$\dot{m}$	débit massique
$Nu$	nombre de Nusselt convectif
$p$	pression, $Pa$
$Pr$	nombre de Prandtl, $\nu/\alpha$
$P_p$	puissance perte, $W$
$P_u$	puissance utile, $W$
$Q$	densité du flux de chaleur, $W.m^{-2}$
$R$	résistance thermique
$Ra$	nombre de Rayleigh, $g\beta(T_1 - T_2)H^3/\nu\alpha$
$Sc$	surface du capteur solaire, $m^2$
$S_{lat}$	surface des parois latérales, $m^2$
$t$	temps, $s$
$T$	température, $K$
$T_a$	température de l'air ambiant, $K, ^\circ C$
$T_{abs}$	température de l'absorbeur (chaude), $K, ^\circ C$
$T_c$	température du ciel, $K$
$T_e$	température d'entrée, $^\circ C$
$T_s$	température de sortie, $^\circ C$

$T_v$	température du vitrage, °C
$T_0$	température initiale, K
$U_{arr}$	coefficient de pertes thermiques vers l'arrière du capteur
$U_{av}$	coefficient de pertes thermiques global vers l'avant du capteur
$U_{lat}$	coefficient de pertes thermiques latérales
$U_T$	coefficient de pertes thermiques global vers l'extérieur
$u, v, w$	vitesses selon x, y, m.s <sup>-1</sup>
$x, y, z$	coordonnées cartésiennes, m

### Symboles grecs

$\beta$	coefficient d'expansion volumique, K <sup>-1</sup>
$\Delta T$	différence de température K, °C
$\nu$	viscosité cinématique du fluide, m <sup>2</sup> .s <sup>-1</sup>
$\rho_0$	densité du fluide à $T_0$ , kg.m <sup>-3</sup>
$\rho$	densité du fluide à T, kg.m <sup>-3</sup>
$\varepsilon$	émissivité thermique
$\mu$	viscosité dynamique du fluide
$\eta$	rendement du capteur
$\alpha$	angle d'inclinaison du capteur solaire par rapport à l'horizontal, degrés
$\sigma$	constante de Stefan-Boltzmann, W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-4</sup>
$\bar{\tau}$	Tenseur des contraintes de viscosité du fluide, Pa

### Indices et exposants

cv	convection
f	fluide
in	intérieur
out	extérieur
rad	radiation
s	solide
v	vitrage
$v_1$	vitrage extérieur
$v_2$	vitrage intérieur

# Introduction Générale

Depuis la crise du pétrole, on attire l'attention sur la nécessité des économies d'énergie, notamment par l'utilisation d'énergie douces, comme l'énergie solaire.

Le développement de l'utilisation de cette énergie solaire sera lié non seulement à ses avantages économiques (qui grandiront au fur et à mesure que les réserves d'énergie fossile diminueront) mais aussi à des conditions liées à la protection de l'environnement. Elle ne pourra pas remplacer à elle seule les énergies fossiles, du fait des surfaces gigantesques disponibles dont on aurait besoin pour cela, mais elle permet néanmoins de réaliser d'importantes économies d'énergie. Même dans les zones à faible ensoleillement comme en Europe du nord, le gisement solaire est considérable. La seule limitation à son emploi vient de sa discontinuité, en effet le rayonnement solaire est un apport énergétique dont l'intensité varie selon le lieu, l'heure du jour, la saison et les conditions climatiques et aussi à la difficulté d'un stockage efficace avec un prix de revient acceptable.

L'éclairement énergétique moyen sur une surface normale au rayonnement solaire est estimé à  $1350 \text{ W/m}^2$  ; il correspond à la distribution spectrale d'un corps noir à une température voisine de  $5800 \text{ K}$ . Lors de la traversée de l'atmosphère il subit un certain nombre de réfractions, d'émissions et d'absorptions. Le flux solaire global incident est constitué du rayonnement direct défini par le flux énergétique transmis dans un angle solide limité au disque solaire [Duffie et Beckman][1] et du rayonnement diffus défini par le flux émis par des obstacles (nuages, sol, bâtiment). La part du rayonnement diffus n'est pas négligeable et peut atteindre 50% du rayonnement global (selon la situation géographique du lieu). L'énergie solaire peut être transformée en chaleur par l'intermédiaire d'un fluide (eau, air, ...) circulant au contact d'une surface qui capte le rayonnement solaire. De cette façon on obtient un bon rendement de conversion de l'énergie solaire en chaleur. Cette technique permet la production de chaleur pour le chauffage de l'air de ventilation, le chauffage des locaux et le séchage qui est une opération souvent nécessaire dans de nombreux processus (agro-alimentaire, matériaux de construction, bois, ...). Pour pouvoir conclure sur l'intérêt de l'énergie solaire, il faudra évidemment se pencher sur la technologie des capteurs solaires thermiques et évaluer leur rendement de conversion. Dans le but d'augmenter la résistance thermique entre

l'absorbeur et le vitrage du capteur solaire et de réduire les déperditions thermiques, les chercheurs ont étudié de nombreuses techniques.

Le présent travail se base sur la compréhension des mécanismes d'écoulement et de transfert en convection naturelle interne, dans des configurations tridimensionnelles dans le but de trouver la conception optimale qui permet un contrôle thermique adéquat et une performance énergétique maximale pour l'optimisation d'un capteur solaire thermique.

Une partie de cette thèse est donc consacrée à une étude numérique basée sur la mise au point d'un modèle de la convection naturelle dans la lame d'air d'un capteur solaire de forme parallélogramme fermée contenant de l'air et inclinée d'un angle  $\alpha$ . Cette étude a été réalisée en tenant compte de certaines hypothèses simplificatrices, en particulier en négligeant l'influence du circuit de récupération qui induit un flux non uniforme au niveau de l'absorbeur puisque le fluide caloporteur subit un accroissement de la température entre l'entrée et la sortie. L'absorbeur est donc considéré avec un flux constant le long de la surface et le mouvement de l'air dans l'espace vitre-absorbeur est considéré instationnaire, laminaire et tridimensionnel. Les calculs ont été réalisés en distinguant :

- 1- l'effet des différents modes de transfert : la convection seule, la convection en tenant compte du rayonnement et enfin la convection en introduisant des obstacles dans la cavité.
- 2- l'influence d'un certain nombre de paramètres sur le comportement thermique et dynamique du fluide contenu dans cette cavité (variation de l'épaisseur de la cavité et introduction des obstacles au niveau de la lame d'air).

Ce travail est suivi d'une étude expérimentale sur un capteur solaire. On sait que les pertes thermiques en face avant des capteurs solaires sont la principale source de déperditions des capteurs solaires et en conséquence un des points qu'il convient de faire est de réduire ces pertes et ceci en introduisant des changements dans un certains paramètres pour améliorer la performance globale du capteur et son rendement thermique. L'effet de l'épaisseur de la lame d'air et la présence des obstacles dans cette dernière ont été mis en place dans l'étude expérimentale.

Notre mémoire est scindé en cinq chapitres :

Le premier chapitre est consacré à la présentation des capteurs solaires thermiques, à la compréhension du mécanisme du transfert thermique dans la lame d'air d'un capteur solaire et à la présentation d'une bibliographie succincte et récente apportée sur ce sujet.

Dans le deuxième chapitre, nous présentons d'abord la géométrie du modèle physique considéré. Ensuite, écrites sous leurs formes dimensionnelles, les équations gouvernantes de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Nous passerons après à la résolution numérique des équations gouvernantes. Après une brève introduction du logiciel utilisé pour la simulation, nous décrirons la méthode numérique utilisée dans ce logiciel qui est celle des volumes finis, le maillage puis tous les schémas de discrétisation choisis pour l'obtention des équations algébriques linéarisées pour toutes les variables de ce problème. Enfin, les conditions initiales et aux limites associées seront détaillées ainsi que la méthode de résolution et enfin nous présentons le modèle de rayonnement utilisé dans notre étude lors du couplage convection naturelle et rayonnement.

Dans le chapitre trois nous présentons le dispositif expérimental qui a permis la réalisation de la campagne de mesures.

Nous rassemblons dans les chapitres quatre et cinq les principaux résultats numériques et expérimentaux de cette étude. Les comparaisons et les interprétations des divers résultats seront présentées

Enfin nous terminons ce travail par une conclusion générale qui résume les principaux résultats obtenus.

# **Chapitre 1 : Généralités et revue bibliographique**

**Plan :**

**1.1 Introduction**

**1.2 Présentation des capteurs solaires thermiques**

**1.3 Description des transferts thermiques dans un capteur solaire**

**1.4 Revue bibliographique**

**1.5 Conclusion**

## 1.1 Introduction

Notre travail traite d'un problème physique concernant le capteur solaire, de ce fait nous nous proposons ici de décrire d'une manière succincte un capteur solaire héliothermique et le mécanisme de conversion de l'énergie du rayonnement électromagnétique en chaleur. Ainsi nous allons citer quelques-uns des nombreux travaux effectués dans le cadre de cette recherche contractuelle : celle qui porte sur les transferts de chaleur par conduction, convection naturelle et rayonnement dans des géométries de type capteur solaire héliothermique.

Nous décrirons également les différents travaux qui se sont intéressés à l'amélioration du rendement du capteur solaire thermique.

## 1.2 Description des capteurs solaires plans

Les capteurs solaires thermiques permettent la production d'énergie thermique à partir du rayonnement solaire. Ils sont composés d'un corps opaque qui absorbe le rayonnement solaire en s'échauffant, d'un système de refroidissement à l'aide d'un fluide caloporteur (air ou liquide), d'un isolant thermique latéralement et en sous-face, le plus souvent d'une couverture transparente (en face avant et exposée au rayonnement), et éventuellement d'un coffrage étanche à l'eau et d'un système de support mécanique de l'ensemble (Figure 1.1).

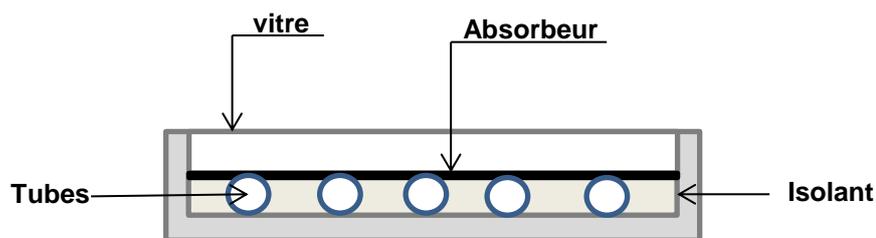


Figure 1.1 : Schéma synthétique d'un capteur solaire thermique

Dans un capteur solaire thermique, le rayonnement traverse son vitrage et frappe l'absorbeur. C'est à la surface de celui-ci que le rayonnement solaire est converti en chaleur. Un liquide caloporteur, qui circule dans l'absorbeur, conduit la chaleur captée vers le consommateur. Le vitrage solaire crée un effet de serre, qui augmente le rendement du capteur, quand la température extérieure est inférieure à la température du capteur. Il a la propriété de mieux

laisser passer le rayonnement solaire ( $0.25 < \lambda < 2.5 \mu m$ ) que le rayonnement infra-rouge, émis par l'absorbeur. Il permet donc de limiter les pertes par réémission. La chaleur est ainsi piégée dans le capteur. La couverture évite aussi le refroidissement de l'absorbeur par le vent.

L'absorbeur et la couverture sont disposés dans un boîtier dont les parois sont recouvertes d'un isolant permettant de limiter les pertes de l'absorbeur vers l'arrière ou les côtés du capteur solaire. Le liquide caloporteur chauffé dans l'absorbeur conduit la chaleur captée vers un échangeur de chaleur, où sa chaleur est transmise au consommateur. Le circuit fermé solaire fonctionne ainsi de manière indépendante du circuit consommateur.

### 1.2.1 L'absorbeur

Deux fonctions incombent à l'absorbeur :

- absorber la plus grande partie du rayonnement solaire possible
- transmettre la chaleur produite vers le fluide caloporteur avec un minimum de perte

De plus, il devra être le plus léger possible afin de limiter l'inertie de mise en régime et construit avec un bon matériau conducteur. Ce type de surface absorbant au maximum et réémettant au minimum a été nommée surface « sélective ». La sélectivité de l'absorbeur est très importante ; elle est améliorée au moyen de traitement de surface qui ajoute au support des caractéristiques telles qu'une forte absorptivité dans le visible et une faible émission dans l'infrarouge. Deux coefficients déterminent les caractéristiques de ces absorbeurs

- $\alpha$  : coefficient d'absorption (optimal : 1)
- $\varepsilon$  : coefficient d'émission (optimal : 0)

Selon les caractéristiques escomptées, le traitement de surface peut être obtenu par des procédés électrochimiques ou électro-physiques. Les plus importants sont :

- a) peinture noire : dépôt d'une peinture mate noire de commerce
- b) l'oxyde de Chrome : ce dernier est déposé sur une sous-couche de nickel, le tout formant une couche extrêmement fine sur un support métallique
- c) traitement sous vide : ce procédé consiste à déposer, sous vide, différents métaux (titane,.....) sur la surface absorbante.

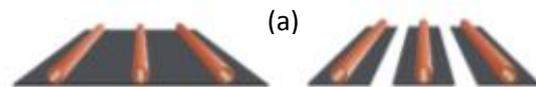
Nous résumons les résultats obtenus par les différents traitements de surface dans le tableau ci-dessous :

Revêtement	Absorption : $\alpha$	Emission : $\varepsilon$
Peinture noire	0.9 - 0.95	> 0.85
Black chrome	0.95	0.12 - 0.18
Traitement sous vide	> 0.95	< 0.05

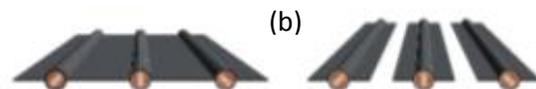
Tableau 1.1 : Propriétés optiques des revêtements utilisés

Par ailleurs, la forme de l'absorbeur influence également le rendement du capteur. Ainsi la figure 1.2 montre les formes les plus utilisées dans les capteurs solaires commercialisés.

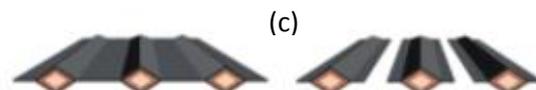
a) les absorbeurs à plaques ou ailettes de cuivre et tuyauteries de cuivre soudées (les plus utilisés)



b) les absorbeurs à plaques ou ailettes de cuivre et tuyauteries enchâssées



c) les absorbeurs à plaques ou ailettes d'aluminium et tuyauteries de cuivre



d) les absorbeurs à plaques d'aluminium profilées soudées

e) les absorbeurs à plaques d'acier inoxydable profilées soudées

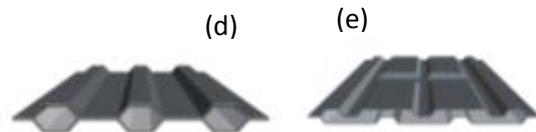


Figure 1.2 : Diverses formes d'absorbeurs (d'après DGS Solar Antalgen [65])

On distingue également les absorbeurs par les différentes formes de réseau de tuyauterie auxquels ils sont liés (figure 1.3) :

a) les absorbeurs à conduites en serpentif

b) les absorbeurs à conduites parallèles unidirectionnelles

c) les absorbeurs à conduites parallèles

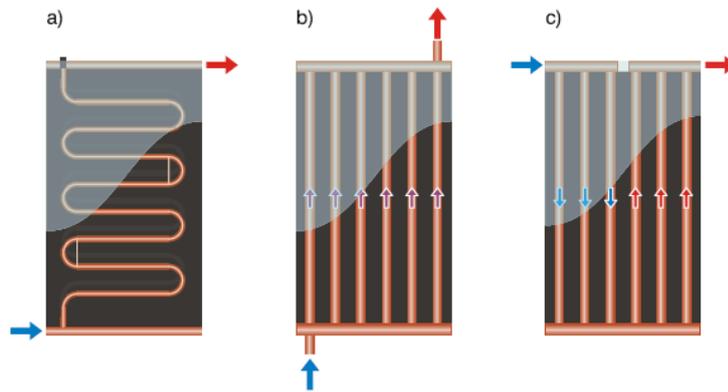


Figure 1.3 : Principaux types de réseaux de tuyauteries dans l'absorbeur  
(d'après DGS Solar Antalgen [65])

### 1.2.2 La couverture transparente

Le verre est considéré comme une couverture pour les installations solaires thermiques. Le verre permet de laisser passer le rayonnement solaire et d'arrêter le rayonnement infrarouge réémis par l'absorbeur. La chaleur est donc bloquée entre l'absorbeur et la couverture : c'est l'effet de serre. Les matériaux transparents utilisés sont, le verre en simple ou double vitrage, trempé (bonne résistance aux chocs) ou non, ou certains matériaux plastiques ayant les propriétés de permettre l'effet de serre (c'est le cas de matériaux comme le polycarbonate, le méthacrylate et le tedlar). Les inconvénients du verre sont sa fragilité, son poids et son prix élevé en double vitrage. L'inconvénient principal des matériaux plastiques est la dégradation de certaines de leurs propriétés, avec le temps pour certains, ou le prix élevé pour d'autres.

### 1.3 Transfert thermique dans les capteurs solaires

Les capteurs solaires ont un bilan énergétique qui fait intervenir des pertes par rayonnement, convection et conduction. La connaissance de ces phénomènes est donc nécessaire pour établir, prévoir ou améliorer le bilan thermique.

Les applications de mise en forme et l'amélioration des qualités d'un capteur solaire, nécessitent la prédiction des pertes thermiques au sein de ce dernier ; la détermination des pertes tient compte à son tour des différents échanges thermiques existants (Figure 1.4).

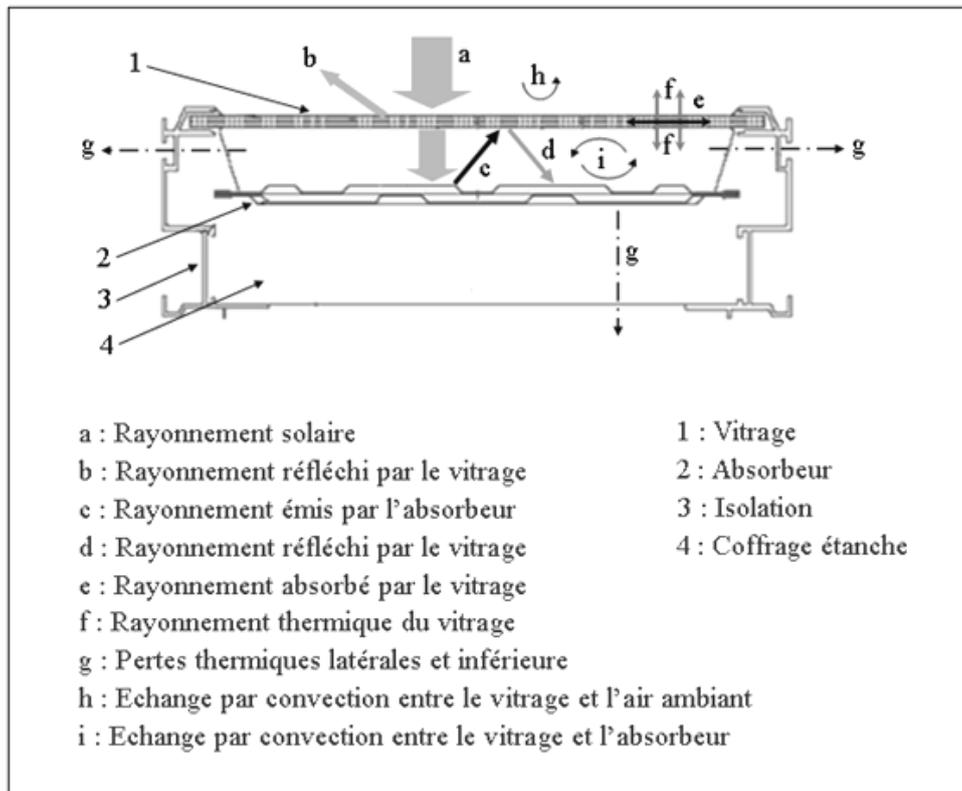


Figure 1.4 : Les différents échanges thermiques dans un capteur solaire

Les ouvrages généraux sur les capteurs solaires proposent des bilans énergétiques, sans préciser la nature de leur étude (expérimentation, simulation numérique ou étude théorique). De plus, ces références précisent rarement les caractéristiques du système étudié (sélectivité de l'absorbeur, épaisseur d'isolant, couverture, ...). C'est pourquoi, ces résultats sont à prendre avec précaution et surtout à titre indicatif. Ainsi, on peut citer le travail de Cardonnel [66], qui propose un bilan (voir figure 1.5) sans préciser les hypothèses d'obtention de ces valeurs.

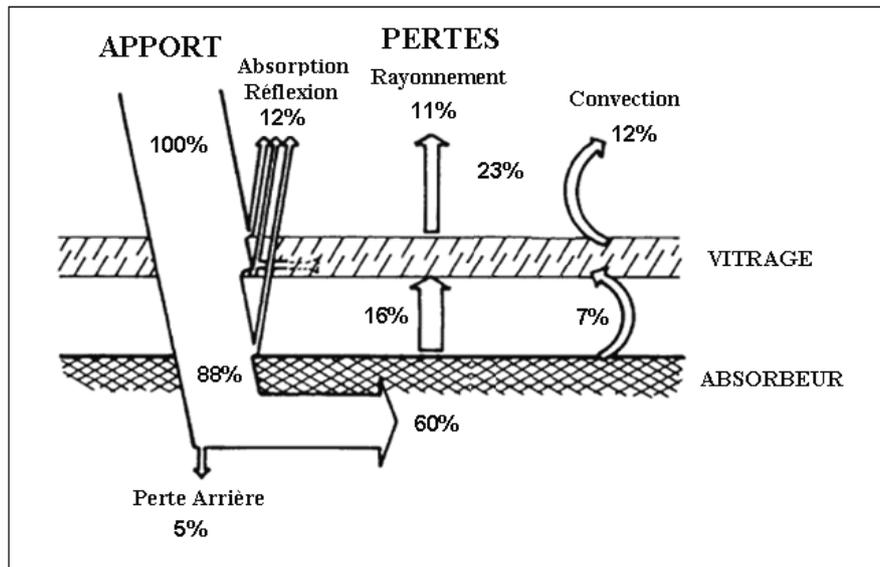


Figure 1.5 : Bilan thermique d'un capteur solaire plan vitré [66]

Cependant, les auteurs s'accordent à dire que les pertes latérales et arrières restent négligeables devant les pertes thermiques face avant du capteur qui demeurent les plus importantes ; on appelle face avant, la partie du capteur orientée vers le ciel entre l'absorbeur et l'extérieur.

### 1.3.1 Pertes thermiques vers l'avant du capteur

Ces pertes peuvent être scindées en deux parties, les pertes entre la vitre et l'extérieur et les pertes entre l'absorbeur et la vitre.

#### 1.3.1.1 Pertes entre la vitre et l'extérieur

La vitre est soumise à un échange convectif avec l'air ambiant d'une part et un échange radiatif avec la voûte céleste d'autre part.

#### c) Pertes convectives

Aux échanges par convection naturelle, on peut ajouter des échanges par convection forcée, pour la prise en compte du vent dans le cas du transfert convectif externe. Les corrélations utilisées pour quantifier les échanges par convection forcée sont très nombreuses ; le tableau 1.2 nous donne un aperçu sur certaines de ces corrélations.

Auteurs	Equation	validité
Incorpera [42] Convection forcée	$Nu_L = 0.66 Re_L^{1/2} Pr^{1/3}$	Régime laminaire
Incorpera [42] Convection naturelle	$Nu_L = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{[1+(0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$	Pour tous les Ra
Incorpera [42] Convection mixte	$Nu_L = \sqrt[3]{Nu_{forced}^3 + Nu_{natural}^3}$	
McAdams[43]	$h_w = 5.7 + 3.8W$ $h_w = 6.47w^{0.78}$	$W < 5m/s$ $W > 5m/s$
Watmuff[44]	$h_w = 2.3 + 3.0W$ $h_w = 2.8 + 3.0W$	$0 < w < 7m/s$ $w \leq 5m/s$
Sparrow [45-46]	$h_w = \frac{0.86 \rho C_p w}{Pr^{2/3} Re^{1/2}}$	$2.10^4 < Re < 9.10^4$ $4.5 < w < 24m/s$
Kumar[47]	$h_w = 10.03 + 4.687W$	$0 < w < 4m/s$
Sharples[48]	$h_w = 8.3 + 2.2W$ Direction du vent $h_w = 6.5 + 3.3W$ ( $i=0^\circ$ et $i=90^\circ$ )	$0.8 < w < 6.5m/s$
Onur [49]	$Nu = 0.568 Re^{0.524}$	Inclinaison $30^\circ$ du toit
Test [50-51]	$h_w = 2.56w + 8.55$	

Tableau 1.2 : Corrélations pour la convection externe sur la vitre

La corrélation qui a été largement utilisée dans les capteurs solaires c'est celle suggérée par Jurges (1924) pour une surface verticale de  $0.5 \times 0.5 \text{ m}^2$  et référencée par Macadams [43] et Duffie & Beckman [1] et d'autres, elle est de la forme :

$$h_{v1-a} = 5.7 + 3.8W \quad (1.1)$$

Où W est la vitesse du vent.

Selon Duffie [1] l'équation (1.1) n'est pas adaptée pour de longueurs de plaque supérieures à 0.5 m malgré cela elle est souvent appliquée à des capteurs solaires plans de plus de 0.5 m, en raison de l'absence d'une équation fiable.

Watmuff et al. [44] ont suggéré que probablement dans cette relation (1.1) l'effet du rayonnement est inclus, pour cette raison ils ont proposé l'expression suivante, qui a également été utilisée pour les capteurs solaires :

$$h_{v1-a} = 2.8 + 3W \quad (1.2)$$

Dans les conditions réelles, la vitesse instantanée ainsi que la direction de l'air varient rapidement, ces corrélations sont alors fortement imprécises mais faute de mieux, elles restent très utilisées.

#### d) Pertes radiatives

La densité de flux de chaleur échangée par rayonnement entre le vitrage et l'air ambiant est donnée par l'équation :

$$Q_{\text{rad}(v1-c)} = \varepsilon_v \sigma (T_v^4 - T_c^4) \quad (1.3)$$

Où :  $\varepsilon_v$  est l'émissivité de la vitre,  $\sigma$  est la constante de Stéphan-Boltzman,  $T_v$  est la température de la vitre et  $T_c$  la température du ciel.

En linéarisant les températures, la densité de flux peut s'écrire :

$$Q_{\text{rad}(v1-c)} = h_{\text{rve}} (T_v - T_{\text{amb}}) \quad (1.4)$$

$$\text{Où : } h_{\text{rve}} = \varepsilon_v \cdot \sigma (T_{\text{ciel}} + T_v) \cdot (T_{\text{ciel}}^2 + T_v^2) \cdot \frac{(T_v - T_{\text{ciel}})}{(T_v - T_{\text{amb}})} \quad (1.5)$$

La température du ciel qui correspond à la température de la voûte céleste est donnée en fonction de la température ambiante  $T_a$ . Plusieurs corrélations permettent de l'évaluer, la plus utilisée est celle donnée par Swinbank [53] telle que :  $T_c = 0.0522(T_{\text{amb}})^{1.5}$ . Ensuite, ces mêmes auteurs [1-53] ont fait une mise à jour de l'expression de la température du ciel. D'autres corrélations sont obtenues pour différentes conditions, dans les cas, d'un ciel nuageux, un ciel clair, etc. EN [52] et Swinbank [53] utilisent la température ambiante ( $T_a$ ) pour calculer la température du ciel, Bliss [54] et Berdahl et al. [55] utilisent la température de rosée ( $T_{dp}$ ), Brunt [56] et Aubinet [57] utilisent la pression de la vapeur d'eau ( $P_d$ ) et l'indice de limpidité du ciel ( $K_0 = G/G_0$  : rapport entre l'irradiation solaire horizontale globale  $G$  et l'irradiation solaire incidente  $G_0$ ). Toutes ces corrélations sont résumées dans le tableau 1.3.

Auteurs	Corrélations	
EN 6946[52]	$T_c = T_{amb}$	Ciel nuageux
Swinbak [53][1]	$T_c = 0.0522 (T_{amb})^{1.5}$ $T_c = 0.037536 (T_{amb})^{1.5} + 0.32 T_a$	Ciel clair
Bliss [54]	$T_c = T_{amb}(0.8004 + 0.00396T_{dp})^{1/4}$	
Berdahl et al.. [55]	$T_c = T_{amb} (0.711 + 0.0056T_{dp} + 0.0000737T_{dp}^2)^{1/4}$	Ciel clair
Aubinet [57]	$T_c = 94 + 12.6 \ln(p_d) - 13K_0 + 0.341 T_{amb}$	

Tableau 1.3 : Différentes corrélations pour la température du ciel

$T_{dp}$  est calculée en utilisant l'équation de Berger [58] :

$$T_{dp} = \frac{5179.25}{20.519 - \ln\left(\frac{760 P_d}{101325}\right)} \quad (1.6)$$

$P_d$  est donnée par humidité relative produite à air ambiant et la pression saturée de la vapeur d'eau ( $P_d''$ ) à température ambiante  $T_{amb}$  [57] en Pa.

$$P_d'' = \frac{5179,25}{20.519 - \ln\left(\frac{760 P_d}{101325}\right)} \quad (1.7)$$

### 1.3.1.2 Pertes entre l'absorbeur et la vitre

#### a. Pertes convectives

- Mécanisme de transfert

Avant de décrire le transfert thermique dans le capteur, on va d'abord donner un petit aperçu sur la convection dans les cavités confinées inclinées. Dans les cavités fermées inclinées, le mouvement de la couche fluide apparaît dès qu'il y a présence d'un gradient de température à l'intérieur. Un mouvement de base unicellulaire et bidimensionnel caractérisé par un courant ascendant le long de la paroi inférieure, chaude, et descendant le long de la paroi supérieure, froide, prend forme (figure 1.6). Dans la zone centrale le transfert se fait essentiellement par conduction, le phénomène de la convection n'affecte que les extrémités de la cellule.

A ce régime et avec l'augmentation du nombre de Rayleigh des rouleaux longitudinaux se forment et instaurent un régime à caractère tridimensionnel. Dans la figure 1.7 on observe l'existence de courants de convection qui entraînent le fluide chaud vers la plaque supérieure (froide), ces courants proviennent de la formation de rouleaux typiques de l'instabilité de Rayleigh-Bénard à un certain nombre de Rayleigh critique.

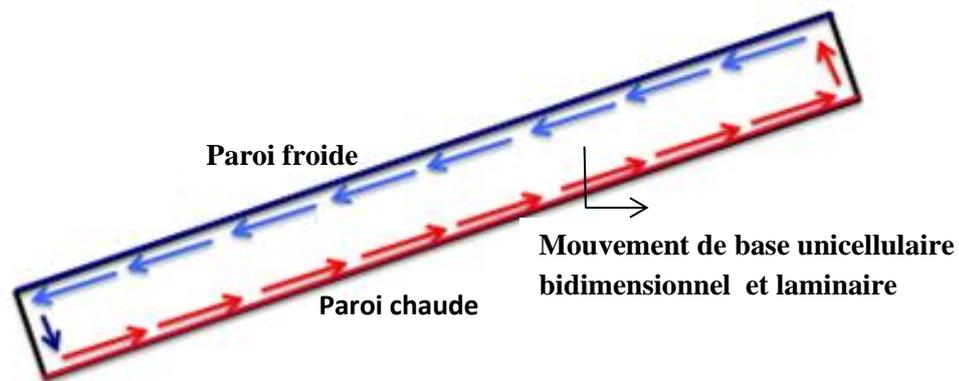


Figure 1.6 : Mouvement de base dans le cas d'une cavité inclinée

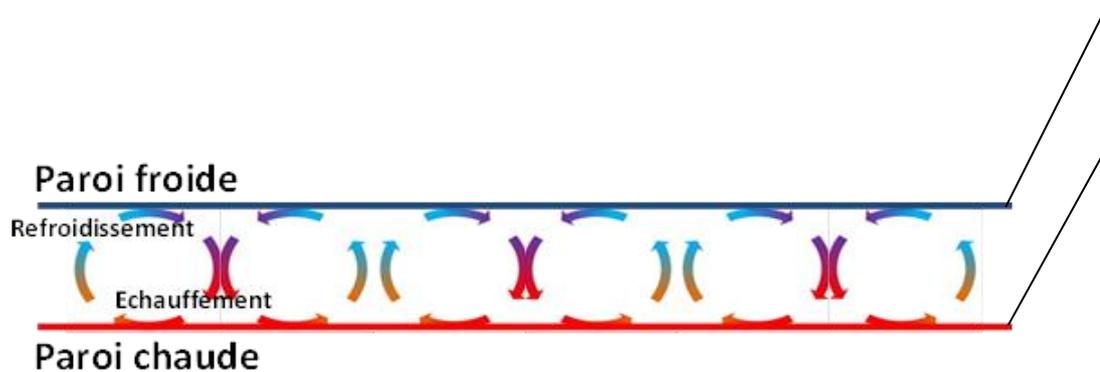


Figure 1.7 : Formation de rouleaux de Rayleigh-Bénard

Lorsqu'on continue d'accroître le nombre de Rayleigh, il peut apparaître dans la couche fluide des phénomènes instationnaires qui précèdent le passage à la turbulence.

• **Calcul du transfert convectif**

Le calcul du coefficient d'échange par convection naturelle,  $h_{cv}$ , a fait l'objet de nombreuses études expérimentales. Celles-ci ont établi des expressions valables sous certaines hypothèses. Parmi ces corrélations, celle de Hollands et al.. [59] est largement utilisée. Elle traite la convection naturelle pour une lame d'air dans une cavité inclinée, chauffée par le bas. Cette corrélation est valable pour  $1708 \leq Ra \cos \alpha \leq 5 \times 10^4$  et  $15^\circ \leq \alpha \leq 60^\circ$  ( $\alpha$  est l'inclinaison de la cavité) :

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

Le tableau 1.4 résume certaines des corrélations utilisées pour la convection naturelle dans une cavité.

Auteur	Equation	$\alpha$																						
Holland [59]	$\overline{Nu} = 1 + 1.44 \left[ 1 - \frac{1708(\sin 1.8\alpha)^{1.6}}{Ra \cos \alpha} \right] \left[ 1 - \frac{1708}{Ra \cos \alpha} \right] + \left[ \left( \frac{Ra \cos \alpha}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]$ $1708 \leq Ra \cos \alpha \leq 5 \times 10^4$	$0^\circ - 60^\circ$																						
Buchberg[60]	$Nu_L = 1 + 1.446(1 - 1708/Ra_L \cos \alpha)$ $1708 < Ra_L \cos \alpha < 5900$ $Nu_L = 0.229(Ra_L \cos \alpha)^{0.252}$ $5900 < Ra_L \cos \alpha < 9.2 \times 10^4$ $Nu_L = 0.157(Ra_L \cos \alpha)^{0.285}$ $9.2 \times 10^4 < Ra_L \cos \alpha < 10^6$	$0^\circ - 60^\circ$																						
Randall[61]	$Nu_L = 0.118[Ra_L \cos^2(\alpha - 45)]^{0.29}$ $2.8 \times 10^3 < Ra_L \cos \alpha < 2.2 \times 10^5$																							
Schinkel[62]	$Nu_L = a(\alpha)Ra_L^{1/3}$ $10^5 < Ra_L < 4 \times 10^6$	$0^\circ - 90^\circ$																						
	<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>\alpha</math></th> <th><math>0^\circ</math></th> <th><math>10^\circ</math></th> <th><math>20^\circ</math></th> <th><math>30^\circ</math></th> <th><math>40^\circ</math></th> <th><math>50^\circ</math></th> <th><math>60^\circ</math></th> <th><math>70^\circ</math></th> <th><math>80^\circ</math></th> <th><math>90^\circ</math></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td><math>a(\alpha)</math></td> <td>0.080</td> <td>0.079</td> <td>0.075</td> <td>0.074</td> <td>0.074</td> <td>0.074</td> <td>0.072</td> <td>0.069</td> <td>0.068</td> <td>0.062</td> </tr> </tbody> </table>	$\alpha$	$0^\circ$	$10^\circ$	$20^\circ$	$30^\circ$	$40^\circ$	$50^\circ$	$60^\circ$	$70^\circ$	$80^\circ$	$90^\circ$	$a(\alpha)$	0.080	0.079	0.075	0.074	0.074	0.074	0.072	0.069	0.068	0.062	
$\alpha$	$0^\circ$	$10^\circ$	$20^\circ$	$30^\circ$	$40^\circ$	$50^\circ$	$60^\circ$	$70^\circ$	$80^\circ$	$90^\circ$														
$a(\alpha)$	0.080	0.079	0.075	0.074	0.074	0.074	0.072	0.069	0.068	0.062														

Tableau 1.4 : Différentes corrélations pour le calcul du nombre de Nusselt dans des cavités fermées

## b. Pertes radiatives

La densité de flux de chaleur échangé par rayonnement entre l'absorbeur et le vitrage s'écrit :

$$Q_{\text{rad(a-v2)}} = h_{\text{rav2}} (T_{\text{abs}} - T_{\text{v2}}) = S \cdot \sigma \frac{(T_{\text{abs}}^4 - T_{\text{v2}}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{\text{abs}}} + \frac{1}{\varepsilon_{\text{v2}}} - 1} \quad (1.9)$$

Avec :

$$h_{\text{rav2}} = \frac{\sigma (T_{\text{abs}} + T_{\text{v2}})(T_{\text{abs}}^2 + T_{\text{v2}}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_{\text{abs}}} + \frac{1}{\varepsilon_{\text{v2}}} - 1} \quad (1.10)$$

Le coefficient global des pertes avant  $U_{\text{av}}$  sera alors donné par :

$$U_{\text{av}} = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{cve}} + h_{\text{rve}}} + \frac{1}{h_{\text{cav}} + h_{\text{rav}}}} \quad (1.11)$$

### 1.3.2 Pertes thermiques vers l'arrière du capteur

Les pertes arrière sont peu importantes devant les pertes avant. En effet, le capteur étant généralement bien isolé à l'arrière. L'expression permettant d'évaluer le coefficient d'échange est donnée par :

$$U_{\text{arr}} = \frac{K_{\text{is}}}{E_{\text{is}}} \quad (1.12)$$

Où :  $k_{\text{is}}$  est la conductivité thermique de l'isolant et  $e_{\text{is}}$  est son épaisseur

A ces pertes peuvent se rajouter les pertes thermiques latérales mais qui restent relativement faibles à celles des pertes arrières vue que la surface latérale est peu importante.

$$U_{\text{lat}} = \frac{K_{\text{is}}}{E_{\text{is}}} \cdot \frac{A_{\text{lat}}}{A_{\text{c}}} \quad (1.13)$$

Où :  $A_{\text{lat}}$  est la surface des parois latérales et  $A_{\text{c}}$  est la surface du capteur

Le coefficient des pertes thermiques globales vers l'extérieur  $U_{\text{t}}$  est la somme des trois coefficients déterminés ci-dessus :  $U_{\text{t}} = U_{\text{av}} + U_{\text{arr}} + U_{\text{lat}}$

### 1.3.3 Bilan thermique d'un capteur solaire

Le bilan thermique en régime stationnaire d'un capteur exprime que la puissance absorbée ( $\tau\alpha G$ ) se répartit entre la puissance utile  $P_u$  et les pertes thermiques  $P_p$ , ainsi on peut écrire :

$$\tau\alpha G = P_u + P_p \quad (1.14)$$

Avec  $\tau$  le facteur de transmission du vitrage et  $\alpha$  le facteur d'absorption de l'absorbeur.

Si l'on considère que le capteur est à une température  $T_c$  et que l'environnement est à une température  $T_a$ , alors  $P_p$  sera donnée par :  $P_p = U_t(T_c - T_a)$

Si le fluide caloporteur rentre dans le capteur avec un débit massique  $\dot{m}$  à une température  $T_e$  et sort à une température  $T_s$ , la puissance utile  $P_u$  sera donnée par :  $P_u = \dot{m}C_p(T_s - T_e)$

Où  $C_p$  est la chaleur spécifique du fluide caloporteur

Le rendement du capteur  $\eta$  est défini comme étant le rapport entre la puissance utile et la puissance incidente, soit :  $\eta = P_u / S.G$

Bien entendu, en régime transitoire il faut rajouter dans le bilan la puissance stockée pour amener la température du capteur au régime permanent.

## 1.4 Revue bibliographique

L'amélioration des performances des capteurs solaires consiste à limiter les déperditions thermiques entre l'absorbeur et l'environnement et à augmenter la quantité d'énergie absorbée avec un choix judicieux des composants des capteurs. Ainsi, un certain nombre de travaux ont été faits sur les capteurs solaires dans le but est d'améliorer leur efficacité.

Ainsi, **Duffie et al.** [1] ont élaboré un modèle pour les capteurs solaires plans. Dans ce modèle, les températures de l'absorbeur, de la plaque arrière et du vitrage sont calculées en considérant le régime stationnaire monodimensionnel. La résolution est basée sur l'analogie électrique. Malgré les hypothèses simplificatrices, ce modèle reste largement utilisé pour la conception et la prédiction.

L'influence des conditions internes et externes d'un capteur solaire comme la vitesse du vent et sa direction, le vieillissement de la surface du collecteur, les pertes thermiques par convection, l'inertie thermique et l'angle d'incidence, sur le rendement ont été explorés numériquement par **Rodriguez et al.** [2] et validé expérimentalement par les mêmes auteurs

[3] sur un champ de capteurs solaires plans de  $50 \text{ m}^2$  de surface totale. L'ensemble des capteurs est incliné de  $40^\circ$  (correspondant à la latitude locale Madrid) et le débit du fluide caloporteur est de  $0.6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$  ce qui correspond à  $0.3 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$  par capteur. L'influence de ces conditions sur le rendement du capteur a été effectuée en comparant avec les performances d'un capteur industriel de type EN-12975. Il ressort de cette étude que l'accroissement du débit augmente la température et l'efficacité. Par ailleurs, comme les expérimentations ont été menées sur une durée de 9 ans afin d'investiguer l'effet du vieillissement, il a été montré que l'efficacité optique est diminuée de 9% passant de 0.85 à 0.76 après 9 ans de fonctionnement.

Pour étudier le comportement thermique des capteurs solaires **Molero et al.** [4] ont mis au point un modèle mathématique tridimensionnel en régime instationnaire. Le modèle permet d'étudier plusieurs configurations : capteur à tubes parallèles (PTC), capteur à tube serpentin (SC), capteur à deux plaques parallèles (TPPC), utilisation d'un fluide absorbant avec plaque semi-transparente ou transparente et utilisation d'un isolant transparent en nid d'abeilles entre la plaque et la couverture. L'effet de la température sur les propriétés thermiques des matériaux a également été examiné. Le modèle permet également d'analyser des températures de l'absorbeur avec un écoulement uniforme et non uniforme. Les résultats ont été validés avec un code de calcul commercial.

**Minn et al.** [5] ont étudié comment la température de l'absorbeur interagit avec le fluide circulant à l'intérieur des tubes, les effets de bord, les pertes globales et le coefficient du transfert thermique du fluide pour un capteur conçu avec une couverture en Tedlar. Ils ont trouvé que la température du fluide à la sortie de chaque tube est différente et que le coefficient de perte global augmente avec la température de l'absorbeur.

Une analyse sur le comportement d'un capteur à air sous ensoleillement naturel et artificiel a été faite par **Letz et al.** [6] et ceci en utilisant un modèle basé sur une résolution des équations de bilan thermique par la méthode nodale. Cette étude théorique était validée à partir des essais expérimentaux. L'écart entre le rendement théorique et expérimental était de 3%. Il a été déduit que le débit d'air dans le capteur et la température d'entrée ont une grande influence sur le rendement par contre l'inclinaison et l'éclairement influent très peu. La sélectivité de l'absorbeur est aussi importante pour une amélioration du rendement lorsque la température d'entrée de l'air est élevée. Les pertes diminuent la température de sortie mais améliorent dans certains cas le rendement. Le modèle a permis aussi de corriger les mesures faites sous simulateur solaire.

L'influence de l'orientation d'un capteur solaire joue un rôle important sur le rendement des capteurs plans puisqu'elle peut changer le rayonnement solaire atteignant le capteur solaire, **Dang et al.** [7] ont présenté une étude expérimentale sur l'effet de l'orientation-sud sur le rendement des capteurs solaires plans. L'étude a été faite pour trois latitudes  $L = 28.38^\circ\text{N}$  (New Delhi),  $L = 12.97^\circ\text{N}$  (Bangalore) et  $L = 13.0^\circ\text{N}$  (Madras). Il a été constaté que la meilleure performance est obtenue pour une inclinaison d'angle de la latitude de  $+15^\circ$  l'hiver et  $-15^\circ$  l'été. Par contre pour toute l'année, l'énergie solaire maximale est recueillie lorsque l'inclinaison est de 0.9 fois l'angle de la latitude. Ils ont conclu que l'augmentation de l'angle au sud diminue l'efficacité durant l'année.

Afin de trouver un absorbeur à revêtement de faible coût, optiquement efficace et de longue durabilité, **Henry et al.** [8] ont travaillé sur le Nickel noir (Ni<sub>3</sub>ZnS), le Chrome noir (Cr<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) et le fer noir (FeO) comme revêtement plaqué sur l'absorbeur ; ils ont trouvé que le noir du nickel (avec une absorptivité  $\alpha = 0.95$  et une émissivité  $\varepsilon = 0.07$ ) a les meilleures propriétés optiques. Le Chrome noir, qui a montré une mineure dégradation après un test de 192 heures d'exposition à l'humidité, avait la meilleure durabilité alors que le Noir de fer présente le coût le plus bas.

L'effet du nombre et des propriétés du vitrage sur les performances thermiques d'un capteur solaire a aussi été considéré. Nous citons le travail expérimental de **Youcef-Ali** [9] sur des capteurs solaires à double et à triple vitrages auquel il leur a ajouté des plaques rectangulaires (ailettes) minces, de différentes longueurs, orientées parallèlement à l'écoulement, pour augmenter ainsi le transfert thermique et donc les performances du capteur solaire. Pour un débit de  $50\text{kg/hm}^2$  et un vitrage en polycarbonate, il a trouvé que le capteur à triple vitrage atteint un rendement de 39%, 67%, 68% et 59% avec des longueurs d'ailettes respectives de 2.5, 5.0, 10.0 et 20.0 cm alors que le capteur à double vitrage atteint les valeurs de 38%, 59%, 64% et 56%. Le capteur à double vitrage offre une performance thermique inférieure à celle du triple vitrage. Avec le capteur à triple vitrage, la quantité de rayonnement interceptée et transmise à l'absorbeur est diminuée, mais les pertes globales sont réduites.

Pour trouver l'effet de l'espace entre deux vitres sur le rendement thermique d'un capteur solaire plan **BenGuehza et al.** [10] ont fait une étude théorique sur un capteur à double vitrage, ceci afin de minimiser les pertes thermiques par convection. Le système d'équations est résolu en utilisant la méthode des différences finies avec un schéma explicite. Le système algébrique obtenu est résolu par la méthode itérative de Gauss Seidel. Le capteur est de 1m de longueur et 1.1m de largeur, l'espace entre l'absorbeur et la première vitre est de 1.5cm et

l'espace entre la première vitre et la deuxième varie entre 0.1cm et 3cm. Ils ont distingué trois zones, entre 0.1cm et 1.5cm, il y a augmentation de la puissance utile  $P_u$ , entre 1.5cm et 2 cm la puissance diminue légèrement et entre 2cm et 3cm la puissance tend vers une valeur constante. La même tendance est observée concernant la température du fluide caloporteur et le rendement.

Comme le plastique est une matière de protection contre les casses **D. Njomo** [11] a procédé à une étude numérique du comportement thermique d'un capteur solaire à air avec couverture combinée plastique-vitre, le plastique utilisé ici est le plexiglas et l'absorbeur est du type corps gris ( $\alpha=0,83$ ). La simulation est faite en régime quasi-stationnaire. Il découle de l'analyse numérique que les performances thermiques de ce capteur sont sensiblement meilleures que celles obtenues dans le cas d'un capteur à double vitrage de même matériau.

Les matériaux copolymères ont commencé à s'introduire dans la conception des capteurs solaires. Ainsi, **C. Cristofari et al.** [12] cherchent les performances d'une installation solaire thermique dont le collecteur est entièrement fabriqué en copolymère. Ils ont fait une analyse sur l'épaisseur de l'isolation, le débit et l'épaisseur de la couche du fluide caloporteur. La simulation a été effectuée sur une année de fonctionnement avec des données météorologiques réelles. Les auteurs ont trouvé que l'utilisation des matériaux copolymères réduit le poids du collecteur de 50% par rapport à un collecteur traditionnel.

Après cette description générale sur les travaux relatifs aux capteurs solaires plans, nous allons plus particulièrement nous intéresser aux travaux orientés sur la réduction des pertes thermiques avant. Ainsi, **F. Benyelles et al.** [13] ont proposé de placer un isolant « aérogel de silice » au-dessus de l'absorbeur. C'est un matériau de faible conductivité thermique et de forte porosité. Les auteurs ont montré que la température du vitrage ne dépasse pas 20°C pour le capteur avec l'aérogel alors que dans les mêmes conditions elle atteint 50°C pour un capteur classique. Quant à **Vestlund et al.** [14], ils ont remplacé l'air qui se trouve entre l'absorbeur et la couverture en verre par un gaz inerte. Les résultats ont montré que la perte de chaleur globale peut être réduite jusqu'à 20% lors de la modification de l'air par un gaz inerte (Argon, krypton, Xenon). Cependant un travail est nécessaire pour connaître l'influence de l'épaisseur entre l'absorbeur et la vitre et lorsque le gaz change de température.

Une autre façon d'améliorer le rendement et de réduire les pertes avant d'un capteur solaire consiste à insérer entre l'absorbeur et la couverture transparente des partitions. Ces partitions ont l'avantage de bloquer le rayonnement émis par la surface réceptrice et réduire les pertes par convection. Ce procédé a été proposé **Francia** [15] en 1961. Un travail expérimental a été

fait par **Metwally et al.** [16] pour déterminer le rendement d'un capteur solaire menu de lamelles rectangulaires transparentes placées dans la lame d'air, les auteurs montrent que l'utilisation de lamelles transparentes améliore considérablement les performances du capteur solaire. Dans un travail de simulation **Hollands et al.** [17] ont placé des partitions en forme de nid d'abeilles dans la lame d'air. Ils ont déduit que, laisser un vide entre le nid d'abeilles et le revêtement sélectif de l'absorbeur peut minimiser le couplage entre la conduction et le rayonnement. Leurs résultats montrent également que cette technique pourrait diminuer considérablement le transfert de chaleur.

**Jami et al.** ont étudié numériquement le transfert de chaleur par convection naturelle dans une enceinte inclinée contenant des partitions d'épaisseur très fine et faisant un angle avec la paroi chaude. Dans leur analyse numérique les auteurs ont fait varier la longueur de la partition, le rapport de forme, le nombre de partitions, l'inclinaison des partitions et l'inclinaison de l'enceinte, et ils ont trouvé que la réduction du transfert thermique augmente avec la longueur de la partition quand cette dernière est inclinée et ceci quelle que soit l'orientation de l'enceinte. Ainsi, ils ont conclu que pour  $Ra = 5.10^5$  et pour toute valeur de l'inclinaison des partitions, le transfert thermique dans le cas de l'enceinte verticale est élevé par rapport à celui du cas de l'enceinte inclinée de  $45^\circ$ .

La forme de l'absorbeur a également été explorée pour voir son effet sur les pertes avant du capteur. Ainsi, **H.Abdi et al.** [19] ont étudié expérimentalement et théoriquement deux formes de la plaque absorbante, l'une concave et l'autre convexe. Les résultats montrent que la forme convexe donne un meilleur rendement.

Il ressort de cette description, que les pertes thermiques avant restent une préoccupation permanente. Dans les dernières décennies, l'étude de la convection naturelle dans ce type de problème a suscité un très grand nombre de travaux, notamment sous l'aspect numérique, grâce au développement des moyens informatiques. Ainsi, dans ce qui suit, nous allons décrire les différents travaux relatifs aux écoulements et transferts dans les cavités fermées.

Parmi les paramètres susceptibles de modifier l'écoulement de convection naturelle en cavité : le nombre de Rayleigh, l'inclinaison de la cavité par rapport à l'horizontale, le rapport d'aspect, le nombre de Prandtl, la présence de partitions, ...

Beaucoup de travaux se sont intéressés à l'effet de l'inclinaison et du nombre de Rayleigh sur le développement de l'écoulement. Ainsi, pour une cavité de rapport d'aspect égal à 44, **Hollands et al.** [20] ont cherché à déterminer le nombre de Rayleigh critique pour les couches fluides horizontales, verticales et inclinées. Ils ont trouvé que le nombre de Rayleigh

critique dans le cas horizontal est (à 1% près) égal à la valeur critique de Rayleigh-Bénard (1708) dans une cavité à extension infinie. Dans le cas de la cavité inclinée et pour des angles d'inclinaison avec l'horizontale variant de 15° à 85°, ils ont trouvé que le transfert de chaleur décroît de façon monotone avec l'accroissement de l'angle d'inclinaison. **El Sherbiny** [21] s'est intéressé au transfert de chaleur et a établi des corrélations du nombre de Nusselt ; celles-ci dépendent de l'angle d'inclinaison et sont valides pour une certaine gamme du nombre de Rayleigh ( $10^2 < Ra < 2.10^6$ ). Elles sont valables pour un allongement de la lame égale à 20 et pour un angle d'inclinaison variant de 120° à 180°.

$$\text{Pour } \alpha = 180^\circ \quad Nu = [1 + (0.212x Ra^{0.136})^{11}]^{1/11}$$

$$\text{Pour } \alpha = 120^\circ \quad Nu = [1 + (0.0566x Ra^{0.332})^{4.76}]^{1/4.761}$$

$$\text{Pour } 120^\circ < \alpha < 180^\circ \quad Nu = Nu(180^\circ) + \frac{180 - \alpha}{60} [Nu(120) - Nu(180)]$$

En utilisant l'eau comme fluide caloporteur **Azevedo et al.** [22] ont effectué une étude sur des canaux inclinés. Ils ont trouvé que le transfert était contrôlé par une fonction de puissance du produit du nombre de Rayleigh, du facteur de forme et du cosinus de l'angle d'inclinaison, le transfert de chaleur par rayonnement a été négligé dans ce travail.

**Inaba** [23] a pu visualiser l'écoulement dans des plans longitudinaux et transversaux en faisant une étude sur la convection naturelle dans une cavité, rectangulaire, inclinée pour différents angles d'inclinaison allant de 0° à 180° par rapport à la verticale et ceci pour des rapports d'aspect de 5 à 81 et des nombres de Rayleigh de  $1,2.10^3$  et  $2.10^6$ . Il a également établi des corrélations pour le transfert de chaleur. Une étude expérimentale et numérique a été faite par **Hamady et al.** [24] pour étudier l'effet de l'inclinaison sur les caractéristiques locales du transfert thermique en convection naturelle stationnaire dans une enceinte remplie d'air, différentiellement chauffée, avec un rapport de forme de section droite. Des mesures des nombres de Nusselt locaux et globaux sont réalisées pour différents angles d'inclinaison. Les configurations d'écoulement, les fonctions de courant et les isothermes pour différents angles d'inclinaison sont fournies.

**Grondin et al.** [25] ont cherché à corréler les résultats numériques du flux de chaleur obtenu, en résolvant par méthode aux différences finies les équations qui décrivent la convection naturelle dans une couche de fluide inclinée, différentiellement chauffée. Ils ont trouvé que la corrélation la plus réaliste est celle proposée par [63][64] de la forme  $\overline{Nu} = A.Ra^a.l^{-b}$  et elle n'existe qu'en dehors du régime conductif. Pour un allongement  $l$  tel que  $4 \leq l \leq 32$ , un

nombre de Rayleigh variant entre 2500 et  $2.10^5$  et une inclinaison  $\alpha$  entre  $30^\circ$  et  $120^\circ$ , ils ont trouvé que  $b$  est pratiquement indépendant de  $\varphi$ , par contre  $a$  diminue et  $A$  augmente notablement lorsque  $\alpha$  varie de  $30^\circ$  à  $120^\circ$ .

L'influence du milieu participatif sur l'écoulement dans une cavité différentiellement chauffée a été aussi examinée expérimentalement et numériquement par **Ozoe et al.** [26]. Les auteurs ont réalisé une étude numérique et expérimentale de la convection laminaire à l'intérieur d'un long canal rectangulaire en utilisant comme fluide caloporteur l'huile de silicone et l'air pour différents rapports d'aspect et pour des valeurs du nombre de Rayleigh de  $3.10^3$  et  $10^5$ . L'effet de l'inclinaison et le rapport d'aspect sur le taux de transfert thermique ont été mesurés expérimentalement.

**Crunkleton et al.** [27] ont utilisé l'Étain ( $Pr = 0.008$ ) pour étudier numériquement la convection naturelle dans une cavité cubique inclinée de  $0^\circ$ ,  $5^\circ$ ,  $10^\circ$  et  $30^\circ$ , chauffée par le bas. Ils ont trouvé que la vitesse augmente significativement avec l'augmentation de l'angle d'inclinaison et avec l'augmentation de  $Ra$ .

**Tari et al.** [28] ont utilisé la méthode basée sur l'approche spectrale pour analyser l'écoulement tridimensionnel de la convection naturelle de l'air se trouvant entre deux plaques parallèles inclinées. En observant le changement des structures de l'écoulement, les flux thermiques maximal et minimal ont été déterminés en fonction de l'angle critique d'inclinaison. Lorsque l'angle d'inclinaison augmente, les rouleaux convectifs suivant la direction transversale deviennent dominants et les rouleaux longitudinaux commencent à se briser.

**Soong et al.** [29] ont également présenté une étude numérique de la convection naturelle dans une enceinte inclinée à deux dimensions, différentiellement chauffée, à l'état instationnaire pour des nombres de Rayleigh compris entre  $10^3 < Ra < 2.10^4$  et d'angles d'inclinaison entre  $0 < \alpha < 90^\circ$ . Pour un rapport de 4, ils ont trouvé que la structure multicellulaire domine pour les faibles inclinaisons alors que pour les fortes inclinaisons le modèle unicellulaire est en vigueur. Pour suivre l'évolution de l'écoulement à fort nombre de Rayleigh en fonction des valeurs du rapport d'aspect, **Hernandez et al.** [30] ont fait une étude numérique tridimensionnelle sur la convection naturelle de l'air se trouvant dans une cavité parallélépipédique chauffée par le bas. Pour un nombre de Rayleigh égal à  $8.10^3$ , ils ont remarqué que la structure de l'écoulement est toroïdale et qu'elle évolue d'un écoulement unicellulaire pour les faibles rapports d'aspect (1-2) à des écoulements multicellulaires pour

les plus forts rapports d'aspect (3-5). Le nombre de Nusselt croît de manière significative avec le rapport d'aspect.

**Dulieu et al.** [31] ont mis en lumière le caractère de la convection laminaire dans le cas des faibles angles et lorsque la paroi supérieure est la plus chaude. La circulation est caractérisée, pour les nombres de Rayleigh assez grands, par l'existence de deux nappes le long des parois supérieure et inférieure et d'une région de circulation stratifiée où se développe une circulation faible de sens contraire.

Certains ont étudié expérimentalement les bifurcations dans de telles cavités ainsi que l'influence de l'inclinaison et l'effet tridimensionnel, on peut citer le travail de **Benkhelifa et al.** [32] où ils ont pu visualiser la convection naturelle turbulente de Rayleigh Bénard pour des nombres de Rayleigh de l'ordre de  $10^8$  grâce à une étude expérimentale dynamique par PIV-2D. Ils ont également examiné l'effet tridimensionnel de l'écoulement. La cellule parallélépipédique étudiée a deux parois horizontales isothermes de surface 48cmX12cm et d'épaisseur 12cm, donc de rapport de forme vertical égale à 4. Les résultats montrent la formation de trois rouleaux contrarotatifs. Ces derniers persistent pour des grands écarts de températures. Deux petits tourbillons secondaires se forment aux extrémités. Ceci est dû à la non adiabaticité des extrémités verticales du dispositif expérimental. D'autre part, les résultats des champs de vitesses dans deux plans orthogonaux ont permis une première estimation de l'énergie cinétique turbulente.

Le transfert de chaleur par convection naturelle combiné au rayonnement dans une enceinte rectangulaire a été traité la première fois par **Larson et al.** [33]. Ils ont examiné les effets du transfert par rayonnement et par conduction sur les parois de l'enceinte. Il découle de ce travail que le rayonnement domine le transfert de chaleur dans l'enceinte et change significativement la structure de l'écoulement du fluide dans cette dernière. D'autres études ont tenu compte du rayonnement dans les cavités, nous citons le travail de **Lan et al.** [34] où ils ont étudié l'influence du rayonnement des parois, du nombre de Rayleigh et de l'épaisseur optique pour un écoulement tridimensionnel dans une cavité rectangulaire chauffée par le bas. Les parois sont supposées noires et le fluide un gaz gris. Les instabilités de l'écoulement et les bifurcations ont été discutées. Ils ont trouvé qu'en tenant compte du transfert de chaleur radiatif, le Rayleigh critique est augmenté, l'écoulement devient plus stable et les calculs suggèrent que le nombre de Rayleigh modifié peut être défini en utilisant la somme de la diffusivité moléculaire ainsi que la diffusivité radiative dans le dénominateur. Leurs résultats ont été comparés avec des résultats expérimentaux existants.

**Alvadro et al.** [35] ont fait une étude stationnaire à deux dimensions d'une cavité remplie d'air, les équations de mouvement et d'énergie étaient résolues par la méthode des volumes finis. Les lignes de courant, les isothermes et le nombre de Nusselt sont déterminés pour un nombre de Rayleigh allant de  $10^4$  à  $10^6$  et une inclinaison  $\alpha$  entre  $15^\circ$  et  $35^\circ$ . Les résultats ont indiqué que le rayonnement couplé à la convection naturelle a un grand effet sur la structure de l'écoulement et sur le transfert thermique moyen. En effet pour le cas découplé l'augmentation du rapport d'aspect et ou le nombre de Rayleigh peut réduire les forces de flottabilité de sorte que le modèle multicellulaire disparaît, mais pour le cas couplé le modèle multicellulaire est observé dans la plus part des cas. Le transfert thermique augmente quand l'inclinaison augmente excepté quand l'écoulement change d'une structure multicellulaire à une structure unicellulaire. De même le transfert thermique diminue quand le rapport d'aspect augmente. Une corrélation globale pour le nombre de Nusselt a été proposée.

**M. A. Hassab et al.** [36] ont étudié la stabilité neutre d'un fluide visqueux absorbant émissif, diffusant et non-gris contenu dans une cavité allongée avec une inclinaison variant entre  $0^\circ$  et  $180^\circ$  et soumise à des conditions aux limites de convection. Ils ont déterminé à la fois pour les rouleaux tourbillonnaires longitudinaux et transverses les effets du nombre de Biot, de l'épaisseur optique, de l'albédo de diffusion, de l'émissivité et de l'angle d'inclinaison  $\varphi$  sur les conditions de stabilité dans le gaz. Les résultats ont montré que le rayonnement outre son effet stabilisant, déplace de manière significative l'angle de transition.

**Balaji et al.** [37] ont étudié numériquement l'interaction du rayonnement des surfaces sur la convection. Ils ont conclu que le rayonnement était non négligeable même aux faibles émissivités et que cela pourrait expliquer les différences souvent notées entre les résultats expérimentaux et les corrélations théoriques. Les recherches dans ce domaine sont continues.

Un autre moyen pour réduire la convection naturelle dans les cavités consiste à introduire des partitions à l'intérieur de la cavité. Ainsi, **Anderson et Bejan** [38] ont étudié théoriquement et expérimentalement la réduction du transfert thermique à travers une enceinte avec une ou deux cloisons placées au milieu de celle-ci. Ils ont conclu que le nombre de Nusselt moyen est proportionnel à  $(1+N_p)^{-0.61}$ ,  $N_p$  étant le nombre de cloisons.

Egalement d'autres chercheurs se sont intéressés à l'effet des cloisons, ainsi **Tong et al.** [39] ont étudié l'effet d'une cloison verticale fine sur la convection naturelle dans une enceinte remplie d'air. Ils ont étudié l'influence de la position de la cloison sur le nombre de Nusselt et ont montré que la position au milieu de l'enceinte produisait la plus grande réduction sur le transfert thermique. Ils ont également montré que le partitionnement pouvait produire une

réduction sur le transfert thermique comparable à celle d'un isolant poreux comme la fibre de verre remplissant la cavité. **Ho et al.** [40] ont étudié la convection naturelle à travers une enceinte rectangulaire avec une cloison épaisse. Leurs résultats montrent que le transfert thermique est considérablement atténué par la présence de la cloison. Ils ont aussi mis en évidence l'influence de la conductivité thermique de la cloison sur le nombre de Nusselt.

Plus récemment, **Amraqui et al.** [41] ont présenté un travail numérique traitant de la convection naturelle couplée au rayonnement dans une cavité d'air. Cette dernière est équipée de partitions. Les auteurs sont arrivés aux conclusions suivantes :

- Le rayonnement thermique affecte la structure des isothermes et des lignes de courant et augmente considérablement le nombre de Nusselt moyen global (convectif et radiatif). Ces effets sont d'autant plus importants que le nombre de Rayleigh  $Ra$  est grand.
- Les longueurs de la partition  $L_p$  produisent un changement remarquable dans le transfert thermique. Indépendamment de la valeur du nombre de Rayleigh, le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation de  $L_p$ .

Cette étude est très intéressante car elle reste parmi les plus complètes, cependant elle reste limitée car l'effet tridimensionnel n'a pas été pris en compte.

## 1.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous nous sommes attachés à introduire le contexte de notre travail qui se ramène aux capteurs solaires plans. Une description générale de ces derniers ainsi que des transferts thermiques correspondants a été présentée. Il en ressort de l'analyse thermique que les pertes thermiques à l'avant du capteur sont les plus importantes.

Nous avons ensuite présenté une revue sur les différents travaux sur les capteurs solaires. La littérature est très riche dans ce domaine et beaucoup de recherches, qu'elles soient numériques ou expérimentales, se sont consacrées à l'amélioration du rendement du capteur.

L'amélioration du rendement du capteur peut être apportée en réduisant les pertes convectives dans la cavité de la lame d'air, confinée entre l'absorbeur et la vitre ; ainsi la deuxième partie de la revue bibliographique a été réservée aux problèmes de convection naturelle dans les cavités fermées.

# **Chapitre 2 : Approche Numérique**

**Plan :**

## **2.1 Introduction**

## **2.2 Formulation mathématique**

### **2.2.1 Equations gouvernantes**

### **2.2.2 Equations de transfert et hypothèses simplificatrices**

### **2.2.3 Evaluation des échanges radiatifs**

#### **2.2.3.1 Radiosité et flux net**

#### **2.2.3.2 Flux net échangé entre deux surfaces**

## **2.3 Résolution numérique**

### **2.3.1 Introduction**

### **2.3.2 Maillage**

### **2.3.3 Conditions initiales et conditions aux limites : CL (CFD FLUENT)**

### **2.3.4 Discrétisation et Résolution**

#### **2.3.4.1 Pour le calcul de la vitesse sur les faces**

#### **2.3.4.2 Pour le calcul de la pression sur les faces**

#### **2.3.4.3 Couplage pression-vitesse**

#### **2.3.4.4 Discrétisation temporelle**

#### **2.3.4.5 Choix du pas de temps**

#### **2.3.4.6 Sous-relaxation**

#### **2.3.4.7 Résolution**

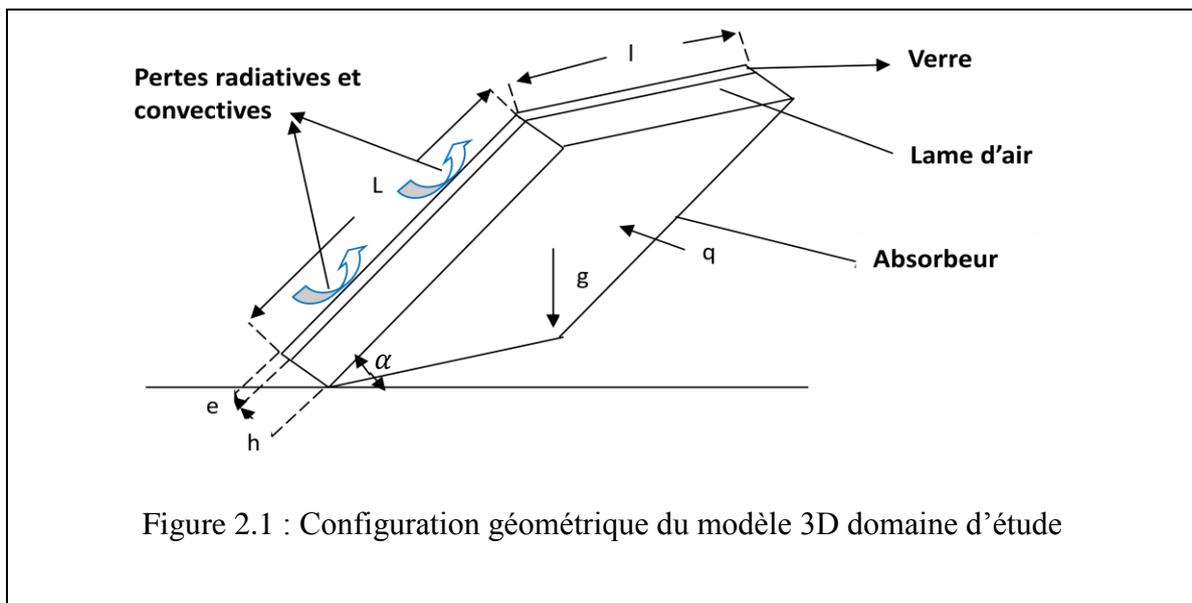
#### **2.3.4.8 Tests de convergence**

### **2.3.5 Etude du rayonnement**

## **2.4 Conclusion**

## 2.1 Introduction

Dans cette étude on s'intéresse à la partie avant d'un capteur plan, la chaleur provient des rayons solaires qui passent à travers la vitre du système et sont absorbés par la face interne de la paroi placée sur la face opposée (l'absorbeur). La géométrie spatiale considérée est illustrée sur la figure (2.1). Il s'agit d'une cavité parallélépipédique constituée de l'absorbeur (face inférieure), d'une couverture en verre (face supérieure) et des parois latérales isolantes, inclinée d'un angle  $\alpha = 45^\circ$ , d'épaisseur  $e$ , de longueur  $L$  et de largeur  $l$ . La longueur  $L$  est fixée à 1 m, la largeur prend les valeurs 0.2 m et 0.1m et l'épaisseur de la lame d'air qui prend des valeurs égales à  $H = 1, 0.7, 0.6$  et 0.5 cm. L'épaisseur du verre étant  $e_v = 4$  mm. La face inférieure est soumise à un flux de chaleur constant. Ce flux de chaleur simule l'énergie reçue par le rayonnement solaire sur une face d'épaisseur négligeable.



## 2.2 Formulation mathématique du problème

### 2.2.1 Equations gouvernantes

La convection naturelle est régie par trois équations : l'équation de conservation de la masse, l'équation de conservation de la quantité de mouvement et l'équation de conservation de l'énergie. Ces équations s'écrivent comme suit :

- L'équation de continuité :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot \rho \vec{u} = 0 \quad (2.1)$$

- Les équations de la quantité de mouvement :

$$\rho \cdot \frac{d\vec{u}}{dt} + \vec{\nabla} \cdot \rho \vec{u} \vec{u} = -\vec{\nabla} p + \vec{\nabla} \cdot \bar{\tau} + \rho \vec{g} \quad (2.2)$$

$\bar{\tau}$  : Tenseur des contraintes de viscosité du fluide défini par :  $\bar{\tau} = 2\mu \bar{D} - \nu_v \vec{\nabla} \cdot \vec{u} I_d$

Où  $I_d$  est le tenseur identité,  $\mu$  est la viscosité dynamique du fluide et  $\nu_v$  est la viscosité de volume, généralement négligeable (la viscosité de volume ne peut avoir d'effet pour les écoulements incompressibles)

$\bar{D}$  Est le tenseur des taux de déformation, défini par :  $\bar{D} = \frac{1}{2} (\vec{\nabla} \vec{u} + \vec{\nabla}^t \vec{u})$

- L'équation d'énergie :

$$\frac{\partial \rho U}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot \rho U \vec{u} = -\vec{\nabla} \cdot \vec{q} + \bar{\tau} : \vec{\nabla} \cdot \vec{u} - p \vec{\nabla} \cdot \vec{u} \quad (2.3)$$

U : Energie interne massique [J /kg], u : vitesse du fluide [m/s]

( $-\vec{\nabla} \cdot \vec{q}$ ) : Densité du flux de chaleur fourni au système

( $-p \vec{\nabla} \cdot \vec{u}$ ) : Puissance des forces de viscosité

( $\bar{\tau} : \vec{\nabla} \cdot \vec{u}$ ) : Puissance des forces de viscosité

### 2.2.2 Equations de transfert et hypothèses simplificatrices.

Pour une formulation simple du problème, nous avons considéré l'approximation de Boussinesq. Elle suppose que le fluide est incompressible mais il conserve bien entendu le terme de poussée d'Archimède «le moteur de la convection» directement lié à la dilatation ou à la contraction thermique du fluide. On suppose donc que la variation de la densité n'est prise en compte que dans le terme généralisé de la convection naturelle soit le terme  $\rho \vec{g}$  de l'équation de Navier Stokes du fluide.

Ainsi,  $\rho = \rho_0$  sauf pour :  $\rho \vec{g} = \rho_0 [1 - \beta (T - T_0)] \vec{g}$ . La masse volumique varie linéairement avec la température et ceci reste valable tant que  $(T - T_0) \ll T_0$ .

Sachant que :  $\beta = -\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p$  est le coefficient de dilatation à pression constante.

$\rho_0$  : La masse volumique à la température de référence  $T_0$

- On suppose que le fluide est newtonien de viscosité constante et incompressible.

$$\bar{\tau} = \rho\mu(\bar{\nabla}\vec{u} + \bar{\nabla}^t\vec{u}) \quad (2.4)$$

- On néglige l'apport de l'énergie interne dû à la dissipation visqueuse

$$\bar{\tau} : \bar{\nabla}\cdot\vec{u} \ll |\bar{\nabla}\cdot\vec{q}| \quad (2.5)$$

- En écoulement incompressible on a :  $dU = C_p dT$  où  $C_p$  est la capacité thermique massique à pression constante [ $J.kg^{-1}.K^{-1}$ ].

- On suppose que la conductivité thermique est constante :  $\vec{q} = -k_f \bar{\nabla}T$

En appliquant ces approximations, les équations (2.1), (2.2) et (2.3) deviennent respectivement :

- Equation de continuité :

$$\bullet \quad \bar{\nabla}\cdot\vec{u} = 0 \quad (2.6)$$

- Equation de mouvement :

$$\bullet \quad \frac{\partial\vec{u}}{\partial t} + \bar{\nabla}\cdot\vec{u}\vec{u} = -\frac{1}{\rho_0}\bar{\nabla}p - \beta(T-T_0)\vec{g} + \nu\bar{\nabla}(\bar{\nabla}\cdot\vec{u}) \quad (2.7)$$

- Equation de l'énergie :

$$\bullet \quad \frac{\partial T}{\partial t} + \bar{\nabla}\cdot T\vec{u} = a\nabla^2 T \quad (2.8)$$

Où :

$\nu$  la viscosité cinématique du fluide à la température  $T_0$  :  $\nu = \mu / \rho_0$  [ $m^2.s^{-1}$ ]

$a$  la diffusivité thermique du fluide :  $a = k_f / \rho C_p$  [ $m^2.s^{-1}$ ].

En se plaçant dans le cadre de ces hypothèses et vu que l'écoulement est instationnaire et tridimensionnel, les équations représentatives du problème étudié s'écrivent :

- Equation de continuité :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2.9)$$

- Equation de la quantité de mouvement suivant X :

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} + w\frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho_0}\frac{\partial P}{\partial x} + \nu_0\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right) + g\beta(T-T_0)\cos\alpha \quad (2.10)$$

- Equation de la quantité de mouvement suivant Y :

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu_0 \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + g\beta(T - T_0) \sin \alpha \quad (2.11)$$

- Equation de la quantité de mouvement suivant Z :

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu_0 \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (2.12)$$

- Equation de la conservation de l'énergie :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = a \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (2.13)$$

### 2.2.3 Evaluation des échanges radiatifs

Vu que dans notre étude on traite le cas du rayonnement dans la lame d'air, il convient de définir quelques bases et notations du rayonnement thermique.

Le rayonnement thermique est un phénomène d'origine électromagnétique. L'énergie rayonnée se situe dans les zones du spectre électromagnétique correspondant aux domaines de l'ultra-violet, du visible et de l'infrarouge. Dans la plupart des applications, les transferts thermiques par rayonnement s'effectuent à des longueurs d'ondes appartenant au domaine du visible et de l'infrarouge (0,1 jusqu'à 100  $\mu m$ ).

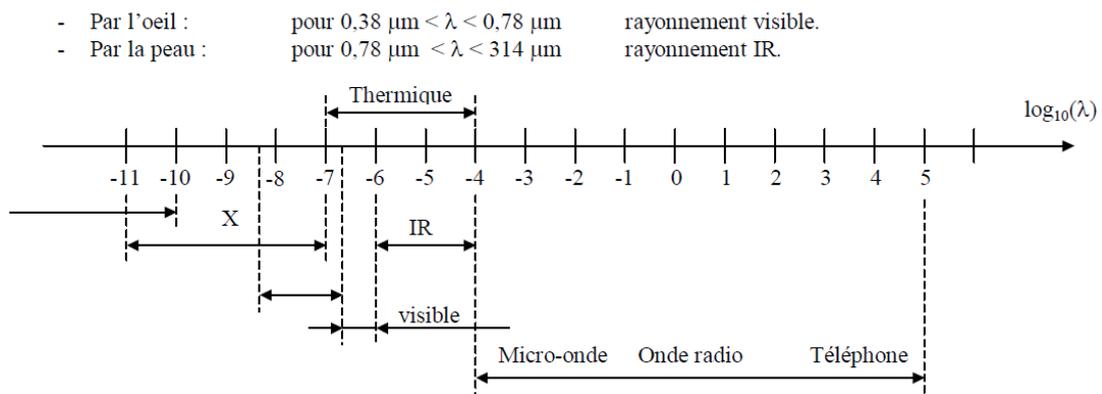


Figure 2.2 : Spectre des ondes électromagnétiques (  $\lambda$  en  $\mu m$  )

### 2.2.3.1 Radiosité et flux net

Selon le modèle du corps gris, si une certaine quantité d'énergie rayonnante ( $E$ ) est incidente sur une surface  $S$ , une partie ( $\rho E$ ) se reflète, une fraction ( $\alpha E$ ) est absorbée et une fraction ( $\tau E$ ) est transmise.

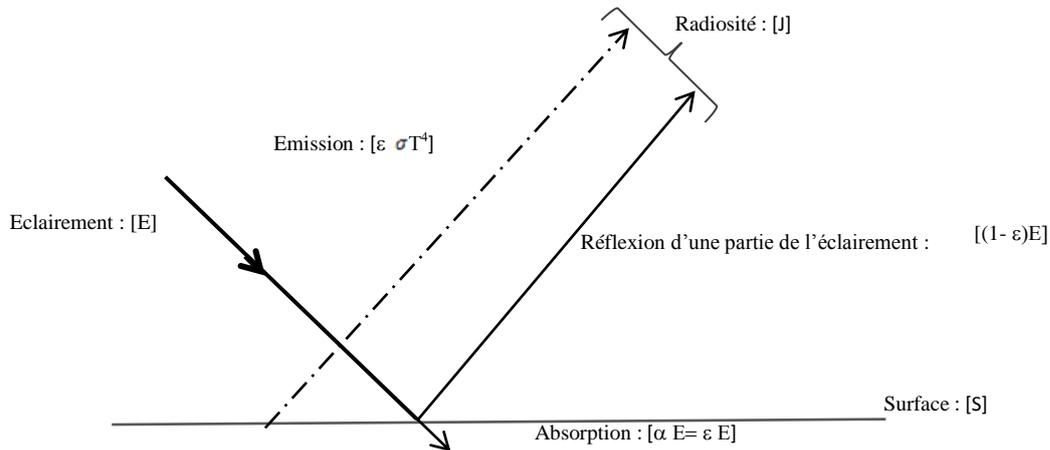


Figure 2.3 : Schématisation de la répartition d'un flux incident sur une surface  $S$

Comme pour la plus part des applications, les surfaces considérées sont supposées opaques au rayonnement thermique (dans le spectre infrarouge), puis grises et isotropes ; la transmissivité, dans ce cas, peut être négligée ( $\tau=0$ ). Il s'ensuit de la conservation de l'énergie que  $\rho + \alpha = 1$ , avec  $\alpha = \varepsilon$  ( $\varepsilon$  émissivité), donc  $\rho = 1 - \varepsilon$  ( $\rho$  réflectivité).

On appelle radiosité, la densité de flux quittant la surface par émission et réflexion :

$$J = \varepsilon \sigma T^4 + (1 - \varepsilon)E \quad (2.14)$$

Il s'agit en fait de l'émittance apparente de la surface  $S$ .

On définit aussi le flux net perdu par la surface  $S$  comme la différence entre le flux émis et le flux reçu par la surface.

$$Q_{\text{net}} = S (J - E) = S \varepsilon (\sigma T^4 - E) \quad (2.15)$$

Si  $Q_{\text{net}} < 0$  :  $S$  se réchauffe, si  $Q_{\text{net}} > 0$  :  $S$  se refroidit par rayonnement (plus de rayonnement émis que de rayonnement absorbé), si  $Q_{\text{net}} = 0$  :  $S$  est réfractaire.

### 2.2.3.2 Flux net échangé entre deux surfaces

Si les deux surfaces sont en influence totale, le flux net échangé est défini comme la différence des radiosités :

$$Q_{\text{net échangé}} = (J_1 - J_2) S \quad (2.16)$$

S étant la surface des murs souvent prise unitaire.

- Cas de deux corps noirs : les deux émissivités  $\varepsilon_1$  et  $\varepsilon_2$  sont égales à 1, donc :

$$Q_{\text{net échangé}} = \sigma(T_1^4 - T_2^4) \quad (2.17)$$

- Cas d'un corps noir et d'un corps gris : l'émissivité de la surface  $S_1$  est  $\varepsilon_1=1$  alors que celle de la surface  $S_2$  est  $\varepsilon_2 \neq 1$ , on aura :

$$Q_{\text{net échangé}} = \varepsilon_2 \sigma(T_1^4 - T_2^4) \quad (2.18)$$

- Cas de deux corps gris :

$$Q_{\text{net échangé}} = (J_1 - J_2) = \sigma (T_1^4 - T_2^4) / (1 - 1/\varepsilon_1 - 1/\varepsilon_2) \quad (2.19)$$

Après cette description des différentes équations qui nous permettent de modéliser notre problème, nous allons dans ce qui suit décrire la résolution numérique

## 2.3 Méthode numérique de résolution

### 2.3.1 Introduction

Cette partie est consacrée principalement aux différentes étapes numériques pour la résolution de l'écoulement dans une cavité parallélépipédique fermée, inclinée : le maillage, la méthode de résolution, le choix des conditions aux limites, le post-traitement des résultats. Le développement des techniques numériques a servi à mettre au point des codes traitant tous les problèmes de mécanique des fluides, notamment : le transfert de chaleur, la turbulence, le transfert de masse, les écoulements multiphasiques .....

Dans la présente étude, le calcul est mené à l'aide d'un code de calcul industriel, CFD (Computation Fluid Dynamics) « FLUENT » 6.2 qui utilise la méthode des volumes finis, nécessitant un maillage conçu par le logiciel « GAMBIT 2.1 ».

GAMBIT est le modéleur associé à FLUENT où l'on décrit la géométrie et le maillage du problème à traiter ainsi que le type des conditions aux limites. Il permet de mailler en utilisant des éléments de type (tétraèdre, hexaèdre ..., ou mixte). Il permet aussi de définir le type des différentes frontières du système ainsi que la nature du (des) domaine(s) décrit(s) globalement (solide ou fluide). Dans notre étude les quatre frontières sont considérées comme des parois indépendantes, donc on les nomme et on leur donne un type (ici Wall « pour paroi »).

FLUENT est écrit en langage C et globalement la démarche numérique utilisée s'initie par la lecture de la géométrie et le maillage, on passe après au type de solveur, pour notre cas c'est un solveur « segregate » avec une formulation implicite pour un cas tridimensionnel en régime instationnaire, puis la discrétisation des équations modélisantes dans le menu « Solve », la résolution des systèmes d'équations discrétisées et enfin le post-traitement.

On initialise l'ensemble des cinq variables à calculer sur tous les points du maillage, c'est à dire la pression, les trois composantes de la vitesse et la température. Ensuite on gère la progression du calcul itératif par le biais du suivi des résidus des équations se rapportant à chacune des variables.

Donc sous FLUENT, le travail va consister à assurer successivement

- Le choix des équations traitées
- La description des conditions aux limites
- La gestion de la résolution
- L'analyse des résultats

Les étapes pour le déroulement des simulations sur les deux logiciels Gambit (2.1) et FLUENT (6.2) sont résumées sur la Figure 2.4.

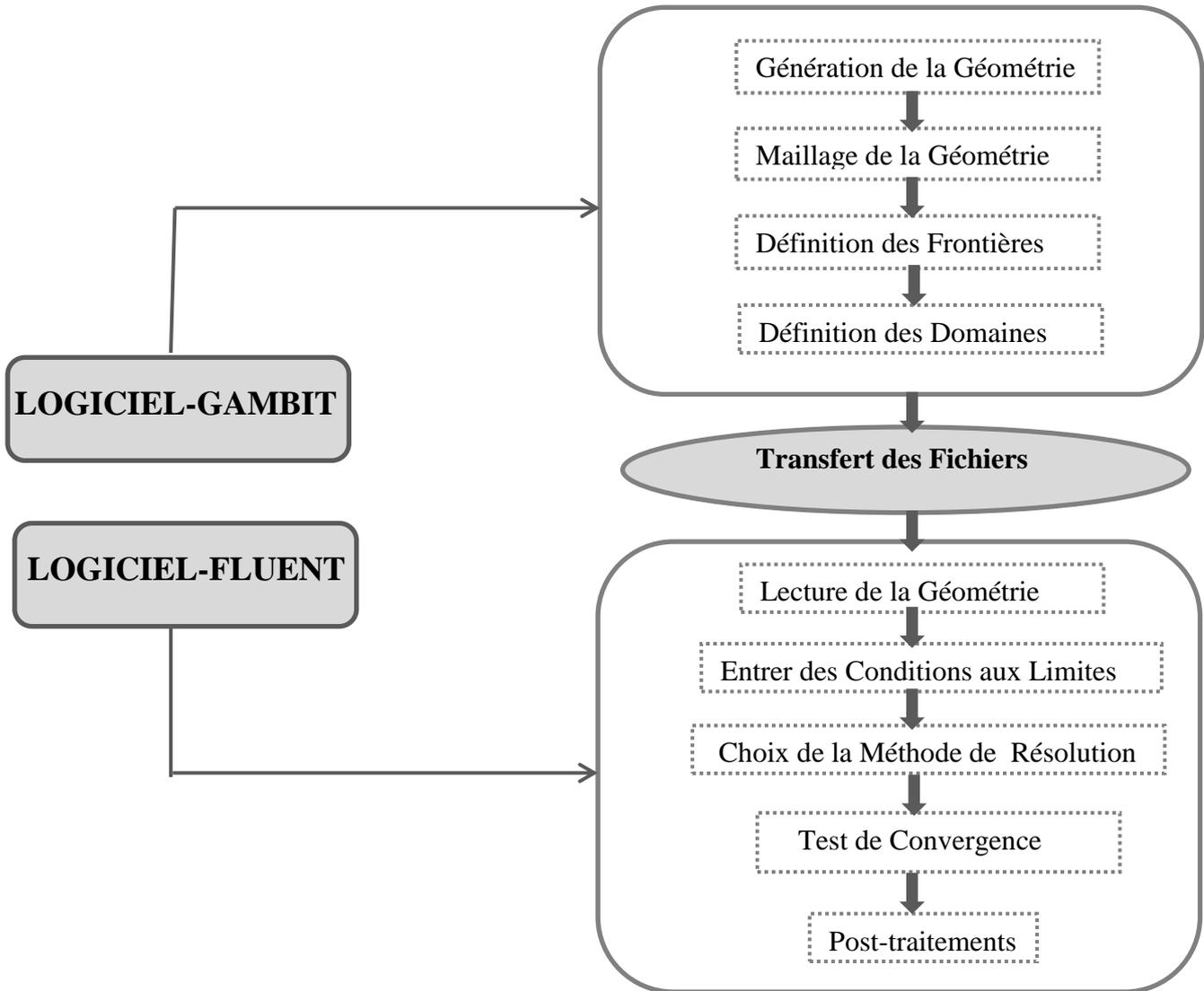


Figure 2.4 : Etapes de résolution suivies par GAMBIT et FLUENT

### 2.3.2 Maillage

Pour notre cas, on a choisi un maillage tridimensionnel structuré (quadra/hexa) : dans ce cas de maillage l'écoulement est aligné avec le maillage. Ce maillage a été réalisé avec des cellules dont la taille variait progressivement ; fin sur les parois pour assurer une bonne résolution dans les régions à fort gradient de température et vitesse. Les valeurs discrètes de

la pression, de la vitesse et de la température sont stockées dans le nœud C du volume typique (un maillage collocatif utilisé dans le logiciel FLUENT). La figure (2.5) montre une partie de la cavité en maillage structuré non uniforme serré près des parois.

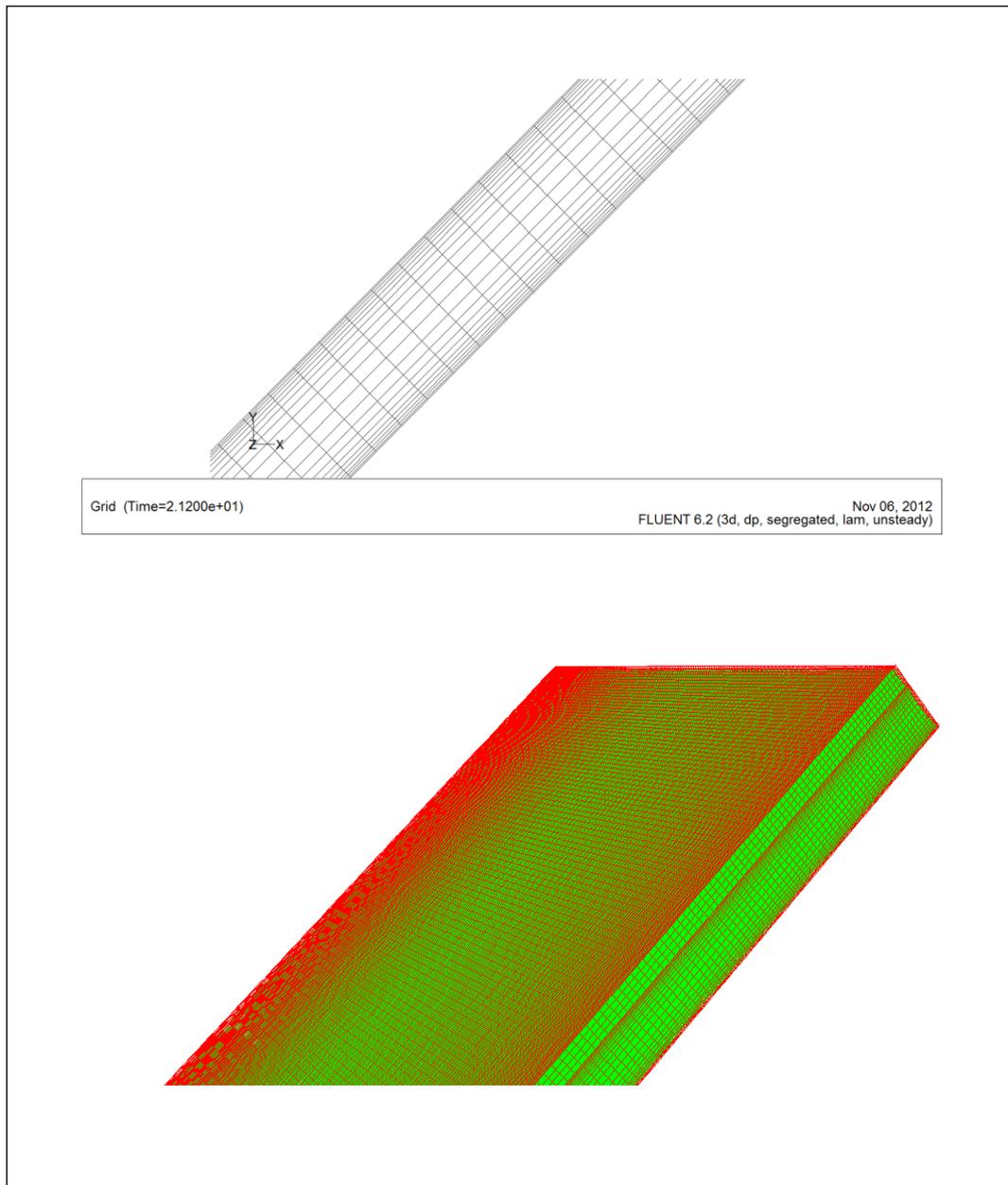


Figure 2.5 : Maillage de la lame d'air avec FLUENT et le mailleur Gambit 2.1.

Pour bien résoudre les écoulements incompressibles, les chercheurs ont constaté qu'il fallait introduire des espaces d'approximation différents pour la vitesse et la pression afin de permettre un bon couplage entre la pression et la vitesse et d'éviter des oscillations non réalistes de la fonction de pression. Des grilles de calcul dites décalées (Staggered grid) sont

proposées et adoptées par Harlow et Welch [67]. Dans cette technique, une première grille pour la pression (et les autres quantités scalaires) est placée au centre du volume de contrôle. Alors que d'autres grilles décalées sont adoptées pour les trois composantes de la vitesse. Pendant longtemps, il a été établi que c'était la seule approche pour contourner ce problème et la technique est systématiquement utilisée à chaque fois que l'algorithme « SIMPLE » est utilisé. En 1982, deux jeunes chercheurs, Rhie et Chow [68] proposèrent une variante assez astucieuse pour contourner le problème tout en utilisant une seule grille de calcul. Bien que l'approche proposée soit très efficace, son succès a été retardé d'une dizaine d'années. Actuellement, quasiment tous les codes CFD commerciaux et même beaucoup de codes de recherche récents, adoptent cette technique qui simplifie énormément l'écriture et aussi l'implémentation des conditions aux limites surtout pour les grilles de calcul non structurées. Pour FLUENT le calcul est effectué en utilisant un schéma collocatif proposé par Rhie et Chow [68] la pression, la vitesse et la température sont calculées au centre des cellules c'est-à-dire dans le même maillage (maillage collocatif).

### **2.3.3 Conditions initiales et conditions aux limites : CL (CFD FLUENT)**

Pour résoudre l'équation les équations, on a besoin de définir les conditions aux limites aux parois. Cinq types de conditions aux limites thermiques sont disponibles sur FLUENT

- 1- Un flux de chaleur imposé
- 2- Une température imposée
- 3- Transfert thermique convectif
- 4- Transfert thermique radiatif externe
- 5- Combinaison du transfert thermique radiatif et convectif (condition mixte)

Et dans le cas où la paroi forme une interface entre deux régions telles que le fluide/solide.

FLUENT crée une paroi « wall et wall shadow » et lui impose la condition de l'interface (condition couplée)

FLUENT prend par défaut la valeur de la pression atmosphérique comme operating pressure, Pour le domaine fluide on utilise l'air, les propriétés du fluide sont tabulées dans le tableau suivant, ils ont été pris à la température initiale  $T = 298^{\circ}\text{K}$

<u>Fluide : air</u>	$\rho(kg/m^3)$	$C_p(j/kg.k)$	$K(w/m.k)$	$\mu(kg/m.s)$
	1.177	1005	0.02462	$1.983 \cdot 10^{-5}$

Dans notre cas plusieurs conditions aux limites peuvent être rencontrées.

1– Sur la partie inférieure de la lame d'air (l'absorbeur) : Un flux constant est imposé.  
[Condition de Newman (deuxième espèce)]

Conditions thermique /flux thermique :  $q (w /m^2) = \text{constante}$

Matériel : Aluminium	$\rho(kg/m^3)$	$C_p(j/kg.k)$	$\mu(kg/m.s)$
	2719	871	202.4

2– Sur la partie supérieure (vitre) : Un flux thermique perdu par rayonnement et par convection [Condition mixte est imposée en prenant en compte le rayonnement et la convection (pertes radiatives et convectives)] et peut être évalué par :

$$\text{Pertes radiatives : } Q_{\text{rad}} = \varepsilon \sigma (T_v^4 - T_c^4) \quad (2.20)$$

$$\text{Pertes convectives : } Q_{\text{cv}} = h_{\text{cv}} (T_v - T_a) \quad (2.21)$$

-  $T_v$  est la température à la surface du verre

- La température du ciel, qui caractérise les échanges radiatifs entre la paroi supérieure et son environnement n'est pas mesurée donc on l'introduit dans les conditions. Pour la calculer, on a utilisé la relation de Swinbank [53] qui donne :  $T_c = 0.0522(T_a)^{1.5}$

-  $h_{\text{cv}}$  désigne le coefficient d'échange à la surface libre (verre-environnement), il est considéré constant et pris à partir de la corrélation de Watmuff [44] :  $h_{\text{cv}} = 2.8 + 3W_{\text{vent}}$

- On doit spécifier aussi l'émissivité externe du verre ( $\varepsilon$ )

Conditions thermiques /mixte :	$h(w/m^2.k)$	$T_{\text{amb}}(k)$	$T_{\text{ciel}}(k)$	Emissivité ( $\varepsilon$ )
	2.8	298	268.5	0.9

Matériau : Verre	$\rho(kg/m^3)$	$C_p(j/kg.k)$	$\mu(kg/m.s)$
	2500	840	0.81

3- Les parties latérales : un flux égal à zéro

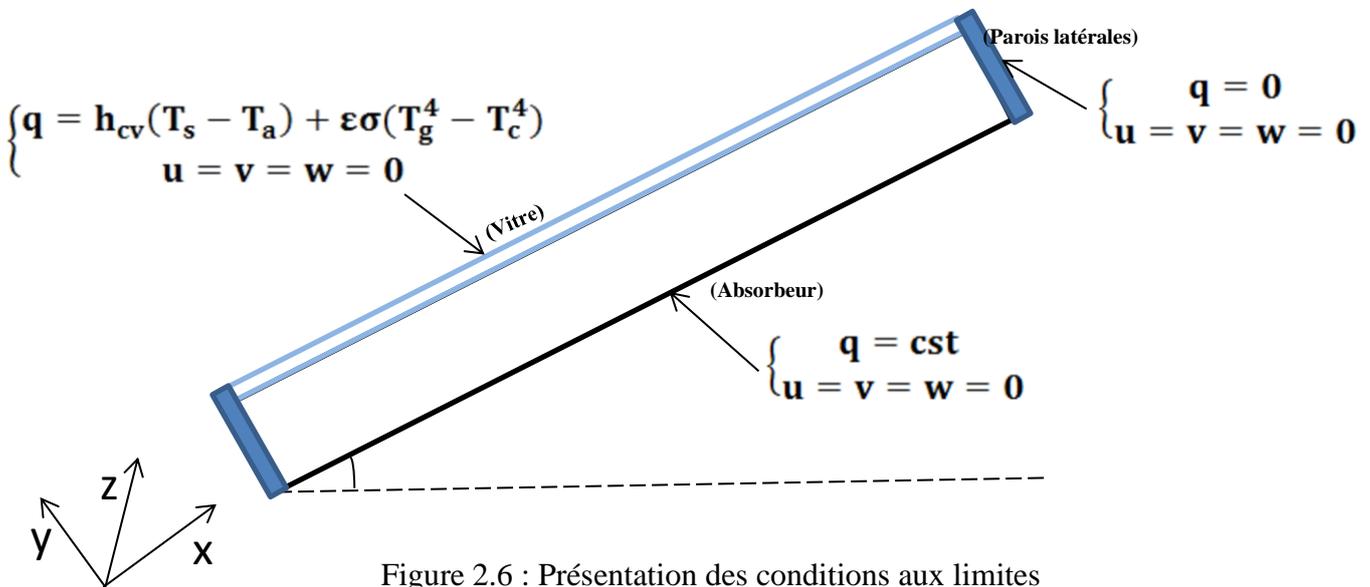
Conditions thermiques /flux thermique:  $\mathbf{q} (\mathbf{w} / \mathbf{m}^2) = \mathbf{0}$

Matériel :Isolant	$\rho(\text{kg}/\text{m}^3)$	$C_p(\text{j}/\text{kg}.\text{k})$	$\mu(\text{kg}/\text{m}.\text{s})$
	250	670	0.04

4- L'interface : la face de contact entre les deux fluides ; on a une condition couplée

Et enfin sur toutes les parois extérieures du domaine, on impose une condition dynamique d'adhérence à la paroi ( $u = v = w = 0$ ).

Nous illustrons les différentes conditions appliquées dans notre étude dans la figure (2.6)



### 2.3.4 Discrétisation et Résolution

Lors de la résolution, les équations sont traitées séquentiellement (méthode segregated), la procédure numérique retenue par FLUENT pour la résolution des équations gouvernant la convection naturelle dans la lame d'air avec les conditions aux limites imposées, est basée sur la méthode des volumes finis. Cette méthode a l'avantage à satisfaire la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie dans tous les volumes finis ainsi dans tout le domaine de calcul. Elle consiste en :

- Division du domaine en volumes de contrôle discrets.
- Intégration des équations qui régissent sur les volumes de contrôle élémentaire pour construire des équations algébriques pour les variables discrètes dépendantes telles que vitesses, pression, température, et les scalaires conservées.
- Linéarisation des équations discrétisées et la solution du système d'équations linéaires résultant pour obtenir des valeurs actualisées des variables dépendantes.

La discrétisation des équations peut être illustrée plus facilement en considérant l'équation de conservation de quantité de mouvement d'une quantité scalaire  $\varphi$ . Ceci est montré dans l'équation suivante écrite sous forme intégrale pour un volume de contrôle arbitraire  $V$ , dans le cas instationnaire comme suit:

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint \rho \varphi dV + \iiint \nabla \cdot \vec{U} \varphi dV = \iiint \nabla (\Gamma_{\varphi} \text{grad } \varphi) dV + \iiint S_{\varphi} dV \quad (2.22)$$

$\varphi$  Représente une quantité scalaire

$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varphi)$  : terme temporel

$\nabla \cdot \vec{U} \varphi$  : terme de convection

$\nabla (\Gamma_{\varphi} \text{grad } \varphi)$  : terme de diffusion

$S_{\varphi}$  : terme de source

Le terme de gradient de pression, qui ne peut être classé ni comme terme de convection ni comme terme de diffusion est généralement incluse dans le terme source

Après et à l'aide du théorème de Green- Ostrogradsky, les intégrales de volume sont convertis en intégrales sur la surface

La discrétisation de l'équation (2.22) dans le cas stationnaire nous donne pour chaque volume de control l'équation :

$$\sum_f^{N_{faces}} \rho \vec{u}_f \cdot \vec{A}_f = \sum_f^{N_{faces}} \Gamma_{\varphi} (\nabla \varphi)_n \cdot \vec{A}_f + S_{\varphi} V \quad (2.23)$$

$N_{faces}$  : Nombre de face entourant la cellule

$\varphi_f$  : Valeur de la quantité scalaire à travers la face  $f$

$\rho \vec{u}_f \cdot \vec{A}_f$  : Débit massique à travers la face

$\vec{A}_f$  : Surface de la face  $f$

V : Volume de la cellule

Par défaut FLUENT stocke les valeurs discrètes de la pression, de la vitesse et de la température au centre des cellules, schéma collocatif décrite par Rhie et Chow (1992) [68]. Comme le calcul de la pression, de la vitesse et de la température sur les faces est nécessaire pour exprimer le terme de convection et de pression. Ces valeurs vont être interpolées à partir des valeurs au centre des cellules. Ceci est accompli en utilisant un schéma décentré. FLUENT dispose de plusieurs schémas décentrés : 1<sup>er</sup> ordre, second ordre, loi de puissance, schéma type Quick, schéma musclé.

Nous développerons dans cette partie que les schémas utilisés lors de notre étude

#### 2.3.4.1 Pour le calcul de la vitesse sur les faces

Le schéma utilisé c'est le schéma « upwind », ce schéma prend en considération la direction de l'écoulement pour déterminer les grandeurs convective sur les faces des volumes de contrôles. Le schéma amont d'ordre un permet une certaine stabilité mais il est responsable de diffusion numérique, donc on a choisi le schéma du 2<sup>nd</sup> ordre (schéma décentré amont), ce dernier minimise la diffusion numérique mais peut faire diverger le calcul.

Pour ce type de schéma, la grandeur sur la face est calculée en interpolant par rapport aux valeurs des cellules les plus proches par un schéma décentré amont du second ordre. Par exemple pour la valeur  $\varphi$ , on utilise l'expression suivante :

$$\varphi_f = \varphi + \nabla\varphi \cdot \Delta\vec{s} \quad (2.23)$$

Où  $\varphi$  et  $\nabla\varphi$  sont les valeurs au centre de la cellule et son gradient dans la cellule en amont  $\Delta\vec{s}$  est le vecteur déplacement du centre de la cellule en centroïde de la face

$$\nabla\varphi = \frac{1}{V} \sum_f^{N_{faces}} \overline{\varphi}_f \vec{A}_f \quad (2.23a)$$

$\overline{\varphi}_f$  Est calculé en faisant la moyenne de  $\varphi$  des deux cellules adjacentes à la face. Dans le cas d'un maillage structuré, nous avons :

$$\overline{\varphi}_f = \frac{\varphi_{c0} + \varphi_{c1}}{2} \quad (2.23b)$$

$c_0$  et  $c_1$  sont les nœuds voisins à la face.

### 2.3.4.2 Pour le calcul de la pression sur les faces

L'équation exige que la valeur de la pression soit à la face entre les cellules donc on doit faire une interpolation en utilisant le schéma force de volume pondéré « Body Force Weighted » ce type de schéma est recommandé pour les écoulements impliquant d'importantes forces de volume.

### 2.3.4.3 Couplage pression-vitesse

Afin de résoudre l'équation de Navier-Stokes, il est nécessaire de connaître le terme de pression. Malheureusement, on ne dispose d'aucune équation de transport pour cette quatrième variable qu'est la pression (les trois autres étant les trois composantes de la vitesse). Un champ de vitesse donné peut satisfaire l'équation de continuité sans pour autant vérifier les équations de transport de quantité de mouvement. Cette particularité des équations rend nécessaire l'utilisation d'un algorithme de couplage pression-vitesse. L'algorithme le plus universel et le plus utilisé est sans doute l'algorithme SIMPLE de Patankar et Spalding (1972) [69]. Dans le cas instationnaire, l'algorithme le plus recommandé est l'algorithme PISO, il fait partie de la famille des algorithmes de SIMPLE. Le principe de cet algorithme est d'effectuer deux corrections sur la procédure requises par SIMPLE à l'intérieur et au niveau de l'équation de correction de pression [70].

### 2.3.4.4 Discrétisation temporelle.

Avec cette méthode de calcul « segregate », les équations sont linéarisées de façon implicite. Pour une variable donnée, les valeurs inconnues dans chaque cellule sont calculées en utilisant à la fois les valeurs connues et inconnues des cellules voisines. Une méthode d'Euler implicite du second ordre est utilisée pour la discrétisation temporelle. Ainsi, une équation de la forme

$$\left. \frac{\partial \varphi}{\partial t} \right|_{n+1} = F(\varphi) \quad (2.24)$$

Devient

$$\frac{3\varphi^{n+1} - 4\varphi^n + \varphi^{n-1}}{2\delta t} = F(\varphi^{n+1}) \quad (2.25)$$

$n+1$  correspond à l'instant  $t+1$ ,  $n$  correspond à l'instant  $t$  et  $n-1$  correspond à l'instant  $t-1$

L'avantage du régime totalement implicite est qu'il est inconditionnellement stable par rapport à la taille de pas de temps. Le système d'avancement pour le système itératif du temps est montré dans la figure 2.7.

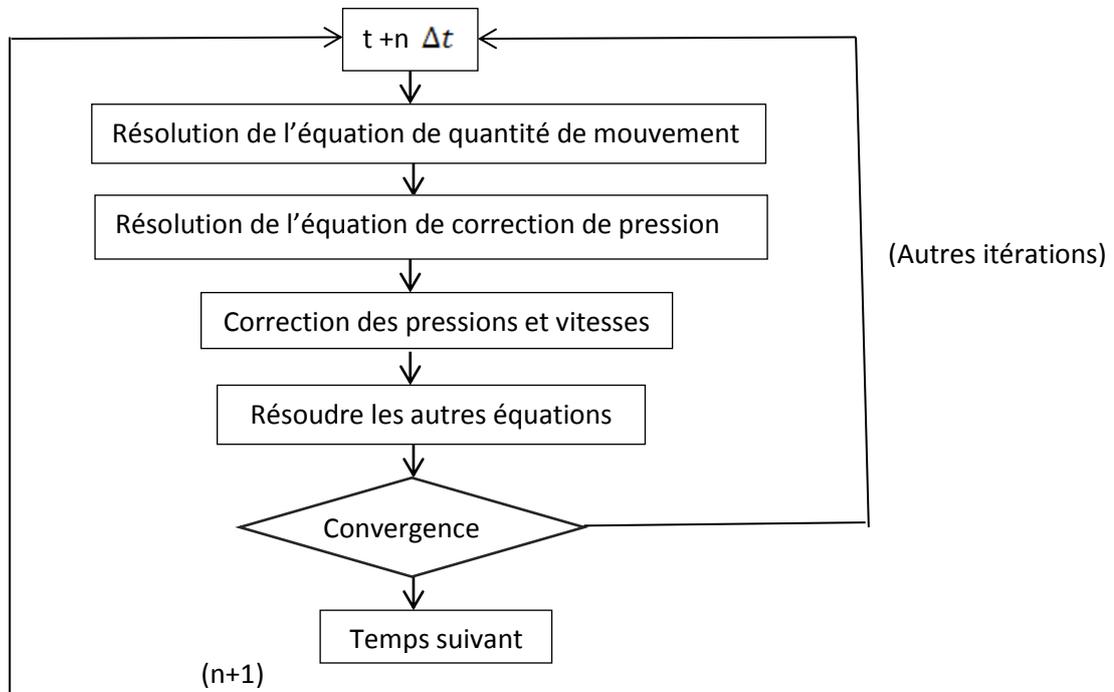


Figure 2.7 : Système d'itération du temps

### 2.3.4.5 Choix du pas de temps

**Principe :** Pour le choix du pas de temps  $\Delta t$ , FLUENT suggère qu'on ajuste  $\Delta t$  pour qu'il y'ait convergence après 10 à 20 itérations en augmentant le nombre d'itérations nécessaire à la convergence et étant donné que nous avons choisi des formulations implicites,  $\Delta t$  ne doit pas forcément vérifier la condition CFL (ref. 6.25 : FLUENT).

### 2.3.4.6 Sous-relaxation

La non-linéarité des équations impose la sous-relaxation des valeurs obtenues à chaque itération. La nouvelle valeur de la variable  $\varphi_{n+1}$  dépend de l'ancienne valeur  $\varphi_n$  du coefficient de sous-relaxation défini par l'utilisateur  $\alpha$  et la différence entre la valeur calculée avant sous-relaxation et l'ancienne valeur  $\Delta \varphi$  :

$$\varphi_{n+1} = \varphi_n + \alpha \Delta \varphi \quad (2.26)$$

$$\Delta \varphi = \varphi_{cal} - \varphi_n \quad (2.26a)$$

Ceci nous permet de contrôler et de réduire le changement produit pour chaque itération d'une variable de l'écoulement  $\varphi$ .

Où :  $\varphi_n$  est la valeur de la variable  $\varphi$  à l'itération (n)

$\varphi_{n+1}$  est la valeur de la variable  $\varphi$  à l'itération (n+1)

$\varphi_{cal}$  est la valeur de la variable  $\varphi$  calculée durant l'itération (n+1)

$\alpha$  est le facteur de relaxation, sa valeur est comprise entre 0 et 1

Pour les différents cas simulés, les critères de résolution (préconisés par FLUENT dans le cas de la convection naturelle) et les coefficients de sous-relaxation utilisés sont présentés dans le tableau 2.1.

	Facteur de Relaxation	Type de Discrétisation
Pression	0.3	Body force wiegted
Masse volumique	1	X
Force de gravité	1	X
Quantité de mouvement	0.7	2 <sup>nd</sup> order upwind
Energie	0.9	2 <sup>nd</sup> order upwind
Rayonnement	0.9	Discrete-Ordinate
Couplage Pression-Vitesse	X	PISO

Tableau 2.1 : Critères de résolution et coefficients de sous-relaxation utilisés

### 2.3.4.7 Résolution

La discrétisation des équations différentielles régissant les phénomènes d'écoulement permet de transformer les équations en un système d'équations linéaires avec une équation par cellule. Le système d'équations linéaires s'écrit sous forme matricielle  $AX = B$  où les inconnues qui constituent la matrice colonne  $X$  sont les variables au centre des cellules.

Ces équations algébriques peuvent être résolues par n'importe quelle méthode de résolution. En pratique les méthodes les plus utilisées pour la résolution des problèmes multidimensionnels sont :

- la méthode de Gauss-Seidel (résolution point par point)
- la méthode de résolution ligne par ligne d'élimination de Gauss (Algorithme de la matrice tri-diagonale (la méthode TDMA))

Ainsi, pour résoudre ce système d'équation, FLUENT utilise un solveur d'équations linéaires implicites (Gauss-Seidel) en conjonction avec une méthode multi-grille algébrique (AMG) pour accélérer la convergence. Cette méthode permet de réduire le nombre d'itérations ainsi que le temps CPU nécessaire à la convergence, particulièrement quand le domaine contient différents volumes de contrôle.

#### **2.3.4.8 Tests de convergence**

Le phénomène de convection naturelle est un phénomène difficile à simuler numériquement en régime stationnaire étant donné que les champs de vitesse et de pression dépendent essentiellement du champ de température.

On a adopté la résolution en régime instationnaire (stricte) où l'on cherche la solution à tout instant (ce qui nécessite de faire converger la solution pour chaque pas de temps). Pour estimer si le régime permanent est atteint, on vérifie si, sur certaines sections ou volumes de contrôle la vitesse et la température moyenne deviennent constantes.

#### **2.3.5 Etude du rayonnement**

FLUENT propose cinq modèles de rayonnement, seuls deux modèles sont appropriés pour simuler le rayonnement à l'intérieur d'une cavité fermée : le modèle S2S (Surface to Surface) et le modèle DO (Discrete Ordinates)

Le premier modèle (modèle S2S), basé sur le calcul de facteur de forme entre deux surfaces, semblait être le modèle le mieux approprié puisque le fluide ne participe pas au rayonnement, mais on s'est heurté à plusieurs problèmes pour mettre en œuvre ce modèle car il ne peut pas être utilisé dans les cas suivants :

- si le maillage utilisé présente un plan de symétrie ; ceci aurait impliqué de travailler avec un maillage entier du domaine d'étude,
- s'il y a présence d'obstacles dans le volume d'étude

De plus, la génération des facteurs de forme nécessite des ressources en mémoire vive très importantes, et ces ressources croissent rapidement en augmentant le nombre de surfaces.

C'est pourquoi nous avons opté pour le modèle DO (Discrete Ordinates), qui résout l'équation générale de transfert radiatif suivante (selon une direction  $\vec{s}$  donnée).

$$\nabla \cdot (I(\vec{r}, \vec{s}) \vec{s}) + (\alpha + s_s)I(\vec{r}, \vec{s}) = \alpha n^2 \frac{\sigma T_\omega^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}) \emptyset(\vec{s}, \vec{s}') d\Omega' \quad (2.27)$$

$I, \vec{r}, \vec{s}, \vec{s}', \alpha, \sigma_s, \sigma, \emptyset$  et  $\Omega'$  sont respectivement l'intensité du rayonnement, vecteur position, vecteur de direction, vecteur de direction diffuse, coefficient d'absorption, coefficient de diffusion, constante de Stefan-Boltzmann, fonction de phase et l'angle solide.

Dans ce modèle le rayonnement est émis et réfléchi de manière diffuse et/ou spéculaire.

- Emission provenant de la surface du mur :  $n^2 \varepsilon_\omega \sigma T_\omega^4$
- L'énergie spéculaire réfléchie de manière diffuse :  $f_d (1 - \varepsilon_\omega) q_{in}$
- Réflexion spéculaire de l'énergie :  $(1 - f_d) q_{in}$
- L'absorption à la surface du mur :  $f_d \varepsilon_\omega q_{in}$

$f_d$  est la fraction diffuse

$n$  est l'indice de réfraction du milieu adjacent

$\varepsilon_\omega$  est l'émissivité de la paroi

$T_\omega$  température de la paroi

Pour un mur purement diffus  $f_d = 1$  et il n'y a aucune réflexion spéculaire de l'énergie. De même pour un mur purement spéculaire  $f_d = 0$  et il n'y a pas d'énergie réfléchie de manière diffuse. Une fraction diffuse entre 0 et 1 se traduira par l'énergie partiellement diffuse et partiellement réfléchie. Pour une surface se comportant comme un corps gris d'émissivité  $\varepsilon_\omega$ , le flux radiatif entrant ( $q_{in}$ ) au niveau de cette surface s'écrit :

$$q_{in} = \int_{s, n > 0} I_{in} \vec{s} \cdot \vec{n} d\Omega \quad (2.28)$$

Le flux radiatif sortant ( $q_{out}$ ) de cette surface s'écrit :

$$q_{out} = (1 - \varepsilon_\omega) q_{in} + n^2 \varepsilon_\omega \sigma T_\omega^4 \quad (2.29)$$

$I_{in}$  : L'intensité du rayonnement incident

$\vec{n}$  : Vecteur normal

$n$  : Indice de réfraction du milieu à côté de la paroi

Chaque octant d'angle solide est discrétisé en  $N\theta \times N\varphi$  angles solides. Les angles  $\theta$  et  $\varphi$  sont respectivement l'angle polaire et l'angle azimutal figure 2.8.

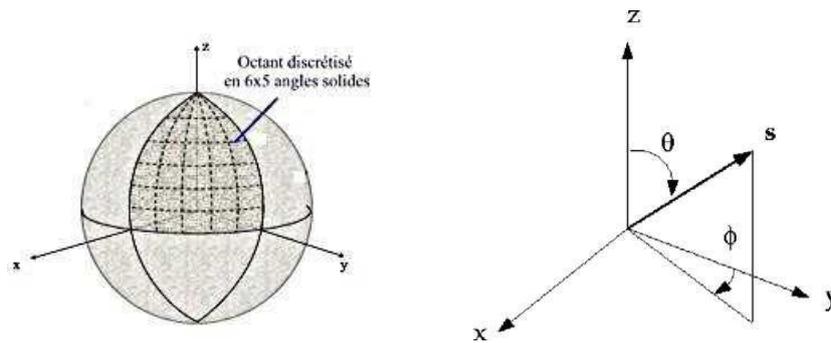


Figure 2.8 : Discretisation angulaire

En utilisant le modèle de rayonnement DO, la solution des simulations peut dépendre de la finesse de la discrétisation des angles  $\theta$  et  $\varphi$ .

La discrétisation de chaque octant en  $6 \times 6$  angles solides est supposée être très Fine.

Dans notre travail nous avons choisi de travailler avec la discrétisation angulaire  $N\theta = N\varphi = 4$  (compromis entre résolution angulaire et temps de calcul).

## 2.4 Conclusion

Dans ce chapitre, nous nous sommes attachés à décrire l'approche numérique que nous avons utilisée. Tout d'abord, nous avons formulé mathématiquement l'écoulement de l'air dans la cavité fermée, chauffée par le bas qui servira de simuler la cavité formée par l'absorbeur et la vitre du capteur solaire thermique. Par la suite, nous avons décrit la résolution numérique adoptée qui permettra d'aboutir aux résultats qui seront présentés au chapitre 4. Dans ce qui suit, nous allons décrire l'approche expérimentale utilisée dans ce travail de thèse.

# **Chapitre 3 : Description du dispositif expérimental**

## **Plan**

### **4.1 Introduction**

### **4.2 Description du dispositif expérimental**

#### **4.2.1 Circuit hydraulique**

#### **4.2.2 Instrumentation des capteurs**

##### **4.2.2.1 Mesure de l'éclairement**

##### **4.2.2.2 Mesure des températures**

##### **4.2.2.3 Acquisition et traitement des données**

### **4.3 Déroulement des expériences**

## 4.1 Introduction

Dans cette partie, nous allons faire une description générale du dispositif expérimental mis en place pour notre étude. Nous considérons deux capteurs plans, fournis par un industriel ; ces deux capteurs ont été instrumentés de sorte à pouvoir faire un bilan thermique. Le premier, sur lequel aucune modification n'est faite, sert de capteur témoin, alors que le deuxième sera modifié afin d'expérimenter les différents modèles qui interviennent dans le rendement. Le premier modèle consiste à modifier l'épaisseur de la lame d'air comprise entre la vitre et l'absorbeur et le deuxième modèle consiste à introduire des partitions dans cette lame d'air.

## 4.2 Description du dispositif expérimental

Les capteurs solaires instrumentés ont été fournis par l'entreprise Giordano ; cette entreprise est localisée dans les Bouches du Rhône et est considérée comme premier fabricant français des capteurs solaires plans. Les capteurs solaires fournis ont été dimensionnés de sorte à faciliter leur expérimentation. Ainsi, chaque capteur représente une surface de 0.5mx1m. La figure 4.1 montre une photographie du capteur avec et sans la vitre.



Figure 4.1 : Photographies du capteur sans (gauche) et avec (droite) vitrage

Les principaux composants du capteur sont :

- Une couverture transparente de verre trempé d'épaisseur 4 mm,
  - Une plaque absorbante mince entièrement en cuivre constituée de quatre ailettes soudées sur des tubes. Ces tubes ont un diamètre intérieur de 8 mm et un diamètre extérieur de 10 mm ; ils sont soudés en haut et en bas du capteur à des tubes horizontaux jouant le rôle de collecteur dont le diamètre intérieur est de 20 mm et le diamètre extérieur est de 22 mm,
  - L'isolation arrière est assurée grâce à une feuille de polystyrène de 40 mm d'épaisseur,
- Le capteur est protégé par un boîtier en Aluminium.

Nous regroupons les dimensions du capteur dans le tableau ci-dessous :

Dimensions (capteur)	Longueur	largeur	Epaisseur	Diamètre collecteur	Diamètre tube
	1000 mm	500 mm	25 mm	20 mm	10 mm

Tableau 4.1 : Dimensions du capteur

#### 4.2.1 Circuit hydraulique

Le mouvement du fluide s'effectue de bas en haut : le fluide caloporteur froid (l'eau) entre dans le capteur par le bas et ressort chaud par le haut. Le fluide circule en circuit fermé entre le capteur et un réservoir de 500 litres. Une pompe assure la montée du fluide et un système de vannes placées à l'entrée du capteur permet de contrôler le débit. La mesure du débit se fait, à une position donnée des vannes, par mesure du temps et du volume correspondant écoulé. Les capteurs sont placés sur des châssis qui permettent d'avoir une inclinaison de 45° par rapport à l'horizontale. L'installation est placée sur le toit du bâtiment de Polytech. La figure 4.2 montre une vue globale de l'installation.



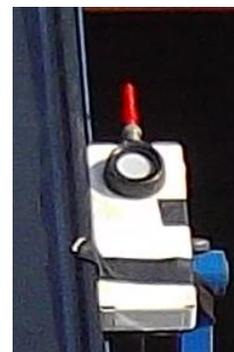
a) vue de face



b) Vue de profil



Pompe à eau



Solarimètre

Figure 4.2 : Vue globale de l'installation

## 4.2.2 Instrumentation des capteurs

### 4.2.2.1 Mesure de l'éclairement

Le rayonnement solaire global est mesuré grâce un solarimètre étalonné à partir d'un pyranomètre de type Kipp-Zonen. Celui-ci est placé dans le même plan que les capteurs vis à vis du rayonnement solaire (voir figure 4.2)

### 4.2.2.2 Mesure des températures

Les températures sont mesurées à l'aide de thermocouples Nickel-Chrome/Nickel-Aluminium, de type K. Ces thermocouples, de diamètre 0,05 mm, peuvent aller jusqu'à des températures de 1370 K et permettent une précision de 0,1°C.

Chaque capteur est équipé de 32 thermocouples. Vingt thermocouples permettent de suivre la température du fluide caloporteur circulant dans le capteur, leur emplacement est montré sur la figure 4.3. Six thermocouples sont installés sur la face arrière de l'absorbeur et deux sur la face avant. Deux thermocouples sont installés à l'entrée et à la sortie du tuyau d'alimentation du capteur, un thermocouple est plongé dans le réservoir d'eau et enfin un dernier permet de suivre la température ambiante.

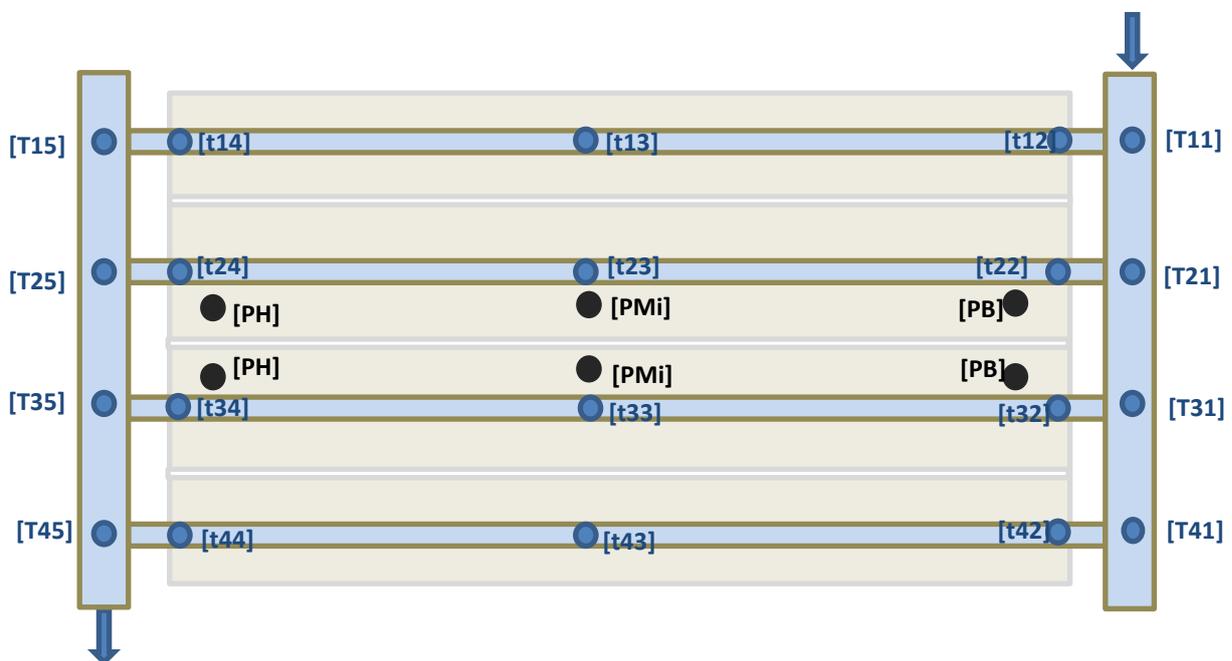


Figure 4.3 : Schéma de l'emplacement des thermocouples

T : Désigne les tubes collecteurs

t : Désigne les petits tubes

P : Désigne la plaque absorbante avec les indices (B : bas, Mi : milieu, H : haut)

L'indice des tubes sont tels que, le premier désigne la ligne et le deuxième la colonne (i,j)

L'ensemble des thermocouples est relié à une centrale d'acquisition des données

L'installation des thermocouples s'est faite sur le capteur nu (c'est à dire non équipé de vitrage, d'isolant et du coffrage); une fois tous les capteurs installés, le fabricant s'est chargé de finaliser le capteur. La figure 4.4 montre des photographies du capteur lors de la phase d'instrumentation.



a)



b)

Figure 4.4 : Photographies du capteur lors de l'emplacement des thermocouples dans les tubes (a) et vue des thermocouples sortis à travers l'isolant (b).

#### **4.2.2.3 Acquisition et traitement des données**

Le système d'acquisition et de traitement des données est constitué d'une centrale de mesure HP34970A pilotée par un ordinateur et équipé d'un logiciel Agilent Benchlink d'acquisition des données. Cette centrale est équipée par des modules (cartouches d'acquisition), chaque centrale comporte deux modules de 16voix chacune. Chaque capteur est équipé de son système d'acquisition (voir figure 4.5).



Figure 4.5 : Photographie du capteur équipé avec la centrale de mesure

L'acquisition est programmée sur une journée avec un pas de temps de 150 secondes.

### **Analyse de l'erreur en température**

Dans cette partie on va s'intéresser à l'analyse d'erreur lors des mesures de température. Ceci va nous permettre de quantifier l'incertitude de mesure relative aux mesures de températures réalisées durant la campagne expérimentale.

Selon l'ensemble de mesure de notre dispositif, les mesures d'erreur potentielle à tenir compte sont :

- Précision des thermocouples
- précision de la station d'acquisition des températures

Pour l'estimation de l'erreur, notons par exemple  $\Delta T$  l'écart type entre la valeur mesurée et la valeur vraie, une incertitude est donc donnée sous la forme  $\mp \Delta T$

#### Précision des thermocouples :

Les thermocouples placés dans le capteur sont de type K, d'après les fabricants, ils ont une précision de  $0,1^{\circ}\text{C}$  ou  $0,75\%$  de la température

#### Précision de la station d'acquisition :

La station d'acquisition enregistre les températures par digit de  $0,1^{\circ}\text{C}$ .

## **Les différents paramètres d'un capteur**

### Paramètres externes :

- Paramètres d'ensoleillement : éclairage énergétique du au rayonne soleil et à la durée d'insolation.
- la température extérieure.
- la vitesse du vent sur le capteur

### Paramètres internes :

- Paramètres de position : l'inclinaison et l'orientation.
- Dimensionnement du capteur : L'épaisseur, la longueur, la largeur, et la surface réceptrice.
- La section de passage du fluide.

### Paramètres de fonctionnement :

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

## **4.3 Déroulement des expériences**

Les séries d'expériences ont été entreprises au laboratoire IUSTI dans le bâtiment de Polytech. Les dispositifs ont été installés sur le toit. Diverses campagnes de mesures ont été effectuées, en faisant varier différents paramètres tels que :

- L'effet de l'épaisseur de la lame d'air
- L'effet d'introduction des obstacles dans la lame d'air

Pour le changement de l'épaisseur, nous avons considéré un capteur auquel on change l'épaisseur de la lame d'air qui se trouve entre l'absorbeur et la vitre.

Initialement l'épaisseur du capteur solaire est de 2 cm. Nous avons testé les épaisseurs suivante : (+6mm) ensuite (3mm) et ensuite nous avons réduit l'épaisseur initiale de la lame d'air de (-3mm) ; l'autre capteur sert comme capteur de référence pour pouvoir permettre la comparaison. Tous ces essais ont été faits pour différents débits de fluide caloporteur.

Par la suite, nous nous sommes intéressés à la lame d'air est garnie d'un ensemble d'obstacles minces placés entre la vitre et l'absorbeur.

Nous avons disposé les obstacles de deux façons :

- En plaçons cinq obstacles suivant la largeur du capteur
- En plaçons cinq obstacles suivant la largeur du capteur et quatre suivant la longueur.

Ces obstacles sont transparents et ne touchent ni l'absorbeur ni la vitre, pour éviter ainsi l'effet de conduction.

Le but de ces différentes expériences est de mettre en évidence l'influence de l'épaisseur ainsi que le partitionnement de la lame d'air sur les performances thermiques du capteur solaire afin de l'optimiser.

# **Chapitre 4 : RESULTATS NUMERIQUES**

## **Plan**

### **4.1 Introduction**

### **4.2 Transfert thermique par convection naturelle dans la lame d'air**

#### **4.2.1 Présentation du système étudié**

#### **4.2.2 Influence de l'épaisseur**

##### **4.2.2.1 Epaisseur de la lame $H=0.6$ cm**

##### **4.2.2.2 Epaisseur de la lame $H=0.7$ cm**

##### **4.2.2.3 Epaisseur de la lame $H=1$ cm**

### **4.3 Transfert thermique avec le couplage convection naturelle - rayonnement dans la lame d'air**

#### **4.3.1 Présentation du système étudié**

#### **4.3.2 Influence de l'épaisseur**

##### **4.3.2.1 Epaisseur de la lame $H=0.5$ cm**

##### **4.3.2.2 Epaisseur de la lame $H=0.7$ cm**

##### **4.3.2.3 Epaisseur de la lame $H=1$ cm**

### **4.4 Comparaison du transfert thermique dans la cavité entre les deux cas « avec et sans rayonnement »**

### **4.5 Transfert thermique dans la cavité menue de partitions**

#### **4.5.1 Epaisseur de la lame d'air $H=1$ cm**

#### **4.5.2 Epaisseur de la lame d'air $H=0.7$ cm**

### **4.6 Conclusion**

## 4.1 Introduction

Après avoir décrit notre modèle numérique ainsi que la méthode de résolution, nous nous proposons dans cette partie de présenter les résultats obtenus numériquement sur les transferts thermiques dans la lame d'air représentant la cavité entre l'absorbeur et la vitre d'un capteur solaire. Plusieurs situations ont été considérées. Nous commençons par la présentation des résultats mettant en évidence l'influence de la variation de l'épaisseur sur les transferts de chaleur par convection naturelle dans la lame d'air d'un capteur solaire inclinée chauffée par le bas par un flux uniforme. Nous abordons par la suite les cas où on tient compte du couplage entre la convection et le rayonnement. Ensuite, nous nous intéresserons à l'effet de présence de partitions sur l'écoulement et le transfert dans la lame d'air.

Le but de ces simulations est d'effectuer une analyse de l'influence des différents paramètres du problème sur le transfert de chaleur et sur l'allure de l'écoulement pour les différents cas traités.

Pour nous aider à comprendre le comportement des écoulements en 3D, plusieurs plans sont définis pour visualiser le champ de température et de vitesses, des plans transversaux qui correspondent aux plans (yoz) et des plans longitudinaux qui correspondent aux plans (xoy). Ces plans sont schématisés dans la figure 4.1.

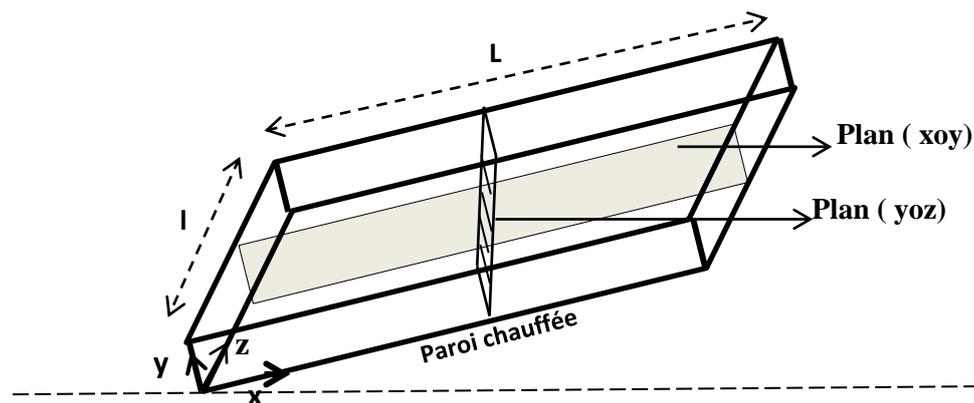


Figure 4.1 : Représentation schématique des plans transversaux (yoz) et longitudinaux (xoy) d'une cavité en 3D

## 4.2 Transfert thermique par convection naturelle dans la lame d'air

Dans cette partie nous allons chercher à déterminer l'influence de l'épaisseur de la lame d'air sur la nature de l'écoulement notamment sur les champs de vitesse et de température.

### 4.2.1 Présentation du système étudié

Le modèle physique est une cavité parallélépipédique (lame d'air) de longueur  $L=1$  m, de largeur  $l=0.2$  m, inclinée d'un angle de  $45^\circ$ , munie d'un vitrage sur la partie supérieure d'épaisseur  $e = 4$  mm. On chauffe la partie inférieure de la cavité par un flux uniforme égale à  $400 \text{ W/m}^2$ , les parties latérales sont adiabatiques.

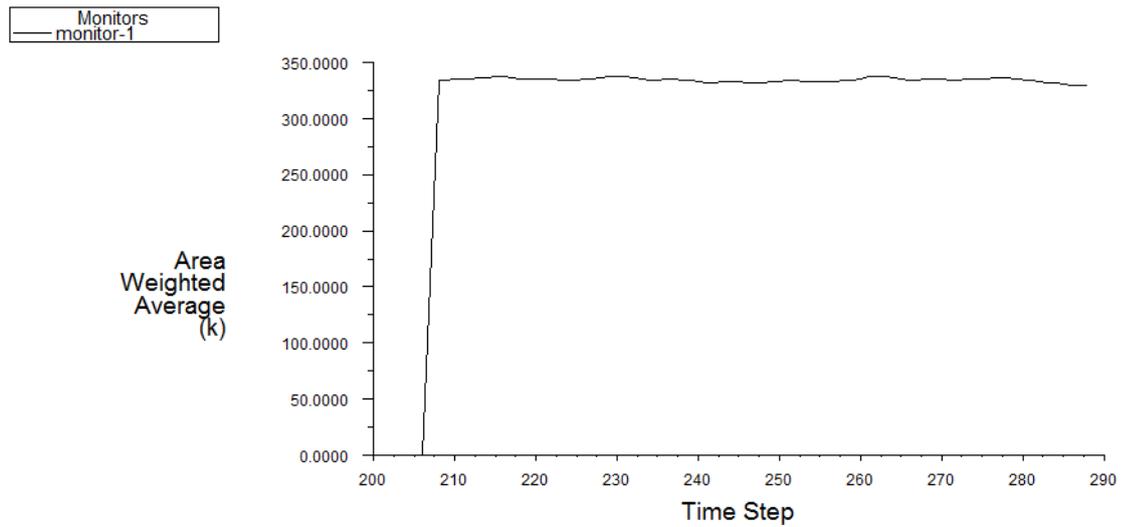
Les valeurs de l'épaisseur que prend la lame d'air sont  $H = 0.6$  cm,  $0.7$  cm et  $1$  cm.

**Maillage :** comme les effets convectifs sont plus accentués sur les parois, nous avons pris un maillage serré près des parois afin de bien visualiser les champs de vitesses et de températures. Les maillages adaptés dans ces cas de configuration sont regroupés dans la tableau 4.1 : On désigne par  $N_x$  le nombre de nœuds suivant  $x$  (la longueur :  $L$ ),  $N_y$  le nombre de nœuds suivant  $y$  (l'épaisseur :  $H$ ) et  $N_z$  le nombre de nœuds suivant  $z$  (la largeur :  $l$ ).

Epaisseur (cm)	0.6	0.7	1
( $N_x$ ).( $N_y$ ).( $N_z$ )	1440000	2224800	2400000

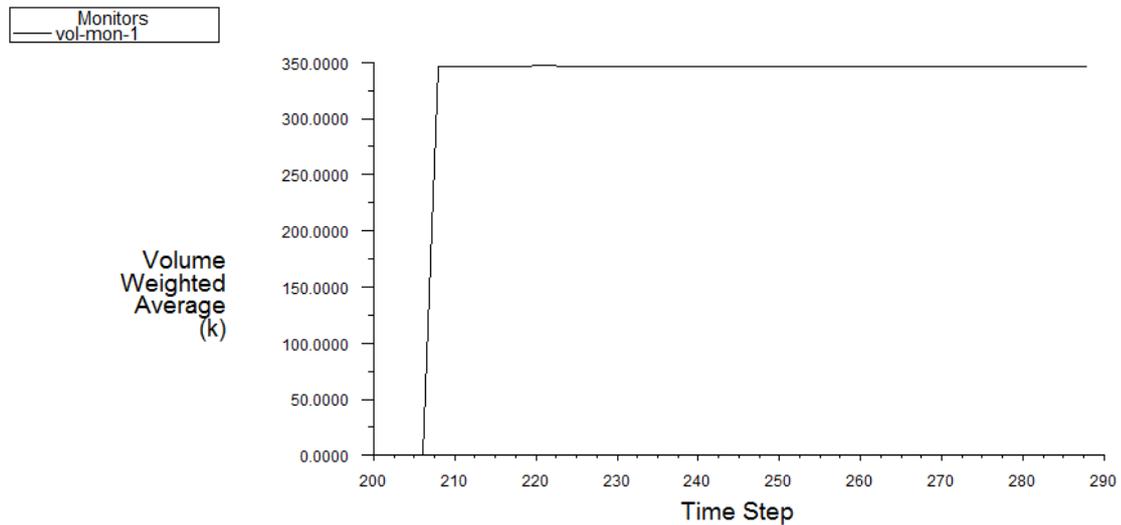
Tableau 4.1 : maillages adaptés pour les différentes épaisseurs

**Convergence :** Comme l'analyse se fait en régime instationnaire, se baser sur le résidu comme repère pour valider la convergence n'est plus un critère suffisant. Ainsi, en plus de la valeur des résidus que nous avons prise inférieure à  $10^{-6}$  pour toutes les variables, nous avons suivi l'évolution de la température moyenne dans deux domaines, une section transversale dans la lame d'air et le volume d'air dans la cavité. Dès que ces deux grandeurs ne varient plus nous arrêtons les itérations. Ainsi, la figure 4.2 montre un exemple de contrôle de convergence pour un cas traité.



Convergence history of Static Temperature on plane-test (Time=2.8900e+01)

Apr 15, 2011  
FLUENT 6.2 (3d, dp, segregated, lam, unsteady)



Convergence history of Static Temperature on air (Time=2.8900e+01)

Apr 15, 2011  
FLUENT 6.2 (3d, dp, segregated, lam, unsteady)

Figure 4.2 : Contrôle de la convergence par le biais de la température moyenne dans une section transversale (yoz) et dans le volume d'air.

#### 4.2.2 Influence de l'épaisseur

Dans cette partie nous n'avons pas tenu compte de l'échange radiatif entre l'absorbeur et la vitre. Nous avons considéré une densité de flux de  $400 \text{ W/m}^2$  appliquée à l'absorbeur et avons étudié trois valeurs de l'épaisseur de la lame d'air.

#### 4.2.2.1 Epaisseur de la lame H=0.6 cm

Pour une épaisseur  $H = 0.6$  cm, une cellule est observée dans la cavité avec un écoulement remontant le long de la paroi chauffée et descendant le long de la paroi plus froide, les figures 4.3 et 4.4 donnent les champs de vitesse et de température dans une section longitudinale (xoy) se trouvant au milieu de (z) ; cet écoulement met en évidence la présence d'un régime unicellulaire dans la cavité.

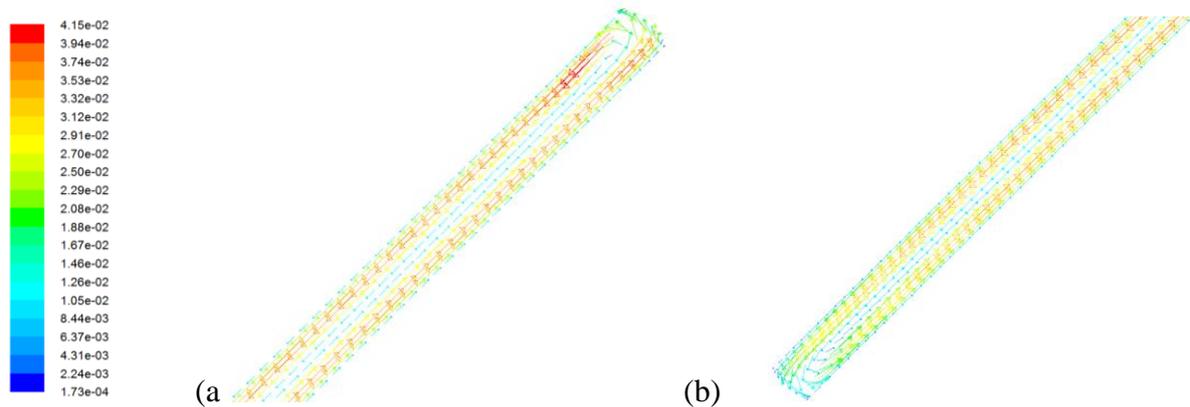


Figure 4.3 : Champ du vecteur vitesse sur un plan longitudinal (xoy) se trouvant à mi-z :  
a) Partie supérieure du plan ; (b) : Partie inférieure du plan

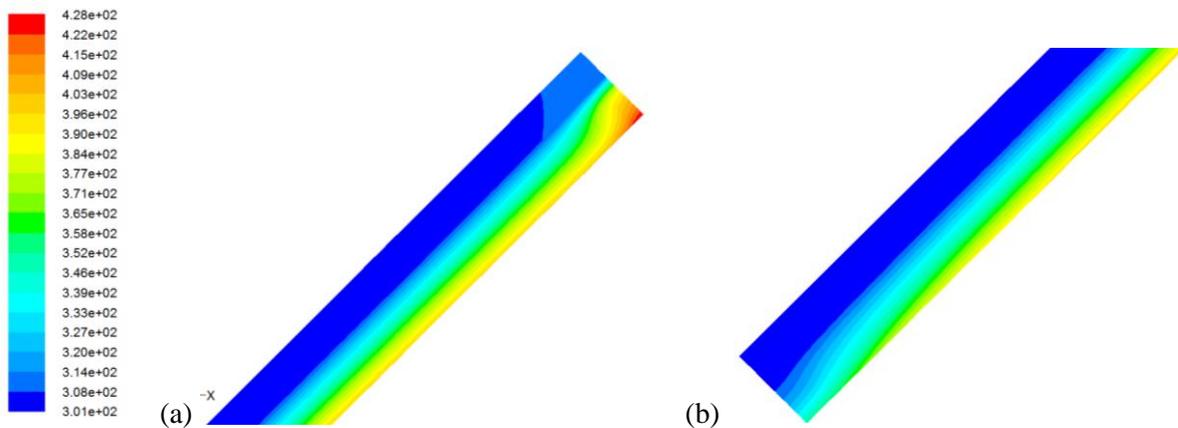


Figure 4.4 : Contour de température sur une coupe longitudinale (xoy) se trouvant à mi-z  
a) Partie supérieure du plan, (b) : Partie inférieure du plan

Les profils de vitesse et de température suivant l'épaisseur de la lame d'air à une position qui se trouve au milieu de la longueur (x) et de la profondeur (z) sont présentés dans la figure 4.5. L'allure du profil de la vitesse indique une forte accélération près de la paroi chauffée, par conséquent la vitesse diminue rapidement quand on se rapproche de la paroi non chauffée, on observe des vitesses négatives sur toute la moitié supérieure de la lame. Ces vitesses négatives sont caractéristiques de la zone de recirculation du fluide. Aux parois, la vitesse est nulle, ce

qui correspond aux conditions de non glissement. La température a une allure linéaire, chaude près de la paroi chauffée qui est l'absorbeur et froide au niveau de la vitre. Il apparaît que pour les faibles épaisseurs donc à faible valeur du nombre de Rayleigh, le profil de la vitesse correspond à une sinusoïde. Jusqu'à une certaine épaisseur (qui reste faible), l'écoulement est bidimensionnel. Passée cette limite, il apparaît une vitesse transversale et l'écoulement devient tridimensionnel. Nous pouvons voir cela quand on augmente l'épaisseur de la lame d'air.

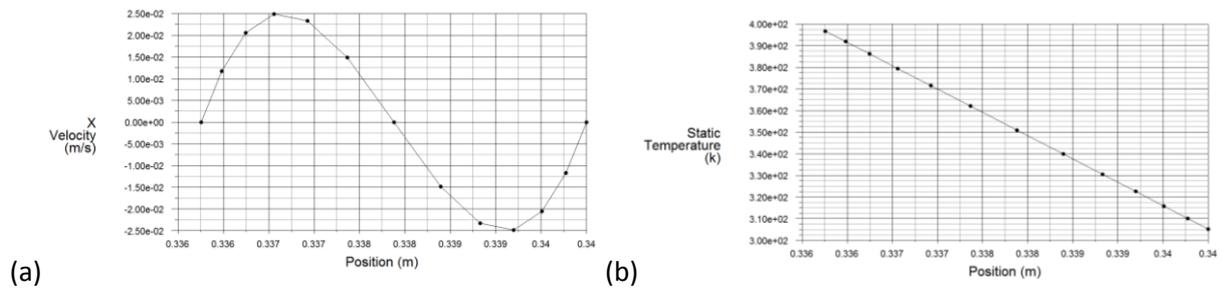
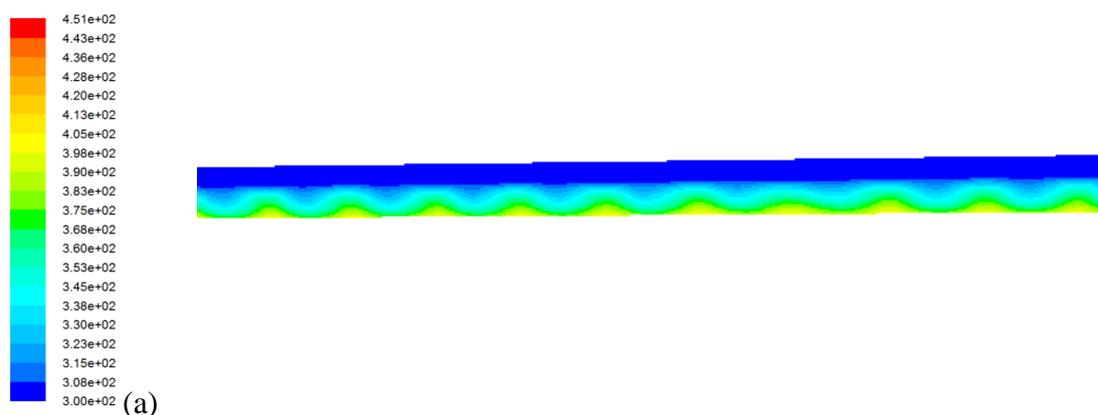


Figure 4.5 : Profils du vecteur vitesse (a) et de température (b) dans une section transversale suivant (y) à mi-x et mi-z

#### 4.2.2.2 Epaisseur de la lame H=0.7 cm

Pour une épaisseur  $H = 0.7\text{cm}$ , nous observons l'apparition d'un mouvement selon la direction transversale. Ainsi, la composante de la vitesse suivant (z) n'est plus nulle ; on a une structure qui correspond à l'instabilité thermique de Rayleigh Bénard. Nous avons visualisé sur la figure 4.6 le contour de la température et de la vitesse dans une section (yoz) (coupes perpendiculaires à x) se trouvant à mi-x.



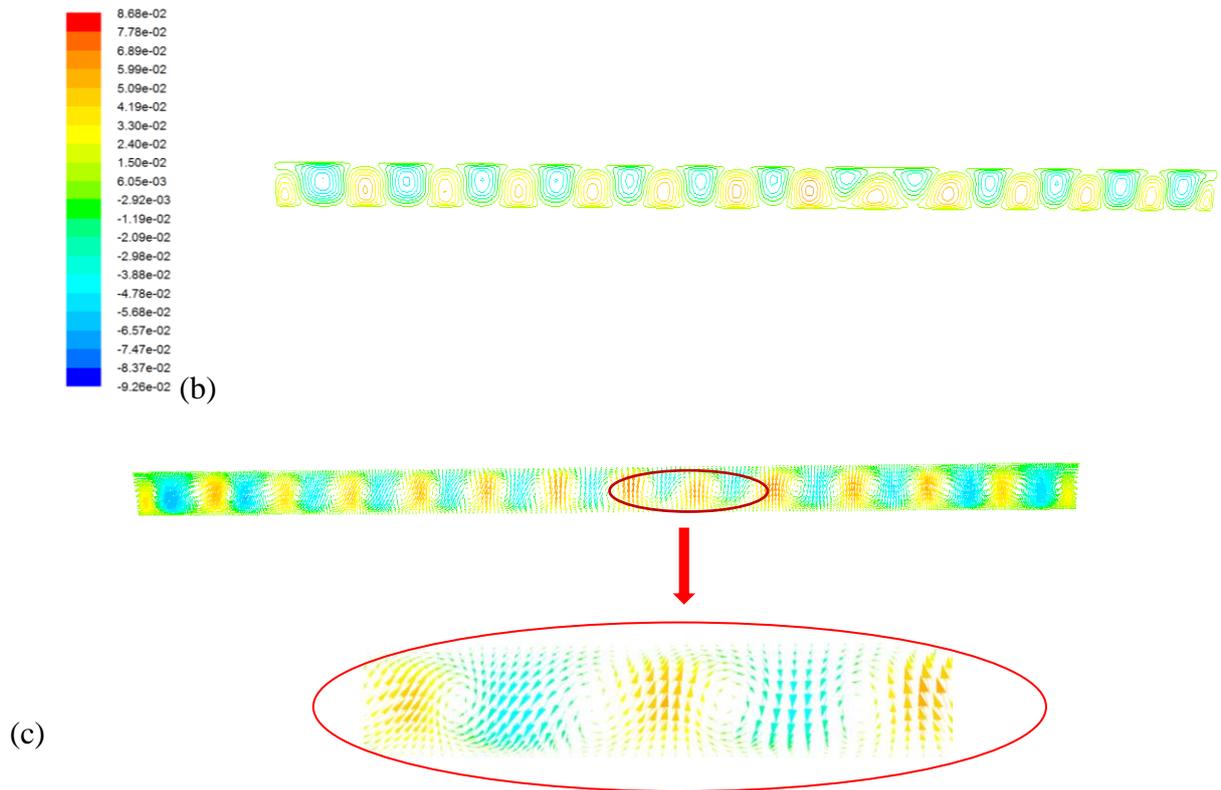


Figure 4.6 : Contours de température (a) et de vitesse (b) dans une section (yoz) se trouvant à mi-x ; (c) zoom d'une zone de (b).

On a effectivement l'existence de rouleaux longitudinaux (suivant la direction  $x$ ) ; ces rouleaux contrarotatifs se développent avec un nombre de rouleaux presque égal au rapport d'aspect ( $Az = 28$ ). Ils commencent à se développer progressivement depuis les bords jusqu'à envahir complètement toute la section (yoz). Comme le montre la figure 4.6 (c) qui représente un zoom du vecteur vitesse  $U$ , nous observons bien le mouvement ascendant du fluide chaud entre deux paires de rouleaux et descendant du fluide froid sur les côtes. Nous présentons sur la figure 4.7 le champ de température au niveau de l'absorbeur et dans un plan transversal. Cette figure montre bien la structure assez régulière des rouleaux longitudinaux.

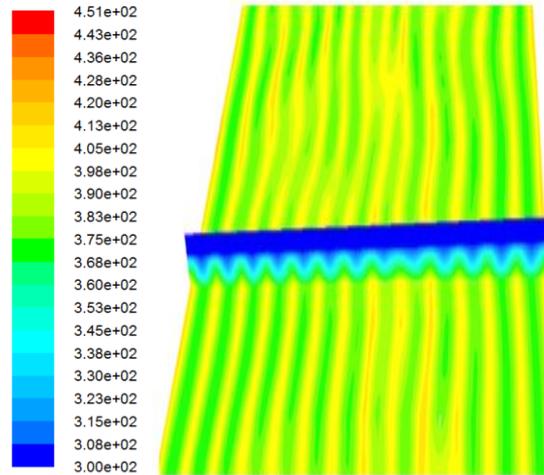


Figure 4.7 : Champ de température au niveau de l'absorbeur et dans un plan transversal

#### 4.2.2.3 Epaisseur de la lame H=1 cm

Lorsque nous continuons d'accroître l'épaisseur de la lame d'air et notamment pour  $H = 1$  cm, l'écoulement perd sa périodicité et évolue vers une dynamique spatio-temporelle d'allure chaotique ; ce comportement est mis en évidence à travers les coupes transversales dans un plan (yoz) à différents instants (voir figure 4.8). Dans ce cas les rouleaux ne sont plus très clairement identifiés, nous assistons à des fusions et des dislocations qui traduisent la transition vers un régime non laminaire.

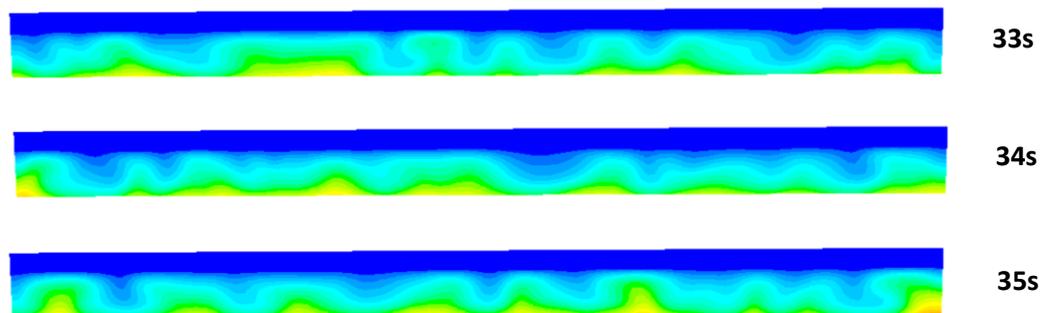


Figure 4.8 : contours de la température du fluide dans une section transversale d'un plan (yoz) se trouvant à mi-x pour différents instants.

La figure 4.9 représente une vue globale du champ thermique de l'absorbeur. On constate que la structure de l'écoulement est fortement instationnaire. Les rouleaux n'ont plus une apparence régulière comme pour le cas de l'épaisseur précédente  $H=0.7$  cm.

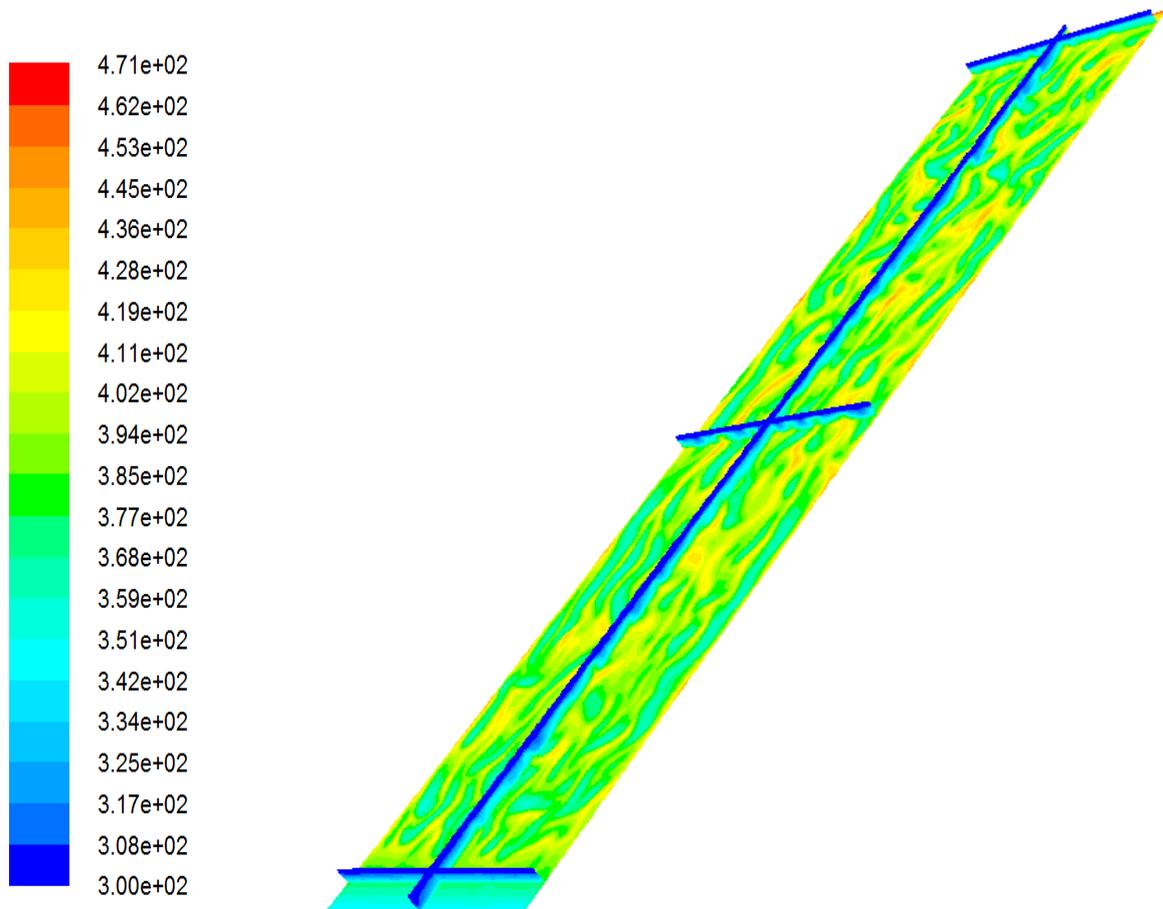


Figure 4.9 : Contour de la température dans un plan longitudinal (xoz) et des plans transversaux (yoz).

L'analyse de l'effet de l'épaisseur montre que cette dernière a une influence importante sur la structure de l'écoulement dans la lame d'air. Sa variation est notable aussi bien sur le champ de température que sur les vitesses. L'augmentation de l'épaisseur induit une augmentation du nombre de Rayleigh et par conséquent l'intensification de l'effet convectif. Pour 1 cm, l'effet convectif est si important que l'écoulement devient instationnaire et une allure chaotique se manifeste.

Dans les différents cas présentés, nous n'avons pas tenu compte du transfert radiatif entre la vitre et l'absorbeur, dans ce qui suit nous allons montrer l'effet du couplage convection-rayonnement.

### 4.3 Transfert thermique avec le couplage convection naturelle - rayonnement dans la lame d'air

L'effet du rayonnement a été pris en compte dans cette étude. Les simulations réalisées montrent que le rayonnement de surface, associé à la convection naturelle modifie sensiblement les régimes d'écoulement et le transfert de chaleur. En effet un corps qui rayonne émet de l'énergie donc sa température doit diminuer, dans notre cas nous remarquons une baisse de température au niveau de l'absorbeur ; ceci contribue à réduire l'intensité de la convection au niveau de la lame d'air.

#### 4.3.1 Présentation du système étudié

Le modèle physique est toujours une cavité parallélépipédique (lame d'air), munie d'un vitrage sur la partie supérieure d'épaisseur  $e = 4$  mm, inclinée d'un angle de  $45^\circ$  et chauffée avec un flux égal de  $400 \text{ W/m}^2$ . L'introduction du rayonnement nous a obligés à réduire les dimensions de la lame d'air (à cause du maillage) puisque la capacité du CPU demande plus de mémoire pour la résolution. Ainsi, nous avons considéré une longueur de lame  $L=1$  m, une largeur  $l=0.1$  m et des valeurs des épaisseurs  $H = 0.5, 0.7$  et  $1$  cm.

**Maillage** : Les maillages utilisés pour cette étude sont présentés dans le tableau 4.2.

Epaisseur (cm)	0.5	0.7	1
(Nx).(Ny).(Nz)	1280000	1393200	1600000

Tableau 4.2 : Maillage utilisé pour l'étude

**Convergence** : comme dans cas précédent, nous avons adopté les mêmes critères ; nous arrêtons les itérations quand les valeurs moyennes des températures dans une section choisie et dans le volume d'air ne varient plus.

#### 4.3.2.1 Epaisseur de la lame $H=0.5$ cm

Pour l'épaisseur  $H=0.5$  cm, nous n'avons pas observé de différence notable par rapport au cas sans rayonnement, nous observons toujours un mouvement monocellulaire dans la cavité. Le fluide se réchauffe en contact de la paroi chaude, remonte le long de celle-ci et redescend le long de la paroi froide.

#### 4.3.2.2 Epaisseur de la lame $H=0.7$ cm

Pour  $H=0.7$  cm, nous avons présenté plusieurs plans afin de mettre en évidence l'écoulement tridimensionnel dans la cavité. La figure 4.10 montre le champ de la température et la vitesse

pour différents plans ; longitudinal, transversal et au niveau de l'absorbeur (partie inférieure de la lame d'air)

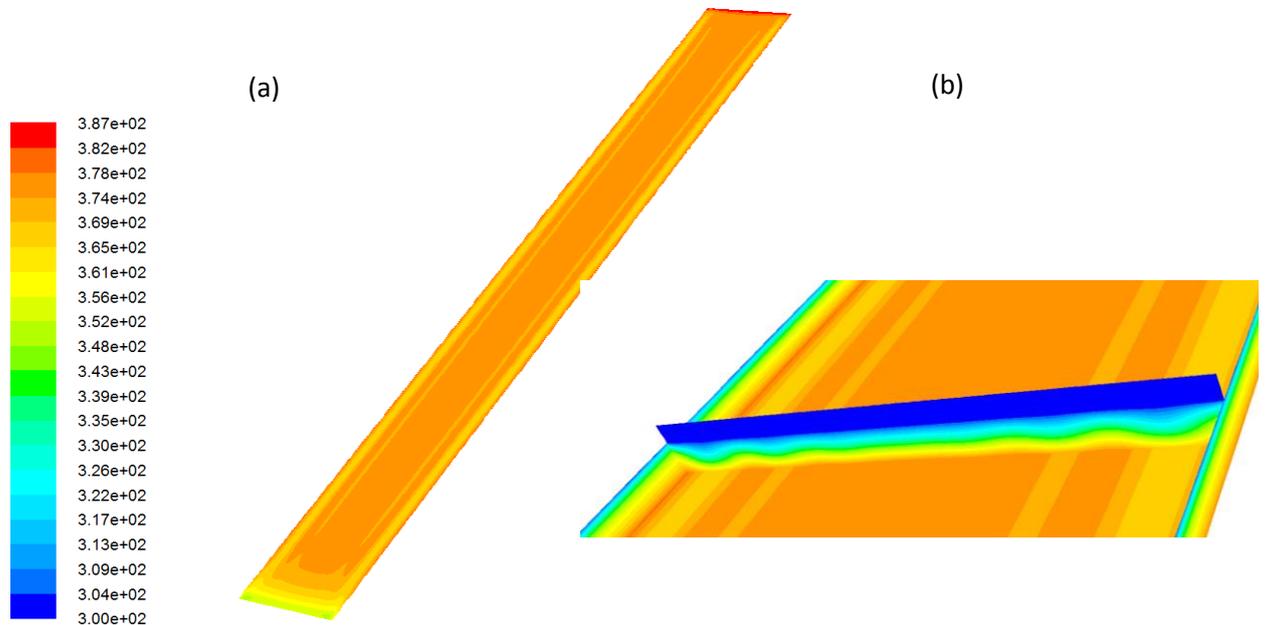


Figure 4.10 : Champ de température : (a) au niveau de l'absorbeur ; (b) une portion de l'absorbeur, parois latérales et une coupe transversale (yoz) se trouvant à mi-x.

Nous constatons qu'au fur et à mesure que le fluide monte le long de la paroi chaude (direction x), la température augmente ; le champ de température au niveau de l'absorbeur nous montre bien que la partie chaude est celle qui se trouve sur la partie supérieure. Sur les extrémités de la lame il y a formation de rouleaux de part et d'autre ; en effet, près des parois les vitesses sont très faibles ce qui favorise le déclenchement précoce de la convection naturelle dans cette région. Dans la zone centrale, le gradient de température n'est pas suffisant pour amorcer le développement des rouleaux. Ce résultat est plus lisible sur la figure 4.11 où est représentée les contours de la température (a), de la vitesse (b) et du champ de vitesse (c) dans une section droite située à mi-x.

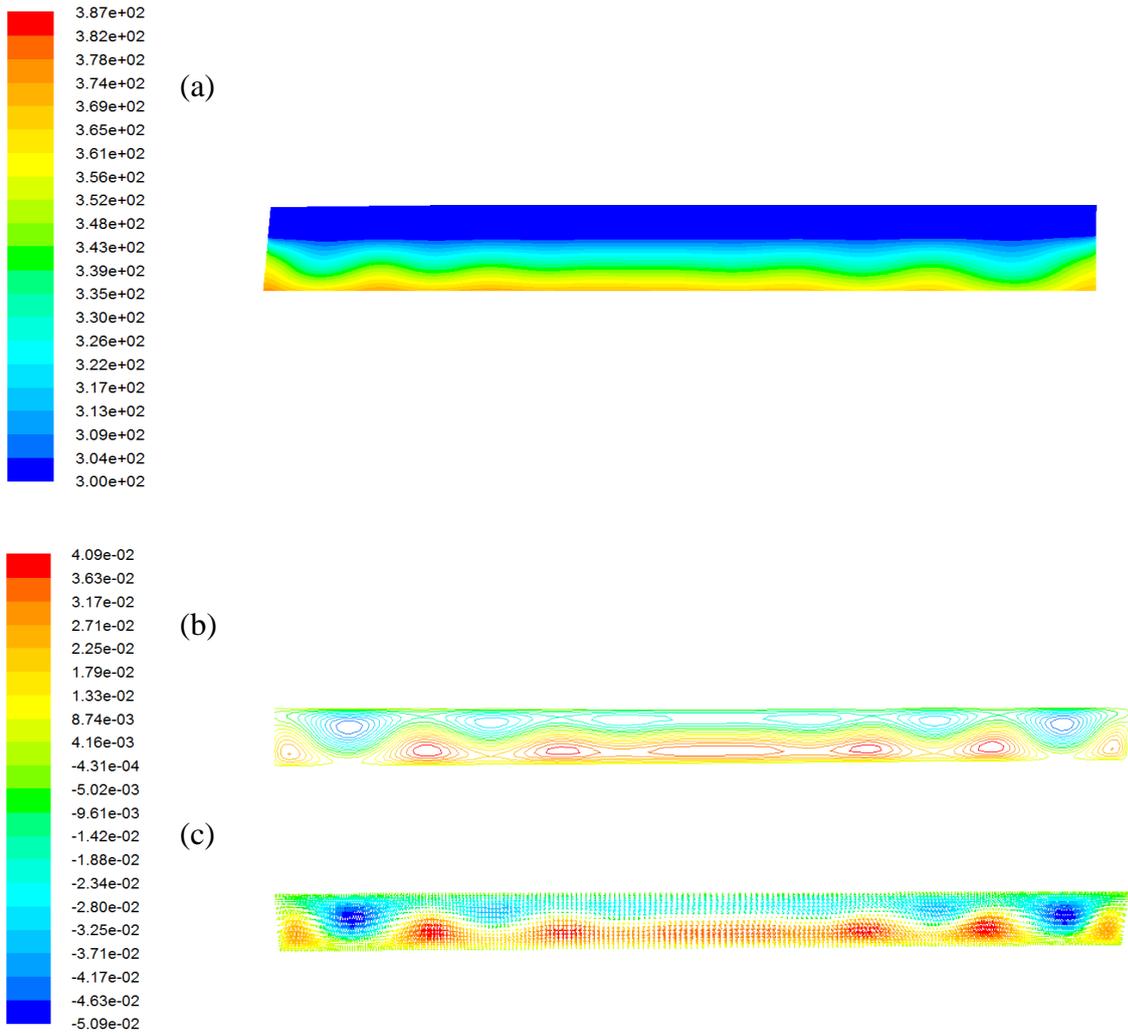


Figure 4.11 : Contours de la température (a) et de la vitesse (b) ; champ de vitesse (c) dans une coupe transversale à mi-x.

Par ailleurs, nous présentons sur la figure 4.12 le profil transversal (selon z) de la température au niveau de l'absorbeur pour différentes positions x.

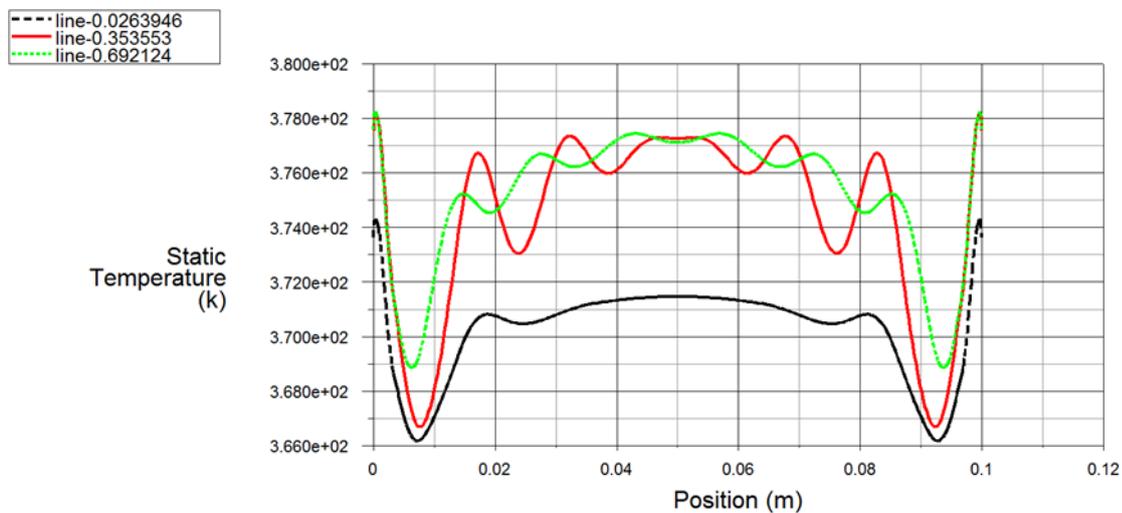


Figure 4.12 : profil de température en fonction de z pour différentes positions x :

Pour  $x_1 = 0.0263946$  (Bas),  $x_2 = 0.353553$ (Milieu),  $x_3 = 0.692124$ (Haut)

Ces profils montrent clairement l'accroissement de la température du fluide lors de son ascension le long de la paroi chaude ainsi que le développement progressif des rouleaux partant des parois latérales pour envahir le centre quand la cote  $x$  croît.

#### 4.3.2.3 Epaisseur de la lame H=1 cm

Pour H=1 cm, la figure 4.13 présente le champ de température au niveau de l'absorbeur ainsi que dans une coupe transversale.

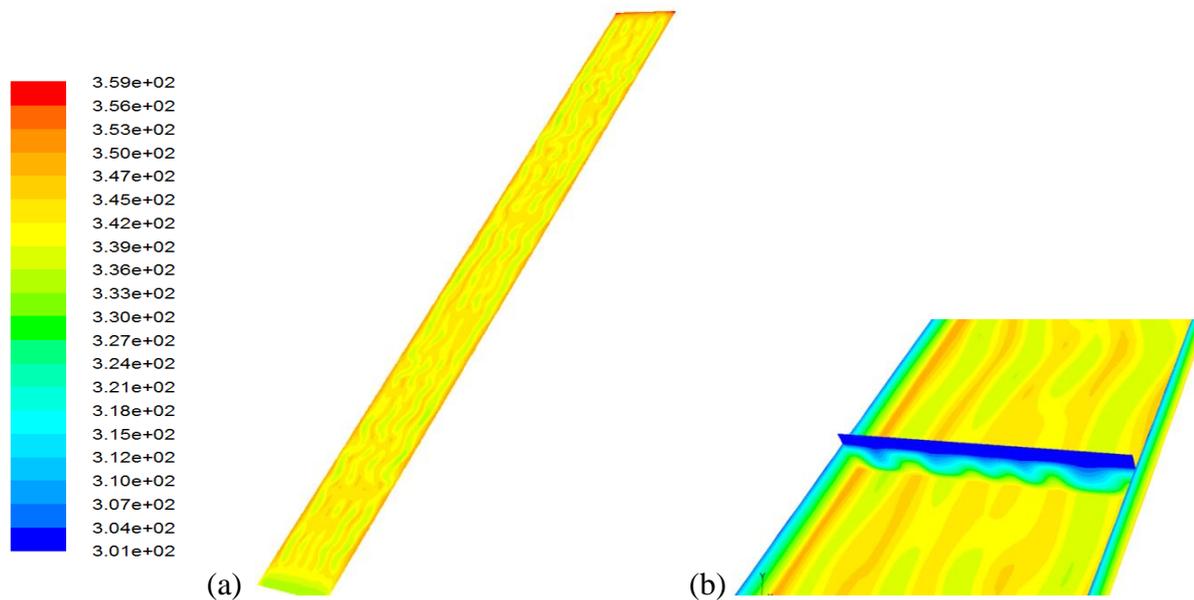


Figure 4.13 : Champ de température : (a) au niveau de l'absorbeur (b) absorbeur avec une coupe transversale (yoz) se trouvant à mi-x.

Pour cette épaisseur de la lame d'air, les rouleaux longitudinaux sont formés et occupent toute la largeur de la lame. Cependant, la comparaison avec la même situation mais sans prise en compte du rayonnement montre que cette situation est moins fortement instationnaire, en effet nous pouvons toujours identifier les rouleaux même si ces derniers commencent à devenir moins réguliers alors que dans la situation sans couplage convection-rayonnement, les rouleaux ne sont plus identifiables.

#### 4.4 Comparaison du transfert thermique dans les deux cas « avec et sans rayonnement » dans la lame d'air

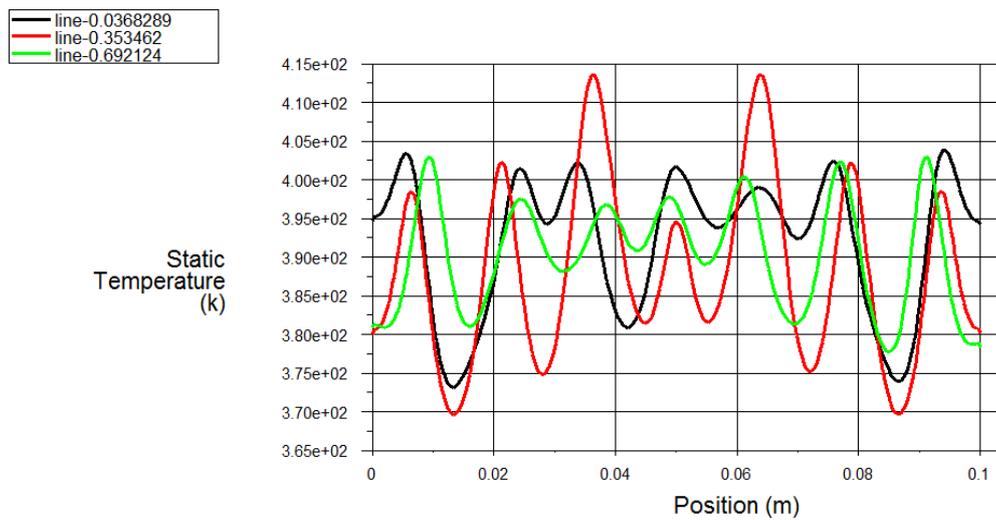
Les résultats révèlent que la prise en compte du rayonnement réduit l'effet de la poussée thermique donc réduit l'intensité de la convection. Afin de quantifier cet effet, nous traçons

les profils de température au niveau de l'absorbeur pour les deux cas ainsi que les coefficients de transfert

#### 4.4.1 Epaisseur de la lame $H=0.7$ cm

La figure 4.14 présente le profil de la température en différentes positions de l'absorbeur dans les cas avec et sans prise en compte du rayonnement.

(a)



(b)

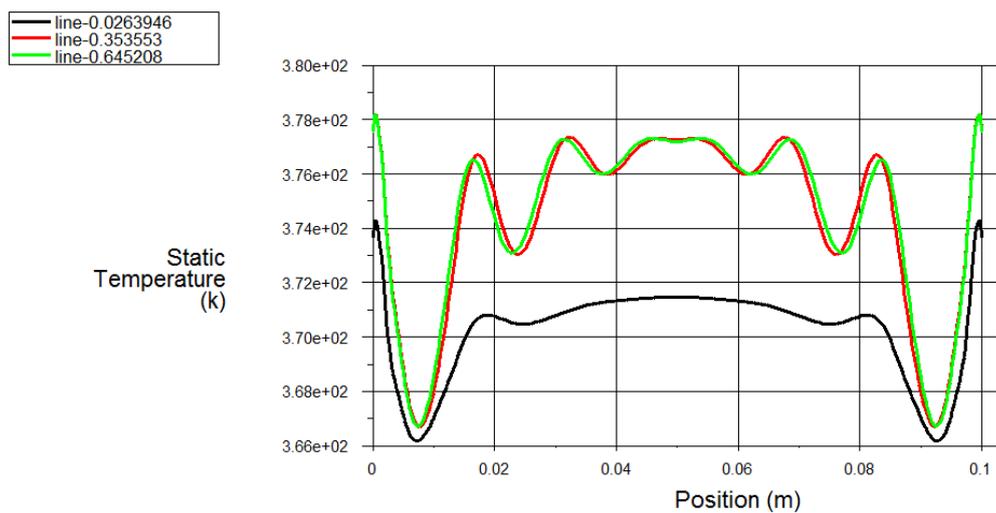
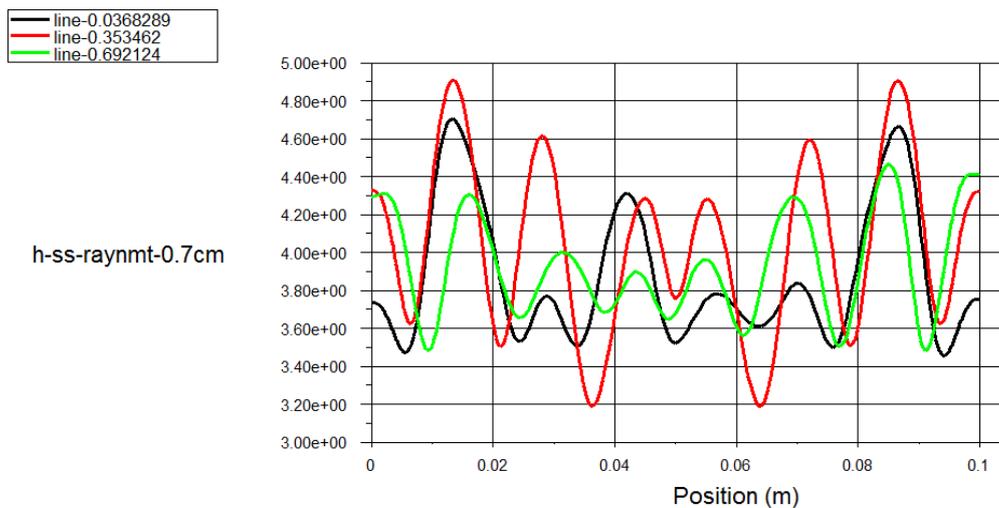


Figure 4.14 : Profil de la température de l'absorbeur selon la direction transversale  $z$  pour différentes positions  $x$  dans les cas sans rayonnement (a) avec rayonnement (b) :  $H=0.7$  cm.

Il apparaît de ces profils que la température de l'absorbeur est plus basse lorsque nous prenons en compte les effets radiatifs ; en effet, dans ce cas l'absorbeur se refroidit par rayonnement. Cette situation modifie l'écoulement convectif et affecte les transferts comme c'est montré sur

la figure 4.15 où est représenté le coefficient de transfert local. Ce dernier est plus important dans le cas de convection pure.

(a)



(b)

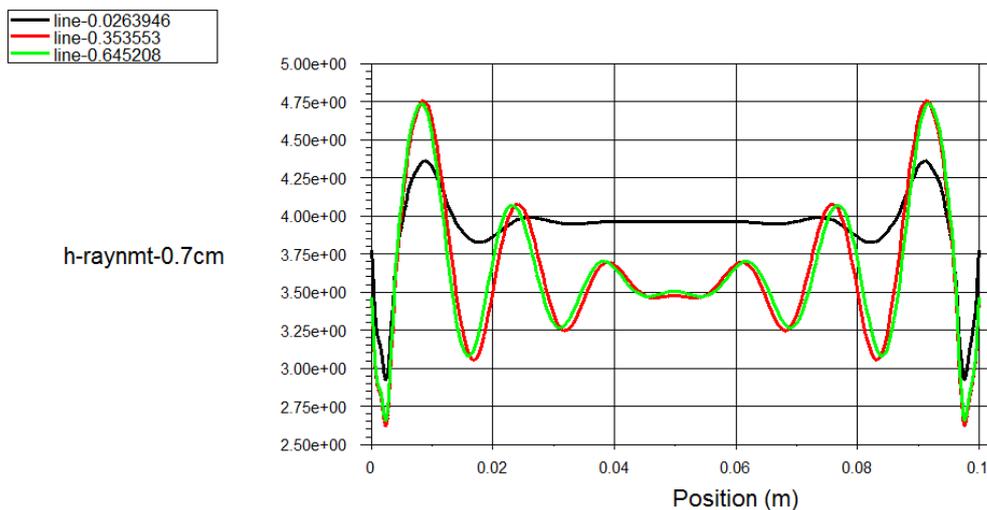


Figure 4.15 : Profil du coefficient de transfert convectif local selon la direction transversale  $z$  pour différentes positions  $x$  : sans rayonnement (a), avec rayonnement (b) ;  $H=0.7$  cm.

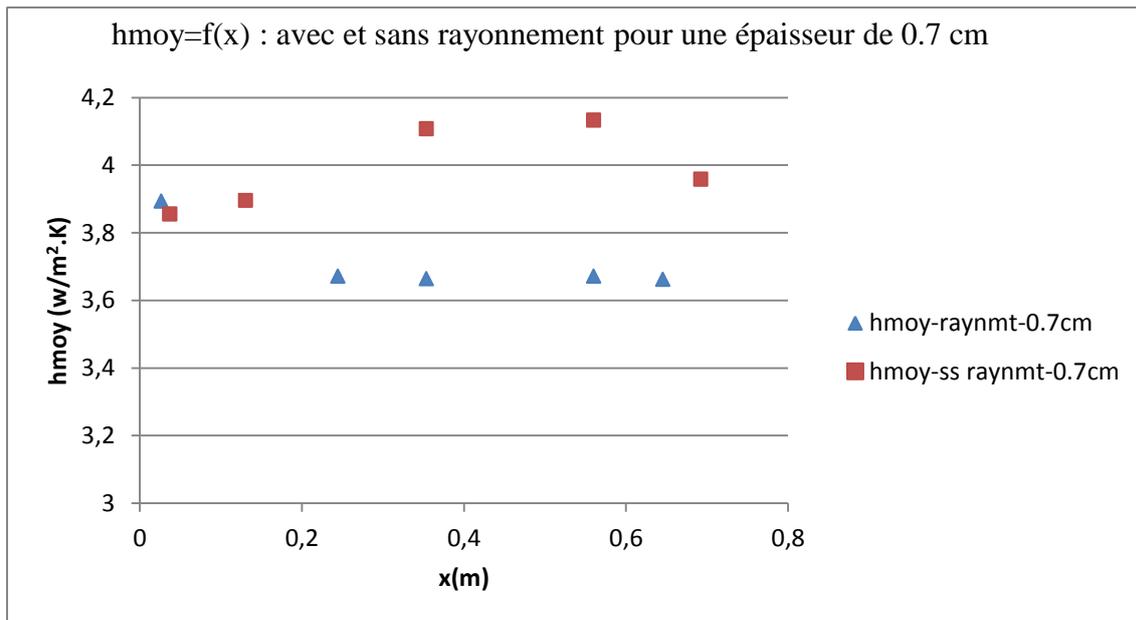
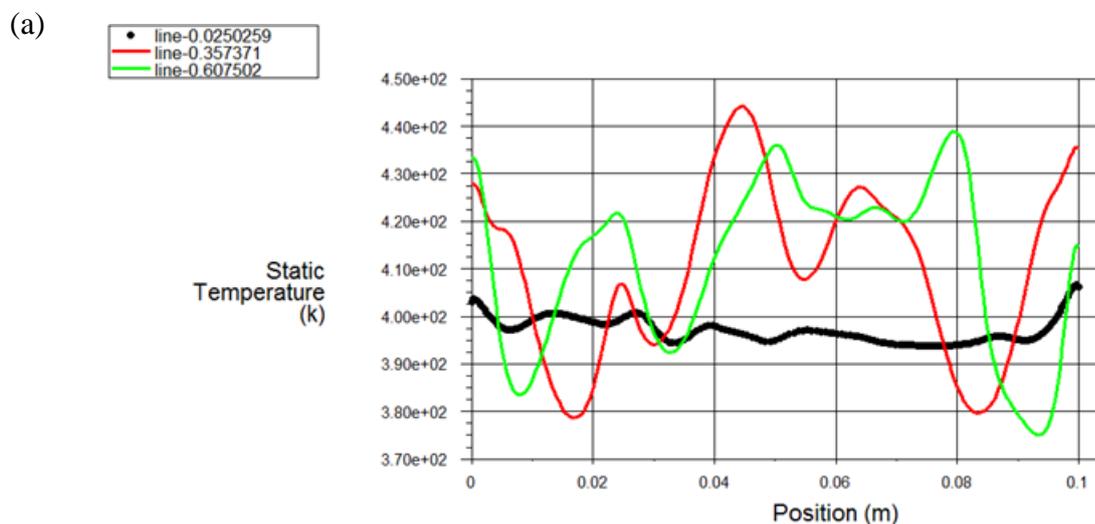


Figure 4.16 : Variation du coefficient de transfert moyen avec et sans prise en compte de l'effet radiatif : H=0.7 cm.

On peut également noter que le coefficient de transfert convectif évolue différemment en fonction de la direction longitudinale (x). En effet, pour le cas sans couplage avec le rayonnement la valeur du coefficient de transfert, moyenné selon z, croît quand x croît alors que nous observons une décroissance puis une tendance vers une valeur asymptotique pour le cas où le rayonnement a été pris en compte. La figure 4.16 montre un tel comportement.

#### 4.4.2 Epaisseur de la lame H=1 cm

De la même façon, nous présentons sur la figure 4.17 les profils de température pour différentes positions x avec et sans prise en compte du rayonnement.



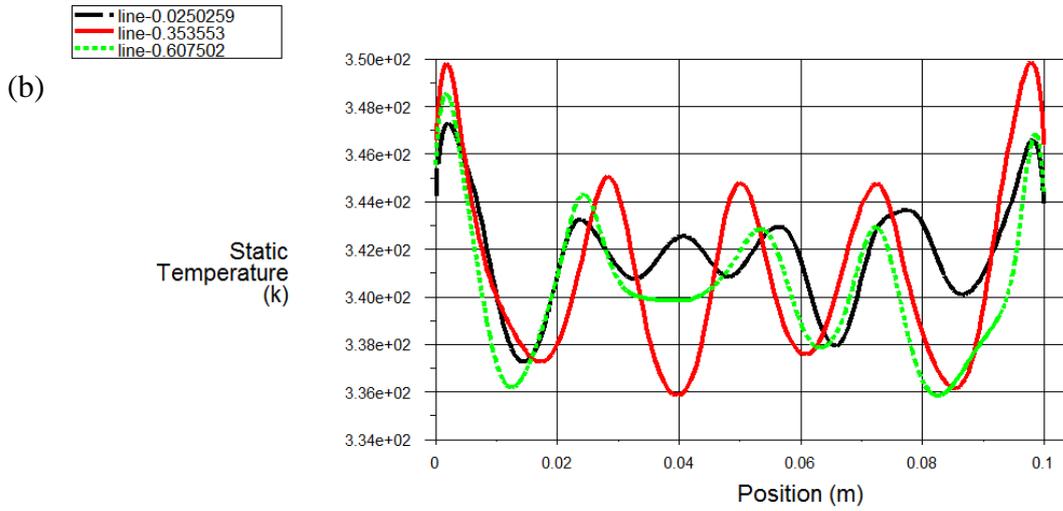
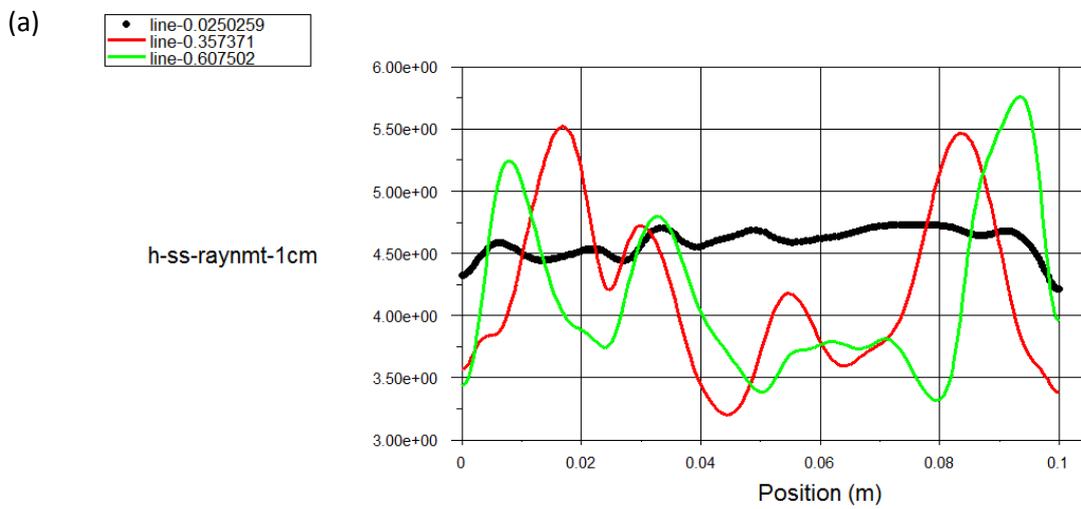


Figure 4.17 : Profil de la température de l'absorbeur selon la direction transversale  $z$  pour différentes positions  $x$  dans les cas sans rayonnement (a) avec rayonnement (b) :  $H=1$  cm.

Les coefficients de transfert convectif correspondants sont représentés sur la figure 4.18.



(b)

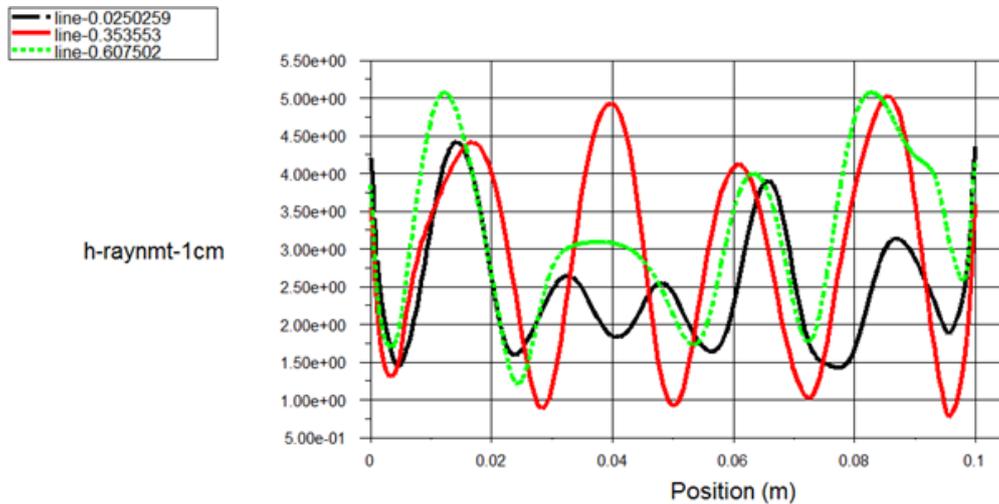


Figure 4.18 : Profil du coefficient de transfert convectif local selon la direction transversale  $z$  pour différentes positions  $x$  : sans rayonnement (a), avec rayonnement (b) ;  $H=1$  cm.

Pour cette épaisseur de lame d'air, nous avons également un coefficient de transfert convectif moins important quand le modèle tient compte des transferts radiatifs. La figure 4.19 montre l'évolution en fonction de  $x$  du coefficient de transfert convectif moyenné selon la direction  $z$ . Nous observons que dans le cas de non prise en compte du rayonnement, le coefficient de transfert a tendance à croître quand la cote  $x$  croît, cependant nous observons le comportement contraire quand le modèle tient compte des effets radiatifs. Ceci est compréhensible car pour les fortes valeurs de  $x$ , la température de paroi est plus haute ce qui entraîne des pertes radiatives plus fortes et du coup un affaiblissement de la convection.

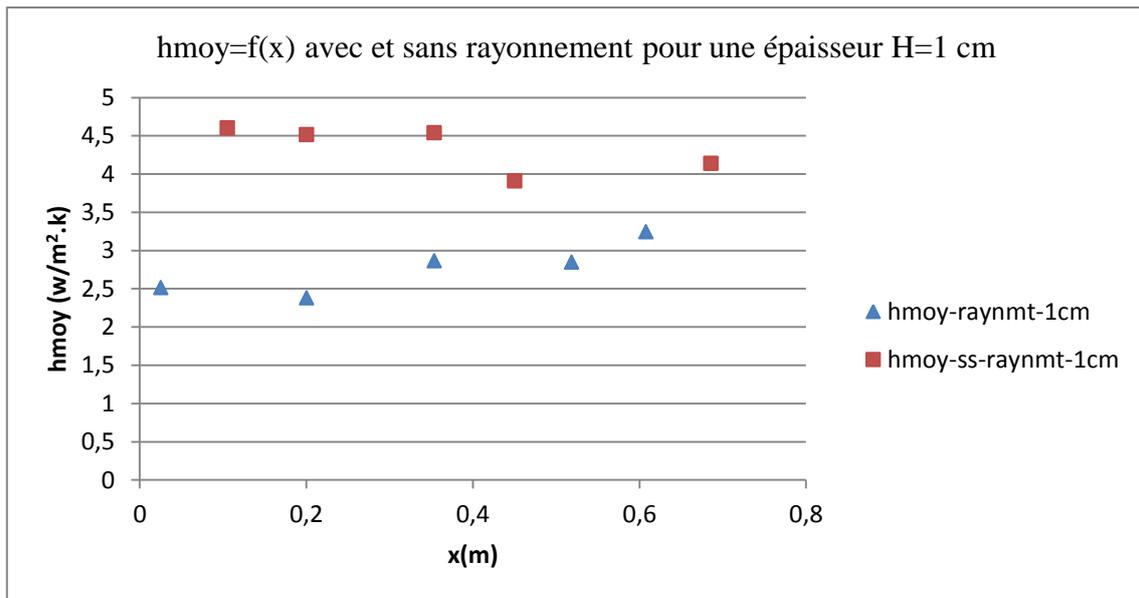


Figure 4.19 : Variation du coefficient de transfert moyen avec et sans prise en compte de l'effet radiatif :  $H=1$  cm.

Il apparaît clairement que la prise en compte du rayonnement réduit sensiblement la température de l'absorbeur, ceci affectera forcément les échanges convectifs qui vont se retrouver dégradés par rapport à une situation où on ne prend en compte que la convection naturelle. Ce constat est vérifié par l'évolution du coefficient du transfert.

Ainsi, on peut conclure que la prise en compte du rayonnement est importante pour l'étude de la convection naturelle dans une cavité. En effet, la température de l'absorbeur étant importante, les échanges radiatifs deviennent équivalents aux échanges convectifs et même parfois presque prépondérants.

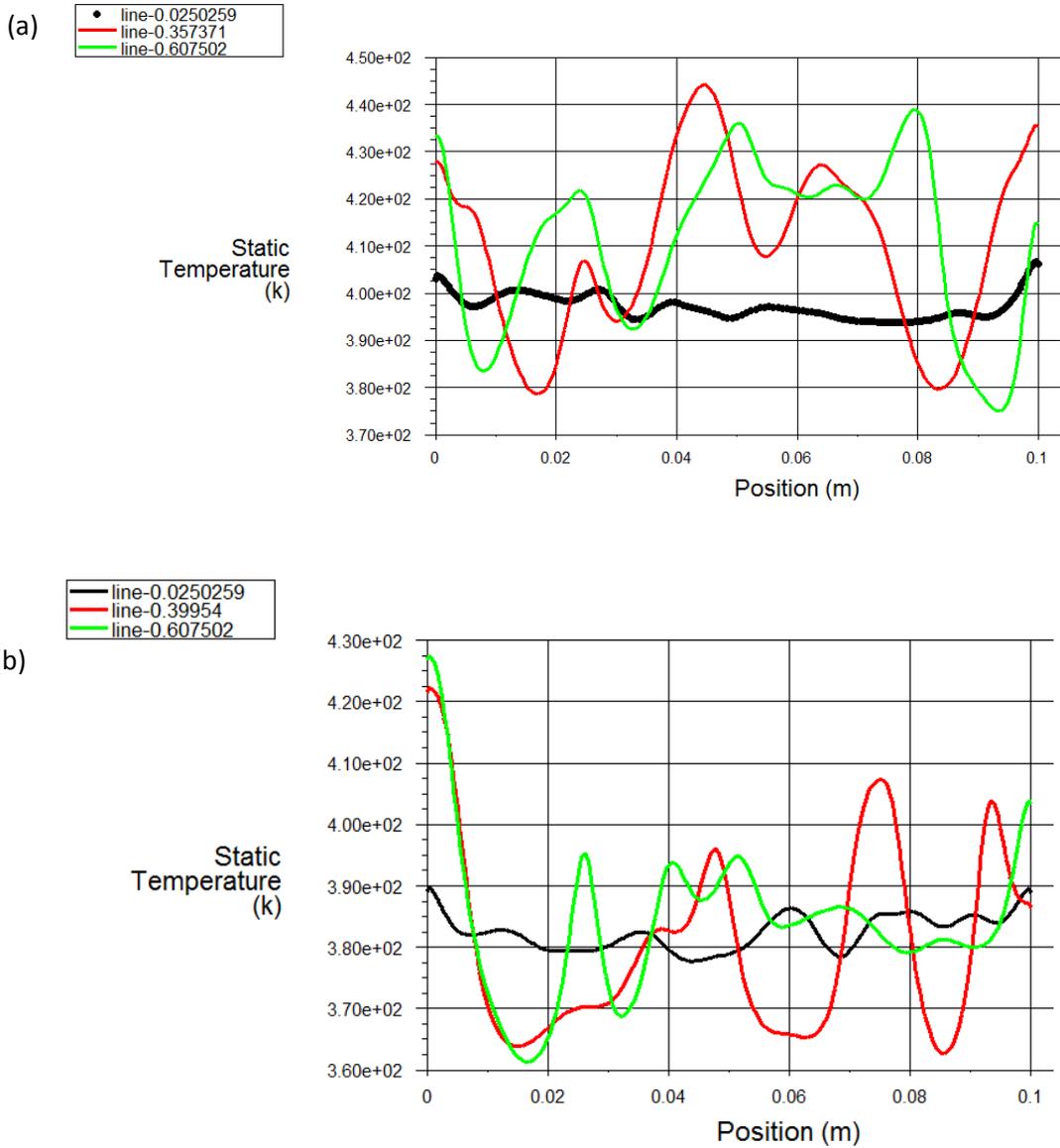
## 4.5 Transfert thermique dans la cavité menue de partitions

Afin de réduire la convection, nous avons testé l'effet de la présence de partitions dans la cavité, dans ce cas nous n'avons pas pris en compte l'effet radiatif. Le flux imposé à la paroi est de  $400 \text{ W/m}^2$ .

### 4.5.1 Epaisseur de la lame d'air $H=1$ cm

Ainsi pour une épaisseur de la lame d'air  $H=1$  cm, nous avons testé le cas d'une partition horizontale, située à mi-x. Deux valeurs de hauteur de partitions ont été testées,  $h_1=1$  cm et  $h_2=0.75$  cm.

Ainsi, la figure 4.20 présente les profils de température à l'absorbeur avec et sans partition pour les deux hauteurs de partition.



(c)

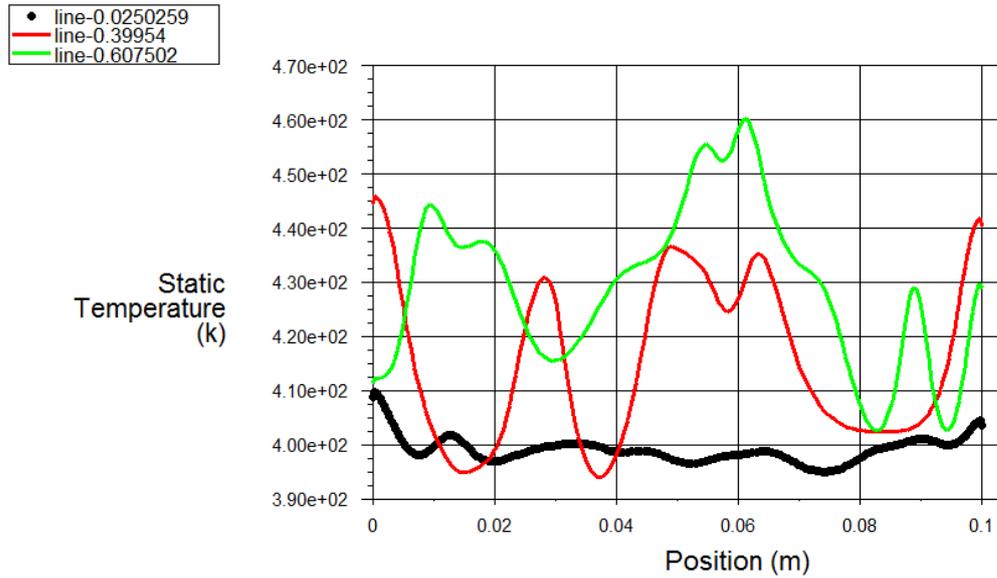
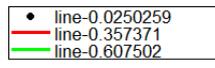


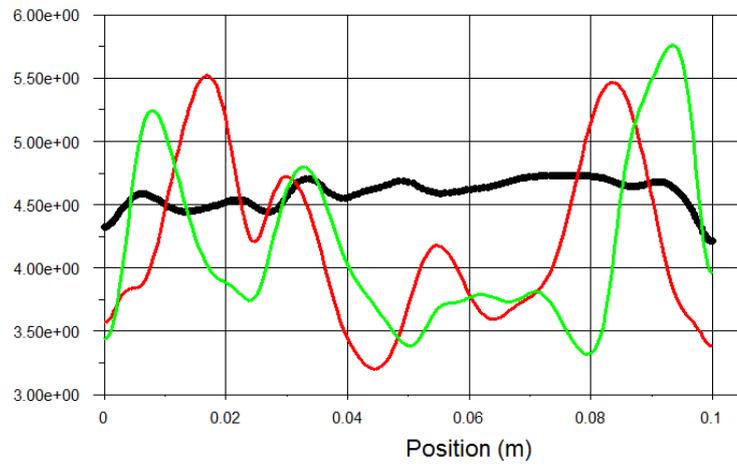
Figure 4.20 : Profils de température de l'absorbeur avec et sans partitions pour une épaisseur de la lame  $H=1$  cm : (a) sans partition, (b) partition de hauteur  $h_1=1$  cm et (c) partition de hauteur  $h_2=0.75$  cm.

Il ressort de ces graphiques que la température la plus haute au niveau de l'absorbeur est pour le cas (c) ; en effet, pour le cas (b) où la partition joint l'absorbeur et la vitre, il s'opère une conduction qui permet un transfert entre l'absorbeur et la vitre. Cependant, la partition non jointe à l'absorbeur freine la convection et donc permet un moindre refroidissement de l'absorbeur. Pour illustrer, la figure 4.21 présente les coefficients de transfert correspondants aux trois cas.

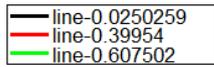
(a)



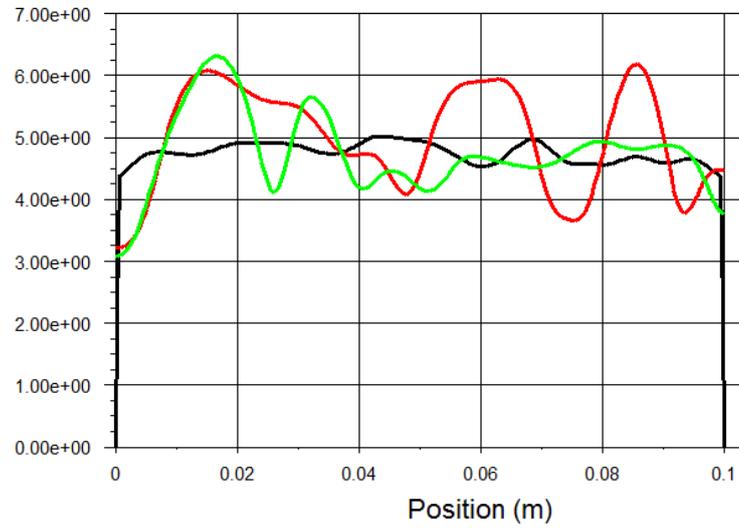
h-ss-raynmt-1cm



(b)



h-e1cm-1ob-1cm



(c)

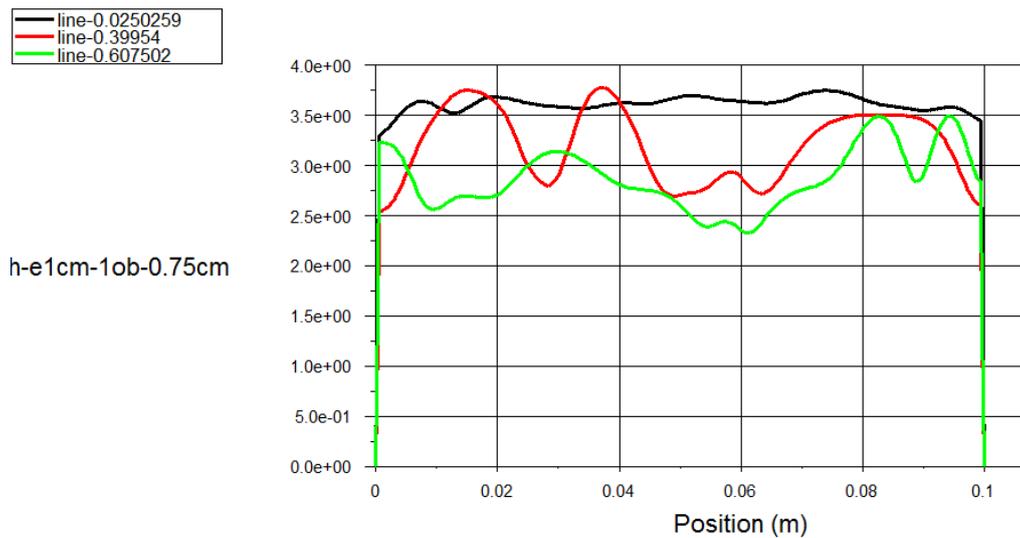


Figure 4.21 : Profils du coefficient de transfert avec et sans partitions pour une épaisseur de la lame  $H=1$  cm : (a) sans partition, (b) partition de hauteur  $h_1=1$  cm et (c) partition de hauteur  $h_2=0.75$  cm.

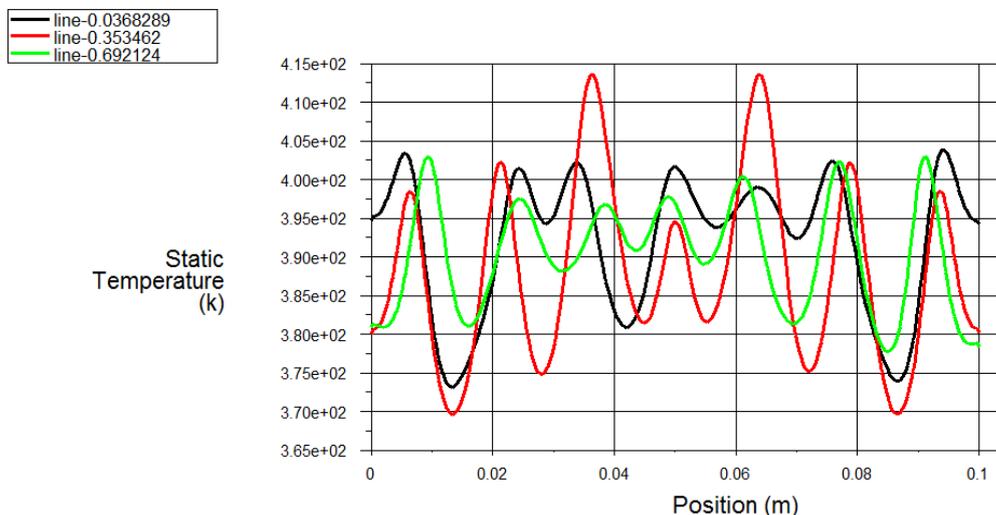
Il apparaît clairement de ces graphiques que l'ajout d'un obstacle ou d'une partition réduit le transfert convectif dans le cas où cette partition ne joint pas l'absorbeur et la vitre.

#### 4.5.2 Epaisseur de la lame d'air $H=0.7$ cm

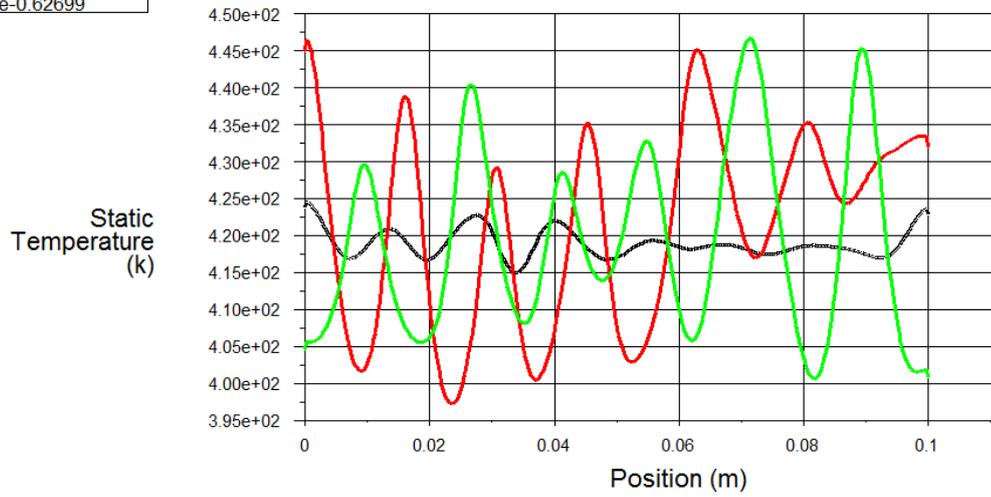
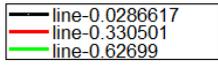
Dans ce cas nous avons uniquement considéré une partition non jointe à l'absorbeur, de hauteur  $h=(3/4)H$ , c'est à dire  $h=0.525$  cm. Par ailleurs, afin de déterminer l'effet du nombre de partitions, nous avons considéré deux situations, l'une avec deux partitions et l'autre avec cinq partitions.

Ainsi, la figure 4.22 présente les profils de température pour les cas avec et sans partitions.

(a)



(b)



(c)

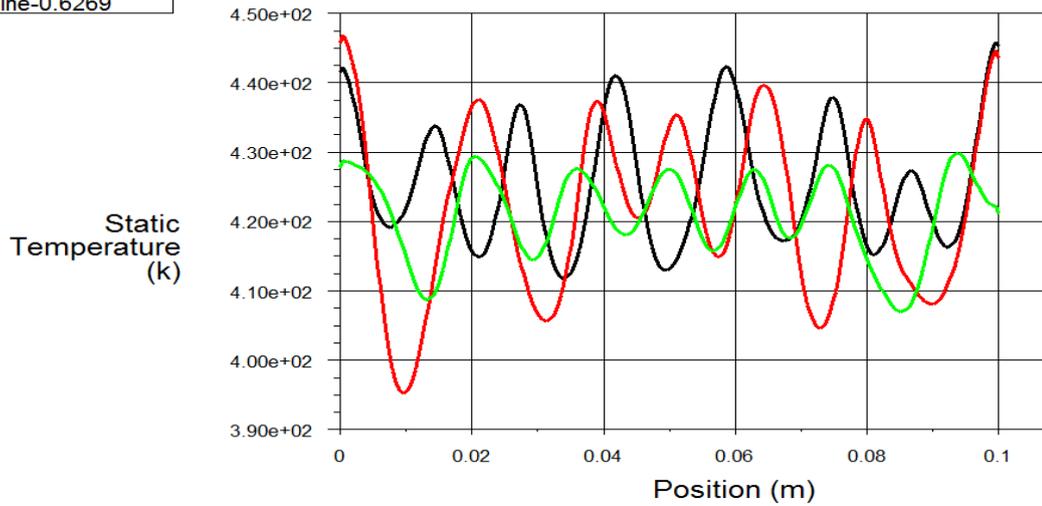
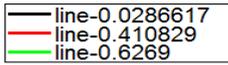


Figure 4.22 : Profils de la température de l'absorbeur avec et sans partitions pour une épaisseur de la lame  $H=0.7$  cm : (a) sans partitions, (b) 2 partitions et (c) 5 partitions.

Les coefficients de transfert correspondants à ces trois situations sont présentés dans la figure 4.23.

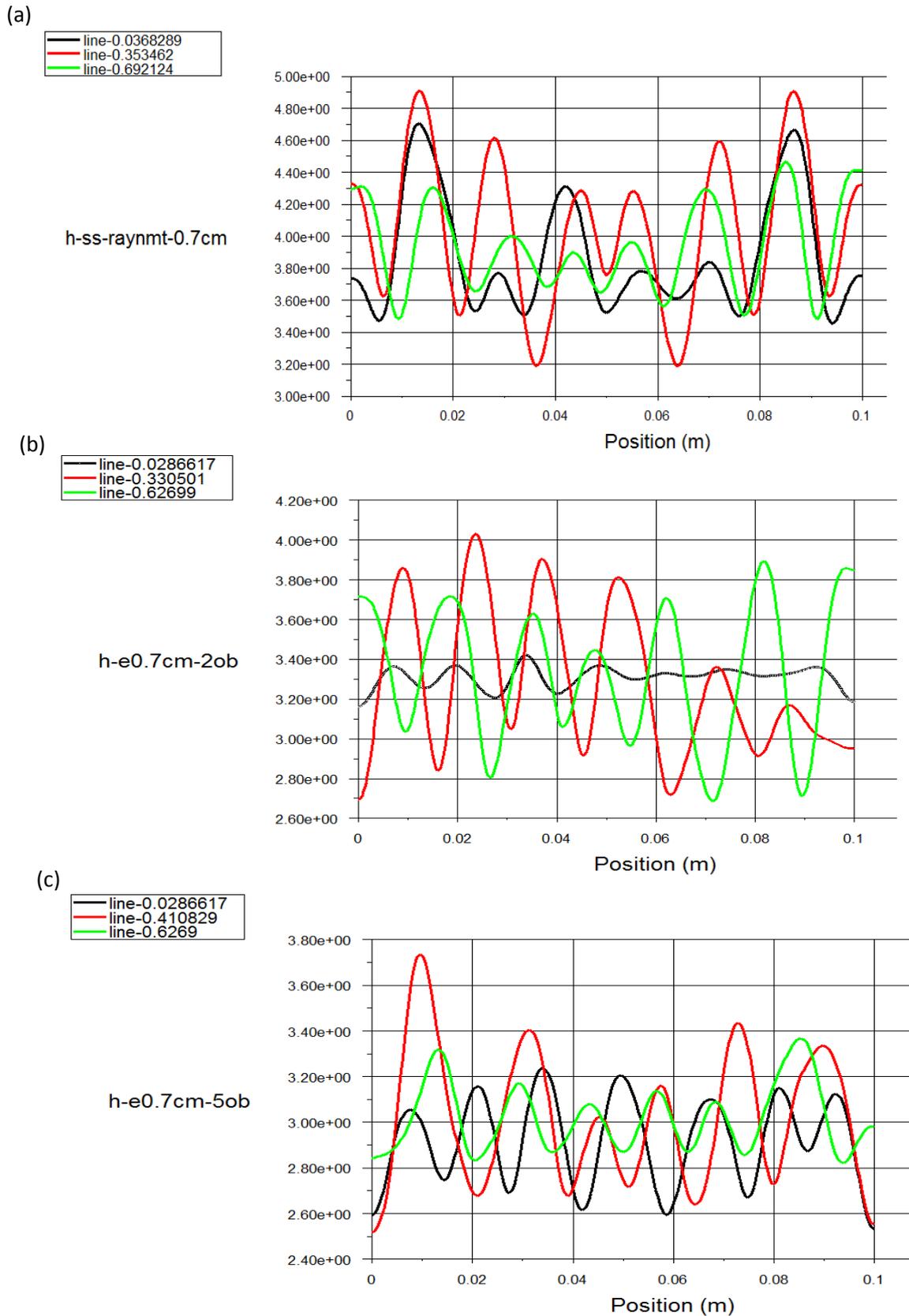


Figure 4.23 : Profils du coefficient de transfert avec et sans partitions pour une épaisseur de la lame  $H=0.7$  cm : (a) sans partitions, (b) 2 partitions et (c) 5 partitions.

L'évolution du coefficient du transfert confirme que le transfert convectif est d'autant plus réduit que le nombre de partitions est important.

## **4.6 Conclusion**

Les résultats numériques présentés dans ce chapitre montrent que l'intensité de la convection naturelle dépend de l'épaisseur de la lame. En effet, l'accroissement de cette épaisseur fait évoluer le transfert convectif d'un écoulement monocellulaire à un écoulement avec des rouleaux longitudinaux réguliers et qui finit pour des épaisseurs encore plus grandes par écoulement instationnaire d'allure chaotique.

Par ailleurs, la prise en compte des échanges radiatifs couplés à la convection, montre que le rayonnement stabilise la convection ; dans ce cas pour une même épaisseur l'écoulement est plus stable et le transfert convectif moins intense.

Pour finir, nous avons considéré l'effet de l'introduction de partitions dans la cavité, nous remarquons ces partitions deviennent efficaces pour la réduction du transfert quand la partition ne joint pas l'absorbeur et la vitre (pour éviter les transferts conductifs). L'accroissement du nombre de partitions permet une réduction sensible du transfert convectif.

# **Chapitre 5 : Résultats Expérimentaux**

## **Plan**

### **5.2 Influence de la variation de l'épaisseur de la lame d'air**

#### **5.2.1 Augmentation de l'épaisseur de 6 mm par rapport à l'épaisseur initiale**

##### **5.2.2 Augmentation de l'épaisseur de 3 mm**

##### **5.2.3 Diminution de l'épaisseur de 3 mm**

### **5.3 Influence de l'introduction des partitions dans les capteurs**

#### **5.3.1 Configurations avec cinq partitions**

#### **5.3.2 Configurations avec partitions croisées**

### **5.4 Conclusion**

## 5.1 Introduction

Dans cette partie de thèse, nous allons présenter les résultats de la série de campagnes expérimentales qui ont été faites sur deux capteurs solaires thermiques. Le premier, non modifié, sera nommé capteur de référence (R) et il servira de témoin et le deuxième sera modifié afin de tester l'influence de la variation de l'épaisseur de la lame d'air et l'introduction des partitions.

Les essais ont été réalisés en suivant le comportement thermique du capteur sur une journée dans des conditions réelles de fonctionnement.

## 5.2 Influence de la variation de l'épaisseur de la lame d'air

Les différents essais qui ont été faits sont les suivants :

- Augmenter l'épaisseur de la lame d'air par rapport à l'épaisseur de la lame d'air de référence qui est de 2cm. Les deux cas réalisés sont :
  - a. (**Epaisseur + 6mm**) : Augmentation de l'épaisseur de 6 mm de son épaisseur initiale
  - b. (**Epaisseur + 3mm**) : Augmentation de l'épaisseur de 3 mm, plus que son épaisseur initiale
- Réduire l'épaisseur initiale du capteur de 3 mm de l'épaisseur initiale
  - a. **Epaisseur (- 3mm)**

Tout d'abord, rappelons l'emplacement des différents thermocouples dans le capteur (voir figure 5.1).

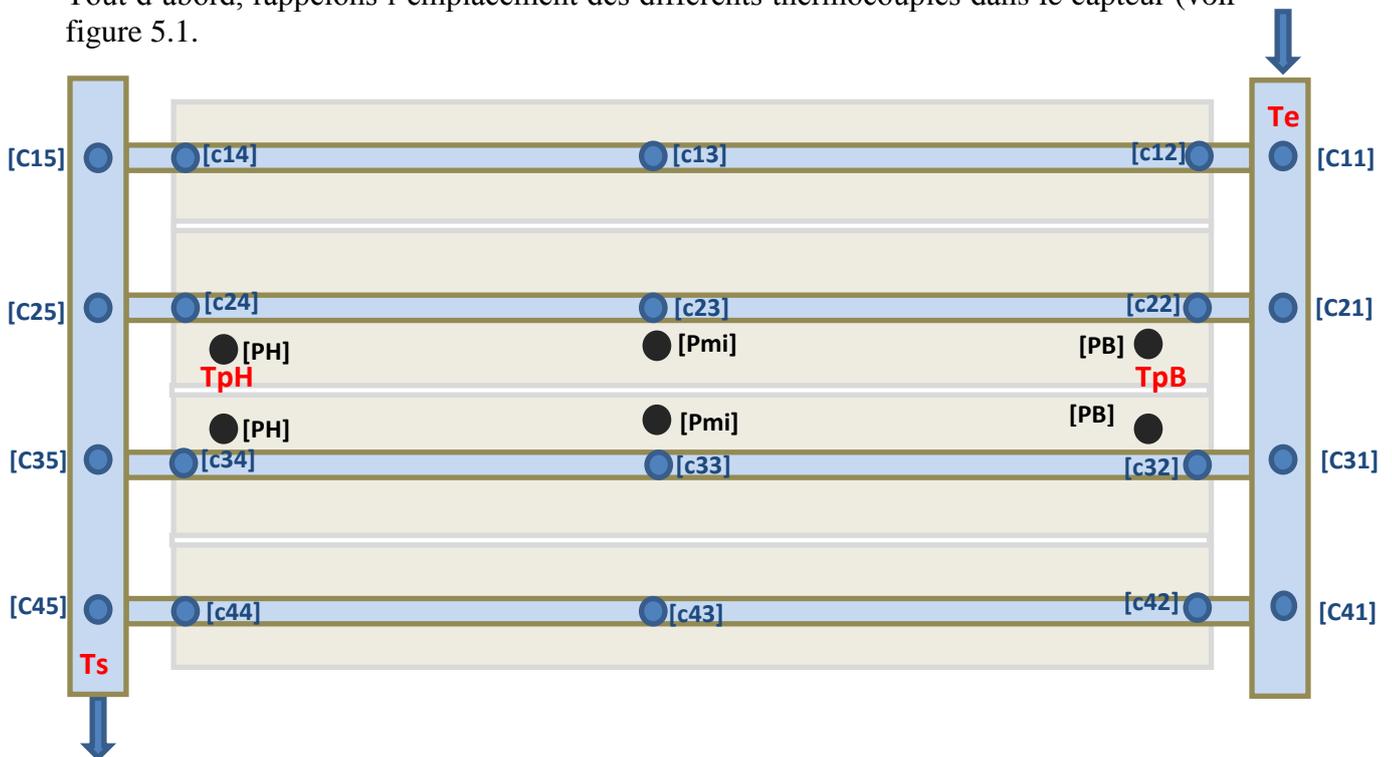


Figure 5.1 : Schéma de l'emplacement des thermocouples dans le capteur

### 5.2.1 Augmentation de l'épaisseur de 6 mm par rapport à l'épaisseur initiale

Nous commençons nos essais expérimentaux par la situation où l'épaisseur de la lame d'air du capteur solaire est augmentée de 6 mm par rapport à sa valeur initiale. Ainsi nous désignons par le capteur non modifié le capteur (R) et le capteur où on a ajouté 6 mm par le capteur (R+6).

Pour un débit du fluide caloporteur égal à 1.64 l/mn, nous avons effectué une campagne de mesures pour une journée nuageuse (27 Avril) où la plus part du rayonnement est de type diffus et une autre journée où le ciel est dégagé (10 Mai). On peut voir sur les figures 5.2 et 5.3 les profils instantanés du flux solaire capté par le Solarimètre.

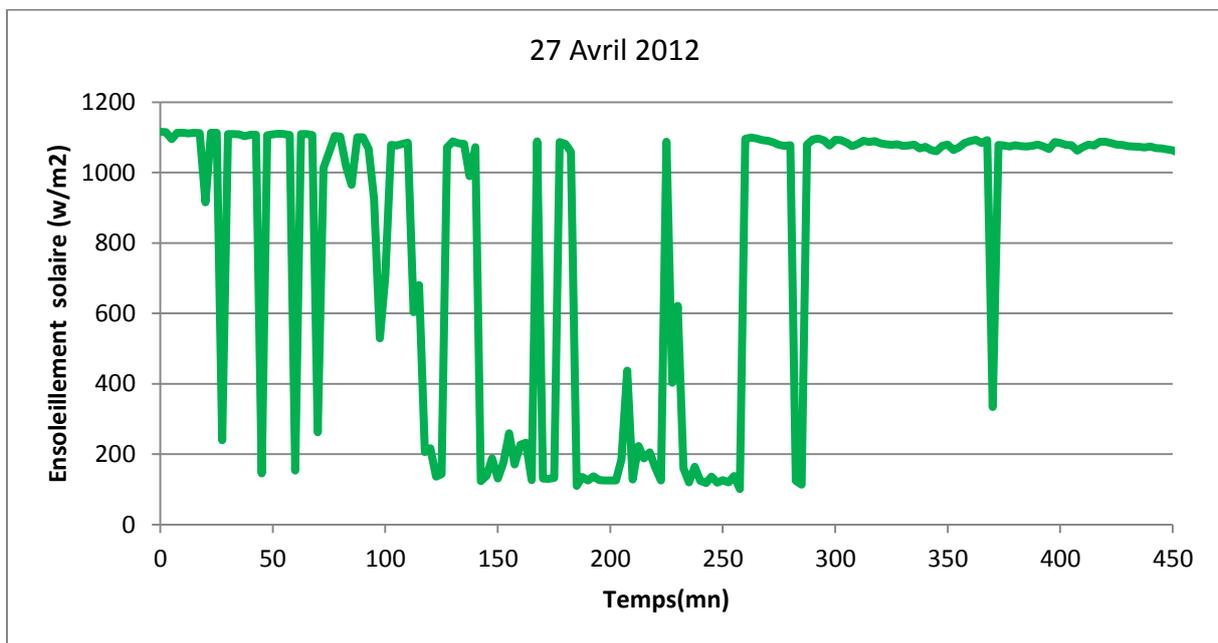


Figure 5.2 : Evolution de l'ensoleillement de la journée du 27 avril

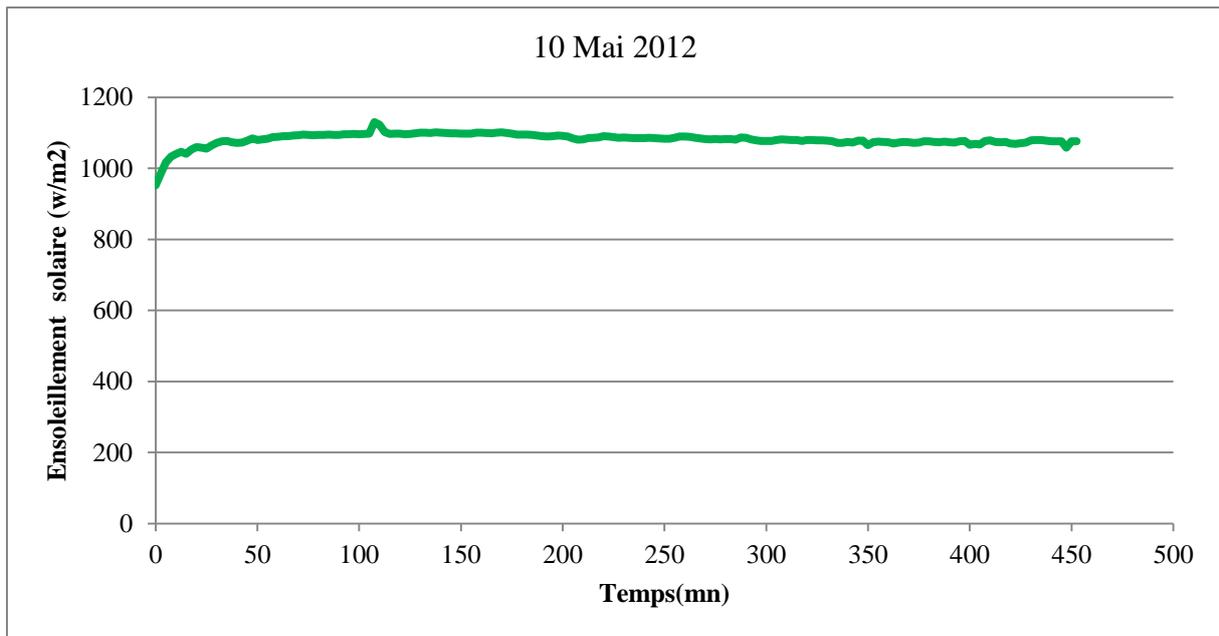


Figure 5.3 : Evolution de l'ensoleillement de la journée du 10 mai

Dans la journée du 27 Avril, le flux solaire présente des fluctuations dues au passage des nuages, la température ambiante est majoritairement au-dessus de 25°C contrairement à la journée du 10 Mai où elle est au-dessous de 25° et où elle ne commence à monter que vers la fin de la journée (voir figures 5.4 et 5.5)

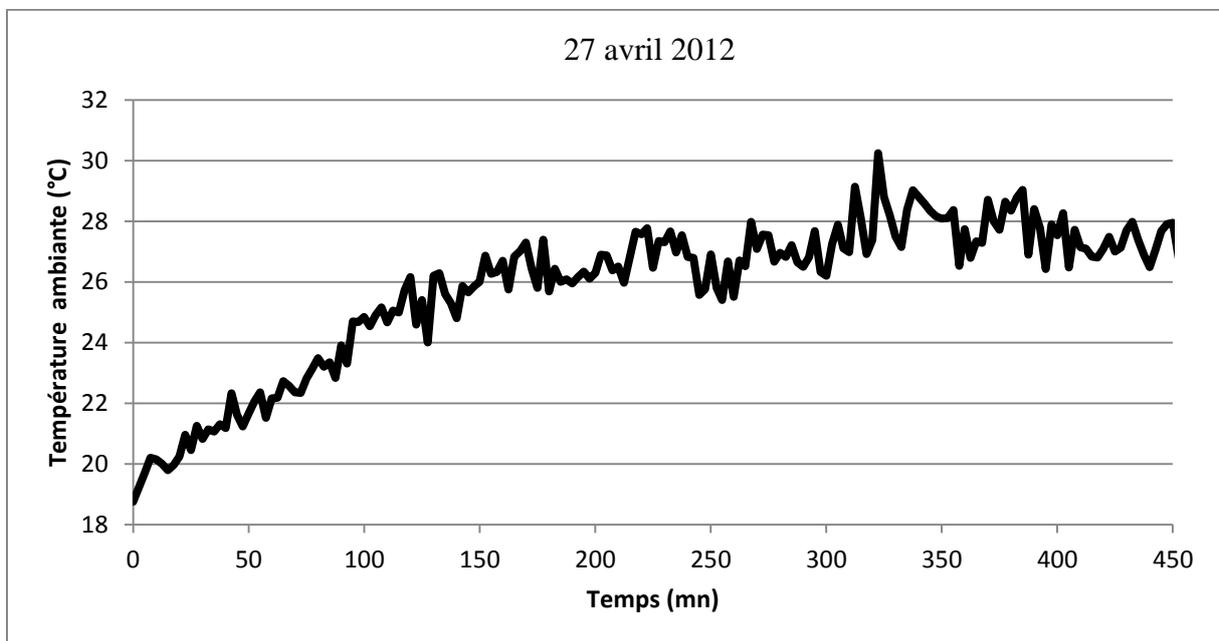


Figure 5.4 : Evolution de la température ambiante de la journée du 27 avril

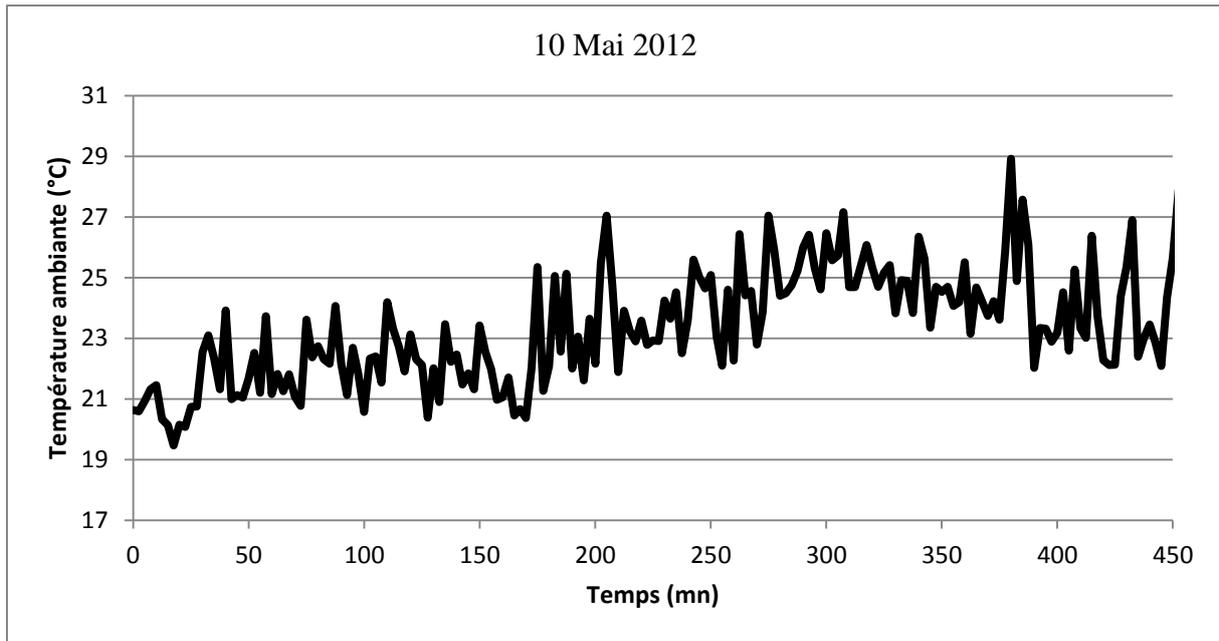


Figure 5.5 : Evolution de la température ambiante de la journée du 10 mai

Par ailleurs, nous avons tracé ci-dessous le profil de température en haut et en bas de l'absorbeur pour les deux capteurs (R) et (R+6) et ceci pour les deux journées (27 avril et 10 mai, figures 5.6 et 5.7).

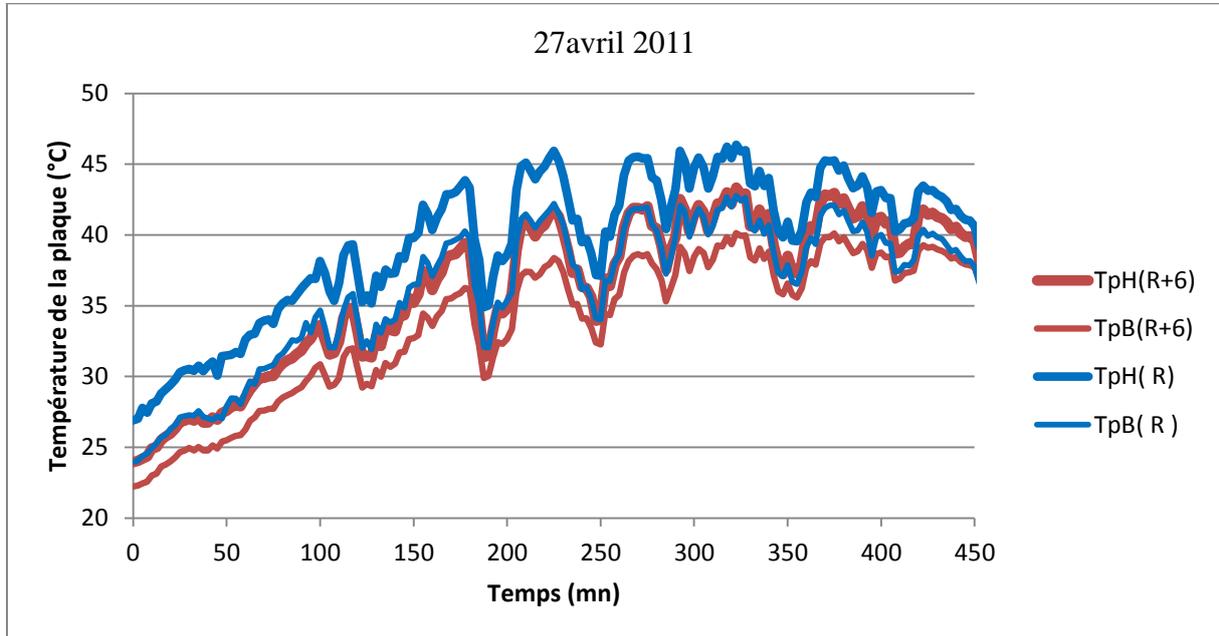


Figure 5.6 : Evolution de la température dans l'absorbeur pour la journée du 27 avril

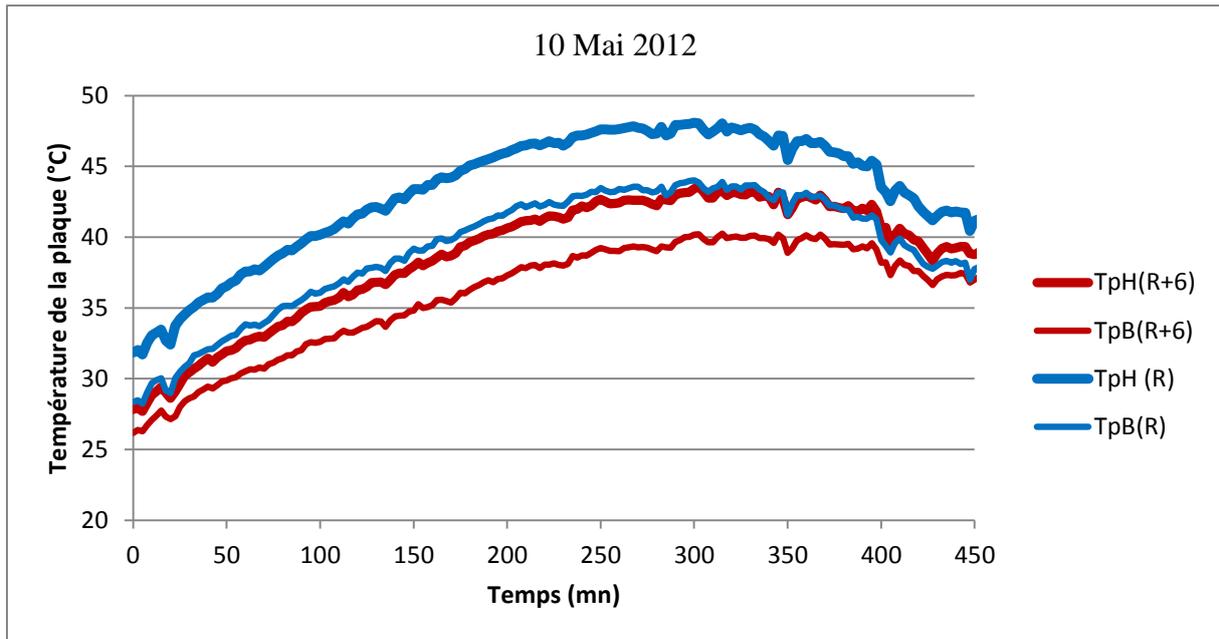


Figure 5.5 : Evolution de la température dans l'absorbeur pour la journée du 10 mai

Malgré que la température ambiante de la journée du 27 Avril soit supérieure à celle du 10 Mai, la température (TpH) maximale atteinte dans l'absorbeur le 10 Mai est égale à 48°C et celle du 27 Avril est autour de 46°C. Les valeurs des températures (TpH) en fin de journée pour les deux journées 27 Avril et 10 Mai sont respectivement de 35 et 42 °C. L'absorbeur de la journée du 10 Mai chauffe plus que celui de la journée du 27 avril.

Cependant, pour les deux journées, nous notons que la température du capteur (R) est supérieure à celle de (R+6)

De même la température de sortie du fluide caloporteur est plus élevée pour le capteur (R) que pour le capteur (R+6) et ceci pour les deux journées d'expérimentation (comme on peut le voir sur les figures 5.6 et 5.7).

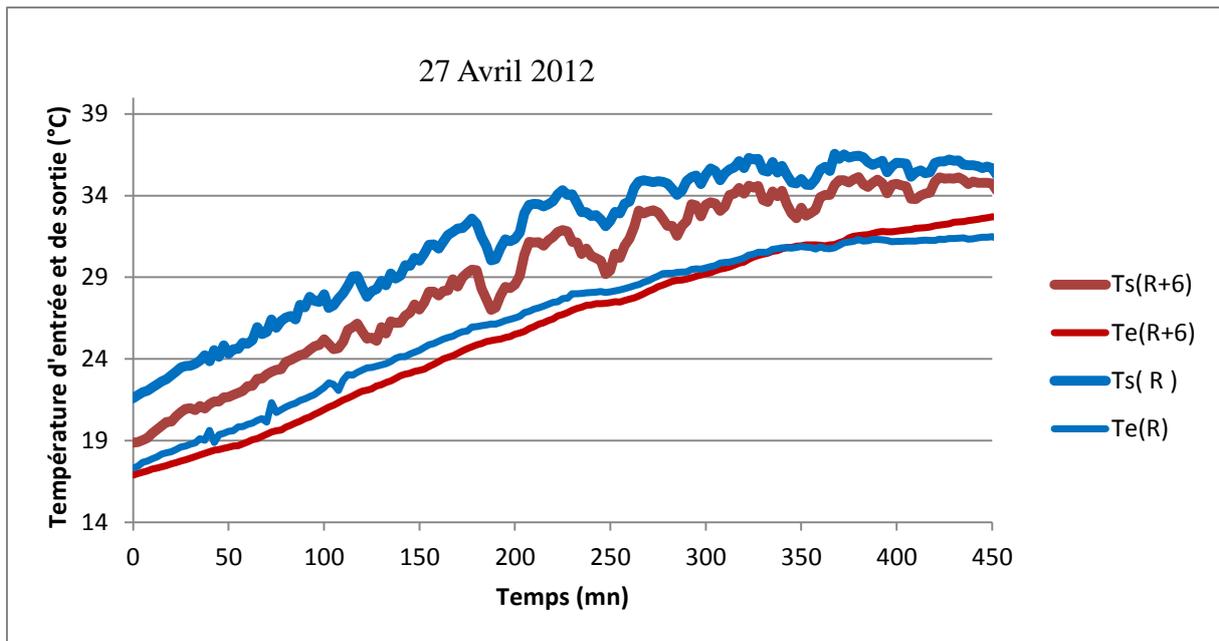


Figure 5.6 : Evolution de la Température d'entrée et de sortie pour la journée du 27 avril

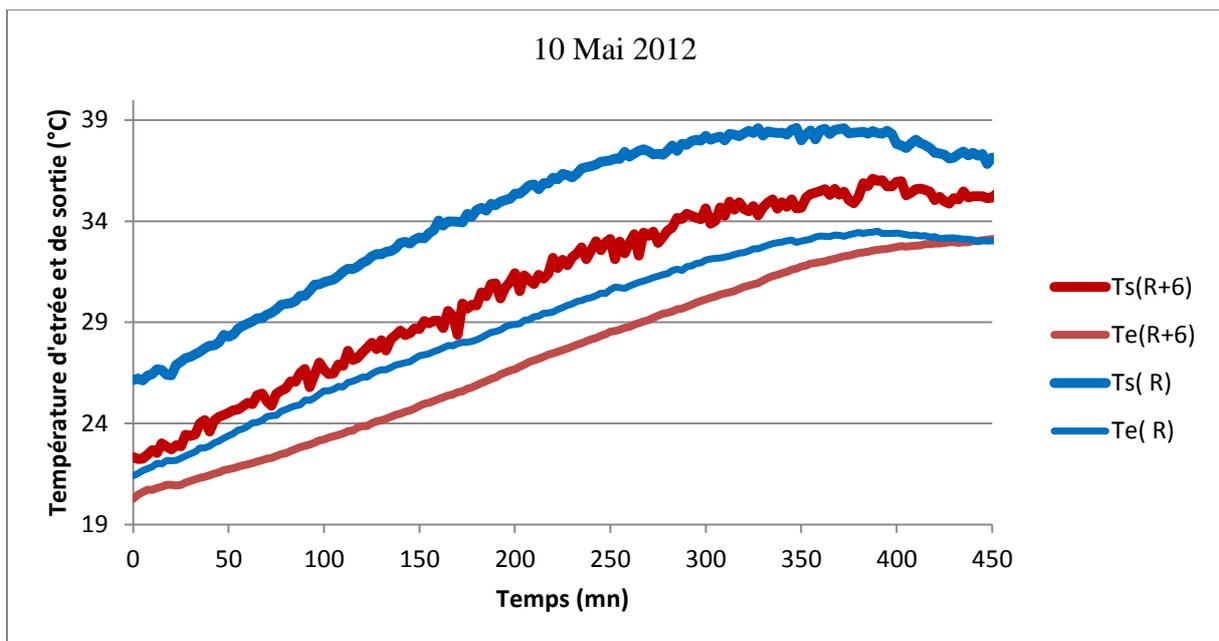


Figure 5.7 : Evolution de la Température d'entrée et de sortie pour la journée du 10 mai

L'écart entre la température du fluide entre la sortie et l'entrée est donné dans les figures 5.8 et 5.9.

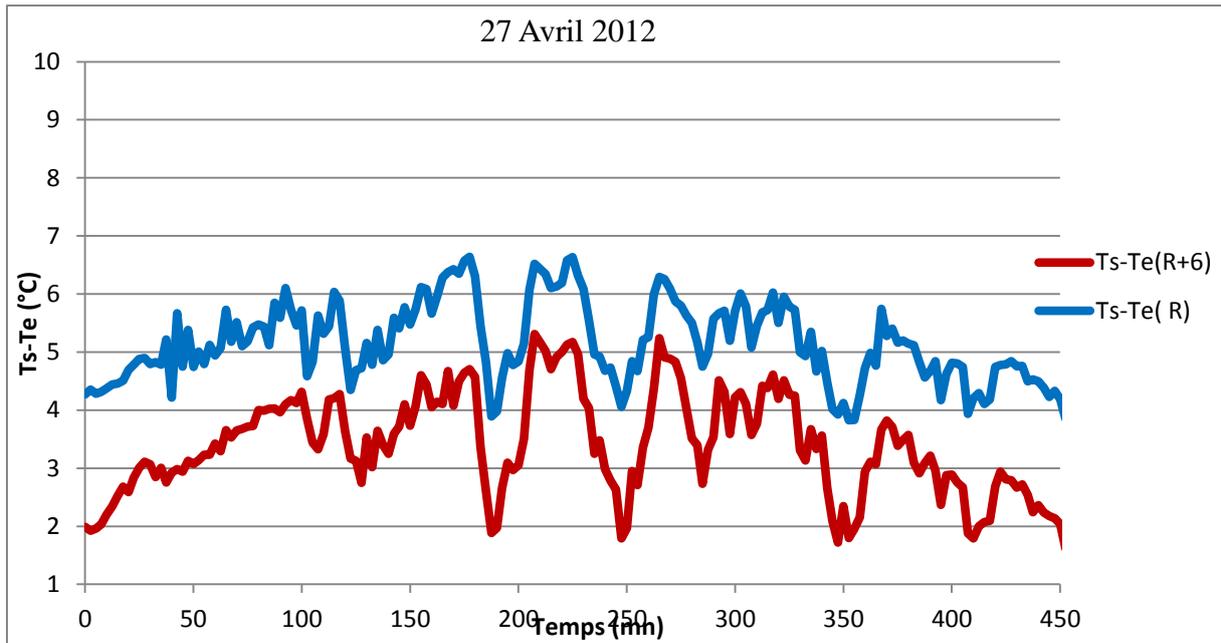


Figure 5.8 : Evolution de l'écart de la température du fluide entre la sortie et l'entrée pour la journée du 27 avril

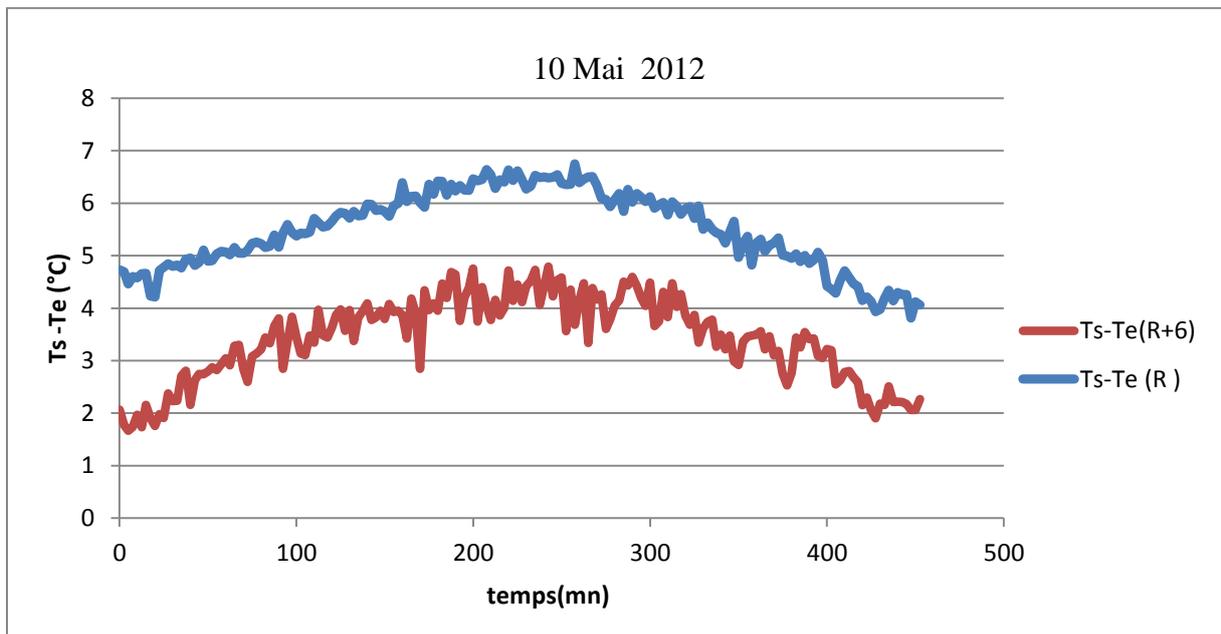


Figure 5.9 : Evolution de l'écart de la température du fluide entre la sortie et l'entrée pour la journée du 10 mai

Connaissant, la différence de température du fluide entre l'entrée et la sortie, le débit fluide ainsi que l'ensoleillement, on peut déterminer le rendement instantané du capteur. Ainsi, les figures 5.10 et 5.11 illustrent les rendements pour les capteurs (R) et (R+6) et ceci pour les deux journées.

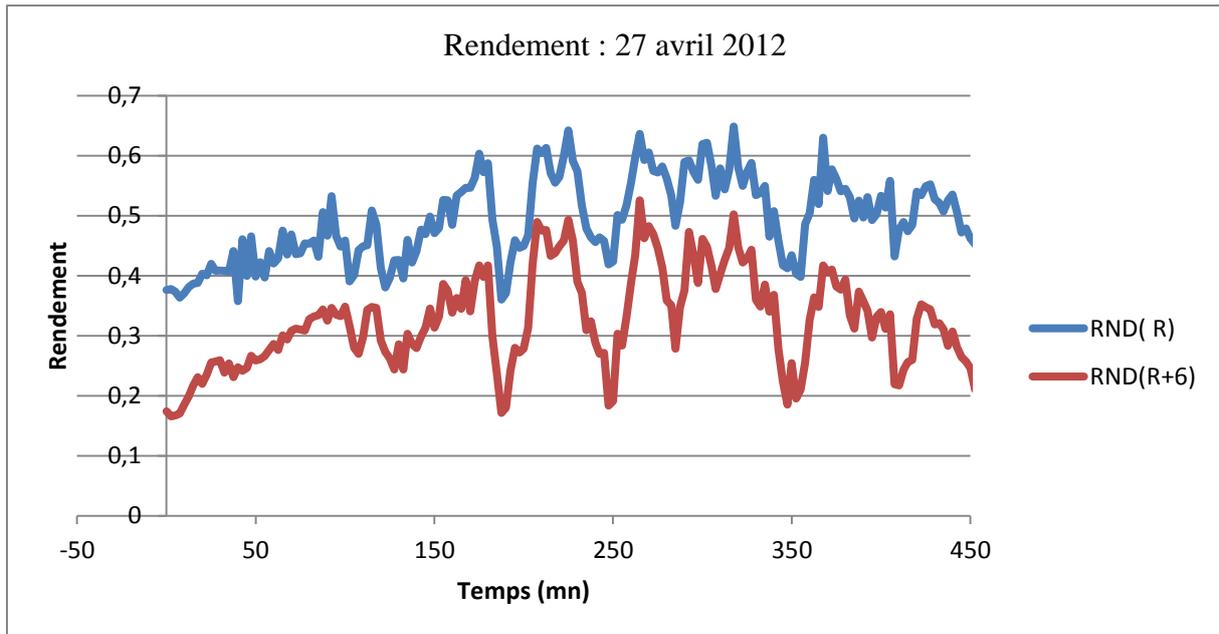


Figure 5.10 : Rendement instantané des capteurs (R) et (R+6) pour la journée du 27 avril

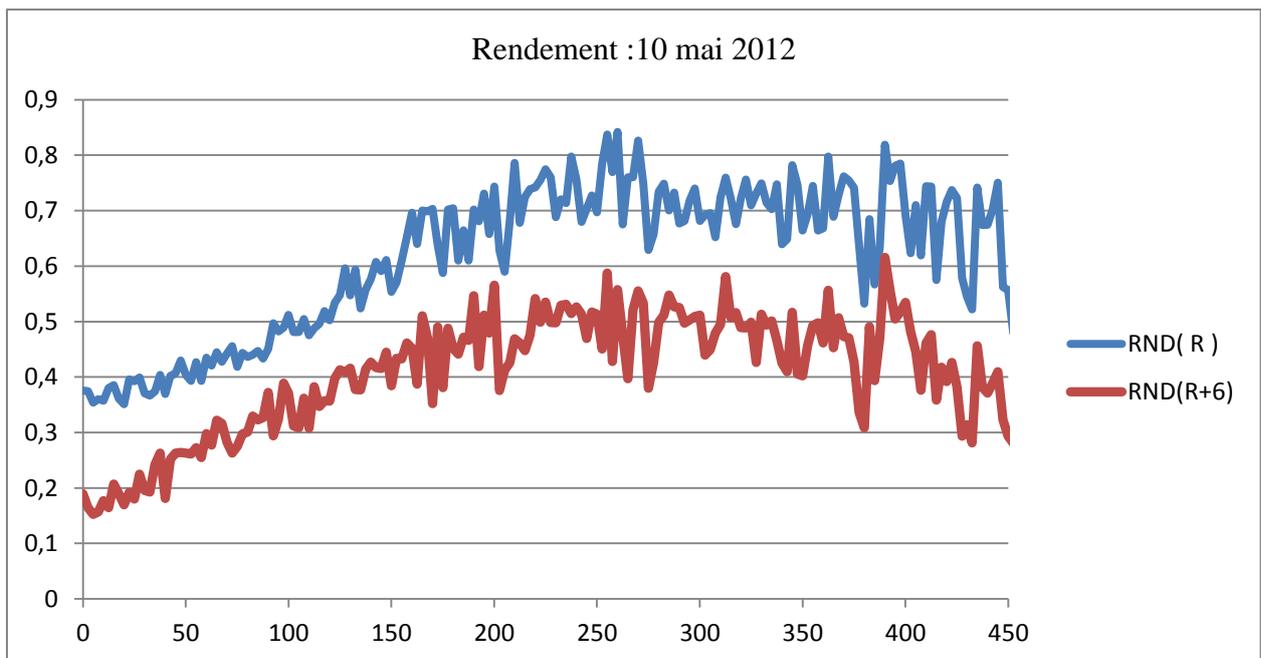


Figure 5.11 : Rendement instantané des capteurs (R) et (R+6) pour la journée du 10 mai

La lecture de ces graphes montre clairement que le capteur (R+6) est moins efficace que le capteur (R). Ce résultat est confirmé sur deux journées à ensoleillement différent. Il est fort probable que l'effet de la convection dans l'épaisseur de la lame d'air du capteur (R+6) soit beaucoup plus intense que dans le cas du capteur de référence (R). Ainsi pour la suite, nous nous proposons de diminuer l'épaisseur du capteur (R+6) à (R+3).

### 5.2.2 Augmentation de l'épaisseur de 3 mm

Nous avons effectué des essais expérimentaux pour la situation où l'épaisseur de la lame d'air du capteur solaire est augmentée uniquement de 3 mm par rapport à sa valeur initiale. Ainsi nous désignons par le capteur non modifié le capteur (R) et le capteur où on a ajouté 3 mm par le capteur (R+3).

Les figures 5.12 et 5.13 montrent respectivement la variation journalière du flux solaire, mesuré par un Solarimètre, placé à côté du panneau solaire et l'évolution de la température ambiante. Le débit du fluide caloporteur utilisé est égal à 0.32 l/mn.

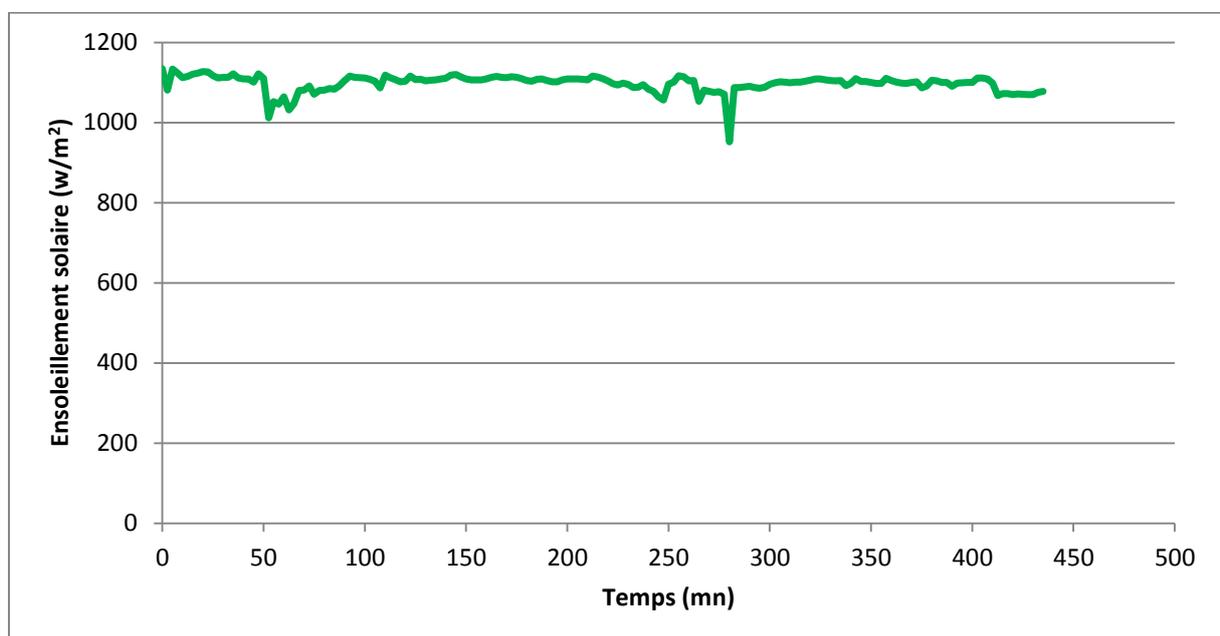


Figure 5.12 : Evolution de l'éclairement solaire le long de la journée

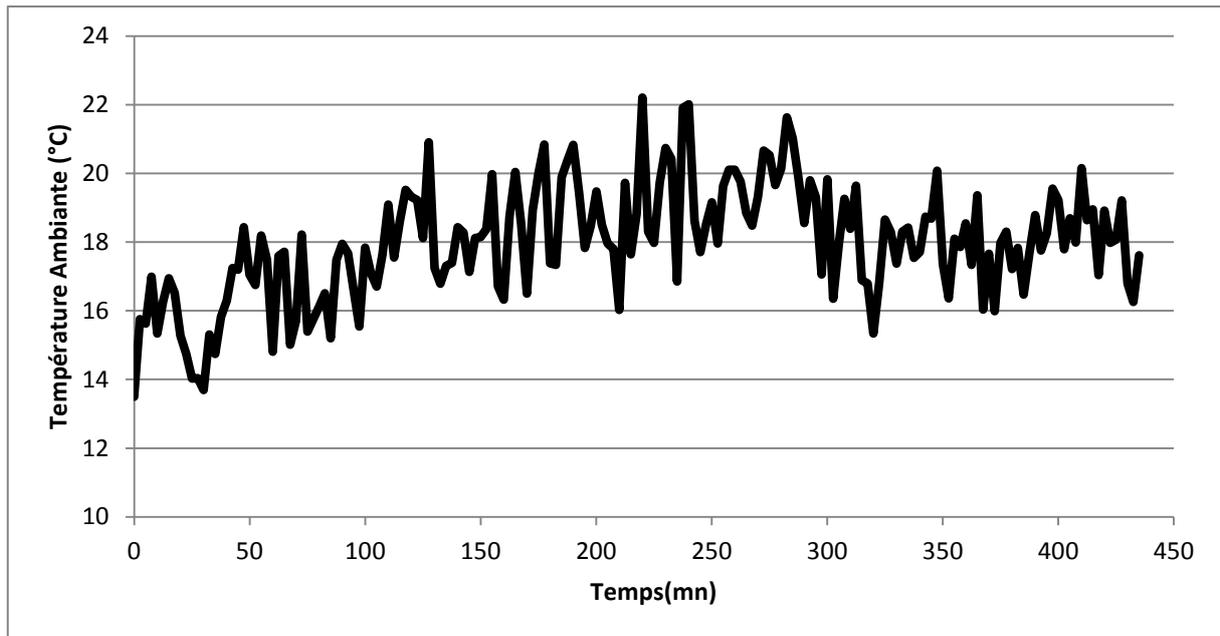


Figure 5.13 : Evolution de la température ambiante le long de la journée

Nous remarquons que l'éclairement a une valeur moyenne autour de  $1100 \text{ W/m}^2$ . Cette journée a été marquée par le passage de quelques nuages ce qui se traduit par des chutes de flux allant jusqu'à  $951 \text{ W/m}^2$ . Par ailleurs, la valeur maximale atteinte par la température ambiante est de  $22^\circ\text{C}$ .

La figure 5.14 illustre le profil de température en haut et en bas de l'absorbeur avec toujours le même débit du fluide caloporteur. Nous observons que les températures croissent en début de journée puis décroissent progressivement en fin de journée. La température du capteur (R) est légèrement supérieure à celle de la température du capteur (R+3) en raison de la présence d'un mouvement convectif plus important dans le capteur (R+3) ; ce mouvement refroidit d'avantage l'absorbeur.

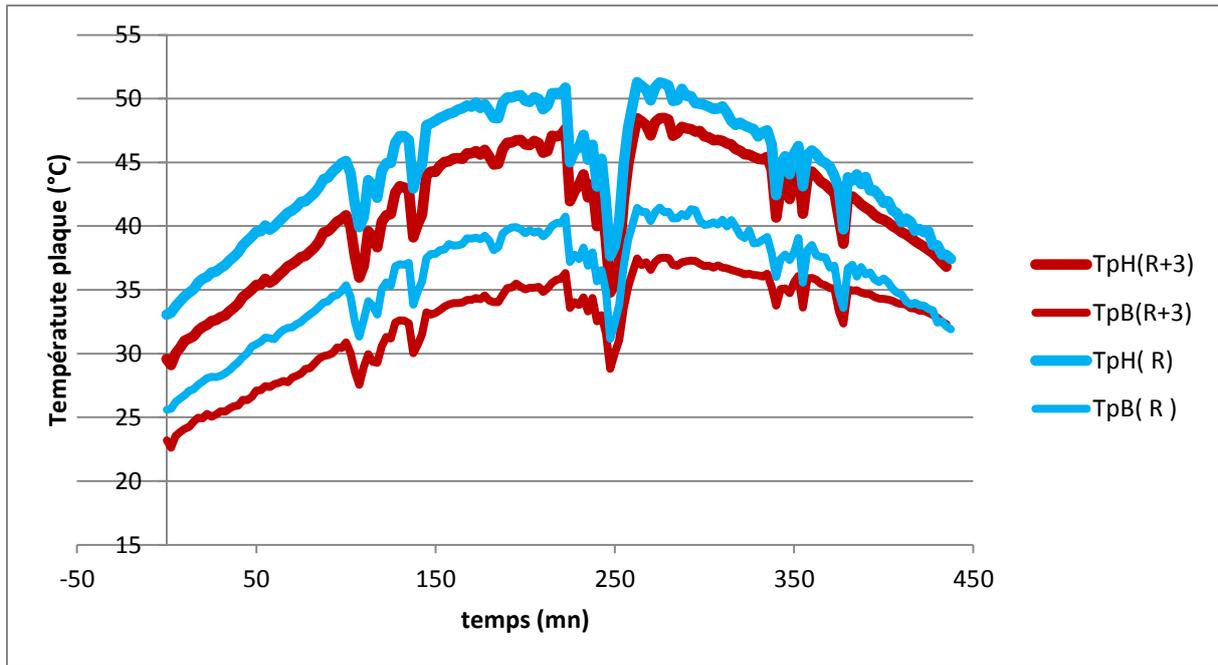


Figure 5.14 : Evolution de la température du haut et du bas de la plaque (absorbeur) du capteur(R) et du capteur (R+3)

Dans les mêmes conditions, la figure 5.15 représente l'évolution des températures à l'entrée et à la sortie du capteur solaire. Ces deux températures ont les mêmes courbes de tendance que la température à l'absorbeur. La température de sortie du capteur (R) est plus élevée que celle du capteur (R+3), ceci confirme que le capteur (R) est plus efficace que le capteur (R+3). Notons, que la température de sortie maximale atteinte dans le capteur (R) est autour de 41°C, par contre dans le capteur (R+ 3), elle est de 35.5°C

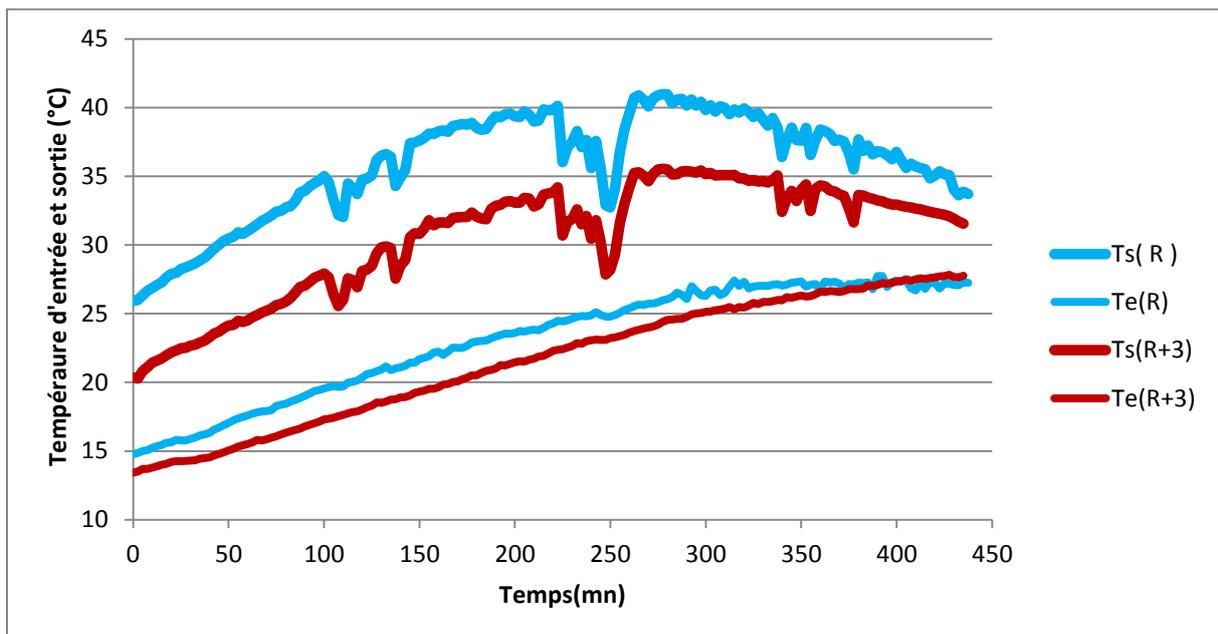


Figure 5.15 : Evolution de la température de sortie et d'entrée des deux capteurs (R) et (R+3)

Connaissant le débit massique dans le capteur solaire ainsi que l'éclairement, nous pouvons déterminer le rendement instantané des capteurs (R) et (R+3). Ce dernier est représenté sur la figure 5.16.

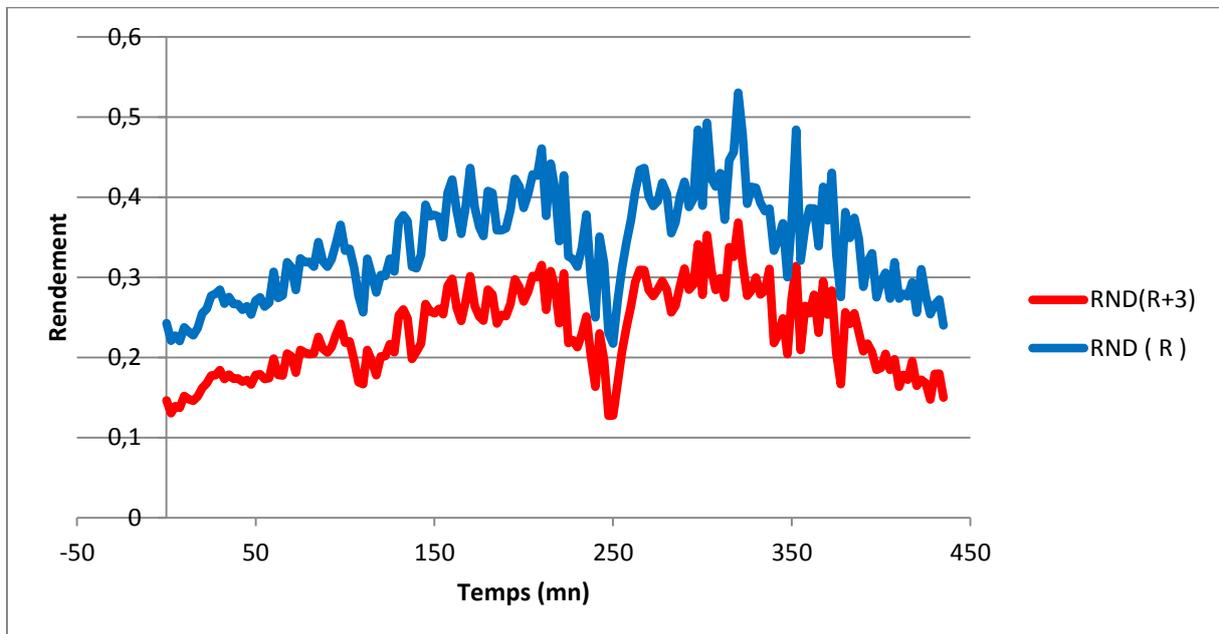


Figure 5.16 : Rendement instantané des capteurs (R) et (R+3)

Comme prévisible, le capteur (R) a un meilleur rendement que le capteur (R+3) ; ceci montre qu'une épaisseur supérieure à l'épaisseur du capteur de référence R est néfaste pour le rendement. L'augmentation de l'épaisseur ne sert qu'à renforcer la convection naturelle dans la lame d'air et donc à augmenter les pertes convectives. Ce même résultat est confirmé par une autre campagne de mesure avec un débit fluide plus important que le cas précédent, en effet, nous avons augmenté le débit fluide à une valeur autour de 1.2 l/mn.

Ainsi, sur la figure 5.17 nous avons tracé l'évolution des températures d'entrée et de sortie du capteur (R) et (R+3).

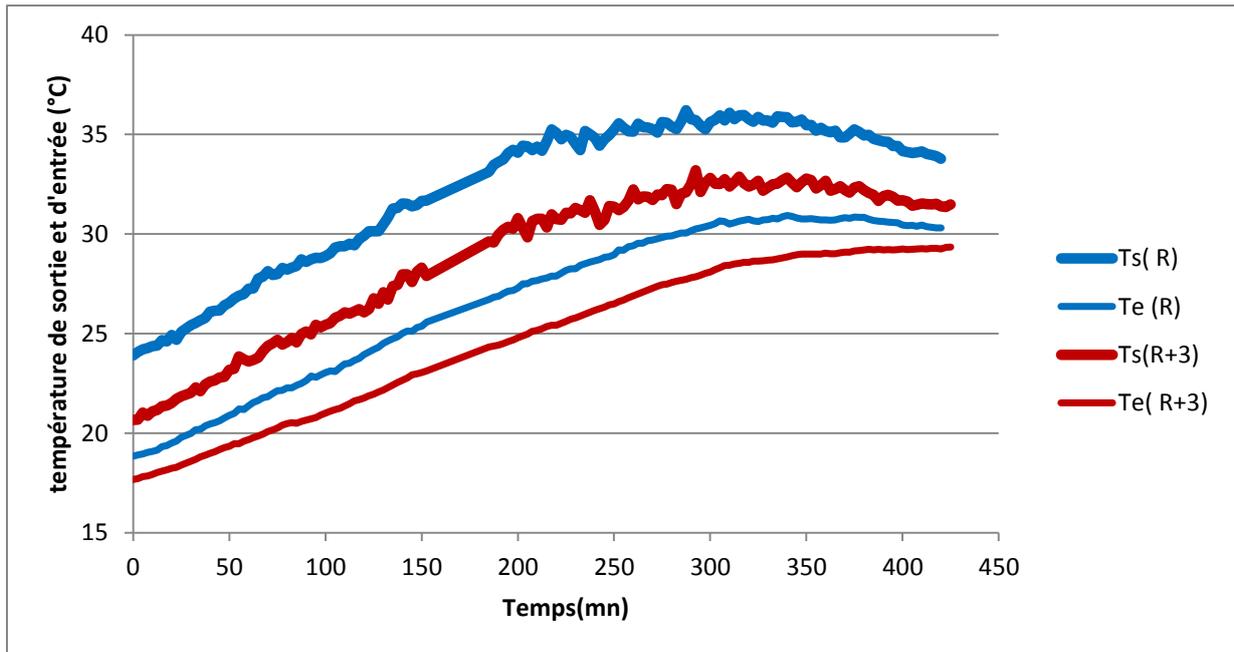


Figure 5.17 : Evolution de la température de sortie et d'entrée du fluide caloporteur

La figure 5.18 montre le rendement pour les deux capteurs. Encore une fois, le rendement du capteur (R) est meilleur que le rendement du capteur (R+3).

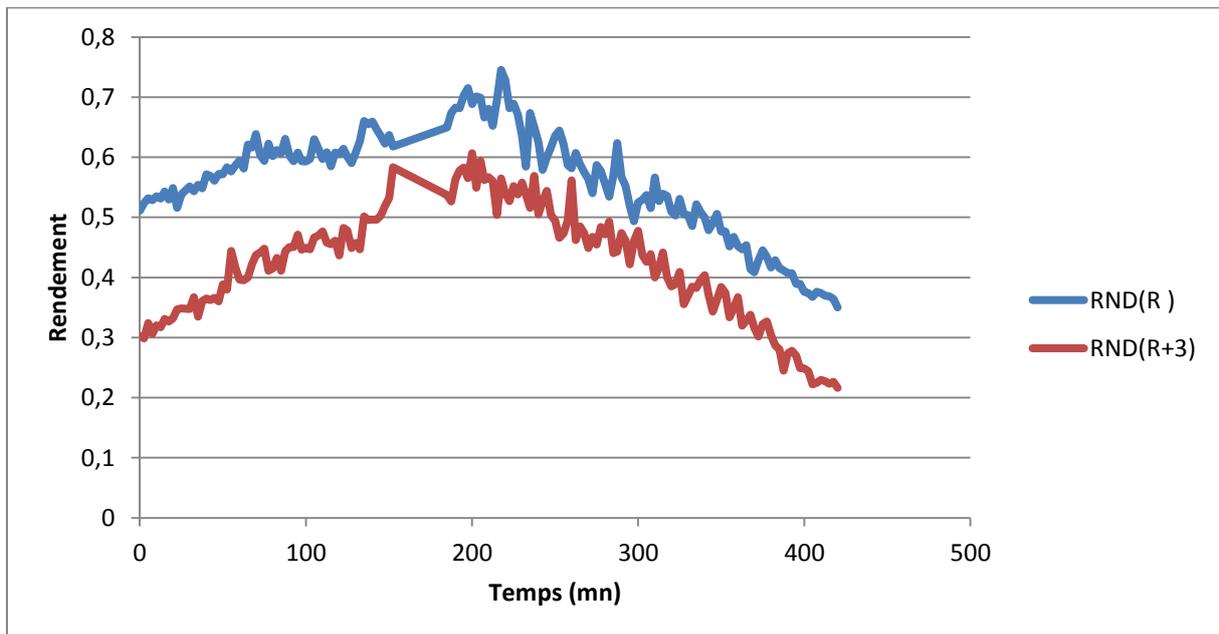


Figure 5.18 : Evolution du rendement instantané pour les capteurs (R) et (R+3)

Cette analyse montre que les épaisseurs de lame d'air supérieures à l'épaisseur de référence ne sont pas efficaces, nous avons décidé de réduire cette épaisseur et de la ramener à une valeur inférieure à la valeur de référence.

### 5.2.3 Diminution de l'épaisseur de 3 mm

Nous avons constaté que des épaisseurs de lame d'air supérieures à l'épaisseur initiale n'étaient pas efficaces pour la réduction des échanges convectifs dans la lame et donc pour l'amélioration du rendement. Nous avons décidé de réduire l'épaisseur par rapport à l'épaisseur de référence R qui servira de témoin. Ainsi, nous allons comparer le comportement des deux capteurs (R) et (R-3).

Ainsi, pour un débit du fluide caloporteur de 1.8 l/mn, nous avons suivi le fonctionnement du capteur sur une journée. Les figures 5.19 et 5.20 montrent respectivement l'évolution de l'éclairement solaire et de la température ambiante.

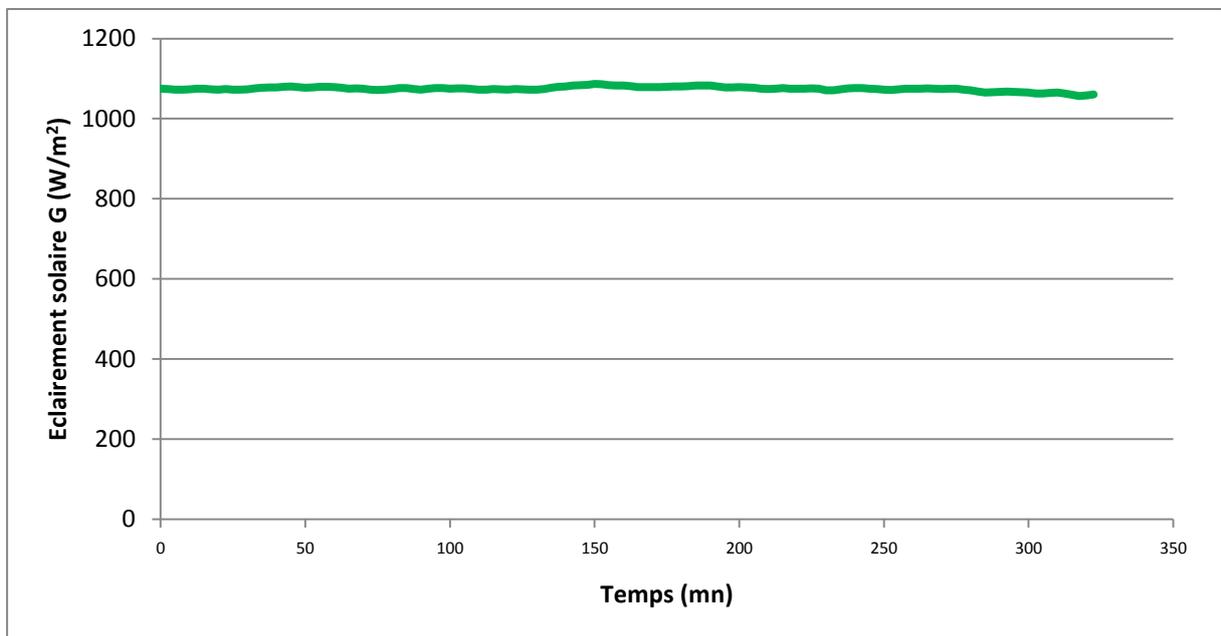


Figure 5.19 : Evolution de l'éclairement solaire le long de la journée

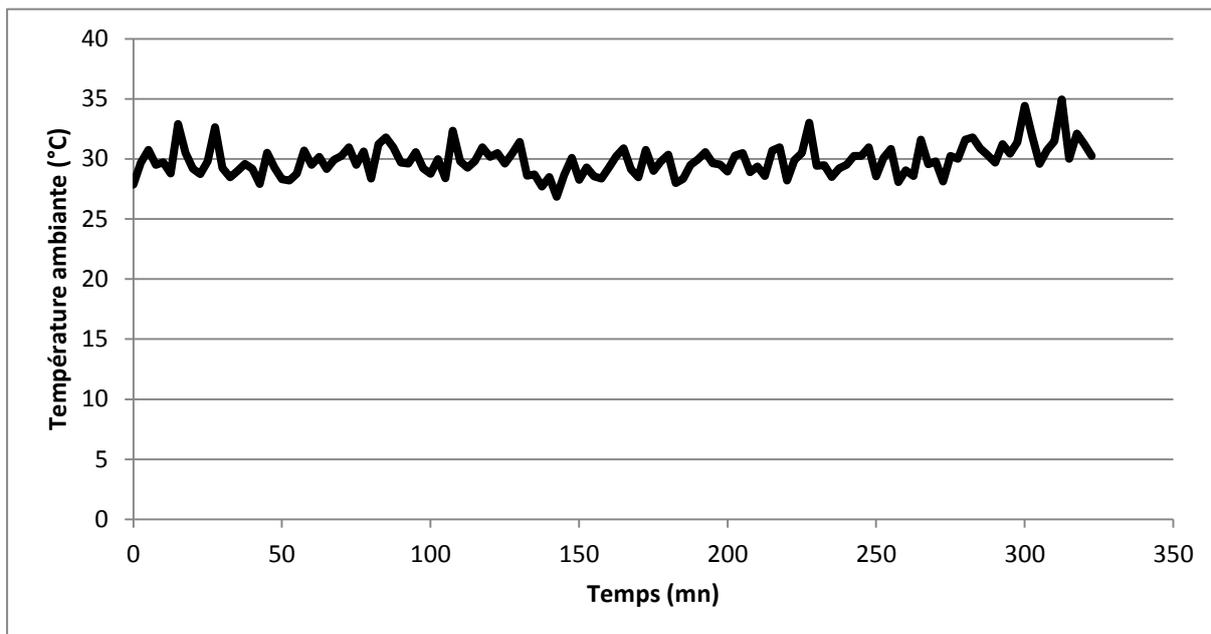


Figure 5.20 : Evolution de la température ambiante le long de la journée

Les mesures sur le capteur ont permis de représenter l'évolution des différentes températures lors du fonctionnement. Ainsi, les figures 5.21 et 5.22 montrent respectivement les températures entrée et sortie du fluide caloporteur et les écarts leurs correspondants.

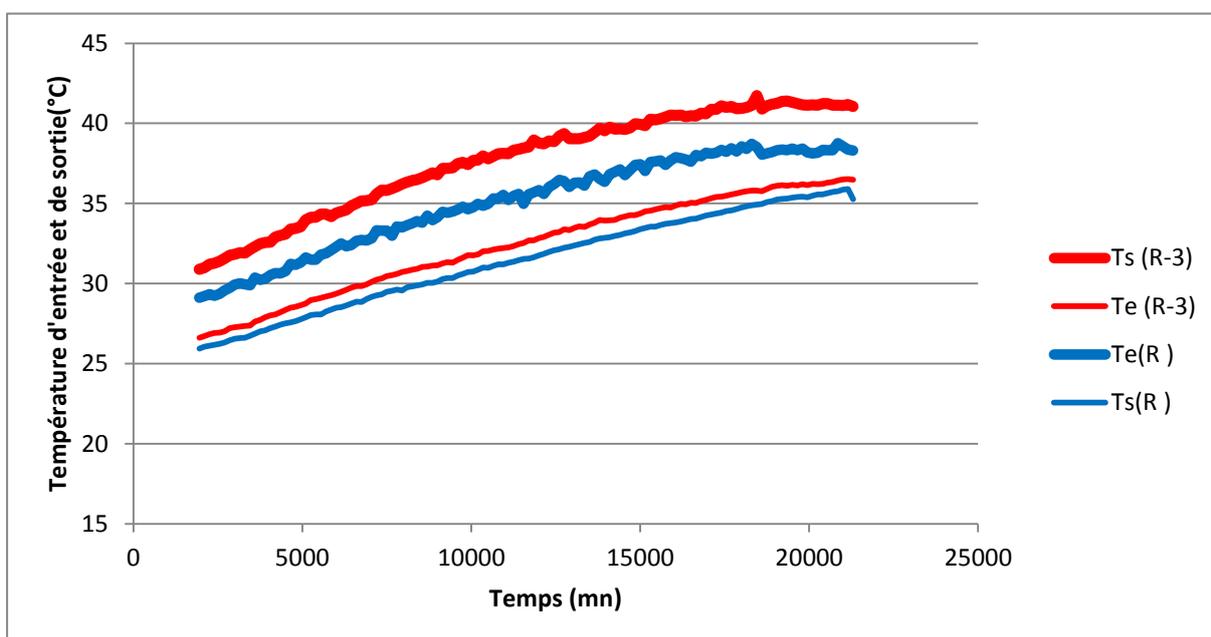


Figure 5.20 : Evolution de la température de sortie et d'entrée du fluide caloporteur

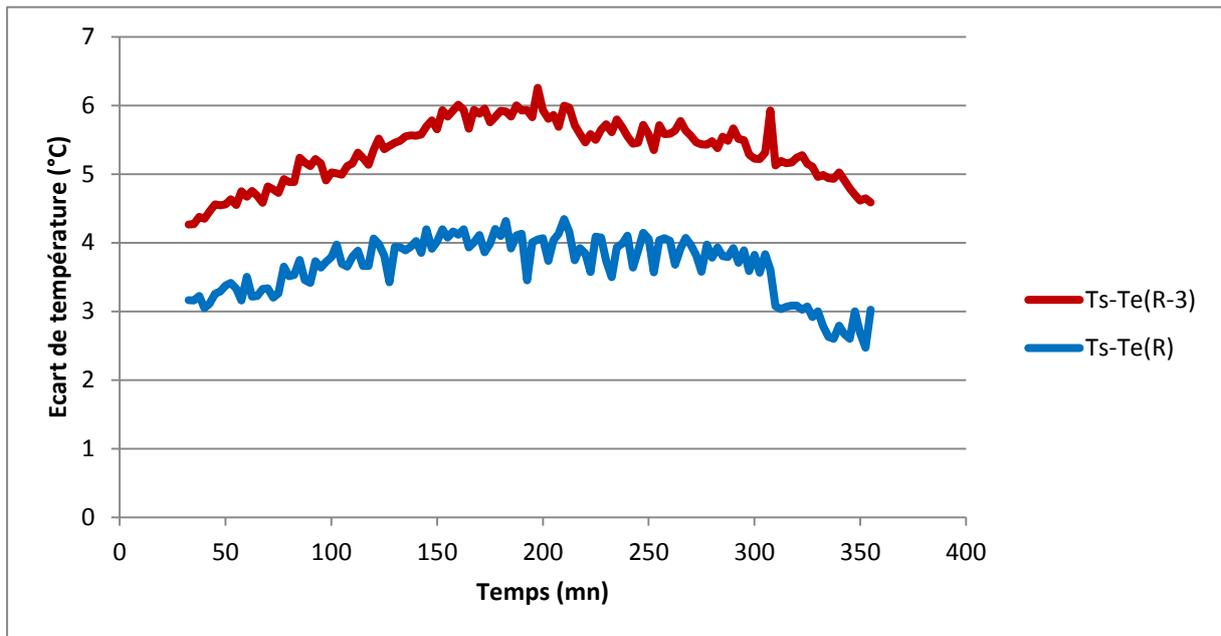


Figure 5.21 : Evolution de l'écart de température entre la sortie et l'entrée du fluide caloporteur

Bien entendu, ces différentes mesures nous permettent de déterminer le rendement instantané du capteur, ce qui est représenté sur la figure 5.22.

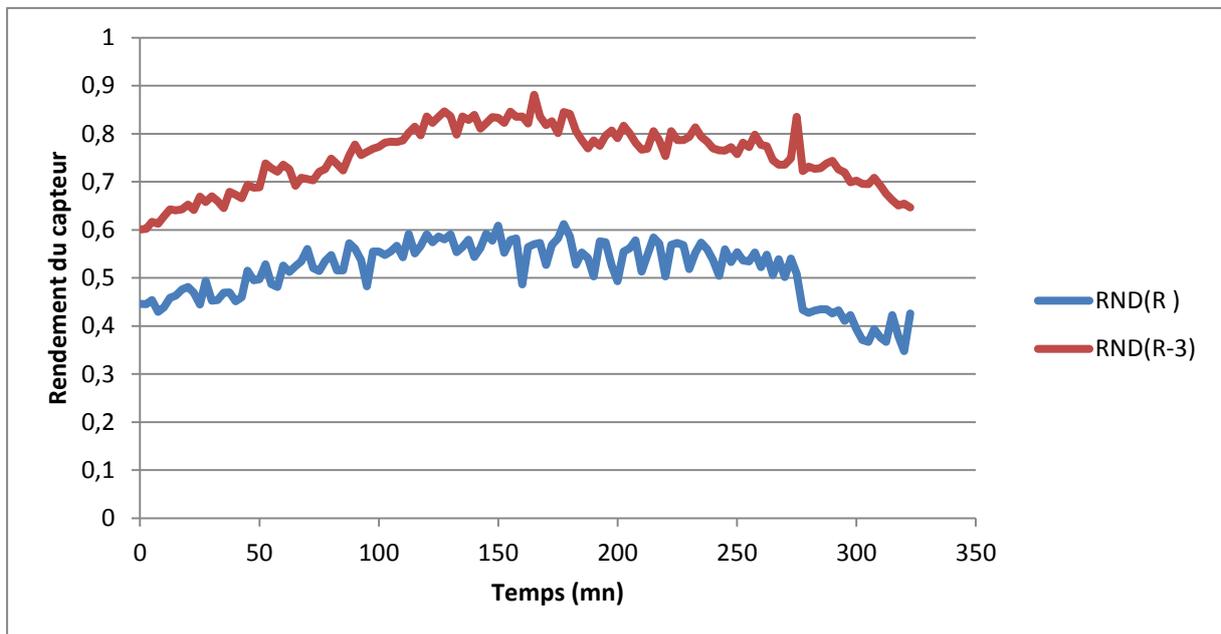


Figure 5.22 : Rendement des capteurs (R) et (R-3)

De ces différents graphiques (figure 5.20, 5.21 et 5.22) ressort clairement que la diminution de l'épaisseur a été efficace pour l'amélioration du rendement et donc la réduction des pertes thermiques avant. Ceci montre que l'épaisseur « standard » utilisé par le constructeur n'est pas optimale.

Nous aurions souhaité baisser davantage l'épaisseur de la lame d'air pour arriver à véritablement trouver cette épaisseur optimale, malheureusement la structure du capteur telle que celle que nous avons testée ne permet pas de réduire davantage, il aurait fallu repenser une nouvelle structure, chose que nous n'avons pu faire car nous ne disposons pas de beaucoup de temps de réalisation.

Cependant, nous avons pu tester l'effet de présence de partitions sur le rendement du capteur.

### 5.3 Influence de l'introduction des partitions dans les capteurs

Afin de réduire la convection dans la lame d'air, nous avons introduit des partitions. Ces partitions en polyéthylène sont transparentes au rayonnement solaire et ont une épaisseur de 0,1 mm et une hauteur de 18 mm. Elles sont placées de sorte qu'elles ne touchent pas l'absorbeur. Nous disposons toujours de deux capteurs, le premier « sans partitions » sert de référence et le second a subi les modifications. Nous avons testé deux configurations de partitions : le cas avec cinq partitions horizontales et le cas avec cinq partitions horizontales croisées avec quatre partitions longitudinales. Dans ce qui suit, nous allons décrire les résultats obtenus.

#### 5.3.1 Configurations avec cinq partitions

Le schéma de disposition des partitions dans la cavité entre la vitre et l'absorbeur est représenté sur la figure 5.23.

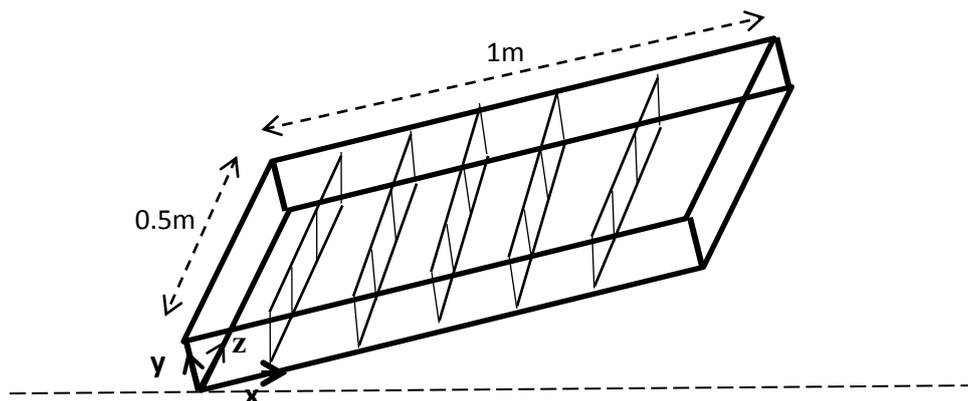


Figure 5.23 : Schéma de disposition des partitions dans la cavité

Nous avons fixé le débit du fluide caloporteur à 2.7 l/mn et avons testé les deux capteurs. Les figures 5.24 et 5.25 montrent respectivement l'évolution de l'éclairement solaire et de la température ambiante.

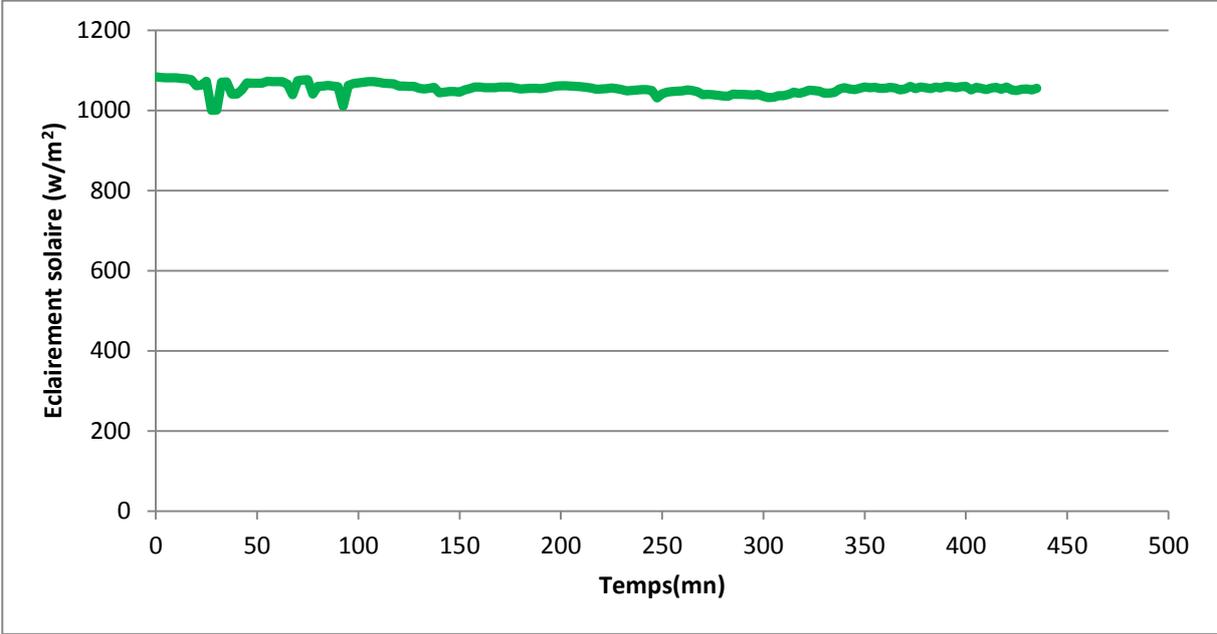


Figure 5.24 : Evolution de l'éclairement solaire

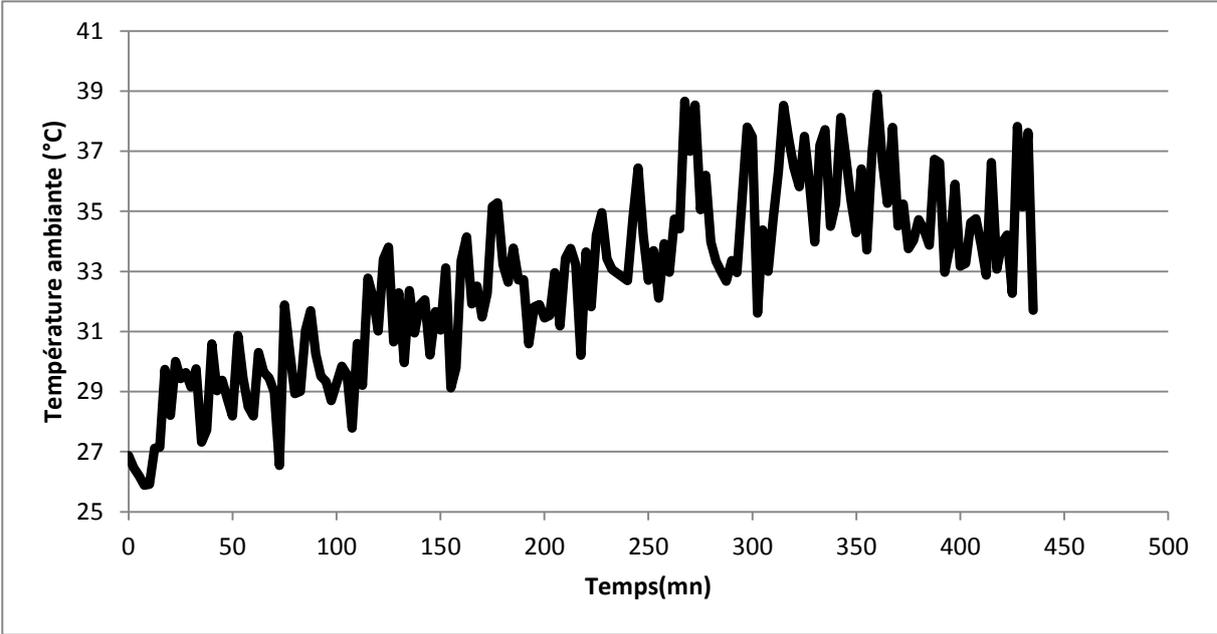


Figure 5.25 : Evolution de la température ambiante

Nous pouvons remarquer que la température ambiante est relativement élevée.

L'évolution de la température de l'absorbeur (haut et bas), de l'entrée et sortie du fluide caloporteur, de l'écart entre ces deux températures ainsi que le rendement du capteur sont représentés respectivement sur les figures 5.26, 5.27, 5.28 et 5.29.

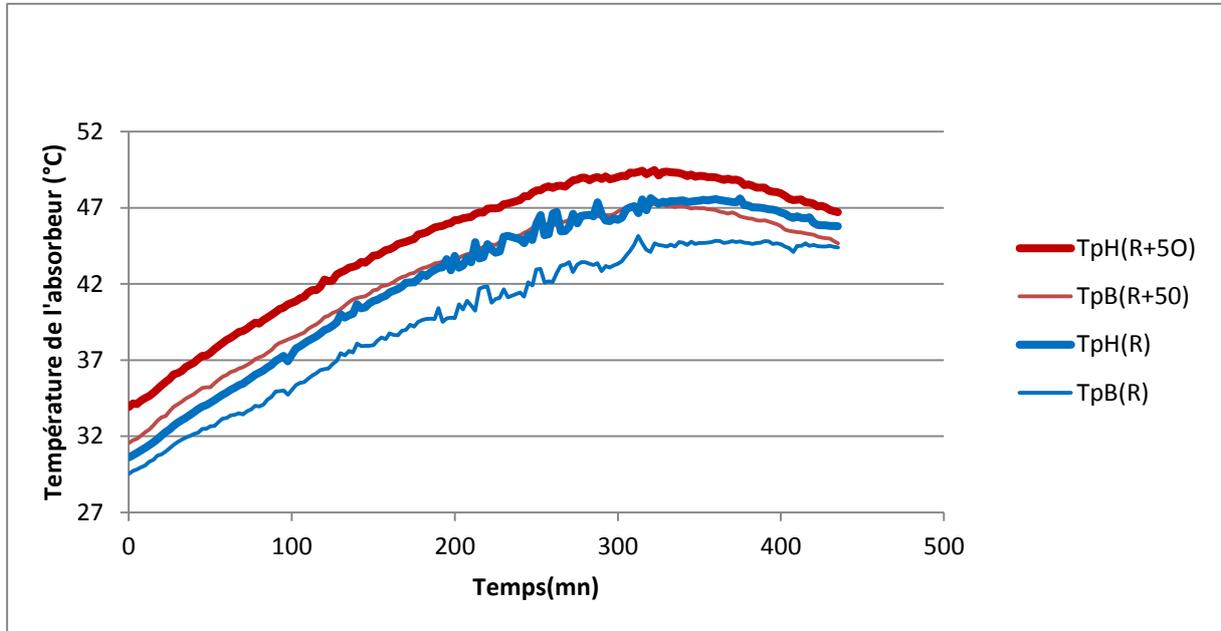


Figure 5.26 : Evolution de la température du haut et du bas de l'absorbeur pour le capteur de référence (R) et le capteur menu de cinq obstacles (R+5 O)

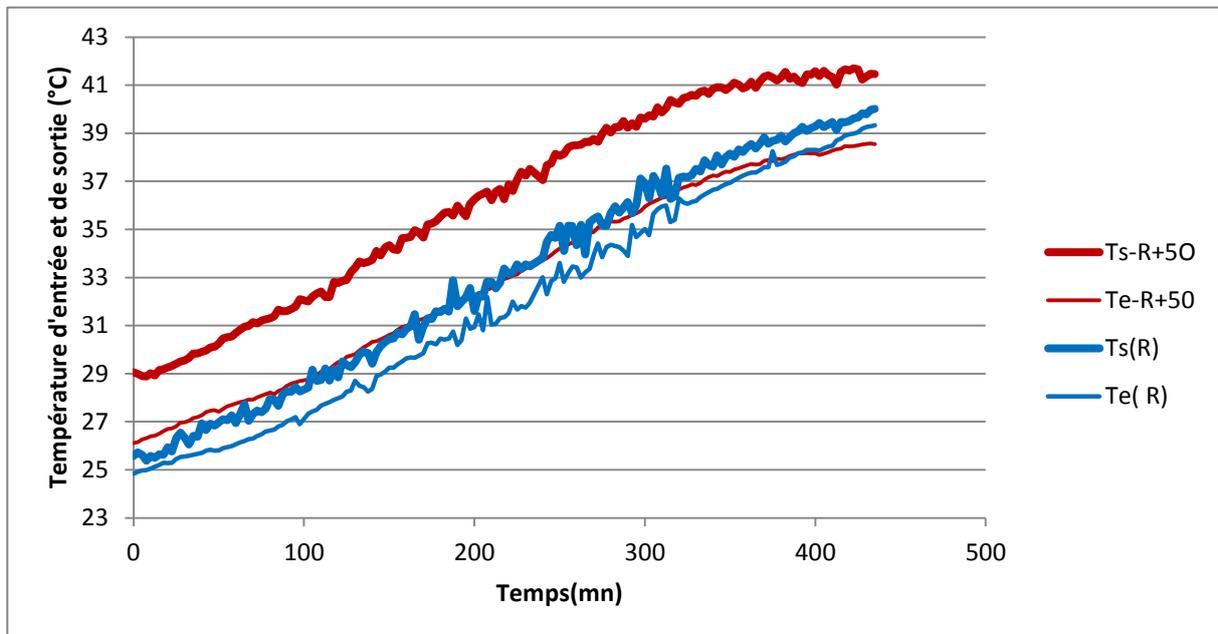


Figure 5.27 : Evolution des températures d'entrée et de sortie pour le capteur de référence (R) et le capteur menu de cinq obstacles (R+5 O)

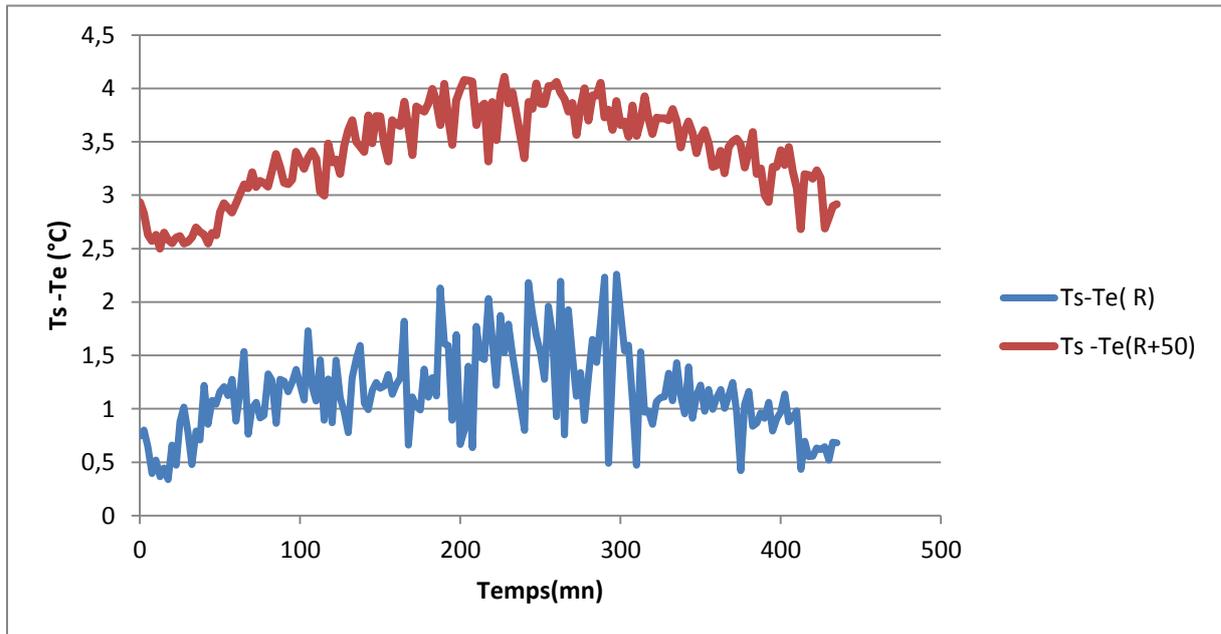


Figure 5.28 : Evolution de l'écart de température entre l'entrée et la sortie pour le capteur de référence (R) et le capteur menu de cinq obstacles (R+5 O)

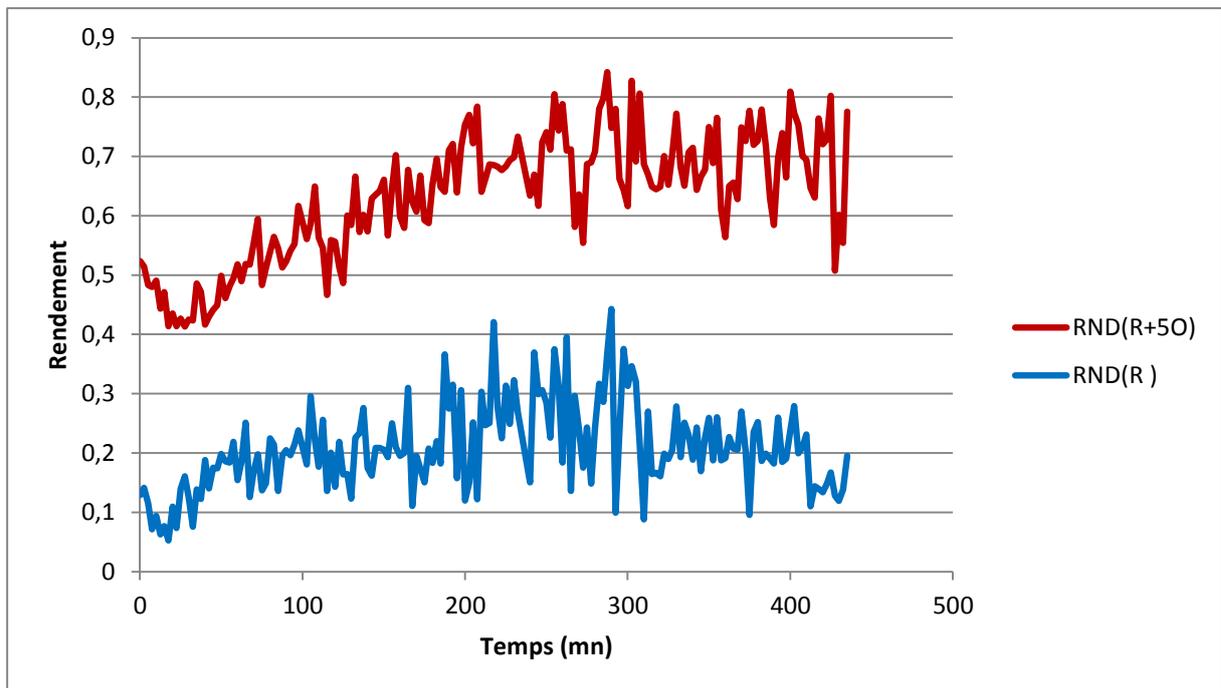


Figure 5.29 : Evolution du rendement instantané pour le capteur de référence (R) et le capteur menu de cinq obstacles (R+5 O)

Toutes ces courbes mettent en évidence l'amélioration du rendement induite par l'introduction des partitions dans la lame d'air. En effet, Le fluide caloporteur est plus chaud dans le capteur

(R+5 O) où le phénomène de la convection est beaucoup moins intense à ce qu'il est dans le capteur référence (R) ; les obstacles réduisent le mouvement convectif de l'air dans la lame d'air, la température au niveau de l'absorbeur est donc plus chaude dans le cas du capteur avec obstacles. Les températures d'entrée et de sortie suivent une évolution logique. De ce fait, on peut conclure que les partitions horizontales sont efficaces pour la réduction des pertes thermiques avant du capteur. Nous continuons notre prospection en augmentant le nombre de partitions en les croisant.

### 5.3.2 Configurations avec partitions croisées

Nous avons encore modifié le capteur avec partitions en rajoutant aux cinq partitions transversales quatre partitions longitudinales comme c'est montré sur la figure 5.30.

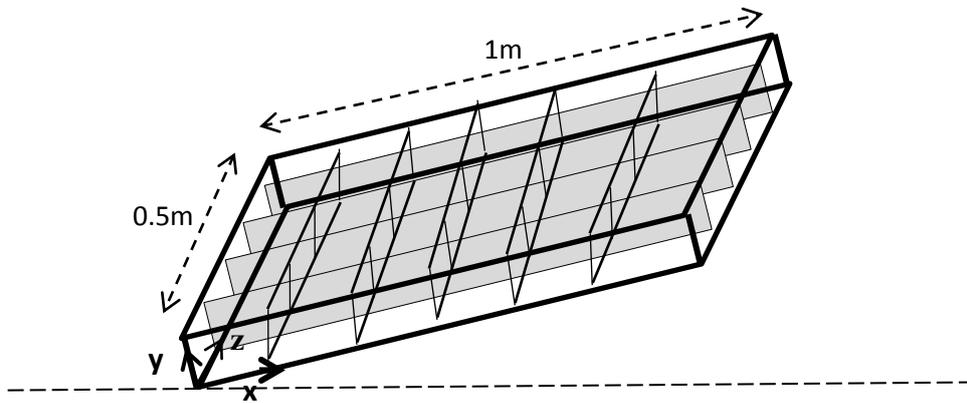


Figure 5.30 : Schéma du capteur avec les partitions croisées

Nous avons fixé le débit à 2.7 l/mn. Les figures 5.31 et 5.32 montrent respectivement l'ensoleillement et la température ambiante correspondants à cette journée.

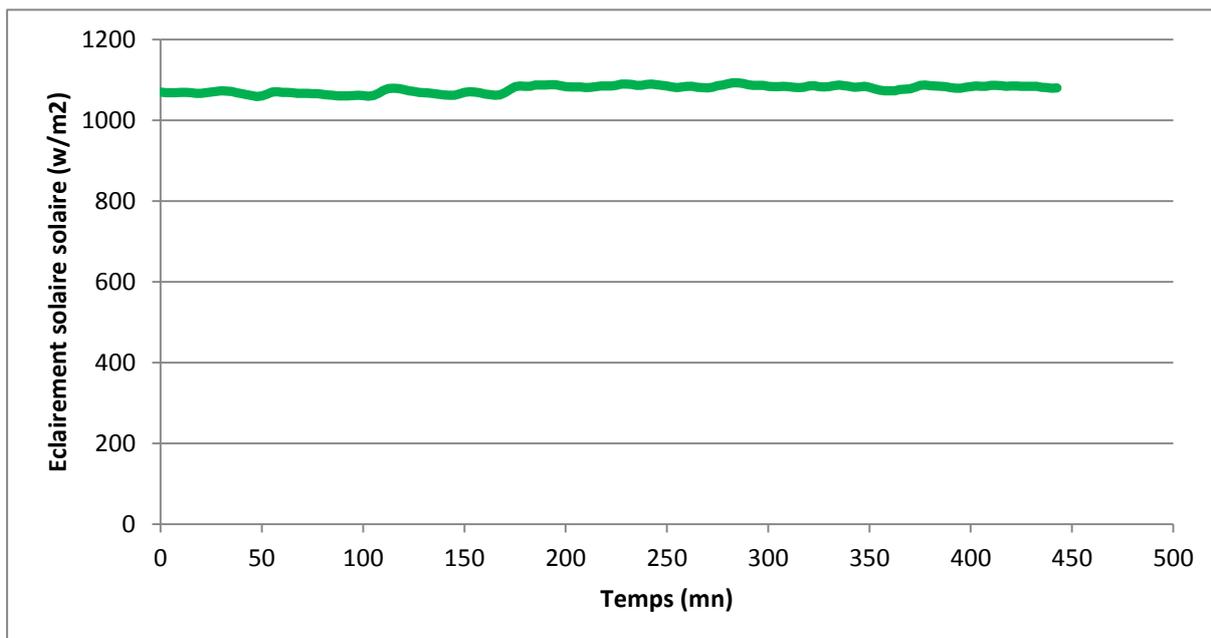


Figure 5.31 : Evolution de l'éclairement solaire

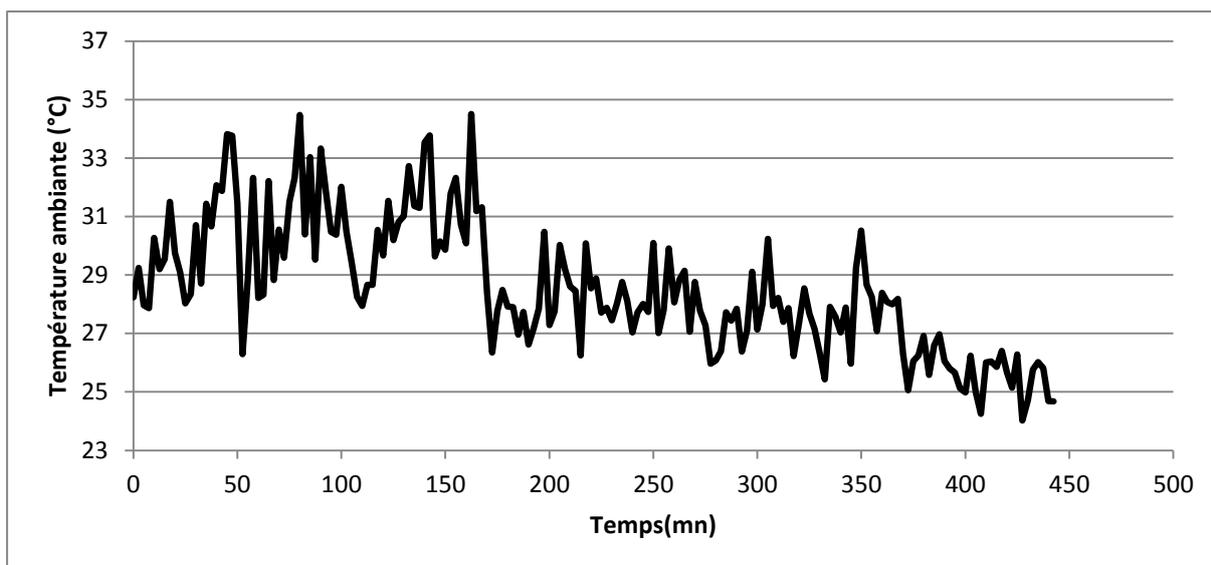


Figure 5.32 : Evolution de la température ambiante

Pour ces conditions de fonctionnement, les différentes températures et performances du capteur sont données sur les figures ci-dessous (figures 5.33 ; 5.34 ; 5.35 et 5.36) :

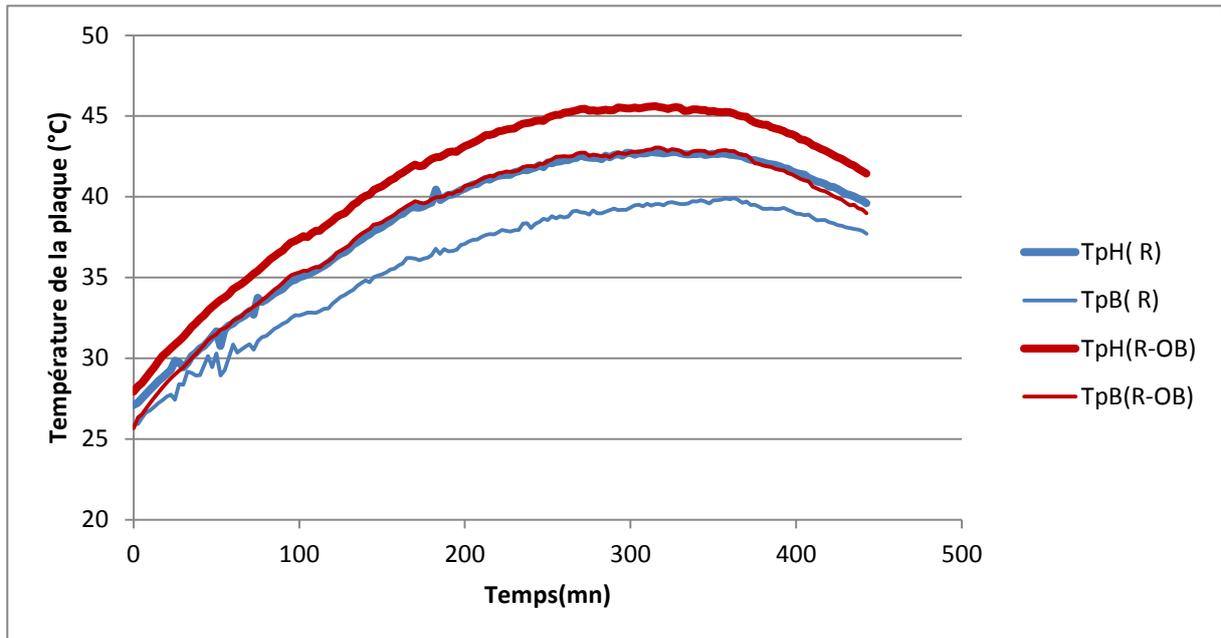


Figure 5.33 : Evolution de la température du haut et du bas de l'absorbeur pour le capteur de référence (R) et le capteur menu d'obstacles croisés (R-OB)

La température de la plaque menu d'obstacles est plus haute que celle sans obstacles, elle atteint une valeur de 45,5°C pour le cas du capteur(R-OB) et 42°C pour le capteur référence

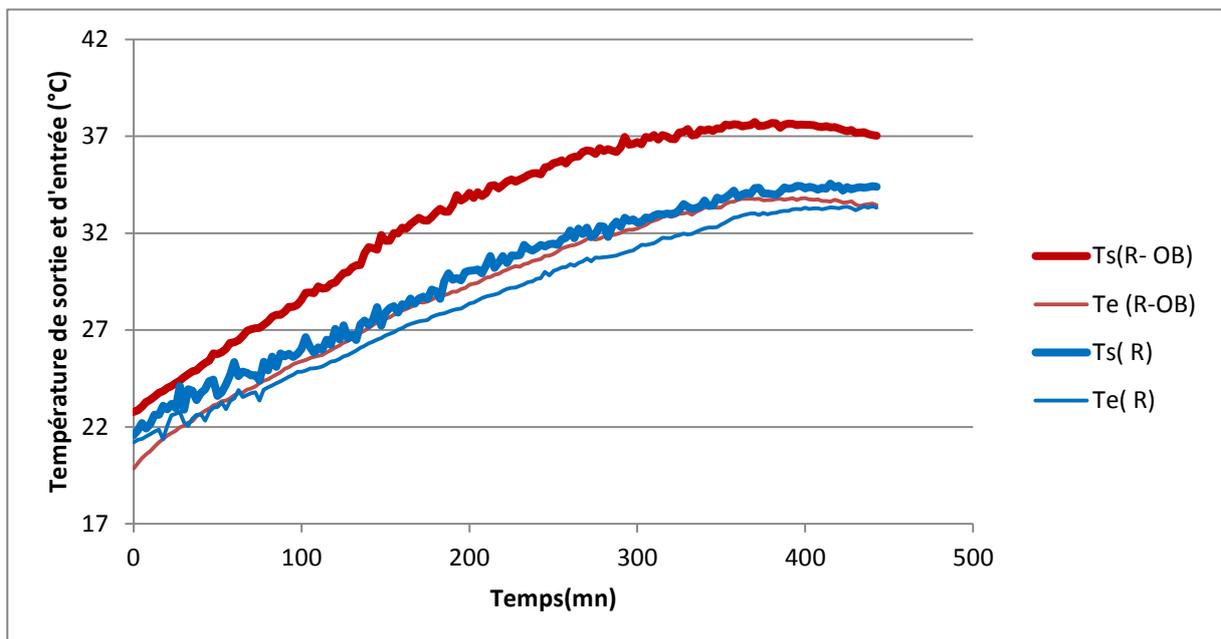


Figure 5.34 : Evolution des températures d'entrée et de sortie pour le capteur de référence (R) et le capteur menu d'obstacles croisés (R-OB)

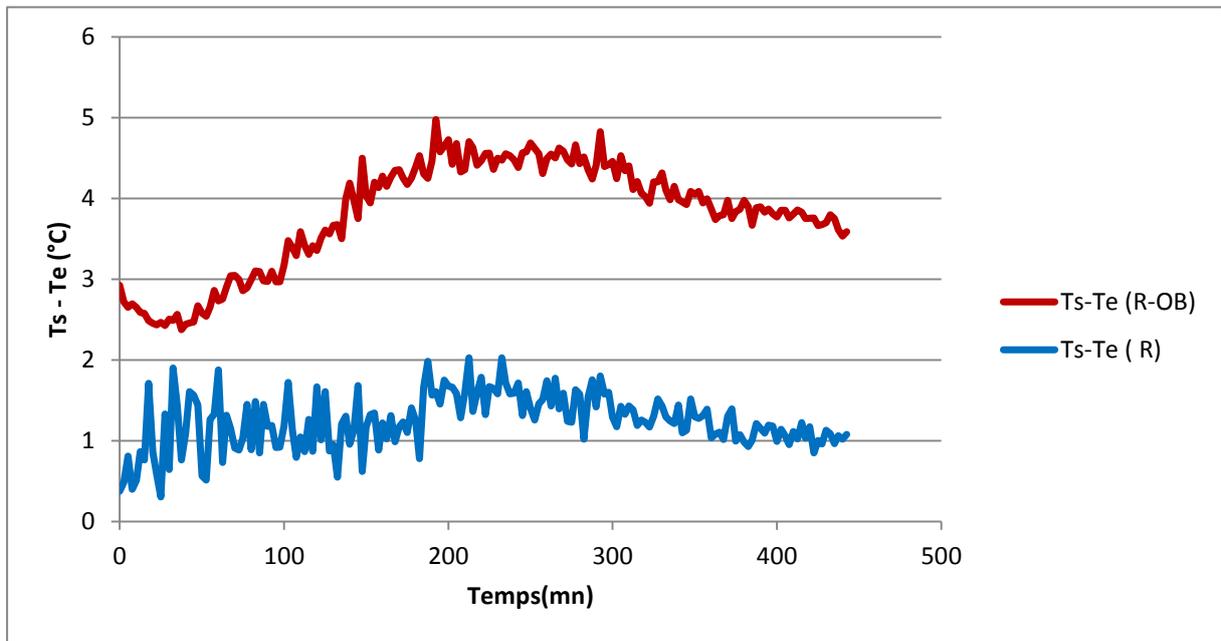


Figure 5.35 : Evolution de l'écart de température entre l'entrée et la sortie pour le capteur de référence (R) et le capteur menu d'obstacles croisés (R-OB)

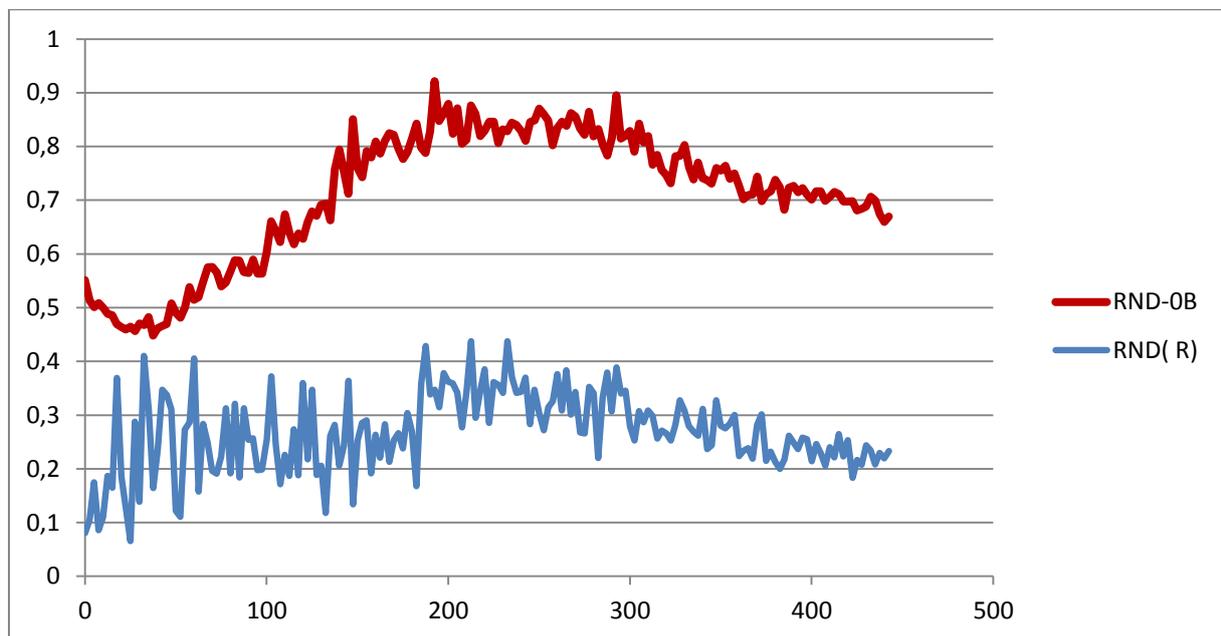


Figure 5.36 : Evolution du rendement pour le capteur de référence (R) et le capteur menu d'obstacles croisés (R-OB)

Les partitions croisées ont amélioré plus fortement le rendement que les partitions transversales. Ce résultat montre que le partitionnement de la cavité limite la convection par les différents confinements. Dans ce cas particulier, le rendement est pratiquement doublé,

certainement qu'une augmentation du nombre d'obstacles intensifierait cette amélioration. Cependant faute de temps, nous n'avons pas pu aller plus loin dans cette investigation.

## **5.4 Conclusion**

Dans ce chapitre nous avons présenté les différents résultats expérimentaux obtenus.

Tout d'abord, nous avons testé l'effet de la variation de l'épaisseur de la lame d'air. Il s'avère des résultats trouvés que l'épaisseur de référence utilisée par les industriels n'est pas du tout optimisée. Un accroissement de cette épaisseur induit des déperditions plus importantes et qu'une réduction de cette épaisseur a permis une amélioration du rendement du capteur.

Par ailleurs, l'introduction de partitions permet une réelle amélioration du rendement. En effet, dans les deux configurations considérées, le partitionnement a permis la réduction des pertes en affaiblissant la convection présente dans la lame d'air. Cette amélioration est d'autant plus notable que le nombre de partitions est grand.

# Conclusion

Le développement des capteurs solaires a vu son essor lors de la crise du pétrole, cependant le prix de l'énergie qui était très bon marché n'a pas favorisé la continuité dans les efforts pour le développement de cette énergie douce et propre. Dernièrement, le réchauffement climatique a relancé le débat sur le rôle des énergies renouvelables qui restent des énergies favorisant la réduction des gaz à effet de serre.

Dans ce contexte, l'objectif de cette thèse constitue une contribution à l'étude des capteurs solaires thermiques. Ces derniers présentent des avantages certains tels que leur robustesse et la facilité de leur utilisation. Néanmoins, le rendement de ces capteurs reste à améliorer. En effet, le bilan énergétique, d'un capteur solaire thermique plan, montre que les pertes en face avant du capteur sont très importantes. Ces pertes thermiques concernent essentiellement les transferts convectifs dans la lame d'air qui se trouve confinée entre l'absorbeur et la vitre. Ainsi, l'intérêt de ce travail de thèse est de comprendre les mécanismes d'écoulement et de transfert en convection naturelle interne, en géométrie tridimensionnelle dans la lame d'air dont le but est de trouver la conception optimale qui permet un contrôle thermique adéquat et une performance énergétique acceptable.

Une partie de cette thèse est donc consacrée à une simulation numérique basée sur l'utilisation d'un modèle de la convection naturelle dans la lame d'air, représentant la cavité entre la vitre et l'absorbeur d'un capteur solaire. Cette cavité, de forme parallélépipédique fermée, contenant de l'air et est inclinée d'un angle  $\alpha$ . Cette étude a été réalisée en tenant compte de certaines hypothèses simplificatrices, en particulier en négligeant l'influence du circuit de récupération qui induit un flux non uniforme au niveau de l'absorbeur. L'absorbeur est donc soumis à un flux constant le long de la surface et le mouvement de l'air dans l'espace vitre-absorbeur est considéré instationnaire, laminaire et tridimensionnel. Les simulations ont été faites afin de déterminer les champs de température et de vitesse sous l'influence de la variation de l'épaisseur de la lame d'air et la présence d'obstacles dans la lame d'air. Ces simulations ont été effectuées avec et sans prise en compte du rayonnement dans la lame d'air. Le logiciel de calcul utilisé pour cette étude est le CFD FLUENT, basé sur la méthode des volumes finis.

Les résultats obtenus montrent l'influence de l'épaisseur de la lame d'air sur le régime d'écoulement ; ce dernier peut être stationnaire stable ou instationnaire. Les configurations d'écoulement rencontrées sont complexes. Ainsi pour les faibles épaisseurs, l'écoulement est unicellulaire et il devient multicellulaire pour les grandes épaisseurs. Les valeurs du

coefficient du transfert thermique ont été calculées pour tous les cas étudiés et une comparaison de l'écoulement avec et sans rayonnement a été faite.

Ainsi, nous avons montré que l'accroissement de l'épaisseur favorise l'intensification de la convection et donc les pertes thermiques par la face avant. L'introduction des partitions dans la cavité a permis la réduction des échanges convectifs.

Ce travail numérique a été poursuivi par une étude expérimentale sur des capteurs solaires thermiques. On sait que les pertes thermiques en face avant des capteurs solaires sont la principale source de déperditions et en conséquence, dans le but d'augmenter la résistance thermique entre l'absorbeur et le vitrage, nous avons introduit des changements dans la lame d'air du capteur solaire. Ces changements consistent en premier lieu à modifier l'épaisseur de la lame d'air et ensuite à introduire des obstacles au niveau de cette même lame d'air.

Les essais ont été réalisés en évaluant le comportement thermique du capteur sur une journée en fonction des conditions extérieures (ensoleillement, température...) et bien sûr du débit d'écoulement du fluide caloporteur. Les résultats obtenus montrent l'influence de l'épaisseur sur le rendement thermique et la nécessité de trouver une épaisseur optimale pour un meilleur rendement. En effet, plus l'épaisseur croît plus la convection devient intense ce qui engendre des pertes vers l'avant du capteur et donc une réduction dans le rendement. De même l'introduction des obstacles contribue à la réduction de la convection dans la lame d'air et donc permet l'amélioration du rendement du capteur.

Ce travail qui présente une contribution pour l'amélioration des capteurs solaires devrait se poursuivre plus finement et notamment sur l'aspect expérimental avec une réduction plus importante de l'épaisseur pour converger vers une épaisseur optimale. Par ailleurs, cette étude est restée assez globale, une étude plus fine concernant les écoulements dans la lame d'air aurait apporté un certain nombre de réponses sur la structure des écoulements dans le capteur. Ce point pourrait être une perspective de ce travail.

## Références Bibliographiques

- [1] **Duffie, J. A., Beckman, W. A.:** Solar Engineering of Thermal Processes. 3rd edition, Wiley et Sons, Inc., 2006.
- [2] **Rodriguez.M.C :** Flat plate thermal solar collector efficiency :transient behavior under working conditions part II : model application and design contributions. Applied Thermal Engeneering 31 (2011) 2385-2393
- [3] **Rodríguez- Hidalgo. M. C, Rodríguez-Aumente. P.A, Lecuona. A, Gutiérrez-Urueta G.L, Ventas. R:** Flat plate thermal solar collector efficiency: Transient behavior under working conditions. Part I: Model description and experimental validation. Applied Thermal Engineering 31 (2011) 2394-2404
- [4] **Molero Villar. N, Cejudo Lopez. J. M, Dominguez Munoz. F. D,Rodriguez Garcia. A, Carrillo Andres. A :** Numerical 3-D heat flux simulations on flat plate solar collectors. Solar Energy 83 (2009) 1086–1092
- [5] **Minn. M. A, Ng. K. C, Khong. W. H, Melvin. T:** A distributed model for a tedlar-foil flat plate solar collector. Renewable Energy 27 (2002) 507–523
- [6]**Letz. T, Lallemand. M :** Etude théorique et expérimentale d'un capteur solaire plan à air en régime dynamique. Revue de Physique Appliquée. 21(1986) 727-734.
- [7]**Dang. A, Shama. K. J :** Performance of flat plate collectors in off-south orientation in India. Energy Conversion and Management 23 (1983)
- [8]**Henry Y. B. M, Peterson.R.E, Zimmer. B :** Low cost coating for flat plate solar collector. Journal thin solid film 39 (1976) 95-103
- [9]**Youcef-Ali. S :** Study and optimization of the thermal performances of the offset rectangular plate fin absorber plates, with various glazing . Renewable Energy 30 (2005) 271–280.
- [10]**Ben Guehza.M.L, Kaabi.A :** Effet de l'espace entre deux vitres sur le rendement du capteur solaire plan à double vitrage. Revue Des Sciences Fondamentales et Appliquées. 2 N°1(2010) 121-136
- [11]**Njomo. D :** Etude théorique du comportement thermique d'un capteur solaire plan d'air à couverture combinée plastique-vitre. Revue Générale de Thermique 37 (1998) 973-980
- [12]**Cristofari. C, Notton. G, Poggi. P, Louche. A:** Modelling and performance of a copolymer solar water heating collector. Solar Energy 72 (2002) 99–112.
- [13]**Benyelles. F , Benbadjia.B,Benyoucef.B ,Ziani.Z :**Comparaison entre un capteur à aérogel de silice et d'autres capteurs plans,13<sup>emes</sup> Journées Internationales de Thermique.(2007)

- [14] **Vestlund. J , Ronnelid. M, Dalenback. J. O** : Thermal performance of gas-filled flat plate solar collectors. *Solar Energy* 83 (2009) 896–904
- [15] **Francia. G** : Un nouveau collecteur de l'énergie rayonnant solaire-théorie et vérification expérimentales. *Proc. United Nations Conf. New Sources of Energy, Rome, 21-23 August 1961, 35/S/71 (1964) United Nations, New York.*
- [16] **Metwally. M. N, Abou-Ziyan. H. Z, El-Leathy. A .M** : Performance of advanced corrugated-duct solar air collector compared with five conventional designs. *Renewable Energy* 10 (4)(1997) 519–37.
- [17] **Hollands. K. G.T, Iynkaran K** : Proposal for a compound honeycomb collector. *Solar Energy*. 34 (1985) 309–16.
- [18] **Jami. M, Mesrhab. A, Bouzidi. M, Lallemand. P:** Lattice-Boltzmann computation of natural convection in a partitioned enclosure with inclined partitions attached to its hot wall. *Physical A, Statistical mechanics and its applications*. 368 (2006) 481-494
- [19] **Abdi. H, Ait Messaoudene.N** : Etude expérimentale et théorique des performances de deux capteurs plans à contact direct eau-plaque d'absorption. *Revue des Energies Renouvelables* (2000) 53-60.
- [20] **K. G. T. Hollands et L. Konicek:** Experimental study of the stability of differentially heated inclined air layers. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 16 (1973) 1467-1476
- [21] **Samy M. El Sherbiny:** Free convection in inclined air layers heated from above. *Int. J. Heat and Mass Transfer* 39 (1996) 3925-3930
- [22] **Azevedo. L. F. A, Sparrow.E .M** : Natural convection in open-ended inclined channels . *Journal of heat transfer , Transactions ASME*, 107 N°4 (1985) 893-901.
- [23] **Inaba. H** : Experimental study of natural convection in an inclined air layer. *Int. J. Heat Mass Transfer* 27 (1984) 1127-1139. [4]
- [24] **Hamady. F. J, Lloyd. R. J:** Study of local natural convection heat transfer in an inclined enclosure. *Int. J. Heat Mass Transfer* 32 (1986) 1697-1708
- [25] **Grondin. C. G, Roux. B** : Recherche de corrélations simples exprimant les pertes convectives dans une cavité bidimensionnelle, inclinée, chauffée différemment. *Revue de physique appliquée* tome 14 (1979) Page 49.
- [26] **Ozoe.H , Sayama. H et Churchill. W. S:** Natural convection in an inclined rectangular channel at various aspect ratios and angles-experimental measurements. *Int. J. Heat and Mass Transfer* 18 (1975) 1425-1431
- [27] **Crunkleton. D. W et Anderson. T. J** : A numerical study of flow and thermal fields in tilted Rayleigh-Bénard convection. *Int. C. Heat and Mass Transfer* 33 (2006) 24–29

- [28]**Tari. I:** Natural convection simulations and numerical determination of critical tilt angles for a parallel plate channel. *Energy conversion and management* 51(2010) 685-695.
- [29]**Soong. C. Y, Tzeng. P. Y:** Numerical study on mode –transition of natural convection indifferentially heated inclined enclosures *Int. J. Heat Mass Transfer*, 39 (1996) 2869-2882
- [30]**Hernandez. R, Frederick. R. L :** Spatial and thermal features of three dimensional Rayleigh-Bénard convection. 37(1994) 411-424
- [31]**Dulieu. B, Bonniaud. M. L et Walch. J. P :** Convection naturelle dans une enceinte rectangulaire presque horizontale chauffée par le haut. *Int. J. Heat Mass Transfer* 22 (1979) 739-747
- [32]**Benkhelifa. A, Fuentes. C, Tuhault. J-L et Penot. F :** Convection naturelle à grand nombre de Rayleigh dans une couche horizontal de fluide, approche expérimentale. *Journées Internationales de Thermique* (2007)
- [33]**Larson. D.W. et Viskanta. R :** “Transient combined laminar free convection and radiation in a rectangular enclosure” *J. Fluid Mech*(1976) 78, part 1, pp. 65-85.
- [34]**Lan. C. H, Ezekoye.O. A, Howell. J. R, Ball. K. S:** Stability analysis for three-dimensional Rayleigh-Bénard convection with radiatively participating medium using spectral methods. *Int. J. Heat Mass Transfer* 46 (2003) 1371-1383.
- [35]**Alvarado. R, Xamán. J, Hinojosa. J, Álvarez. G:** Interaction between natural convection and surface thermal radiation in tilted slender cavities. *Int. J of thermal sciences*. 47 (2008) 355–368
- [36]**Hassab. M. A, Ozisik. M. N:** Effects of radiation and convective boundary conditions on the stability of fluid in an inclined slender slot *Int. J. Heat Mass Transfer*, 22 (1979) 1095–1105
- [37]**Balaji C., Venkateshan S. P.:** Interaction of surface radiation with free convection. *Int. J. Heat Fluid Flow*14(1993) 260-267.
- [38] **Anderson R., Bejan A.,** Heat transfer through single and double vertical walls in natural convection: theory and experiment. *Int. J. Heat Mass Transfer* 24(1981)1611-1620.
- [39] **Tong T. W., Gerner F. M.:** Natural convection in partitioned air-filled rectangular enclosures. *Int. C. Heat Mass Transfer* (13)1986 99-108.
- [40] **Ho C. J., Yih Y. L.:** Conjugate natural convection heat transfer in an air-filled rectangular cavity. *Int. C. Heat Mass Transfer* 14 (1987)91-100.
- [41] **Amraqui. S, Mezrhab. A, Abid. C:**Simulation numérique des transferts de chaleur par convection naturelle dans une configuration de type capteur solaire contenant des partitions.

Journée d'études : convection dans les capteurs solaires, Groupe « modes de transfert-convection » SFT, Paris, France (Mercredi 01 avril 2009).

[42] **Incropera, F. P., DeWitt, D. P.**: Fundamentals of heat and mass transfer, 4<sup>th</sup> edition, Wiley, New York, 1996.

[43] **McAdams, W. H.**: Heat Transmission, 3rd edition. McGraw-Hill, New York. 1954. pp 249.

[44] **Watmuff J.H., Charters, W.W.W, Proctor, D.**: Solar and wind induced external coefficients for solar collectors, Int. Revue d'Hellio-technique 2(1977) pp 56.

[45] **Sparrow, E. M., Tien, K. K.**: Forced convection heat transfer at an inclined and yawed square plate, application to solar collectors. J.Heat Transfer 99(1077) 507-512 .

[46] **Sparrow, E. M., Lau, S. C.**: Effect of adiabatic co-planar extension surfaces on wind-related solar-collector heat transfer coefficient. J.Heat Transfer 103(1981) 268-271

[47] **Kumar, S., Sharma, V. B., Kandpal, T. C., Mullick, S. C.**: Wind induced heat losses from outer cover of solar collector. Renewable Energy, 10(4)(1997) 613-616

[48] **Sharples, S., Charlesworth, P. S.**: Full-scale measurements of wind-induced convective heat transfer from a roof-mounted FPC. Solar Energy. 62(2)(1998) 69-77

[49] **Turgut. O, Onur. N**: Three dimensional numerical and experimental study of forced convection heat transfer on solar collector surface. Int. C. in Heat Mass Transfer 36 (2009) 274-279.

[50] **Test, F. L., Lessmann, R. C.**: An experimental study of heat transfer during forced convection over a rectangular body. J. Heat Transfer. 102(1980) 146-151.

[51] **Test, F. L, Lessmann, R. C., Johary, A.**: Heat transfer during wind flow over rectangular bodies in the natural environment .J. Heat Transfer 103(1981) 262-267.

[52] **EN 6946**. Building components and building elements - Thermal resistance and thermal transmittance - calculation method 1996.

[53] **Swinbank, W., C.**: Long-wave radiation from clear skies. Quarterly Journal of Royal Meteorological Society 89(1963) 339-348.

[54] **Bliss, R., A.**: Atmospheric radiation near the surface of the ground: a summary for engineers. Solar Energy 5(1961) 103-120

[55] **Berdahl, P., Martin, M.**: Emittance of clear skies, Solar Energy 32 (1984) 663- 664

[56] **Brunt, D.**: Notes on radiation in the atmosphere, Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society. 58(1932) 389-418.

- [57] **Aubinet, M.**: Longwave sky radiation parametrizations. *Solar Energy* 53 (1994) 147-154
- [58] **Berger, X, Buriot, D et Garnier, F.**: About the equivalent radiative temperature for clear skies. *Solar Energy* 32 (1984) 725-733.
- [59] **Hollands, K.G. T, Unny, T. E, Raithby, G. D** : Free convective heat transfer across inclined air layers. *J. Heat Transfer* 98(1976) 189-193.
- [60] **Buchberg, H, Catton, I, Edwards, D. K**: Natural convection in enclosed spaces - a review of application to solar energy collection, *J. Heat Transfer* 98(1976) 182-188.
- [61] **Randall, K. R, Mitchell, J.W et El-Wakil, M. M**: Natural convection heat transfer characteristics of flat-plate enclosures. *J. Heat Transfer* 101(1979) 120-125.
- [62] **Schinkel, W. M. M.**: Natural convection in inclined air-filled enclosures, ISBN 90-6231-079-6. ed. Dutch Efficiency Bureau 1980.
- [63] **Thomas, R. W et De Vahl Davis, G** : Natural convection in an air layer enclosed between two vertical plates with different temperatures . *Int. Heat Mass Transfer* 2(1961)106-120
- [64] **Seki, N, Fukusako, S et Inaba, H** : Visual observation of natural convective flow in a narrow vertical cavity; *J. Fluid Mech* 84 (1978) 695-704
- [65] DGS, Solarthermische Anlagen, Berlin, 2001
- [66] **Cardonnel, C** : Solaire actif et passif (Conception, bilan thermique, habitat), Les éditions parisiennes, CFP Chaud Froid Plomberie, s.l., 1983, 239 p]
- [67] **Harlow, F, Welsh, J** : Numerical calculation of time dependant viscous incompressible flow with free surface. *Physiqcs of Fluids* 8(1965) 2182-2189
- [68] **Chow, W. L et Rhie, C. M** : Numerical study of the turbulent past an airfoil with trailing edge separation. *AIAA journal* 21(1983) 1525-1532
- [69] **Patankar, S et Spalding, D** : A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows. *Int. heat Mass transfer* 15(1972) 1787-1806
- [70] **Patankar**: Numerical heat transfer and fluid flow, McGraw-Hill, New-York,(1980)
- [71] **Issa, R. I** : Solution of Implicitly Discretized Fluid Flow Equations by Operator Splitting. *J. Comput. Phys* 62(1986) 40-65

## **RESUME**

Le travail de cette thèse constitue une contribution à l'étude des capteurs solaires thermiques. Ainsi, nous cherchons à comprendre les mécanismes d'écoulement et de transfert en convection naturelle interne, en géométrie tridimensionnelle dans la lame d'air d'un capteur solaire dans le but de trouver la conception optimale qui permet un contrôle thermique adéquat et une performance énergétique.

Une partie de cette thèse est donc consacrée à une simulation numérique basée sur la mise au point d'un modèle de la convection naturelle dans la lame d'air de forme parallélépipédique fermée contenant de l'air et inclinée d'un angle  $\alpha$ . Les simulations ont été faites afin de déterminer les champs de température et de vitesse sous l'influence de la variation de l'épaisseur de la lame d'air, le flux de chaleur apporté à l'absorbeur et la présence d'obstacles dans la lame d'air. Ces simulations ont été effectuées avec et sans rayonnement dans la lame d'air. Le logiciel de calcul utilisé pour cette étude est le CFD fluent, basé sur la méthode des volumes finis

Les résultats obtenus montrent l'influence de l'épaisseur de lame d'air sur le régime d'écoulement ; ce dernier peut être stationnaire stable ou instationnaire. Les valeurs du coefficient du transfert thermique ont été calculées pour tous les cas étudiés et une comparaison de l'écoulement avec et sans rayonnement a été faite.

Ce travail numérique a été poursuivi par une étude expérimentale sur des capteurs solaires thermiques. Ainsi pour réduire les pertes, des essais ont été réalisés en évaluant le comportement thermique du capteur sur une journée en fonction des conditions extérieures (ensoleillement, température...) et bien sûr du débit d'écoulement du fluide caloporteur. Les résultats obtenus montrent l'influence de l'épaisseur sur le rendement thermique et la nécessité de trouver une épaisseur optimale pour un meilleur rendement. De même l'introduction des obstacles a contribué aussi à améliorer le rendement du capteur.

**Mots clés :** capteur solaire, transfert thermique, convection, simulation numérique.

## **ABSTRACT**

This thesis aims to study the solar thermal collectors. Thus, we seek to understand the mechanisms of natural convective heat transfer in the air gap of a solar collector, in order to find an optimal design which allows adequate thermal control and energy performance. Part of this thesis is devoted to the numerical simulation using fluent, based on the development of natural convection model in an inclined parallelepiped air gap of solar collector. Fluent CFD software is based on the finite volume method.

The simulations were carried out to determine the velocity and temperature fields under the effect of the air gap thicknesses, the heat flux provided to the absorber and the presence of obstacles in the air gap. The results show the effect of the air gap thickness on the flow regime, which can be steady or unsteady. These simulations were performed with and without the coupling of convection-radiation in the air gap. Values of the coefficient of heat transfer

was calculated for different cases and a comparison for both cases with and without taking into account radiation was made.

The numerical study was followed by an experimental work based on the study of solar collector. To reduce heat losses, experiments were carried out to evaluate the thermal behavior of solar collector under external conditions (sunshine, temperature...etc) and the coolant flow rate for various gap air thicknesses. The results show the effect of the air gap thickness on the thermal performance and the importance of having an optimum thickness for better performance. Similarly, the introduction of barriers also contributes to improve the performance of the solar collector.

**Keywords:** Solar collector, heat transfer, convection, numerical simulation.

## ملخص

هذه الأطروحة تتمثل في دراسة المجسات الشمسية الحرارية. هكذا نريد أن نفهم آليات التدفق و الإنتقال الحراري الطبيعي و الداخلي في شفرة هوائية ثلاثية الأبعاد من أجل المراقبة الحرارية الملائمة و الأداء الطاقوي. جزء من هذه الأطروحة مخصص للمحاكاة العددية باستعمال برنامج CFD و المتمثلة في تطوير نموذج الإنتقال الحراري الطبيعي داخل شفرة هوائية متوازية المستطيلات و مائلة بزواوية ( $\alpha$ ). نفذت عملية المحاكاة لتحديد حقل الحرارة و السرعة تحت تأثير التغيير في سمك الشفرة الهوائية. أجريت هذه المحاكاة مع وبدون الإشعاع في سمك الشفرة الهوائي المستخدمة النتائج أظهرت تأثير سمك الشفرة الهوائية على نظام التدفق, هذا الأخير يمكن أن يكون مستقر أو غير مستقر. تم حساب قيم معامل الانتقال الحراري في كل الحالات مع إجراء مقارنة في حالة وجود و عدم وجود إشعاع . لقد أتبعنا المحاكاة العددية بدراسة تجريبية على مجسات شمسية حرارية لمدة يوم بالإعتماد على الظروف الخارجية ( شمس, حرارة,...) إضافة إلى تدفق سائل التبريد. النتائج بينت تأثير السمك على المردود الحراري و ضرورة إيجاد سمك ملائم من أجل مردود أفضل. وبالمثل، وإدخال الحواجز ساهم أيضا في تحسين أداء المجسات الشمسية.

**كلمات البحث:** تجميع الطاقة الشمسية، نقل الحرارة، الحمل الحراري، والمحاكاة العددية

