



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



Thèse

Présentée à

La faculté des sciences-département des sciences de la matière

En vue d'obtenir le grade de docteur en sciences

Option: Physique Energétique

Par

ABABSA Dalila

Thème

***Simulation numérique d'un écoulement d'air dans un canal
implanté au toit d'un bâtiment ayant le même rôle qu'un
capteur solaire***

Soutenue Devant Le Jury

Mr. SOUDANI Azeddine

Mr. BOUGOUL Saadi

Mr. DRAOUI Belkacem

Mr. MOUMMI Noureddine

Mr. ADOUANE Belkacem

Mr. BRIMA Abdelhafid

Prof. Université de Batna

Prof. Université de Batna

Prof. Université de Bechar

Prof. Université de Biskra

Prof. Université de Batna

M.C. A. Université de Biskra

Président

Rapporteur

Examineur

Examineur

Examineur

Examineur

- Soutenue le: 03/03/2016 -

الحمد لله الذي رزقنا من علمه
الحمد لله الذي أماننا وذل لنا الصعاب
الحمد لله الذي تتم بفضلها الصالحات

ربي زدني علما

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 sa confiance à moi, ses conseils précieux, son aide et sa grande patience, mes vifs remerciements, ma sincère considération.

A Monsieur le **Docteur A. BRIMA**

Maitre de conférences à l'université de Biskra, qui a accepté de participer au jury de cette thèse en témoignage de notre respect, sincères remerciements.

A Monsieur le **Professeur B. DRAOUI**

Professeur à l'université de Bechar, qui a accepté de participer au jury de cette thèse en témoignage de notre respect, sincères remerciements.

A Monsieur le **Professeur N. MOUMMI**

Professeur à l'université de Biskra, qui a accepté de participer au jury de cette thèse en témoignage de notre respect, sincères remerciements.

A Monsieur le **Professeur B. ADDUANE**

Professeur à l'université de Batna, qui a accepté de faire partie de jury de ce travail en témoignage de notre respect, sincères remerciements.

Votre étudiante
D. ABASSA

Dédicace

Je dédie ce travail spécialement à mon très cher père (Grand merci).

A ma mère.

A mes frères et ma sœur.

A ma belle sœur: Farida Bouhala.

Aux petits: Ibrahim "HABBIB" et Maroua "MIMA".

Au docteur Khemmari Djeghaba Fadhila (Merci).

A ceux qui m'ont aidé au niveau de l'administration (Merci).

A chaque personne qui m'a aidé du proche ou du loin.

A mes enseignants chacun avec son nom.

A: Hanane, Fouzia, Farida, Saliha, Ghania, Zahra, Houria, Mounia, Wahida, Soumia, Zoulikha,
Nadjet, Fairouz, Nadia.

A la promotion de la physique énergétique 2006-2007 (DES) chacun avec son nom.

A tous qui m'ont poussé d'une manière ou d'une autre.

NOMENCLATURE

Symboles

| | | |
|---------------|--|--------------------------------|
| α | Diffusivité thermique | $m^2 \cdot s^{-1}$ |
| l | Largeur du canal | m |
| L | Longueur du canal | m |
| C_p | Capacité calorifique | $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ |
| H | Épaisseur du canal | m |
| g | Accélération de la pesanteur | $m \cdot s^{-2}$ |
| h | Coefficient de transfert convectif | $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ |
| k | Énergie cinétique turbulente | $m^2 \cdot s^{-2}$ |
| ε | Dissipation | $m^2 \cdot s^{-3}$ |
| b | Profondeur des lames jointes à la plaque supérieure | m |
| n | Indice de réfraction | |
| P | Pression | Pa |
| q | Flux de chaleur | W |
| Dm | Débit massique | $Kg \cdot s^{-1}$ |
| t | Temps | s |
| T | Température | °C, K |
| I | Intensité radiative | |
| U | Vitesse selon x | $m \cdot s^{-1}$ |
| V | Vitesse selon y | $m \cdot s^{-1}$ |
| W | Vitesse selon z | $m \cdot s^{-1}$ |
| Gth | Gain thermique (quantité de chaleur reçue par le fluide) | W |
| B | Force de poussée d'Archimède | $Kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-2}$ |
| x, y, z | Coordonnées cartésiennes | |
| Var | Variance | |
| Cov | Covariance | |
| e | Erreur | |
| R^2 | Coefficient de corrélation linéaire | |
| S | Terme source | |

Lettres grecques

| | | |
|-----------|---|-------------------------------|
| β_T | Coefficient de dilatation thermique isobare | K^{-1} |
| λ | Conductivité thermique | $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ |
| μ | Viscosité dynamique | $Pa \cdot s^{-1}$ |
| ν | Viscosité cinématique | $m^2 \cdot s^{-1}$ |
| ρ | Masse volumique | $kg \cdot m^{-3}$ |
| ρ_0 | Masse volumique à la température de référence T_0 | $kg \cdot m^{-3}$ |

| | | |
|---------------|-------------------------------|-------------------------------|
| ε | Émissivité thermique | |
| θ | Angle d'inclinaison | ° |
| σ | Constante de Stefan-Boltzmann | $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$ |
| Γ | Coefficient de diffusion | $m^2 \cdot s^{-1}$ |

Nombres adimensionnels

| | |
|--------|--|
| Gr | Nombre de Grashof |
| Nu | Nombre de Nusselt |
| Pr | Nombre de Prandtl |
| Ra_T | Nombre de Rayleigh basé sur la température |
| T^* | Température adimensionnée |
| y^* | Coordonnée adimensionnée |

Indices

| | |
|--------|---|
| atm | Atmosphérique |
| o | De référence |
| L | Basé sur la longueur du canal : $L = L$ |
| e | D'entrée |
| s | De sortie |
| H | Basé sur la hauteur du canal : $L = H$ |
| q | Basé sur la densité de flux de chaleur |
| T | Basé sur la température |
| max | Maximale |
| min | Minimale |
| sup | Supérieur |
| tot | Total |
| r, rad | Radiatif |
| p | Paroi |
| ch | Chaude |
| fr | Froide |
| conv | Convectif |
| a | Air |
| i, j | Notion indicielle des coordonnées |

Types de grandeur

| | |
|-----------|--|
| \bar{U} | Grandeur moyenne |
| U_i | Grandeur rapportée à la coordonnée i (notation indicielle) |
| U_j | Grandeur rapportée à la coordonnée j (notation indicielle) |
| \bar{x} | Moyenne du variable x |
| \bar{y} | Moyenne du variable y |

Abréviations

| | |
|-------|--|
| CPP | Canal à plaques planes |
| CPS | Canal à plaque supérieure sinusoïdale |
| CPPML | Canal à plaques planes muni des lames jointes à la plaque supérieure |

TABLE DES MATIÈRES

| | |
|---------------------------|------------|
| REMERCIEMENTS | |
| DÉDICACE | |
| NOMENCLATURE | i |
| TABLE DES MATIÈRES | iv |
| LISTE DES FIGURES | vii |
| LISTE DES TABLEAUX | xi |

| | |
|------------------------------|----------|
| INTRODUCTION GÉNÉRALE | 1 |
|------------------------------|----------|

CHAPITRE 1 GÉNÉRALITÉS ET REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

| | |
|--|----|
| Sommaire | |
| 1.1. Introduction | 4 |
| 1.2. Notion du confort thermique | 4 |
| 1.3. Amélioration du confort thermique | 5 |
| 1.3.1. État de l'art : les différents systèmes proposés pour l'amélioration du confort | 6 |
| 1.3.1.1. Réduction des transferts thermiques à travers les toits | 6 |
| 1.3.1.2. Chauffage et climatisation solaire | 7 |
| i) Les murs trombe | 7 |
| ii) Les cheminées solaires | 9 |
| iii) Toits solaires | 11 |
| 1.4. Différentes composantes d'une toiture standard | 16 |
| 1.5. Quelques matériaux de couverture de la toiture | 17 |
| 1.5.1. Matériaux sous forme de petits éléments | 18 |
| 1.5.2. Matériaux sous forme de plaques | 19 |
| 1.5.3. Propriétés radiatives de certains matériaux utilisés dans la construction des toits | 20 |
| 1.6. Théorie | 20 |
| 1.6.1. Principe du thermosiphon | 20 |
| 1.6.2. Transfert de chaleur par convection naturelle | 21 |
| 1.6.3. Les nombres adimensionnels caractérisant le phénomène | 22 |
| 1.6.4. Évaluation du coefficient de transfert convectif | 24 |
| 1.6.5. Nombre de Nusselt total et radiatif | 25 |
| 1.7. Etat de l'art : la convection thermique dans les canaux | 25 |
| 1.7.1. Transfert de chaleur par convection | 25 |
| 1.7.2. Effet des échanges radiatifs sur la convection naturelle | 27 |
| 1.7.3. Amélioration du transfert de chaleur | 29 |
| 1.5. Conclusion | 29 |
| Références | 30 |

CHAPITRE 2 MODÈLE PHYSIQUE

| | |
|---|----|
| Sommaire | |
| 2.1. Introduction | 36 |
| 2.2. Équations générales gouvernant la convection naturelle | 36 |
| 2.2.1. Équation de continuité | 36 |
| 2.2.2. Équations de quantité de mouvement | 36 |

| | |
|---|----|
| 2.2.3. Équation d'énergie | 37 |
| 2.3. Transfert de chaleur radiatif | 38 |
| 2.3.1. Classification des corps soumis à un rayonnement | 38 |
| 2.3.2. Équation générale du transfert radiatif | 39 |
| 2.4. Conception et principe du modèle étudié | 40 |
| 2.5. Description des configurations étudiées | 41 |
| 2.6. Propriétés de l'air | 42 |
| 2.7. Hypothèses de simplification | 43 |
| 2.8. Équations régissant le phénomène en régime turbulent | 43 |
| 2.9. Conditions aux limites | 45 |
| 2.10. Conclusion | 46 |
| Références | 47 |

CHAPITRE 3 MODÈLE NUMÉRIQUE

Sommaire

| | |
|--|----|
| 3.1. Introduction | 48 |
| 3.2. Présentation du modèle numérique | 48 |
| 3.2.1. Équation de transport | 48 |
| 3.2.2. Choix du schéma d'interpolation de la pression | 50 |
| 3.2.3. Schémas de discrétisation choisis | 50 |
| 3.2.4. Choix de la méthode de couplage Pression-Vitesse | 50 |
| 3.3. Choix du modèle radiatif | 50 |
| 3.3.1. Modèle des ordonnées discrètes (DO) | 51 |
| 3.4. Méthode des moindres carrées | 52 |
| 3.4.1. Méthode des moindres carrées pour deux variables | 52 |
| i) Ajustement d'un modèle de type linéaire | 52 |
| ii) Ajustement d'un modèle de type $y = ax^b$ | 53 |
| iii) Évaluation de la qualité de la régression | 53 |
| 3.4.2. Méthode des moindres carrées pour plusieurs variables | 54 |
| 3.4.3. Organigrammes | 56 |
| i) Organigramme de l'ajustement d'un modèle de type $y = ax^b$ pour deux variables | 56 |
| ii) Organigramme de l'ajustement d'un modèle de type $z = ax^b y^c$ pour trois variables | 57 |
| 3.5. Choix du maillage | 60 |
| 3.6. Convergence des résultats numériques | 61 |
| 3.7. L'indépendance du maillage | 62 |
| 3.8. Conclusion | 63 |
| Références | 64 |

CHAPITRE 4 RÉSULTATS ET DISCUSSION

| | |
|--|-----------|
| 4.1. Introduction | 65 |
| Partie A : Convection naturelle pure | 65 |
| 4.2. Effet des différents paramètres sur la structure de l'écoulement | 65 |
| 4.2.1. Champs de température | 65 |
| 4.2.2. Champs de vitesse | 67 |
| 4.2.3. Variation de la vitesse et de la température le long du canal | 68 |
| 4.2.4. Représentation tridimensionnelle des profils de la vitesse et de la température | 69 |
| 4.2.5. Effet de l'épaisseur du canal | 70 |
| 4.2.6. Effet de l'inclinaison | 73 |
| 4.2.7. Effet du nombre de Rayleigh | 76 |
| 4.3. Corrélations pour le nombre de Nusselt et le débit massique | 78 |
| 4.3.1. Analyse de l'effet de l'inclinaison | 79 |

| | |
|--|------------|
| 4.3.2. Analyse de l'effet de l'épaisseur du canal | 80 |
| 4.3.3. Analyse de l'effet du nombre de Rayleigh | 82 |
| 4.3.4. Corrélations obtenues | 83 |
| 4.3.4.1. Corrélations pour le canal du type CPP | 83 |
| 4.3.4.2. Corrélations pour le canal du type CPS | 88 |
| 4.3.4.3. Corrélations pour le canal du type CPPML | 89 |
| 4.4. Validation expérimentale des résultats numériques | 89 |
| Partie B : Convection naturelle associée au transfert radiatif | 92 |
| 4.5. Flux dégagé par la paroi supérieure | 92 |
| 4.6. Effet des échanges radiatifs sur le nombre de Nusselt | 94 |
| 4.7. Corrélations obtenues en tenant compte des échanges radiatifs | 95 |
| 4.7.1. Corrélations pour le canal du type CPP | 95 |
| 4.7.2. Corrélations pour le canal du type CPS | 95 |
| 4.7.3. Corrélations pour le canal du type CPPML | 95 |
| 4.8. Validation du modèle radiatif | 96 |
| Partie C : Test des matériaux de construction à travers leurs émissivités | 97 |
| 4.9. Effets des échanges radiatifs sur le champ dynamique et thermique | 97 |
| 4.10. Impact de l'émissivité des matériaux | 99 |
| 4.10.1. Effet de l'émissivité sur le coefficient d'échange et le nombre de Nusselt | 100 |
| 4.10.2. Effet de l'émissivité sur les profils de la température | 102 |
| 4.10.3. Effet de l'émissivité sur les profils de la vitesse | 103 |
| 4.11. Conclusion | 104 |
| Références | 105 |
| | |
| CONCLUSION GÉNÉRALE | 107 |
| LISTE DES RÉFÉRENCES | 110 |
| ANNEXE | 118 |
| RÉSUMÉ | |
| ABSTRACT | |
| ملخص | |

LISTE DES FIGURES

| | |
|---|----|
| 1.1 : Zone de confort, en termes d'humidité relative (Agence national de l'habitat (2004)) | 5 |
| 1.2 : Schéma représentatif du mur Trombe classique (Hoy-Yen Chan et al (2010))) | 7 |
| 1.3 : Schéma représentatif du mur Trombe-Michel (Hoy-Yen Chan et al (2010))) | 7 |
| 1.4 : Schéma représentatif des capteurs solaires intégrés au toit développé par J. Khedari et al (2000) | 11 |
| 1.5 : Représentation schématique des quatre modèles du RSC proposés par J. Hirunlabh et al (2001) | 12 |
| 1.6 : Schéma du concept développé par le centre de recherche scientifique du bâtiment (BSRC), J. Waewsak et al (2003) | 13 |
| 1.7 : Le modèle de la maison développé par X.Q. Zhai, Y.J. Dai, R.Z. Wang (2005) avec ses quatre modes de fonctionnement | 13 |
| 1.8 : Prototype expérimental développé par Pei-Chi. Chang et al (2008) | 14 |
| 1.9 : Schéma descriptif du toit investi expérimentalement par P.H. Biwole (2008) | 14 |
| 1.10 : Modèle de cavité étudié par L. Susanti et al (2008) | 15 |
| 1.11 : Dispositif expérimental (a), coupe transversale sans barrière radiative (b), coupe transversal avec barrière (c), Chi-ming Lai et al (2008) | 15 |
| 1.12 : Thermosiphon étudié par N. Chami, A. Zoughaib (2010) ; (a) Schéma expérimental, (b) modèle CFD | 16 |
| 1.13 : Schéma descriptif du modèle expérimental W.F.M. Yusoff et al (2010) | 16 |
| 1.14 : Schéma d'une charpente traditionnelle (N. Chami (2009)) | 17 |
| 1.15 : Schéma d'un rampant de toiture standard (N. Chami (2009)) | 17 |
| 1.16 : Schéma représentatif d'un thermosiphon sans équilibre mécanique (Didier SAURY et al) | 21 |
| 1.17 : Distribution de la vitesse et la température en convection naturelle sur une plaque chaude inclinée (Frank Kreith et al (2011)) | 22 |
| 2.1 : Schéma représentatif en 3D du modèle de rampant de toiture intégrant une lame d'air ventilée | 40 |
| 2.2 : Coupes transversale (a) et longitudinale (b) dans une toiture constituée d'une isolation et une lame d'air ventilée | 40 |
| 2.3 : Schéma descriptif du canal à plaques planes (CPP) | 41 |
| 2.4 : Schéma descriptif du canal à plaque supérieure sinusoïdale (CPS) | 41 |
| 2.5 : Schéma descriptif du canal équipé des lames jointes à la plaque supérieure (CPPML) | 42 |
| 2.6 : Schéma descriptif des conditions aux limites pour le cas des températures imposées aux parois | 45 |
| 2.7 : Schéma descriptif des conditions aux limites pour le cas du flux imposé aux parois | 45 |
| 3.1 : Différents flux radiatifs sur une paroi opaque (modèle DO) (Fluent Inc (2005)) | 51 |
| 3.2 : Organigramme de la méthode des moindres carrés pour deux variables | 56 |
| 3.3 : Organigramme principale de la méthode des moindres carrés pour trois variables | 57 |
| 3.4 : Boucle d'élimination de Gauss de la méthode des moindres carrés pour trois variables | 58 |
| 3.5 : Boucle de résolution du système triangulaire obtenu pour la méthode des moindres carrés de trois variables | 59 |
| 3.6 : Maillage du canal à plaques planes (CPP) | 60 |
| 3.7 : Maillage du canal à plaque supérieure ondulée (CPS) | 60 |
| 3.8 : Maillage du canal muni des lames jointes à la plaque supérieure (CPPML) | 61 |
| 3.9 : Evolution des résidus | 61 |
| 3.10 : Contrôle de la convergence par la température (a) et la vitesse (b) moyennes dans une section transversale | 62 |
| 3.11 : Superposition des profils des trois niveaux du maillage : (a) vitesse, (b) température. | 62 |
| 4.1 : Champ de température à différentes sections pour les trois types du canal; (a) : CPP, (b) : CPS, (c) : CPPML. | 66 |
| 4.2 : Champ de vitesse à différentes sections pour les trois types du canal; (a) : CPP, (b) : CPS, (c) : CPPML | 67 |
| 4.3 : Profile de la température à différentes positions le long du canal. | 68 |
| 4.4 : Profile de la vitesse à différentes positions le long du canal. | 69 |
| 4.5 : Présentation tridimensionnelle des profils de la température à la sortie du canal pour les trois types du canal; (a) : CPP, (b) : CPS, (c) : CPPML. | 69 |

| | |
|--|----|
| 4.6 : Présentation tridimensionnelle des profils de la vitesse à la sortie du canal pour les trois types du canal; (a) : CPP, (b) : CPS, (c) : CPPML | 70 |
| 4.7 : Effet de l'épaisseur du canal sur les profils de la vitesse à différentes positions le long du canal | 71 |
| 4.8 : Effet de l'épaisseur du canal sur les profils de la température à différentes positions le long du canal | 72 |
| 4.9 : Influence de l'épaisseur du canal sur la quantité de chaleur reçue par le fluide (gain thermique), pour les trois configurations ((a) : CPP, (b) : CPS, (c) : CPPML) | 73 |
| 4.10: Influence de l'angle d'inclinaison sur les profils de la vitesse à différentes positions suivant la longueur du canal (CPP) | 73 |
| 4.11 : Influence de l'angle d'inclinaison sur les profils de la température à différentes positions | 74 |
| 4.12 : Variation de Nusselt local sur la paroi chaude dans le sens d'écoulement en fonction de l'inclinaison (cas du canal du type CPP) | 75 |
| 4.13 : Variation du coefficient de convection local sur la paroi chaude dans le sens d'écoulement en fonction de l'inclinaison (cas du canal du type CPP) | 75 |
| 4.14 : Effet de l'inclinaison du canal sur la quantité de chaleur reçue par le fluide (gain thermique) pour les trois types du canal, (a) : CPP, (b) : CPS, (c) : CPPML | 76 |
| 4.15 : Influence du nombre de Rayleigh sur les profils de la température (a) et de la vitesse (b) | 76 |
| 4.16 : Influence du nombre de Rayleigh sur le coefficient de convection local de la paroi chaude | 77 |
| 4.17 : Influence du nombre de Rayleigh sur le nombre de Nusselt local de la paroi chaude | 77 |
| 4.18 : Influence du nombre de Rayleigh sur le gain thermique (la quantité de chaleur reçue par le fluide traversant le canal) | 78 |
| 4.19 : Influence de l'inclinaison du canal sur le débit massique pour les trois types du canal, (a) : CPP, (b) : CPS, (c) : CPPML. | 79 |
| 4.20 : Influence de l'inclinaison du canal sur le Nusselt de la paroi chaude pour les trois types du canal, (a) : CPP, (b) : CPS, (c) : CPPML. | 79 |
| 4.21 : Influence de l'inclinaison du canal sur le Nusselt moyen de la lame d'air pour les trois types du canal, (a) : CPP, (b) : CPS, (c) : CPPML. | 80 |
| 4.22 : Influence de l'épaisseur du canal sur le débit massique pour les trois types du canal, (a) : CPP, (b) : CPS, (c) : CPPML. | 80 |
| 4.23: Influence de l'épaisseur du canal sur Nusselt moyen de la paroi supérieure pour les trois types du canal, (a) : CPP, (b) : CPS, (c) : CPPML. | 81 |
| 4.24 : Influence de l'épaisseur du canal sur Nusselt moyen pour les trois types du canal (a): CPP, (b): CPS, (c): CPPML. | 81 |
| 4.25 : Influence du nombre de Rayleigh sur le débit massique. | 82 |
| 4.26 : Influence du nombre de Rayleigh sur Nusselt local moyen sur la paroi chaude. | 82 |
| 4.27 : Influence du nombre de Rayleigh sur Nusselt moyen de la lame d'air. | 83 |
| 4.28 : Comparaison des valeurs numériques et prédites du nombre de Nusselt local moyen sur la paroi chaude pour différents rapports d'aspect. | 85 |
| 4.29 : Comparaison des valeurs numériques et prédites du nombre de Nusselt moyen de la lame d'air pour différents rapports d'aspect. | 85 |
| 4.30 : Comparaison des valeurs numériques et prédites du débit massique pour différents rapports d'aspect. | 86 |
| 4.31 : Comparaison des valeurs numériques et prédites du nombre de Nusselt local moyen sur la paroi chaude. | 87 |
| 4.32 : Comparaison des valeurs numériques et prédites du nombre de Nusselt moyen de la lame d'air. | 87 |
| 4.33 : Comparaison des valeurs numériques et prédites du débit massique. | 87 |
| 4.34 : Modèle expérimental étudié par Joseph Khedari (2002) . | 90 |
| 4.35 : Profils des températures à travers le canal pour différentes positions (L est la longueur du canal) où $T_{ch}=40.83^{\circ}\text{C}$. | 90 |
| 4.36 : Comparaison entre les valeurs expérimentales et numériques du nombre de Nusselt (a) et le coefficient de convection (b). | 91 |
| 4.37 : Résultats expérimentaux et numériques du débit massique. | 91 |
| 4.38 : Flux convectif et total dégagés par la plaque supérieure : (a) canal du type CPP, (b) canal du type CPS, (c) canal du type CPPML. | 93 |
| 4.39 : Comparaison entre les valeurs de Nusselt moyen de la plaque chaude sans et avec rayonnement. | 94 |
| 4.40 : Comparaison entre les valeurs de Nusselt moyen de la lame d'air sans et avec rayonnement. | 94 |
| 4.41 : Effet des échanges radiatif sur le champ des températures, (a) sans rayonnement, (b) avec rayonnement. | 97 |

| | |
|--|-----|
| 4.42 : Effet des échanges radiatif sur les profils de la température, (a) sans rayonnement, (b) avec rayonnement. | 98 |
| 4.43 : Effet des échanges radiatifs sur le champ des vitesses, (a) sans rayonnement, (b) avec rayonnement. | 99 |
| 4.44: Effet des échanges radiatifs sur les profils de la vitesse, (a) sans rayonnement, (b) avec rayonnement. | 99 |
| 4.45: Effet de l'émissivité des parois sur le coefficient d'échange (a) et le nombre de Nusselt local de la paroi supérieure (b), cas du test 1 | 100 |
| 4.46: Effet de l'émissivité des parois sur le coefficient d'échange (a) et le nombre de Nusselt local de la paroi supérieure (b), cas du test 2 | 101 |
| 4.47: Effet de l'émissivité des parois sur le coefficient d'échange (a) et le nombre de Nusselt local de la paroi supérieure (b), cas du test 3 | 101 |
| 4.48 : Effet de l'émissivité sur les profils de température à différentes positions | 102 |
| 4.49 : Effet de l'émissivité sur les profils de vitesse à différentes positions | 103 |
| B.1 : Un volume de contrôle bidimensionnel. | 123 |
| B.2 : Schéma représentatif d'un maillage décalé vers la droite. | 123 |
| B.3 : Schéma de discrétisation Upwind (UDS) | 127 |
| B.4 : Volume de contrôle décalé pour u et v | 128 |
| B.5 : Volume de contrôle pour l'équation de continuité | 130 |
| C.1 : Effet de l'épaisseur du canal sur les profils de la vitesse, position (a) : correspond à H_{max} et position (b) : correspond à H_{min} (type CPS) | 132 |
| C.2 : Effet de l'épaisseur du canal sur les profils de la vitesse, position (a) : correspond à la région entre les lames et position (b) : correspond à la position des lames (type CPPML) | 133 |
| C.3 : Effet de l'épaisseur du canal sur les profils de la température, la position (a) : correspond à H_{max} et la position (b) : correspond à H_{min} (type CPS). | 134 |
| C.4 : Effet de l'épaisseur du canal sur les profils de la température, la position (a) : correspond à la région entre les lames et la position (b) : correspond à la position des lames (type CPPML) | 135 |
| C.5 : Effet de l'inclinaison du canal sur les profils de la température (type CPS) | 136 |
| C.6 : Effet de l'inclinaison du canal sur les profils de la vitesse (type CPS) | 136 |
| C.7 : Effet de l'inclinaison du canal sur le coefficient de convection de la paroi chaude (type CPS) | 136 |
| C.8 : Effet de l'inclinaison du canal sur le nombre de Nusselt de la paroi chaude (type CPS) | 136 |
| C.9 : Effet de l'inclinaison du canal sur les profils de la température (type CPPML) | 137 |
| C.10 : Effet de l'inclinaison du canal sur les profils de la vitesse (type CPPML) | 137 |
| C.11 : Effet de l'inclinaison du canal sur le coefficient de convection de la paroi chaude (type CPPML). | 137 |
| C.12 : Effet de l'inclinaison du canal sur le nombre de Nusselt de la paroi chaude (type CPPML) | 137 |
| C.13 : Effet du nombre de Rayleigh sur les profils de la température (type CPS) | 138 |
| C.14 : Effet du nombre de Rayleigh sur les profils de la vitesse (type CPS) | 138 |
| C.15 : Effet du nombre de Rayleigh sur le coefficient de convection de la paroi chaude (type CPS) | 138 |
| C.16 : Effet du nombre de Rayleigh sur le nombre de Nusselt de la paroi chaude (type CPS) | 138 |
| C.17 : Effet du nombre de Rayleigh sur les profils de la température (type CPPML) | 139 |
| C.18 : Effet du nombre de Rayleigh sur les profils de la vitesse (type CPPML) | 139 |
| C.19 : Effet du nombre de Rayleigh sur le coefficient de convection de la paroi chaude (type CPPML) | 139 |
| C.20 : Effet du nombre de Rayleigh sur le nombre de Nusselt de la paroi chaude (type CPPML) | 139 |
| C. 21 : Comparaison des valeurs numériques et prédites du nombre de Nusselt moyen de la lame d'air pour chaque rapport d'aspect (type CPS) | 140 |
| C.22 : Comparaison des valeurs numériques et prédites du nombre de Nusselt local moyen sur la paroi chaude pour chaque rapport d'aspect (type CPS) | 141 |
| C.23 : Comparaison des valeurs numériques et prédites du débit massique pour chaque rapport d'aspect (type CPS) | 141 |
| C.24 : Comparaison des valeurs numériques et prédites par la formule (4.8) du nombre de Nusselt moyen de la lame d'air (canal du type CPS) | 142 |
| C.25 : Comparaison des valeurs numériques et prédites par la formule (4.9) du nombre de Nusselt local moyen sur la paroi chaude (canal du type CPS) | 142 |
| C.26 : Comparaison des valeurs numériques et prédites par la formule (4.10) du débit massique (canal de type CPS) | 142 |
| C. 27 : Comparaison des valeurs numériques et prédites du nombre de Nusselt moyen de la lame d'air pour chaque rapport d'aspect (canal du type CPPML) | 143 |

| | |
|--|-----|
| <i>C.28 : Comparaison des valeurs numériques et prédites du nombre de Nusselt local moyen sur la paroi chaude pour chaque rapport d'aspect (canal du type CPPML)</i> | 144 |
| <i>C.29 : Comparaison des valeurs numériques et prédites du débit massique pour chaque rapport d'aspect (canal du type CPPML)</i> | 144 |
| <i>C.30 : Comparaison des valeurs numériques et prédites par la formule (4.11) du nombre de Nusselt moyen de la lame d'air (canal du type CPPML)</i> | 145 |
| <i>C.31 : Comparaison des valeurs numériques et prédites par la formule (4.12) du nombre de Nusselt local moyen sur la paroi chaude (canal du type CPPML)</i> | 145 |
| <i>C.32 : Comparaison des valeurs numériques et prédites par la formule (4.13) du débit massique (canal du type CPPML)</i> | 145 |
| <i>D.1 : Effet des échanges radiatifs sur le champ dynamique en cas des températures imposées aux parois</i> | 146 |
| <i>D.2 : Effet des échanges radiatifs sur le champ thermique en cas des températures imposées aux parois</i> | 147 |
| <i>D.3 : Effet des échanges radiatifs sur la variation de la température le long du canal en cas des températures imposées aux parois</i> | 148 |
| <i>D.4 : Effet des échanges radiatifs sur la variation de la vitesse le long du canal en cas des températures imposées aux parois</i> | 148 |
| <i>D.5 : Effet des échanges radiatifs sur le débit massique en cas des températures imposées aux parois</i> | 148 |
| <i>E.1 : Effet des échanges radiatifs sur la température de la plaque supérieure, (a) sans rayonnement, (b) avec rayonnement</i> | 152 |
| <i>E.2 : Effet des échanges radiatifs sur la température de la plaque inférieure, (a) sans rayonnement, (b) avec rayonnement.</i> | 153 |

LISTE DES TABLEAUX

| | |
|--|-----|
| <i>1.1. Les émissivités de certains matériaux utilisés en toiture</i> | 20 |
| <i>2.1. Conditions aux limites du domaine d'étude</i> | 46 |
| <i>3.1. Les termes de l'équation de transport pour les différentes grandeurs calculées.</i> | 49 |
| <i>4.1. Nusselt moyen de la paroi chaude pour différents rapports d'aspect du canal du type CPP</i> | 84 |
| <i>4.2. Nusselt moyen de la lame d'air pour différents rapports d'aspect du canal du type CPP</i> | 84 |
| <i>4.3. Débit massique pour différents rapports d'aspect du canal du type CPP</i> | 84 |
| <i>4.4. Corrélations du nombre de Nusselt de la plaque supérieure, Nusselt moyen de la lame d'air et débit massique pour les différents rapports d'aspect du canal du type CPS.</i> | 88 |
| <i>4.5. Corrélations du nombre de Nusselt de la plaque supérieure, Nusselt moyen de la lame d'air et débit massique pour les différents rapports d'aspect du canal du type CPPML</i> | 89 |
| <i>4.6. Validation du modèle radiatif</i> | 96 |
| <i>4.7. Différents cas testés</i> | 100 |
| <i>A.1. Corrélations de Nusselt moyen dans un canal</i> | 119 |
| <i>A.2 . Corrélations de Nusselt sur les parois d'un canal</i> | 122 |
| <i>D.1. Nusselt total et radiatif de la paroi chaude et de la lame d'air pour différents rapports d'aspect du canal du type CPP</i> | 149 |
| <i>D.2. Nusselt total et radiatif de la paroi chaude et de la lame d'air pour différents rapports d'aspect du canal du type CPS</i> | 150 |
| <i>D.3. Nusselt total et radiatif de la paroi chaude et de la lame d'air pour différents rapports d'aspect du canal du type CPPML</i> | 151 |

INTRODUCTION GÉNÉRALE

INTRODUCTION GÉNÉRALE

La partie majeure de l'énergie consommée dans les habitats est destinée au chauffage (saisons froides) et à la climatisation (saisons chaudes) pour fournir un confort thermique et une bonne qualité d'air à l'intérieur des locaux. Comme les climatiseurs utilisent des fluides halogénés (R22, R502), actuellement en cours d'interdiction afin de protéger la couche d'ozone, il est nécessaire de réfléchir aux techniques meilleures de refroidissement du local depuis sa création.

Une architecture économisant l'énergie et surtout des chauffages économes qui permettent de réduire sensiblement cette consommation et de contribuer ainsi à la sauvegarde des ressources naturelles et à la protection de l'atmosphère terrestre sont nécessaires.

Les techniques passives sont tout à fait recommandées, dans la mesure où elles permettent de réguler les conditions d'ambiance en utilisant des moyens naturels. L'addition d'un système de chauffage ou de climatisation solaire à un logement apparaît comme une solution attirante pour l'économie et l'utilisation rationnelle de l'énergie.

L'habitation bioclimatique exploite et favorise l'accumulation de la chaleur solaire et utilise la thermo circulation naturelle ou forcée de l'air, comme c'est le cas, par exemple, du mur Trombe, des cheminées solaires et des canaux sous toiture (ayant le même rôle qu'un capteur solaire). Ces derniers nous permettent d'éviter le recours à des dispositifs de chauffage ou de refroidissement de forte consommation d'énergie par le réchauffement de l'air extérieur et l'élévation de la température ambiante des pièces d'habitation dans les périodes hivernales et le dégagement de l'humidité et de l'air chaud par création d'un courant d'air pendant l'été.

Du fait que les toits offrent une grande surface pour collecter de l'énergie solaire, on peut les exploiter afin d'arriver à un élément architectural qui peut jouer le rôle d'un capteur solaire et participer à l'amélioration du confort thermique.

Malgré ses faibles caractéristiques thermo-physiques, l'air est toujours utilisé comme fluide caloporteur dans les systèmes solaires. Il est donc capable de contribuer directement au

chauffage partiel des locaux, au préchauffage des systèmes de ventilation ou encore au séchage de nombreux produits agro-alimentaires.

En raison de l'insuffisance de l'échange thermique réalisé dans les canaux entre l'air et la surface chauffante, l'utilisateur est amené à apporter des améliorations pour arriver à de meilleures performances ou à une meilleure efficacité thermique. L'augmentation de la surface d'échange de chaleur avec l'air sans toucher les dimensions du système solaire est l'un de ces améliorations.

De ce fait notre travail a pour objectif, l'étude numérique du comportement dynamique et thermique d'un canal placé au dessous d'un toit d'une construction qui joue le même rôle qu'un capteur solaire tout en regardant l'effet des différents paramètres qui influent sur l'écoulement d'air dans le système thermosiphon (canal) et par conséquent sur son efficacité.

Dans le but d'améliorer les performances du système thermosiphon, trois configurations ont été étudiées, la première est un canal incliné formé de deux plaques planes parallèles distantes d'une hauteur H , la deuxième consiste à remplacer la plaque plane supérieure par une plaque ondulée (sinusoïdale) et dans la troisième configuration des lames sont jointes à la plaque supérieure. L'influence de la différence de températures entre les deux plaques, la distance entre elles, l'inclinaison, l'effet des échanges radiatifs entre surfaces...etc, sont étudiés.

Notre thèse est organisée en une introduction générale et quatre chapitres présentés de la façon suivante :

Le premier chapitre présente la notion du confort thermique et quelques travaux réalisés sur les systèmes solaires destinés à l'amélioration du confort thermique. Les composantes d'un toit sont présentées avec quelques matériaux utilisés comme couverture extérieure et l'émissivité de certains de ces matériaux. Des notions théoriques sur les échanges thermiques convectifs et radiatifs sont aussi rappelées. À la fin de ce chapitre on a présenté une recherche bibliographique sur la convection naturelle sans et avec rayonnement.

Dans le second chapitre, les différentes configurations étudiées ont été présentées. Ce chapitre contient aussi les différentes équations qui régissent le phénomène physique à étudier ainsi que les conditions aux limites imposées.

Le troisième chapitre est consacré au modèle numérique choisi et utilisé, d'où la méthode des volumes finis sur laquelle se base le logiciel Fluent est décrite brièvement. De plus, il

contient une description de la méthode des moindres carrées utilisée pour prédire des corrélations qui regroupent les différents paramètres affectant le comportement thermique et dynamique du système étudié. Des organigrammes traduisant les programmes développés pour cette méthode sont aussi présentés.

Le chapitre quatre est réservé à l'interprétation des résultats obtenus. Il est divisé en trois parties : La première partie concerne la convection naturelle pure dans les trois configurations différentes où l'effet des paramètres géométriques tels que l'épaisseur et l'inclinaison du canal et le nombre de Raleigh sur les profils de la vitesse et de température et le gain thermique (la quantité de chaleur reçue par l'air traversant le canal) sont présentés et discutés. Dans cette partie on a étudié l'impact de différents paramètres physiques et géométriques sur le nombre de Nusselt et le débit massique induit dans le canal. Après cette analyse, on a proposé des corrélations pour le nombre de Nusselt et le débit massique.

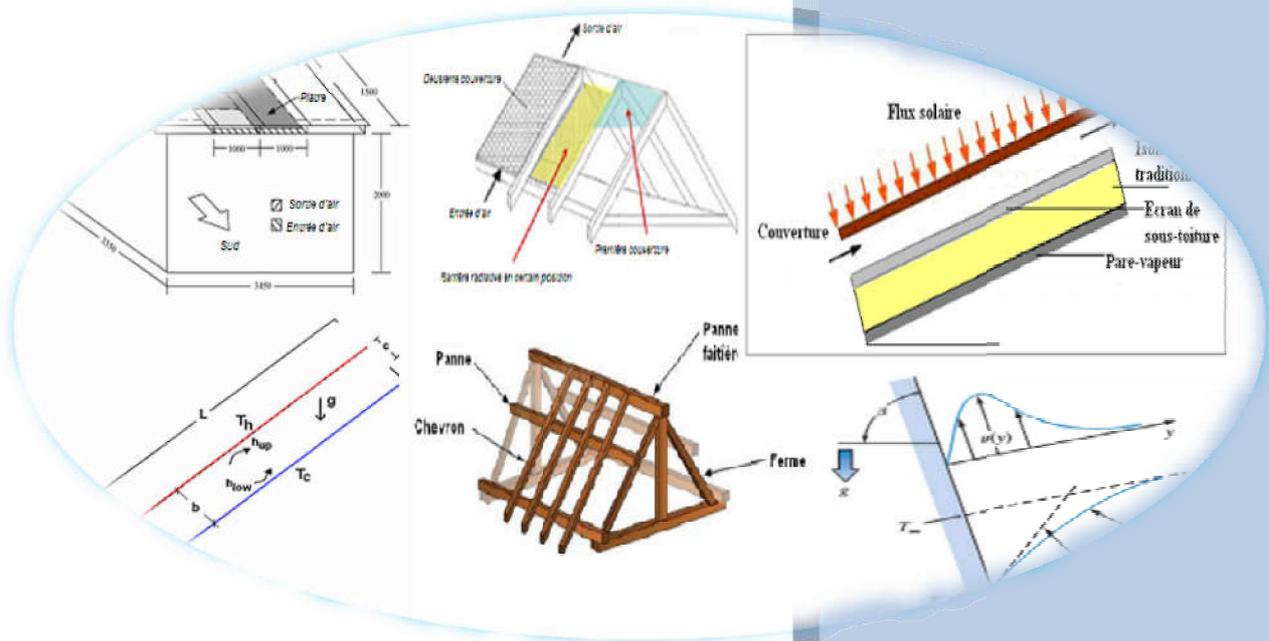
La seconde partie de ce chapitre est consacrée à l'étude de la convection naturelle couplée au transfert radiatif où les corrélations de Nusselt total et radiatif sont présentées.

Dans la troisième partie, on a essayé de se rapprocher d'un toit réel (en imposant un flux constant sur les parois) par l'étude de l'effet du choix des matériaux à travers l'analyse de l'impact de leurs émissivités

Enfin, on termine notre travail par une conclusion générale qui résume les principaux résultats obtenus.

CHAPITRE 1

GÉNÉRALITÉS ET REVUE BIBLIOGRAPHIQUE



CHAPITRE 1

GÉNÉRALITÉS ET REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

Sommaire

| | |
|--|----|
| sommaire | |
| 1.1. Introduction | 4 |
| 1.2. Notion du confort thermique | 4 |
| 1.3. Amélioration du confort thermique | 5 |
| 1.3.1. État de l'art : les différents systèmes proposés pour l'amélioration du confort | 6 |
| 1.3.1.1. Réduction des transferts thermiques à travers les toits | 6 |
| 1.3.1.2. Chauffage et climatisation solaire | 7 |
| i) Les murs trombe | 7 |
| ii) Les cheminées solaires | 9 |
| iii) Toits solaires | 11 |
| 1.4. Différentes composantes d'une toiture standard | 16 |
| 1.5. Quelques matériaux de couverture de la toiture | 17 |
| 1.5.1. Matériaux sous forme de petits éléments | 18 |
| 1.5.2. Matériaux sous forme de plaques | 19 |
| 1.5.3. Propriétés radiatives de certains matériaux utilisés dans la construction des toits | 20 |
| 1.6. Théorie | 20 |
| 1.6.1. Principe du thermosiphon | 20 |
| 1.6.2. Transfert de chaleur par convection naturelle | 21 |
| 1.6.3. Les nombres adimensionnels caractérisant le phénomène | 22 |
| 1.6.4. Évaluation du coefficient de transfert convectif | 24 |
| 1.6.5. Nombre de Nusselt total et radiatif | 25 |
| 1.7. État de l'art : la convection thermique dans les canaux | 25 |
| 1.7.1. Transfert de chaleur par convection | 25 |
| 1.7.2. Effet des échanges radiatifs sur la convection naturelle | 27 |
| 1.7.3. Amélioration du transfert de chaleur | 29 |
| 1.5. Conclusion | 29 |
| Références | 30 |

1.1. Introduction

Dans ce chapitre, on présente la notion du confort thermique ensuite on donne un état de l'art sur les différents systèmes proposés pour l'amélioration du confort. On définit aussi les différentes composantes d'un toit standard et les différents matériaux utilisés en couverture de toiture. On termine par des rappels sur le principe de thermosiphon et la convection naturelle avec et sans rayonnement.

1.2. Notion du confort thermique

Le confort thermique est quelque chose qui n'est pas facile à définir et à assurer et qui n'est pas limité à la température. En plus de cette dernière la vitesse et l'humidité relative sont les principaux paramètres physiques qui régissent la sensation du confort thermique, ces paramètres peuvent être résumés comme suit (**Bruxelles environnement (2007), Agence national de l'habitat (2004)**) :

- La température ambiante de l'air.
- La température des parois.
- La vitesse de l'air : Ce paramètre influe sur les échanges de chaleur par convection. En pratique, dans un bâtiment, la vitesse de l'air ne devrait pas dépasser 0,2 m/s. En effet, l'individu commence à ressentir le mouvement de l'air à cette vitesse et les fabricants de systèmes de ventilation mécanique essaient donc de ne pas la dépasser. En ventilation hygiénique naturelle des logements, il est plus difficile de s'assurer des vitesses d'air, vu l'influence du vent et des températures sur les déplacements d'air. Dans le cas de ventilation naturelle, un dimensionnement correct des aérateurs et des cheminées est nécessaire pour éviter les courants d'air trop importants.
- L'humidité relative de l'air (Hr): L'humidité relative de l'air, exprimée en %, est la quantité d'eau présente dans l'air sous forme de vapeur, 0% correspondant à un air parfaitement sec et 100% correspondant à un air saturé, à la limite de la condensation. Les zones de confort, en termes d'humidité relative, sont de 40 à 60% pour un confort optimal et de 30 à 70% pour un bon confort. Le diagramme de l'air humide (Figure 1.1) permet de faire figurer les grandeurs caractéristiques de l'air humide à pression atmosphérique dans diverses conditions de température et d'humidité. Il est

essentiellement utilisé lors de la conception des climatiseurs et des centrales de traitement d'air.

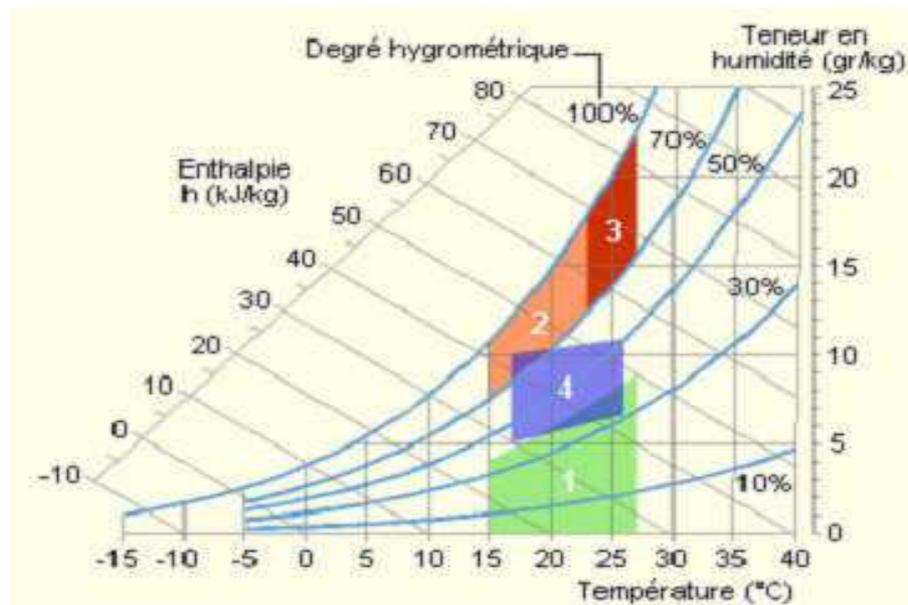


Figure 1.1 : Zone de confort en termes d'humidité relative (Agence national de l'habitat (2004)).

Zone 1: à éviter vis-à-vis des problèmes de sécheresse.

Zone 2 et 3: à éviter vis-à-vis des développements de bactéries et de microchampignons.

Zone 4: polygone de confort hygrothermique.

1.3. Amélioration du confort thermique

Le paramètre sur lequel il faut agir prioritairement est la température de l'air, c.-à-d. il faut limiter les apports de chaleur à travers les murs et le toit des habitations (pendant les saisons chaudes) et apporter de la chaleur pendant les périodes froides. Il est aussi possible d'agir sur la température radiante moyenne en isolant le plafond qui est un véritable radiateur en période chaude. La réduction effective des charges par voie passive dépendra surtout du niveau de maîtrise des techniques de constructions locales et des matériaux utilisés.

L'amélioration du confort thermique a été toujours le but visé par une grande variété des travaux de recherche. Dans ce qui suit on va présenter une revue de littérature qui regroupe un nombre important de travaux réalisés dans ce domaine.

1.3.1. État de l'art : les différents systèmes proposés pour l'amélioration du confort

Bien que les gains thermiques soient recherchés en saison froide, il faut aussi que le bâtiment soit en mesure de les minimiser en saison chaude sans avoir recours aux systèmes mécaniques du bâtiment. Les travaux qui ont été faits dans ce sens peuvent être classés en deux parties essentielles, une partie de ces travaux est basée sur la réduction des transferts de chaleur vers les espaces à travers les toits et l'autre se concentre sur le chauffage et/ou la ventilation des bâtiments utilisant différents systèmes solaires.

1.3.1.1. Réduction des transferts thermiques à travers les toits

Les fonctions principales des toits sont la protection des bâtiments contre les intempéries, l'étanchéité à la pluie, à la grêle et à la neige et la protection thermique. Mais à cause de leur grande surface extérieure, ils ont des pertes calorifiques bien plus importantes en hiver et un apport important de chaleur pendant l'été. Il est donc indispensable de prendre en compte, et avec une importance identique, les paramètres d'une bonne protection thermique pendant toute l'année. Plusieurs travaux ont été réalisés dans ce cadre :

Niachou et al (2001) ont testé la faisabilité des toits verts qui utilisent la végétation sur le toit comme technique de refroidissement et leurs résultats étaient modestes.

L'idée de **Meng Q et Hu W (2005)** consiste à réduire les températures des surfaces interne et externe du toit par l'utilisation d'un milieu poreux humide qui exploite l'évaporation d'eau.

A partir d'une étude expérimentale comparative réalisée sur quatre types de toits, **T. Soubdhan et al (2005)** ont montré que dans un toit avec une face supérieure métallique ondulée, une lame d'air non ventilée et une isolation en polystyrène est une meilleure résistance au transfert de chaleur.

Un nouveau concept de système de refroidissement passif a été proposé par **J.L. Alvarado et al (2009)**, il consiste à utiliser une isolation et un réflecteur métallique. Ce système peut fournir une haute réduction du flux de chaleur à travers le toit testé. Pour le réflecteur, des matériaux de bonne réflectivité sont recommandés.

1.3.1.2. Chauffage et climatisation solaire

La ventilation naturelle (en climat chaud) et le chauffage (en climat froid) sont le cœur de la conception bioclimatique. Elle permet non seulement de limiter l'utilisation d'un système de ventilation mécanique pour apporter la juste quantité d'air neuf mais aussi d'éviter le plus souvent le recours à la climatisation classique.

Les technologies du chauffage et de climatisation solaires passives se basent sur le même principe, ce dernier est le mouvement d'air dû aux différences de masse volumique d'air induites par les différences de températures. En se basant sur ce principe une grande variété de systèmes a été développée pour arriver à une meilleure exploitation de l'énergie solaire, parmi lesquelles on peut citer par exemple les murs Trombe, les cheminées solaires, les capteurs solaires intégrés aux toits. Ces trois systèmes sont supportés par ce qu'on appelle "l'architecture solaire" qui utilise les différentes composantes du bâtiment (toits, murs, fenêtres, etc....) pour profiter du rayonnement solaire.

i) Les murs trombe

C'est le principe utilisé par le professeur F. Trombe et l'architecte J. Michel pour l'élaboration d'une maison prototype à Odeillo au sud de la France en 1967 (K. Imessad (2003)). La façade sud est constituée d'un vitrage et d'un mur épais en maçonnerie lourde dont la surface extérieure est peinte en noir.

Le mur trombe dans sa configuration classique (figure 1.2) est constitué d'une paroi épaisse couverte avec une vitre constituant entre eux un canal d'air Hoy-Yen Chan et al (2010), où la pièce reçoit de la chaleur par deux voix, par conduction à travers le mur et par convection en utilisant des ouvertures. Après, d'autres configurations ont été développées dont le principe de fonctionnement reste proche du mur trombe tels que le mur Trombe-Michel (figure 1.3).

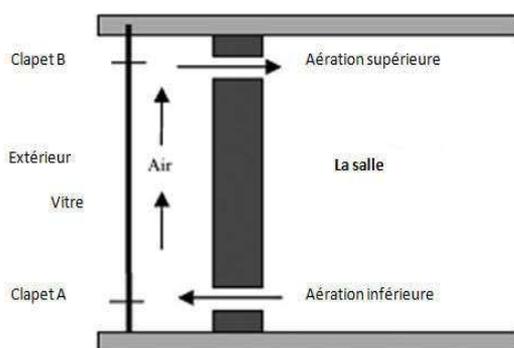


Figure 1.2 : Schéma représentatif du mur Trombe classique (Hoy-Yen Chan et al (2010)).

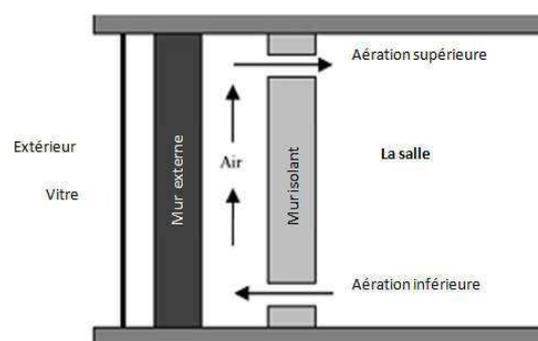


Figure 1.3 : schéma représentatif du mur Trombe-Michel (Hoy-Yen Chan et al (2010)).

Plusieurs recherches ont été réalisées pour améliorer les performances de ce système, parmi ces études on peut citer comme exemple l'étude comparative de **Guohui Gan (1998)** (un modèle numérique développé et validé expérimentalement) à travers laquelle il a montré que pour un mur trombe utilisé pour le refroidissement en été, le taux de ventilation (induit par les forces de flottabilité) accroît avec les gains solaires, les températures, la longueur, l'épaisseur des parois et la distance entre le mur et la couverture en verre. D'après cet auteur l'utilisation de doubles couvertures améliore les performances de ce système, comme il est recommandé d'isoler la surface intérieure de la paroi pour éviter la surchauffe qui est due au rayonnement et la convection du mur vers l'intérieur.

J. Hirunlabh et al (1999) ont proposé une nouvelle configuration de murs solaires, ce dernier est constitué d'une couverture en verre, une lame d'air, une plaque métallique noire et une isolation. Ce modèle est étudié expérimentalement et validé numériquement. Les résultats ont montré que le système proposé peut réduire considérablement les gains thermiques indésirables par création d'un courant d'air, comme il peut être utilisé dans le sens inverse pour améliorer le chauffage pendant l'hiver.

L. Zalewski et al (2002) ont présenté en détail quatre types de parois solaires (mur Trombe, mur trombe isolé, mur solaire non ventilé et un mur solaire complexe), ces parois solaires ont été étudiées expérimentalement pour valider un modèle numérique qui simule le fonctionnement thermique des murs solaires. Selon ces auteurs, ce modèle peut être utilisé pour étudier l'effet de plusieurs paramètres et de comparer plusieurs types de murs solaires afin d'arriver à une configuration qui améliore le confort thermique.

A travers une étude expérimentale, **H. Onbasioglu, et A.N. Egrican (2002)** ont montré qu'une circulation inverse de l'air peut se produire pendant la nuit ce qui exige des couvertures à bouches d'aération.

W. Chen, W. Liu (2004) ont présenté une nouvelle idée qui consiste à ajouter une couche poreuse (joue le rôle d'un absorbeur poreux) au mur trombe. Cet absorbeur poreux placé entre la vitre et le mur stockeur offre la possibilité d'améliorer le chauffage et la résistance thermique du complexe pendant la nuit et les journées froides, comme il peut fonctionner mieux qu'un mur Trombe classique pendant l'hiver si les dimensions et la porosité de cette couche sont bien choisies.

Afin d'améliorer le confort thermique par minimisation des pertes thermiques du mur trombe vers l'extérieur, **B. Chen et al (2006)** ont proposé d'intégrer des protections (rideaux)

de faible émissivité dans la lame d'air et ils ont montré que ces derniers ont un effet évident sur le confort.

B. Chen et al (2006), ont montré que dans une maison solaire passive, le mur trombe peut bien ajuster l'humidité de l'intérieur.

Selon **A. Chel et al (2008)**, l'investigation d'un mur Trombe pour un endroit de stockage des aliments montre son importance dans le chauffage pendant l'hiver et conserve une quantité considérable de l'électricité consommée dans le chauffage de tels endroits.

Dans le but d'arriver à une bonne conception de mur solaire qui empêche le surchauffe, **V.H. Hernández Gómez et al (2010)** ont présenté un modèle analytique qui permet d'étudier l'effet de différents paramètres, ce modèle était validé par un test expérimental. De leurs résultats obtenus, ils ont constaté que l'augmentation de la hauteur du mur n'est plus avantageuse, alors qu'une augmentation de la largeur du canal d'air et des bouches d'aération est recommandée.

Selon **K. Hami et al (2010)**, le chauffage passif par la technique d'un mur Trombe ventilé, semble intéressant d'être appliqué au Sahara algérienne. Ils ont trouvé que les températures obtenues au niveau de la zone d'occupation sont dans l'intervalle de celles du confort thermique.

Ces systèmes peuvent diminuer le gain solaire par un débord de toit au cours des mois chauds quand le soleil est haut (**K. Hami et al (2012)**). Et pour assurer un bon confort thermique il faut prendre en considération l'énergie solaire durant la conception architecturale (**Mohammed Bensafi et al (2014)**).

ii) Les cheminées solaires

Si l'énergie solaire est utilisée pour le refroidissement passif, la cheminée solaire est préférable par rapport à un mur trombe **Guohui Gan (2006)**. Une cheminée solaire peut engendrer un mouvement d'air dans le bâtiment et améliore le confort interne non seulement par refroidissement (pendant l'été) mais aussi par chauffage (pendant l'hiver) si on utilise un ventilateur qui dirige l'air chaud vers l'intérieur. Vu cet intérêt, plusieurs recherches ont été faites sur ce systèmes où :

P. Raman et al (2001) ont développé deux systèmes solaires passifs destinés au chauffage et climatisation qui peuvent fournir un confort thermique pendant toute l'année dans les

différents climats. Ces systèmes ont été testés sur une pièce individuelle et leurs performances ont été prédites par calcul et vérifiées expérimentalement.

K.S. Ong (2003), a proposé une cheminée solaire similaire au concept du mur Trombe, pour laquelle un modèle mathématique est présenté, ce dernier permet de prédire la distribution des températures à la paroi et le débit massique d'écoulement convectif induit. En suite **K.S. Ong et, C.C. Chow (2003)** ont validé le modèle mathématique par une investigation expérimentale, où ils ont arrivé à un bon accord entre les résultats théoriques et expérimentaux, aussi l'effet de l'épaisseur et l'intensité du rayonnement solaire ont été analysés.

A travers une étude comparative (analytique, numérique) des performances d'une cheminée solaire intégrée à la façade sud d'un local, **T. Miyazaki et al (2006)**, ont trouvé que les cheminées solaires sont toujours bénéfiques pour réduire jusqu'à 20 % les surchauffes pendantes les saisons chaudes.

L'effet de l'épaisseur d'une cheminée solaire destiné pour la ventilation naturelle est étudié numériquement par **Guohui Gan (2006)**, il a trouvé que le taux de ventilation accroît avec l'augmentation de l'épaisseur.

Afin de réaliser une ventilation d'un local par une cheminée solaire, **D.J. Harris, N. Helwig (2007)** ont utilisé un modèle CFD pour étudier l'impact de l'angle d'inclinaison, la double couverture et la faible émissivité des parois sur le taux de ventilation induit.

Une recherche comparative a été présentée par **Evangellos Bacharoudis et al (2007)** dans le but d'étudier le comportement des cheminées solaires installées au mur d'une pièce prototype. Les résultats numériques ont montré que le modèle peut prédire réellement le comportement de tel système pour différentes conditions environnementales.

Une étude comparative (analytique, expérimentale) de **Ramadan Bassiouny et Nader S.A. Koura (2008)** a conduit à conclure que l'épaisseur d'une cheminée solaire a un effet considérable sur son efficacité.

Un modèle mathématique a été développé par **E.P. Sakonidou et al (2008)**, ce modèle permet d'estimer l'angle d'inclinaison qui maximise le débit d'air à l'intérieur d'une cheminée solaire.

Kwang Ho Lee et Richard K. Strand (2009), ont développés un modèle de cheminée solaire qui peut être intégré dans le programme de simulation EnergyPlus, ce modèle permet aux ingénieurs de prédire l'efficacité de ces systèmes avant leur intégration dans les bâtiments.

D'une étude numérique d'une cheminée solaire, **H.F. Nouanégué et E. Bilgen (2009)** ont montrés que le rayonnement des surfaces modifie l'écoulement, le champ des températures et le nombre de Nusselt dans le sens positif, et améliore les performances des cheminées solaires.

Du Wei et al (2011), ont proposé une série de cheminées connectées où la section inclinée est placée sur le toit et celle verticale sur le mur sud d'une maison typique de deux étages. Les effets de la longueur totale, l'angle d'inclinaison et d'autres paramètres ont été étudiés numériquement.

iii) Toits solaires

La ventilation par toits solaires peut fonctionner mieux qu'un mur Trombe dans les régions à climat chaud du fait que ces derniers offrent une grande surface pour collecter de l'énergie solaire et par conséquent de l'air avec des températures plus élevées (**Hoy-Yen Chan et al (2010)**). De ce fait plusieurs travaux de recherche ont été réalisés dans le but d'améliorer l'efficacité de tels systèmes.

Afin d'arriver à un toit qui fonctionne comme un capteur solaire, **J. Khedari et al (2000)** ont réalisé une étude expérimentale de l'efficacité de deux types de capteurs solaires intégrés aux toits. Ces derniers ont été installés sur le toit d'une pièce individuelle (Figure 1.4). Dans cette étude, l'épaisseur des capteurs (canaux) et les dimensions des ouvertures ont été testées.

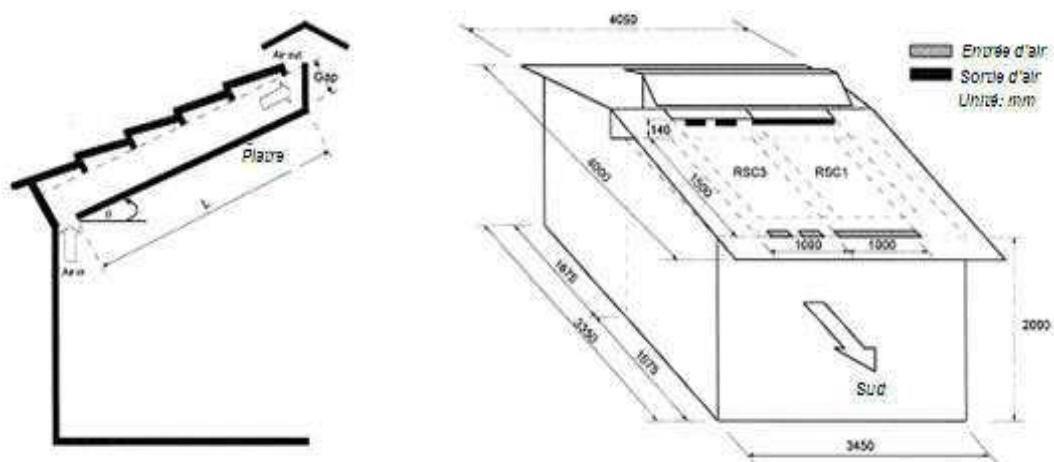


Figure 1.4 : Schéma représentatif des capteurs solaires intégrés au toit développés par **J. Khedari et al (2000)**.

Quatre configurations différentes d'un capteur solaire intégré au toit (Figure 1.5), qui réduisent considérablement l'accumulation de chaleur sous le toit, ont été proposées par **J. Hirunlabh et al (2001)** après une étude numérique d'un capteur solaire intégré au toit (où le modèle numérique a été validé expérimentalement) et l'effet des différents paramètres (angle d'inclinaison, et longueur) a été analysé.

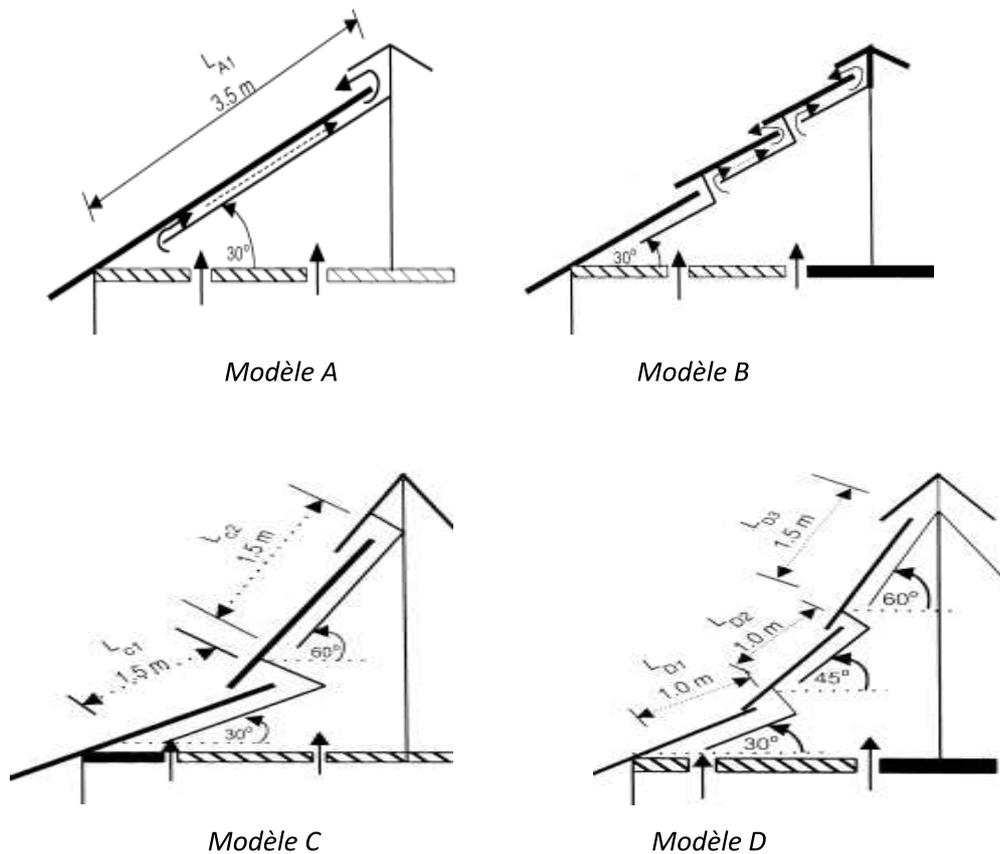


Figure 1.5 : Représentation schématique des quatre modèles du RSC proposés par **J. Hirunlabh et al (2001)**.

J. Waewsak et al (2003) ont présenté une investigation expérimentale d'un nouveau concept de toit bioclimatique (Figure 1.6) développé par le centre de recherche scientifique du bâtiment (BSRC), le but de ce système est de créer un taux de ventilation significatif pour améliorer le confort thermique. Ils ont affirmé qu'il est très intéressant du fait qu'il induit une ventilation importante.

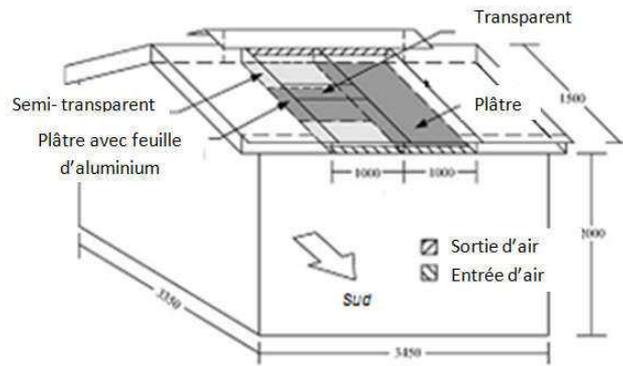


Figure 1.6 : Schéma du concept développé par le centre de recherche scientifique du bâtiment (BSRC), J. Waewsak et al (2003).

Un Capteur solaire à double passages d'air intégré au toit, peut fonctionner avec une grande efficacité dans le chauffage et la ventilation des espaces, pour cela, X.Q. Zhai, Y.J. Dai, R.Z. Wang (2005) ont développé un modèle d'une maison individuelle, au toit de celle ci deux types de capteurs solaires à simple et à double passages d'air sont intégrés (Figure 1.7). La comparaison entre ces deux capteurs a montré que le deuxième type peut améliorer les gains thermiques de 10%.

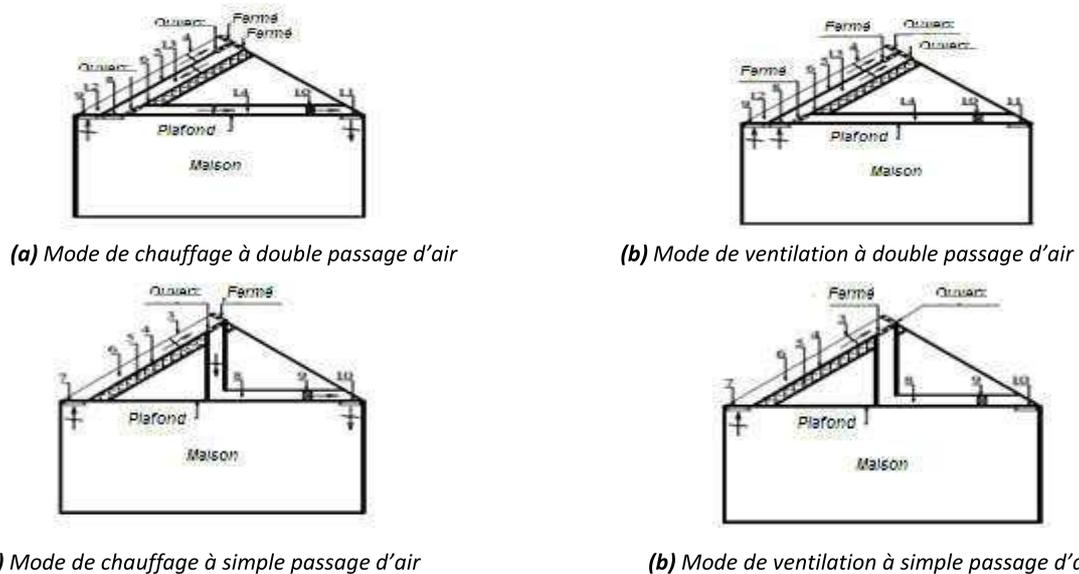


Figure 1.7 : Le modèle de la maison développé par X.Q. Zhai, Y.J. Dai, R.Z. Wang (2005) avec ses quatre modes de fonctionnement.

Pour dégager les gains solaires vers l'extérieur, un nouveau concept de capteur solaire intégré au toit qui contient une barrière radiative a été proposé par Pei-Chi. Chang et al (2008) (voir la figure 1.8). Trois positions de la barrière radiative dans la lame d'air ont été testées et comparées avec un toit standard. A travers les résultats obtenus, ils ont arrivé à

une formule qui permet le calcul du nombre de Nusselt en fonction de l'angle d'inclinaison et le rapport épaisseur/ longueur.

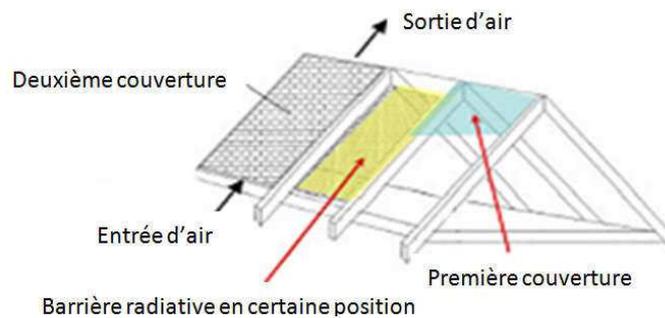


Figure 1.8 : Prototype expérimental développé par **Pei-Chi. Chang et al (2008)**.

P.H. Biwole et al (2008), ont proposé d'ajouter un par-vapeur métallique à un toit existant (figure 1.9), pour améliorer le refroidissement passif des bâtiments et réduire le coût de la climatisation en été dans les pays tropicaux secs. Les trois modes de transfert de chaleur qui interviennent dans ce système ont été étudiés numériquement et expérimentalement, les résultats numériques ont montré les paramètres essentiels qui affectent l'efficacité de tel système et qui sont, l'émissivité des différentes composantes, l'épaisseur d'isolation et l'angle d'inclinaison.

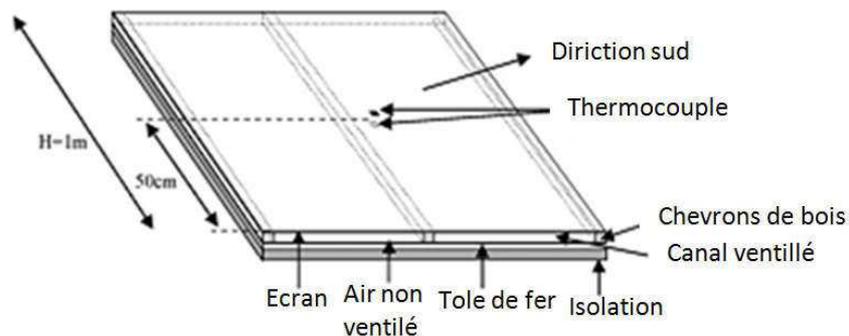


Figure 1.9 : Schéma descriptif du toit investi expérimentalement par **P.H. Biwole (2008)**.

Une étude expérimentale (Figure 1.10), qui a pour but la réduction des gains thermiques à travers le toit par création d'une ventilation naturelle dans ce dernier, a été faite par **L. Susanti et al (2008)**. En se basant sur cette étude, les auteurs affirment que l'intégration des cavités d'air ventilé dans les toits est efficace pour le dégagement des gains solaires indésirables dans les usines.



Figure 1.10 : Modèle de cavité étudié par L. Susanti et al (2008).

Chi-ming Lai et al (2008) ont présenté une étude expérimentale (Figure 1.11), où l'épaisseur, l'angle d'inclinaison et l'efficacité des barrières radiatives ont été testées.

Comme ils ont proposés une formule du coefficient de convection, ils ont conclu que l'épaisseur optimale est obtenue (pour une inclinaison et un flux constant) lorsque le débit est maximal, aussi que l'emplacement des barrières radiatives sur la paroi inférieure du canal est un moyen effectif pour empêcher la surchauffe des bâtiments à travers le toit.

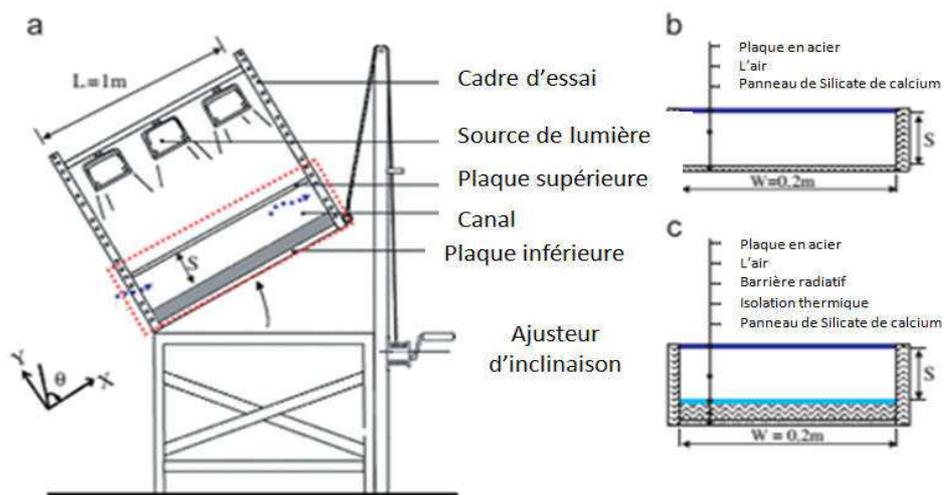


Figure 1.11 : Dispositif expérimental (a), coupe transversale sans barrière radiative (b), coupe transversale avec barrière (c), Chi-ming Lai et al (2008).

En plus d'une étude expérimentale (utilisant le système 2D-PIV) (Figure 1.12(a)), N. Chami et A. Zoughaib (2010) ont développé un modèle numérique (figure 1.12(b)) pour évaluer les performances d'un thermosiphon intégré au toit, ils ont étudié l'impact de l'angle d'inclinaison, la longueur et les sections des ouvertures sur le débit massique et le

coefficient de convection, puis des corrélations du coefficient de convection et du débit massique ont été proposées.

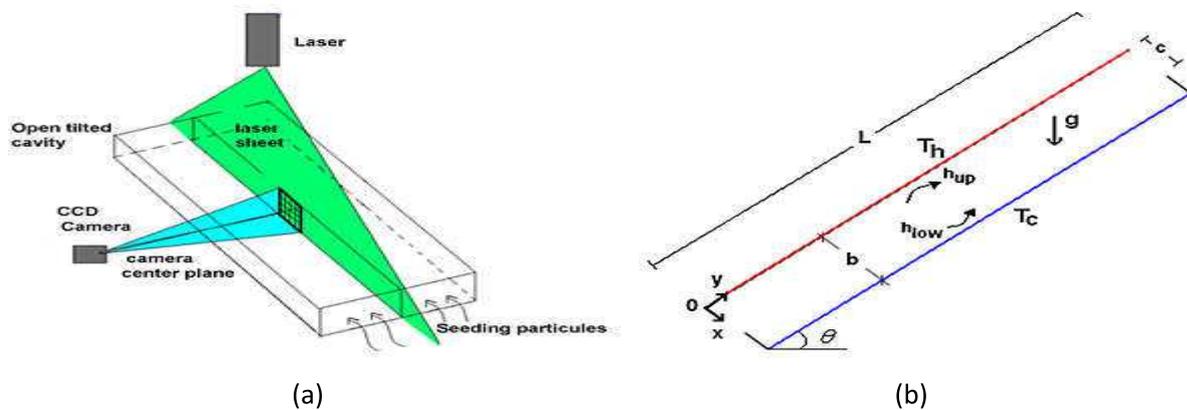


Figure 1.12 : Thermosiphon étudié par **N. Chami, A. Zoughaib (2010)**. (a) Schéma expérimental, (b) modèle CFD.

Dans les climats chauds et humides les faibles différences de température entre l'extérieur et l'intérieur affectent l'efficacité des systèmes de climatisation solaire. De ce fait, une nouvelle stratégie a été proposée par **W.F.M. Yusoff et al (2010)**, et qui consiste à combiner un toit solaire avec une cheminée verticale (figure 1.13), ce système a été étudié expérimentalement et théoriquement. D'après les résultats obtenus, les auteurs ont affirmé que le système peut engendrer des grandes différences de température.

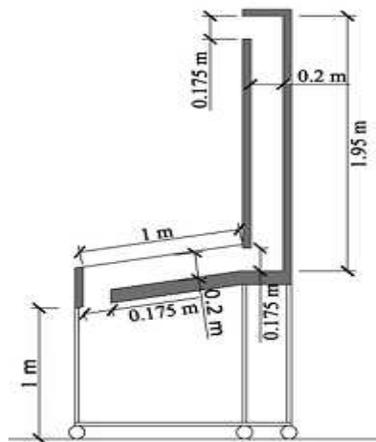


Figure 1.13 : Schéma descriptif du modèle expérimental de **W.F.M. Yusoff et al (2010)**.

1.4. Différentes composantes d'une toiture standard

Une toiture standard est constituée généralement d'une charpente en bois composée de pannes et de chevrons (figure 1.14) sur laquelle est posée une couverture, une isolation et

un par-vapeur sous l'isolant qui est obligatoire pour limiter la pénétration de l'humidité dans la charpente. Il est conseillé d'intégrer une lame d'air ventilée d'une épaisseur minimale de 2 cm sous les tuiles et un écran de sous-toiture (figure 1.15) qui protège les combles des infiltrations de neige, de poussière...etc. (N. Chami (2009)).



Figure 1.14 : Schéma d'une charpente traditionnelle (N. Chami (2009)).

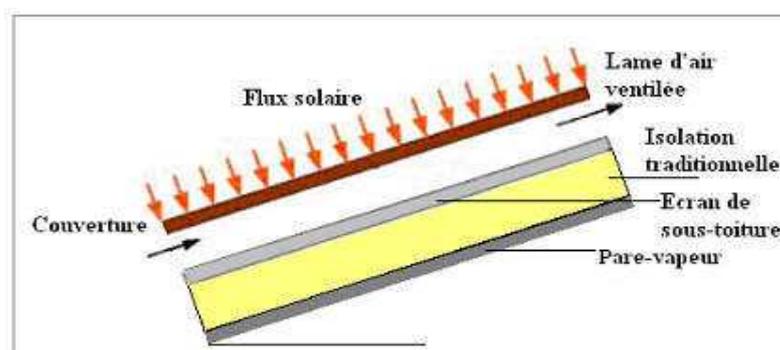


Figure 1.15 : Schéma d'un rampant de toiture standard (N. Chami (2009)).

1.5. Quelques matériaux de couverture de la toiture

La couverture du toit est au contact direct des éléments extérieurs. Elle est donc le premier protégeant de la maison des agressions telles que la pluie, le soleil, la neige, le vent, la grêle, le froid, la chaleur..., le choix des matériaux de toiture est donc indispensable.

Les matériaux de couverture ont beaucoup évolué avec le temps. Aujourd'hui, on trouve une gamme étendue, allant des plus classiques et traditionnels aux plus évolués. Que l'on recherche un style traditionnel, une esthétique originale, une architecture régionale, des performances énergétiques ou des qualités écologiques, il y en existe pour tous les besoins.

Le toit peut être recouvert de différents matériaux : toit en tuiles de terre cuite, en ardoise, en bois, en tuiles béton, en tuiles métalliques, en lauze, en verre, en polycarbonate, en acier, en zinc, en fibrociment ou encore en chaume (MM. de Royer et Roux. (2012)).

1.5.1. Matériaux sous forme de petits éléments

- Tuile de terre cuite :

C'est la couverture la plus répandue. Elle présente de nombreux avantages (**MM. de Royer et Roux. (2012)**) tels que :

- L'imperméabilité.
- La résistance au vent et aux chocs.
- Une durée de vie estimée entre 30 et 70 ans, esthétique et traditionnelle.

- Tuile en ardoise :

Le toit en ardoise est adapté aux toitures en pente, mais ne convient pas pour les toitures arrondies ou les toitures plates. Parmi ses avantages on peut citer la longue durée de vie (100 ans), écologique (matériau naturel), et il conserve bien sa couleur (**MM. de Royer et Roux. (2012)**).

- Tuile en bois

Les toits en bois sont recouverts de tuiles de bois, il est efficace pour protéger la maison des éléments extérieurs et de leurs agressions. Il possède des qualités équivalentes à celles de d'autres matériaux de couverture (**MM. de Royer et Roux. (2012)**):

- Imperméabilité.
- Isolation thermique et acoustique.
- Résistance au vent, au gel, aux chocs (grêle, débris divers portés par le vent...), au feu.
- Solidité suffisante pour supporter le poids d'une ou plusieurs personnes en cas de réparations ou de travaux sur la toiture.

- Tuile en béton

Les tuiles béton imitent les tuiles en terre cuite, mais leurs caractéristiques sont un peu différentes. La toiture en tuiles de béton présente de nombreux avantages (Facilité de pose, Étanchéité de très bonne qualité, durée de vie d'au moins 50 ans), mais elle nécessite cependant un support solide, capable de supporter son poids (**MM. de Royer et Roux. (2012)**).

- Tuile métallique

La tuile métallique peut être utilisée aussi bien pour le neuf qu'en rénovation, à condition que la pente de la toiture soit au minimum de 7°, les tuiles métalliques présentent de nombreux avantages **(MM. de Royer et Roux. (2012))**:

- Résistantes au gel, à la chaleur et à la grêle.
- Parfaitement étanches.
- Facilement et rapidement posées.
- Légères : avec un poids d'environ 5 kg/m².
- Longue durée de vie.

1.5.2. Matériaux sous forme de plaques

- Toiture en acier

Les plaques de toit en acier présentent environ 5 kg de poids pour un panneau, elles sont donc adaptées à une charpente légère. Elles conviennent par ailleurs aux toits présentant une pente comprise entre 5 et 15 %. Les avantages de la toiture en acier sont **(MM. de Royer et Roux. (2012))**:

- Durée de vie très longue (environ une centaine d'années).
- Solidité et légèreté.
- Résistance à la mousse et aux champignons.
- Facilité de pose et bonne étanchéité.

- Toit en zinc

Le Zinc comme matériau de couverture possède plusieurs avantages tels que sa résistance à la corrosion, sa légèreté et sa durée de vie supérieure à 50 ans. Deux types de pose sont envisageables **(MM. de Royer et Roux. (2012))**:

- La couverture chaude qui présente une couverture non ventilée sous son support.
- La couverture froide ou couverture ventilée, avec lame d'air circulant entre le support du zinc et l'isolant.

C'est pour cela, la ventilation est également très importante pour limiter le surchauffe.

1.5.3. Propriétés radiatives de certains matériaux utilisés dans la construction des toits

Les émissivités de certains matériaux utilisés en toiture sont regroupées dans le tableau suivant (**Chi-ming Lai et al (2008)**, **Frank Kreith et al (2011)**).

Tableau 1.1 : Les émissivités de certains matériaux utilisés en toiture.

| Matériau | Emissivité |
|--|------------|
| Bois blanc | 0.90 |
| Zinc polie | 0.02 |
| Panneaux de silicate de calcium (Calcium silicate board) | 0.25 |
| Tuile en bois | 0.93 |
| Acier poli | 0.07 |
| Acier inoxydable poli | 0.075 |
| Tuile en Béton | 0.92 |
| Tuile en terre cuite | 0.97 |

1.6. Théorie

Le transfert de chaleur par convection engage deux mécanismes qui se produisent simultanément, diffusion ou conduction (transport microscopique) accompagné d'un transport macroscopique de la chaleur à un (ou d'un) fluide en mouvement. Ce mode de transfert est rencontré dans divers applications telles que, le refroidissement des composants électroniques, refroidissement des ailettes des turbines a gaz, chauffage et climatisation par capteurs solaires, séchage des aliments, etc.

Ainsi, une bonne connaissance du concept et les expressions mathématiques qui décrivent le transfert de chaleur convectif sont nécessaires pour étudier de tels systèmes.

1.6.1. Principe du thermosiphon

Le principe de fonctionnement du thermosiphon repose sur la poussée d'Archimède. Cette dernière vient de l'équilibre hydrostatique entre les forces de pression et le poids d'un volume de fluide (engendré par la variation de masse volumique d'un volume de fluide) (**Didier Saury et al**). A l'équilibre, on peut écrire :

$$\rho_0 g = \nabla P_0 \quad (1.1)$$

Une hétérogénéité de masse volumique entraîne l'apparition de la force de poussée d'Archimède B (**Didier Saury et al**) qui est telle que :

$$B = \rho g - \nabla p_0 = (\rho - \rho_0) g \quad (1.2)$$

L'amplitude de cette force dépend donc directement des variations de masse volumique engendrées par des variations de températures.

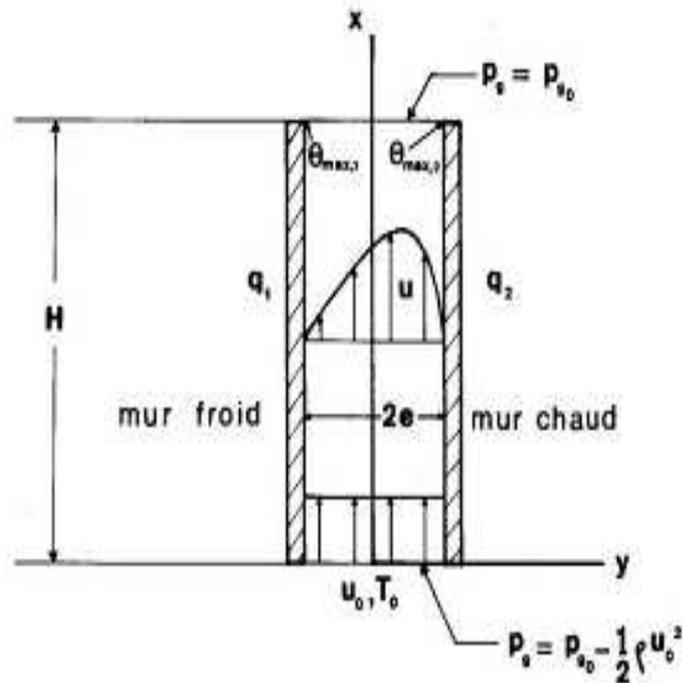


Figure 1.16 : Schéma représentatif d'un thermosiphon sans équilibre mécanique (Didier SAURY et al).

1.6.2. Transfert de chaleur par convection naturelle

Dans la convection naturelle, le mouvement du fluide est engendré par l'effet de flottabilité dû au changement de la masse volumique du fluide (d'origine des différences de températures) (J. F. Sacadura (2000)).

En convection naturelle, la vitesse au début augmente en s'éloignant de la paroi car l'effet de la viscosité diminue rapidement pendant que la différence de masse volumique diminue lentement. Ensuite les forces de flottabilité diminuent lorsque la densité du fluide s'approche de la valeur du fluide environnant, ce qui pousse la vitesse à arriver à son maximum puis elle s'approche de zéro loin de la surface chauffée (comme montré dans la figure 1.17) (Frank Kreith et al (2011)). Le champ de température est le même que se soit en convection forcée ou libre, le transfert de chaleur à l'interface solide/fluide est conductif.

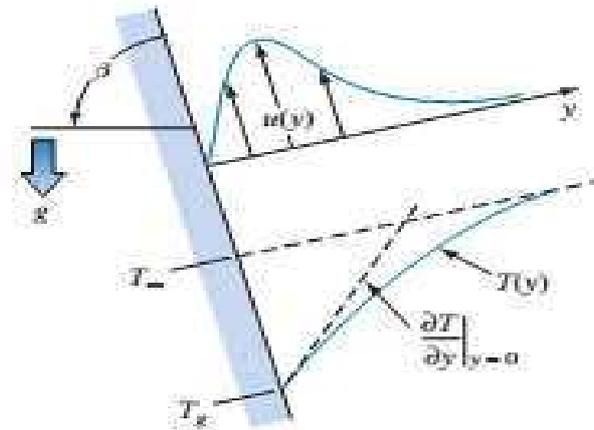


Figure 1.17 : Distribution de la vitesse et de la température en convection naturelle sur une plaque chaude inclinée (Frank Kreith et al (2011)).

1.6.3. Les nombres adimensionnels caractérisant le phénomène

Si un solide de température T_s , est en contact avec un fluide (gaz ou liquide) de température T_∞ , la variation de densité engendre un mouvement par les forces de flottabilité. La nature de ces forces est caractérisée par le coefficient de dilatation volumique $\beta = 1/T$ pour un gaz idéal. Les équations semi-théoriques qui décrivent la convection naturelle utilisent les nombres clés (nombres adimensionnels), parmi lesquels on peut citer (Louis Theodore (2011)):

- **Nombre de Prandtl** : Il représente le rapport entre la diffusivité de la quantité de mouvement et la diffusivité thermique.

Pour $Pr = 1$, la distribution de la vitesse est identique à la distribution de la température, et pour $Pr > 1$ l'épaisseur de la couche limite thermique est inférieure à celle de la couche limite dynamique et l'inverse pour $Pr < 1$.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad (1.3)$$

Les propriétés physiques de la plupart des gaz sont de telles sorte qu'elles ont un nombre de Prandtl qui peut aller de 0.6 à 1.0.

- **Nombre de Grashof thermique** : Le nombre de Grashof est un nombre très important en convection naturelle (Christophe Daverat (2012)), il compare les forces motrices (ici la poussée d'Archimède) aux forces résistantes (les forces de viscosité) et s'écrit :

$$Gr_T = \frac{g\beta_T(T_P - T_0)L^3}{\vartheta^2} = \frac{\rho^2 g\beta_T(T_P - T_0)L^3}{\mu^2} \quad (1.4)$$

Où :

L est la longueur caractéristique.

- **Nombre de Richardson** : C'est le rapport entre les forces de flottabilité et les forces d'inertie qui permet de mesurer l'effet de convection.

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad (1.5)$$

- La convection forcée est prédominante, si $Ri \ll 1.0$ ou $Gr \ll Re^2$.
- La convection naturelle est prédominante, si $Ri \gg 1.0$ ou $Gr \gg Re^2$.
- Les deux effets contribuent; c.-à-d. convection mixte, si $Ri \approx 1.0$ ou $Gr \approx Re^2$.

- **Nombre de Rayleigh**: Pour une condition de température imposée (condition de Dirichlet), le nombre de Rayleigh (noté Ra_T) est le produit du nombre de Grashof (Gr) et du nombre de Prandtl (Pr) (**Christophe Daverat (2012)**) :

$$Ra = Pr \cdot Gr_T = \frac{g\beta_T(T_P - T_0)L^3}{\vartheta \cdot \alpha} \quad (1.6)$$

Dans le cas d'une convection naturelle dans un canal, et selon la longueur caractéristique considérée (longueur L ou diamètre d), on peut parler de deux types des nombres de Rayleigh (ou de Grashof) :

$$Ra_d = \frac{g\beta_T(T_P - T_0)d^3}{\vartheta \cdot \alpha} \quad (1.7)$$

$$Ra_L = \frac{g\beta_T(T_P - T_0)L^3}{\vartheta \cdot \alpha} \quad (1.8)$$

- Nombre de Rayleigh basé sur le diamètre Ra_d , ce nombre est utilisé généralement pour prédire le nombre de Nusselt moyen dans la lame d'air.
- Nombre de Rayleigh basé sur la longueur Ra_L , ce nombre est utilisé généralement pour prédire le nombre de Nusselt sur les parois et aussi pour déterminer le régime d'écoulement

dans le canal. En général, on parle du régime laminaire lorsque le nombre de Rayleigh $Ra_L < 10^9$, et lorsque $Ra_L > 10^9$ le régime devient totalement turbulent (**Chiming Lai et al (2008)**).

- **Nombre de Nusselt** : C'est le rapport entre le flux transmis par convection thermique et celui transmis par diffusion thermique.

$$Nu = \frac{h \cdot L}{\lambda} \quad (1.9)$$

Où :

L : est la longueur caractéristique, elle peut être la longueur (L) ou l'épaisseur (H) du canal.

Lorsque le nombre de Nusselt est proche de 1, la majorité du transfert thermique se fait par conduction et il n'y a quasiment pas d'écoulement puisque peu de convection. Lorsque $Nu > 1$, le transfert par convection est actif. Le nombre de Nusselt est très utilisé pour caractériser l'efficacité des échanges convectifs ; ainsi beaucoup d'études cherchent à le maximiser (**Christophe Daverat (2012)**).

1.6.4. Évaluation du coefficient de transfert convectif

Comme la vitesse de la couche fluide adjacente à la paroi est nulle, le transfert de chaleur entre la surface et cette couche doit être conductif, ce qui donne :

$$q_c = -\lambda_f \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} = h_c (T_s - T_\infty) \quad (1.10)$$

En transfert de chaleur par convection, la Clef inconnue c'est le coefficient de transfert de chaleur. En utilisant la formule (1.10) et les paramètres adimensionnels suivants :

$$y^* = \frac{y}{L}$$

$$T^* = \frac{T - T_\infty}{T_s - T_\infty}$$

On obtient la forme adimensionnelle appropriée au coefficient du transfert de chaleur qu'on appelle le nombre de Nusselt (**Frank Kreith et al (2011)**):

$$\left. \frac{\partial T^*}{\partial y^*} \right|_{y^*=0} = -\frac{h_c L (T_s - T_\infty)}{\lambda_f (T_\infty - T_s)} = \frac{h_c L}{\lambda_f} = Nu \quad (1.11)$$

La détermination du nombre de Nusselt en cas de convection naturelle dans les canaux a fait l'objectif principal de plusieurs travaux de recherche où différentes corrélations ont été développées (annexe A contient des tableaux qui regroupent plusieurs corrélations tirées de la littérature).

1.6.5. Nombre de Nusselt total et radiatif

Le transfert de chaleur total des plaques supérieure et inférieure est égal à la somme des deux flux, convectif et radiatif (**R. Li et al (2013)**):

$$q_{tot} = q_{conv} + q_{rad} \quad (1.12)$$

Le transfert de chaleur total nécessite la contribution des nombres de Nusselt convectif et radiatif ; ainsi, le nombre de Nusselt total peut être exprimé (selon **M. Montiel-González et al (2014)**, **H. Sun et al (2011)**, **R. Li et al(2013)**, et **A. Sahi et al (2014)**) par la relation.

$$Nu_{tot} = Nu_{conv} + Nu_{rad} \quad (1.13)$$

Et:

$$h_{tot} = h_{conv} + h_{rad} \quad (1.14)$$

1.7. Etat de l'art : la convection thermique dans les canaux

1.7.1. Transfert de chaleur par convection

La convection dans les canaux trouve de nombreuses applications aussi bien dans l'industrie informatique pour le refroidissement des composants électroniques, que dans le bâtiment pour le chauffage ou la climatisation. De ce fait, l'étude des paramètres qui influent sur les transferts thermiques dans des canaux formés par deux plaques planes a fait l'objet de plusieurs recherches. Nous exposons quelques travaux disponibles dans la littérature qui traitent le côté thermique et dynamique.

N. Hatami, M. Bahadorinejad (2008), ont conduit un travail expérimental, dans lequel des corrélations du nombre de Nusselt ont été développées pour un canal et une cavité. Le transfert de chaleur par convection naturelle dans un canal convergent incliné, de parois isothermes, a été étudié numériquement par **A.S. Kaiser et al (2009)**, l'effet du nombre de Rayleigh et l'épaisseur du canal ont été analysés. Ils ont affirmé que l'écoulement est affecté considérablement par ces paramètres. Des corrélations de Nusselt moyen en régime turbulent ont été obtenues.

Joseph Khedari et al (2002), ont réalisé un essai expérimental pour étudier la convection libre dans un canal incliné. Des corrélations des nombres de Reynolds et de Nusselt en fonction de Rayleigh ont été développées. Selon ces auteurs, ces corrélations peuvent être utilisées pour déterminer le coefficient de convection et le flux thermique induit.

La convection naturelle en régime turbulent dans un canal vertical chauffé asymétriquement a été étudiée par **A.M. Rodrigues et al (2000)**, ces auteurs ont conclu que la négligence de la turbulence peut conduire à des erreurs importantes dans l'évaluation des performances de tels systèmes.

Une investigation expérimentale de **M. Fossa et al. (2008)** est consacrée à la convection naturelle dans un canal vertical formé de deux plaques planes, une des deux plaques comporte des sources de chaleur, de leurs résultats ils ont constaté que l'épaisseur du canal a un effet significatif sur la distribution des températures. A travers cette procédure expérimentale les auteurs ont déduit des corrélations de Nusselt local, du coefficient de convection local et de la température de surface pour les parois en fonction du nombre de Rayleigh modifié.

B. Zamora, A.S. Kaiser (2009), ont réalisé une étude expérimentale d'un écoulement obtenu par la convection naturelle laminaire et turbulente dans un canal. Ce travail a pour but d'analyser l'effet de la distance entre les parois sur le comportement thermique et dynamique d'un flux convectif entre deux parois chauffées, ils ont trouvé que l'épaisseur optimale obtenue pour le débit massique n'est pas la même pour le nombre de Nusselt, ça leur permet d'affirmer que ce n'est pas faisable d'optimiser les performances thermique et dynamique simultanément.

E.P. Sakonidou et al (2008) ont développé un modèle mathématique qui détermine l'angle d'inclinaison qui maximise le flux de convection naturelle dans un canal (cheminée). Le

modèle peut prédire la température et la vitesse de l'air ainsi que les températures des parois.

T.F. Ayinde (2008) a conduit une série de mesures sur un écoulement en convection libre dans un canal convergeant en utilisant un système (PIV). Les mesures ont été effectuées pour deux inclinaisons (15° , 45°) et deux niveaux de chauffage (correspondants à $Ra = 2.7 \times 10^8$ et $Ra = 4.4 \times 10^8$). Ils ont mentionné que l'écoulement convectif est aligné à la direction des parois grâce aux forces de flottabilité.

Un modèle mathématique numérique bidimensionnel a été formulé par **K.A.R. Ismail, J.R. Henriquez (2005)** et appliqué pour simuler un écoulement forcé d'air dans un canal vertical.

L'écoulement d'air qui est le résultat des forces de flottabilité et le transfert de chaleur dans un canal vertical ont été étudiés numériquement pour différentes longueurs, épaisseur et distributions des flux pariétaux par **Guohui Gan (2010)**. L'impact du domaine de calcul a été aussi étudié. Il a confirmé qu'un canal chauffé symétriquement a une ventilation supérieure et un coefficient de transfert inférieur à ceux d'une cavité chauffée asymétriquement.

Dans le but de maximiser le transfert de chaleur d'une paroi chaude à un fluide refroidissant, **A.K. da Silva et L. Gosselin (2005)** ont conduit une étude numérique de la convection naturelle laminaire dans deux types de canaux en forme de L et C. Ils ont constaté que l'épaisseur optimale diminue avec l'augmentation du nombre de Rayleigh.

1.7.2. Effet des échanges radiatifs sur la convection naturelle

Tous les travaux cités au dessus ont traité la convection naturelle sans prendre en considération les échanges radiatifs malgré leur importance. D'autres chercheurs ont étudié et investi la convection naturelle couplée au rayonnement, parmi lesquels on peut citer **R. Li et al (2013)** qui ont examiné une solution numérique de l'effet du rayonnement des surfaces sur la convection naturelle dans un canal vertical chauffé asymétriquement. Ils ont constaté que l'effet essentiel du rayonnement des surfaces est d'éviter l'écoulement inverse dans la partie supérieure du canal.

Un modèle mathématique numérique unidimensionnel a été formulé par **K.A.R. Ismail, J.R. Henriquez (2006)** pour simuler un écoulement d'air forcé dans un canal vertical, le modèle prend en compte les échanges radiatifs de longueurs d'ondes élevées.

G. Lauriat, G. Desrayaud (2006) ont étudié numériquement l'effet des échanges radiatifs entre surfaces sur la convection naturelle dans un canal partiellement ouvert, différentiellement chauffé et pour un milieu semi transparent, ils ont constaté que la négligence du rayonnement dans la conception des cavités d'air ventilées peut conduire à une prédiction des températures extrêmement incorrecte.

La convection naturelle dans un canal convergent, chauffé uniformément et symétriquement, est étudiée expérimentalement par **Nicola Bianco et al (2010)** dans le but d'analyser l'effet du transfert de chaleur par rayonnement en plus de l'effet de l'angle de convergence, l'espace entre les parois et le flux thermique imposé. Ils ont conclu que l'effet de l'émissivité apparaît pour des angles de convergence importants et à la fin de ce travail des corrélations de Nusselt et de la température maximale comme fonction du nombre de Rayleigh ont été données.

La convection naturelle couplée au rayonnement des surfaces dans une cavité de forme " T " a été étudiée par **A. Sahi et al (2014)**, où le fluide est considéré comme milieu transparent. L'effet de plusieurs paramètres comme les conditions aux limites thermiques, le rayonnement des surfaces et le rapport d'aspect est examiné pour un nombre de Ra qui varie entre 10^3 et 10^6 . Ils ont conclu que l'augmentation de l'émissivité accroît le Nusselt convectif et diminue le Nusselt radiatif.

A. Ibrahim et al (2013), ont étudié l'impact du rayonnement sur la convection naturelle turbulente pour $Ra = 5 * 10^9$. Ils ont réalisé une comparaison entre quatre cas (sans rayonnement, avec rayonnement des parois seul, avec rayonnement du milieu seul, et dans le quatrième cas le rayonnement des parois combiné à celui du milieu) et ils ont montré que le rayonnement des parois a un effet significatif alors que le rayonnement du milieu a un faible effet.

Abhijeet P. Shah et C. Gururaja Rao (2014) ont réalisé une étude paramétrique d'une convection mixte couplée au rayonnement dans un canal vertical chauffé asymétriquement, où le fluide est considéré comme milieu transparent. Ils ont étudié l'effet de plusieurs paramètres tels que le nombre de Richardson, conductivité thermique, l'émissivité des surfaces et le rapport d'aspect sur la température des parois. Cette étude a montré l'importance du rayonnement dans ce type de problèmes et dans la conception des systèmes de refroidissement.

1.7.3. Amélioration du transfert de chaleur

Dans les systèmes solaires à air, l'augmentation du transfert de chaleur est nécessaire vu les propriétés thermiques de l'air. Dans la littérature il existe de nombreux travaux de recherches qui ont proposés des solutions à ce problème parmi lesquels on peut citer le travail de **A. Ahmed -Zaïd et al (2001)** qui ont proposé d'introduire des obstacles dans la veine dynamique de l'air. De leurs résultats, ils ont conclu que l'usage des chicanes dans la veine dynamique d'un capteur solaire plan demeure un moyen efficace pour l'amélioration de ses performances.

N. Moummi et al (2004), ont montré qu'avec l'ajout de ces obstacles la sélectivité de l'absorbeur ne présente pas une amélioration remarquable.

Foued Chabane et al (2012) ont affirmé aussi que l'utilisation des obstacles longitudinaux fins entre l'absorbeur et la plaque inférieure peut augmenter l'échange de chaleur ce qui permet d'améliorer les performances de tels systèmes. D'autres travaux (**K. Aoues et al (2009)**, **F. Chabane et al (2014)**) ont montré l'efficacité de ces obstacles pour différentes formes.

A travers une étude numérique de la convection naturelle dans un canal constitué d'une plaque plane et une plaque sinusoidale (qui représente la veine du fluide d'un capteur solaire à air), **Wenfeng Gao et al (2000)** a montré que l'utilisation d'un absorbeur ondulé peut améliorer les performances d'un capteur solaire à air par la réduction des pertes entre l'absorbeur et la couverture.

1.8. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté une revue de littérature sur les différents systèmes développés pour améliorer le confort thermique des habitats et quelques travaux relatifs à cet axe de recherche. A travers cette étude bibliographique consacrée aux différents systèmes de chauffage et de climatisation qui peuvent améliorer le confort thermique, on a pu constater que leurs performances dépendent essentiellement des paramètres géométriques.

Vu l'intérêt scientifique, on a jugé utile d'entamer une étude dans ce sens, qui aura comme objectif l'étude numérique d'un écoulement d'air dans un canal implanté sous le toit qui a le même comportement qu'un capteur solaire. Les différents paramètres qui influent sur ce système sont aussi étudiés.

Références

- Bruxelles environnement (2007).** *Redéfinir la notion de confort thermique.* Guide pratique pour la construction et la rénovation durables de petits bâtiments- recommandation pratique. Février 2007. Dernière visite est en 10/06/2015.
http://www.google.dz/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=0CBwQFjAA&url=http%3A%2F%2Fapp.bruxellesenvironnement.be%2Fguide_batiment_durable%2Fdocs%2FCSS13_FR.pdf&ei=Mz12VbqECISU7AbDsoCICQ&usg=AFQjCNGyuBnliU6ZgeEHb46twVl0Qr0vLQ&bvm=bv.95039771,d.ZGU
- Agence national de l'habitat (Anah) (2004).** *Confort thermique.* Fiche technique. Dernière consultation est en 10/06/2015.
http://www.google.dz/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=5&ved=0CCkQFjAE&url=http%3A%2F%2Feur.lpi.free.fr%2Fconseils%2520techniques%2Fdocument%2520web%2FConfort_thermique.pdf&ei=vjp2Vc34CfGP7AbA-IGoBg&usg=AFQjCNFlqpRkFtFyvevJNZ9kORZLyvExSw&bvm=bv.95039771,d.ZGU
- Niachou A, Papakonstantinou K, Santamouris M, Tsangrassoulis A, Mihalakakou G. (2001):** *Analysis of the green roof thermal properties and investigation of its performance.* Energy and Buildings, Vol. 33, pp. 719–729.
- Meng Q, Hu W. (2005):** *Roof cooling effect with humid porous medium.* Energy and Buildings, Vol. 37, pp. 1–9.
- T. Soubdhan, T. Feuillard, F. Bade. (2005):** *Experimental evaluation of insulation material in roofing system under tropical climate.* Solar Energy, Vol. 79, pp. 311–320.
- Jorge L. Alvarado, Wilson Terrell, Jr. Michael, D. Johnson. (2009):** *Passive cooling systems for cement-based roofs.* Building and Environment, Vol. 44, pp. 1869–1875.
- K. Imessad. (2003):** *Le chauffage Solaire Passif dans l'Habitat,* Bulletin des Energies Renouvelables. N°4 Decembre 2003.
- Hoy-Yen Chan, Saffa B. Riffat, Jie Zhu. (2010):** *Review of passive solar heating and cooling technologies.* Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 14, pp. 781–789.
- Guohui Gan. (1998):** *A parametric study of Trombe wall for passive cooling of buildings.* Energy and Building, Vol. 17, pp. 37–43.
- J. Hirunlabh; W. Kongduang, P. Namprakai, J. Khedari. (1999):** *Study of natural ventilation of houses by a metallic solar wall under tropical climate.* Renewable Energy, Vol. 18, pp. 109-119.
- L. Zalewski, S. Lassue, B. Duthoit, M. Butez. (2002):** *Study of solar walls — validating a simulation model.* Building and Environment, Vol. 37, pp. 109–121.
- Wei Chen, Wei Liu. (2004):** *Numerical analysis of heat transfer in a composite wall solar collector system with a porous absorber.* Applied Energy, Vol. 78, pp. 137–149.

- Huseyin Onbasioglu, A. Nilufer Egrican. (2002):** *Experimental approach to the thermal response of passive systems.* Energy Conversion and Management, Vol. 43, pp. 2053–2065.
- B. Chen, X. Chen, Y.H. Ding, X. Jia. (2006):** *Shading effects on the winter thermal performance of the Trombe wall air gap: An experimental study in Dalian.* Renewable Energy, Vol. 31, pp. 1961–1971.
- B. Chen, H.J. Chen, S.R. Meng, X. Chen, P. Sun, Y.H. Ding. (2006):** *The effect of Trombe wall on indoor humid climate in Dalian China.* Renewable Energy, Vol. 31, pp. 333–343.
- K. Hami, B. Draoui et O. Hami (2010) :** *Modélisation d'un système de chauffage passif dans la région de Béchar.* Revue des Energies Renouvelables, Vol. 13, No. 2, pp. 355 – 368.
- Arvind Chel, J.K. Nayak, Geetanjali Kaushik. (2008):** *Energy conservation in honey storage building using Trombe wall.* Energy and Buildings, Vol. 40, pp. 1643–1650.
- Victor H. Hernández Gómez, David Morillón Gálvez, José L. Fernández Zayas. (2010):** *Design recommendations for heat discharge systems in walls.* Applied Thermal Engineering, Vol. 30, pp. 1616-1620.
- K. Hami, B. Draoui, O. Hami (2012):** *The thermal performances of a solar wall.* Energy, Vol. 39, pp. 11-16.
- Mohammed Bensafi, Nour Edine Kaid, Khelifa Hami, Moussaoui Abdeldjabar, Mohammed Hasnat, Belkacem Draoui (2014).** *Modeling the energy effect of a passive heating system provided with a Trombe wall.* International Journal of Engineering Science Invention. Vol. 3, Issue. 7, pp. 66-71.
- Guohui Gan. (2006):** *Simulation of buoyancy-induced flow in open cavities for natural ventilation.* Energy and Buildings, Vol. 38, pp. 410–420.
- P. Raman, Sanjay Mande and V. V. N. Kishore. (2001):** *A passive solar system for thermal comfort conditioning of buildings in composite climates.* Solar Energy, Vol. 70, No. 4. pp. 319–329.
- K.S. Ong. (2003):** *A mathematical model of a solar chimney.* Renewable Energy, Vol. 28, pp. 1047–1060.
- K.S. Ong et, C.C. Chow. (2003):** *Performance of a solar chimney.* Solar Energy, Vol. 74, pp. 1–17.
- T. Miyazak, A. Akisawa, T. Kashiwagi. (2006):** *The effects of solar chimneys on thermal load mitigation of office buildings under the Japanese climate.* Renewable Energy, Vol. 31, pp. 987–1010.
- D.J. Harris, N. Helwig. (2007):** *Solar chimney and building ventilation.* Applied Energy, Vol. 84, pp. 135–146.

- Evangellos Bacharoudis, Michalis Gr. Vrachopoulos, Maria K. Koukou, Dionysios Margaritis, Andronikos E. Filios, Stamatis A. Mavrommatis. (2007):** *Study of the natural convection phenomena inside a wall solar chimney with one wall adiabatic and one wall under a heat flux.* Applied Thermal Engineering, Vol. 27, pp. 2266–2275.
- Ramadan Bassiouny, Nader S.A. Koura. (2008):** *An analytical and numerical study of solar chimney use for room natural ventilation.* Energy and Buildings, Vol. 40, pp. 865–873.
- E.P. Sakonidou, T.D. Karapantsios, A.I. Balouktsis, D. Chassapis. (2008):** *Modeling of the optimum tilt of a solar chimney for maximum air flow.* Solar Energy, Vol. 82, pp. 80–94.
- Kwang Ho Lee, Richard K. Strand. (2009):** *Enhancement of natural ventilation in buildings using a thermal chimney.* Energy and Buildings, Vol. 41, pp. 615–621.
- H.F. Nouanégué, E. Bilgen. (2009):** *Heat transfer by convection, conduction and radiation in solar chimney systems for ventilation of dwellings.* International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 30, pp. 150–157.
- Du Wei, Yang Qirong, Zhang Jincui. (2011):** *A study of the ventilation performance of a series of connected solar chimneys integrated with building.* Renewable Energy, Vol. 36, pp. 265–271.
- Joseph Khedari, Weerapong Mansirisub, Sompong Chaima, Naris Pratinthong, Jongjit Hirunlabh. (2000):** *Field measurements of performance of roof solar collector.* Energy and Buildings, Vol. 31, pp. 171–178.
- Jongjit Hirunlabh, Sopin Wachirapuwadon, Naris Pratinthong, Joseph Khedari. (2001):** *New configurations of a roof solar collector maximizing natural ventilation.* Building and Environment, Vol. 36, pp. 383–391.
- J. Waewsak, J. Hirunlabh, J. Khedari, U.C. Shin. (2003):** *Performance evaluation of the BSRC multi-purpose bio-climatic roof.* Building and Environment, Vol. 38, pp. 1297 – 1302.
- X.Q. Zhai, Y.J. Dai, R.Z. Wang. (2005):** *Comparison of heating and natural ventilation in a solar house induced by two roof solar collectors.* Applied Thermal Engineering, Vol. 25, pp. 741–757.
- Pei-Chi Chang, Che-Ming Chiang, Chi-Ming Lai. (2008):** *Development and preliminary evaluation of double roof prototypes incorporating RBS (radiant barrier system).* Energy and Buildings, Vol. 40, pp. 140–147.
- P.H. Biwole, M. Woloszyn, C. Pompeo. (2008):** *Heat transfers in a double-skin roof ventilated by natural convection in summer time.* Energy and Buildings, Vol. 40, pp. 1487–1497.
- L. Susanti, H. Homma, H. Matsumoto, Y. Suzuki, M. Shimizu. (2008):** *A laboratory experiment on natural ventilation through a roof cavity for reduction of solar heat gain.* Energy and Buildings, Vol. 40, pp. 2196–2206.

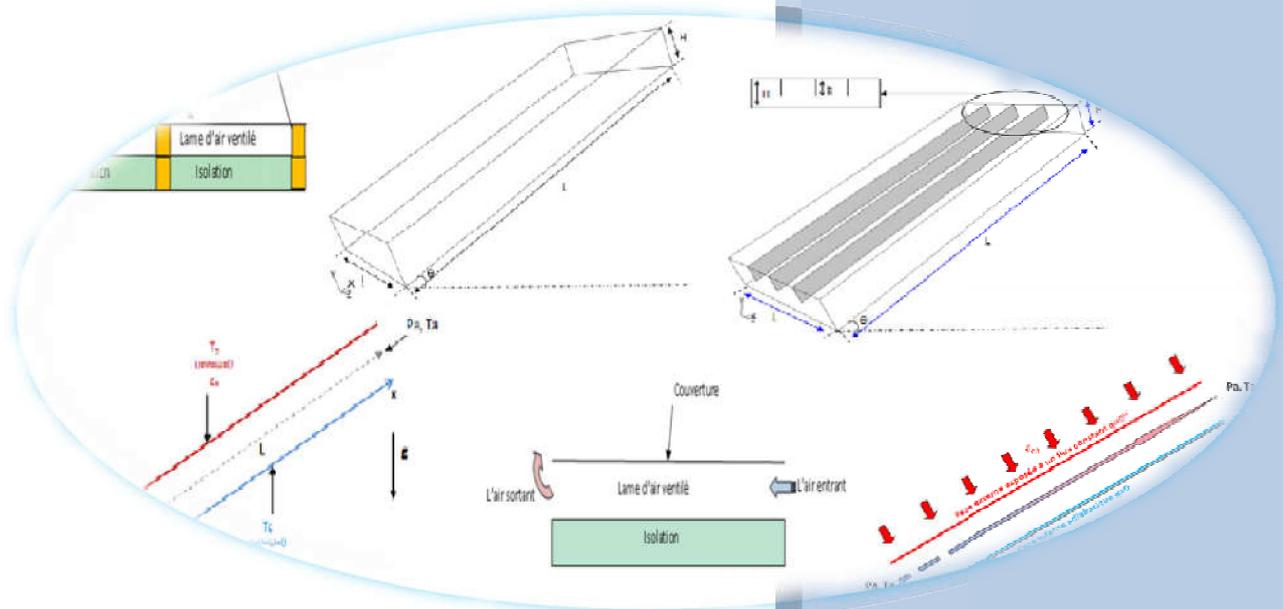
- Chi-ming Lai, J.Y. Huang, J.S. Chiou. (2008):** *Optimal spacing for double-skin roofs.* Building and Environment, Vol. 43, pp. 1749–1754.
- N. Chami, A. Zoughaib. (2010):** *Modeling natural convection in a pitched thermosiphon system in building roofs and experimental validation using particle image velocimetry.* Energy and Buildings, Vol. 42, pp. 1267–1274.
- Wardah Fatimah Mohammad Yusoffa, Elias Salleh, Nor Mariah Adam, Abdul Razak Sopian, Mohamad Yusof Sulaiman. (2010):** *Enhancement of stack ventilation in hot and humid climate using a combination of roof solar collector and vertical stack.* Building and Environment, Vol. 45, pp 2296-2308.
- Nada Chami.** *Evaluation de l'impact des isolants minces réfléchissants dans le bâtiment.* Engineering Sciences. Thèse. Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2009. France. '
- MM. de Royer et Roux. (2012).** *Le guide de la toiture*, dernière visite est en 09.06.2015 <http://toiture.comprendrechoisir.com/comprendre/toiture-pente-materiaux>
- Frank Kreith, Raj M. Manglik, Mark S. Bohn,** *Principles of heat transfer.* Cengage Learning, Seventh Edition 2011.
- Didier SAURY, Nicolas Rouger, Francis Djanna, François Penot.** *Le thermosiphon vertical à grands nombres de Rayleigh, principes et caractérisation expérimentale.*
- J. F. Sacadura,** *Initiation aux transferts thermiques.* édition Technique et Documentation, 6^e tirage 2000.
- Louis Theodore.** *Heat Transfer Applications for the Practicing Engineer.* John Wiley & Sons, 2011, USA.
- Christophe Daverat.** *Etude expérimentale de la convection naturelle en canal vertical à flux de chaleur imposé : application au rafraichissement passif de composants actifs de l'enveloppe des bâtiments.* Thèse. INSA de Lyon, 2012. France.
- N. Hatami, M. Bahadorinejad. (2008):** *Experimental determination of natural convection heat transfer coefficient in a vertical flat-plate solar air heater.* Solar Energy, Vol. 82, pp. 903–910.
- A.S. Kaiser, B. Zamora, A. Viedma. (2009):** *Numerical correlation for natural convective flows in isothermal heated, inclined and convergent channels, for high Rayleigh numbers.* Computers & Fluids, Vol. 38, pp. 1–15.
- Joseph Khedari. Patsada Yimsamerjit, Jongjit Hirunlabh. (2002):** *Experimental investigation of free convection in roof solar collector.* Building and Environment, Vol. 37, pp. 455-459.

- M. Fossaa, C.Ménézo, E. Leonardi. (2008):** *Experimental natural convection on vertical surfaces for building integrated photovoltaic (BIPV) applications.* Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 32, pp. 980–990.
- H. Sun, E. Chenier, G. Lauriat. (2011):** *Effect of surface radiation on the breakdown of steady natural convection flows in a square, air-filled cavity containing a centered inner body.* Applied Thermal Engineering. Vol. 31, pp. 1252-1262.
- B. Zamora, A.S. Kaiser. (2009):** *Optimum wall-to-wall spacing in solar chimney shaped channels in natural convection by numerical investigation.* Applied Thermal Engineering, Vol. 29, pp. 762–769.
- M. Montiel-González, J.F. Hinojosa, H.I. Villafán-Vidales, A. Bautista-Orozco, C.A. Estrada. (2014):** *Theoretical and experimental study of natural convection with surface thermal radiation in a side open cavity.* Applied Thermal Engineering, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.05.047.
- T.F. Ayinde. (2008):** *Experimental investigation of turbulent natural convection flow in a converging channel.* Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 32, pp. 1204–1212.
- K.A.R. Ismail, J.R. Henriquez. (2005):** *Two-dimensional model for the double glass naturally ventilated window.* International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol 48; pp. 461–475.
- Guohui Gan. (2010):** *Impact of computational domain on the prediction of buoyancy-driven ventilation cooling.* Building and Environment, Vol. 45, pp. 1173–1183.
- A.M. Rodrigues, A. Canha da Piedade, A. Lahellec, J.Y. Grandpeix. (2000):** *Modelling natural convection in a heated vertical channel for room ventilation.* Building and Environment. Vol. 35, pp. 455-469.
- A.K. da Silva, L. Gosselin. (2005):** *Optimal geometry of L and C-shaped channels for maximum heat transfer rate in natural convection.* International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 48, pp. 609–620.
- R. Li, M. Bousetta, E. Chénier, G. Lauriat. (2013):** *Effect of surface radiation on natural convective flows and onset of flow reversal in asymmetrically heated vertical channels.* International Journal of Thermal Sciences, Vol. 65, pp. 9-27.
- K.A.R. Ismail, J.R. Henriquez. (2006):** *Simplified model for a ventilated glass window under forced air flow conditions.* Applied Thermal Engineering, Vol. 26, pp. 295–302.
- G. Lauriat, G. Desrayaud. (2006):** *Effect of surface radiation on conjugate natural convection in partially open enclosures.* International Journal of Thermal Sciences, Vol. 45, pp. 335–346.
- Nicola Bianco, Luigi Langellotto, Oronzio Manca, Sergio Nardini. (2010):** *Radiative effects on natural convection in vertical convergent channels.* International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 53, pp. 3513–3524.

- Adel Sahi, Djamel Sadaoui, Bachir Meziani and Kacem Mansouri. (2014):** *Effects of thermal boundary conditions, surface radiation and aspect ratio on thermal performance in “T” shallow cavity.* Mechanics & Industry, Vol. 15, pp. 557–568.
- Adel Ibrahim, Didier Saury, Denis Lemonnier. (2013):** *Coupling of turbulent natural convection with radiation in an air-filled differentially-heated cavity at $Ra = 1.5 \cdot 10^9$.* Computers & Fluids, Vol. 88, pp. 115–125.
- Abhijeet P. Shah and C. Gururaja Rao. (2014):** *Simulation Studies on Conjugate Mixed Convection with Radiation from a Vertical Channel with Multiple Non Identical Discrete Heat Sources.* International journal of advanced mechanical engineering, Vol. 4, No. 5, pp. 519-526.
- A. Ahmed-Zaïd, A. Moulla, M. S. Hantala et J.Y. Desmons (2001):** *Amélioration des Performances des Capteurs Solaires Plans à Air: Application au Séchage de l'Oignon Jaune et du Hareng.* Rev. Energ. Ren, Vol. 4, pp. 69- 78.
- Foued Chabane, Nourddine Moummi, Said Benramache (2012):** *Effect of the Tilt Angle of Natural Convection in A Solar Collector with Internal Longitudinal Fins.* International Journal of Science and Engineering Investigations. Vol. 1, Issue. 7, pp. 13-17.
- Foued Chabane, Noureddine Moummi, Said Benramache (2014):** *Experimental study of heat transfer and thermal performance with longitudinal fins of solar air heater.* Journal of Advanced Research. Vol. 5, pp. 183-192.
- K. Aoues, N. Moummi, M. Zellouf (2009):** *Amélioration des performances thermiques d'un capteur solaire plan à air: Etude expérimentale dans la région de Biskra.* Revue des Energies Renouvelables. Vol. 12, No. 2, pp. 237 – 248.
- Wenfeng Gao, Wenxian Lin, Enrong Lu. (2000):** *Numerical study on natural convection inside the channel between the flat-plate cover and sine-wave absorber of a cross-corrugated solar air heater.* Energy Conversion & Management, Vol. 41, pp. 145-151.
- N. Moummi, S. Youcef-Ali, A. Moummi, J.Y. Desmons (2004):** *Energy analysis of a solar air collector with rows of fins.* Renewable Energy. Vol. 29, pp. 2053–2064.

CHAPITRE 2

MODÈLE PHYSIQUE



Sommaire

| | |
|---|----|
| 2.1. Introduction | 36 |
| 2.2. Équations générales gouvernant la convection naturelle | 36 |
| 2.2.1. Équation de continuité | 36 |
| 2.2.2. Équations de quantité de mouvement | 36 |
| 2.2.3. Équation d'énergie | 37 |
| 2.3. Transfert de chaleur radiatif | 38 |
| 2.3.1. Classification des corps soumis à un rayonnement | 38 |
| 2.3.2. Équation générale du transfert radiatif | 39 |
| 2.4. Conception et principe du modèle étudié | 40 |
| 2.5. Description des configurations étudiées | 41 |
| 2.6. Propriétés de l'air | 42 |
| 2.7. Hypothèses de simplification | 43 |
| 2.8. Équations régissant le phénomène en régime turbulent | 43 |
| 2.9. Conditions aux limites | 45 |
| 2.10. Conclusion | 46 |
| Références | 47 |

2.1. Introduction

A cause des surchauffes à travers les toits, qui peuvent affecter le confort thermique, un emplacement d'un canal d'air ventilé est recommandé sous toiture. Nous sommes intéressés à l'exploitation de cette composante pour arriver à un toit qui agit comme un capteur solaire qui chauffe les habitats pendant l'hiver et les refroidit durant l'été. Comme le canal est le siège de tous les modes de transferts de chaleur au cours de l'écoulement d'air, on présente dans ce chapitre le phénomène physique à étudier, il s'agit des équations générales gouvernantes et des conditions aux limites associées.

2.2. Équations générales gouvernant la convection naturelle

Dans un problème de convection naturelle, le mouvement du fluide reste gouverné par la conservation de la masse, l'équation de la quantité de mouvement et l'équation d'énergie. Pour obtenir les différentes équations, on suppose que le milieu est isotrope et continu (J. F. Sacadura (2000)).

2.2. 1. Équation de continuité

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

$$\frac{d\rho}{dt} + \rho \operatorname{div} \vec{V} = \rho q_v \quad (2.1)$$

ρ : Masse volumique du fluide.

V : Vecteur vitesse.

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

2.2. 2. Équations de quantité de mouvement

En utilisant la deuxième loi de la dynamique, on obtient après quelques simplifications l'équation de quantité de mouvement qui s'écrit comme suit (Sébastien Candel (2001)):

$$\frac{dV}{dt} = f_i - \frac{1}{\rho} \nabla P + \vartheta \Delta V \quad (2.2)$$

f_i : Force par unité de volume qui s'écrit dans le cas de la convection libre sous la forme (J. F. Sacadura (2000)):

$$f_i = \frac{\rho_0 - \rho}{\rho_0} g_i \quad (2.3)$$

Où:

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

Donc, on arrive à l'équation suivante :

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\rho_0 - \rho}{\rho_0} g_i - \frac{1}{\rho} \nabla P + \vartheta \Delta V \quad (2.4)$$

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:

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\rho_0 - \rho}{\rho_0} g - \frac{1}{\rho} \nabla P + \vartheta \Delta V \quad (2.5)$$

2.2.3. Équation 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)):

$$\rho C_p \frac{dT}{dt} = \nabla(\lambda \nabla T) + T \beta \frac{dP}{dt} + q + \bar{\varphi} \quad (2.6)$$

Où:

λ : est la conductivité thermique.

β : est le coefficient de dilatation à pression constante.

$$\beta \approx -\frac{1}{\rho} \frac{\Delta \rho}{\Delta T} = -\frac{1}{\rho} \frac{\rho_0 - \rho}{T_0 - T} \quad (2.7)$$

C_p : est la chaleur spécifique.

q : est la production interne de chaleur.

$\bar{\varphi}$: est la fonction de dissipation qui est égale à :

$$\bar{\varphi} = -\frac{2}{3}\mu(\operatorname{div}V)^2 + 2\mu\varepsilon_{ij}\frac{\partial V}{\partial x_j} \quad (2.8)$$

Le système d'équations générales décrivant la convection naturelle sans transfert de masse se résume en :

$$\frac{d\rho}{dt} + \rho \operatorname{div} \vec{V} = \rho q_v$$

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\rho_0 - \rho}{\rho_0} g - \frac{1}{\rho} \nabla P + \vartheta \Delta V \quad (2.9)$$

$$\rho C_p \frac{dT}{dt} = \nabla(\lambda \nabla T) + T\beta \frac{dP}{dt} + q + \bar{\varphi}$$

2.3. Transfert de chaleur radiatif

Le rayonnement thermique est un phénomène qui se caractérise par un échange d'énergie électromagnétique sans que le milieu intermédiaire ne participe nécessairement à cet échange (**Jean-Luc Battaglia et al (2010)**). Par exemple, le rayonnement solaire est capable d'échauffer la terre bien que le milieu traversé (l'air) soit à une température plus basse que la terre.

A la température du zéro absolu, les électrons ne peuvent se déplacer : ils sont prisonniers des atomes. Par contre, tous les corps matériels, dont la température est supérieure à 0 K, sont capables d'émettre de l'énergie sous forme de rayonnement et d'en échanger entre eux (**Olivier Perrot (2010)**).

2.3.1. Classification des corps soumis à un rayonnement

Selon la nature du corps, et selon la longueur d'onde du rayonnement incident l'un des trois phénomènes : réflexion, transmission et absorption, peut être prépondérant d'où la Classification suivante des corps soumis au rayonnement (**Olivier Perrot (2010)**).

-Corps transparents

Lorsqu'un rayonnement ne subit aucune atténuation lors de la traversée d'un milieu, on dit que le milieu est transparent pour ce rayonnement. C'est le cas du vide pour toutes les radiations et le cas de certains gaz (N_2 , O_2 notamment) dans le visible et l'infrarouge.

-Corps opaques

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

-Corps semi-transparentes

Par contre certains corps sont partiellement transparents car l'onde électromagnétique peut se propager dans le milieu considéré. La propagation s'accompagne d'une absorption électromagnétique qui accroît l'énergie du milieu traversé.

2.3.2. Équation générale du transfert radiatif

Soit $I(\vec{r}, \vec{s})$ l'intensité directionnelle pour une direction de propagation \vec{s} à la position r qui représente l'énergie radiative émise par unité d'angle solide et par unité de surface apparente.

Dans un milieu participant, les mécanismes radiatifs sont gouvernés par l'équation de transfert radiatif (E.T.R). Elle traduit le fait que les variations locales de l'intensité $I(\vec{r}, \vec{s})$ résultent d'un bilan entre l'atténuation par absorption et diffusion, et du renforcement par émission propre et diffusion dans la direction considérée en provenance de toutes les directions (**Amina El Kasmi (1999)**).

L'ETR s'écrit (**Fluent Inc (2005)**):

$$\frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + (\alpha + \sigma_s)I(\vec{r}, \vec{s}) = \alpha n^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \phi(\vec{s} \cdot \vec{s}') d\Omega' \quad (2.10)$$

Avec :

\vec{r} : Vecteur position

\vec{s} : Vecteur de direction

\vec{s}' : Vecteur direction de dispersion

α : Coefficient d'absorption

n : Indice de réfraction

σ_s : Coefficient de dispersion

σ : Constante de Stefan-Boltzmann ($5.669 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$)

I : Intensité radiative, qui dépend de la position (\vec{r}) et la direction (\vec{s})

T : Température locale

\emptyset : Fonction de phase

Ω' : Angle solide

2.4. Conception et principe du modèle étudié

Notre idée générale se base sur la transformation de l'un des éléments architecturaux, qui est le toit, en un élément vivant en intégrant une lame d'air ventilée. Cet élément peut participer à l'amélioration du confort thermique dans les locaux (climatisation en été et chauffage en période froide) (Voir figure 2.1).

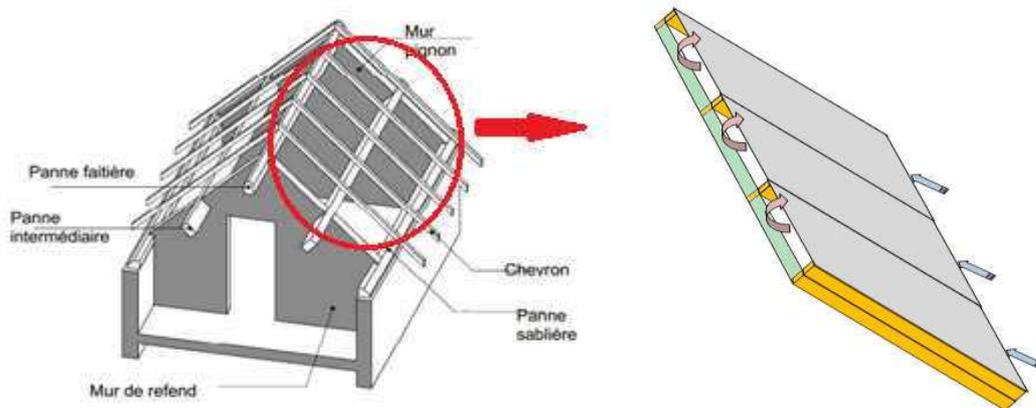


Figure 2.1 : Schéma représentatif en 3D du modèle de rampant de toiture intégrant une lame d'air ventilée.

La figure 2.2 représente des coupes transversale (a) et longitudinale (b) dans une toiture constituée d'une isolation et une lame d'air ventilée.

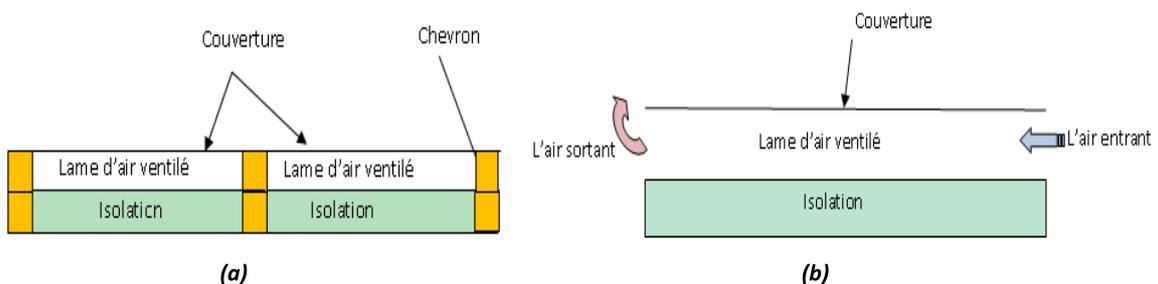


Figure 2.2 : Coupes transversale (a) et longitudinale (b) dans une toiture constituée d'une isolation et une lame d'air ventilée.

2.5. Description des configurations étudiées

Le modèle physique étudié est un canal incliné d'un angle θ , formé de deux plaques, parallèles distantes de H , de longueur $L=1.36\text{m}$ et de largeur $l=0.68\text{m}$. Le canal est traversé par un écoulement ascendant d'air entrant à température ambiante en régime permanent (figure 2.3).

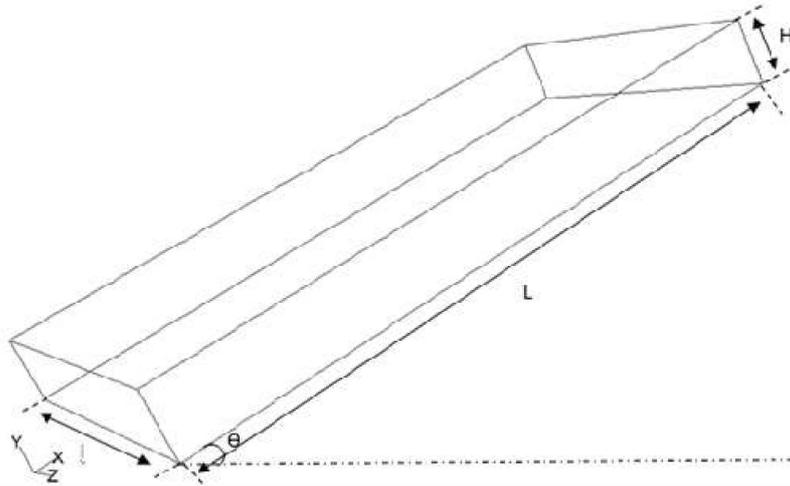


Figure 2.3 : Schéma descriptif du canal à plaques planes (CPP).

Afin d'augmenter les transferts de chaleur entre les plaques et l'air sans toucher les dimensions du canal, on a proposé une nouvelle configuration qui consiste à changer la plaque plane supérieure par une autre ondulée. Les différents paramètres de cette géométrie sont montrés dans la figure 2.4.

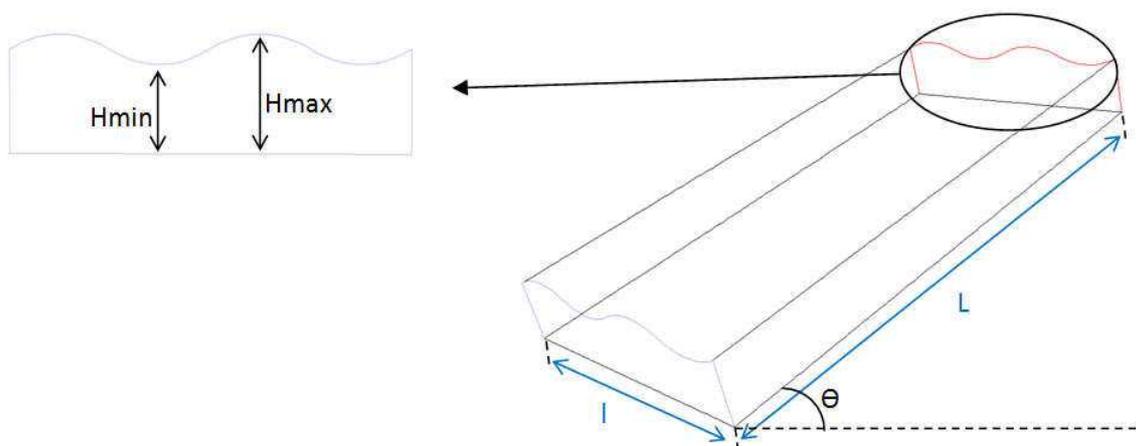


Figure 2.4 : Schéma descriptif du canal à plaque supérieure sinusoïdale (CPS).

Dans la troisième géométrie, des lames sont jointes à la plaque supérieure, ces lames ont une hauteur $b=0.25H$, les autres dimensions restent les mêmes (Voir la figure 2.5).

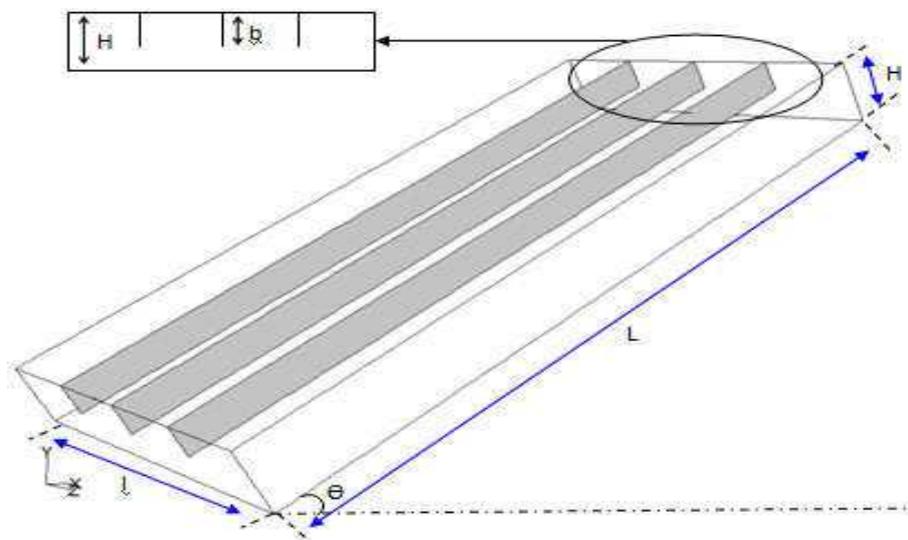


Figure 2.5: Schéma descriptif du canal équipé des lames jointes à la plaque supérieure (CPPML).

2.6. Propriétés de l'air

- Pour calculer la masse volumique dans le cas où l'air est considéré sec, on utilise l'expression suivante (**Roger Cadiergues (2014)**) :

$$\rho = 0,003483 * \frac{Pa}{(T + 273,15)} \quad (2.11)$$

Où :

Pa (Pa)= pression atmosphérique.

T (°C) = température de l'air.

ρ [kg/m^3] =masse volumique de l'air.

- La capacité thermique de l'air peut être prise égale à : $Cp = 1006.43 \text{ [J/kg K]}$.
- La conductivité thermique de l'air varie également assez peu avec la température, de 0.021 à 0.027 [$\text{W}/\text{m K}$] environ entre -20 et +40 [°C] (**Roger Cadiergues (2014)**). Mais durant ce travail elle est considérée constante et elle prend la valeur : $\lambda = 0.0242 \text{ [W/m.K]}$.

- La viscosité cinématique de l'air varie également assez peu avec la température de $1.2 \cdot 10^{-5}$ à $1.7 \cdot 10^{-5}$ [m^2/s] entre -20 et +40 [°C], dans notre travail elle est fixée à la valeur $\nu = 1.5372 \cdot 10^{-5}$ [m^2/s].

2.7. Hypothèses de simplification

Suite à la complexité des phénomènes mis en jeu, nous avons pris en considération les hypothèses simplificatrices suivantes pour rendre le système d'équations plus simple. Ces hypothèses sont:

- L'écoulement est tridimensionnel.
- L'écoulement est considéré comme permanent.
- Le fluide est Newtonien et incompressible.
- Du fait que la viscosité de l'air est faible, la dissipation visqueuse est négligée.
- Le travail des forces de pression est négligeable à cause des faibles vitesses.
- L'approximation de Boussinesq est appliquée dans le domaine entier.
- Inexistence des puits et des sources de chaleur et de masse.
- Les propriétés physiques du fluide sont supposées constantes.
- La pesanteur a un effet vertical.

2.8. Équations régissant le phénomène en régime turbulent

Selon **B. Zamora et A.S. Kaiser (2009)** et comme conséquence des grandes échelles des systèmes solaires intégrés aux toits, le nombre de Rayleigh est habituellement $Ra \geq 10^6$, l'écoulement convectif étudié est transitoire ou complètement turbulent. Donc les équations précédentes doivent être écrites en utilisant la décomposition de Reynolds. En tenant compte des hypothèses simplificatrices, les équations précédentes prennent la forme suivante :

- **Équation de continuité :**

L'équation de continuité prend la forme :

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial \bar{x}_i} = 0, \quad i = 1, 2, 3 \quad (2.12)$$

- Équation de quantité de mouvement (définir les nouveaux symboles)

L'équation de quantité de mouvement peut être écrite comme suivant :

$$\bar{U}_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + v_t) \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} \right] + g_i \beta_T (\bar{T} - T_0) \quad (2.13)$$

Où :

$$v_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.14)$$

- Équation d'énergie :

L'équation de l'énergie peut être écrite sous la forme :

$$\bar{U}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\alpha + \alpha_t) \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right] \quad (2.15)$$

Du fait que l'utilisation du modèle $K - \varepsilon$ donne des vitesses et des températures réalistes comme exigé par la théorie (**Evangellos Bacharoudis et al (2007)**), il est choisi comme modèle de fermeture où K et ε peuvent être calculés par les équations suivantes :

$$\bar{U}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(v + \frac{v_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + v_t \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} \left[\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right] + \frac{\beta}{\rho} g_i \frac{v_t}{Pr_t} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \varepsilon \quad (2.16)$$

$$\bar{U}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(v + \frac{v_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{C_{1\varepsilon}}{\rho} \frac{\varepsilon}{k} v_t \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} \left[\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right] + \frac{C_{1\varepsilon} C_{3\varepsilon}}{\rho} \frac{\varepsilon}{k} \left[\frac{\beta}{\rho} g_i \frac{v_t}{Pr_t} \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right] - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{K} \quad (2.17)$$

Les constantes du modèle ont les valeurs suivantes (**Fluent Inc (2005)**) :

$$C_\mu = 0.09, \sigma_K = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3, C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, C_{3\varepsilon} = 1.$$

Les équations précédentes gouvernent la convection naturelle sans échange radiatif, mais, une fois le rayonnement est pris en compte l'équation de transfert radiatif doit être introduite sous les hypothèses suivantes :

- L'air traversant le canal est considéré transparent (ne participe pas dans les échanges radiatifs).
- La paroi supérieure et la paroi inférieure sont opaques.
- Les parois latérales ne participent pas au rayonnement.

2.9. Conditions aux limites

Les conditions aux limites sont schématisées dans la figure 2.6. Les plaques sont maintenues à des températures constantes et uniformes (la plaque supérieure est chaude, et celle inférieure est froide). L'air entre et sort avec une pression et une température ambiantes (T_a et P_a). La vitesse respecte la condition de non glissement sur toutes les parois.

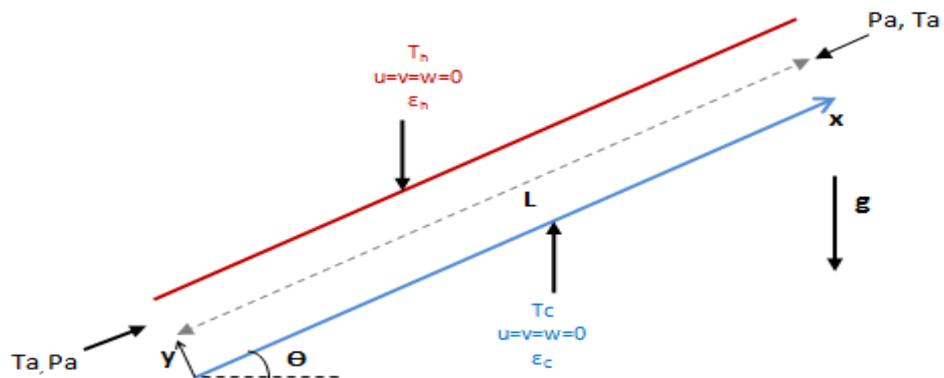


Figure 2.6 : Schéma descriptif des conditions aux limites pour le cas des températures imposées aux parois.

La condition de température imposée aux parois sera appliquée dans la première et la deuxième partie de ce travail concernant la convection naturelle (sans et avec échanges radiatifs), mais dans la troisième partie la plaque supérieure est soumise à un flux constant alors que la plaque inférieure est supposée adiabatique comme montre la figure ci-dessous.

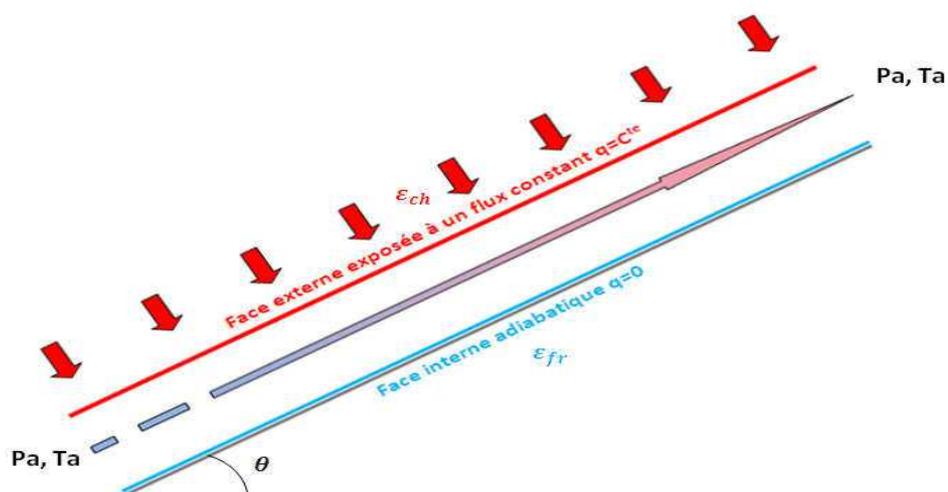


Figure 2.7 : Schéma descriptif des conditions aux limites pour le cas du flux imposé aux parois.

Les températures imposées aux limites du domaine sont les mêmes que celles du travail de **J. Khedari et al (2002)** et elles sont regroupées dans le tableau 2.1. Ainsi, sur les parois latérales on impose un flux nul.

Tableau 2.1. Conditions aux limites du domaine d'étude

| Cas | Pa (Pa) | Ta (K) | T _{ch} (K) | T _f (K) |
|-------|---------|--------|---------------------|--------------------|
| Cas 1 | 101325 | 303.37 | 313.83 | 305.12 |
| Cas 2 | 101325 | 303.50 | 316.60 | 306.38 |
| Cas 3 | 101325 | 303.47 | 325.55 | 307.45 |
| Cas 4 | 101325 | 303.57 | 331.28 | 308.54 |
| Cas 5 | 101325 | 303.63 | 337.03 | 309.72 |
| Cas 6 | 101325 | 303.80 | 342.55 | 310.81 |
| Cas 7 | 101325 | 303.57 | 348.75 | 311.33 |

A travers ces conditions aux limites, on peut tester le régime d'écoulement en calculant le nombre de Rayleigh Ra_L ,

$$Gr = \frac{g\beta_T(T_P - T_0)L^3}{\vartheta^2} \quad (2.18)$$

$$Re = \frac{Ve.H}{\vartheta} \quad (2.19)$$

$$Ra_L = \frac{g\beta_T(T_P - T_0)L^3}{\vartheta.\alpha} \quad (2.20)$$

Du fait que $Ra_L > 10^9$ on peut juger que le régime d'écoulement est totalement turbulent.

2.10. Conclusion

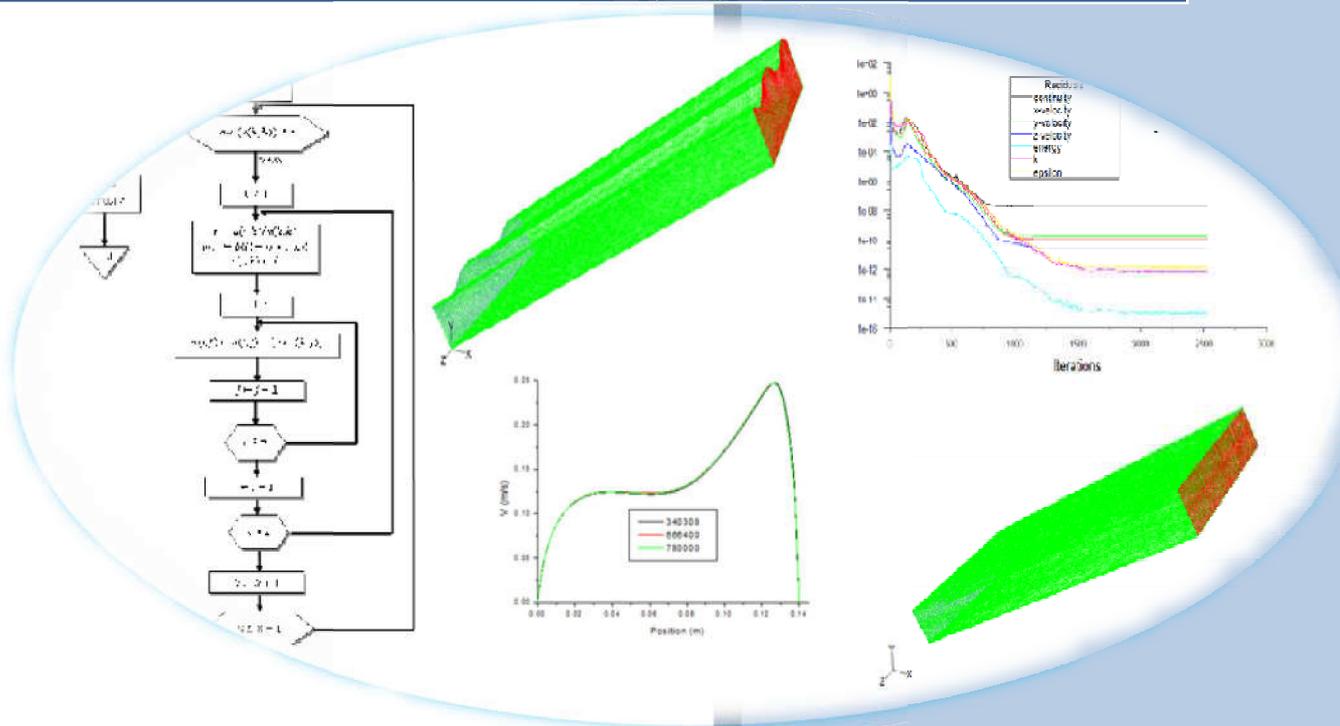
Dans le présent chapitre nous nous sommes attachés à définir les configurations à étudier (géométries, les conditions aux limites). Ainsi, les formes générales et les formes simplifiées des équations qui gouvernent le mouvement de l'air dans ces systèmes sont présentées.

Références

- J. F. Sacadura.** *Initiation aux transferts thermiques*. 6^e tirage 2000, édition technique et documentation.
- Sébastien Candel.** "Mécanique des fluides". 2^{ème} édition 2001, édition Dunod.
- Jean-Luc Battaglia, Andrzej Kusiak, Jean-Rodolphe Puiggali. (2010):** introduction aux transferts thermiques "Cours et exercices corrigés". © Dunod, Paris, 2010.
- Olivier Perrot,** "*Cours de rayonnement ; 3ème Semestre*", I.U.T. de Saint-Omer Dunkerque Département génie thermique et énergie ; 2010-2011.
- Amina EL Kasmi.** *Application de la méthode des ordonnées discrètes au transfert radiatif dans des géométries bidimensionnelles complexes ; Couplage rayonnement-convection*. Mémoire présentée à l'université du Québec à Chicoutimi comme exigence partielle de la maîtrise en ingénierie, Avril 1999.
- Fluent Inc,** Fluent 6.3 User's Guide, (2005).
- Roger Cadiergues (2014).** MémoCad nF01.a. Les propriétés de l'air. 26 octobre 2014. http://www.google.fr/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=6&ved=0CEEQFjAF&url=http%3A%2F%2Fmedia.xpair.com%2Ffauxidev%2FnF01a_PropAir.pdf&ei=QUpMVPrANNjgarGggNAN&usg=AFQjCNGNa6KtE_zJGr5Lm84MHAjA2iCA&bvm=bv.77880786,d.d2s.
- B. Zamora, A.S. Kaiser.** (2009): *Optimum wall-to-wall spacing in solar chimney shaped channels in natural convection by numerical investigation*. Applied thermal engineering, Vol. 29, pp. 762–769.
- Evangellos Bacharoudis, Michalis Gr. Vrachopoulos, Maria K. Koukou, Dionysios Margaris, Andronikos E. Filios, Stamatis A. Mavrommatis. (2007):** *Study of the natural convection phenomena inside a wall solar chimney with one wall adiabatic and one wall under a heat flux*. Applied thermal engineering, Vol. 27, pp. 2266–2275.
- Joseph Khedari, Patsada Yimsamerjit, Jongjit Hirunlabh. (2002):** *Experimental investigation of free convection in roof solar collector*. Building and environment, Vol. 37, pp. 455-459.

CHAPITRE 3

MODÈLE NUMERIQUE



Sommaire

| | |
|---|----|
| 3.1. Introduction | 48 |
| 3.2. Présentation du modèle numérique | 48 |
| 3.2.1. Équation de transport | 48 |
| 3.2.2. Choix du schéma d'interpolation de la pression | 50 |
| 3.2.3. Schémas de discrétisation choisis | 50 |
| 3.2.4. Choix de la méthode de couplage Pression-Vitesse | 50 |
| 3.3. Choix du modèle radiatif | 51 |
| 3.3.1. Modèle des ordonnées discrètes (DO) | 51 |
| 3.4. Méthode des moindres carrées | 52 |
| 3.4.1. Méthode des moindres carrées pour deux variables | 52 |
| i) Ajustement d'un modèle de type linéaire | 52 |
| ii) Ajustement d'un modèle de type $y = ax^b$ | 53 |
| iii) Évaluation de la qualité de la régression | 53 |
| 3.4.2. Méthode des moindres carrées pour plusieurs variables | 54 |
| 3.4.3. Organigrammes | 56 |
| i) Organigramme de l'ajustement d'un modèle de type $y = ax^b$ pour deux variables | 56 |
| ii) Organigramme de l'ajustement d'un modèle de type $z = ax^by^c$ pour trois variables | 57 |
| 3.5. Choix du maillage | 60 |
| 3.6. Convergence des résultats numériques | 61 |
| 3.7. L'indépendance du maillage | 62 |
| 3.8. Conclusion | 63 |

3.1. Introduction

Dans ce chapitre, on présente le modèle numérique sur lequel se base le code de calcul Fluent qui fait appel à la méthode des volumes finis, ainsi que la méthode des moindres carrées utilisée pour deux ou plusieurs variables afin d'obtenir les corrélations des différents paramètres tels que le nombre de Nusselt et le débit massique. Les organigrammes des programmes de la méthode des moindres carrées écrits en Fortran sont aussi présentés.

3.2. Présentation du modèle numérique

L'investigation numérique sur le transfert de chaleur et l'écoulement d'air qui sont dus aux forces de flottabilité (convection naturelle) à travers les canaux a été effectuée en utilisant le logiciel commercial de dynamique des fluides (CFD) "FLUENT" qui est basé sur la méthode des volumes finis.

3.2.1. Équation de transport

Il est important de regrouper toutes les lois fondamentales sous une forme générale dite équation de transport qui s'écrit comme suit (**Suhas. V. Patankar (1980)**):

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi)}_I + \sum_{j=1} \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \phi)}_{II} = \sum_{j=1} \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right)}_{III} + \underbrace{S_\phi}_{IV} \quad (3.1)$$

Où:

I : Terme transitoire.

II : Terme convectif.

III : Terme diffusif.

IV : Terme source.

ϕ : Variable étudiée.

Γ_ϕ : Coefficient de diffusion.

S_ϕ : Terme source.

Si on fait la sommation des flux convectif et diffusif sous le terme :

$$J_j = \rho u_j \phi - \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \tag{3.2}$$

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

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \phi) + \sum \frac{\partial}{\partial x_j} J_j = S_\phi \tag{3.3}$$

Le tableau 3.1 donne chaque terme de l'équation de transport pour les différentes grandeurs calculées dans le cas du régime turbulent.

Tableau 3.1 : Les termes de l'équation de transport pour les différentes grandeurs calculées.

| Grandeur transportée | ϕ | Γ_ϕ | S_ϕ |
|--------------------------------------|-------------|---------------------------------------|---|
| Conservation de masse | 1 | 0 | 0 |
| Quantité de mouvement | \bar{U}_i | $\nu + \nu_t$ | $-\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + g_i \beta_T (\bar{T} - T_0)$ |
| Energie | \bar{T} | $\alpha + \alpha_t$ | 0 |
| Energie cinétique turbulente | k | $\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k}$ | $\nu_t \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} \left[\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right] - \epsilon$ |
| Taux de dissipation de la turbulence | ϵ | $\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\epsilon}$ | $\frac{C_{1\epsilon}}{\rho} \frac{\epsilon}{k} \nu_t \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} \left[\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right] - C_{2\epsilon} \frac{\epsilon^2}{K}$ |

La discrétisation de cette équation est faite en utilisant la méthode des volumes finis. Cette méthode qui est la base de la majorité des codes de mécanique des fluides (Fluent, Star-CD, CFX, ...) a été utilisée depuis de nombreuses années (à partir de l'année 1970).

Cette méthode est très robuste et permet de traiter des équations comportant des termes sources complexes et non-linéaires. De plus, elle a l'avantage de satisfaire la conservation de la masse sur chaque volume de contrôle. Elle consiste à discrétiser le domaine d'étude en un nombre infini de volumes de contrôle (cellules) sur lesquelles les équations de conservation sont intégrées. En plus, la méthode des volumes finis consiste à :

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

Cette méthode a comme avantages qu'elle s'adapte à n'importe quelle géométrie, elle contient plusieurs schémas de discrétisation (Voir Annexe B).

3.2.2. Choix du schéma d'interpolation de la pression

Pour la plupart des cas, le schéma "Standard" est acceptable, mais pour des écoulements spécifiques, on peut choisir le schéma "Body-Force-Weighted", le schéma "PRESTO!" (PREssure STaggering Option), le schéma au second ordre ou le schéma linéaire "Linear". Pour notre cas, on a choisi le schéma force de volume pondéré "Body-Force-Weighted" puisque il est recommandé pour les écoulements à forces de volume importantes (ex. convection naturelle à haut nombre de Rayleigh) (**Khaled CHAIB (2006)**).

3.2.3. Schémas de discrétisation choisis

Sous FLUENT, il est possible de choisir différents schémas de discrétisation pour les termes convectifs des équations gouvernantes, alors que les termes visqueux sont automatiquement discrétisés au second ordre pour plus de précision (**Khaled CHAIB (2006)**). Le schéma "Upwind Scheme" est le plus recommandé en cas des écoulements fortement convectifs (**Fluent Inc (2005)**).

3.2.4. Choix de la méthode de couplage Pression-Vitesse

"FLUENT" propose plusieurs méthodes pour le couplage pression-vitesse telles que SIMPLE (Semi-Implicit Method for a Pressure Linked Equations), SIMPLEC (SIMPLE Consistent), "PISO" (Pressure-Implicit with Splitting of Operators). Dans notre cas, on se limitera à l'utilisation de l'algorithme "SIMPLE" qui est robuste et offre plus de garanties pour la convergence de la solution.

3.3. Choix du modèle radiatif

Les modèles radiatifs surface-à-surface (S2S), Ordonnées Discrètes (DO) sont recommandés pour simuler le transfert radiatif dans les espaces confinés sans participation du milieu séparant les surfaces comme le cas des capteurs solaires. Malgré que les calculs sont très rapides avec le modèle S2S, on ne peut pas l'utiliser dans des géométries qui contiennent des obstacles (**Fluent Inc (2005)**). Donc notre choix est basé sur le modèle des ordonnées discrètes, car la troisième configuration de notre étude contient des obstacles.

3. 3.1. Modèle des Ordonnées Discrètes (DO)

Le modèle des ordonnées discrètes (DO) résout l'équation du transfert radiatif pour un nombre fini des angles solides associés au vecteur de direction \vec{s} fixé dans le système cartésien (x, y, z) . Donc ce modèle transforme l'équation du transfert radiatif en une équation de transport de l'intensité du rayonnement en coordonnées spatiales (x, y, z) . La méthode de résolution est identique à celle utilisée pour résoudre les équations d'énergie et de quantité de mouvement.

La figure ci-dessous montre les différentes composantes du rayonnement (émis, réfléchi et absorbé) intervenant dans le cas d'une paroi opaque en contact d'un milieu fluide, où $Q_{incident}$ est le rayonnement incident sur la paroi opaque. Une partie de l'énergie radiative est réfléchi d'une manière diffuse $Q_{réfléchi, diffus}$ ou spéculaire $Q_{réfléchi, spéculaire}$ tout dépend de la fraction de diffusion f_d de la surface, une autre partie est absorbée $Q_{absorbé}$, ainsi la paroi émit une partie $Q_{émis}$ qui dépend de son émissivité (voir la figure ci-dessous) (**Fluent Inc (2005)**).

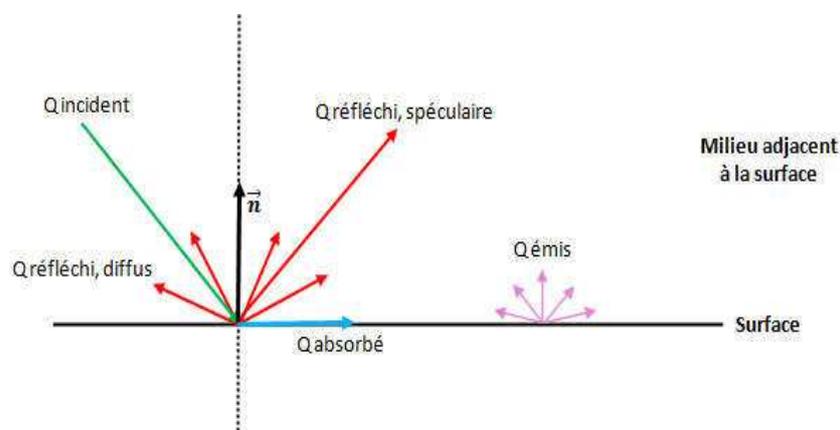


Figure 3.1 : Différents flux radiatifs sur une paroi opaque (modèle DO) (**Fluent Inc (2005)**).

Ces quantités sont calculées par les formules suivantes (**Fluent Inc (2005)**) :

$$Q_{\text{émis}} = n^2 \varepsilon \sigma T_S^4 \quad (3.4)$$

$$Q_{\text{réfléchi,diffus}} = f_d(1 - \varepsilon)Q_{\text{incident}} \quad (3.5)$$

$$Q_{\text{réfléchi,speculaire}} = (1 - f_d)(1 - \varepsilon)Q_{\text{incident}} \quad (3.6)$$

$$Q_{\text{absorbé}} = \varepsilon Q_{\text{incident}} \quad (3.7)$$

Si la paroi est purement spéculaire $f_d=0$, alors qu'elle est purement diffuse lorsque $f_d=1$.

3. 4. Méthode des moindres carrés

La régression par méthode des moindres carrés est une technique statistique utile pour le développement des relations entre une variable dépendante et d'autres variables indépendantes (**Louis Theodore (2011)**). Généralement, elle utilise les données expérimentales ou numériques pour développer des équations qui montrent l'influence des autres variables sur la variable dépendante.

3.4.1. Méthode des moindres carrés pour deux variables

i) Ajustement d'un modèle de type linéaire

En présence de deux séries de variables y_i et x_i , la méthode des moindres carrés consiste à chercher une relation qui relie y_i et x_i et qui prend la forme [**Yves Tillé (2011)**] :

$$f(x) = y = ax + b \quad (3.8)$$

Les inconnues a et b peuvent être obtenues en utilisant les formules suivantes :

$$a = \frac{Cov(x, y)}{Var(x)} \quad (3.9)$$

$$b = \bar{y} - a\bar{x} \quad (3.10)$$

Avec :

$$Cov(x, y) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y}) \quad (3.11)$$

$$\text{Var}(x) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \quad (3.12)$$

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (3.13)$$

$$\bar{y} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i \quad (3.14)$$

Où :

Var et *Cov* sont respectivement la variance et la covariance.

ii) Ajustement d'un modèle de type $y = ax^b$

Dans ce cas, on introduit la fonction logarithmique (**Tony Bourdier (2007-2008)**), d'où une nouvelle fonction est obtenue:

$$f'(x) = y' = a'x' + b' \quad (3.15)$$

Avec :

$$y' = \ln y, \quad x' = \ln x, \quad a' = b, \quad b' = \ln a$$

Où :

Les inconnues a' et b' peuvent être obtenues en utilisant les formules précédentes.

iii) Évaluation de la qualité de la régression

Pour mesurer la qualité de l'approximation d'un nuage de points $(y_i, x_i)_{i=1, \dots, n}$ par la méthode des moindres carrés, on calcule son coefficient de corrélation linéaire (**Ricco Rakotomalala (2011)**) défini par :

$$R^2 = \frac{\text{Cov}(x, y)}{\sqrt{\text{Var}(x)}\sqrt{\text{Var}(y)}} \quad (3.16)$$

Un coefficient de corrélation qui est égale à 1 indique une association parfaite entre les variables, alors qu'un coefficient de corrélation nul indique que la relation est complètement aléatoire (Louis Theodore (2011)).

3. 4.2. Méthode des moindres carrés pour plusieurs variables

Dans le cas des problèmes comportant plus de deux variables, le processus de résolution est le même que pour deux variables. Si par exemple, il existe une relation linéaire entre les variables x , y et z , celle-ci peut être exprimée à l'aide de l'équation suivante (David Eberly (1999)):

$$z = f(x, y) = ax + by + c \quad (3.17)$$

Cette équation représente un plan dans un système de coordonnées à trois dimensions.

On peut définir l'erreur par :

$$e_i = |f(x_i, y_i) - z_i| \quad (3.18)$$

Puis on cherche à minimiser la fonction S

$$S(a, b, c) = \sum_{i=1}^n e_i^2 = \sum_{i=1}^n (ax_i + by_i + c - z_i)^2 \quad (3.19)$$

D'où :

$$\frac{\partial S(a, b, c)}{\partial a} = 0 \Rightarrow \sum_{i=1}^n 2x_i(ax_i + by_i + c - z_i) = 0$$

$$\frac{\partial S(a, b, c)}{\partial b} = 0 \Rightarrow \sum_{i=1}^n 2y_i(ax_i + by_i + c - z_i) = 0$$

$$\frac{\partial S(a, b, c)}{\partial c} = 0 \Rightarrow \sum_{i=1}^n 2(ax_i + by_i + c - z_i) = 0$$

Enfin les valeurs de a, b, c s'obtiennent par la résolution du système (3.20) où n est le nombre de tests:

$$\begin{pmatrix} \sum_{i=1}^n x_i^2 & \sum_{i=1}^n x_i y_i & \sum_{i=1}^n x_i \\ \sum_{i=1}^n x_i y_i & \sum_{i=1}^n y_i^2 & \sum_{i=1}^n y_i \\ \sum_{i=1}^n x_i & \sum_{i=1}^n y_i & n \end{pmatrix} \begin{pmatrix} a \\ b \\ c \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sum_{i=1}^n x_i z_i \\ \sum_{i=1}^n y_i z_i \\ \sum_{i=1}^n z_i \end{pmatrix} \quad (3.20)$$

Remarque :

Si la relation cherchée prend la forme d'une loi de puissance (Équation (3.21)), il faut introduire la fonction logarithmique, puis résoudre le système (3.22)

$$z = f(x, y) = ax^b y^c \quad (3.21)$$

$$\begin{pmatrix} n & \sum_{i=1}^n \ln(x_i) & \sum_{i=1}^n \ln(y_i) \\ \sum_{i=1}^n \ln(x_i) & \sum_{i=1}^n \ln(x_i)^2 & \sum_{i=1}^n \ln(x_i) \ln(y_i) \\ \sum_{i=1}^n \ln(y_i) & \sum_{i=1}^n \ln(x_i) \ln(y_i) & n \sum_{i=1}^n \ln(y_i)^2 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ln(a) \\ b \\ c \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sum_{i=1}^n \ln(z_i) \\ \sum_{i=1}^n \ln(x_i) \ln(z_i) \\ \sum_{i=1}^n \ln(z_i) \ln(y_i) \end{pmatrix} \quad (3.22)$$

3.4.3. Organigrammes

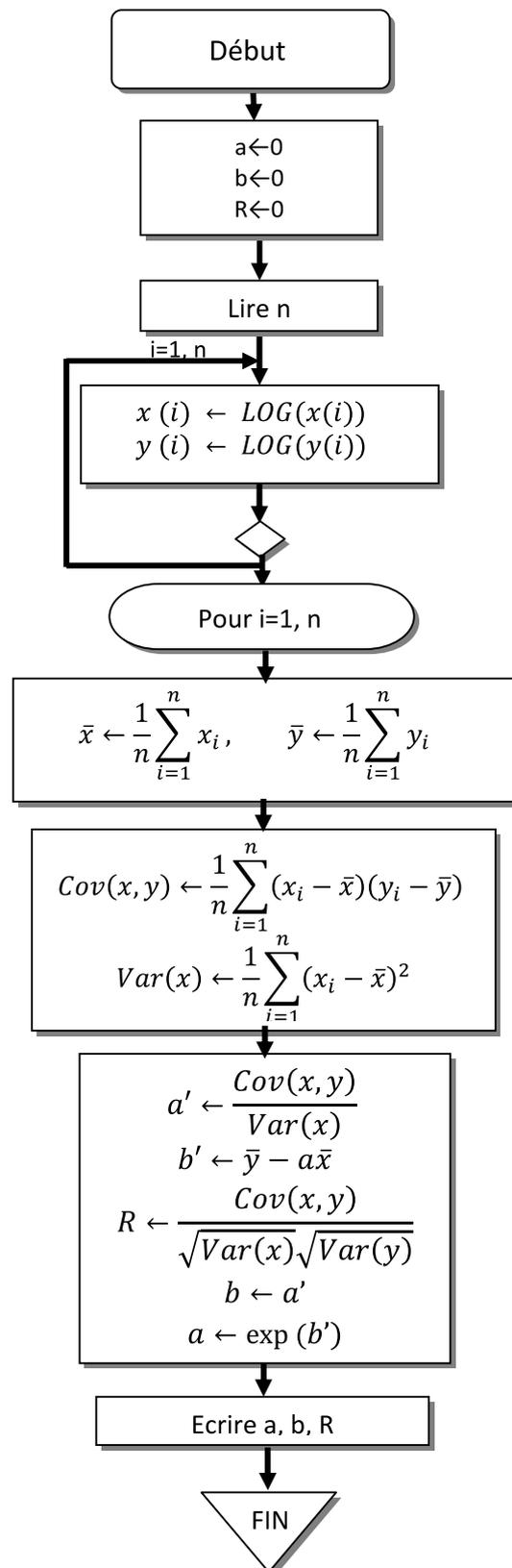
i) Organigramme de l'ajustement d'un modèle de type $y = ax^b$ pour deux variables

Figure 3.2 : Organigramme de la méthode des moindres carrés pour deux variables.

ii) Organigramme de l'ajustement d'un modèle de type $z = ax^by^c$ pour trois variables

L'organigramme ci-dessous explique le programme principale de la méthode des moindres carrées pour trois variables.

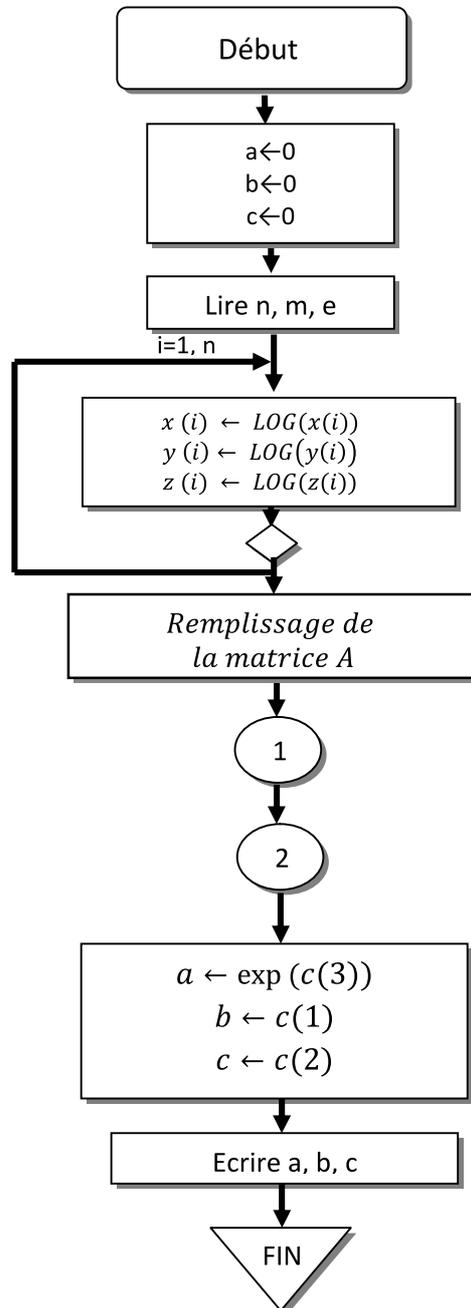


Figure 3.3 : Organigramme principale de la méthode des moindres carrées pour trois variables.

Le schéma ci-dessous explique une partie du programme principale, cette partie concerne la triangularisation de Gauss du système d'équations obtenues par le système (3.20).

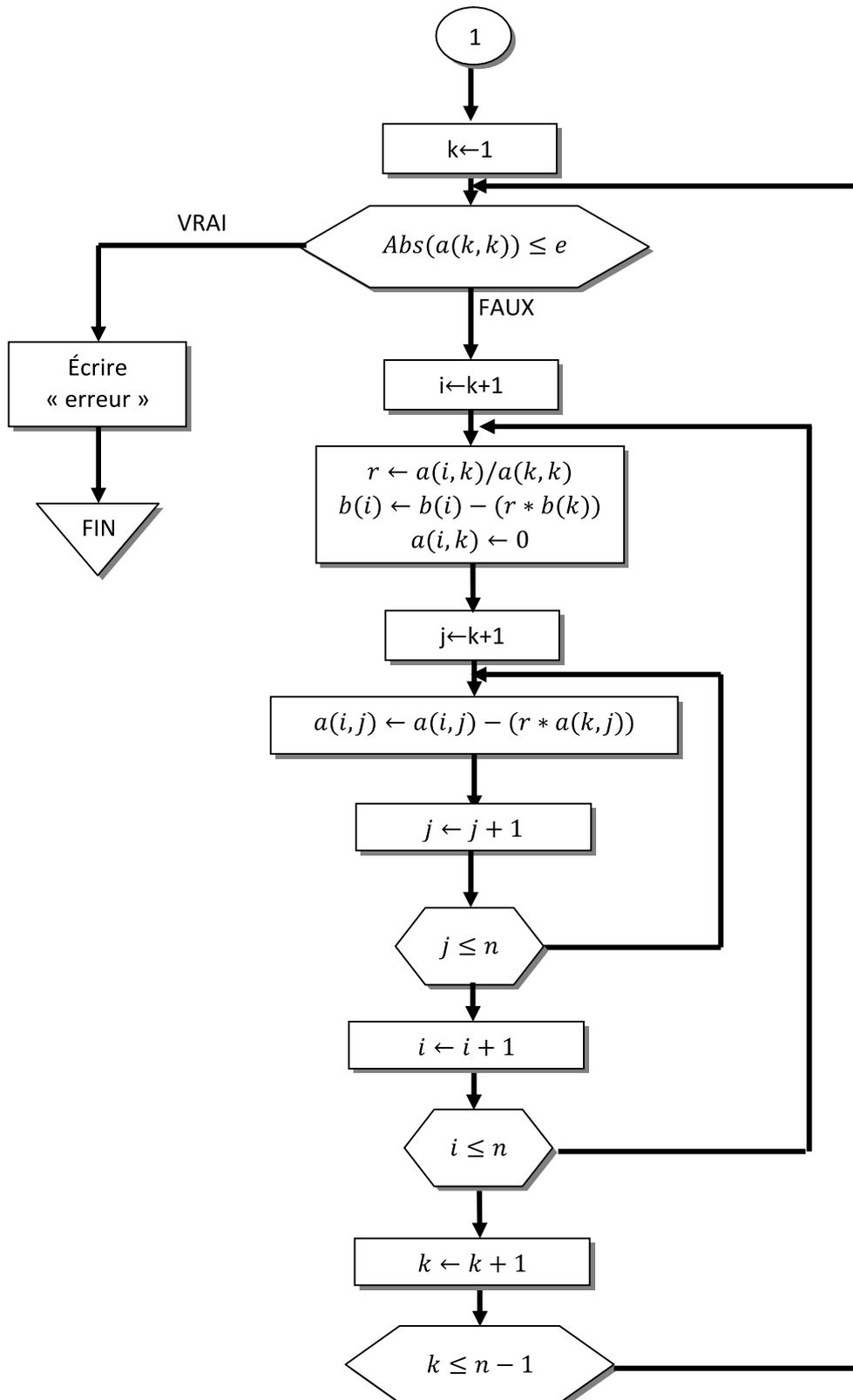


Figure 3.4 : Boucle d'élimination de Gauss de la méthode des moindres carrés pour trois variables.

La procédure de résolution du nouveau système est schématisée dans la figure 3.5.

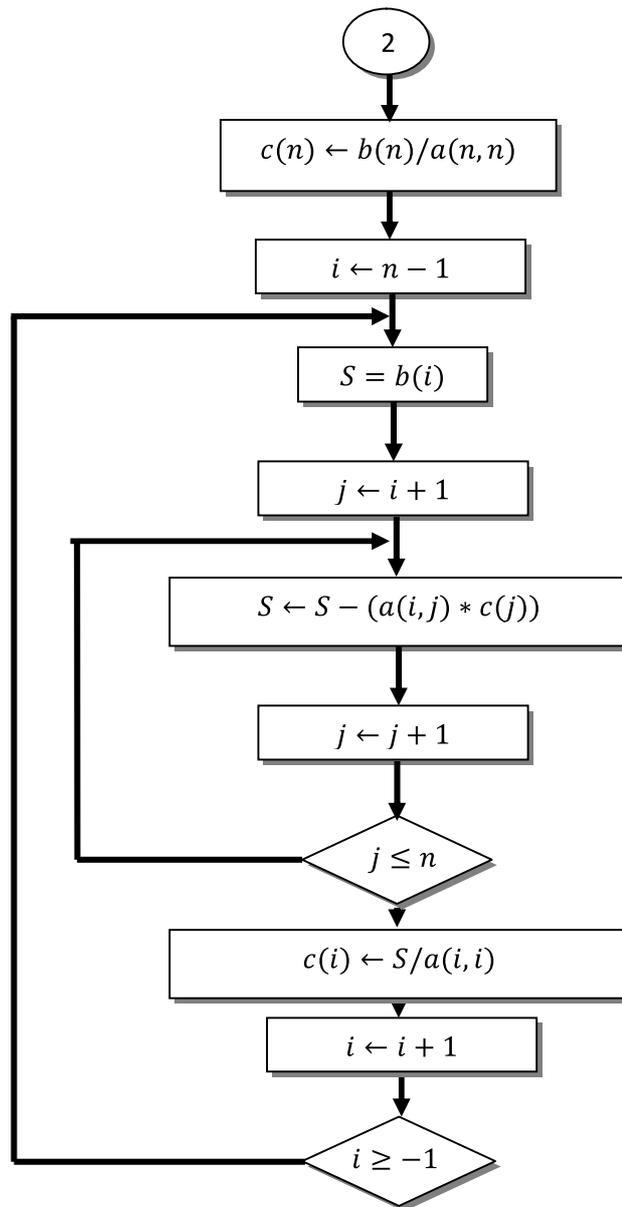


Figure 3.5 : Boucle de résolution du système triangulaire obtenu pour la méthode des moindres carrés de trois variables.

3.5. Choix du maillage

La convergence des résultats est fortement liée au maillage et un bon choix de ce dernier, le plus fin en particulier est nécessaire. Cependant le temps de calcul dépend du maillage choisi, donc un optimal est à chercher. La solution est de prendre un maillage serré près des parois et légèrement évolutif en se dirigeant vers le centre du canal (figure 3.6, figure 3.7, 3.8) (F. Z. Ferahta et al (2011)).

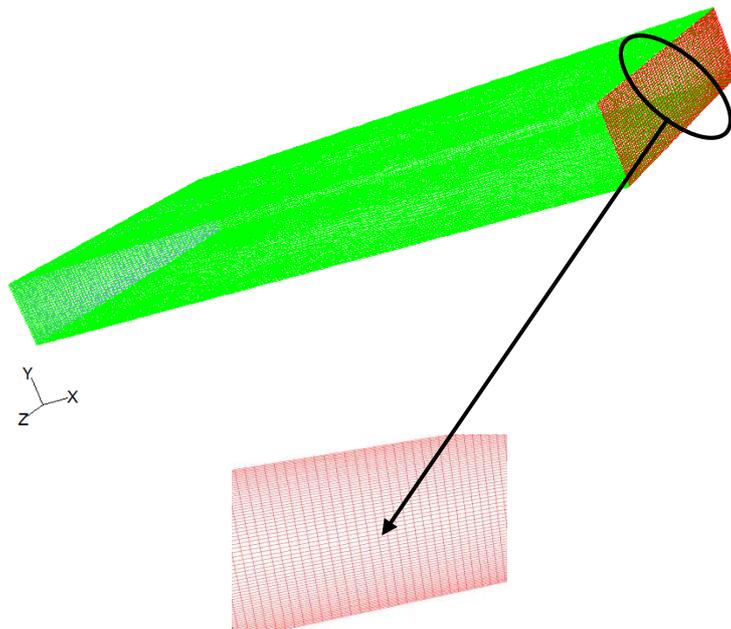


Figure 3.6 : Maillage du canal à plaques planes (CPP).

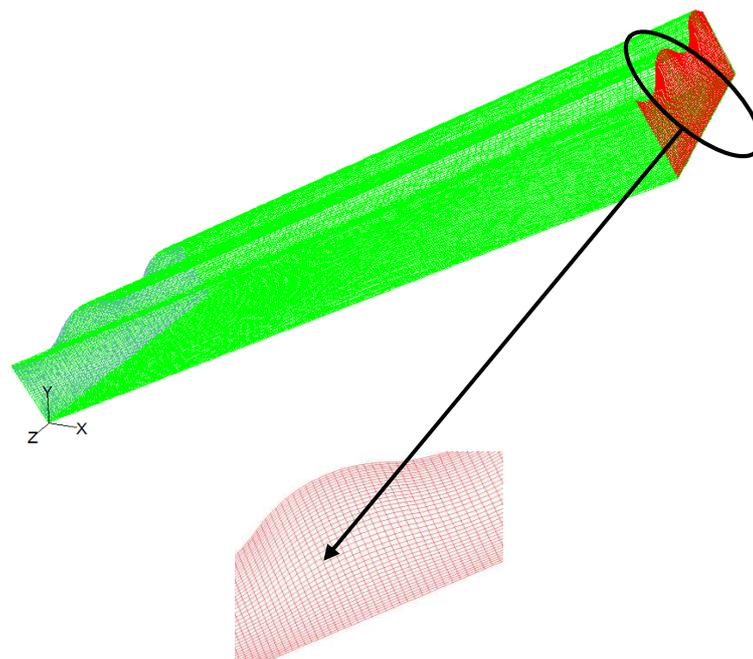


Figure 3.7 : Maillage du canal à plaque supérieure ondulée (CPS).

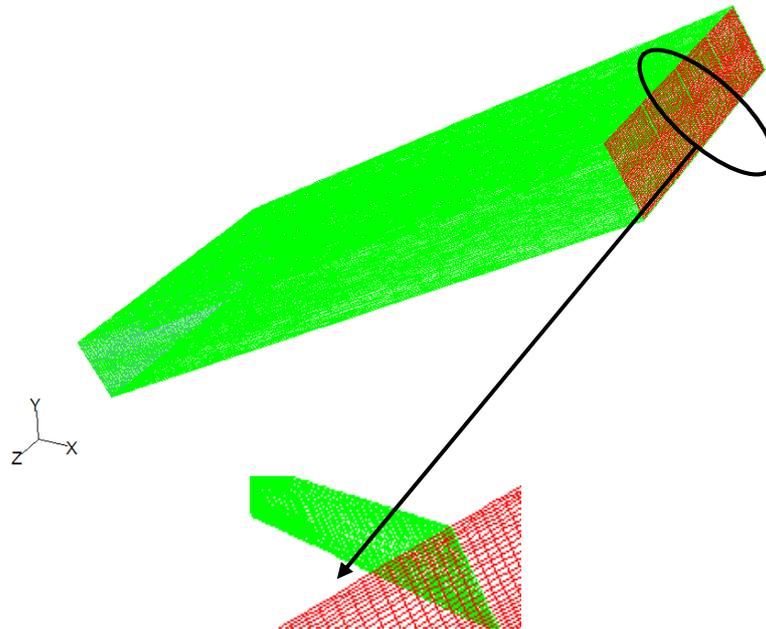


Figure 3.8 : Maillage du canal muni des lames jointées à la plaque supérieure (CPPML).

3.6. Convergence des résultats numériques

Le test de convergence doit être appliqué pour toutes les variables \emptyset et les itérations doivent être arrêtées lorsque les résidus des différents paramètres deviennent constants (Figure 3.9), ainsi que le débit massique à la sortie et la température moyenne de la lame d'air doivent être constantes (Figure 3.10).

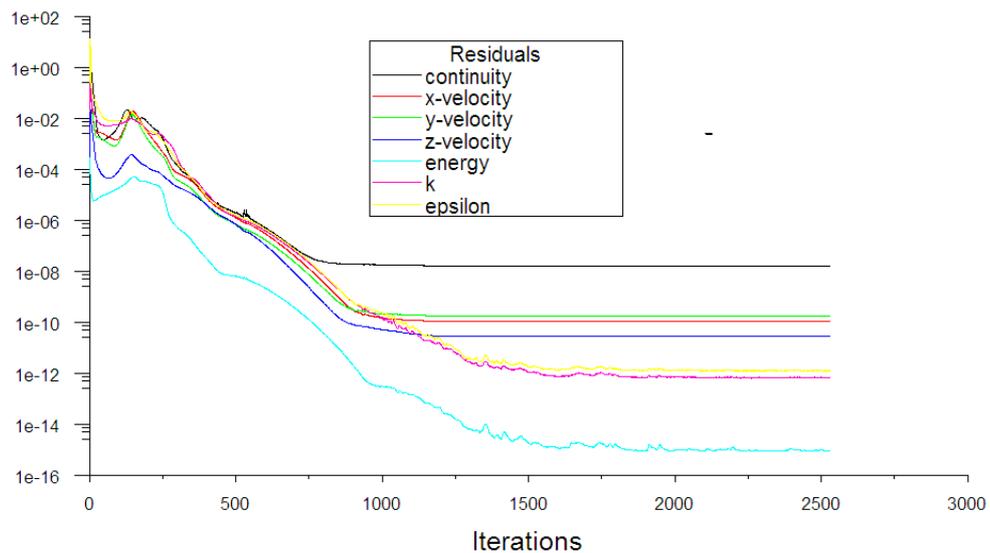


Figure 3.9 : Evolution des résidus.

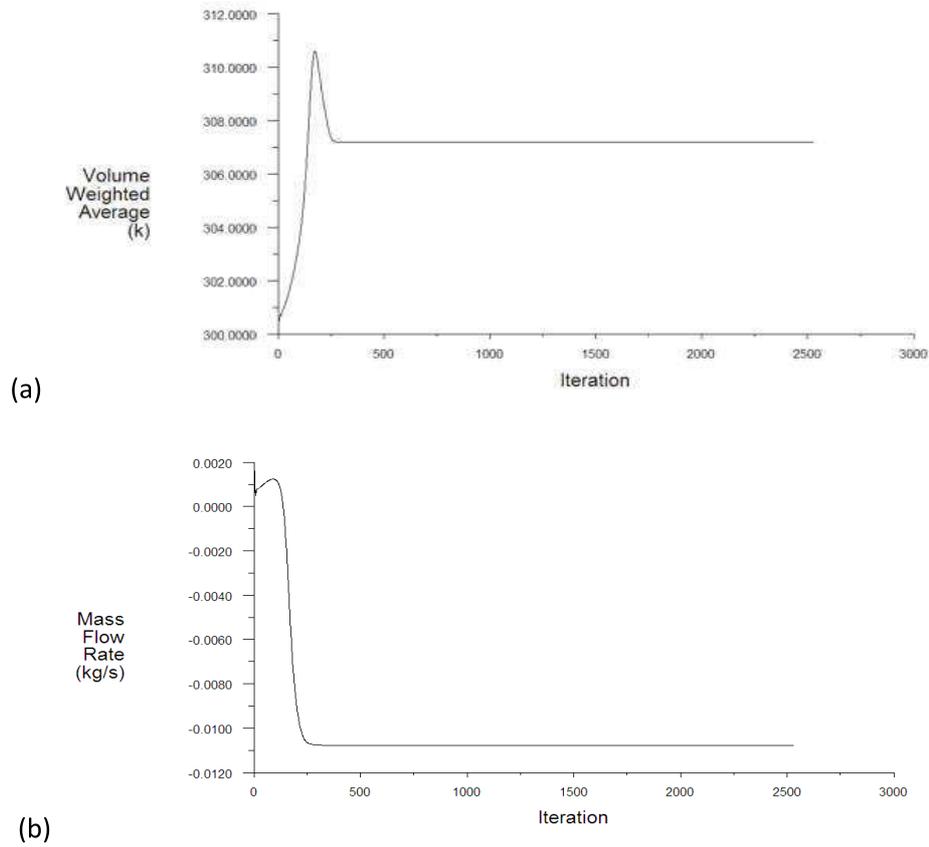


Figure 3.10 : Contrôle de la convergence par la température moyenne dans la lame d'air (a) et débit massique à la sortie du canal (b).

3.7. L'indépendance du maillage

Pour étudier l'indépendance du maillage, on a effectué les calculs pour trois niveaux de maillages, 340308 nœuds, 666400 nœuds, 780000 nœuds.

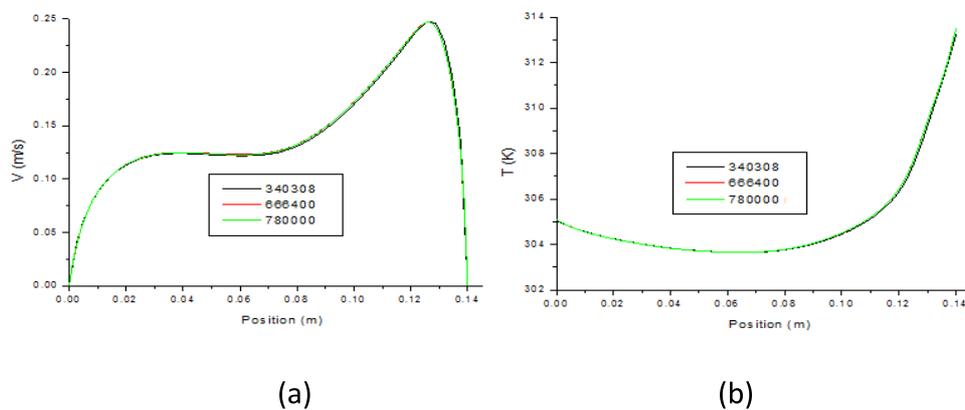


Figure 3.11 : Superposition des profils des trois niveaux du maillage : (a) vitesse, (b) température.

Des figures ci-dessus (Figure 3.11. (a) et (b)) où on a superposé les profils de la vitesse et de la température des trois cas de maillage. On ne voit aucune différence, donc on a eu l'indépendance entre le maillage et le phénomène physique. Alors, le maillage le plus faible est utilisé dans tous les calculs pour gagner du temps et de l'espace mémoire.

3.8. Conclusion

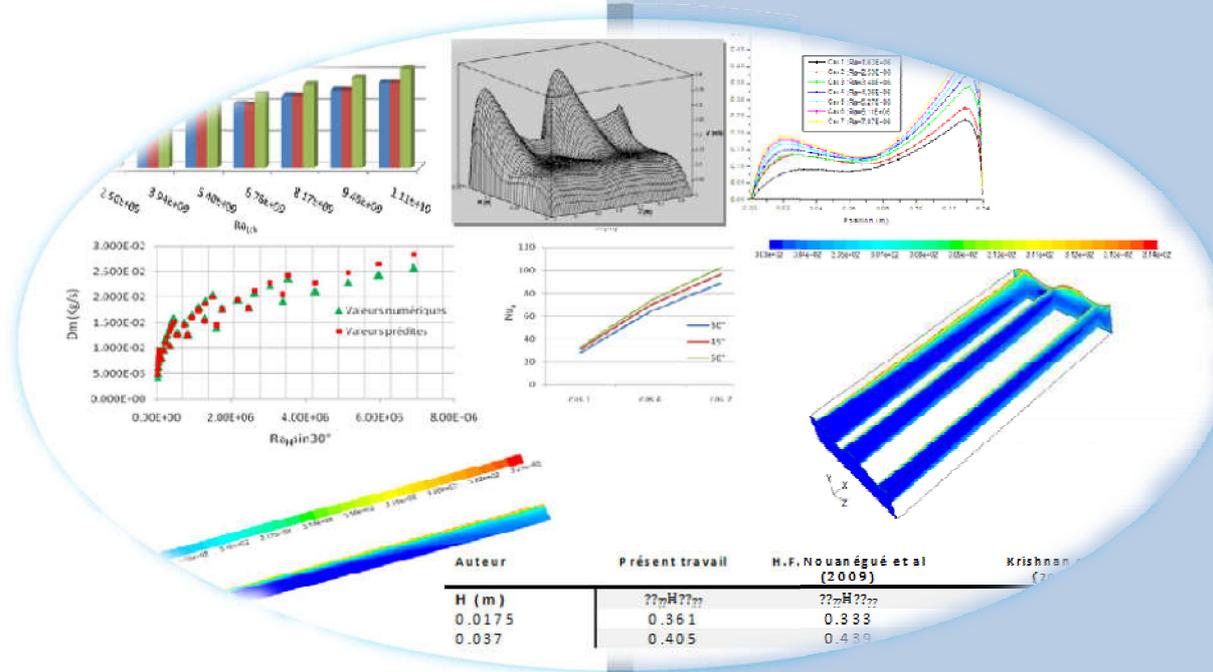
Dans ce chapitre nous avons présenté la méthode numérique avec laquelle on a résolu les équations discrétisées, la méthode des moindres carrées, le maillage choisi et on a parlé de la convergence, ainsi qu'une série de tests de validation du maillage à partir desquels on est arrivé au maillage qui n'affecte pas les résultats.

Références

- Suhas. V. Patankar.** *Numerical heat transfer and fluid flow.* 1980, edition Hemisphere Publishing Corporation.
- Khaled CHAIB. (2006):** *Etude numérique du Transfert Convectif au sein d'une Couche Limite Turbulente cas d'une paroi ondulée.* Thèse. Génie mécanique. Soutenue le 21 Décembre 2006.
- Fluent Inc,** Fluent 6.3 User's Guide, (2005).
- Louis Theodore.** *Heat transfer applications for the practicing engineer.* © 2011 John Wiley & Sons, Inc. Published 2011 by John Wiley & Sons, Inc.
- Yves Tillé,** *Résumé du Cours de Modèles de Régression,* 10 janvier 2011
- Tony Bourdier.** *Méthodes des moindres carrés ;* chapitre 4. ESIAL – Mathématiques Numériques 2007 – 2008.
- Ricco Rakotomalala.** *Pratique de la Régression Linéaire Multiple ; Diagnostic et sélection de variables.* Version 2.0. Université Lumière Lyon 2. date/time: 9-Jul-2011/7:43
- David Eberly,** *Least Squares Fitting of Data,* Created: July 15, 1999. Last modified: February 9, 2008. <http://www.geometrictools.com/>
- F. Z. Ferahta, S. Bougoul, D. Ababsa, C. Abid. (2011):** *Numerical Study of the Convection in the Air Gap of a Solar Collector.* Energy Procedia, Vol. 6, pp. 176–184.

CHAPITRE 4

RÉSULTATS ET DISCUSSIONS



Sommaire

| | |
|--|-----------|
| 4.1. Introduction | 65 |
| Partie A : Convection naturelle pure | 65 |
| 4.2. Effet des différents paramètres sur la structure de l'écoulement | 65 |
| 4.2.1. Champs de température | 65 |
| 4.2.2. Champs de vitesse | 67 |
| 4.2.3. Variation de la vitesse et de la température le long du canal | 68 |
| 4.2.4. Représentation tridimensionnelle des profils de la vitesse et de la température | 69 |
| 4.2.5. Effet de l'épaisseur du canal | 70 |
| 4.2.6. Effet de l'inclinaison | 73 |
| 4.2.7. Effet du nombre de Rayleigh | 76 |
| 4.3. Corrélations pour le nombre de Nusselt et le débit massique | 78 |
| 4.3.1. Analyse de l'effet de l'inclinaison | 79 |
| 4.3.2. Analyse de l'effet de l'épaisseur du canal | 80 |
| 4.3.3. Analyse de l'effet du nombre de Rayleigh | 82 |
| 4.3.4. Corrélations obtenues | 83 |
| 4.3.4.1. Corrélations pour le canal du type CPP | 83 |
| 4.3.4.2. Corrélations pour le canal du type CPS | 88 |
| 4.3.4.3. Corrélations pour le canal du type CPPML | 89 |
| 4.4. Validation expérimentale des résultats numériques | 89 |
| Partie B : Convection naturelle associée au transfert radiatif | 92 |
| 4.5. Flux dégagé par la paroi supérieure | 92 |
| 4.6. Effet des échanges radiatifs sur le nombre de Nusselt | 94 |
| 4.7. Corrélations obtenues en tenant compte des échanges radiatifs | 95 |
| 4.7.1. Corrélations pour le canal du type CPP | 95 |
| 4.7.2. Corrélations pour le canal du type CPS | 95 |
| 4.7.3. Corrélations pour le canal du type CPPML | 95 |
| 4.8. Validation du modèle radiatif | 96 |
| Partie C : Test des matériaux de construction à travers leurs émissivités | 97 |
| 4.9. Effets des échanges radiatifs sur le champ dynamique et thermique | 97 |
| 4.10. Impact de l'émissivité des matériaux | 99 |
| 4.10.1. Effet de l'émissivité sur le coefficient d'échanges et le nombre de Nusselt | 100 |
| 4.10.2. Effet de l'émissivité sur les profils de la température | 102 |
| 4.10.3. Effet de l'émissivité sur les profils de la vitesse | 103 |
| 4.11. Conclusion | 104 |
| Références | 105 |

4.1. Introduction

Ce chapitre est consacré à une étude comparative de la convection naturelle dans trois configurations du canal. Il est divisé en trois parties, dans la première on présente une étude de la convection naturelle sans échange radiatif, la deuxième est consacrée au transfert couplé (rayonnement plus convection) et dans la troisième partie on impose un flux constant sur la plaque supérieure et on teste les matériaux du toit à travers leurs émissivités.

Partie A : Convection naturelle pure

Dans la première partie, on présente l'effet des différents paramètres sur les profils de vitesse et de température. Du fait que les paramètres qui influent sur le nombre de Nusselt et le débit massique sont le nombre de Rayleigh et le facteur de forme (H/L) (où H est l'épaisseur du canal et L est sa longueur) on a analysé l'effet de ces paramètres pour chaque configuration, puis des corrélations pour le nombre de Nusselt et le débit massique ont été obtenues en utilisant la méthode des moindres carrés.

4.2. Effet des différents paramètres sur la structure de l'écoulement

4.2.1. Champs de température

La figure 4.1 représente le champ de température en différentes sections pour les trois configurations étudiées du canal : canal à plaques planes (CPP) (a), canal à plaque supérieure sinusoïdale (CPS) (b), canal à plaques planes équipé par des lames jointes à la face interne de la plaque supérieure (CPPML) (c).

En analysant les champs des températures pour les trois types du canal, on remarque une distribution asymétrique des températures ce qui est dû aux conditions aux limites imposées. Les couches d'air à haute température sont proches de la paroi chaude qui semble à être le fournisseur majeur de la chaleur au système.

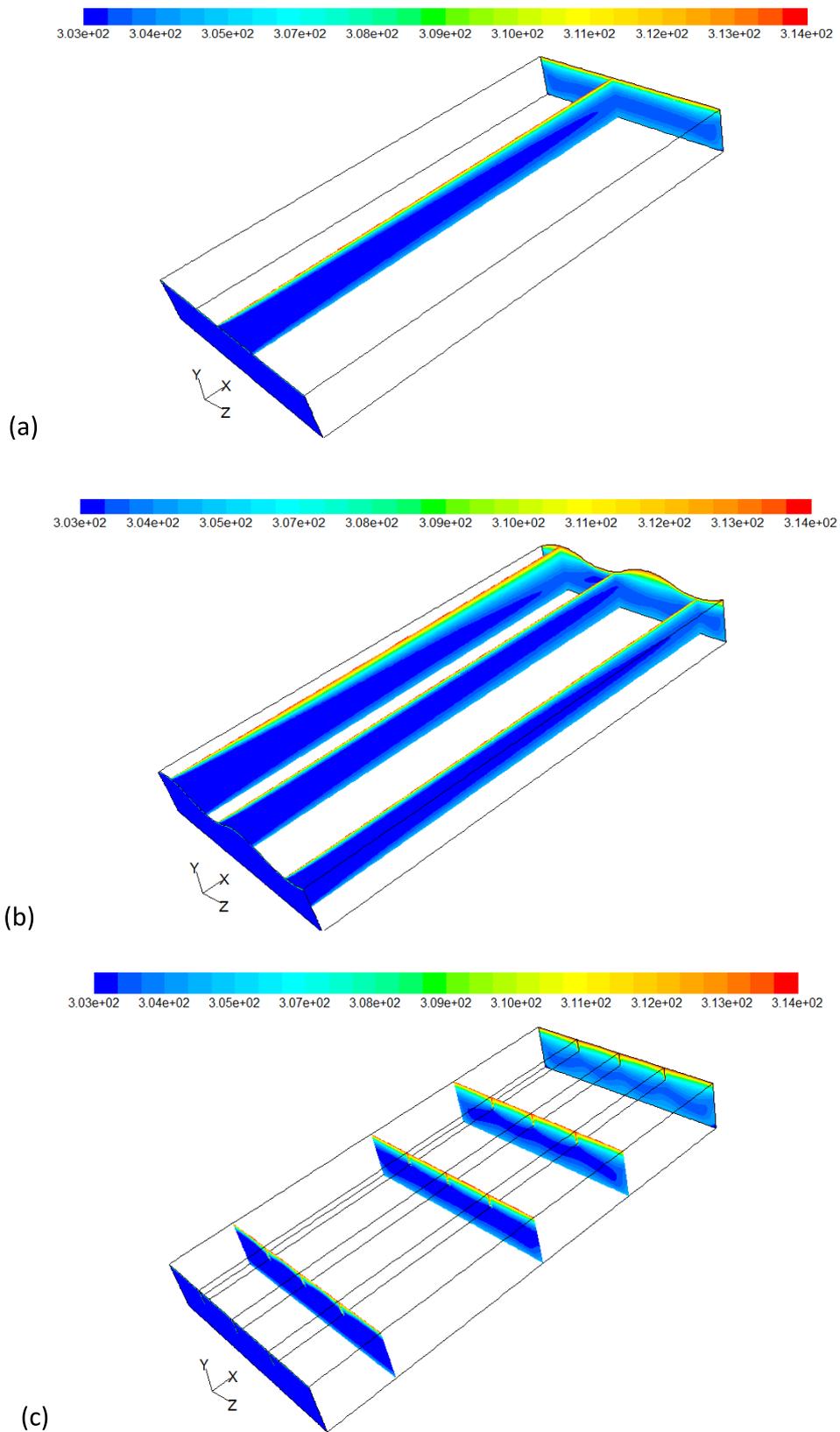


Figure 4.1 : Champ de température à différentes sections pour les trois types du canal ; (a) : CPP, (b) : CPS, (c) : CPPML.

4.2.2. Champs de vitesse

La variation de la vitesse d'air à l'intérieur des trois types du canal ((a) CPP, (b) CPS, (c) CPPML) est montrée dans la figure 4.2 en plusieurs sections. On remarque que les zones d'air a haute vitesse se trouvent proche de la plaque supérieure, ce qui correspond aux zones caractérisées par la diminution de la masse volumique et par conséquent les forces de flottabilités sont importantes, ces mêmes remarques ont été constatées par **P.H. Biwole et al (2008)**. La forme de la plaque supérieure a un effet direct sur la structure de l'écoulement.

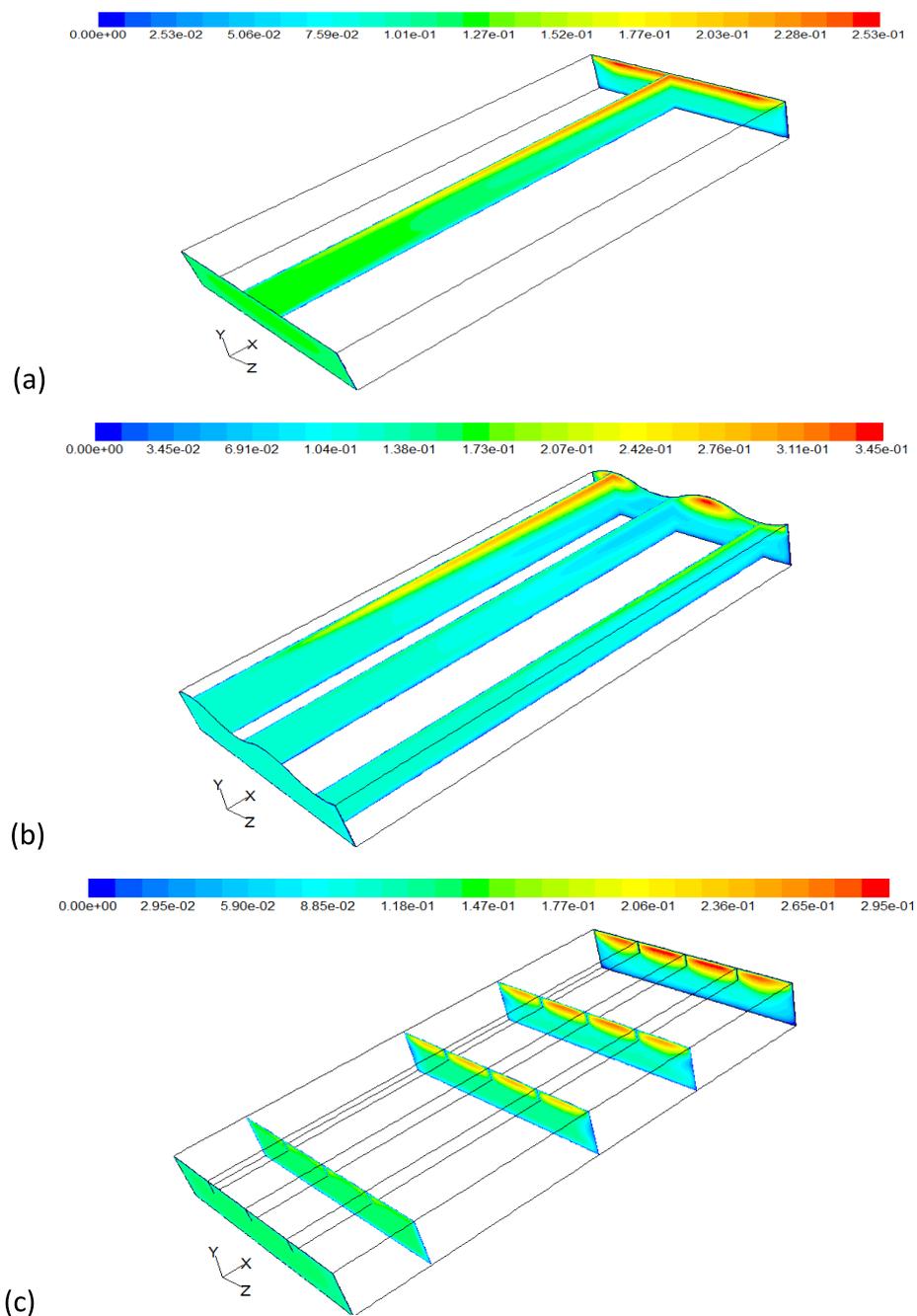


Figure 4.2 : Champ de vitesse à différentes sections pour les trois types du canal ; (a) : CPP, (b) : CPS, (c) : CPPML.

4.2.3. Variation de la vitesse et de la température le long du canal

Nos résultats nous permettent de voir la distribution de la température et de la vitesse selon l'épaisseur H pour différentes positions (le long du canal). Ces profiles sont représentés respectivement dans les figures 4.3 et 4.4.

La paroi supérieure a un effet important sur la distribution des températures dans l'air traversant le canal. Proche de l'entrée, la température d'air loin des deux plaques reste très proche de la température d'entrée du fait que les couches limites sont distantes l'une de l'autre (figure 4.3), ceci est confirmé par **E.P. Sakonidou et al (2008)** et **K.S. Ong et C.C. Chow (2003)**.

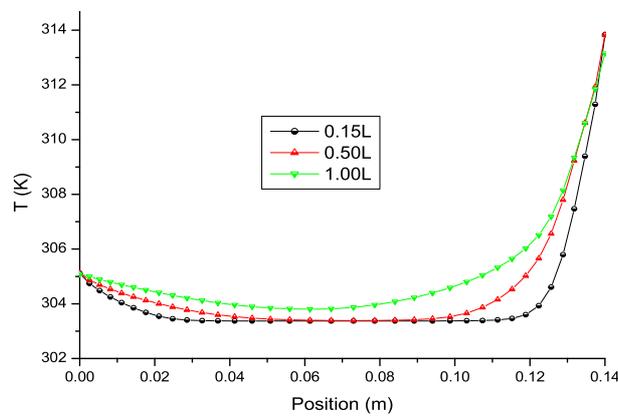


Figure 4.3 : Profil de la température à différentes positions le long du canal.

Grâce à l'échauffement important par la plaque supérieure, la vitesse de l'air augmente le long du canal où on observe une vitesse maximale de 0.14m/s proche de l'entrée du canal et 0.24m/s à la sortie. Un comportement inverse est observé (figure 4.4) proche de la plaque inférieure, où la vitesse diminue en se dirigeant vers la sortie du canal grâce à la diminution de la différence de températures entre cette plaque et l'air (chauffé considérablement par la plaque supérieure), **Boyalakuntla et al (2004)** ont remarqué le même comportement pour la vitesse et la température. La forme des profiles dans la zone proche de plaque supérieure (paroi chaude) est dûe au fait que la vitesse augmente en s'éloignant des parois chaudes (en restant dans la zone proche de la paroi chaude) puisque l'effet de la viscosité diminue et les forces de flottabilité augmentent (à cause de la diminution de la masse volumique) rapidement, cependant, lorsque les forces de flottabilité diminuent (quand la masse volumique est peu affectée par la température de la paroi) la vitesse, qui est arrivée déjà à son maximum, commence à diminuer en se dirigeant vers le centre du canal (**Frank Kreith et al (2011)**).

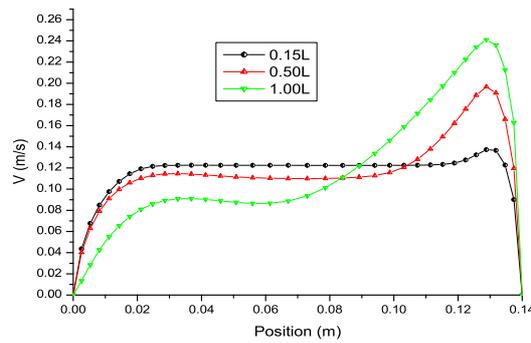


Figure 4.4 : Profile de la vitesse à différentes positions le long du canal.

4.2.4. Représentation tridimensionnelle des profils de la vitesse et de la température

La figure 4.5 montre une représentation tridimensionnelle des profils de la température à la sortie des trois types du canal (a) CPP, (b) CPS, (c) CPPML. On observe très clairement que le profil de température est affecté considérablement par la forme des plaques, de ce fait on peut dire que la représentation bidimensionnelle ne donne pas toujours la vraie structure d'écoulement. D'autre part on remarque que le phénomène devient périodique pour les types CPS et CPPML.

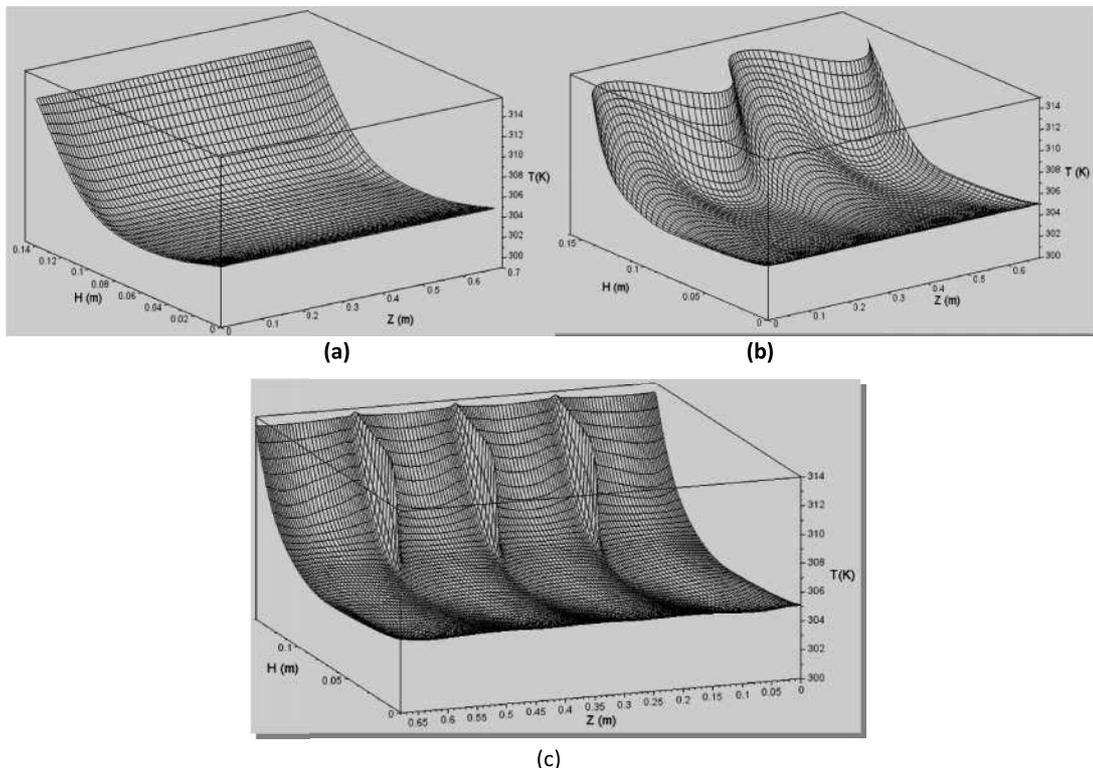


Figure 4.5 : Présentation tridimensionnelle des profils de la température à la sortie du canal pour les trois types du canal ; (a) : CPP, (b) : CPS, (c) : CPPML.

La figure 4.6 montre une représentation tridimensionnelle de la vitesse de l'air à la sortie du canal pour les trois configurations étudiées.

On observe que la vitesse est nulle sur toutes les parois (inférieure, supérieure et latérales), ceci est dû à la condition de non glissement. La vitesse diminue asymétriquement en se dirigeant des parois (supérieure et inférieure) vers le centre du canal.

Ces figures montrent que les vitesses importantes se situent proche de la paroi supérieure, on observe aussi que la vitesse dans la première configuration (CPP) a un profil qui devient le même en s'éloignant des parois latérales vers le centre selon la largeur (voir la figure 4.6 (a)), mais ce n'est pas le cas des autres configurations (CPS et CPPML) où le phénomène devient périodique (figure 4.6 (c)).

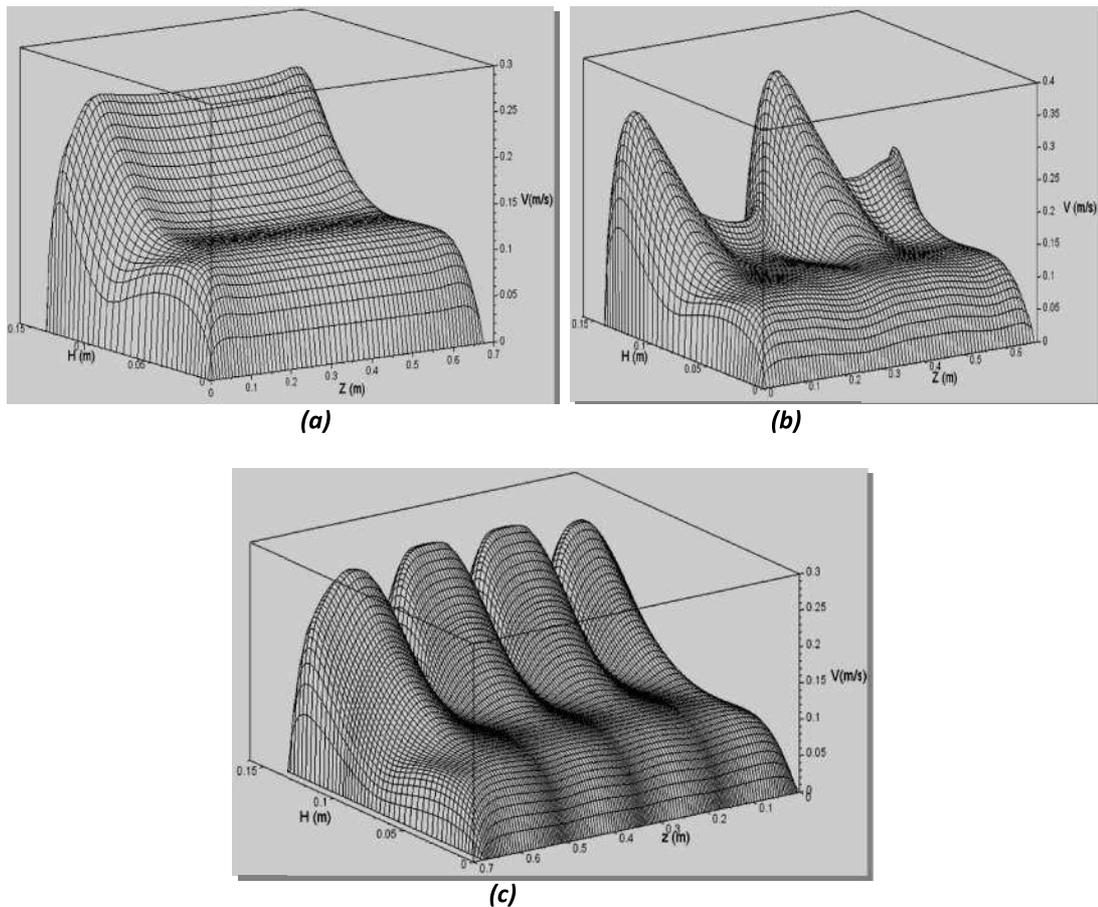


Figure 4.6 : Présentation tridimensionnelle des profils de la vitesse à la sortie du canal pour les trois types du canal ; (a) : CPP, (b) : CPS, (c) : CPPML.

4.2.5. Effet de l'épaisseur du canal

Afin de voir l'effet de l'épaisseur du canal sur les profils des vitesses et des températures, on a fait varier ce paramètre entre 0.035 m et 0.14 m, l'angle d'inclinaison est fixé à 30°. Les conditions thermiques correspondantes au cas 1 sont mentionnées dans le tableau 2.1 (chapitre 2).

La variation de la vitesse le long du canal pour quatre épaisseurs différentes du canal du type CPP est donnée dans la figure 4.7 (pour les deux autres configurations voir l'annexe C.1.1). Pour un canal large, la forme générale des profils de la vitesse est dûe au fait que les deux couches limites n'arrivent pas à se rencontrer ce qui est en accord avec les résultats obtenus par **E.P. Sakonidou et al (2008)**. Le ralentissement du fluide (le long du canal) dans la région centrale disparaît en diminuant l'épaisseur du canal puisque l'air s'échauffe de plus en plus d'où l'augmentation des forces de flottabilité.

Le profile de la vitesse devient parabolique quant on diminue l'épaisseur du canal car les couches limites se rencontrent et le régime d'écoulement devient pleinement développé.

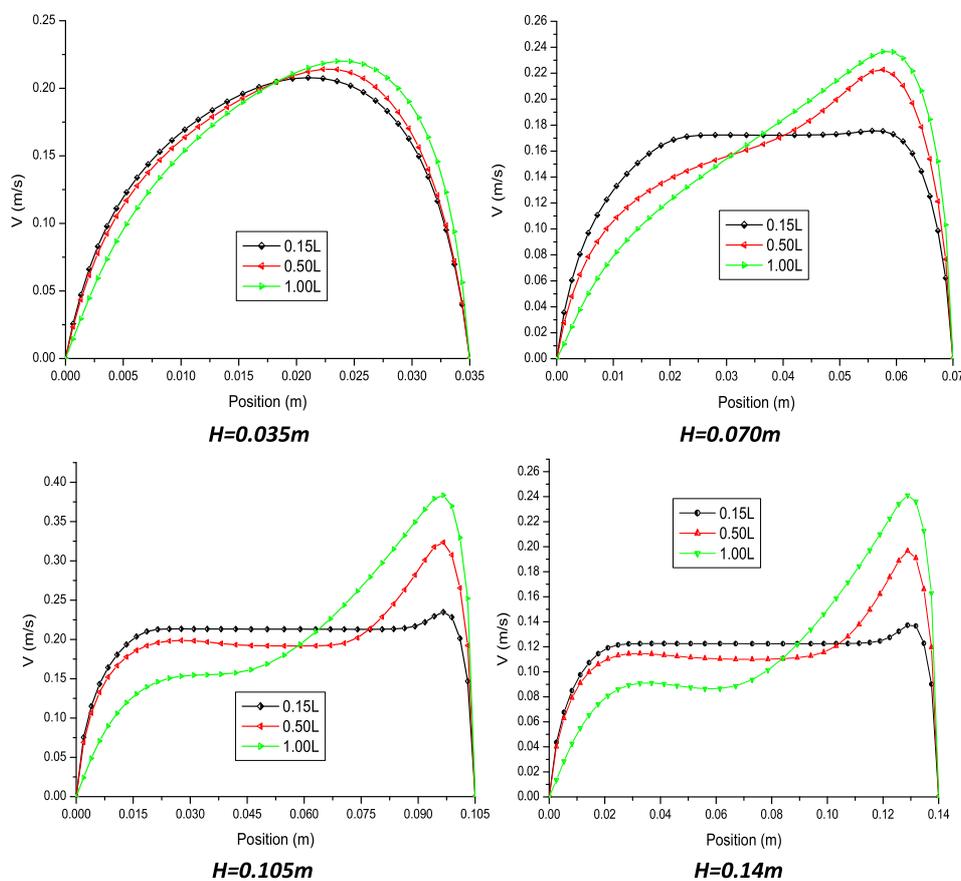


Figure 4.7 : Effet de l'épaisseur du canal sur les profils de la vitesse à différentes positions le long du canal (CPP).

La figure 4.8 représente la variation du profile de la température le long du canal pour quatre épaisseurs du canal du type CPP (pour les autres types voir annexe C.1.1). La température au centre reste proche de sa valeur à l'entrée du canal pour les grandes épaisseurs, alors qu'une fois l'épaisseur diminue les couches limites thermiques s'approchent de plus en plus et l'air à l'intérieur du canal s'échauffe de plus en plus et sa

température augmente et diffère de celle d'entrée, ceci est confirmé par P.H. Biwole et al (2008).

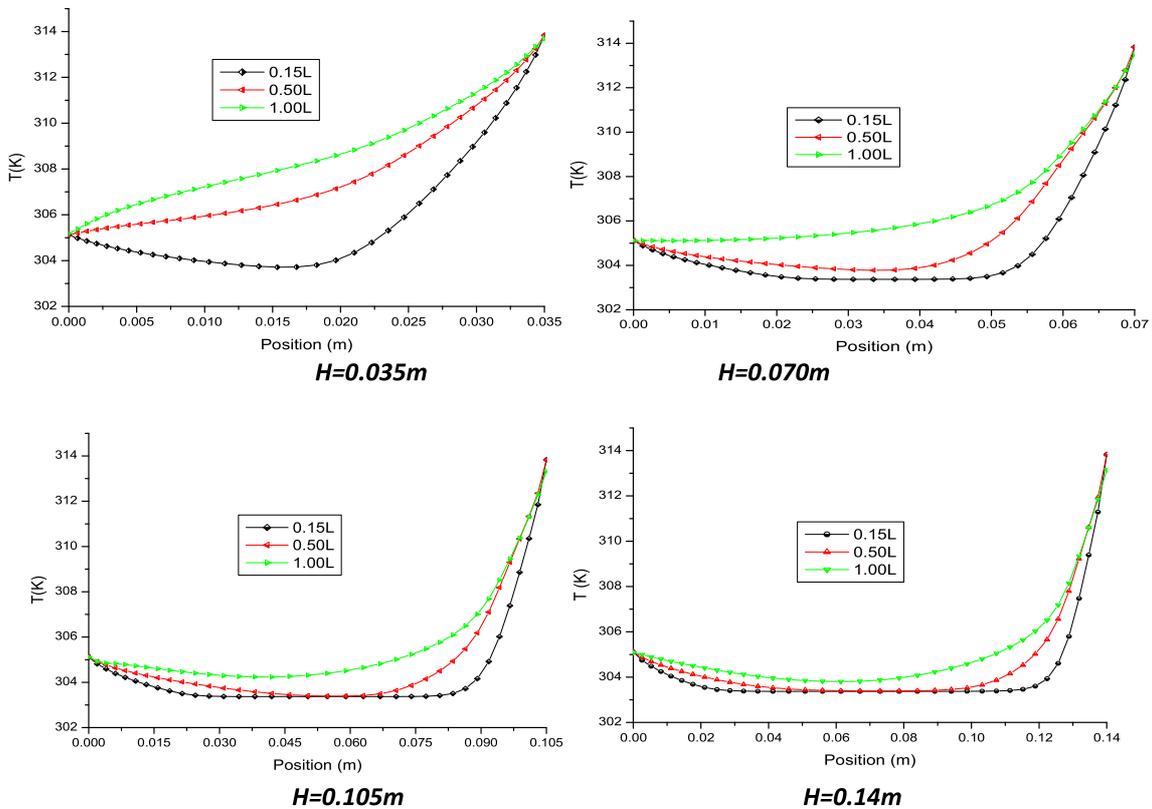


Figure 4.8 : Effet de l'épaisseur du canal sur les profils de la température à différentes positions le long du canal (CPP).

On définit la quantité de chaleur reçue par le fluide (notée gain thermique) comme le flux de chaleur fourni par les deux plaques où gagné par l'air traversant le canal.

$$G_{th} = q_{Psup} + q_{Pinf} = Dm C_P(T_s - T_e) \tag{4.1}$$

Où:

q_{Psup} et q_{Pinf} : sont les flux thermiques échangés entre l'air et les plaques supérieure et inférieure respectivement (ces deux quantités peuvent être positives ou négatives selon le sens du transfert de chaleur).

L'effet de l'épaisseur du canal sur la quantité de chaleur reçue par le fluide pour les trois configurations étudiées et pour trois cas différents (cas1, cas 4, cas 7, mentionnés dans le tableau 2.1) est montré dans la figure 4.9. De cette figure, on peut constater que pour les canaux du type CPP et CPS, cette quantité de chaleur augmente avec l'accroissement de l'épaisseur pour des valeurs inférieures à 0.07 m, mais pour des valeurs supérieures, on voit

un effet inverse. L'épaisseur $H= 0.07\text{m}$ est l'épaisseur optimale dans l'intervalle des épaisseurs analysées. Cette énergie augmente toujours avec l'épaisseur pour le canal du type CPPML. On remarque aussi que cette énergie reçue est proportionnelle à la température des parois (Voir la figure ci-dessous).

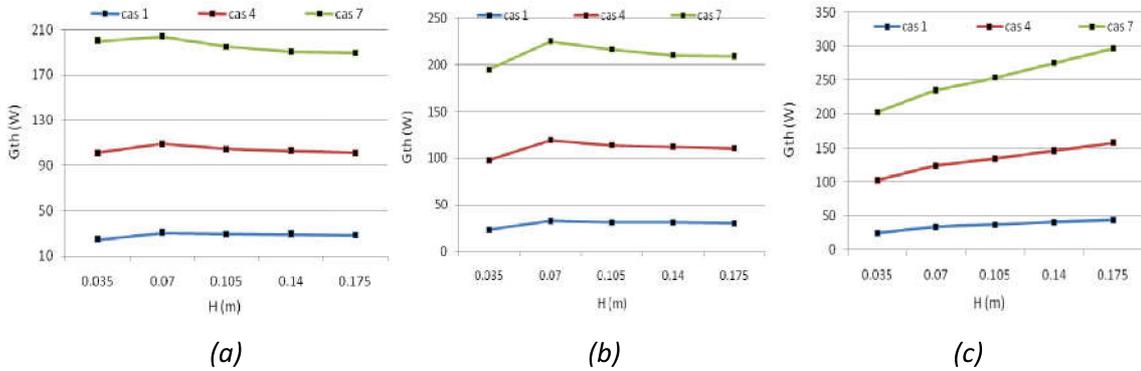


Figure 4.9 : Influence de l'épaisseur du canal sur la quantité de chaleur reçue par le fluide (gain thermique) pour les trois configurations ((a) : CPP, (b) : CPS, (c) : CPPML).

4.2.6. Effet de l'inclinaison

La figure 4.10 représente la variation du profil de la vitesse le long du canal (canal du type CPP) sous l'effet de l'angle d'inclinaison (pour les deux autre configurations voir l'annexe C.1.2). Il est clair que les hautes vitesses sont atteintes pour une inclinaison de 60° . Ceci est dû au fait que, lorsque la cavité est inclinée la composante de la force de flottabilité parallèle à la direction de l'écoulement devient plus importante que la composante perpendiculaire (après la projection de l'équation de quantité de mouvement sur l'axe-x, la force de flottabilité varie proportionnellement avec le $\sin \theta$) ce qui diminue la couche limite et accroît l'écoulement externe.

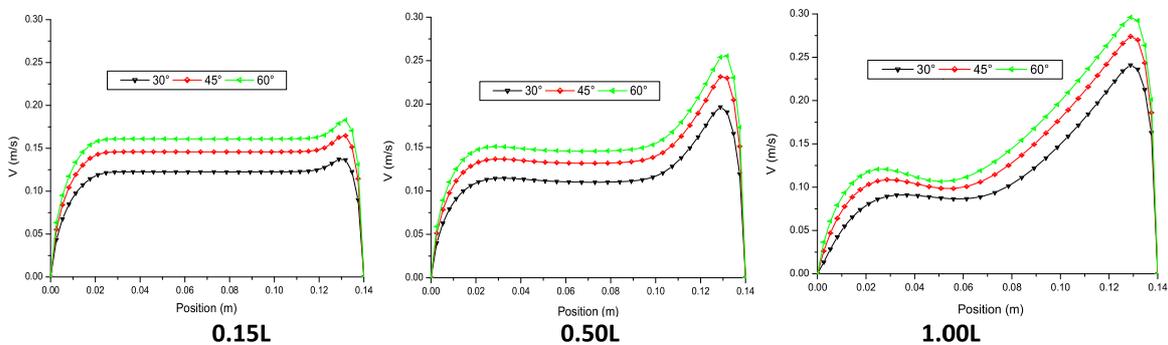


Figure 4.10 : Influence de l'angle d'inclinaison sur les profils de la vitesse à différentes positions le long du canal (CPP).

Le profil de la température le long du canal (type CPP) est représenté dans la figure 4.11 (pour les deux autres configurations voir l'annexe C.1.2) pour trois angles d'inclinaison différents. Proche de l'entrée le profil de température est peu affecté par l'angle d'inclinaison, mais lorsqu'on se dirige vers la sortie du canal son effet apparaît un peu surtout proche de la paroi supérieure où on remarque que les températures élevées sont obtenues à 30°, ceci est dû à l'augmentation de la vitesse qui donne peu de temps à l'air pour s'échauffer. **E.P. Sakonidou et al (2008)** et **P.H. Biwole et al (2008)** ont eu la même remarque pour l'effet de l'inclinaison sur les profils de la vitesse et de la température.

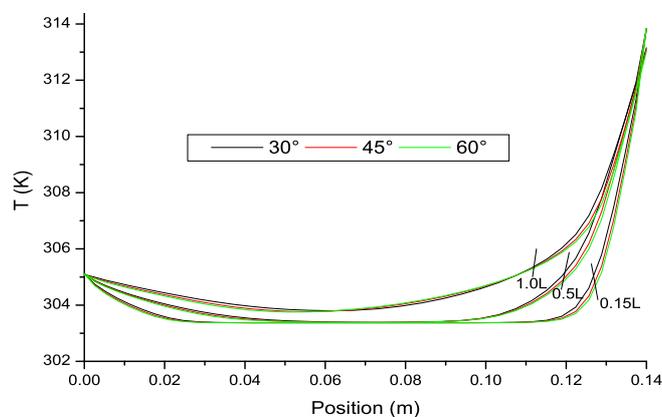


Figure 4.11 : Influence de l'angle d'inclinaison sur les profils de la température à différentes positions.

L'effet de l'angle d'inclinaison sur le nombre de Nusselt et le coefficient de convection pour la première configuration est représenté dans les figures 4.12 et 4.13 (pour les deux autres configurations voir Annexe C.1.2). On constate que le nombre de Nusselt et le coefficient de convection locaux sur la plaque chaude augmentent avec l'angle d'inclinaison ce qui justifie le comportement de la vitesse discuté précédemment.

A la région d'entrée, les valeurs de Nusselt et le coefficient de convection sont très élevées ce qui montre que le mouvement convectif (ou la force de flottabilité) est important, ceci est dû aux différences de températures qui sont élevées dans cette région. Ainsi lorsqu'on se dirige vers la sortie, l'air s'échauffe de plus en plus et le mouvement convectif s'affaiblit à cause de la diminution de la différence des températures. Ce résultat est justifié par le dernier terme de l'équation de quantité de mouvement qui montre que les forces de flottabilité sont proportionnelles à la différence de température

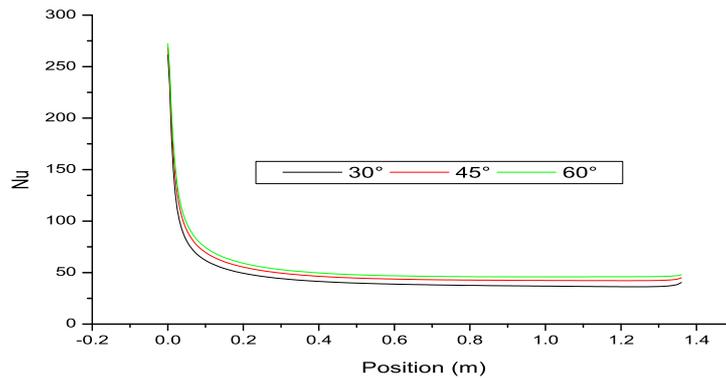


Figure 4.12 : Variation de Nusselt local sur la paroi chaude dans le sens d'écoulement en fonction de l'inclinaison (cas du canal du type CPP).

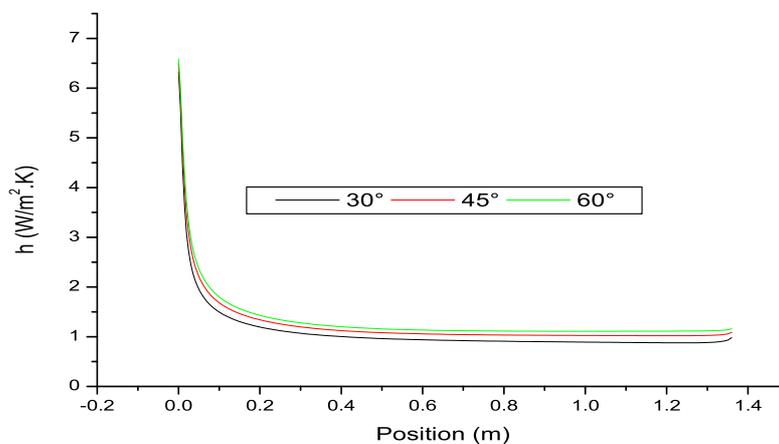


Figure 4.13 : Variation du coefficient de convection local sur la paroi chaude dans le sens d'écoulement en fonction de l'inclinaison (cas du canal du type CPP).

La figure 4.14 présente la variation de la quantité de chaleur reçue par le fluide avec l'angle d'inclinaison du canal pour les trois configurations en choisissant trois cas parmi les sept cas étudiés (présentés dans le tableau 2.1) et qui sont le cas 1 ($T_e = 303.37K$, $T_{ch} = 313.83K$, $T_{fr} = 305.12K$), cas 4 ($T_e = 303.57K$, $T_{ch} = 331.28K$, $T_{fr} = 308.54K$), cas 7 ($T_e = 303.57K$, $T_{ch} = 348.75K$, $T_{fr} = 311.33K$).

L'élévation de l'angle d'inclinaison fait augmenter la quantité de chaleur reçue par le fluide aussi que l'effet de l'inclinaison devient de plus en plus important en augmentant les températures des parois. Le canal à plaques planes équipé par des lames jointes à la plaque supérieure (CPPML) donne une quantité de chaleur plus importante que les deux autres configurations (Voir la figure ci-dessous).

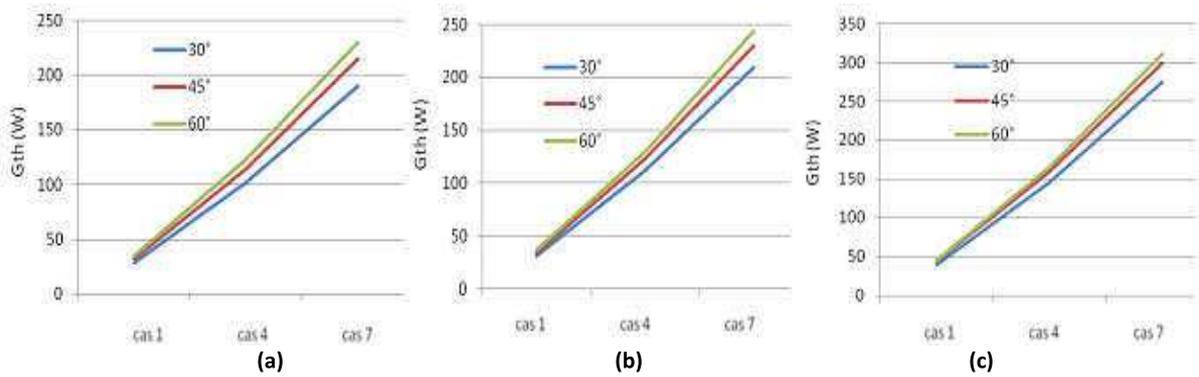


Figure 4.14 : Effet de l’inclinaison du canal sur la quantité de chaleur reçue par le fluide (gain thermique) pour les trois types du canal, (a) : CPP, (b) : CPS, (c): CPPML.

4.2.7. Effet du nombre de Rayleigh

La figure 4.15 montre l’influence du nombre de Rayleigh sur les profils de température (a) et de vitesse (b), respectivement. La température et la vitesse suivant l’épaisseur varient considérablement dans les régions proches des parois. L’augmentation du nombre de Rayleigh donne des gradients de températures importants, ce qui conduit aux forces de flottabilité plus élevées et par conséquent on atteint des vitesses plus élevées (ces mêmes remarques ont été obtenues par **Siamak Hosseinzadeh et al (2014)**). Au centre du canal la vitesse et la température sont peu affectées.

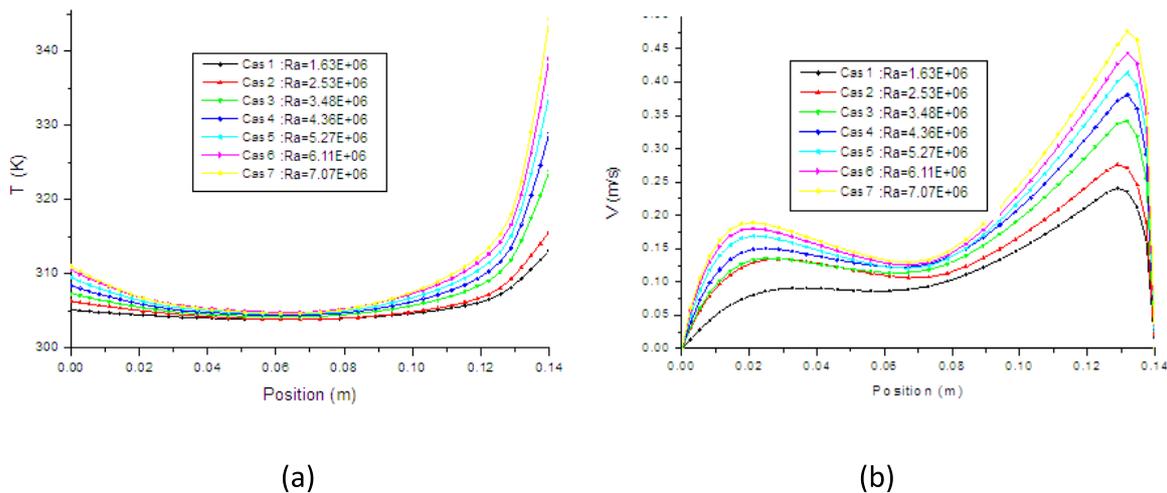


Figure 4.15 : Influence du nombre de Rayleigh sur les profils de la température (a) et de la vitesse (b).

Dans les figures 4.16 et 4.17 sont représentées les variations du coefficient de convection et le nombre de Nusselt locaux sur la paroi chaude, ces derniers augmentent avec l'augmentation du nombre de Rayleigh. C'est la même remarque obtenue par **Boyalakuntla et al (2004)**. L'augmentation du coefficient de convection et le nombre de Nusselt avec le nombre de Rayleigh indique l'amélioration du mouvement convectif ce qui justifie la courbe de la vitesse.

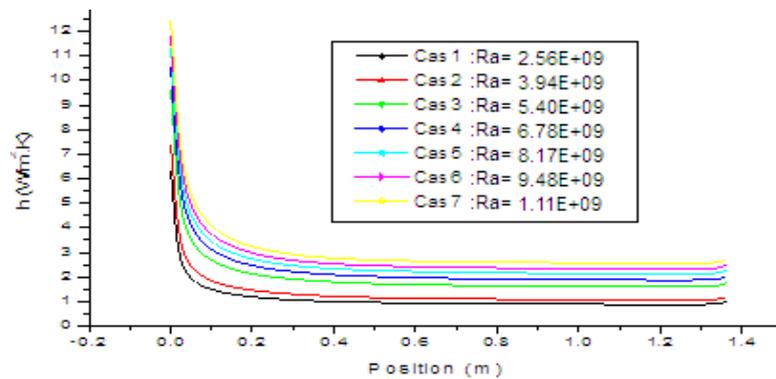


Figure 4.16 : Influence du nombre de Rayleigh sur le coefficient de convection local sur la paroi chaude.

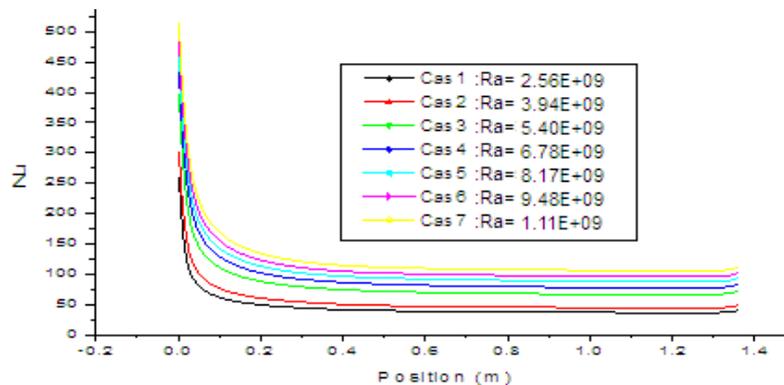


Figure 4.17 : Influence du nombre de Rayleigh sur le nombre de Nusselt local sur la paroi chaude.

La figure ci-dessous représente la variation de la quantité de chaleur reçue par le fluide avec le nombre de Rayleigh pour les trois types du canal. Il apparaît clairement que l'augmentation des températures des parois fait accroître le gain thermique (la quantité de chaleur reçue par le fluide traversant le canal) pour les trois configurations. La quantité de chaleur reçue par le fluide dans les deux configurations CPS et CPPML est élevée par rapport au cas standard (CPP) ce qui est dû à l'augmentation de la surface d'échange (Voir la figure 4.18).

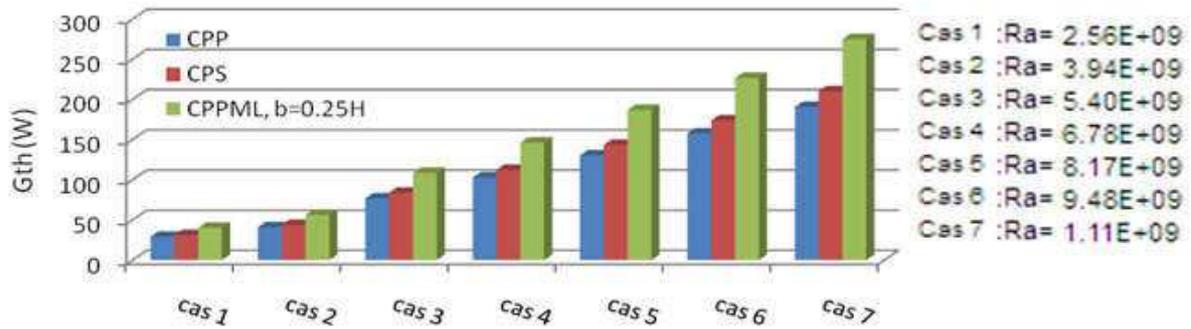


Figure 4.18 : Influence du nombre de Rayleigh sur le gain thermique (la quantité de chaleur reçue par le fluide traversant le canal).

4.3. Corrélations pour le nombre de Nusselt et le débit massique

D’après ce qu’on a vu précédemment, le transfert de chaleur dans le canal étudié est affecté par plusieurs paramètres, tels que les températures des parois, les paramètres géométriques et l’angle d’inclinaison ...etc.

Comme le nombre de Nusselt et le débit massique décrivent le comportement de tels systèmes, on va analyser l’effet des paramètres cités au dessus sur ces deux derniers pour arriver à ceux qui sont les plus importants et d’arriver par la suite à utiliser la méthode des moindres carrées pour obtenir des corrélations qui permettent de voir l’efficacité de ce genre de systèmes afin de choisir des dimensions adéquates.

Le coefficient de transfert de chaleur local moyen sur les parois est calculé comme une intégration du coefficient de convection en un point sur la longueur, comme suit (**Fluent. Inc (2005)**):

$$\bar{h} = \frac{1}{L} \int_0^L h_x dx = \frac{1}{L} \int_0^L \frac{q_x}{(T_x - T_0)} dx \tag{4.2}$$

Où : q_x est le flux de chaleur échangé entre la paroi et l’air à la position x le long du canal (**P.H. Biwolé (2008)**).

Le nombre de Nusselt est défini par:

$$Nu = \frac{\bar{h}L}{\lambda} \tag{4.3}$$

Le débit massique est défini comme suit:

$$Dm = \rho VS \tag{4.4}$$

Où: S est la section du canal perpendiculaire à l’écoulement.

4.3.1. Analyse de l'effet de l'inclinaison

L'effet de l'inclinaison du canal est analysé en faisant varier l'angle entre trois valeurs ($\theta = 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ$) comme le montrent les figures 19, 20, 21. Dans ce cas l'épaisseur du canal est fixée à une valeur qui est égale à 0.14m. Les trois cas analysés sont le cas 1, cas 4, et cas 7 (voir le tableau 2.1).

Le débit massique varie proportionnellement avec l'angle d'inclinaison pour les trois configurations (Voir figure 4.19), cette augmentation du débit est dû à l'augmentation de la vitesse. Les mêmes remarques sont obtenues par **D. J. Harris (2007)**.

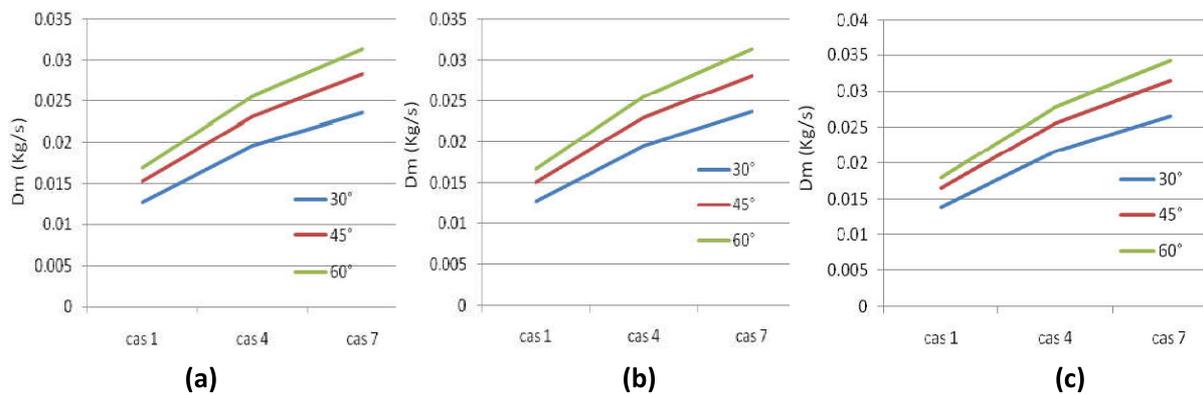


Figure 4.19 : Influence de l'inclinaison du canal sur le débit massique pour les trois types du canal, (a) : CPP, (b) : CPS, (c): CPPML.

L'élévation de l'angle d'inclinaison fait augmenter le nombre de Nusselt moyen sur la plaque chaude (figure 4.20) et le nombre de Nusselt moyen de la lame d'air (figure 4.21). Ces mêmes constatations ont été observées par **P.H. Biwole et al (2005)**, ce qui est expliqué par l'augmentation de la vitesse convective et par conséquent le transfert de chaleur convectif devient plus important. Cet effet devient important en augmentant les températures des plaques.

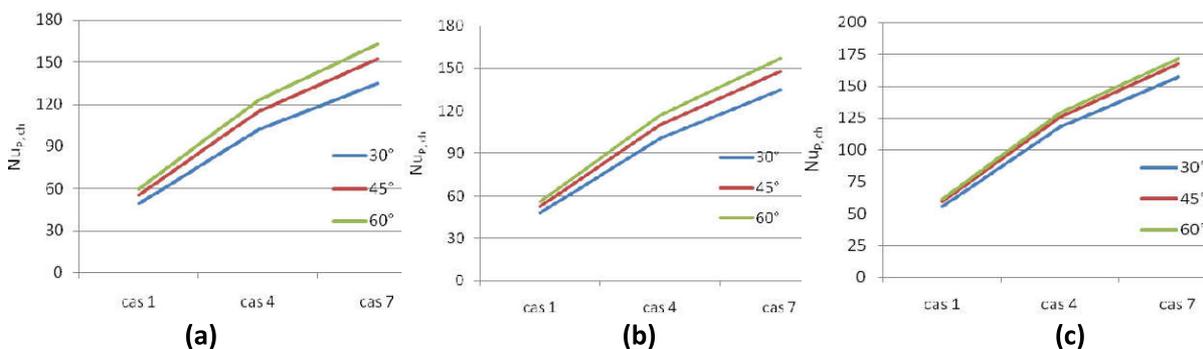


Figure 4.20 : Influence de l'inclinaison du canal sur le Nusselt de la paroi chaude pour les trois types du canal, (a) : CPP, (b) : CPS, (c): CPPML.

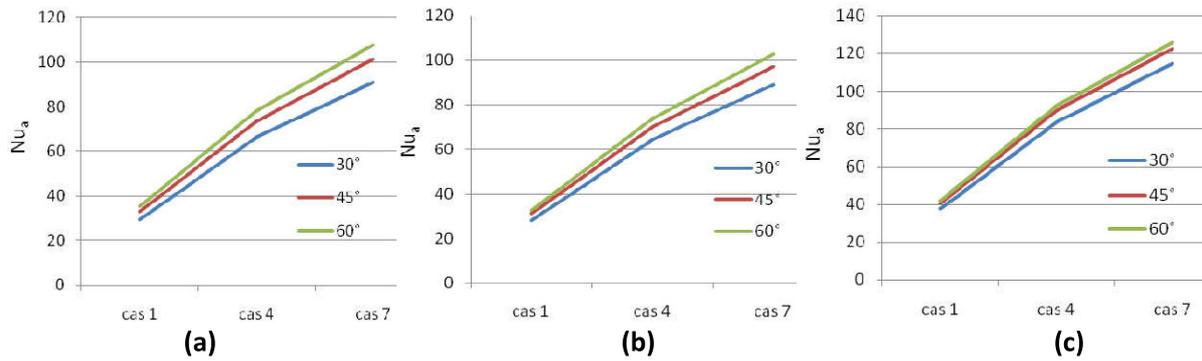


Figure 4.21 : Influence de l'inclinaison du canal sur le Nusselt moyen de la lame d'air pour les trois types du canal, (a) : CPP, (b) : CPS, (c): CPPML.

4.3.2. Analyse de l'effet de l'épaisseur du canal

Afin d'analyser l'effet de l'épaisseur du canal sur le débit massique, et le nombre de Nusselt de la paroi chaude et le Nusselt moyen de la lame d'air, on a fixé l'angle d'inclinaison à 30° et on a varié l'épaisseur H entre les valeurs 0.035m, 0.07m, 0.105m, 0.14m et 0.175m pour trois cas qui sont cas 1, cas 4, et cas 7 (Voir tableau 2.1 du chapitre 2).

La figure 4.22 représente la variation du débit massique en fonction de l'épaisseur du canal. De cette figure, on constate que le débit massique augmente avec l'accroissement de l'épaisseur du canal. Même remarque a été soulignée par **K. S. Ong et al (2003)**, **W.Puangsoambut et al (2005)** et **Charline Seytier et al (2013)**). **Guohui. Gan (2006)** a trouvé que pour une épaisseur inférieure à 0.5 m, le débit massique varie proportionnellement avec l'épaisseur ce qui est en bon accord avec nos résultats en notant que dans ce travail notre épaisseur varie entre 0.035 m et 0.175 m.

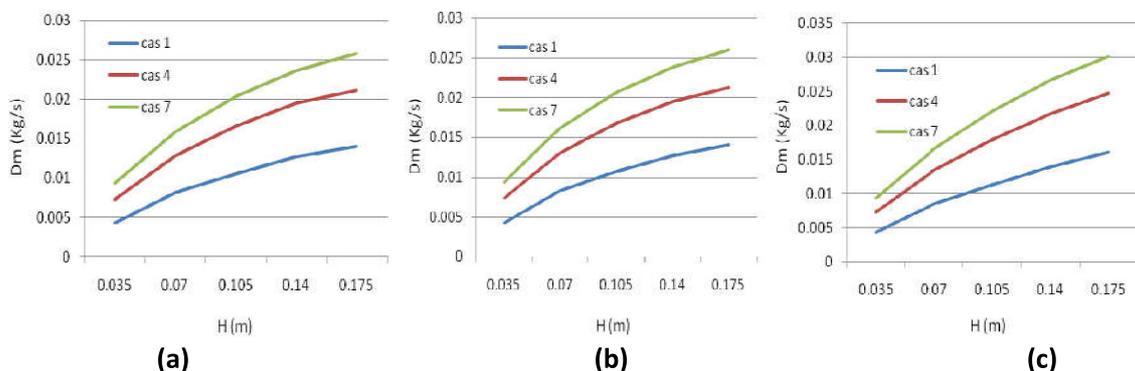


Figure 4.22 : Influence de l'épaisseur du canal sur le débit massique, pour les trois types du canal, (a): CPP, (b): CPS, (c): CPPML.

Les figures 4.23 et 4.24 montrent l'effet de l'épaisseur du canal sur le nombre de Nusselt de la plaque supérieure et le nombre de Nusselt moyenne de la lame d'air. Il apparaît clairement que les valeurs maximales de ces nombres sont obtenues avec une épaisseur de 0.07m, pour des faibles épaisseurs (inférieure a 0.07m) l'augmentation de l'épaisseur augmente le nombre de Nusselt de la plaque supérieure, alors qu'un effet inverse apparaît pour des canaux plus larges (pour des épaisseurs supérieures a 0.07m) (Voir la figure 4.23). Les mêmes observations peuvent être constatées pour le nombre de Nusselt moyen de la lame d'air (voir la Figure 4.24). Ceci est expliqué par le fait que pour des épaisseurs faibles, l'effet du frottement devient relativement important ce qui empêche le mouvement d'air et le transfert convectif, cependant pour des canaux larges, lorsque l'épaisseur augmente le gradient de température dans l'air chauffé devient assez faible pour qu'il puisse engendrer un écoulement convectif. Le même comportement est observé par **Shanshan Tong, Hua Li (2014)**.

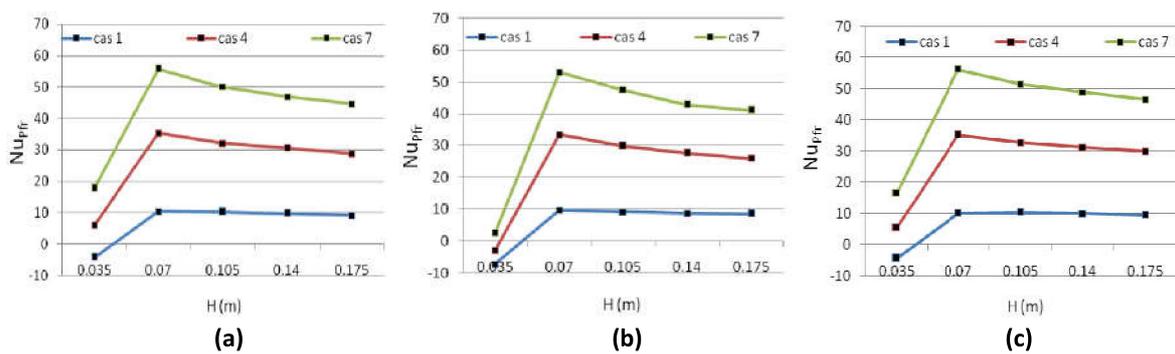


Figure 4.23 : Influence de l'épaisseur du canal sur Nusselt moyen de la paroi supérieure pour les trois types du canal, (a) : CPP, (b) : CPS, (c): CPPML.

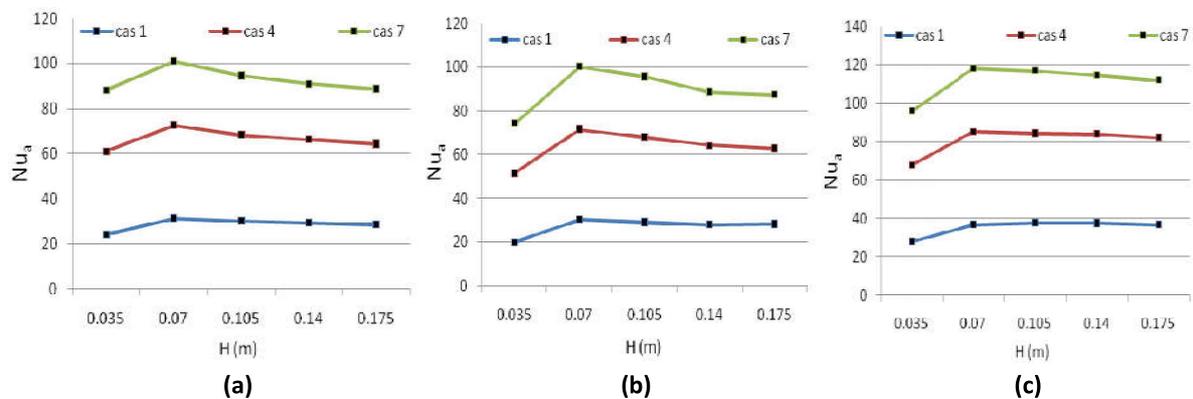


Figure 4.24 : Influence de l'épaisseur du canal sur Nusselt moyen de la lame d'air, pour les trois types du canal (a): CPP, (b): CPS, (c): CPPML.

4.3.3. Analyse de l'effet du nombre de Rayleigh

Pour analyser l'effet du nombre de Rayleigh, on a fixé l'inclinaison du canal à 30° et son épaisseur à 0.14m. De la figure 4.25 qui représente la variation du débit massique avec le nombre de Rayleigh pour les différentes configurations (CPP, CPS, CPPML), on constate que l'augmentation du nombre de Rayleigh (augmentation de la différence des températures des plaques supérieure et inférieure) engendre une élévation du débit massique de l'air traversant le canal, ce qui a été confirmé par **Guohui. Gan (2006)**, l'augmentation du nombre de Rayleigh (les différences de températures) accroît les forces de flottabilité et par conséquent la vitesse d'écoulement convectif. Dans la troisième configuration (CPPML), le débit massique est plus important.

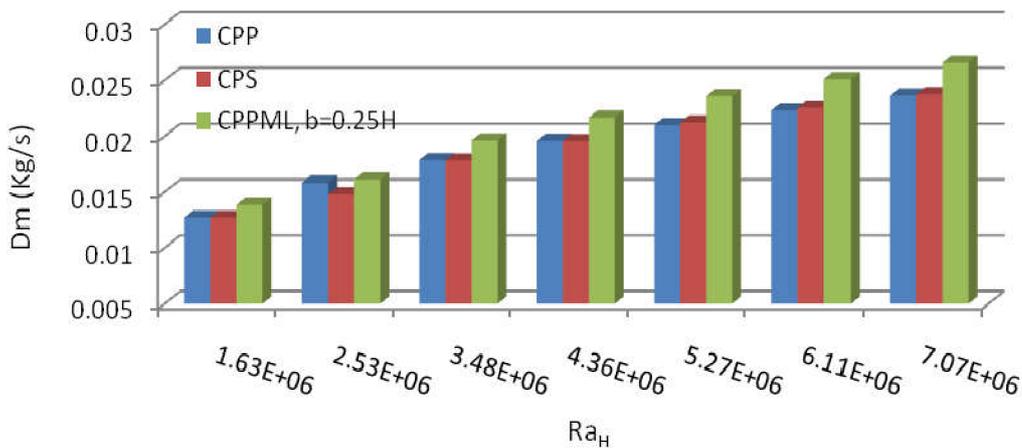


Figure 4.25 : Influence du nombre de Rayleigh sur le débit massique.

Le nombre de Nusselt local moyen de la plaque supérieure, ainsi que celui de la lame d'air sont présentés dans les figures 4.26 et 4.27. L'augmentation du nombre de Rayleigh augmente les nombres de Nusselt ce qui signifie une amélioration du mouvement convectif.

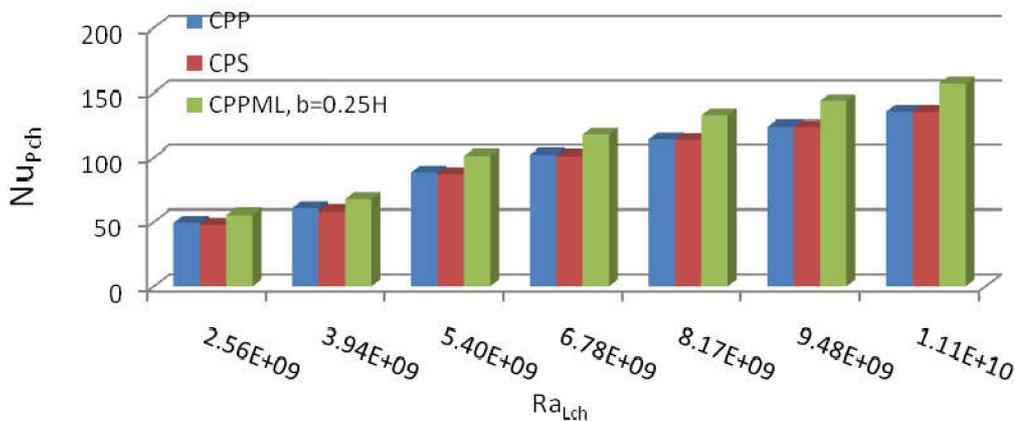


Figure 4. 26 : Influence du nombre de Rayleigh sur le Nusselt local moyen sur la paroi chaude.

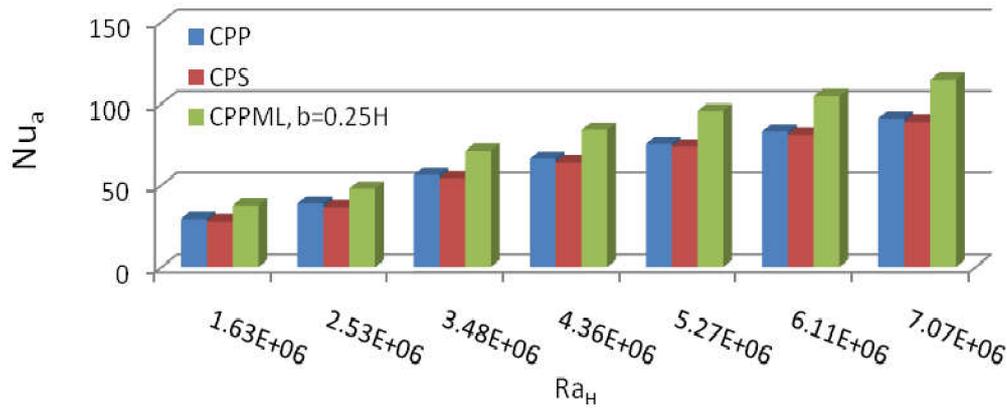


Figure 4.27 : Influence du nombre de Rayleigh sur Nusselt moyen de la lame d'air.

4.3.4. Corrélations obtenues

D'après l'analyse des résultats précédents, le nombre de Nusselt local moyen sur la plaque supérieure, Nusselt moyen dans la lame d'air et le débit massique dépendent des paramètres géométriques et des conditions aux limites. Pour faciliter l'utilisation de la méthode des moindres carrées, on a fixé l'angle d'inclinaison à 30° car le choix de ce paramètre obéit à d'autres règles architecturales (la pente dépend des dimensions du bâtiment) d'une part et d'autre part elle dépend du site (latitude et altitude de l'endroit). On a fait varier le rapport d'aspect H/L (épaisseur/longueur) entre cinq valeurs 0.0257, 0.0515, 0.077, 0.1029, et 0.1287. Le nombre de Rayleigh (Ra_H) varie dans la gamme $1.27 * 10^4 \leq Ra_H \leq 6.9 * 10^6$. Ainsi que le nombre Ra_{Lch} varie dans l'intervalle $1.28 * 10^9 \leq Ra_{Lch} \leq 5.53 * 10^9$.

4.3.4.1. Corrélations pour le canal du type CPP

Des corrélations des nombres de Nusselt ont été obtenues en premier lieu comme fonctions du paramètre $[(\frac{H}{L})Ra_{lch} \sin 30^\circ]$ pour Nusselt moyen de la plaque supérieure, et pour le Nusselt moyen de la lame d'air et le débit massique comme fonction de $[(\frac{H}{L})Ra_H \sin 30^\circ]$ en utilisant la méthode des moindres carrées pour deux variables.

Les tableaux 4.1 et 4.2 regroupent, respectivement, les corrélations de Nusselt moyen de la plaque supérieure (paroi chaude) et de Nusselt moyen de la lame d'air pour différents rapports d'aspects. Les corrélations du débit massique sont présentées dans le tableau 4.3. On a obtenue ces expressions avec des coefficients de corrélation de l'ordre de 0.99.

Tableau 4.1 : Nusselt moyen de la paroi chaude pour différents rapports d'aspect du canal du type CPP.

| H/L | corrélations | R ² |
|--------|---|----------------|
| 0.0257 | $Nu_{p_{ch}} = 5.049893E-05[(\frac{H}{L})Ra_L \sin 30^\circ]^{0.7988607}$ | 0.9911 |
| 0.0515 | $Nu_{p_{ch}} = 9.001926E-05[(\frac{H}{L})Ra_L \sin 30^\circ]^{0.7363851}$ | 0.9916 |
| 0.0772 | $Nu_{p_{ch}} = 6.926922E-05[(\frac{H}{L})Ra_L \sin 30^\circ]^{0.7320536}$ | 0.9917 |
| 0.1029 | $Nu_{p_{ch}} = 6.168134E-05[(\frac{H}{L})Ra_L \sin 30^\circ]^{0.7258648}$ | 0.9908 |
| 0.1287 | $Nu_{p_{ch}} = 4.816546E-05[(\frac{H}{L})Ra_L \sin 30^\circ]^{0.7291571}$ | 0.9913 |

Tableau 4.2 : Nusselt moyen de la lame d'air pour différents rapports d'aspect du canal du type CPP.

| H/L | corrélations | R ² |
|--------|---|----------------|
| 0.0257 | $Nu_a = 0.1199338[(\frac{H}{L})Ra_H \sin 30^\circ]^{0.9148911}$ | 0.9965 |
| 0.0515 | $Nu_a = 0.02695918[(\frac{H}{L})Ra_H \sin 30^\circ]^{0.8235252}$ | 0.9956 |
| 0.0772 | $Nu_a = 0.008274106[(\frac{H}{L})Ra_H \sin 30^\circ]^{0.8045955}$ | 0.9958 |
| 0.1029 | $Nu_a = 0.003602536[(\frac{H}{L})Ra_H \sin 30^\circ]^{0.7942296}$ | 0.9952 |
| 0.1287 | $Nu_a = 0.001690762[(\frac{H}{L})Ra_H \sin 30^\circ]^{0.795693}$ | 0.9957 |

Tableau 4.3 : Débit massique pour différents rapports d'aspect du canal du type CPP.

| H/L | corrélations | R ² |
|--------|--|----------------|
| 0.0257 | $Dm = 1.703219E-04[(\frac{H}{L})Ra_L \sin 30^\circ]^{0.5530816}$ | 0.9965 |
| 0.0515 | $Dm = 1.593896E-04[(\frac{H}{L})Ra_L \sin 30^\circ]^{0.4592081}$ | 0.9991 |
| 0.0772 | $Dm = 1.129817E-04[(\frac{H}{L})Ra_L \sin 30^\circ]^{0.4465921}$ | 0.9997 |
| 0.1029 | $Dm = 1.159326E-04[(\frac{H}{L})Ra_L \sin 30^\circ]^{0.4158774}$ | 0.9985 |
| 0.1287 | $Dm = 1.086083E-04[(\frac{H}{L})Ra_L \sin 30^\circ]^{0.3996529}$ | 0.9934 |

Les valeurs prédites (calculées par les corrélations qu'on a obtenu) du nombre de Nusselt de la paroi supérieure (chaude) sont comparées avec celles obtenues numériquement dans la figure 4.28 et du nombre de Nusselt moyen de la lame d'air dans la figure 4.29. On constate que les corrélations obtenues sous forme d'une loi de puissance présentent un bon ajustement.

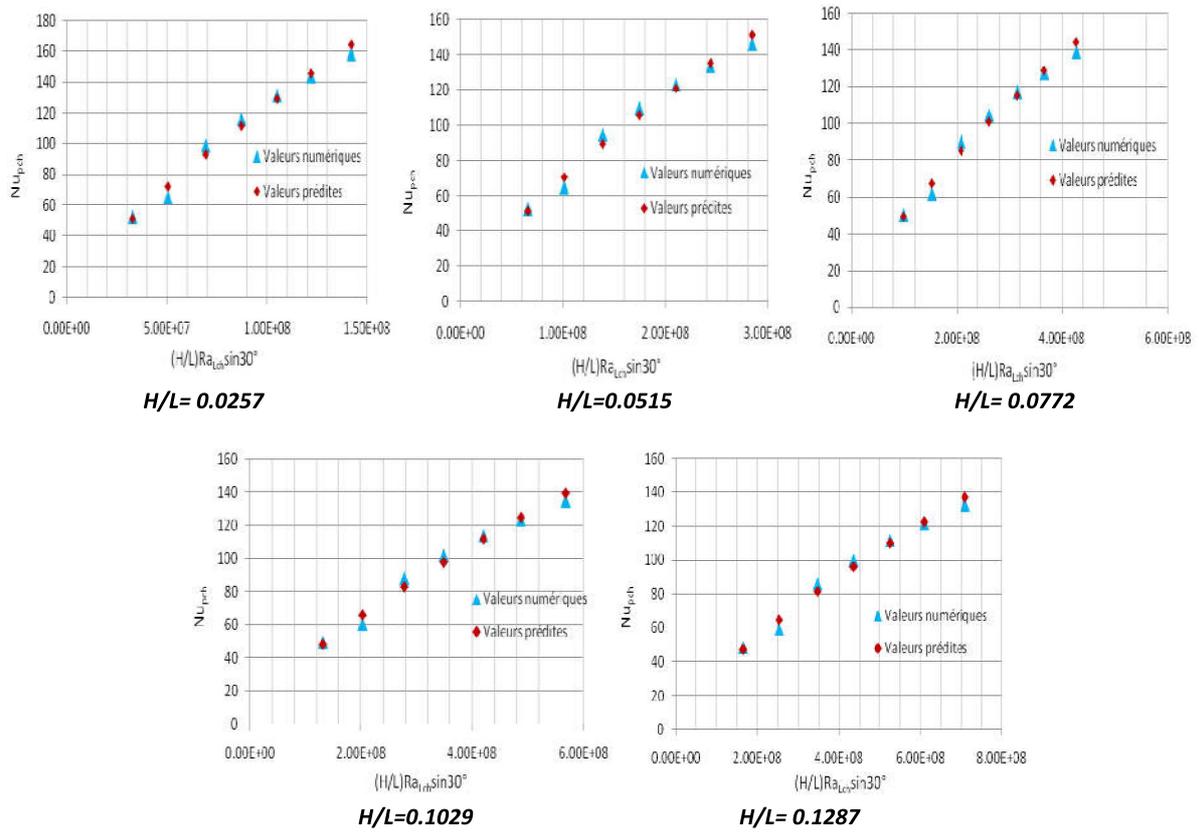


Figure 4.28 : Comparaison des valeurs numériques et prédites du nombre de Nusselt local moyen sur la paroi chaude pour différents rapports d'aspect.

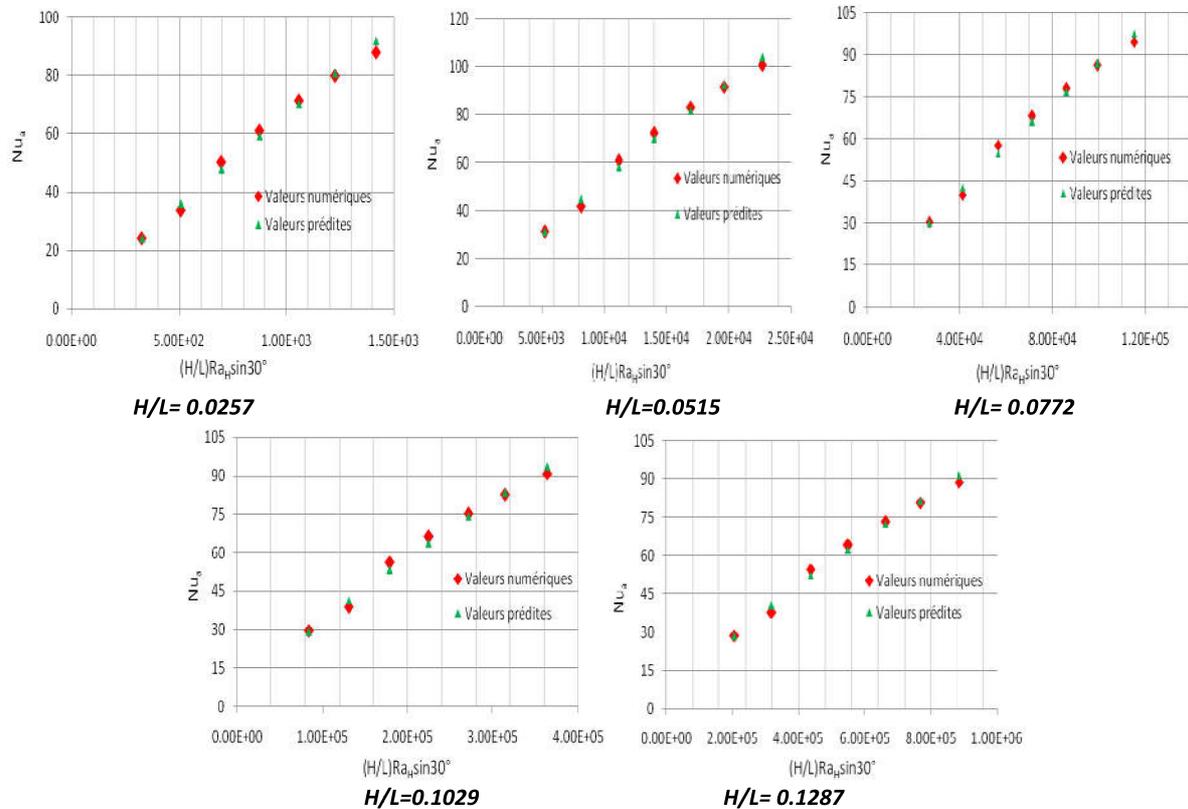


Figure 4.29 : Comparaison des valeurs numériques et prédites du nombre de Nusselt moyen de la lame d'air pour différents rapports d'aspect.

La figure 4.30 présente des comparaisons entre les valeurs numériques et celles prédites (par les corrélations obtenues) du débit massique. Un bon accord entre ces deux valeurs est obtenu.

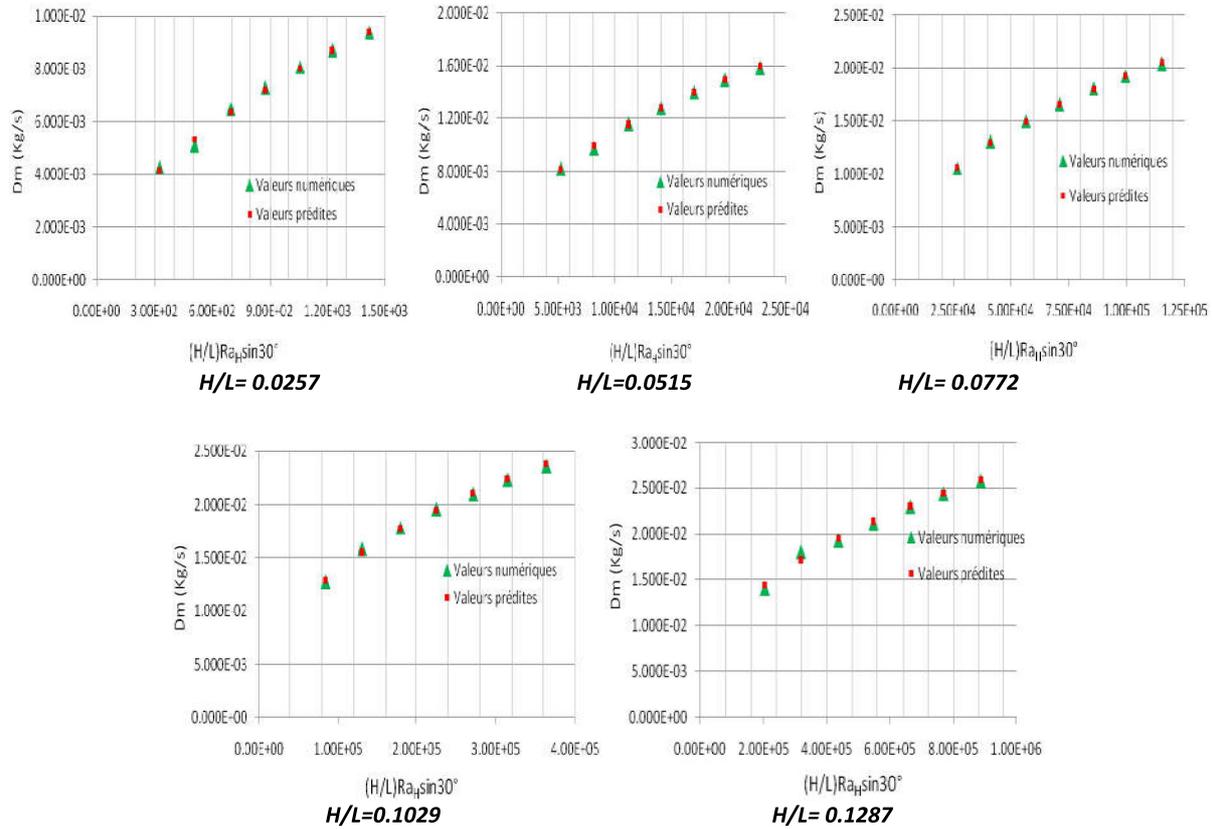


Figure 4.30: Comparaison des valeurs numériques et prédites du débit massique pour différents rapports d'aspect.

Du fait que les corrélations précédentes changent avec le rapport d'aspect (H/L), on a utilisé la méthode des moindres carrés pour plusieurs paramètres d'où des corrélations générales de la forme $z = a x^b y^c$, ont été obtenues. Le nombre de Nusselt local moyen de la paroi supérieure et le nombre de Nusselt moyen de la lame d'air peuvent être représentés sous forme des fonctions de deux paramètres $Nu_{PCh} = f((H/L), Ra_{Lch} \sin 30^\circ)$ et $Nu_a = f((H/L), Ra_H \sin 30^\circ)$, de même pour le débit massique $Dm = f((H/L), Ra_H \sin 30^\circ)$. Les équations (4.5), (4.6) et (4.7), donnent les différentes corrélations comme fonction de deux variables.

$$Nu_{PCh} = 6.512341e^{-06} [Ra_{Lch} \sin 30^\circ]^{0.7441313} (H/L)^{-0.08841438} \quad (4.5)$$

$$Nu_a = 1.446149e^{-6} [Ra_H \sin 30^\circ]^{0.826588} (H/L)^{-2.44515} \quad (4.6)$$

$$Dm = 5.487561e^{-06} [Ra_H \sin 30^\circ]^{0.4549119} (H/L)^{-0.6748361} \quad (4.7)$$

Les figures ci-dessous présentent une comparaison entre les valeurs numériques et les valeurs prédites par les formules (4.5), (4.6) et (4.7), respectivement. On remarque que les valeurs prédites sont ajustées avec les valeurs numériques.

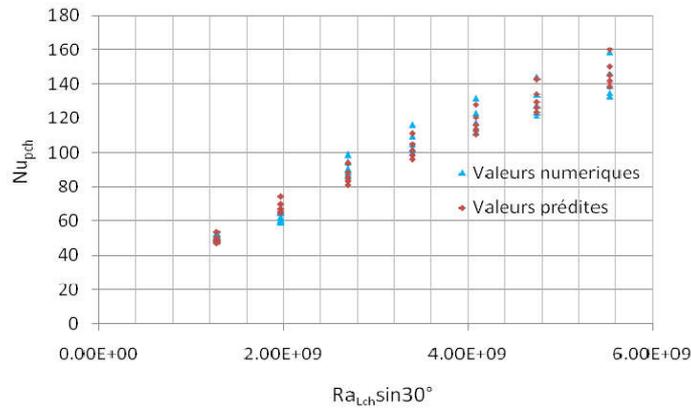


Figure 4.31 : Comparaison des valeurs numériques et prédites du nombre de Nusselt local moyen sur la paroi chaude.

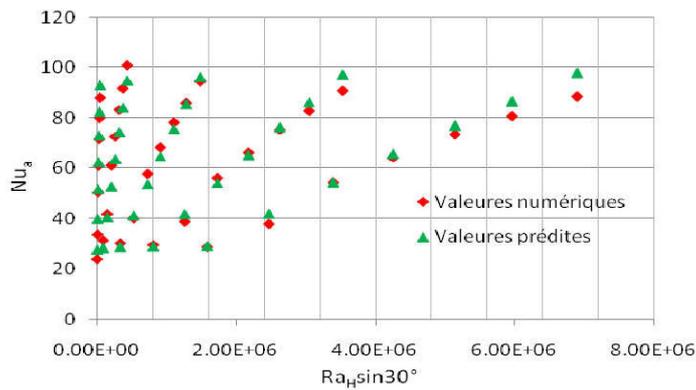


Figure 4.32 : Comparaison des valeurs numériques et prédites du nombre de Nusselt moyen de la lame d'air.

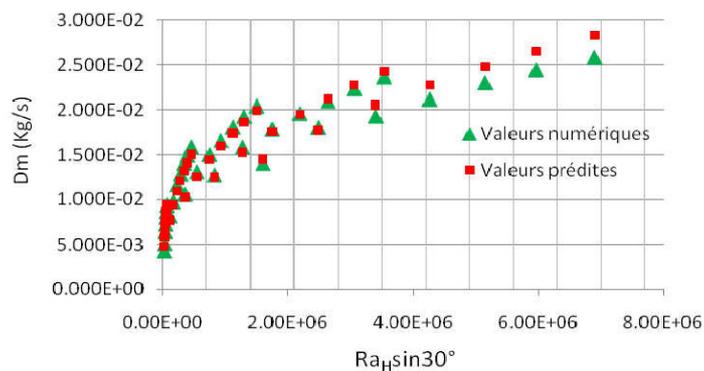


Figure 4.33 : Comparaison des valeurs numériques et prédites du débit massique.

4.3.4.2. Corrélations pour le canal du type CPS

Le tableau 4.4 regroupe les corrélations du nombre de Nusselt moyen de la plaque supérieure, du nombre de Nusselt moyen de la lame d'air et du débit massique pour les différents rapports d'aspect de la deuxième configuration (CPS).

Tableau 4.4 : Corrélations du nombre de Nusselt de la plaque supérieure, Nusselt moyen de la lame d'air et débit massique pour les différents rapports d'aspect du canal du type CPS).

| H/L | corrélations | R ² |
|--------|--|----------------|
| 0.0257 | $Nu_{pch} = 2.981509E-05[(\frac{H}{L})Ra_L \sin 30^\circ]^{0.8224868}$ | 0.9896 |
| | $Nu_a = 0.09072597[(\frac{H}{L})Ra_H \sin 30^\circ]^{0.9298054}$ | 0.9958 |
| | $Dm = 1.640152E-04[(\frac{H}{L})Ra_H \sin 30^\circ]^{0.5574358}$ | 0.9941 |
| 0.0515 | $Nu_{pch} = 5.591486E-05[(\frac{H}{L})Ra_L \sin 30^\circ]^{0.7613327}$ | 0.9907 |
| | $Nu_a = 0.02178772[(\frac{H}{L})Ra_H \sin 30^\circ]^{0.8440779}$ | 0.9945 |
| | $Dm = 1.466523E-04[(\frac{H}{L})Ra_H \sin 30^\circ]^{0.469043}$ | 0.9962 |
| 0.0772 | $Nu_{pch} = 3.03754E-05[(\frac{H}{L})Ra_L \sin 30^\circ]^{0.7752442}$ | 0.9907 |
| | $Nu_a = 0.005239203[(\frac{H}{L})Ra_H \sin 30^\circ]^{0.844837}$ | 0.9945 |
| | $Dm = 9.343086E-05[(\frac{H}{L})Ra_H \sin 30^\circ]^{0.4640009}$ | 0.9975 |
| 0.1029 | $Nu_{pch} = 3.612263E-05[(\frac{H}{L})Ra_L \sin 30^\circ]^{0.7524621}$ | 0.9901 |
| | $Nu_a = 0.002602486[(\frac{H}{L})Ra_H \sin 30^\circ]^{0.8180293}$ | 0.9943 |
| | $Dm = 8.551038E-05[(\frac{H}{L})Ra_H \sin 30^\circ]^{0.440325}$ | 0.9976 |
| 0.1287 | $Nu_{pch} = 3.685698E-05[(\frac{H}{L})Ra_L \sin 30^\circ]^{0.743237}$ | 0.9889 |
| | $Nu_a = 0.00135738[(\frac{H}{L})Ra_H \sin 30^\circ]^{0.8121526}$ | 0.9935 |
| | $Dm = 6.820551E-05[(\frac{H}{L})Ra_H \sin 30^\circ]^{0.4343091}$ | 0.9975 |

Les corrélations générales obtenues (pour le canal du type CPS) pour Nusselt moyen de la plaque supérieure, Nusselt moyen de la lame d'air et le débit massique comme fonctions de deux paramètres (rapport d'aspect et nombre de Rayleigh) sont présentées dans les équations (4.8), (4.9) et (4.10) respectivement.

$$Nu_{PCh} = 4.208458e^{-06}[Ra_{Lch} \sin 30^\circ]^{0.7706391} (H/L)^{-0.02849030} \quad (4.8)$$

$$Nu_a = 1.098192e^{-06}[Ra_H \sin 30^\circ]^{0.8495798} (H/L)^{-2.416278} \quad (4.9)$$

$$Dm = 3.701459e^{-06}[Ra_H \sin 30^\circ]^{0.4729994} (H/L)^{-0.7311937} \quad (4.10)$$

4.3.4.3. Corrélations pour le capteur du type CPPML

Les corrélations obtenues pour la troisième configuration (CPPML avec $b=0.25H$) sont regroupées dans le tableau 4.5.

Tableau 4.5 : Corrélations du nombre de Nusselt de la plaque supérieure, Nusselt moyen de la lame d'air et débit massique pour les différents rapports d'aspect du canal du type CPPML.

| H/L | corrélations | R ² |
|--------|--|----------------|
| 0.0257 | $Nu_{pch} = 4.719464E-05[(\frac{H}{L})Ra_L \sin 30^\circ]^{0.7984304}$ | 0.9898 |
| | $Nu_a = 0.1739761[(\frac{H}{L})Ra_H \sin 30^\circ]^{0.8747504}$ | 0.9943 |
| | $Dm = 1.671234E-04[(\frac{H}{L})Ra_H \sin 30^\circ]^{0.5558826}$ | 0.9944 |
| 0.0515 | $Nu_{pch} = 4.843705E-05[(\frac{H}{L})Ra_L \sin 30^\circ]^{0.7723355}$ | 0.9902 |
| | $Nu_a = 0.02988826[(\frac{H}{L})Ra_H \sin 30^\circ]^{0.8289775}$ | 0.9932 |
| | $Dm = 1.384582E-04[(\frac{H}{L})Ra_H \sin 30^\circ]^{0.4774909}$ | 0.9954 |
| 0.0772 | $Nu_{pch} = 4.383901E-05[(\frac{H}{L})Ra_L \sin 30^\circ]^{0.7619864}$ | 0.9902 |
| | $Nu_a = 0.009981601[(\frac{H}{L})Ra_H \sin 30^\circ]^{0.806915}$ | 0.9931 |
| | $Dm = 8.706214E-05[(\frac{H}{L})Ra_H \sin 30^\circ]^{0.4755577}$ | 0.9972 |
| 0.1029 | $Nu_{pch} = 4.065911E-05[(\frac{H}{L})Ra_L \sin 30^\circ]^{0.7542075}$ | 0.9898 |
| | $Nu_a = 0.004414075[(\frac{H}{L})Ra_H \sin 30^\circ]^{0.7966158}$ | 0.9930 |
| | $Dm = 7.53537E-05[(\frac{H}{L})Ra_H \sin 30^\circ]^{0.4588476}$ | 0.9971 |
| 0.1287 | $Nu_{pch} = 3.691383E-05[(\frac{H}{L})Ra_L \sin 30^\circ]^{0.7497447}$ | 0.9897 |
| | $Nu_a = 0.002296533[(\frac{H}{L})Ra_H \sin 30^\circ]^{0.7906184}$ | 0.9928 |
| | $Dm = 7.08816E-05[(\frac{H}{L})Ra_H \sin 30^\circ]^{0.442191}$ | 0.9967 |

Les corrélations générales comme fonctions de deux paramètres sont présentées dans les équations (4.11), (4.12) et (4.13).

$$Nu_{PCh} = 6.216271e^{-06}[Ra_L \sin 30^\circ]^{0.7669762} (H/L)^{0.05071141} \tag{4.11}$$

$$Nu_a = 2.584350e^{-06}[Ra_H \sin 30^\circ]^{0.8195989} (H/L)^{-2.334345} \tag{4.12}$$

$$Dm = 4.046139e^{-06}[Ra_L \sin 30^\circ]^{0.4820624} (H/L)^{-0.678363} \tag{4.13}$$

4.4. Validation expérimentale des résultats numériques

A fin de valider notre modèle numérique et les résultats obtenus par résolution simultanée des équations de quantité de mouvement et de l'énergie, on a comparé nos résultats (**Dalila Ababsa et Saadi Bougoul (2014)**) avec ceux de **Joseph Khedari et al (2002)**. Le canal est incliné d'un angle de 30° et il a une longueur de 1.36 m, une largeur de 0.68 m et une épaisseur de 0.14 m.

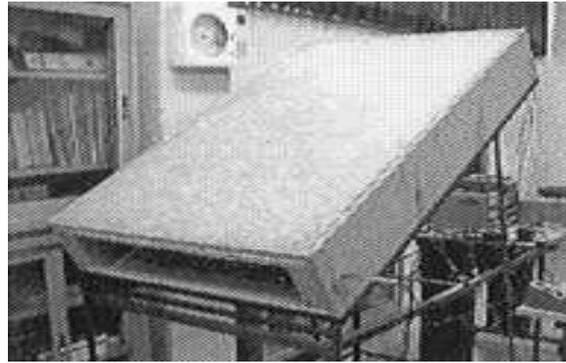


Figure 4.34 : Modèle expérimental étudié par Joseph Khedari (2002).

Plusieurs cas ont été traités où la température d'entrée, de sortie et les températures des parois sont prises des mesures expérimentales faites par cet auteur.

La figure 4.35 montre une comparaison entre les profils de température à travers le canal pour différentes positions sur la longueur L avec $T_{ch} = 40.83^\circ C$ (T_{ch} est la température de la paroi chaude (supérieure)). La comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux prouve que la différence maximale est de 7% pour la température de l'air (Dalila Ababsa et Saadi Bougoul (2014)) ((figure 4.35)).

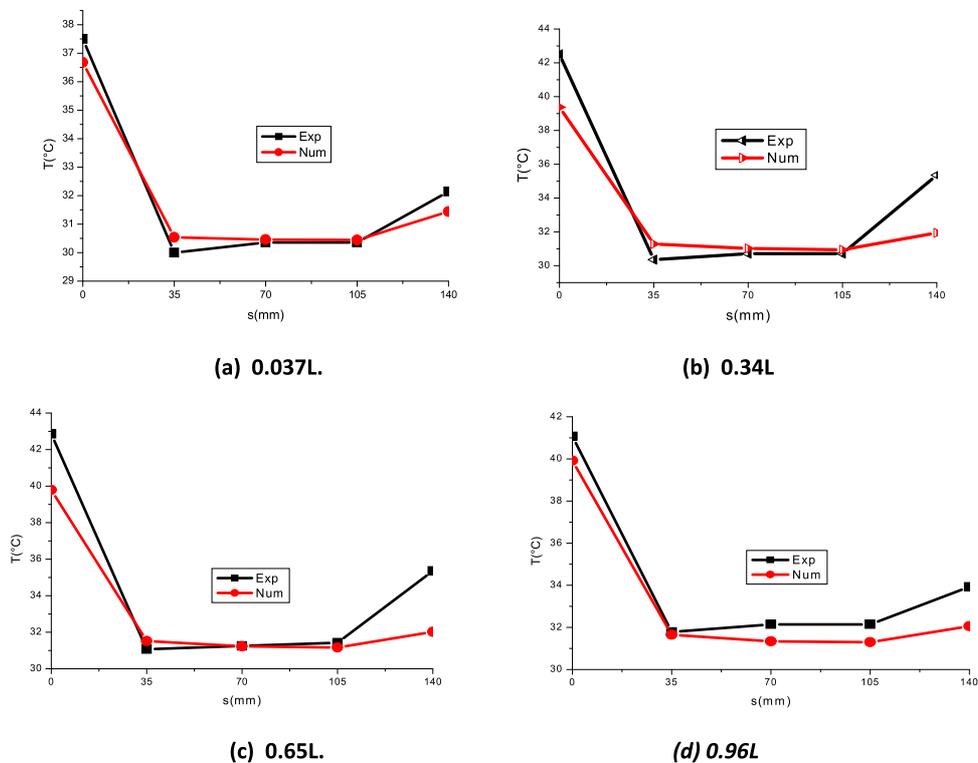


Figure 4.35 : Profils des températures à travers le canal pour différentes positions (L est la longueur du canal) où $T_{ch}=40.83^\circ C$.

La comparaison des résultats expérimentaux et numériques du nombre de Nusselt (figure 4.36 (a)) et le coefficient de convection (figure 4.36 (b)) montre une bonne concordance entre les deux modèles. En outre, les résultats montrent une différence maximale de 2.6% pour le nombre de Nusselt (Nu), et une différence moyenne de 3.36% pour le coefficient de transfert de chaleur (h_{moy}).

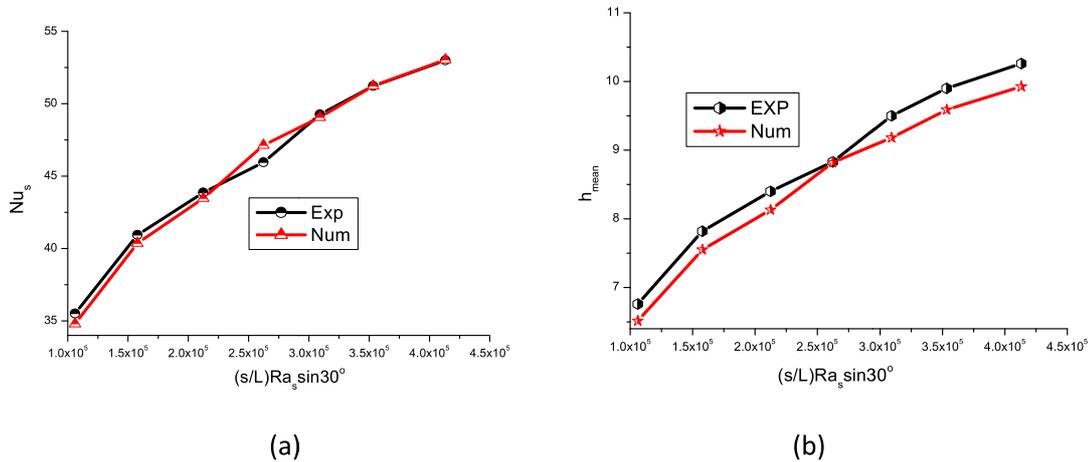


Figure 4.36 : Comparaison entre les valeurs expérimentales et numériques du nombre de Nusselt (a) et du coefficient de convection (b).

Les valeurs numériques (du présent travail) et expérimentales (de **Joseph Khedari (2002)**) du débit massique (figure 4.37) montrent une bonne concordance entre les deux résultats.

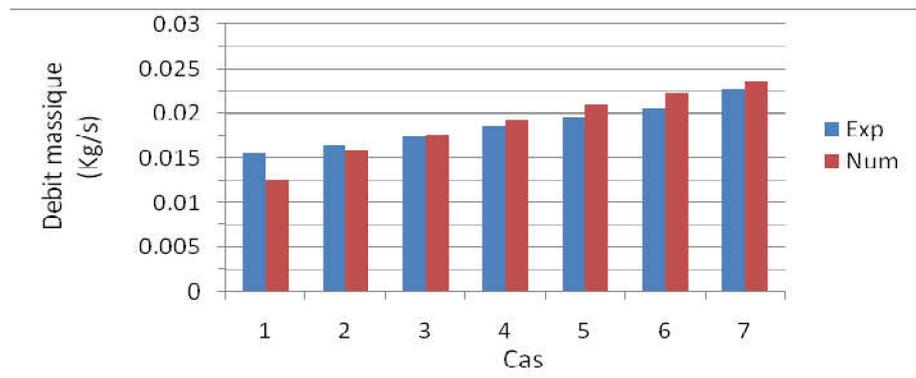


Figure 4.37 : Résultats expérimentaux et numériques du débit massique.

Remarque :

Le modèle numérique a été validé dans un notre travail (**D. Ababsa et S. Bougoul (2012)**) par les résultats de N. Chami (**N. Chami et al (2009)**).

Partie B : Convection naturelle associée au transfert radiatif

Dans la partie précédente (Partie A), la convection naturelle a été étudiée et des corrélations sont obtenus pour les nombres de Nusselt et le débit massique sans prendre en considération les échanges radiatifs.

Dans cette partie et vu l'importance du rayonnement dans ce système, on a tenu en compte des échanges radiatifs entre les plaques supérieure et inférieure, pour cela on a utilisé le modèle radiatif des Ordonnés Discrètes (DO) pour résoudre l'équation du transfert radiatif, puis on a obtenu les corrélations précédentes en introduisant les échanges radiatifs entre les surfaces.

L'émissivité est prise égale à $\varepsilon = 0.95$ pour la paroi supérieure et $\varepsilon = 0.25$ pour la paroi inférieure (travail de **Chi-ming Lai et al (2008)**).

4.5. Flux dégagé par la paroi supérieure

La figure ci-dessous représente le flux total fourni par la surface supérieure du canal en cas de la convection sans rayonnement (correspond à $\varepsilon_{ch} = 0.0$) et avec rayonnement ($\varepsilon_{ch} = 0.95$) pour les trois configurations étudiées, canal à plaques planes (CPP), canal à plaque supérieure sinusoïdale (CPS) et un canal à plaques planes muni des lames jointes à la plaque supérieure (CPPML).

On remarque que le flux dégagé par la paroi supérieure varie le long du canal en cas de convection sans et avec rayonnement, où ses valeurs élevées se situent à l'entrée puis il diminue en se dirigeant vers la sortie du canal, il est proportionnel à la variation du coefficient d'échange et par conséquent à la variation du nombre de Nusselt le long du canal (voir la section précédente).

Le flux dégagé par la paroi supérieure dans le cas du transfert couplé est plus élevé par rapport au cas de la convection sans rayonnement (voir la figure 4.38) car le flux total dans ce cas est la superposition des deux flux, convectif et radiatif, donc l'effet des échanges radiatifs est important alors il faut en tenir en compte.

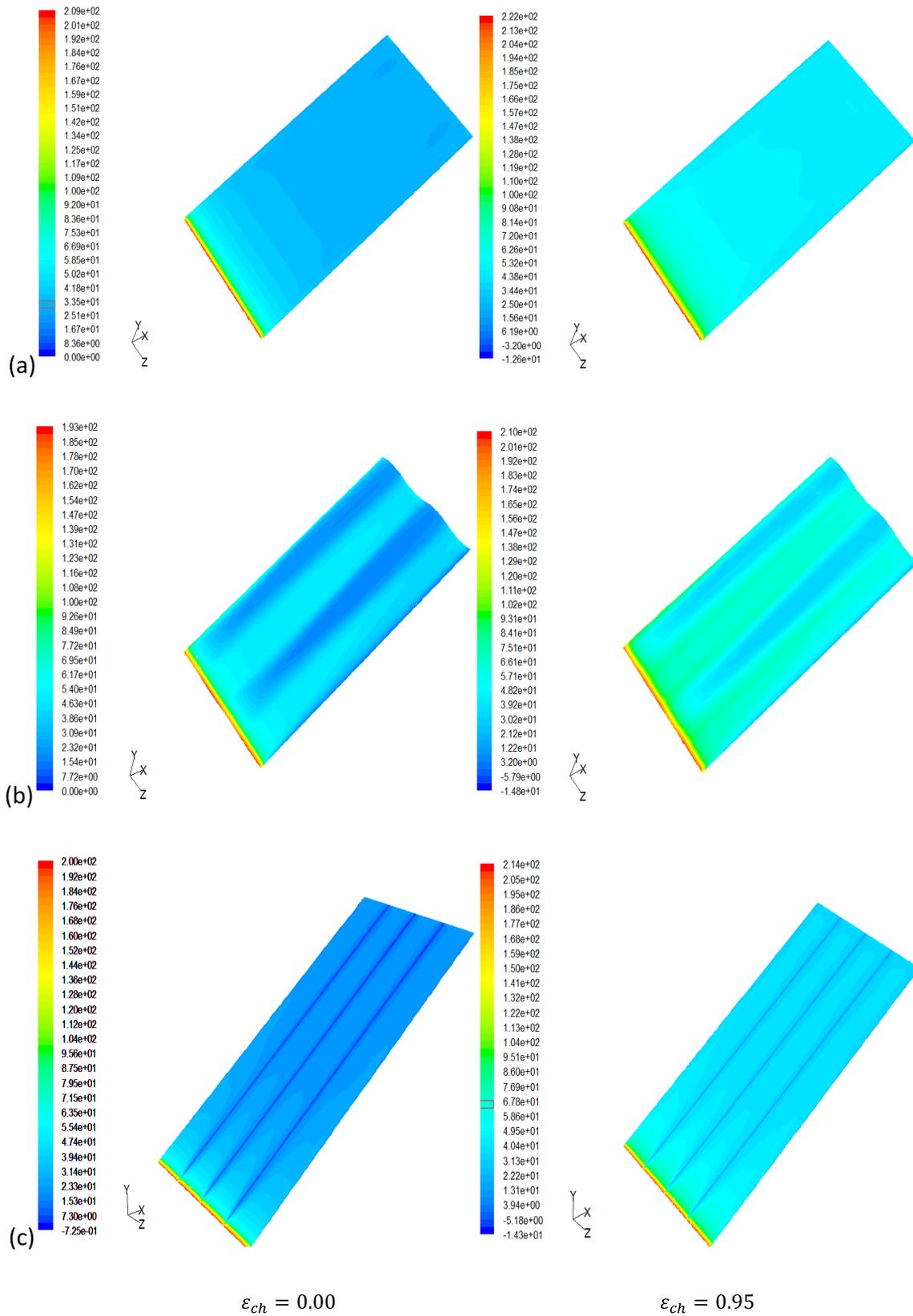


Figure 4.38 : Flux convectif et total dégagés par la plaque supérieure : (a) canal du type CPP, (b) canal du type CPS, (c) canal du type CPPML, $b=0.25H$.

4.6. Effet des échanges radiatifs sur le nombre de Nusselt

Les deux figures ci-dessous représentent les nombres de Nusselt moyen de la paroi chaude (Figure 4.39) et de la lame d'air (Figure 4.40) pour la convection sans échanges radiatifs (correspondante à une émissivité nulle) et la convection couplée aux échanges radiatifs (correspondante à $\epsilon_{ch} = 0.95$, et $\epsilon_{fr} = 0.25$) (suite à **Chi-ming Lai et al (2008)**).

La figure 4.39 montre que le nombre de Nusselt moyen de la plaque chaude en cas du transfert couplé est important qu'en cas de convection seule, ceci est expliqué par le fait qu'en cas de la convection conjuguée au transfert radiatif, le nombre de Nusselt total est une somme des nombres de Nusselt convectif et radiatif (voir l'équation (1.15) du chapitre 1). Le nombre de Nusselt moyen de la lame d'air diminue sous l'effet des échanges radiatifs car le flux moyen résulte de la participation des flux des deux plaques où le flux de la plaque inférieure est négatif (du fait que cette plaque reçoit une quantité de chaleur radiative importante de la plaque supérieure).

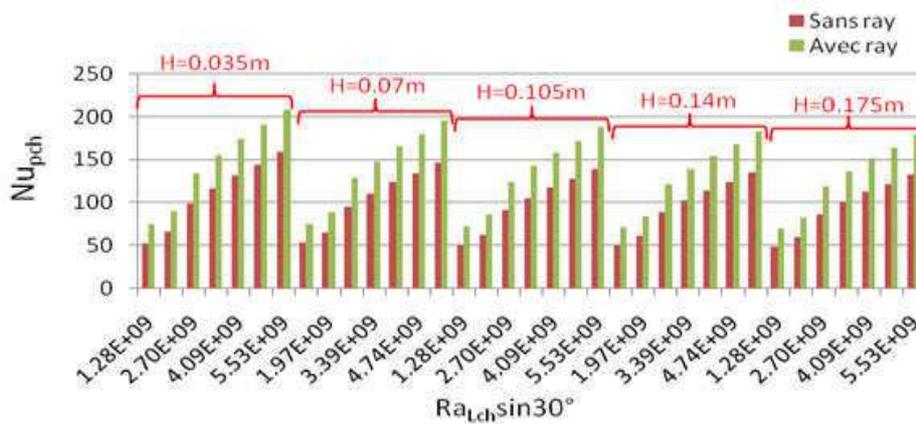


Figure 4.39 : Comparaison entre les valeurs de Nusselt moyen de la plaque chaude sans et avec rayonnement.

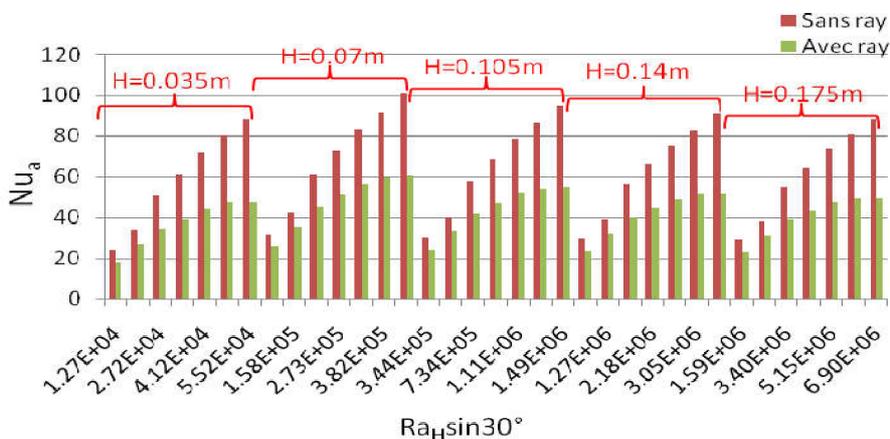


Figure 4.40 : Comparaison entre les valeurs de Nusselt moyen de la lame d'air sans et avec rayonnement.

4.7. Corrélations obtenues en tenant compte des échanges radiatifs

4.7.1. Corrélations pour le canal du type CPP

Pour le canal du type CPP, les corrélations générales prennent les formes suivantes :

$$Nu_{PCh,T} = 2.3838e^{-05}[Ra_{Lch}\sin30^\circ]^{0.70049} (H/L)^{-0.076333} \quad (4.14)$$

$$Nu_{PCh,r} = 8.663824e^{-05}[Ra_{Lch}\sin30^\circ]^{0.5852655} (H/L)^{-0.04164764} \quad (4.15)$$

$$Nu_{a,T} = 1.68996e^{-04}[Ra_H\sin30^\circ]^{0.5883} (H/L)^{-1.7085} \quad (4.16)$$

$$Nu_{a,r} = 1.461201e^{-12}[Ra_H\sin30^\circ]^{1.41052} (H/L)^{-4.248106} \quad (4.17)$$

4.7.2. Corrélations pour le canal du type CPS

Pour le canal du type CPS, les corrélations générales sont les suivantes :

$$Nu_{PCh,T} = 2.4086e^{-05}[Ra_{Lch}\sin30^\circ]^{0.7053783} (H/L)^{-0.03118406} \quad (4.18)$$

$$Nu_{PCh,r} = 2.1550759e^{-04}[Ra_{Lch}\sin30^\circ]^{0.5460759} (H/L)^{-0.03022315} \quad (4.19)$$

$$Nu_{a,T} = 1.687807e^{-04}[Ra_H\sin30^\circ]^{0.6053146} (H/L)^{-1.586421} \quad (4.20)$$

$$Nu_{a,r} = 6.762198e^{-12}[Ra_H\sin30^\circ]^{1.342595} (H/L)^{-4.035638} \quad (4.21)$$

4.7.3. Corrélations pour le canal du type CPPML

Pour le canal du type CPPML, les corrélations générales sont les suivantes :

$$Nu_{pch,T} = 8.289567e^{-06}[Ra_{Lch}\sin30^\circ]^{0.761045} (H/L)^{-0.038801} \quad (4.22)$$

$$Nu_{PCh,r} = 2.266665e^{-06}[Ra_{Lch}\sin30^\circ]^{0.7332339} (H/L)^{-0.01686582} \quad (4.23)$$

$$Nu_{a,T} = 1.98125e^{-05}[Ra_H\sin30^\circ]^{0.719643} (H/L)^{-1.983758} \quad (4.24)$$

$$Nu_{a,r} = 3.428682e^{-11}[Ra_H\sin30^\circ]^{1.244341} (H/L)^{-3.812937} \quad (4.25)$$

4.8. Validation du modèle radiatif

Le modèle radiatif est validé par le travail numérique de **H.F. Nouanégué et E. Bilgen (2009)** et le travail expérimental de **Krishnan et al (2004)**. Le tableau 4.6 montre une comparaison du rapport entre le flux radiatif et le flux total (noté (q_r/q_T)) du présent travail et les travaux cités dans la bibliographie, où q_r est le flux radiatif et q_T est le flux total.

Tableau 4.6

Validation du modèle radiatif

| Auteur | Présent travail | H.F. Nouanégué et al (2009) | Krishnan et al (2004) |
|--------------|-----------------|--------------------------------|--------------------------|
| H (m) | q_r/q_T | q_r/q_T | q_r/q_T |
| 0.0175 | 0.361 | 0.333 | 0.347 |
| 0.037 | 0.405 | 0.439 | 0.436 |

Partie C : Test des matériaux de construction à travers leurs émissivités

Dans les parties A et B, on a analysé l'effet des échanges radiatifs sous la condition des températures imposées aux parois, alors que dans la présente partie, on a essayé de se rapprocher des conditions réelles d'un toit par l'étude de l'effet des propriétés des matériaux sur le comportement de tel système et d'imposer sur les parois une condition de flux qui est plus réaliste. Pour tester que l'émissivité des matériaux (ne pas introduire les autres propriétés thermiques des matériaux), on a négligé les épaisseurs des plaques.

4.9. Effets des échanges radiatifs sur le champ dynamique et thermique

Dans ce qui vient, on a fixé l'épaisseur du canal à la valeur optimale (Selon la partie A) qui est égale à 0.07m. La plaque supérieure est soumise à un flux constant, la plaque inférieure est considérée comme adiabatique (pour se rapprocher de la réalité). L'air entre et sort à une température et une pression ambiantes. La figure 4.41 représente l'effet des échanges radiatifs sur le champ thermique dans une section longitudinale où (a) correspond à une convection pure ($\varepsilon_{pch} = \varepsilon_{pfr} = 0$) et (b) correspond à une convection naturelle couplée au rayonnement. D'après cette figure, on constate que les échanges radiatifs ont un effet sur la distribution des températures, ceci est aussi affirmé par **Min Seok Ko (2007)**.

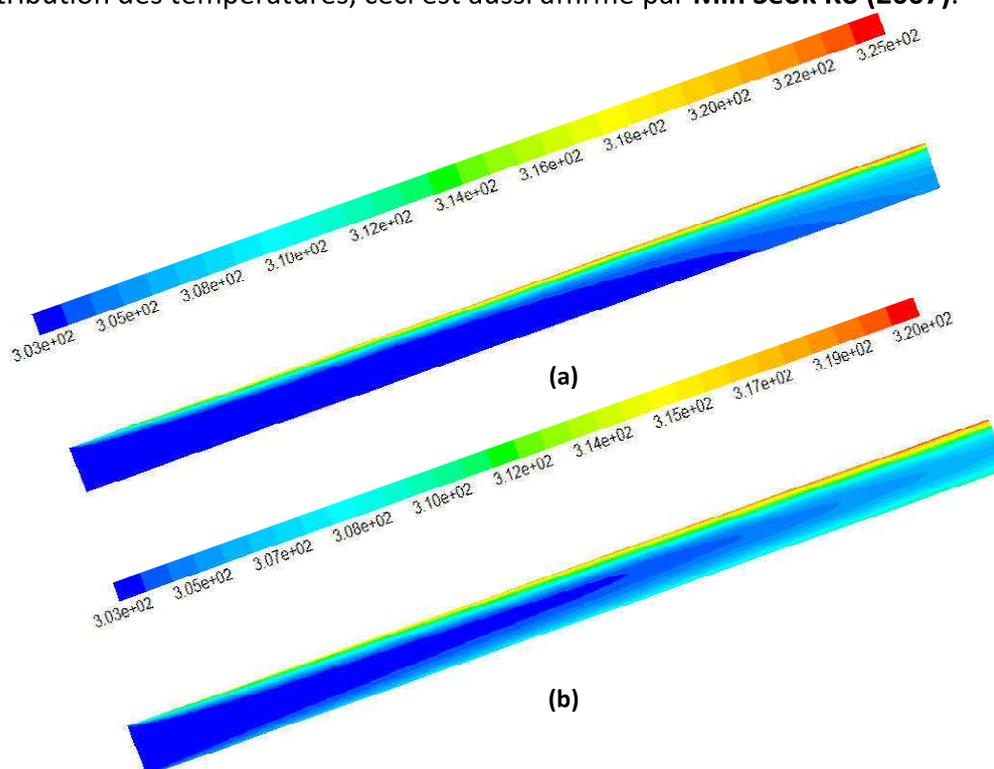


Figure 4.41 : Effet des échanges radiatifs sur le champ des températures, (a) sans rayonnement, (b) avec rayonnement.

De la figure 4.42, qui représente la variation de la température suivant l'épaisseur pour trois positions prises le long du canal, on remarque que l'échange radiatif diminue la température maximale de la plaque supérieure de 323.83K à 317.18K d'une part, et d'autre part elle augmente la température maximale de la plaque inférieure (paroi adiabatique) de 305.60 K à environ de 313.22K (voir aussi l'annexe E (figure E.1 et E.2)) ce qui permet aussi de chauffer de plus les couches d'air situées proche de la plaque inférieure, ce qui permet de dire que les échanges radiatifs peuvent chauffer la face interne du toit et que la ventilation du toit n'est pas la seule solution idéale et qu'il faut faire un bon choix des matériaux.

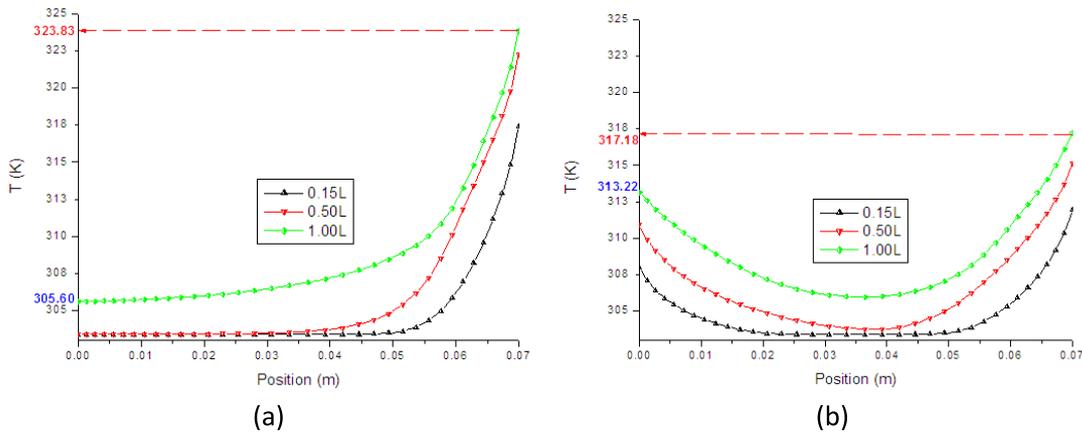


Figure 4.42 : Effet des échanges radiatifs sur les profiles de la température, (a) sans rayonnement, (b) avec rayonnement.

La figure 4.43 représente le champ des vitesses dans une section longitudinale pour les deux cas, (a) convection pure ($\epsilon_{pch} = \epsilon_{pfr} = 0$) et (b) convection couplée au transfert radiatif ($\epsilon_{pch} = 0.93, \epsilon_{pfr} = 0.90$). Cette figure montre bien que les vitesses maximales (de la zone d'air proche de la plaque supérieure) diminuent sous l'effet des échanges radiatifs, cependant, cette vitesse augmente pour le reste du domaine par rapport au cas de la convection pure.

La variation de la vitesse le long du canal est représentée dans la figure 4.44 pour la convection pure (a) et la convection couplée aux échanges radiatifs (b). On remarque que proche de l'entrée du canal (section 0.15L), la vitesse est élevée dans le cas de la convection couplée car les échanges radiatifs augmentent la température de la plaque inférieure ce qui accroît les différences des températures entre l'air et les parois et par conséquence les forces de flottabilité. Au centre et à la sortie du canal (section 0.50L et 1.00L), on observe que proche de la paroi chaude les vitesses diminuent dans le cas de la

convection couplée au rayonnement, ce qui est dû à la diminution des différences de températures (responsables du mouvement convectif) à cause du refroidissement de cette paroi. Proche de la paroi froide les échanges radiatifs augmentent la vitesse ce qui dû à l'élévation des différences des températures grâce à l'échauffement de cette paroi dernière.

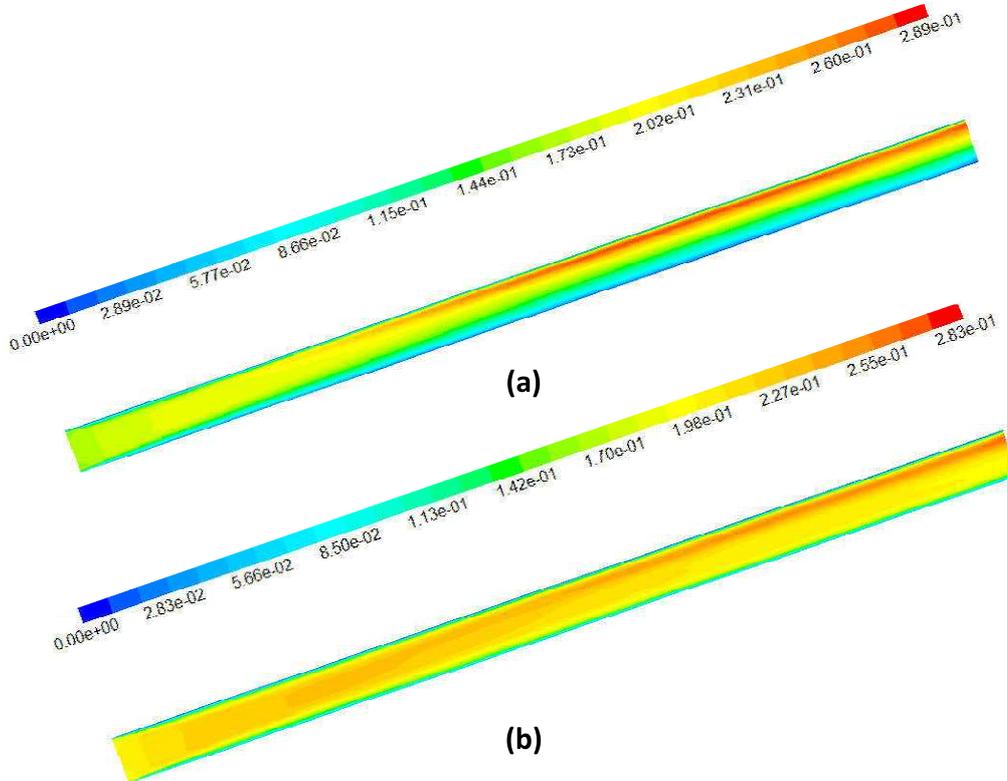


Figure 4.43 : Effet des échanges radiatifs sur le champ des vitesses, (a) sans rayonnement, (b) avec rayonnement.

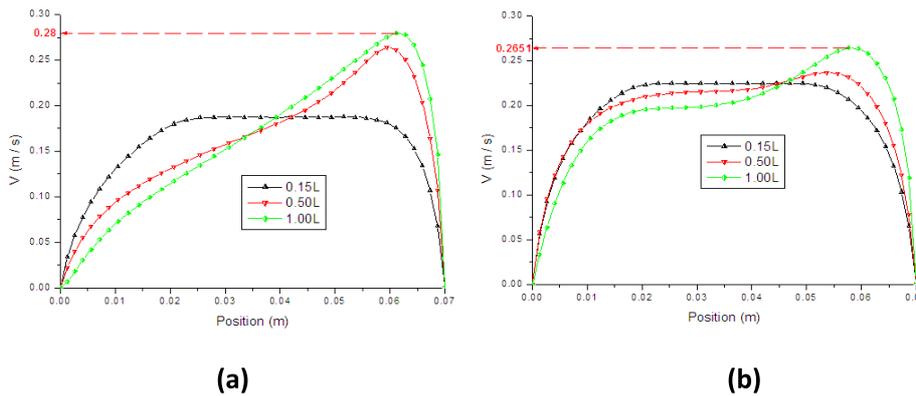


Figure 4.44: Effet des échanges radiatifs sur les profils de la vitesse, (a) sans rayonnement, (b) avec rayonnement.

4.10. Impact de l'émissivité des matériaux

Vu l'importance de l'émissivité des matériaux dans les échanges radiatifs, on a jugé utile de tester son effet pour voir comment le choix des matériaux peut affecter le comportement de tel système. De ce fait les émissivités des plaques supérieure et inférieure ont été choisies

d'une manière qui nous permet de se rapprocher à un toit réel. D'où on a varié l'émissivité de la plaque supérieure entre 0.02, 0.93 qui correspondent respectivement à celles du Zinc polie et à la tuile, de même les émissivités de la paroi inférieure ont été variées entre 0.25 et 0.90 qui correspondent respectivement au panneau de silicate de calcium et au bois blanc. Donc on a testé trois cas qui se basent sur le changement de matériaux, ces cas sont regroupés dans le tableau 4.7.

Tableau 4.7 : Différents cas testés

| cas testé | Plaque supérieure | | Plaque inférieure | |
|-----------|-------------------|----------------------------|---------------------------------|----------------------------|
| | matériau | émissivité ϵ_{ch} | matériau | émissivité ϵ_{fr} |
| 1 | Tuile | 0.93 | Panneaux de silicate de calcium | 0.25 |
| | Tuile | 0.93 | Bois blanc | 0.90 |
| 2 | Zinc polie | 0.02 | Bois blanc | 0.90 |
| | Tuile | 0.93 | Bois blanc | 0.90 |
| 3 | Zinc polie | 0.02 | Panneaux de silicate de calcium | 0.25 |
| | Zinc polie | 0.02 | Bois blanc | 0.90 |

4.10.1. Effet de l'émissivité sur le coefficient d'échange et le nombre de Nusselt

Les figure 4.45, 4.46 et 4.47 représentent le coefficient d'échange (a) et le nombre de Nusselt sur la plaque supérieure (b) pour les tests 1, 2, et 3, respectivement. Pour le test 1, on remarque que pour des plaques supérieures à grandes émissivités l'augmentation de l'émissivité de la plaque inférieure (en fixant celle de la plaque supérieure) augmente le coefficient d'échange et par conséquent le nombre de Nusselt de la plaque supérieure (voir la figure 4.45). Ceci est du au fait que lorsque la plaque supérieure et de grande émissivité elle fourni une énergie radiative importante à la plaque inférieure, cette dernière s'échauffe ce qui lui permet de dégager une quantité de chaleur radiative qui chauffe à son tour la plaque supérieure d'où l'augmentation du coefficient d'échange.

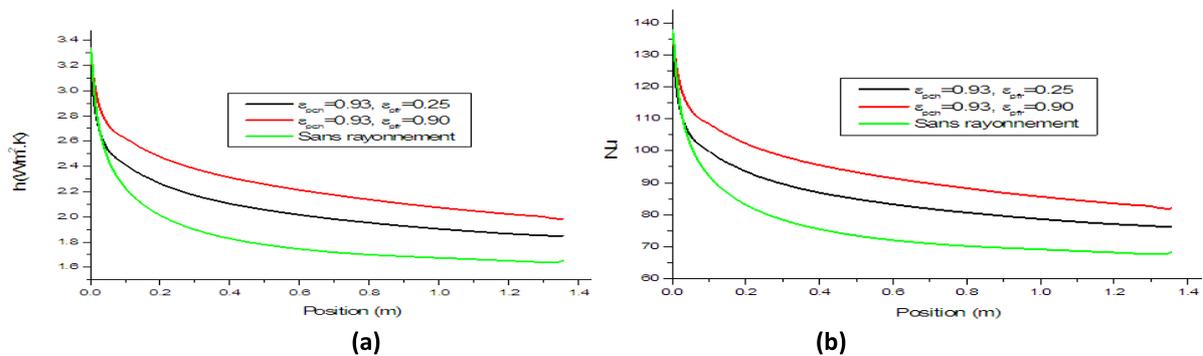


Figure 4.45: Effet de l'émissivité des parois sur le coefficient d'échange (a) et le nombre de Nusselt local de la paroi supérieure (b), cas du test 1.

Le test 2 nous montre que pour des faibles émissivités de la plaque supérieure le coefficient d'échange et le nombre de Nusselt gardent des valeurs proches de celles du cas de la convection pure même si l'émissivité de la plaque inférieure est élevée, ceci nous permet de dire que l'émissivité de la plaque supérieure a un effet important dans les échanges radiatifs (voir la figure 4.46).

De la figure 4.47, qui représente l'effet de l'émissivité des parois sur le coefficient d'échange (a) et le nombre de Nusselt local de la paroi supérieure (b) en cas du test 3, on confirme que dans le cas d'une émissivité faible de la plaque supérieure (quelque soit l'émissivité de la plaque inférieure) le coefficient d'échange et le nombre de Nusselt ne sont pas affectés par les échanges radiatifs ce qui nous permet de dire que la plaque supérieure est toujours le fournisseur majeur de la chaleur sous forme d'échange convectif (selon les résultats de la partie A) ou sous forme d'échange radiatif (selon les résultats de la présente partie).

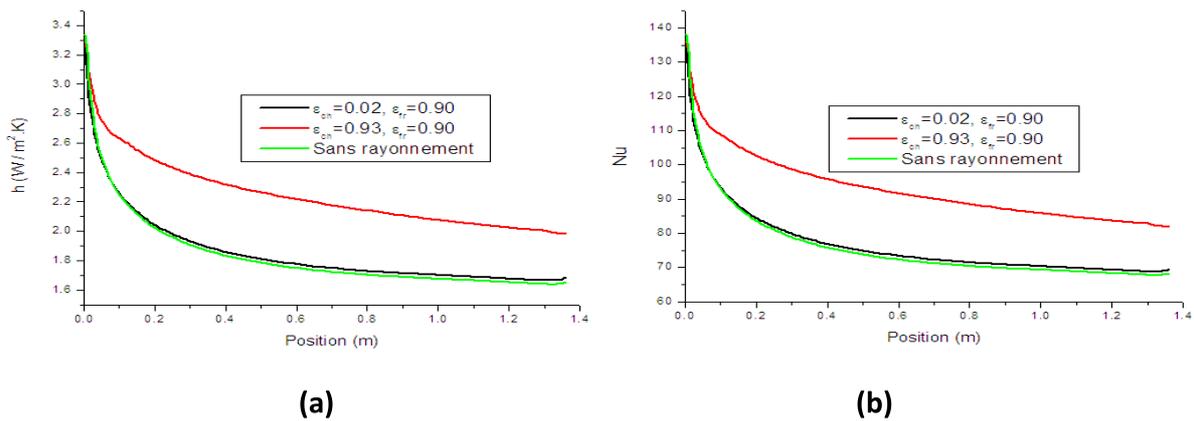


Figure 4.46: Effet de l'émissivité des parois sur le coefficient d'échange (a) et le nombre de Nusselt local de la paroi supérieure (b), cas du test 2.

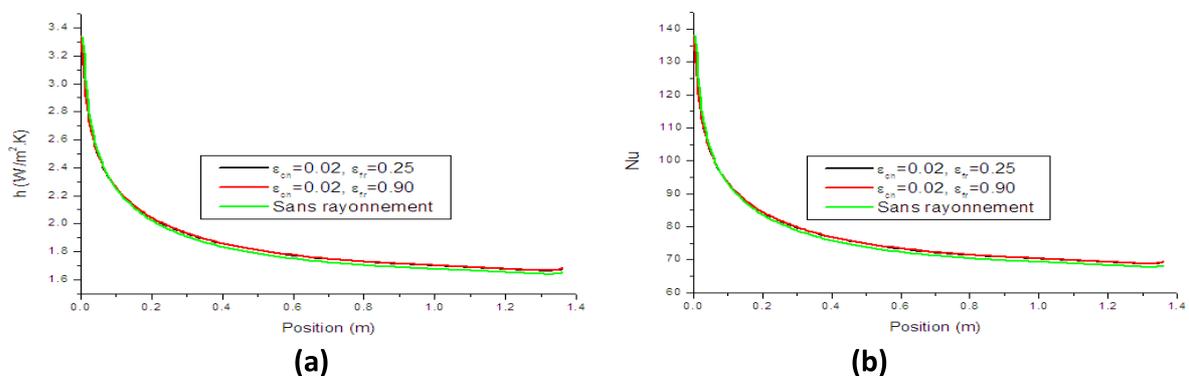


Figure 4.47: Effet de l'émissivité des parois sur le coefficient d'échange (a) et le nombre de Nusselt local de la paroi supérieure (b), cas du test 3.

4.10.2. Effet de l'émissivité sur les profils de la température

La figure 4.48 représente l'effet de l'émissivité sur les profils de température. L'émissivité de la plaque inférieure apparait pour des plaques supérieures à grande émissivités, où les échanges radiatifs refroidissent la plaque supérieure et chauffent la plaque inférieure. Mais pour des plaques supérieures à faible émissivités, l'effet de l'émissivité de la plaque inférieure devient négligeable ce qui donne l'importance des matériaux de la couverture extérieure de la toiture.

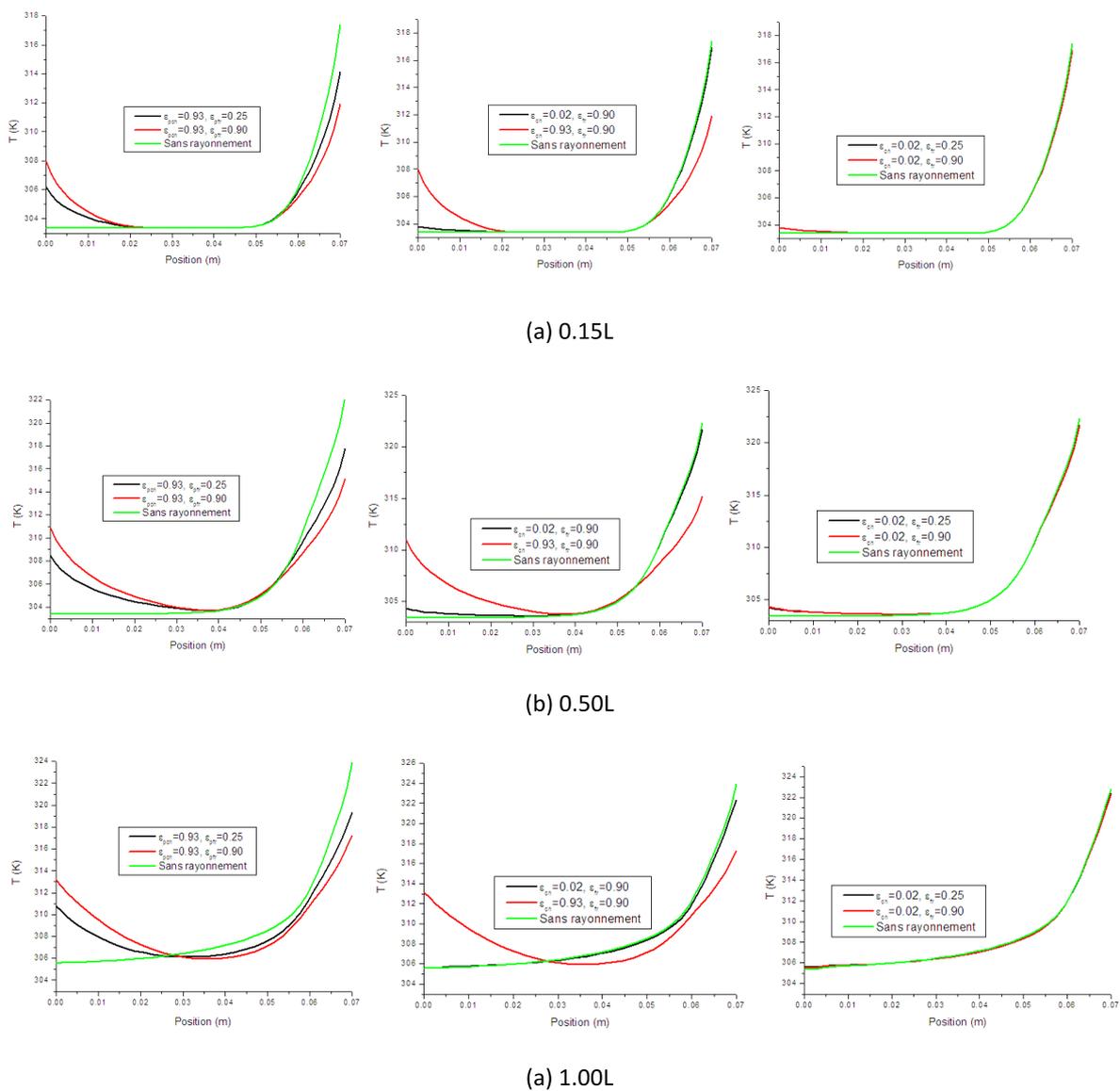
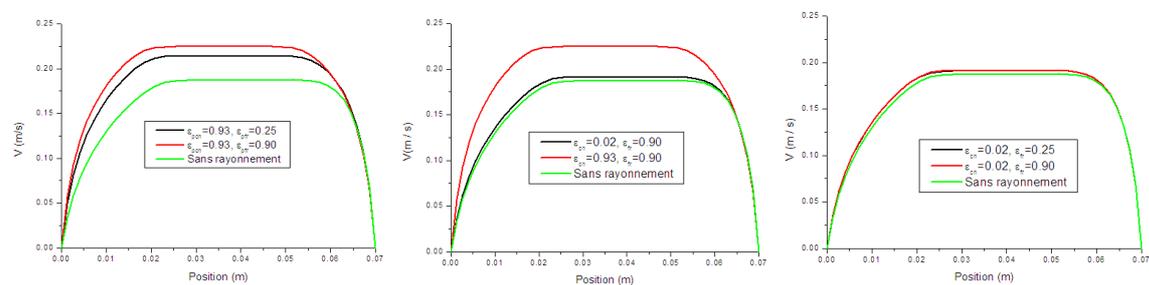


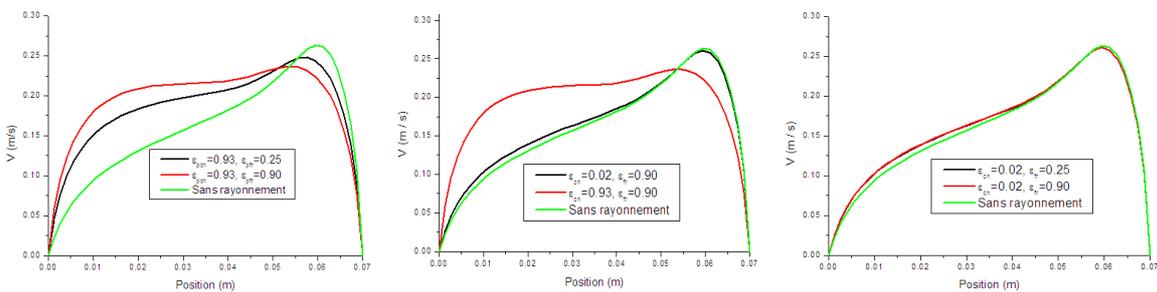
Figure 4.48 : Effet de l'émissivité sur les profils de température à différentes positions.

4.10.3. Effet de l'émissivité sur les profils de la vitesse

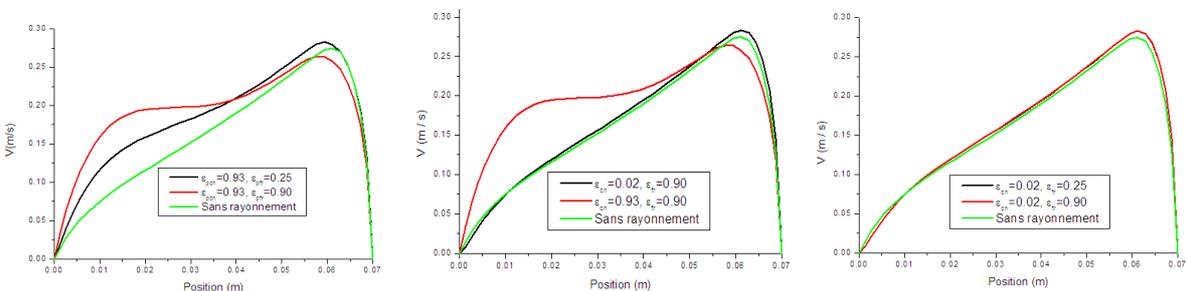
Le champ dynamique est affecté aussi par l'émissivité des parois du canal (figure 4.49). On voit très clairement que pour une faible émissivité de la plaque supérieure les profils de la vitesse ne sont plus affecté même si la plaque inférieure est de grande émissivité, mais lorsque la plaque supérieure est de grande émissivité on peut constater l'effet de l'émissivité de la plaque inférieure. Donc on peut dire que l'émissivité de la couverture extérieure de la toiture affecte le comportement dynamique et thermique des canaux intégrés sous toiture, et son effet est important par rapport à l'émissivité de la plaque inférieure.



(a) 0.15L



(b) 0.50L



(a) 1.00L

Figure 4.49 : Effet de l'émissivité sur les profils de vitesse à différentes positions.

4.11. Conclusion

Dans ce chapitre, on a étudié la convection naturelle sans et avec échanges radiatifs dans trois configurations différentes du canal implanté sous toit. Les effets des différents paramètres physiques et géométriques sur les profils des vitesses et des températures ainsi que la quantité de chaleur reçue par l'air traversant le canal (gain thermique) ont été présentés. La variation du débit massique et des nombres de Nusselt en fonction de ces paramètres est analysée, puis des corrélations ont été proposées avec une bonne précision. Une série de tests de validation a été réalisée. Ces tests de validation ont été effectués sur la première configuration (canal à plaques planes) étudiée expérimentalement par **J. Khedari et al en 2002**, les résultats numériques obtenus sont en bon accord avec ceux obtenus par cet auteur. Les résultats du modèle radiatif ont été validés par ceux de **H.F. Nouanégué et al (2009)** (partie B). Dans la troisième partie on a testé l'effet du choix des matériaux à travers leurs émissivités.

Des résultats obtenus, on a tiré les conclusions suivantes.

- Les paramètres géométriques ont un impact sur le comportement dynamique et thermique du canal, et par conséquent sur son efficacité.
- La température de la plaque supérieure affecte considérablement le transfert de chaleur vers le fluide traversant le canal.
- L'augmentation de la surface d'échange améliore le transfert de chaleur vers la lame d'air sans toucher les dimensions des canaux.
- Le canal à plaques planes équipé des lames jointes à la plaque supérieure donne un gain thermique plus élevé par rapport aux deux autres configurations.
- L'épaisseur optimale du canal est de 0.07m car elle donne les valeurs les plus élevées du nombre de Nusselt.
- Les échanges radiatifs entre surfaces ont un effet important donc il faut en tenir en compte.
- En simulation numérique, les conditions aux limites thermiques ont un effet considérable sur l'analyse de l'effet des échanges radiatifs, donc il faut choisir des conditions aux limites réalistes.
- L'émissivité de la plaque supérieure a un effet dominant sur le coefficient de convection et le nombre de Nusselt par rapport à celle de la plaque inférieure.

Références

- P.H. Biwole, M. Woloszyn, C. Pompeo. (2008):** *Heat transfers in a double-skin roof ventilated by natural convection in summer time.* Energy and Buildings, Vol. 40, pp. 1487–1497.
- E.P. Sakonidou, T.D. Karapantsios, A.I. Balouktsis, D. Chassapis. (2008):** *Modeling of the optimum tilt of a solar chimney for maximum air flow.* Solar Energy, Vol. 82, pp. 80–94.
- K.S. Ong rt, C.C. Chow. (2003):** *Performance of a solar chimney.* Solar Energy, Vol. 74, pp. 1–17.
- Dhanunjay S. Boyalakuntla, Jayathi Y. Murthy, and Cristina H. Amon. (2004):** *Computation of Natural Convection in Channels With Pin Fins.* IEEE transactions on components and packaging technologies, Vol. 27, No. 1, pp. 138-146.
- Frank Kreith, Raj M. Manglik, Mark S. Bohn. (2011):** *Principles of heat transfer.* Seventh Edition 2011, Cengage Learning.
- Siamak Hosseinzadeh, Ali Yari, Ehsan Abbasi, Faezeh Absalan. (2014):** *The numerical study of channel flow in turbulent free convection with radiation and blowing.* International Journal of Recent advances in Mechanical Engineering, Vol. 3, No. 2, pp. 11-26.
- Fluent Inc,** Fluent 6.3 User's Guide, (2005).
- D.J. Harris, N. Helwig. (2007):** *Solar chimney and building ventilation.* Applied Energy, Vol. 84, pp. 135–146.
- W.Puangsoambut, J. Hirunlabh, J. Khedari, B. Zeghmati, M.M. Win. (2005):** *Enhancement of natural ventilation rate and attic heat gain reduction of roof solar collector using radiant barrier.* Building and Environment, Vol. 42, No. 6, pp. 2218-2226.
- Charline Seytier, Mohammad H. Naraghi. (2013):** *Combined Convective-Radiative Thermal Analysis of an Inclined Rooftop Solar Chimney.* Journal of Solar Energy Engineering. Vol. 135, pp. 1-8.
- Guohui Gan. (2006):** *Simulation of buoyancy-induced flow in open cavities for natural ventilation.* Energy and Buildings, Vol. 38, pp. 410–420.
- Shanshan Tong, Hua Li. (2014):** *An efficient model development and experimental study for the heat transfer in naturally ventilated inclined roofs.* Building and Environment, Vol. 81, pp. 296-308.
- Dalila Ababsa and Saadi Bougoul (2014):** *Numerical study of natural ventilation in a channel integrated below the roof tiles of Buildings.* International Journal of Innovation and Applied Studies. Vol. 5, No. 3, pp. 222-232

- Joseph Khedari, Patsada Yimsamerjit, Jongjit Hirunlabh. (2002):** *Experimental investigation of free convection in roof solar collector.* Building and Environment, Vol. 37, pp. 455-459.
- D. Ababsa, S. Bougoul (2012):** *Numerical study of natural ventilation through a roof cavity for reduction of solar heat gain.* Energy Procedia, Vol. 18, pp. 974-982.
- Nada Chami.** *Evaluation de l'impact des isolants minces réfléchissants dans le bâtiment.* Engineering Sciences. Thèse. Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2009. France. ´
- Chi-ming Lai, J.Y. Huang, J.S. Chiou. (2008):** *Optimal spacing for double-skin roofs.* Building and Environment, Vol. 43, pp. 1749–1754.
- H.F. Nouanégué, E. Bilgen. (2009):** *Heat transfer by convection, conduction and radiation in solar chimney systems for ventilation of dwellings.* International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 30, pp. 150–157.
- Krishnan, A.S, Premachandran, B, Balaji, C, Venkateshan, S.P. (2004):** *Combined experimental and numerical approaches to multi-mode heat transfer between vertical parallel plates.* Experiment Therm. Fluid Sci, Vol. 29, pp. 75–86.
- Min Seok Ko (2007):** Numerical simulation of three-dimensional combined convective radiative heat transfer in rectangular channels. Submitted to the Office of Graduate Studies of Texas A&M University in partial fulfillment of the requirements for the degree of doctor of philosophy. december 2007.

CONCLUSION GÉNÉRALE

CONCLUSION GÉNÉRALE

Le chauffage et la climatisation des habitats par l'intégration des canaux d'air sous les toits nécessitent une bonne compréhension des différents phénomènes physiques intervenant dans ce type de système et des paramètres affectant son efficacité. Ce travail constitue une bonne compréhension de ces phénomènes. Il est consacré à l'étude de la convection naturelle sans et avec échanges radiatifs entre les parois d'un canal incliné.

Comme l'air possède de faibles propriétés physiques et dans le but d'améliorer le transfert de chaleur entre les parois des canaux et l'air, on a proposé deux configurations qui diffèrent de la configuration standard (canal à plaques planes (CPP)) où la première est un canal avec une plaque supérieure sinusoïdale (abrégée CPS) et la deuxième configuration est un canal à plaques planes muni des lames fines jointes à la plaque supérieure (CPPML). Ces deux configurations ont été comparées avec la configuration standard étudiée par la majorité des chercheurs en relation avec ce domaine de recherche, celle-ci est un canal à plaques planes (abrégée CPP).

La modélisation mathématique du problème physique est basée sur les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement, de l'énergie et l'équation du rayonnement thermique. Les propriétés thermo-physiques de l'air sont considérées constantes et l'approximation de Boussinesq a été appliquée au domaine de calcul. Pour simplifier le problème, des hypothèses simplificatrices ont été prises en considération.

Le système d'équations simplifié est résolu numériquement par le logiciel de calcul FLUENT qui est basé sur la méthode des volumes finis. L'algorithme SIMPLER est choisi pour le couplage vitesse-pression. Le modèle des ordonnées discrètes est utilisé pour le rayonnement. Des programmes en FORTRAN sont développés pour la méthode des moindres carrés.

L'impact des différents paramètres (tels que l'épaisseur, l'inclinaison du canal et la température des parois) sur les profils des vitesses et des températures, la quantité de chaleur reçue par le fluide, le débit massique et les différents nombres de Nusselt est analysé et discuté. Des corrélations sont obtenues pour le débit massique et les nombres de

Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh et le rapport d'aspect (H/L) pour les deux cas de la convection (sans et avec rayonnement) et pour les trois configurations étudiées. Et en fin l'effet de l'émissivité de certains matériaux (utilisés dans la construction des toits) est analysé.

Les conclusions principales obtenues de ce travail peuvent être résumées comme suit :

- La température des parois affecte considérablement la vitesse de l'air et la distribution des températures dans le fluide traversant le canal.
- L'angle d'inclinaison du canal a un effet important sur la vitesse de l'air dans le canal où une élévation de l'inclinaison peut augmenter le mouvement convectif dans l'intervalle des angles choisis dans cette étude.
- L'épaisseur du canal a aussi un effet significatif où l'épaisseur optimale obtenue dans cette étude est 0.07m.
- L'effet de l'épaisseur et de l'angle d'inclinaison apparait clairement avec l'augmentation de la température des parois du canal.
- Les échanges radiatifs ne doivent pas être négligés du fait qu'ils ont un effet très considérable sur le flux total fourni par les parois du canal.
- Les deux configurations proposées améliorent le transfert de chaleur vers l'air.
- La troisième configuration (canal à plaques planes muni des lames jointes à la plaque supérieure) donne les valeurs les plus élevées de la quantité de chaleur reçue par l'air et du nombre de Nusselt par rapport aux autres configurations.
- En simulation numérique, le choix du type des conditions aux limites thermiques a un effet remarquable sur l'analyse de l'effet des échanges radiatifs.
- L'émissivité de la plaque supérieure a un effet dominant sur le coefficient de convection et le nombre de Nusselt par rapport à celle de la plaque inférieure.
- Pour affaiblir l'effet des échanges radiatifs (lorsqu'on veut éviter le surchauffe à travers le toit), il est conseillé d'utiliser des matériaux à faible émissivité comme couverture externe du toit.
- Lorsqu'un tel système est destiné au chauffage, il est conseillé d'utiliser des matériaux à émissivité importante.

- L'intégration d'une lame d'air sous une toiture n'est pas la seule solution adéquate pour éviter les surchauffes, donc elle doit être accompagnée d'un bon choix de matériaux.
- Un bon choix des matériaux de construction des toits peut améliorer les performances de tels systèmes et permet d'éviter l'utilisation des produits réfléchissants (barrières radiatives).

Ce travail peut avoir comme perspectives:

- Intégration des matériaux de changement de phase sous la plaque inférieure pour exploiter la quantité de chaleur reçue par cette dernière.
- L'intégration de tel système au toit d'une construction en tenant compte des conditions plus réalistes.
- Réaliser des essais expérimentaux pour compléter cette étude.

LISTE DES RÉFÉRENCES

LISTE DES RÉFÉRENCES

Bruxelles environnement (2007). *Redéfinir la notion de confort thermique.* Guide pratique pour la construction et la rénovation durables de petits bâtiments- recommandation pratique. Février 2007. Dernière visite est en 10/06/2015.

http://www.google.dz/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=0CBwQFjAA&url=http%3A%2F%2Fapp.bruxellesenvironnement.be%2Fguide_batiment_durable%2Fdocs%2FCSS13_FR.pdf&ei=Mz12VbqECISU7AbDsoCICQ&usg=AFQjCNGyuBnliU6ZgeEHb46twVI0Qr0vLQ&bvm=bv.95039771,d.ZGU

Agence national de l'habitat (Anah) (2004). *Confort thermique.* Fiche technique. Dernière consultation est en 10/06/2015.

http://www.google.dz/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=5&ved=0CCkQFjAE&url=http%3A%2F%2Ffeurlpj.free.fr%2Fconseils%2520techniques%2Fdocument%2520web%2FConfort_thermique.pdf&ei=vjp2Vc34CfGP7AbA-IGoBg&usg=AFQjCNFlqpRkFtFyvevJNZ9kORZLyvExSw&bvm=bv.95039771,d.ZGU

Niachou A, Papakonstantinou K, Santamouris M, Tsangrassoulis A, Mihalakakou G. (2001): *Analysis of the green roof thermal properties and investigation of its performance.* Energy and Buildings, Vol. 33, pp. 719–729.

Meng Q, Hu W. (2005): *Roof cooling effect with humid porous medium.* Energy and Buildings, Vol. 37, pp. 1–9.

T. Soubdhan, T. Feuillard, F. Bade. (2005): *Experimental evaluation of insulation material in roofing system under tropical climate.* Solar Energy, Vol. 79, pp. 311–320.

Jorge L. Alvarado, Wilson Terrell, Jr. Michael, D. Johnson. (2009): *Passive cooling systems for cement-based roofs.* Building and Environment, Vol. 44, pp. 1869–1875.

K. Imessad. (2003): *Le chauffage Solaire Passif dans l'Habitat,* Bulletin des Energies Renouvelables. N°4 Decembre 2003.

Hoy-Yen Chan, Saffa B. Riffat, Jie Zhu. (2010): *Review of passive solar heating and cooling technologies.* Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 14, pp. 781–789.

Guohui Gan. (1998): *A parametric study of Trombe wall for passive cooling of buildings.* Energy and Building, Vol. 17, pp. 37–43.

J. Hirunlabh; W. Kongduang, P. Namprakai, J. Khedari. (1999): *Study of natural ventilation of houses by a metallic solar wall under tropical climate.* Renewable Energy, Vol. 18, pp. 109-119.

L. Zalewski, S. Lassue, B. Duthoit, M. Butez. (2002): *Study of solar walls — validating a simulation model.* Building and Environment, Vol. 37, pp. 109–121.

- Wei Chen, Wei Liu. (2004):** *Numerical analysis of heat transfer in a composite wall solar collector system with a porous absorber.* Applied Energy, Vol. 78, pp. 137–149.
- Huseyin Onbasioglu, A. Nilufer Egrican. (2002):** *Experimental approach to the thermal response of passive systems.* Energy Conversion and Management, Vol. 43, pp. 2053–2065.
- B. Chen, X. Chen, Y.H. Ding, X. Jia. (2006):** *Shading effects on the winter thermal performance of the Trombe wall air gap: An experimental study in Dalian.* Renewable Energy, Vol. 31, pp. 1961–1971.
- B. Chen, H.J. Chen, S.R. Meng, X. Chen, P. Sun, Y.H. Ding. (2006):** *The effect of Trombe wall on indoor humid climate in Dalian China.* Renewable Energy, Vol. 31, pp. 333–343.
- K. Hami, B. Draoui et O. Hami (2010) :** *Modélisation d'un système de chauffage passif dans la région de Béchar.* Revue des Energies Renouvelables, Vol. 13, No. 2, pp. 355 – 368.
- Arvind Chel, J.K. Nayak, Geetanjali Kaushik. (2008):** *Energy conservation in honey storage building using Trombe wall.* Energy and Buildings, Vol. 40, pp. 1643–1650.
- Victor H. Hernández Gómez, David Morillón Gálvez, José L. Fernández Zayas. (2010):** *Design recommendations for heat discharge systems in walls.* Applied Thermal Engineering, Vol. 30, pp. 1616-1620.
- K. Hami, B. Draoui, O. Hami (2012):** *The thermal performances of a solar wall.* Energy, Vol. 39, pp. 11-16.
- Mohammed Bensafi, Nour Edine Kaid, Khelifa Hami, Moussaoui Abdeldjabar, Mohammed Hasnat, Belkacem Draoui (2014).** *Modeling the energy effect of a passive heating system provided with a Trombe wall.* International Journal of Engineering Science Invention. Vol. 3, Issue. 7, pp. 66-71.
- Guohui Gan. (2006):** *Simulation of buoyancy-induced flow in open cavities for natural ventilation.* Energy and Buildings, Vol. 38, pp. 410–420.
- P. Raman, Sanjay Mande and V. V. N. Kishore. (2001):** *A passive solar system for thermal comfort conditioning of buildings in composite climates.* Solar Energy, Vol. 70, No. 4. pp. 319–329.
- K.S. Ong. (2003):** *A mathematical model of a solar chimney.* Renewable Energy, Vol. 28, pp. 1047–1060.
- K.S. Ong rt, C.C. Chow. (2003):** *Performance of a solar chimney.* Solar Energy, Vol. 74, pp. 1–17.
- T. Miyazak, A. Akisawa, T. Kashiwagi. (2006):** *The effects of solar chimneys on thermal load mitigation of office buildings under the Japanese climate.* Renewable Energy, Vol. 31, pp. 987–1010.
- D.J. Harris, N. Helwig. (2007):** *Solar chimney and building ventilation.* Applied Energy, Vol. 84, pp. 135–146.

- Evangellos Bacharoudis, Michalis Gr. Vrachopoulos, Maria K. Koukou, Dionysios Margaris, Andronikos E. Filios, Stamatis A. Mavrommatis. (2007):** *Study of the natural convection phenomena inside a wall solar chimney with one wall adiabatic and one wall under a heat flux.* Applied Thermal Engineering, Vol. 27, pp. 2266–2275.
- Ramadan Bassiouny, Nader S.A. Koura. (2008):** *An analytical and numerical study of solar chimney use for room natural ventilation.* Energy and Buildings, Vol. 40, pp. 865–873.
- E.P. Sakonidou, T.D. Karapantsios, A.I. Balouktsis, D. Chassapis. (2008):** *Modeling of the optimum tilt of a solar chimney for maximum air flow.* Solar Energy, Vol. 82, pp. 80–94.
- Kwang Ho Lee, Richard K. Strand. (2009):** *Enhancement of natural ventilation in buildings using a thermal chimney.* Energy and Buildings, Vol. 41, pp. 615–621.
- H.F. Nouanégué, E. Bilgen. (2009):** *Heat transfer by convection, conduction and radiation in solar chimney systems for ventilation of dwellings.* International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 30, pp. 150–157.
- Du Wei, Yang Qirong, Zhang Jincui. (2011):** *A study of the ventilation performance of a series of connected solar chimneys integrated with building.* Renewable Energy, Vol. 36, pp. 265–271.
- Joseph Khedari, Weerapong Mansirisub, Sompong Chaima, Naris Pratinthong, Jongjit Hirunlabh. (2000):** *Field measurements of performance of roof solar collector.* Energy and Buildings, Vol. 31, pp. 171–178.
- Jongjit Hirunlabh, Sopin Wachirapuwadon, Naris Pratinthong, Joseph Khedari. (2001):** *New configurations of a roof solar collector maximizing natural ventilation.* Building and Environment, Vol. 36, pp. 383–391.
- J. Waewsak, J. Hirunlabh, J. Khedari, U.C. Shin. (2003):** *Performance evaluation of the BSRC multi-purpose bio-climatic roof.* Building and Environment, Vol. 38, pp. 1297 – 1302.
- X.Q. Zhai, Y.J. Dai, R.Z. Wang. (2005):** *Comparison of heating and natural ventilation in a solar house induced by two roof solar collectors.* Applied Thermal Engineering, Vol. 25, pp. 741–757.
- Pei-Chi Chang, Che-Ming Chiang, Chi-Ming Lai. (2008):** *Development and preliminary evaluation of double roof prototypes incorporating RBS (radiant barrier system).* Energy and Buildings, Vol. 40, pp. 140–147.
- P.H. Biwole, M. Woloszyn, C. Pompeo. (2008):** *Heat transfers in a double-skin roof ventilated by natural convection in summer time.* Energy and Buildings, Vol. 40, pp. 1487–1497.
- L. Susanti, H. Homma, H. Matsumoto, Y. Suzuki, M. Shimizu. (2008):** *A laboratory experiment on natural ventilation through a roof cavity for reduction of solar heat gain.* Energy and Buildings, Vol. 40, pp. 2196–2206.

- Chi-ming Lai, J.Y. Huang, J.S. Chiou. (2008):** *Optimal spacing for double-skin roofs.* Building and Environment, Vol. 43, pp. 1749–1754.
- N. Chami, A. Zoughaib. (2010):** *Modeling natural convection in a pitched thermosiphon system in building roofs and experimental validation using particle image velocimetry.* Energy and Buildings, Vol. 42, pp. 1267–1274.
- Wardah Fatimah Mohammad Yusoffa, Elias Salleh, Nor Mariah Adam, Abdul Razak Sopian, Mohamad Yusof Sulaiman. (2010):** *Enhancement of stack ventilation in hot and humid climate using a combination of roof solar collector and vertical stack.* Building and Environment, Vol. 45, pp 2296-2308.
- Nada Chami.** *Evaluation de l'impact des isolants minces réfléchissants dans le bâtiment.* Engineering Sciences. Thèse. Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2009. France.
- MM. de Royer et Roux. (2012).** *Le guide de la toiture,* dernière visite est en 09.06.2015 <http://toiture.comprendrechoisir.com/comprendre/toiture-pente-materiaux>
- Frank Kreith, Raj M. Manglik, Mark S. Bohn,** *Principles of heat transfer.* Cengage Learning, Seventh Edition 2011.
- Didier SAURY, Nicolas Rouger, Francis Djanna, François Penot.** *Le thermosiphon vertical à grands nombres de Rayleigh, principes et caractérisation expérimentale.*
- J. F. Sacadura,** *Initiation aux transferts thermiques.* édition Technique et Documentation, 6^e tirage 2000.
- Louis Theodore.** *Heat Transfer Applications for the Practicing Engineer.* John Wiley & Sons, 2011, USA.
- Christophe Daverat.** *Etude expérimentale de la convection naturelle en canal vertical à flux de chaleur imposé : application au rafraichissement passif de composants actifs de l'enveloppe des bâtiments.* Thèse. INSA de Lyon, 2012. France.
- N. Hatami, M. Bahadorinejad. (2008):** *Experimental determination of natural convection heat transfer coefficient in a vertical flat-plate solar air heater.* Solar Energy, Vol. 82, pp. 903–910.
- A.S. Kaiser, B. Zamora, A. Viedma. (2009):** *Numerical correlation for natural convective flows in isothermal heated, inclined and convergent channels, for high Rayleigh numbers.* Computers & Fluids, Vol. 38, pp. 1–15.
- Joseph Khedari. Patsada Yimsamerjit, Jongjit Hirunlabh. (2002):** *Experimental investigation of free convection in roof solar collector.* Building and Environment, Vol. 37, pp. 455-459.

- M. Fossaa, C.Ménézo, E. Leonardi. (2008):** *Experimental natural convection on vertical surfaces for building integrated photovoltaic (BIPV) applications.* Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 32, pp. 980–990.
- H. Sun, E. Chenier, G. Lauriat. (2011):** *Effect of surface radiation on the breakdown of steady natural convection flows in a square, air-filled cavity containing a centered inner body.* Applied Thermal Engineering. Vol. 31, pp. 1252-1262.
- B. Zamora, A.S. Kaiser. (2009):** *Optimum wall-to-wall spacing in solar chimney shaped channels in natural convection by numerical investigation.* Applied Thermal Engineering, Vol. 29, pp. 762–769.
- M. Montiel-González, J.F. Hinojosa, H.I. Villafán-Vidales, A. Bautista-Orozco, C.A. Estrada. (2014):** *Theoretical and experimental study of natural convection with surface thermal radiation in a side open cavity.* Applied Thermal Engineering, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.05.047.
- T.F. Ayinde. (2008):** *Experimental investigation of turbulent natural convection flow in a converging channel.* Experimental Thermal and Fluid Science, vol. 32, pp. 1204–1212.
- K.A.R. Ismail, J.R. Henriquez. (2005):** *Two-dimensional model for the double glass naturally ventilated window.* International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol 48; pp. 461–475.
- Guohui Gan. (2010):** *Impact of computational domain on the prediction of buoyancy-driven ventilation cooling.* Building and Environment, Vol. 45, pp. 1173–1183.
- A.M. Rodrigues, A. Canha da Piedade, A. Lahellec, J.Y. Grandpeix. (2000):** *Modelling natural convection in a heated vertical channel for room ventilation.* Building and Environment. Vol. 35, pp. 455-469.
- A.K. da Silva, L. Gosselin. (2005):** *Optimal geometry of L and C-shaped channels for maximum heat transfer rate in natural convection.* International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 48, pp. 609–620.
- R. Li, M. Bousetta, E. Chénier, G. Lauriat. (2013):** *Effect of surface radiation on natural convective flows and onset of flow reversal in asymmetrically heated vertical channels.* International Journal of Thermal Sciences, Vol. 65, pp. 9-27.
- K.A.R. Ismail, J.R. Henriquez. (2006):** *Simplified model for a ventilated glass window under forced air flow conditions.* Applied Thermal Engineering, Vol. 26, pp. 295–302.
- G. Lauriat, G. Desrayaud. (2006):** *Effect of surface radiation on conjugate natural convection in partially open enclosures.* International Journal of Thermal Sciences, Vol. 45, pp. 335–346.
- Nicola Bianco, Luigi Langellotto, Oronzio Manca, Sergio Nardini. (2010):** *Radiative effects on natural convection in vertical convergent channels.* International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 53, pp. 3513–3524.

- Adel Sahi, Djamel Sadaoui, Bachir Meziani and Kacem Mansouri. (2014):** *Effects of thermal boundary conditions, surface radiation and aspect ratio on thermal performance in "T" shallow cavity.* Mechanics & Industry, Vol. 15, pp. 557–568.
- Adel Ibrahim, Didier Saury, Denis Lemonnier. (2013):** *Coupling of turbulent natural convection with radiation in an air-filled differentially-heated cavity at $Ra = 1.5 \cdot 10^9$.* Computers & Fluids, Vol. 88, pp. 115–125.
- Abhijeet P. Shah and C. Gururaja Rao. (2014):** *Simulation Studies on Conjugate Mixed Convection with Radiation from a Vertical Channel with Multiple Non Identical Discrete Heat Sources.* International journal of advanced mechanical engineering, Vol. 4, No. 5, pp. 519-526.
- A. Ahmed-Zaïd, A. Moulla, M. S. Hantala et J.Y. Desmons (2001):** *Amélioration des Performances des Capteurs Solaires Plans à Air: Application au Séchage de l'Oignon Jaune et du Hareng.* Rev. Energ. Ren, Vol. 4, pp. 69- 78.
- Foued Chabane, Nourddine Moummi, Said Benramache (2012):** *Effect of the Tilt Angle of Natural Convection in A Solar Collector with Internal Longitudinal Fins.* International Journal of Science and Engineering Investigations. Vol. 1, Issue. 7, pp. 13-17.
- Foued Chabane, Nouredine Moummi, Said Benramache (2014):** *Experimental study of heat transfer and thermal performance with longitudinal fins of solar air heater.* Journal of Advanced Research. Vol. 5, pp. 183-192.
- K. Aoues, N. Moummi, M. Zellouf (2009):** *Amélioration des performances thermiques d'un capteur solaire plan à air: Etude expérimentale dans la région de Biskra.* Revue des Energies Renouvelables. Vol. 12, No. 2, pp. 237 – 248.
- Wenfeng Gao, Wenxian Lin, Enrong Lu. (2000):** *Numerical study on natural convection inside the channel between the flat-plate cover and sine-wave absorber of a cross-corrugated solar air heater.* Energy Conversion & Management, Vol. 41, pp. 145-151.
- N. Moummi, S. Youcef-Ali, A. Moummi, J.Y. Desmons (2004):** *Energy analysis of a solar air collector with rows of fins.* Renewable Energy. Vol. 29, pp. 2053–2064.
- Sébastien Candel.** "Mécanique des fluides". 2^{ème} édition 2001, édition Dunod.
- Jean-Luc Battaglia, Andrzej Kusiak, Jean-Rodolphe Puiggali. (2010):** introduction aux transferts thermiques "Cours et exercices corrigés". © Dunod, Paris, 2010.
- Olivier Perrot,** "Cours de rayonnement ; 3ème Semestre", I.U.T. de Saint-Omer Dunkerque Département génie thermique et énergie ; 2010-2011.
- Amina EL Kasmi.** *Application de la méthode des ordonnées discrètes au transfert radiatif dans des géométries bidimensionnelles complexes ; Couplage rayonnement-convection.*

Mémoire présentée à l'université du Québec à Chicoutimi comme exigence partielle de la maîtrise en ingénierie, Avril 1999.

Fluent Inc, Fluent 6.3 User's Guide, (2005).

Roger Cadiergues (2014). MémoCad nF01.a. Les propriétés de l'air. 26 octobre 2014. http://www.google.fr/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=6&ved=0CEEQFjAF&url=http%3A%2F%2Fmedia.xpair.com%2Fauxidev%2FnF01a_PropAir.pdf&ei=QUpMVPrANNjgarGggNAN&usg=AFQjCNGNa6KtE_zJGr5Lm84MHAjA2iCA&bvm=bv.77880786,d.d2s.

Suhas. V. Patankar. *Numerical heat transfer and fluid flow*. 1980, edition Hemisphere Publishing Corporation.

Khaled CHAIB. (2006): *Etude numérique du Transfert Convectif au sein d'une Couche Limite Turbulente cas d'une paroi ondulée*. Thèse. Génie mécanique. Soutenue le 21 Décembre 2006.

Yves Tillé, *Résumé du Cours de Modèles de Régression*, 10 janvier 2011

Tony Bourdier. *Méthodes des moindres carrés* ; chapitre 4. ESIAL – Mathématiques Numériques 2007 – 2008.

Ricco Rakotomalala. *Pratique de la Régression Linéaire Multiple ; Diagnostic et sélection de variables*. Version 2.0. Université Lumière Lyon 2. date/time: 9-Jul-2011/7:43

David Eberly, *Least Squares Fitting of Data*, Created: July 15, 1999. Last modified: February 9, 2008. <http://www.geometrictools.com/>

F. Z. Ferahta, S. Bougoul, D. Ababsa, C. Abid. (2011): *Numerical Study of the Convection in the Air Gap of a Solar Collector*. Energy Procedia, Vol. 6, pp. 176–184.

Dhanunjay S. Boyalakuntla, Jayathi Y. Murthy, and Cristina H. Amon. (2004): *Computation of Natural Convection in Channels With Pin Fins*. IEEE transactions on components and packaging technologies, Vol. 27, No. 1, pp. 138-146.

Siamak Hosseinzadeh, Ali Yari, Ehsan Abbasi, Faezeh Absalan. (2014): *The numerical study of channel flow in turbulent free convection with radiation and blowing*. International Journal of Recent advances in Mechanical Engineering, Vol. 3, No. 2, pp. 11-26.

W.Puangsoambut, J. Hirunlabh, J. Khedari, B. Zeghamati, M.M. Win. (2005): *Enhancement of natural ventilation rate and attic heat gain reduction of roof solar collector using radiant barrier*. Building and Environment, Vol. 42, No. 6, pp. 2218-2226.

Charline Seytier, Mohammad H. Naraghi. (2013): *Combined Convective-Radiative Thermal Analysis of an Inclined Rooftop Solar Chimney*. Journal of Solar Energy Engineering. Vol. 135, pp. 1-8.

- Shanshan Tong, Hua Li. (2014):** *An efficient model development and experimental study for the heat transfer in naturally ventilated inclined roofs.* Building and Environment, Vol. 81, pp. 296-308.
- Dalila Ababsa and Saadi Bougoul (2014):** *Numerical study of natural ventilation in a channel integrated below the roof tiles of Buildings.* International Journal of Innovation and Applied Studies. Vol. 5, No. 3, pp. 222-232
- D. Ababsa, S. Bougoul (2012):** *Numerical study of natural ventilation through a roof cavity for reduction of solar heat gain.* Energy Procedia, Vol. 18, pp. 974-982.
- Krishnan, A.S, Premachandran, B, Balaji, C, Venkateshan, S.P. (2004):** *Combined experimental and numerical approaches to multi-mode heat transfer between vertical parallel plates.* Experiment Therm. Fluid Sci, Vol. 29, pp. 75–86.
- Min Seok Ko (2007):** Numerical simulation of three-dimensional combined convective radiative heat transfer in rectangular channels. Submitted to the Office of Graduate Studies of Texas A&M University in partial fulfillment of the requirements for the degree of doctor of philosophy. december 2007.

ANNEXE

ANNEXE

Ces annexes sont divisées en plusieurs parties :

Annexe A :

Cette partie contient les tableaux qui regroupent des corrélations des nombres de Nusselt élaborées par d'autres chercheurs.

Annexe B :

Dans cette partie, on a présenté le principe de la méthode des volumes finis, les différents schémas de discrétisation et l'algorithme de SIMPLE qu'on a choisi pour la résolution des systèmes d'équations qui décrivent le phénomène de la convection naturelle turbulente sans et avec rayonnement.

Annexe C :

Dans l'Annexe C, on a présenté quelques résultats concernant la partie de la convection pure, il s'agit de l'effet des différents paramètres sur les profils des températures et des vitesses, le nombre de Nusselt et le coefficient de convection pour deux configurations (CPS et CPPML).

Annexe D :

Dans cette partie, on a regroupé des résultats de la partie B du quatrième chapitre qui concernent la convection naturelle couplée au transfert radiatif avec des températures imposées aux parois.

Annexe E :

L'annexe E est consacrée à des résultats de la dernière partie du quatrième chapitre dans laquelle on a testé l'effet de l'émissivité des matériaux avec un flux imposé aux parois

Annexe A

Corrélations pour le nombre de Nusselt

Dans le tableau A1, on a regroupé plusieurs corrélations trouvées dans la littérature, qui donnent le Nusselt moyen dans la lame d'air traversant différentes formes de canaux. Le tableau. A2, contient quelques formules (élaborées par d'autres chercheurs) du nombre de Nusselt qui décrit le transfert de chaleur entre l'air et les parois des canaux.

| Tableau A.1 : Corrélations de Nusselt moyen dans un canal. | | | |
|--|--|---|---|
| Auteur | Dimension et type du canal | Corrélations de Nusselt | Validité |
| P-C. Chang et al (2008) | Canal incliné d'un angle θ par rapport à l'horizontal, de longueur L et d'épaisseur S . Avec un flux imposé sur les deux plaques supérieure et inférieure. | $Nu^* = 0.8 \left[\left(\frac{S}{L} \right) Ra \cos \varphi \right]^{0.173}$ <p>Avec $\varphi = 90^\circ - \theta$</p> | $0^\circ \leq \theta \leq 30^\circ$ Et $0.05 \leq \frac{s}{L} \leq 0.2$ |
| French Thermal regulation (2000) | Canal incliné d'un angle θ par rapport à l'horizontal, de longueur L et d'épaisseur e . La plaque supérieure reçoit un flux solaire et la plaque inférieure est isolée | $Nu_a = \frac{e h_a}{\lambda}$ <p>Avec</p> $h_a = \frac{1}{2} \left[\max \left(0.12 d^{-0.44}, \frac{0.025}{d} \right) + \max \left(1.25, \frac{0.025}{d} \right) \right]$ | |
| J. Hirunlabh et al (2001) | Canal incliné d'un angle θ par rapport à l'horizontal, de longueur L et d'épaisseur H . La plaque supérieure reçoit un flux solaire. | $Nu_a = 1 + \left\{ 0.071 (Gr \cdot Pr)^{1/3} \left[\frac{H}{L} \right]^{-1/9} \right\} \sin \theta$ | |
| Azevedo LFA, Sparrow EM (1985) | Canal incliné d'un angle θ par rapport à l'horizontal, de longueur L et d'épaisseur s . La plaque supérieure chauffée et la plaque inférieure non chauffée. Le fluide est de l'eau. | $Nu_s = 0.644 \left[\left(\frac{S}{L} \right) Ra_s \cos \theta \right]^{0.25}$ <p>Avec :</p> $h_s = \frac{\lambda \cdot Nu_s}{s}$ | $0^\circ \leq \theta \leq 45^\circ$ Et $0.0437 \leq \frac{s}{L} \leq 0.109$ |

| Tableau A.1: Corrélations de Nusselt moyen dans un canal. | | | |
|---|--|---|---|
| Auteur | Dimension et type du canal | Corrélations de Nusselt | Validité |
| Chi-ming Lai et al (2008) | Canal incliné d'un angle θ par rapport à l'horizontal, de longueur L et d'épaisseur S . Avec un flux reçu sur la plaque supérieure. | $Nu_a = \frac{\bar{h}s}{\lambda}$ <p>Avec : $\bar{h} = \frac{Q_{ch}}{\frac{1}{2}(LMTD2+LMTD3)A}$</p> <p>Où : $Q_{ch} = Q_{2\ conv} + Q_{3\ conv}$</p> | |
| D.J. Harris, N. Helwig (2007) | Canal vertical de diamètre D , formé d'une plaque en verre et un absorbeur noir, la plaque en verre reçoit un flux. | $Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{0.66} - 1)}$ | |
| N.Chami et A. Zoughaib (2010) | Canal incliné d'un angle θ par rapport à l'horizontal, de longueur L et d'épaisseur b . Les plaques sont maintenues isothermes. | $Nu_b = 0.796 \left[\left(\frac{b}{L} \right) Ra_b \cos(90 - \theta) \right]^{0.25}$ <p>Avec :</p> $h_b = \frac{\lambda \cdot Nu_b}{b}$ | $30^\circ \leq \theta \leq 45^\circ$ Et $0.01 \leq \frac{b}{L} \leq 0.03$ |
| B. Chen et al (2006) | Canal vertical, d'épaisseur δ et d'hauteur H , avec des parois isothermes. | $Nu_\delta = 0.197(Gr_\delta \cdot Pr)^{1/4} \left(\frac{\delta}{H} \right)^{1/9}$ $Nu_\delta = 0.073(Gr_\delta \cdot Pr)^{1/3} \left(\frac{\delta}{H} \right)^{1/9}$ | $6000 < Gr_\delta \cdot Pr \leq 2.0 \times 10^5$ $2.0 \times 10^5 < Gr_\delta \cdot Pr \leq 1.1 \times 10^5$ |

| Tableau A.1 : Corrélations de Nusselt moyen dans un canal. | | | |
|--|--|--|---|
| Auteur | Dimension et type du canal | Corrélations de Nusselt | Validité |
| Shah et London (1978) | Canal vertical, avec l'une des plaques est isotherme et l'autre isolée. | $Nu_{m,T} = 7.55 + \frac{0.024(x^*)^{-1.14}}{1 + 0.00358(x^*)^{-0.64} Pr^{0.17}}$ Avec : $x^* = \frac{x}{D_h^2 Re Pr}$ et x : dimension axiale. | |
| J. Khedari et al (2002) | Canal incliné d'un angle θ , de longueur L et d'une épaisseur S , les deux plaques sont isothermes. | $Nu_s = 1.227 \left[\left(\frac{S}{L} \right) Ra_s \sin \theta \right]^{0.2916}$ Avec : $h_s = \frac{\lambda \cdot Nu_s}{s}$ | $\theta = 30^\circ$ Et $\frac{S}{L} = 0.1029$ |
| Guohui Gan (2010) | Canal vertical, de longueur H et d'épaisseur b . Les plaques sont exposées à des flux constants. | $Nu_b = \frac{h_c b}{\lambda} = \frac{\left(\frac{q_1 + q_2}{2} \right) b}{(T_w - T_a) \lambda}$ | |
| Incropera FP, DeWitt DP (1996) | Canal vertical, avec des parois isothermes. | $Nu = 0.68 + \left(0.67 Ra^{1/4} \right) / \left[1 + (0.67/Pr)^{9/16} \right]^{4/9}$ $Nu = \left\{ 0.825 + \left(0.38 Ra^{1/6} \right) / \left[1 + (0.67/Pr)^{9/16} \right]^{8/27} \right\}^2$ | $Ra < 10^9$ $Ra > 10^9$ |

| Tableau A.2 : corrélations de Nusselt sur les parois d'un canal. | | | |
|--|--|--|---|
| Auteur | Dimension et type du canal | Corrélations de Nusselt moyen sur les parois du canal | Intervalle d'application |
| A.S. Kaiser et al (2009) | Canal incliné d'un angle θ par rapport à l'horizontal et convergeant d'un angle γ , de longueur. Avec un chauffage symétrique. | $Nu_L = 0.0354(Ra_L \cos \gamma \cos \theta)^{0.371}$ | $0^\circ \leq \theta \leq 60^\circ$ $0^\circ \leq \gamma \leq 30^\circ$ $0.03 \leq \frac{b}{L} \leq 0.25$ $10^{10} \leq Ra_L \leq 10^{16}$ |
| P.H. Biwole et al (2008) | Canal incliné d'un angle θ par rapport à l'horizontal, de longueur H et d'épaisseur e . La plaque supérieure reçoit un flux solaire et la plaque inférieure est isolée. | $\overline{Nu} = \frac{e \bar{h}}{\lambda}$ Avec $\bar{h} = \frac{1}{H} \int_0^H \frac{q_x}{(T_x - 297)} dx$ | |
| E.P. Sakonidou et al(2008) | Canal incliné d'un angle θ | $Nu_c = \frac{h_g L}{\lambda} = 0.56 [Ra_c \sin \theta]^{1/4}$ $Nu_{pn} = \frac{h_{pn} L}{\lambda} = 0.56 [Ra_c \sin \theta]^{1/4} + 0.13 [Ra^{1/3} - Ra_{cr}^{1/3}]$ | $10^5 \leq Ra \sin \theta \leq 10^{11}$ $10^8 \leq Ra \sin \theta \leq 10^{11}$ |
| E.P.s akonidou et al (2008) | Canal vertical constitué d'une couverture et d'une paroi noire, de longueur L . | $Nu_{c,pn} = \left\{ 0.825 + 0.387 (0.345 \cdot Ra_{c,pn})^{1/6} \right\}^2$ | $10^{-1} \leq Ra \sin \theta \leq 10^{12}$ |
| N. Hatami et M. Bahadorinejad (2008) | Un canal vertical de hauteur L avec des parois isothermes. | $Nu = \frac{hL}{\lambda} = 0.736 Ra^{0.2579}$ | $1.2 \cdot 10^{10} \leq Ra \leq 3 \cdot 10^{10}$ |

Annexe B

Méthode des volumes finis

B.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, température,...) sont stockées alors que les grandeurs vectorielles (vitesses) sont stockées dans les points d'intersection des faces avec les lignes reliant les nœuds. Le volume de contrôle bidimensionnel est présenté dans la figure ci dessous :

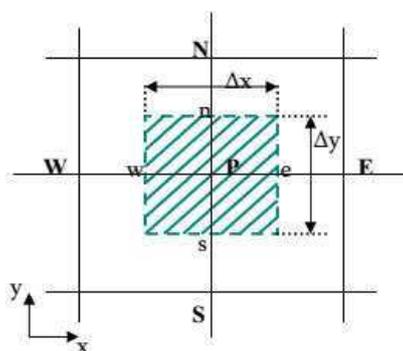


Figure B.1 : Un volume de contrôle bidimensionnel.

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.

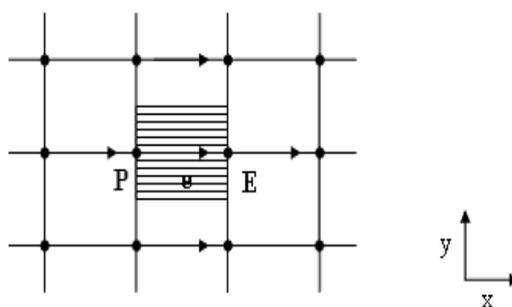


Figure B.2 : Schéma représentatif d'un maillage décalé vers la droite.

B.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, masse volumique et diffusivité sont uniformes sur les faces des volumes de contrôles.
- Le terme source (S) 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 de transport sur le volume de contrôle $\Delta V = \Delta x \Delta y$ et sur l'intervalle de temps $[t, t+dt]$ donne :

$$\iiint_{s w t}^{n e t+dt} \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dx dy dt + \iiint_{s w t}^{n e t+dt} \left(\frac{\partial J_x}{\partial x} + \frac{\partial J_y}{\partial y} \right) dx dy dt = \iiint_{s w t}^{n e t+dt} S_\phi dx dy dt \quad (B.1)$$

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

$$J_e - J_w = \int_w^e J_x dx \quad (B.2)$$

$$J_n - J_s = \int_s^n J_x dy \quad (B.3)$$

$$\iiint_{s w t}^{n e t+dt} S_\phi dx dy dt = \overline{S_\phi} \Delta x \Delta y \Delta t \quad (B.4)$$

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

$$\overline{S_\phi} = S_c + S_P \phi_P \quad (B.5)$$

Où S_c : est la partie constante S_p la pente de ϕ_P .

L'équation (B.1) prend la forme :

$$\frac{\Delta x \Delta y}{\Delta t} (\rho_P \phi_P - \rho_P^0 \phi_P^0) + (J_e - J_w + J_n - J_s) = \Delta x \Delta y (S_c + S_p \phi_P) \quad (B.6)$$

$\rho_P \phi_P$: Les grandeurs à l'instant $t+dt$.

$\rho_P^0 \phi_P^0$: Les grandeurs à l'instant t .

B.3. Discrétisation de l'équation de transport

B.3.1. Schémas de discrétisation temporelle

i) Schéma explicite

Les calculs explicites sont instables, les erreurs s'amplifient rapidement, comme elles 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 puisqu'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.

B.3.2. Schéma de discrétisation spatiale

Dans le cas instationnaire monodimensionnel, l'équation (3.9) prend la forme :

$$(\rho u A \phi)_e - (\rho u A \phi)_w = \left(\Gamma A \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e - \left(\Gamma A \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w \quad (B.7)$$

L'intégration de l'équation de continuité donne :

$$(\rho u A \phi)_e - (\rho u A \phi)_w = 0 \quad (B.8)$$

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 (**Patankar (1981)**).

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

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

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

$$D_w = \frac{\Gamma_w}{\partial x_{WP}} \quad \text{et} \quad D_e = \frac{\Gamma_e}{\partial x_{PE}}$$

Lorsqu'on considère $A_w = A_e = A$, les équations (B.7) et (B.8) peuvent être écrites sous la forme :

$$F_e \phi_e - F_w \phi_w = D_e (\phi_E - \phi_P) - D_w (\phi_P - \phi_W) \quad (B.9)$$

$$F_e - F_w = 0 \quad (B.10)$$

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).

B.4. Les schémas de discrétisation spatiaux choisis

Sous le code FLUENT, plusieurs schémas de discrétisation sont disponibles, schéma Standard, Presto, Linear, Second Order, Body force Weighted pour la pression, et Upwind, Power law, Quick, Third Order Muscl pour le reste des équations, dans ce qui suit un petit rappel sur les schémas utilisés dans notre modèle.

B.4.1. Schéma Upwind (UDS)

Ce schéma est applicable pour les écoulements fortement convectifs, comme il prend en compte la direction de l'écoulement 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 :

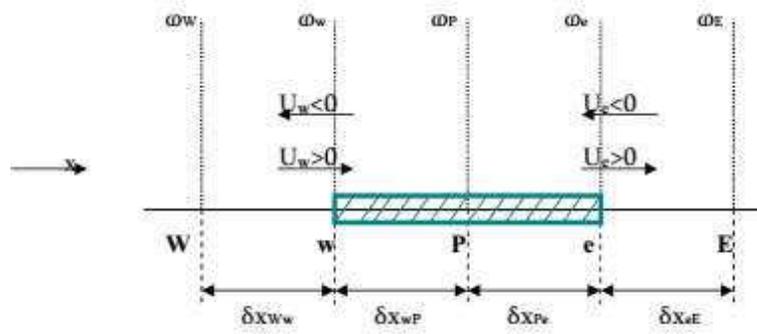


Figure B.3 : Schéma de discrétisation Upwind (UDS).

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 :

$$\phi_w = \phi_W \quad \text{et} \quad \phi_e = \phi_P$$

Et l'équation (III.14) devient :

$$F_e \phi_P - F_w \phi_W = D_e (\phi_E - \phi_P) - D_w (\phi_P - \phi_W) \quad (B.11)$$

Après réarrangement, on obtient :

$$[(D_w + F_w) + D_e + (F_e - F_w)] \phi_P = (D_w + F_w) \phi_W + D_e \phi_E \quad (B.12)$$

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

$$[D_w + (D_e - F_e) + (F_e - F_w)] \phi_P = D_w \phi_W + (D_e - F_e) \phi_E \quad (B.13)$$

Sous une forme générale, on peut écrire (B.12) et (B.13) comme suit :

$$a_P \phi_P = a_W \phi_W + a_E \phi_E$$

Avec

$$a_E = D_e + \max(0, -F_e)$$

$$a_W = D_w + \max(F_w, 0)$$

Remarque

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

B.5. Équation 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 (B.4) :

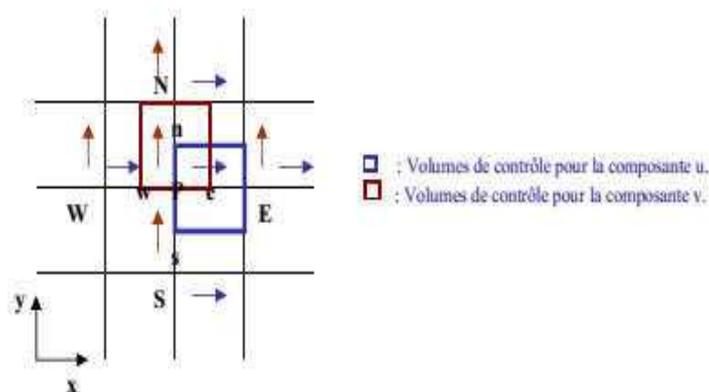


Figure B.4 : Volumes de contrôle décalés pour u et v .

Pour la maille décalée dans la direction x , les normales des faces du volume 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 $u(A_e(P_P - P_E))$.

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

$$a_e u_e = \sum_i a_i u_i + b_u + A_e (P_P - P_E) \quad (B.14)$$

$$a_n v_n = \sum_j a_j v_j + b_v + A_n (P_P - P_N) \quad (B.15)$$

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 (B.16) et (B.17) ne satisfait pas l'équation de continuité, donc il faut corriger le champ de pression estimé (**Patankar (1981)**).

$$a_e u_e^* = \sum_i a_i u_i^* + b_u + A_e (P_P^* - P_E^*) \quad (B.16)$$

$$a_n v_n^* = \sum_j a_j v_j^* + b_v + A_n (P_P^* - P_N^*) \quad (B.17)$$

B.6. 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 :

$$P = P^* + P'$$

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

$$u = u^* + u'$$

$$v = v^* + v'$$

De la soustraction de l'équation (B.14) de celle (B.15), avec la négligence des termes $\sum_i a_i u_i$ et $\sum_i a_i u_i^*$, on obtient :

$$u'_e = d_e(P'_P - P'_E)$$

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

Donc, on aura :

$$u_e = u^*_e + d_e(P'_P - P'_E) \tag{B.18}$$

Le cas est similaire pour les autres composantes de vitesse :

$$v_n = v^*_n + d_n(P'_P - P'_N) \tag{B.19}$$

Maintenant, il faut transformer l'équation de continuité en une équation de pression.

L'équation de continuité bidimensionnelle est :

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \tag{B.20}$$

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

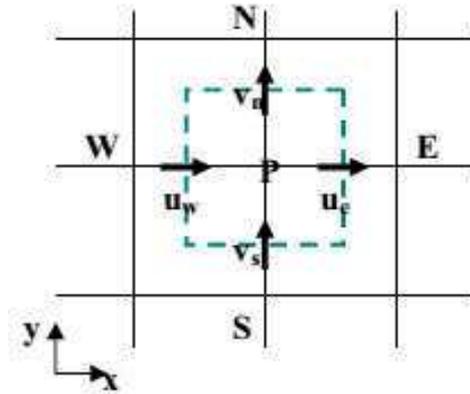


Figure B.5 : Volume de contrôle pour l'équation de continuité.

L'intégration de l'équation (B.20) :

$$[(\rho u)_e - (\rho u)_w]\Delta y + [(\rho v)_n - (\rho v)_s]\Delta x = 0 \quad (B.21)$$

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

$$a_P P'_P = a_E P'_E + a_W P'_W + a_N P'_N + a_S P'_S + b \quad (B.22)$$

Où :

$$a_E = \rho_e d_e \Delta y$$

$$a_W = \rho_w d_w \Delta y$$

$$a_N = \rho_n d_n \Delta x$$

$$a_S = \rho_s d_s \Delta x$$

$$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S$$

$$b = [(\rho u^*)_w - (\rho u^*)_e]\Delta y + [(\rho v^*)_s - (\rho v^*)_n]\Delta x$$

Maintenant on a toutes les équations nécessaires pour calculer les champs de pression et des vitesses. Le couplage vitesse-pression est traité en résolvant les équations de quantité de mouvement et une équation pour la pression dérivée d'une combinaison de l'équation de continuité et celles de quantité de mouvement. "Fluent" dispose de trois

algorithmes de couplage (SIMPLE, SIMPLEC, PISO). L'algorithme SIMPLE (lequel on 'a choisi) est brièvement décrit ci-dessous.

B.7. Algorithme SIMPLE

L'algorithme SIMPLE a été élaboré par **Patankar (1980)**, cet algorithme consiste à donner une estimation au champ de pression et de calculer le champ de vitesse. Comme ce champ de vitesse ne satisfait pas l'équation de continuité, un calcul itératif qui permet la correction de ce champ est nécessaire jusqu'à la satisfaction de l'équation de conservation de masse (continuité). Les étapes de l'algorithme SIMPLE sont (**Suhas. V. Patankar (1980)**):

1. Donner un champ de pression P^* .
2. Calculer v^*, u^*, u^* .
3. Calculer P' .
4. Calculer P de l'équation de correction de pression.
5. Calculer u, v des équations de correction des vitesses.
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^* .
8. Tester la convergence.
9. Si la convergence n'est pas atteinte, retourner à l'étape 2 et répéter jusqu'à la convergence de tous les variables.

Annexe C : Convection naturelle pure

C.1. Effet des différents paramètres

C.1. 1. Effet de l'épaisseur du canal

La figure c.1 représente l'effet de l'épaisseur du canal sur la variation de la vitesse le long du canal du type CPS. On remarque que les profiles de la vitesse subissent les mêmes variations pour les trois configurations sauf qu'elles varient d'une position à l'autre selon la largeur du canal. Si on compare entre les différentes courbes de la figure C.1, on constate qu'à une position correspondante à un H_{max} (figure C.1 (a)) les vitesses sont élevées par rapport a celles qui correspondent à un H_{min} (figure C.1 (b)).

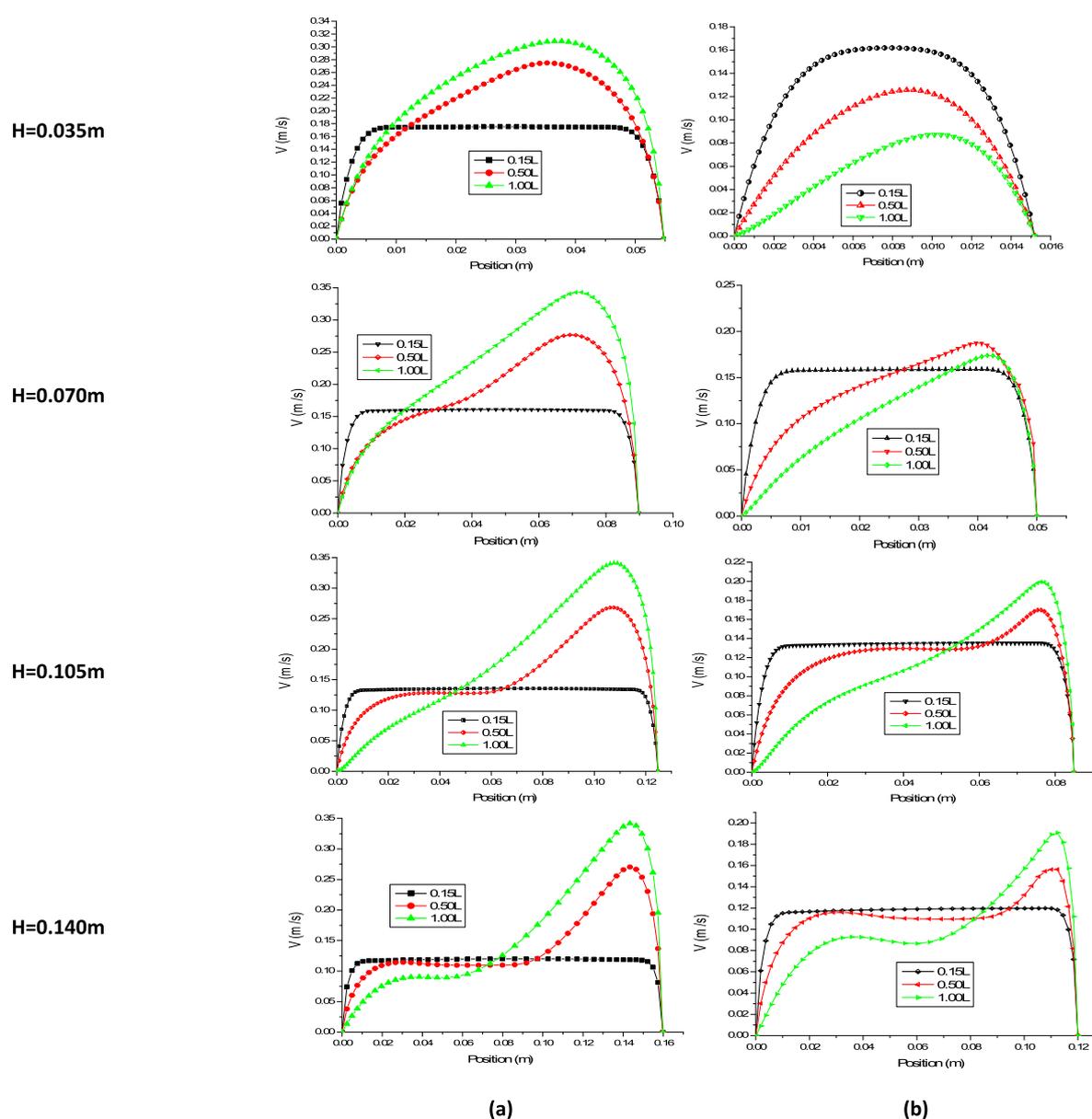


Figure C.1 : Effet de l'épaisseur du canal sur les profils de la vitesse, position (a) : correspond à H_{max} et position (b) : correspond à H_{min} (type CPS).

La figure C.2 représente l'effet de l'épaisseur sur la variation des profils de la vitesse le long du canal du type CPPML à deux positions, la position (a) correspond à la région entre les lames et (b) correspond à la position d'une lame. Pour le canal du type CPPML, la forme générale du profil de la vitesse est la même, mais on peut voir clairement une diminution de la vitesse qui s'annule le long de la lame jointe à la plaque supérieure (Voir figure C.2 (b)).

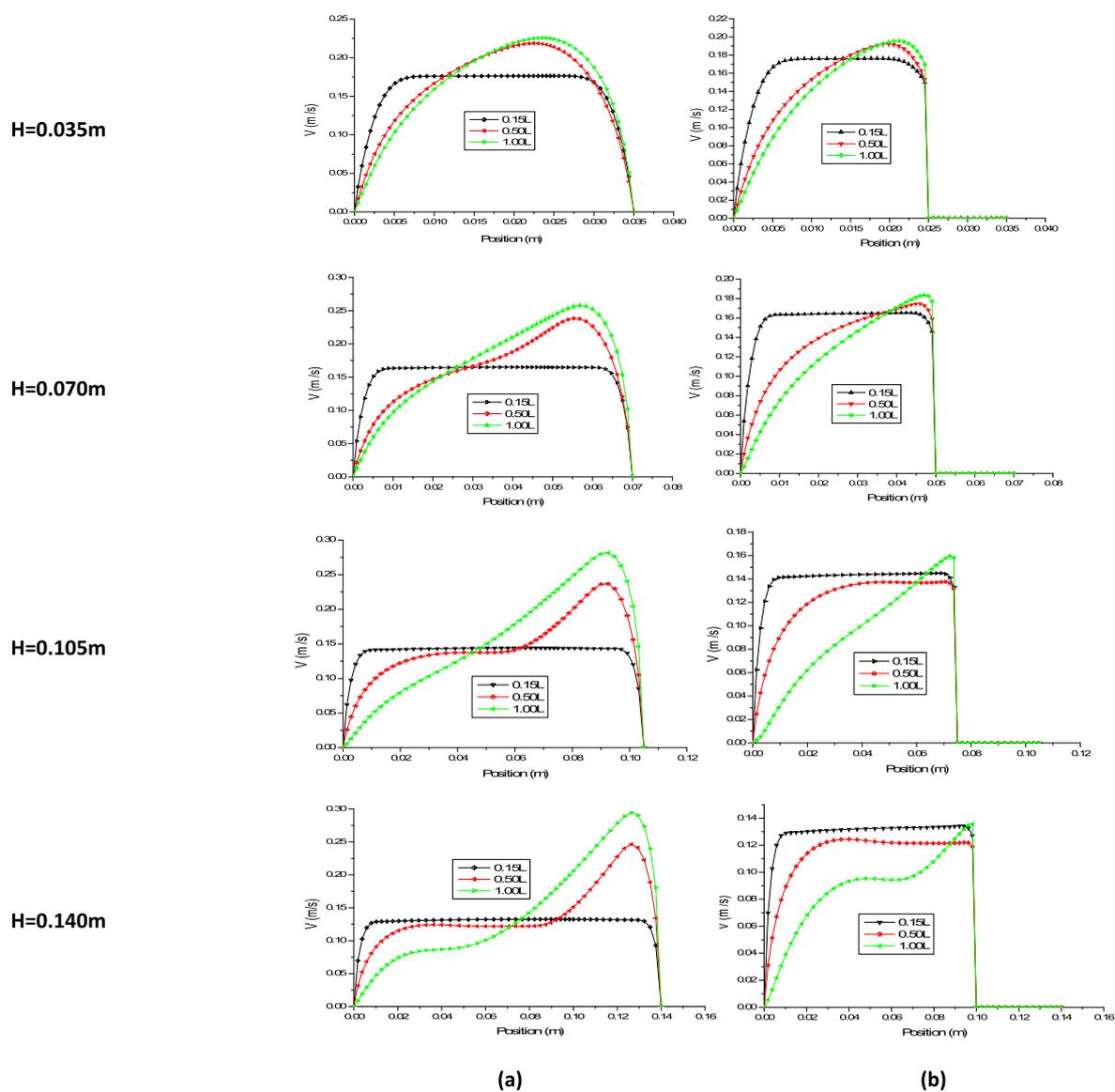


Figure C.2 : Effet de l'épaisseur du canal sur les profils de la vitesse, position (a) : correspond à la région entre les lames et position (b) : correspond à la position des lames (type CPPML).

Les figures ci-dessous regroupent les profils de la température pour le canal du type CPS (figure C.3) et CPPML (figure C.4). On voit que la température aussi présente le même profile pour toutes les configurations CPP, CPS, et CPPML (voir les figures C.3 et C.4).

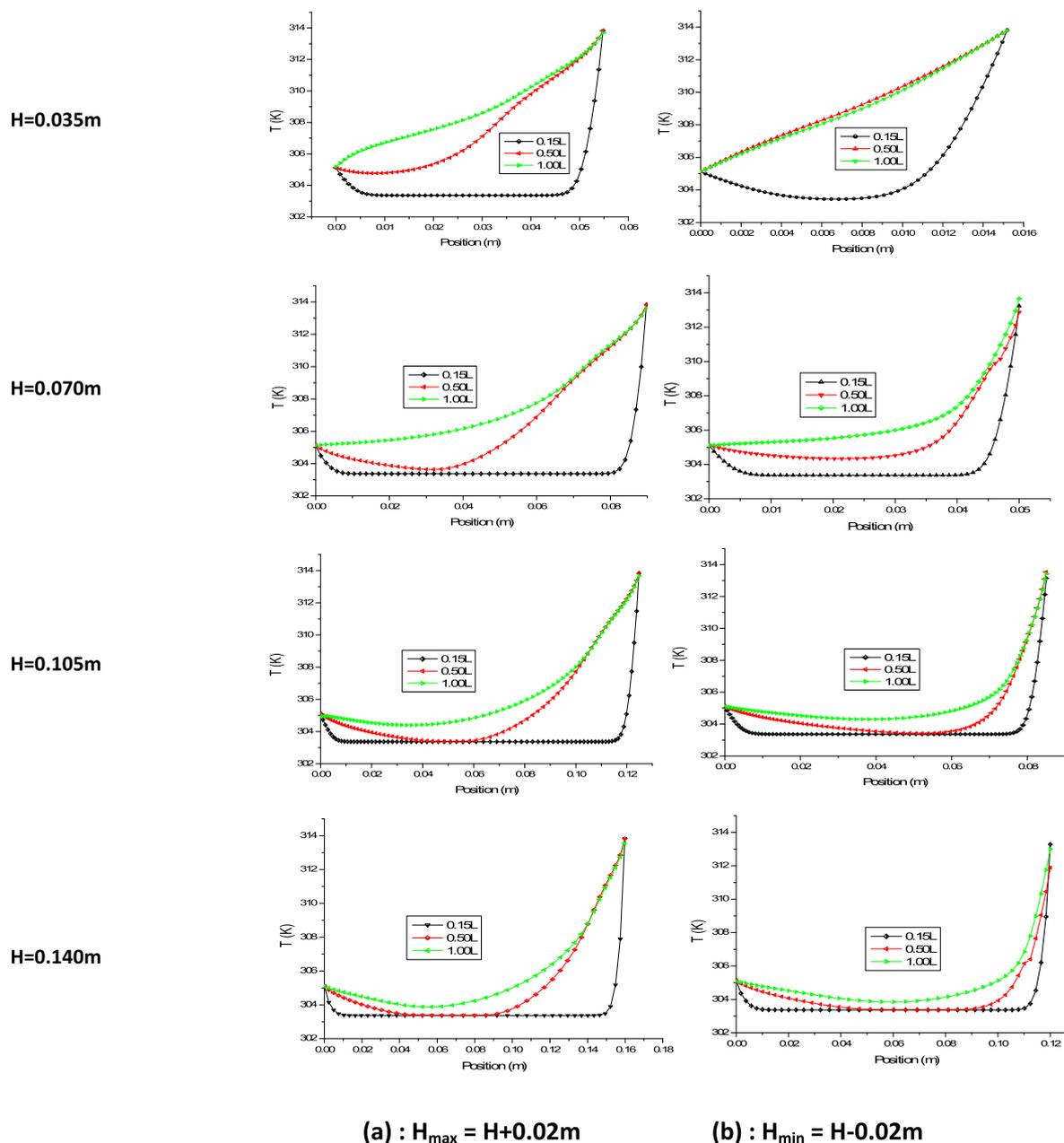


Figure C.3 : Effet de l'épaisseur du canal sur les profils de la température, la position (a) correspond à H_{\max} et la position (b) correspond à H_{\min} (type CPS).

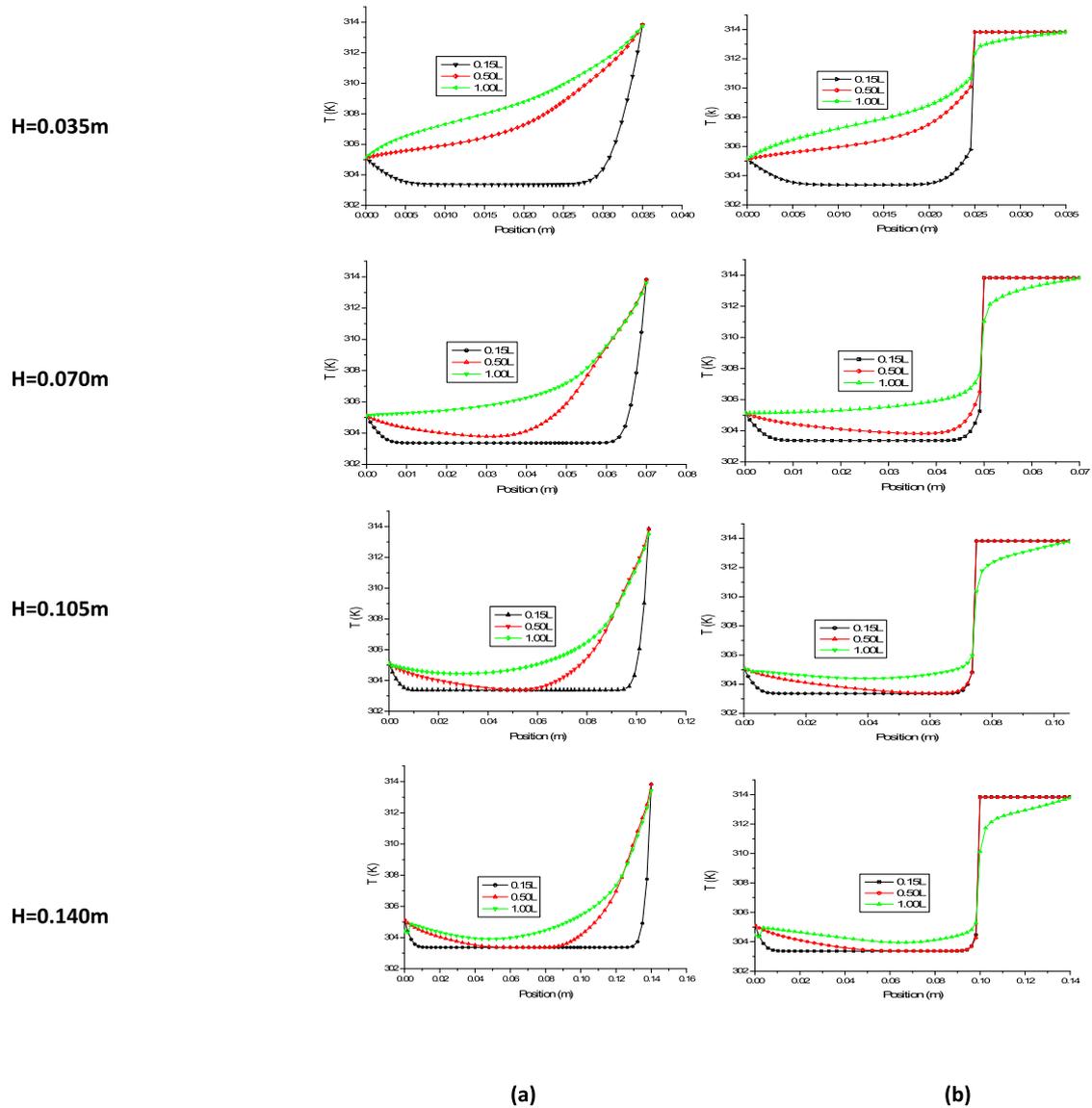


Figure C.4 : Effet de l'épaisseur du canal sur les profils de la température, la position (a) correspond à la région entre les lames et la position (b) correspond à la position des lames (type CPPML).

C.1. 2. Effet de l'angle de l'inclinaison

Les figures C.5, C.6, C.7, et C.8 montrent l'effet de l'inclinaison sur les profils de la température, de la vitesse, du coefficient de convection et du nombre de Nusselt pour le canal du type CPS.

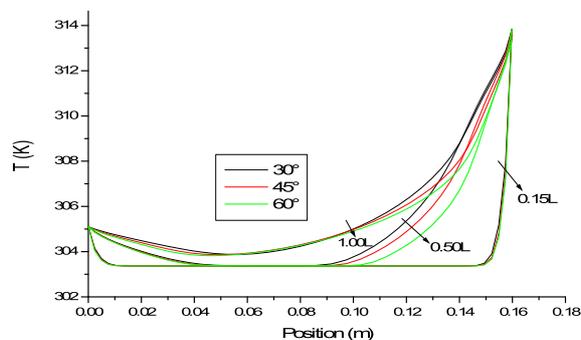


Figure C.5 : Effet de l'inclinaison du canal sur les profils de la température (type CPS).

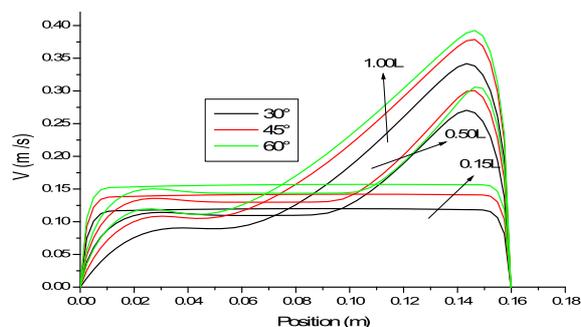


Figure C.6 : Effet de l'inclinaison du canal sur les profils de la vitesse (type CPS).

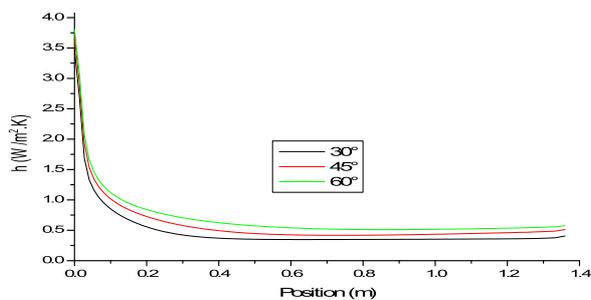


Figure C.7 : Effet de l'inclinaison du canal sur le coefficient de convection de la paroi chaude (type CPS).

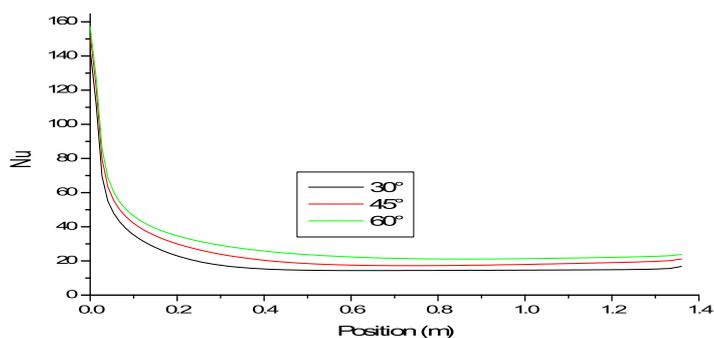


Figure C.8 : Effet de l'inclinaison du canal sur le nombre de Nusselt de la paroi chaude (type CPS).

Les figures C.9, C.10, C.11, et C.12 montrent l'effet de l'inclinaison sur les profils de la température, de la vitesse, du coefficient de convection et du nombre de Nusselt pour le canal du type CPPML.

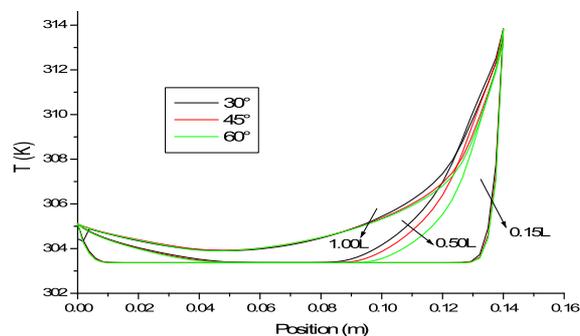


Figure C.9: Effet de l'inclinaison du canal sur les profils de la température (type CPPML).

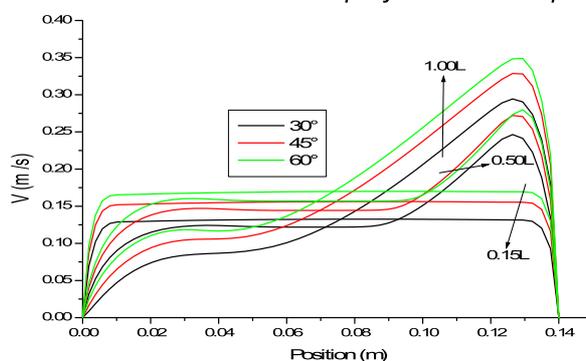


Figure C.10 : Effet de l'inclinaison du canal sur les profils de la vitesse (type CPPML).

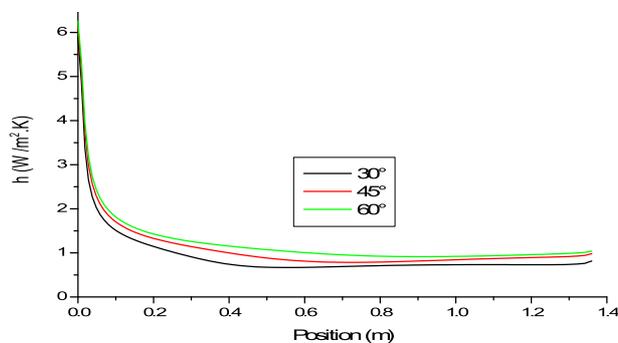


Figure C.11 : Effet de l'inclinaison du canal sur le coefficient de convection de la paroi chaude (type CPPML).

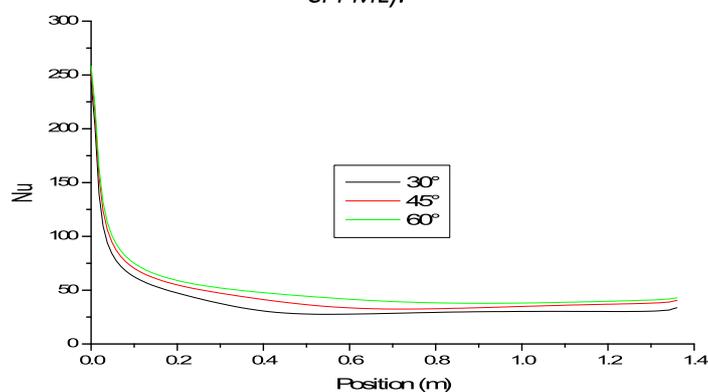


Figure C.12 : Effet de l'inclinaison du canal sur le nombre de Nusselt de la paroi chaude (type CPPML).

C.1. 3. Effet du nombre de Rayleigh

Les figures ci-dessous montrent l'effet du nombre de Rayleigh sur les profils de la température, de la vitesse, du coefficient de convection et du nombre de Nusselt pour les configurations CPS (figures C.13, C.14, C.15 et C.16) et CPPML (figures C.17, C.18, C.19 et C.20).

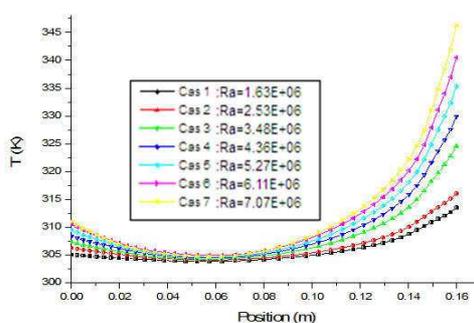


Figure C.13: Effet du nombre de Rayleigh sur les profils de la température (type CPS).

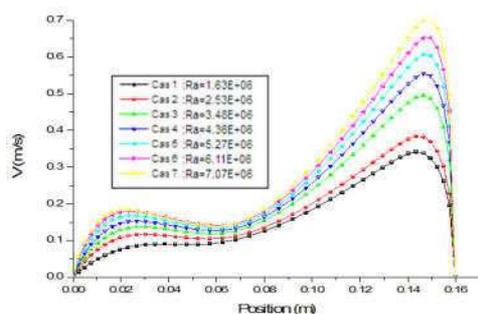


Figure C.14 : Effet du nombre de Rayleigh sur les profils de la vitesse (type CPS).

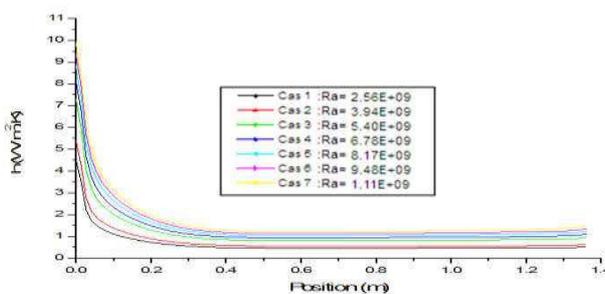


Figure C.15 : Effet du nombre de Rayleigh sur le coefficient de convection de la paroi chaude (type CPS).

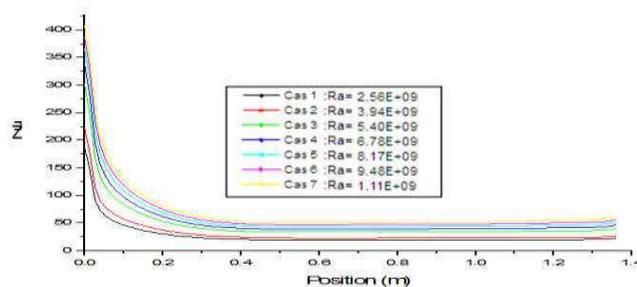


Figure C.16 : Effet du nombre de Rayleigh sur le nombre de Nusselt de la paroi chaude (type CPS).

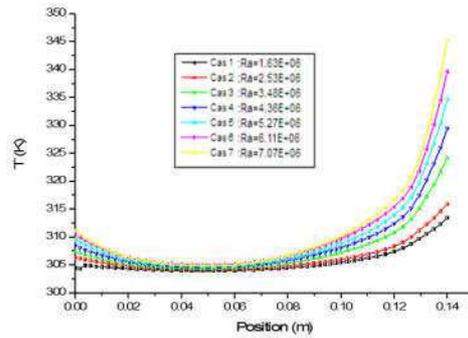


Figure C.17: Effet du nombre de Rayleigh sur les profils de la température (type CPPML)

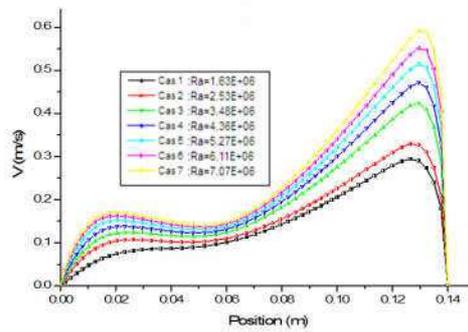


Figure C.18 : Effet du nombre de Rayleigh sur les profils de la vitesse (type CPPML).

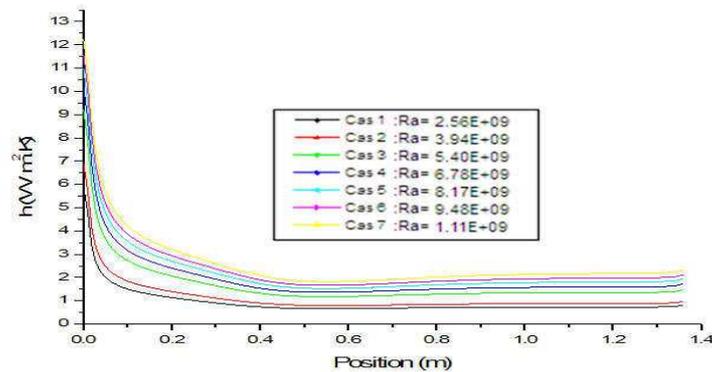


Figure C.19 : Effet du nombre de Rayleigh sur le coefficient de convection de la paroi chaude (type CPPML).

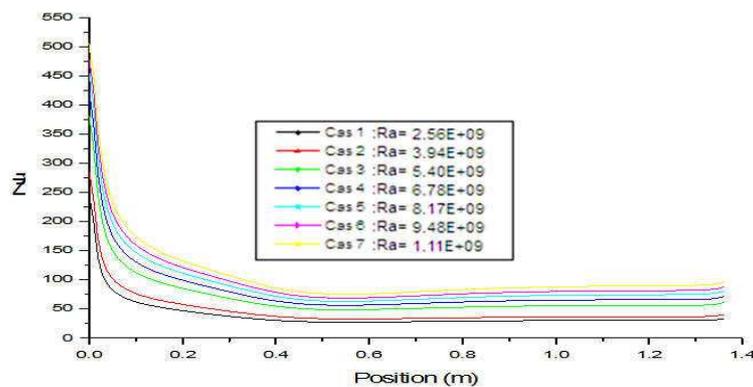


Figure C.20 : Effet du nombre de Rayleigh sur le nombre de Nusselt de la paroi chaude (type CPPML).

C.1. 4. Comparaison entre les valeurs numériques et les valeurs prédites pour le canal du type CPS

Les figures ci-dessous regroupent des comparaisons entre les valeurs numériques et prédites du nombre de Nusselt moyen de la lame d'air, nombre de Nusselt local de la paroi chaude et le débit massique pour différents rapports d'aspect (figures C.21, C.22 et C.23) du canal du type CPS. Pour les formules générales de deux variables, les comparaisons sont présentées dans les figures C.24, C.25 et C.26.

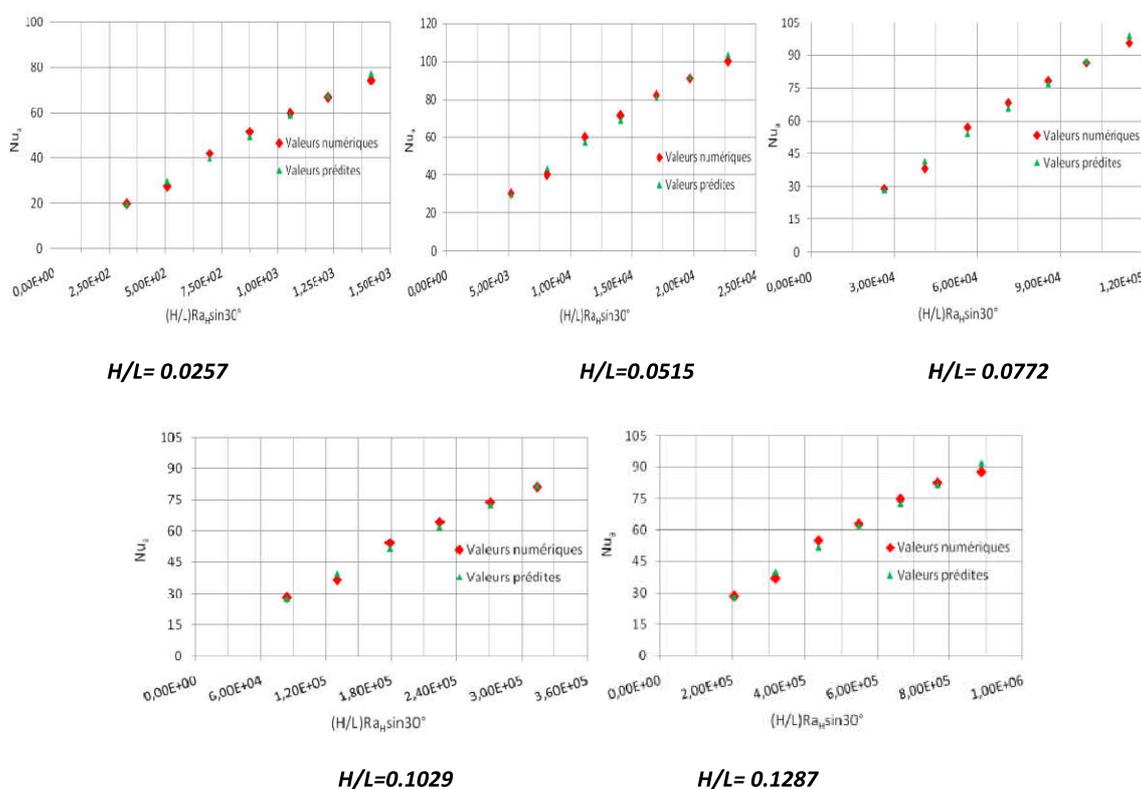


Figure C. 21 : Comparaison des valeurs numériques et prédites du nombre de Nusselt moyen de la lame d'air pour chaque rapport d'aspect (type CPS).

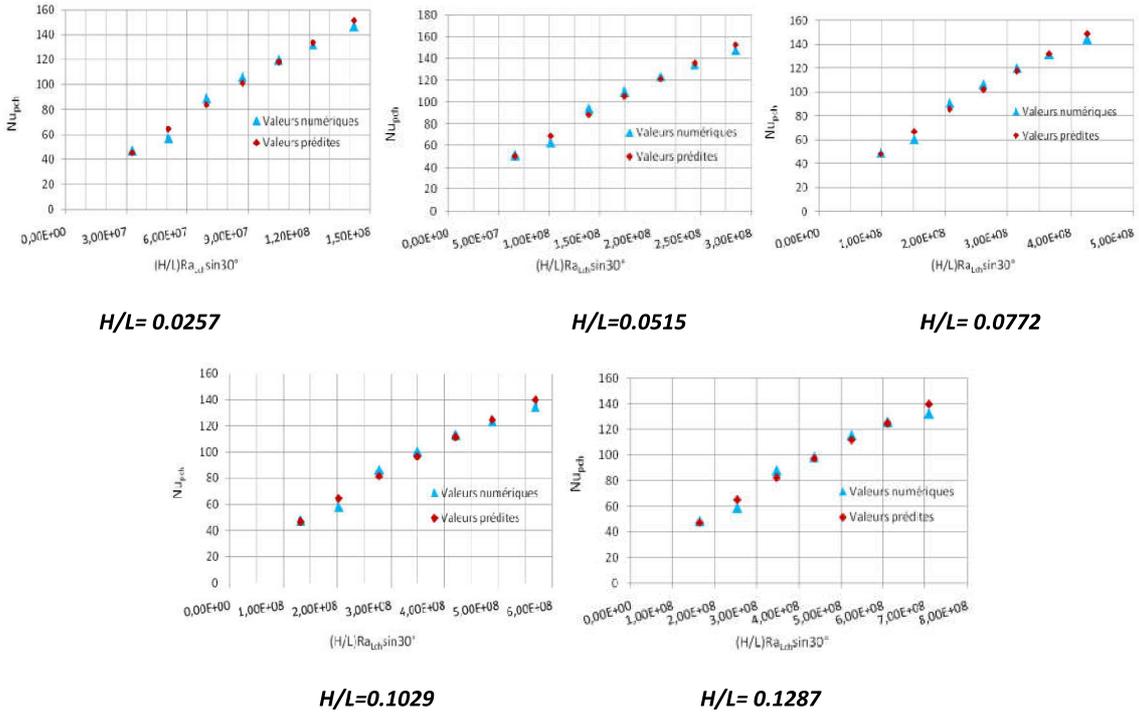


Figure C.22 : Comparaison des valeurs numériques et prédites du nombre de Nusselt local moyen sur la paroi chaude pour chaque rapport d'aspect (type CPS).

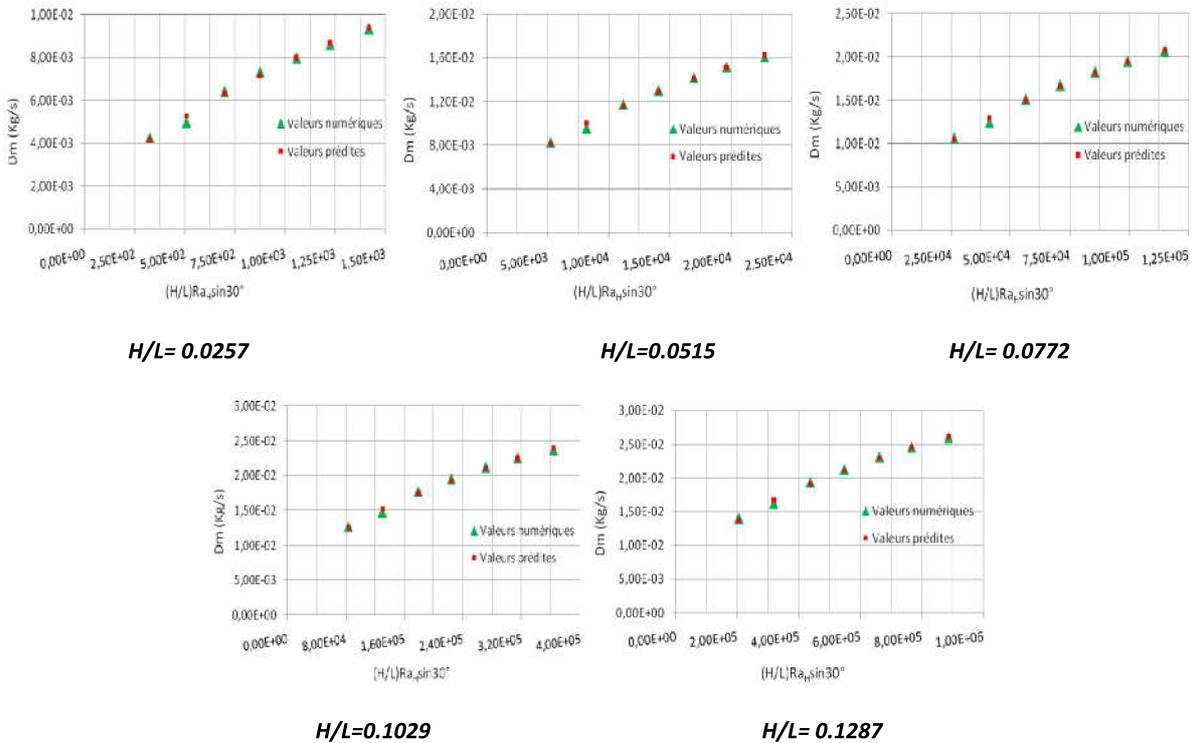


Figure C.23 : Comparaison des valeurs numériques et prédites du débit massique pour chaque rapport d'aspect (type CPS).

Les figures ci-dessous (figures C.24, C.25 et C.26) prouvent que les corrélations obtenues passent par la majorité des points ce qui nous permet de dire que ces corrélations sont obtenues avec une grande précision et qu'elles peuvent être utilisées à prédire le débit massique et les nombre de Nusselt pour un canal du type CPS.

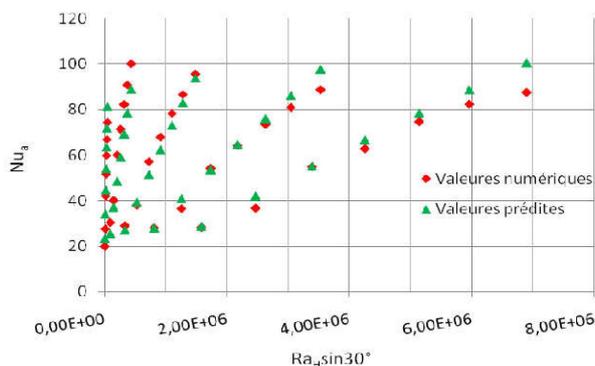


Figure C.24 : Comparaison des valeurs numériques et prédites par la formule (4.8) du nombre de Nusselt moyen de la lame d'air (canal du type CPS).

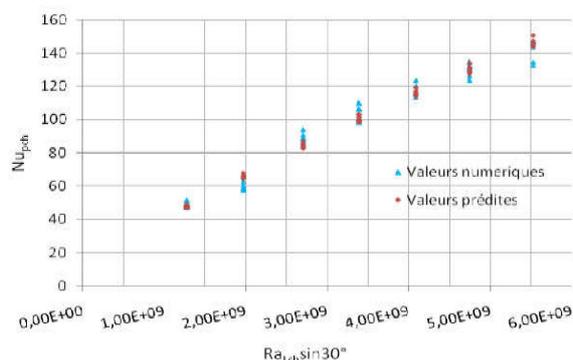


Figure C.25 : Comparaison des valeurs numériques et prédites par la formule (4.9) du nombre de Nusselt local moyen sur la paroi chaude (canal du type CPS).

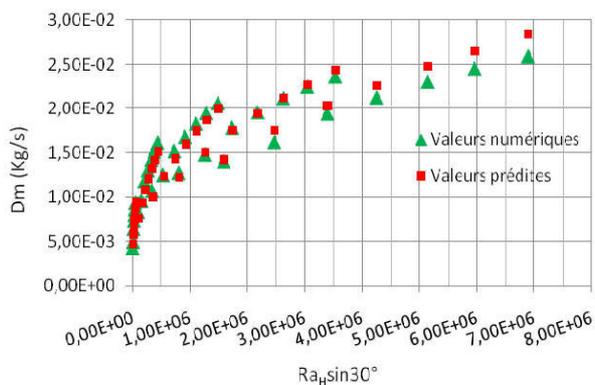


Figure C.26 : Comparaison des valeurs numériques et prédites par la formule (4.10) du débit massique (canal du type CPS).

C.1. 5. Comparaison entre les valeurs numériques et les valeurs prédites pour le canal du type CPPML.

Les figures ci-dessous regroupent des comparaisons entre les valeurs numériques et prédites du nombre de Nusselt moyen de la lame d'air, du nombre de Nusselt local de la paroi chaude et le débit massique pour différents rapports d'aspect (figures C.27, C.28, et C.29) du canal du type CPPMLS. Pour les formules générales de deux variables, les comparaisons sont présentées dans les figures C.30, C.31, et C.32. Ce qu'on peut constater de ces figures, c'est que les formules qu'on a obtenu peuvent prédire le comportement de tel système avec une grande précision.

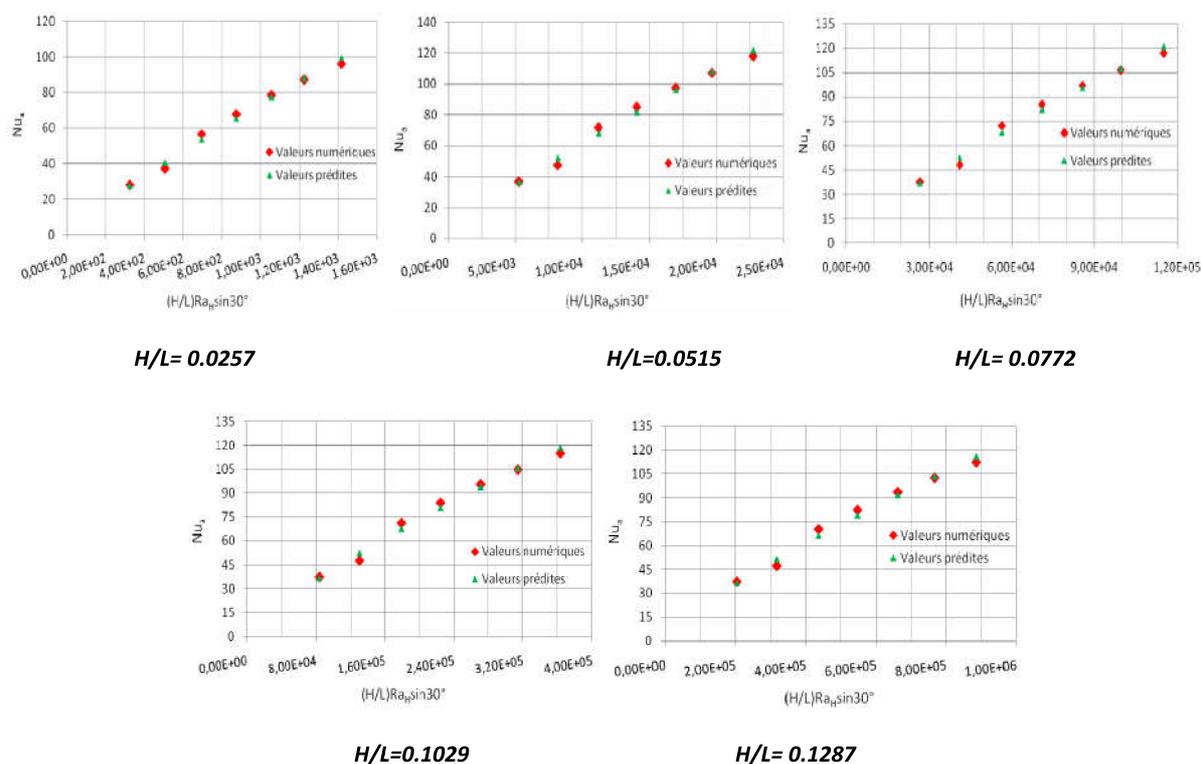


Figure C. 27 : Comparaison des valeurs numériques et prédites du nombre de Nusselt moyen de la lame d'air pour chaque rapport d'aspect (canal du type CPPML).

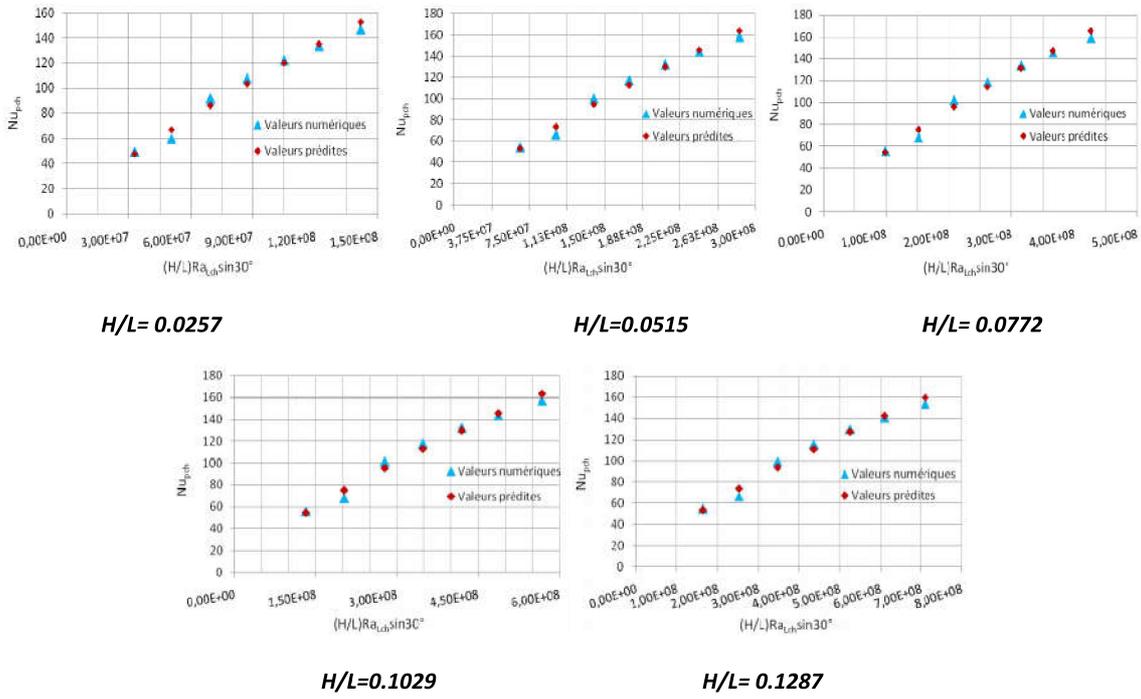


Figure C.28 : Comparaison des valeurs numériques et prédites du nombre de Nusselt local moyen sur la paroi chaude pour chaque rapport d'aspect (canal du type CPPML).

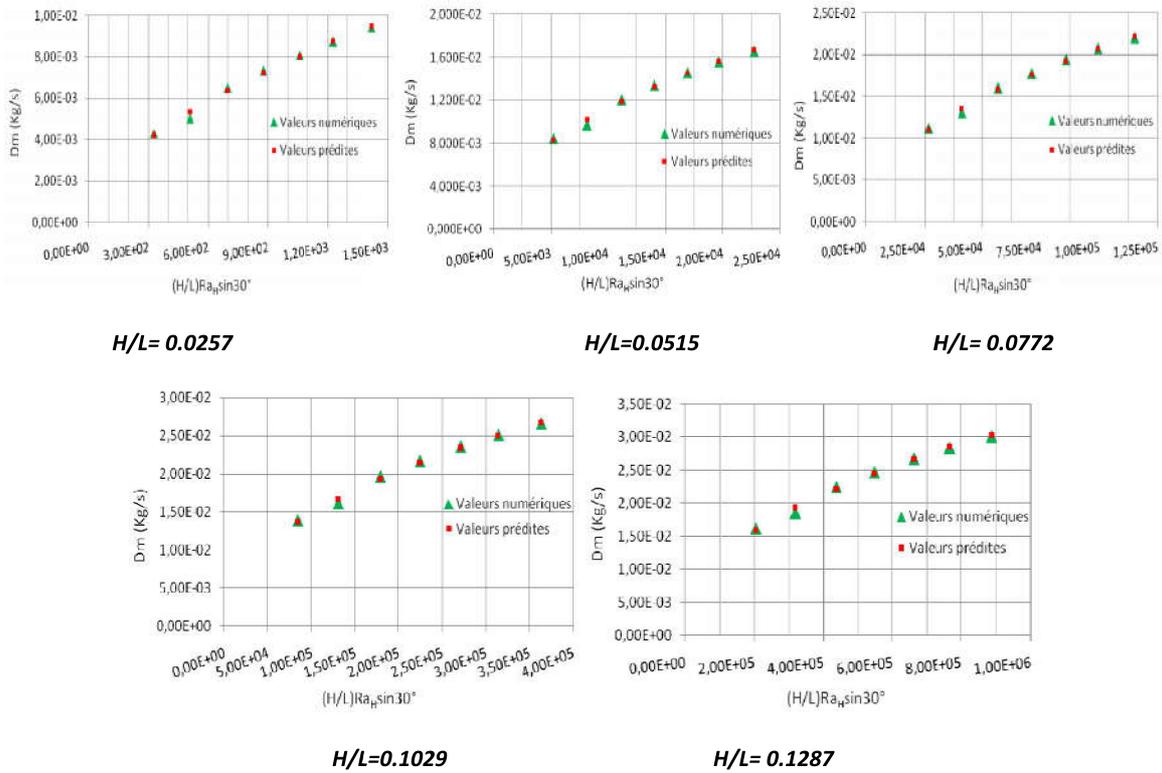


Figure C.29 : Comparaison des valeurs numériques et prédites du débit massique pour chaque rapport d'aspect (canal du type CPPML).

Les figures ci-dessous (figures C.30, C31 et C32) prouvent que les corrélations obtenues passent par la majorité des points ce qui nous permet de dire que ces corrélations sont obtenues avec une grande précision et qu'elles peuvent être utilisées dans le calcul du débit massique et les nombre de Nusselt pour un canal du type CPPML.

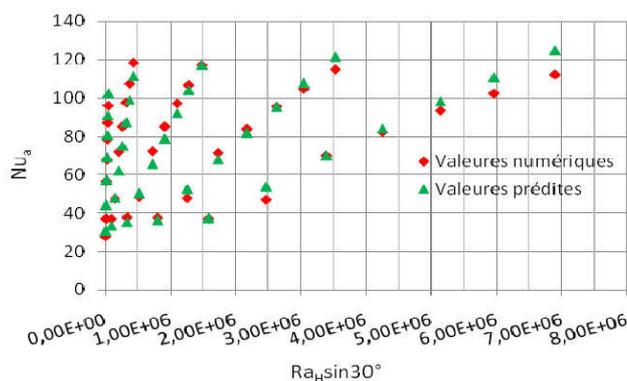


Figure C.30 : Comparaison des valeurs numériques et prédites par la formule (4.11) du nombre de Nusselt moyen de la lame d'air (canal du type CPPML).

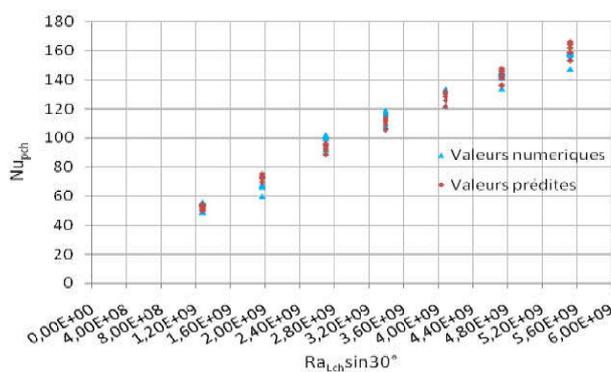


Figure C.31 : Comparaison des valeurs numériques et prédites par la formule (4.12) du nombre de Nusselt local moyen sur la paroi chaude (canal du type CPPML).

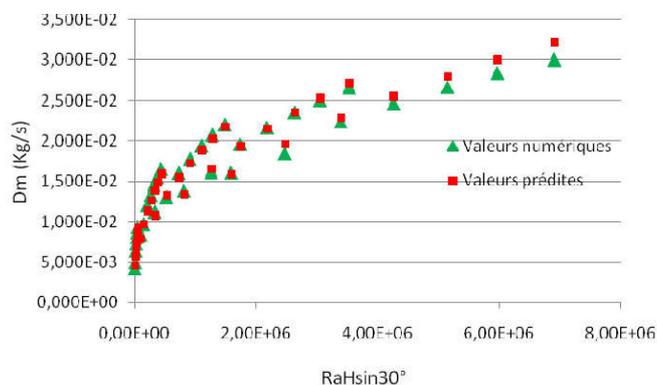


Figure C.32 : Comparaison des valeurs numériques et prédites par la formule (4.13) du débit massique (canal du type CPPML).

Annexe D

Convection naturelle associée aux échanges radiatifs

D.1. Effet des échanges radiatifs sur les champs de vitesse et de température

La figure D.1 représente une comparaison entre le champ de la vitesse (dans une section longitudinale) en convection pure et en convection couplée aux échanges radiatifs avec des températures imposées aux parois. Il est clair que le champ des vitesses n'est plus affecté par les échanges radiatifs entre les surfaces supérieure et inférieure. Ceci est observé aussi dans la figure D.4 qui représente le profil de vitesse en différentes positions.

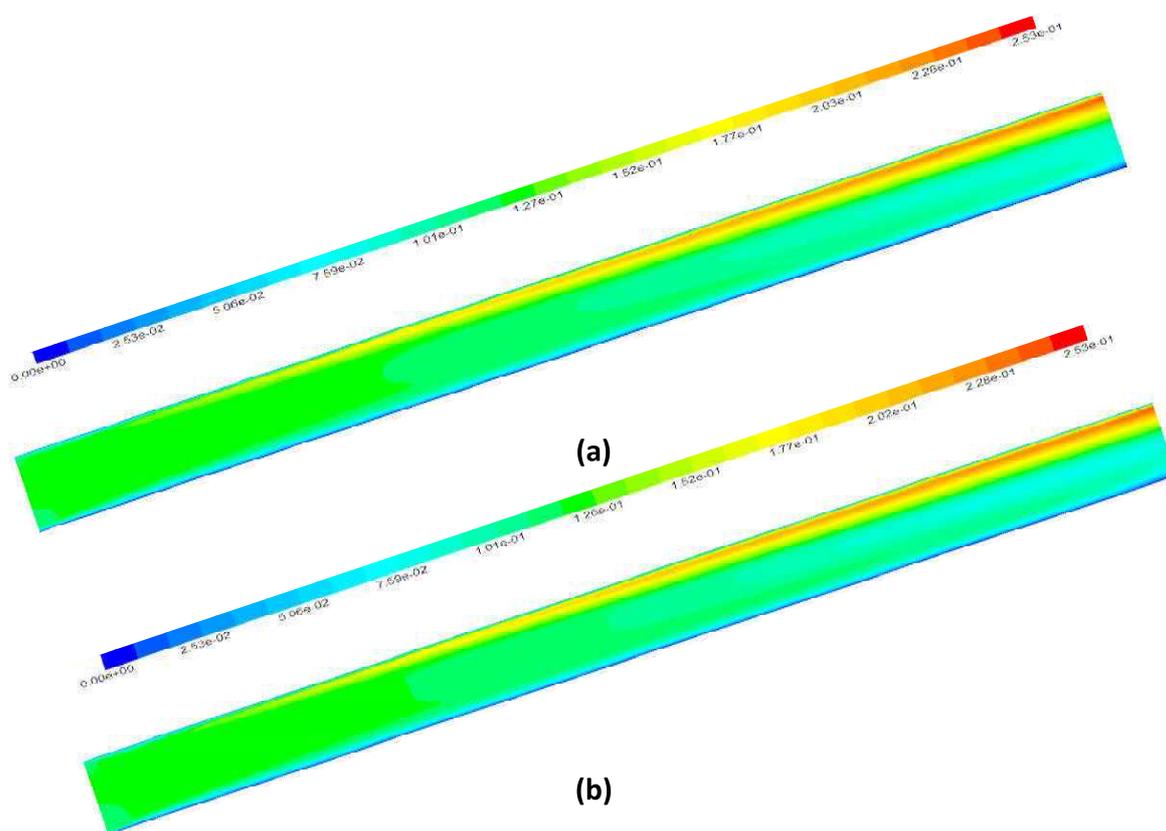


Figure D.1 : Effet des échanges radiatifs sur le champ dynamique en cas des températures imposées aux parois.

Le champ thermique représenté dans la figure D.2 et les profiles de température représentés dans la figure D.3 montrent que la distribution des températures n'est pas affectée par les échanges radiatifs, ça justifie le champ et les profiles de la vitesse du fait que si les différences de températures ne changent pas, le mouvement convectif (dû aux forces de flottabilités) ne sera plus affecté.

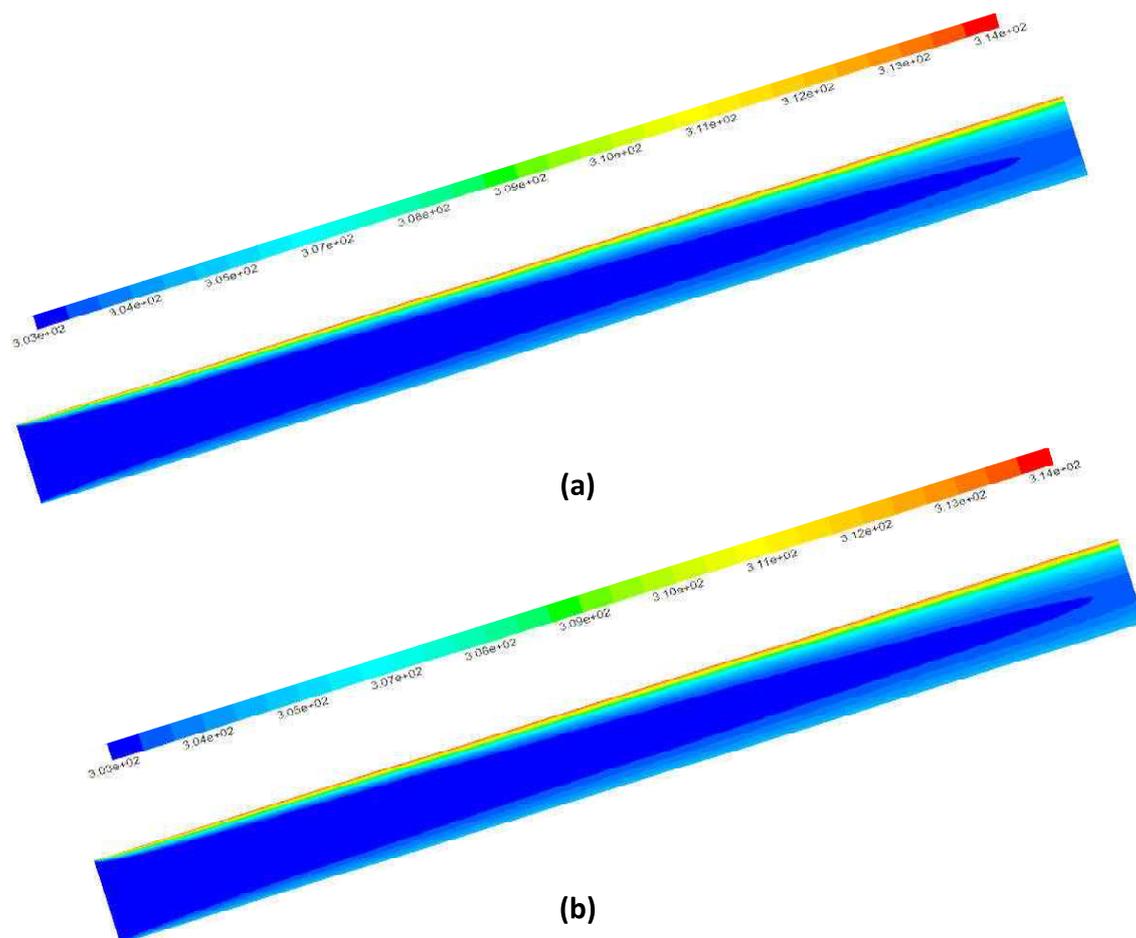


Figure D.2 : *Effet des échanges radiatifs sur le champ thermique en cas des températures imposées aux parois.*

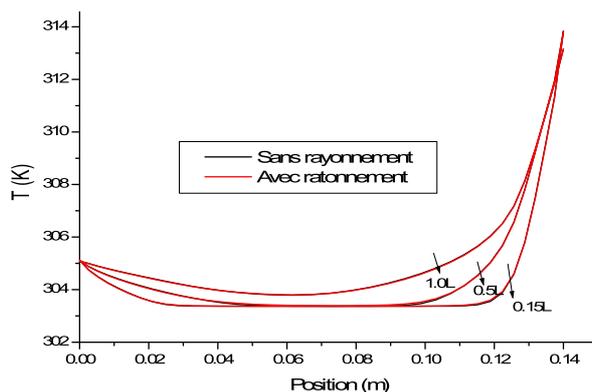


Figure D.3 : Effet des échanges radiatifs sur la variation de la température le long du canal en cas des températures imposées aux parois.

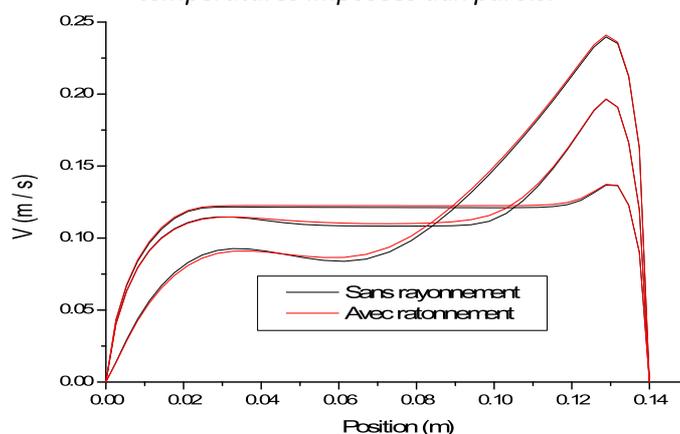


Figure D.4 : Effet des échanges radiatifs sur la variation de la vitesse le long du canal en cas des températures imposées aux parois.

D.2. Effet des échanges radiatifs sur le débit massique

Du fait que les vitesses ne changent pas sous l'effet des échanges radiatifs le débit massique reste invariant (voir la figure D.5).

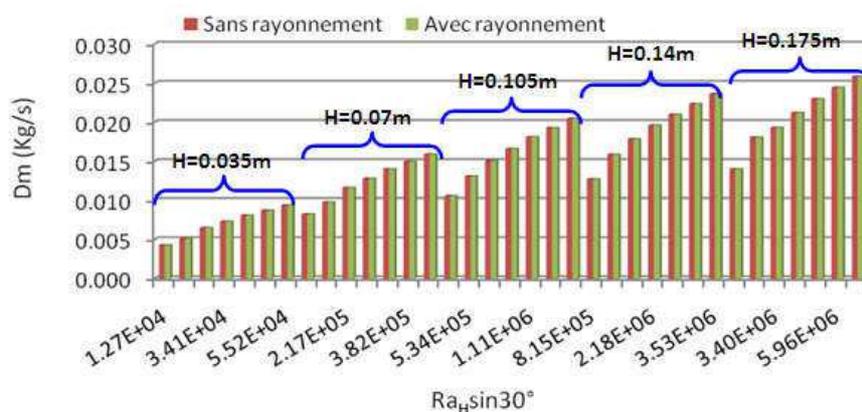


Figure D.5 : Effet des échanges radiatifs sur le débit massique en cas des températures imposées aux parois.

D.3. Corrélations tenant compte du rayonnement

D.3.1. Corrélations pour le capteur du type CPP

Le tableau D.1 regroupe toutes les corrélations obtenues pour les nombres de Nusselt total et radiatif de la paroi chaude (supérieure) pour chaque rapport d'aspect concernant le canal du type CPP.

Tableau D.1

Nusselt total et radiatif de la paroi chaude et de la lame d'air pour différents rapports d'aspect du canal du type CPP.

| H/L | corrélations | R ² |
|--------|---|----------------|
| 0.0257 | $Nu_{p, ch, T} = 1.9386E-04 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_L \sin 30^\circ \right]^{0.7414}$ | 0.9897 |
| | $Nu_{p, ch, r} = 8.65611E-04 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_L \sin 30^\circ \right]^{0.5846854}$ | 0.9823 |
| | $Nu_{a, T} = 0.39284 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_H \sin 30^\circ \right]^{0.67334}$ | 0.9867 |
| | $Nu_{a, r} = 1.403848E-03 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_H \sin 30^\circ \right]^{1.415320}$ | 0.9799 |
| 0.0515 | $Nu_{p, ch, T} = 2.6830E-04 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_L \sin 30^\circ \right]^{0.6948}$ | 0.9903 |
| | $Nu_{p, ch, r} = 5.773223E-04 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_L \sin 30^\circ \right]^{0.5836316}$ | 0.9832 |
| | $Nu_{a, T} = 0.148878 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_H \sin 30^\circ \right]^{0.60671}$ | 0.9888 |
| | $Nu_{a, r} = 2.516486E-05 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_H \sin 30^\circ \right]^{1.423708}$ | 0.9766 |
| 0.0772 | $Nu_{p, ch, T} = 2.1055E-04 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_L \sin 30^\circ \right]^{0.6907}$ | 0.9902 |
| | $Nu_{p, ch, r} = 4.4933753E-04 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_L \sin 30^\circ \right]^{0.583375}$ | 0.9902 |
| | $Nu_{a, T} = 0.07835 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_H \sin 30^\circ \right]^{0.56888}$ | 0.9862 |
| | $Nu_{a, r} = 2.794386E-06 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_H \sin 30^\circ \right]^{1.413171}$ | 0.9785 |
| 0.1029 | $Nu_{p, ch, T} = 1.7779E-04 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_L \sin 30^\circ \right]^{0.68795}$ | 0.9898 |
| | $Nu_{p, ch, r} = 3.265688E-04 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_L \sin 30^\circ \right]^{0.5901639}$ | 0.9843 |
| | $Nu_{a, T} = 0.048573 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_H \sin 30^\circ \right]^{0.55043}$ | 0.9846 |
| | $Nu_{a, r} = 7.148503E-07 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_H \sin 30^\circ \right]^{1.392182}$ | 0.9774 |
| 0.1287 | $Nu_{p, ch, T} = 1.4725E-04 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_L \sin 30^\circ \right]^{0.68884}$ | 0.9896 |
| | $Nu_{p, ch, r} = 3.092074E-04 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_L \sin 30^\circ \right]^{0.5857594}$ | 0.9821 |
| | $Nu_{a, T} = 0.031497 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_H \sin 30^\circ \right]^{0.543544}$ | 0.9839 |
| | $Nu_{a, r} = 1.688921E-07 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_H \sin 30^\circ \right]^{1.405768}$ | 0.9802 |

D.3.2. Corrélations pour le capteur du type CPS

Les mêmes corrélations correspondantes au canal du type CPS sont tabulées dans le tableau D.2 pour chaque rapport d'aspect.

Tableau D.2

Nusselt total et radiatif de la paroi chaude et de la lame d'air pour différents rapports d'aspect du canal du type CPS.

| H/L | corrélations | R ² |
|--------|--|----------------|
| 0.0257 | $Nu_{pch,T} = 1.787105E-04 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_L \sin 30^\circ \right]^{0.7421815}$ | 0.9883 |
| | $Nu_{pch,r} = 1.73738E-03 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_L \sin 30^\circ \right]^{0.5470263}$ | 0.9821 |
| | $Nu_{a,T} = 0.4013686 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_H \sin 30^\circ \right]^{0.6182902}$ | 0.9736 |
| | $Nu_{a,r} = 2.387826E-03 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_H \sin 30^\circ \right]^{1.347909}$ | 0.9798 |
| 0.0515 | $Nu_{pch,T} = 2.714996E-04 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_L \sin 30^\circ \right]^{0.6949128}$ | 0.9794 |
| | $Nu_{pch,r} = 1.871414E-03 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_L \sin 30^\circ \right]^{0.5244914}$ | 0.8931 |
| | $Nu_{a,T} = 0.148878 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_H \sin 30^\circ \right]^{0.60671}$ | 0.9888 |
| | $Nu_{a,r} = 3.254755E-05 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_H \sin 30^\circ \right]^{1.39599}$ | 0.9483 |
| 0.0772 | $Nu_{pch,T} = 1.458225E-04 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_L \sin 30^\circ \right]^{0.7104969}$ | 0.9893 |
| | $Nu_{pch,r} = 9.332311E-04 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_L \sin 30^\circ \right]^{0.5468632}$ | 0.9822 |
| | $Nu_{a,T} = 0.04258921 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_H \sin 30^\circ \right]^{0.6196306}$ | 0.9885 |
| | $Nu_{a,r} = 6.13464E-06 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_H \sin 30^\circ \right]^{1.349740}$ | 0.9800 |
| 0.1029 | $Nu_{pch,T} = 1.807009E-04 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_L \sin 30^\circ \right]^{0.6869287}$ | 0.9879 |
| | $Nu_{pch,r} = 1.211127E-03 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_L \sin 30^\circ \right]^{0.5243027}$ | 0.9773 |
| | $Nu_{a,T} = 0.03087926 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_H \sin 30^\circ \right]^{0.5813771}$ | 0.9911 |
| | $Nu_{a,r} = 1.676278E-06 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_H \sin 30^\circ \right]^{1.3276981}$ | 0.9803 |
| 0.1287 | $Nu_{pch,T} = 1.368925E-04 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_L \sin 30^\circ \right]^{0.6934533}$ | 0.9858 |
| | $Nu_{pch,r} = 4.356752E-04 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_L \sin 30^\circ \right]^{0.5702575}$ | 0.9645 |
| | $Nu_{a,T} = 0.01606832 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_H \sin 30^\circ \right]^{0.5924651}$ | 0.9869 |
| | $Nu_{a,r} = 8.614423E-07 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_H \sin 30^\circ \right]^{1.287504}$ | 0.9886 |

D.2.3. Corrélations pour le capteur du type CPPML avec $b=0.25H$

Les mêmes corrélations correspondantes au canal du type CPPML avec $b=0.25H$ sont tabulées dans le tableau D.3 pour chaque rapport d'aspect.

Tableau D.3

Nusselt total et radiatif de la paroi chaude et de la lame d'air pour différents rapports d'aspect du canal du type CPPML.

| H/L | corrélations | R ² |
|--------|---|----------------|
| 0.0257 | $Nu_{p_{ch,T}} = 4.66448E-05 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_L \sin 30^\circ \right]^{0.8103518}$ | 0.9892 |
| | $Nu_{p_{ch,r}} = 3.296535E-06 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_L \sin 30^\circ \right]^{0.8633536}$ | 0.9853 |
| | $Nu_{a,T} = 0.2153084 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_H \sin 30^\circ \right]^{0.7983837}$ | 0.9919 |
| | $Nu_{a,r} = 9.844151E-03 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_H \sin 30^\circ \right]^{1.098953}$ | 0.9681 |
| 0.0515 | $Nu_{p_{ch,T}} = 5.2496E-05 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_L \sin 30^\circ \right]^{0.7780575}$ | 0.9898 |
| | $Nu_{p_{ch,r}} = 5.337762E-06 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_L \sin 30^\circ \right]^{0.805832}$ | 0.9878 |
| | $Nu_{a,T} = 5.2232E-02 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_H \sin 30^\circ \right]^{0.7468046}$ | 0.9923 |
| | $Nu_{a,r} = 2.17202E-04 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_H \sin 30^\circ \right]^{1.175078}$ | 0.9665 |
| 0.0772 | $Nu_{p_{ch,T}} = 8.177452E-05 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_L \sin 30^\circ \right]^{0.7394484}$ | 0.9880 |
| | $Nu_{p_{ch,r}} = 9.645773E-05 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_L \sin 30^\circ \right]^{0.6394846}$ | 0.9631 |
| | $Nu_{a,T} = 2.312125E-02 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_H \sin 30^\circ \right]^{0.7115958}$ | 0.9921 |
| | $Nu_{a,r} = 1.879157E-05 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_H \sin 30^\circ \right]^{1.222418}$ | 0.9615 |
| 0.1029 | $Nu_{p_{ch,T}} = 5.753589E-05 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_L \sin 30^\circ \right]^{0.7458633}$ | 0.9899 |
| | $Nu_{p_{ch,r}} = 2.149272E-05 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_L \sin 30^\circ \right]^{0.70501}$ | 0.9904 |
| | $Nu_{a,T} = 1.450595E-02 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_H \sin 30^\circ \right]^{0.6818598}$ | 0.9922 |
| | $Nu_{a,r} = 1.365103E-06 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_H \sin 30^\circ \right]^{1.318878}$ | 0.9642 |
| 0.1287 | $Nu_{p_{ch,T}} = 6.169963E-05 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_L \sin 30^\circ \right]^{0.7331904}$ | 0.9900 |
| | $Nu_{p_{ch,r}} = 5.035278E-05 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_L \sin 30^\circ \right]^{0.653812}$ | 0.9913 |
| | $Nu_{a,T} = 1.034338E-02 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_H \sin 30^\circ \right]^{0.6596894}$ | 0.9921 |
| | $Nu_{a,r} = 1.307043E-07 \left[\left(\frac{H}{L} \right) Ra_H \sin 30^\circ \right]^{1.40511}$ | 0.9630 |

Annexe E

Convection naturelle associée aux échanges radiatifs avec un flux imposé aux parois

E.1. Effet des échanges radiatifs sur la température des plaques supérieure et inférieure

La figure E.1 montre l'effet des échanges radiatifs sur la température de la plaque supérieure ((a) sans rayonnement et (b) avec rayonnement). Sous la condition d'un flux imposé sur les parois, on remarque que les échanges radiatifs refroidissent de plus la plaque supérieure soumise à un flux constant (voir la figure E.1).

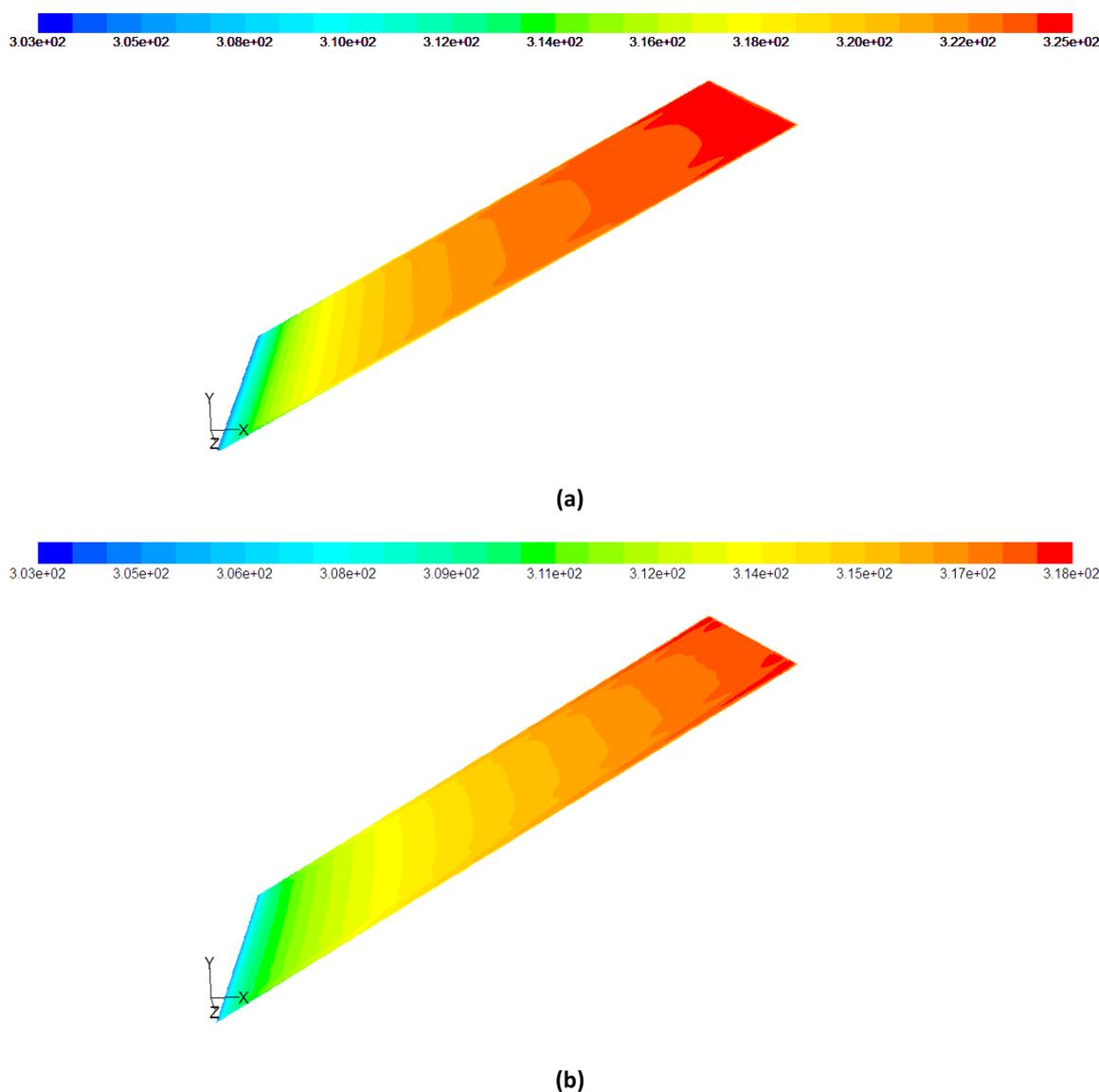
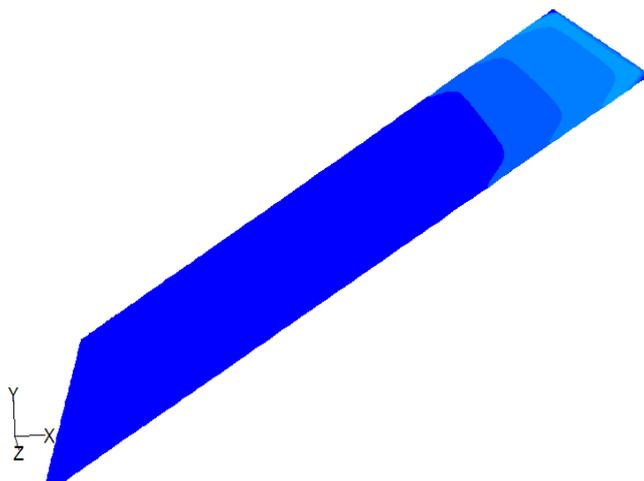
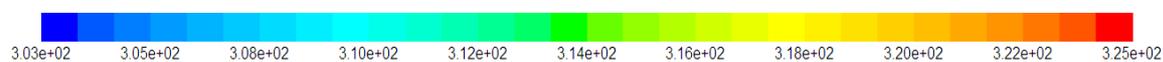
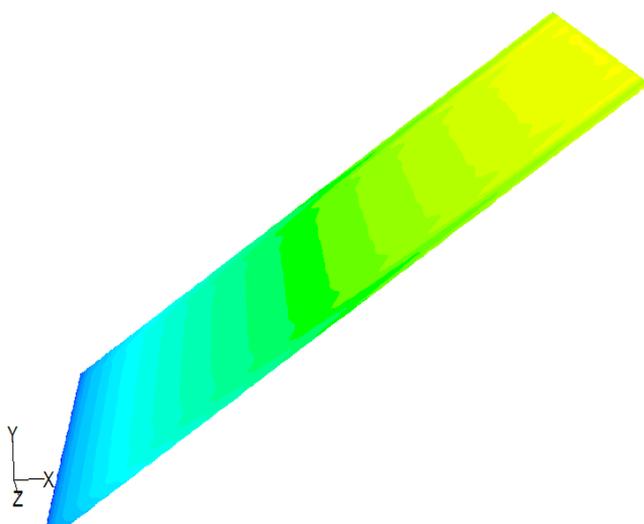
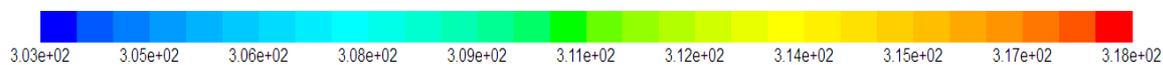


Figure E.1 : Effet des échanges radiatifs sur la température de la plaque supérieure, (a) sans rayonnement, (b) avec rayonnement.

La figure E.2 montre l'effet des échanges radiatifs sur la température de la plaque inférieure ((a) sans rayonnement et (b) avec rayonnement). On voit très clairement que les échanges radiatifs entre surfaces font augmenter considérablement la température de la plaque inférieure (voir la figure E.2).



(a)



(b)

Figure E.2 : Effet des échanges radiatifs sur la température de la plaque inférieure, (a) sans rayonnement, (b) avec rayonnement.

Références

- Pei-Chi Chang, Che-Ming Chiang, Chi-Ming Lai. (2008):** *Development and preliminary evaluation of double roof prototypes incorporating RBS (radiant barrier system)*. Energy and Buildings, Vol. 40, pp. 140–147.
- Jongjit Hirunlabh, Sopin Wachirapuwadon, Naris Pratinthong, Joseph Khedari. (2001):** *New configurations of a roof solar collector maximizing natural ventilation*. Building and Environment, Vol. 36, pp. 383–391.
- Azevedo LFA, Sparrow EM. (1985):** *Natural convection in open-ended inclined channels*. Journal of Heat Transfer, Vol. 107, pp. 893–901.
- Chi-ming Lai, J.Y. Huang, J.S. Chiou. (2008):** *Optimal spacing for double-skin roofs*. Building and Environment, Vol. 43, pp. 1749–1754.
- D.J. Harris, N. Helwig. (2007):** *Solar chimney and building ventilation*. Applied Energy, Vol. 84, pp. 135–146.
- N. Chami, A. Zoughaib. (2010):** *Modeling natural convection in a pitched thermosyphon system in building roofs and experimental validation using particle image velocimetry*. Energy and Buildings, Vol. 42, pp. 1267–1274.
- B. Chen, X. Chen, Y.H. Ding, X. Jia. (2006):** *Shading effects on the winter thermal performance of the Trombe wall air gap: An experimental study in Dalian*. Renewable Energy, Vol. 31, pp. 1961–1971.
- Joseph Khedari, Patsada Yimsamerjit, Jongjit Hirunlabh. (2002):** *Experimental investigation of free convection in roof solar collector*. Building and Environment, Vol. 37, pp. 455–459.
- Guohui Gan. (2010):** *Impact of computational domain on the prediction of buoyancy-driven ventilation cooling*. Building and Environment, Vol. 45, pp. 1173–1183.
- Incropera FP, DeWitt DP:** *Fundamentals of heat and mass transfer*. New York: Wiley. (1996).
- A.S. Kaiser, B. Zamora, A. Viedma. (2009):** *Numerical correlation for natural convective flows in isothermal heated, inclined and convergent channels, for high Rayleigh numbers*. Computers & Fluids, Vol. 38, pp. 1–15.
- P.H. Biwole, M. Woloszyn, C. Pompeo. (2008):** *Heat transfers in a double-skin roof ventilated by natural convection in summer time*. Energy and Buildings, Vol. 40, pp. 1487–1497.
- E.P. Sakonidou, T.D. Karapantsios, A.I. Balouktsis, D. Chassapis. (2008):** *Modeling of the optimum tilt of a solar chimney for maximum air flow*. Solar Energy, Vol. 82, pp. 80–94.

N. Hatami, M. Bahadorinejad. (2008): *Experimental determination of natural convection heat transfer coefficient in a vertical flat-plate solar air heater.* Solar Energy, Vol. 82, pp. 903–910.

RÉSUMÉ

L'utilisation des systèmes solaires passifs dans le chauffage et la climatisation des bâtiments nous permet d'éviter l'utilisation des énergies fossiles (qui sont coûteuses) et de protéger l'atmosphère des gaz à effet de serre. Avec l'utilisation des canaux sous toiture (ayant le même rôle qu'un capteur solaire), la circulation d'air chaud se fait naturellement, ceci nous permet de refroidir ou de chauffer la construction. Dans cette étude on s'intéresse à l'écoulement d'air dans ces systèmes.

L'objectif de ce travail est d'étudier numériquement le transfert de chaleur convectif sans et avec rayonnement dans un canal incliné. L'écoulement est turbulent et la convection a été modélisée en utilisant le modèle $k-\epsilon$. Les résultats numériques obtenus sont validés par des résultats expérimentaux et numériques disponibles dans la littérature. L'effet des différents paramètres tels que l'inclinaison, l'épaisseur du canal et les températures des parois est analysé afin d'arriver aux conditions optimales de circulation d'air. Pour cela trois parties ont été considérées.

La première partie a été consacrée à l'étude de la convection naturelle sans couplage du rayonnement pour trois configurations différentes, canal à plaques planes (CPP), canal à plaque supérieure sinusoïdale (CPS) et un canal à plaques planes muni des lames jointes à la paroi supérieure (CPPML).

Des corrélations ont été obtenues pour le débit massique, le nombre de Nusselt moyen de la paroi supérieure et le nombre de Nusselt moyen de la lame d'air en fonction du rapport d'aspect et du nombre de Rayleigh.

Dans la deuxième partie, les échanges radiatifs entre surfaces ont été introduits et des nouvelles corrélations des nombres de Nusselt totale et radiatif ont été obtenues pour les différentes configurations.

Dans la troisième partie, on s'est rapproché des conditions réelles d'un toit par l'étude de l'effet des propriétés des matériaux sur le comportement de tel système en imposant sur la paroi supérieure un flux constant qui est une condition plus réaliste.

Mots clef : Canal, convection naturelle, méthode des moindres carrées, échanges radiatifs, simulation numérique, nombre de Nusselt, débit, CFD.

ABSTRACT

The use of passive solar systems in heating and cooling of buildings allows us to avoid the use of fossil fuels (which are expensive) and protect the atmosphere of greenhouse gases. Using channels under roofs (which act as a solar collector), the hot air circulation is done naturally, and this allows us to cool or heat the building. We are interested in the flow of air through a channel located below the roof that has the same role as a solar collector.

The objective of this work is to study numerically the convective heat transfer with and without radiation in an inclined channel. The flow is turbulent and convection was modeled using the k - ϵ model. The numerical results are validated by experimental and numerical results available in the literature. The effect of various parameters such as tilt, the channel thickness and wall temperatures is analyzed in order to reach to optimal air flow conditions. For this three parts are considered.

The first part of this thesis is devoted to the study of natural convection without coupling of radiation for three different configurations, flat plates channel, channel with a sinusoidal top plate and a flat plates channel provided with blades attached to the upper wall. Correlations were obtained for the mass flow, the average Nusselt number of the top wall and the average Nusselt number of the air gap as a function of the aspect ratio and the Rayleigh number.

In the second part the radiative exchange between surfaces were introduced and new correlations were obtained for total and radiative Nusselt numbers for the different configurations.

In the third part, we have approach to the real roof by the study of the effect of material properties on the behavior of such system by imposing a constant heat flow at the upper plate which is the more realistic condition.

Key words: Channel, natural convection, least squares method, radiative exchange, Nusselt number, flow rate, CFD.

ملخص

استخدام نظم الطاقة الشمسية في التدفئة و التكييف الهوائي للمباني يسمح لنا بتجنب استخدام الطاقات الحفرية المكلفة وحماية الغلاف الجوي من الغازات المسببة للاحتباس الحراري. باستخدام القنوات الهوائية المزروعة تحت الغلاف الخارجي للسقف، حركة الهواء الساخن تتم بطريقة طبيعية وهذا يسمح لنا بتسخين أو تكييف المنزل، لهذا فنحن مهتمون بتدفق الهواء من خلال قناة تقع تحت السقف والتي تلعب دور مستقبلات الطاقة الشمسية.

الهدف من هذا العمل هو الدراسة العددية للحمل الحراري مع وبدون الإشعاع في قناة مائلة. التدفق مضطربا و عليه تم استخدام نموذج $k-\epsilon$. أين تم تصديق (أو إثبات) النموذج العددي عن طريق مقارنته بأعمال أخرى (تجريبية و عددية) لباحثين آخرين. تم تحليل أثر مختلف العوامل مثل ميل و سمك القناة وكذلك درجة حرارة جدرانها لتحقيق شروط تدفق مثالي للهواء.

الجزء الأول من البحث خصص لدراسة الحمل الحراري بدون إشعاع في ثلاثة قنوات ذات أشكال مختلفة، قناة ذات جدران مستوية، قناة ذات سطح علوي متموج، و قناة ذات جدران مستوية مجهزة بشفرات مثبتة على الجدار العلوي للقناة. تم الحصول على علاقات خاصة بالتدفق الكتلي و ما يسمى بعدد Nusselt الخاص بالسطح العلوي وكذا الخاص بشريحة الهواء بدلالة المتغيرين عدد Rayleigh و النسبة بين سمك و طول القناة.

في الجزء الثاني، تم إدماج المبادلات الإشعاعية بين الجدران و تم الحصول على علاقات خاصة بعدد Nusselt الكلي و الإشعاعي للأشكال الثلاثة المدروسة.

في الجزء الثالث، حاولنا الاقتراب إلى سقف الفعلي من خلال دراسة تأثير خصائص المواد المستخدمة في بناء الأسقف عن طريق فرض تدفق حراري مستمر على الجدران وهو شرط أكثر واقعية.

كلمات البحث: قناة، طريقة المربعات الصغرى، الحمل الحراري الطبيعي، التبادل الإشعاعي، عدد Nusselt، التدفق، CFD.

Résumé

L'utilisation des systèmes solaires passifs dans le chauffage et la climatisation des bâtiments nous permet de réduire le recours aux énergies fossiles et de protéger l'atmosphère en exploitant l'accumulation de la chaleur solaire et utilisant la thermo-circulation naturelle ou forcée de l'air, comme c'est le cas, par exemple, du mur Trombe, les cheminées solaires et les canaux sous toiture. Pour cela nous nous intéressons au canal implanté au dessous du toit qui a le même rôle qu'un capteur solaire et qui peut être utilisé au chauffage et à la climatisation de l'habitat. L'objectif de ce travail est d'étudier numériquement le transfert de chaleur convectif sans et avec rayonnement dans un canal incliné. L'impact de différents paramètres tels que l'inclinaison, l'épaisseur du canal et les températures des parois est analysé et des corrélations ont été obtenues pour le débit massique et le nombre de Nusselt en fonction du rapport d'aspect et le nombre de Rayleigh.

Mots clef: Canal, méthode des moindres carrées, convection naturelle, échanges radiatifs, simulation numérique, nombre de Nusselt, débit, CFD.

Abstract:

The use of the passive solar systems in heating and air conditioning of building allow us to reduce the resort to the fossil energy and protect the atmosphere by exploiting the solar heat and use the natural or forced thermal circulation of the air us, for example, Trombe wall, solar chimney and roof solar collector. For that case we are interested in channels integrated to the roofs which acting us a solar collector and can be used in heating and air conditioning of houses. The object of this work is to study numerically the convective heat transfer with and without radiation in an inclined channel. The impact of various parameters such us the channel thickness, slope, and wall temperatures are analyzed, and correlations of mass flow and Nusselt number where obtained us functions of Rayleigh number and aspect ratio.

Key words: Channel, least squares method, natural convection, radiative exchange, Numerical simulation, Nusselt number, flow rate, CFD.

ملخص

استخدام الأجهزة الشمسية في التدفئة و التكييف الهوائي للمنازل يسمح لنا بتقليص اللجوء إلى الطاقات الحفرية و حماية المحيط من التلوث باستغلال الطاقة الشمسية و استخدام جريان الهواء الحراري الطبيعي منه أو المحتم، كما هو الحال مثلا بالنسبة لما يسمى بـ جدار Trombe، المدخنة الشمسية والقنوات الهوائية المزروعة تحت الأسقف. من أجل هذا نحن مهتمين بالقنوات الهوائية المزروعة تحت الأسقف والتي تلعب دور المستقبلات الهوائية والتي يمكننا استخدامها في تدفئة وتكييف المنازل. الهدف من هذا العمل هو الدراسة العددية للحمل الحراري مع و بدون الإشعاع في قناة هوائية مائلة. أثر مختلف العوامل مثل ميل و سمك القناة وكذلك درجة حرارة جدرانها تمت دراسته، و تم الحصول على علاقات خاصة بالتدفق الكتلي و ما يسمى بعدد Nusselt بدلالة المتغيرين عدد Rayleigh و النسبة بين سمك و طول القناة.

الكلمات البحثية: قناة، طريقة المربعات الصغرى، الحمل الحراري الطبيعي، التبادل الإشعاعي، عدد Nusselt، التدفق، CFD.