

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA
RECHERCHE SCIENTIFIQUE
UNIVERSITE DES FRERES MENTOURI CONSTANTINE1
FACULTE DES SCIENCES DE LA TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE GENIE CLIMATIQUE

Thèse En Vue de l'Obtention du Diplôme de Doctorat Troisième Cycle (LMD)

Spécialité: Génie Climatique

Option: Réfrigération et Climatisation Énergie et Environnement

Présenté par: Mohamed BOURAOUI

Intitulé de la thèse

**Contribution à l'étude de l'écoulement d'un fluide
dans un espace muni d'ouvertures à l'aide de code
de champ**

Soutenue le 20/02/2018

Jury

Président :	MAHRI ZL	Professeur	Université Mentouri Constantine
Encadreur :	ROUABAH MS	Professeur	Université Mentouri Constantine
Co-encadreur	POLIDORI G	Professeur	Université de Reims
Examineurs :	BOUGRIOU C	Professeur	Université BATNA 2
	GOMRI R	Professeur	Université Mentouri Constantine
	LABED N	M C A	Université LARBI BEN M'HIDI OEB

Remerciements

Tout d'abord, je tiens à remercier sincèrement mes directeurs de thèse, le Professeur Mohamed Salah ROUABAH et le Professeur Guillaume POLIDORI.

Ma profonde reconnaissance et tous mes remerciements au Professeur Guillaume POLIDORI pour avoir bien voulu m'accueillir au sein de son laboratoire GRESPI et sous la direction duquel ce travail a été effectué. Sans lui cette thèse n'aurait sûrement jamais vu le jour.

Je lui suis très reconnaissant pour avoir consacré énormément de son temps pour m'initier à la recherche et permis de mener ce travail à bon terme. Son efficacité, son expérience, sa modestie ainsi que toutes ses qualités scientifiques et humaines m'ont marqué à jamais et m'ont toujours été profitables. Encore merci.

Je remercie très vivement Messieurs Professeur ZL. Mahri, Professeur C. Bougriou, Professeur R. Gormi et Docteur N. Labed d'avoir bien voulu juger ce mémoire et participer au jury de thèse.

De nombreuses personnes m'ont apporté leur soutien et leur appui tout au long de ce travail de thèse. Je tiens à les remercier pour leur confiance et pour leur aide.

J'adresse, également, mes remerciements à mes enseignants et mes collègues. A tous, je tiens à exprimer mes sincères remerciements.

Je dédie ce mémoire à mes parents : une mention spéciale ira à mon père. Je lui suis très reconnaissant d'avoir toujours su m'orienter et me conseiller. Une pensée particulière à ma mère pour son amour et son sacrifice.

الملخص

هذه الأطروحة هي جزء من مشروع يسعى إلى فهم كيفية عمل الواجهة المزدوجة من خلال تحليل سلوكهم بدمج فتحة التهوية الثانوية. وتركز هذه الأطروحة على الحمل الحراري الطبيعي داخل واجهات مزدوجة العمودية. الهدف من هذه الرسالة هو دراسة دور التهوية الثانوية من خلال تحليل تأثير حجمها وموقعها في الجدران ذات الواجهة المزدوجة على ديناميكية التدفق وعلى نقل الحرارة. لقد تم نمذجة الواجهة المزدوجة بواسطة قناة عمودية تسخن بشكل غير متماثل تحت شرط كثافة تدفق الحرارة المفروضة. يتم حل معادلات النقل الكتلة وكمية الحركة والطاقة عددياً باستخدام طريقة الحجم المحدود. يتم إجراء المحاكاة العددية بواسطة البرنامج التجاري انسيس فلوينت. ويسلط عرض خطوط التدفق الضوء على تأثير حجم ومكان التهوية على إعادة الدوران وكذلك التدفق عند مدخل القناة. بالإضافة إلى ذلك، عرض النتائج حرارياً يدل على أن لنقل الحرارة زيادة طفيفة عن طريق تموقع فتحة التهوية الثانوية تحت المنطقة ساخنة مقارنة مع المواقع الأخرى.

الكلمات المفتاحية: الحمل الحراري الطبيعي؛ التدفئة غير المتماثلة. قناة عمودية؛

Résumé:

Cette thèse fait partie d'un projet de recherche qui vise à comprendre le fonctionnement des double-peaux en analysant leur comportement par l'intégration d'une ouverture jouant le rôle de ventilation secondaire. Elle porte plus particulièrement sur la convection naturelle au sein des double-façades verticales. L'objectif de la thèse est d'étudier le rôle de la ventilation secondaire en analysant l'influence de sa taille et sa position dans les parois double-peaux sur la dynamique de l'écoulement et sur le transfert de chaleur.

Nous avons modélisé la double-peau par un canal vertical chauffé asymétriquement sous une condition de densité de flux de chaleur imposée. Les équations de transport de masse, de quantité de mouvement et de l'énergie sont résolues numériquement en utilisant la méthode des volumes finis. Les simulations numériques sont réalisées avec le logiciel commercial ANSYS Fluent CFD. La présentation des lignes de courant met en évidence l'impact de la taille et l'emplacement de la ventilation sur la recirculation et sur le débit à l'entrée du canal. De plus, la présentation des résultats du point de vue thermique montre que le transfert de chaleur est légèrement amélioré pour un emplacement de la ventilation secondaire sous la zone chauffée du canal.

Mots clés: convection naturelle; chauffage asymétrique; canal vertical; CFD; PV.

Abstract

This thesis is a part of a project searching to understand the double-skin façade function by intergrating of an opening used for secondary ventilation. It deals with the natural convection into the vertical double-skin façades. We modelled our system by a vertical channel asymmetrically heated with uniform heat flux density. The mass conservation equations of momentum and energy are solved using the finite volume method. Numerical simulations are performed using Ansys Fluent CFD software. The résultats of the flow structure presentation allow to observe the impact of the opening size and position on the recirculation zone and the mass flow rate at the channel entrance. In addition, thermal résultats presentation shows that the presence of the opening in the bottom of the channel increases the heat transfer more than the other positions do.

Keywords: Natural convection; asymmetric heating; vertical channel; CFD; PV

Table des matières

Remerciements.....	i
Résumé.....	ii
Table des matières.....	v
Liste des figures.....	iv
Listes des tableaux.....	xv
Liste des annexes.....	xvi
Nomenclature.....	xvii
Introduction générale.....	1

Chapitre I

Convection naturelle et effet cheminée

Introduction.....	6
I.1. La convection naturelle: principe physique.....	6
I.2. Le canal vertical.....	7
1. Les écoulements ouverts de convection naturelle.....	8
2. L'effet cheminée.....	9
I.3. Exemples de configurations double peau.....	11
1. Double peau classique.....	11
2. Double façade (ou double peau) traditionnelle.....	11
3. Double peau photovoltaïque.....	12
I.4. État de l'art.....	13
I.5 Conclusion.....	20

Chapitre II

Modélisation mathématique et numérique

Introduction.....	24
II.1 La géométrie du canal.....	24
II.2 Equations gouvernantes et hypothèses simplificatrices.....	26
II.3 Méthode numérique.....	26
1. Principe des méthodes CFD.....	27
2. Relations utilisées dans le modèle physique.....	28
3. Notion de maillage et processus de résolution.....	29
3.1. Notion de maillage.....	29
3.2 Discrétisation des équations et processus de résolution.....	31

Chapitre III

Étude de l'effet de la taille et l'emplacement de l'ouverture de la ventilation secondaire sur l'amélioration du transfert de chaleur

Introduction.....	34
III.1 Validation du modèle numérique.....	35
III.2 Présentation de la configuration.....	36
III .3 Présentation des résultats du point de vue dynamique.....	38
1. Présentation des lignes de courant.....	38
2. Effet de l'ouverture sur la vitesse verticale à l'entrée et à la sortie du canal.....	40
3. Évolution de la vitesse verticale à différents niveaux dans le canal.....	43
3.1 Cas où l'ouverture est placée sous la zone chauffée du canal.....	44
3.2 Cas où l'ouverture est placée de l'ouverture au milieu du canal.....	45
3.3 Cas où l'ouverture est placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal.....	46
4. Effet de l'ouverture sur la pression dynamique à l'entrée et à la sortie du canal.....	47
III.4 Présentation des résultats du point de vue thermique.....	51

1. Présentation des champs de température.....	51
2. Effet de l'ouverture sur la température à la paroi chauffée.....	52
3. Effet de l'ouverture sur le nombre de Nusselt local à la paroi chauffée.....	54
4. Evolution de l'écart de température entre la plaque chauffante et le fluide à l'intérieur du canal, pour différentes positions et tailles de l'ouverture.....	56
4.1 Cas où l'ouverture est placée sous la zone chauffée du canal.....	56
4.2 Cas où l'ouverture est placée au milieu du canal.....	57
4.3 Cas où l'ouverture est placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal.....	58
5. Étude et analyse de la stratification thermique à l'intérieure du réservoir.....	59
III.5 Conclusion.....	61

Chapitre IV

Étude de l'effet du rapport d'aspect d'un canal vertical sur le transfert de chaleur en présence de la ventilation secondaire

Introduction.....	64
IV.1 Présentation de la configuration.....	65
IV.2 Présentation des résultats du point de vue dynamique.....	66
1. Présentation des lignes de courant.....	66
1.1. Cas où l'ouverture est placée sous la zone chauffée du canal.....	66
1.1.1 Rapport d'aspect $R_f = 10,4$	66
1.1.2 Rapport d'aspect $R_f = 5,2$	67
1.1.3 Rapport d'aspect $R_f = 3,5$	67
1.2. Cas où l'ouverture est placée au milieu du canal.....	68
1.2.1 Rapport d'aspect $R_f = 10,4$	69
1.2.2 Rapport d'aspect $R_f = 5,2$	69
1.2.3 Rapport d'aspect $R_f = 3,5$	70
1.3. Cas où l'ouverture est placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal.....	71
1.3.1 Rapport d'aspect $R_f = 10,4$	71
1.3.2 Rapport d'aspect $R_f = 5,2$	71
1.3.3 Rapport d'aspect $R_f = 3,5$	72

2. Effet du rapport d'aspect sur la vitesse verticale à l'entrée et à la sortie du canal.....	72
2.1. Effet du rapport d'aspect pour différentes tailles et positions de l'ouverture sur le profil de la vitesse vertical à l'entrée du canal.....	73
2.2. Effet du rapport d'aspect pour différentes tailles et positions de l'ouverture sur le profil de la vitesse vertical à la sortie du canal.....	75
3. Effet du rapport d'aspect pour différentes tailles et positions de l'ouverture sur le débit massique passant à travers l'entrée, l'ouverture et à la sortie du canal.....	76
IV.3. Présentation des résultats du point de vue thermique.....	79
1. Présentation des champs de température.....	79
1.1. Cas où l'ouverture est placée sous la zone chauffée du canal.....	79
1.1.1 Rapport d'aspect $R_f = 10,4$	79
1.1.2 Rapport d'aspect $R_f = 5,2$	80
1.1.3 Rapport d'aspect $R_f = 3,5$	80
1.2. Cas où l'ouverture est placée au milieu du canal.....	81
1.2.1 Rapport d'aspect $R_f = 10,4$	81
1.2.2 Rapport d'aspect $R_f = 5,2$	82
1.2.3 Rapport d'aspect $R_f = 3,5$	82
1.3. Cas où l'ouverture est placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal.....	83
1.3.1 Rapport d'aspect $R_f = 10,4$	83
1.3.2 Rapport d'aspect $R_f = 5,2$	84
1.3.3 Rapport d'aspect $R_f = 3,5$	84
2. Effet du rapport d'aspect avec présence de la ventilation secondaire sur le nombre de Nusselt local à la paroi chauffée.....	85
2.1. Effet du rapport d'aspect pour différentes tailles et positions de l'ouverture sur le nombre de Nusselt local à la paroi chauffée.....	86
2.2. Variation du nombre de Nusselt en fonction du type de configuration.....	87
IV.4. Conclusion.....	88
Conclusion générale	91
Bibliographie	95
Annexes	102

Liste des Figures

Figure I.1. Principe physique de la convection naturelle entre deux plaques planes horizontales : cas de la convection de Rayleigh Bénard.....	7
Figure I.2. Configuration semi-confinée de convection naturelle [GA14].....	8
Figure I.3. Ligne de courant le long d'une plaque plane verticale chauffée à flux constant [PO03].....	9
Figure I.4. Convection naturelle dans un canal vertical composé de deux plaques planes verticales chauffées à température constante [BE94].....	10
Figure I.5. Schéma du fonctionnement d'un mur Trombe, en hiver à gauche et en été à droite.	11
Figure I.6. Façade double-peau classique sur un immeuble à Hambourg en Allemagne.	11
Figure I.7. Schéma d'une double-façade d'un immeuble de 5 étages en fonctionnement d'hiver à gauche et d'été à droite.....	12
Figure I.8. Double-façade vitrée de la cité internationale de Lyon en France	12
Figure I.10. Schéma d'une double-façade photovoltaïque alternée (alternance de panneaux PV et de vitrages) sur un immeuble [DA12].....	13
Figure I.11. Double-peau photovoltaïque avec une alternance de vitrage et de panneaux PV (zones sombres) sur un immeuble du parc scientifique de Hong Kong en Chine [DA12].....	13
Figure I.12. Photographie du régime de type couche limite avec zone de recirculation [SP84] ($Ra_{T,L} \approx 8.10^4$, $Pr = 5$, $Rfc = 15.2$).....	14
Figure I.13. Apparition de l'écoulement inverse selon les valeurs de Ra_H et H/b	16

Figure II.1. Géométrie étudiée canal/environnement (cuve)	25
Figure II.2. Maillage du domaine fluide, a: dans tous le domaine, b: zoomé au niveau de l'entrée de l'ouverture et c: zoomé au niveau de l'entrée du canal	30
Figure III.1. Comparaison de la structure de l'écoulement entre notre simulation et l'étude expérimentale de [PO12] ($Ra^* = 4,5.10^6$)	35
Figure III.2. Schémas représentatifs pour une ouverture placée sous la zone chauffée du canal.....	36
Figure III.3. Schémas représentatifs pour une ouverture placée au milieu du canal.....	37
Figure III.4. Schémas représentatifs pour une ouverture placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal.....	37
Figure III.5. Lignes de courant pour une ouverture placée sous la zone chauffée du canal avec une taille égale à : $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$	38
Figure III.6. Lignes de courant pour une ouverture placée au milieu du canal avec une taille égale à : $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$	38
Figure III.7. Lignes de courant pour une ouverture placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal avec une taille égale à : $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$	39
Figure. III.8. Profils de la vitesse verticale à l'entrée du canal pour différentes tailles et positions de l'ouverture (a), (b) et (c).....	40
Figure III.9. Profils de la vitesse verticale à la sortie du canal pour différentes tailles et positions de l'ouverture (a), (b) et (c).....	41
Figure III.10. Schéma représentant les niveaux sélectionnés pour étudier l'évolution de la vitesse verticale dans le canal.....	43
Figure III.11. Profils de la vitesse verticale à différents niveaux et pour les tailles de l'ouverture (a), (b), (c) et (d) placée sous la zone chauffée du canal.....	44

Figure III.12. Profils de la vitesse verticale à différents niveaux et pour les tailles de l'ouverture (a), (b), (c) et (d) placée au milieu du canal.....	45
Figure III.13. Profils de la vitesse verticale à différents niveaux et pour les tailles de l'ouverture (a), (b), (c) et (d) placées en partie supérieure de la zone chauffée du canal.....	46
Figure III.14. Profils de la pression dynamique à l'entrée du canal pour différentes tailles et positions de l'ouverture (a), (b) et (c).....	48
Figure III.15. Profils de la pression dynamique à la sortie du canal pour différentes tailles et positions de l'ouverture (a), (b) et (c).....	49
Figure III.16. Champs de température pour une ouverture placée sous la zone chauffée du canal avec des tailles égales à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$	51
Figure III.17. Champs de température pour une ouverture placée au milieu du canal avec des tailles égales à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$	51
Figure III.18. Champs de température pour une ouverture placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal avec des tailles égales à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$	52
Figure III.19. Profils de la température à la paroi chauffée pour différentes positions et tailles de l'ouverture (a), (b), (c) et (d).....	53
Figure III.20. Profils du nombre de Nusselt local à la paroi chauffée pour différentes positions et tailles de l'ouverture (a), (b), (c) et (d).....	54
Figure III.21. Profils de la variation du nombre de Nusselt local à la paroi chauffée, pour différentes tailles de l'ouverture placée sous la zone chauffée du canal, comparés avec le cas sans ouverture.....	55
Figure III.22. Profils de l'écart de température à différents niveaux pour les tailles de l'ouverture (a), (b), (c) et (d) placée sous la zone chauffée du canal.....	56

Figure III.23. Profils de l'écart de température à différents niveaux pour les tailles de l'ouverture (a), (b), (c) et (d) placée au milieu du canal.....57

Figure III.24. Profils de l'écart de température à différents niveaux pour les tailles de l'ouverture (a), (b), (c) et (d) placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal.....58

Figure III.25. Champs de température dans le réservoir pour une ouverture placée sous la zone chauffée du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$59

Figure III.26. Champs de température dans le réservoir pour une ouverture placée au milieu du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$60

Figure III.27. Champs de température dans le réservoir pour une ouverture placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$60

Figure IV.1. Schémas représentatifs du canal pour les différents rapports d'aspect étudiés....65

Figure IV.2. Lignes de courant pour $R_f = 10,4$ et pour une ouverture placée sous la zone chauffée du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$66

Figure IV.3. Lignes de courant pour $R_f = 5,2$ et pour une ouverture placée sous la zone chauffée du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$67

Figure IV.4. Lignes de courant pour $R_f = 3,5$ et pour une ouverture placée sous la zone chauffée du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$67

Figure IV.5. Lignes de courant pour $R_f = 10,4$ et pour une ouverture placée au milieu du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$69

Figure IV.6. Lignes de courant pour $R_f = 5,2$ et pour une ouverture placée au milieu du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$70

Figure IV.7. Linges de courant pour $R_f = 3,5$ et pour une ouverture placée au milieu du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$70

Figure IV.8. Linges de courant pour $R_f = 10,4$ et pour une ouverture placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$71

Figure IV.9. Linges de courant pour $R_f = 5,2$ et pour une ouverture placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$71

Figure IV.10. Linges de courant pour $R_f = 3,5$ et pour une ouverture placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$72

Figure IV.11. Profils de la vitesse verticale à l'entrée du canal pour différents rapports d'aspect R_f en fonction de la taille et la position de l'ouverture A: sous la zone chauffée, B: milieu et C: en partie supérieure de la zone chauffée.....73

Figure IV.12. Profils de la vitesse verticale à la sortie du canal pour différents rapports d'aspect R_f en fonction de la taille et la position de l'ouverture A: sous la zone chauffée, B: milieu et C: en partie supérieure de la zone chauffée du canal.....75

Figure IV.13. Champs de température pour $R_f = 10,4$ et pour une ouverture placée sous la zone chauffée du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$79

Figure IV.14. Champs de température pour $R_f = 5,2$ et pour une ouverture placée sous la zone chauffée du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$80

Figure IV.15. Champs de température pour $R_f = 3,5$ et pour une ouverture placée sous la zone chauffée du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$80

Figure IV.16. Champs de température pour $R_f = 10,4$ et pour une ouverture placée au milieu du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$81

Figure IV.17. Champs de température pour $R_f = 5,2$ et pour une ouverture placée au milieu du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$82

Figure IV.18. Champs de température pour $R_f = 3,5$ et pour une ouverture placée au milieu du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$82

Figure IV.19. Champs de température pour $R_f = 10,4$ et pour une ouverture placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$83

Figure IV.20. Champs de température pour $R_f = 5,2$ et pour une ouverture placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$84

Figure IV.21. Champs de température pour $R_f = 3,5$ et pour une ouverture placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$84

Figure IV.22. Profils du nombre de Nusselt local à la paroi chauffée pour différents rapports d'aspect R_f en fonction de la taille et la position de l'ouverture A: sous la zone chauffée, B: milieu et C: en partie supérieure de la zone chauffée du canal.....86

Figure IV.23. Profil du nombre de Nusselt moyen à la paroi chauffée pour un $R_f = 10.4$ et pour différentes tailles de l'ouverture placée sous la zone chauffée du canal.....87

Listes des tableaux

Tableau IV.1. La variation du débit massique en fonction de la taille et la position de l'ouverture pour les différents rapports d'aspect étudiés.....77

Tableau IV.2. Tableau rassemblant les valeurs du nombre de Nusselt moyen à la paroi chauffée pour différentes tailles de l'ouverture, placée sous la zone chauffée du canal, et pour différents rapport d'aspects.....88

Liste des annexes

Annexe 1. Les propriétés thermo-physiques de l'eau.....	103
Annexe 2. Méthodes numérique.....	104

Nomenclature

A: Hauteur de la zone chauffée, mm

b: Largeur du canal, mm

d: Diamètre, mm

c_p : Chaleur spécifique à pression constante, J/kg K

k : Conductivité thermique, W/m K

q'' : Densité de flux de chaleur , W/ m²

g : Accélération de la pesanteur , m/s²

h: coefficient de transfert convectif, W/m² K

α : Diffusivité thermique, m² /s

L: Taille de l'ouverture de la ventilation, mm

l: Taille de la recirculation, mm

m: Débit massique, kg/s

P^* : Pression motrice, Pa

Nu: Nombre de Nusselt

Gr: Nombre de Grashof

Pr : Nombre de Prandlt ($Pr = \nu/\alpha$)

Ra: Nombre de Rayleigh ($Ra^* = \frac{g\beta q'' b^4}{k\nu^2} Pr$)

Ra^* : Nombre de Rayleigh modifié ($Ra^* = Ra/R_f$)

R_f : Rapport d'aspect ($R_f = A/b$)

PV : Panneau Photovoltaïque

t : Temps, s

v : Composantes verticale et horizontale de la vitesse, m/s

x y : Coordonnées d'espace dimensionnelles, m

Symboles Grecs

ρ : Masse volumique, kg/m³

β : Coefficient de dilatation , 1/K

ν : Viscosité cinématique, m²/s

μ : Viscosité dynamique, Pa/s

δ : Épaisseur de la couche limite dynamique, m

δ_T : Épaisseur de la couche limite thermique, m

Introduction Générale

Introduction générale.

La compréhension et la maîtrise des phénomènes liés à la convection naturelle sont des enjeux majeurs dans la conception et le dimensionnement de nombreux systèmes industriels tels que la paroi double-peau, le mur trombe, le refroidissement des panneaux photovoltaïque et la cheminée.

Ces derniers temps, les façades transparentes sont de plus en plus utilisées dans le bâtiment. Certaines de ces façades, appelées "façades de type double-peau", sont composées de deux vitrages "intérieur et extérieur" séparés par un canal allant de 200 mm à 600 mm de largeur dans le cas des double-peau minces et de plus de 600 mm de largeur pour les double-peau épaisses. Leur conception doit, répondre aux exigences de la réglementation thermique dans le bâtiment et doit permettre :

- de profiter des apports thermiques en hiver tout en maîtrisant un confort thermique d'été.
- de profiter des apports de lumière.
- d'intégrer des protection solaires (qui doivent être protégées des intempéries et facilement accessibles).
- de gérer une ventilation du bâtiment par une gestion des ouvrants dans les peaux extérieures et intérieures.

Selon la littérature, ces dispositifs sont, en général, représentés par un canal vertical chauffé symétriquement ou asymétriquement à température imposée ou à flux de chaleur imposé. La mise en œuvre de ces systèmes semi-confinés dans le secteur du bâtiment, où la consommation de l'énergie est un sujet important, pourrait avoir un impact sur la réduction des pertes d'énergies et l'amélioration du confort thermique.

Pour atteindre les objectifs énergétiques attendus, les développements technologiques doivent s'appuyer sur des résultats de recherche touchant les aspects de connaissance et de compréhension des phénomènes relatifs aux transferts de chaleur et de masse. Et, dans ce contexte, la modélisation reste un instrument incontournable et l'utilisation des méthodes de code de champs CFD est devenue un support très important.

En effet, de très importants progrès ont été accomplis dans le domaine de la modélisation des écoulements à l'intérieur des espaces fermés et ouverts en particulier et dans le bâtiment de façon générale.

Le travail faisant l'objet de cette thèse consiste à mieux appréhender le fonctionnement d'une double-peau comprenant une ouverture qui joue le rôle de ventilation secondaire placée sur la paroi opposée à celle impactée par le flux solaire. Pour cela, nous avons choisi d'étudier les différents phénomènes thermomécanique intervenant dans le système en analysant, dans une première étape, l'influence de la position et de la dimension de la ventilation secondaire ensuite

en faisant varier la largeur du canal, ou plus exactement le rapport d'aspect du canal, sur la structure de l'écoulement et le transfert de chaleur. Aussi, nous nous sommes attachés à visualiser les écoulements du fluide et à connaître les champs de vitesse et de température en utilisant le logiciel Ansys Fluent. Nous avons utilisé l'eau comme fluide de travail afin de négliger l'effet radiatif.

Donc, notre objectif, dans ce travail, est de déterminer l'impact de l'intégration de l'ouverture dans le système et de la variation du rapport d'aspect sur l'amélioration des échanges thermiques et ceci à travers la détermination de la meilleure position de l'ouverture et de sa taille optimale, ainsi que du rapport d'aspect optimal, conduisant à un meilleur refroidissement ou chauffage du système selon les besoins.

Ce mémoire est divisé en quatre chapitres. Le premier chapitre de la thèse commence par une introduction générale sur les écoulements de convection naturelle en milieu semi-confiné, la description du prototype choisi pour étudier ce type de problèmes et une présentation relative aux façades double-peau. Nous trouverons également, dans ce chapitre, une revue bibliographique sur les phénomènes observés dans un canal vertical, pour définir les besoins et fixer les objectifs de notre étude.

L'importance du chapitre deux est particulière, puisqu'il présente la configuration du système utilisé dans notre étude. On y trouvera également les équations qui régissent les écoulements des fluides ainsi que les hypothèses simplificatrices utilisées et une description des étapes suivies et nécessaires à la résolution du système d'équations.

Enfin le troisième et le quatrième chapitre sont réservés à la présentation des résultats et leurs interprétations. Dans le troisième chapitre, nous avons essayé de déterminer l'effet de la taille et de la position de l'ouverture de la ventilation secondaire sur l'amélioration du transfert thermique. Alors que, le chapitre quatre traite l'étude de l'influence du rapport d'aspect sur la dynamique de l'écoulement et sur le transfert de chaleur, permettant ainsi de choisir la configuration optimale de ces systèmes permettant d'atteindre les objectifs souhaités.

Chapitre I

Convection naturelle et effet cheminée

Introduction.

Nous allons aborder, dans ce chapitre, les phénomènes physiques mis en jeu dans les systèmes sélectionnés pour notre étude.

Nous commencerons par une description du principe physique de la convection naturelle ; ensuite, nous présenterons le canal vertical qui représente un prototype des écoulements ouverts de convection naturelle et l'effet cheminée ainsi que des exemples de configurations double peau. Enfin, la dernière partie de ce chapitre est consacrée à l'état de l'art des études expérimentales et numériques réalisées sur les écoulements ouverts de convection en milieu semi-confiné.

I.1. La convection naturelle: principe physique.

La convection est le mode de transfert thermique privilégié entre un solide et un fluide. Elle est caractérisée par un transfert de chaleur associé au mouvement du fluide. On distingue trois types d'écoulements convectifs:

- La convection forcée pour laquelle le mouvement du fluide est imposé par une force extérieure (pompe, soufflerie, ...),
- La convection naturelle où le mouvement du fluide a pour origine un gradient de densité du fluide consécutif à un gradient de température.
- La convection mixte où le mouvement du fluide résulte de la combinaison de la convection forcée et de la convection naturelle.

Dans ce travail, nous nous sommes intéressés uniquement au cas de la convection naturelle qui a pour origine les variations de la masse volumique, au sein même du fluide, liées aux variations de la température. Ce phénomène est représenté de manière schématique par la figure I.1. pour un écoulement de type Rayleigh-Bénard entre deux plaques planes horizontales à des températures θ_1 et θ_2 avec $\theta_1 < \theta_2$.

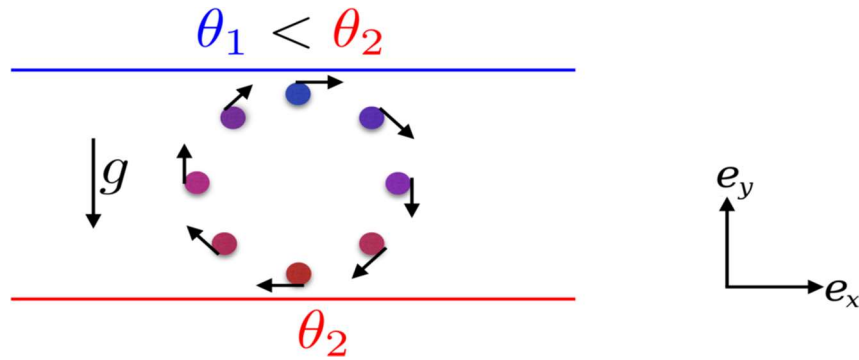


Figure I.1. Principe physique de la convection naturelle entre deux plaques planes horizontales : cas de la convection de Rayleigh-Bénard.

Le phénomène de convection naturelle est présent dans de nombreux systèmes naturels ou industriels tels que le refroidissement des circuits électriques, les cheminées solaires, les panneaux photovoltaïques et la thermique du bâtiment (mur trombe, paroi double peau, etc.). Dans ces systèmes, la connaissance du phénomène de transfert de chaleur est très importante pour la conception et le dimensionnement optimal de ces derniers.

Dans le cas de la convection naturelle, le transfert d'énergie et la dynamique du fluide sont couplés. De nombreux auteurs se sont intéressés à la dynamique de ces écoulements [LI99, HU99,04, FA05 et AW96]. D'autres auteurs se sont intéressés aux transferts de chaleur pour le dimensionnement des cheminées solaires [KH14, BU07], des parois double peau [GA98, SA05, PO12 et PA12], et des panneaux photovoltaïques [GI09, CI13]. Le nombre important des études sur la convection naturelle montre l'importance de ce phénomène.

L'étude fine de la convection naturelle ainsi que la modélisation numérique des écoulements associés sont donc des enjeux très importants pour améliorer la compréhension des phénomènes physiques et les outils de prédiction pour la conception des systèmes industriels.

I.2. Le canal vertical.

Le canal vertical est une illustration des écoulements ouverts de convection naturelle et ces derniers peuvent être regroupés en trois grandes catégories :

- Les écoulements externes de type couche limite en milieu infini (ex : plaque plane verticale),
- Les écoulements de type panache lorsqu'il n'y a pas de paroi à proximité (ex : barreau chauffé dans un environnement infini),
- Les écoulements confinés dans des enceintes partiellement ouvertes (ex : canal vertical).

Dans ce travail, nous nous intéressons à la simulation numérique des écoulements de convection naturelle dans des enceintes partiellement ouvertes. Dans la littérature, ces écoulements sont très souvent représentés par un canal vertical dont les parois latérales sont chauffées symétriquement ou asymétriquement à température imposée ou à flux de chaleur imposé. Cette

configuration simplifiée des systèmes industriels est étudiée à la fois expérimentalement et numériquement depuis 1940 avec notamment les travaux [EL42].

1. Les écoulements ouverts de convection naturelle.

Dans le cas des écoulements ouverts, le milieu étudié (ici l'écoulement au sein du canal) peut échanger à la fois de la matière et de l'énergie avec son environnement extérieur.

La figure I.2. représente une configuration d'écoulement de convection naturelle : le canal vertical est chauffé à flux constant sur la moitié d'une de ses parois (configuration expérimentale proposée par [WE89]). La couche limite thermique est alimentée en fluide froid provenant de l'amont du canal et le fluide chaud sort du canal sous la forme d'un panache thermique. Il existe ainsi des échanges de matière et d'énergie (thermique et mécanique) aux interfaces haute et basse du canal (ces interfaces sont définies par les limites géométriques du canal). Ce sont ces échanges qui constituent l'interaction entre le milieu étudié, c'est-à-dire le canal, et son environnement extérieur. Cette interaction rend particulièrement difficile les études expérimentales et numériques des canaux verticaux chauffés.

Les écoulements de convection naturelle en milieux ouverts sont ainsi très dépendants de la nature, de la taille et du positionnement des interfaces entre le système étudié et son environnement direct. Pour cela, la caractérisation des interfaces entre le milieu étudié et son environnement extérieur est alors primordiale.

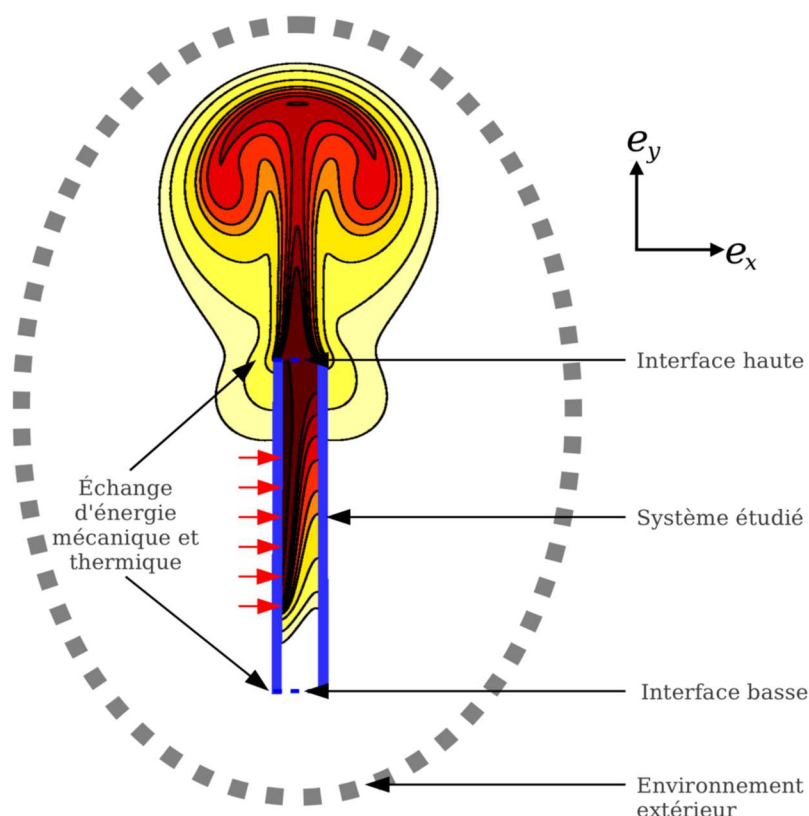


Figure I.2. Configuration semi-confinée de convection naturelle [GA14].

2. L'effet cheminée.

Pour un écoulement de convection naturelle, le long d'une plaque plane verticale semi-infinie chauffée à température constante ou à flux de chaleur constant, la couche limite thermique se formant le long de la plaque (le fluide chaud monte) est alimentée en fluide froid venant de la direction perpendiculaire à la paroi (direction horizontale) comme le montre la figure I.3.

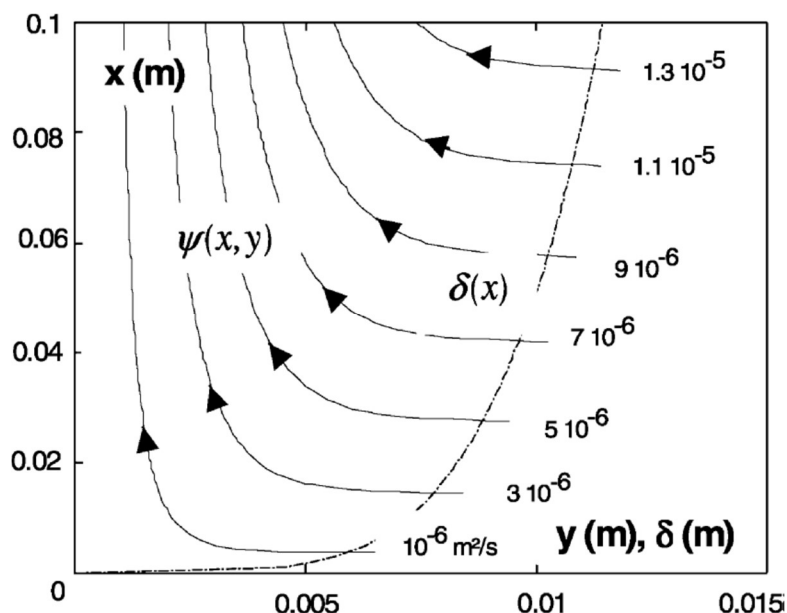


Figure I.3. Lignes de courant le long d'une plaque plane verticale chauffée à flux constant. [PO03].

Si une seconde paroi verticale est ajoutée et si elle est suffisamment proche en vis-à-vis de la paroi chauffée ; alors, l'aspiration de fluide froid dans la direction horizontale n'est plus possible.

L'alimentation en fluide froid s'effectue donc dans la direction verticale créant ainsi une aspiration de fluide entre les deux plaques verticales (voir figure I.4). Par conséquent :

- Si l'épaisseur de la couche limite dynamique δ est plus faible que la demi-largeur du canal, alors un régime de couche limite est observé.
- Si l'épaisseur de la couche limite est plus grande que la demi-largeur du canal, alors un régime pleinement développé est observé.

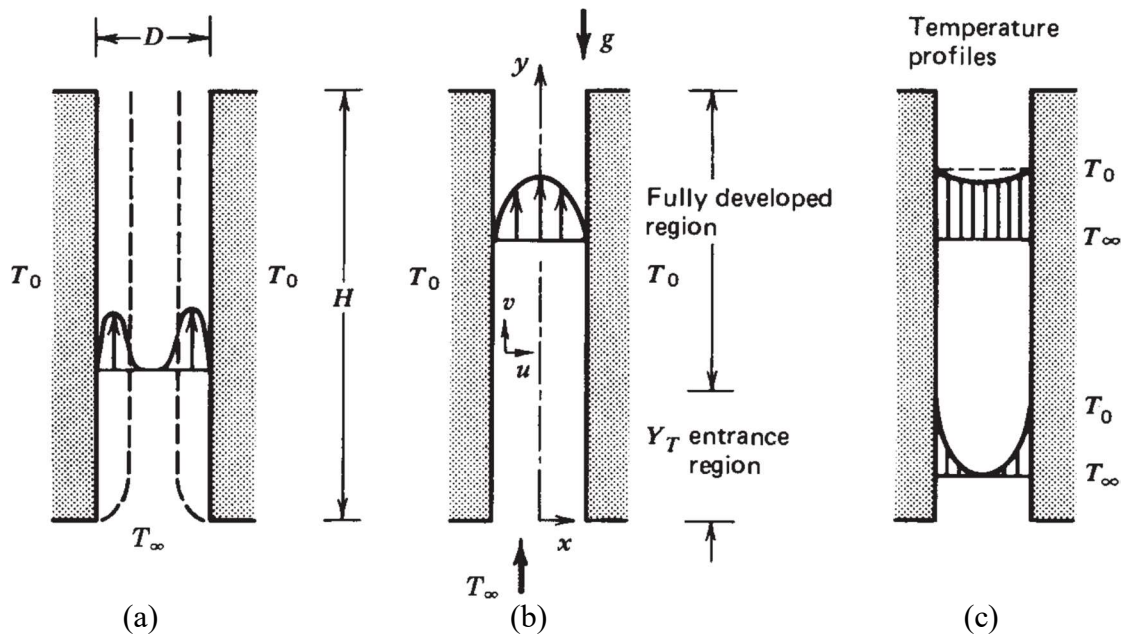


Figure I.4. Convection naturelle dans un canal vertical composé de deux plaques planes verticales chauffées à température constante [BE94].

Dans le cas d'un écoulement à température imposée pleinement développé, la température maximale du fluide sera égale à la température imposée. Ainsi, à partir d'une certaine hauteur de canal, la température reste constante et n'évoluera plus. Par contre, pour un écoulement à flux de chaleur imposé, plus la hauteur du canal est importante et plus la température maximale au sein du canal est élevée.

L'écoulement existant au sein d'un canal vertical chauffé est donc dû à la poussée d'Archimède et au confinement de l'écoulement (si les deux parois sont trop éloignées l'une de l'autre aucune aspiration verticale n'est possible).

On appelle ainsi "effet cheminée" le phénomène généré par la mise en mouvement du fluide au sein du canal vertical créant une aspiration de fluide dans la direction verticale. Enfin, plus la différence de température entre le fluide chaud dans le canal et le fluide froid à l'extérieur est importante, plus l'effet cheminée est grand et plus le débit du fluide traversant le canal est élevé.

I.3. Exemples de configurations double-peau.

1. Double-peau classique.

Le mur Trombe (ou Trombe-Michel) a été développé dans les années 60 par l'ingénieur Felix Trombe et l'architecte Jacques Michel. C'est en quelque sorte le précurseur de la double-peau traditionnelle.

Il s'agissait au départ d'un mur de stockage associé à une paroi vitrée (pour créer un effet de serre) qui accumule la chaleur pendant la journée pour la restituer pendant la nuit. Le concept a ensuite été amélioré par l'ajout d'ouvertures pour créer une circulation d'air.

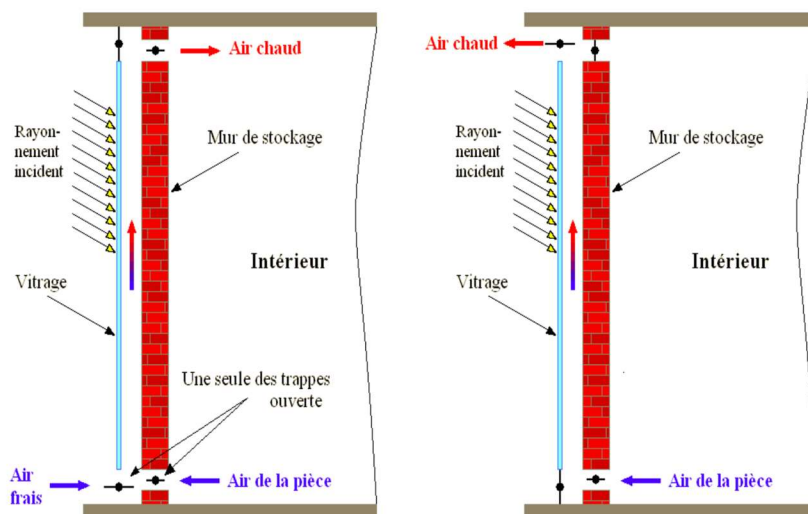


Figure I.5. Schéma du fonctionnement d'un mur Trombe, en hiver à gauche et en été à droite.

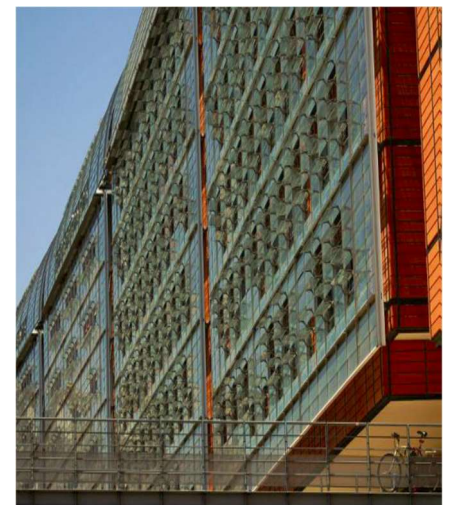


Figure I.6. Façade double-peau classique sur un immeuble à Hambourg en Allemagne.

2. Double-façade (ou double-peaux) traditionnelle.

A partir des années 1980, les premières double-façades « modernes » apparurent avec l'objectif de fournir un appoint pour le chauffage en hiver et pour la ventilation en été. Aujourd'hui ces systèmes sont de plus en plus utilisés pour réduire la consommation énergétique dans le bâtiment à travers:

- L'amélioration de l'isolation thermique ;
- La création d'une ventilation naturelle par convection ;
- Le préchauffage de l'air en hiver.

Le fonctionnement d'une double-peau traditionnelle consiste à mettre une seconde façade vitrée sur la façade primaire du bâtiment pour créer un effet de serre entre ces deux parois. La façade primaire est chauffée par le rayonnement solaire traversant la façade vitrée et elle chauffe à son tour l'air présent entre les deux parois. Cet air chauffé va se mettre en mouvement sous l'effet de la poussée d'Archimède en créant un écoulement de convection naturelle ascendant.

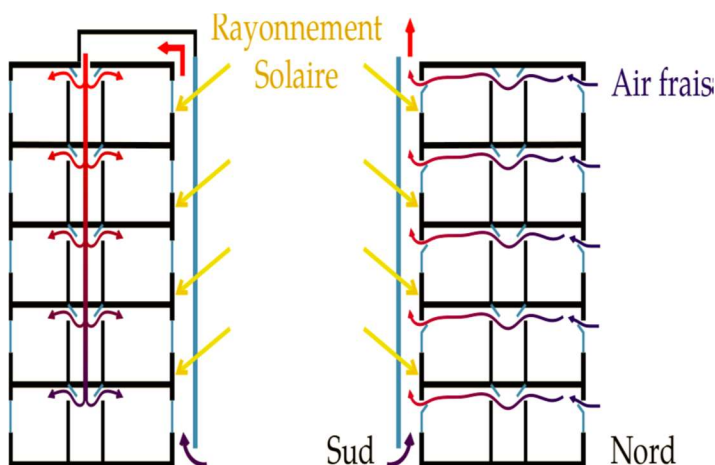


Figure I.7. Schéma d'une double-façade d'un immeuble de 5 étages en fonctionnement d'hiver à gauche et d'été à droite.



Figure I.8. Double-façade vitrée de la cité internationale de Lyon en France.

L'enveloppe double-peau peut assurer plusieurs fonctions, en particulier une fonction de ventilation et une fonction de préchauffage.

En été, l'air intérieur est aspiré dans la double-peau (orienté au sud) et remplacé par de l'air frais provenant de la façade "froide" du bâtiment. Quand la température de l'air extérieur est supérieure à celle à l'air intérieur du bâtiment, la double façade assure la fonction de ventilation et peut être couplé à un système de climatisation. En hiver, L'air extérieur froid est aspiré dans la double peau, préchauffé et injecté dans un système de chauffage du bâtiment.

3. Double-peau photovoltaïque.

Sur ce dernier point, une des solutions les plus prometteuses est l'intégration à grande échelle de composants photovoltaïques (PV) en toiture ou en façade. Cependant, l'intégration au bâtiment peut conduire à une surchauffe des cellules PV, ce qui, dans le cas des cellules en silicium cristallin, entraîne une baisse de leur rendement et de leur durée de vie. L'intégration des composants en configuration double-peau, pour laquelle ils sont séparés du bâtiment par une lame d'air, permet de limiter ce phénomène.

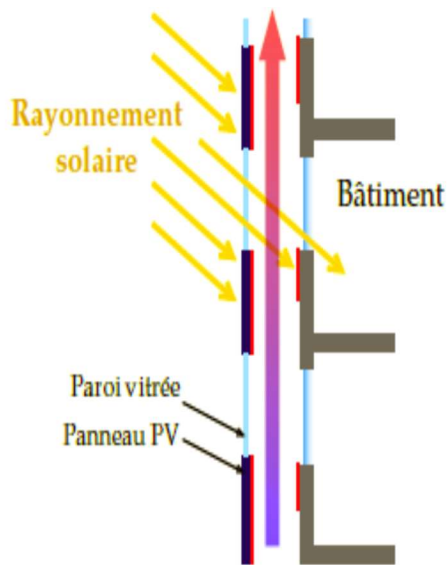


Figure I.9. Schéma d'une double-façade photovoltaïque alternée (alternance de panneaux PV et de vitrages) sur un immeuble. [DA12].

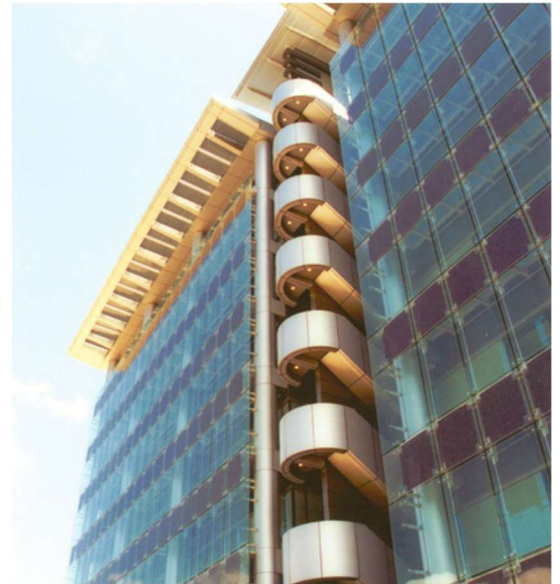


Figure I.10. Double-peau photovoltaïque avec une alternance de vitrage et de panneaux PV (zones sombres) sur un immeuble du parc scientifique de Hong Kong en Chine. [DA12].

En effet, les ouvertures en haut et en bas de la double-peau permettent l'établissement d'un écoulement de convection naturelle qui évacue une partie de la puissance absorbée par les surfaces PV. Cet écoulement peut également être valorisé en tant que moteur pour la ventilation en été et pour préchauffer l'air en hiver en couplant la double-peau au système de chauffage. Contrairement, à la double façade traditionnelle où la façade primaire joue le rôle de capteur solaire et la façade secondaire ne sert qu'à effet de serre, la façade secondaire de la double-peau photovoltaïque assure les deux fonction (effet de serre et capteur solaire).

I.4. État de l'art.

Un grand nombre d'études expérimentales et numériques concernant les transferts thermoconvectifs dans le canal plan vertical chauffée ou refroidi ont été réalisés. Et, dans ce qui suit, nous allons présenter une synthèse de la littérature concernant ce système.

1. Du point de vue dynamique.

Les travaux [EL42] ont été parmi les premiers dans ce domaine. Il présente un dispositif expérimental constitué de deux plaques planes verticales chauffées à densité de flux constante.

Deux principaux régimes d'écoulements dans les canaux chauffants verticaux ont été observés expérimentalement par Elenbaas. Leur apparition dépend du nombre de Rayleigh modifié (Ra^* repose sur la largeur du canal et le rapport de forme entre la largeur et la longueur du canal chauffé). Un régime d'écoulement complètement développé dans la largeur du canal a été observé pour de faibles nombres de Rayleigh modifié ($Ra^* < 100$) et un régime d'écoulement de type couche limite le long de la paroi chauffée pour des nombres de Rayleigh modifié élevés.

[SP84] ont mené une des premières expériences où une zone d'écoulement de retour a été mise en évidence pour un canal vertical asymétriquement chauffé à température constante. Le fluide considéré est de l'eau ($Pr = 5$). Pour $Ra_{T,L} \approx 8.10^4$ (voir figure I.11), la recirculation en forme de V se situe en haut du canal, du côté de la paroi non chauffée et elle apparaît au bout de 10 à 15 min. Le fluide froid provenant de l'extérieur entre dans le canal par l'interface haute et vient alimenter la couche limite thermique. L'apparition de cette zone de recirculation est expliquée par le fait que lorsque le débit entrant par le bas du canal est insuffisant et que les forces de frottement sont trop élevées, il est alors plus facile d'alimenter la couche limite thermique par le fluide aspiré par le haut du canal. La longueur de pénétration de la zone de recirculation est une fonction croissante du nombre de Rayleigh. Un comportement instationnaire est observé pour cet écoulement de retour. La transition entre l'écoulement sans zone de recirculation et l'écoulement avec zone de recirculation est observée pour un nombre de Rayleigh $Ra_{T,L}$ proche de 35000.



Figure I.11. Photographie du régime de type couche limite avec zone de recirculation [SP84]
($Ra_{T,L} \approx 8.10^4$, $Pr = 5$, $Rfc = 15.2$)

Dans le cas d'un chauffage de manière asymétrique et pour des nombres de Rayleigh suffisamment élevés ($Ra^* > 1000$), le régime d'écoulement de type couche limite est toujours présent le long de la paroi non chauffée, et un écoulement inversé (descendant) est observé à proximité du mur non chauffé.

A travers les études de [SP84] et de [WE89], un écoulement ascendant de type couche limite se développant à proximité de la paroi chauffée, provenant du bas du canal, a été observé. Ce dernier est accompagné d'un écoulement descendant se développant sur le côté opposé non chauffé provenant du haut du canal.

En 2005, [HE05] ont également publié une étude numérique bidimensionnelle (2D) en régime stationnaire sur la convection naturelle en canal vertical avec des répartitions de densité de flux de chaleur non uniformes. Cependant, l'article s'intéresse surtout à l'influence des variations des propriétés thermophysiques du fluide dans le modèle numérique et les simulations sont faites pour de faibles nombres de Rayleigh modifiés (< 500).

[FO06] ont étudié l'écoulement en convection naturelle dans un canal vertical asymétriquement chauffé immergé dans un réservoir rempli d'eau. La structure des écoulements a été mise en évidence par la technique de visualisation par tomographie laser. En régime établi thermique et dynamique, un écoulement ascendant qui n'occupe pas toute la largeur du canal et l'apparition d'un écoulement descendant provenant du haut du canal du côté de la paroi non chauffée ont été observés. Ce fluide froid est ensuite entraîné par l'écoulement ascendant et donc forcé à ressortir du canal par le haut. Cet écoulement forme une boucle de recirculation en haut du canal. En utilisant une technique PIV sur la même expérience, [OS08] ont pu observer cette même boucle de recirculation.

D'autres travaux se sont intéressés à l'étude expérimentale des écoulements de convection naturelle en régime laminaire, turbulent et transitoire, dans un canal plan vertical asymétriquement chauffé. En effet, [YI07] ont réalisé une étude expérimentale et numérique de convection naturelle dans un canal vertical chauffé à température constante. Ils ont testé différents modèles de turbulence mais aucun modèle ne reproduit de façon correcte l'intensité turbulente. La principale difficulté rencontrée, dans cette étude, a été de simuler de manière fidèle la transition entre écoulement laminaire et turbulent.

[ZA09], ont étudié numériquement un canal vertical et ont trouvé un rapport d'aspect optimal pour un flux de chaleur imposé. Ils se sont intéressés à la détermination du rapport d'aspect optimal en fonction du taux de transfert de chaleur et du débit massique. Les auteurs ont conclu qu'il n'est pas possible d'optimiser simultanément les performances thermiques et dynamiques à travers la seule variation de rapport d'aspect du canal.

Selon l'étude de [SA10], des zones d'apparition de l'écoulement inverse peuvent être définies en fonction du nombre de Rayleigh et du rapport de forme du canal $R_f = H/b$ (H : longueur de la plaque chauffante et b : largeur du canal) comme le montre la figure I.12.

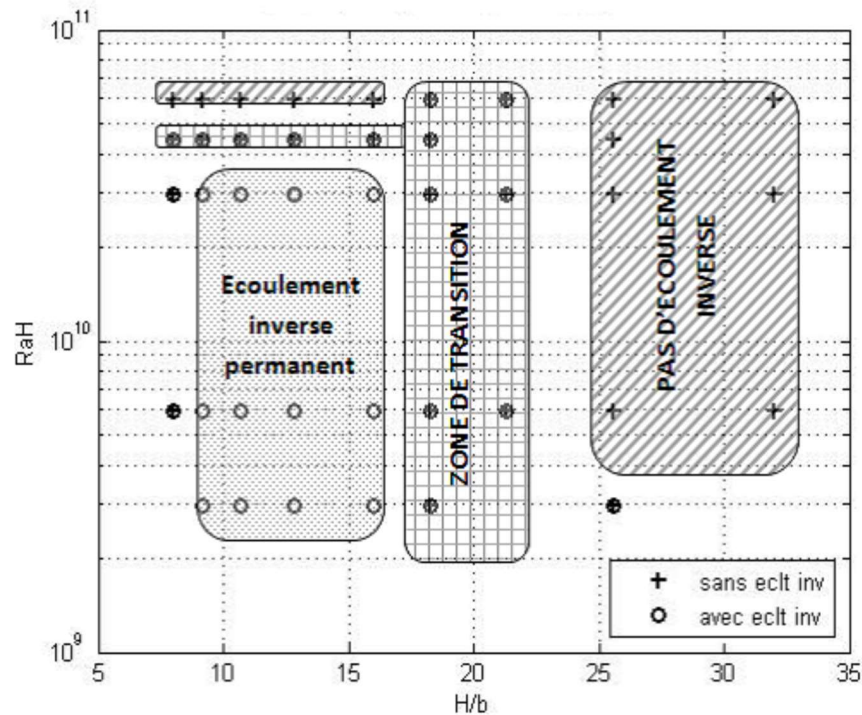


Figure I.12. Apparition de l'écoulement inverse selon les valeurs de Ra_H et H/b .
[SA10],

Dans leur étude, [KH12] ont essayé de supprimer l'écoulement inverse afin d'améliorer les performances de ventilation de leur système. Pour ce faire, ils ont réduit la taille de l'ouverture en sortie – à la dimension de la couche limite thermique – en inclinant la paroi non chauffée d'un angle donné. En effet, comme l'apparition de l'écoulement inverse résulte en une baisse du débit total circulant dans la cheminée solaire étudiée, ce cas n'est pas désiré dans les applications pour la ventilation. Le nombre de Rayleigh est défini sur la hauteur de la zone chauffée dans le cas du flux imposé, et varie entre 10^4 et 10^{11} .

[PO12] ont travaillé numériquement sur l'écoulement double-peau dans un canal plan vertical. Ils ont étudié l'influence de l'écartement du canal et du nombre de Rayleigh modifié sur la structure de l'écoulement. L'écoulement de retour descendant occupe différentes largeurs du canal pour différents nombres de Rayleigh modifié. Cette relation entre la structure de l'écoulement et le rapport de forme du canal a été également observée par [DU13].

En utilisant le même dispositif expérimental de [WE89], et en faisant varier le nombre de Rayleigh modifié Ra^* , [OS12] ont pu mettre en évidence une recirculation le long de la paroi non chauffée et au centre du canal. La longueur de recirculation a été mesurée en fonction du rapport de forme (L/b) et du nombre de Rayleigh modifié ; et, il apparaît que cette longueur tend à diminuer avec l'augmentation du nombre de Ra^* .

[HE13] ont effectué une étude de convection naturelle en canal plan vertical chauffé asymétriquement portant plus précisément sur l'influence du rapport d'aspect du canal R_f et du nombre de Rayleigh modifié Ra^* sur la structure de l'écoulement et sur les conditions de

pression en entrée et en sortie du canal. Ils ont pu montrer que l'augmentation du nombre de Rayleigh modifié et du rapport d'aspect du canal R_f entraîne une augmentation de la pression dynamique à l'entrée ainsi et à la sortie du canal.

[DE13], se sont intéressés à la modélisation d'un écoulement d'air en convection naturelle dans un canal vertical chauffé à densité de flux constante sur la moitié de l'une de ses parois. Cette étude numérique est réalisée pour déterminer la sensibilité de la convection naturelle aux conditions de pression aux ouvertures du canal vertical avec quatre conditions aux limites en sortie et en entrée. Ils ont montré que les conditions de pression aux ouvertures du canal ont une grande influence sur la sensibilité et cette influence est liée à des changements dans les configurations des écoulements et des débits. Une pression nulle à la sortie du canal favorise l'écoulement de retour; alors qu'une condition limite de pression constante à l'entrée du canal permet d'augmenter le débit d'écoulement entrant par le bas. Mais, quelque soit l'alimentation à travers les sections ouvertes, les débits de fluide produits par les couches limites le long de la surface chauffée sont presque constants, ce qui est en bon accord avec la faible influence des conditions aux limites sur le transfert de chaleur. Enfin, ils ont également montré que l'écoulement du fluide est organisé de manière à minimiser la perte de charge totale.

[PO15] ont travaillé expérimentalement sur l'étude des écoulements de convection naturelle dans un canal plan vertical chauffé asymétriquement à flux constant aux tout premiers instants. La visualisation par tomographie laser utilisant des traceurs discrets dans les premiers instants a permis d'observer simultanément l'apparition de la couche limite et un écoulement de retour provenant du haut du canal.

[HE16] ont réalisé une étude numérique d'un écoulement de convection naturelle à deux dimensions (2D) dans un canal asymétriquement chauffé pour trois nombres de Rayleigh modifiés entre $2,25 \times 10^6$ et 9×10^6 (régime couche limite). Leur configuration est un modèle simplifié d'un radiateur électrique. Dans leurs travaux, ils se sont intéressés à l'étude de l'influence de différents arrangements spatiaux des sources de chaleur sur la dynamique du fluide et le transfert de chaleur, et spécialement sur l'écoulement de retour. Ils ont utilisé l'eau comme fluide de travail afin de négliger l'effet radiatif et, ils ont trouvé que, pour une surface d'échange et un flux de chaleur constants, deux sources de chaleur distantes sont plus efficaces pour mettre le fluide en mouvement et pour augmenter le transfert de chaleur.

[AB16] ont mené respectivement deux études (numérique et expérimentale) dans un canal vertical chauffé asymétriquement en convection naturelle. Leurs résultats numériques montrent l'effet de la taille d'un obstacle placé à la sortie de la plaque chauffante. Dans leur étude expérimentale, ils se sont intéressés à l'effet de la position de l'obstacle sur la structure de l'écoulement et sur le transfert de chaleur et ils ont montré que quelque soient la taille et la position de l'obstacle, pour un écoulement de convection naturelle dans un canal chauffé asymétriquement, une zone de recirculation est toujours observée.

2. Du point de vue thermique.

[OS52, SP56] se sont intéressés à l'écoulement laminaire le long d'une plaque plane verticale respectivement chauffée à température constante et à flux de chaleur imposé. Leurs études proposent des solutions similaires en s'appuyant sur la résolution des équations de la couche limite laminaire. Elles montrent que le nombre de Nusselt évolue en fonction du nombre de Rayleigh à la puissance $1/4$ pour une température imposée et à la puissance $1/5$ pour un flux de chaleur imposé.

[CA76] ont étudié numériquement l'interaction du rayonnement et le développement laminaire de la convection naturelle dans des canaux verticaux à plaques parallèles avec chauffage asymétrique. Les auteurs ont analysé l'influence des paramètres adimensionnels (nombre de Rayleigh, nombre de Prandtl, l'émissivité, le rapport de densité de flux et le rapport de forme) sur le transfert de chaleur. Ils ont constaté que l'interaction du rayonnement avec la convection naturelle modifie les résultats obtenus lorsque nous avons une convection naturelle pure entraînant une réduction de la température maximale de la paroi de 50%.

[CH97] ont mené une étude numérique en se focalisant sur les transferts thermiques de convection naturelle couplée avec du rayonnement thermique dans un canal vertical. Ils ont pu montrer que, pour des températures supérieures à 80 °C , l'influence du rayonnement est très importante.

Plusieurs études, ont montré que la mise en œuvre du concept de façade double-peau dans un bâtiment à faible inertie est essentielle pour améliorer le confort thermique. En effet, [GA98, DI05] montrent que, quand un mur trombe est utilisé pour le refroidissement en été, le taux de ventilation provoqué par la convection naturelle augmente avec la température de la paroi, le gain solaire, la hauteur et l'épaisseur de la paroi. La paroi double-peau peut être également utilisée par exemple pour refroidir les panneaux photovoltaïques qui sont très influencés par la température.

[AU00, MA02] ont mené une étude expérimentale sur l'écoulement dans un canal à air asymétriquement chauffé à flux constant comprenant une extension adiabatique en sortie du canal. L'étude montre que l'ajout de cette extension non chauffée augmente les performances thermiques du canal.

[AZ86] se sont également intéressés à l'intensification des transferts de chaleur pour les écoulements de convection naturelle dans un canal plan vertical. L'influence de l'ouverture sur la paroi non chauffée est étudiée. Dans cette configuration, il a été démontré que le nombre de Nusselt moyen sur la paroi chauffée ne dépend pratiquement pas de la position et de la taille de l'ouverture ; ceci s'explique par le comportement de la couche limite thermique.

[ZO02] ont mené une étude expérimentale de l'effet combiné du rayonnement et la convection mixte en régime turbulent au sein d'une paroi double-peau. Leur travail se focalise essentiellement sur l'effet de l'écartement entre les parois interne et externe. En effet, leurs résultats montrent que l'écoulement de convection mixte induit par le rayonnement solaire dans

une façade type double-peau dépend fortement des rapports d'aspect H/S , H/h et S/h (H : hauteur du canal, S : la largeur du canal et h : hauteur du canal).

Une solution analytique pour un écoulement développé en convection mixte avec transfert de chaleur et de masse sans changement de phase entre deux plaques parallèles a été menée par [BO04]. Ils considèrent deux conditions sur les plaques (une température uniforme ou un flux de chaleur uniforme) et une concentration uniforme. Leurs résultats montrent que la solution pour le cas à température uniforme dépend du paramètre $(Gr_T + Gr_M) / Re$. (Gr_T et Gr_M représentent le nombre de Grashof thermique et massique) alors que pour le cas à flux constant elle dépend de trois paramètres indépendants : Gr_T / Re , Gr_M / Re et q_1 / q_2 . (q_1 et q_2 représentent le flux de chaleur).

[GU04] ont étudié le transfert de chaleur par convection mixte dans un canal rectangulaire incliné avec trois sources de chaleur placées sur la paroi inférieure. La paroi supérieure est maintenue à une faible température constante (paroi froide). Les auteurs montrent que l'angle d'inclinaison a un effet important sur la structure de l'écoulement et le transfert de chaleur pour de faibles valeurs du nombre de Reynolds, surtout pour des valeurs de l'angle d'inclinaison comprises entre 0° et 45° . La recirculation et l'inversion du sens de l'écoulement sont présentés pour quelques cas telles que $Re = 10$ et des angles d'inclinaison de 45° et 90° .

D'autres auteurs se sont intéressés à l'étude de l'inclinaison du canal. En effet, [SA05] ont étudié numériquement la convection thermique naturelle en régime turbulent dans un canal formé de deux plaques planes isothermes et inclinées. Leurs résultats montrent que le nombre de Nusselt diminue lorsque le nombre de Rayleigh augmente. Les auteurs ont établi une corrélation pour le calcul du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh et de l'inclinaison du canal.

[FO08, ME07] ont étudié un canal chauffé de façon non uniforme avec un chauffage périodique alterné sur les deux faces ou uniforme pour de grands nombres de Rayleigh modifiés. Ils ont mesuré les températures de paroi à l'aide de thermocouples insérés sur toute la hauteur du canal (2m). Les auteurs soulignent l'importance de la prise en compte d'un nouveau paramètre géométrique dans le cas du chauffage non uniforme, qui est la longueur de l'extension adiabatique placée en amont de la paroi chauffée. Ils montrent également que l'alternance entre zones chauffées et non chauffées permet une amélioration des échanges thermiques allant jusqu'à 20% par rapport à une configuration avec un chauffage uniforme.

En 2009, [AN09] ont repris cette étude avec une simulation numérique bidimensionnelle (2D) stationnaire dans laquelle l'atmosphère libre est simulée par des volumes rajoutés à l'entrée et à la sortie du canal. Leurs résultats sont en bon accord avec les corrélations obtenues par [AU01] et montrent que le rapport de forme des extensions adiabatiques en sortie du canal qui maximise les transferts thermiques dépend fortement du nombre de Rayleigh et très peu du rapport de forme du canal.

[DI12] ont présenté, dans une simulation numérique, l'effet du rayonnement d'une surface au sein d'un canal vertical ventilé et chauffé asymétriquement sur le transfert de chaleur et sur la dynamique de l'écoulement. En effet, leurs résultats montrent l'influence du nombre de Rayleigh et de la largeur de l'obstacle avec et sans présence de l'aspect radiatif sur

l'écoulement, et permettent de montrer que la prise en compte de l'effet radiatif entraîne une augmentation du transfert de chaleur dans le canal. Le nombre de Nusselt à la paroi chauffée diminue lorsqu'on augmente la largeur de l'obstacle. Dans une deuxième étude menée par les mêmes auteurs [DI13], le couplage entre la convection naturelle et le rayonnement thermique d'une surface dans un canal vertical ventilé et chauffé de façon asymétrique a été étudié. Les résultats obtenus, montrent l'effet de l'ouverture de la ventilation ainsi que l'émissivité de la surface sur le transfert de chaleur et sur la structure de l'écoulement. Ils ont pu démontrer que le nombre de Nusselt augmente respectivement avec l'augmentation de l'émissivité et la taille de l'ouverture de la ventilation. Ce constat a été également vérifié précédemment lors d'un travail mené par [ME06] dans l'étude de couplage de la convection naturelle avec du rayonnement thermique dans un canal ventilé et chauffé asymétriquement.

Une étude numérique de convection naturelle, dans un canal convergent chauffé à flux constant ou variable dans le temps, a été réalisée par [SA13]. Cette configuration a pour objectif d'examiner l'effet d'un chauffage à flux variable dans le temps sur le transfert de chaleur et l'écoulement dans un canal vertical convergent. L'étude a montré que le nombre de Nusselt global est influencé par la variation de flux de chaleur, et l'augmentation du chauffage est généralement favorable au débit massique.

D'autres études ont commencé à s'intéresser à l'influence du rayonnement dans le cas d'un canal plan chauffé asymétriquement. [LI13] montrent que l'effet général de rayonnement est de supprimer l'apparition de recirculation dans la partie supérieure du canal.

I.5. Conclusion.

La revue bibliographique nous a permis de traiter plusieurs études en convection naturelle, forcée et mixte en canal vertical. Ces études ont touchés pratiquement tous les aspects concernant ce système (à savoir : un canal plan chauffé symétriquement ou asymétriquement à flux de chaleur constant ou variable ou à une température constante ou variable, avec prise en considération du rayonnement thermique ou non, où le fluide de travail est de l'eau ou de l'air, etc.) et se sont intéressés aussi bien à l'aspect dynamique (structure de l'écoulement, apparition de l'écoulement retour, etc.) qu'à l'aspect thermique (distribution de température à l'intérieur du canal, amélioration des transferts thermiques, etc.).

Dans tous ces travaux, en particulier ceux qui s'intéressent à l'étude des parois double peau chauffées asymétriquement, les ouvertures de la double peau (en haut et en bas) provoquent un écoulement de convection naturelle à l'intérieur du système entraînant l'évacuation d'une partie de l'énergie générée par le système de chauffage. Toutefois, cette évacuation de l'énergie reste insuffisante, surtout lorsque l'objectif principal est le refroidissement du système.

Dans notre travail, nous nous intéressons spécialement à la convection naturelle et à des systèmes comportant une ouverture jouant le rôle de ventilation secondaire et pouvant

contribué à l'amélioration du refroidissement du système. Et, c'est précisément cet aspect du problème que nous allons essayer d'éclaircir.

Chapitre II

Modélisation mathématique et numérique

Introduction.

Dans ce chapitre, nous allons présenter la géométrie du canal plan utilisé dans ce travail. Une revue des équations gouvernantes et des hypothèses simplificatrices qui représentent la formulation mathématique du problème étudié est également exposée et nous terminerons avec les méthodes numériques qui ont servi de base à ce travail. On portera une attention particulière à la technique utilisée pour générer le maillage à l'intérieur du canal et le processus de résolution.

II.1. La géométrie du canal.

Le canal est constitué de deux murs plans parallèles verticaux espacés d'une distance (b). Le premier mur est composé d'une partie centrale chauffée de hauteur $A=188\text{mm}$ et de deux extensions non chauffées, de hauteur $A/2$ respectivement, situées en sortie et en entrée du canal. Le deuxième mur est une paroi adiabatique comportant une ouverture, jouant le rôle d'une ventilation secondaire, de dimension égale respectivement à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$ et située sous la zone chauffée, au milieu de la zone chauffée et en partie supérieure de la zone chauffée du canal.

Pour une meilleure maîtrise des conditions d'écoulement à l'entrée, un quart de cylindre ($R=36\text{ mm}$) a été ajouté au bas des deux parois (voir figure II.1). Le système de chauffage du canal est constitué d'un tissu chauffant ($20*30\text{ cm}^2$) et recouvert par une plaque d'aluminium de 3 mm d'épaisseur, ce qui permet d'avoir une densité de flux de chaleur uniforme et réglable. La face arrière de la paroi chauffée est rendue adiabatique en ajoutant une couche de 140 mm d'épaisseur en polystyrène, afin de minimiser la perte de chaleur et d'empêcher l'apparition de la convection dans l'environnement extérieur. Les autres parois sont supposées adiabatique.

Cette géométrie s'inscrit dans le cadre de la thématique « Transferts thermo-convectifs dans un canal » du réseau de laboratoires AMETH (Analyse – Maîtrise des Ecoulements et Echanges Thermiques) GDR CNRS dans lequel l'Unité de recherche GRESPI de l'Université de Reims s'investit pleinement.

Pour les simulations numériques, le canal vertical est immergé dans un réservoir rempli d'eau entièrement fermé avec une température de surface de 16 °C . Nous avons utilisé l'eau comme fluide de travail afin de négliger l'effet radiatif.

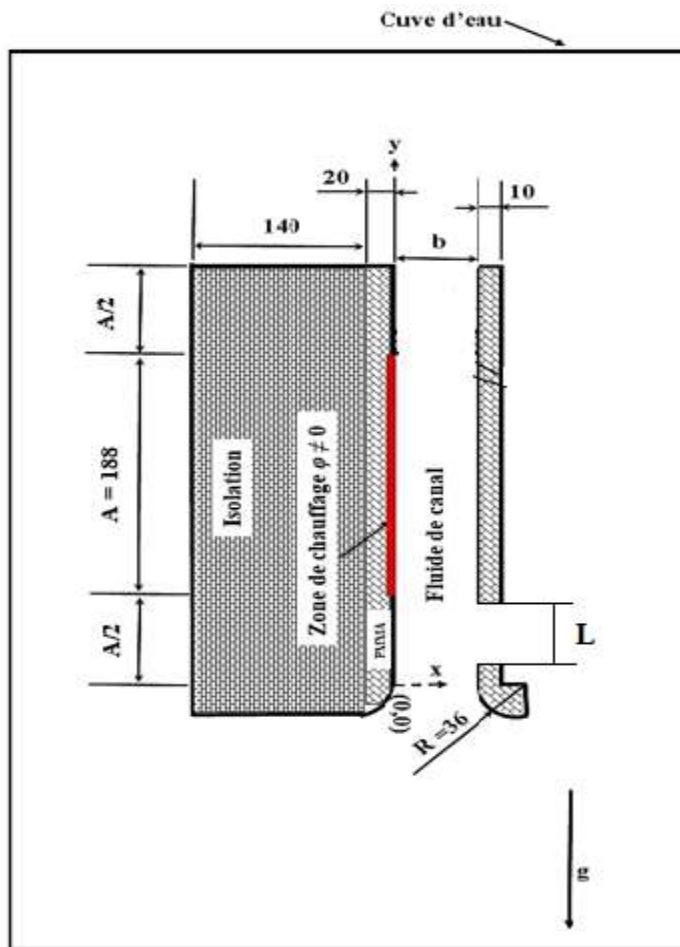


Figure II.1. Géométrie étudiée canal/environnement (cuve).

De nouveaux nombres sans dimension peuvent être utilisés dans le cas du canal plan :

un nombre sans dimension caractérisant le rapport entre la largeur du canal et sa hauteur appelé le rapport d'aspect R_f défini par :

$$R_f = \frac{A}{b} \quad (1)$$

Le nombre de Rayleigh qui caractérise le régime de l'écoulement a été modifié pour tenir compte des caractéristiques de la géométrie dans laquelle ce nombre s'applique. Le nombre de Rayleigh Ra devient le nombre de Rayleigh modifié Ra^* et s'écrit comme suit :

$$Ra^* = \frac{g\beta q'' b^4}{k\nu^2} \frac{b}{A} Pr \quad (2)$$

II.2. Equations gouvernantes et hypothèses simplificatrices.

L'écoulement de convection naturelle est régi par l'équation de continuité, l'équation de quantité de mouvement et l'équation de conservation de l'énergie.

La construction d'un modèle mathématique nécessite certaines hypothèses simplificatrices. Celles retenues, pour notre configuration du canal plan vertical, sont les suivantes :

- le fluide est supposé Newtonien et incompressible, en régime instationnaire.
- la structure du canal est bidimensionnelle,
- les flux de chaleur lors des différentes études sont considérés homogènes et constants.
- la valeur maximale de flux surfacique utilisée q'' nous donne un nombre de Rayleigh modifié Ra^* qui reste dans la plage des écoulements laminaires $Ra^* = 4,5 \cdot 10^6$.
- les propriétés physiques du fluide ne dépendent que de la température (voir Annexe1).
- les transferts de chaleur par rayonnement ne sont pas pris en compte puisque notre canal est immergé dans l'eau.

Grâce aux hypothèses simplificatrices, les équations régissant les problèmes de convection naturelle deviennent :

$$\frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} = 0 \quad (3)$$

$$\left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial \rho u}{\partial x} + v \frac{\partial \rho u}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p^*}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad (4)$$

$$\left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial \rho v}{\partial x} + v \frac{\partial \rho v}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p^*}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) - \rho g \quad (5)$$

$$\rho c_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right] = k \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right] \quad (6)$$

II.3. Méthode numérique.

Les équations de transport de masse, de quantité de mouvement et de l'énergie sont résolues numériquement en utilisant la méthode des volumes finis. Cette méthode est basée sur l'intégration spatiale des équations de transport par rapport aux volumes élémentaires de contrôle. Les simulations numériques sont réalisées à l'aide du logiciel commercial ANSYS Fluent CFD (version 14.5).

La présentation de la méthode numérique et le processus de résolution allant de la méthode des volumes finis, et les schémas de discrétisation utilisés jusqu'à la solution finale de la résolution du système d'équations, seront présentés dans la partie Annexe 2.

1. Principe des modèles CFD.

Les modèles CFD (Computational Fluid Dynamics), dits aussi modèles à champs, permettent d'obtenir une solution approchée des équations de Navier-Stokes qui régissent le comportement des fluides.

Comme ces dernières ne peuvent pas être résolues directement car ce sont des équations différentielles non linéaires et couplées, elles sont tout d'abord discrétisées. Pour ce faire, le volume du domaine de calcul est subdivisé en un nombre d'éléments de volume beaucoup plus petit. Le nombre de ces éléments dépend du scénario et des modèles physiques et numériques utilisés. Les équations sont discrétisées pour chacun de ces éléments.

On obtient, ainsi, un large système d'équations algébriques fortement couplées. Une solution est calculée grâce à l'emploi de méthodes numériques itératives.

La solution obtenue consiste en la valeur des variables sélectionnées pour chacun des éléments. Pour notre cas, les variables considérées sont la température et la vitesse verticale dans le canal plan vertical où le fluide de travail est l'eau.

Les modèles CFD permettent donc de prédire en détail ce qui se passe dans un espace fermé ou ouvert.

Un modèle CFD comporte plusieurs étapes qui sont :

- * La construction de la géométrie
- * La construction du maillage.
- * La sélection des modèles physiques : ce sont des équations approchées qui sont proposées pour décrire les phénomènes physiques et l'ensemble de ces équations constitue un « modèle ».
- * La prescription des conditions aux limites.
- * La sélection de méthodes numériques pour obtenir une solution approchée.
- * Le traitement des résultats.

Pour chacune des étapes, différentes méthodologies apparaissent dans les outils CFD existants.

2. Relations utilisées dans le modèle physique.

En plus du système d'équations décrivant le problème physique, nous utiliserons également une analogie avec la plaque plane verticale. Cette analogie nous permettra de déterminer analytiquement le comportement de l'écoulement à l'intérieur du canal [HE06] thèse de doctorat.

Les relations retenues sur la base de cette analogie sont :

$$Ra_A = \frac{g\beta q'' A^4}{akv} = \frac{g\beta q'' A^4}{kv^2} Pr = \frac{g\beta \Delta T A^3}{av} \quad (7)$$

$$Ra_A^* = Ra_A \left(\frac{b}{A}\right)^5 = \frac{g\beta q'' b^4}{kv^2} \frac{b}{A} Pr \quad (8)$$

Ces deux relations nous permettent de définir le nombre de Rayleigh et Rayleigh modifié utilisé dans nos calculs [HE06] thèse de doctorat.

Nous pouvons déterminer la valeur de ΔT qui apparaît dans les formules (7) et (8), entre la plaque et le fluide, grâce aux deux relations suivantes :

$$\Delta T = \frac{q''}{k} A (Ra_A Pr)^{-1/5} \quad (9)$$

$$\Delta T = \left(\frac{q''}{k}\right)^{4/5} \left(\frac{Av^2}{g\beta}\right)^{1/5} \quad (10)$$

En utilisant ces relations, nous pouvons également calculer de deux manières différentes la vitesse caractéristique de l'écoulement en convection naturelle.

$$V = \left(\frac{g\beta q''}{k}\right)^{2/5} v^{1/5} A^{3/5} \quad (11)$$

$$V = \sqrt{g\beta \Delta T A} \quad (12)$$

L'épaisseur de la couche limite thermique en régime permanent est donnée par la relation suivante : [HE06] thèse de doctorat.

$$\delta_T(y; t \rightarrow \infty) = \left(\frac{432kv^2}{g\beta q'' \Omega} (9\Omega - 5)y\right)^{1/5} \Omega \quad (13)$$

$$\Omega = 1,576 \cdot 10^{-6} (\ln Pr)^4 - 4,227 \cdot 10^{-3} (\ln Pr)^3 + 4,282 \cdot 10^{-3} (\ln Pr)^2 - 0,1961 \ln Pr + 0,901 \quad (14)$$

3. Notion de maillage et processus de résolution.

La résolution des équations de continuité, de Navier-Stokes et de l'énergie est faite au moyen de la méthode de conservation de volumes finis. Les éléments importants de cette méthode sont les suivants:

- Discrétisation de la zone de calcul (Distribution des volumes de contrôle),
- Discrétisation des équations de conservation,
- Algorithmes de résolution des systèmes correspondants d'équations différentielles linéaires.

3.1. Notion de maillage.

La modélisation numérique repose sur la reformulation des équations de conservation sur des volumes élémentaires ou discrets, appelés éléments ou mailles. Associés à ces éléments, nous retrouvons les nœuds de discrétisation, c'est-à-dire les points de résolution des équations discrètes. Ceux-ci peuvent être aussi bien placés aux sommets des éléments qu'en leurs centres ou encore sur les faces, selon la méthode de discrétisation utilisée. Les éléments et les nœuds associés constituent le maillage.

Pour réaliser le maillage du domaine fluide à l'intérieur du canal, nous avons opté pour une technique qui permet d'avoir un maillage optimal pour chaque nombre de Rayleigh modifié. En plus, nous savons que pour avoir un maillage correct, nous devons avoir plus de dix mailles dans la couche limite. Nous pouvons donc calculer, à partir des relations (13) et (14), la taille Δx de la maille sur la coordonnée x .

$$\delta_T > 10\Delta x \quad (15)$$

Pour calculer la taille Δy de la maille selon y , nous savons que le rapport d'aspect entre ces deux longueurs ne doit pas dépasser un facteur de 10. L'écoulement s'effectue dans le sens y , et par conséquent, plus Δy est grand plus le pas de temps pour la résolution temporelle pourra être important.

$$\frac{\Delta y}{\Delta x} < 10 \quad (16)$$

Pour terminer, nous calculons le pas de temps pour effectuer les calculs en régime transitoire à partir de la relation suivante :

$$\Delta t = \frac{1}{4} \frac{\Delta y}{V} \quad (17)$$

Pour déterminer l'effet du maillage sur les résultats et plus particulièrement le débit massique sur lequel on vérifie l'erreur, nous avons effectué plusieurs essais de raffinement des mailles dans le canal (33000, 25000, 27000, 28000 et 30000 mailles) relativement au débit massique

pour déterminer la taille de maille appropriée requise pour la simulation numérique, et ceci pour le cas de $Ra^* = 4,5 \times 10^6$ et une taille de l'ouverture égale à $2b/3$.

À la fin des calculs préliminaires, le nombre de mailles 27000 a été jugé adéquat pour obtenir des résultats avec une précision satisfaisante, ce nombre de mailles correspond à 42072 cellules dans l'ensemble du domaine de calcul; ces dernières sont réparties comme suit :

- structurées à l'intérieur du canal avec un raffinement au voisinage des parois.
- non structurées dans le reste du domaine de calcul (voir figure II.2).

Ce maillage a été utilisé pour effectuer les calculs finaux. En effet, le raffinement successif du maillage conduit à une variation des valeurs au quatrième chiffre après la virgule, avec une erreur relative dans le débit massique inférieur à 2%.

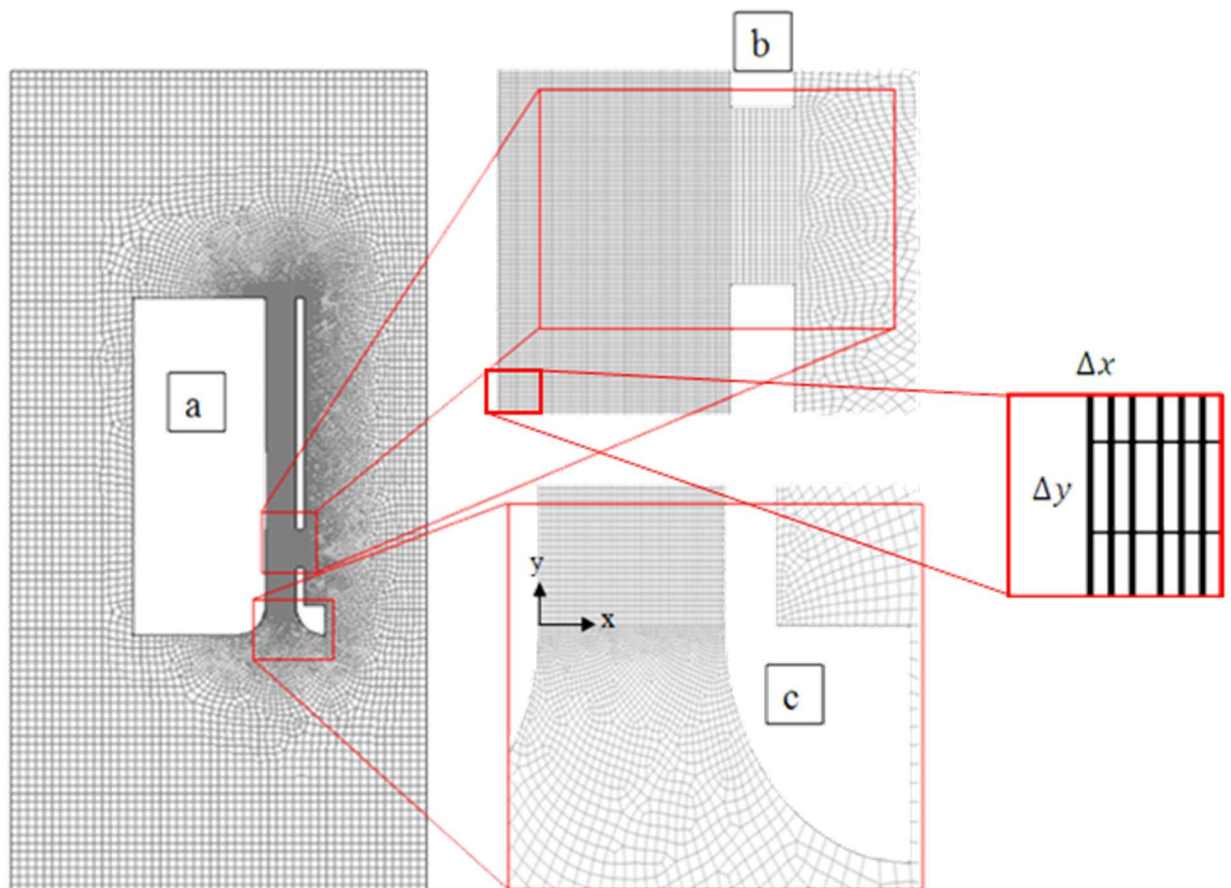


Figure II.2. Maillage du domaine fluide, a : dans tout le domaine, b : zoom au niveau de l'entrée de l'ouverture et c : zoom au niveau de l'entrée du canal.

3.2. Discrétisation des équations et processus de résolution.

Dans la configuration du solveur, nous utilisons la formulation du solveur "pressure-based" qui va résoudre les équations de transport de manière séquentielle. Toutefois, le couplage entre la vitesse et la pression est réalisé avec l'algorithme "coupled scheme" qui permet de résoudre simultanément les équations de continuité et de quantité de mouvement donnant un avantage pour le traitement des écoulements avec une forte interdépendance entre la masse volumique et le mouvement. En plus, le schéma couplé est recommandé pour des maillages de qualité moins importante et nous permet également d'utiliser des pas de temps plus importants en régime transitoire.

Nous utilisons le schéma de discrétisation " second order up wind " pour le terme convectif. Le schéma d'interpolation de la pression utilisé est le schéma " body force weighted ".

Le critère de convergence adopté est défini lorsque les résidus des quantités physiques deviennent inférieurs à 10^{-4} et lorsque la stabilité dynamique et thermique est obtenue pour quelques points de la couche limite.

Le temps de calcul pour notre cas de travail a duré 6 jours avec un PC de CPU I3.

Chapitre III

Étude de l'effet de la taille et de la position de la ventilation secondaire sur l'amélioration du transfert de chaleur

Introduction.

Nous allons consacrer ce chapitre à l'analyse des résultats de la simulation numérique obtenus pour le canal plan vertical, dans le cas d'une convection naturelle en régime laminaire, en tenant compte de la présence d'une ventilation secondaire et à la détermination de l'influence des dimensions et des positions de cette dernière sur l'amélioration du transfert de chaleur.

Pour atteindre cet objectif, nous allons commencer par la validation du modèle numérique utilisé avec les résultats expérimentaux disponibles dans la littérature[OS12]. ensuite nous étudierons l'influence de l'intégration de la ventilation secondaire, dans la paroi non chauffée du canal, du point de vue dynamique et thermique en analysant son influence sur les champs de vitesses , de la pression dynamique et de la température dans le canal ainsi que sur la variation du nombre de Nusselt local à la paroi chauffée et la stratification thermique à l'intérieur du domaine canal/environnement extérieur .

III.1. Validation du modèle numérique.

Pour entreprendre des études sur le comportement dynamique et thermique des écoulements en convection naturelle, en utilisant la simulation numérique, il est nécessaire de vérifier que le modèle développé est fiable. Pour réaliser cette étape, nous avons utilisé la configuration de base étudiée par [OS12] dans laquelle le canal vertical ne comporte aucune ouverture sur la paroi non chauffée, et nous avons comparé les résultats numériques obtenus pour cette configuration aux données expérimentales obtenues par [OS12].

La comparaison est effectuée en régime permanent après 30 minutes de chauffage et ceci pour un nombre de Rayleigh modifié $Ra^* = 4,5 \cdot 10^6$. Nous avons constaté qu'en régime établi un écoulement ascendant de type couche limite se développe le long de la paroi chauffée. Cet écoulement est alimenté par le fluide provenant de l'entrée du canal.

On observe également une zone de recirculation en forme de V du côté de la paroi non chauffée provenant du haut du canal. La comparaison montre qu'il y a une parfaite concordance entre les résultats expérimentaux et ceux issus de la simulation puisque l'entrée du fluide à partir de la partie supérieure du canal génère la même longueur de la zone de recirculation (voir figure III.1).

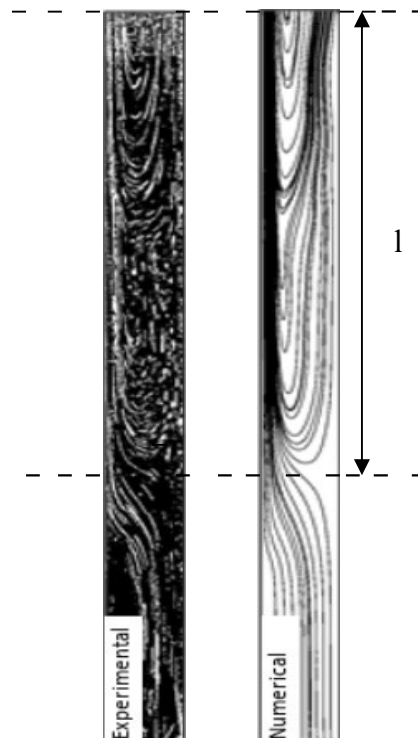


Figure III.1. Comparaison de la structure de l'écoulement entre notre simulation et l'étude expérimentale de [OS12]. ($Ra^* = 4,5 \cdot 10^6$).

III.2. Présentation de la configuration.

Les schémas représentés ci-dessous montrent les configurations étudiées. On montre ainsi, les dimensions et les positions de la ventilation secondaire et l'épaisseur du canal plan vertical, sachant que :

- L'épaisseur du canal, qui sépare la paroi chauffée et la paroi opposée non chauffée, est de dimension constante égale à 'b'.
- La ventilation secondaire est une ouverture située respectivement en bas (figure III.2), au milieu (figure III.3) et en haut (figure III.4) du canal, sur la paroi opposée à la paroi chauffée, avec différentes dimensions allant de $b/3$ jusqu'à $4b/3$.

Nous considérons une configuration où le canal et son environnement extérieur sont immergés dans un réservoir entièrement fermé, rempli d'eau, dont les parois sont maintenues à une température constante $T= 289$ K. Le canal est chauffé de façon asymétrique à une densité de flux de chaleur constante ($q'' = 510$ W/m² correspond au flux solaire moyen annuel en France) avec un système de chauffage situé au milieu de sa paroi gauche $\frac{\partial \theta}{\partial x} = -1$. Les parois non chauffées internes et externes sont supposées adiabatiques $\frac{\partial \theta}{\partial x} = 0$.

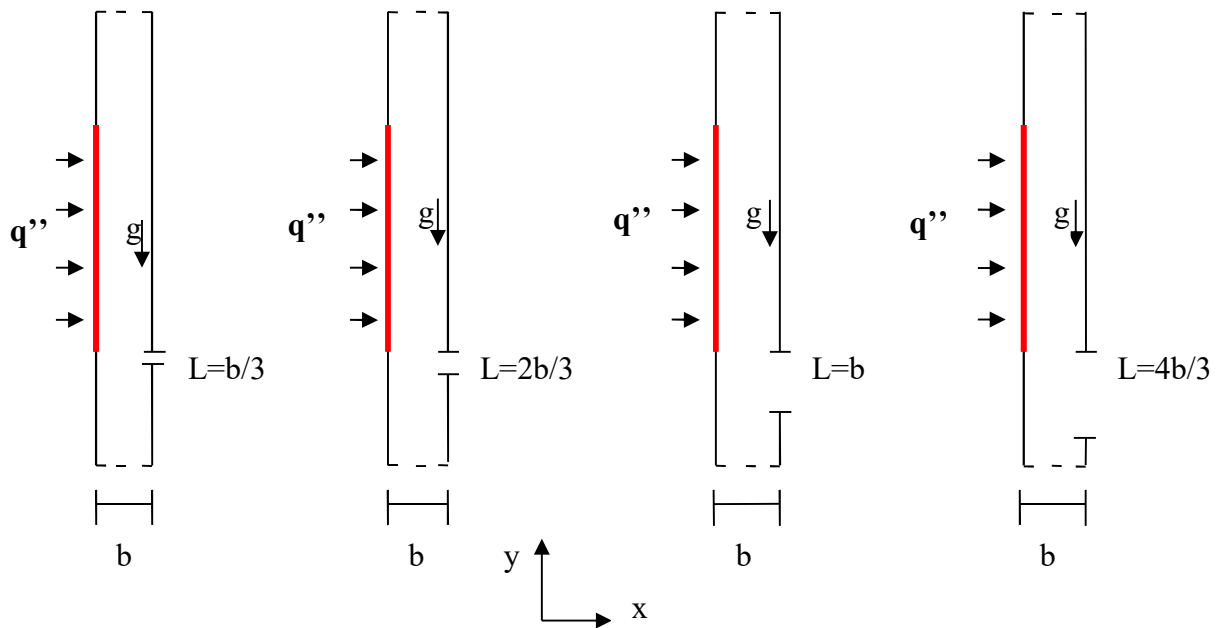


Figure III.2. Schémas représentatifs pour une ouverture placée sous la zone chauffée du canal.

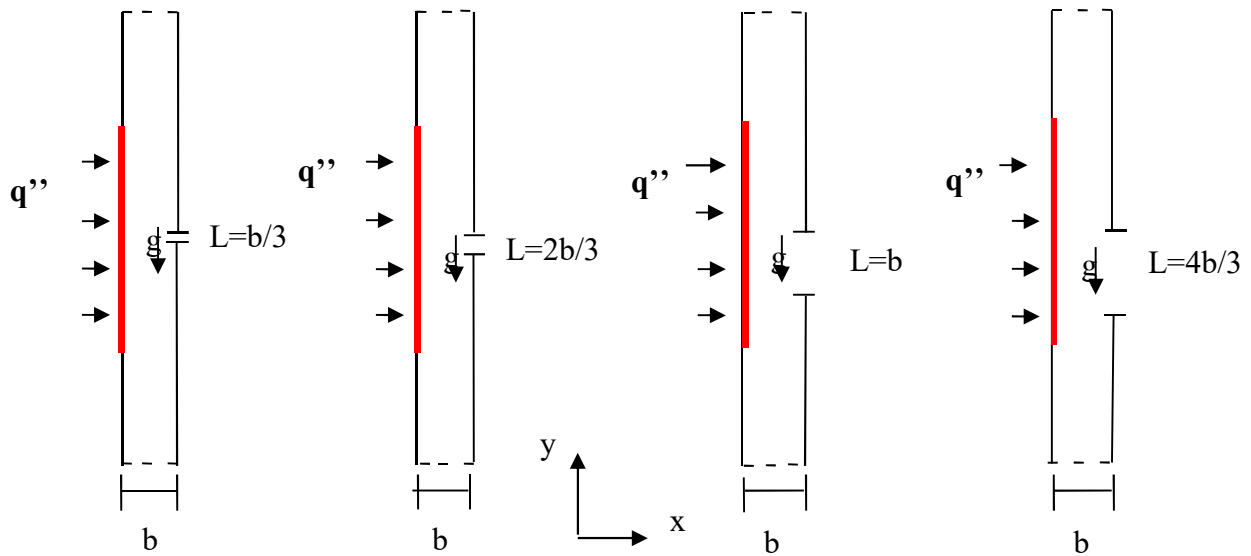


Figure III.3. Schémas représentatifs pour une ouverture placée au milieu du canal.

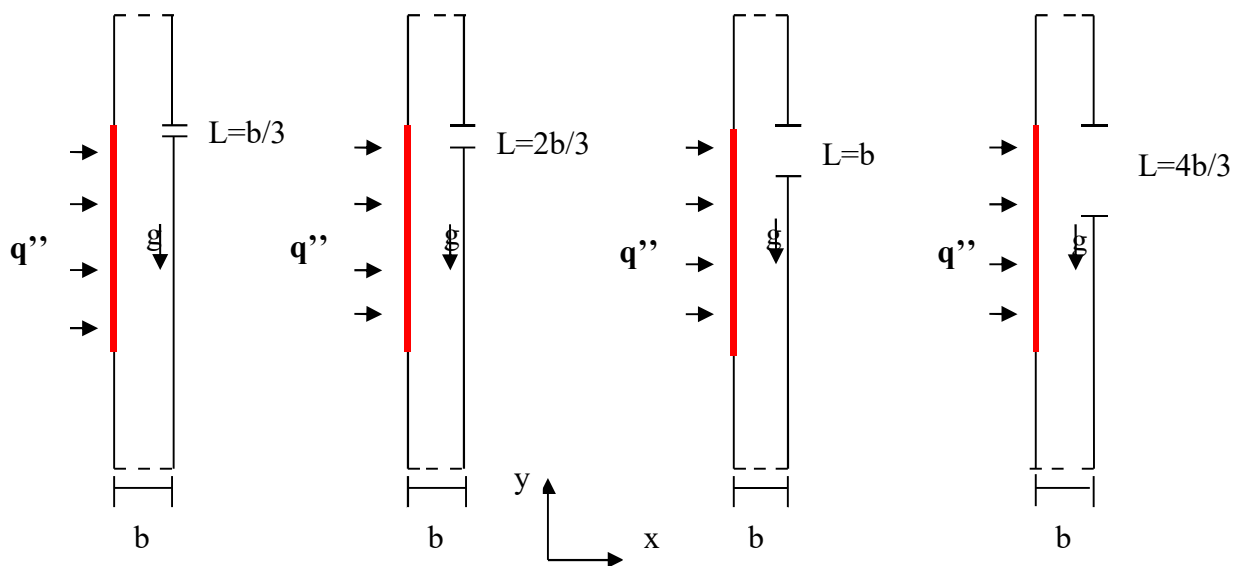


Figure III.4 Schémas représentatifs pour une ouverture placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal.

Rappelons qu'on s'intéresse, dans cette première partie, à l'étude de l'influence de l'ouverture, jouant le rôle d'une ventilation secondaire placée sur la paroi non chauffée, sur la dynamique de l'écoulement et sur le transfert de chaleur. Les résultats sont obtenus pour un nombre de Rayleigh modifié $Ra^* = 4.5 \cdot 10^6$ traduisant un écoulement laminaire et de type couche limite.

III.3. Présentation des résultats du point de vue dynamique.

1. Présentation des lignes de courant.

Dans ce qui suit, nous allons présenter les champs dynamiques (lignes de courant) obtenus pour différentes tailles de l'ouverture (ventilation secondaire) et pour les trois positions sélectionnées.

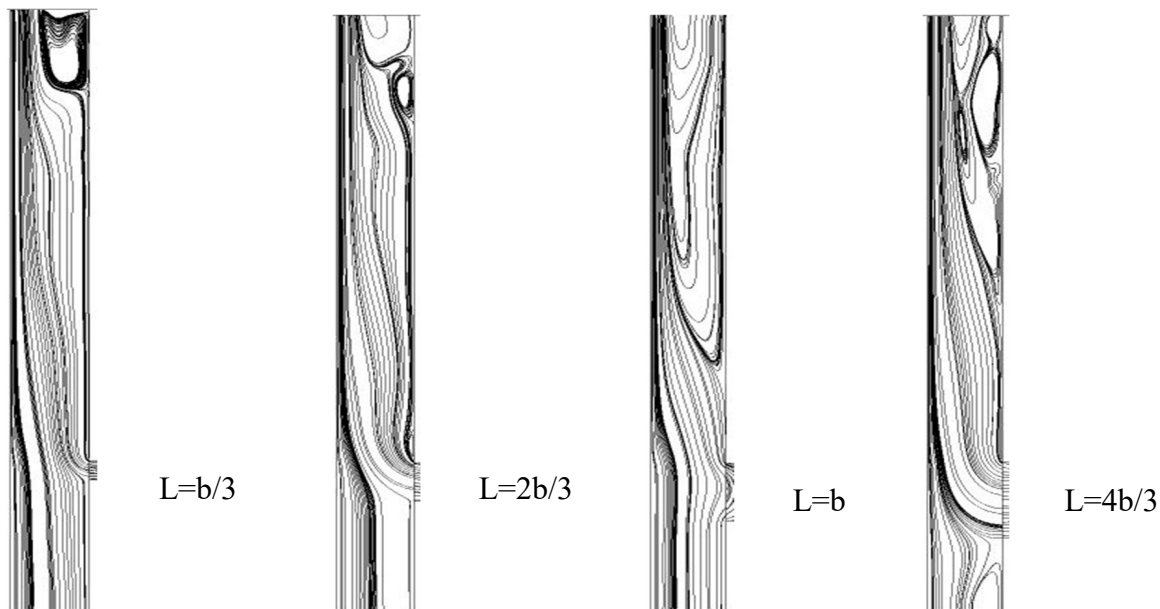


Figure III.5. Lignes de courant pour une ouverture placée sous la zone chauffée du canal avec une taille égale à : $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$.

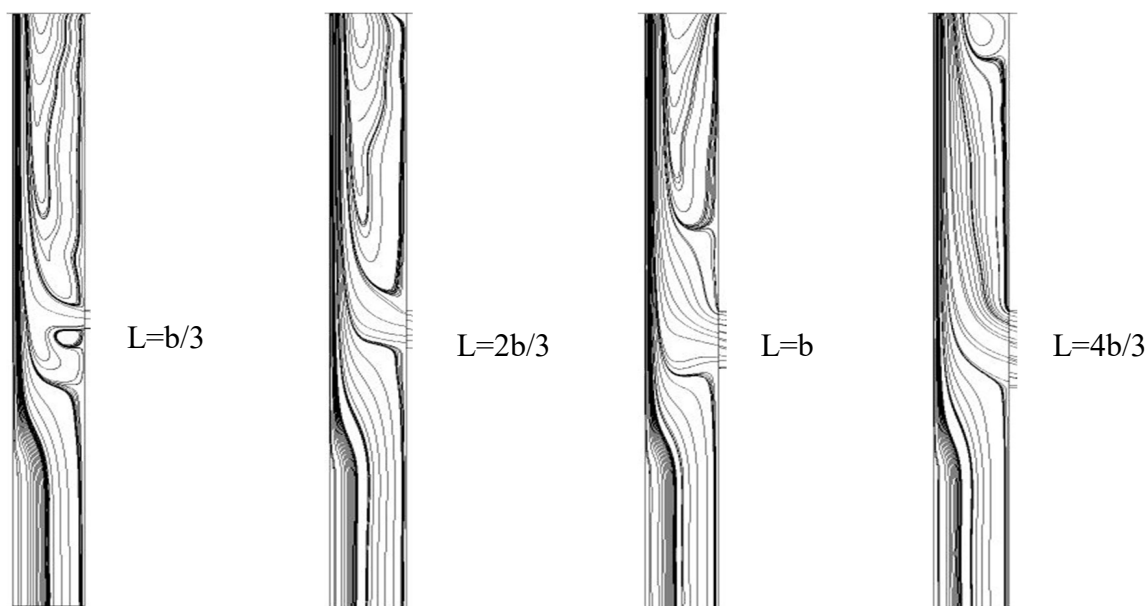


Figure III.6. Lignes de courant pour une ouverture placée au milieu du canal avec une taille égale à : $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$.

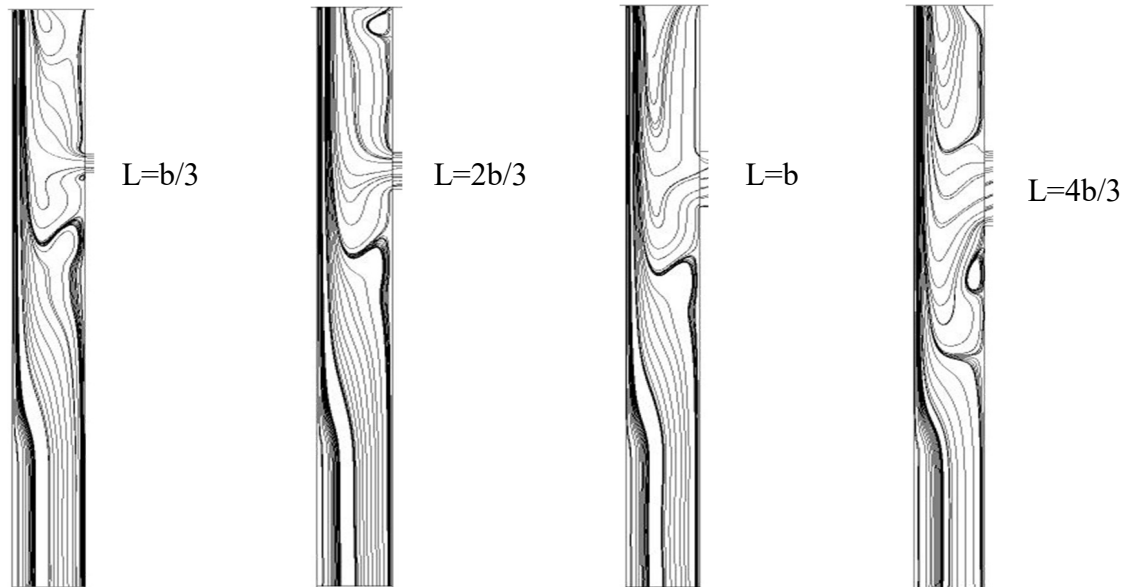


Figure III.7. Lignes de courant pour une ouverture placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal avec une taille égale à : $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$.

Les figures (III.5), (III.6) et (III.7) montrent les lignes de courant en régime permanent après 30 minutes de chauffage.

A travers l'analyse de ces figures, on peut conclure que la taille de l'ouverture joue un rôle important sur la longueur de la zone de recirculation. En effet :

- Pour une ouverture placée sous la zone chauffée du canal, la zone de recirculation a une faible longueur dans le cas où la taille de l'ouverture est égale à $b/3$ et $2b/3$. Le maximum de la pénétration de la zone de recirculation est obtenu lorsque la taille de l'ouverture est égale à l'épaisseur du canal "b".

La faible longueur de la zone de recirculation, pour une taille de l'ouverture de $b/3$, est due au débit important qui traverse l'entrée du canal. Alors que, pour une taille de l'ouverture égale à $2b/3$, le débit traversant l'entrée du canal diminue ; et donc, la longueur de la zone de recirculation reste faible à cause du débit entrant par l'ouverture.

Enfin, une ouverture égale à $4b/3$ entraîne une forte diminution du débit à l'entrée du canal en même temps que la profondeur de la zone de recirculation.

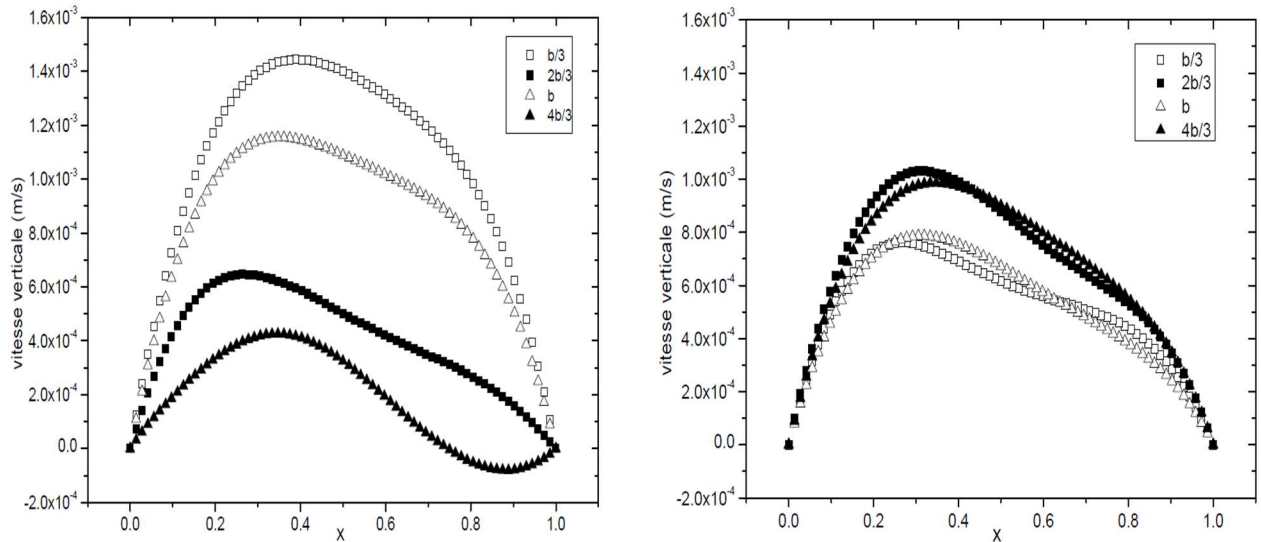
- Si on place l'ouverture au milieu du canal, on alimente la couche limite en fluide froid et donc la profondeur de la recirculation provenant du haut du canal diminue. En plus, l'augmentation de la taille de l'ouverture contribue à réduire encore plus cette dernière.

- Enfin, la présence de l'ouverture en partie supérieure de la zone chauffée du canal entraîne seulement une alimentation de la zone de recirculation en fluide froid et non pas la couche limite. Par conséquent, l'augmentation de la taille de l'ouverture placée dans la partie supérieure entraîne une augmentation de la longueur de la zone de recirculation.

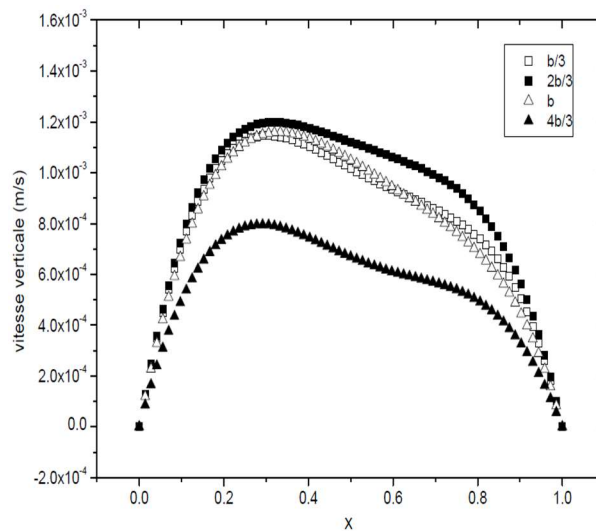
En plus, il faut noter que quelles que soient la position et la taille de l'ouverture, le fluide entre toujours dans le canal à travers l'ouverture (il n'a pas d'écoulement inverse) Ce constat a été vérifié par [AZ86].

2. Effet de l'ouverture sur la vitesse verticale à l'entrée et à la sortie du canal.

Dans ce qui suit, nous allons essayer de déterminer l'impact de la variation de la taille de l'ouverture sur les profils des vitesses verticales à l'entrée et à la sortie du canal (figures III.8 et III.9).

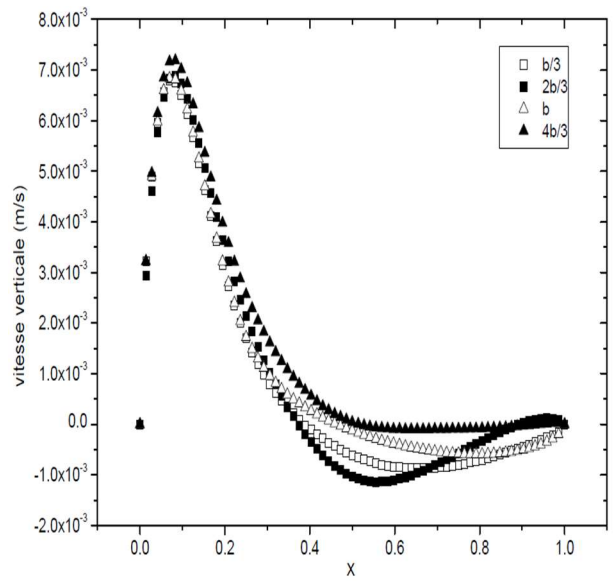
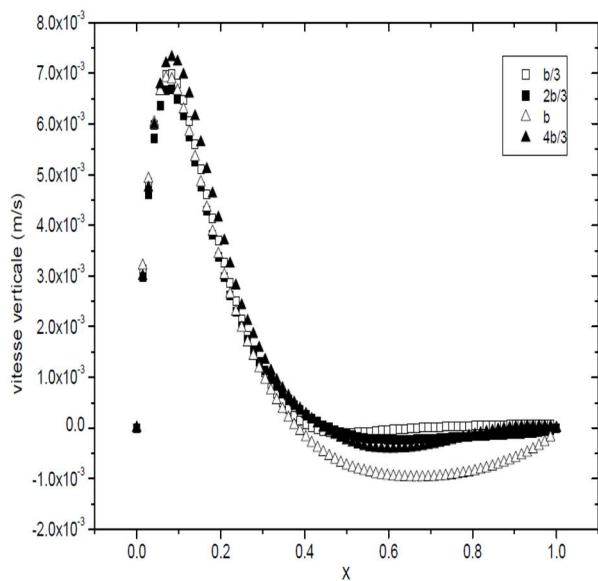


(a) Ouverture placée sous la zone chauffée du canal. (b) Ouverture placée au milieu du canal

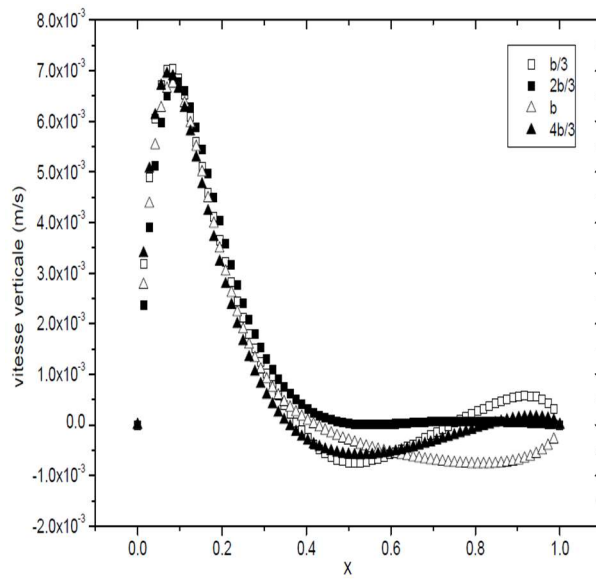


(c) Ouverture placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal.

Figure III.8. Profils de la vitesse verticale à l'entrée du canal pour différentes tailles et positions de l'ouverture (a), (b) et (c).



(a) Ouverture placée sous la zone chauffée du canal (b) Ouverture placée au milieu du canal



(c) Ouverture placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal

Figure III.9. Profils de la vitesse verticale à la sortie du canal pour différentes tailles et positions de l'ouverture (a), (b) et (c).

La figure (III.8) montre la variation de la vitesse verticale à l'entrée du canal pour différentes tailles de l'ouverture. On peut voir que :

- lorsque l'ouverture est située sous la zone chauffée du canal, on obtient une grande valeur du débit provenant de l'entrée du canal, qui se traduit par une valeur maximale de la vitesse verticale, lorsque l'ouverture a une taille égale à $b/3$.

Lorsque la taille de l'ouverture augmente, la valeur maximale de la vitesse verticale diminue passant de $1,4 \cdot 10^{-3}$ à $4 \cdot 10^{-4}$ [m/s]. En effet, une augmentation de la taille de l'ouverture (jusqu'à $4b/3$) entraîne une diminution du débit et donc des valeurs de la vitesse à l'entrée de canal.

Les résultats obtenus confirment également que le débit du fluide traversant le canal augmente avec l'augmentation de l'écart entre la température du fluide chaud dans le canal et celle du fluide froid à l'extérieur.

On remarque aussi que, sur toutes les courbes, le maximum de la vitesse verticale se trouve du côté de la paroi chauffée relativement à l'axe central du canal (absence de symétrie) ; ceci est dû à la présence de l'ouverture et à la largeur du canal.

- Lorsqu'on déplace la position de l'ouverture au milieu du canal, on constate une diminution de la vitesse verticale pour une taille de l'ouverture égale à $b/3$ et b et une augmentation de la vitesse verticale pour une taille égale à $2b/3$ et $4b/3$. Cette situation peut être expliquée par la présence et la profondeur de la zone de recirculation (voir figures III.5 et III.6). On peut voir également que les courbes représentant la vitesse verticale pour les tailles $b/3$ et b sont presque confondues de même pour les courbes correspondants aux tailles $2b/3$ et $4b/3$. Ce constat est vérifié à partir des courbes des lignes de courant où on peut voir que l'écoulement traversant l'entrée du canal se produit dans le même sens et avec la même quantité du fluide pour les tailles $b/3$ et b et pour les tailles $2b/3$ et $4b/3$.

- Si l'ouverture est placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal, la valeur de la vitesse verticale diminue légèrement pour une taille allant de $b/3$ jusqu'à b , et diminue de façon plus importante lorsque la taille de l'ouverture devient égale à $4b/3$. Cette diminution peut être expliquée également par la profondeur de la zone de recirculation et par le débit entrant par l'ouverture. Ce constat peut être vérifié sur les courbes représentant les lignes de courant.

La figure (III.9) montre les vitesses verticales à la sortie du canal. Les profils sont de type couche limite avec un débit important à cause de la présence de la paroi chauffée. Les valeurs de la vitesse sont maximales à $X=0,1$ et égales à $7 \cdot 10^{-3}$ [m/s] et ceci est dû aux forces d'Archimède et aux forces visqueuses importantes près de la plaque chauffante.

Loin de la plaque chauffante, le fluide est entraîné par la diffusion de la contrainte visqueuse où, au-delà de la couche limite, il n'y a pas de force motrice et donc les valeurs de la vitesse verticale décroissent.

Des valeurs négatives dues à l'inversion du sens de l'écoulement du fluide apparaissent à partir de $X=0,4$ occupant une largeur adimensionnée égale à $X=0,6$ près de la paroi non chauffée et cela presque pour tous les positions de l'ouverture. Cependant, la taille et la position de

l'ouverture n'ont aucun effet sur la valeur minimale de la vitesse qui garde une valeur constante pour tous les cas étudiés.

3. Evolution de la vitesse verticale à différents niveaux entre l'entrée et la sortie du canal.

L'étude de la vitesse verticale dans le canal, à différents niveaux, nous permet de déterminer l'évolution de cette dernière entre l'entrée et la sortie du canal ainsi que la variation de la longueur de la zone de recirculation.

Nous allons présenter, dans ce qui suit, une étude dans laquelle nous diviserons le canal en plusieurs parties égales (niveaux) (voir figure III.10) ; ensuite, nous représenterons la vitesse verticale sur chaque niveau y , pour les différentes tailles et positions de l'ouverture.

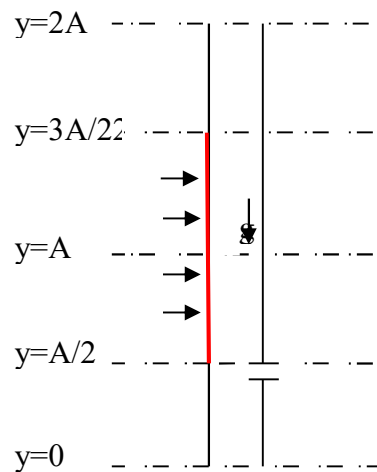
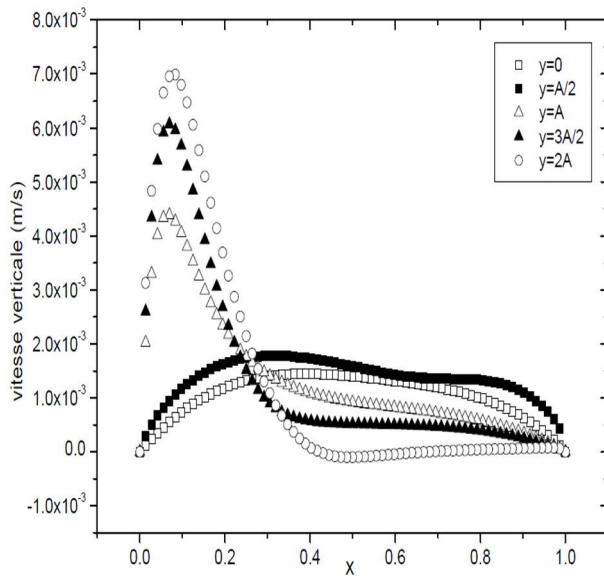
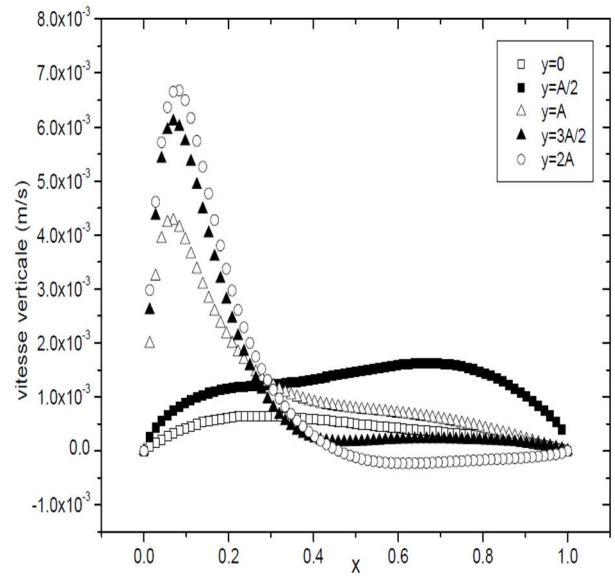


Figure III.10. Schéma représentant les niveaux sélectionnés pour étudier l'évolution de la vitesse verticale dans le canal.

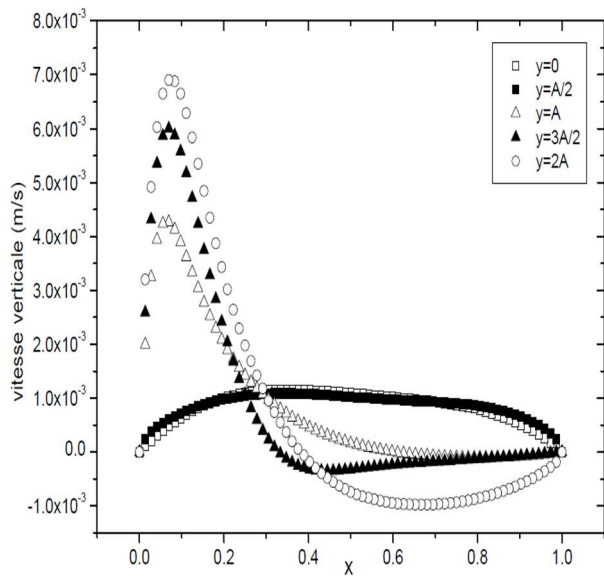
3.1. Cas où l'ouverture est placée sous la zone chauffée du canal.



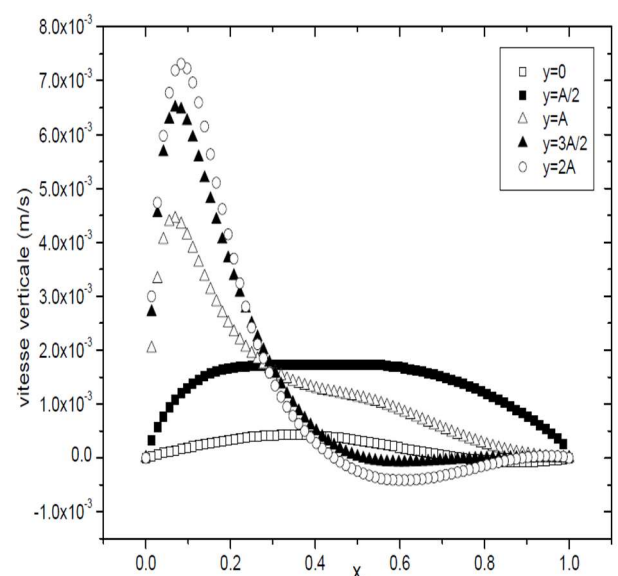
(a) Ouverture de taille $L=b/3$



(b) Ouverture de taille $L=2b/3$



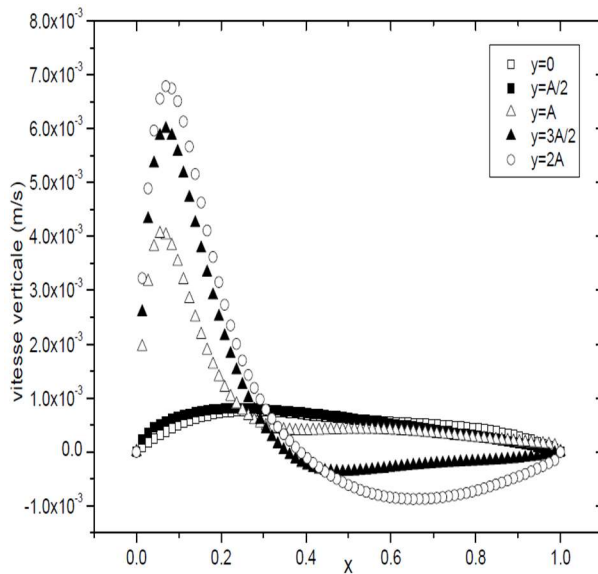
(c) Ouverture de taille $L=b$



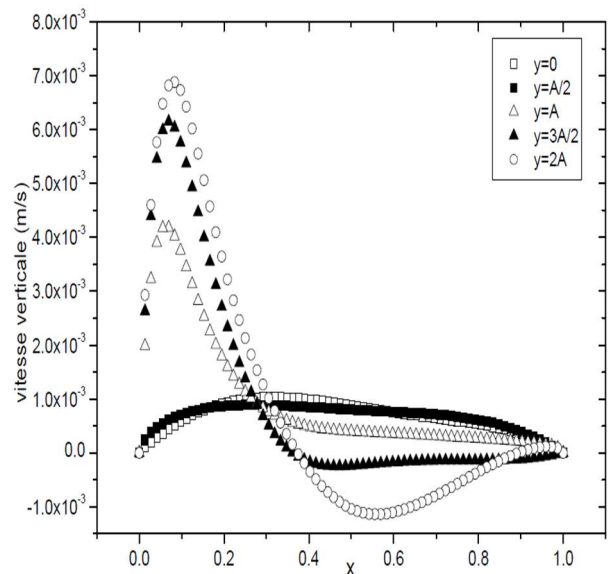
(d) Ouverture de taille $L=4b/3$

Figure III.11. Profils de la vitesse verticale à différents niveaux et pour les tailles de l'ouverture (a), (b), (c) et (d) placée sous la zone chauffée du canal.

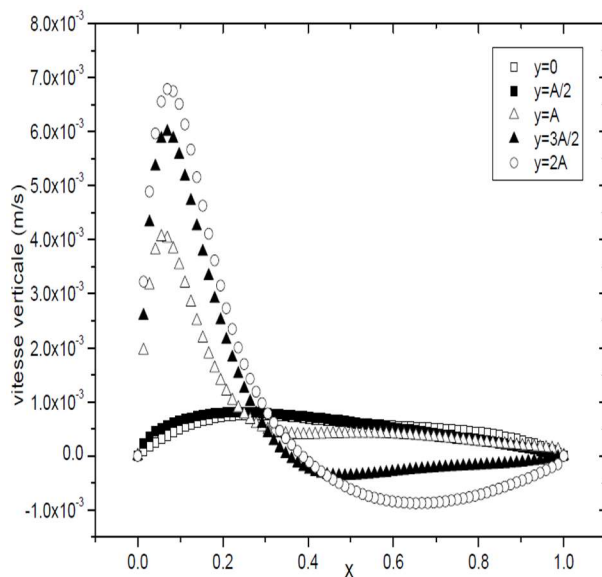
3.2. Cas où l'ouverture est placée au milieu du canal.



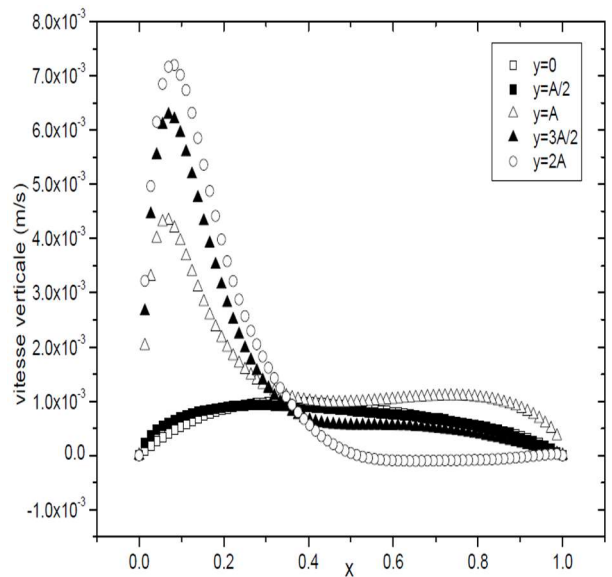
(a) Ouverture de taille $L=b/3$



(b) Ouverture de taille $L=2b/3$



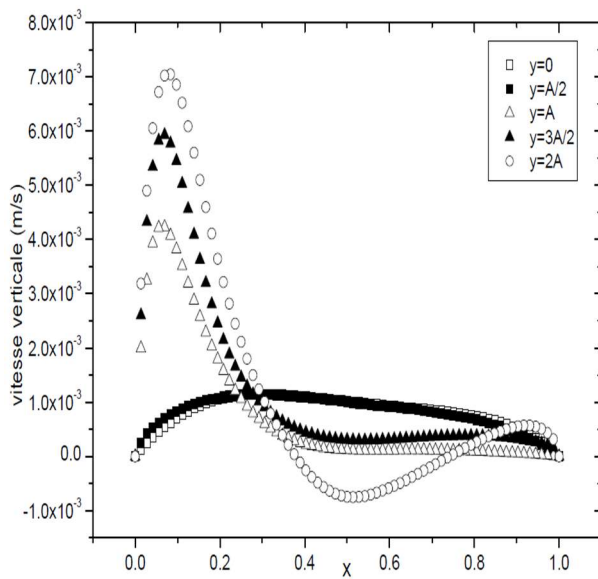
(c) Ouverture de taille $L=b$



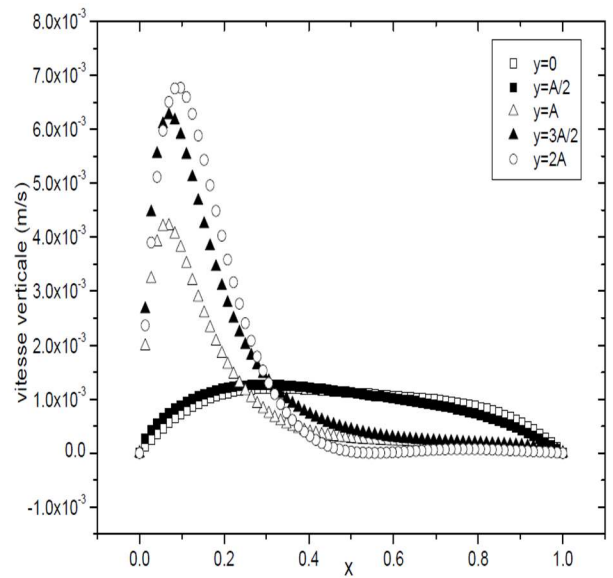
(d) Ouverture de taille $L=4b/3$

Figure III.12. Profils de la vitesse verticale à différents niveaux et pour les tailles de l'ouverture (a), (b), (c) et (d) placée au milieu du canal.

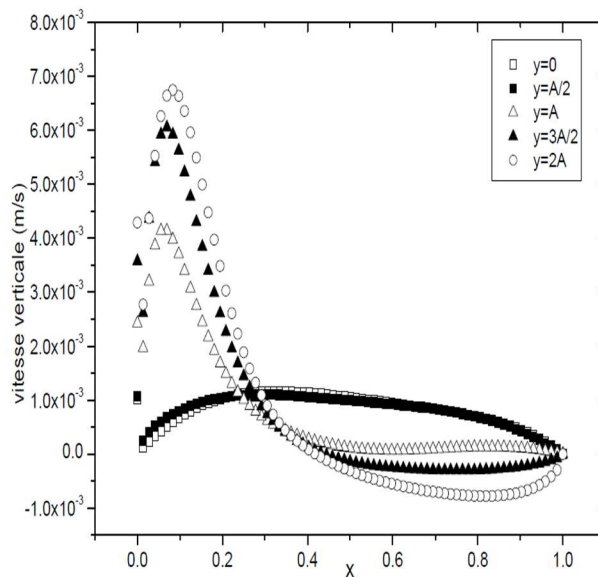
3.3. Cas où l'ouverture est placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal.



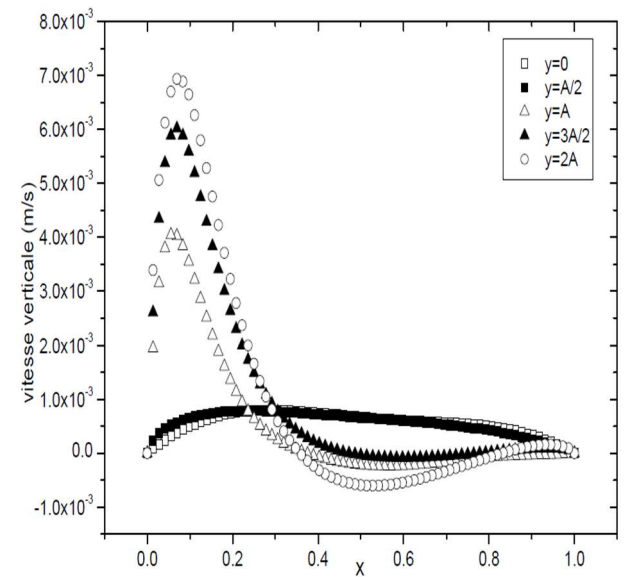
(a) Ouverture de taille $L=b/3$



(b) Ouverture de taille $L=2b/3$



(c) Ouverture de taille $L=b$



(d) Ouverture de taille $L=4b/3$

Figure III.13. Profils de la vitesse verticale à différents niveaux et pour les tailles de l'ouverture (a), (b), (c) et (d) placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal.

Les figures (III.11, III.12, III.13) représentées ci-dessus permettent de mieux voir l'évolution de la vitesse verticale dans un canal plan chauffé de façon asymétrique et ventilé d'une manière secondaire sur sa paroi non chauffée. En effet, on peut voir sur toutes les figures que le mouvement du fluide venant de l'extérieur, et s'écoulant à travers l'entrée du canal vers la sortie, prend un profil de type couche limite à partir du moment où on atteint la plaque chauffante. On remarque également qu'il y a une augmentation de la vitesse allant de la partie inférieure vers la partie supérieure du canal. Cette observation est valable quelles que soient la taille et l'emplacement de l'ouverture.

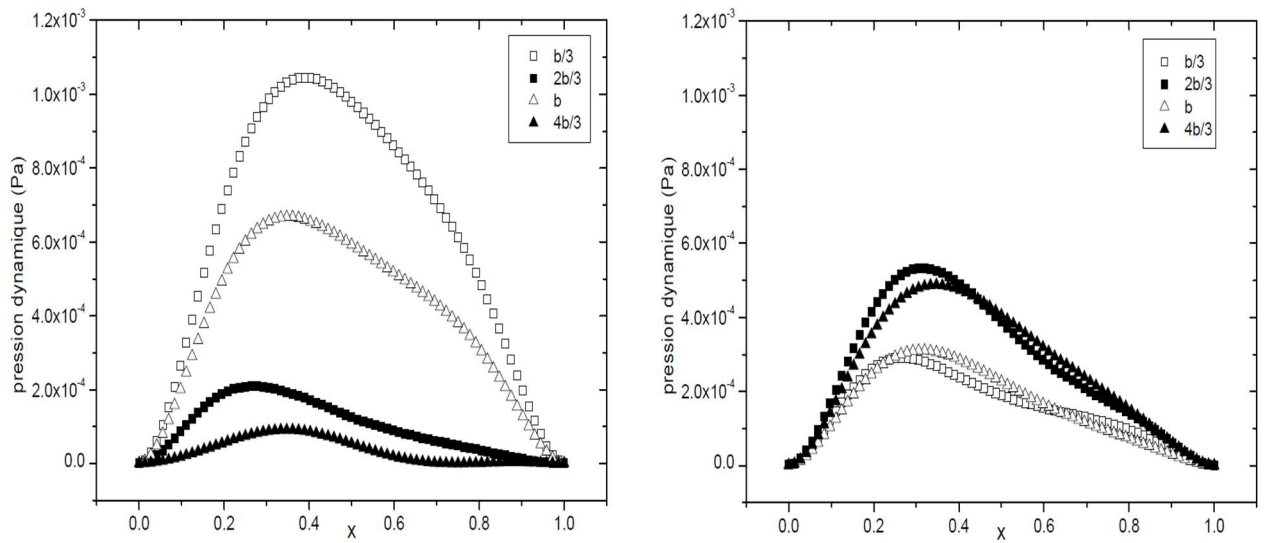
Ainsi, lorsqu'il existe une zone de recirculation, l'emplacement de l'ouverture a pour rôle soit de minimiser sa longueur de pénétration soit d'alimenter la zone de recirculation en fluide froid. Ce constat est visible sur les figures (III.11, III.12, III.13), où la longueur de la zone de recirculation peut avoir une profondeur allant jusqu'à l'extrémité supérieure de la plaque chauffée.

4. Effet de l'ouverture sur la pression dynamique à l'entrée et à la sortie du canal.

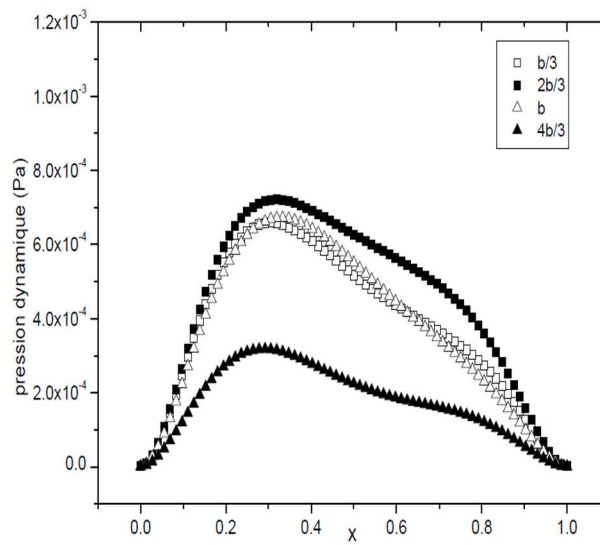
Dans cette partie, on s'intéresse à illustrer le champ de la pression dynamique à l'entrée et à la sortie du canal. Les résultats obtenus montrent l'influence de la taille et la position de l'ouverture sur ce paramètre.

Nous avons décidé de réaliser cette étude puisque, à cause de la difficulté de la simulation réduite au seul canal, l'approche du couplage de l'écoulement dans le canal et son environnement extérieur permet de déterminer les profils de pression aux interfaces basse et haute du canal entraînant ainsi la fermeture du problème. Notons également que, cette étude est nécessaire pour connaître le sens de l'écoulement et la répartition des débits.

Nous cherchons, dans ce qui suit, à déterminer l'influence apportée par la taille et la position de l'ouverture sur la pression dynamique à l'entrée et à la sortie du canal.

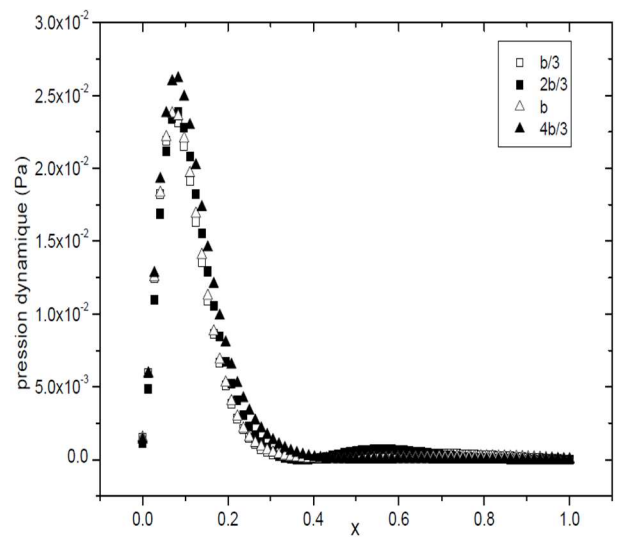
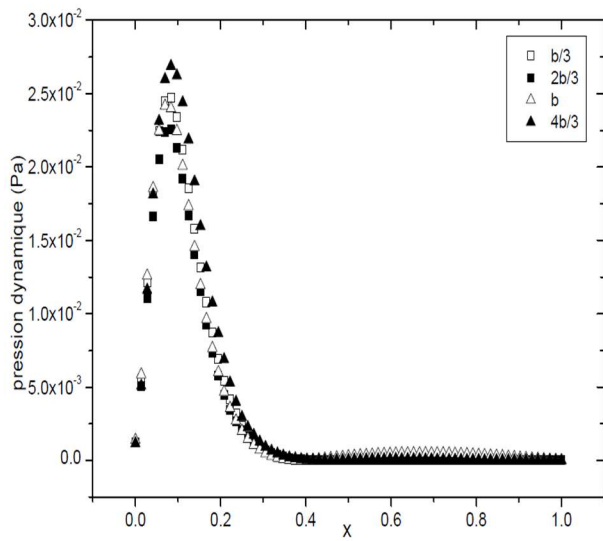


(a) Ouverture placée sous la zone chauffée du canal (b) Ouverture placée au milieu du canal

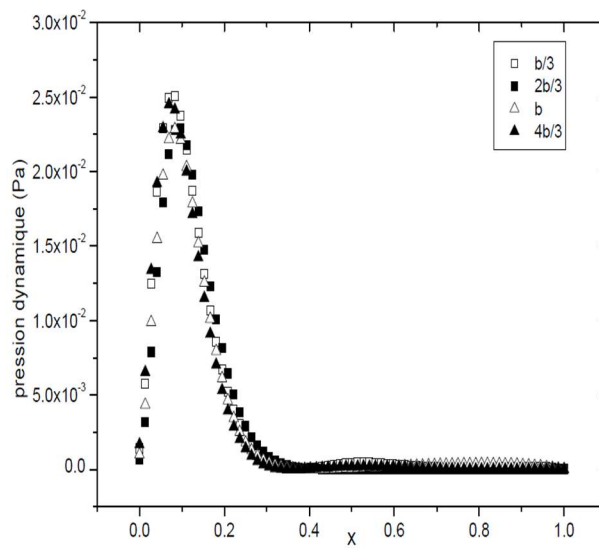


(c) Ouverture placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal

Figure III.14. Profils de la pression dynamique à l'entrée du canal pour différentes tailles et positions de l'ouverture (a), (b) et (c).



(a) Ouverture placée sous la zone chauffée du canal (b) Ouverture placée au milieu du canal



(c) Ouverture placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal

Figure III.15. Profils de la pression dynamique à la sortie du canal pour différentes tailles et positions de l'ouverture (a), (b) et (c).

On peut voir, sur les figures ci-dessus, que les conditions de pression dynamique obtenues à l'entrée et à la sortie du canal sont des conditions de type Bernoulli local (aux interfaces u : vitesse horizontale est nulle) et que l'allure générale de la variation de la pression dynamique est identique à celle de la vitesse verticale.

D'après la figure III.14, on peut voir que :

- la taille de l'ouverture, suivant son emplacement, entraîne une modification la courbe de la pression dynamique à l'entrée du canal ; et, pour une ouverture située sous la zone chauffée, la pression dynamique est maximale lorsque la ventilation du canal se fait par une taille de l'ouverture égale à $b/3$ et b (égale à l'épaisseur du canal) ; alors qu'une taille égale à $4b/3$ entraîne une réduction de la pression dynamique. Cette observation est similaire à celle concernant la vitesse verticale pour des tailles d'ouvertures $b/3$ et $4b/3$.

- pour un emplacement de l'ouverture au milieu du canal, la pression dynamique à l'entrée, avec des tailles de l'ouverture égales à $b/3$ et b , est inférieure à celles correspondants aux tailles $2b/3$ et $4b/3$. En plus, l'emplacement de l'ouverture au milieu du canal entraîne une réduction de la pression par rapport à celle obtenue pour un emplacement de l'ouverture dans la partie inférieure de ce dernier.

- la pression dynamique en entrée du canal est très faible pour une taille de l'ouverture égale à $4b/3$ placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal. Cependant, elle est quasi-constante si l'ouverture a des dimensions plus petites, et donc l'effet de l'ouverture pour des tailles allant de $b/3$ jusqu'à une valeur égale à l'épaisseur du canal est presque négligeable. Cette différence de pression est due au débit entrant par l'entrée du canal.

La figure III.15 montre le profil de la pression dynamique à la sortie du canal pour différentes tailles de l'ouverture. Cette figure montre clairement que :

- l'emplacement de l'ouverture en partie supérieure du canal entraîne une diminution de la pression pour toutes les tailles relativement aux autres positions.

- l'augmentation de la taille de l'ouverture entraîne une augmentation de la pression à la sortie du canal.

- le maximum (le pic) de pression est situé à la même abscisse adimensionnelle sur la largeur du canal. La zone de recirculation occupe également la même proportion de largeur dans le canal pour tous les emplacements étudiés.

III.4. Présentation des résultats du point de vue thermique.

1. Présentation des champs de température.

Nous nous intéressons, dans cette partie, à l'étude du champ de température à l'intérieur du canal en analysant les figures (III.16, III.17, III.18) représentant l'influence de la ventilation secondaire sur le transfert de chaleur.

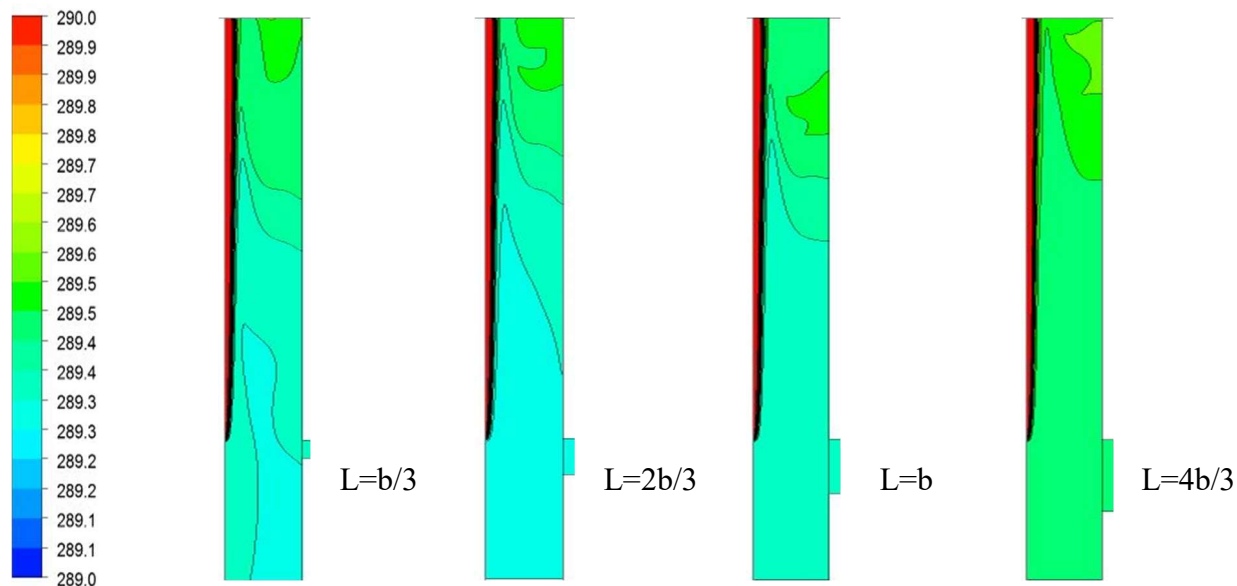


Figure III.16. Champs de température pour une ouverture placée sous la zone chauffée du canal avec des tailles égales à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$.

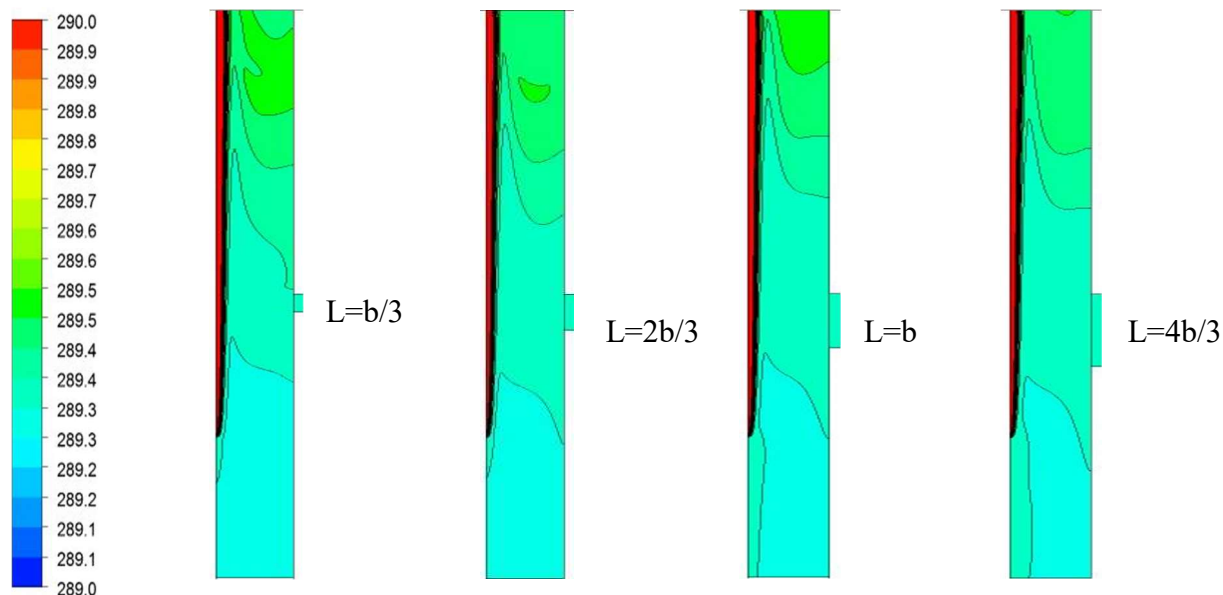


Figure III.17. Champs de température pour une ouverture placée au milieu du canal avec des tailles égales à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$.

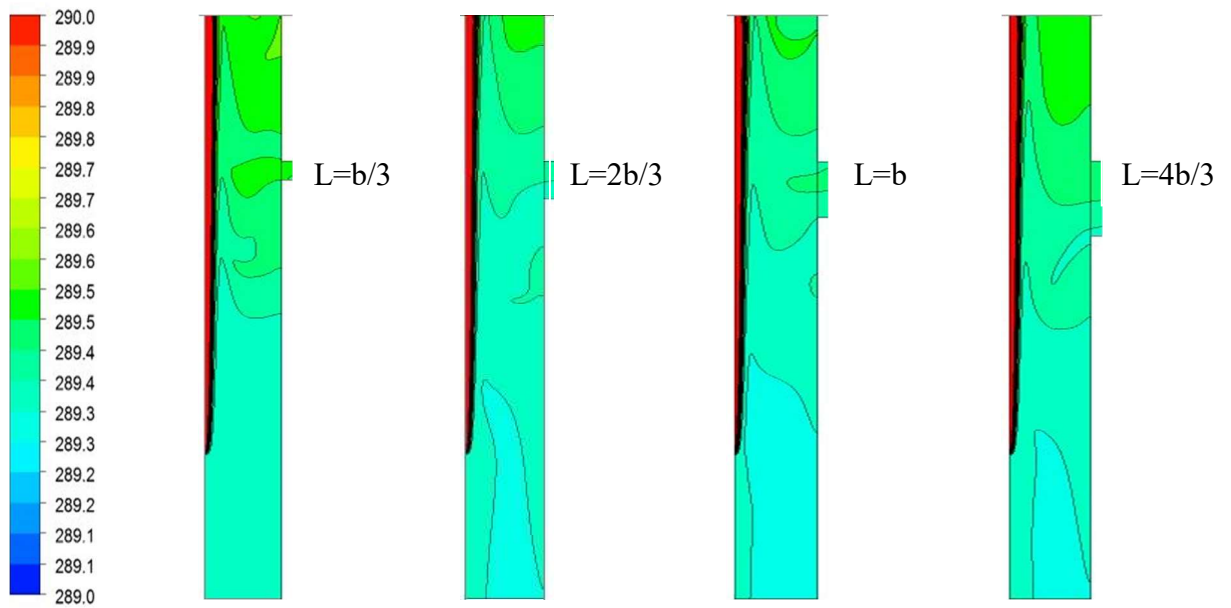


Figure III.18. Champs de température pour une ouverture placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal avec des tailles égales à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$.

On peut déduire, à travers l'analyse des figures, que l'emplacement et la taille de l'ouverture n'ont aucune influence sur la couche limite thermique.

Notons également que la présence de l'ouverture sous la zone chauffée du canal permet d'améliorer légèrement le transfert de chaleur lorsque celle-ci a une taille inférieure à la largeur du canal (par exemple $b/3$ et $2b/3$).

Par contre, une taille de l'ouverture supérieure à la largeur du canal entraîne une augmentation de la température. Ce constat peut être expliqué par l'effet de la stratification thermique et de l'emplacement de l'ouverture.

On peut remarquer également que la variation de la température dans le canal est bien visible sur toutes les figures et qu'elle augmente en allant du bas du canal vers le haut.

2. Effet de l'ouverture sur la température à la paroi chauffée.

Le choix d'analyser la variation de la température sur la paroi chauffée (dans le cas où le flux de chaleur est imposé), nous permet de prédire l'évolution de la température et le transfert de chaleur à l'intérieur du canal. C'est pourquoi, nous allons nous intéresser, dans ce qui suit, à l'analyse de l'effet de la position et de la taille de l'ouverture sur l'évolution de la température de la paroi chauffante (voir figure III.19). Notons également que cette analyse va nous permettre

de déterminer l'influence de la ventilation secondaire sur l'évolution des échanges de chaleur entre la paroi chauffante et le fluide.

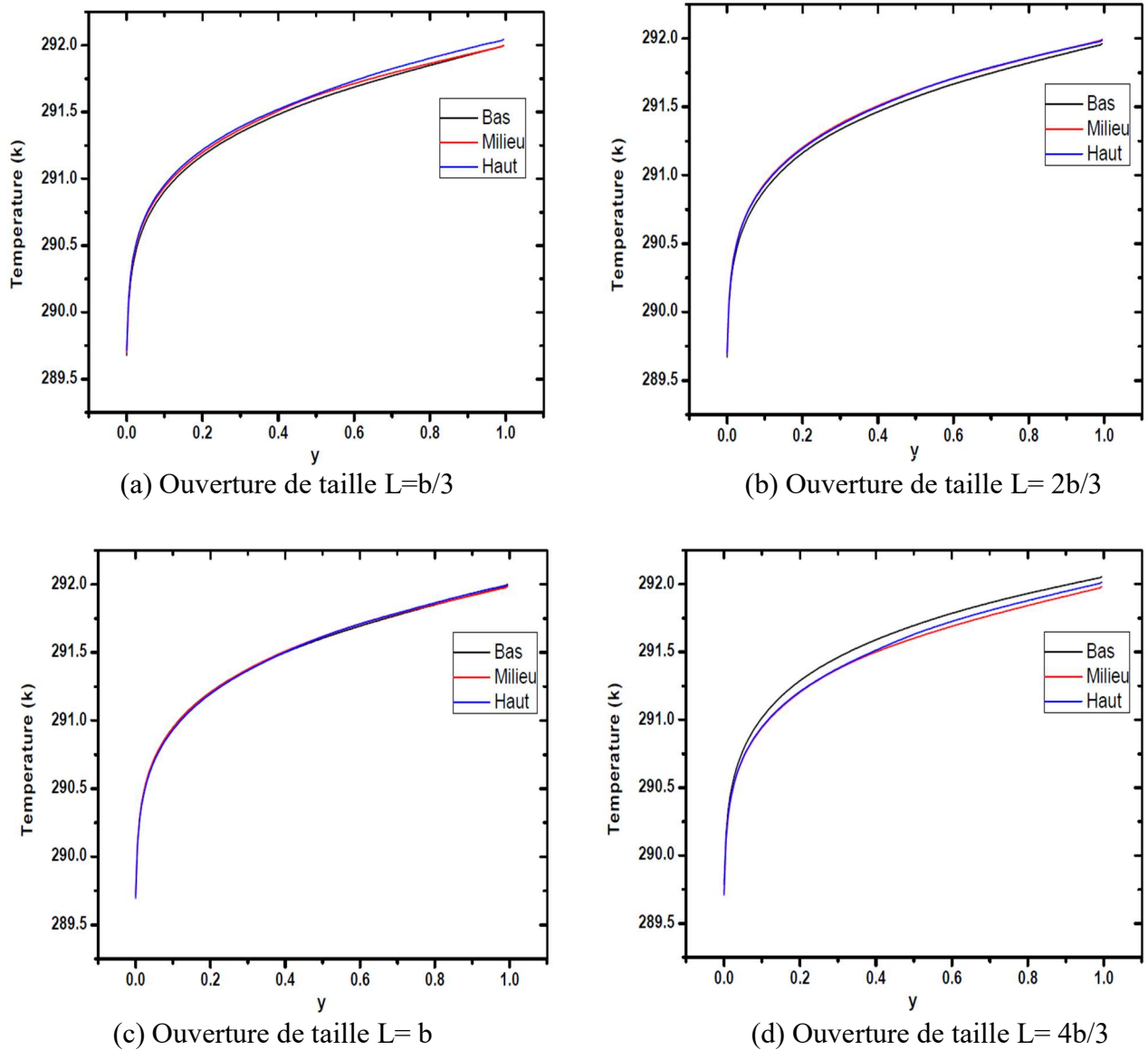


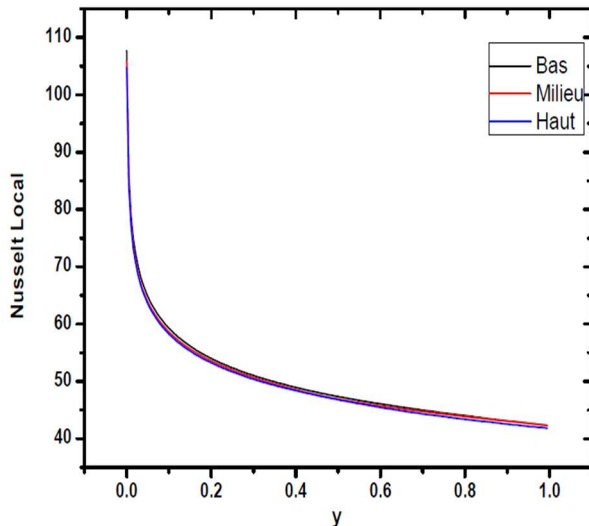
Figure III.19. Profils de la température à la paroi chauffée pour différentes positions et tailles de l'ouverture (a), (b), (c) et (d).

La figure III.19 montre l'évolution de la température à la paroi chauffée en fonction de la taille de l'ouverture ' L ', pour chaque emplacement étudié. On constate que l'évolution de la température, allant de l'extrémité inférieure jusqu'à l'extrémité supérieure de la plaque chauffante, est proportionnelle à la hauteur du canal. En effet, la température du fluide froid venant de l'entrée du canal augmentera dès que ce dernier entre en contact avec la plaque chauffante. Notons également que la position de l'ouverture sous la zone chauffée avec une grande taille entraîne une variation plus importante de la température à la paroi chauffée et ceci relativement aux deux autres positions.

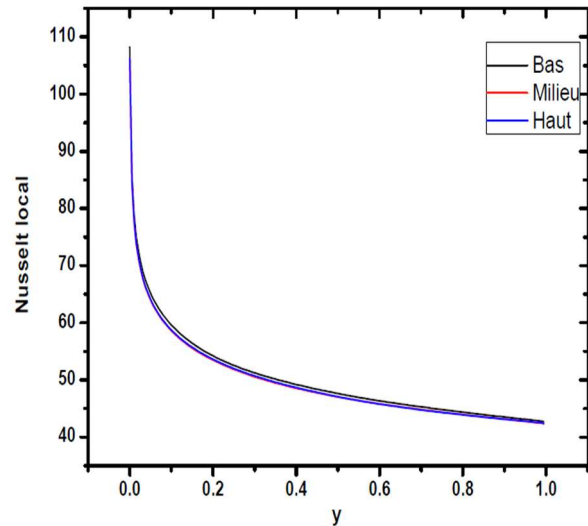
3. Effet de l'ouverture sur le nombre de Nusselt local à la paroi chauffée.

La figure III.20 représente l'évolution de la variation du nombre de Nusselt local à la paroi chauffée en fonction de l'emplacement et de la taille de l'ouverture. L'équation permettant de calculer le Nusselt local est la suivante :

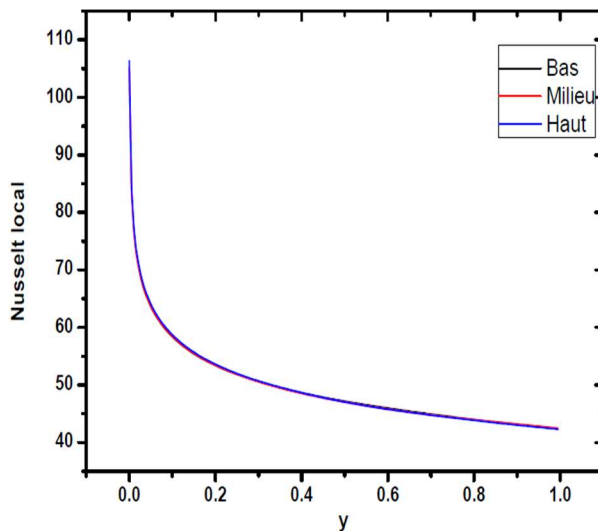
$$Nu = \frac{hA}{k} \quad , \quad h = \frac{1}{A} \int_{A/2}^{3A/2} \frac{q''}{(T_w - T_0)} dy$$



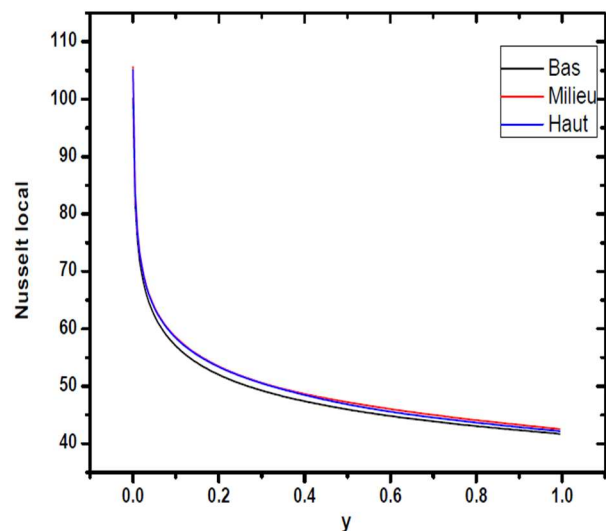
(a) Ouverture de taille $L=b/3$



(b) Ouverture de taille $L= 2b/3$



(c) Ouverture de taille $L= b$



(d) Ouverture de taille $L =4b/3$

Figure III.20. Profils de la variation du nombre de Nusselt local à la paroi chauffée pour différentes positions et tailles de l'ouverture (a), (b), (c) et (d).

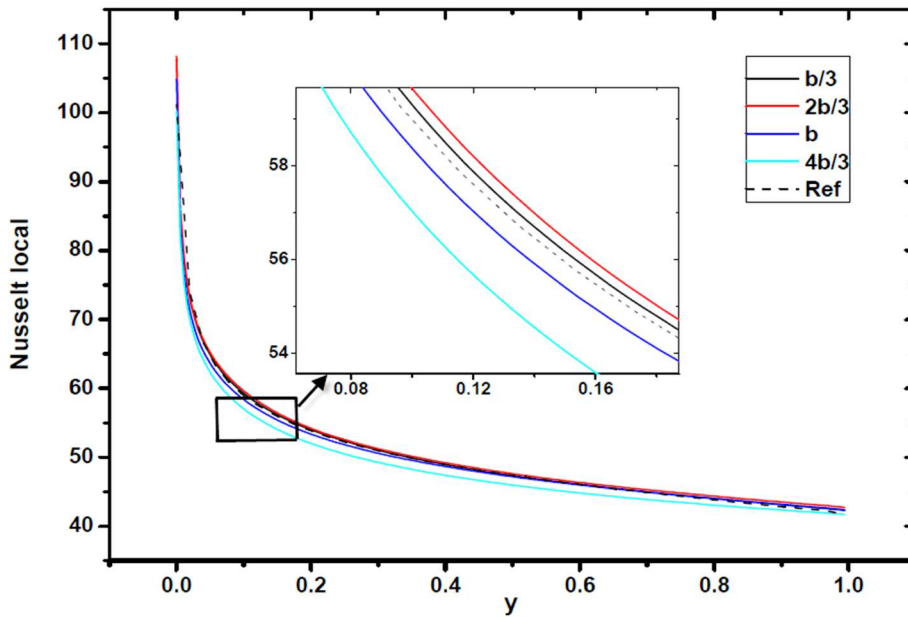


Figure III.21. Profils de la variation du nombre de Nusselt local à la paroi chauffée pour différentes tailles de l'ouverture placée sous la zone chauffée du canal comparés avec le cas sans ouverture.

On peut déduire à partir de la figure III.20, que le nombre de Nusselt ne varie pas avec l'emplacement de l'ouverture à la paroi chauffée pour des tailles de l'ouverture entre $b/3$ jusqu'à b .

Par ailleurs, une grande taille de l'ouverture avec un emplacement sous la zone chauffée du canal influe sur le transfert de chaleur. En effet, sur la figure III.21, qui montre l'évolution du nombre de Nusselt local à la paroi chauffée pour une ouverture placée sous la zone chauffée du canal (avec une comparaison au cas de référence : cas sans ouverture), on peut clairement voir que l'ouverture de taille égale $2b/3$ entraîne une augmentation du transfert de chaleur. Par contre, une ouverture supérieure à la largeur du canal entraîne une diminution du transfert de chaleur.

Rappelons que grâce aux parois du canal et à la couche limite thermique qui joue le rôle de moteur de l'écoulement, l'effet cheminé est mis en place. Ce constat est vérifié par [AZ86] dans leurs travaux. C'est le cas également de [GA14] qui l'a vérifié dans sa thèse de doctorat.

Par ailleurs, nous avons pu montrer que l'influence de l'ouverture sur le nombre de Nusselt local à la paroi chauffée est négligeable, lorsqu'on déplace la position de l'ouverture pour le rapport d'aspect $R_f=A/b$ du canal étudié ($R_f=5,2$).

4. Evolution de l'écart entre la température de la plaque chauffante et celle du fluide à l'intérieur du canal, pour différentes positions et tailles de l'ouverture.

Pour connaître l'évolution de la température au sein du canal, nous allons étudier l'échange thermique entre la plaque chauffante et le fluide à l'intérieur de ce dernier, en reprenant la procédure utilisée pour la vitesse verticale, c'est-à-dire à différents niveaux. Cette partie nous permettra de comprendre le comportement thermique du fluide au voisinage des deux plaques parallèles ainsi qu'à l'entrée et à la sortie du canal.

4.1. Cas où l'ouverture est placée sous la zone chauffée du canal.

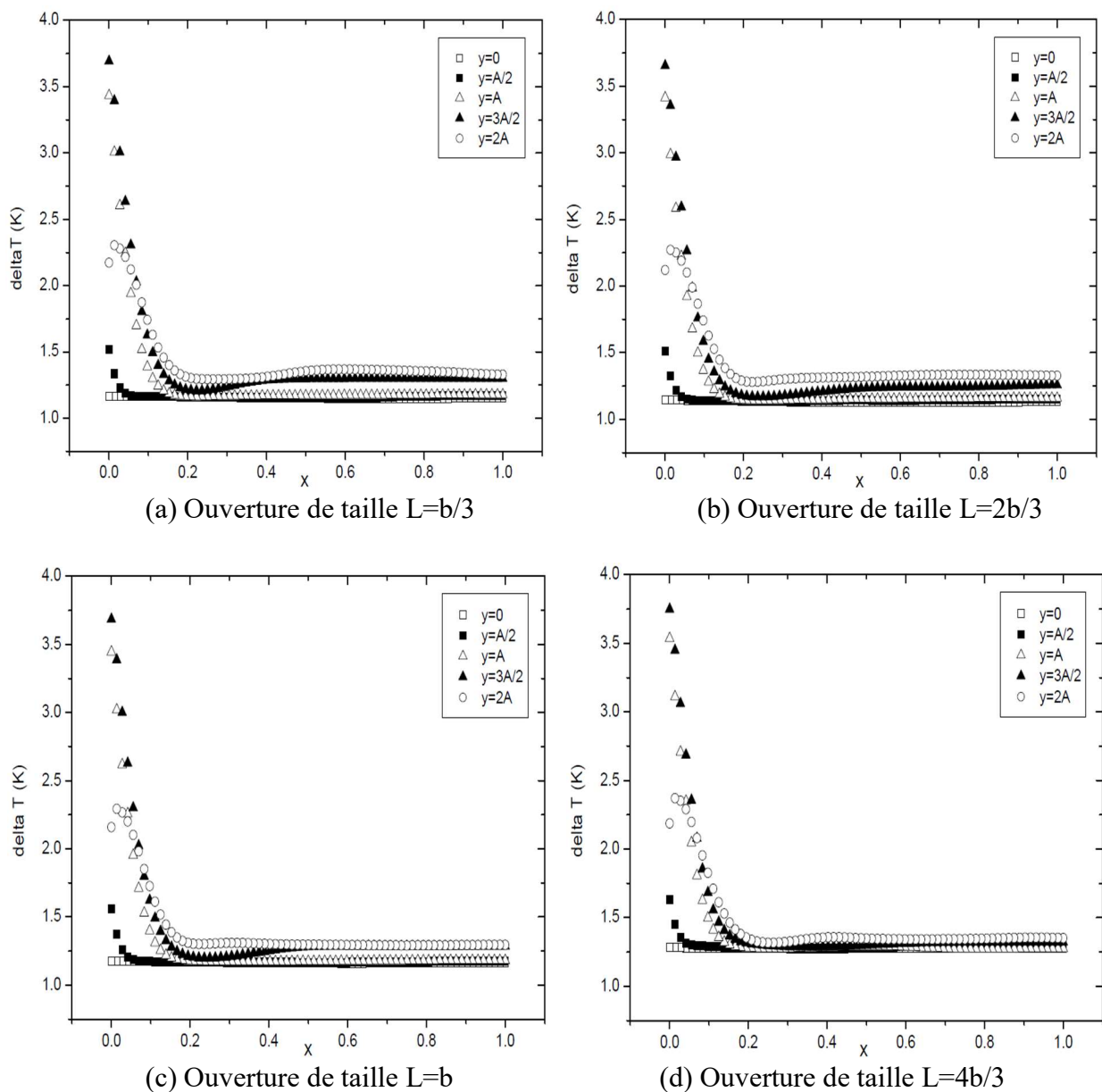
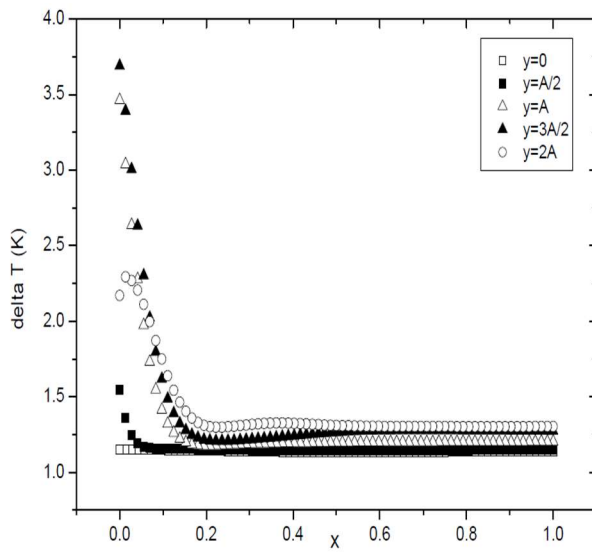
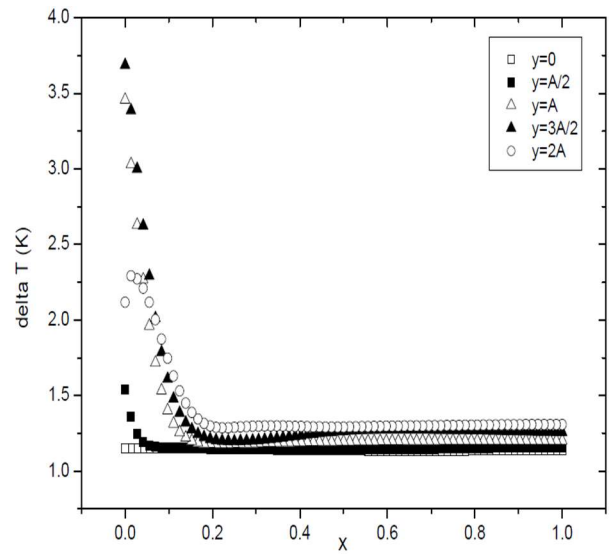


Figure III.22. Profils de l'écart de température à différents niveaux pour les tailles de l'ouverture (a), (b), (c) et (d) placée sous la zone chauffée du canal.

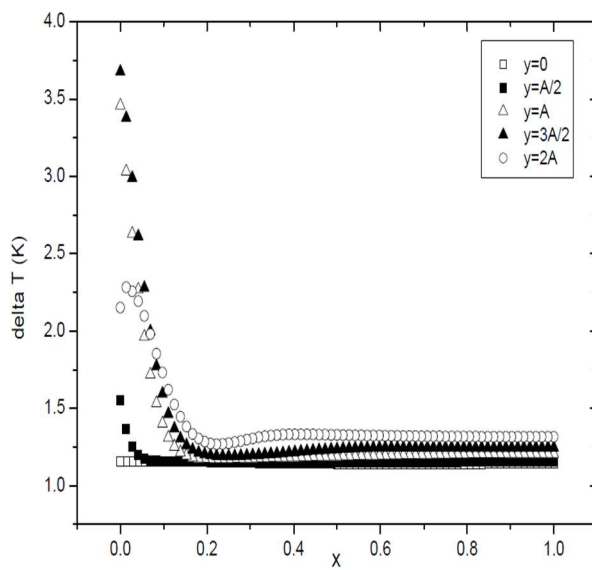
4.2. Cas où l'ouverture est placée au milieu du canal.



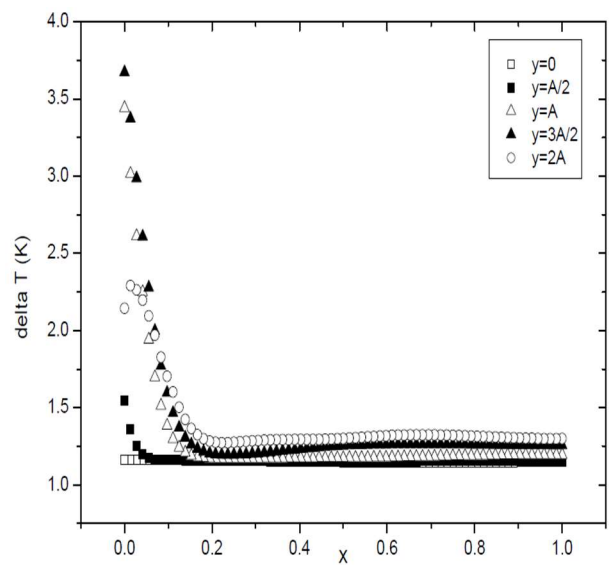
(a) Ouverture de taille $L=b/3$



(b) Ouverture de taille $L=2b/3$



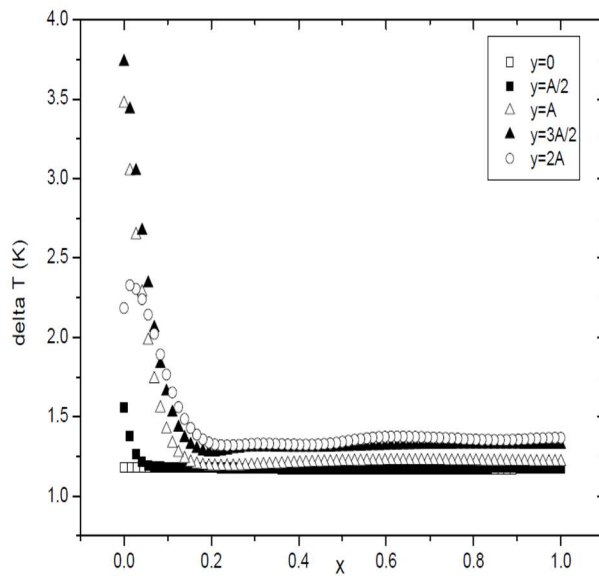
(c) Ouverture de taille $L=b$



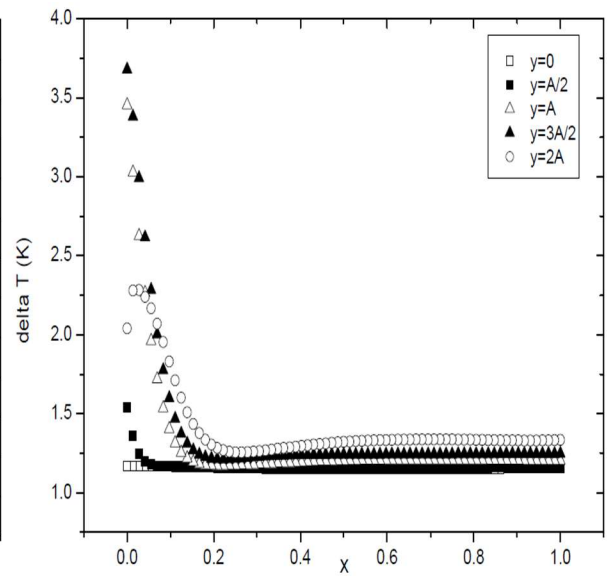
(d) Ouverture de taille $L=4b/3$

Figure III.23. Profils de l'écart de température à différents niveaux pour les tailles de l'ouverture (a), (b), (c) et (d) placée au milieu du canal.

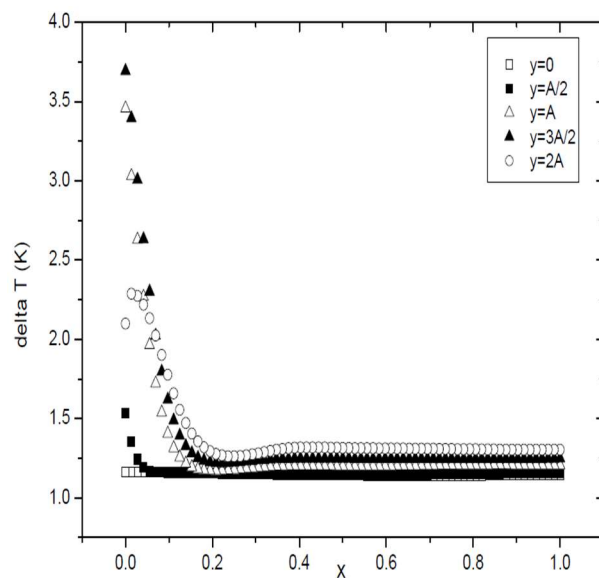
4.3. Cas où l'ouverture est placée en partie supérieure la zone chauffée du canal.



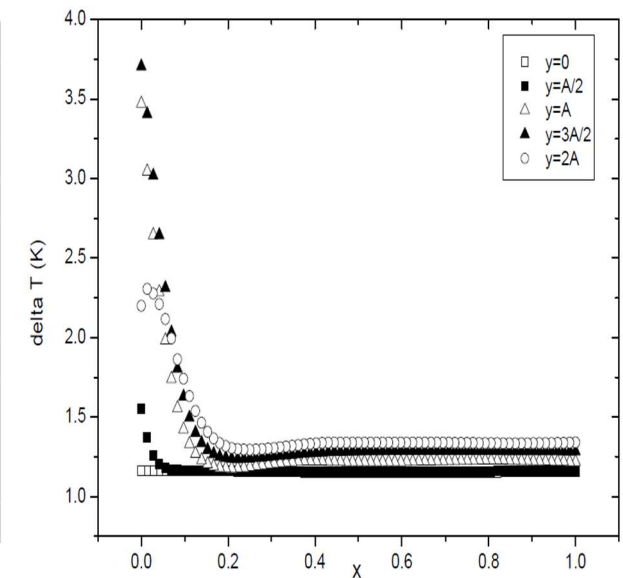
(a) Ouverture de taille $L=b/3$



(b) Ouverture de taille $L=2b/3$



(c) Ouverture de taille $L=b$



(d) Ouverture de taille $L=4b/3$

Figure III.24. Profils de l'écart de température à différents niveaux pour les tailles de l'ouverture (a), (b), (c) et (d) placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal.

Les figures III.22, III.23, et III.24 montrent l'écart entre la température de la plaque chauffante et celle du fluide à l'intérieur du canal. On représente, sur ces figures, l'évolution de la température le long du canal, tenant compte de l'influence de la taille et de la position de l'ouverture.

On peut déduire, à travers l'analyse de ces figures, que :

- le fluide à l'intérieur du canal, en allant de l'entrée du canal vers la sortie, se comporte de la même façon en température pour tous les emplacements et tailles de l'ouverture. On peut conclure donc que l'emplacement et les tailles de l'ouverture n'ont aucune influence sur l'évolution de la température au sein du canal.
- la température décroît et se stabilise lorsqu'on s'éloigne de la couche limite thermique et le gradient maximal de la température est situé à l'extrémité supérieure de la plaque chauffée. Ce phénomène est expliqué par le fait que, dans un écoulement à flux de chaleur imposé, plus la hauteur du canal est importante et plus la température maximale au sein du canal est élevée.
- lorsque le fluide sort du canal, sa température maximale diminue. Cette diminution de la température est due aux échanges par convection entre le fluide et la paroi non chauffée au-dessus de la plaque chauffante.

5. Étude et analyse de la stratification thermique à l'intérieur du réservoir.

Il est nécessaire d'avoir numériquement une idée précise sur la façon dont la stratification thermique s'établit dans le réservoir et la façon avec laquelle elle peut interagir avec l'écoulement dans le canal. Cette partie permet de caractériser le champ thermique de l'écoulement dans le milieu extérieur et dans le canal. En effet, nous allons étudier, dans ce qui suit, l'effet de la position et de la taille de la ventilation secondaire sur le champ de température lorsque le canal est en interaction avec son milieu extérieur.

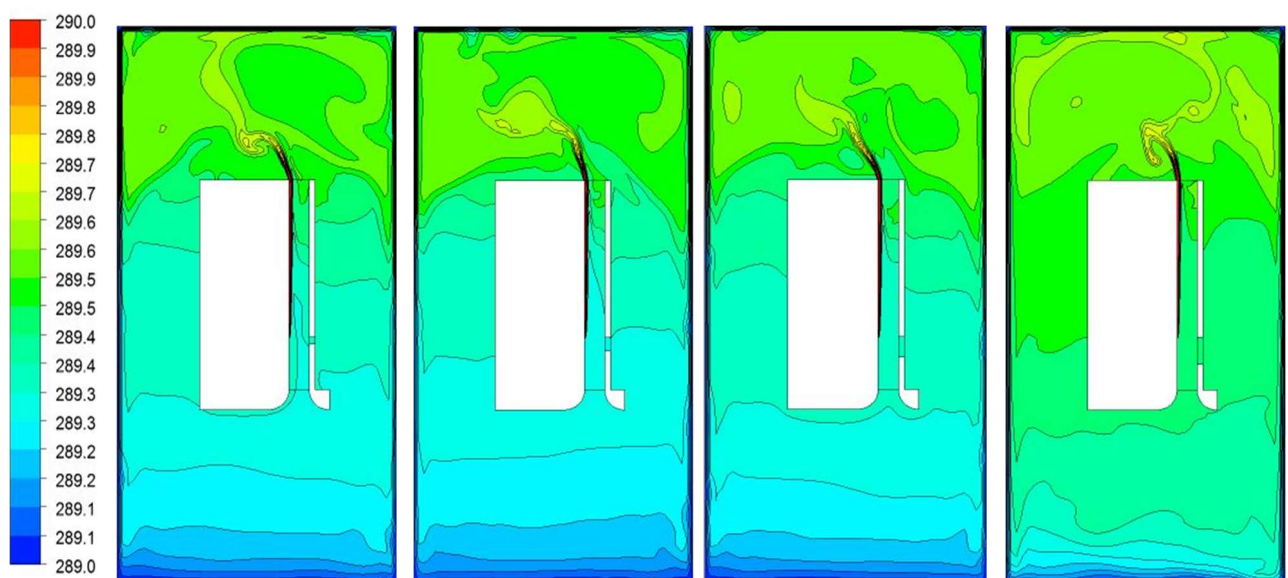


Figure III.25. Champs de température dans le réservoir pour une ouverture placée sous la zone chauffée du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$

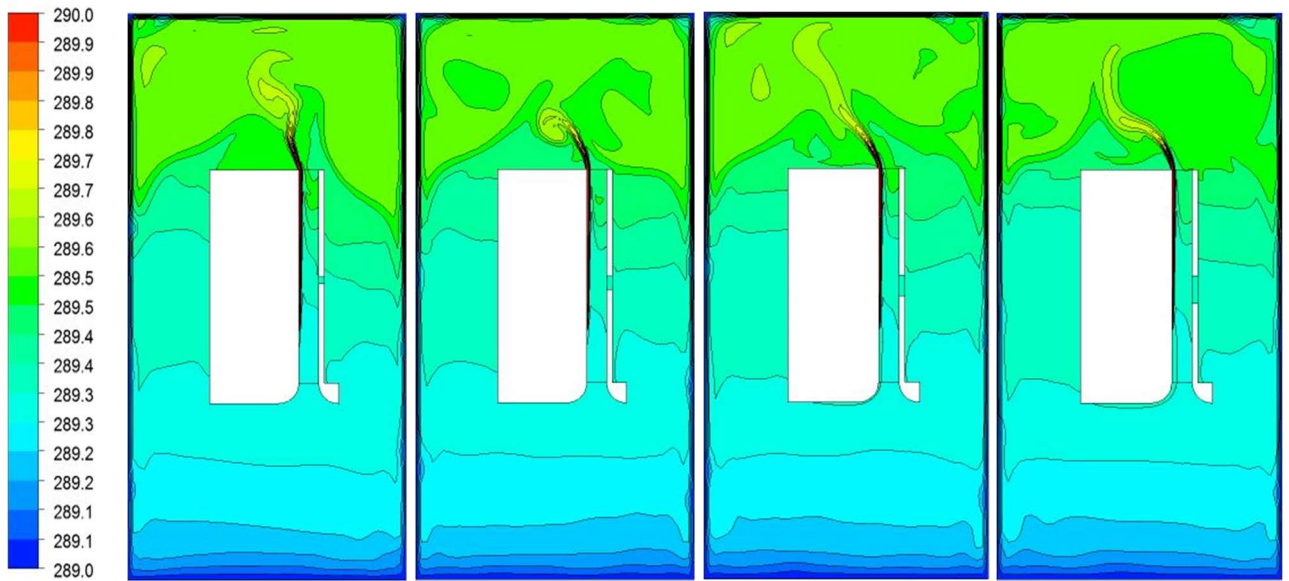


Figure III.26. Champs de température dans le réservoir pour une ouverture placée au milieu du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$.

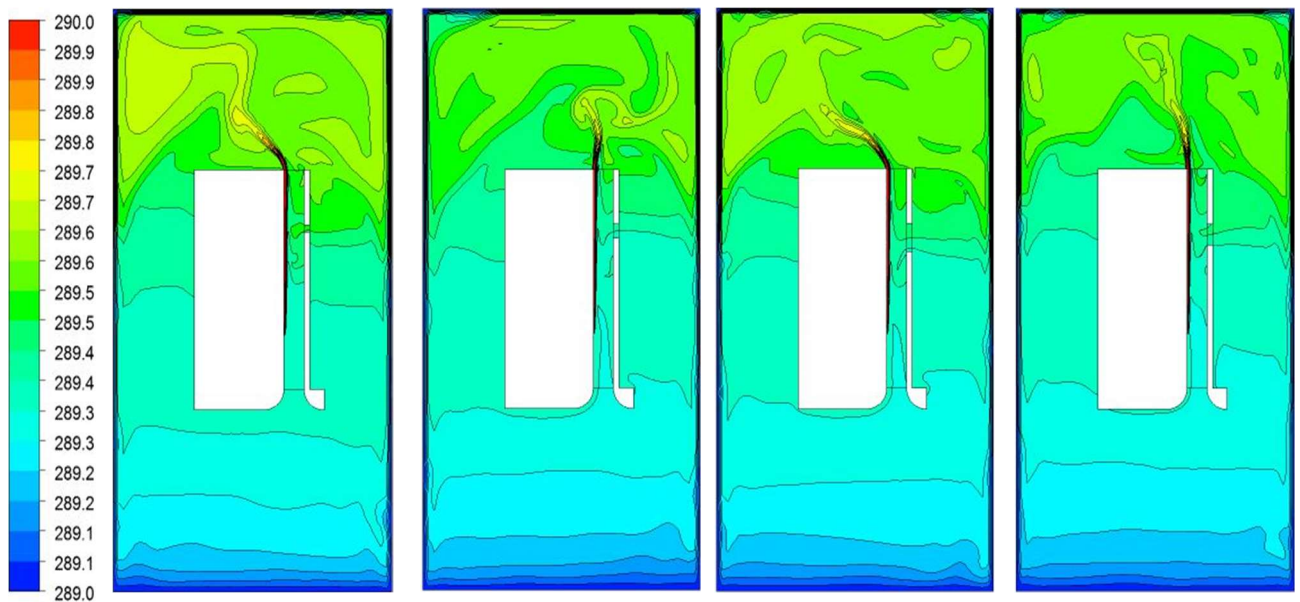


Figure III.27. Champs de température dans le réservoir pour une ouverture placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$.

La visualisation de la stratification thermique à l'intérieur de la cuve a été effectuée après $t = 30$ min. Cette stratification est illustrée dans les figures (III.25, III.26 et III.27) qui représentent le champ thermique dans la cuve. Nous pouvons observer une élévation maximale de température de l'ordre de 1°C à l'intérieur du canal.

Le fluide entre par la partie inférieure du canal et sort sous forme d'un jet thermique par la partie supérieure. Une couche limite thermique du côté de la paroi chauffée du canal est observée sur toutes les figures. Enfin, l'apparition de la stratification est due à l'interaction entre le jet thermique et l'environnement extérieur.

III.5. Conclusion.

Les résultats obtenus lors de cette étude peuvent se résumer comme suit :

- Pour favoriser le refroidissement du fluide à l'intérieur du canal, il faut choisir une ouverture qui permet de diminuer voire éliminer la zone de recirculation. Cette situation entraîne un meilleur transfert de chaleur entre le fluide provenant de l'entrée du canal et le fluide chauffé par la plaque. Dans notre travail, l'ouverture qui permet de réaliser cette condition est celle située au milieu du canal avec une taille égale à $4b/3$. En effet, l'augmentation de la taille de la ventilation secondaire pour un emplacement au milieu du canal entraîne une diminution de la zone de recirculation. Par contre, avec un emplacement en partie supérieure de la zone chauffée, l'augmentation de la taille de la ventilation alimente seulement la zone de recirculation.

- Pour une ouverture située dans la partie inférieure du canal, on peut réaliser les deux conditions d'amélioration du transfert de chaleur :

- * pour une taille de l'ouverture inférieure à l'épaisseur du canal, on obtient un refroidissement.

- * pour une taille de l'ouverture supérieure à l'épaisseur du canal, on obtient un préchauffage.

- L'emplacement de l'ouverture, jouant le rôle de ventilation secondaire dans la partie supérieure du canal, n'apporte aucune amélioration de transfert de chaleur, puisque cette position favorise l'écoulement retour du fluide et donc l'apparition de la recirculation.

En conséquence, l'emplacement de la ventilation au milieu du canal semble être la meilleure solution pour le refroidissement du canal en comparaison avec les deux autres emplacements. Par ailleurs, le refroidissement est important et significatif si une grande taille de la ventilation secondaire est choisie.

Chapitre IV

Étude de l'effet du rapport d'aspect du canal sur le transfert de chaleur en présence de la ventilation secondaire

Introduction.

Dans ce chapitre, nous utiliserons les résultats obtenus dans le troisième chapitre afin de déterminer l'influence du rapport d'aspect du canal, en présence d'une ventilation secondaire, sur le transfert de chaleur et la structure de l'écoulement, à travers l'analyse de la vitesse à l'entrée et à la sortie du canal, la variation des débits et les champs de températures.

IV.1. Présentation de la configuration.

Le canal plan vertical chauffé asymétriquement, utilisé dans cette partie du travail, a une épaisseur égale respectivement à $b/2$, b et $3b/2$. Il comporte également une ouverture, représentant la ventilation secondaire, de taille allant de $b/3$ jusqu'à $4b/3$ et placée respectivement sous la zone chauffée du canal, au milieu et enfin en partie supérieure de la zone chauffée.

Nous avons utilisé, pour cette étude, les mêmes conditions aux limites que la configuration de base étudiée dans la première partie de ce travail à savoir : un flux de chaleur imposé sur l'une des parois, une température du réservoir initialement fixée et les autres parois adiabatiques.

Nous nous intéressons, dans cette deuxième partie, à l'étude de l'influence du rapport d'aspect $R_f = \frac{A}{b}$, avec présence de l'ouverture, sur l'intensité du transfert de chaleur et la dynamique de l'écoulement.

Les rapports d'aspect étudiés (Figure IV.1) ont des valeurs égales à : $R_f = 10,4$, $R_f = 5,2$ et $R_f = 3,5$. Ces valeurs génèrent un écoulement laminaire avec respectivement : $Ra^* = 2,25 \cdot 10^6$, $Ra^* = 4,5 \cdot 10^6$ et $Ra^* = 6,75 \cdot 10^6$.

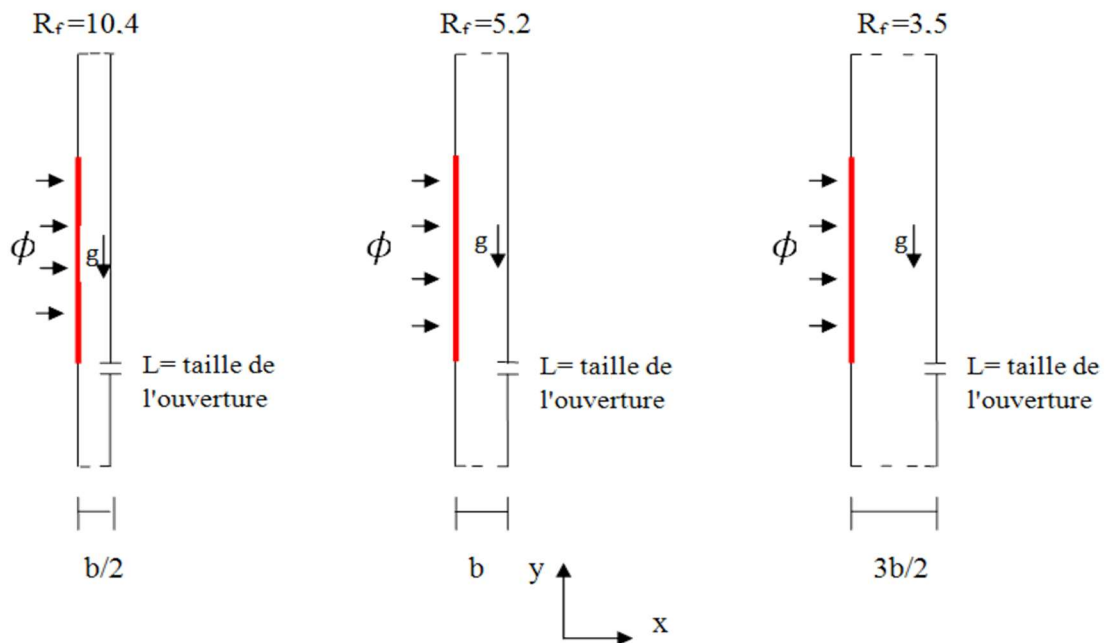


Figure IV.1. Schémas représentatifs du canal pour les différents rapports d'aspect étudiés.

IV.2. Présentation des résultats du point de vue dynamique.

1. Présentation des lignes de courant.

Dans cette partie, nous cherchons à étudier l'effet du rapport d'aspect R_f sur le champ dynamique dans le canal à travers l'analyse des résultats obtenus pour différentes tailles de l'ouverture et pour les trois positions sélectionnées.

1.1. Cas où l'ouverture est placée sous la zone chauffée du canal.

Les figures IV.2, IV.3 et IV.4 représentées ci-dessous montrent la structure de l'écoulement à l'intérieur du canal pour une ouverture placée sous la zone chauffée du canal et pour les trois rapport d'aspect considérés.

1.1.1 Rapport d'aspect $R_f=10,4$.

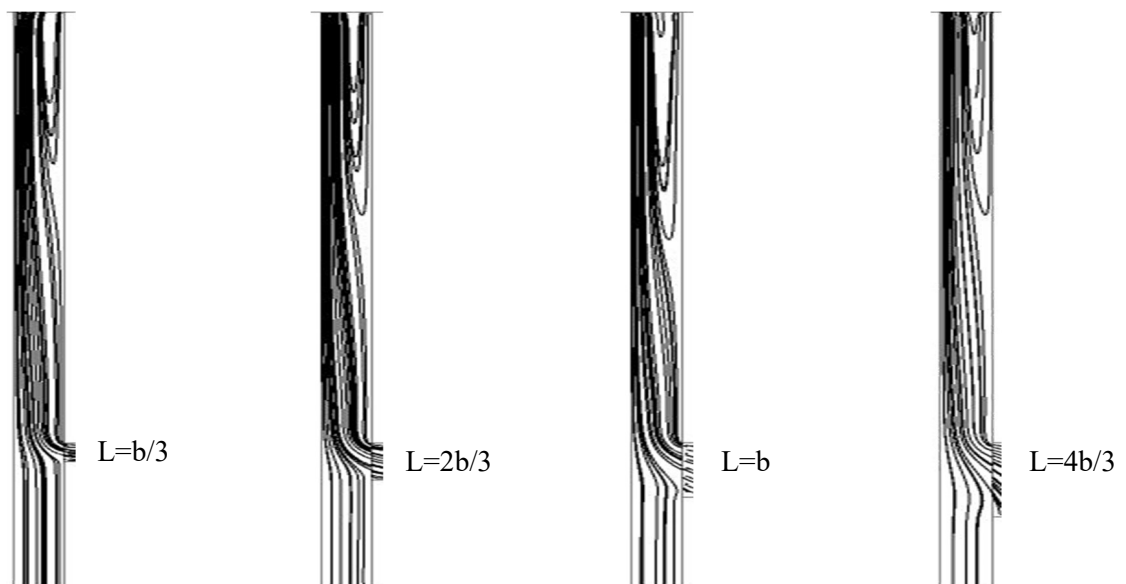


Figure IV.2. Lignes de courant pour $R_f=10,4$ et pour une ouverture placée sous la zone chauffée du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$.

1.1.2 Rapport d'aspect $R_f=5,2$.

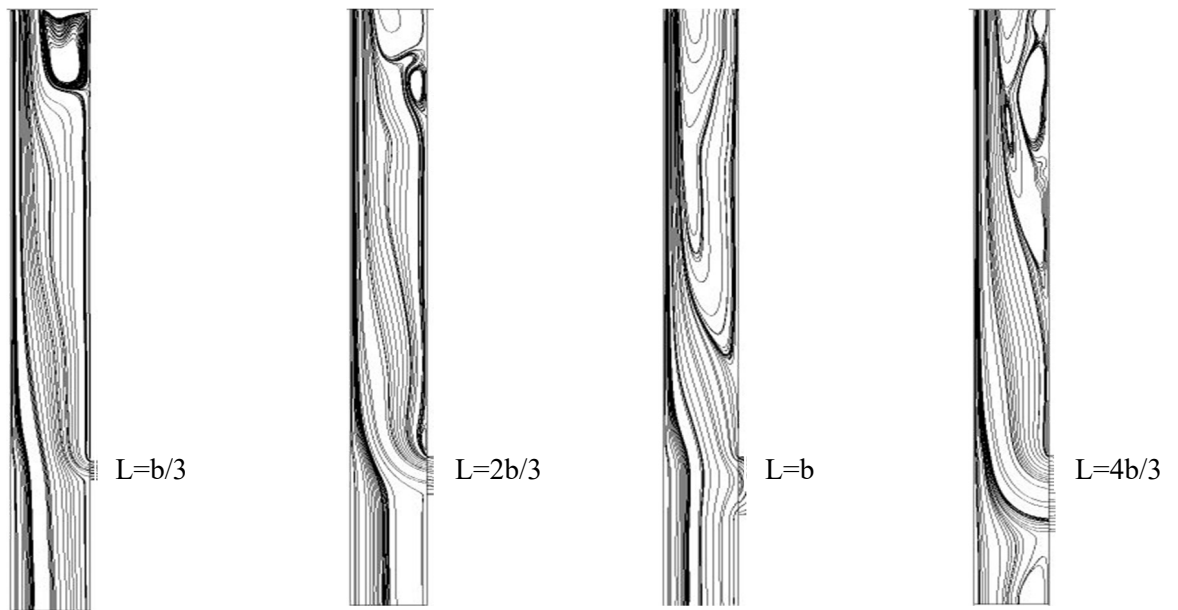


Figure IV.3. Lignes de courant pour $R_f=5,2$ et pour une ouverture placée sous la zone chauffée du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$.

1.1.3 Rapport d'aspect $R_f=3,5$.

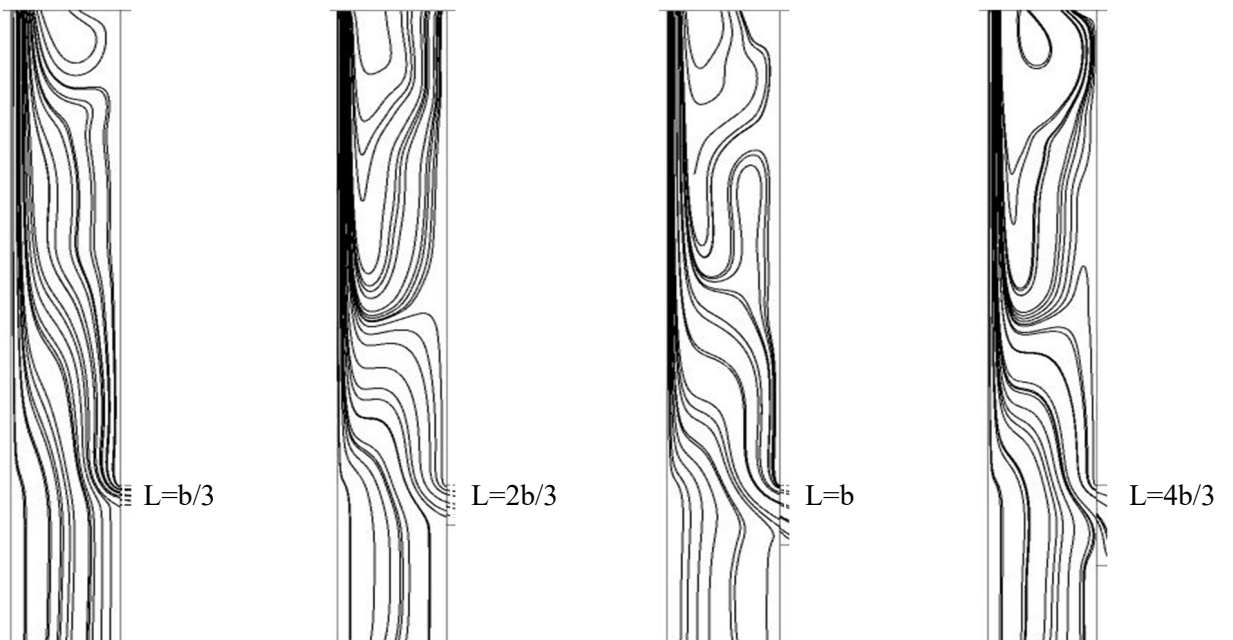


Figure IV.4. Lignes de courant pour $R_f=3,5$ et pour une ouverture placée sous la zone chauffée du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$.

Sur ces figures, la comparaison des lignes de courant, pour différents rapports d'aspect, montre toujours un écoulement de type couche limite, se développant le long de la paroi chauffée, alimentée par le fluide venant de l'entrée du canal et une zone de recirculation près de la paroi non chauffée provenant de la sortie du canal (écoulement retour).

On peut voir également que le rapport d'aspect du canal n'influe pas directement sur l'apparition ou la profondeur de la zone de recirculation ; par contre, la présence de l'ouverture a un effet important sur le débit à l'entrée du canal et sur la recirculation. Ainsi :

- Pour un rapport d'aspect du canal $R_f = 10,4$, on remarque que la présence de l'ouverture sous la zone chauffée entraîne une diminution du débit à l'entrée du canal. On constate également que la profondeur de la zone de recirculation augmente avec la taille de l'ouverture de $b/3$ jusqu'à une taille égale à b ; ce comportement est dû aux faibles valeurs du débit à l'entrée du canal. Alors que, pour une taille de l'ouverture égale à $4b/3$, la longueur de la zone de recirculation diminue à cause de l'augmentation de la quantité du fluide entrant par l'ouverture.
- La figure IV.3 présente les lignes de courant pour un rapport d'aspect égal $R_f = 5,2$. Sur cette figure, on remarque que le maximum de la recirculation est obtenu lorsque la taille de l'ouverture est égale à b . Une faible longueur de la zone de recirculation est également remarquée pour une taille de l'ouverture égale à $b/3$ et $2b/3$ à cause des valeurs importantes des débits qui traversent l'entrée du canal. Alors qu'une ouverture de taille égale à $4b/3$ entraîne une diminution du débit à l'entrée du canal en même temps la longueur de la zone de recirculation.
- La présence d'une ouverture sous la zone chauffée, pour un canal de rapport d'aspect égal à $R_f = 3,5$, n'a presque aucun effet sur la pénétration de la zone de recirculation sauf pour une ouverture de taille égale à $b/3$. En effet, on peut voir, sur la figure IV.4, que la zone de recirculation a une longueur presque constante pour des tailles égales à $2b/3$, b et $4b/3$, ceci est dû aux faibles débits à l'entrée du canal et à l'augmentation de la largeur de ce dernier. Alors que, pour une taille égale à $b/3$, la longueur de la zone de recirculation est faible à cause de la quantité importante du débit traversant l'entrée du canal.
En effet, nous savons que lorsque le débit traversant l'entrée du canal est important, la pénétration de la zone recirculation diminue obligatoirement.

1.2. Cas où l'ouverture est placée au milieu du canal.

Les figures IV.5, IV.6 et IV.7 représentées ci-dessous montrent la structure de l'écoulement à l'intérieur du canal pour une ouverture située au milieu de ce dernier et pour les trois rapports d'aspect considérés.

1.2.1 Rapport d'aspect $R_f=10,4$.

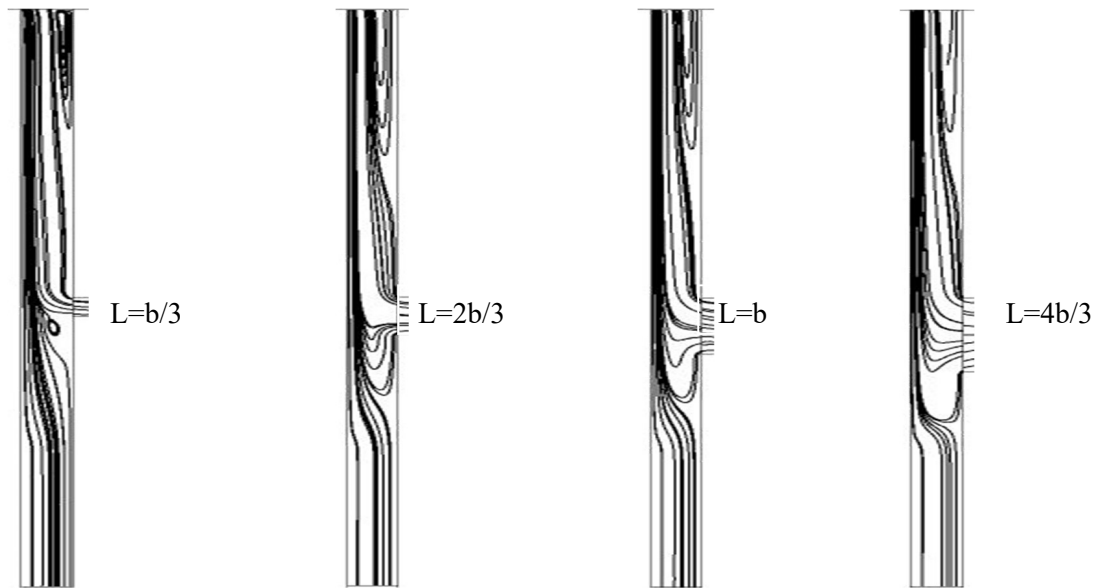


Figure IV.5. Lignes de courant pour $R_f=10,4$ et pour une ouverture placée au milieu du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$.

1.2.2 Rapport d'aspect $R_f=5,2$.

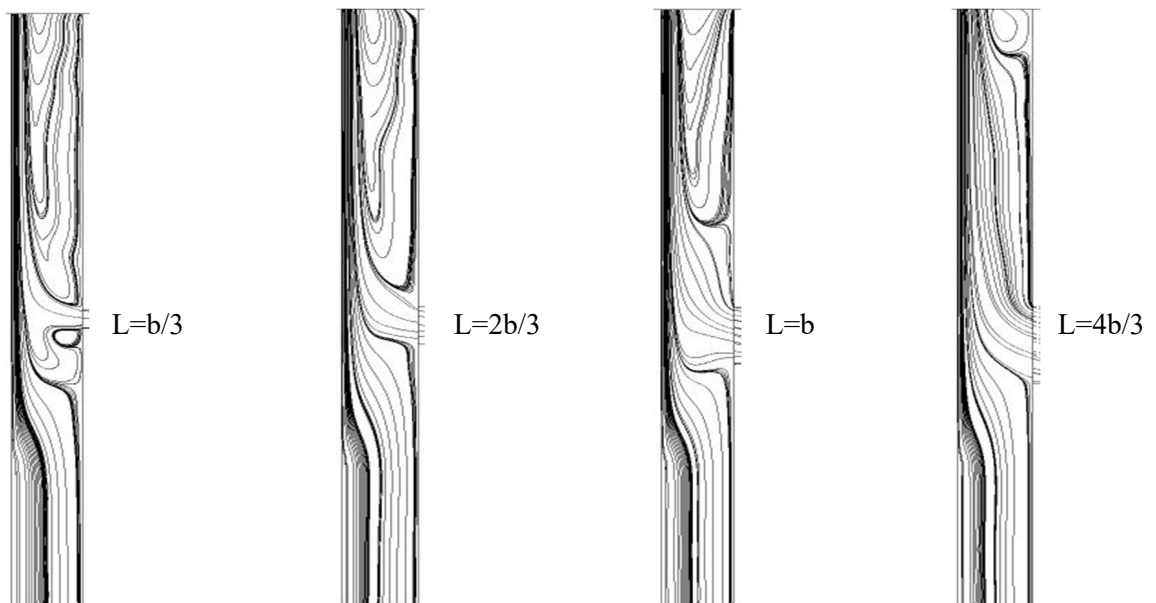


Figure IV.6. Lignes de courant pour $R_f=5,2$ et pour une ouverture placée au milieu du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$.

1.2.3 Rapport d'aspect $R_f=3,5$.

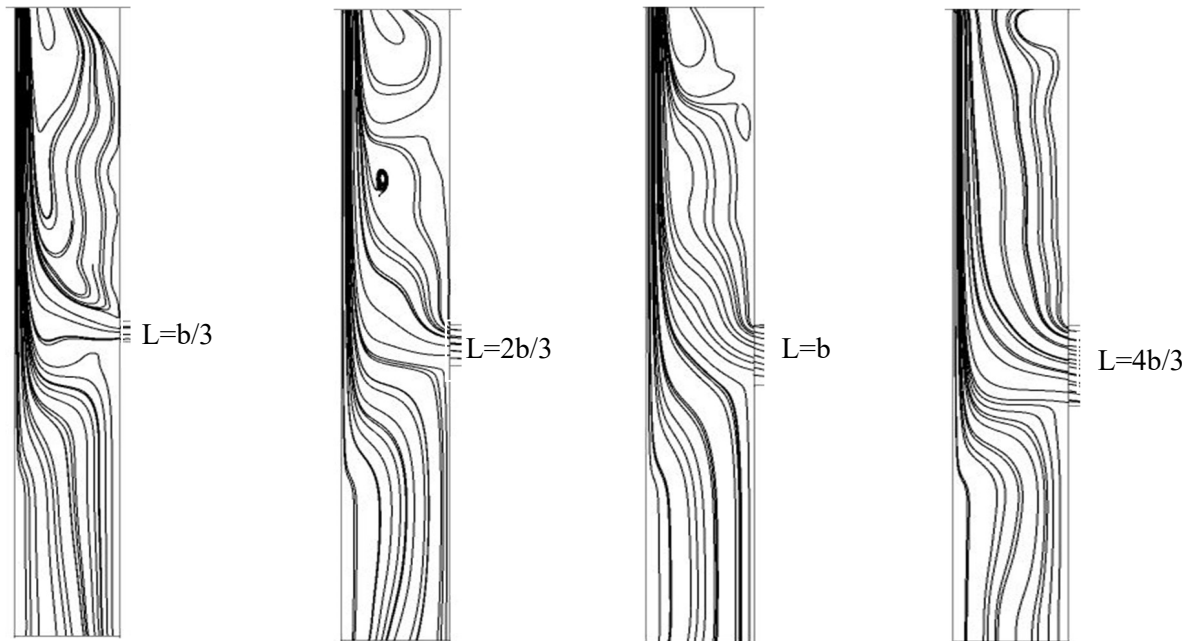


Figure IV.7. Lignes de courant pour $R_f=3,5$ et pour une ouverture placée au milieu du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$.

A travers l'analyse des résultats, on peut voir que, pour un emplacement de l'ouverture au milieu du canal avec un rapport d'aspect égal à $R_f=10,4$, la longueur de la zone recirculation est faible pour une taille égale à $b/3$, à cause du débit important passant par l'entrée du canal. L'augmentation de la taille de l'ouverture (à des valeurs égales à $2b/3$ et b) entraîne l'apparition d'une deuxième zone de recirculation (due au fluide entrant par l'ouverture) à un niveau situé au milieu de la plaque chauffante, ce qui génère une diminution du débit à l'entrée du canal et une augmentation de la longueur de la zone de recirculation en haut du canal. Cette situation est due au débit important entrant à travers l'ouverture (la ventilation secondaire). Et, pour une ouverture de taille égale à $4b/3$, la longueur de la deuxième zone de recirculation diminue et celle de la zone de recirculation à la sortie du canal augmente. Cette situation est causée par la diminution du débit entrant par l'ouverture. Par conséquent, la position de l'ouverture au milieu du canal, pour un rapport d'aspect $R_f = 10,4$, n'a pas pour effet de diminuer la longueur de la zone de recirculation ; au contraire, elle entraîne l'apparition d'une deuxième recirculation au milieu de la plaque chauffante.

D'après les deux figures (IV.6 et IV.7) montrant l'ouverture de la ventilation secondaire au milieu du canal avec un rapport d'aspect égal respectivement à $R_f=5,2$ et $R_f=3,5$, on peut voir que la pénétration de la zone de recirculation diminue lorsqu'on augmente la taille de l'ouverture. Par conséquent, l'impact de l'augmentation de la taille de la ventilation secondaire placée au milieu du canal sur la profondeur de la zone de recirculation en haut du canal devient important lorsque le rapport d'aspect du canal diminue (donc lorsque la largeur du canal augmente).

1.3. Cas où l'ouverture est placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal.

Les figures IV.8, IV.9 et IV.10 représentées ci-dessous montent la structure de l'écoulement à l'intérieur du canal pour une ouverture placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal et pour les trois rapports d'aspect considérés.

1.3.1 Rapport d'aspect $R_f=10,4$.

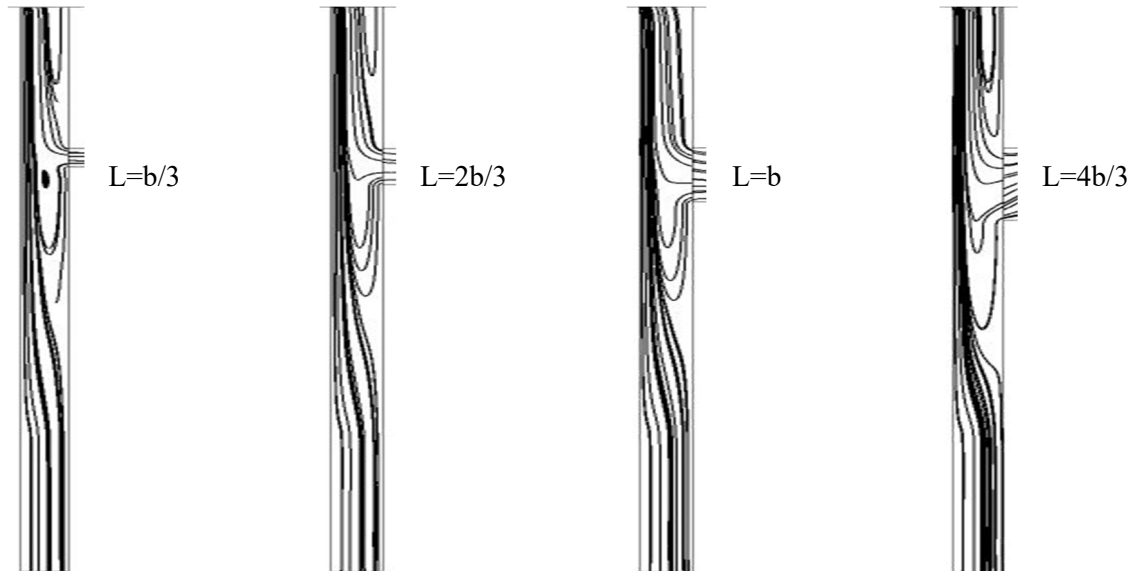


Figure IV.8. Lignes de courant pour $R_f=10,4$ et pour une ouverture placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$.

1.3.2 Rapport d'aspect $R_f=5,2$.

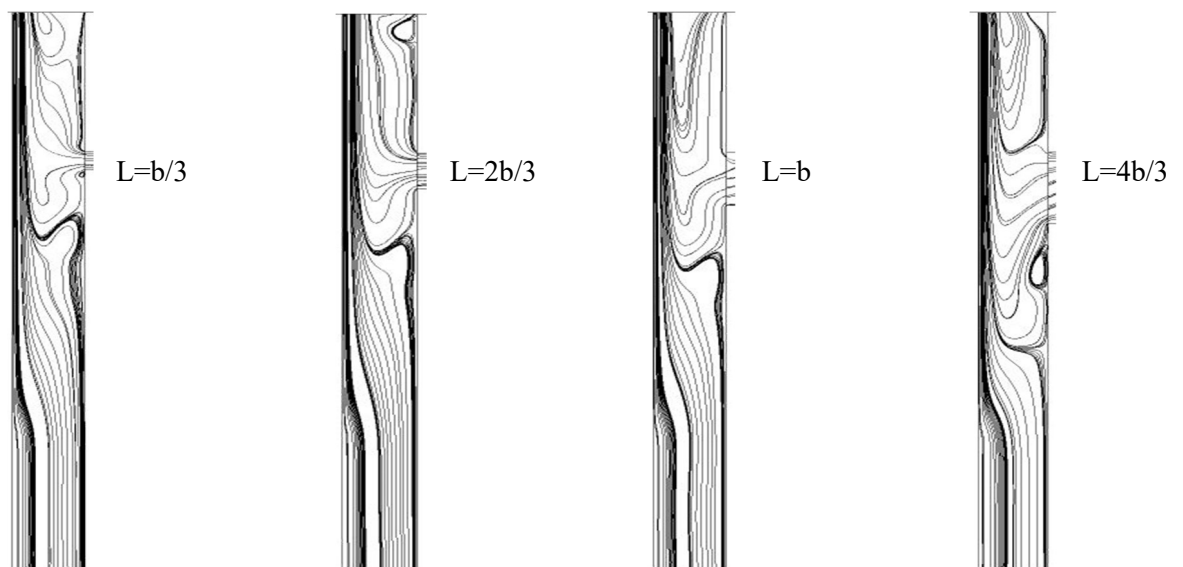


Figure IV.9. Lignes de courant pour $R_f=5,2$ et pour une ouverture placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$.

1.3.3 Rapport d'aspect $R_f=3,5$.

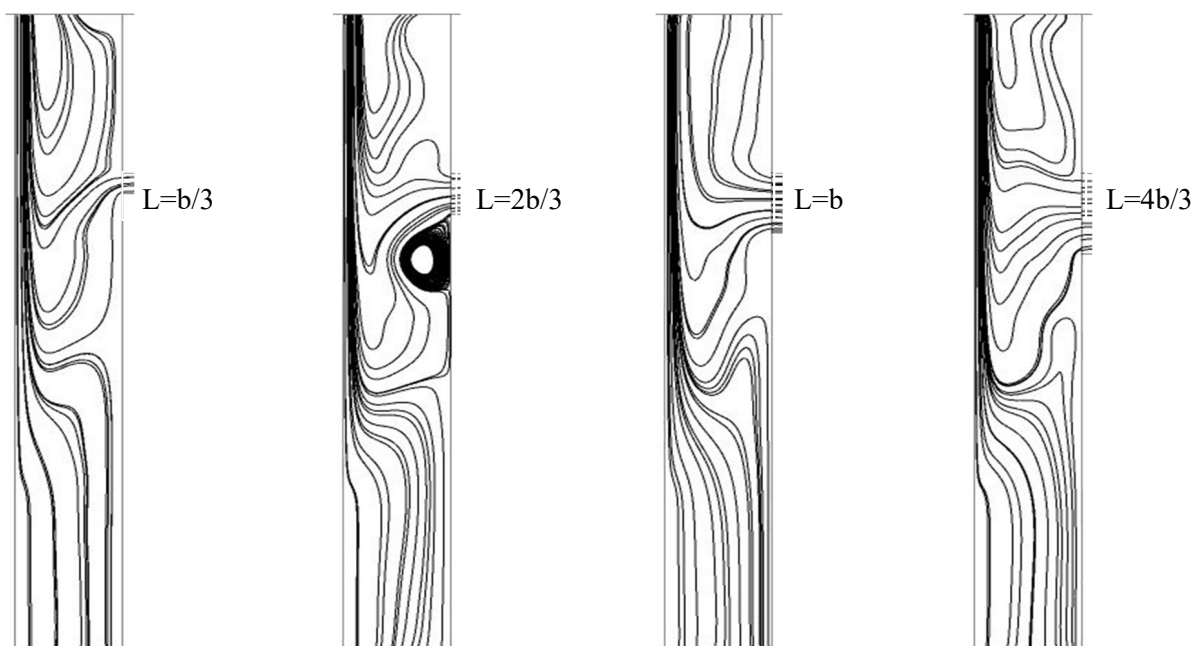


Figure IV.10. Lignes de courant pour $R_f=3,5$ et pour une ouverture placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$.

A travers l'analyse des figures (IV.8, IV.9, IV.10), on peut voir que la présence de l'ouverture en partie supérieure de la zone chauffée du canal entraîne seulement une alimentation de la zone de recirculation en fluide froid et non pas la couche limite. C'est pourquoi, l'augmentation de la taille de la ventilation secondaire en partie supérieure de la zone chauffée entraîne une augmentation de la longueur de la zone de recirculation et une diminution du débit à l'entrée du canal. Ce constat est valable pour tous les rapports d'aspect étudiés.

2. Effet du rapport d'aspect sur la vitesse verticale à l'entrée et à la sortie du canal.

Nous nous fixons comme objectif, dans ce qui suit, de déterminer l'influence du rapport d'aspect sur les profils des vitesses verticales à l'entrée et à la sortie du canal, en présence de la ventilation secondaire située sous la zone chauffée, au milieu, et en partie supérieure de la zone chauffée du canal et ceci pour les différentes tailles sélectionnées.

2.1. Effet du rapport d'aspect pour différentes tailles et positions de l'ouverture sur le profil de la vitesse verticale à l'entrée du canal.

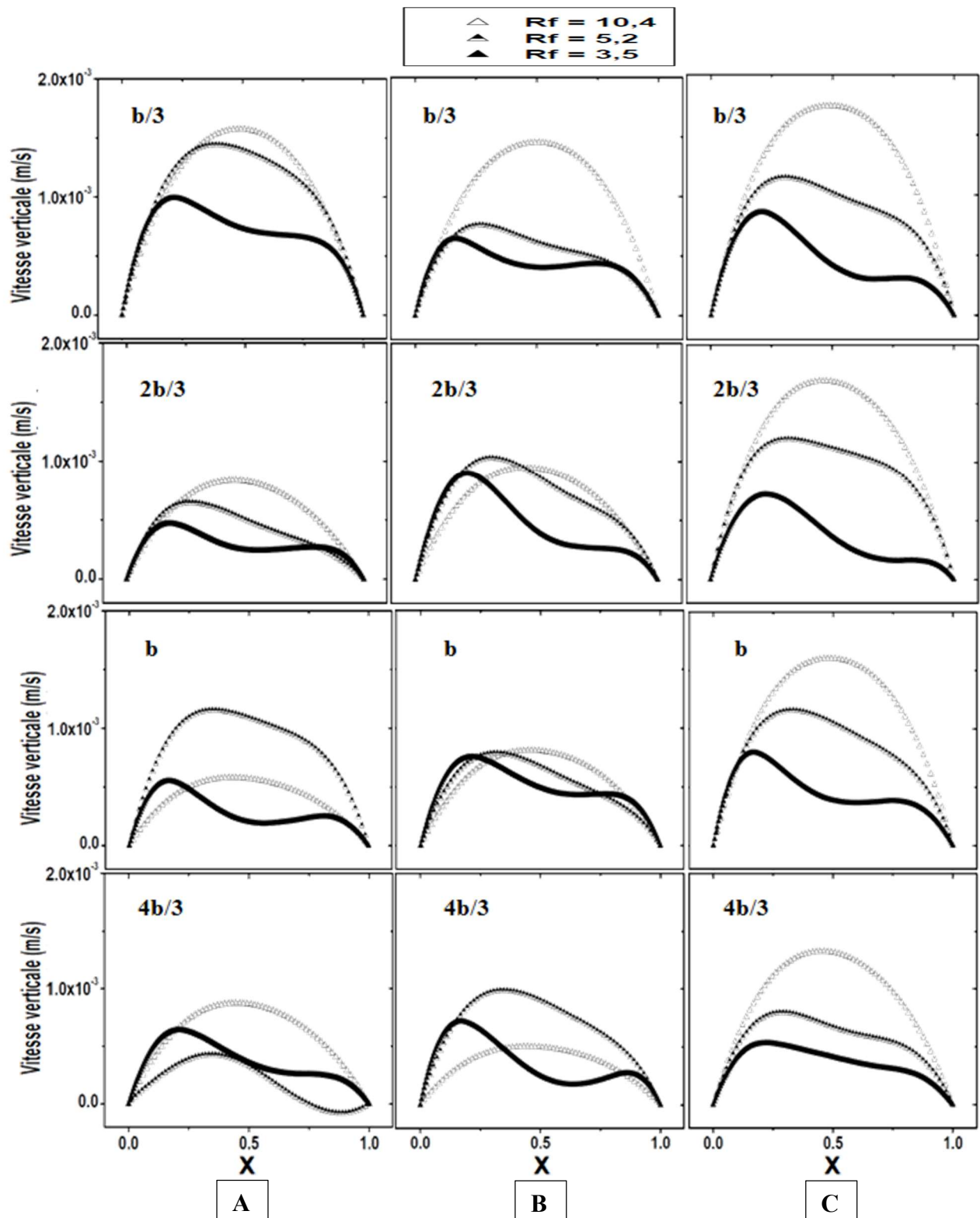


Figure IV.11. Profils de la vitesse verticale à l'entrée du canal pour différents rapports d'aspect R_f en fonction de la taille et la position de l'ouverture A: sous la zone chauffée, B: milieu et C: en partie supérieure de la zone chauffée.

La figure IV.11 permet de résumer l'effet du rapport d'aspect du canal R_f en fonction de la taille et la position de l'ouverture sur le profil de la vitesse verticale à l'entrée du canal.

Remarque : L'abscisse x représente la largeur adimensionnée du canal, afin de pouvoir représenter sur le même graphe les courbes correspondants aux trois rapports d'aspect.

L'analyse de cette figure permet de conclure à ce qui suit :

- Pour la grande valeur du rapport d'aspect du canal ($R_f = 10.4$), nous avons toujours un profil parabolique de la vitesse verticale. Lorsque la valeur du rapport d'aspect du canal diminue (les deux autres valeurs), l'allure de la vitesse prend un profil comportant deux maximums (absence de symétrie) : un premier maximum proche de la plaque chauffante et un second maximum moins prononcé apparaît lorsqu'on s'éloigne de celle-ci.

- Le maximum de la vitesse verticale à l'entrée du canal est obtenue pour une taille de l'ouverture égale à $b/3$ et un rapport d'aspect $R_f = 10.4$ et ceci pour toutes les positions de l'ouverture. En effet, pour une taille égale à $b/3$, le débit traversant l'entrée du canal est important.

- Lorsque la taille de l'ouverture, placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal, augmente, la vitesse verticale est maximale pour $R_f=10.4$ et minimale pour $R_f=3.5$. En plus, la vitesse maximale diminue avec l'augmentation de la taille de l'ouverture pour les trois rapports d'aspect à cet emplacement. Ce constat peut être expliqué par la section à travers laquelle le fluide entre dans le canal

- L'augmentation de la taille de l'ouverture allant de $b/3$ jusqu'à $4b/3$ dans un canal de rapport d'aspect élevé, entraîne une diminution de la vitesse verticale pour toutes les emplacements de l'ouverture, Sauf pour une grande taille de l'ouverture placée sous la zone chauffée du canal où la vitesse verticale à l'entrée du canal augmente légèrement. Ceci est due à l'augmentation de la quantité de fluide traversant l'entrée du canal.

- L'augmentation de la taille de l'ouverture, placée au milieu du canal, entraîne une importante diminution de la vitesse verticale pour le rapport d'aspect le plus élevé. Par contre, pour les deux autres valeurs du rapport d'aspect ($R_f=5.2$ et $R_f=3.5$), la variation de la vitesse verticale en fonction de la taille de l'ouverture est presque négligeable. Cette situation entraîne forcément une diminution de la longueur de la zone de recirculation.

2.2. Effet du rapport d'aspect pour différentes tailles et positions de l'ouverture sur le profil de la vitesse verticale à la sortie du canal.

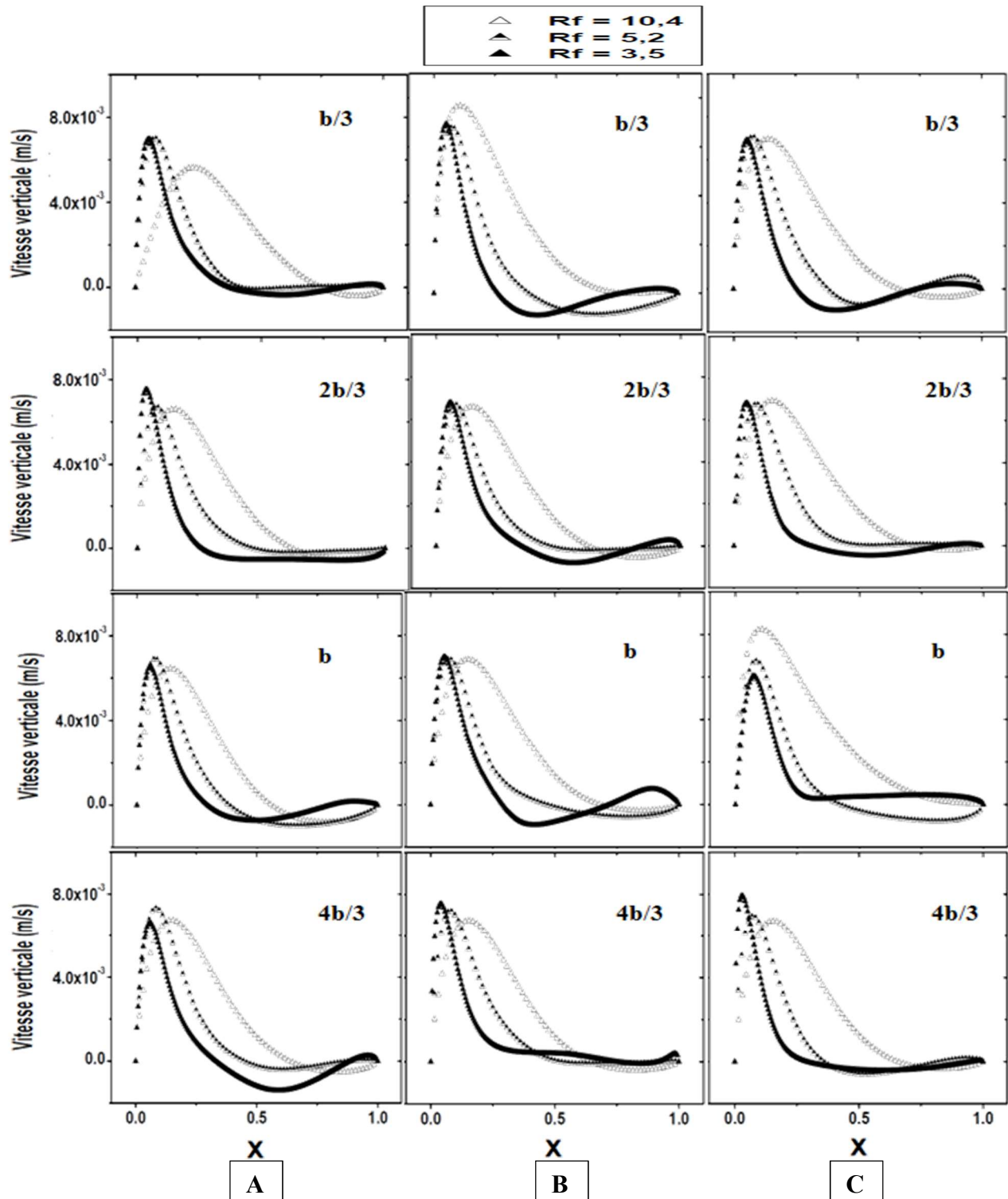


Figure IV.12. Profils de la vitesse verticale à sortie du canal pour différents rapports d'aspect R_f en fonction de la taille et la position de l'ouverture A: sous la zone chauffée, B: milieu et C: en partie supérieure de la zone chauffée du canal.

D'après la figure IV.12, à la sortie du canal, déduire que :

- La vitesse verticale prend une allure de type couche limite à cause de la présence de la plaque chauffante et ayant un maximum situé du côté de la plaque chauffante quelle que soit la taille et la position de l'ouverture et la valeur du rapport d'aspect du canal.
- Des valeurs négatives des vitesses verticales apparaissent sur toutes les figures ; elles sont dues à l'inversion du sens de l'écoulement du fluide matérialisant l'écoulement retour (l'apparition de la zone de recirculation).
- L'allure de la vitesse verticale est expliquée par la présence d'une couche limite pour laquelle l'évolution de la vitesse dépend seulement du flux de chaleur imposé et du rapport d'aspect du canal. Au contraire, du côté de la paroi non chauffée, le profil de la vitesse dépend de la taille et de la position de l'ouverture.
- L'augmentation de la valeur du rapport d'aspect du canal entraîne une augmentation de l'épaisseur de la couche limite et une diminution de la largeur et de la profondeur de la zone de recirculation. Cette observation est valable quelque soit la taille et la position de l'ouverture dans le canal.
- Lorsqu'on déplace la position de l'ouverture de taille égale à $b/3$ et b de la partie inférieure vers la partie supérieure du canal pour un rapport d'aspect ($R_f=10.4$), on provoque une augmentation de la vitesse verticale à la sortie du canal. Ce constat n'est pas vrai pour une ouverture égale à $4b/3$.
- L'augmentation de la taille de l'ouverture pour les autres valeurs du rapport d'aspect n'a presque aucun effet sur la vitesse verticale en fonction de la position de l'ouverture.

3. Effet du rapport d'aspect pour différentes tailles et positions de l'ouverture sur le débit massique passant à travers l'entrée, l'ouverture et la sortie du canal.

Les valeurs des débits rassemblées dans le tableau ci-dessous permettent de montrer l'influence du rapport d'aspect du canal, avec présence de la ventilation secondaire pour les trois positions, sur le débit massique à l'entrée du canal, à l'entrée de l'ouverture et à la sortie du canal.

Débit massique (kg/s)		b/3	2b/3	b	4b/3		
Sous la zone chauffée	R _f =3.5	Entrée du canal	0.037	0.015	0.015	0.019	
		Ouverture	0.013	0.011	0.019	0.007	
		Sortie du canal	0.050	0.026	0.034	0.027	
	R _f =5.2	Entrée du canal	0.037	0.014	0.0302	0.006	
		Ouverture	0.011	0.029	0.007	0.0427	
		Sortie du canal	0.048	0.043	0.0308	0.049	
	R _f =10.4	Entrée du canal	0.019	0.01	0.007	0.01	
		Ouverture	0.019	0.026	0.028	0.027	
		Sortie du canal	0.038	0.036	0.035	0.037	
	Au milieu de la zone Chauffée	R _f =3.5	Entrée du canal	0.023	0.024	0.030	0.019
			Ouverture	0.01	0.016	0.015	0.043
			Sortie du canal	0.033	0.040	0.045	0.062
R _f =5.2		Entrée du canal	0.018	0.024	0.018	0.024	
		Ouverture	0.012	0.010	0.019	0.029	
		Sortie du canal	0.030	0.034	0.038	0.053	
R _f =10.4		Entrée du canal	0.018	0.012	0.01	0.007	
		Ouverture	0.028	0.025	0.030	0.033	
		Sortie du canal	0.046	0.037	0.041	0.040	
En partie supérieure de la zone chauffée		R _f =3.5	Entrée du canal	0.024	0.019	0.024	0.019
			Ouverture	0.009	0.018	0.036	0.017
			Sortie du canal	0.033	0.037	0.060	0.036
	R _f =5.2	Entrée du canal	0.029	0.032	0.029	0.019	
		Ouverture	0.016	0.018	0.005	0.018	
		Sortie du canal	0.045	0.050	0.034	0.038	
	R _f =10.4	Entrée du canal	0.022	0.021	0.02	0.016	
		Ouverture	0.019	0.023	0.035	0.023	
		Sortie du canal	0.041	0.044	0.055	0.039	

Tableau IV.1. La variation du débit massique en fonction de la taille et la position de l'ouverture pour les différents rapports d'aspect étudiés.

D'après les résultats présentés dans le tableau IV.1, on peut tirer les conclusions suivantes :

- Le débit massique vérifie la loi de conservation de la masse dans tous les cas étudiés.
- Pour toutes les positions de la ventilation secondaire dans le canal, la valeur maximale de rapport d'aspect R_f entraîne une diminution des débits lorsqu'on augmente la taille de l'ouverture.
- Si l'ouverture est placée sous la zone chauffée du canal, le maximum de la quantité de masse est toujours obtenu lorsque la taille de l'ouverture est égale à $b/3$. Cependant, de faibles valeurs

du débit, pour cet emplacement, sont obtenues si on augmente la valeur du rapport d'aspect. Notons également que le minimum de la quantité de fluide en entrée du canal est obtenue lorsqu'une grande ouverture est choisie avec un canal de rapport d'aspect $R_f = 5,2$.

- Pour une position de l'ouverture au milieu du canal, l'augmentation de la taille de celle-ci entraîne une augmentation du débit à l'entrée de l'ouverture pour les trois rapport d'aspects étudiés.

Par conséquent, l'augmentation de la taille de l'ouverture entraîne une augmentation de la quantité de masse à l'entrée du canal pour des tailles allant de $b/3$ jusqu'à b et ceci pour un canal avec un rapport d'aspect $R_f = 3,5$.

Alors que, pour un rapport d'aspect égal à $R_f = 5,2$, nous avons un débit à l'entrée du canal presque constant. Ce constat est vérifié pour des tailles égales respectivement à $[b/3$ et $b]$ et $[2b/3$ et $4b/3]$.

La plus faible valeur de la quantité de masse, pour cet emplacement, est obtenue pour une taille de l'ouverture égale à $4b/3$ dans un canal de rapport d'aspect égal à $R_f = 10,4$.

- Si l'ouverture est située dans la partie supérieure de la zone chauffée du canal, et si la taille de l'ouverture augmente, alors :

* Les faibles valeurs du rapport d'aspect du canal entraînent la même variation du débit avec un maximum obtenu pour des ouvertures de tailles égales à $b/3$ et b et un débit minimal lorsque l'ouverture est égale respectivement à $2b/3$ et $4b/3$.

* En passant du rapport d'aspect de 5.2 à 10.4, et en augmentant la taille de l'ouverture, on constate une diminution du débit à l'entrée du canal. Donc, on peut conclure que les valeurs importantes du rapport d'aspect du canal entraînent une diminution du débit traversant l'entrée du canal.

IV.3. Présentation des résultats du point de vue thermique.

1. Présentation des champs de température.

Nous nous intéressons, dans cette partie, à l'étude du champ de température à l'intérieur du canal et ceci à travers l'analyse de l'influence du rapport d'aspect du canal avec présence de la ventilation secondaire sur l'amélioration du transfert de chaleur.

1.1. Cas où l'ouverture est placée sous la zone chauffée du canal.

Les figures IV.13, IV.14 et IV.15 montrent les champs de température à l'intérieur du canal pour une ouverture placée sous la zone chauffée et pour les trois rapports d'aspect sélectionnés.

1.1.1 Rapport d'aspect $R_f=10,4$.

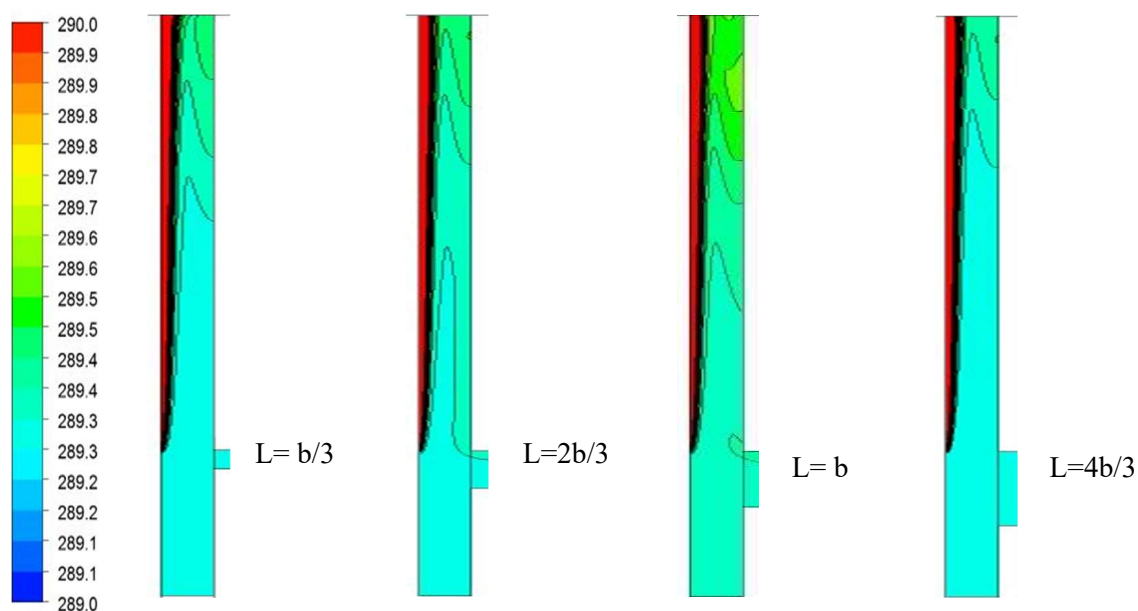


Figure IV.13. Champs de température pour $R_f=10,4$ et pour une ouverture placée sous la zone chauffée du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$.

1.1.2 Rapport d'aspect $R_f=5,2$.

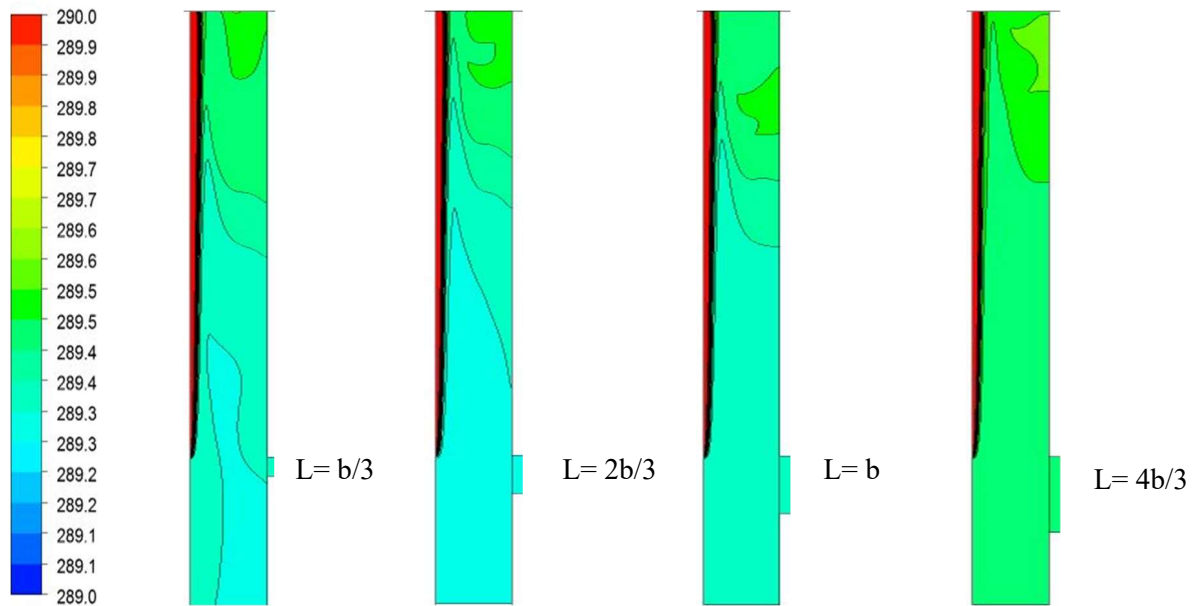


Figure IV.14. Champs de température pour $R_f=5,2$ et pour une ouverture placée sous la zone chauffée du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$.

1.1.3 Rapport d'aspect $R_f=3,5$.

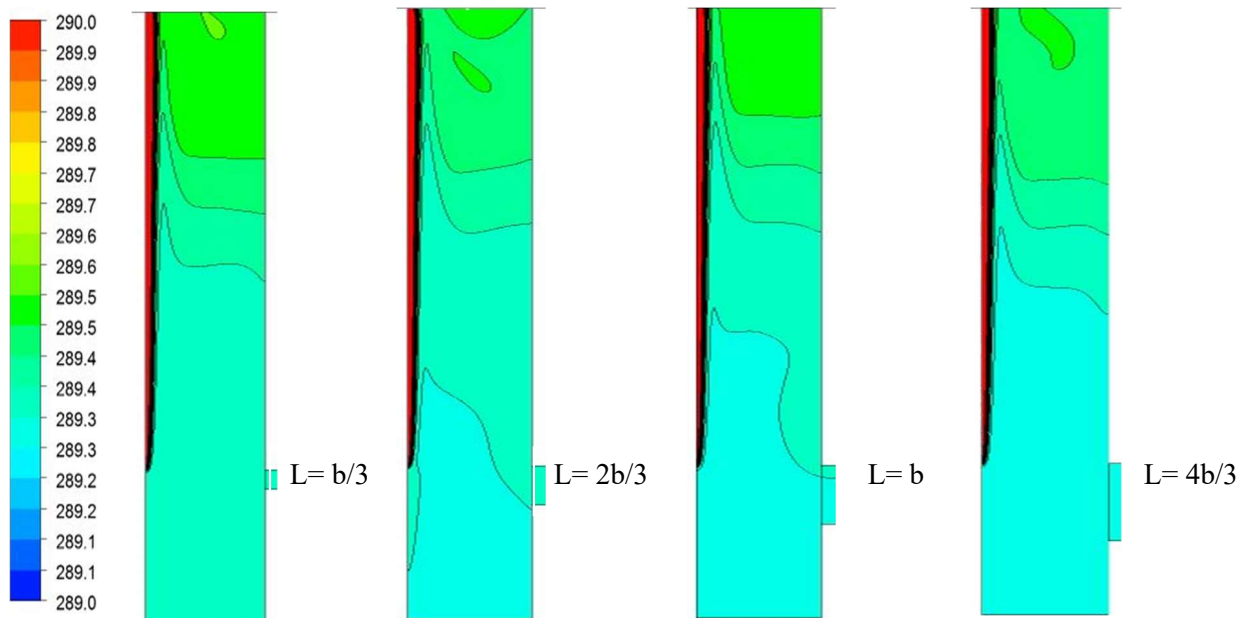


Figure IV.15. Champs de température pour $R_f=3,5$ et pour une ouverture placée sous la zone chauffée du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$.

Les figures IV.13, IV.14 et IV.15 montrent l'évolution de la température à l'intérieur d'un canal chauffé asymétriquement en fonction du rapport d'aspect, de la taille et de la position de l'ouverture. On peut constater à travers l'analyse de ces figures que, l'augmentation du rapport d'aspect du canal a pour effet d'augmenter l'épaisseur de la couche limite thermique. En plus, pour un rapport d'aspect égal à $R_f = 5.2$, l'augmentation de la taille de l'ouverture, située sous la zone chauffée du canal, entraîne une légère amélioration du transfert de chaleur à l'intérieur du canal. Cette constatation peut être expliquée en analysant la stratification de la température dans le canal.

On peut remarquer également que, pour un emplacement sous la zone chauffée, la taille de l'ouverture n'a aucun effet sur la couche limite thermique. Enfin, notons que la stratification et l'augmentation de la température suivant la hauteur du canal sont bien visibles sur les figures. IV.13, IV.14 et IV.15

1.2. Cas où l'ouverture est placée au milieu du canal.

Les figures IV.16, IV.17 et IV.18 représentent les champs de température à l'intérieur du canal pour une ouverture placée au milieu du canal et pour les trois rapports d'aspect sélectionnés.

1.2.1 Rapport d'aspect $R_f = 10,4$.

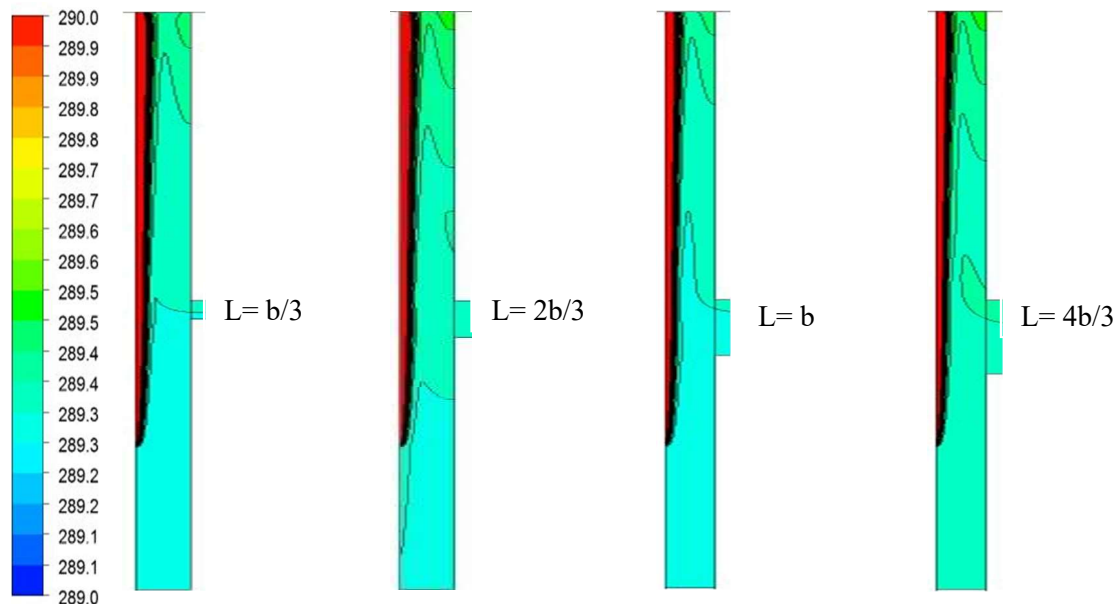


Figure IV.16. Champs de température pour $R_f = 10,4$ et pour une ouverture placée au milieu du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$.

1.2.2 Rapport d'aspect $R_f=5,2$.

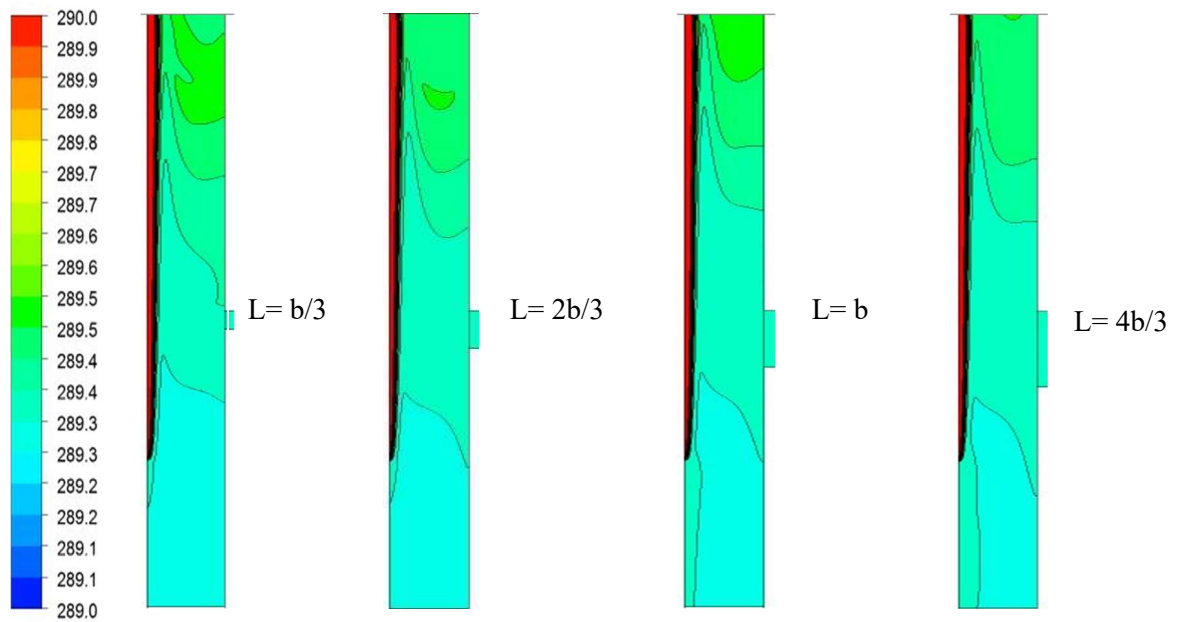


Figure IV.17. Champs de température pour $R_f=5,2$ et pour une ouverture placée au milieu du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$.

1.2.3 Rapport d'aspect $R_f=3,5$.

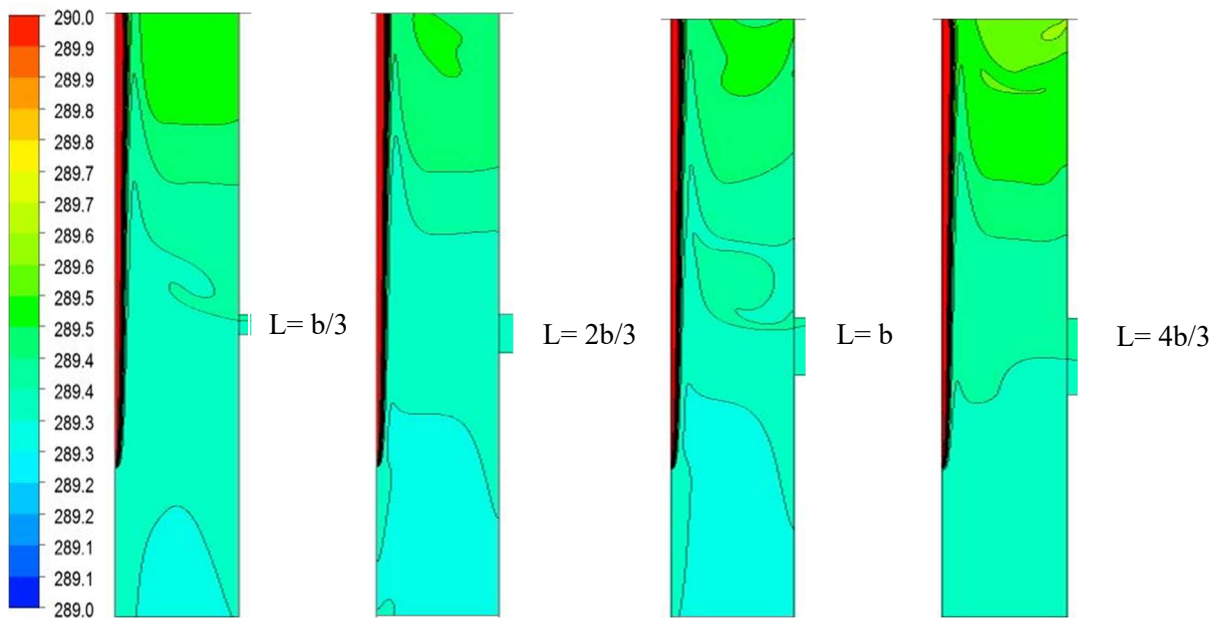


Figure IV.18. Champs de température pour $R_f=3,5$ et pour une ouverture placée au milieu du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$.

Pour un emplacement de la ventilation secondaire au milieu d'un canal chauffé asymétriquement, on peut constater que l'augmentation de la taille de l'ouverture, pour des rapports d'aspect du canal égales à $R_f = 3,5$ et $R_f = 10,4$, entraîne une augmentation de la température à l'intérieur du canal. Alors que, pour une ouverture placée au milieu du canal avec un rapport d'aspect égal $R_f = 5,2$, la température du fluide en haut du canal diminue avec l'augmentation de la taille de l'ouverture ; ceci signifie que, dans ces conditions, nous avons une amélioration du transfert de chaleur.

Cependant, l'augmentation du rapport d'aspect du canal a toujours pour effet d'augmenter l'épaisseur de la couche limite thermique même en présence de la ventilation secondaire au milieu du canal.

1.3. Cas où l'ouverture est placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal

On s'intéresse, dans cette partie, à l'analyse du champ de température à l'intérieur du canal pour une ouverture placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal et pour les trois rapports d'aspect sélectionnés.

1.3.1 Rapport d'aspect $R_f = 10,4$.

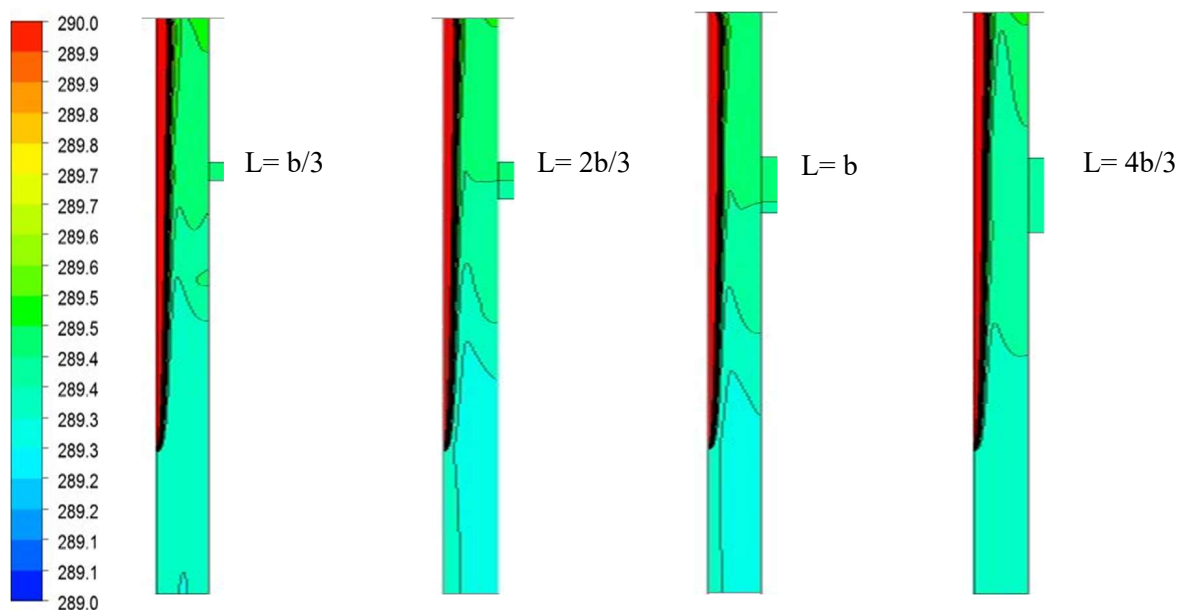


Figure IV.19. Champs de température pour $R_f = 10,4$ et pour une ouverture placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$.

1.3.2 Rapport d'aspect $R_f=5,2$.

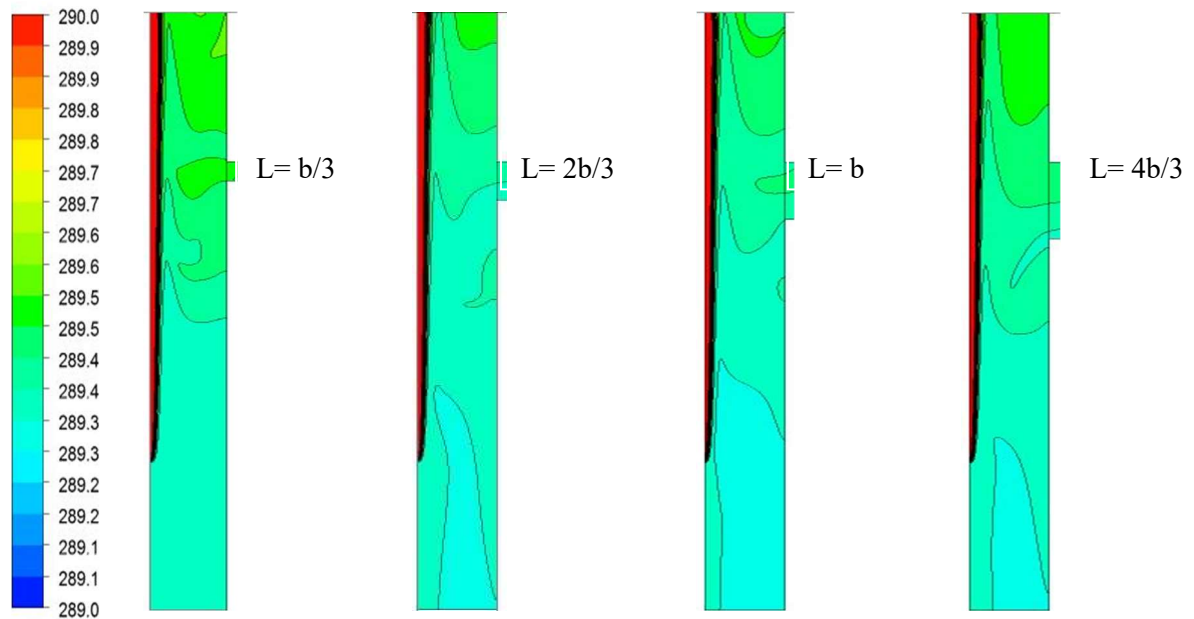


Figure IV.20. Champs de température pour $R_f=5,2$ et pour une ouverture placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$.

1.3.3 Rapport d'aspect $R_f=3,5$.

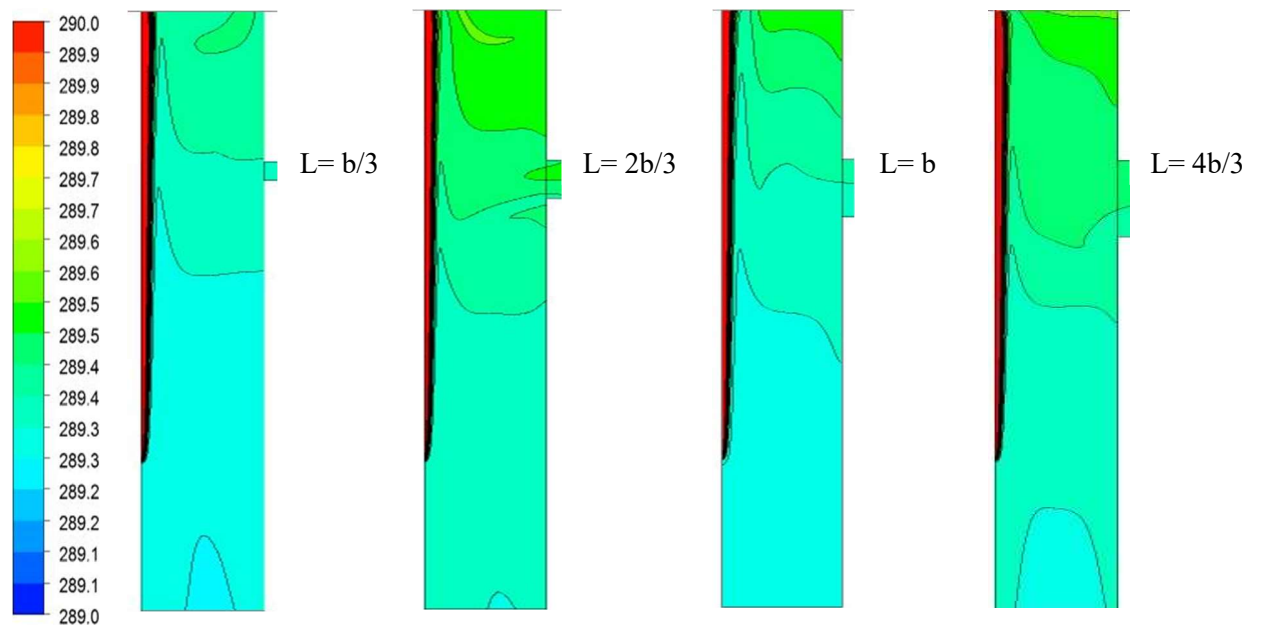


Figure IV.21. Champs de température pour $R_f=3,5$ et pour une ouverture placée en partie supérieure de la zone chauffée du canal avec une taille égale à $b/3$, $2b/3$, b et $4b/3$.

On peut constater d'après les figures (IV.19. IV.20 et IV.21) que la stratification de la température est toujours visible dans le canal, et que la présence de l'ouverture n'a aucun effet sur la couche limite thermique. Par contre, l'épaisseur de la couche limite augmente lorsqu'on augmente la valeur du rapport d'aspect du canal.

2. Effet du rapport d'aspect avec présence de la ventilation secondaire sur le nombre de Nusselt local à la paroi chauffée.

Le choix d'analyser le nombre de Nusselt à la paroi chauffée d'un canal plan vertical chauffée de manière asymétrique, nous permet de prédire l'évolution du transfert de chaleur dans le canal. Nous nous intéressons, dans ce qui suit, à l'analyse de l'effet du rapport d'aspect du canal pour différentes tailles et positions de l'ouverture sur le nombre de Nusselt à la paroi chauffée.

2.1. Effet du rapport d'aspect pour différentes tailles et positions de l'ouverture sur le nombre de Nusselt à la paroi chauffée.

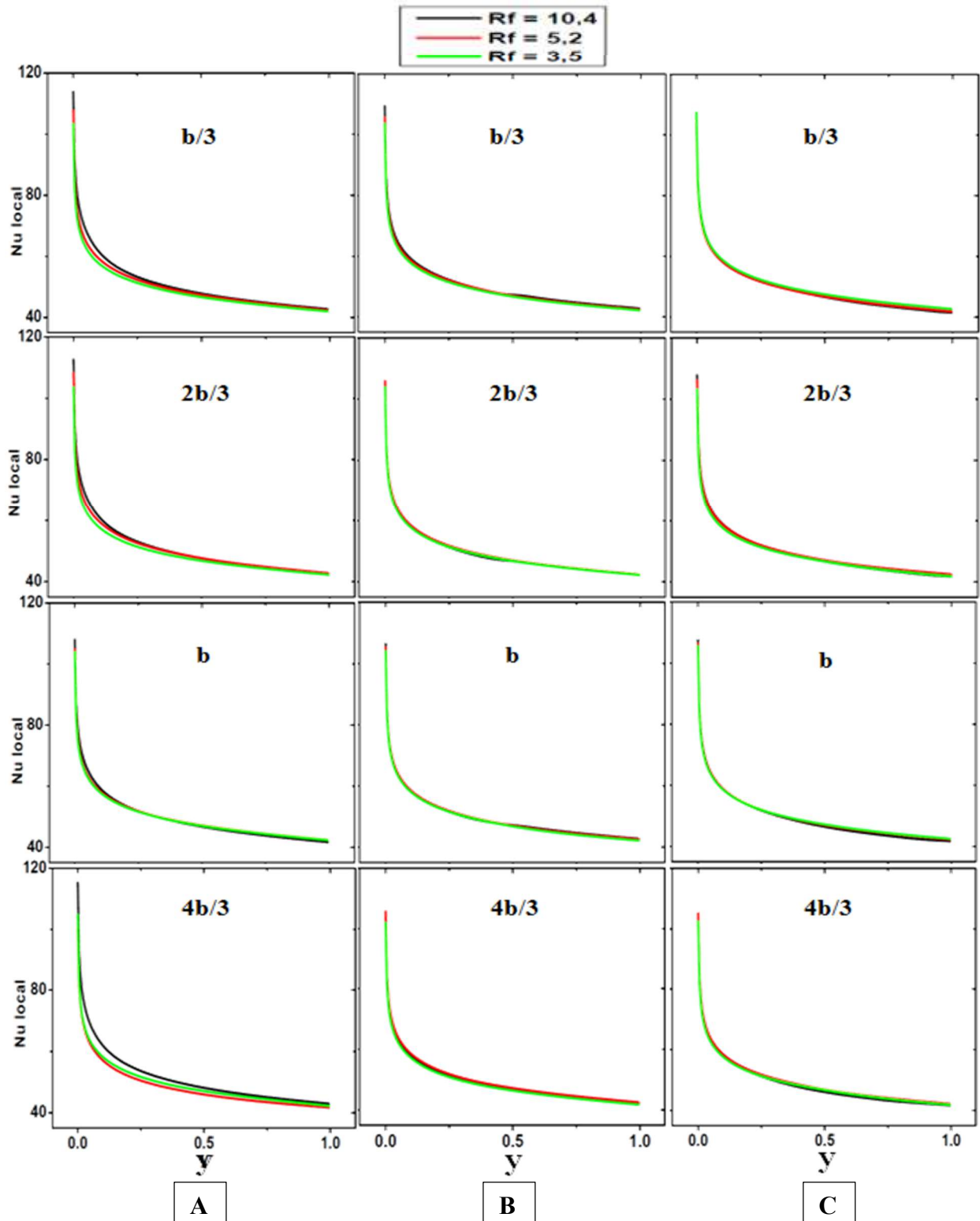


Figure IV.22. Profils du nombre de Nusselt local à la paroi chauffée pour différents rapports d'aspect R_f en fonction de la taille et la position de l'ouverture A: sous la zone chauffée, B: milieu et C: en partie supérieure de la zone chauffée du canal.

On peut voir, sur la figure IV.22, que l'augmentation du rapport d'aspect du canal, pour les différentes tailles et pour une position de la ventilation secondaire sous la zone chauffée du canal, a une influence sur le nombre de Nusselt local à la paroi chauffée (ceci n'est pas le cas pour les autres positions). Et, donc à travers l'analyse de cette figure, nous pouvons conclure que le transfert de chaleur augmente lorsque le canal est de rapport d'aspect élevé avec présence d'une grande ouverture sous la zone chauffée du canal (voir la figure IV.23).

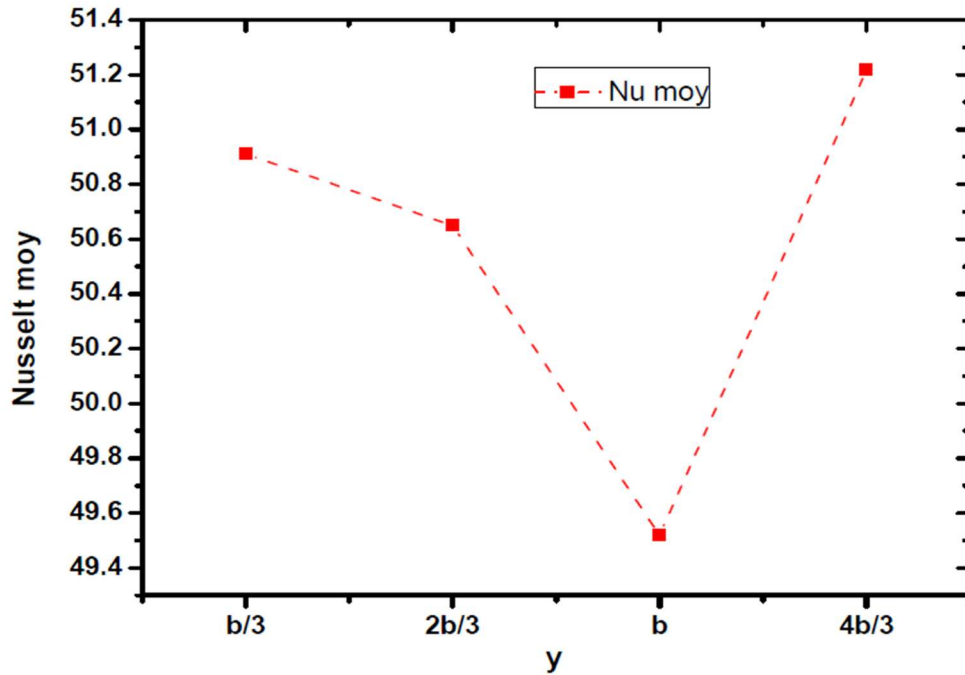


Figure IV.23. Profil du nombre de Nusselt moyen à la paroi chauffée pour $R_f = 10.4$ et pour différentes tailles de l'ouverture placée sous la zone chauffée du canal.

2.2. Variation du nombre de Nusselt en fonction du type de configuration.

Rapport d'aspect (canal sans ouv) <i>Ref</i>	Nu moy		
	$R_f = 3,5$	$R_f = 5,2$	$R_f = 10,4$
-	-	50	-
b/3	49,05	50,09	50,91
2b/3	49,18	50,30	50,65
b	49,39	49,59	49,52
4b/3	49,46	48,42	51,22

Tableau IV.2. Tableau rassemblant les valeurs du nombre de Nusselt moyen à la paroi chauffée pour différentes tailles de l'ouverture, placée sous la zone chauffée du canal, et pour différents rapport d'aspects.

Sur ce tableau, nous avons rassemblé les valeurs du nombre de Nusselt obtenues pour les trois rapports d'aspect étudiés avec une ouverture située sous la zone chauffée du canal en plus de la valeur obtenue pour la configuration de base (canal sans ouverture).

D'après l'analyse des résultats, nous pouvons constater que l'augmentation du rapport d'aspect du canal en présence d'une ouverture sous la zone chauffée du canal entraîne une augmentation du transfert de chaleur (ceci n'est pas le cas pour les autres positions). En effet, la valeur maximale du nombre de Nusselt est obtenue lorsqu'on utilise une configuration avec un grand rapport d'aspect ($R_f = 10,4$) et une grande ouverture.

Notons également que :

- pour une faible valeur du rapport d'aspect, la présence de l'ouverture sous la zone chauffée du canal entraîne une diminution du transfert de chaleur par rapport à la configuration de base (canal sans ouverture),
- pour des tailles de l'ouverture inférieures à la largeur du canal (c'est-à-dire une taille inférieure à "b") et un rapport d'aspect $R_f = 5,2$, on observe une augmentation du transfert de chaleur.

IV.4. Conclusion.

Nous pouvons conclure, à travers l'étude de l'influence du rapport d'aspect en présence d'une ventilation secondaire dans un canal plan vertical chauffé asymétriquement, que l'écoulement est toujours de type couche limite et accompagné d'un écoulement retour en haut du canal pour tous les rapports d'aspect étudiés. En plus, le débit du fluide entrant par le haut du canal ainsi que la largeur et la longueur de la zone de recirculation dépendent du rapport d'aspect. Par ailleurs, l'augmentation du rapport d'aspect du canal entraîne une augmentation de la quantité de fluide aspiré par l'ouverture secondaire.

La présence de l'ouverture en partie supérieure de la zone chauffée du canal alimente seulement la recirculation en fluide froid. Alors que, pour un emplacement de l'ouverture au milieu du canal, nous constatons une diminution de la profondeur de la zone de recirculation lorsqu'on augmente la taille de l'ouverture pour les faibles valeurs du rapport d'aspect et une augmentation de la longueur de la zone recirculation pour des valeurs importantes de ce dernier.

Concernant l'influence du rapport d'aspect du canal en présence de la ventilation secondaire sur la vitesse verticale à l'entrée et à la sortie du canal, nous pouvons conclure ce qui suit :

- La courbe de la vitesse verticale est symétrique pour des valeurs importantes du rapport d'aspect et dissymétrique avec un pic maximal et un autre minimal pour des faibles valeurs et ceci pour toutes les positions et tailles de l'ouverture. Alors que, le profil de la vitesse verticale à la sortie du canal est toujours de type couche limite pour toutes les positions et les tailles de l'ouverture, ainsi que la valeur du rapport d'aspect du canal.
- Pour un emplacement en partie supérieure de la zone chauffée, on a pu montrer que le rapport d'aspect du canal n'a aucune influence sur la vitesse à l'entrée du canal pour une taille de

l'ouverture allant de $b/3$ jusqu'à b . Par contre, on constate une diminution de la vitesse verticale pour une taille égale à $4b/3$.

- L'augmentation du rapport d'aspect du canal pour une taille de l'ouverture égale à $b/3$, entraîne une augmentation de la vitesse verticale à l'entrée du canal, quelque soit l'emplacement de l'ouverture.

- L'augmentation de la valeur du rapport d'aspect du canal entraîne une augmentation de l'épaisseur de la couche limite et une diminution de la largeur et la pénétration de la zone de recirculation à la sortie du canal.

D'après l'analyse du point de vue thermique, nous avons montré que :

- Le nombre de Nusselt à la paroi chauffée ne varie pas avec la variation du rapport d'aspect du canal quelque soit la taille de la ventilation secondaire pour un emplacement au milieu et en partie supérieur de la zone chauffée.

- L'augmentation du rapport d'aspect du canal entraîne une augmentation de l'épaisseur de la couche limite thermique pour toutes les positions de l'ouverture.

- La position de l'ouverture sous la zone chauffée du canal avec une grande taille et un rapport d'aspect élevé entraîne une amélioration du transfert de chaleur dans le canal. Ce constat peut être vérifié à travers l'analyse de la variation de la température à l'intérieure du canal.

Conclusion générale

Conclusion Générale.

Le travail présenté dans cette thèse nous a permis d'étudier numériquement la convection naturelle dans un canal vertical asymétriquement chauffé.

La configuration utilisée est une configuration prototype pour les écoulements semi-confinés de convection naturelle et l'objectif de ce travail est de contribuer à l'amélioration du transfert de chaleur au sein des façades de type double-peau par l'intégration d'une ouverture faisant office de ventilation secondaire sur la paroi non chauffée.

Dans le chapitre III, nous avons traité l'influence de la dimension et la position de l'ouverture jouant le rôle de ventilation secondaire sur la dynamique de l'écoulement et le transfert de chaleur à travers l'analyse des résultats concernant les lignes de courant, la vitesse verticale et la pression dynamique à l'entrée et à la sortie du canal. Les profils de la vitesse en fonction de la hauteur dans le canal ont été également abordés.

Les résultats montrent que l'augmentation de la taille de la ventilation secondaire, pour un emplacement au milieu du canal, entraîne une diminution de la zone de recirculation. Au contraire, avec un emplacement en partie supérieure de la zone chauffée, l'augmentation de la taille de la ventilation alimente seulement la zone de recirculation. Ainsi, cette étude a permis de montrer que l'emplacement de la ventilation au milieu du canal semble être la meilleure solution pour le refroidissement du canal relativement aux deux autres emplacements. De plus, le refroidissement est remarquable si une grande taille de la ventilation secondaire est choisie.

Du point de vue thermique, nous sommes arrivés à la conclusion que le transfert de chaleur à l'intérieur du canal peut être amélioré pour une ouverture de ventilation de taille $2b/3$ placée sous la zone chauffée. En plus, nous avons démontré que la couche limite n'est pas influencée par la taille et la position de l'ouverture. Par contre, les débits du fluide entrant dans le canal peuvent être contrôlés à travers la taille et la position de l'ouverture.

Dans le chapitre IV, et pour approfondir la connaissance du comportement de ces systèmes, nous avons effectué une étude comparative de l'effet de la configuration avec différents rapports d'aspect et la présence de l'ouverture de la ventilation secondaire sur la dynamique de l'écoulement et les transferts de chaleur.

A travers l'analyse des résultats obtenus, nous avons constaté que l'augmentation de la taille de la ventilation secondaire, placée au milieu du canal pour des faibles valeurs du rapport d'aspect, représente une bonne solution pour le refroidissement du canal. Nous avons montré également que l'augmentation de la valeur du rapport d'aspect du canal entraîne une augmentation de l'épaisseur de la couche limite et une diminution de la largeur et de la profondeur de la zone de recirculation à la sortie du canal.

Du point de vue thermique, nous avons également montré que l'emplacement de l'ouverture sous la zone chauffée, pour les différents rapports d'aspect, a une influence sur le transfert de chaleur

dans le canal. Ainsi, le transfert de chaleur est amélioré pour les valeurs importantes des dimensions de l'ouverture et du rapport d'aspect du canal ; ceci se voit à travers la stratification thermique à l'intérieur du domaine (canal/environnement extérieur).

Notre objectif, dans le futur, est de mener une étude d'un cas réel avec différentes configurations en insistant sur les points suivants :

- Étude expérimentale du cas afin d'avoir un moyen de validation des résultats numériques.
- Étude d'un canal vertical avec plusieurs ouvertures (sur la paroi latérale, etc.).
- Étude de l'influence de la puissance de chauffage sur l'amélioration du transfert thermique.
- Étude en trois dimensions en jouant sur la forme de l'ouverture.

Bibliographie

- [Ab16] Aissa Abidi-Saad, Mahfoud Kaja, Catalin Popa, Guillaume Polidori. "Effect of adiabatic square ribs on natural convection in an asymmetrically heated channel". Heat Mass Transfer DOI 10.1007/s00231-016-1853-y
- [Ab16] Aissa Abidi-Saad, Guillaume Polidori, Mahfoud Kaja, Fabien Beaumont, Catalin-Viorel Popa, Abdelkader Korichic. "Experimental investigation of natural convection in a vertical rib-roughened channel with asymmetric heating". Mechanics Research Communications 76 (2016) 1–10.
- [AN09] Assunta Andreozzi, Bernardo Buonomo, and Oronzio Manca. "Thermal management of a symmetrically heated channel-chimney system". International Journal of Thermal Sciences, 48:475–487, 2009.
- [AU01] Auletta, O. Manca, B. Morrone, et V. Naso. Heat Transfer Enhancement by the Chimney Effect in a Vertical Isoflux Channel. International Journal of Heat and Mass Transfer, 44 :4345–4357, 2001.
- [AW96] H.B. Awbi. "Air Movement in Naturally-ventilated Buildings". *Proceedings of the World Renewable Energy Congress, Denver, pages 241–247, 1996.*
- [AZ86] L.F. Azevedo et E.M. Sparrow. "Natural Convection in a Vertical Channel Vented to the Ambient Through an Aperture in the Channel Wall". International Journal of Heat and Mass Transfer, 29 :819–830, 1986.
- [BE94] A. Bejan. "Convection Heat Transfer", second edition. John Wiley and Sons Inc, 1994.
- [BO04] Boulama K. et Galanis N. (2004) "Analytical solution for fully developed mixed convection between parallel vertical plates with heat and mass transfer". J. Heat Transfer, volume 126, p. 381-388.
- [BU07] S.A.M Burek et A. Habeb. "Air Flow and Thermal Efficiency Characteristics in Solar Chimneys and Trombe Walls". Energy and Buildings, 39 :128–135, 2007.
- [CA76] Carpenter, J.R., Briggs, D.G. et Sernas, V. Combined radiation and developing laminar free convection between vertical flat plates with asymmetric heating. Journal of Heat Transfer. 1976, Vol. 98, pp. 95-100.
- [CH97] Cheng, X. et Müller, U. "Turbulent natural convection coupled with thermal radiation in large vertical channels with asymmetric heating". International Journal Heat Mass Transfer. 1997, Vol. 41, 12, pp. 1681-1692.
- [CI13] J. Cipriano, G. Houzeaux, D. Chemisana, et C. Lodi. "Numerical Analysis of the Most Appropriate Heat Transfer Correlations for Free Convection Ventilated Double Skin Photovoltaic Façades". Applied Thermal Engineering, 57 :57–68, 2013.
- [DA12] "Etude expérimentale de la convection naturelle en canal vertical à flux de chaleur imposé". *Thèse de doctorat. INSA de Lyon*

- [DE13] Desrayaud, G. et al. "Benchmark solutions for natural convection flows in vertical channels submitted to different open boundary conditions". *International Journal of Thermal Sciences*. 2013, Vol. 72, pp. 18-33.
- [DI05] Ding, W, Hasemi, Y et Yamada, T. "Natural ventilation performance of a double-skin façade with a solar chimney". 2005, pp. 411-418.
- [DI12] Nadia Dihmani ,SamirAmraqui ,Ahmed Mezrhab and Najib Laraqi "Numerical Modelling of Rib Width and Surface Radiation Effect on Natural Convection in a Vertical Vented and Divided Channel", *FDMP*, vol.8, no.3, pp.311-322, 2012.
- [DI13] Nadia Dihmani ,SamirAmraqui ,Ahmed Mezrhab Hassan Naji "Numerical Modeling of Natural Convection-Radiation in a Vertical Vented Channel", *journal of thermophysics and heat transfer* vol. 27, no. 1, january–march 2013.
- [DU13] Dupont, Frédéric, et al. "Two-dimension experimental study of the reverse flow in a free convection channel with active walls differentially heated". *Experimental thermal and Fluid Science*. 2013, Vol. 47, pp. 150-157.
- [EL42] Elenbaas, W. "Heat dissipation of parallel plates by free convection". *Physica* 9. 1942, pp. 1-28.
- [FA05] P.A. Favarolo et H. Manz. Temperature-driven Single-sided Ventilation Through a Large Rectangular Opening. *Building and Environment*, 40 :689–699, 2005.
- [FO06] Fohanno, S., et al. "Simulation expérimentale des modes de ventilation dans les parois double-peau". 21ème rencontres universitaire de genie civil. 2006
- [FO08] Fossa, M., Ménézo, C. et Leonardi, E. "Experimental natural convection on vertical surfaces for building integrated photovoltaic (BIPV) applications". *Experimental Thermal and Fluid Science* 32. 2008, pp. 980-990.
- [GA98] G. Gan. "A Parametric Study of Trombe Walls for Passive Cooling of Buildings". *Energy and Buildings*, 27 :37–43, 1998.
- [GA14] "*Modélisation numérique des écoulements ouverts de convection naturelle au sein d'un canal vertical asymétriquement chauffé*". *Thèse de doctorat*
- [GI09] S. Giroux-Julien, C. Menez, J. Vareilles, H. Pabiou, M. Fossa, et E. Leonardi. "Natural Convection in a Nonuniformly Heated Channel with Application to Photovoltaic Façades". *Computational Thermal Sciences : An International Journal*, 1 :231–258, 2009.
- [GU04] Guimaraes P. M. et Menon G. J. (November 2004) "Combined free and forced convection in an inclined channel with discrete heat sources". *Mecanica Computacional Volume XXIII*, Bariloche, Argentina.
- [HE13] C. Hemmer. S FOHANNO. G. Polidori. C.V. Popa " Caractérisation de l'écoulement de convection naturelle en canal plan" *CIFQ sur la thermique des systèmes*.2013.

- [HE16] C. Hemmer, C.V. Popa , A. Sergent , G. Polidori "Heat and fluid flow in an uneven heated chimney", *International Journal of Thermal Sciences* 107 (2016) 220-229
- [HE05] J. Hernandez and B. Zamora. "Effects of variable properties and non-uniform heating on natural convection flows in vertical channels". *Int. J. Heat Mass Transfer*, 48:793–807, 2005.
- [HU99] G.R. Hunt et P.F. Linden. "The Fluid Mechanics of Natural Ventilation-displacement : Ventilation by Buoyancy-driven Flows Assisted by Wind". *Building and Environment*, 34 :707–720,1999.
- [HU04] G.R. Hunt et P.F. Linden. "Displacement and Mixing Ventilation Driven by Opposing Wind and Buoyancy". *Journal of Fluid Mechanics*, 527 :27–55, 2004.
- [KH12] R. Khanal and C. Lei. Flow reversal effects on buoyancy induced air flow in a solar chimney. *Solar Energy*, 86(9) :2783–2794, September 2012.
- [KH14] R. Khanal et C. Lei. A Scaling "Investigation of the Laminar Convective Flow in a Solar Chimney for Natural Ventilation". *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 45 :98–108, 2014.
- [LI13] Li, R., et al. " Effect of surface radiation on natural convective flows and onset of flow reversal in asymmetrically heated vertical channels". *International Journal of Thermal Sciences*. 2013, Vol. 65, pp. 9-27.
- [LI99] P.F. Linden. "The Fluid Mechanics of Natural Ventilation". *Annu. Rev. Fluid. Mech.*, 31 :201–238,1999.
- [MA02] O. Manca, M. Musto, et V. Naso. "Experimental Analysis of Asymmetrical Isoflux Channelchimney Systems". *International Journal of Thermal Sciences*, 42 :837–846, 2002.
- [ME06] Mezrhab. "A Natural convection-radiation cooling of a vertical divided vented channel", *Engineering Computations*, Vol. 23 Iss 7 pp. 818 - 839.
- [ME07] Ménézo, C., Fossa, M. et Leonardi, E. "An experimental investigation of free cooling by natural convection of vertical surfaces for building integrated photovoltaic (BIPV) applications". In *Thermal Issues in Emerging Technologies ThETA 4*. January 2007.
- [OS08] Ospir, D., et al. "Flow visualization of natural convection in a vertical channel with asymmetric heating". *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2008, pp. 486- 493.
- [OS12] Ospir, D., et al. "Flow visualization of natural convection in a vertical channel with asymmetric heating. " *International Communications in Heat and Mass Transfer*. 2012, Vol. 39, pp. 486-493.

- [OS52] Ostrach. "An Analysis of Laminar Free-convection Flow and Heat Transfer about a Flat Plate Parallel to the Direction of the Generating Body Force". Technical Report 2635, NACA, 1952.
- [PA12] W. Pasut et M. De Carli. "Evaluation of Various CFD Modelling Strategies in Predicting Airflow and Temperature in a Naturally Ventilated Double Skin Façade". *Applied Thermal Engineering*, 37 :267–274, 2012.
- [PO03] G. Polidori, C.V. Popa, et T.H. Mai. "Transient Flow Rate Behaviour in an External Natural Convection Boundary Layer". *Mechanics Research Communications*, 30 :615–621, 2003.
- [PO15] G. Polidori , S. Fatnassi , R. Ben Maad , S. Fohanno , F. Beaumont. "Early-stage dynamics in the onset of free-convective reversal flow in an open-ended channel asymmetrically heated". *International Journal of Thermal Sciences*. 2015, Vol. 88, pp. 40-46.
- [PO12] Catalin Popa, , Dan Ospira,, Stéphane Fohanno,, Cristian Chereches. "Numerical simulation of dynamical aspects of natural convection flow in a double-skin façade". *Energy and Buildings* 50. 2012, pp. 229-233.
- [SA13] Nadia Sabour, Mustapha EL Alami, Mostafa Najam, Mustapha Faraji "Simulation numérique des écoulements de convection naturelle dans un canal convergent chauffé à flux constant ou variable", 16èmes Journées Internationales de Thermique (JITH 2013) Marrakech (Maroc), du 13 au 15 Novembre, 2013.
- [SA05] N. Safer, M. Waloszym, et J.J. Roux. "Three-dimensional Simulation with a CFD Tool of the Airflow Phenomena in Single Floor Double-skin Facade Equipped with a Venetian Blind". *Solar Energy*, 79 :193–203, 2005.
- [SA05] Said S. A. M., Habib M. A., Badr H. M. et Anwar S. (November 2005) "Turbulent natural convection between inclined isothermal plates". *Computers and Fluids*, volume 34, n° 9, p. 1025-1039.
- [SA10] S. Samot, F. Dupont, and F. Penot. "Mesure de température dans un écoulement renversé à la sortie d'un thermosiphon vertical chauffé à flux constant". SFT 2010 France, 2010.
- [SP56] E. M. Sparrow and J. L. Gregg. "Laminar free convection from a vertical plate with uniform surface heat flux". *Transaction of the ASME*, 78:435–440, 1956.
- [WE89] W. Webb et D.P. Hill. "High Rayleigh Number Laminar Natural Convection in an Asymmetrically Heated Vertical Channel". *Transactions of the ASME*, 111 :649–656, 1989.
- [YI07] Yilmaz, T. et Fraser, S.M. "Turbulent natural convection in a vertical parallel-plate channel with asymmetric heating". *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2007, Vol. 50, pp. 2612-2623.

[ZA09] B. Zamora, A.S. Kaiser. "Optimum wall-to-wall spacing in solar chimney shaped channels in natural convection by numerical investigation". *Applied Thermal Engineering* 29 (2009) 762–769.

[ZO02] A. Zollner., E.R.F. Winter, R. Viskanta. "Experimental studies of combined heat transfer in turbulent mixed convection fluid flows in double-skin-façades", *International Journal of Heat and Mass Transfer* 45 (2002) 4401–4408.

Annexes

Annexe 1 : Les propriétés thermo-physiques de l'eau.

Propriétés de l'eau entre 0 et 100°C

$$\rho = 5,37380. 10^{-10}T^5 - 9,59573. 10^{-7}T^4 + 6,93233. 10^{-4}T^3 - 2,55510. 10^{-1}T^2 + 4,77307. 10^1T - 2,57737. 10^3 \quad [\text{kg.m}^{-3}]$$

$$Cp = -4,51782. 10^{-8}T^5 + 7,61275. 10^{-5}T^4 - 5,12243. 10^{-2}T^3 + 1,72132. 10^1T^2 - 2,88969. 10^3T + 1,98098. 10^5 \quad [\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}]$$

$$\mu = -4,37087. 10^{-13}T^5 + 7,38482. 10^{-10}T^4 - 4,99292. 10^{-7}T^3 + 1,68946. 10^{-4}T^2 - 2,86313. 10^{-2}T + 1,94641 \quad [\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}]$$

$$v = -4,42925. 10^{-16}T^5 + 7,48224. 10^{-13}T^4 - 5,05780. 10^{-10}T^3 + 1,71102. 10^{-7}T^2 - 2,89884. 10^{-5}T + 1,96998. 10^{-3} \quad [\text{m}^2.\text{s}^{-1}]$$

$$k = 5,15307. 10^{-11}T^5 - 8,15212. 10^{-8}T^4 + 5,13800. 10^{-5}T^3 - 1,61344. 10^{-2}T^2 + 2,52691 T - 1,57532. 10^2 \quad [\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}]$$

Pour l'interprétation des résultats nous avons utilisés des valeurs adimensionnelles regroupant plusieurs propriétés physiques dépendantes de la température et plusieurs propriétés géométriques.

Les grandeurs sans dimension sont données ci-dessous :

$$X = \frac{x}{b}$$

$$Y = \frac{y}{b}$$

$$\text{Rapport d'aspect } R_f = \frac{A}{b}$$

$$\text{Le nombre de Prandtl } Pr = \frac{\nu}{a}$$

$$\text{Le nombre de Rayleigh modifié } Ra^* = \frac{Ra}{R_f}$$

Annexe 2. Méthode numérique

Introduction.

Nous aborderons dans cet annexe les outils numériques utilisés pour la résolution numérique des équations de conservation. Une description de cette méthode est donc nécessaire pour la compréhension du modèle numérique utilisé pour réaliser ce travail.

Nous présenterons dans cette partie, les différentes méthodes numériques utilisées ainsi que celle utilisée pour modéliser l'écoulement convectif dans le canal et son environnement.

Formulation numérique.

La résolution des équations d'un phénomène physique de convection thermique naturelle se fait par l'utilisation d'une méthode numérique. Il existe plusieurs méthodes numériques de discrétisation des équations différentielles aux dérivées partielles, à savoir :

- La méthode des différences finis,
- La méthode des éléments finis,
- La méthode des volumes finis,

La méthode des différences finies consiste à remplacer les équations de conservation aux dérivées partielles du modèle physique par des différences finies en chaque nœud du maillage. L'approximation des dérivées partielles par les différences finies se fait en considérant un développement en série de Taylor, pour en obtenir des équations algébriques reliant la valeur des inconnues en un nœud aux valeurs de ces mêmes inconnues aux nœuds voisins. Sa mise en œuvre est assez simple mais cette méthode est limitée à des géométries simples.

La méthode des éléments finis consiste à approcher, dans un sous-espace de dimension finie, un problème écrit sous forme variationnelle dans un espace de dimension infinie. La solution est donc approchée et la mise en place de ce système est très complexe.

Dans notre étude, nous avons utilisé le code de calcul Ansys fluent v14.5. La méthode utilisée pour la résolution des équations de conservation dans notre étude est la méthode des volumes finis qui va être détaillée dans ce qui suit.

La méthode des volumes finis.

Le principe de cette méthode est basé sur une technique de discrétisation qui convertit les équations de conservation aux dérivées partielles en équations algébriques qui peuvent être résolues numériquement. Le domaine de calcul est divisé en un nombre fini de sous-domaines élémentaires appelés volumes de contrôle. Chacun de ces derniers englobe un nœud dit "nœud principal", comme indiqué dans la figure 1.

La méthode des volumes finis comporte essentiellement :

- La discrétisation du domaine considéré en volume de contrôle ;
- La formulation intégrale des équations différentielles aux dérivées partielles ;
- Le choix d'un schéma représentant la variation de la quantité physique et l'assemblage des diverses équations ;
- Le modèle doit être stable et convergent.

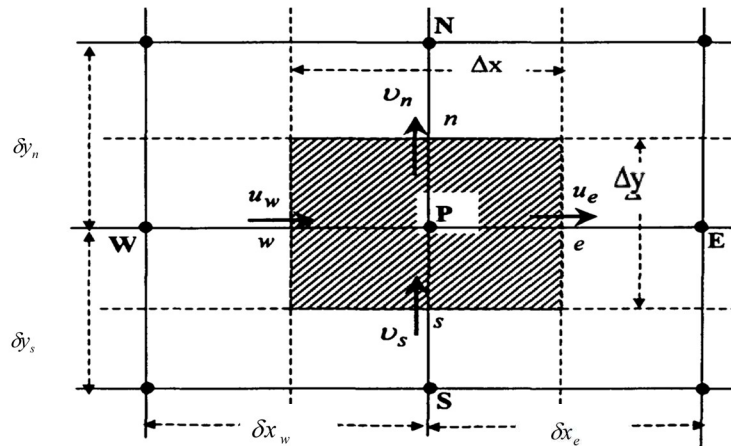


Figure 1. : Volume de contrôle bidimensionnel.

La méthode des volumes finis résout, sur des volumes élémentaires de forme simple, les équations écrites sous la forme de lois de conservation (bilan dans chaque volume de contrôle). Elle fournit ainsi des approximations discrètes conservatives et elle est donc particulièrement bien adaptée aux équations de la mécanique des fluides : équation de conservation de la masse, équation de conservation de la quantité de mouvement et équation de conservation de l'énergie. Sa mise en œuvre est simple si les volumes élémentaires sont de forme rectangulaire. Cependant, la méthode des volumes finis permet d'utiliser des volumes élémentaires de forme quelconque, donc de traiter des géométries complexes, ce qui est un avantage sur les méthodes aux différences finie. Une grande majorité des codes commerciaux, actuellement disponibles, résolvent les équations de conservation en variable en employant la méthode des volumes finis.

Equation différentielle générale de convection-diffusion pour une variable « φ », sur un volume V de frontière A et sur un pas de temps ∂t :

$$\int_v \partial(\rho\varphi)/\partial t. dV + \int_v \text{div}(\rho\varphi\vec{u}). dV = \int_v \text{div}(\xi \text{grad}\varphi). dV + \int_v S\varphi. dV \quad (1)$$

Cette équation donne le bilan de la variable « φ » sur une cellule et sur un pas de temps ∂t .

Il nous faut maintenant décrire le processus de résolution des équations de conservation régissant les écoulements en convection naturelle. Dans l'équation différentielle générale de convection-diffusion, la variable ϕ , dans nos configurations, peut-être la température et les

composantes des vitesses. Le problème de résolution des équations gouvernantes subsiste du fait qu'il n'existe pas d'équation donnant directement le champ de pression. Pour cette raison, le logiciel Fluent utilise deux approches différentes pour déterminer la pression :

- « Density-based solver »
- « Pressure-based solver »

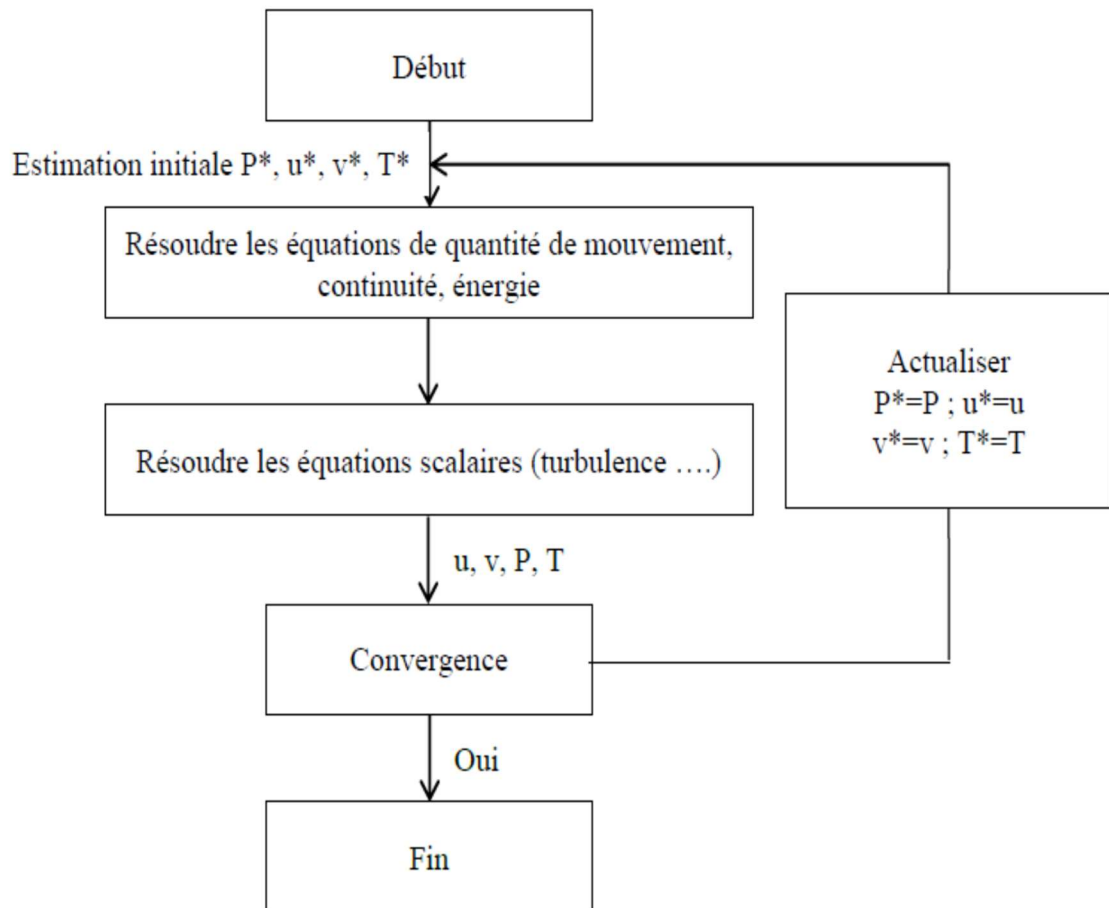


Figure 2. : Organigramme de Solveur basé sur la densité (Density based solver).

Dans nos configurations, nous n'allons pas utiliser cette méthode de résolution car la résolution simultanée des équations nécessite une quantité de mémoire et un temps de calcul CPU trop importants.

Le solveur basé sur la densité (figure.2) résout les équations de continuité, de quantité de mouvement et de transport d'énergie simultanément. Les autres équations supplémentaires (turbulence) seront résolues par la suite et de manière séquentielle. Parce que ces équations ne sont pas linéaires, plusieurs itérations doivent être effectuées avant qu'une solution de convergence soit obtenue.

Le solveur Pressure-based (figure.3) utilise un algorithme qui appartient à une catégorie de méthodes appelées méthodes de projection. Les différentes équations de conservation sont intégrées sur chacun des volumes de contrôle et linéarisées de façon à obtenir des équations algébriques. Une équation de correction de pression est obtenue en intégrant l'équation de continuité sur le volume de contrôle.

Le solveur Pressure-based comporte deux algorithmes dont l'un est séparé et l'autre couplé. Dans l'algorithme séparé (figure 3), les équations sont résolues les unes après les autres. L'algorithme séparé est économe en mémoire, puisque les équations doivent être mémorisées une par une. Cependant, la convergence de la solution est relativement lente, dans la mesure où les équations sont résolues de manière découplée.

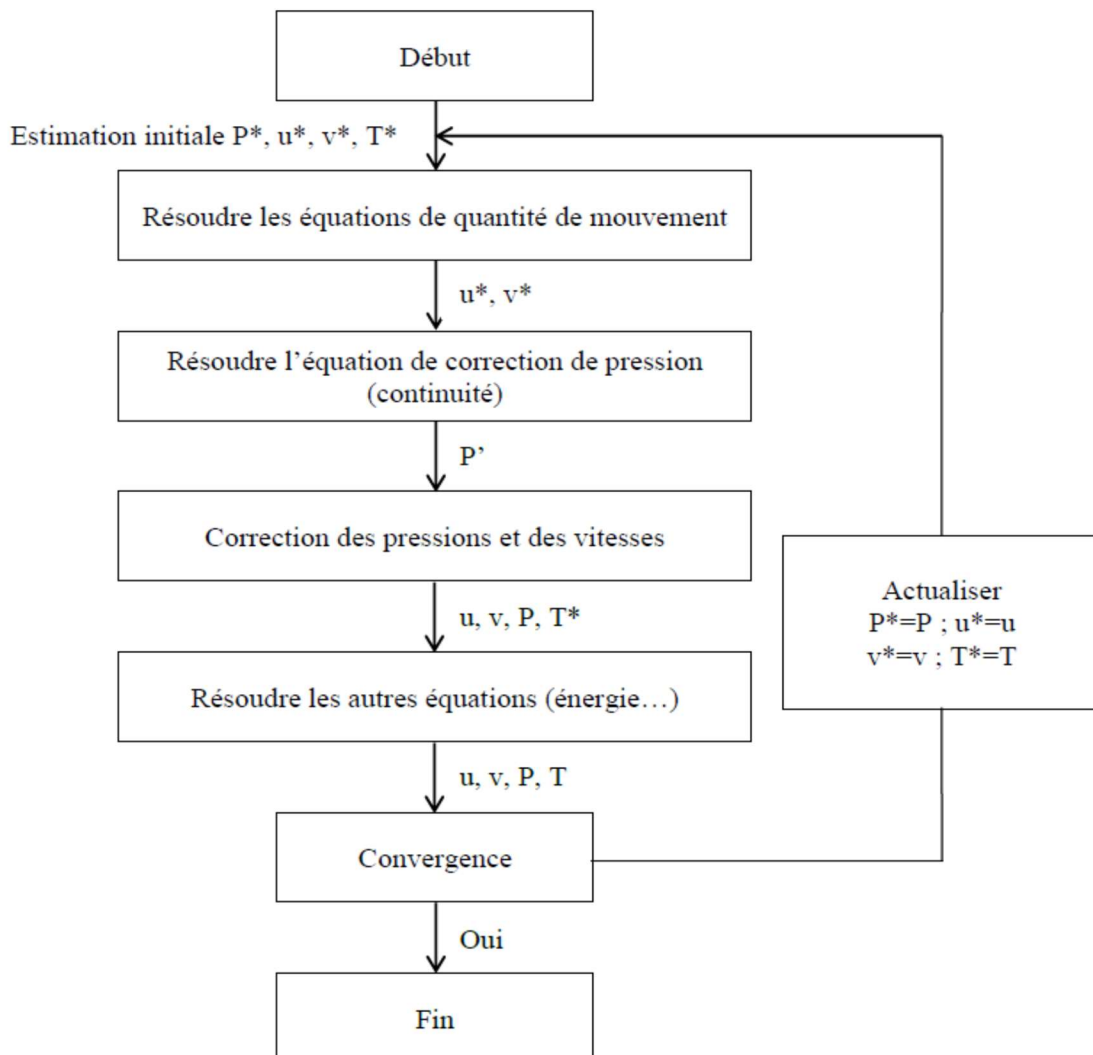


Figure 3. : Organigramme de Solveur basé sur la densité (Pressure based solver).

Le principe de cet algorithme consiste à obtenir les champs des vitesses approchées u^* et v^* à partir d'un champ de pression arbitraire P^* en résolvant les équations de conservation de quantité de mouvement. Mais les vitesses u^* et v^* ainsi calculées ne vérifient pas forcément l'équation de continuité. Des corrections successives sont alors apportées au champ de pression et aux champs des vitesses de façon à se rapprocher petit à petit d'une solution qui satisfasse l'équation de continuité.

Contrairement à l'algorithme séparé décrit ci-dessus, l'algorithme pressure-based « Coupled » résout un système couplé d'équations comprenant les équations de quantité de mouvement et l'équation de continuité. Puisque les équations de quantité de mouvement et de continuité sont résolues d'une manière couplée, le taux de convergence de la solution est amélioré de manière significative par rapport à l'algorithme séparé. Toutefois, les besoins en mémoire augmentent de 1,5 à 2 fois plus que pour l'algorithme séparé puisque toutes les équations de quantité de mouvement et de continuité doivent être mémorisées lors de la résolution des champs vitesse et de pression (plutôt qu'une seule équation, comme c'est le cas avec l'algorithme séparé). Fluent offre la possibilité de choisir parmi quatre algorithmes de couplage pression vitesse: SIMPLE, SIMPLEC, PISO, Coupled. Tous les régimes mentionnés ci-dessus, à l'exception du régime "Coupled", sont basés sur l'approche prédicteur-correcteur.

Notons que SIMPLE, SIMPLEC et PISO utilisent l'algorithme séparé basé sur la pression ; en revanche, « Coupled » utilise le solveur couplé basé sur la pression. Dans les différentes études réalisées dans ce manuscrit, le solveur pressure-based couplé sera utilisé.

Dans l'équation différentielle générale de convection-diffusion citée précédemment pour une variable ϕ , les valeurs de la variable ϕ interviennent sur la face des volumes de contrôle. Il est donc nécessaire d'avoir recours à une méthode qui permet d'effectuer les calculs avec seulement les valeurs de la variable ϕ stockées au centre des cellules. Cette technique est appelée schéma de discrétisation. Il existe plusieurs schémas de discrétisation spatiale et temporelle pour les équations de conservations.

Pour les équations de conservation de quantité de mouvement et d'énergie il existe de nombreux schémas de discrétisation spatiale. Le premier schéma de discrétisation s'appelle schéma « First-order upwind ». Dans ce schéma de discrétisation de premier ordre, on considère que les valeurs des grandeurs ϕ sont constantes dans toute la cellule. L'affectation de la valeur sur une face s'effectue par rapport au nœud en amont. Le deuxième schéma est le schéma « Power-law ». Pour ce schéma de discrétisation, la grandeur ϕ à l'interface des cellules est obtenue d'après une loi de puissance faisant intervenir la valeur de ϕ au centre du volume de contrôle. Ensuite, il existe le schéma « Second-order upwind ». Avec ce schéma de discrétisation, la valeur de ϕ sur l'interface entre deux mailles est déterminée à partir d'une interpolation linéaire entre les deux nœuds voisins en amont de la face. Il existe un schéma de discrétisation du troisième ordre, le schéma « Third-order MUSCL ». Cette méthode consiste à supposer que les variables d'état ne sont plus constantes dans chaque cellule mais varient linéairement dans la cellule. Il existe également un autre schéma, le schéma QUICK. Ce schéma propose d'approximer la

variation de la variable φ par une interpolation quadratique entre les deux noeuds voisins en amont et en aval afin d'évaluer la valeur de φ à l'interface du volume de contrôle.

Pour les simulations numériques en régime transitoire, les équations régissant la mécanique des fluides doivent être discrétisées dans l'espace et le temps. La discrétisation spatiale pour les équations en régime transitoire est identique aux cas du régime permanent. La discrétisation temporelle implique l'intégration de chaque terme dans les équations différentielles sur un pas de temps. Il existe deux voies différentes pour une discrétisation temporelle, soit utiliser un schéma explicite, soit utiliser un schéma implicite. La discrétisation en temps explicite est seulement disponible en utilisant le solveur explicite basé sur la densité, dans lequel la résolution est basée sur les solutions existantes de la variable au pas de temps passé. Le schéma de discrétisation implicite calculant les variables dans une cellule donnée est en relation avec les variables des cellules voisines dans le même pas de temps. La discrétisation temporelle peut être réalisée de différentes façons : du premier ordre ou du deuxième ordre.

Discrétisation du premier ordre

$$\partial\varphi/\partial t = \varphi^{n+1} - \varphi^n / \Delta t \quad (2)$$

Discrétisation du second ordre

$$\partial\varphi/\partial t = (3\varphi^{n+1} - 4\varphi^n + \varphi^{n-1}) / 2\Delta t \quad (3)$$

φ^{n+1} Valeur de la variable au pas de temps suivant $t + \Delta t$

φ^n Valeur de la variable au pas de temps actuel t

φ_{n-1} Valeur de la variable au pas de temps précédent $t - \Delta t$