



République Algérienne Démocratique Et Populaire
Ministère De L'enseignement Supérieur
Et De La Recherche Scientifique
Université EL-HADJ LAKHDAR-BATNA-

MEMOIRE

Présenté à

LA FACULTE DES SCIENCES-DEPARTEMENT DE PHYSIQUE

Pour Obtenir Le Diplôme De
MAGISTERE EN PHYSIQUE
Option: Physique Energétique

Par

ABABSA Dalila

Thème

*Optimisation Du Rendement D'un Capteur Solaire
Par Minimisation Des Pertes Convectives*

Soutenue Devant Le Jury

- | | | |
|------------------|---------------------|------------|
| ○ Dr. A.SOUDANI | Prof. U.Batna | Président |
| ○ Dr. S. BOUGOUL | Prof. U.Batna | Rapporteur |
| ○ Dr. R. BESSAIH | Prof. U.Constantine | Examineur |
| ○ Dr. M. ZEROUAL | M.C.A. U.Batna | Examineur |

Année Universitaire: 2009/2010.





Remerciements

*A Monsieur le Professeur A. Soudani,
Professeur à l'université de Batna,
Qui nous a fait l'honneur d'accepter la présidence de jury
En témoignage de notre respect,
Sincères remerciements.*

*A Monsieur le Professeur S. Bougoul
Professeur à l'université de Batna,
Qui a accepté d'encadrer et de diriger ce travail
Pour ses conseils précieux, son aide et sa grande grande patience
mes vifs remerciements, ma sincère considération.*

*A Monsieur le Dr R. Bessaih
Professeur à l'université de Constantine,
Qui a accepté de juger ce travail et de faire partie de jury de notre travail.
En témoignage de notre respect,
Sincères remerciements.*

*A Monsieur le Dr M. Zeroual
Maître de Conférence à l'université de Batna,
Qui a accepté de participer au jury de cette thèse.
En témoignage de notre respect,
Sincères remerciements.*

*A Madame le Dr S. Djouimaa
Maître de Conférence à l'université de Batna,
Qui a accepté notre invitation
En témoignage de notre respect,
Sincères remerciements.*



Dédicace

*A mes chères parents.
Qui mon toujours soutenu dans mes études,
A mes frères Said, Abedallah, Ahmed, Ismail, Hamza, Houcine, et ma sœur Saloua.
Aux quelles je dédie cette thèse.*

*A tous mes enseignants chacun avec son nom
A tous mes collègues chacun avec son nom
A chaque personne qui m'a aider.*

Dalila. Ababsa



Table des matières



Table des matières

Nomenclature

<i>Introduction générale</i>	1
------------------------------	---

Chapitre I: Connaissances Générales et recherche bibliographique

I.1 Rappel historique	3
I.2 Energie solaire	4
I.3 Les composantes d'un système de conversion thermique	4
I.4 Définition et principe d'un capteur solaire plan	4
I.5 Les types d'un capteur solaire thermique	5
I.5.1 Les capteurs plans non vitrés à revêtement sélectif	5
I.5.2 Les capteurs plans vitrés	6
I.5.3 Les capteurs à tubes sous vide	7
I.6 Constituants d'un capteur solaire plan	8
I.6.1 Partie avant	8
I.6.2 Partie absorbante	8
I.6.3 Partie arrière	9
I.7 Les paramètres influant sur le fonctionnement d'un capteur solaire	9
I.7.1 Les paramètres internes	10
I.7.1.1 La vitre	10
I.7-1-2 L'absorbeur	10
I.7.1.3 Forme et diamètres des pipes	11
I.7.1.4 La circulation du fluide caloporteur	12
I.7.1.5 L'isolation	13
I.7.1.6 L'orientation et l'inclinaison du capteur	13



I.7.2 Les paramètres externes	14
I.7.2.1 Les obstacles	14
I.7.2.2 Rayonnement solaire	14
I.7.2.3 Température	14
I.7.2.4 Vitesse du vent	14
I.8 Pertes thermiques dans un capteur solaire	14
I.8.1 Pertes par convection	15
I.8.2 Pertes par conduction.	15
I.8.3 Pertes par rayonnement	15
I.9 Coefficient de transfert de chaleur entre l'absorbeur et la couverture	15
I.10 Coefficient de transfert de chaleur sur la couverture	16
I.11 Autres travaux de recherche réalisés dans ce domaine	17

Chapitre II: Formulation mathématique du problème

II.1 Description du domaine d'étude	28
II.2 Présentation du domaine d'étude	28
II.2.1 Cas bidimensionnel	28
II.2.2 Cas tridimensionnel	29
II.3 Equations générales	30
II.4 Hypothèses de simplification	31
II.5 Système d'équations décrivant le problème d'étude	32
II.5.1 Cas bidimensionnel	32
II.5.1.1 Cas horizontal	32
II.5.1.2 Cas incliné	33
II.5.2 Cas tridimensionnel	34
II.5.2.1 Cas horizontal	34
II.5.2.2 Cas incliné	35
II.6 Conditions aux limites	36
II.6.1 Conditions sur la vitesse	36
II.6.2 Conditions thermiques	36



II.6.3 Conditions de symétrie	37
II.6.3.1 Conditions thermiques	37
II.6.3.2 Conditions sur la vitesse	37
II.6.3.3 Procédé de calcul aux plans de symétrie	37
II.6.3.4 Présentation schématique des plans de symétrie	38

Chapitre III: Approche numérique

III.1 Rappel sur la méthode des volumes finis	40
III.1.1 Subdivision du domaine d'étude	40
III.1.2 L'équation de transport	41
III.1.3 Discrétisation de l'équation de transport	43
III.1.4 Equation de quantité de mouvement	46
III.1.4.1 Correction de pression et de vitesse	47
III.1.4.2 Equation de correction de pression	48
III.1.5 Algorithme SIMPLE	49
III.1.6 Convergence	49
III.2 Présentation du code FLUENT	50
III.3 Les différentes étapes de l'approche numérique	50

Chapitre IV: Etude de l'indépendance entre la résolution numérique et le phénomène physique

IV.1 Etude du maillage	52
IV.1.1 Qualité et la taille du maillage	52
IV.1.2 Le facteur de sous relaxation	62

Chapitre V: Présentation et interprétation des résultats

V.1 Propriétés thermophysiques des différentes composantes du capteur	65
V.1.1 Propriétés thermophysiques de l'air	65



V.1.2 Propriétés de La vitre	65
V.2 Facteurs intervenant dans le calcul numérique	66
V.2.1 Facteurs de sous relaxation	66
V.2.2 Couplage de vitesse pression	66
V.2.3 Schémas de discrétisation	66
V.2.4 Conditions de fonctionnement	66
V.3 Interprétation des résultats	67
V.3.1 Cas bidimensionnel	67
V.3.1.1 Capteur en position horizontale	67
V.3.1.2 Capteur en position inclinée	70
V.3.2 Cas tridimensionnel	72
V.3.3 L'influence de l'épaisseur de la lame d'air	77
<i>Conclusion générale</i>	82
<i>Bibliographie</i>	i
<i>Annexe</i>	



Nomenclature



Nomenclature

Lettres latines

<i>Symbole</i>	<i>Dénomination</i>	<i>Unités</i>
L	Longueur du domaine	m
l	Largeur du domaine	m
S	Surface	m^2
q	Flux de chaleur	W
V	Volume	m^3
ΔV	Volume élémentaire	m^3
e_a	Epaisseur de la lame d'air	m
e_v	Epaisseur de la vitre	m
P	Pression	Pa
T_a	Température ambiante	K
T_v	Température de la vitre	K
T_c	Température du ciel	K
u	Vitesse suivant x	$m.s^{-1}$
v	Vitesse suivant y	$m.s^{-1}$
w	Vitesse suivant z	$m.s^{-1}$
ρ_0	Masse volumique de référence	$kg.m^{-3}$
T_0	Température de référence	K
H	Facteur de forme	



Lettres grecques

<i>Symbole</i>	<i>Dénomination</i>	<i>Unités</i>
λ	Conductivité thermique	$W.m.K^{-1}$
ρ	Masse volumique	$kg.m^{-3}$
ν	Viscosité cinématique	$m^2.s^{-1}$
μ	Viscosité dynamique	$Kg.m^{-1}.s^{-1}$
ε	Emissivité	
β	Coefficient de dilatation	K^{-1}
h	Coefficient de convection	$W.m^2.K^{-1}$
g	Gravité	$m.s^{-2}$
C_p	Chaleur spécifique	$J.kg.K^{-1}$
a	Diffusivité thermique	$m^2.s^{-1}$

Nombres adimensionnels

<i>Symbole</i>	<i>Dénomination</i>	<i>Unités</i>
Nu	Nombre de Nusselt	Sans dimension
R_a	Nombre de Rayleigh	Sans dimension
P_r	Nombre de Prandtl	Sans dimension
G_r	Nombre de Grashoff	Sans dimension

Indice

<i>Symbole</i>	<i>Dénomination</i>
a	air
v	vitre
c	ciel



Introduction



Introduction générale

Au-dessus du siècle passé les combustibles fossiles ont fourni la majeure partie de nos besoins en énergie puisqu'ils sont beaucoup meilleurs et plus commodes que l'énergie des sources alternatives, et jusqu'à récemment leur pollution environnementale a été considérée peu.

En hiver de 1973, la décision de l'organisme de pétrole OPEC d'augmenter le prix du pétrole brut de 70%, en plus de la diminution des réserves de pétrole et du gaz, qui seraient proportionnées pour satisfaire la demande d'encore de 40 à 60 années et la pollution environnementale provoquée par les combustibles fossiles (à cause du développement du domaine industriel), une nouvelle direction pour la recherche scientifique a été créée et elle se dirige de plus en plus vers une meilleure exploitation des énergies renouvelables, qui présentent comme avantage leur propriété (peuvent être fournis sans aucune pollution), en plus qu'elles sont inépuisables.

Fondamentalement, toutes les formes des énergies du monde sont d'origine solaire, le pétrole, le charbon, le gaz naturel et le bois ont été à l'origine produites par des processus photosynthétiques. Le soleil peut être classé comme une source d'énergie très importante.

Cette énergie peut être exploitée dans plusieurs domaines tels que, le séchage des produits agricoles et du bois, distillation de l'eau de mer, climatisation des locaux, production de l'eau chaude, production de l'électricité, la réfrigération solaires,.....etc.

Toutes ces applications ne peuvent être réalisées qu'avec des dispositifs qui nous permettent de concentrer le rayonnement solaire qui arrive sur terre, tels que, les panneaux photovoltaïques, les capteurs solaires thermiques plans et/ou concentrateurs, les distillateurs solaires...etc.

Dans notre cas, nous sommes intéressés par le capteur thermique plan, qui est un système qui peut intercepter le rayonnement solaire pour le transformer en énergie calorifique utilisable directement ou après stockage.

Le rendement de ces dispositifs peut atteindre 80% (Ahmet Kurklu, et al (2002), H. M. Yeh, C. D. Ho (2008)) et décroît au-dessous de 23% (Ahmet Kurklu, et al (2002), Turhan Koyuncu (2006)). Ce rendement est influé par de nombreux facteurs comme l'allongement du capteur (Ho-Ming Yeh et Tong-Tshien Lin (1995), M. Augustus Leon, S. Kumar (2007)) sa géométrie (Suleyman Karsli (2007)), son inclinaison (O. Turgut, N. Onur (2008)), la sélectivité et la forme de l'absorbeur (Turhan Koyuncu (2006)), les matériaux isolants (A. Benkhelifa (1998), N.T.



Ahmad (2001)), les pertes a travers la tuyauterie (Marwa M. Hassan , Yvan Beliveau (2007)) et les pertes de la face avant du capteur (Donatien Njomo (1998), A. Benkhelifa (1998),S. Youcef-Ali (2005), Turhan Koyuncu (2006)).

Les pertes a travers la couverture sont les plus importantes, car les cotés et le dos du capteur peuvent être isolés (N.T. Ahmad (2001)), alors que la face avant doit être exposée au rayonnement solaire et à la température ambiante. Ces pertes peuvent être de l'absorbeur vers la couverture, de la couverture vers l'extérieur par l'intervention des trois types du transfert thermique, la conduction, la convection et le rayonnement.

Ces pertes sont l'objectif de notre étude dont le but est la minimisation de ces pertes qui présentent presque 80% de la totalité des pertes.

Ce travail est subdivisé en cinq chapitres :

Dans le premier chapitre une synthèse bibliographique sur les différents travaux réalisés dans ce domaine est développée.

Le domaine d'étude ainsi que les différentes équations qui gouvernent le phénomène à étudier sont présentées dans le deuxième chapitre.

Le troisième chapitre est consacré à l'exposition de notre approche numérique où la méthode des volumes finis est présentée ainsi que la façon d'utiliser le code de calcul Fluent.

Le quatrième chapitre donne une étude de l'indépendance entre la résolution numérique et le phénomène physique.

Les résultats obtenus par le code FLUENT (version 6.2) sont présentés et interprétés dans le dernier chapitre.

En fin dans la conclusion, on donne un résumé de l'essentiel des résultats obtenus ainsi que les perspectives.



Chapitre I :

Connaissances générales et recherche bibliographique



Connaissances générales et recherche bibliographique

1.1. Rappel historique

Depuis la préhistoire, le soleil a séché la nourriture de l'homme, il a également évaporé l'eau de la mer pour rapporter du sel. Depuis que l'homme a commencé à raisonner, il a identifié le soleil comme puissance motrice derrière chaque phénomène naturel, c'est pour quoi plusieurs des tribus préhistoriques ont considéré le soleil comme dieu.

L'idée d'utiliser les collecteurs à énergie solaire est enregistrée depuis des temps préhistoriques où aux 212 avant JUSUS CHRIST, Archimède a conçu une méthode pour brûler la flotte romaine à l'aide des miroirs métalliques.

Pendant le 18^{ème} siècle, des fours solaires capables de fondre le fer, le cuivre et d'autres métaux étaient construits. Un four conçu par le scientifique français Antoine Lavoisier, atteint la température remarquable de 1750 °C.

Pendant le 19^{ème} siècle des tentatives ont été faites afin de convertir l'énergie solaire en d'autres formes basées sur la génération de la vapeur à basse pression pour actionner des machines à vapeur. En 1875, Mouchot a fait une avance notable dans la conception de capteur solaire en faisant un réflecteur sous forme de cône court.

En 1901, A.G. Eneas a installé un collecteur de focalisation de diamètre 10 m qui a permis d'actionner un appareillage de pompage de l'eau d'une ferme de Californie.

Pendant les 50 dernières années beaucoup de constructions ont été conçues en utilisant les collecteurs solaires afin de chauffer le fluide de fonctionnement qui actionne l'équipement mécanique.

La fabrication des chauffe-eau solaires a commencé à partir des années 50. Leur industrie a augmenté très rapidement dans beaucoup des pays du monde.

Le manque de l'eau était toujours un problème de l'humanité, par conséquent parmi les premières tentatives est d'utiliser l'énergie solaire pour le dessalement de l'eau de mer.

La distillation solaire a été dans la pratique pendant longtemps, l'utilisation des concentrateurs solaires dans la distillation solaire a été rapportée par Pasteur (1928) qui a employé un concentrateur pour focaliser les rayons solaires sur une chaudière de cuivre contenant de l'eau.



1.2. Energie solaire

L'énergie solaire est l'énergie que dégage le soleil sous forme de rayonnement, direct ou diffus. Sur terre l'énergie solaire est à l'origine du cycle de l'eau et du vent, le règne végétal dont dépend le règne animal, l'utilise également en la transformant en énergie chimique par la photosynthèse. Grâce aux diverses exécutions, elle peut être transformée en une autre forme d'énergie utile pour l'activité humaine, notamment en chaleur, en électricité ou en biomasse. Par extension, l'expression « énergie solaire » est souvent employée pour désigner l'électricité ou l'énergie thermique obtenues à partir du rayonnement solaire.

1.3 Les composantes d'un système de conversion thermique

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

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

1.4. Définition et principe d'un capteur solaire plan

Le capteur solaire plan est tout système exposé au rayonnement solaire afin de le capter et de le transformer en énergie thermique.

Ce système de captage a pour base l'effet de serre où le rayonnement est capté dans le domaine du visible et du proche infrarouge (longueurs d'ondes comprises entre 0.3 et 3 μm), il traverse la vitre et il est piégé à l'intérieur où il est capté par la surface absorbante.

L'absorbeur émet du rayonnement thermique dans un domaine de l'infrarouge éloigné du visible (entre 4 et 30 μm). Ce rayonnement est totalement arrêté par la paroi du verre qui s'échauffe et rayonne par moitié vers la surface absorbante et par moitié vers l'extérieur. Le fluide qui circule sous cette paroi récupère par convection une partie de cette énergie absorbée et subit une élévation de température à la traversée du capteur.

1.5. Les types d'un capteur solaire thermique

1.5.1. Les capteurs plans non vitrés à revêtement sélectif



«

Figure (I.1) : Les capteurs solaires non vitrés à revêtement sélectif (Site web).

Sont des capteurs simples adaptés aux basses températures et peu sensibles à l'angle d'incidence du rayonnement, ils peuvent être utilisés pour le chauffage des piscines et le chauffage de l'eau chaude sanitaire. Leur principe de fonctionnement est présenté sur la figure (I.2).

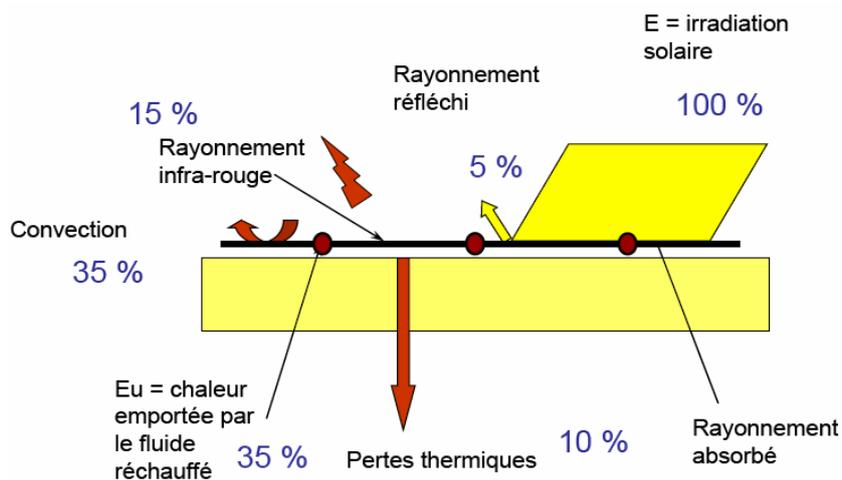


Figure (I.2) : Principe de fonctionnement des capteurs solaires non vitrés à revêtement sélectif (Site web).

1.5.2. Les capteurs plans vitrés

Ce type de capteurs (figure I.3) peut être intégré dans l'architecture des bâtiments, ses températures de fonctionnement correspondent aux températures de production de chauffage et d'eau chaude sanitaire lorsque les besoins sont plus importants (hôtellerie par exemple), la figure (I.4) montre le principe de fonctionnement de ce type.

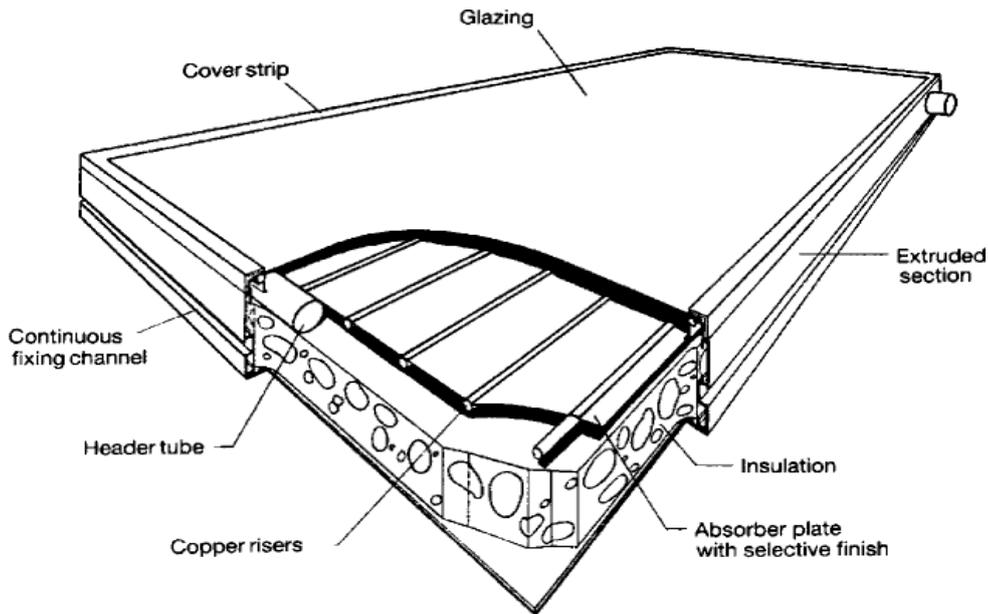


Figure (I.3) : Les capteurs plans vitrés (Soteris A. Kalogirou (2004)).

«

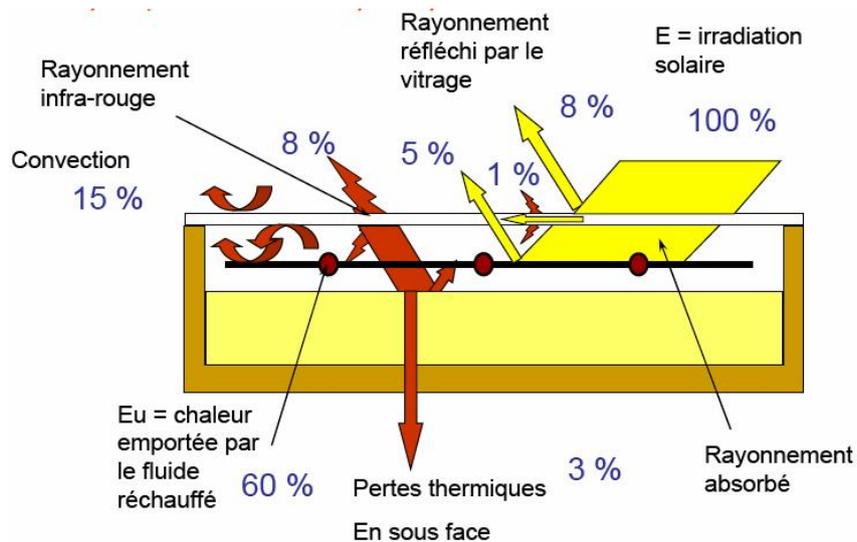


Figure (I.4) : Principe de fonctionnement des capteurs plans vitrés (Site web).

1.5.3. Les capteurs à tubes sous vide

Le capteur à tubes sous vide présenté dans la figure (I.5) avec son principe de fonctionnement dans la figure (I.6), permet de satisfaire aux applications nécessitant des niveaux de températures plus importants. Il se trouve dans des applications industrielles, mais pour le chauffage et la production d'eau chaude sanitaire, il se trouve aussi dans l'habitat individuel et collectif.

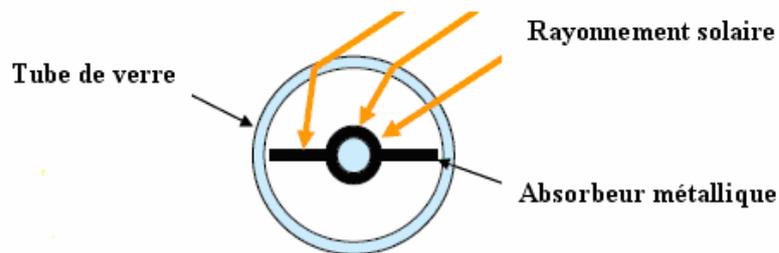


Figure (I.5) : Les capteurs à tube sous vide (Site web).

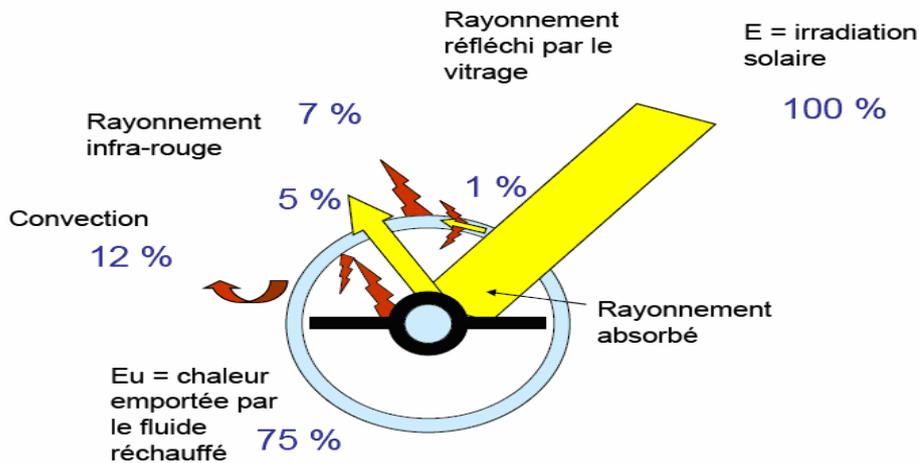


Figure (I.6) : Principe de fonctionnement des capteurs à tubes sous vide (Site web).



1.6. Constituants d'un capteur solaire plan

Le capteur plan est une boîte constituée de trois parties principales :

1.6.1 Partie avant

C'est la couverture transparente constituée du verre ou du plastique et qui peut être simple, doublée ou triplée. Cette couverture doit assurer trois fonctions essentielles :

- ✓ Recevoir le maximum du rayonnement incident sans réflexion ni diffusion importante.
- ✓ Transmettre la plus part du rayonnement reçu.
- ✓ S'opposer aux déperditions thermiques par convection et rayonnement.

1.6.2 Partie absorbante

C'est au niveau de laquelle s'effectue la conversion thermique, et qui doit assurer les fonctions suivantes :

- ✓ Absorber la plus grande partie du rayonnement incident.
- ✓ Transmettre la chaleur produite par cette absorption vers le fluide caloporteur.
- ✓ N'accepter que le minimum d'échanges thermiques vers l'extérieur pour rendre efficace cette partie.

1.6.3 Partie arrière

Elle est généralement constituée d'une couche isolante, qui diminue les pertes par convection et ralentit ainsi le refroidissement de la face opposée au rayonnement solaire. Le choix du matériau à utiliser dépend de :

- ✓ Sa résistance aux températures de fonctionnement.
- ✓ La permanence de ces caractéristiques dans le temps (conductivité thermique).
- ✓ La résistance aux chocs, à l'humidité, au feu, à l'eau de pluie....etc.

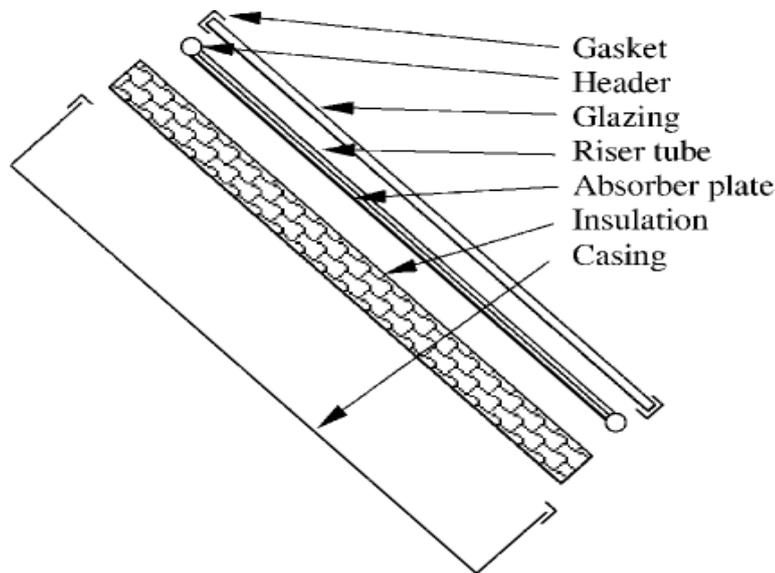


Figure (I.7) : Schéma éclaté d'un capteur solaire plan Soteris A. Kalogirou (2004).

1.7 Les paramètres influant sur le fonctionnement d'un capteur solaire

L'efficacité thermique du capteur solaire dépend fortement du matériel, de la forme, des dimensions, de la disposition du capteur et des conditions environnantes. Tous ces facteurs peuvent être classés en deux catégories principales :

1.7.1 Les paramètres internes

1.7.1.1. La vitre

La plus part des capteurs solaires couverts utilisés sont à couverture simple, à double ou triple. S.Youcef-Ali (2005) a montré dans une étude expérimentale que la couverture triple donne des performances plus importantes que celle à double vitre grâce à la minimisation des pertes vers l'extérieur. Turhan. Koyuncu (2006), a aussi étudié expérimentalement l'influence du nombre de couvertures et il a trouvé que ce facteur influe fortement sur l'efficacité du capteur.

Le verre est tout a fait intéressant comme couverture pour les dispositifs solaires, puisque il absorbe presque tout le rayonnement infrarouge réémis par l'absorbeur ayant pour résultats une amélioration de l'efficacité thermique du capteur. Mais son utilisation possède aussi des inconvénients qui sont, son coût élevé et sa fragilité pendant le transport et en service, c'est la raison pour laquelle, pendant plusieurs années des couvertures en plastique transparent ont été appliquées largement pour construire des capteurs solaires de coût modéré et rigides. Dans ce

cadre, Donation Njomo (1998) a souligné d'après une étude numérique, qu'un capteur avec double couverture de matière différente (ici la couverture extérieure est en plexiglas et celle intérieure est en verre) a des performances meilleures qu'un capteur à deux vitres de même matière.

1.7.1.2. L'absorbeur

L'augmentation de la surface du capteur accroît le taux du rayonnement solaire intercepté et la surface de contact entre l'absorbeur et le fluide caloporteur (augmentation de la surface d'échange), mais aussi elle augmente le coefficient des pertes thermiques entre la couverture et l'extérieur (Ho-Mig Yeh et Tong-Tshien Lin (1995)).

L'allongement du capteur solaire influe fortement sur son efficacité (Suleyman Karsali (2007), M. Augustus Leon et S. Kumer (2007)).

De ce fait, des chercheurs ont proposé d'augmenter le transfert thermique entre l'absorbeur et le fluide caloporteur (sans toucher les dimensions du capteur) par l'ajout des obstacles (ailettes) (Figure (I.9)) jointes à la face inférieure de l'absorbeur (N. Moumami et al (2004), A. Abene et al (2004), S. youcef-Ali (2005), A. Ucar et M. Inalli (2006), Hikmet Esen (2008), Ho-Ming yeh et Chii-Dong Ho (2009)), selon ces auteurs, les obstacles peuvent augmenter la surface d'échange, réduire les zones mortes et créer la turbulence.

A. Abene et al (2004), ont montré que la forme, les dimensions, l'orientation et la disposition de ces obstacles influent considérablement sur l'efficacité du capteur (comme souligné par K. R. Ahrwal et B. K Gandhi (2008)).

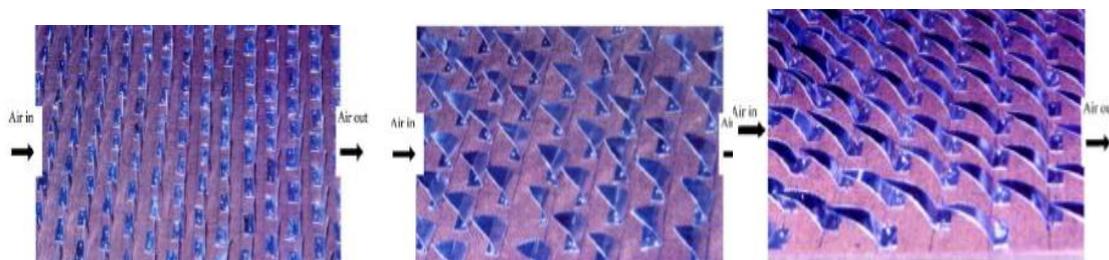


Figure (I.8) : différentes formes des ailettes ajoutées à l'absorbeur pour améliorer l'efficacité de l'absorbeur (A. Abene et al (2004)).

1.7.1.3 Forme et diamètres des pipes

Un autre facteur influe aussi sur l'efficacité du capteur, c'est bien, la tuyauterie, qui est généralement soudée à la partie inférieure de l'absorbeur et des fois fait partie de l'absorbeur, sa forme diffère d'un capteur à un autre.

Parmi ces différentes formes, la forme sinusoïdale est la plus efficace, puisque elle offre la plus grande surface d'échange et réduit les zones mortes. Comme il est montré par Marwa. M. Hassan et Yvan Beliveau (2007), le diamètre des pipes le plus efficace est de l'ordre de 6.35 mm.

Pour les réchauffeurs solaires à doubles passes et dans le but d'améliorer leurs efficacités, K. Sopian et al (1999) ont proposé d'ajouter un milieu poreux au canal inférieur (voir le schéma ci-dessous) ce qui augmente le secteur de transfert thermique d'où l'élévation de la température de sortie et par conséquent un rendement de 60-70%, c'est à dire 20-70% plus haut qu'un capteur sans milieu poreux, même Paisarus Naphon (2005) a montré que les milieux poreux donnent une efficacité 25.9% plus élevée et que leur conductivité thermique a un effet significatif sur le rendement des capteurs solaires à air.

Plus tard, K. Sopian et al (2009) ont souligné que ces milieux peuvent conduire à un rendement plus élevé que celui d'un capteur simple, et peuvent augmenter son efficacité pour arriver à l'environ de 60-70%.

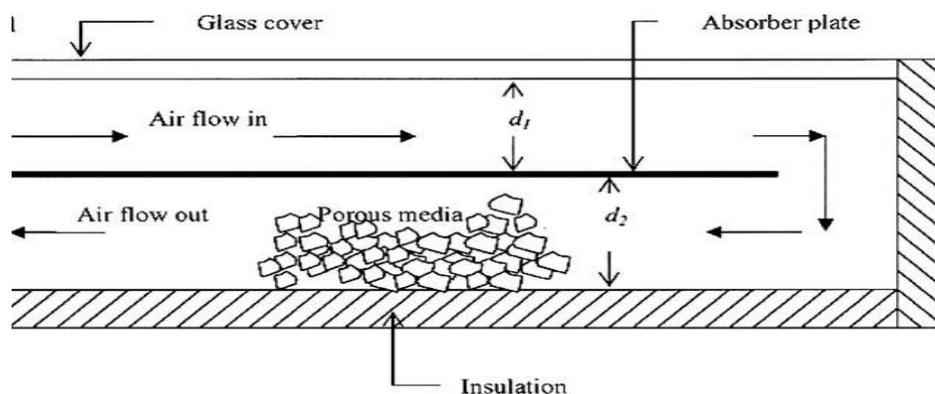


Figure (I.9) : Les milieux poreux dans le deuxième canal d'un capteur a double passes (K Sopian et al (2009)).



1.7.1.4 La circulation du fluide caloporteur

Selon M. N. Bargach et al (2004), C. D. Ho et al (2005), l'augmentation de la circulation du fluide caloporteur augmente la puissance du capteur solaire.

De même M. Augustus Leon et S. Kumar (2007) ont montré que le débit d'air a l'effet le plus fort sur l'efficacité d'échanges thermiques et par conséquent sur le rendement.

D'après le travail expérimental et numérique de Marwa. M. Hassan et Yvan Beliveau (2007), la diminution du débit massique augmente la température du fluide et décroît les gains globaux de la chaleur, au dessus d'un débit de $0.06 \text{ m}^3/\text{h}$, la température du fluide n'augmente plus.

La façon de passage de l'air a une influence considérable sur l'efficacité du capteur solaire. Plusieurs travaux ont été faits dans le but de vérifier la faisabilité d'augmenter le nombre de passage de l'air d'une seule passe à un double passes et même a multi passes (K. Sopian et al (1999), C. D. Ho et al (2005), K Sopian et al (2009), Ho. C. D et al (2009)).

La réutilisation (recyclage) de l'air accroît la vitesse du fluide ce qui peut améliorer l'efficacité du capteur plus de 80% comme a été souligné par H. M. Yeh et C. D. Ho (2008) et Ho. C. D et al (2009) qui ont montré théoriquement et expérimentalement que l'élévation du débit de l'air recyclé augmente l'efficacité, et la dissipation d'énergie se produit aussi.

1.7.1.5 L'isolation

Les pertes de chaleur principales du capteur sont de la couverture, puisque les cotées et le dos peuvent être isolés, alors que la face avant doit être exposée au rayonnement solaire et à la température ambiante. C'est pour cela l'air est utilisé fréquemment comme une isolation contre les pertes de chaleur conductives et convectives de l'absorbeur vers la vitre.

Selon N. T. Ahmed (2001), on peut réduire ces pertes en utilisant de l'isolation transparente (ici un film de bulles d'air). Aussi Fayza Benyelles et al (2007) ont montré qu'on peut utiliser l'aérogel (matériau poreux de faible conductivité thermique) comme un superbe isolant de la face avant du capteur solaire plan.

1.7.1.6 L'orientation et l'inclinaison du capteur

L'influence de l'orientation d'un capteur et de son inclinaison avec l'horizontal est due au fait que ces deux dernières changent le rayonnement solaire atteignant la surface du capteur.

La meilleure orientation du capteur solaire est de l'orienter directement au sud (Huseyin Gunerhan et Arif Hepbasli (2007)).



L'angle optimum d'inclinaison est appliqué à une variété de systèmes, tels que, les capteurs plans ou paraboliques, les panneaux photovoltaïques, maisons solaires et serres installées dans une position fixe. Cet angle joue un rôle important en augmentant la collection d'énergie par les capteurs solaires. O. Turgut et N. Onur (2008) ont tiré de leur études expérimentale et numérique tridimensionnelle que, le Nusselt sur la surface des capteurs dépend faiblement de l'angle d'attaque et lorsque ce dernier diminue le taux de transfert thermique augmente.

1.7.2 Paramètres externes

1.7.2.1 Obstacles

Il s'agit avant tout des constructions et de la végétation, leur position dans la trajectoire solaire peut créer sur les surfaces captatrices une ombre nuisible au bon fonctionnement de l'installation (Charles (1981)).

1.7.2.2 Rayonnement solaire

Selon F. Moukhtari et D. Semmar (1999), l'efficacité du capteur solaire est influée considérablement par le rayonnement solaire, et l'élévation de la température varie presque linéairement avec le rayonnement solaire incident (Suleyman Karsil (2007)).

1.7.2.3 Température

La température de l'environnement influe fortement sur le fonctionnement du capteur solaire. Runsheng Tang et al (2008) ont montré dans une étude expérimentale que les capteurs peuvent être endommagés par le gel pendant la nuit couverte.

1.7.2.4 Vitesse du vent

La vitesse du vent apparaît dans le coefficient de convection entre la vitre et l'extérieur qui agit sur la valeur des pertes, c'est pourquoi la connaissance des données météorologiques est importante. Lorsque le coefficient de transfert thermique dû au vent est à son maximum (pour une longueur de 1m d'absorbeur noir installé horizontalement) la réduction maximum de l'efficacité s'avère au plus bas niveau comme souligné par Rajendra Karwa et al (2007).



1.8 Pertes thermiques dans un capteur solaire

Les pertes thermiques au niveau du capteur solaire peuvent avoir lieu par l'intervention des trois modes de transfert thermique: convection, conduction et rayonnement.

1.8.1 Pertes par convection

Ce mode de transfert intervient généralement entre la couverture et le milieu extérieur, l'absorbeur et la lame d'air, la lame d'air et la couverture.

Selon A. BenKhelifa (1998), le coefficient de pertes thermiques augmente avec l'augmentation de l'émissivité de l'absorbeur, sa température, et le coefficient d'échange convectif avec l'air ambiant, alors qu'il diminue avec l'accroissement de la distance entre l'absorbeur et la vitre. Les obstacles soudés à l'absorbeur peuvent réduire les pertes par l'avant en diminuant la température de l'absorbeur, comme a été montrée par S. Youcef-Ali (2005).

Ali M. El-Nashar (2006) a trouvé dans son travail expérimental que l'effet de la perte au niveau de la tuyauterie sur l'efficacité du capteur est faible dans les périodes de midi et grande dans les périodes du matin et après midi.

1.8.2 Pertes par conduction

Les pertes par conduction peuvent avoir lieu entre l'absorbeur et la vitre lorsque ces derniers se trouvent sur une très faible distance, comme elles existent au niveau de l'isolation de la partie arrière et latérale du capteur.

1.8.3 Pertes par rayonnement

Les matériaux utilisés comme couvertures laissent passer le rayonnement solaire incident mais ils sont opaques au rayonnement infrarouge réémis par l'absorbeur porté à la température de 35 à 100 °C (c'est l'effet de serre), la face interne de la couverture absorbe ce rayonnement infrarouge, puis elle subit une augmentation de température et rayonne à son tour moitié vers l'extérieur et moitié vers l'absorbeur. Donc, les pertes par rayonnement sont diminuées de moitié. Il serait possible de réduire encore ces pertes en mettant plusieurs couvertures.



1.9 Coefficient de transfert de chaleur entre l'absorbeur et la couverture

Pour calculer ce coefficient, plusieurs corrélations ont été proposées, mais la plus utilisée dans la littérature est celle recommandée par Hollands et al (1976) (K. S. ONG (1995) et A. Benkhelifa (1998)), cette corrélation donne le nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh et de l'angle d'inclinaison du capteur (pour un angle d'inclinaison qui varie entre 0^0 et 75^0) comme suit :

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

$$Ra = \frac{\beta g (T_H - T_C) L^3 Pr}{\nu^2} \quad (I.2)$$

$$h = \frac{\overline{Nu} k}{L} \quad (I.3)$$

La même corrélation est proposée par R. R. Avezov et autres (2007) mais avec un angle qui varie entre 20^0 et 60^0 .

1.10 Coefficient de transfert de chaleur sur la couverture

Selon K. S. ONG (1995), ce coefficient peut être calculé à partir de nombreuses corrélations existantes dans la littérature telles que :

Mac Adams (1954):

$$h_w = 5.7 + 3.8V \quad (I.4)$$

Watmuff et al. (1977):

$$h_w = 2.8 + 3.3V \quad (I.5)$$

Sparrow et al. (1979):

$$Nu_w = 0.0158 Re^{0.8} \quad (I.6)$$

Selon Ernani Sartori (2006), Watmuff et al. (1977) ont suggéré que la première corrélation inclue l'effet du rayonnement, c'est pour cela il ont proposé la relation:

$$h_c = 2.8 + 3.0V \tag{I.7}$$

Et Lunde (1980) a présenté la corrélation :

$$h_c = 4.5 + 2.9V \tag{I.8}$$

I.11 Autres travaux de recherche réalisés dans ce domaine

S. Youcef-Ali (2005) a étudié expérimentalement un capteur solaire, auquel il a ajouté des plaques rectangulaires minces orientées parallèlement à l'écoulement et soudées à la face inférieure de l'absorbeur (comme montré sur le schéma ci-dessous).

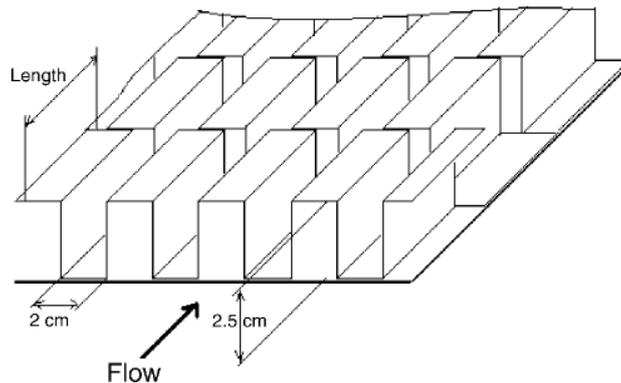


Figure (I.10) : Plaques rectangulaires minces orientées parallèlement à l'écoulement et soudées à la face inférieure de l'absorbeur (S. Youcef-Ali (2005)).

Dans le même travail, il a comparé expérimentalement le cas d'un capteur à doubles couvertures à celui à triples couvertures.

Il a montré que les plaques ajoutées augmentent le transfert thermique entre l'absorbeur et l'air ce qui réduit ses pertes vers l'extérieur, et par conséquent un rendement supérieur à celui d'un capteur avec un absorbeur plat et simple grâce à l'obtention des quantités de chaleur plus élevées. D'autre part il a montré que la couverture triple donne des performances plus importantes que celles doubles, qui sont dues à la minimisation des pertes vers l'extérieur.

Dans un autre travail, S. Youcef-Ali et J.Y. Desmons (2006) ont développé un modèle mathématique qui utilise une équation globale du rayonnement global incident sur tout le capteur. Ce modèle permet de déterminer les performances thermiques d'un tel capteur et la température de toutes ses composantes et celle de l'air, les résultats obtenus par ce modèle ont été en bon accord avec les résultats expérimentaux.

Dans le but d'améliorer l'efficacité d'un capteur solaire à air, N. Moumni et al (2004) ont créé un écoulement turbulent entre l'absorbeur et la plaque arrière par l'utilisation des obstacles rectangulaires perpendiculaires à l'écoulement, et qui permettent de réduire les zones mortes.

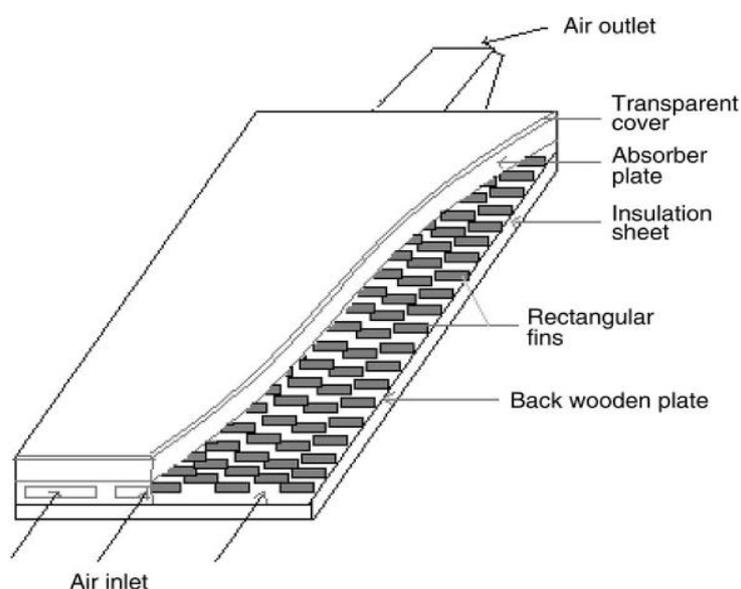


Figure (I.11) : Schéma représentatif des obstacles rectangulaires perpendiculaires à l'écoulement (N. Moumni et al (2004)).

D'une comparaison de ce type de capteurs avec un autre sans plaques, utilisant deux types d'absorbeurs, sélectif et non sélectif, ils ont trouvé que la sélectivité de l'absorbeur ne présente pas une amélioration remarquable en présence des plaques rectangulaires, comme ils ont donné une approche approximative du coefficient du transfert convectif dans le canal d'air, qui tient compte de la géométrie de l'absorbeur et de la nature d'écoulement.

Marwa M. Hassan, Yvan Beliveau (2007) ont inventé un nouveau capteur solaire intégré au toit (figure I.12).

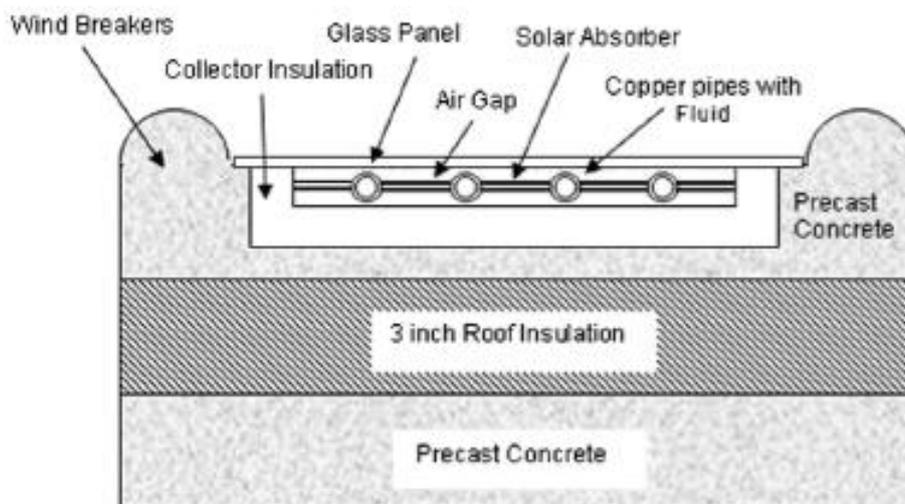


Figure (I.12) : Une coupe transversale qui représente un nouveau capteur solaire intégré au toit (Marwa M. Hassan, Yvan Beliveau (2007)).

Dans le but d'évaluer les performances thermiques de ce capteur, ils ont développé des modèles d'éléments finis tridimensionnels dans lesquels les modes de transfert thermiques couplés, la conduction, la convection forcée et le rayonnement de grandes longueurs d'onde, étaient considérés. Avec les résultats de ces modèles, ils ont montré que, le capteur étudié a des gains extrêmes pendant l'été, et des pertes considérables en hiver et que les pertes ont lieu au dessous d'une intensité solaire de 150 W/m^2 (le fonctionnement doit être arrêté au dessous de cette valeur). La température maximale de ce panneau pendant l'été était $111 \text{ }^\circ\text{C}$ et en hiver $59 \text{ }^\circ\text{C}$. La diminution du débit massique augmente la température du liquide mais décroît les gains globaux de la chaleur. Au dessus d'un débit de $0.06 \text{ m}^3/\text{h}$, la température du liquide n'augmente plus (le débit obtenu pendant l'hiver était $0.0005\text{-}0.005 \text{ m}^3/\text{h}$ et $0.1 \text{ m}^3/\text{h}$ pendant l'été, et le diamètre des pipes le plus efficace est de l'ordre de 6.35 mm).

Dans une étude expérimentale, N. Nijegorodov et al (1996) ont présenté une méthode graphique (figure (I.13) présente le schéma de l'installation expérimentale pour les mesures graphiques)

pour mesurer les efficacités moyennes et instationnaires d'un concentrateur et d'un capteur plan. Comme ils ont obtenu le coefficient global des pertes de chaleur et les facteurs de pertes optiques pour les deux systèmes. Dans cette méthode s'il est possible de mesurer le rayonnement; les facteurs des pertes optiques peuvent être mesurés à partir des graphiques.

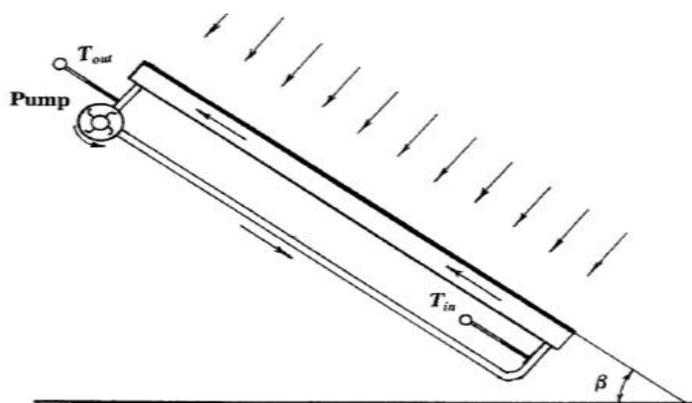


Figure (I.13) : Le schéma de l'installation expérimentale pour la mesure graphique (N. Nijegorodov, et al (1996)).

A la fin de ce travail, ils ont trouvé que les résultats obtenus par cette méthode étaient d'une exactitude de 5 %, et l'efficacité moyenne peut être obtenue à partir des graphiques, et que cette méthode peut être utilisée pour une comparaison rapide entre l'efficacité des différents capteurs/concentrateurs.

Une étude expérimentale faite par N.T. Ahmad (2001) a comme but la minimisation des pertes de chaleur convective vers l'environnement d'un capteur utilisé dans le chauffage des serres (figure (I.14)).

Le capteur étudié est de forme cylindrique, d'une couverture simple de longueur de 5 m et de diamètre de 0.36 m. La moitié de ce capteur reste avec une couverture simple et l'autre est emballé en plastique (avec des bulles d'air), la partie inférieure de ce collecteur (30 % de la superficie) est couverte avec une bande intérieure noire, la section d'admission était orientée vers le vent pour avoir une circulation maximale de l'air à l'intérieur du capteur.

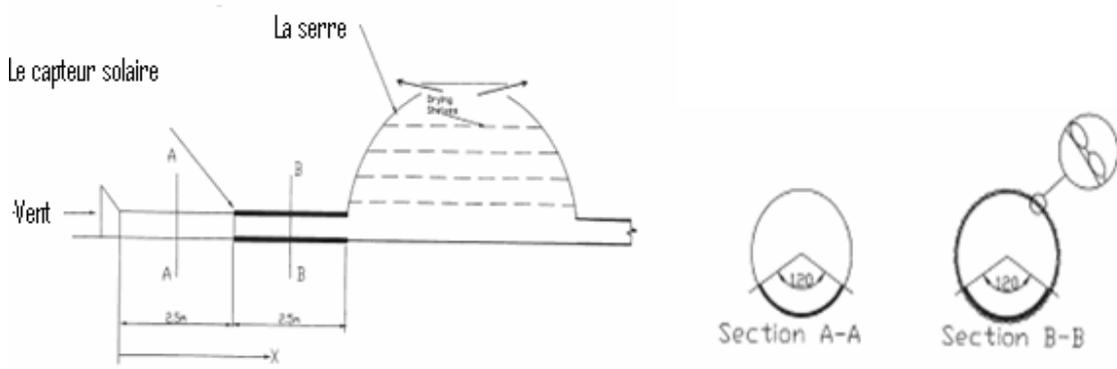


Figure (I.14) : Schéma du système (N.T. Ahmad (2001)).

Le résultat de cette étude était un gain considérable dans la température de l'air avec une différence de température qui tend vers 10 °C.

Ce travail a montré que l'isolation transparente (ici film de bulles d'air) améliore les performances des capteurs, ce qui permet à l'auteur de conseiller d'utiliser cette isolation pour couvrir tout le capteur ou au moins sa partie inférieure, comme il a été fait dans ce travail.

Dans le but de réduire les pertes thermiques par la face avant du capteur, Fayza Ben Yelles et al (2007) ont proposé une nouvelle conception qui utilise l'aérogel de silice (matériaux poreux de faible conductivité thermique) comme un isolant placé au dessus de l'absorbeur.

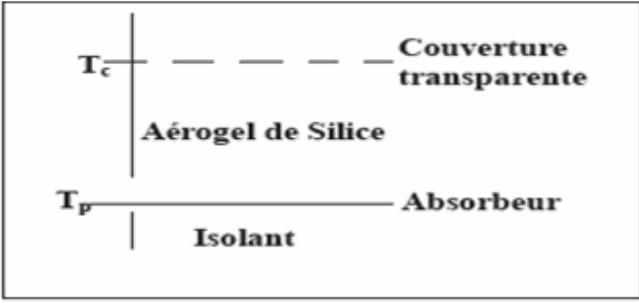


Figure (I.15) : Conception des capteurs à aérogel de silice (Fayza Ben Yelles et al (2007)).

Ce nouveau capteur a été comparé avec d'autres capteurs plans, de simple ou double vitrage, avec ou sans absorbeur sélectif. Le coefficient de pertes par conduction et par rayonnement a travers



l'isolant (en tenant compte des paramètres optiques du matériaux) et le coefficient de pertes globales du nouveau dispositif ont été estimés. A partir de la comparaison faite, ils ont conclu que l'aérogel est un super isolant transparent de la face avant du capteur solaire plan.

M.N. Bargach et al (2004), ont fait une étude expérimentale comparative entre deux systèmes de chauffage, utilisés pour la climatisation des serres.

- Le premier système est basé sur le stockage de l'énergie solaire, par la circulation de l'eau dans des collecteurs solaires plans, placés près de la serre chaude couverte en polyéthylène.
- Le second système est basé sur l'absorption sélective de l'énergie solaire par un fluide de transfert thermique (ici bleu de méthylène), circulant dans un capteur alvéolaire plan fait de polyéthylène transparent et placé dans la serre chaude couverte en verre (Les expériences ont été faites simultanément).

Dans cette étude les auteurs ont conclu que: L'augmentation de la puissance de ces capteurs peut être réalisée par l'augmentation de la circulation du fluide caloporteur. Le premier système améliore le rendement de 49 %, son installation est facile et son utilisation pour chauffer une serre de vraies grandeurs a été déjà examinée avec le succès et le deuxième système améliore le rendement de 40 %.

De la comparaison, ils ont constaté et ils ont affirmé que, pour les régions du climat modéré, il est intéressant d'utiliser le premier système, mais le second peut être employé dans les régions où le climat est plus rugueux.

O. Turgut, N. Onur (2008) ont présentés une étude expérimentale et numérique tridimensionnelle qui a été faite dans le but de déterminer les coefficients thermiques moyens pour une convection forcée au dessus de la surface d'un capteur solaire rectangulaire pour une gamme du nombre de Reynolds qui varie entre 18469 et 96450. Les simulations numériques ont été obtenues par le code (Fluent 6.3). L'étude expérimentale a été effectuée par l'utilisation des transferts de chaleur et de masse. Les coefficients de transfert de masse ont été convertis en coefficients de transfert thermique par une analogie entre ces deux processus. La comparaison entre les deux types de résultats est acceptable. Dans cette étude, des nouvelles corrélations ont été présentées pour le nombre de Nusselt avec une erreur de 12 %.

De ce travail, ils ont montré aussi que le coefficient de transfert thermique obtenu par l'équation $h = 5.7 + 3.8V$, plus généralement utilisée (pour calculer ce coefficient et les pertes de chaleur, reliées au vent, de l'extrados d'un capteur solaire) n'est pas adéquat pour le calcul des pertes de chaleur.

K. Sopian et al (1999) avaient présenté une étude expérimentale du rendement thermique d'un capteur solaire à doubles passes sans et avec un milieu poreux dans le deuxième canal (figure (I.16)).

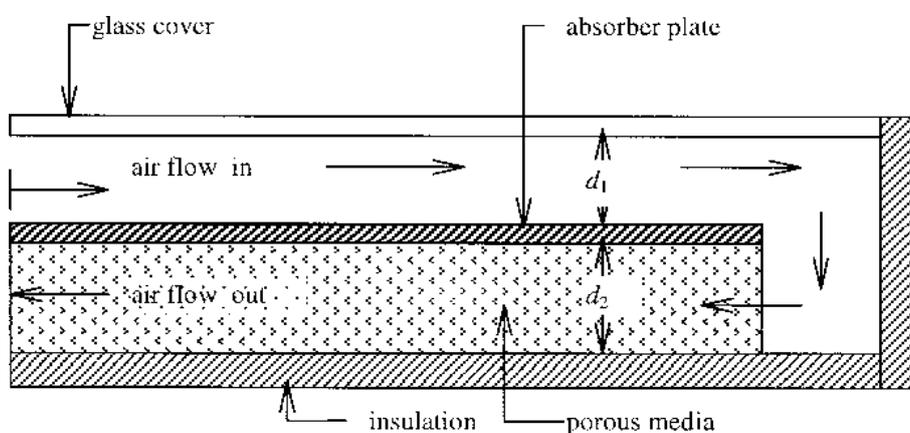


Figure (I.16) : Le schéma d'un capteur solaire thermique à double passes avec des milieux poreux dans le deuxième canal (K. Sopian et al (1999)).

Ils ont étudié l'effet du changement de la profondeur supérieure et inférieure du canal avec et sans milieu poreux sur le rendement thermique, en plus des effets du débit d'air, du rayonnement et de l'élévation de la température.

Dans ce travail, ils ont constaté que la présence du milieu poreux augmente le secteur de transfert thermique d'où l'augmentation de la température de sortie et par conséquent le rendement thermique des systèmes, et que le capteur solaire à double passes a des performances thermiques plus élevées que celles à passe simple. Le rendement thermique d'un capteur solaire à double passes avec un milieu poreux est environ 60-70 %, c'est-à-dire 20-70 % plus haut que le capteur sans milieu poreux.

Les résultats ont indiqué que ce type de collecteur peut être employé pour une grande variété d'applications, telles que le séchage solaire des produits agricoles.

Ahmet Kürklü et al (2002) ont étudié un nouveau type de capteur solaire. Ce capteur se compose de deux sections voisines, l'une remplie de l'eau et l'autre d'un matériau de changement de phase avec une gamme de fusion et solidification d'environ 45-50 °C (ici solide de paraffine).

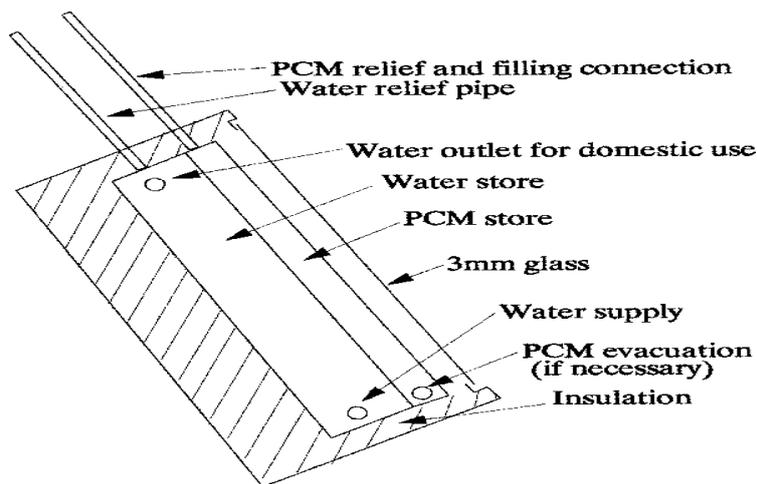


Figure (I.17) : Le schéma du capteur solaire thermique menu d'un matériaux de changement de phase **Ahmet Kürklü et al (2002)**.

Le matériau de changement de phase fonctionne comme matériau de stockage d'énergie pour la stabilisation, théoriquement de la température de l'eau, et comme isolant du à sa basse valeur de conductivité thermique.

Dans ce travail, les auteurs ont constaté que le rendement thermique du capteur est tout à fait satisfaisant, puisque les résultats de l'étude ont montré que la température de l'eau a excédé 55 °C pendant un jour typique de rayonnement solaire élevé, et elle a été gardée en plus de 30 °C pendant toute la nuit.

Si le capteur est couvert avec une couverture isolante à un moment où la température de l'eau était à son maximum, la température sera gardée au dessus de 36 °C pendant toute la nuit. Les valeurs thermiques instantanées d'efficacité étaient entre environ 22% et 80%.

Dans une étude expérimentale, six différents types de capteurs solaires plats utilisés dans le séchage des récoltes, ont été conçu, fabriqués et analysés par Turhan Koyuncu (2006) dans le but de voir l'influence de la façon de passage de l'air, du nombre de couvertures et la forme de l'absorbeur sur leur rendement. Les modèles des capteurs sont:



- Modèle 1: La vitre est simple et en plastique, l'absorbeur est noir et plat, et l'air passe entre l'absorbeur et la couverture (d'avant passe).
- Modèle 2: La vitre est en plastique, l'absorbeur est noir et plat, d'avant passe.
- Modèle 3: Une simple vitre en plastique, l'absorbeur noir est une plaque de zigzag, d'avant passe.
- Modèle 4: Une simple vitre en plastique, l'absorbeur est une plaque plane, d'arrière passe.
- Modèle 5: La vitre simple et en plastique, l'absorbeur noir est une plaque de zigzag, d'arrière passe.
- Modèle 6 : Double couverture en plastique, l'absorbeur est une plaque plane noire, d'arrière passe.

Les rendements de ces capteurs ont été respectivement 42.11%, 45.88%, 44.23%, 23.39%, 39.05% et 36.94%. Les résultats de cette étude ont montré que le capteur du type 2 est le plus efficace, alors que celui du type 6 est le moins efficace. Le nombre de vitres et la façon de passage de l'air influent considérablement sur l'efficacité du capteur, alors que l'influence de la forme de la surface absorbante est moins.

Dans le but de minimiser les pertes de chaleur a travers la couverture vers l'ambient, A. Mohamad (1997) a proposé de forcer l'air pour circuler sur la couverture de verre (préchauffage d'air) avant le passage par l'absorbeur, et d'utiliser un absorbeur poreux pour augmenter le transfert thermique à l'air et d'ajouter une deuxième couverture.

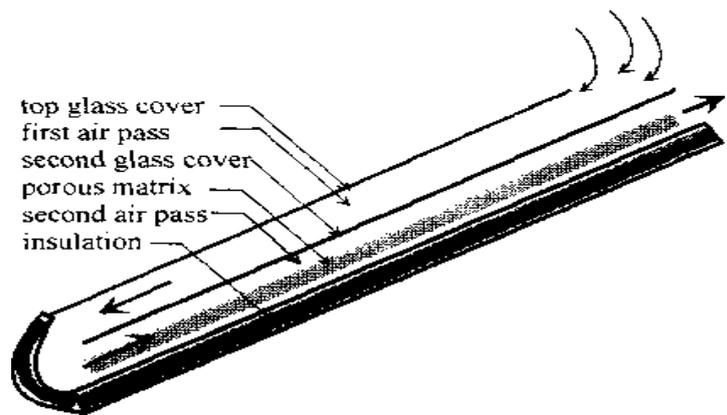


Figure (I.18) : Schéma d'un capteur solaire thermique qui se base sur le préchauffage de l'air (A. A. Mohamad (1997)).

Dans ce travail, Mohamad a présenté une analyse d'un tel type de capteur et son rendement, comme, il a fait une comparaison avec un capteur solaire conventionnel avec des couvertures simple et double.

Cette analyse a indiqué que l'efficacité du capteur conseillé est élevée comparée aux capteurs conventionnels et qu'elle peut excéder 75%.

Afin de déterminer les caractéristiques du fluide et du flux de chaleur dans un capteur solaire à air qui sert pour le chauffage (réchauffeurs solaires) en utilisant un lit sous forme de treillis métallique comme matériel d'emballage (figures (I.19)), Prasad, S.B. et al (2009), ont réalisé une étude expérimentale qui se base sur la comparaison de l'efficacité de ce type de capteur avec celui conventionnel.

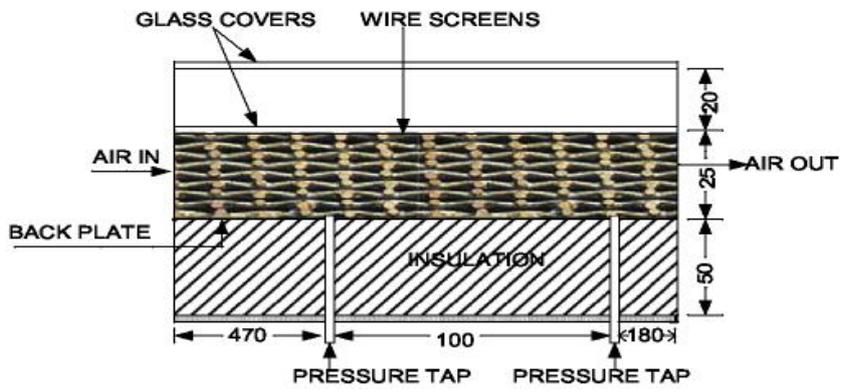


Figure (I.19) : Schéma d'un capteur solaire thermique qui se base sur l'utilisation d'un lit sous forme de treillis métalliques comme matériel d'emballage (Prasad, S.B. et al (2009)).



Les données expérimentales ont été utilisées pour développer des corrélations, le but de ces corrélations c'est de prévoir les résultats expérimentaux avec une exactitude raisonnable. Les corrélations expérimentales développées montrent un accord meilleur par rapport aux valeurs prévues par des corrélations développées dans le temps passé pour le même système. Ils ont constaté qu'un rendement de l'ordre de 76.9 à 89% peut être obtenu.

Dans le but d'étudier l'influence de quelques paramètres sur le coefficient de perte thermique vers l'avant du capteur, A. Benkhelifa (1998) a présenté un modèle mathématique qui permet de calculer ces pertes thermiques. Les équations de ce modèle ont été résolues par une méthode itérative, les résultats de ce modèle étaient en bon accord avec ceux issus des relations empiriques rencontrées dans la littérature.

De ce travail, il a conclu que le coefficient de pertes thermiques augmente avec l'augmentation de l'émissivité de l'absorbeur et sa température et le coefficient d'échange convectif avec l'air ambiant, mais, il diminue avec l'accroissement de la distance entre l'absorbeur et la vitre.



Chapitre II:

Formulation mathématique du problème

Formulation mathématique du problème

II.1 Description du domaine d'étude

Dans notre étude, on s'intéresse à la partie avant d'un capteur plan. Donc la géométrie étudiée est une cavité rectangulaire constituée de l'absorbeur (face inférieure), d'une couverture en verre (face supérieure) et des parois latérales isolantes. Dans cette géométrie, on va analyser les phénomènes convectifs et conductifs qui se passent au sein de la lame d'air, cette étude présente trois cas équivalents à:

- Convection bidimensionnelle dans une cavité horizontale.
- Convection bidimensionnelle dans une cavité inclinée d'un angle α .
- Convection tridimensionnelle dans une cavité inclinée d'un angle α .

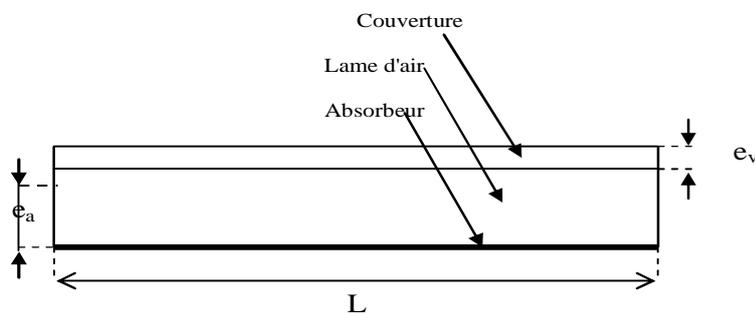
II.2 Présentation du domaine d'étude

II.2.1 Cas bidimensionnel

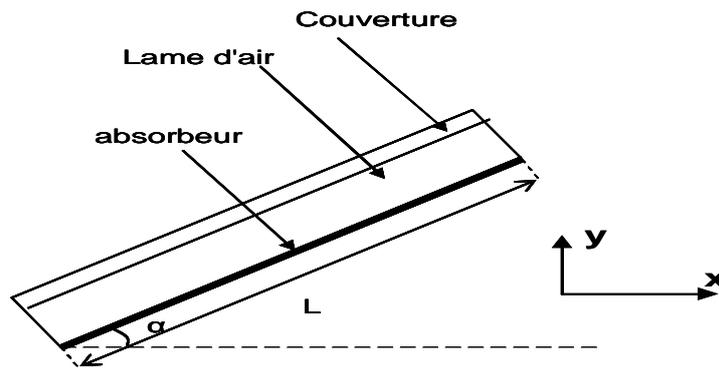
La géométrie étudiée a pour dimensions (figure (II.1)) :

- Un absorbeur de longueur $L=1.05$ m.
- Une couverture de longueur $L=1.05$ m et d'épaisseur $e_v=0.004$ m.
- Des parois isolantes d'une hauteur qui varie avec l'épaisseur de la lame d'air.

Cette géométrie renferme une lame d'air d'une épaisseur e_a qui prend les valeurs 1 cm, 1.5 cm, 2 cm et 2.5 cm.



(a): Cas horizontal.



(b) : Cas incliné

Figure (II.1) : Domaine d'étude bidimensionnelle : (a) : Cas horizontal, (b) : Cas incliné

II.2.2 Cas tridimensionnel

La figure ci-dessous présente les différentes dimensions de la géométrie étudiée dans le cas tridimensionnel.

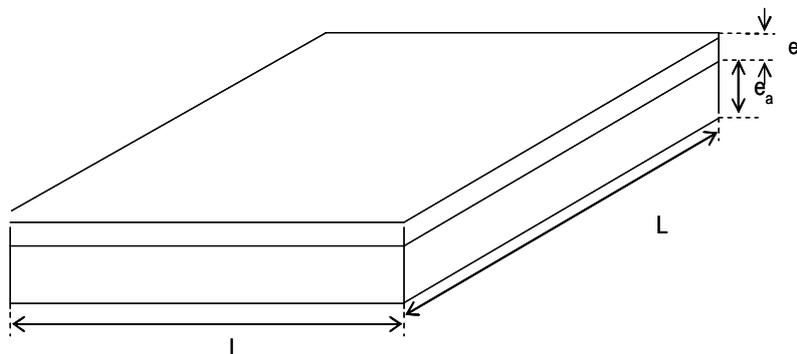


Figure (II.2): Domaine d'étude tridimensionnelle.

- Largeur du capteur : $l = 1.05$ m.
- Longueur : $L = 2.002$ m.
- Epaisseur de la couverture : $e_v = 0.004$ m.



II.3 Equations en régime laminaire

II.3.1. Equations générales

Pour obtenir nos équations, il faut supposer que le milieu est isotrope et continu.

a) Équation de continuité

En écrivant la loi de conservation de masse, on aura l'équation de continuité qui s'écrit (J. F. Sacadura (2000)):

$$\frac{d\rho}{dt} + \rho \operatorname{div} \vec{V} = \rho q_v \quad (\text{II.1})$$

Où:

ρ : La masse volumique du fluide.

\vec{V} : Le vecteur vitesse.

q_v : Débit massique par unité de volume lié au puits ou à la source de la matière.

b) Equations de quantité de mouvement

En utilisant la deuxième loi de la dynamique, on obtient et après quelques simplifications l'équation de quantité de mouvement qui s'écrit comme suit:

$$\frac{dV}{dt} = f_i - \frac{1}{\rho} \nabla P + \nu \Delta V + \frac{1}{3} \nu \operatorname{grad}(\operatorname{div} V) \quad (\text{II.2})$$

f_i : Force par unité de volume qui s'écrit dans le cas de la convection libre sous la forme :

$$f_i = \frac{\rho_0 - \rho}{\rho_0} g_i \quad (\text{J. F. Sacadura (2000)}).$$

Où:

ρ_0 : La valeur de la densité à l'état de référence de température T_0 .

Donc, on arrive à l'équation suivante (J. F. Sacadura (2000)):



$$\frac{dV}{dt} = \frac{\rho_0 - \rho}{\rho_0} g_i - \frac{1}{\rho} \nabla P + \nu \Delta V + \frac{1}{3} \nu \vec{grad}(\text{div}V) \quad (\text{II.3})$$

Puisque l'axe y est dirigé suivant la verticale ascendante, et si les forces de volume ne sont dûes qu'à l'accélération de la pesanteur, on peut écrire:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\rho_0 - \rho}{\rho_0} g - \frac{1}{\rho} \nabla P + \nu \Delta V + \frac{1}{3} \nu \vec{grad}(\text{div}V) \quad (\text{II.4})$$

c) Equation d'énergie

L'équation d'énergie peut être tirée du premier principe de la thermodynamique, elle peut s'écrire sous la forme (J. F. Sacadura (2000)):

$$\rho C_p \frac{dT}{dt} = \nabla(\lambda \nabla T) + T\beta \frac{dP}{dt} + q + \bar{\phi} \quad (\text{II.5})$$

Où:

λ : est la conductivité thermique

$$\beta : \text{est le coefficient de dilatation à pression constante} \quad \beta \approx -\frac{1}{\rho} \frac{\Delta \rho}{\Delta T} = -\frac{1}{\rho} \frac{\rho_0 - \rho}{T_0 - T} \quad (\text{II.6})$$

C_p : est la chaleur spécifique.

q : est la production interne de chaleur.

$$\bar{\phi} : \text{est la fonction de dissipation qui est égale à: } -\frac{2}{3} \mu (\text{div}V)^2 + 2\mu \varepsilon_{ij} \frac{\partial V}{\partial x_j} \quad (\text{II.7})$$

II.4. Hypothèses de simplification

Pour rendre les équations précédentes plus simples et plus faciles à résoudre, on fait les hypothèses suivantes:

- Le milieu est isotrope et continu (déjà supposée ci-dessus).



- ✚ L'inexistence des puits et des sources de matière et de chaleur.
- ✚ Fluide Newtonien.
- ✚ L'écoulement est stationnaire.
- ✚ Pas de dissipation d'énergie qui est due aux contraintes.
- ✚ La densité ne varie qu'avec la température.
- ✚ Le terme de pression est négligeable dans l'équation d'énergie.
- ✚ Les forces de volume ne sont dues qu'à l'accélération de la pesanteur (déjà supposée).
- ✚ Les propriétés physiques λ , μ , C_p sont constantes.
- ✚ On utilise d'autre part l'approximation de Boussinesq:

$$\rho = \rho_0(1 - \beta(T - T_0)). \tag{II.8}$$

II.5. Système d'équations décrivant notre problème

En tenant compte des hypothèses faites, on arrive au système suivant:

$$\nabla \cdot V = 0 \tag{II.9.a}$$

$$V(\nabla \cdot V) = \beta(T - T_0)g - \frac{1}{\rho} \nabla P + \nu \Delta V \tag{II.9.b}$$

$$\rho C_p (V \cdot \nabla) T = \lambda \Delta T \tag{II.9.c}$$

Sous une forme plus explicite, on peut écrire:

II.5.1 Cas bidimensionnel :

II.5.1.1 Cas horizontal

En coordonnées cartésiennes, l'équation de continuité s'écrit:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \tag{II.10.a}$$

L'équation de quantité de mouvement suivant l'axe ox , s'écrit:



$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.10.b})$$

L'équation de quantité de mouvement suivant l'axe oy, s'écrit:

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + g\beta(T - T_0) \quad (\text{II.10.c})$$

L'équation d'énergie, s'écrit:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.10.d})$$

a : est la diffusivité thermique qui est égale à $\frac{\lambda}{\rho C_p}$.

II.5.1.2 Cas incliné

L'étude de la convection dans la lame d'air d'un capteur incliné, peut être représentée par une étude de convection dans une cavité inclinée d'un angle α avec l'horizontal. Dans ce cas le système précédent devient:

Continuité:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{II.11.a})$$

Quantité de mouvement suivant l'axe ox:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) - g\beta(T - T_0)\cos\alpha \quad (\text{II.11.b})$$

Quantité de mouvement suivant l'axe oy:



$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) - g\beta(T - T_0) \sin \alpha \quad (\text{II.11.c})$$

Energie:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.11.d})$$

II.5.2 Cas tridimensionnel

Cette fois les hypothèses sont les même qu'avant sauf que tous les phénomènes seront tridimensionnels.

II.5.2.1 Cas horizontal

Continuité:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (\text{II.12.a})$$

Quantité de mouvement suivant l'axe ox:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (\text{II.12.b})$$

Quantité de mouvement suivant l'axe oy:

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + g\beta(T - T_0) \quad (\text{II.12.c})$$



Quantité de mouvement suivant l'axe oz:

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (\text{II.12.d})$$

Energie:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (\text{II.12.e})$$

II.5.2.2 Cas incliné

Continuité:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (\text{II.13.a})$$

Quantité de mouvement suivant l'axe ox:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) - g\beta(T - T_0)\cos\alpha \quad (\text{II.13.b})$$

Quantité de mouvement suivant l'axe oy:

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) - g\beta(T - T_0)\sin\alpha \quad (\text{II.13.c})$$



Quantité de mouvement suivant l'axe oz :

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (\text{II.13.d})$$

Energie:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = a \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (\text{II.13.e})$$

II.6. Conditions aux limites

Pour résoudre les systèmes ci-dessus, il faut qu'ils soient accompagnés des conditions aux limites suivantes:

II.6.1. Conditions sur la vitesse

La vitesse sur les parois doit respecter les conditions d'adhérence: $u = v = w = 0$.

II.6.2. Conditions thermiques

- Sur la paroi supérieure (face extérieure de la vitre), on impose un flux qui satisfait la loi suivante:

$$q = h_{v-a} S (T_v - T_a) + \varepsilon \sigma S (T_v^4 - T_c^4) \quad (\text{II.14})$$

Avec :

h_{v-a} : Coefficient d'échange convectif entre la vitre et l'air ambiant.

T_v : Température de la vitre.

T_a : Température de l'air ambiant.

T_c : Température du ciel.

S : Surface de la vitre.

σ : Constante de Stefan Boltzmann .

ε : L'émissivité externe de la vitre, $\varepsilon = 0.99$.



- Sur l'absorbeur, on impose un flux constant : $q = C^{te}$
- Les parois latérales sont adiabatiques : $q = 0$.

II.6.3. Conditions de symétrie

Pour limiter le temps de calcul dû au nombre de nœuds élevés lors du raffinement du maillage, on est allé travailler sur la moitié du capteur en utilisant la condition de symétrie donnée par :

II.6.3.1 Conditions thermiques

Cette condition est donnée par:

$$\frac{\partial T}{\partial n} = 0 \quad (\text{II.15})$$

II.6.3.2 Conditions sur la vitesse

Cette condition se traduit par:

$$\frac{\partial u}{\partial n} = 0 \quad (\text{II.16})$$

$$\frac{\partial v}{\partial n} = 0 \quad (\text{II.17})$$

n : est la normale extérieure à la surface.

II.6.3.3 Procédé de calcul aux frontières de symétrie

Le logiciel FLUENT suppose un flux nul de toutes les quantités à travers le plan de symétrie. La composante normale de vitesse au plan de symétrie est ainsi nulle. Les gradients normaux de toutes les variables d'écoulement sont aussi nuls au plan de symétrie.

La condition aux limites de symétrie peut donc être résumée comme suit:

- * Vitesse normale nulle dans le plan de symétrie
- * Gradients normaux de toutes les variables nulles dans les plans de symétrie

Ces conditions déterminent un flux nul à travers le plan de symétrie, qui est exigé par la définition de la symétrie.

II.6.3.4 Présentation schématique des plans de symétrie

Les plans de symétrie sont utilisés quand la géométrie d'intérêt physique, et la solution prévue du modèle d'écoulement thermique, ont la symétrie de miroir. On ne peut pas définir n'importe quelle frontière comme une condition de symétrie, mais on doit faire attention à définir correctement nos endroits de symétrie.

a) Cas bidimensionnel horizontal

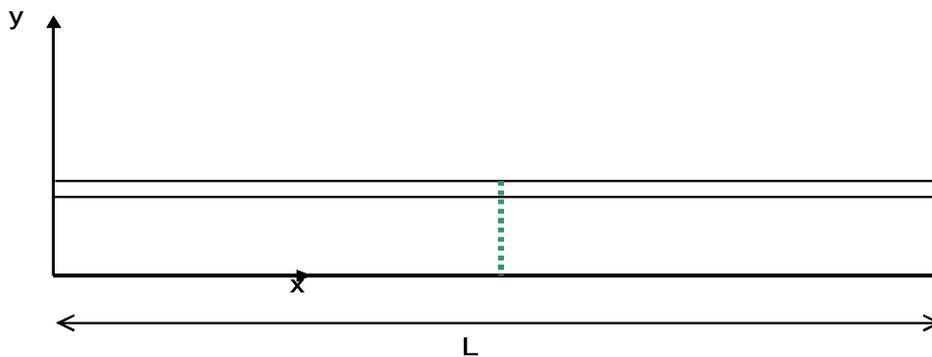


Figure (II.3): Plan de symétrie (en vert) pour le cas bidimensionnel horizontal.

b) Cas tridimensionnel incliné

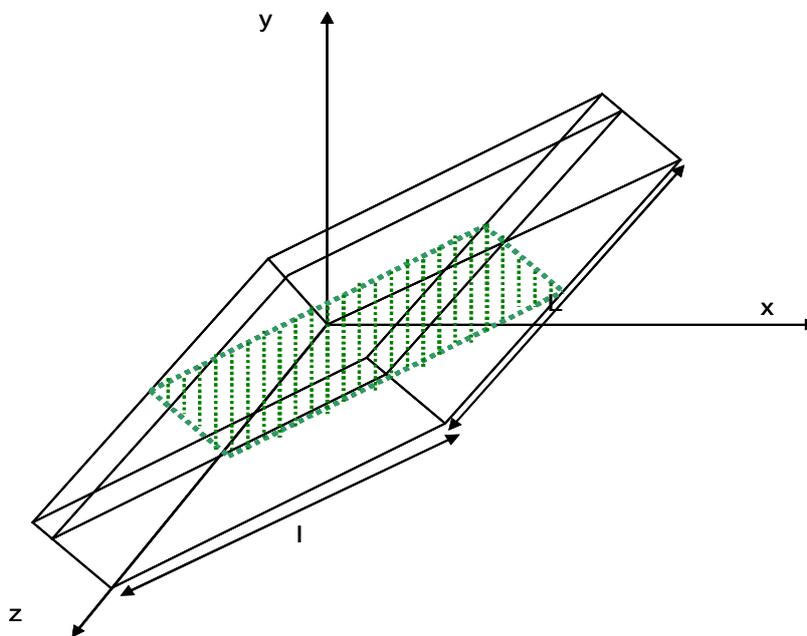


Figure (II.4) : Plan de symétrie (en vert) pour le cas tridimensionnel incliné.



Chapitre III: Approche numérique

Approche numérique

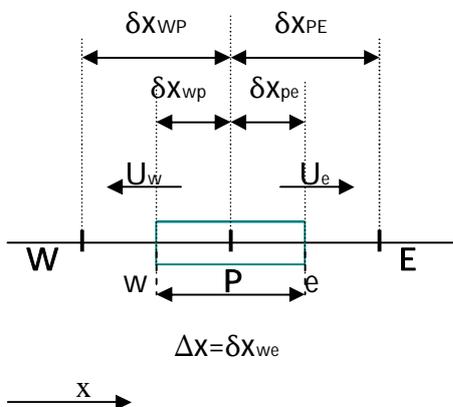
III.1. Rappel sur la méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis est utilisée par la majorité des codes de calcul, elle se base sur la subdivision du domaine d'étude en un nombre finis de volumes de contrôle (maillage) sur lesquels les équations de conservation sont intégrées. En plus de ça la méthode des volumes finis consiste à :

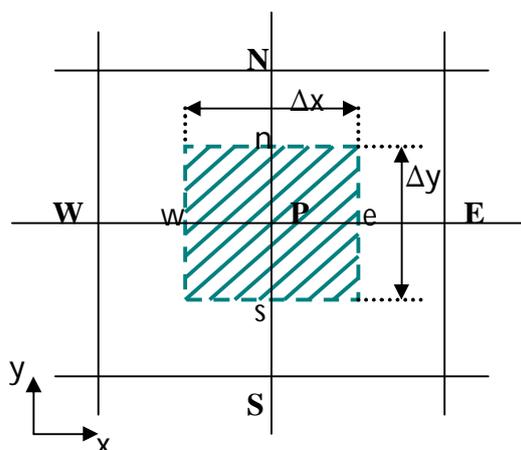
- L'intégration des équations gouvernantes sur les volumes de contrôle individuels, afin de construire des équations algébriques pour les variables dépendantes discrètes (les inconnues), telles que les vitesses, pression, températures et les autres scalaires conservés.
- La linéarisation des équations discrétisées.
- La résolution du système d'équations linéaires résultantes.

III.1.1 Subdivision du domaine d'étude (maillage)

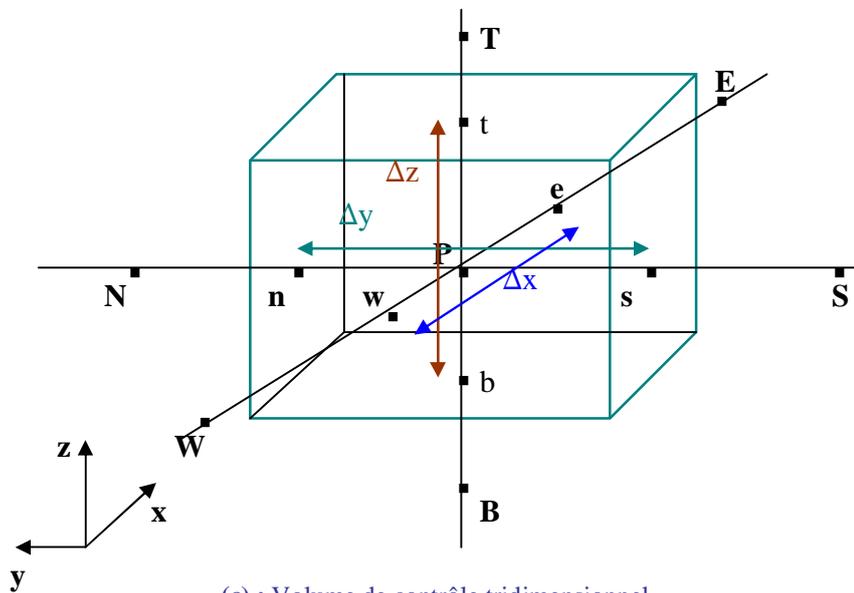
C'est la création d'un réseau de points dont chacun est entouré d'un volume de contrôle où les grandeurs scalaires (pression, températures,...) sont stockés dans ces points alors que les grandeurs vectorielles (vitesses) sont stockées dans les points d'intersection des faces avec les lignes reliant les nœuds. Les volumes de contrôles unidimensionnels, bidimensionnels, et tridimensionnels, sont présentés dans les figures ci dessous :



(a) : Volume de contrôle unidimensionnel



(b) : Volume de contrôle bidimensionnel.



(c) : Volume de contrôle tridimensionnel

Figure (III.1) : Volumes de contrôles monodimensionnel, bidimensionnel, et tridimensionnels.

Pour avoir une bonne approximation des flux convectifs et une meilleure évaluation des gradients de pression, en plus d'une stabilité numérique, il est conseillé d'utiliser un maillage décalé.

III.1.2 L'équation de transport

Pour ne pas refaire la discrétisation pour chaque équation, il est important de regrouper toutes les équations sous une forme générale dite équation de transport qui s'écrit comme suit:

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi)}_I + \sum_{j=1} \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \phi)}_{II} = \sum_{j=1} \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right)}_{III} + \underbrace{S_\phi}_{IV} \quad (III.1)$$

Où:

I: Terme transitoire.

II: Terme convectif.

III: Terme diffusif.



IV: Terme source.

ϕ : Variable étudiée.

Γ : Coefficient de diffusion.

S_ϕ : Terme source.

Si on fait la sommation des flux convectifs et diffusifs sous le terme :

$$J_j = \rho u_j \phi - \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \tag{III.2}$$

L'équation de transport précédente peut être écrite sous la forme :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \sum \frac{\partial}{\partial x_j} J_j = S_\phi \tag{III.3}$$

III.1.2 Intégration de l'équation de transport

Selon Patankar (1980), cette étape consiste à intégrer chacun des termes de l'équation précédente sur le volume de contrôle pour arriver à une équation algébrique linéaire sous les hypothèses suivantes :

- Les vitesses, densité, et diffusivité sont uniformes sur les faces des volumes de contrôles.
- Le terme S_ϕ est uniforme sur le volume de contrôle.
- La propriété ϕ varie linéairement entre deux nœuds adjacents.

Cette discrétisation peut être temporelle (elle touche le terme transitoire) et/ou spatiale (pour le reste des termes).

L'intégration de l'équation (III.3) sur le volume de contrôle $\Delta V = \Delta x \Delta y$ et sur l'intervalle de temps $[t, t+dt]$ donne :

$$\int_s^e \int_w^t \int_t^{t+dt} \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dx dy dt + \int_s^e \int_w^t \int_t^{t+dt} \left(\frac{\partial J_x}{\partial x} + \frac{\partial J_y}{\partial y} \right) dx dy dt = \int_s^e \int_w^t \int_t^{t+dt} S_\phi dx dy dt \tag{III.4}$$

Avec l'hypothèse que toutes les variables admettent des valeurs constantes sur chaque volume de contrôle, on a :



$$J_e - J_w = \int_w^e J_x dy \tag{III.5}$$

$$J_e - J_w = \int_w^e J_x dy \tag{III.6}$$

$$\int_s^e \int_w^e \int_t^{t+dt} S_\phi dx dy dt = \overline{S_\phi} \Delta x \Delta y \Delta t \tag{III.7}$$

Dans le cas où la moyenne de S_ϕ sur le volume de contrôle est une fonction de ϕ , elle peut être linéarisée sous la forme :

$$\overline{S_\phi} = S_c + S_p \phi_p \tag{III.8}$$

Où S_c est la partie constante S_p la pente de ϕ_p .

L'équation (IV.4) prend la forme :

$$\frac{\Delta x \Delta y}{\Delta t} (\rho_p \phi_p - \rho_p^0 \phi_p^0) + (J_e - J_w + J_n - J_s) = \Delta x \Delta y (S_c + S_p \phi_p) \tag{III.9}$$

$\rho_p \phi_p$: Les grandeurs à l'instant $t+dt$.

$\rho_p^0 \phi_p^0$: Les grandeurs à l'instant t .

III.1.3. Discrétisation de l'équation de transport

III.1.3.a Schémas de discrétisation temporelle

i) Schéma explicite

Les calculs explicites sont instables, les erreurs s'amplifient rapidement, comme ils nécessitent l'emploi d'un pas de temps réduit.



ii) Schéma implicite

En comparaison avec le schéma précédent, le schéma implicite est le plus utilisé puisque il est inconditionnellement stable et il donne de bons résultats.

iii) Schéma semi implicite

Avec ce schéma (appelé aussi schéma de Cranck-Nicolson) on risque d'avoir des résultats inexacts, en plus que sa stabilité est conditionnée.

III.1.3.b Schéma de discrétisation spatiale

Dans le cas instationnaire monodimensionnel, l'équation (III.9) prend la forme :

$$(\rho u A \phi)_e - (\rho u A \phi)_w = \left(\Gamma A \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e - \left(\Gamma A \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w \quad (\text{III.10})$$

L'intégration de l'équation de continuité donne :

$$(\rho u A \phi)_e - (\rho u A \phi)_w = 0 \quad (\text{III.11})$$

Pour simplifier nos équations, il est utile de définir deux nouvelles variables F et D pour représenter le flux massique convectif par unité de surface et la diffusion sur les faces du volume du contrôle.

$$F_i = (\rho u)_i \quad \text{et} \quad D_i = \frac{\Gamma}{\partial x_i} \quad (\text{III.12})$$

Sur les faces du volume de contrôle, les variables F et D deviennent :

$$F_w = (\rho u)_w \quad \text{et} \quad F_e = (\rho u)_e \quad (\text{III.13.a})$$

$$D_w = \frac{\Gamma_w}{\partial x_{WP}} \quad \text{et} \quad D_e = \frac{\Gamma_e}{\partial x_{PE}} \quad (\text{III.13.b})$$



Lorsque on considère $A_w = A_e = A$, les équations (III.10) et (III.11) peuvent être écrites sous la forme :

$$F_e \phi_e - F_w \phi_w = D_e (\phi_E - \phi_P) - D_w (\phi_P - \phi_W) \quad (\text{III.14})$$

$$F_e - F_w = 0 \quad (\text{III.15})$$

La discrétisation des termes convectifs et diffusifs sur les volumes de contrôle nous permet d'estimer la propriété transportée ϕ à chaque face à partir de ses valeurs aux centres des volumes de contrôles voisins (Patankar (1981)). Pour cette discrétisation il existe plusieurs schémas parmi lesquels on peut citer, le schéma aux différences centrées (CDS), schéma hybride (HDS), schéma de loi de puissance (PLDS), schéma Upwind (UDS).

Schéma Upwind (UDS)

Ce schéma est applicable pour les écoulements fortement convectifs, comme il prend en compte la direction du flux pour évaluer la valeur ϕ sur les faces du volume de contrôle, où ϕ est prise égale à la valeur du nœud amont comme montré sur la figure ci-après :

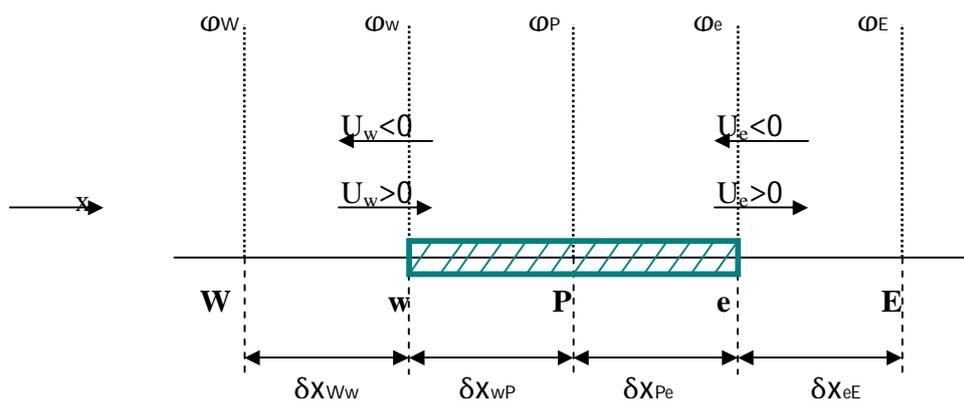


Figure (III.2) Schéma de discrétisation Upwind (UDS).



Lorsque l'écoulement est dans le sens positif, $u_e > 0$ et $u_w > 0$ les valeurs de ϕ aux surfaces e et w seront :

$$\phi_w = \phi_W \quad \text{et} \quad \phi_e = \phi_P \quad (\text{III.16})$$

Et l'équation (III.14) devient :

$$F_e \phi_P - F_w \phi_W = D_e (\phi_E - \phi_P) - D_w (\phi_P - \phi_W) \quad (\text{III.17})$$

Après réarrangement, on obtient :

$$[(D_w + F_w) + D_e + (F_e - F_w)] \phi_P = (D_w + F_w) \phi_W + D_e \phi_E \quad (\text{III.18})$$

Dans le cas d'un écoulement dans le sens inverse $u_e < 0$ et $u_w < 0$, on aura :

$$[D_w + (D_e - F_e) + (F_e - F_w)] \phi_P = D_w \phi_W + (D_e - F_e) \phi_E \quad (\text{III.19})$$

Sous une forme générale, on peut écrire (III.18) et (III.19) comme suit :

$$a_P \phi_P = a_W \phi_W + a_E \phi_E \quad (\text{III.20.a})$$

Avec :

$$a_E = D_e + \max(0, -F_e) \quad (\text{III.20.b})$$

$$a_W = D_w + \max(F_w, 0) \quad (\text{III.20.c})$$

-Remarque

Dans le cas d'un domaine bidimensionnel et/ou tridimensionnel, on peut suivre les mêmes étapes.

III.1.4. Equation de quantité de mouvement

Lorsque le champ de pression est connu, celui de vitesse est obtenu directement par la résolution des équations de quantité de mouvement. Si non il faut utiliser un maillage décalé pour discrétiser ces équations (Patankar (1980)). Les volumes de contrôle pour les vitesses u et v sont représentés dans la figure (III.3) :

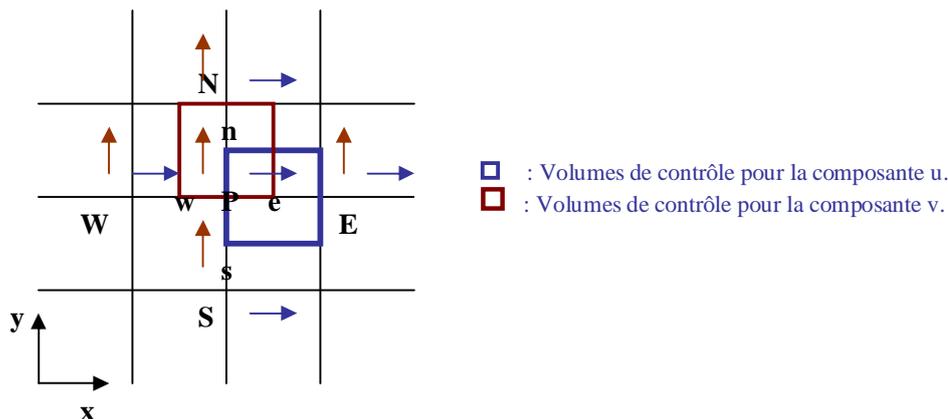


Figure (III.3) : Volumes de contrôle décalés pour les vitesses u et v .

Pour la maille décalée dans la direction x , les normales des faces de contrôle passent par les points P et E , et la différence $P_P - P_E$ peut être utilisée pour calculer la force de pression exercée sur le volume de contrôle de u ($(P_P - P_E)A_e$).

Le résultat de la discrétisation de l'équation de quantité de mouvement peut prendre la forme :

$$a_e u_e = \sum_i a_i u_i + b_u + A_e (P_P - P_E) \quad (III.21)$$

$$a_n v_n = \sum_j a_j v_j + b_v + A_n (P_P - P_N) \quad (III.22)$$

Si le champ de pression est estimé (noté P^*), le champ des vitesses obtenu (noté u^*, v^*), et qui résulte de la résolution des équations (III.23) et (III.24) ne satisfait pas l'équation de continuité, donc il faut corriger le champ de pression estimé.

$$a_e u_e^* = \sum_i a_i u_i^* + b_u + A_e (P_P^* - P_E^*) \quad (III.23)$$

$$a_n v_n^* = \sum_j a_j v_j^* + b_v + A_n (P_P^* - P_N^*) \quad (III.24)$$



III.1.4.1. Correction de pression et de vitesse

Le but ici est de corriger le champ de pression estimé P^* et par conséquent u^* et v^* jusqu'à l'obtention d'un champ de vitesse qui satisfait l'équation de continuité. La pression correcte est obtenue de la formule :

$$P = P^* + P' \quad (\text{III.25})$$

Où P' est la correction de pression, les corrections des vitesses correspondantes u' et v' , peuvent être introduites d'une manière similaire :

$$u = u^* + u' \quad \text{et} \quad v = v^* + v' \quad (\text{III.26})$$

De la soustraction de l'équation (III.21) de celle (III.23), avec la négligence des termes $\sum_i a_i u_i$ et

$\sum_i a_i u_i^*$, on obtient :

$$u'_e = d_e (P'_P - P'_E) \quad (\text{III.27})$$

$$\text{Avec} \quad d_e = \frac{A_e}{a_e}$$

Des équations (IV.26) et (IV.27), on aura :

$$u_e = u_e^* + d_e (P'_P - P'_E) \quad (\text{III.28})$$

Le cas est similaire pour les autres composantes de vitesse :

$$v_n = v_n^* + d_n (P'_P - P'_N) \quad (\text{III.29})$$

III.1.4.2. Equation de correction de pression

Maintenant, il faut transformer l'équation de continuité en une équation de pression. L'équation de continuité bidimensionnelle est :

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (\text{III.30})$$

Son intégration sur le volume de contrôle principal, montré sur le schéma suivant, donne :

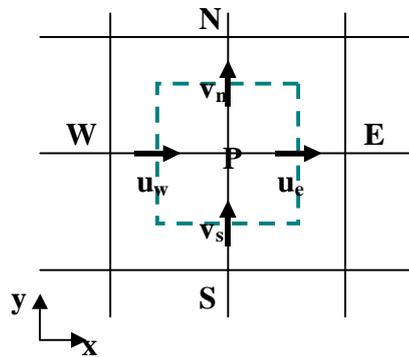


Figure (III.4) : Volume de contrôle pour l'équation de continuité.

L'intégration de l'équation (III.30) :

$$[(\rho u)_e - (\rho u)_w] \Delta y + [(\rho v)_n - (\rho v)_s] \Delta x = 0 \quad (\text{III.31})$$

Si on substitue les formules de correction des vitesses dans l'équation précédente, on obtient après réarrangement l'équation suivante pour P' :

$$a_P P_P' = a_E P_E' + a_W P_W' + a_N P_N' + a_S P_S' + b \quad (\text{III.32})$$

Où :

$$a_E = \rho_e d_e \Delta y \quad (\text{III.33.a})$$

$$a_W = \rho_w d_w \Delta y \quad (\text{III.33.b})$$

$$a_N = \rho_n d_n \Delta x \quad (\text{III.33.c})$$

$$a_S = \rho_s d_s \Delta x \quad (\text{III.33.d})$$



$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S \quad (\text{III.33.e})$$

$$b = [(\rho u^*)_w - (\rho u^*)_e] \Delta y + [(\rho v^*)_s - (\rho v^*)_n] \Delta x \quad (\text{III.33.f})$$

Maintenant on a toutes les équations nécessaires pour calculer les champs de pression et des vitesses. Tout ce qu'on a vu constitue les étapes principales de l'algorithme SIMPLE.

III.1.5. Algorithme SIMPLE

Les étapes de l'algorithme SIMPLE sont :

1. Donner un champ de pression P^* .
2. Résoudre l'équation de quantité de mouvement, comme les équations (III.23), (III.24), pour obtenir v^* , u^* .
3. Résoudre l'équation de P' (III.32).
4. Calculer P à partir de l'équation (III.25).
5. Calculer u, v des équation de correction des vitesses, (III.28) et (III.29).
6. Résoudre les équations discrétisées pour les autres grandeurs physiques (l'équation d'énergie par exemple).
7. Traiter la pression corrigée P comme une nouvelle pression estimée P^* , retourner à l'étape 2 et répéter jusqu'à convergence.

III.1.6. Convergence

Le test de convergence doit être appliqué pour toutes les variables ϕ et les itérations doivent être arrêtées lorsque les valeurs de cette dernière restent constantes entre deux itérations successives, ce qu'on peut traduire par la relation :

$$\frac{|\phi_{i+1} - \phi_i|}{|\phi_i|} < \xi. \quad (\text{III.34})$$

ξ : est le critère de convergence, son choix dépend de la précision cherchée.



III.2. Présentation du code FLUENT

Fluent est un code de calcul qui permet de simuler les écoulements des fluides avec et sans transfert thermique. Le logiciel « Fluent » utilise la méthode des volumes finis. Il est écrit en langage C et utilise pleinement la flexibilité et la puissance offertes par ce langage (allocation de l'espace mémoire dynamique). En outre, il utilise une architecture qui lui permet de s'exécuter en tant que plusieurs processus simultanés sur un seul PC de travail ou sur des machines en parallèles, pour une exécution plus efficace.

Fluent facilite à l'utilisateur sa manipulation à travers la simplicité de son interface graphique. Le code n'est pas limité uniquement par ces propres fonctions, mais il permet à son utilisateur d'injecter sa propre fonction, définir toutes les particularités de son problème et introduire les caractéristiques des matériaux selon le problème traité.

Le code FLUENT nous permet de traiter de nombreux problèmes dans plusieurs domaines. Parmi ces problèmes, on trouve: Les écoulements dans des zones déformables et/ou en mouvement, turbulence, transfert thermique, les écoulements réactifs, combustion non pré-mélangée, combustion pré-mélangée, combustion partiellement pré-mélangée, la formation de polluants, les écoulements multiphasiques, comme on peut prédire le bruit produit aérodynamiquement, et modéliser la solidificationetc.

III.3. Les différentes étapes de l'approche numérique

On peut résumer les différentes étapes de cette approche numérique dans ce qui suit.

- **Création de la géométrie et son maillage:** Ces deux étapes sont réalisées au niveau du "Gambit". Un maillage fin (serré proche des parois) doit être choisi à cause des gradients de vitesse et de pression élevés proche des parois.
- **Définition des conditions aux limites:** De même cette étape est aussi réalisée en utilisant le "Gambit".



- **Résolution du problème avec le code FLUENT:** Pour effectuer la simulation par ce logiciel, il faut décrire les paramètres de solution comme suit:

1^{ère} étape (choix du type de solveur): Dans cette étape, on a choisi le solveur segregated-implicit parmi les quatre types que FLUENT nous offre, puisque l'approche segregated offre de la souplesse dans le traitement de la solution et nécessite moins de mémoire. A la fin de cette étape, on fait le choix du type d'écoulement.

2^{ème} étape (choix des matériaux):

Ici on fait le choix des matériaux utilisés dans notre modèle à partir des listes existantes, sinon il faut les introduire selon nos besoins.

3^{ème} étape: introduction des conditions de fonctionnement (ici la pression, la température, la gravité).

4^{ème} étape (imposer les conditions aux limites):

Pour cette étape, FLUENT nous offre une option qui permet à l'utilisateur d'imposer ses conditions aux limites et de définir les matériaux de chaque partie du domaine.

5^{ème} étape (choix du schéma de discrétisation):

Pour la pression, on a choisi (Body Force Weighted) puisque c'est le schéma recommandé dans les cas où l'effet des forces de gravité sont importantes. Mais pour les équations de quantité de mouvement et de l'énergie le schéma « Upwind » avec une précision du 2nd ordre, est fortement recommandé dans les écoulements de dominance convective.

6^{ème} étape (choix des facteurs de sous relaxation): Les facteurs de sous relaxation sont très importants pour la stabilisation du processus itératif, il varie dans l'intervalle [0, 1].

7^{ème} étape (initialisation):

Il est nécessaire d'initialiser toutes les variables avant de commencer les calculs.



Chapitre IV:

Etude de l'indépendance entre la résolution numérique et le phénomène physique

Etude de l'indépendance entre la résolution numérique et le phénomène physique

IV.1 Etude du maillage

Au cours de ce travail on a remarqué qu'un accès aux bons résultats nécessite une optimisation entre plusieurs paramètres qui influent fortement sur les calculs numériques, parmi lesquels, on peut citer les plus importants et qui sont, la qualité et la taille du maillage et les facteurs de sous relaxation. Pour voir cette influence on a changé à chaque fois un paramètre en fixant les autres.

IV.1.1 Qualité et taille du maillage

Avant d'étudier l'indépendance, il faut tout d'abord avoir la qualité du maillage qui nous permet de voir des phénomènes physiques justes.

a) Maillage uniforme

Un maillage régulier (figure IV.1) conduit a des résultats complètement faux (quelque soit le degré de raffinement du maillage), où le nombre de rouleaux n'est plus confondu au nombres théorique des rouleaux qui est égal au rapport de la longueur à l'épaisseur (L/e_a). Les rouleaux ne sont pas de même taille (même diamètre) (Figure (IV.2)), le flux de chaleur n'est plus conservé (tableau (IV.1)).

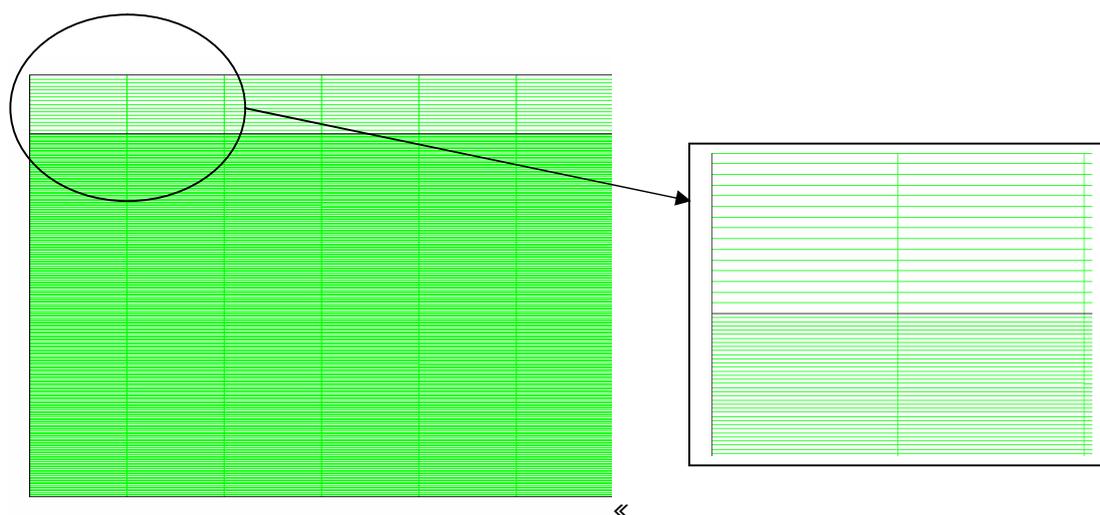
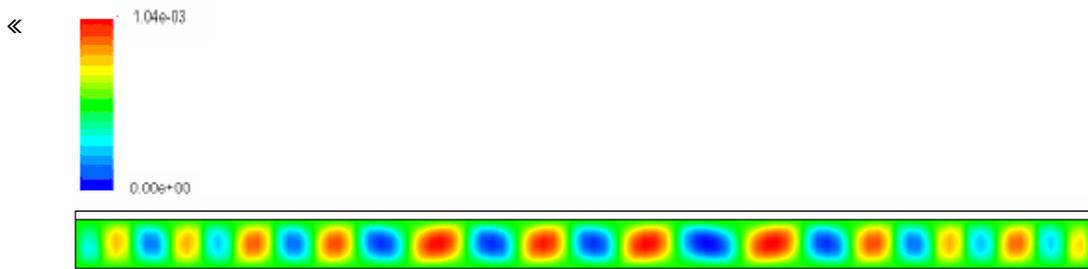
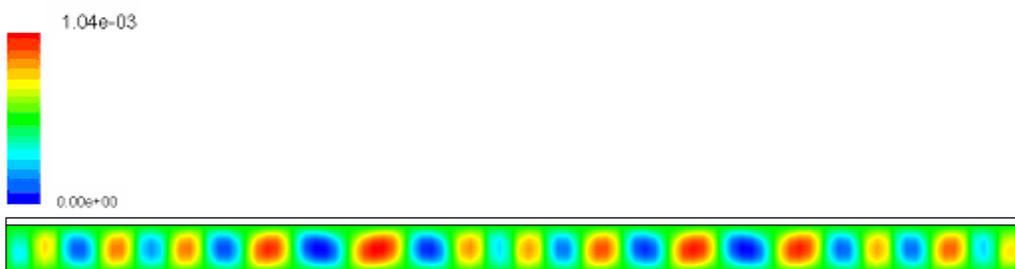


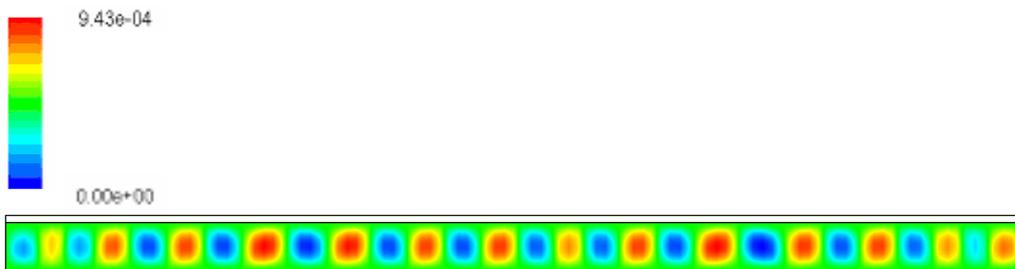
Figure (IV.1): Maillage uniforme.



(a)



(b)



(c)

Figure (IV.2): Lignes de courant obtenus par le maillage uniforme avec un flux imposé sur l'absorbeur de 105 W.

La figure ci-dessus présente des résultats (Lignes de courant) obtenus dans le cas d'un maillage uniforme pour des conditions aux limites et des facteurs de sous relaxation fixes, pour une épaisseur $e_a=0.025m$. Le tableau suivant (tableau IV.1) donne tous les données concernant chaque cas.

Le cas	Premier cas (a)	Deuxième cas (b)	Troisième cas (c)
Le maillage selon X	100	105	110
Y_{air}	260	270	280
Y_{vitre}	20	20	20
Nombre de noeuds	28076	30526	33076
Nombre de cellules	27600	30030	32560
Nombre de rouleaux	24	26	28
Flux de l'absorbeur (w)	52.5	52.5	52.5
Flux de la couverture (w)	-52.634986	-52.827652	-53.33721
Flux net (w)	-0.13498552	-0.32765177	-0.83721002

Tableau (IV.1): Les Résultats obtenus par le maillage régulier.

a) Maillage non uniforme

Lorsque on utilise un maillage non uniforme très serré proche des parois, légèrement évolutif en ce dirigeant vers le centre (figure IV.3), on obtient des résultats meilleurs et plus logiques. Ces résultats seront plus précis en augmentant le nombre de noeuds (le nombre des mailles par conséquence) comme il est montré ci dessous.

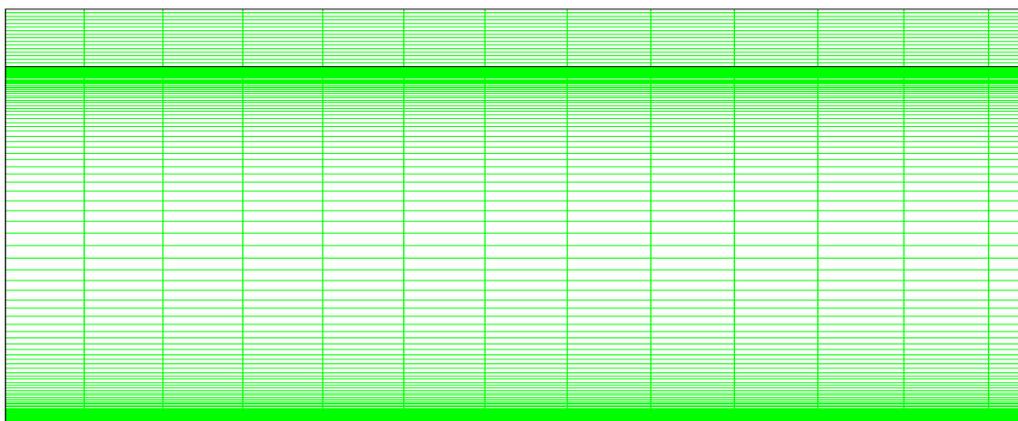
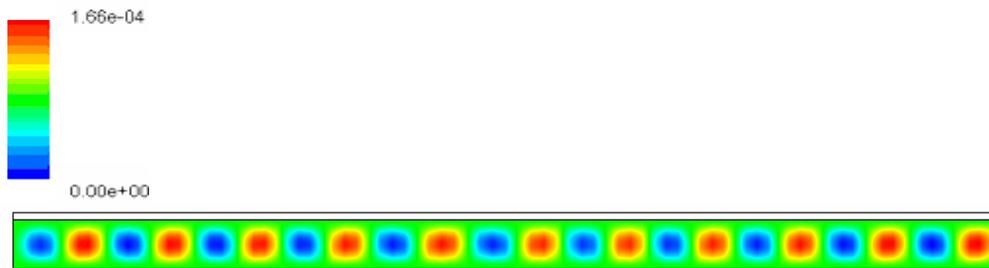
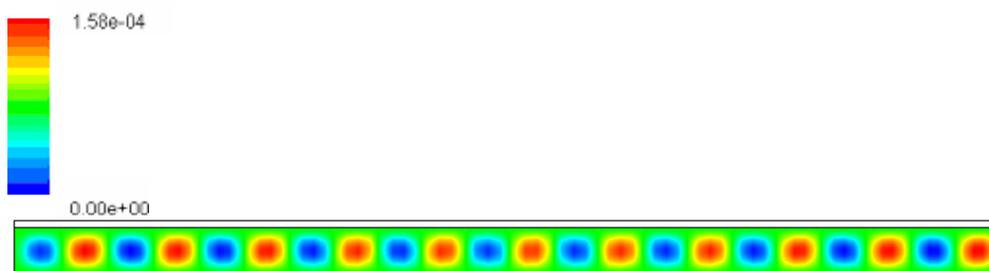


Figure (IV.3): Maillage non uniforme.

a-i) Cas horizontale bidimensionnel



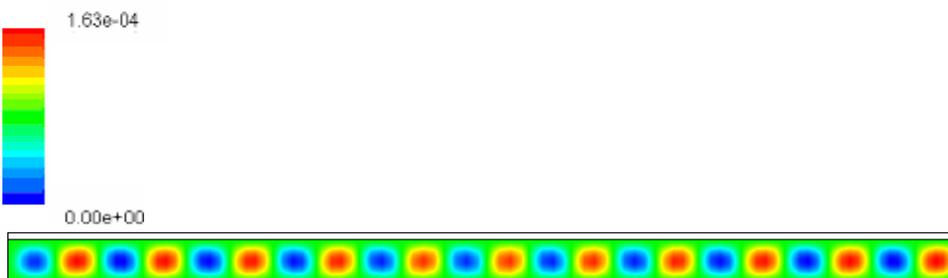
(a)



(b)



(c)



(d)

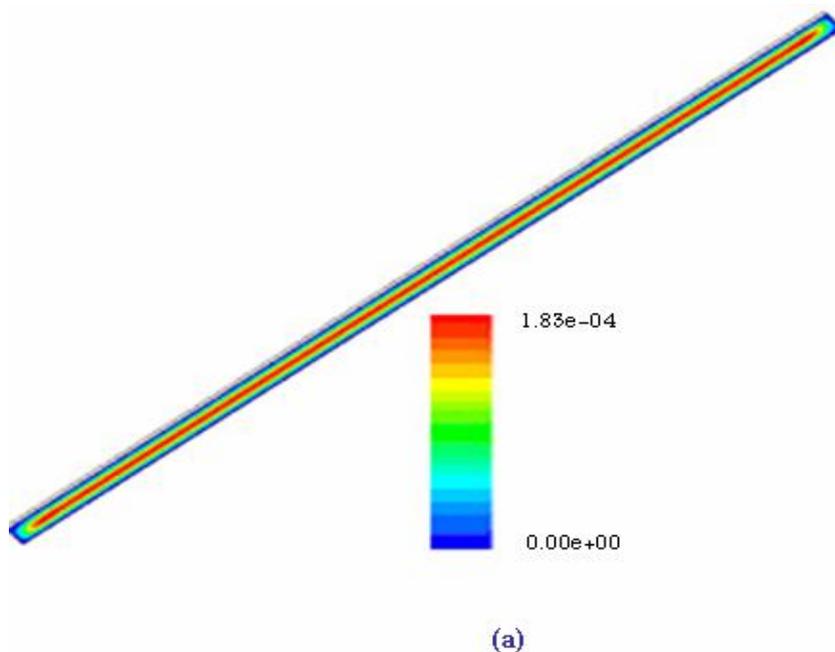
Figure (IV.4): Lignes de courant obtenus par le maillage non uniforme pour le cas horizontal bidimensionnel avec un flux imposé sur l'absorbeur de 105 W.

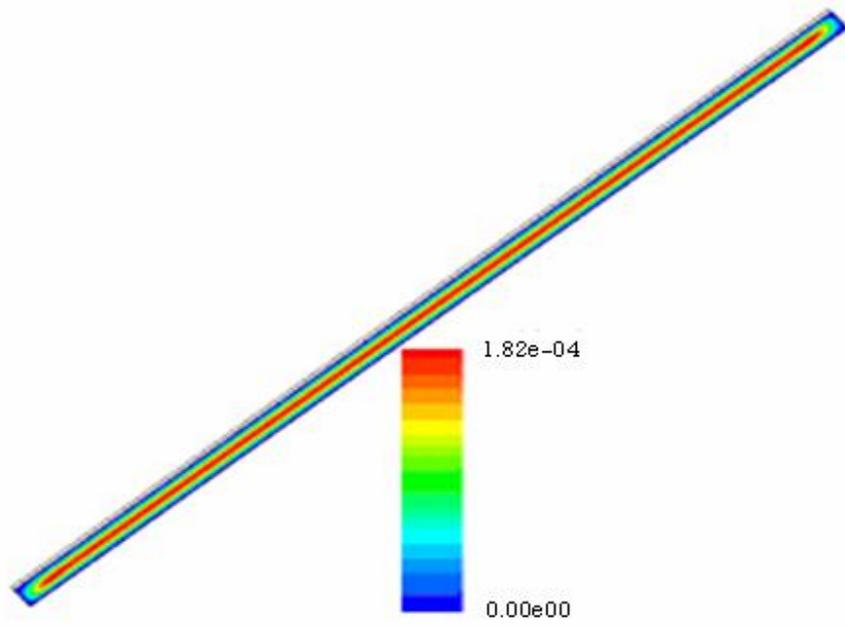
Le cas	Premier cas (a)	Deuxième cas (b)	Troisième cas (c)	Quatrième cas (d)
Le maillage selon X	90	95	100	105
Y _{air}	260	270	280	290
Y _{vitre}	20	20	20	20
Nombre de noeuds	25296	27646	30096	32646
Nombre de cellules	24840	27170	29600	32130
Nombre de rouleaux	22	22	22	22
Flux de l'absorbeur (w)	52.5	52.5	52.5	52.5
Flux de la couverture (w)	-20.082344	-20.289345	-20.296729	-20.278135
Flux net (w)	32.417656	32.210655	32.203271	32.221865

Tableau (IV.2): Résultats obtenus par le maillage non uniforme.

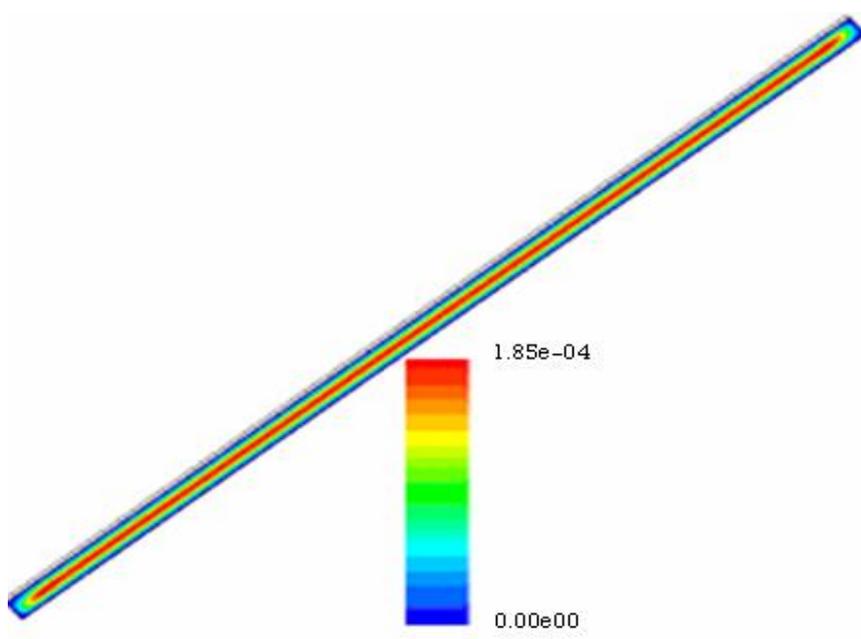
Du tableau (IV.2) et la figure (IV.4) on voit que le nombre des rouleaux reste constant quelque soit les nombre de nœuds et égal au facteur de forme ($H=L/e_a$), et de même on obtient un flux perdu qui est aussi constant dans les quatre cas de maillage.

a-ii) Cas incliné bidimensionnel





(b)



(c)

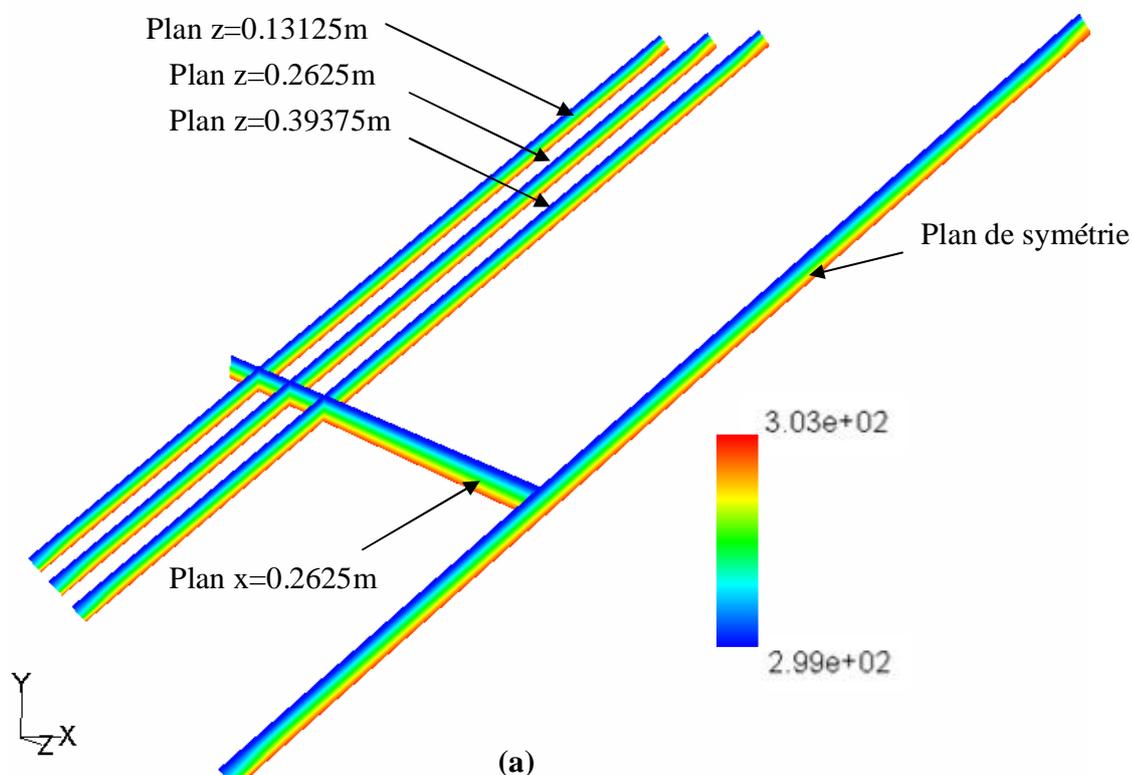
Figure (IV.5): Lignes de courant obtenus par le maillage non uniforme pour le cas incliné bidimensionnel avec un flux imposé sur l'absorbeur de 105 W.

Le cas	Premier cas (a)	Deuxième cas (b)	Troisième cas (c)
Le maillage selon X	170	180	200
Y _{air}	250	260	270
Y _{vitre}	16	16	16
Nombre de noeuds	45826	50316	57886
Nombre de cellules	45220	49680	57200
Nombre de rouleaux	1	1	1
Flux de l'absorbeur (w)	105	105	105
Flux de la couverture (w)	-38.746199	-38.872945	-38.790464
Flux net (w)	66.253801	66.127055	66.209536

Tableau (IV.3): Résultats obtenus par le maillage non uniforme (cas incliné bidimensionnel).

a-iii) Cas incliné tridimensionnel

La figure (IV.6) montre les contours de température dans des plans différents qui ne varient pas en changeant le maillage, et le tableau (IV.4) regroupe des données concernant cette comparaison.



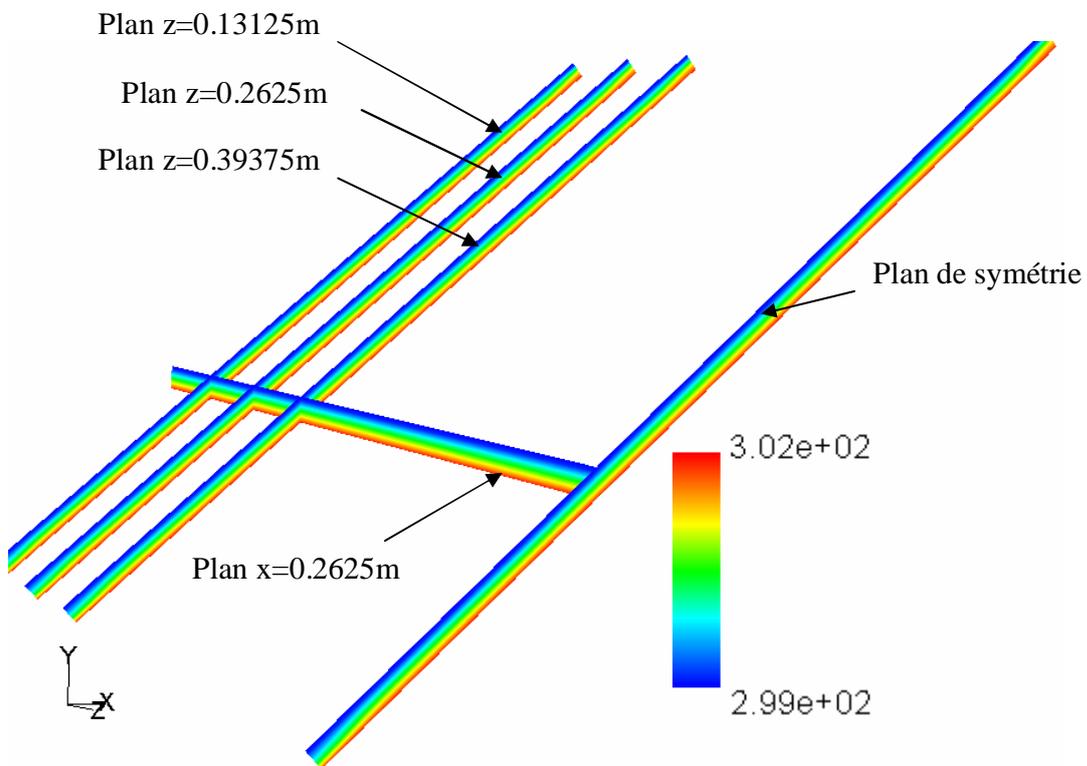
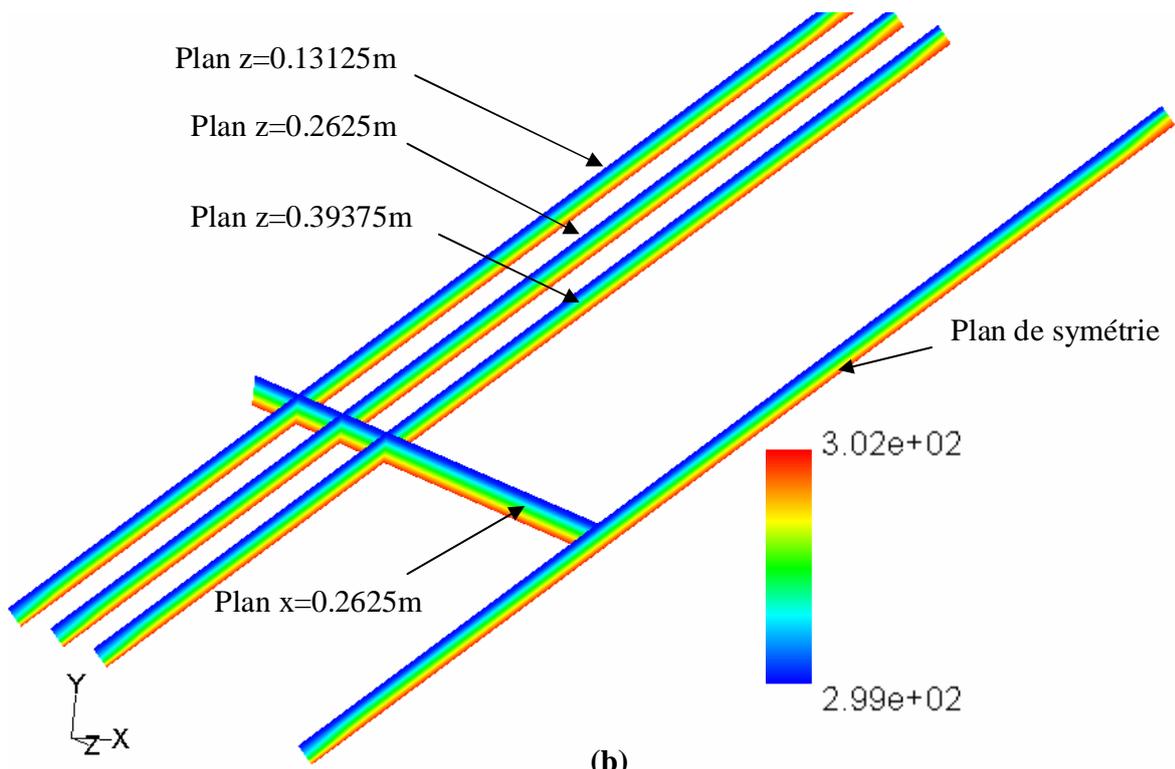


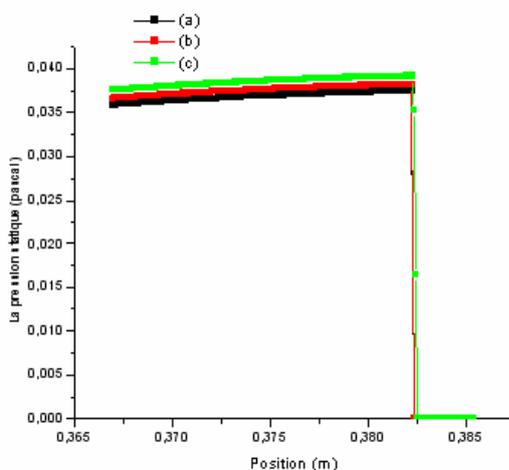
Figure (IV.6): Champs de température obtenus par le maillage non uniforme pour le cas incliné tridimensionnel avec un flux imposé sur l'absorbeur de 105 W.

Le cas	Premier cas (a)	Deuxième cas (b)	Troisième cas (c)
Le cas	Premier cas (a)	Deuxième cas (b)	Troisième cas (c)
Le maillage selon X	35	40	50
Y _{air}	200	210	220
Y _{vitre}	16	16	16
Z	35	40	50
Nombre de noeuds	385538	523298	618838
Nombre de cellules	365200	497200	590000
Flux de l'absorbeur (w)	105.105	105.105	105.105
Flux de la couverture (w)	-38.717711	-38.658669	-38.397754« «
Flux net (w)	66.387289«	66.446331	66.707246«

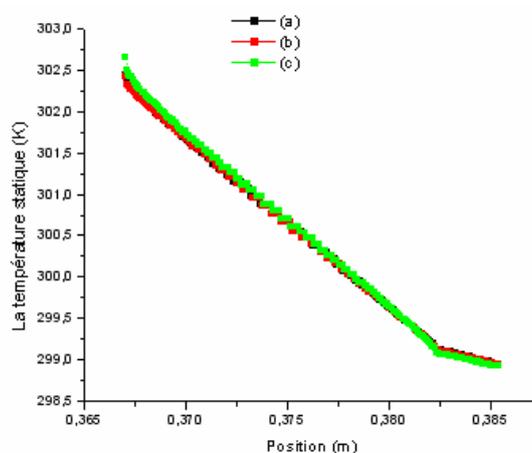
Tableau (IV.4): Résultats obtenus par le maillage non uniforme (cas incliné tridimensionnel).

Les figures ci-dessous présentent des superpositions de trois cas de maillages pour:

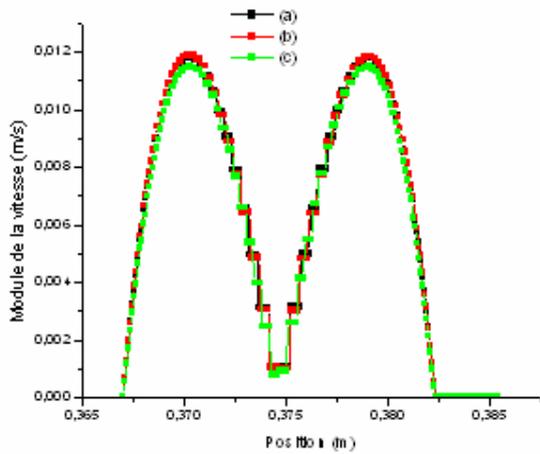
- (i) - La pression statique.
- (ii) - La température.
- (iii)- Le module de la vitesse.
- (iv) - La vitesse suivant x.
- (v) - La vitesse suivant y.
- (vi) - La vitesse suivant z.



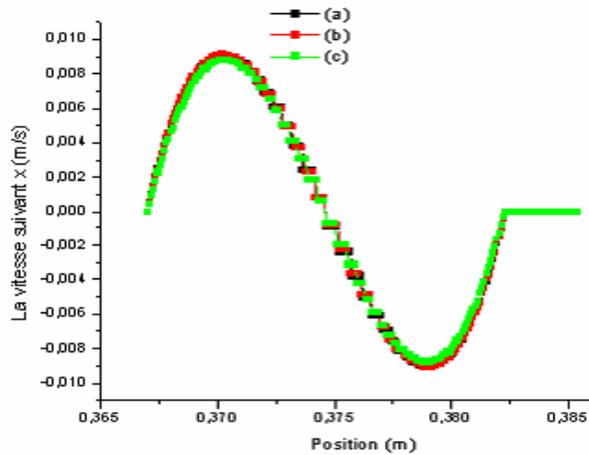
(ii) La pression statique (pascal).



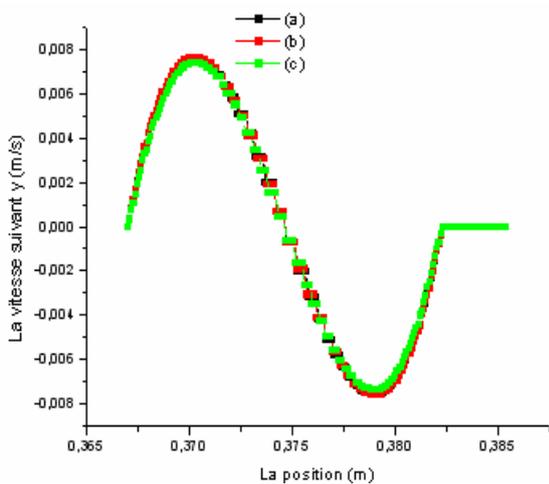
(i) La température (K).



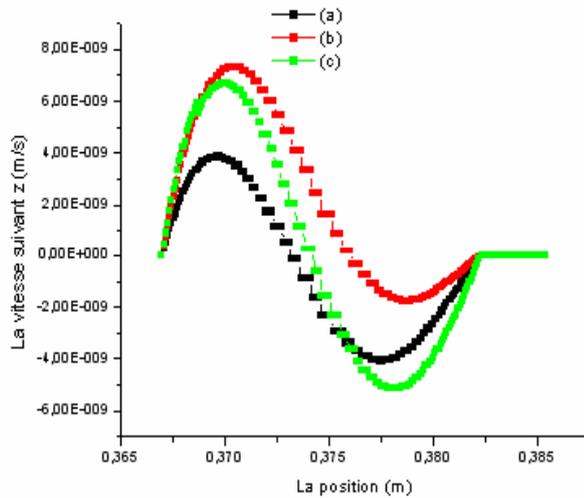
(iv) Le module de la vitesse (m/s).



(iii) La vitesse suivant x (m/s).



(vi) La vitesse suivant y (m/s).



(v) La vitesse suivant z (m/s).

Figure (IV.7): Comparaison des courbes obtenues par le maillage non uniforme pour le cas incliné tridimensionnel.

Du tableau (IV.4) et la figure (IV.6) on remarque que le maillage n'influe pas sur nos résultats ce qui est montré dans la figure (IV.7) où on a superposé pour chaque propriété trois cas de maillage. On ne voit aucune différence sauf dans le cas de la vitesse suivant z on a une petite variation, mais elle est négligeable.

IV.1.2 Le facteur de sous relaxation

Dans cette partie, on a pris le maillage le plus commode avec les mêmes conditions aux limites, et on a changé le facteur de sous relaxation de l'équation d'énergie entre 0.85 et 1.0. Les résultats obtenus sont regroupés dans la figure (IV.8) et le tableau (IV.5) suivants.

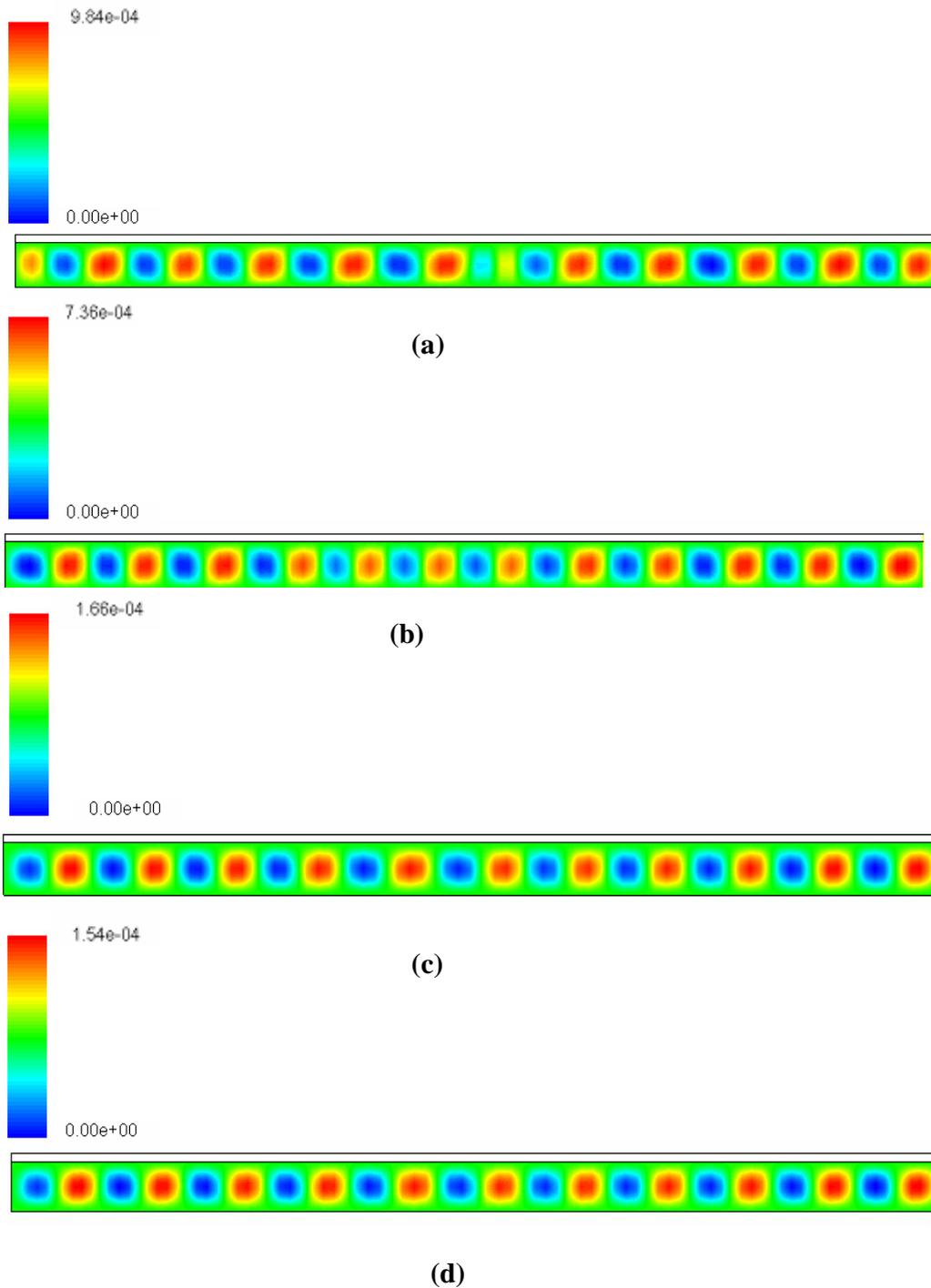


Figure (IV.8): Lignes de courant obtenus pour quatre valeurs du facteur de sous relaxation de l'équation d'énergie.



D'après la figure (IV.8) et le tableau (IV.5), on remarque que le facteur de sous relaxation influe considérablement sur les résultats lorsque il prend des valeurs strictement supérieures à 0.9, mais a partir de la valeur 0.9, on voit que les résultats sont indépendants du facteur de relaxation. Mais il faut noter que plus en relaxe plus que la solution numérique reste proche de la solution estimée ce qui fait retarder la convergence.

Le cas	Premier cas (a)	Deuxième cas (b)	Troisième cas (c)	Quatrième cas (d)
Le maillage selon X	90	90	90	90
Y _{air}	260	260	260	260
Y _{vitre}	20	20	20	20
Nombre de noeuds	25296	25296	25296	25296
Facteur de sous Relaxation Pour l'équation d'énergie	1	0.95	0.9	0.85
Nombre de rouleaux	23	24	22	22
Flux de l'absorbeur (w)	52.5	52.5	52.5	52.5
Flux de la couverture (w)	-52.500079	-23.721777	-20.082344	-20.258748
Flux net (w)	-7.8563915e-05	28.778223	32.417656	32.241252

Tableau (IV.5): Les résultats obtenus pour quatre valeurs du facteur de sous relaxation de l'énergie.

Conclusion

Pour avoir de bonne résultats, il faut prendre en considération plusieurs paramètres tel que, le facteur de sous relaxation, la qualité et la forme du maillage.

Le maillage doit être le plus fin possible et non uniforme (serré proche des parois et légèrement évolutif en se dirigeant vers le centre).

Le facteur de sous relaxation de l'équation d'énergie doit être inférieure ou égal à 0.9, mais pas trop petit pour gagner du temps.



Chapitre V:

Présentation et interprétation des résultats



Présentation et interprétation des résultats

Dans ce chapitre, on va présenter les résultats de l'étude de la convection naturelle dans un espace confiné qui représente la lame d'air d'un capteur solaire. Pour cela, on présente deux cas, il s'agit d'un capteur en position horizontale (étude bidimensionnelle) et d'un capteur en position inclinée (étude bidimensionnelle et tridimensionnelle). Pour les deux cas, la paroi inférieure est chauffée tandis que la paroi supérieure est soumise à une condition de flux mixte (flux convectif et radiatif). Les parois latérales sont supposées adiabatiques. L'objectif de notre travail est de pouvoir maîtriser le transfert thermique dans la cavité fermée remplie d'air d'une part et d'autre part et d'arriver à déterminer son épaisseur permettant d'avoir des pertes thermiques minimales sur la face avant du capteur.

Pour les études de convection naturelle dans les espaces confinés, les paramètres les plus importants sont la géométrie de l'espace confiné et les propriétés thermophysiques du fluide.

Pour cela, une modélisation numérique est réalisée en utilisant le code de calcul Fluent pour deux positions du capteur (horizontale et inclinée) et pour différentes épaisseurs de la lame d'air.

V.1. Propriétés thermophysiques des différents composants du capteur

Avant de présenter nos résultats, il est important de citer les différents composants du capteur qui sont:

- L'absorbeur qui constitue la paroi inférieure chauffée.
- La vitre en verre qui constitue la couverture du capteur.
- Les parois latérales qui sont isolantes (constituées de la laine de verre par exemple).
- L'air dans l'espace situé entre la vitre et l'absorbeur.

V.1.1. Propriétés thermophysiques de l'air

Les propriétés thermophysiques de l'air sont (Sébastien Candel (2001)) :

Propriétés physiques	symboles	valeurs
Masse volumique (Kg.m^{-3}).	ρ	1.177
Chaleur spécifique ($\text{J.Kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$).	C_p	1005
Conductivité thermique ($\text{J.m}^{-1}.\text{s}^{-1}.\text{K}^{-1}$).	λ	$2.624.10^{-02}$
Viscosité ($\text{Kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$)	μ	$1.983.10^{-05}$



V.1.2. Propriétés de La vitre

Les propriétés de la vitre qui constitue la paroi supérieure du capteur, sont (Frank Mootz (1994)) :

Propriétés physiques	symboles	valeurs
Masse volumique (Kg.m^{-3}).	ρ	2500
Chaleur spécifique ($\text{J.Kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$).	C_p	840
Conductivité thermique ($\text{J.m}^{-1}.\text{s}^{-1}.\text{K}^{-1}$).	λ	0.81
Emissivité	ε	0.99

V.2. Facteurs intervenant dans le calcul numérique

Dans l'étude numérique de la convection naturelle dans la lame d'air du capteur, le choix des différents facteurs de relaxations, l'algorithme de couplage vitesse pression, les schémas de discrétisation spatiale et les conditions initiales, ont un effet considérable sur les résultats obtenus.

Pour cela, les différents facteurs sont choisis comme suit :

V.2.1 Facteurs de relaxation

Les facteurs de relaxation sont choisis comme suit :

Pression: 0.3.

Quantité de mouvement : 0.7.

L'énergie : 0.9.

V.2.2. Couplage de vitesse pression

La méthode choisie dans le couplage vitesse pression est la méthode SIMPLE.

V.2.3. Schémas de discrétisation

Les équations de quantité de mouvement et d'énergie sont discrétisées en utilisant le schéma UPWIND.

V.2.4. Conditions choisis

Les conditions initiales sont choisies comme suit :



- La température ambiante : $T_a=298$ K.
La température du ciel : $T_c=293$ K.
La pression ambiante : $P = 101325$ Pas.
La gravité : $g = 9.81$ m.s⁻².

V.3. Interprétation des résultats

V.3.1. Cas bidimensionnel

V.3.1.1. Capteur en position horizontale

Dans ce cas, on va étudier la convection naturelle dans la lame d'air d'un capteur solaire horizontal. Pour cela, le choix des épaisseurs de la lame d'air et de la vitre ainsi que le coefficient d'échange convectif entre la vitre et l'extérieur sont donnés par :

- L'épaisseur de la lame d'air : variable et dans ce cas, elle est de : $e_a=0.025$ m.
- L'épaisseur de la vitre : $e_v=0.004$ m.
- Coefficient de convection : $h=2.3$ W.m⁻².K⁻¹.

- Champ de vitesses et de température

Les simulations sont réalisées en régime stationnaire avec l'approximation de Boussinesq et l'algorithme SIMPLE est utilisé pour coupler la vitesse à la pression.

La solution est considérée convergente si les résidus pour la vitesse et la température sont inférieurs à des valeurs imposées.

Pour avoir des résultats qui convergent, il faut avoir un maillage le plus fin possible, cependant le temps de calcul dépend du nombre de noeuds choisis. Une solution pour le choix du maillage est de prendre un maillage serré aux parois et légèrement évolutif.

Dans ce cas, le flux appliqué sur l'absorbeur est de 105 W.

Comme le gradient de température est orienté vers le haut, la convection de Rayleigh Bénard se déclenche surtout que le nombre de Rayleigh calculé dans ce cas, est proche de la valeur critique (1708). Une structure cohérente de l'écoulement s'organise autour d'un nombre de rouleaux contrarotatifs égaux au facteur de forme comme indiqué dans la figure ci-dessous (Figure V.4).

Le nombre de rouleaux est en bon accord avec celui indiqué dans la littérature.

La forme des rouleaux est presque carrée, ceci est confirmé par la théorie.

Ce genre d'écoulement est caractérisé par des instabilités hydrodynamiques et thermiques. Ces instabilités peuvent avoir un effet négatif en augmentant le mélange et le transfert thermique (Figures V.1, V.2, V.3 et V.4).



Figure (V.1): Variation de la composante de la vitesse suivant x

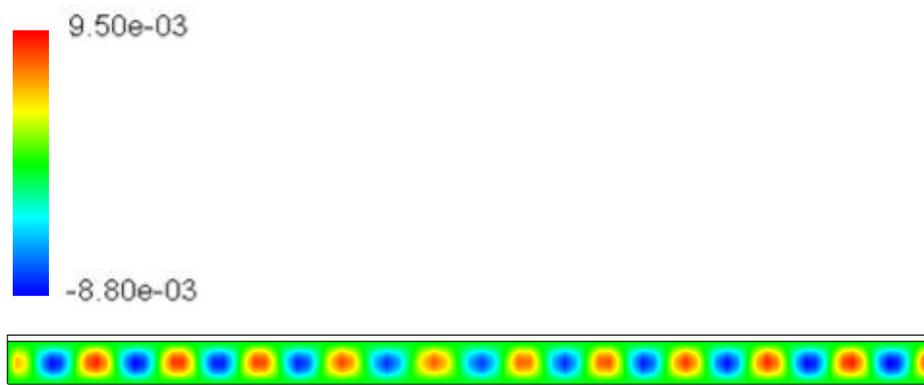


Figure (V.2): Variation de la composante de la vitesse suivant y

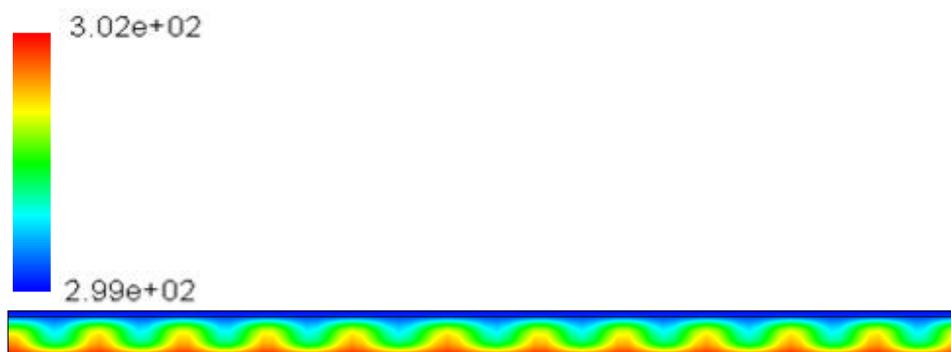


Figure (V.3): Variation de la température pour un capteur horizontal

Pour la température, on voit que le nombre de structure est presque égal au facteur de forme divisé par deux.

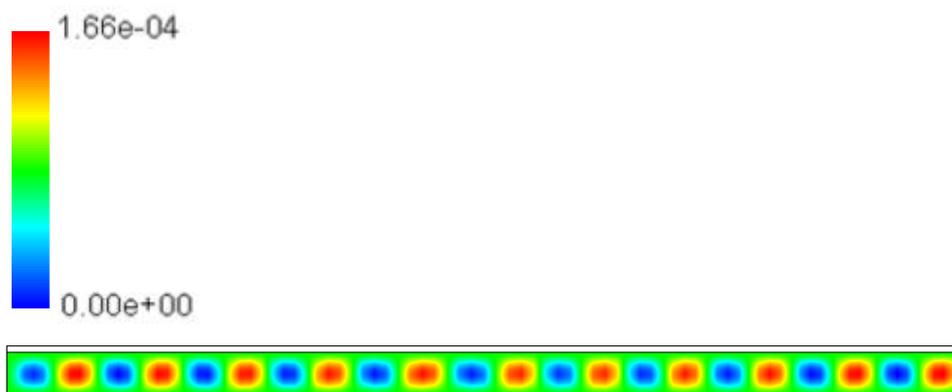


Figure (V.4): Lignes de courant pour un capteur horizontal

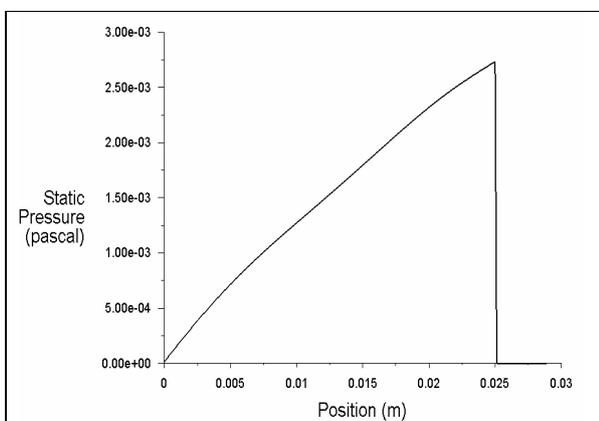


Figure (V.5) : Variation de la pression

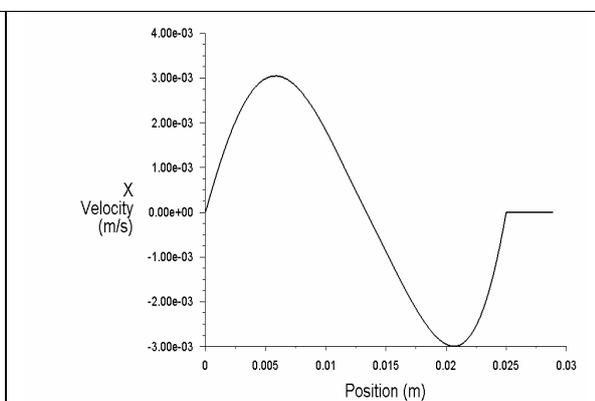


Figure (V.6) : Variation de la vitesse suivant l'axe Ox

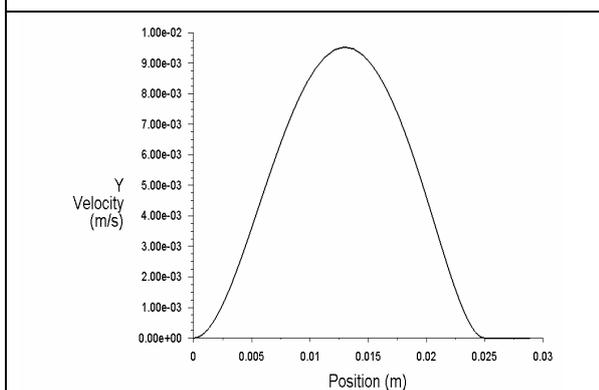


Figure (V.7) : Variation de la vitesse suivant l'axe Oy

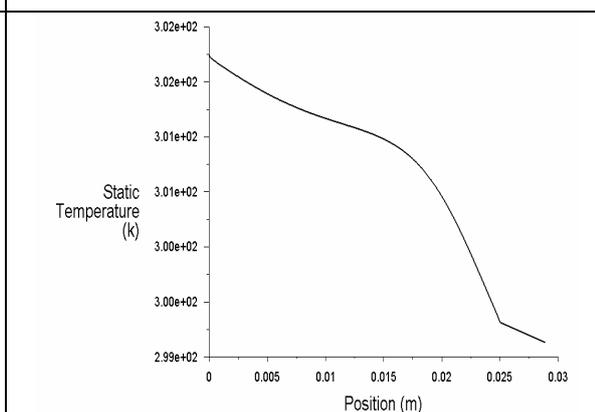


Figure (V.8) : Variation de la température

Les profils de pression, de vitesses et de température suivant l'épaisseur de la lame d'air (variation verticale) à une position horizontale fixe, sont présentés dans les figures ci-dessus



(Figures V.5, V.6, V.7 et V.8). L'allure des profils de vitesse est due à la recirculation du fluide. Aux parois, la vitesse est nulle ce qui correspond aux conditions de non glissement.

Pour la variation de la température, on constate qu'elle diminue du bas (paroi chaude) en haut (paroi froide) sous forme d'une courbe dans la lame d'air (convection) et d'une droite dans la vitre (conduction). Dans la figure V.3, on voit l'apparition des structures qui sont bien organisées et qui permettent d'accélérer le transfert thermique. La géométrie de ces structures est en bon accord avec celle donnée dans la théorie.

La pression augmente de l'absorbeur vers la vitre et dans la vitre (solide), elle est nulle.

V.3.1.2 Capteur en position inclinée

- Champs de vitesse et de température

Dans ce cas, le flux de chaleur imposé sur l'absorbeur est de l'ordre de 105 W.

Les champs de vitesse et de température sont représentés dans les figures ci-dessous (Figures V.9, V.10, V.11).

Pour la circulation du fluide, on constate l'apparition d'une seule cellule contrairement au cas horizontal où il y'avait plusieurs rouleaux contre-rotatifs. Donc on voit très bien l'effet de l'angle d'inclinaison du capteur sur les phénomènes dynamiques et thermiques à l'intérieur de la lame d'air. Pour la température, les isothermes sont denses près des parois chaudes, ce qui est en accord avec la théorie. On voit aussi l'apparition d'une demi-structure qui correspond à un rouleau de circulation.

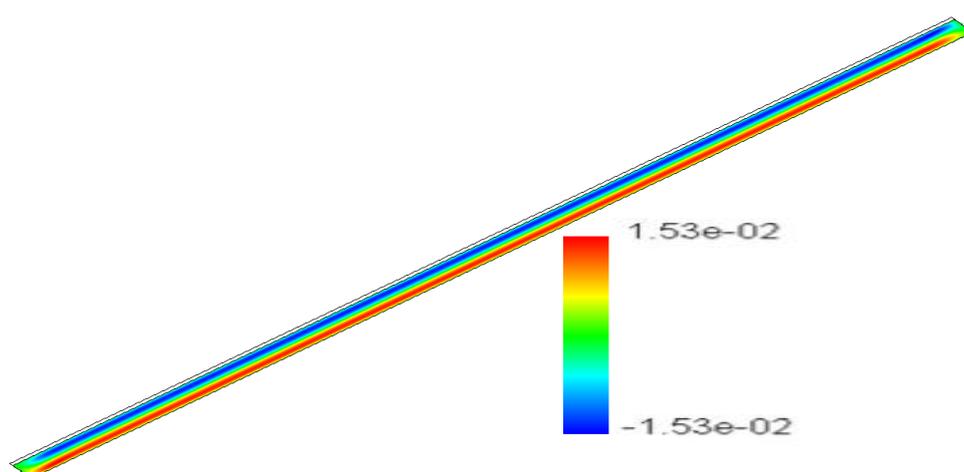


Figure (V.9) : Variation de la composante de la vitesse suivant l'axe Ox.

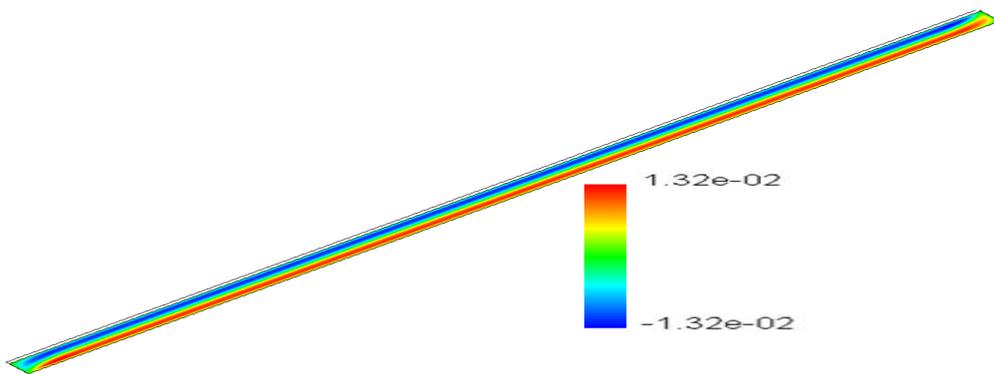


Figure (V.10): Variation de la composante de la vitesse suivant l'axe Oy.

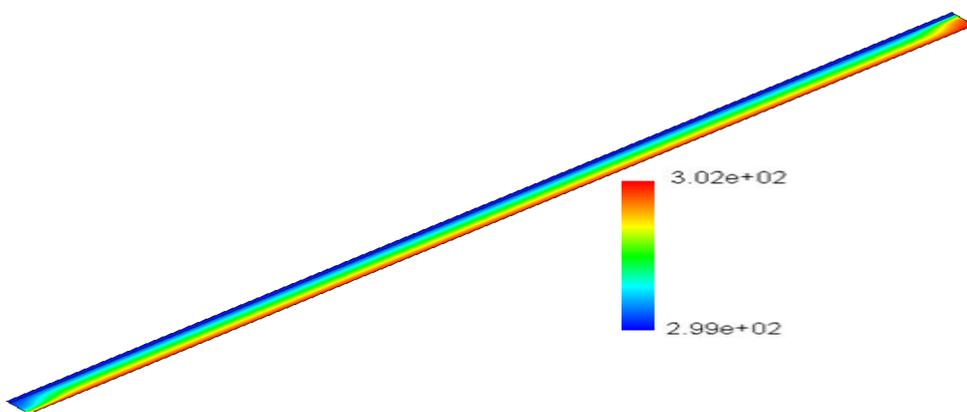


Figure (V.11): Variation de la température.

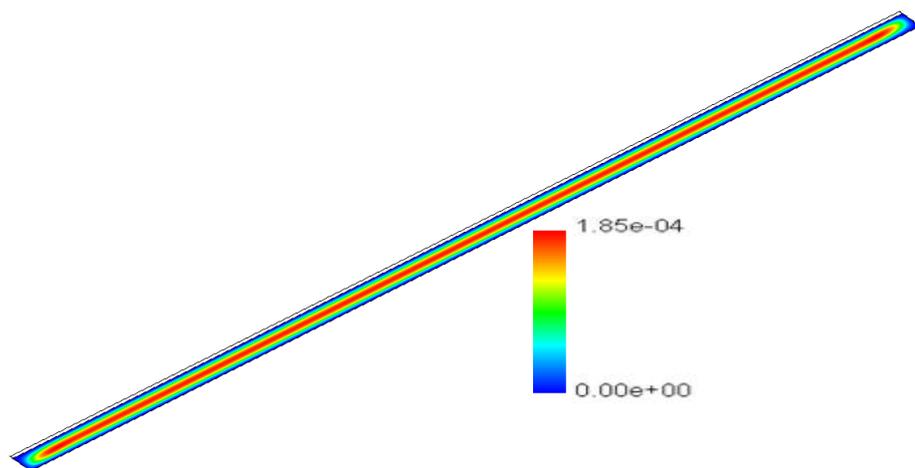


Figure (V.12): Lignes de courant.

Pour la circulation du fluide, on constate aussi que le fluide chaud monte vers le haut le long d'une paroi et le fluide froid descend le long de la paroi adjacente.

V.3.2. Cas tridimensionnel

Pour un capteur solaire incliné, la convection est faible par rapport au cas horizontal, ou elle devient maximale et cette valeur maximale dépend de la géométrie de la lame d'air et des écarts de température imposés.

Quant on fait varier l'angle d'inclinaison de l'espace confiné (lame d'air) par rapport à l'horizontal, le transfert thermique par convection diminue du cas horizontal (paroi inférieure chauffée) jusqu'à une valeur nulle (conduction pure) pour le cas où l'espace confiné est chauffé par le haut. Le nombre de Nusselt donne l'effet de la convection sur ce mode de transfert. Il est égal à l'unité dans le cas de la conduction.

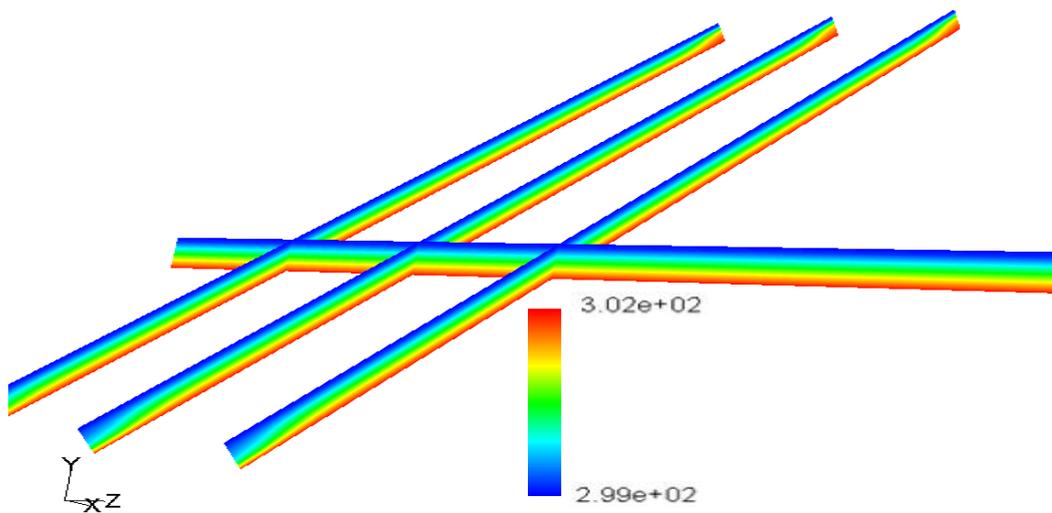


Figure (V.13): Variation de la température dans le cas d'un capteur solaire incliné avec un flux de 105W imposé à l'absorbeur (cas tridimensionnel)

Si on regarde la variation de température dans le cas d'un capteur solaire incliné (figure V.13) avec un flux de 105 W imposé sur l'absorbeur et on la compare au cas horizontal, on constate dans la figure V.13 que la série de rouleaux de convection n'apparaissent pas ceci est du au fait que le transfert thermique par convection est faible par rapport au cas horizontal et par

conséquent la conduction est dominante. Ceci explique la variation de température sous forme de strates dans la lame d'air et qui sont denses proche de la paroi chaude.

Dans ce cas le nombre de Rayleigh est inférieur au Rayleigh permettant d'obtenir une structure équivalente à celle des flux de 500 W et 800 W (représenté en annexe) représentées ci-dessous.

Dans le cas d'un flux de 105 W, on constate qu'on a le même effet que le cas bidimensionnel incliné. Pour voir l'effet du flux imposé sur l'absorbeur sur la structure de l'écoulement, on a imposé d'autres valeurs plus grandes (500 W et 800 W (voir annexe)) ce qui correspond à des journées plus ensoleillées, pour cela les rouleaux de convection apparaissent.

On a de nouveau une structure qui correspond à celle de Rayleigh Bénard.

Pour ce cas de figure, le nombre de Rayleigh basé sur la différence de température entre le bas et le haut est de l'ordre de 9257.107.

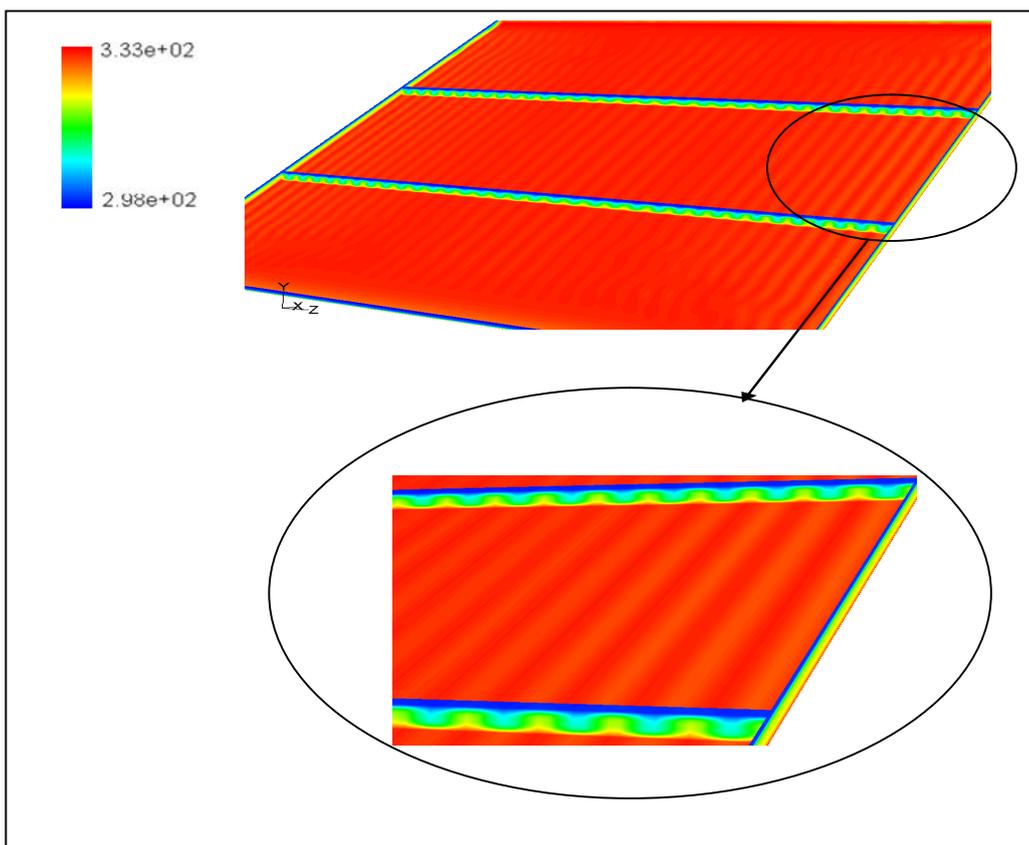


Figure (V.14): Champ de température dans le cas d'un capteur solaire incliné avec un flux de 500W imposé à l'absorbeur (cas tridimensionnel), $Ra=9257.107$

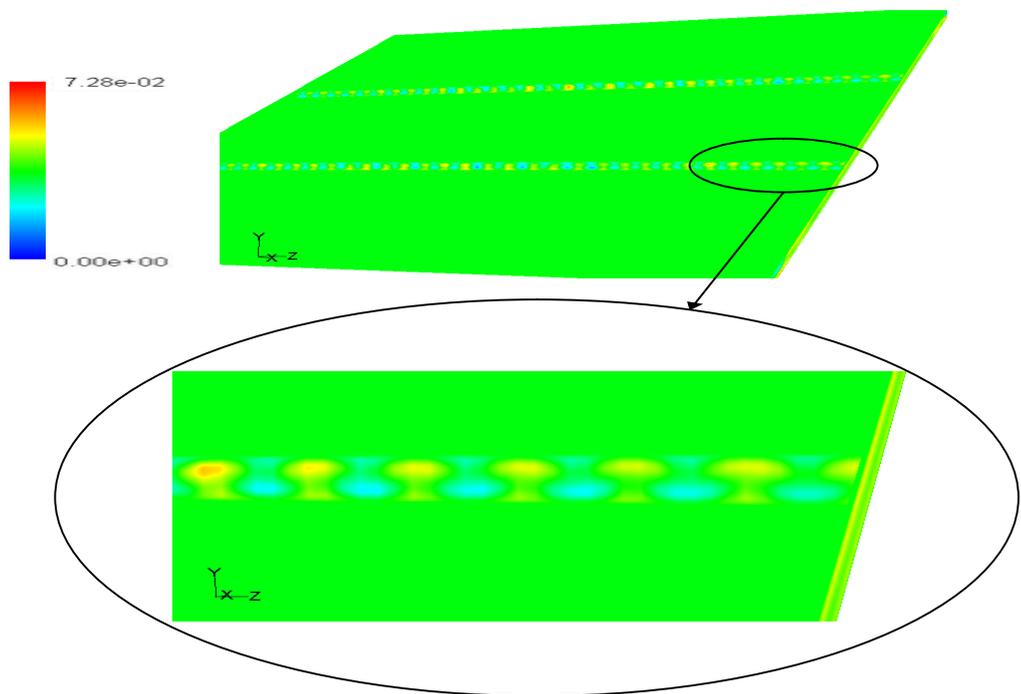


Figure (V.15) : Variation de la composante de vitesse suivant l'axe Ox pour un Rayleigh de $Ra = 9257.1075$.

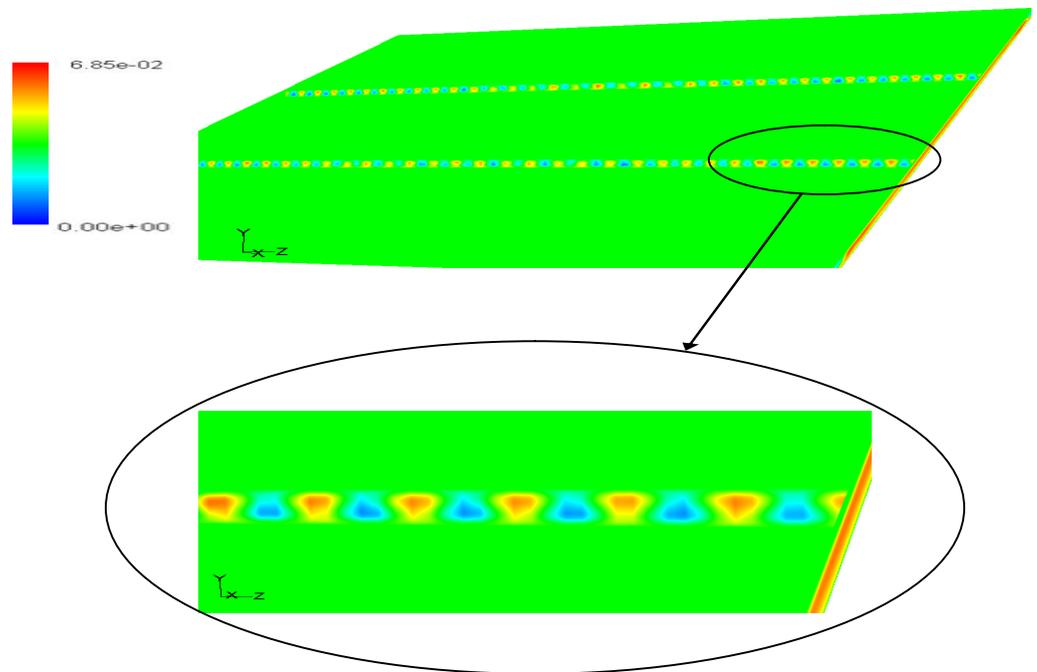


Figure (V.16) : Variation de la composante de vitesse suivant l'axe Oy pour un Rayleigh de $Ra = 9257.1075$.

Pour des faibles nombres de Rayleigh, la structure de l'écoulement est ordonnée, ce qui est représenté dans les figures V.14, V.15 et V.16.

Lorsque le nombre de Rayleigh augmente, ces structures commencent à se déformer et deviennent irrégulières et chaotiques, ce qui implique le passage au régime transitoire et turbulent expliqué par l'apparition des panaches. Ceci est représenté dans les figures V.17 , V.18 et V.19.

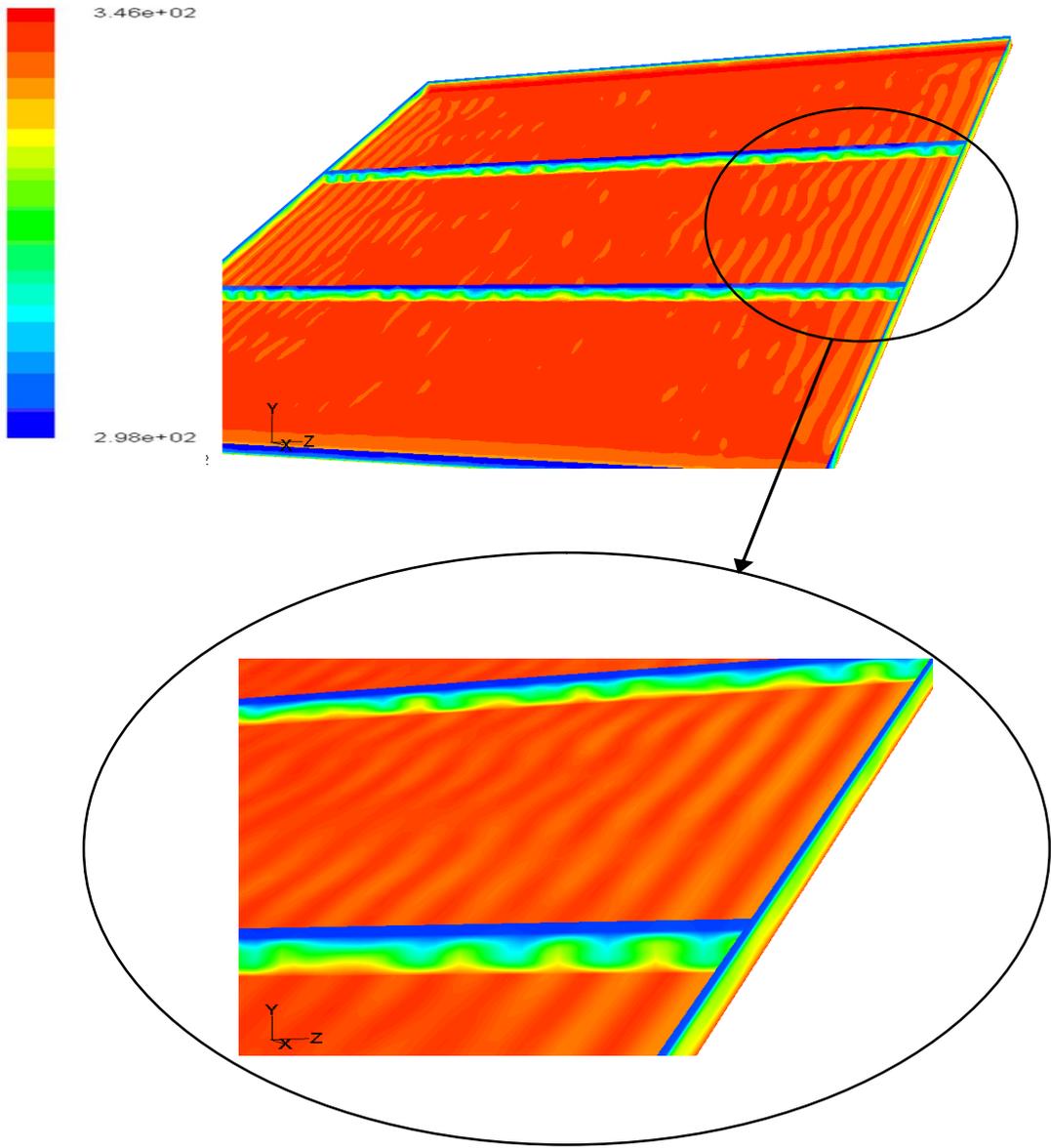


Figure (V.17) : Champ de température dans un capteur incliné soumis à un flux de 500W pour un Rayleigh de $Ra = 12028.457$

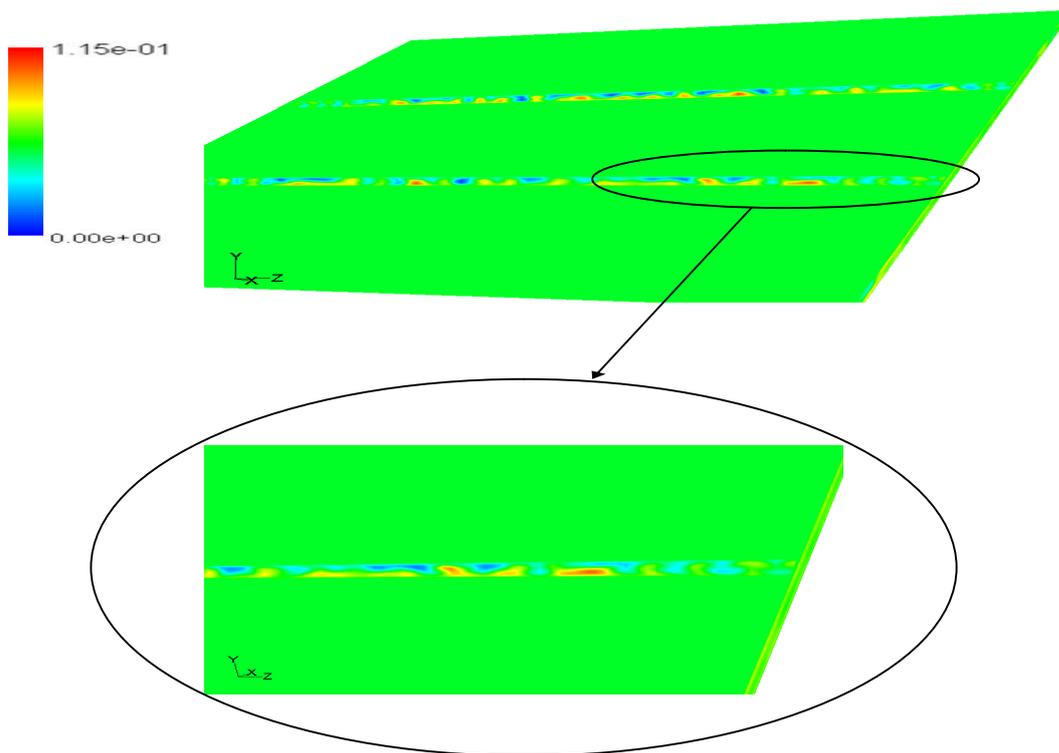


Figure (V.18) : Variation de la composante de la vitesse suivant l'axe Ox pour un Rayleigh de $Ra = 12028.457$

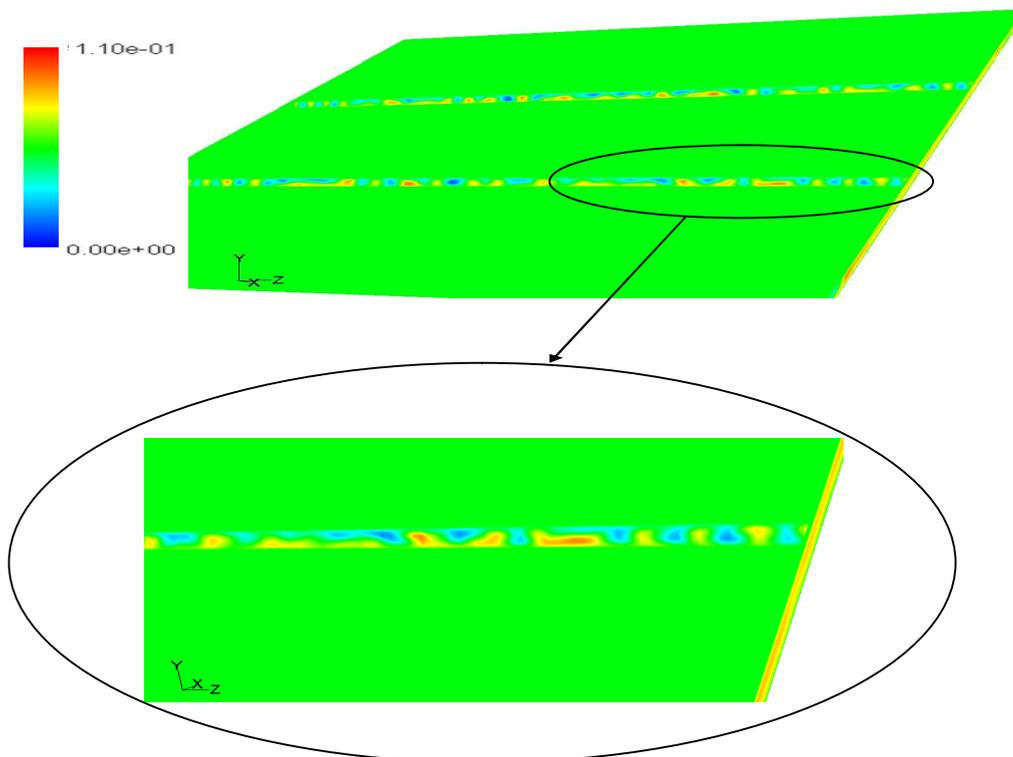


Figure (V.19) : Variation de la composante de la vitesse suivant l'axe Oy pour un Rayleigh de $Ra = 12028.457$.



V.2.3. l'influence de l'épaisseur de la lame d'air sur différents paramètres

Pour calculer le Nusselt moyen dans la lame d'air, parmi les différentes corrélations proposées, on a choisi la corrélation recommandée par Hollands et al (1976) qui 's'écrit sous la forme :

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

Où le signe (+) implique que le terme entre crochet et pris égal à zéro lorsqu' il est nul.

$$Ra = \frac{g\beta(T_H - T_C)e^3 \text{Pr}}{\nu^2} \quad ; \quad (\text{V.2})$$

$$h = \frac{\overline{Nu}\lambda}{e} \quad (\text{V.3})$$

La corrélation (V.1) donne le nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh et de l'angle d'inclinaison du capteur.

Pour le cas horizontal l'expression (V.1) prend la forme :

$$\overline{Nu} = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708}{Ra} \right]^+ - \left[\left(\frac{Ra}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^+ \quad (\text{V.4})$$

K. S. Ong (1995) a proposé cette corrélation pour un angle d'inclinaison qui varie entre 0° et 60°. La même corrélation est utilisée par A. Benkhelifa (1998) mais pour un angle qui varie entre 0° et 75°. De même T. Koyuncu (2006), propose la même corrélation sans condition.

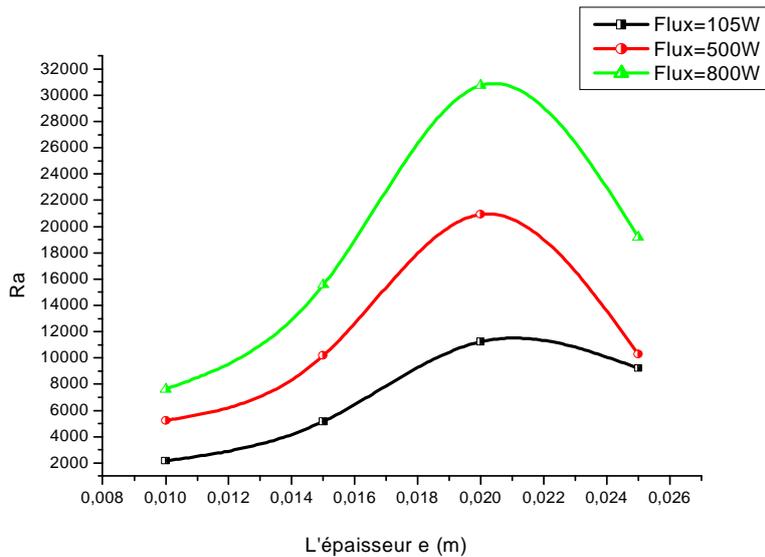


Figure (V.20): Variation de Rayleigh en fonction de l'épaisseur de la lame d'air et du flux imposé sur l'absorbeur pour le cas bidimensionnel horizontal.

Pour l'influence du flux on remarque que Rayleigh est proportionnel au flux imposé (figure V.20), car son augmentation accroît la température de l'absorbeur et par conséquent la différence de température entre la vitre et l'absorbeur ce qui augmente le mouvement convectif. Pour une épaisseur de la lame d'air inférieure ou égale à 2 cm, malgré que la différence de température diminue, la poussé d'Archimède domine la traîné visqueuse et la diffusion thermique, mais au delà de 2 cm la différence de température diminue de sorte que le transfert convectif sera vaincu.

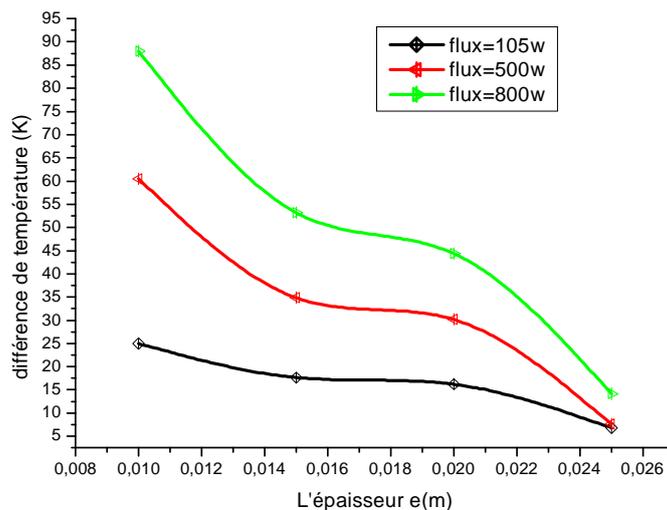


Figure (V.21): Variation de la différence de température entre l'absorbeur et la couverture en fonction de l'épaisseur de la lame d'air et du flux imposé sur l'absorbeur pour le cas bidimensionnel horizontal.

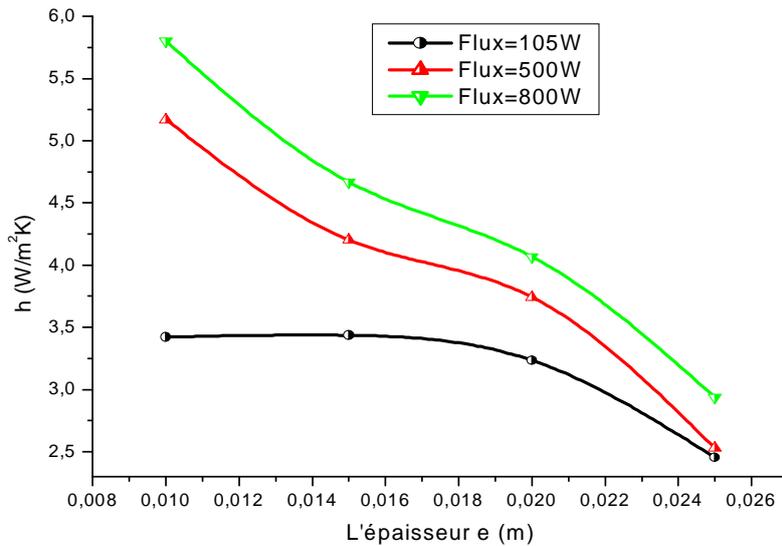


Figure (V.22): Variation du coefficient de convection h en fonction de l'épaisseur de la lame d'air et du flux imposé sur l'absorbeur pour le cas bidimensionnel horizontal.

On constate que l'augmentation de l'épaisseur de la lame d'air conduit à une diminution de la différence de température entre l'absorbeur et la vitre (figure V.21) d'où une diminution du transfert convectif et par conséquent une diminution du coefficient de convection h (figure V.22). Pour une épaisseur fixe de la lame d'air et en faisant augmenter le flux imposé sur l'absorbeur, la différence de températures entre l'absorbeur et la vitre augmente et par conséquent le coefficient de transfert convectif augmente (figure V.22).

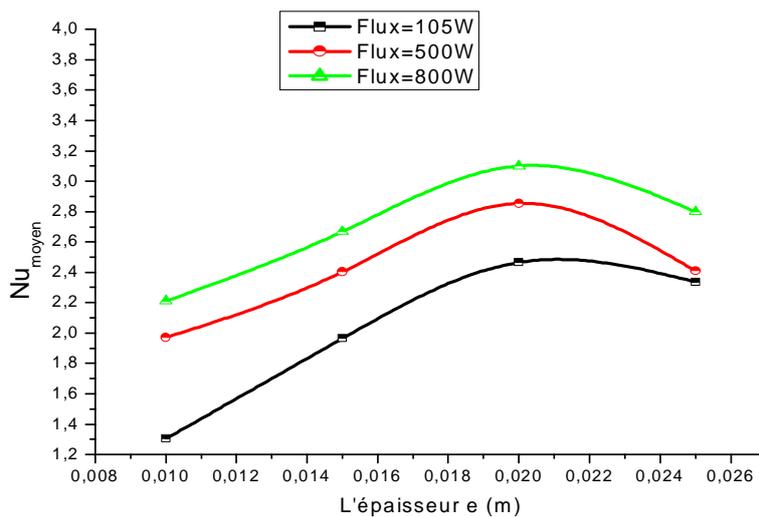


Figure (V.23): Variation de Nusselt en fonction de l'épaisseur de la lame d'air et du flux imposé sur l'absorbeur pour le cas bidimensionnel horizontal.



L'expression du nombre de Nusselt est donnée par la corrélation (V.3).

On constate que le Nusselt suit la même évolution que le nombre de Rayleigh. Pour une épaisseur inférieure à 2 cm ce nombre adimensionnel augmente tandis que pour une épaisseur supérieure, il décroît. (V.23)).

Les résultats précédentes sont obtenues en utilisant la différence de température calculé par le Fluent et utilisant les formules (V.1, V.2, V.3, V.4).

D'autres auteurs . vois que Rayleigh doit être calculé a partir du flux imposée sur l'absorbeur en remplaçant la différence de température par son expression qui est une fonction de flux de la façon suivante :

$$\text{On a : } Ra = \frac{g\beta\Delta T e^3 \text{ Pr}}{\nu^2} \quad (\text{V.5})$$

$$\text{D'autre part : } q = \frac{\lambda S \Delta T}{e} \quad (\text{V.6})$$

$$\text{D'où : } Ra = \frac{g\beta q e^4 \text{ Pr}}{\lambda S \nu^2} \quad (\text{V.7})$$

Où :

S : La surface de l'absorbeur.

λ : La conductivité thermique de l'air.

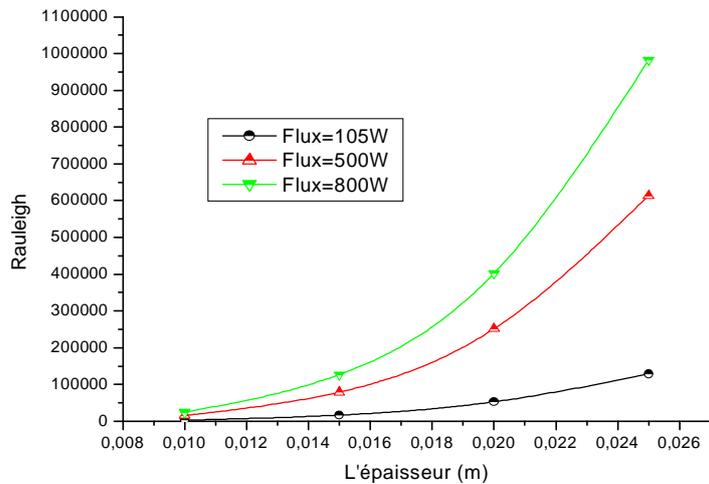


Figure (V.24): Variation de Rayleigh en fonction de l'épaisseur de la lame d'air et du flux imposé sur l'absorbeur pour le cas bidimensionnel (horizontal et incliné).

Dans la courbe (V.24) on voit que le nombre de Rayleigh accroît avec l'augmentation de l'épaisseur de la lame d'air et du flux imposé sur l'absorbeur ce qui vient du fait que Rayleigh est proportionnel au flux et à l'épaisseur e comme montré dans la relation (V.7).

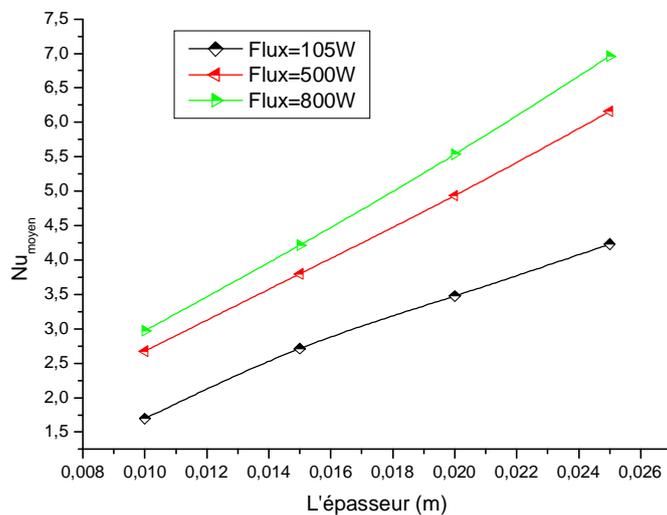


Figure (V.25): Variation de Nusselt en fonction de l'épaisseur de la lame d'air et du flux imposé sur l'absorbeur pour le cas bidimensionnel horizontal.

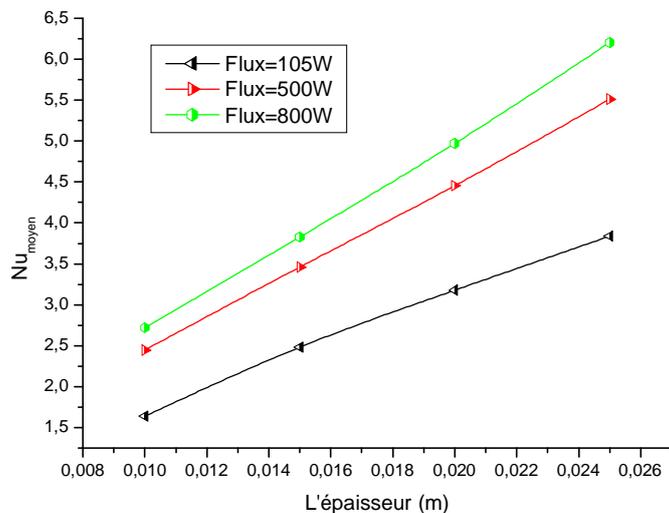


Figure (V.26): Variation de Nusselt en fonction de l'épaisseur de la lame d'air et du flux imposé sur l'absorbeur pour le cas bidimensionnel incliné.

On constate des figures (V.25, et V.26) que le Nusselt moyen dans la lame d'air augmente avec l'augmentation de l'épaisseur et de flux car il est une fonction de Rayleigh (expression V.1 et V.4), et de la comparaison entre le cas d'un capteur horizontal (V.25) et celui incliné (V.26) on voit pas une grande différence.

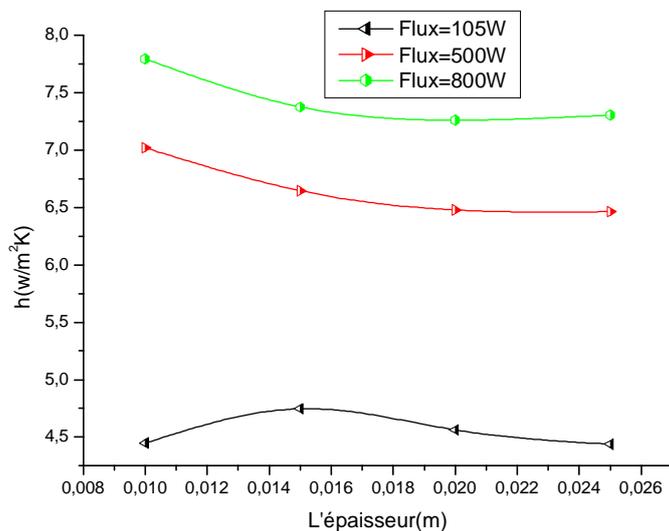


Figure (V.27): Variation du coefficient de convection h en fonction de l'épaisseur de la lame d'air et du flux imposé sur l'absorbeur pour le cas bidimensionnel horizontal.

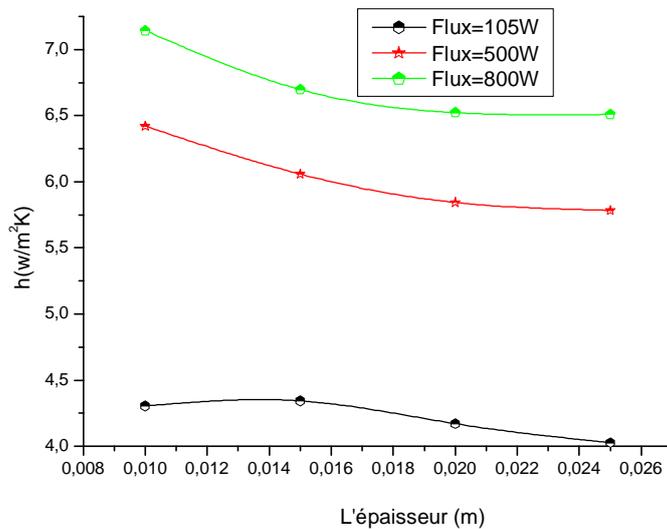


Figure (V.28): Variation du coefficient de convection h en fonction de l'épaisseur de la lame d'air et du flux imposé sur l'absorbeur pour le cas bidimensionnel horizontal.

Des figures (V.27 et V.28), qui représentent la variation du coefficient de convection au sein de la lame d'air, on constate que ce coefficient diminue en augmentant l'épaisseur de la lame d'air et augmente avec l'accroissement du flux auquel soumis l'absorbeur.

D'autre part on voit que l'inclinaison du capteur diminue faiblement le coefficient de convection.

La figure (V.30) montre que l'augmentation de l'épaisseur de la lame d'air décroît le flux perdu à travers la couverture qui est aussi proportionnel au flux imposé sur l'absorbeur. La température de l'absorbeur diminue avec l'augmentation de l'épaisseur (figure V.29).

Ces deux courbes nous conduisent à conclure que la chaleur prise de l'absorbeur ne se dégage pas totalement à travers la couverture puisque une partie de cette chaleur sera perdue dans l'échauffement de la quantité d'air qui existe entre l'absorbeur et la vitre. Donc avec l'augmentation de l'épaisseur de la lame d'air on réduit le flux dégagé vers l'extérieur par contre on augmente le flux du chauffage de l'air confiné. Donc il faut trouver un optimal entre les deux flux. En ce qui concerne l'influence du flux auquel soumis l'absorbeur, on remarque que la température de l'absorbeur et le flux perdu par la couverture du capteur augmente avec l'augmentation du flux imposé sur l'absorbeur.

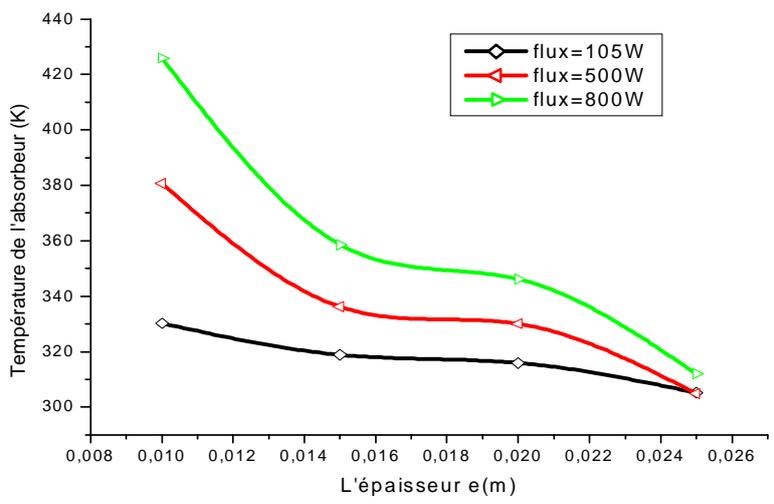


Figure (V.29): Variation de la température de l'absorbeur en fonction de l'épaisseur de la lame d'air et du flux imposé sur l'absorbeur pour le cas bidimensionnel horizontal.

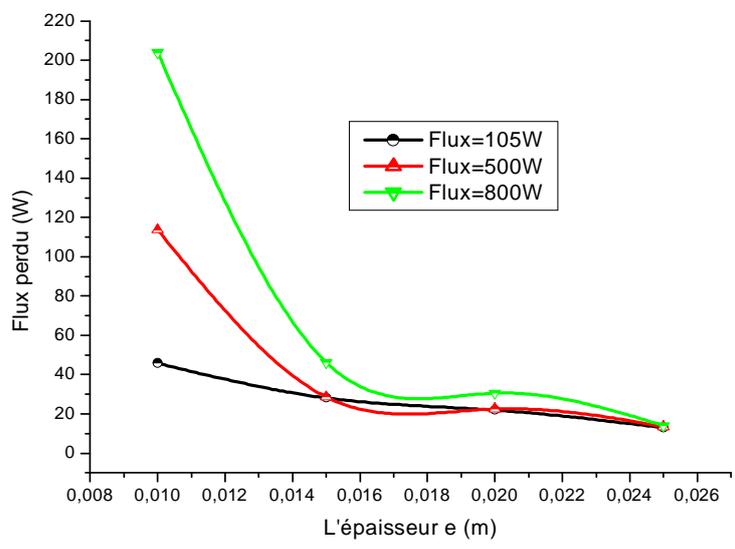


Figure (V.30): Variation du flux perdu en fonction de l'épaisseur de la lame d'air et du flux imposé sur l'absorbeur pour le cas bidimensionnel horizontal.

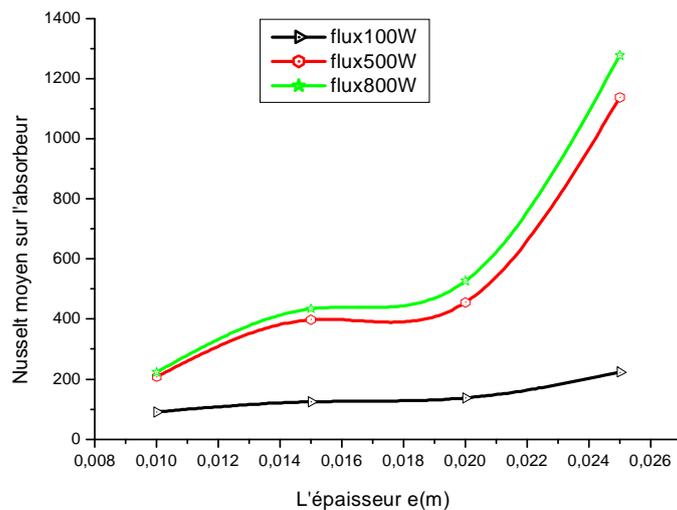


Figure (V.31): Variation du Nusselt moyen sur l'absorbeur en fonction de l'épaisseur de la lame d'air et du flux imposé sur l'absorbeur pour le cas bidimensionnel horizontal.

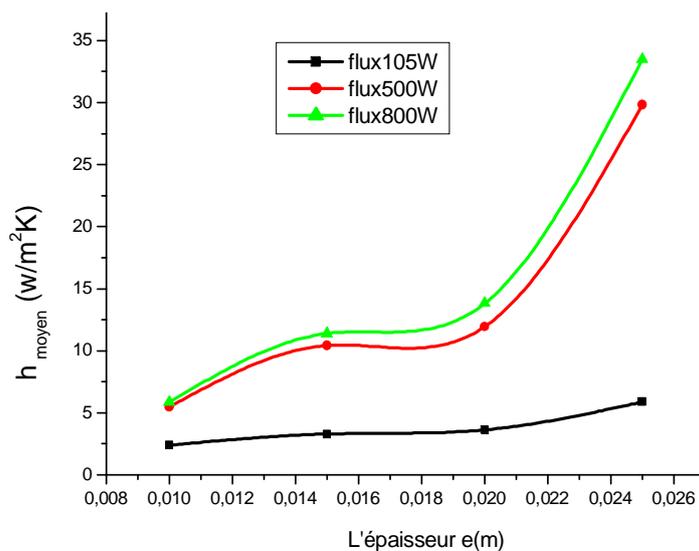


Figure (V.32): Variation du coefficient de convection moyen sur l'absorbeur en fonction de l'épaisseur de la lame d'air et du flux imposé sur l'absorbeur pour le cas bidimensionnel horizontal.

Les figures (V.31) et (V.32) donnent la variation du Nusselt moyen et le coefficient h moyen sur l'absorbeur est donnée par la figure ci-dessus. Ce nombre adimensionnel est calculé à partir

de h qui est calculé à son tour selon la formule : $\bar{h} = \frac{1}{A} \int h dA$.

Ces deux figures confirment les courbes de la figure (V.29), puisque l'augmentation de h augmente le refroidissement de l'absorbeur.



Conclusion



Conclusion générale

L'objectif de ce travail est d'étudier le transfert convectif entre la vitre et l'absorbeur afin d'optimiser le rendement du capteur en essayant de déterminer l'épaisseur optimale permettant d'augmenter la résistance thermique entre l'absorbeur et la vitre. Cette étude a été réalisée à l'aide du logiciel Fluent qui se base sur la méthode des volumes finis. Dans ce travail on a passé par plusieurs par plusieurs étapes. L'étape la plus lourde et qui a pris la majorité de notre temps était celle de l'étude de l'indépendance de la solution numérique du maillage. Dans cette étape, on a accédé à la qualité du maillage qui nous a donné des phénomènes plus réalistes, comme on a arrivé à l'indépendance souhaitée.

De nos résultats obtenus, on a remarqué que :

- Pour avoir de bons résultats, il faut choisir un maillage serré légèrement évolutif, aussi que le facteur de sous relaxation doit être bien choisi pour ne pas fausser les résultats et ne pas retarder la convergence.
- Le phénomène qui se passe au niveau de la lame d'air c'est bien les instabilités de Rayleigh-Bénard.
- L'inclinaison du capteur influe sur les phénomènes qui se passent à l'intérieur de la lame d'air. Plusieurs rouleaux dans le cas d'un capteur horizontal apparaissent tandis que ce nombre a diminué à un seul rouleau lorsque le capteur est incliné d'un angle de 50° .
- Lorsque on augmente le flux imposé à l'absorbeur, le nombre de Rayleigh (avec lequel on contrôle le régime de la convection) augmente et la convection devienne turbulente.
- Avec l'accroissement du flux on aura plus de chaleur perdue à travers la vitre.
- Le flux perdu par la vitre diminue lors de l'augmentation de l'épaisseur de la lame d'air confinée entre l'absorbeur et la couverture transparente. Une partie de la chaleur sert à chauffer l'air piégé.
- Le coefficient de convection entre la vitre et l'absorbeur décroît avec l'augmentation de l'épaisseur de la lame d'air.



- Entre l'absorbeur et la couverture, le nombre de Nusselt est fortement proportionnel à la distance entre ces deux composants. Lorsque cette distance est inférieure à 2 cm. Au delà de cette valeur le Nusselt varie avec le coefficient de convection h .
- La quantité de chaleur perdue par l'absorbeur n'est pas dégagée totalement vers l'extérieur à travers la vitre, mais elle est set au chauffage de la lame d'air.

- **Comme perspectives :**

- Comme on a constaté que l'écoulement est instationnaire donc il faut en tenir compte.
- D'après la structure de l'écoulement, on constate qu'on est dans le régime turbulent, donc il faut introduire un modèle de turbulence.
- Faire varier l'inclinaison du capteur pour voir son effet sur les résultats.
- Arriver à définir l'épaisseur optimale de la lame d'air et l'inclinaison adéquate pour minimiser les pertes avant du capteur.



Bibliographie



Bibliographie

Articles

K. S. Ong. “Thermal performance of solar air heaters: Mathematical model and solution procedure”. *Solar Energy*, 55 (1995), pp. 93-109.

Ho-Ming Yeh and Tong-Tshien Lin. “The effect of collectors aspect ratio on the collectors efficiency of flat-plate solar air”. *Energy*, 20 (1995), pp. 1041-1047.

N. Nijegorodov, P. K. Jain and K. R. S. Devan. “A graphical method of measuring the performance characteristics of solar collectors”. *Renewable Energy*, 7 (1996), pp. 23- 31.

A. A. Mohamad. “High efficiency solar air heater”. *Solar Energy*, 60 (1997), pp. 71-76.

A. Benkhelifa. “Optimisation d’un Capteur Solaire Plan “. *Rev. Energ. Ren. : Physique Energétique*, (1998), pp. 13-18.

Donatien Njomo. “ Etude théorique du comportement thermique d’un capteur solaire plan à air à couverture combinée plastique-vitre “. *Rev. Gén. Therm*, 37 (1998), pp. 973-980.

F. Mokhtari et D. Semmar. “Etude Expérimentale d’un Capteur Solaire à Air” *Rev. Energ. Ren*, (1999), pp. 243-246.

K. Sopiana^{*}, Supranto^b, W.R.W. Daud^b, M.Y. Othman^c, B. Yatim^c. “Thermal performance of the double-pass solar collector with and without porous media”. *Renewable Energy*, 18 (1999), pp. 557-564.

N.T. Ahmad. “Agricultural solar air collector made from low cost plastic packing film”. *Renewable Energy*, 23 (2001), pp. 663–671.

Ahmet Kürklü^{*}, Aziz Ö zmerzi, Sefai Bilgin. “Thermal performance of a water-phase change material solar collector”. *Renewable Energy*, 26 (2002) 391–399.

N. Moumni, S. Youcef-Ali ₂, A. Moumni, J.Y. Desmons. “Energy analysis of a solar air collector with rows of fins”. *Renewable Energy*, 29 (2004), pp. 2053–2064.

A. Abene^{*}, V. Dubois, M. Le Ray, A. Ouagued. “Study of a solar air flat plate collector: use of obstacles and application for the drying of grape”. *Journal of Food Engineering*, 65 (2004), pp. 15–22.



M. N. Bargach^{a,*}, R. Tadili^a, A. S. Dahman^b, M. Boukallouch^c. “Comparison of the performance of two solar heating systems used to improve the microclimate of agricultural greenhouses in Morocco”. *Renewable Energy*, 29 (2004), pp. 1073–1083.

Soteris A. Kalogirou^{*}. “Solar thermal collectors and applications”. *Progress in Energy and Combustion Science*, 30 (2004), pp. 231–295.

S. Youcef-Ali. “Study and optimization of the thermal performances of the offset rectangular plate fin absorber plates, with various glazing”. *Renewable Energy*, 30 (2005), pp. 271–280.

C. D. Ho^{a,*}, C. W. Yeh^a, S. M. Hsieh^b. “Improvement in device performance of multi-pass flat-plate solar air heaters with external recycle”. *Renewable Energy*, 30 (2005), pp. 1601–1621.

Paisarn Naphon^{*}. “Effect of porous media on the performance of the double-pass flat plate solar air heater”. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 32 (2005), pp. 140–150.

Ernani Sartori. “Convection coefficient equations for forced air flow over flat surfaces”. *Solar Energy*, 80 (2006), pp. 1063–1071.

S. Youcef-Ali, J. Y. Desmons. “Numerical and experimental study of a solar equipped with offset rectangular plate fin absorber plate *Renewable Energy*, 31 (2006), pp. 2063–2075.

A. Ucar^{*}, M. Inalli. “Thermal and exergy analysis of solar air collectors with passive augmentation techniques”. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 33 (2006), pp. 1281–1290

Ali M. El-Nashar. “Heat loss through the piping of a large solar collector field”. *Energy*, 31 (2006), pp. 2020–2035.

Turhan Koyuncu^{*}. “Performance of various design of solar air heaters for crop drying applications”. *Renewable Energy*, 31 (2006), pp. 1073–1088.

R. R. Avezov, V. G. Dyskin, and N. R. Avezova. “Thermal Optimization of the Closed Air Layer of a Light-Absorbing Heat-Exchange Panel– Transparent Cover System of Water-Heating Flat-Plate Solar Collectors”. *Applied Solar Energy*, 43 (2007), pp. 207–210.

Marwa M. Hassan, Yvan Beliveau. “Design, construction and performance prediction of integrated solar roof collectors using finite element analysis”. *Construction and Building Materials*, 21 (2007), pp. 1069–1078.

Fayza Ben Yelles, Batoul Benabadji, Boumediène Benyoucef, Zakariya Ziani. “Comparaison entre un capteur a aérogel de silice et d’autres capteurs plans ». 13^{èmes} Journées Internationales de Thermique Albi, France du 28 au 30 Août 2007.

Huseyin Gunerhan, Arif Hepbasli. “Determination of the optimum tilt angle of solar collectors for building applications”. *Building and Environment*, 42 (2007), pp. 779–783.



M. Augustus Leon, S. Kumar*. “Mathematical modeling and thermal performance analysis of unglazed transpired solar collectors”. *Solar Energy*, 81 (2007), pp. 62–75.

Rajendra Karwa^{a*}, Nitin Karwa^b, Rohit Misra^c, P. C. Agarwal^c. “Effect of flow mal distribution on thermal performance of a solar air heater array with sub collectors in parallel”. *Energy* 32 (2007), pp. 1260–1270.

Suleyman Karsli. “Performance analysis of new-design solar air collectors for drying applications”. *Renewable Energy*, 32 (2007), pp. 1645–1660.

Runsheng Tang*, Zhiguo Sun, Zhimin Li, Yamei Yu, Hao Zhong, Chaofeng Xia. “Experimental investigation on thermal performance of flat plate collectors at night”. *Energy Conversion and Management*, 49 (2008), pp. 2642–2646.

O. Turgut, N. Onur. “Three dimensional numerical and experimental study of forced convection heat transfer on solar collector surface”. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, (2008), doi:10.1016/j.icheatmasstransfer.2008.10.017

K. R. Aharwala, B. K. Gandhib, J. S. Sainib. “Experimental investigation on heat-transfer enhancement due to a gap in an inclined continuous rib arrangement in a rectangular duct of solar air heater”. *Renewable Energy*, 33 (2008), pp. 585–596.

H. M. Yeh, C. D. Ho. “Solar air heaters with external recycle”. *Appl. Therm. Eng.* (2008), doi:10.1016/j.applthermaleng.2008.07.027

Hikmet Esen. “Experimental energy and exergy analysis of a double-flow solar air heater having different obstacles on absorber plates”. *Building and Environment*, 43 (2008), pp. 1046–1054.

Ho-Ming Yeh, Chii-Dong Ho*. “Effect of external recycle on the performances of flat-plate solar air heaters with internal fins attached”. *Renewable Energy*, 34 (2009), pp. 1340–1347.

K. Sopian^{a*}, M. A. Alghoul^a, Ebrahim M. Alfeji^b, M. Y. Sulaiman^a, E. A. Musa^b “Evaluation of thermal efficiency of double-pass solar collector with porous–nonporous media”. *Renewable Energy*, 34 (2009), pp. 640–645.

Ho CD et al. “The influences of recycle on performance of baffled double-pass flat-plate solar air heaters with internal fins attached”. *Appl Energy*, (2009), doi:10.1016/j.apenergy.2008.12.013.

Prasad, S.B. et al. “Investigation of heat transfer and friction characteristics of packed bed solar air heater using wire mesh as packing material”. *Sol. Energy*, (2009), doi:10.1016/j.solener.2008.11.011

Frank Mootz. “Modélisation numérique des transferts thermoconvectifs d’un panneau de façade ventilé”, Thèse de doctorat 1994.



Yves Jannot. "Thermique solaire", octobre 2003.

Livres:

Charles. "L'énergie solaire dans les bâtiment", nouveau tirage, 1981, édition Eyrolles.

J. F. Sacadura. "Initiation aux transferts thermiques", 6^e tirage 2000, édition Technique et Documentation.

Suhas. V. Patankar. "Numerical heat transfer and fluid flow", 1980, édition Hemisphere Publishing Corporation.

Sébastien Candel. "Mécanique des fluides". 2^{ème} édition 2001, édition Dunod.

Adrian Béjan. "Convection heat transfer". 3^{ème} édition 2004, édition John Wiley et Song, INC.

Sites web:

www.google.com, mots clés: capteurs solaires "types".

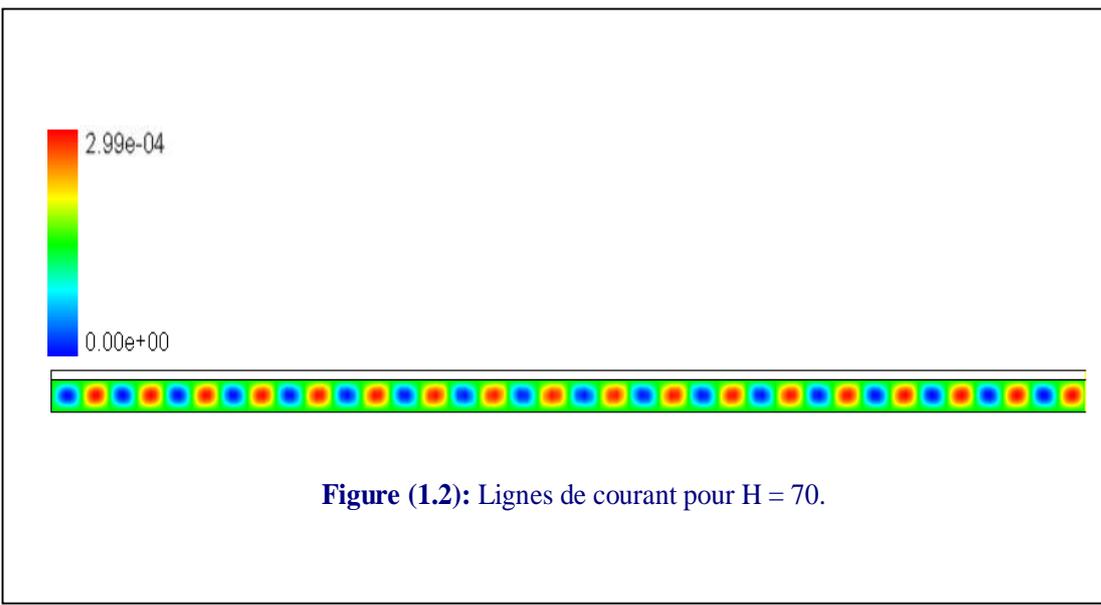
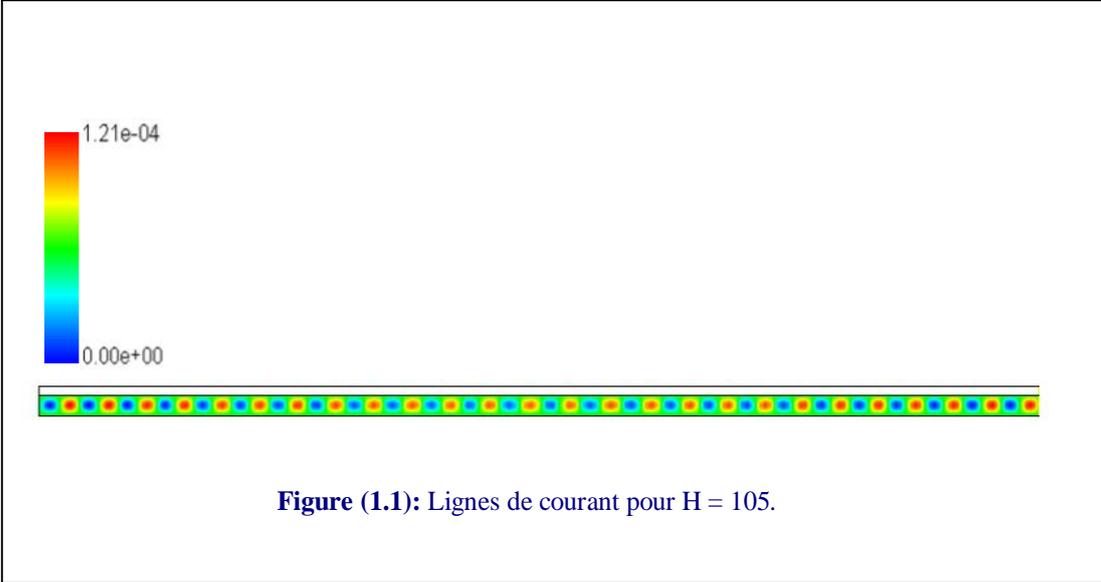
<http://www.aree.org> .

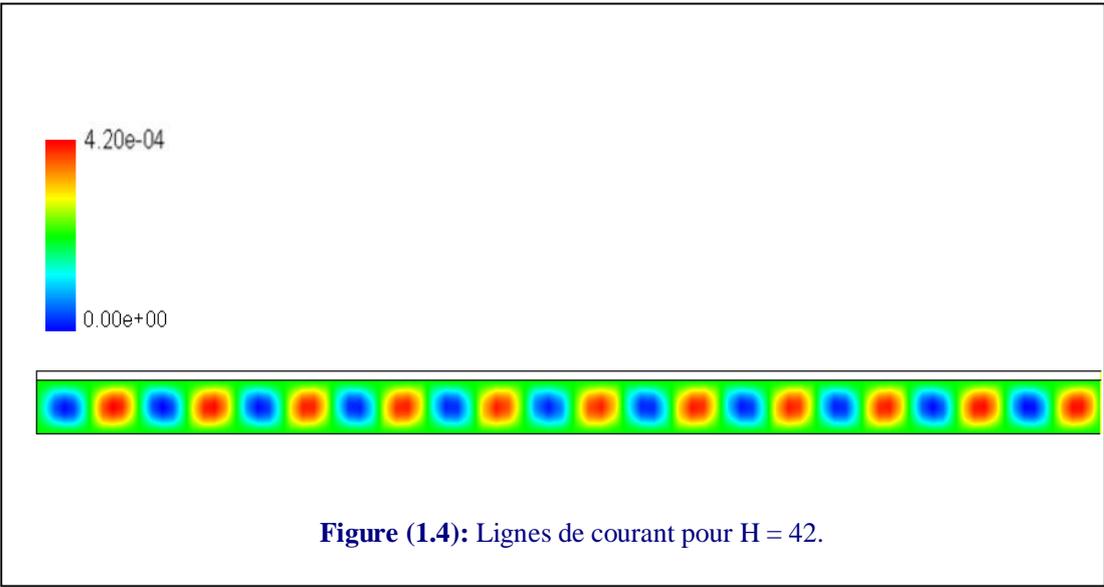
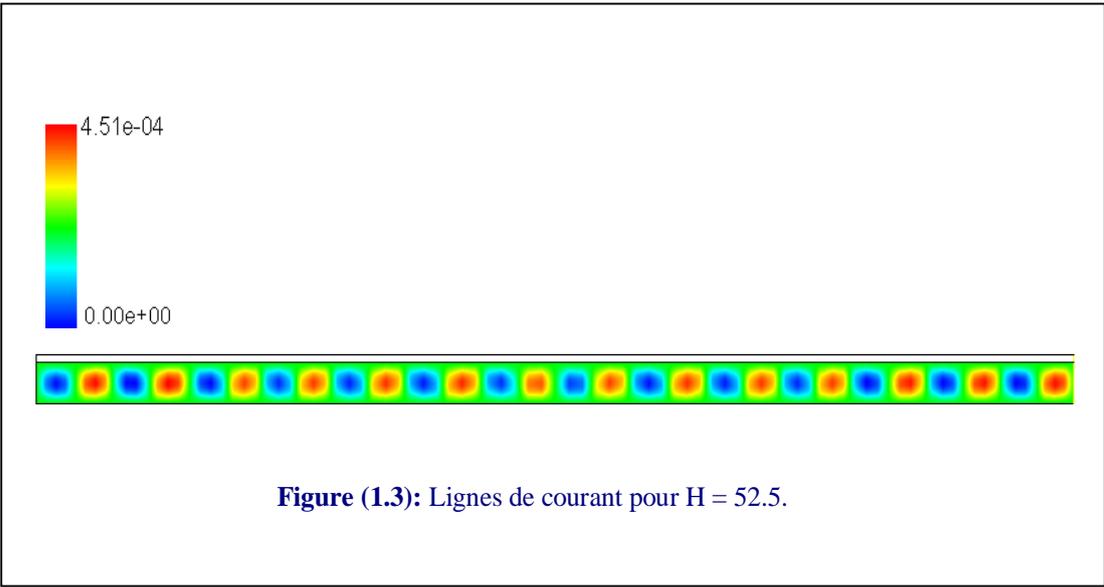


Annexe

Annexe

1.1 Influence du facteur de forme $H=L/e_a$ (cas horizontal bidimensionnel)





Dans les figures (1.1), (1.2), (1.3), (1.4), on voit que le nombre des rouleaux change avec le facteur de forme, où à chaque fois on change l'épaisseur, le nombre de rouleaux et égale au rapport $H = L / e_a$ (facteur de forme).

1.2 Circulation de l'air

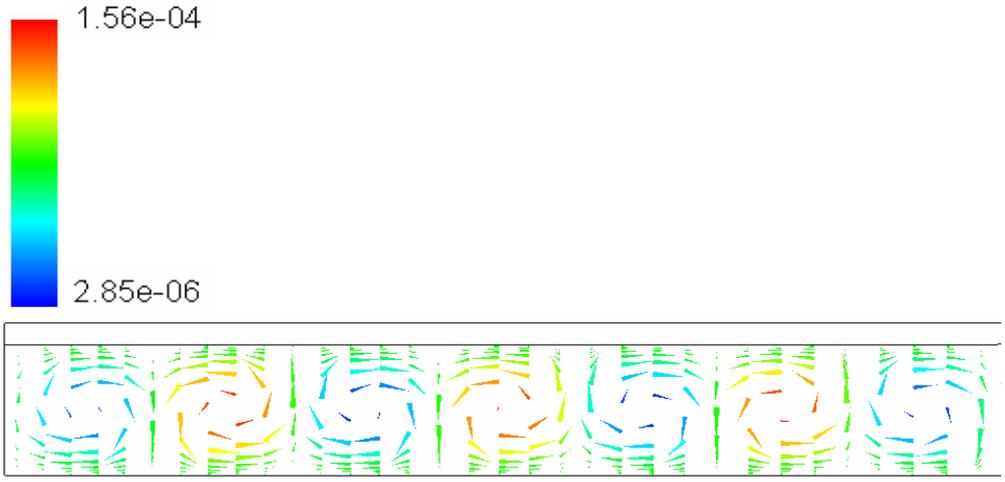


Figure (1.5) : Circulation de l'air Pour le cas horizontal bidimensionnel

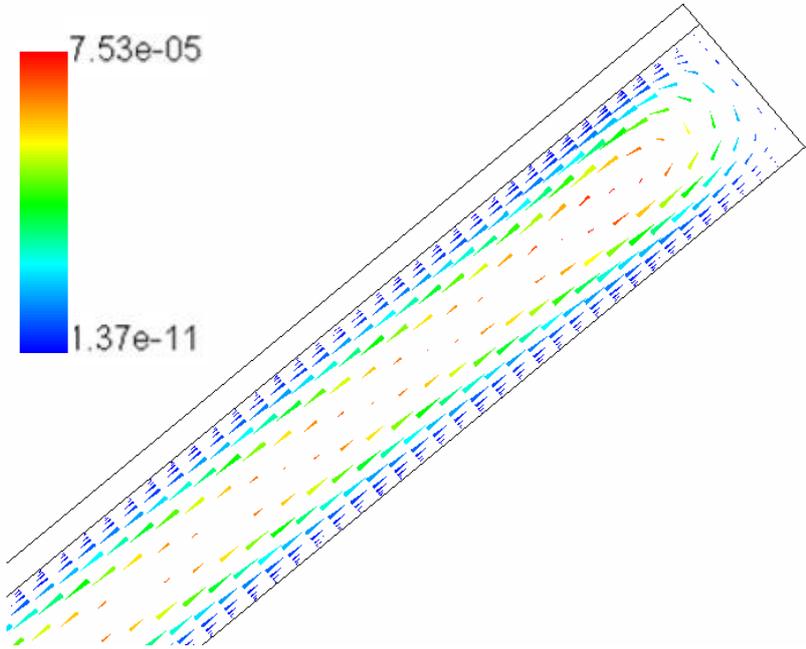


Figure (1.5) : Circulation de l'air Pour le cas incliné bidimensionnel



3. Influence de Rayleigh sur les champs et les profils pour le cas tridimensionnel incliné

3.1 La température

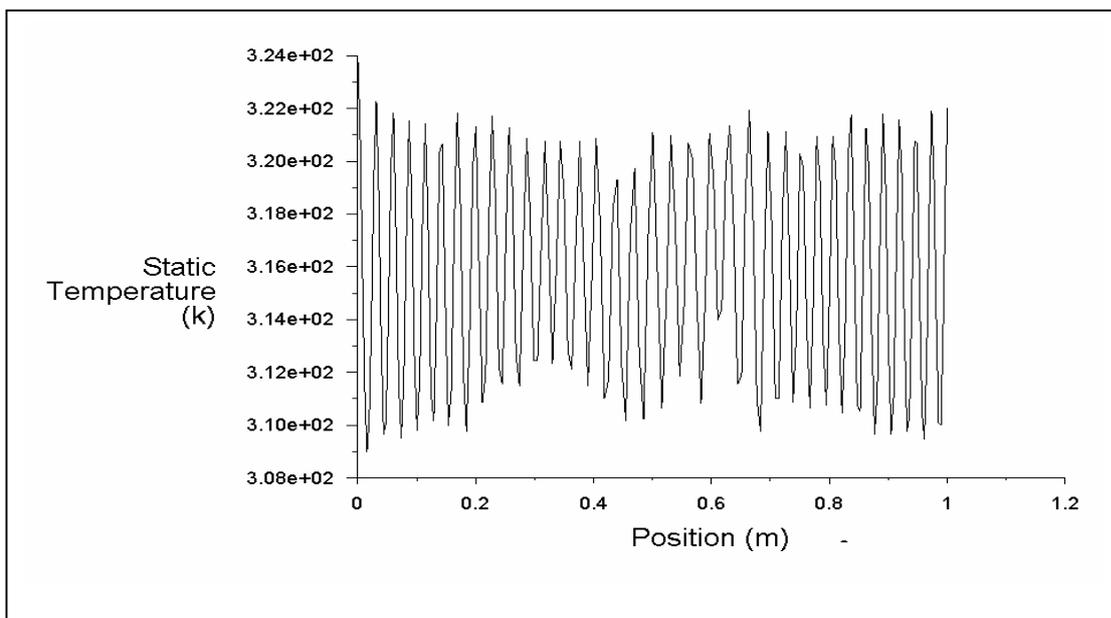


Figure (3.1) : Variation de la température suivant z pour $y= 0.22191$ m et un Rayleigh de $Ra = 9257.1075$.

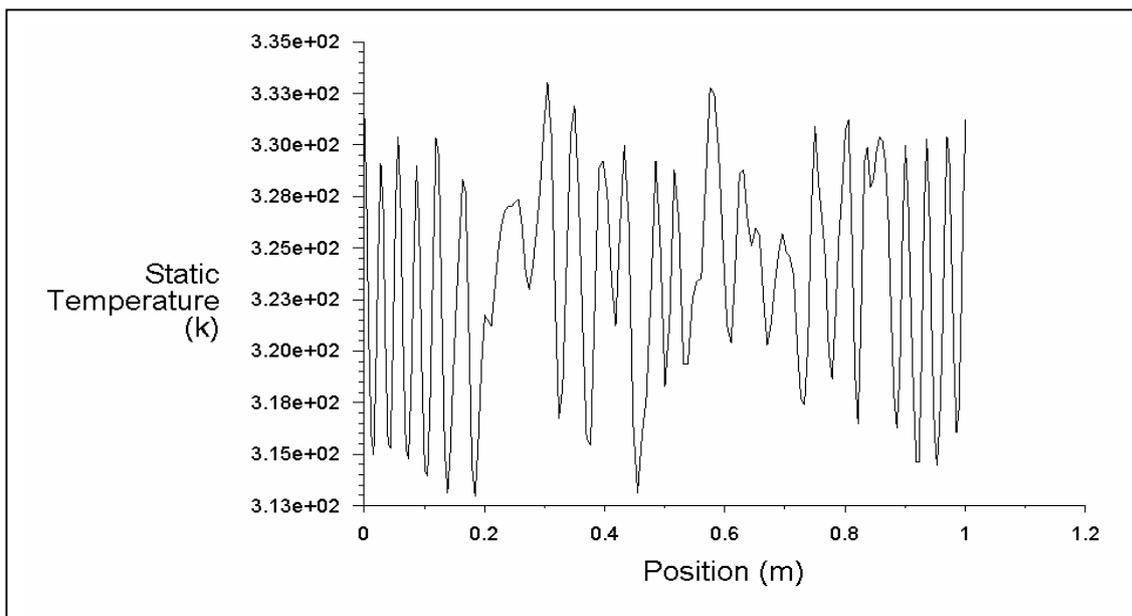


Figure (3.2) : Variation de la température suivant z pour $y= 0.22191$ m et un Rayleigh de $Ra = 12028.457$

3.1 Module de la vitesse

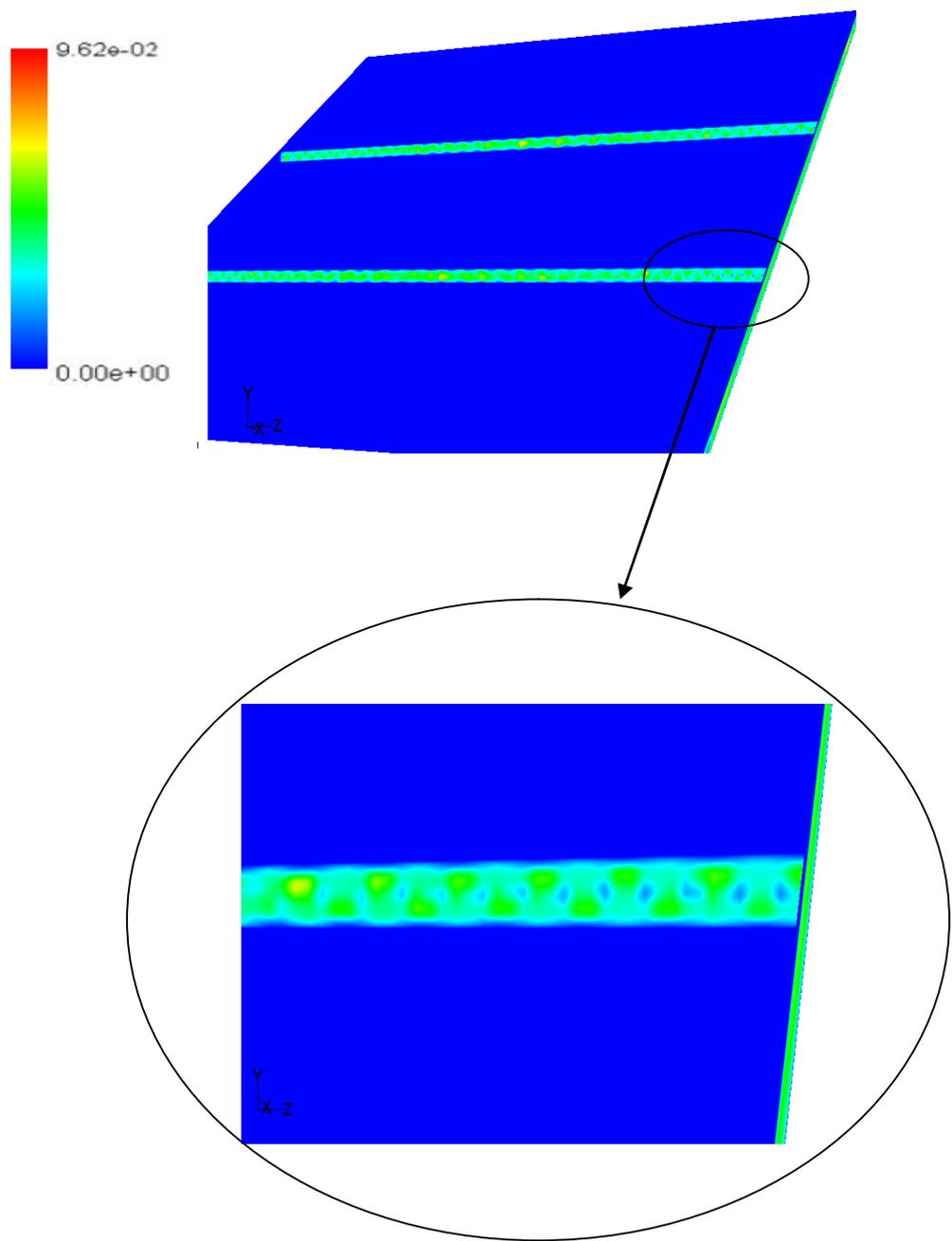


Figure (3.3) : Module de la vitesse dans un capteur incliné soumis à un flux de 500W pour un Rayleigh de $Ra = 9257.1075$.

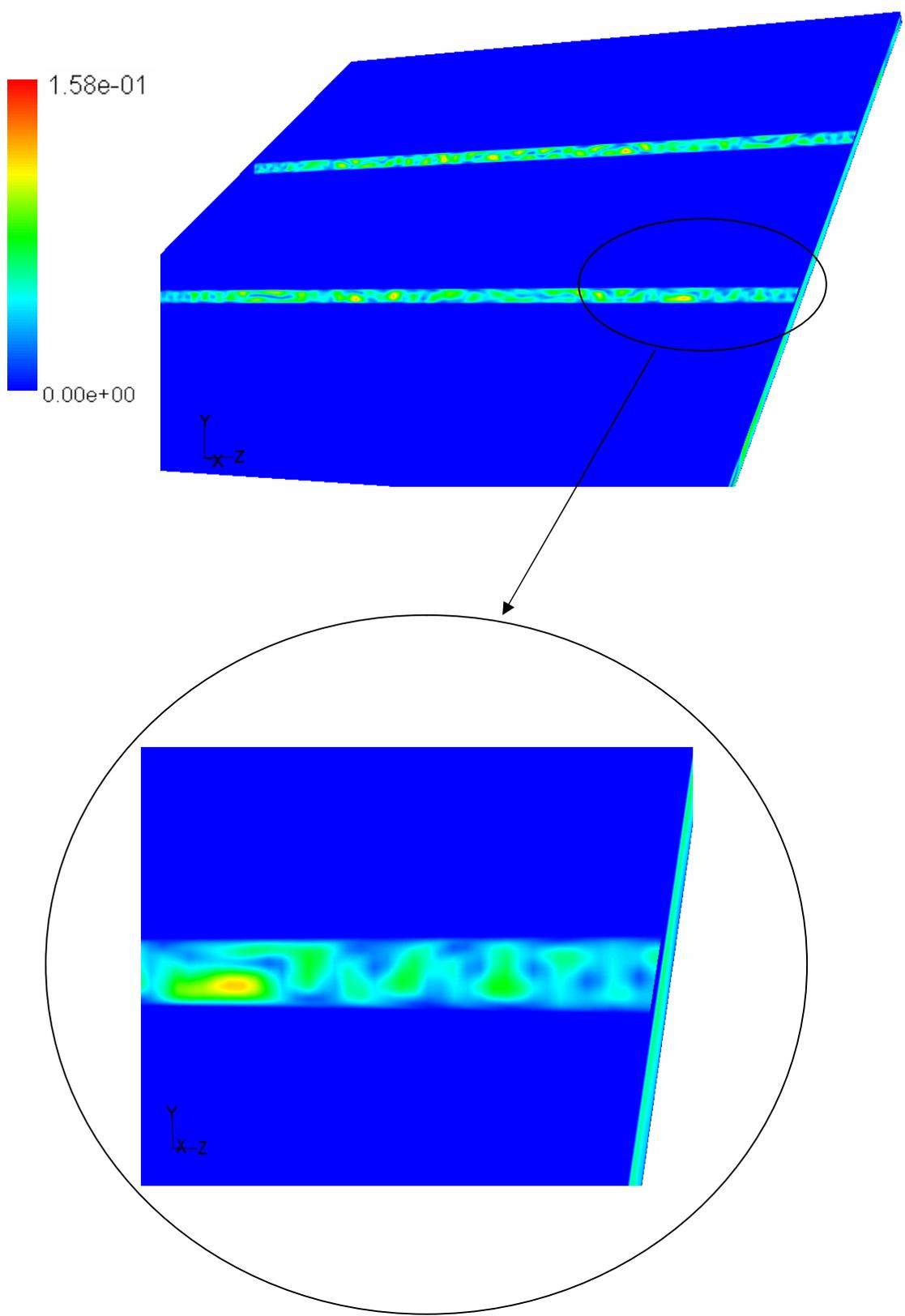


Figure (3.4) : Module de la vitesse dans un capteur incliné soumis à un flux de 500W pour un Rayleigh de $Ra = 12028.457$

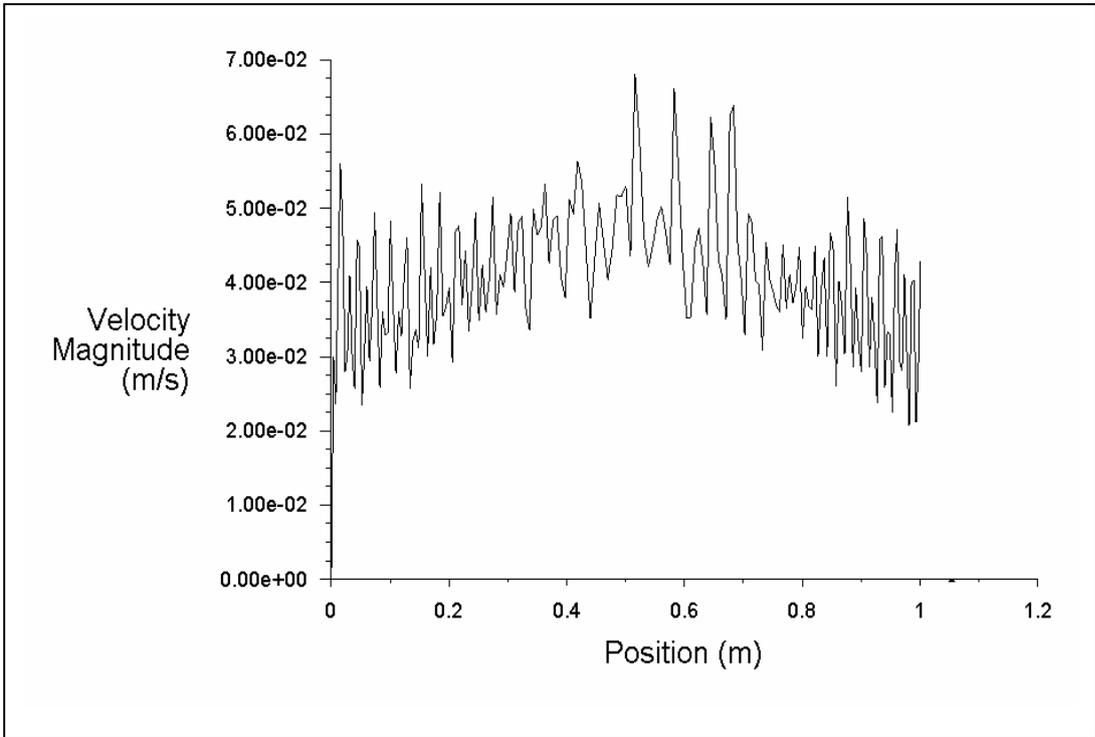


Figure (3.5) : Variation du module de la vitesse suivant z pour $y = 0.22191$ m et un $Ra = 9275.1075$

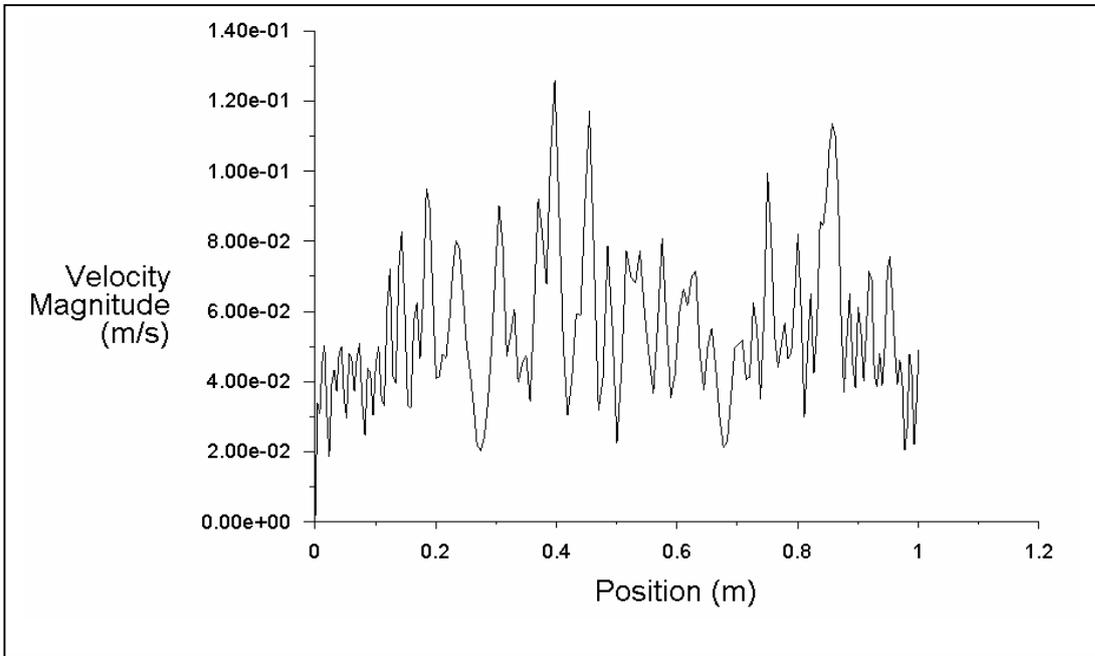


Figure (3.6) : Variation du module de la vitesse suivant z pour $y = 0.22191$ m et un $Ra = 12028.457$



4. Profils de température pour deux flux en cas tridimensionnel

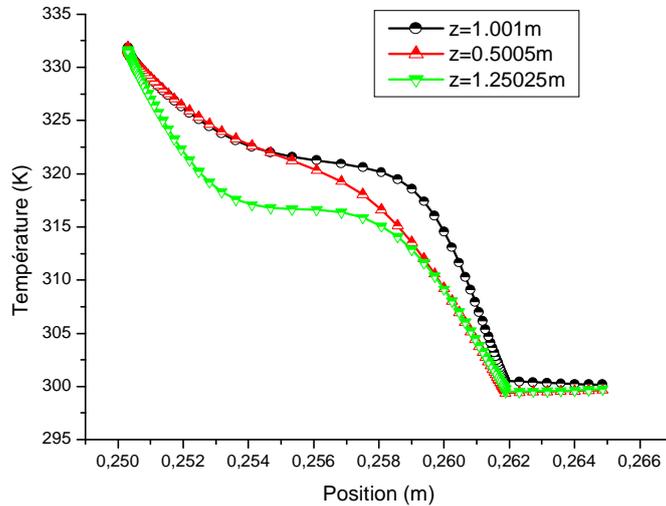


Figure (4.1) : Variation de la température selon l'axe Oy pour un flux imposé sur l'absorbeur de 500W et pour trois positions différentes.

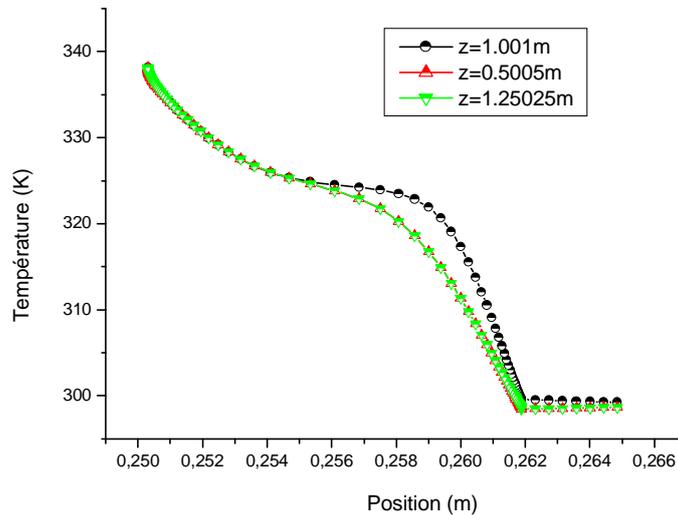


Figure (4.2) : Variation de la température selon l'axe Oy pour un flux imposé sur l'absorbeur de 800W et pour trois positions différentes.

5. Résultats du flux 800 W pour une épaisseur de 0.015 m:

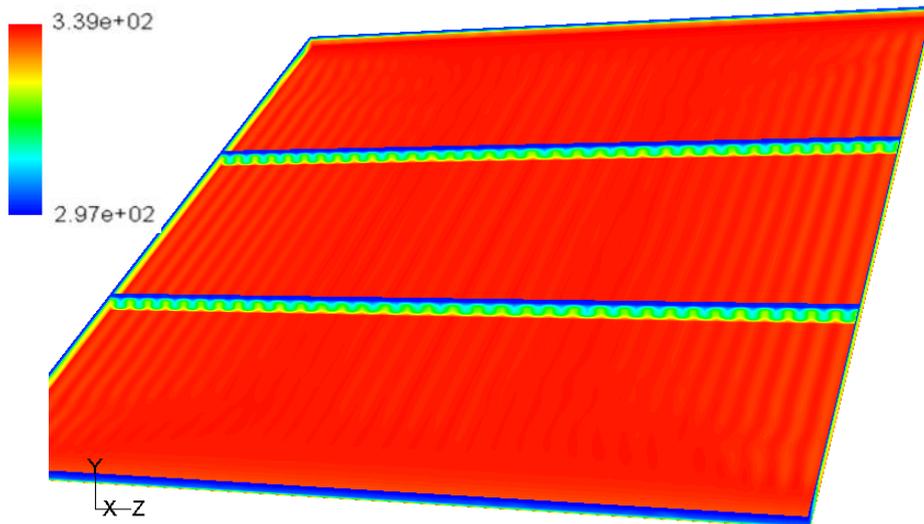


Figure (4.3) : Champ de la température statistique pour un flux de 800 W et une épaisseur de 0.015 m.

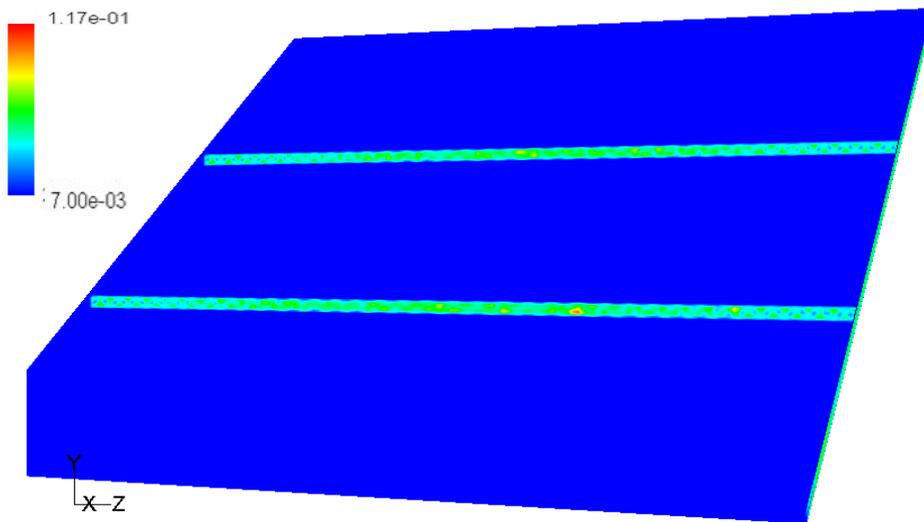


Figure (4.3) : Champ du module de la vitesse statistique pour un flux de 800 W et une épaisseur de 0.015 m.

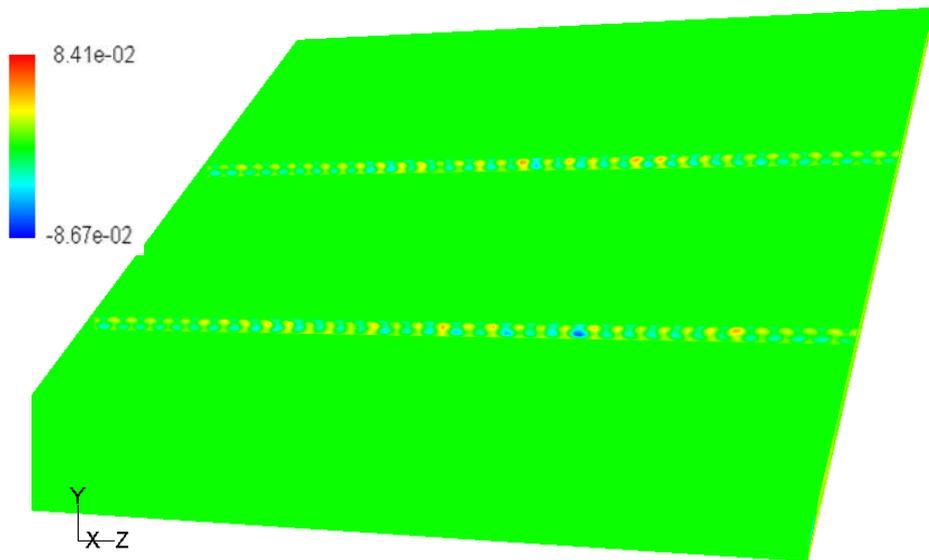


Figure (4.3) : Champ de la vitesse suivant x pour un flux de 800 W et une épaisseur de 0.015 m.

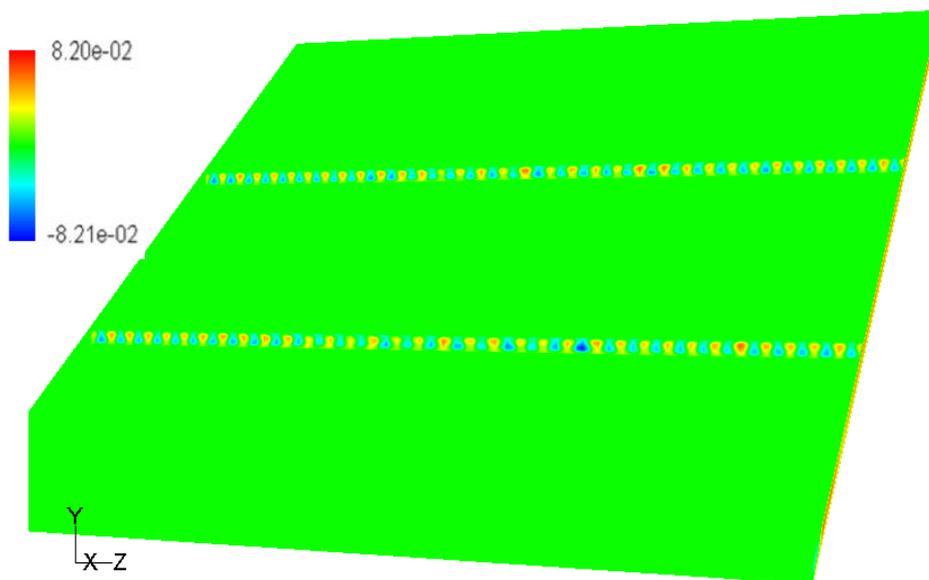


Figure (4.3) : Champ de la vitesse suivant z de la température statistique pour un flux de 800 W et une épaisseur de 0.015 m.

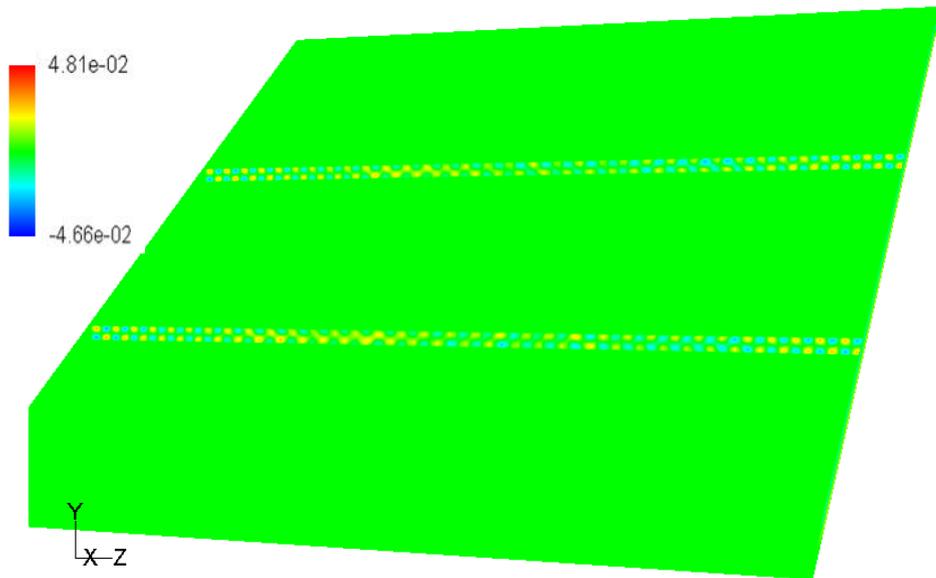


Figure (4.3) : Champ de la vitesse suivant z de la température statistique pour un flux de 800 W et une épaisseur de 0.015 m.

Résumé

L'utilisation des énergies solaires n'est pas liée uniquement à ses avantages économiques mais surtout à la protection de l'environnement ou il faut trouver des solutions aux problèmes de pollution (énergie propre). Dans la nature, on trouve plusieurs sources d'énergies renouvelables notamment le solaire. Le solaire thermique est aujourd'hui techniquement fiable et de nombreuses réalisations existent (chauffes eau solaires, maisons solaires, capteurs solaires...). Dans la réalisation d'un capteur solaire thermique, on essaye de limiter au maximum les pertes de chaleur afin d'augmenter le rendement. Parmi les pertes de chaleur existantes, celles entre l'absorbeur et le vitrage qui sont dues aux mouvements convectifs de l'air existant dans la zone séparant les deux éléments du capteur. Une connaissance de ces transferts convectifs permettrait une optimisation du rendement du capteur solaire. L'objectif de ce travail est d'étudier les transferts convectifs entre la vitre et l'absorbeur afin d'optimiser le rendement du capteur en essayant de déterminer l'épaisseur optimale permettant d'augmenter la résistance thermique entre l'absorbeur et la vitre.

ملخص

إستخدام الطاقة الشمسية ليس مرتبطا بمزاياها الاقتصادية فحسب بل بحماية البيئة أيضا أين يجب إيجاد حلول لمشاكل البيئة (طاقة نظيفة). هي الطبيعة نجد عدة مصادر للطاقة المتجددة خاصة الطاقة الشمسية. الطاقة الشمسية الحرارية موثوق بها تقنيا وإنجازا ت كَثيرة دققت (مسخنات المياه الشمسية منازل شمسية مستقبلات شمسية). عند إنجاز المستقبلات الحرارية الشمسية نحاول قدر المستطاع التقليل من فقدان الحرارة لرفع المرحود . فقدان الحرارة يمكن أن يكون بين الماص و الغطاء الزجاجي بسبب حركة الهواء الذي يفصل العنصرين والمعرفة الجيدة لهذه التحويلات ستسمح بتحسين مرحود المستقبلات الشمسية. الهدف من هذا العمل هو دراسة التحويلات الحرارية بين الزجاج و الماص بهدف تحسين مرحود المستقبلات الشمسية بمحاولة تحديد سمك الطبقة الهوائية المثلى التي تسمح برفع المقاومة الحرارية بين الماص و الزجاج.

Abstract

The use of solar energy is not bound only economic benefits but also to protecting the environment or must be found solutions to problems of pollution (clean energy). In nature, there are several sources of energy renewable such as solar. Solar heat is technically reliable and many achievements are (solar water heaters, solar homes, solar collectors.....). In the réalisation of a thermal solar collector is tries to minimize heat loss to increase performance. Among the heat loss existing ones between the absorber and the glazing that are due to convective motions of the existing air in the zone separating the two elements, a knowledge of these convective transfers allows the optimization of solar collector efficiency. The objective of this work is to study the convective transfers between the glass and the absorber to optimize the performance of the collector trying to determine the optimum thickness to increase thermal resistance between the absorber and glass.