

République Algérienne Démocratique et Populaire

**Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la
Recherche Scientifique**



**جامعة بجاية
Tasdawit n'Bgayet
Université de Béjaïa**

**Université Abderrahmane MIRA
de Bejaia**

Faculté de Technologie

Département de Génie Mécanique

Mémoire de fin d'études

En vue de l'obtention du diplôme de Master en Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Présenté par : HAMICI Nadjib

NAIT IDIR Heni

Thème :

**Modélisation et simulation numérique d'un capteur
solaire plan à double passes : cas d'un fluide semi
transparent**

Devant le jury composé de :

M^r A. Djerrada

M^r D. Sadaoui

M^r B. Hamtache

M^r A. Hamouche

Président

Rapporteur

Examineur

Examineur

Session 2014

Dédicaces

*Je dédie ce travail
A mes parents
A mes frères et sœurs
A tout ma famille et mes amis*

Heni

*Je dédie ce travail
A mes parents
A toute ma famille et mes amis*

Nadjib

Remerciements

On remercie DIEU tout puissant qui nous a donné le courage, la force et la volonté pour réaliser ce modeste travail.

On remercie toutes les personnes qui nous ont aidés de près ou de loin, pour réaliser ce travail, spécialement Monsieur Sahi.

Un très grand merci à messieurs les membres de jury qui nous ont fait l'honneur de bien vouloir accepter de juger ce travail.

Nos remerciements vont aussi à toute la famille du département de Génie Mécanique de l'Université de Bejaia (Enseignants, Techniciens, et Etudiants).

Sommaire

Nomenclature.....	iii
Liste des figures.....	v
Liste des Tableaux.....	vii
Introduction générale.....	1

Chapitre I Etude bibliographique

I.1 Introduction.....	4
I.2 Notions sur la convection.....	4
I.3 Notions sur le rayonnement.....	5
I.3.1 Classifications des milieux soumis à un rayonnement.....	5
I.4 Propriétés thermophysiques de l'air.....	6
I.5 Etude bibliographiques	6
I.6 Conclusion.....	11

Chapitre II Position du problème et formulation mathématique

II.1 Introduction.....	13
II.2 Position du problème.....	13
II.3 Formulation mathématique du problème.....	14
II.3.1 Hypothèses simplificatrices et équations de transferts.....	14
II.3.2 Equations gouvernantes du problème.....	14
II.3.3 Forme adimensionnelles des équations gouvernantes.....	15
II.3.4 Nombres Adimensionnels.....	17
II.4 Conclusion.....	18

Chapitre III

Résultats et discussion

III.1 Introduction.....	20
III.2 Données des paramètres du problème.....	20
III.3 Choix du maillage.....	22
III.4 Validation.....	22
III.5 Influences des différents paramètres sur les transferts thermiques.....	26
III.5.1 Influence du nombre de Reynolds.....	26
III.5.2 Influence de la position du canal d'entrée	31
III.5.3 Influence du rayonnement.....	33
III.5.4 Influence de la hauteur du canal d'entrée.....	36
III.5.5 Influence de l'insertion d'une ailette.....	39
III.5.6 Influence du nombre d'ailettes.....	40
III.6 Conclusion.....	41
Conclusion et recommandations.....	43
Références bibliographiques.....	45

Nomenclature

a	Rapport de forme
C_p	Capacité calorifique du fluide ;($J.kg^{-1}.K^{-1}$)
F_{ij}	Facteur de forme
g	Accélération de la pesanteur ; ($m.s^{-2}$)
Gr	Nombre de Grashof
h	Coefficient d'échange de chaleur ;($W.m^{-2} K^{-1}$)
H	Hauteur ; (m)
j, J	Radiosité dimensionnelle (adimensionnelle $J = j/\sigma T_H^4$) ;($W.m^{-2}$)
L	Longueur de l'absorbeur ; (m)
N_r	Nombre de rayonnement $N_r = \sigma T_h^4 / (\lambda \Delta T / H)$
Nu	Nombre de Nusselt
p (P)	Pression dimensionnelle (adimensionnelle) ; (Pa)
Pr	Nombre de Prandtl
q_r, Q_r	Densité du flux net radiatif (adimensionnelle $Q_r = q_r / \sigma T_H^4$) ; ($W.m^{-2}$)
Ra	Nombre de Rayleigh
Re	Nombre de Reynolds
Ri	Nombre de Richardson
T	Température, (K)
vi (Vi)	Composantes de vitesses dimensionnelles (et adimensionnelles) ; ($m.s^{-1}$)
u_o	Vitesse de l'air à l'entrée du canal ; ($m.s^{-1}$)
xi (Xi)	Composantes dimensionnelles des coordonnées cartésiennes (adimensionnelles) ; (m)

Symboles grecs

α	Diffusivité thermique, ($m^2.s^{-1}$)
β	Coefficient d'expansion volumique, (K^{-1})
ε	Emissivité
θ, Θ	Températures adimensionnelles $\theta = (T - T_C) / (T_H - T_C)$ et $\Theta = T / T_H$
ΔT	Différence de température ; (K)
λ	Conductivité thermique ; ($W.m^{-1}.K^{-1}$)

μ	Viscosité dynamique du fluide ; ($\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$)
ν	Viscosité cinématique du fluide ; ($\text{m}^2.\text{s}^{-1}$)
ρ	Masse volumique ; (kg.m^{-3})
σ	Stefan-Boltzmann constant, $\sigma=5.67 \times 10^{-8}$; ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}$)
δ_{ij}	Symbole de Kronecker
φ	Densité de flux ; (W.m^{-2})

Indices et exposants

0	Relatif à la paroi isolée
e,s	Relatif à l'entrée et à la sortie
h, c	Relatif à la paroi chaude et froide
cv, rd	Relative à la convection et au rayonnement
T	Relatif à la somme totale

Liste des figures

Figure I.1 : Les différents échanges thermiques dans un capteur solaire.....2

Figure I.2 : Schématisation des flux convectifs dans un capteur couvert.....4

Figure I.3 : Schématisation du rayonnement dans un capteur plan.....5

Figure I.4 : Schéma d'un capteur à air double passages.....7

Figure I.5 : Schéma d'un capteur solaire thermique à double passe avec milieux poreux dans le passage inférieur8

Figure I.6 : Schéma d'un capteur solaire à air thermoélectrique (TE).....8

Figure I.7 : Schéma d'un capteur solaire double passe avec ailettes et chicanes.....10

Figure II.1 : Schéma du capteur étudié.....13

Figure III.1 : Etapes de résolution suivies par GAMBIT et FLUENT.....20

Figure III.2 : Détails du maillage utilisé.....22

Figures III.3 : Configuration du problème physique.....23

Figures III.4 : Influence de l'émissivité sur les isothermes à $Ra=10^6$23

Figure III.5 : Influence de l'émissivité sur les lignes de courant pour $Ra=10^6$24

Figure III.6 : Influence du nombre de Richardson sur les isothermes pour $Gr=10^4$ 24

Figure III.7 : Influence du nombre de Richardson sur les lignes de courant pour $Gr=10^4$...25

Figures III.8 : Nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Grashof pour $Re=100$25

Figures III.9 : Effet du nombre de Reynolds sur les lignes isothermes et lignes de courant pour $Gr=10^4$27

Figure III.10 : Effet du nombre de Reynolds sur les lignes isothermes et lignes de courant pour $Gr=10^5$27

Figure III.11 : Nusselt moyen total sur l'absorbeur pour différents nombres de Reynolds...29

Figures III.12 : Profils de températures pour différentes valeurs de Reynolds en $x=0.0697$, $Gr=10^4$ et $Gr=10^5$30

Figure III.13 : Evolution de la température moyenne à la sortie pour différents Reynolds et pour $Gr=10^4$ et $Gr=10^5$30

Figure III.14 : Illustration du canal d'entrée.....31

Figures III.15 : Lignes isothermes et lignes de courant pour différentes entrées $Gr=10^4$, $Re=100$32

Figure III.16 : Lignes isothermes et lignes de courant pour différentes entrées $Gr=10^5$, $Re=100$32

Figure III.17 : Température moyenne et Nusselt moyen total sur l'absorbeur pour différents Grashof, $Re=100$33

Figure III.18 : Contours des isothermes pour $Gr=10^5$, sans rayonnement et avec rayonnement.....34

Figure III.19 : Contours des lignes de courant $Gr=10^5$, sans rayonnement et avec rayonnement.....35

Figures III.20 : Effet du rayonnement de surface pour $Gr=10^5$, température moyenne à la sortie, Nusselt moyen sur l'absorbeur36

Figure III.21 : Effet de la hauteur d'entrée sur les contours des isothermes et des lignes de courant pour $Gr=10^5$ et $Re=100$37

Figure III.22 : Effet de la section d'entrée sur les profils de la vitesse horizontale $x=0.0697$ $Gr=10^5$, $Re=100$38

Figure III.23 : Effet de la section d'entrée pour $Gr=10^5$ et $Re=100$ sur la température moyenne à la sortie et Nusselt moyen sur l'absorbeur.....38

Figures III.24 : Effet de la forme de l'ailette sur les lignes d'isothermes et les lignes de courant $Gr=10^5$ $Re=100$39

Figure III.25 : Température moyenne à la sortie du capteur pour $Gr=10^5$ et $Re=100$40

Figure III.26 : Effet du nombre d'ailettes sur les lignes isothermes et les lignes de courant pour $Gr=10^5$ et $Re=100$40

Figure III.27 : Effet du nombre d'ailettes sur la température moyenne à la sortie pour $Gr=10^5$ et $Re=100$41

Liste des tableaux

Tableau II.1 : Conditions aux limites associées au problème.....15
Tableau II.2 : Conditions aux limites sous forme adimensionnelle associées au problème..16
Tableau III.1 : Propriétés thermophysiques de l'air.....21
Tableau III.2 : Influence du nombre de nœuds sur le nombre de Nusselt moyen.....22
Tableau III.3 : Nusselt moyen sur les parois actives.....23
Tableau III.4 : Variation du nombre de Nusselt local el long de l'absorbeur.....29
Tableau III.5 : Nombre de Nusselt moyen sur la paroi chaude et la température moyenne..31

Introduction
Générale

Introduction Générale :

L'augmentation brutale du prix du pétrole survenue en 1973 a conduit pour la première fois l'homme à s'intéresser à des sources d'énergie renouvelables au premier rang desquelles l'énergie solaire. Les principales caractéristiques de l'énergie solaire ayant suscité l'intérêt qu'on lui a porté à l'époque étaient sa gratuité, sa disponibilité sur une grande partie du globe terrestre, l'absence de risque d'épuisement connu par les sources d'énergie fossile, sans oublier l'aspect écologique.

L'énergie solaire utilisable en héliotechnique est contenue dans le rayonnement électromagnétique du soleil, qui correspond sensiblement à celui d'un corps noir à 5770 K. Le spectre énergétique de ce rayonnement étant, à 98%, inscrit dans l'intervalle 0,4 à 0,8 μm . La puissance totale émise par le soleil est de $3,25 \cdot 10^{26} \text{ W}$, soit un flux de 63,3 MW par mètre carré de surface solaire. Le flux énergétique intercepté par la terre est de $1,78 \cdot 10^{17} \text{ W}$. Le tiers environ est envoyé dans l'espace par réflexion diffuse, le reste traverse l'atmosphère, où il est partiellement absorbé et diffusé avant d'atteindre le sol, où sa valeur maximale n'est plus alors que de $1000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$. L'application de l'énergie solaire peut être regroupée en deux catégories principales : les applications à hautes températures (les concentrateurs solaires et capteurs solaires sous vide), et les applications à basse températures : (les capteurs plans destinés pour le chauffage, la réfrigération et le séchage ... etc.).

Dans notre cas, nous sommes intéressés par le capteur thermique plan, qui absorbe le rayonnement solaire au moyen d'un absorbeur (plaque noire pouvant contenir de fins conduits destinés au fluide caloporteur). Les capteurs plans sont munis d'un vitrage transparent, qui piège le rayonnement solaire. Ils peuvent chauffer le fluide caloporteur à des températures légèrement supérieures à 80°C , avec un rendement variant entre 40 et 80%. Ce rendement est influé par de nombreux facteurs comme les dimensions du capteur, sa géométrie, son inclinaison, la sélectivité et la forme de l'absorbeur, les matériaux isolants, et les différentes pertes thermiques du capteur.

Les capteurs solaires ont un bilan énergétique qui fait intervenir des transferts par conduction, convection et rayonnement. Ces deux derniers étant les plus importants dans notre système. La connaissance de ces phénomènes est donc nécessaire pour établir, prévoir ou améliorer le bilan thermique.

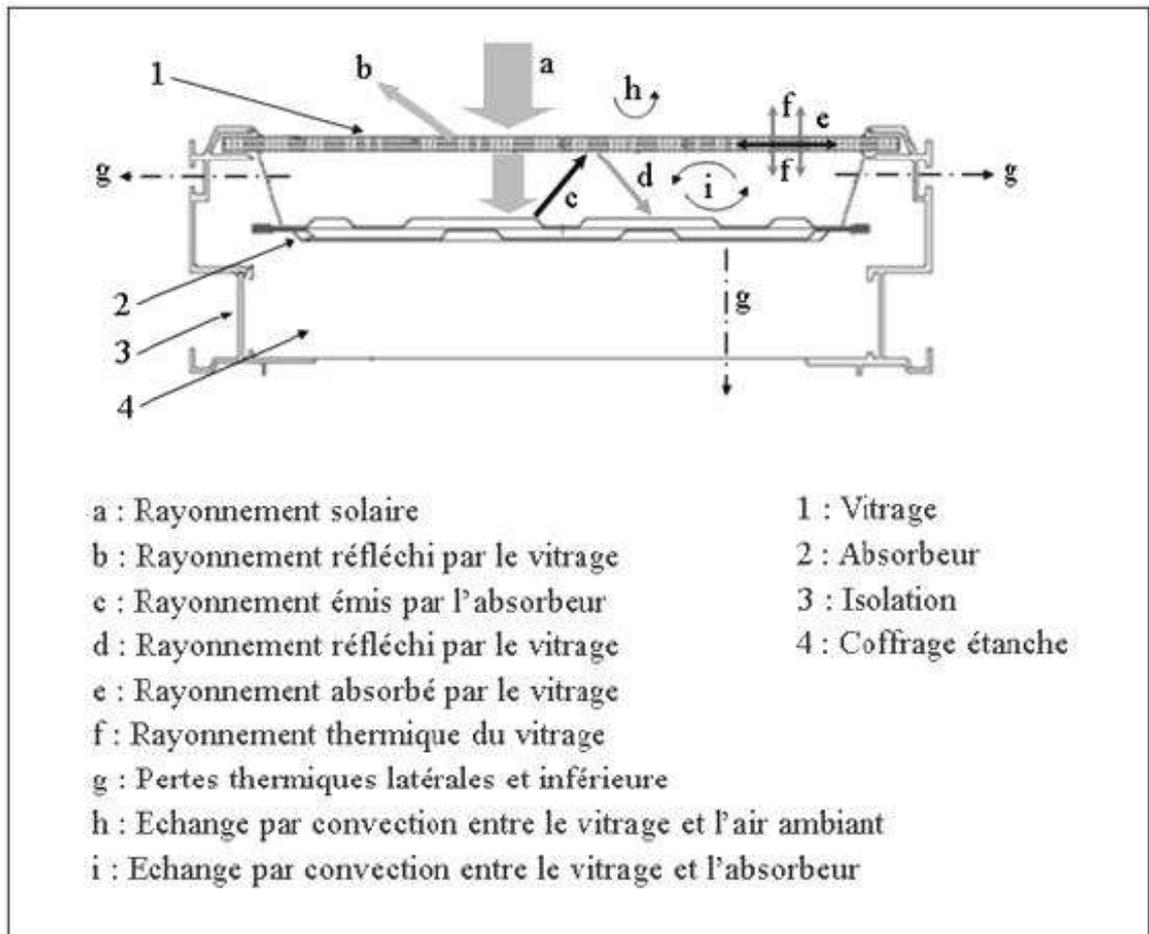


Figure 1.1 : Les différents échanges thermiques dans un capteur solaire

Le présent travail se base sur la modélisation d'un capteur solaire plan à double passes utilisant un fluide semi transparent (air) qui ne participe pas au rayonnement. Le transfert radiatif est dû essentiellement aux seules émissivités des parois du capteur.

Chapitre I

Etude bibliographique

I.1 Introduction

Notre travail traite la modélisation d'un capteur plan à double passes, pour cela nous proposons de donner quelques définitions sur le concept de transfert de chaleur par convection et par rayonnement et sur les fluides transparents, leurs caractéristiques et leurs propriétés thermophysiques. Nous exposerons ensuite quelques travaux disponibles dans la littérature qui traitent le côté thermique dans les capteurs plans ou dans les échangeurs de chaleur.

I.2 Notions sur la convection

La convection est la recherche du champ de vitesse et de température dans un milieu matériel dont les différentes parties sont en mouvement les unes par rapport aux autres. Le transfert de chaleur par convection se produit entre deux phases dont l'une est généralement au repos et l'autre en mouvement. Par suite de l'existence du transfert de chaleur d'une phase à l'autre, il existe dans la phase mobile des fractions du fluide ayant des températures différentes. Le mouvement du fluide peut résulter de la différence de masse volumique due aux différences de températures (on parle alors de convection libre ou naturelle) ou à des moyens purement mécaniques avec vitesse ou pression imposée (on parle alors de convection forcée). Quand les deux phénomènes coexistent ensemble, on parlera alors de convection mixte. Lorsqu'un fluide est en écoulement, une partie du transfert de chaleur dans le fluide se fait également par conduction et dans le cas d'un fluide transparent, un transfert de chaleur par rayonnement entre surfaces peut accompagner les deux transferts précédents.

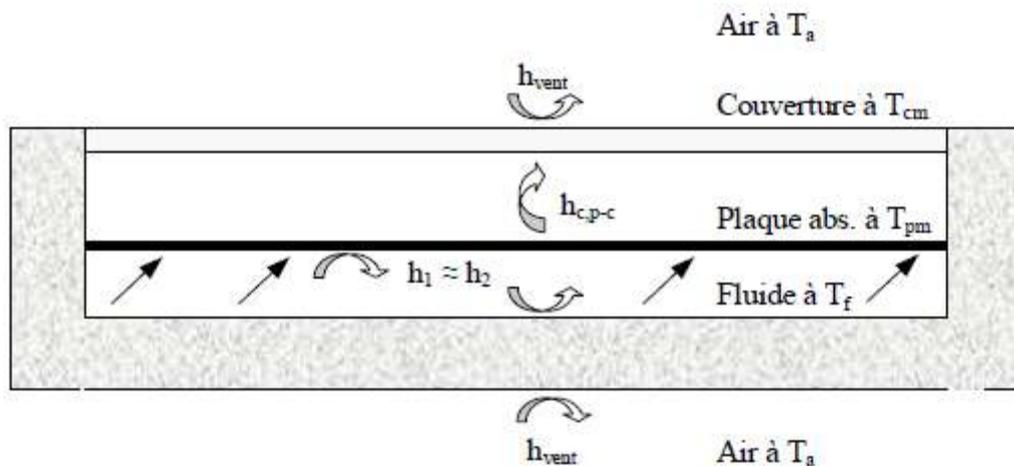


Figure I.2 Schématisation des flux convectifs dans un capteur couvert

I.3 Notions sur le rayonnement

Un point matériel chauffé émet un rayonnement électromagnétique dans toutes les directions situées d'un même côté du plan tangent au point matériel. Lorsque ce rayonnement frappe un corps quelconque, une partie peut être réfléchiée, une autre transmise à travers le corps (dit diathermique ou transparent si tout est transmis), et le reste est quantitativement absorbé sous forme de chaleur.

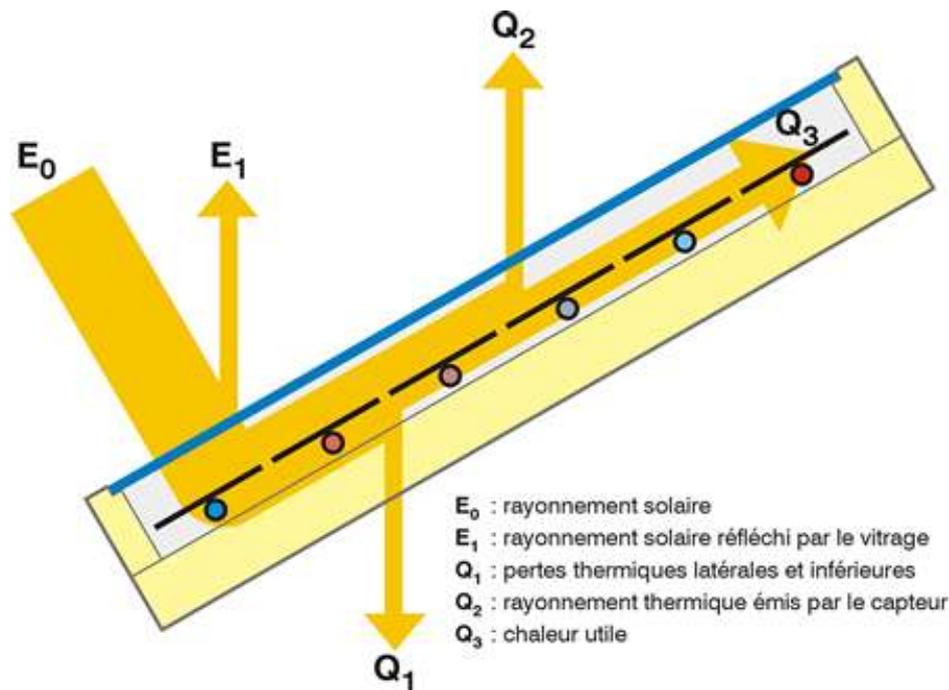


Figure I.3 Schématisation du rayonnement dans un capteur plan

I.3.1 Classification des milieux soumis à un rayonnement

Du point de vue du rayonnement thermique, on peut distinguer trois catégories de milieux.

- **Milieux opaques**

La grande majorité des solides et des liquides sont dits opaques car ils arrêtent la propagation de tout rayonnement par leur surfaces : ces corps se réchauffent par absorption du rayonnement.

- **Milieux transparents**

Ils n'absorbent pas de rayonnement thermique, et n'en émettent pas non plus. En toute rigueur, seul le vide est réellement transparent. L'air, sur des distances modérées, peut généralement être considéré comme transparent.

- **Milieux semi-transparent**

C'est le cas intermédiaire entre les deux précédents. Un corps semi-transparent absorbe une partie du rayonnement thermique qu'il reçoit, et laisse passer l'autre partie. Absorption et émission sont ici des phénomènes volumiques, et non plus surfaciques (ils se produisent à l'intérieur même du système). On peut citer comme exemple de tels milieux le verre ou les atmosphères de combustion.

I.4 Propriétés thermophysiques de l'air

Les propriétés thermophysiques de l'air variant avec la température, nous donnons ci-dessous quelques corrélations (fonction de la température, pour P=1 atm) les plus utilisées [1]:

- Masse volumique : $\rho = \frac{353}{(\theta+273)} = \frac{p}{r\theta} \text{ kg m}^{-3}$
- Conductivité thermique : $\lambda = 7,57 \cdot 10^{-5} \theta + 0.0242 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$
- Viscosité dynamique : $\mu = 10^{-5} (0,0046 \theta + 1,7176) \text{ Pa s}$
- Diffusivité thermique : $\alpha = 10^{-5} (0,0146 \theta + 1,8343) \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$
- Chaleur spécifique de l'air : $C_p=1006 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$

I.5 Etude bibliographique

L'étude des paramètres qui influent sur les performances thermiques des capteurs solaires plans à air a fait l'objet de plusieurs recherches dans le but de valoriser l'effet de la convection naturelle, forcée ou mixte et à travers différentes géométries. Nous exposons quelques travaux disponibles dans la littérature qui traitent des capteurs solaires plans. Un aperçu général sur les différentes utilisations des capteurs solaires thermiques (comprenant le chauffage solaire, fours solaires, les séchoirs solaires, et les distillateurs solaires) est donné par **Thirugnanasambandam et al [2]**.

Dans le but de minimiser les pertes de chaleur à travers le vitrage vers le milieu ambiant, **Mohamad [3]** a proposé de forcer l'air pour circuler sur la couverture en verre (préchauffage d'air) avant le passage par l'absorbeur. Il a été recommandé l'utilisation d'un absorbeur poreux pour augmenter le transfert thermique avec l'air et d'ajouter une deuxième couverture. Dans ce travail, l'auteur a présenté une analyse basée sur l'estimation du rendement comme, il a fait une comparaison avec un capteur solaire conventionnel avec des couvertures simple et double.

Certains auteurs se sont intéressés à vérifier la faisabilité d'augmenter le nombre de passages de l'air dans le capteur en passant d'un seul passage à un double passage voir même un multi passages. Parmi ces travaux on peut citer l'analyse de **Fudholi et al [4]**, dans laquelle il a réalisé une série d'expériences sur les capteurs solaire à air à double passes en présence d'ailettes dans le canal, **Figure I.4**. L'étude est basée sur l'analyse de l'influence de divers paramètres, tel que le débit massique du fluide caloporteur et le rayonnement solaire sur le comportement thermique du capteur. Le but de cette étude est d'évaluer la performance thermique par la convection forcée.

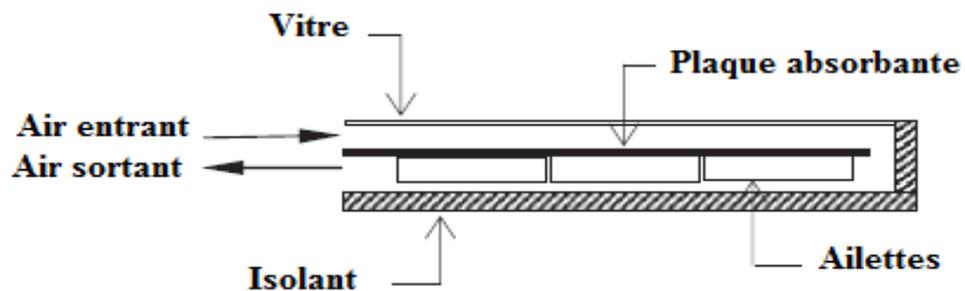


Figure I.4 Schéma d'un capteur à air double passages

Dans le cas des réchauffeurs solaires à doubles passes et dans le but d'améliorer leurs efficacités **Sopian et al [5]** ont présenté une étude expérimentale sur le rendement thermique d'un tel capteur avec ou sans présence de milieu poreux dans l'un des passages, **Figure I.5**. Ils ont étudié l'effet des dimensions du capteur sur le rendement thermique, en plus des effets du débit d'air, du rayonnement et de l'élévation de température. Les résultats ont montré que la présence du milieu poreux augmente le transfert thermique au même titre que la température de sortie et par conséquent du rendement thermique du système. Cette amélioration est de l'ordre de 60 à 70 % comparée au cas du capteur sans milieux poreux.

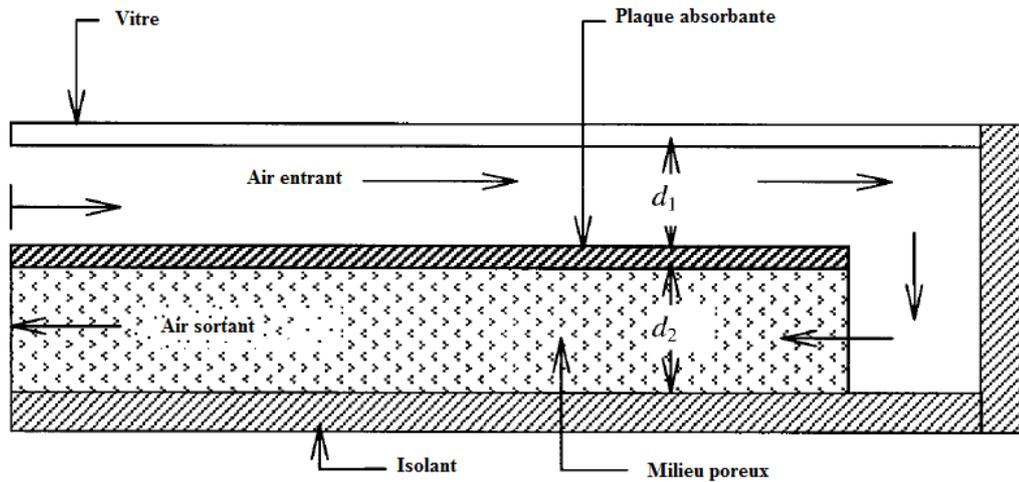


Figure I.5 Schéma d'un capteur solaire thermique à double passes avec milieu poreux dans le passage inférieur

Par la suite **Ramani et al [6]** a constaté lors d'une étude expérimentale que l'efficacité thermique d'un capteur à air à double passe contre courant en présence d'un matériau poreux dans le passage inférieur est plus élevée que celle sans matériau poreux. Cela est dû au fait que le matériau poreux fournit une très grande surface pour le transfert de chaleur et donc un coefficient de transfert de chaleur volumétrique plus élevé.

Dans une série de travaux, **Lertsatitthanakorn et al [7]** ont abordé le cas d'un capteur solaire thermoélectrique (hybride) générant à la fois une énergie électrique et une énergie thermique en présence d'ailettes dans le canal d'entrée du capteur. Il a été déduit que la technologie de capteur solaire hybride apporte une solution pour l'amélioration du rendement énergétique par unité de surface de celui-ci. L'utilisation de l'air comme fluide caloporteur pour extraire de la chaleur des modules TE (thermoélectrique) et d'un ventilateur à la sortie du capteur afin d'accélérer le fluide caloporteur (**Figure I.6**), améliorent le rendement du capteur. Il est à signaler que le rendement thermique dans ce type de système est supérieur au rendement électrique.

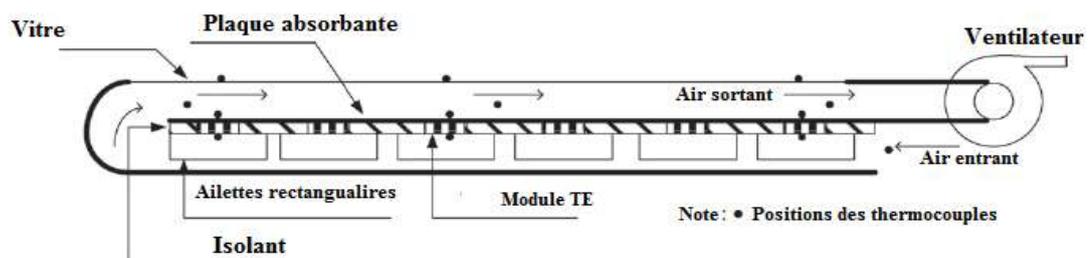


Figure I.6 Schéma d'un capteur solaire à air thermoélectrique (TE)

L'influence du nombre de passages sur le rendement et les performances thermiques d'un chauffage solaire à air a fait l'objet d'autres travaux notamment celui mené par **Aldabbagh et al [8]** dans lequel l'absorbeur est remplacé par un treillis (grillage) de fils en acier. Cette étude a démontré l'intérêt de l'emploi d'un treillis à la place d'un absorbeur conventionnel de même qu'il a mis en évidence l'étroite relation entre le débit massique, la température du fluide et les performances thermiques de l'installation. Ils ont constaté une amélioration de l'efficacité de la configuration en double passes de 34 à 45% comparée à la configuration en simple passe. D'autre part la différence de température entre l'entrée et la sortie du capteur évolue inversement au débit alors que le rendement augmente avec l'augmentation du débit massique.

Dans le but d'accélérer et d'augmenter les transferts de chaleur à l'intérieur des capteurs solaires il est recommandé de favoriser la turbulence. Dans cette perspective, **Youcef-Ali [9]** 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. Les plaques sont caractérisées par une grande surface d'échange par unité de volume. Les différents résultats ont montré un accroissement considérable des performances thermiques pour des faibles pertes de pression, par conséquent une faible consommation d'énergie électrique par le ventilateur. Dans le même travail, il a été procédé à la comparaison entre un capteur à double couvertures avec celui à triple couvertures. Ce dernier a montré des performances plus importantes que celles avec double couvertures, cela peut être expliqué par la minimisation des pertes vers l'extérieur.

Les performances d'un chauffage solaire à air avec doubles passes en présence de chicane et d'ailettes ont fait l'objet de recherche théorique et expérimentale afin de démontrer leurs effets sur les opérations de recyclage d'air. **Chii-Dong Ho et al [10]** ont comparé le nouveau design adopté pour le capteur, **Figure I.7** ; avec les deux autres designs (double passes avec ou sans ailettes). Ils ont conclu que pour les modèles comprenant le recyclage de l'air, le nouveau design offre un meilleur rendement dû essentiellement à l'installation de chicanes. Il est aussi utile de noter que les résultats expérimentaux s'écartent de 1,5 à 23 % des prédictions théoriques.

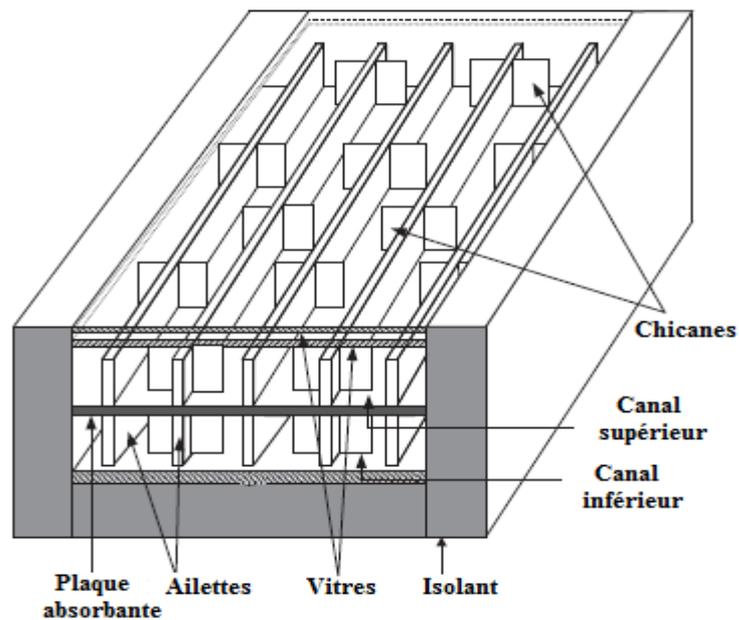


Figure I.7 Schéma d'un capteur solaire double passe avec ailettes et chicanes

Récemment, toujours question design ; mais dans les capteurs hybrides, **Hussain et al [11]** ont mené une étude sur les performances de la plupart des designs de capteurs possibles et de la faisabilité de leurs intégration dans les bâtiments. Les résultats obtenus ont montré que ces types de capteurs ont un énorme potentiel, cependant il reste beaucoup à faire pour l'amélioration de leurs efficacités et la réduction des coûts de fabrication.

L'effet de l'absorption du rayonnement solaire par le vitrage sur le coefficient de transfert par convection à l'intérieur du capteur a fait l'objet d'une étude réalisée par **Naiem akhtar [12]**. Au terme de cette étude il a conclu que négliger l'effet de l'absorption du rayonnement solaire par le vitrage conduit à une différence de résultats de l'ordre de 49% comparée au cas où celui-ci n'est pas négligé.

Afin de déterminer les paramètres ayant une influence sur les performances thermiques d'un capteur, **Ming Yang et al [13]** ont testé six capteurs en faisant varier à chaque fois un paramètre critique en se plaçant dans les mêmes conditions de travail. Les différents paramètres étant la résistance thermique dans le canal d'écoulement de l'air, la hauteur de la couche d'air stagnante, les propriétés optiques de la couverture transparente, l'émittance de la plaque absorbante, la conductivité thermique de la plaque arrière. Ils ont déduit que la réduction de la résistance thermique du canal d'écoulement est le facteur le plus influant.

Dans la même démarche **Chamoli et al [14]** ont fait une synthèse de toutes les recherches effectuées sur les capteurs solaires à double passes et ont conclu que les paramètres influants sur les performances du capteur sont le débit d'air, son recyclage et la porosité des matériaux utilisés. Ils ont aussi conclu que beaucoup reste à faire en ce qui concerne la forme de l'absorbeur et la rugosité artificiel de celui-ci.

I.6 Conclusion

A travers cette étude bibliographique consacrée aux capteurs solaires plans à air avec double passes, on a pu constater que leurs performances dépendent essentiellement des paramètres thermophysiques, optiques et géométriques. C'est pour cela qu'on a jugé utile de poser les équations gouvernantes du fonctionnement d'un tel capteur solaire.

Chapitre II

*Position du problème et
formulation
mathématique*

II.1 Introduction

Dans cette étude on s'intéresse à la formulation mathématique du problème traitant les écoulements convectifs dans un capteur solaire à double passes en présence d'un fluide supposé transparent (l'air). Le rayonnement intervient par la prise en compte des émissivités thermiques des différentes parois. Le mouvement du fluide a lieu par suite de l'existence d'une vitesse d'entrée associée à un gradient thermique verticale entre les surfaces. Pour la résolution d'un tel problème (couplage entre la convection et le rayonnement), la connaissance en chaque point du capteur des différentes caractéristiques du fluide (pression, volume et température) est importante. La convection mixte est régie par trois équations fondamentales : équation de conservation de la masse, équation de conservation de la quantité de mouvement et équation de conservation de l'énergie.

II.2 Position du problème

Notre étude concerne la convection mixte en régime laminaire dans un capteur plan horizontal à double passe de longueur L et de hauteur H ($H=H_1+H_2$) en présence du rayonnement des différentes surfaces (vitrage, absorbeur et autres parois du capteur supposées isolées). Le capteur solaire considéré est constitué d'une couverture transparente en verre à la température T_c dotée d'une émissivité thermique ϵ_c , d'une plaque absorbante à la température T_H et ayant une émissivité thermique ϵ_H . Les autres parois sont supposées adiabatiques avec une émissivité ϵ_0 . L'air entre dans le canal par sa partie inférieure de hauteur H_1 avec une vitesse u_0 et une température T_c et ressort par la section supérieure de hauteur H_2 .

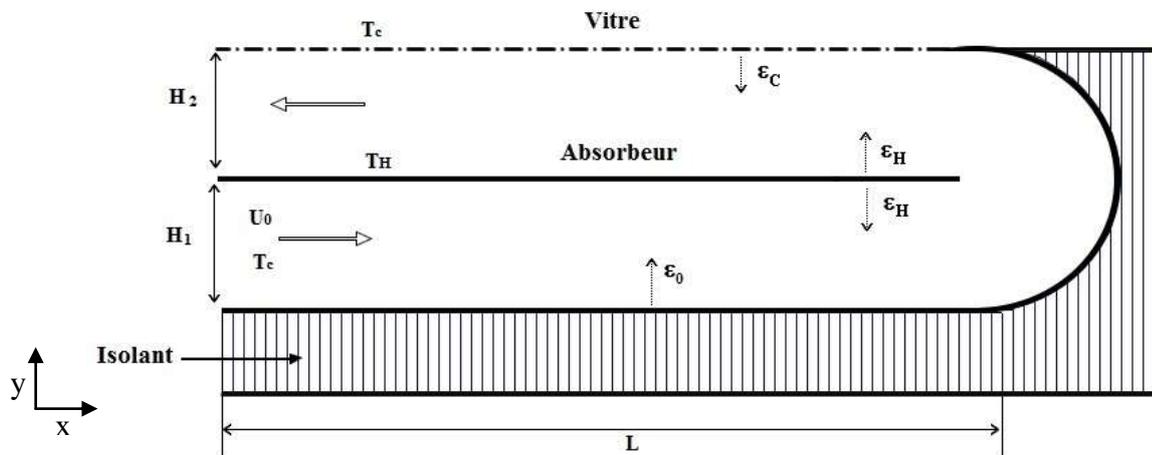


Figure II.1 Schéma du capteur étudié

II.3 Formulation mathématique du problème

II.3.1 Hypothèses simplificatrices et équations de transfert

Le fluide visqueux considéré a une densité (ρ), une viscosité cinématique (ν) et une conductivité thermique (λ). Il est supposé newtonien, incompressible en régime d'écoulement laminaire et stationnaire. Le canal est suffisamment long dans la direction longitudinale (z) pour considérer que l'écoulement est bidimensionnel (x, y).

En plus des hypothèses précédentes on se placera dans les conditions de l'approximation de Boussinesq, ce qui nécessite une résolution simultanée des équations de la dynamique et de l'énergie au sein du fluide. L'approximation de Boussinesq repose sur deux hypothèses, d'une part, elle postule que la masse volumique est constante dans tous les termes sauf pour le cas de force de volume (ρg). D'autre part, elle suppose un écart de température entre les surfaces actives du canal inférieure à 100 °C. En se limitant, au premier terme du développement de ρ en terme de température, on peut écrire :

$$\rho(T) = \rho_0 [1 - \beta(T - T_0)]$$

ρ_0 et β étant respectivement la masse volumique à la température de référence T_0 et le coefficient de dilatation volumique à pression constante : $\beta = -(1/\rho_0)(\partial\rho/\partial T)_p$

II.3.2 Equations gouvernantes du problème

En régime de convection, le phénomène met en jeu le mouvement du fluide, par conséquent il faut résoudre les équations de la dynamique et de la thermique des fluides. En tenant compte des différentes hypothèses déjà citées, le model mathématique adopté est basé sur les équations dites de Navier Stokes et de l'énergie.

Equations de la dynamique

- Equation de conservation de la masse (Équation de continuité)

$$\frac{\partial v_i}{\partial x_i} = 0 \quad (\text{II-1})$$

- Equations de conservation de quantité de mouvement

$$\left(v_j \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \right) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2 v_i}{\partial x_j \partial x_j} + g\beta (T - T_C) \delta_{i2} \quad (\text{II-2})$$

- Equation de l'énergie

$$\left(v_j \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x_j \partial x_j} = \frac{\lambda}{\rho C_p} \frac{\partial^2 T}{\partial x_j \partial x_j} \quad (\text{II-3})$$

v_i , p et T étant respectivement la composante de la vitesse suivant la direction x_i , la pression et la température.

Conditions aux limites

Le système d'équations précédent n'est pas fermé, pour cela on lui associera les conditions aux limites correspondant au cas physique traité. Les conditions aux limites thermiques du problème sont de deux types : conditions de type Dirichlet (vitrage, absorbeur et fluide à l'entrée du canal) et condition de type gradient ou Newman (paroi isolée). Pour le cas dynamique on a une condition de non glissement sur l'ensemble des surfaces et une condition de vitesse imposée à l'entrée de l'écoulement. Ces différentes conditions sont résumées dans le tableau II.1 ci-dessous :

	u	v	p	T	émissivité
Vitrage	0	0	-	$T=T_c$	ϵ_c
Paroi isolée	0	0	-	$\varphi_{cv} + \varphi_{rd} = 0$	ϵ_0
Absorbeur	0	0	-	$T=T_h$	ϵ_H
Entrée	u_o	0	-	$T=T_c$	-
Sortie	$\frac{\partial u_i}{\partial x} = 0$	0	-	-	-

Tableau II.1 : Conditions aux limites associées au problème

φ_{cv} et φ_{rd} étant respectivement le flux convectif et le flux radiatif à la surface considérée.

II.3.3 Forme adimensionnelle des équations gouvernantes

L'emploi de variables réduites dans les équations, permet de généraliser les phénomènes physiques, car leurs existences et leurs évolutions sont indépendantes du système d'unité de mesure utilisé pour les étudier. Autrement dit, elles permettent d'obtenir des informations plus générales, et jouent un rôle important dans la similitude. En effet, pour ramener les équations phénoménologiques sous une forme adimensionnelle, il est nécessaire de définir, moyennant des grandeurs caractéristiques du problème (longueur de référence, vitesse, pression et température de références L , u_o , $p = \rho u_o^2$, $\Delta T = T_h - T_c$) les variables sans dimensions suivantes :

$$\mathbf{X}_i = x_i/H \quad \mathbf{V}_i = v_i/u_o \quad \mathbf{P} = p/(\rho u_o^2) \quad \theta = (T - T_c)/\Delta T$$

En tenant compte de ces changements de variables, les équations précédentes associées aux conditions aux limites deviennent :

Equations de la dynamique

- Equation de conservation de la masse (Équation de continuité)

$$\frac{\partial V_i}{\partial X_i} = 0 \tag{II-4}$$

- Equation de conservation de quantité de mouvement

$$\left(V_j \frac{\partial V_i}{\partial X_j} \right) = - \frac{\partial P}{\partial X_i} + \frac{1}{Re} \times \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X_j \partial X_j} \right) + \frac{Gr}{Re^2} \theta \delta_{i2} \tag{II-5}$$

- Equation de l'énergie

$$\left(V_j \frac{\partial \theta}{\partial X_j} \right) = \frac{1}{Re Pr} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X_j \partial X_j} \right) \tag{II-6}$$

Conditions aux limites

	U	V	P	θ	émissivité
Vitrage	0	0	-	0	ϵ_c
Paroi isolée	0	0	-	$\partial\theta/\partial X_i + N_r Q_r = 0$	ϵ_o
Absorbeur	0	0	-	1	ϵ_H
Entrée	1	0	-	0	-
Sortie	$\frac{\partial U_i}{\partial X} = 0$	0	-	-	-

Tableau II.2 : Conditions aux limites sous forme adimensionnelles associées au problème

Le transfert de chaleur radiative est simulé par la formulation de la radiosité. Le fluide de travail (air) est supposé transparent et ne participe donc pas au rayonnement, seul les surfaces contribuent à l'échange radiatif. Ces surfaces sont supposées grises, diffuses et opaques. Dans ce cas le transfert de chaleur par rayonnement est présent à travers les conditions aux limites thermiques.

La radiosité adimensionnelle (J) pour une surface (i) du système étudié est obtenue en résolvant le système suivant [15]:

$$\sum_{j=1}^N (\delta_{ij} - (1 - \epsilon_i) F_{ij}) J_j = \epsilon_i \Theta_i^4 \tag{II-7}$$

D'autre part la densité du flux net radiatif adimensionnelle pour la surface (i) noté $Q_{r,i}$ est déterminée par

$$Q_{r,i} = J_i - \sum_{j=1}^N (J_j F_{ij}) \quad i=1, \dots, N \quad (\text{II-8})$$

Où N est le nombre total de surfaces radiantes, ϵ_i est l'émissivité de la $i^{\text{ème}}$ surface, F_{ij} est le facteur de forme entre la $i^{\text{ème}}$ et $j^{\text{ème}}$ surface déterminée par la méthode de **Hottel [15]** alors que Θ est une température sans dimension ($\Theta=T/T_h$).

Le nombre de Nusselt est utilisé pour évaluer le taux de transfert de chaleur sur une surface donnée du capteur (vitrage). Dans ce cas, le nombre de Nusselt global est défini comme la somme d'un nombre de Nusselt radiatif et d'un nombre de Nusselt convectif.

$$Nu = Nu_{cv} + Nu_{rd} = -\int \frac{\partial \theta}{\partial Y} dX + \int N_r Q_r dX \quad (\text{II-9})$$

Dans ces équations N_r est le nombre de rayonnement définie par :

$$N_r = \sigma T_h^4 / (\lambda \Delta T / H) \quad (\text{II-10})$$

II.3.4 Nombres Adimensionnels

L'écriture adimensionnelle des équations, fait apparaitre plusieurs groupements adimensionnels. Chacun de ces nombres à une signification physique.

a) **Nombre de Reynolds :**

$$Re = u_o H / \nu \quad (\text{Forces d'inerties du fluide/Forces visqueuses})$$

b) **Nombre de Prandtl :**

$$Pr = \nu / \alpha \quad (\text{Diffusion de quantité de mouvement/Diffusion thermique})$$

c) **Nombre de Grashof :**

$$Gr = g \beta (T_h - T_c) H^3 / (\nu^2) \quad (\text{Forces de gravité/Forces visqueuses})$$

d) **Nombre de Richardson**

$$Ri = Gr / Re^2 \quad (\text{Energie potentielle gravitationnelle/Énergie cinétique})$$

e) **Nombre de Nusselt :**

Pour caractériser le taux de transfert de chaleur par convection au niveau des parois, on a introduit un nombre dit de Nusselt qui est le rapport du flux thermique par convection sur le flux thermique de diffusion pure (conduction) :

Le nombre de Nusselt global est :

$$Nu = Nu_{cv} + Nu_{rd} = -\int \frac{\partial \theta}{\partial Y} dX + \int N_r Q_r dX \quad (\text{II-11})$$

II.4 Conclusion

Dans ce chapitre, nous nous sommes attachés à décrire le problème physique à traiter et le système d'équations découlant de sa modélisation mathématique. Ce dernier est constitué d'un système d'équations, complétées par des conditions aux limites. Il s'agit d'un système complexe formé par des équations qui sont issues de la thermodynamique et de la mécanique des fluides. Les équations de bilan sont donc bien connues mais leurs résolutions analytique n'est pratiquement jamais possible. L'origine de cette difficulté réside dans les non-linéarités visibles dans les différents termes de ces équations. L'utilisation des méthodes numériques s'avère être le meilleur moyen pour la résolution de ces équations. Dans notre étude, on utilisera le logiciel FLUENT (version 14.0) basé sur la méthode numérique des volumes finis.

Chapitre III

Résultats et Discussion

III.1 Introduction

Dans ce chapitre on présente les résultats obtenus par simulation numérique 2D pour un capteur plan à double passes. La résolution numérique est faite à l'aide d'un code de calcul industriel, CFD (Computation Fluid Dynamic) « FLUENT 14.0 » qui utilise la méthode des volumes finis. Le maillage est réalisé moyennant le logiciel « GAMBIT 2.4 » qui est mailleur associé à fluent.

Les étapes pour le déroulement des simulations sur les deux logiciels GAMBIT et FLUENT sont résumées sur la figure III.1

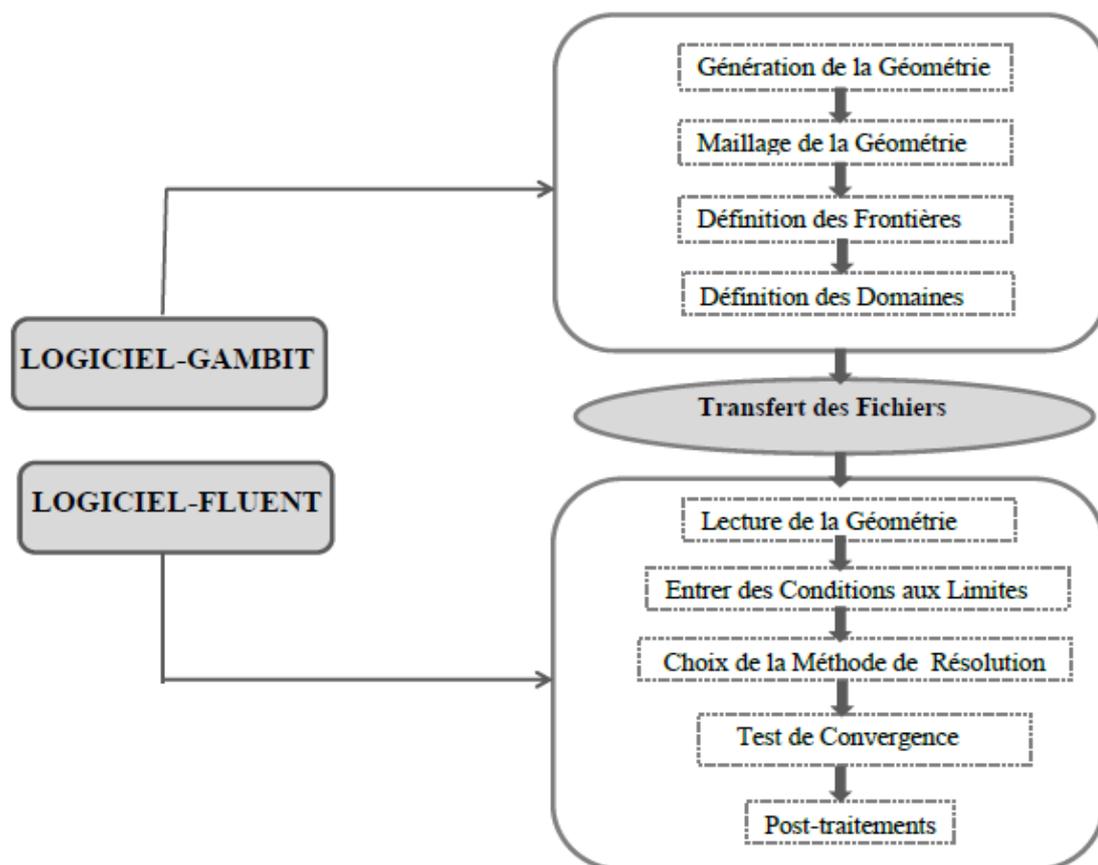


Figure III.1 Etapes de résolutions suivies par GAMBIT et FLUENT

III.2 Données et paramètres du problème

Le capteur solaire considéré a un rapport de forme $a=L/H=6.82$ [7], où L est la longueur de l'absorbeur et H la hauteur du capteur. Il est constitué d'une couverture transparente en verre à la température $T_c=293,15K$ et d'une émissivité $\epsilon_c=0,85$, d'une plaque absorbante à la température

$T_h = 303,15K$ et ayant une émissivité $\epsilon_h = 0,975$. Les autres parois sont supposées adiabatiques avec une émissivité $\epsilon_0 = 0,9$, [16].

Le fluide utilisé est de l'air dont les propriétés sont données dans le **Tableau III.1** ci-dessous. Elles ont été prises à la température moyenne $T = \frac{T_c + T_h}{2} = 298.15K$:

Propriétés de l'air à p=1 atm					
T (°C)	ρ (Kg.m ⁻³)	C_p (J.kg ⁻¹ .°C ⁻¹)	λ (W.m ⁻¹ .°C ⁻¹)	μ (Pa.s ⁻¹)	Pr
25	1.204	1006	0.0257	1.81×10^{-5}	0.71

Tableau III.1 : Propriétés thermophysiques de l'air

Les résultats obtenus sont présentés sous forme de contours d'isothermes, de lignes de courant, de profils de champs de vitesse, de température moyenne, et de variation du nombre de Nusselt.

La température moyenne est donnée par la formule suivante :

$$\bar{\theta} = \frac{2}{H} \int \theta dy \tag{III-1}$$

Le nombre de Nusselt est défini par le rapport du flux total (convectif + radiatif) sur le flux diffusif. Il est de la forme :

$$Nu = Nu_{cv} + Nu_{rd} = -\frac{\partial \theta}{\partial Y} dX + N_r Q_r dX \tag{III-2}$$

Le nombre de Nusselt moyen est obtenu par intégration de la grandeur locale le long de la paroi considérée, soit :

$$\overline{Nu} = \overline{Nu}_{cv} + \overline{Nu}_{rd} = -\int \frac{\partial \theta}{\partial Y} dX + \int N_r Q_r dX \tag{III-3}$$

Nous avons examiné l'influence de quelques paramètres jugés essentiels sur la structure de l'écoulement et le champ thermique. Ils sont résumés comme suit :

- Influence du nombre de Reynolds
- Influence de la position de l'entrée du capteur
- Influence du rayonnement
- Influence de la hauteur du canal d'entrée
- Influence de l'insertion d'ailettes

III.3 Choix du maillage

La précision des résultats numériques obtenus dépend des valeurs des paramètres de contrôle pour le choix du maillage optimal. Le **Tableau III-2** résume l'influence du nombre de nœuds sur le nombre de Nusselt moyen à la paroi chaude pour un nombre de Grashof de $Gr=10^5$ et un nombre de Reynolds $Re=100$.

Nombre de nœuds	1530	5020	10510	18000	22495	27490
\overline{Nu}_h	8.3523	8.3640	8.3732	8.3801	8.3839	8.3867
Ecart en %	-	0.140	0.109	0.082	0.045	0.033

Tableau III.2 : Influence du nombre de nœuds sur le nombre de Nusselt moyen

Ces résultats obtenus pour des maillages semblables à celui de la **Figure III.2** ; montrent que l'augmentation du nombre de nœuds conduit à une meilleure précision. On remarque aussi que le nombre de Nusselt reste pratiquement inchangé pour un nombre de nœuds ≥ 18000 avec une erreur relative très faible. Ainsi pour des raisons de compromis précision/temps de calcul on adoptera le maillage comportant 18000 nœuds.

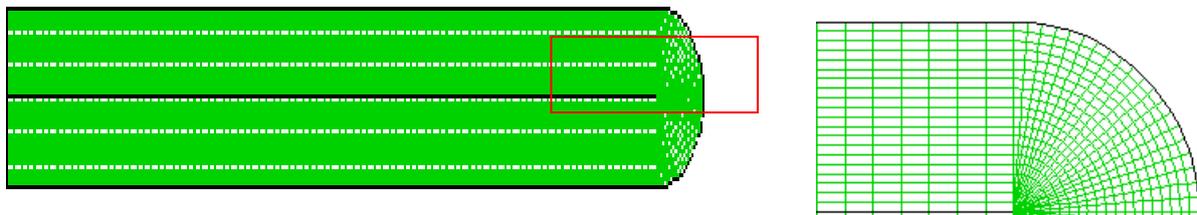


Figure III.2 Détails du maillage utilisé

III.4 Validation

Avant de commencer les simulations numériques, on a procédé à une validation du modèle du rayonnement adopté. Pour cela deux études sont prises comme références, il s'agit de celle de **Wong [17]** et de **Bouabdallah [18]**. La première concerne une étude du couplage convection rayonnement dans une cavité fermée différentiellement chauffée dont les quatre parois sont grises, diffuses et opaques et ont la même émissivité ε **Figure III.3 (a)**. La seconde étude est celle de la convection mixte dans une cavité ventilée **Figure III.3 (b)**.

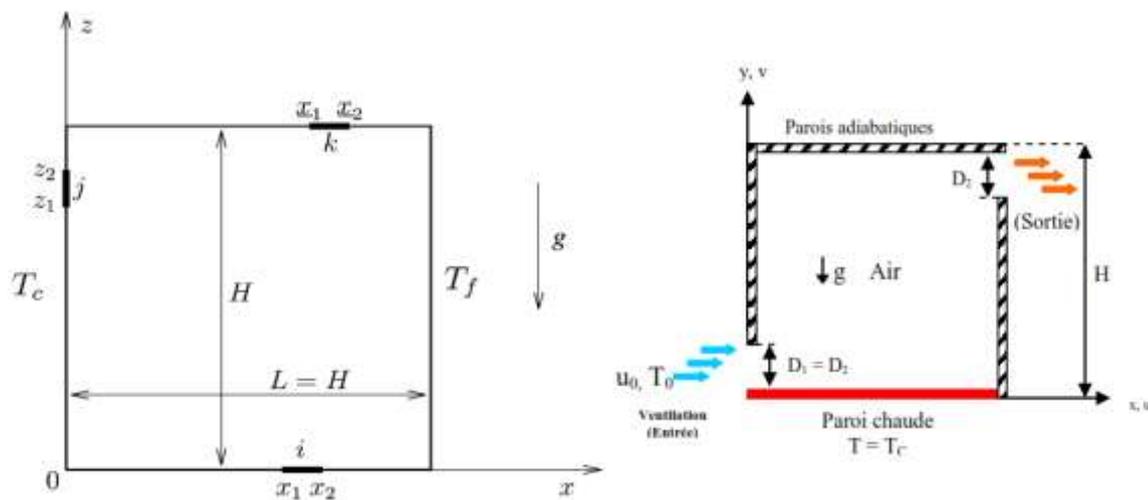


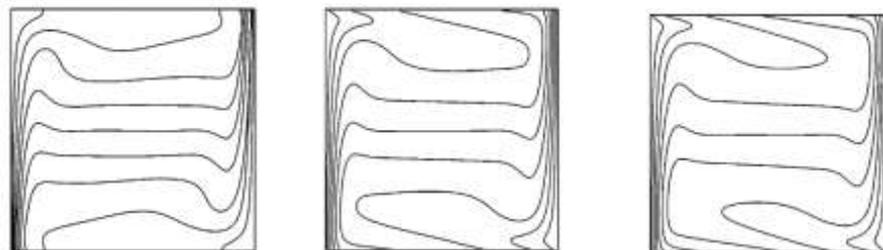
Figure III.3 Configuration du problème physique étudié par :
 (a) Wong [17] (b) Bouabdallah [18]

Le Tableau III.3 montre que le rayonnement de surface modifie le transfert thermique global. Le nombre de Nusselt calculé de même que les courbes des lignes de courant et des isothermes (Figures III.4 et III.5) montrent un bon accord avec ceux de la référence [17] puisque les écarts relatifs sont inférieurs à 2% .

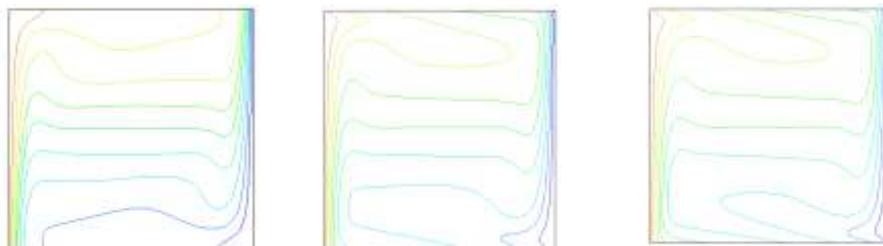
Tableau III.3 Nusselt moyen sur les parois actives avec $T_0=293.15$ K et $\Delta T=10$ K pour $H=0.097$ m et $Ra=10^6$

ε	Parois	Chaude				froide			
		\overline{Nu}_{conv}	\overline{Nu}_{rad}	\overline{Nu}_t	E	\overline{Nu}_{conv}	\overline{Nu}_{rad}	\overline{Nu}_t	E
0	Présent travail	8.860	0	8.860	0.090%	8.860	0	8.860	0.090%
	Ref. [10]	8.852	0	8.852		8.852	0	8.852	
0.8	Présent travail	7.899	10.978	18.778	1.57%	7.911	10.862	18.774	1.60%
	Ref. [10]	7.815	11.265	19.078		7.930	11.150	19.080	

Wong [17]



Présent travail



(a)

(b)

(c)

Figure III.4 Influence de l'émissivité sur les isothermes à $Ra = 10^6$, (a) $\varepsilon = 0$, (b) $\varepsilon = 0.4$ et (c) $\varepsilon = 0.8$

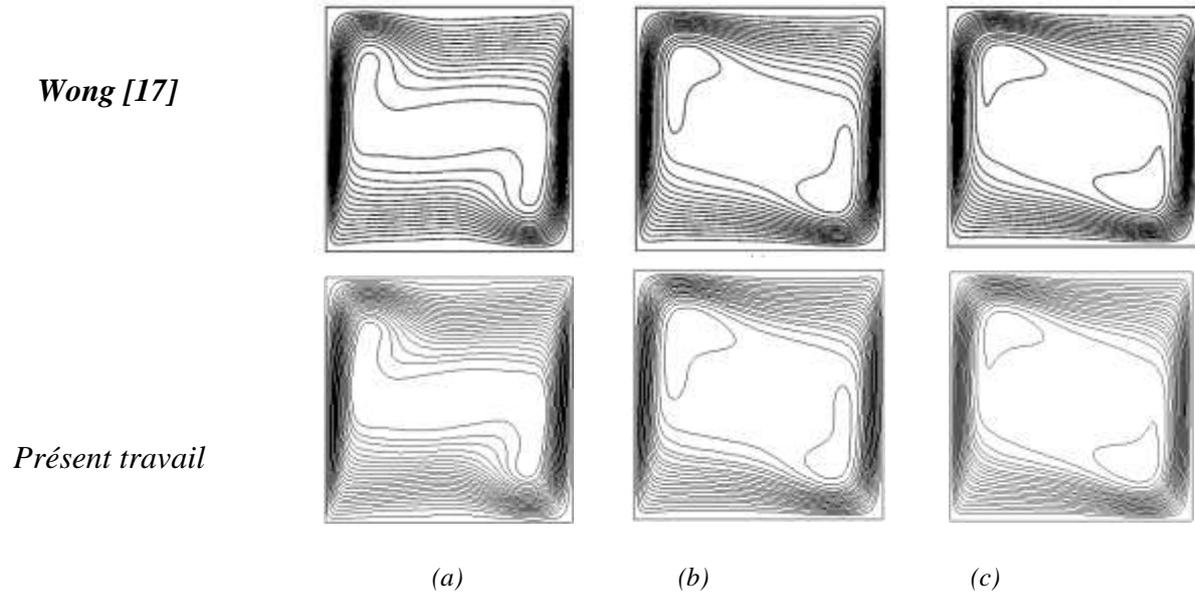


Figure III.5 Influence de l'émissivité sur les lignes de courant pour $Ra = 10^6$ (a) $\varepsilon = 0$, (b) $\varepsilon = 0.4$ et (c) $\varepsilon = 0.8$

Aussi, pour la seconde validation ; les résultats des simulations en termes de lignes isothermes et de lignes de courant **Figure III.6** et **III.7**, de même que le nombre de Nusselt moyen **Figure III.8** montrent une bonne concordance avec ceux de la référence [18]. Ce qui nous permet de valider le model mathématique adopté et d'entamer les simulations numériques relatives au cas du capteur plan à double passes avec plus de confiance.

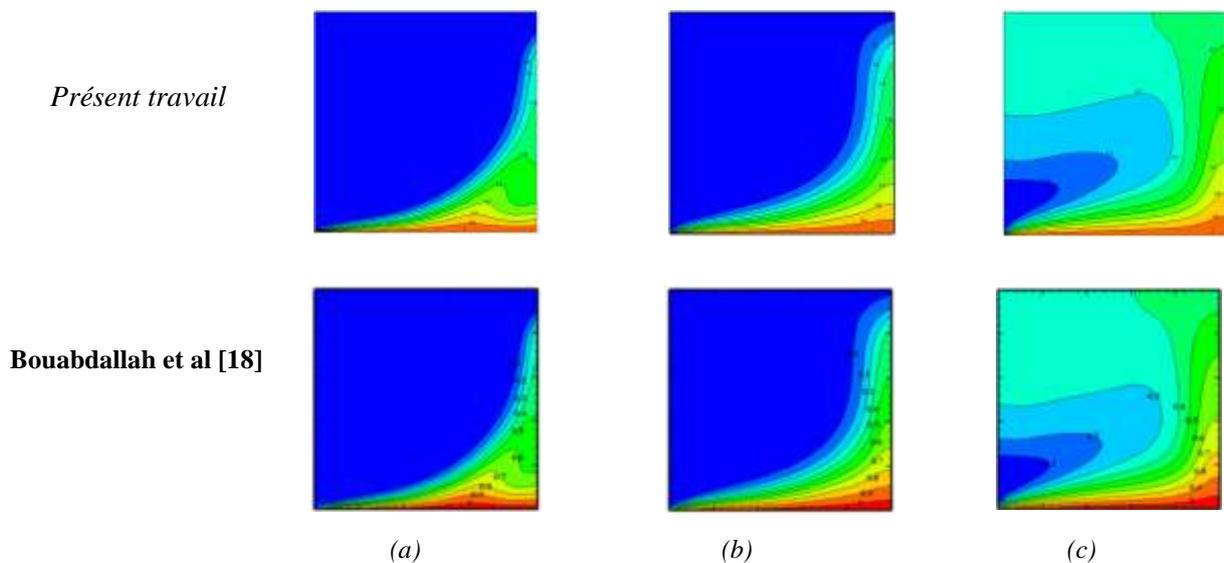


Figure III.6 Influence du nombre de Richardson sur les isothermes pour $Gr = 10^4$, (a) $Ri = 0.1$, (b) $Ri = 1$ et (c) $Ri = 10$

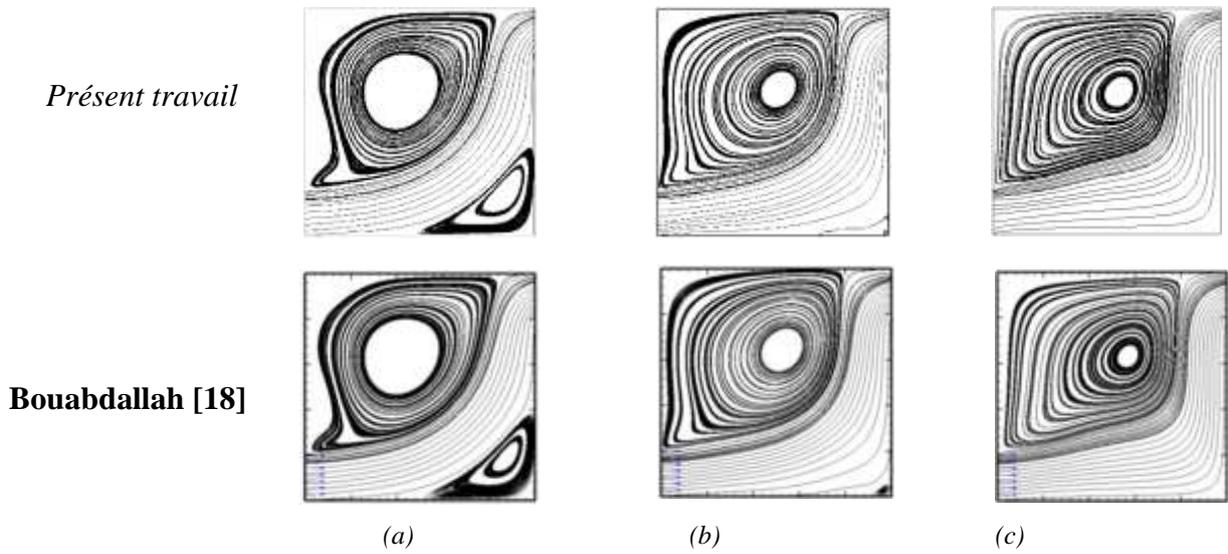


Figure III.7 Influence du nombre de Richardson sur les lignes de courant pour $Gr = 10^4$, (a) $Ri = 0.1$, (b) $Ri = 1$ et (c) $Ri = 10$

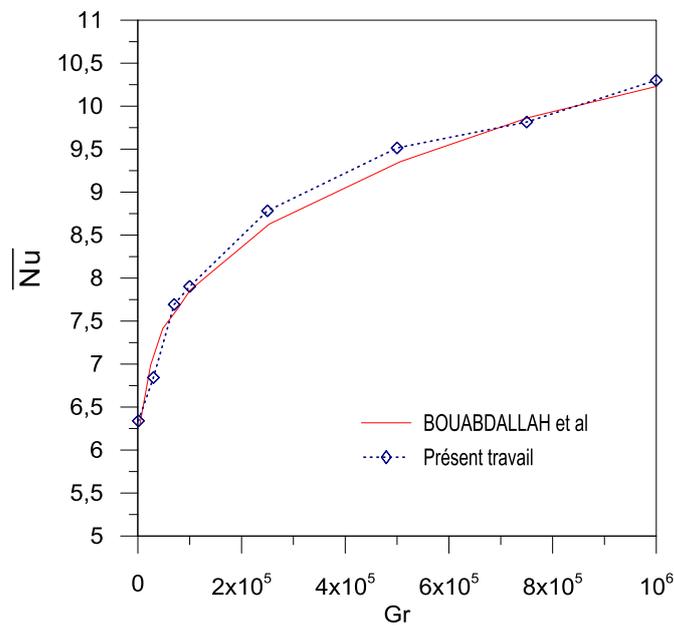


Figure III.8 Nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Grashof pour $Re=100$

III.5 Influence des différents paramètres sur les transferts thermiques

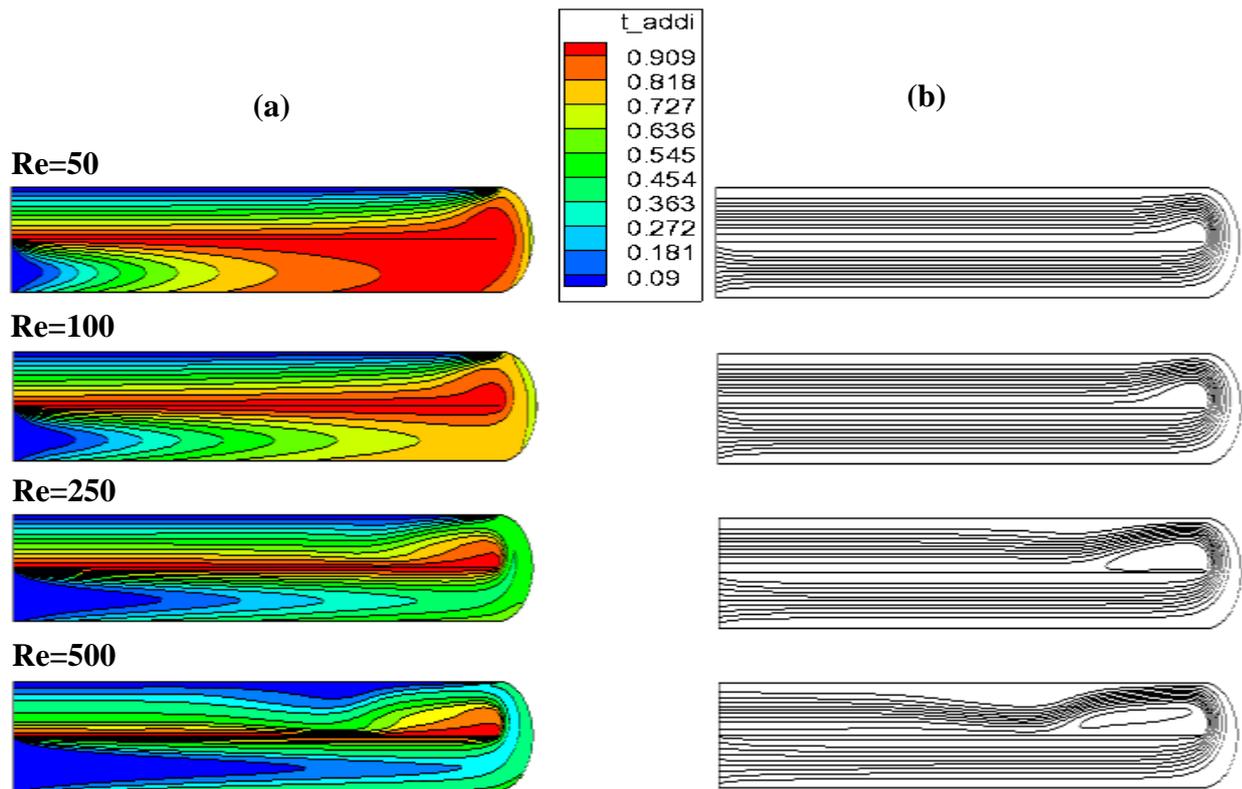
Dans ce qui va suivre, on proposera une synthèse de résultats obtenus pour chaque effet considéré.

III.5.1 Influence du nombre de Reynolds

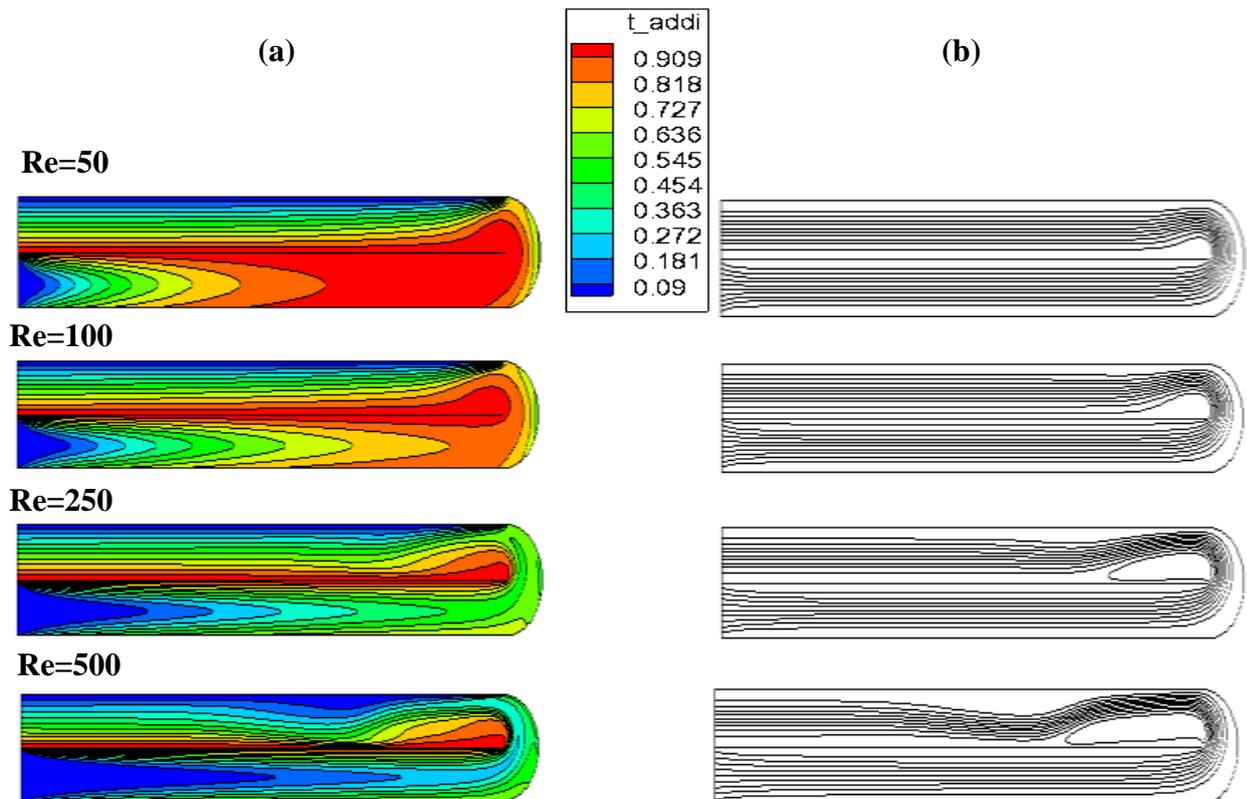
Pour étudier l'influence du nombre de Reynolds sur l'écoulement et les transferts thermiques au sein du capteur, nous avons choisi les valeurs suivantes pour les nombres de Reynolds et de Grashof : $Re = 50, 100, 250, 500$ et $Gr = 10^4, 10^5$.

Les **Figures III.9** et **III.10** montrant l'évolution des contours d'isothermes et des lignes de courants mettent en évidence une étroite relation avec les nombre de Reynolds et de Grashof. Pour un nombre de Grashof donné et un nombre de Reynolds allant jusqu'à 250, les profils des isothermes se présentent sous forme de lignes horizontales équidistantes coté supérieur du capteur. Cette stratification thermique est caractéristique du régime de transfert par conduction. On observe une distorsion des lignes isothermes pour un nombre de Reynolds de 500, ceci montre une évolution vers le mode de transfert par convection donc un taux de transfert de chaleur meilleur. Coté inférieure du capteur (entrée) à mesure que le régime d'écoulement est accéléré ($Re=50 ; 100 ; 250 ; 500$) la zone du fluide frais s'étend de plus en plus ; réduisant ainsi le transfert de chaleur fluide-paroi. Les voisinages de l'absorbeur et du vitrage sont le siège de gradients thermiques importants, le fluide s'échauffe au contact de l'absorbeur et se refroidi au contact du vitrage. Donc une partie de la chaleur récupérée par l'air est cédée (perdue) à travers le couvercle.

L'analyse des lignes de courant montre que l'écoulement s'accélère à mesure que le nombre de Reynolds augmente, conduisant à l'apparition d'une zone de recirculation à partir de l'extrémité de l'absorbeur (coté supérieur). Celle-ci tournant dans le sens contraire des aiguilles d'une montre, s'élargi à mesure que Re croît. Son intensité au même titre que les courants de convection augmente à mesure qu'on tend vers le régime mixte. L'augmentation de la vitesse de l'écoulement donc du nombre de Reynolds nous fait passer d'un transfert de chaleur dominé par la convection naturelle $Ri > 1$ vers celui dominé par la convection forcée $Ri < 1$ en passant par la convection mixte $Ri = 1$.



Figures III.9 : Effet du nombre de Reynolds sur les lignes d'isothermes (a) et lignes de courant (b) pour $Gr=10^4$



Figures III.10 : Effet du nombre de Reynolds sur les lignes d'isothermes (a) et lignes de courant (b) pour $Gr=10^5$

L'analyse de l'intensité de l'échange thermique sur les parois actives est faite à travers un nombre spécifique sans dimension dit nombre de Nusselt. Il est défini localement le long d'une paroi chaude ou froide, (**Equation III.2**). L'influence du régime d'écoulement sur l'échange thermique sur les deux faces de la plaque intermédiaire (absorbeur) est représentée sur **Tableau III.4** pour deux nombres de Grashof $Gr=10^4$ et 10^5 .

Il ressort de ces représentations une forte dépendance entre le nombre de Nusselt local et le nombre de Reynolds. Ces courbes montrent que le transfert de chaleur est sensiblement le même des deux côtés de l'absorbeur avec un petit avantage du côté supérieur. (Déjà souligné dans l'analyse des isothermes). On remarque aussi que le Nusselt local croît avec l'accroissement de du nombre de Grashof.

Pour une meilleure interprétation des résultats il est préférable de raisonner sur des valeurs moyennes. Ainsi on définit un nombre de Nusselt moyen obtenu par intégration de la grandeur locale le long de la paroi considérée, (**Equation III.3**) Ces résultats sont visibles sur la **Figure III.11** qui illustre la variation du nombre de Nusselt total moyen sur l'absorbeur pour différents Reynolds. Il est clair que l'augmentation du nombre de Grashof au même titre que le nombre de Reynolds conduit à une augmentation du nombre de Nusselt total donc un meilleur transfert fluide-paroi.

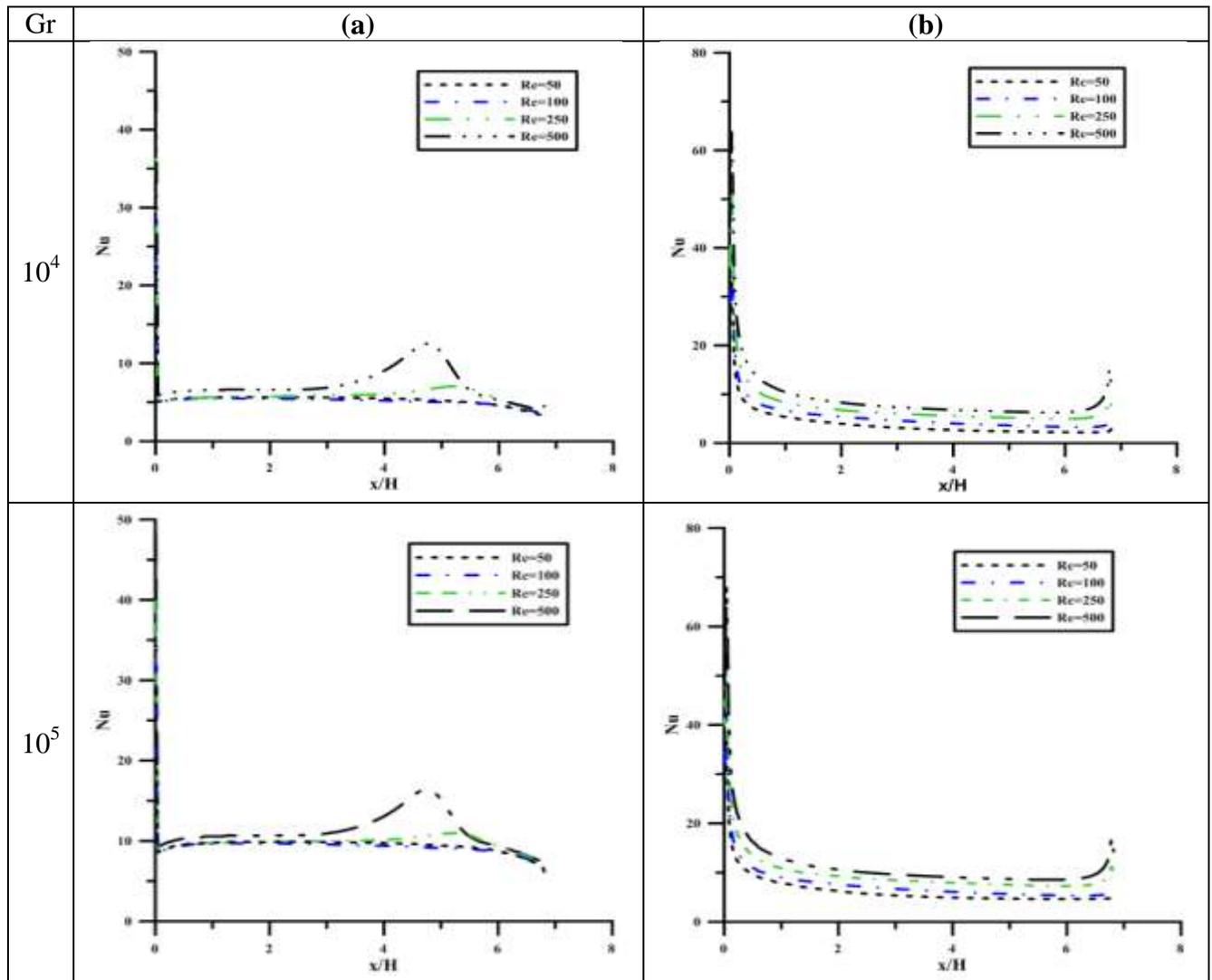


Tableau III.4 Variation du nombre de Nusselt local le long de l'absorbeur
 (a) Face supérieur, (b) Face inférieur

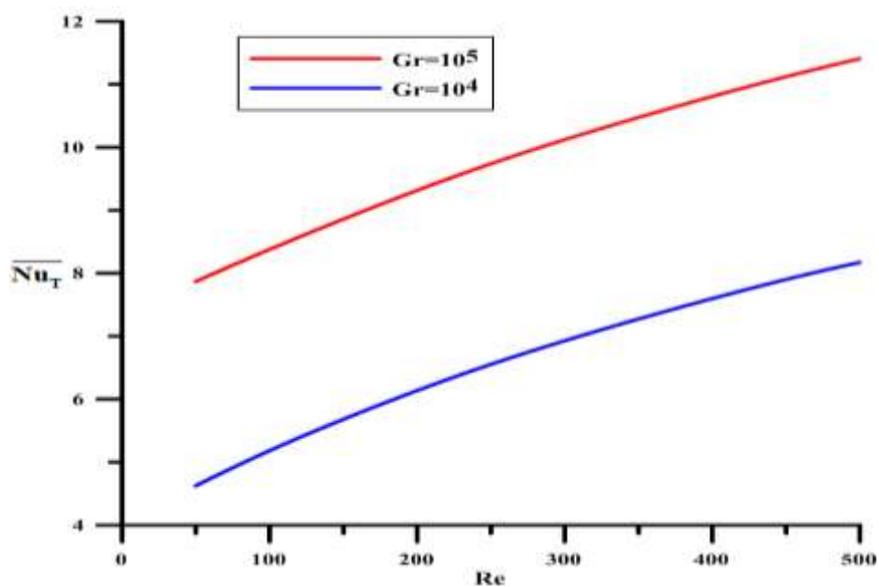


Figure III.11 : Nombre de Nusselt moyen total sur l'absorbeur pour différents nombres de Reynolds

L'analyse de la température locale obtenue par intégration de la température locale dans la section de sortie, **Figure III.12** montrent une forte dépendance vis-à-vis des nombres de Reynolds et de Grashof donc du nombre Richardson. Ainsi, le fluide s'échauffe d'avantage pour des nombres de Reynolds faibles, correspondant au régime de convection naturelle. Sur la **Figure III.13** on voit que la température moyenne à la sortie augmente pour atteindre une valeur maximale $\bar{\theta}_s = 0,5097$ ($Gr=10^4$), $\bar{\theta}_s = 0,511$ ($Gr=10^5$), à $Re=100$ puis diminue pour des valeurs de $Re > 100$. Ceci nous permet de conclure que l'augmentation du nombre de Reynolds diminue la température moyenne à la sortie du capteur.

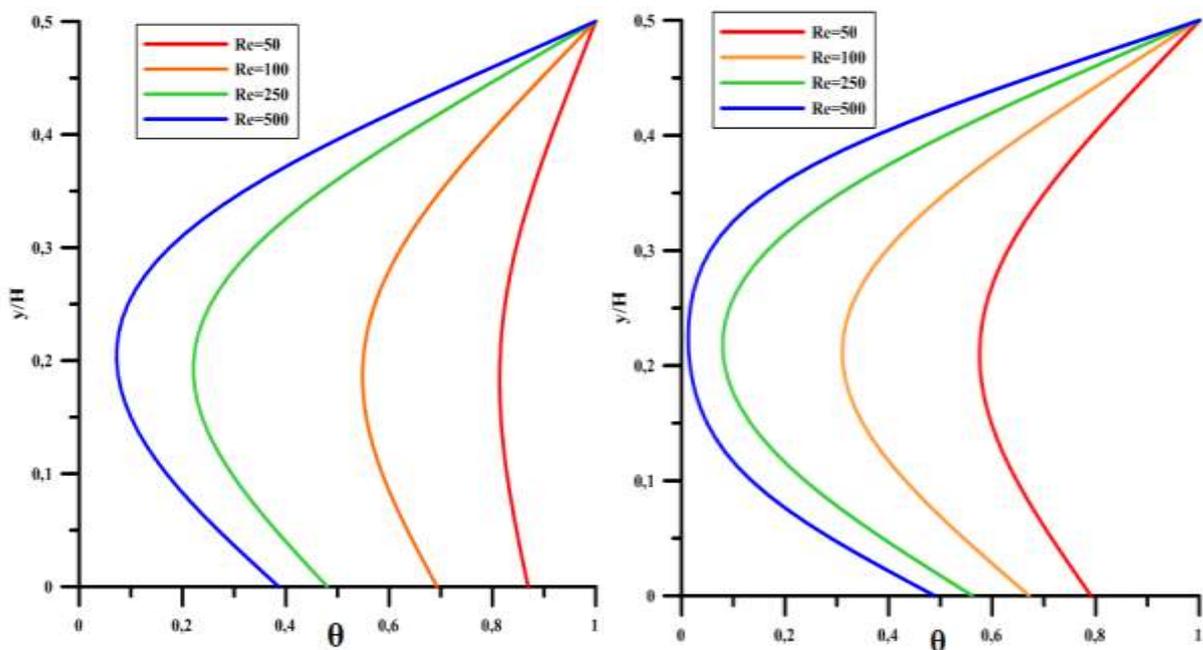


Figure III.12 Profils de température pour différentes valeurs de Re , $x=0.0697$
 (a) $Gr=10^4$ (b) $Gr=10^5$

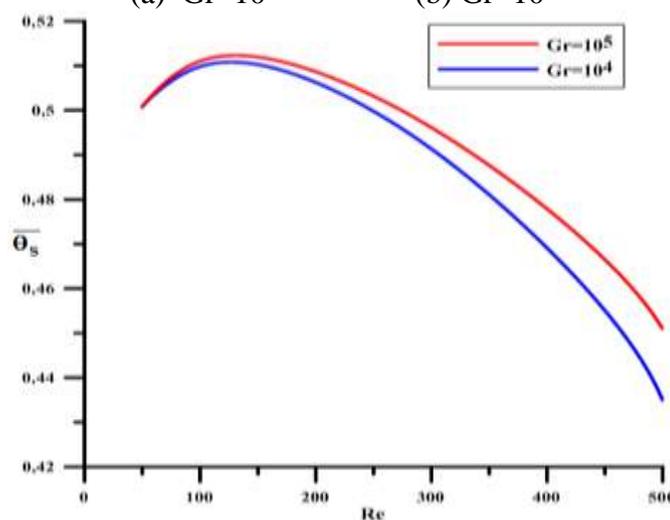


Figure III.13 Evolution de la température moyenne à la sortie pour différents Reynolds et pour $Gr=10^4$ et $Gr=10^5$

III.5.2 Influence de la position du canal d'entrée

Afin d'étudier l'influence de la position d'entrée de l'air dans le capteur, on propose les deux configurations illustrées sur la **Figure III.14**. L'étude est faite pour différentes valeurs de Grashof et une valeur de Reynolds $Re=100$.

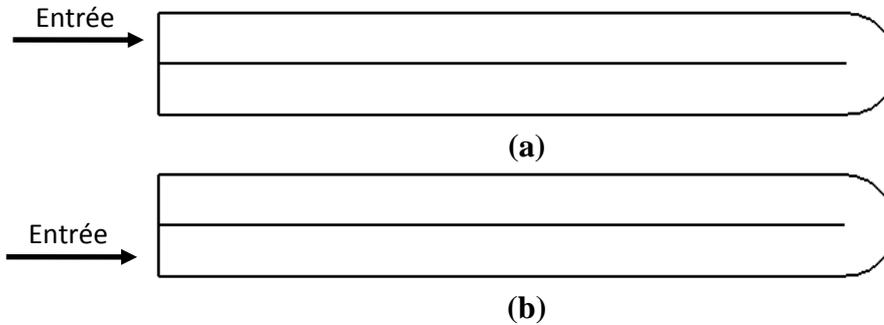


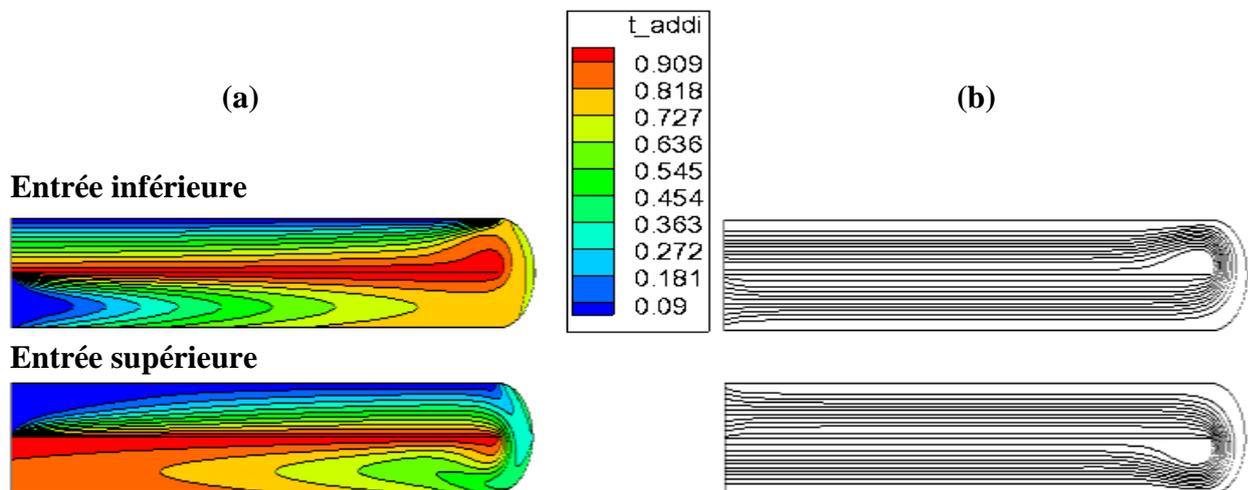
Figure III.14 Illustration du canal d'entrée
 (a) Entrée par le canal supérieur, (b) Entrée par le canal inférieur

Le **Tableau III.5** résume les variations du nombre de Nusselt moyen (Total, convectif et radiatif) sur la paroi chaude ainsi que la température moyenne à la sortie du capteur et ce pour les deux entrées de l'air. En effet, la position du canal d'entrée a un impact visible sur ces différentes grandeurs. Pour un nombre de Grashof donné, on observe une augmentation du nombre de Nusselt moyen (total est convectif) à la paroi chaude pour le cas d'une entrée située par le canal supérieur. Cette augmentation est aussi remarquée sur la température dans le cas de la seconde configuration. L'augmentation du nombre de Nusselt convectif à pour cause l'augmentation de l'effet de convection dans l'écoulement entre l'air et l'absorbeur, ce qui se traduit par un accroissement du nombre de Nusselt sur l'absorbeur. La diminution des pertes vers l'extérieur du capteur est aussi une conséquence directe du changement de la position de l'entrée du fluide, cela se manifeste par une augmentation de la température à la sortie.

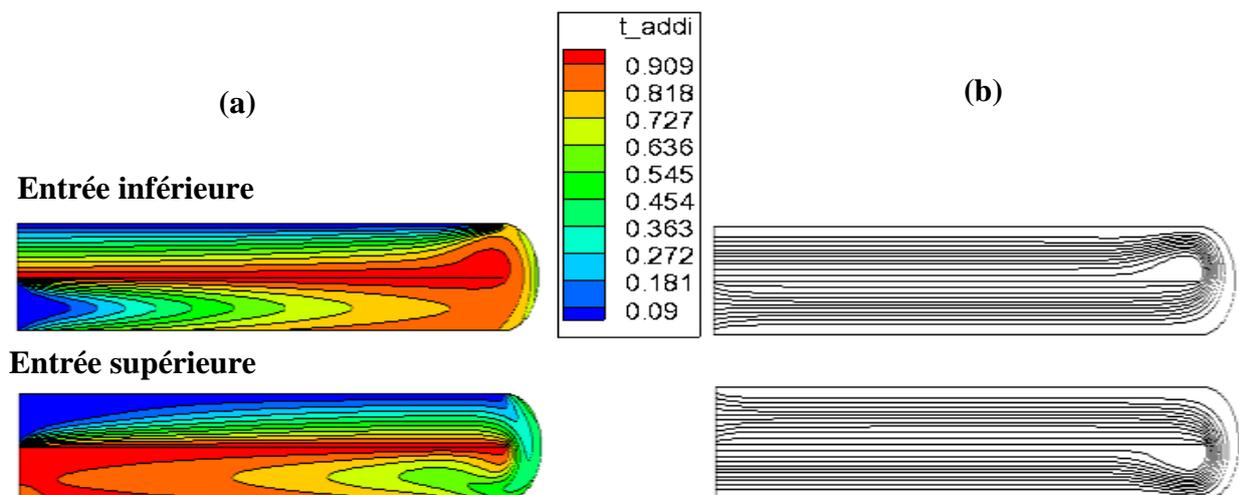
Gr	\overline{Nu}_h				$\bar{\theta}_s$
		\overline{Nu}_T	\overline{Nu}_{cv}	\overline{Nu}_{rd}	
10^3	(a)	3.9031	2.5766	1.3265	0.8811
	(b)	3.8052	2.4793	1.3259	0.5077
10^4	(a)	5.3611	2.5153	2.8457	0.9090
	(b)	5.1889	2.3447	2.8442	0.5097
10^5	(a)	8.6159	2.4576	6.1583	0.9272
	(b)	8.3802	2.2252	6.1549	0.5110
10^6	(a)	15.6861	2.4163	13.2698	0.9343
	(b)	15.4052	2.1427	13.2625	0.5118

Tableau III.5 Nombre de Nusselt moyen sur la paroi chaude et la température moyenne
 (a) entrée supérieure (b) entrée inférieure

L'illustration des lignes d'isothermes et des lignes de courant sur les **Figures III.15 et III.16**, montre que celle-ci sont affectées par l'emplacement de l'entrée de l'air. Pour les deux configurations, une zone de recirculation apparait au bout de l'absorbeur, coté supérieur pour une entrée inférieure et coté inférieur pour une entrée supérieure. L'analyse des isothermes montre que la variation de la température est concentrée aux niveaux des deux faces de l'absorbeur et au niveau du vitrage. L'apparition des panaches thermiques aux mêmes endroits des cellules de recirculations renseigne sur un taux de transfert de chaleur très important dans ces zones. Pour la première configuration, les isothermes présentent une zone de stratification thermique dans le canal supérieur alors que celles-ci sont caractérisées par des distorsions importantes dans le canal inférieur. Pour la seconde configuration la stratification thermique est moins prononcée et les gradients thermiques plus accentués.



Figures III.15 Lignes d'isothermes (a) et lignes de courant (b) pour différentes entrées $Gr=10^4$ et $Re=100$



Figures III.16 Lignes d'isothermes (a) et lignes de courant (b) pour différentes entrées $Gr=10^5$ et $Re=100$

La **Figure III.17** montre d'une part la température moyenne à la sortie du canal (**a**), d'autre part le nombre de Nusselt moyen total sur l'absorbeur (**b**). L'analyse du nombre de Nusselt montre qu'il augmente avec l'augmentation du nombre de Grashof et ce pour les deux configurations. Cependant, celle présentant une entrée sur le coté supérieur présente des valeurs sensiblement meilleures. L'évolution de la température moyenne à la sortie du capteur, présente la même allure avec néanmoins un avantage pour la configuration présentant une entrée par le haut. On conclut alors, qu'une entrée par le canal supérieur du capteur est d'un grand intérêt pour les transferts thermiques car elle limite les déperditions thermiques vers l'extérieur à travers le vitrage. Ainsi, pour les études qui vont suivre on s'est limité à la seconde configuration présentant une entrée d'air par le canal situé au dessus de l'absorbeur.

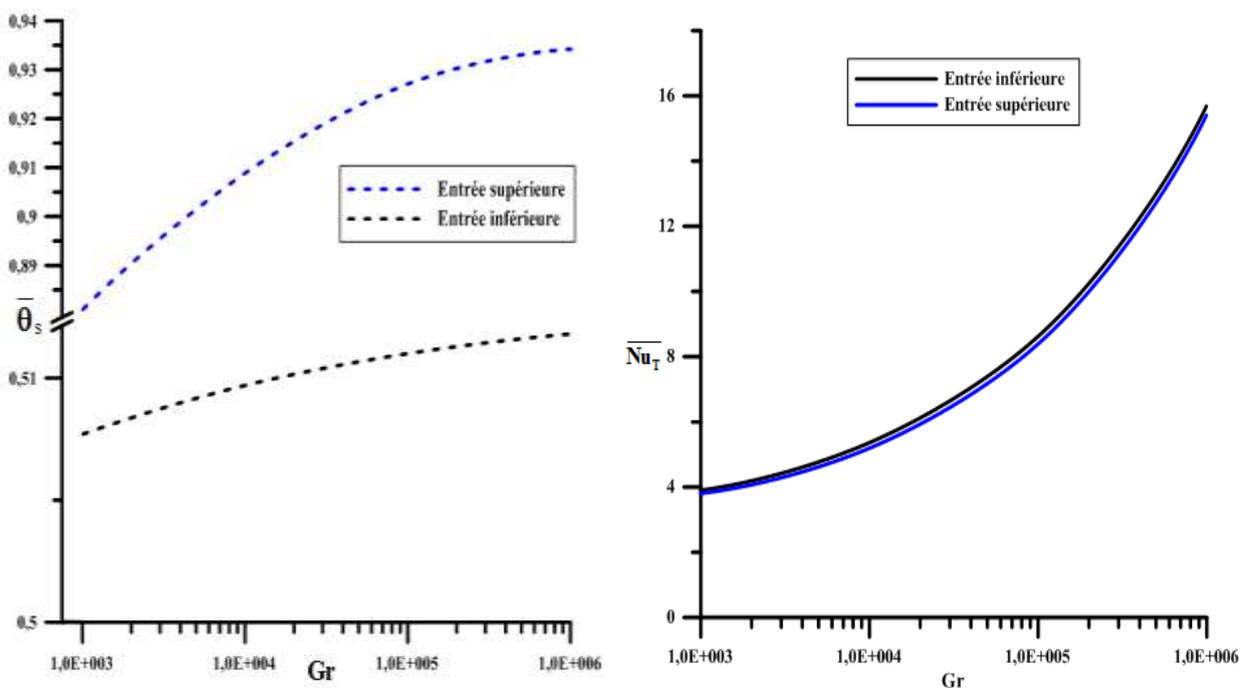
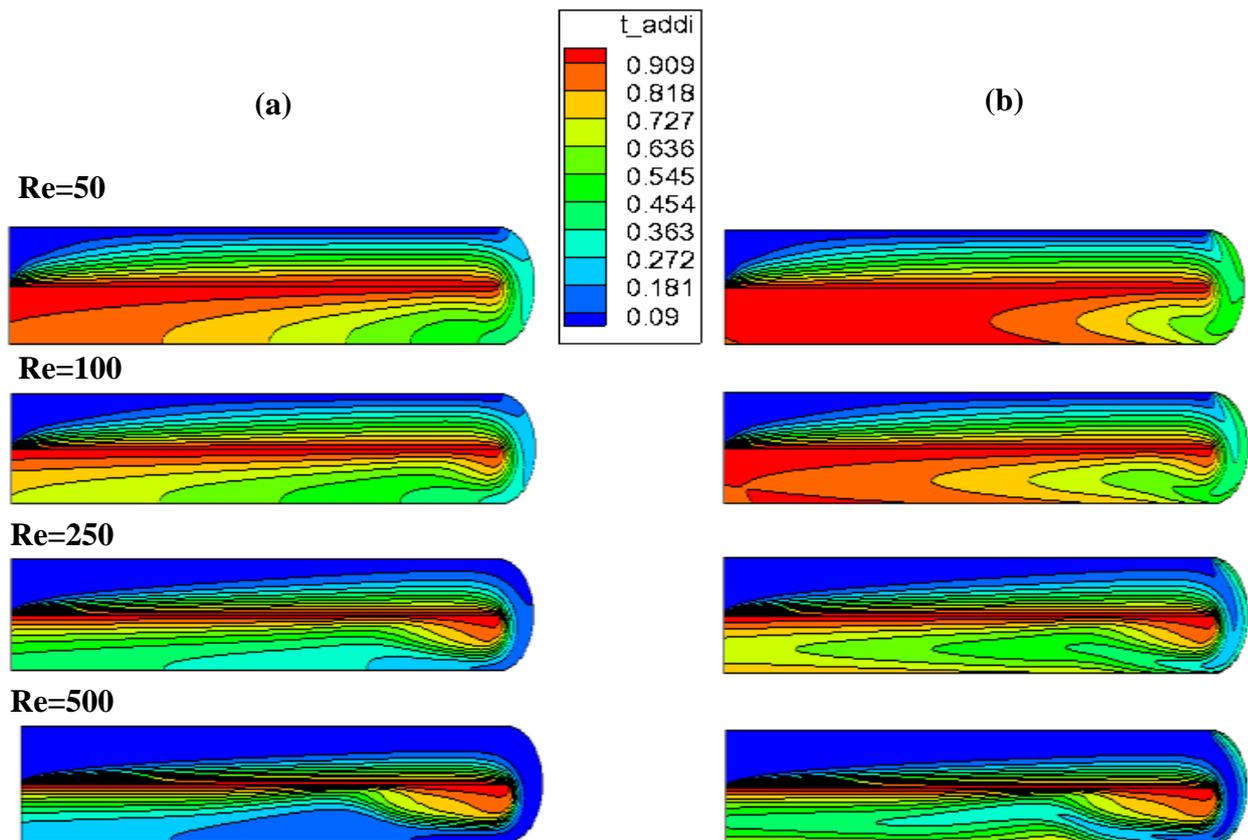


Figure III.17 : Température moyenne et Nusselt moyen total sur l'absorbeur pour différents Gr, Re=100

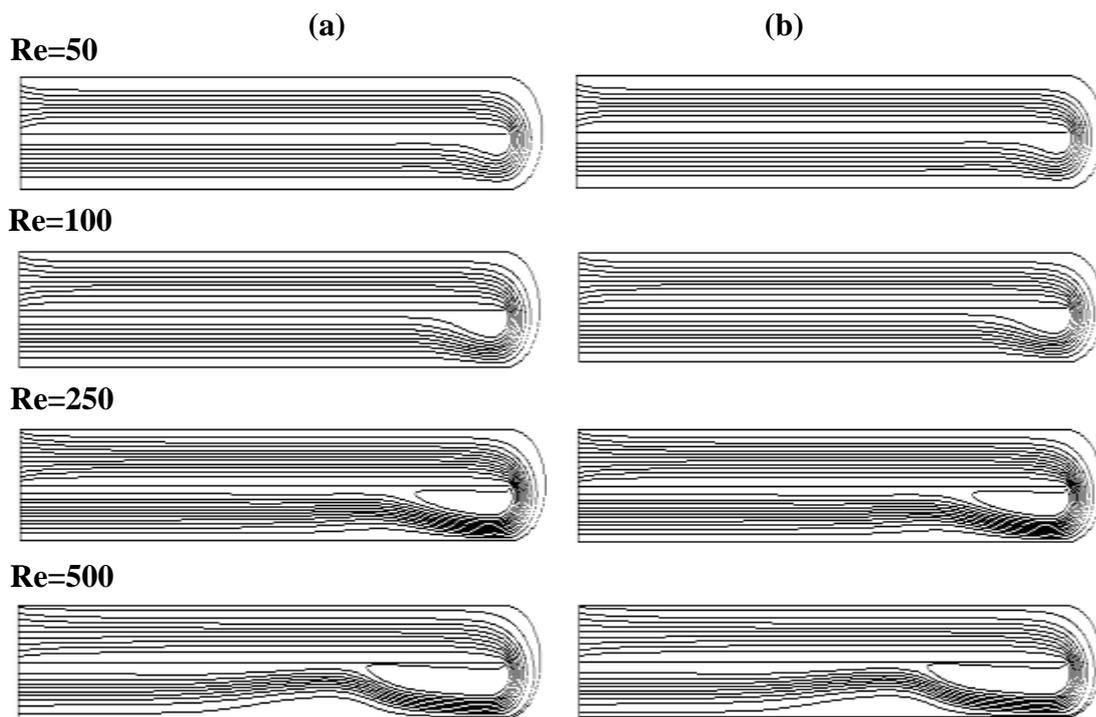
III.5.3 Influence du rayonnement

Dans le but d'analyser l'effet du rayonnement sur le champ d'écoulement et le champ thermique, nos simulations ont été faites pour deux cas : avec et sans prise en compte du rayonnement de surface. Pour le premier cas, les émissivités des parois ont été prises d'après **Alvarado [16]** ($\varepsilon_c=0.85$, $\varepsilon_h=0.975$ et $\varepsilon_0=0.9$). Le nombre de Reynolds varie entre 50 et 500 alors que le nombre de Grashof est fixé à 10^5 .

Les **Figures III.18** et **III.19** montrent l'effet de la prise en compte du rayonnement de surface sur les contours des isothermes et les lignes de courants pour différents nombre de Reynolds. Il ressort de ses représentations que la différence principale réside au voisinage des surfaces adiabatiques. En effet, les isothermes en absence du rayonnement sont perpendiculaires aux surfaces adiabatiques alors que la prise en compte du rayonnement apporte un flux de chaleur supplémentaire et les lignes d'isothermes sont inclinées par rapports aux surfaces isolantes. Ce qui intensifie les gradients thermiques au voisinage de ses parois. Les effets du rayonnement de surface est imperceptible sur les lignes de courant, ce qui confirme les conclusions des études existant dans la littérature. Les lignes de courant sont influencées par le nombre de Reynolds où l'on remarque l'apparition d'un vortex qui grandit avec ce dernier.



Figures III.18 Contours des isothermes pour $Gr=10^5$
 (a) sans rayonnement (b) avec rayonnement



Figures III.19 Contours des lignes de courant pour $Gr=10^5$
 (a) sans rayonnement (b) avec rayonnement

L'analyse des courbes du nombre de Nusselt total le long de l'absorbeur, **Figure III.20 (b)**, montre un net apport du rayonnement par rapport au cas de la convection seul, ce qui est d'ailleurs prévisible. On remarque aussi une augmentation du nombre de Nusselt avec l'augmentation du nombre de Reynolds ceci est dû à la relation étroite entre le régime de l'écoulement (Re) et le nombre de Nusselt convectif.

La **Figure III.20 (a)** montrant la température moyenne à la sortie pour les deux cas, montre un accroissement de celle-ci quand le rayonnement de surfaces est pris en compte. Cependant, elle décroît avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

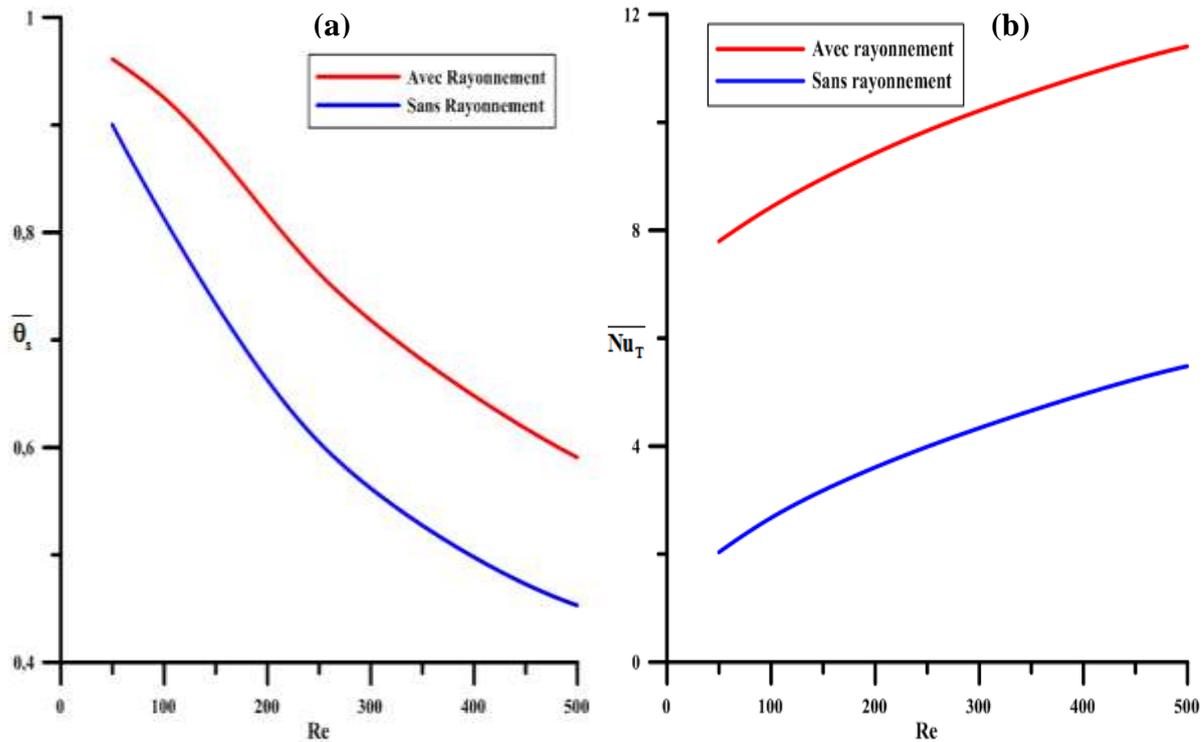


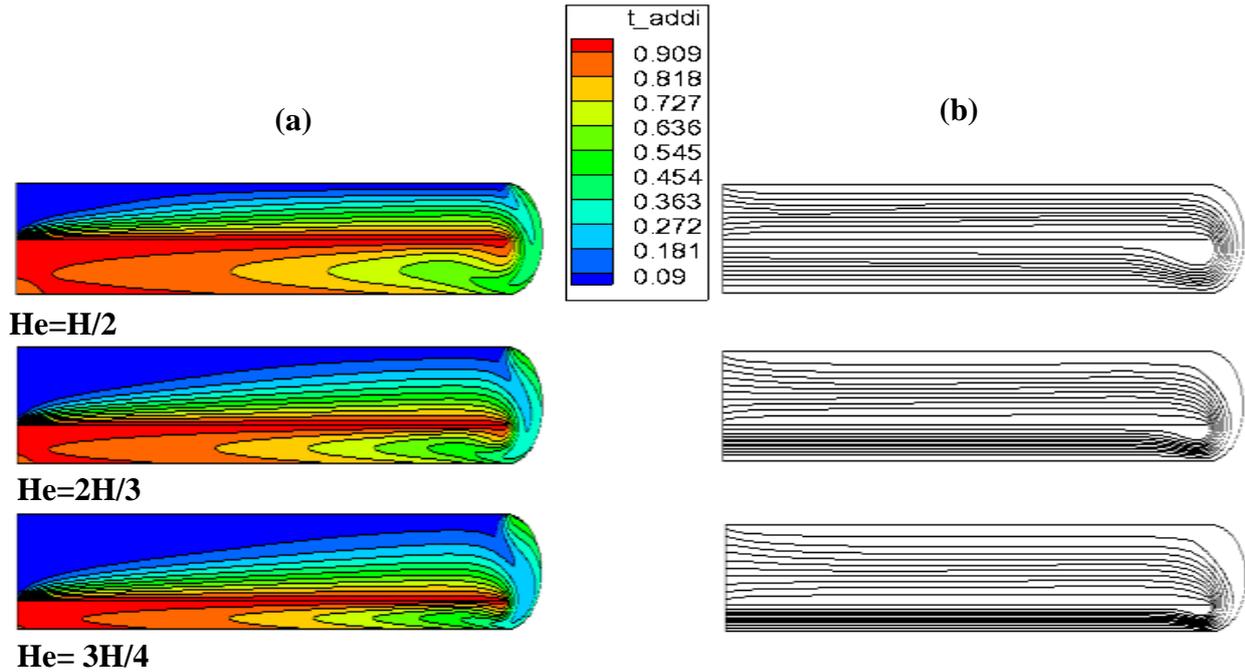
Figure III.20 : Effet de rayonnement de surface pour $Gr=10^5$
 (a) température moyenne à la sortie (b) Nusselt moyen sur l'absorbeur

III.5.4 Influence de la hauteur du canal d'entrée

Pour examiner l'effet des dimensions du canal d'entrée d'air sur l'écoulement et le transfert thermique au sein du capteur, on a fixé $Gr=10^5$; $Re=100$ et fait varier sa hauteur d'entrée comme suit : $He=H/2$, $He=2H/3$ et $He=3H/4$. Les résultats en terme de lignes d'isothermes et de lignes de courant sont résumés sur la **Figure III.21**. Elle montre clairement qu'une augmentation de la hauteur d'entrée se traduit par de forts gradients de température particulièrement dans la partie basse du capteur.

Cela s'accompagne de plus de distorsions, signe d'un échange de chaleur important. Ainsi, le fluide est de plus en plus froid dans le conduit d'entrée et de plus en plus chaud dans celui de sortie.

Les contours des lignes de courant mettent en évidence une cellule de recirculation au voisinage du bout inférieur de l'absorbeur qui diminue avec l'augmentation de la section d'entrée du fluide. De plus, ces lignes d'isovitesse sont de plus en plus concentrées, ce qui explique les forts gradients thermique dans cette zone.



Figures III.21 : Effet de la hauteur d'entrée sur les contours des isothermes (a) et lignes de courant (b) pour $Gr=10^5$ et $Re=100$

Les profils des vitesses horizontales à une distance $x=0.0697$, **Figure III.22** ; confortent ces constats. En effet, la diminution de la section de sortie (augmentation de la section d'entrée) fait croître les gradients de vitesse au même terme que les gradients de température. Cela se traduit par une augmentation de la température moyenne du fluide à la sortie, **Figure III.23 (a)**. Aussi, la **Figure III.23 (b)** montre l'évolution du nombre de Nusselt moyen total à la paroi chaude pour différentes sections d'entrées. On observe une intensification des échanges de chaleur pour les petites sections de sortie (grandes sections d'entrées).

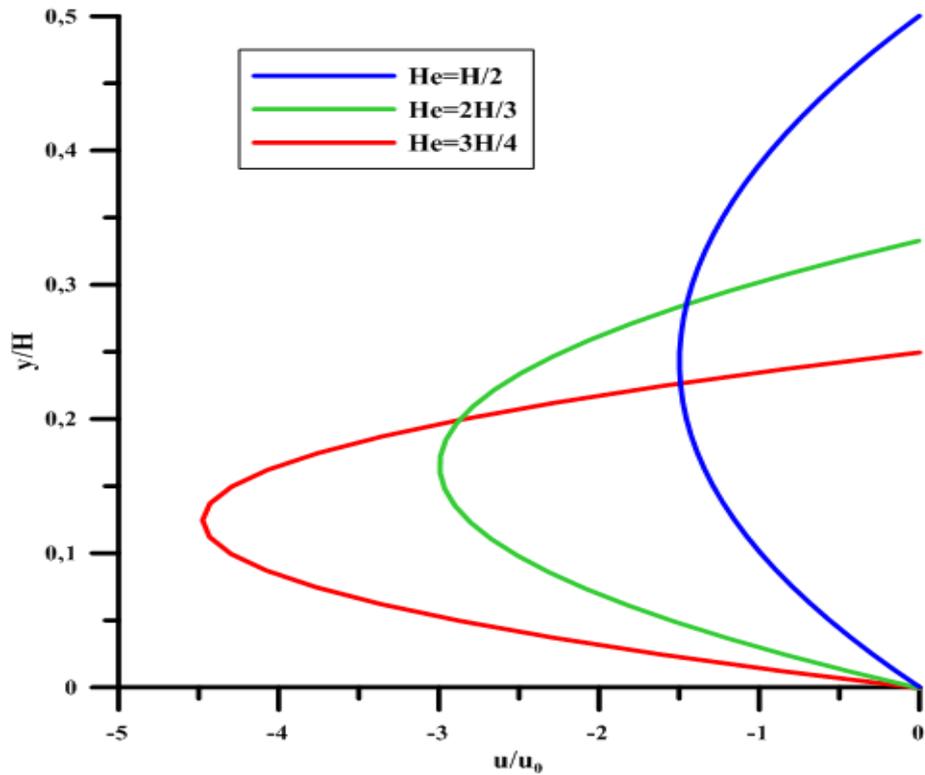


Figure III.22 : Effet de la section d'entrée sur le profil de la vitesse horizontale ($x=0.0697$) pour $Gr=10^5$ et $Re=100$

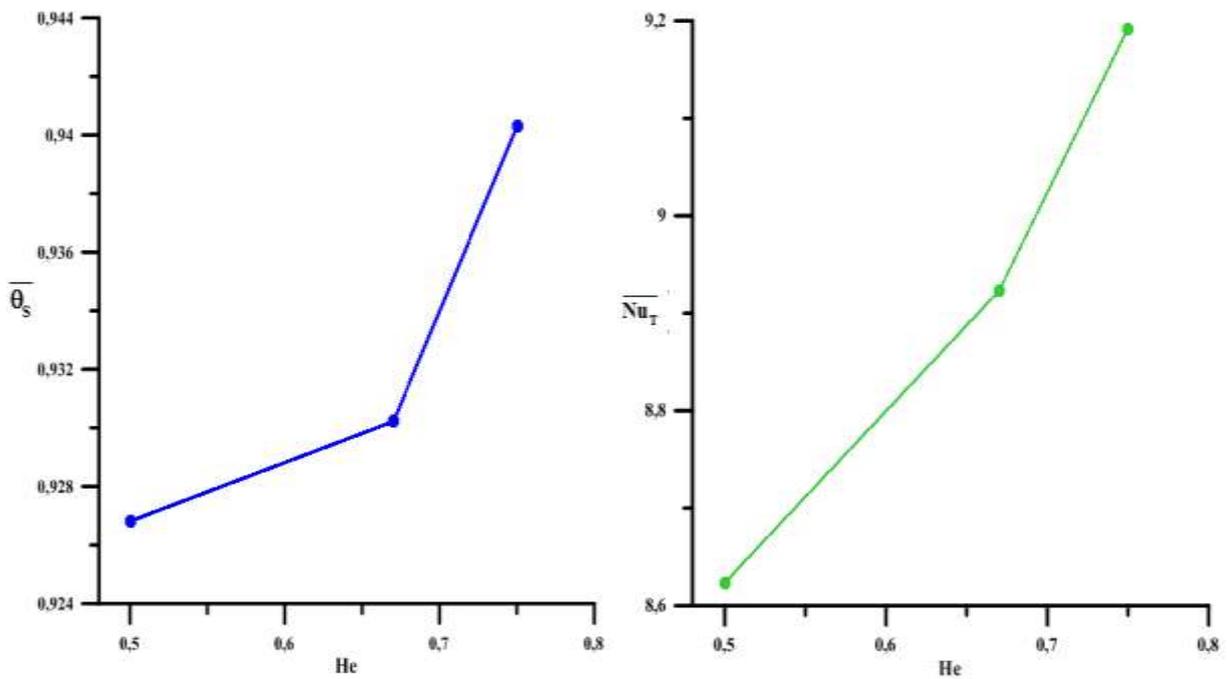


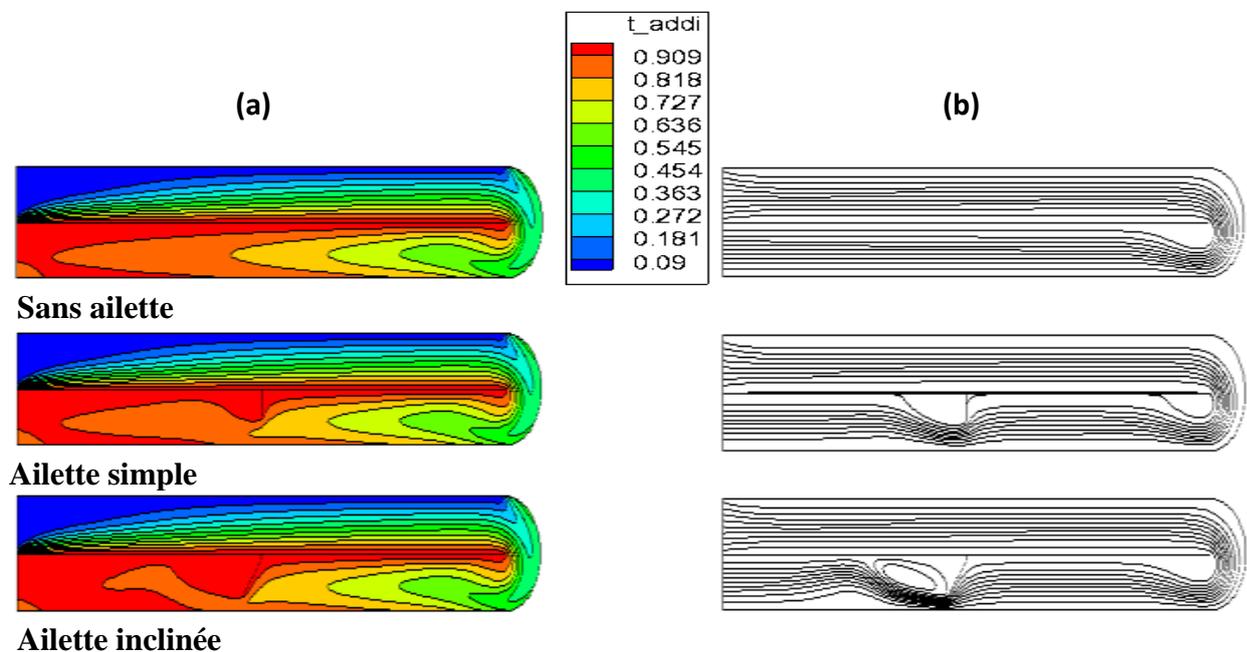
Figure III.23 : Effet de la section d'entrée pour $Gr=10^5$ et $Re=100$ sur :
 (a) température moyenne à la sortie (b) Nusselt moyen sur l'absorbeur

III.5.5 Influence de l’insertion d’une ailette

Afin d’améliorer les performances thermiques du capteur, nous avons étudié l’effet induit par l’insertion d’une ailette sur les échanges de chaleur dans le capteur. Dans ce qui va suivre, on comparera les résultats obtenus pour diverses dispositions de l’ailette (ailette droite et ailette inclinée) avec ceux sans ailettes et ce pour $Gr=10^5$ et $Re=100$.

A cet effet, la **Figure III.24** présentant les contours des isothermes et des lignes de courant met en évidence une ressemblance des isovalues dans le conduit d’entrée (haut du capteur). Dans le canal inferieur, les distorsions de température sont plus nuancées pour la configuration avec ailette inclinée, vient ensuite l’ailette droite et enfin sans ailette. Ceci s’explique par l’augmentation de la surface d’échange et de la forme spécifique de l’ailette. Ce qui est confirmé par l’analyse des lignes de courant, qui montre une zone de recirculation juste après l’ailette, siège de gradients de vitesses.

L’analyse de la température moyenne à la sortie va dans ce sens, comme le montre la **Figure III.25**. L’insertion d’une ailette favorise le chauffage du fluide dans l’ordre suivant, ailette inclinée, ailette droite et sans ailette.



Figures III.24 : Effet de la forme de l’ailette sur les lignes d’isothermes (a) et les lignes de courant (b) pour $Gr=10^5$ et $Re=100$

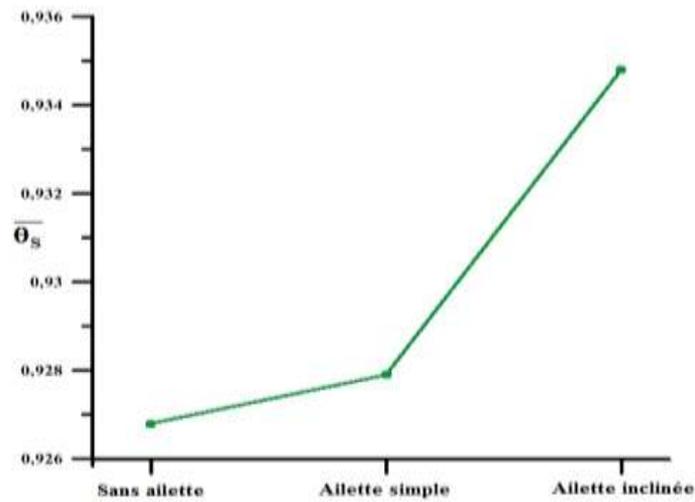
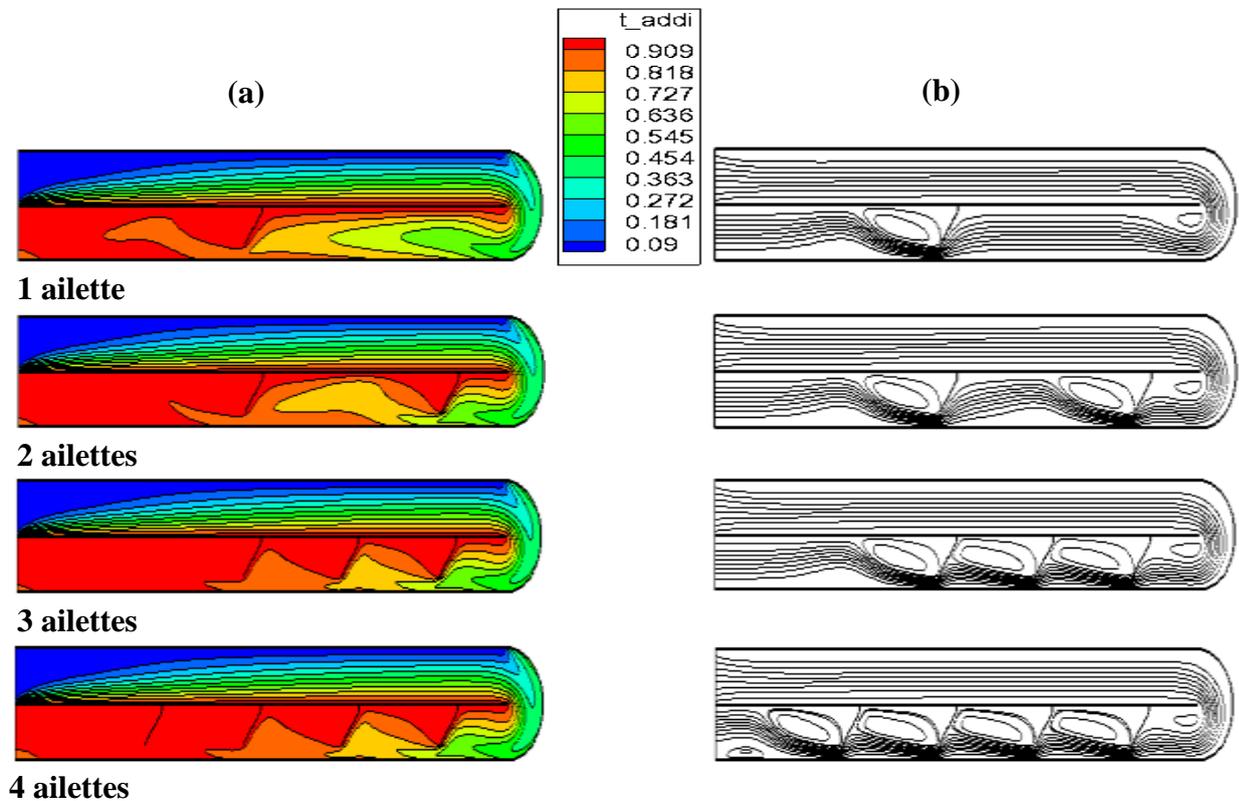


Figure III.25 : Température moyenne à la sortie du capteur pour $Gr=10^5$ et $Re=100$

III.5.6 Influence du nombre d'ailettes

Pour cerner d'avantage le problème, nous avons jugé utile de terminer notre travail par l'effet du nombre d'ailettes sur les performances du capteur en termes de température moyenne du fluide à sa sortie. Ainsi, la Figure III.26 présente les lignes de courant et les isothermes pour différents nombre d'ailettes inclinées. Il ressort de ses représentations qu'augmenter le nombre des ailettes au-delà de 3 n'apporte pas d'amélioration notable, au contraire la température du fluide à la sortie diminue pour 4 ailettes, Figure III.27



Figures III.26 Effet du nombre d'ailettes sur les lignes d'isothermes (a) et les lignes de courant (b) pour $Gr=10^5$ et $Re=100$

On peut donc en conclure que l'augmentation du nombre d'ailettes favorise le transfert de chaleur, cependant il y'a un nombre à ne pas dépasser au risque de voir les performances thermiques du capteur décroître

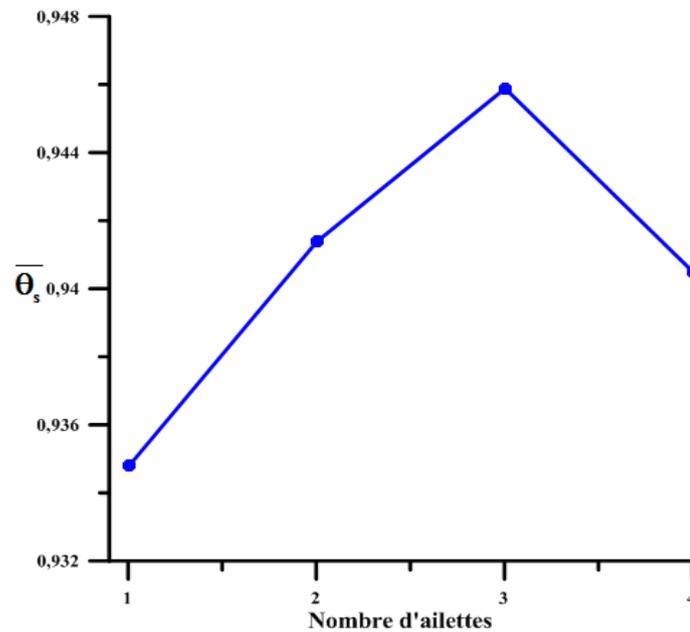


Figure III.27 Effet du nombre d'ailettes sur la température moyenne à la sortie pour $Gr=10^5$ et $Re=100$

III.6 Conclusion :

Cette étude paramétrique, nous a permis d'avoir une idée sur l'effet de chaque paramètre considéré. A cet effet, une augmentation du nombre de Reynolds induit une diminution de la température à la sortie du capteur, de même qu'il est recommandé de pratiquer une entrée du fluide par la partie supérieure du capteur. Comme prévue, une section d'entrée importante favorise le chauffage du fluide pour les valeurs du Re et Gr considérés. Enfin, l'augmentation de la surface d'échange par insertion d'ailettes améliore considérablement le transfert de chaleur.

Conclusion

et

Recommendations

L'objectif de ce travail est d'étudier le transfert de chaleur au sein d'un capteur solaire plan à double passes en régime de convection mixte. Il est constitué d'un vitrage, d'un absorbeur plan et d'une paroi adiabatique pour limiter les déperditions vers l'extérieur. Le fluide de travail est de l'air supposé transparent. La modélisation mathématique tient compte du couplage convection-rayonnement de surface. Le code de calcul *Fluent 14.0*, basé sur la méthode des volumes finis a été utilisé pour la discrétisation des équations gouvernantes qui sont les équations de conservation de la masse, de quantité de mouvement et de conservation de l'énergie.

Nos simulations numériques ont été effectuées pour plusieurs paramètres jugés influents. Parmi lesquels le nombre de Reynolds, la position du canal d'entrée, le couplage convection-rayonnement de surface, la section du canal d'entrée et la présence d'une ou plusieurs ailettes. A cet effet, une augmentation du nombre de Reynolds induit une diminution de la température moyenne à la sortie du capteur, de même qu'il est recommandé de pratiquer une entrée du fluide par la partie supérieure du capteur. Comme prévue, une section d'entrée importante favorise le chauffage du fluide pour les valeurs du Re et Gr considérés. Enfin, l'augmentation de la surface d'échange par insertion d'ailettes améliore considérablement le transfert de chaleur.

Enfin pour donner plus de crédibilité à cette étude, il est recommandé d'étendre la plage de variations des nombres Reynolds et du Grashof. Aussi, ce serait très intéressant de considérer un fluide rayonnant en régime d'écoulement turbulent voir même de considérer une géométrie 3D.

Références

Bibliographiques

Références Bibliographiques

- [1] **Yves Jannot** : Transferts Thermiques Edition 2012, Ecole des Mines Nancy, France, 2012
- [2] **M.Thirugnanasambandam, S. Iniyar, R.Goic**: A review of thermal solar technologies. Renewable and sustainable energy reviews 14 (2010) 312-322
- [3] **A.A Mohamad**: High efficiency solar air heater. Solar energy Vol. 60, No. 2, pp. 71-76, 1997
- [4] **A. Fudholi, K. Sopian, M.Y Othman, M.H Ruslan, B.Bakhtyar** : Energy analysis and improvement potential of finned double-pass solar collector. Energy conversion and management 75 (2013) 234-240
- [5] **K. Sopian, Supranto, W.R.W Daud, M.Y. Othman, B. Yatim** : Thermal performance of the double-pass solar collector with and without Porous media. Renewable energy 18 (1999) 557-564
- [6] **B.M Ramani, A. Gupta, R. Kumar**: Performance of a double pass solar air collector. Solar energy 84 (2010) 1929-1937
- [7] **C. Lertsatitthanakorn, N. Khasee, S. Atthajariyakul, S. Soponronnarit, A.Therdyothin**: Performance analysis of a double-pass thermoelectric solar air collector. Solar energy materials & Solar cells 92 (2008) 1105-1109
- [8] **L.B.Y Aldabbagh, F.Egelioglu, M.Ilkan**: Single and double-pass solar air heaters with wire mesh as packing bed. Energy 35 (2010) 3783-3787
- [9] **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) 271-280
- [10] **Chii-Dong Ho, H.Chang, R.Wang, C. Lin**: Performance improvement of a double-pass solar air heater with fins and baffles under recycling operation. Applied Energy 100 (2012) 155-163
- [11] **F. Hussain, M.Y.H Othman, K.Sopian, B.Yatim, H.Ruslan, H. Othman**: Design development and performance evaluation of Photovoltaic/thermal (PV/T) air base solar collector. Renewable and Sustainable energy reviews 20 (2013) 431-441
- [12] **N. Akhtar, S.C Mullick**: effect of absorption of solar radiation in glass-cover(s) on heat transfer coefficients in upward heat flow in single and double glazed flat-plate collectors. International journal of heat and mass transfer 55 (2012) 125-132
- [13] **M. Yang, P. Wang, X. Yang, M. Shan**: experimental analysis of thermal performance of a solar air collector with a single pass. Building and environment 56 (2012) 361-369
- [14] **S. Chamoli , R. Chauhan, N.S Thakur, J.S Saini**: A review of the performance of double pass solar air heater. Renewable and sustainable energy reviews 16 (2012) 481-492

- [15] **H.C. Hottel, A.F. Saroffim**: Radiative Heat Transfer, Mc Graw Hill, New York, 1967.
- [16] **R.Alvarado, J.Xaman, J.Hinojosa, G.Alvarez**: Interaction between natural convection and surface thermal radiation in tilted slender cavities. International journal of thermal science 47 (2008) 355-368
- [17] **H.Wong, S.Xin, P. Le Quéré** : Etude numérique du couplage de la convection naturelle avec le rayonnement de surfaces en cavité carrée remplie d'air. C.R Mécanique 334 (2006) 48-57
- [18] **S.Bouabdallah, A.Medjelled, A.Benchatt & A.Hamini** : Convection mixte dans une cavité carrée contenant des portes d'entrées et de sortie d'air. Revue des sciences de l'ingénieur, Université de Laghouat, Algérie, 2011.

Résumé

Dans le présent travail, une simulation numérique du comportement dynamique et thermique d'un écoulement en convection mixte dans un capteur solaire double passes a été faite. L'effet de plusieurs paramètres sur les performances du capteur a été analysé. Le code de calcul Fluent a été utilisé pour résoudre les équations de l'écoulement en régime stationnaire.

Les résultats obtenus montrent que le nombre de Reynolds, le canal d'entrée, le rayonnement, la hauteur d'entrée ainsi que l'insertion d'ailettes ont un effet considérable sur l'écoulement et le champ thermique.

Mots Clés : Capteur solaire, Canal horizontal double passes, Rayonnement, transfert thermiques, simulation numérique.

Abstract

In the present work, a numerical simulation of the thermal and dynamic behavior of mixed convection flow in a double pass solar collector was made to study the effect of multiple parameters on the performance of the collector. Fluent computer code was used to resolve the steady state flow equations.

The obtained results show that the Reynolds number, the inlet channel, the radiation, inlet channel height and the insertion of fins have significant effect on the flow and on the thermal field.

Keywords: Solar collector, double pass horizontal channel, radiation, heat transfer, numerical simulation.