



République algérienne démocratique et populaire
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche
scientifique



Université IBN KHALDOUN –Tiaret

Faculté : Sciences appliquées

Département de Génie mécanique

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

pour l'obtention du diplôme de Master

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Génie Mécanique

Parcours : Master

Spécialité : Énergétique

Thème :

**Simulation numérique du transfert de
chaleur par convection mixte dans une
cavité : Effet de la présence de chicane**

Préparé par :

KHANOUDJ Fatima

KHELIFA Amina

Soutenu publiquement le **:05 / 10 / 2020**, Devant le jury composé de :

M. MEKROUSSI Said	Maître de Conférences "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Président
M. CHAIB Khaled	Maître de Conférences "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M. MAZARI Djamel	Maître Assistant "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Examineur
M. BELMILOUD MA	Maître Assistant "B" (Univ. Ibn Khaldoun)	Encadreur

Année universitaire 2019/2020

Remerciements

Avant tout, nous remercions ALLAH qui nous a donné la force et le courage Pour terminer ce modeste travail, ainsi nos très chers parents. Nous remercions sincèrement et très chaleureusement, notre encadreur, Monsieur **BELMILOUD Mohamed Amine** qui a dirigé notre travail.

Nous remercions aussi les membres de jury : Monsieur MEKROUSSI Said, monsieur CHAIB Khaled et monsieur MAZARI Djemal, qui nous ont fait l'honneur d'accepter le jugement de notre travail.

Merci à tous les enseignants qui nous suivons au cours de cette formation à l'Université Ibn Khaldoun – Tiaret.

Pour tous, nous voulons exprimer nos sincères remerciements.

Table des matières

	Page
Remerciements.....	i
Table des matières.....	ii
Liste des figures	iv
Liste des tableaux.....	v
Nomenclature.....	vii
Introduction générale	1

Chapitre 01 : Étude bibliographique

1.1.Introduction	3
1.2.Phénomène de convection.....	3
1.2.1. La convection libre (naturelle).....	3
1.2.2. La convection forcée.....	4
1.2.3. La convection mixte.....	4
1.3.Nombres adimensionnels.....	4
1.3.1. Nombre de Reynolds	5
1.3.2. Nombre de Nusselt.....	5
1.3.3. Nombre de Prandtl.....	5
1.3.4. Nombre de Grashof.....	5
1.3.5. Nombre de Richardson.....	5
1.4.Régime d'échange convectif et les nombres sans dimension.....	6
1.5.Revue bibliographique.....	6
1.6.Conclusion.....	15

Chapitre 02 : Formulation mathématique

2.1. Introduction.....	17
2.2. Description du problème.....	17
2.3. Hypothèses simplificatrices des équations.....	18
2.4. Approximation de BOUSSINESQ-OBERBECK.....	18
2.5. Les équations gouvernantes.....	18
2.5.1. Equation de continuité.....	19
2.5.2. les équations de quantité de mouvement.....	19

2.5.3. Equation de la conservation d'énergie.....	19
2.6. Condition aux limites.....	19
2.7. Nombre de Nusselt moyen.....	20
2.8. Conclusion.....	20

Chapitre 03 : Méthode numérique

3.1. Introduction.....	22
3.1.1. Méthodes des différences finis.....	22
3.1.2. Méthodes des éléments finis.....	22
3.1.3. Méthodes des volumes finis.....	23
3.2. Maillage.....	23
3.2.1. Maillage structure (QUADRA/HEXA).....	23
3.2.2. Maillage non structure (TRI/TETRA).....	24
3.2.3. Maillage hybride.....	25
3.3. Structure du code FLUENT.....	25
3.4. Schéma de discrétisation	26
3.4.1. Schéma de centré.....	26
3.4.2. Schéma de discrétisation Uowind.....	26
3.4.3. Schéma de discrétisation Hybride.....	26
3.4.4. Schéma de discrétisation Paver law.....	27
3.4.5. Schéma de discrétisation Quick.....	27
3.5. Choix de la méthode de couplage pression-vitesse.....	27
3.6. Les choix du schéma d'interpolation de la pression.....	27
3.7. Simulation sous Fluent.....	28
3.7.1 Lancement de Fluent.....	28
3.7.2. Importation de la géométrie (*.msh).....	28
3.7.3. Vérification du maillage import.....	29
3.7.4. Vérification de l'échelle.....	29
3.7.5. Choix du solver.....	30
3.7.6. Equation de l'énergie.....	31
3.7.7. Définition des caractéristique du Fluent.....	31
3.7.8. Operating conditions.....	32
3.7.9. Condition aux limites usuelles.....	32
3.7.10. Initialisation du calcul.....	33
3.7.11. Choix des critères de convergence.....	33

3.7.12. Lancement du calcul.....	33
3.8 Conclusion.....	34

Chapitre 04 : Résultats et discussions

4.1. Introduction.....	36
4.2. Validation numérique.....	36
4.3. Maillage du domaine.....	36
4.4. Résultats et discussions.....	37
4.4.1. Les contours de vitesse et les lignes isothermes.....	38
4.4.2. Les profils de vitesse et de la température.....	45
4.4.3. Variation du nombre de Nusselt et de la température moyenne.....	47
4.5. Conclusion	49
Conclusion générale	51
Liste des références	53
Résumé	

Liste des figures et des tableaux

Liste des figures

	Page
Figure 1.1 Schéma représentatif de la convection naturelle	3
Figure 1.2 Schéma représentatif de la convection forcée.....	4
Figure 1.3 Schéma représentatif de la convection mixte.....	4
Figure 1.4 Modèle physique de la cavité avec une source de chaleur sur la paroi latérale...	7
Figure 1.5 Une cavité ouverte (en forme) avec une paroi chauffée : (a) et (b) pour une source de chaleur vertical, (c) pour une source de chaleur horizontale [6].....	7
Figure 1.6 Schéma de la cavité [7].....	8
Figure 1.7 La géométrie et les conditions aux limites utilisées par [8].....	8
Figure 1.8 Convection mixte dans deux canaux verticaux : a) canal avec une entrée convexe, et b) canal avec entrée concave [9].....	9
Figure 1.9 Les modèles physiques pour les trois cas utilisés par [10].....	10
Figure 1.10 Géométrie et conditions aux limites de la cavité [11].....	10
Figure 1.11 Une cavité carrée avec une chicane en forme d'arc [12].....	11
Figure 1.12 Canal vertical ouvert avec chicane soumise à un écoulement avec pulsation [13]	12
Figure 1.13 Un canal avec une chicane installé sur la paroi horizontale supérieure [14].....	12
Figure 1.14 Une cavité carrée avec des chicanes orthogonales chauffées [15].....	13
Figure 1.15 Une cavité rectangulaire ventilée partitionnée par une chicane [16].....	13
Figure 1.16 Une cavité ventilée avec et sans chicane [17].....	14
Figure 1.17 Les quatre formes de configuration dans une cavité rectangulaire [18].....	14
Figure 1.19 Un canal en forme de U avec un écoulement à deux directions : (a) sans chicane (b) avec chicane [19].....	15
Figure 2.1 Le problème considéré.....	17
Figure 3.1 Maillage structuré.....	24
Figure 3.2 Maillage non structuré.....	24
Figure 3.3 Maillage hybride.....	25
Figure 3.4 Schéma structure du code (FLUENT).....	26
Figure 3.5 Vue globale de Fluent.....	28
Figure 3.6 Exportation du fichier mech.....	29
Figure 3.7 Vérification du maillage sous Fluent.....	29
Figure 3.8 Vérification des unités.....	30
Figure 3.9 Le choix de schéma de résolution.....	30

Figure 3.10	Equation de l'énergie.....	31
Figure 3.11	Définition des caractéristiques du fluide.....	31
Figure 3.12	Choix de la pression de référence.....	32
Figure 3.13	Les conditions aux limites.....	32
Figure 3.14	Initialisation de la solution.....	33
Figure 3.15	Choix et affichage pendant les calculs des critères de convergence.....	33
Figure 3.16	Choix du nombre des itérations.....	34
Figure 4.1	Maillage 56X89 utilisé dans cette simulation	37
Figure 4.2	Influence du nombre de Richardson Ri sur les contours de vitesse pour $lc=0.25$..	40
Figure 4.3	Influence du nombre de Richardson Ri sur les lignes isotherme pour $lc=0.25$	41
Figure 4.4	Influence du nombre de Richardson Ri sur les conteurs de vitesse pour $lc=0.5$...	43
Figure 4.5	Influence du nombre de Richardson Ri sur les lignes isotherme pour $lc=0.5$	44
Figure 4.6	Variation du profile de la vitesse et de température en fonction des différents nombres de Richardson à $x=1.5$ et pour a) $lc=0.25$ et b) $lc=0.5$	45
Figure 4.7	Variation du profile de température en fonction des différents nombres de Richardson à $X=1.5$ et pour a) $lc=0.25$ et b) $lc=0.5$	46
Figure 4.8	Influence de la longueur de chicane lc sur le nombre de Nusselt moyenne pour différentes valeurs de Ri et pour la paroi chaude.....	47
Figure 4.9	Influence de la longueur de chicane lc sur la température moyenne pour différentes valeurs de Ri au niveau de la paroi chaude.....	48
Figure 4.10	Influence de la position de chicane sur le nombre de Nusselt moyen pour différentes valeurs de Ri et pour la longueur de la chicane $lc=0,05$	48

Liste des tableaux

	Page	
Tableau 1.1	Les différentes modes et rédimes des échanges convectifs [4].....	6
Tableau 4.1	Nombre de Nusselt moyen et la température évolués dans la paroi chaude.....	36
Tableau 4.2	Effet de maillage sur les résultats obtenus pour $Re=350$, $Ri=1$, $lc=0.5$, et pour paroi inférieure chaude.....	37

Nomenclatures

Symbole	Définition	Unité
A	Rapport d'aspect de la cavité. L /H	[-]
Cp	Chaleur spécifique massique	[J/KgK]
g	Accélération de la gravité	[m/s ²]
Gr	Nombre de Grachof	[-]
hc	Hauteur de la chicane	[m]
H	Hauteur de la cavité	[m]
L	Langueur de la cavité	[m]
lc	Langueur de la chicane	[m]
Nu	Nombre de Nusselt	[-]
P	Pression	[N/m ²]
Pr	Nombre de Prandtl	[-]
Q	Flux de chaleur	[W/m ²]
Re	Nombre de Reynolds	[-]
Ri	Nombre de Richardson	[-]
T ₀	Température de fluide	[K]
u,v	Les composantes de la vitesse horizontale et verticale	[m/s]
W	Hauteur relative des ouvertures	[-]
x,y	Cordonnée cartésien	[m]

Symboles grecs

α	Diffusivité thermique	[m ² /s]
β	Coefficient de dilatation thermique	[k ⁻¹]
μ	Viscosité dynamique	[Kg/ms]
ρ	Masse volumique	[Kg /m ³]
Ω	Verticité	[1 /s]
ψ	Fonction de courant	[m ³ /s]

Indices et exposants

i	Imposé
moy	Valeur moyenne
*	Nombre adimensionel

Introduction
générale

C'est depuis d'un siècle que les scientifiques étudient les écoulements avec transfert de chaleur, par différents modes de convection (naturelle, forcé et mixte). Ces écoulements sont étudiés à travers des géométries connues, en raison de leurs applications pratiques telles que les systèmes électroniques, les échangeurs de chaleur de haute performance, les équipements des procédés chimiques, les chambres de combustion, les systèmes de contrôle de l'environnement, etc.

Le but de notre travail est donc de mener une étude de la convection mixte dans une cavité avec chicane. Faisant suite à cette introduction générale la présente étude est structurée en quatre chapitres. Le premier chapitre est consacré à des généralités sur le transfert thermique par convection, ainsi une synthèse bibliographie concernant certains travaux antérieurs sur cette thématique.

Le deuxième chapitre comprend le domaine d'étude (géométrie du problème), ainsi que la formation mathématique du problème fondée sur les équations de continuité et de quantité de mouvement avec l'équation de l'énergie.

Le troisième chapitre est consacré à la présentation de la méthode numérique qui consiste en la méthode des volumes finie, sa mise en œuvre pour la discrétisation d'équations types, ainsi que les différents schémas qu'on peut rencontrer.

Le quatrième et le dernier chapitre est dédié à la validation du modèle adopté et à l'interprétation des différents résultats des simulations numériques effectuées.

On a terminé par une conclusion générale résumant les principaux résultats obtenus dans cette étude.

Chapitre01 :

Etude bibliographique

1.1.INTRODUCTION

Le transfert de chaleur est un processus d'une grande importance dans le domaine de l'industrie et des technologies bien qu'il manifeste sous diverse forme (rayonnement, conduction, et convection), cette dernière est la plus visée dans certains domaines bien spécifiés tels que le refroidissement des processeurs et les composants électronique, les radiateurs et les échangeurs de chaleur,...etc.

Dans ce chapitre nous présentons l'étude bibliographique concernant le phénomène de convection.

1.2. PHENOMENE DE CONVECTION

La convection est un mode de transfert de chaleur qui se produit uniquement au sein des milieux fluide. Elle apparaît lorsqu'un fluide, liquide ou gaz, est en mouvement et présente des inhomogénéités partiales de température. La convection intervient en particulier dans les échanges thermiques entre une paroi et un fluide en mouvement, alors dans la convection peut être considérée comme un transfert d'énergie par des mouvements macroscopiques [1].

On a l'habitude de distinguer trois formes de convection :

- ✚ La convection naturelle (libre) ;
- ✚ la convection forcée
- ✚ la convection mixte.

1.2.1. La convection libre (naturelle)

Dans laquelle le mouvement du fluide est produit par les différences de densité entre les particules chaudes et froides existantes dans un fluide, situé dans un champ de force massique , cette différence de densité , qui est la plupart du temps provoquée par différence de température avec la force de gravité ,crée une force de flottabilité , qui par conséquent crée une différence de quantité de mouvement[2]

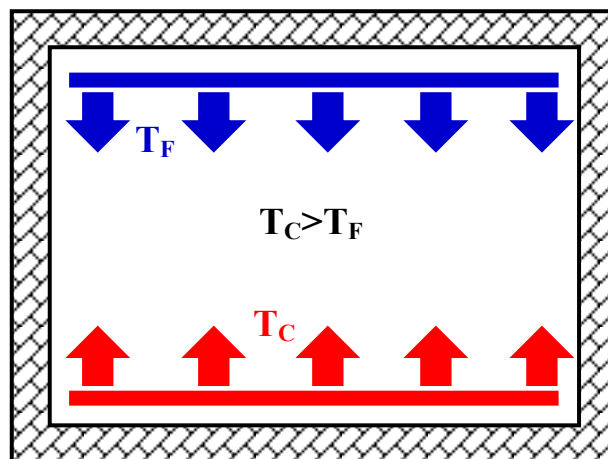


Figure 1.1 : Schéma représentatif de la convection naturelle

1.2.2. La convection forcée

La convection forcée dans laquelle le mouvement de fluide est provoqué par l'action des forces extérieures (par exemple pompe, ventilateur...etc.) ; qui lui imprime des vitesses de déplacement assez importantes. En conséquence, l'intensité du transfert thermique par convection forcée sera en liaison directe avec le régime de mouvement du fluide.

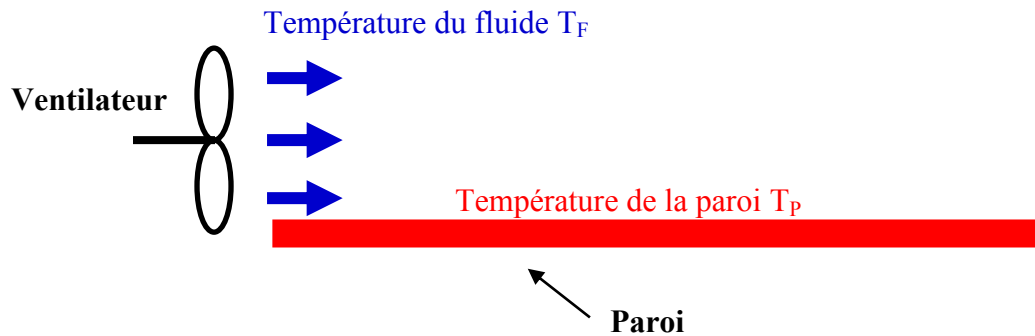


Figure 1.2 : schéma représentatif de la convection forcée

1.2.3. La convection mixte

La convection mixte correspond au couplage des deux phénomènes précédents (convection libre et convection forcée). Elle se produit pour une vitesse du fluide faible et en présence d'un gradient de température. On distingue suivant la vitesse du fluide deux régimes d'écoulement : Laminaire et turbulent [2]. La convection mixte peut être aidée (favorable) lorsque les effets de la convection naturelle et la convection forcée sont dans la même direction. Elle est dite défavorable quand ces derniers effets sont de sens opposés.

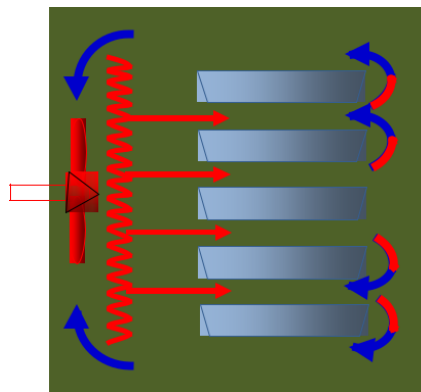


Figure 1.3 : schéma représentatif de la convection mixte

1.3. NOMBRES ADIMENSIONNELS

Une grandeur adimensionnelle (ou grandeur sans dimension) est une quantité permettant de décrire une caractéristique physique sans dimension ni unité explicite d'expression. Elle est constituée du produit ou de rapport de grandeurs à dimensions, de telle façon que le rapport des

unités équivalent à un, ces grandeurs sans dimension interviennent particulièrement en mécanique des fluides et pour la description de phénomènes de transfert lorsqu'on utilise la similitude de modèles réduits ou théorie des maquettes

Les nombres adimensionnels les plus utilisés dans le domaine de la convection sont :

1.3.1. Nombre de Reynolds

Le nombre de Reynolds est le rapport des forces d'inertie aux forces de viscosité. Il caractérise le régime d'écoulement en convection forcée.

$$Re = \frac{V.H}{\nu} = \frac{\rho.V.H}{\mu} \quad (1.1)$$

1.3.2. Nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt est le rapport de la quantité de chaleur échangée par convection à la quantité de chaleur échangée par conduction. Il caractérise l'échange thermique entre le fluide et la paroi.

$$Nu = \frac{h.H}{\lambda} \quad (1.2)$$

1.3.3. Nombre de Prandtl

Le nombre de Prandtl compare la distribution des vitesses par rapport à la distribution des températures. Il caractérise les propriétés thermiques du fluide.

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

1.3.4. Nombre de Grashof

Le nombre de Grashof joue le même rôle en convection naturelle que le nombre de Reynolds en convection forcée. Il caractérise le régime d'écoulement en convection naturelle.

$$Gr = \frac{g.\beta.(T_p - T_f).H^3}{\nu^2} \quad (1.4)$$

1.3.5. Nombre de Richardson

Le nombre de Richardson est défini comme le rapport entre le nombre de Grashof et le carré du nombre de Reynolds. On peut aussi mentionner que ce nombre est également le rapport entre l'énergie potentielle de pesanteur et l'énergie cinétique : c'est-à-dire

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

1.4. REGIME D'ÉCHANGE CONVECTIF ET LES NOMBRES SANS DIMENSION

Les valeurs critiques du nombre de Richardson Ri sont données dans le tableau ci-dessous pour les plaques horizontales plates. La distinction entre régime laminaire et turbulent est basée sur nombre de Grashof Gr pour la convection libre et le nombre de Reynolds Re pour la convection forcée. Les différentes modes d'échange et les régimes de l'écoulement d'air sont présentés d'après **Roy et al [4]**

		Mode de la convection	Régime laminaire	Régime turbulent
Critère général	$Ri = \frac{Gr}{Re^2} < 0,1$	Convection forcée	$Re < 5.10^4$	$Re > 5.10^4$
Critère pour 20°C air	$\frac{L.\Delta T}{u^2} < 3$		$U.L < 0,75$	$U.L > 0,75$
Critère général	$Ri = \frac{Gr}{Re^2} > 16$	Convection naturelle	$Gr < 10^8$	$Gr > 10^8$
Critère pour 20°C air	$\frac{L.\Delta T}{u^2} > 484$		$L^3.\Delta T < 0,63$	$L^3.\Delta T > 0,63$

Tableau 1.1 : les différentes modes et régimes des échanges convectifs [4]

1.5. REVUE BIBLIOGRAPHIQUE

En convection mixte, d'importants travaux ont été réalisés. Cela est justifié par son efficacité et également par le faible cout qu'ils nécessitent. Dans ce qui va suivre, on ne s'intéressera qu'aux travaux relatifs à la convection mixte dans les enceintes en présence d'un fluide newtonien. Parmi ces travaux, on peut rencontrer celui :

Papanicolaou et Jaluria [5] ont analysé numériquement la convection mixte turbulente à partir d'une source de chaleur isolée dans une cavité carrée avec des ouvertures sur le côté opposé (*Fig. 1.4*). Deux valeurs du nombre de Reynolds ont été utilisées ($Re = 1000$, $Re = 2000$) et Le nombre de Grashof (Gr) varie entre 5.10^7 et 5.10^8 . Pour les deux valeurs de Re , le nombre de Nusselt moyen (sur la surface de la source) dépend de la valeur de Gr . Les résultats montrent que la turbulence a été développée près de la paroi verticale droite de la cavité (en face de l'emplacement de la source de chaleur et près de l'orifice d'écoulement) ; la production de la turbulence à cet endroit a été principalement due au cisaillement, tandis qu'une petite quantité a été générée en raison de la flottabilité, le long de la paroi verticale de gauche (juste au-dessus et dans la couche limite thermique de la source de chaleur).

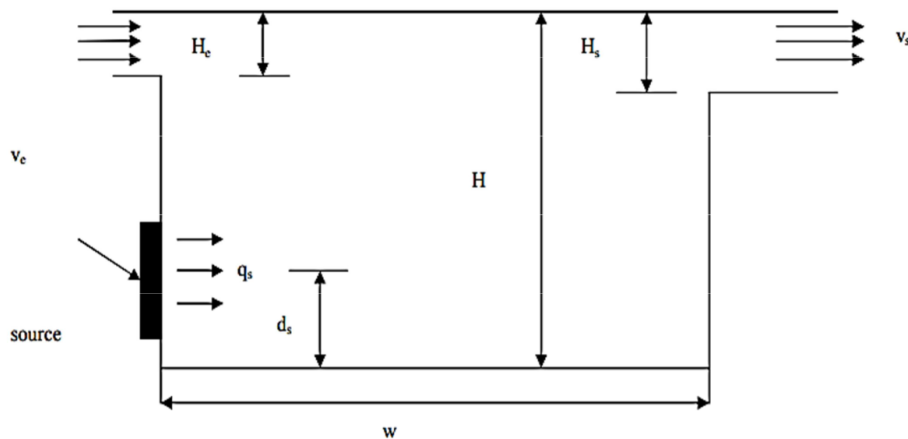


Figure 1.4 : Modèle physique de la cavité avec une source de chaleur sur la paroi latérale [5]

Manca et al [6] ont utilisé une cavité ouverte (en forme U) avec une paroi chauffée délimitée par une plaque isolée pour étudier numériquement la convection mixte. Les trois modes de chauffage: (a) la paroi chauffée se trouve sur le côté d'entrée; (b) la paroi chauffée se trouve sur le côté opposé d'écoulement ; (c) la paroi chauffée sur la surface horizontale de la cavité (*Fig. 1.5*). Les résultats de cette étude montrent que les valeurs maximales de température diminuent lorsque le nombre de Reynolds Re et le nombre de Richardson Ri augmentent pour les trois configurations. En général, la performance thermique la plus élevée est obtenue pour la configuration (b).

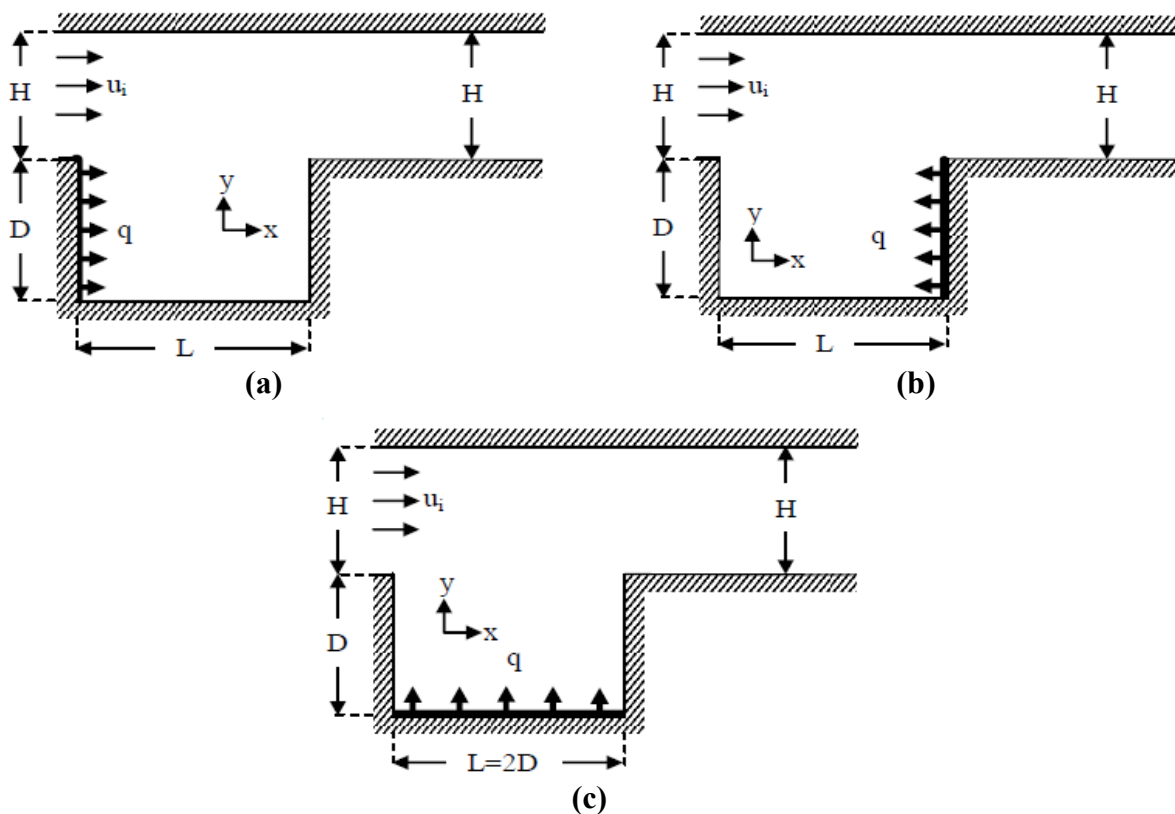


Figure 1.5 : Une cavité ouverte (en forme U) avec une paroi chauffée: (a) et (b) pour une source de chaleur verticale, (c) pour une source de chaleur horizontale [6].

Belhi et boudebous [7] ont étudié numériquement à l'aide d'une formulation fonction de courant-vorticité ($\psi-\omega$) la convection mixte dans une cavité carrée munie de plusieurs entrées. Les résultats montrent qu'au-delà d'un nombre d'entrées critique (12 pour le cas considéré) la répartition des isothermes et des lignes de courant dans la cavité étudiée reste pratiquement inchangée.

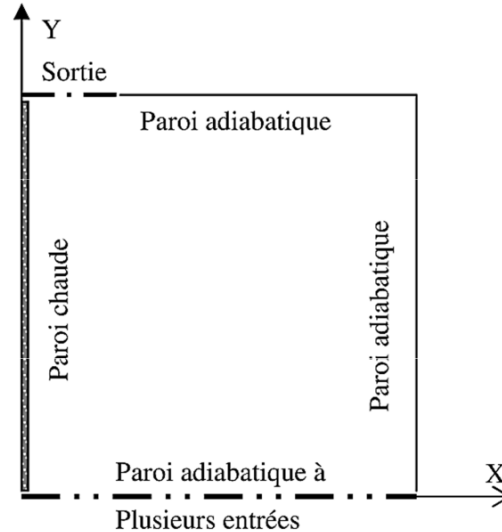


Figure 1.6 : Schéma de la cavité [7]

Mekroussi et al [8] ont étudié numériquement la convection mixte dans une cavité carrée, ils ont utilisé une ondulation sur la paroi inférieure de la cavité (*Fig. 1.7*). Les résultats des lignes de courants et des isothermes sont obtenus pour différents angles variés de 0° , 45° , 90° , 120° , 150° jusqu'à 180° , respectivement. Les effets de l'angle d'inclinaison sur le nombre de Nusselt pour les trois formes géométriques (quatre, cinq et six ondulations) sont étudiés, le nombre Grashof varie jusqu'à $Gr = 10^4$ et le nombre de Prandtl reste constant $Pr = 0,71$. L'air est considéré comme un fluide incompressible.

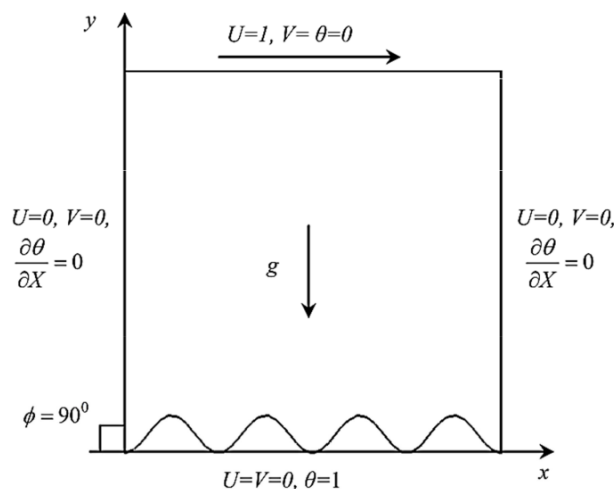


Figure 1.7: la Géométrie et les conditions aux limites utilisées par [8]

Le transfert de chaleur par convection mixte a été étudié numériquement par **Moukalled et al**[9] dans deux canaux verticaux, ayant des parois courbées considérées comme des sources de chaleur. La première a une forme concave et l'autre une forme convexe (*Fig.1.8*). Les résultats ont été obtenus pour plusieurs rapports de courbure (R/L) (concave et/ou convexe) et pour certaines valeurs du nombre de Richardson $Ri = Gr/Re^2$, et ont été comparés avec ceux des canaux droits. Ils montrent que le transfert global dans la surface convexe est toujours plus grand que celui dans un canal droit à égale hauteur pour de faibles rapports (R/L) et des Ri élevés. Cependant, au-dessous d'une valeur critique, Ri_{CR} , l'amélioration du transfert de chaleur est obtenue avec les surfaces concaves.

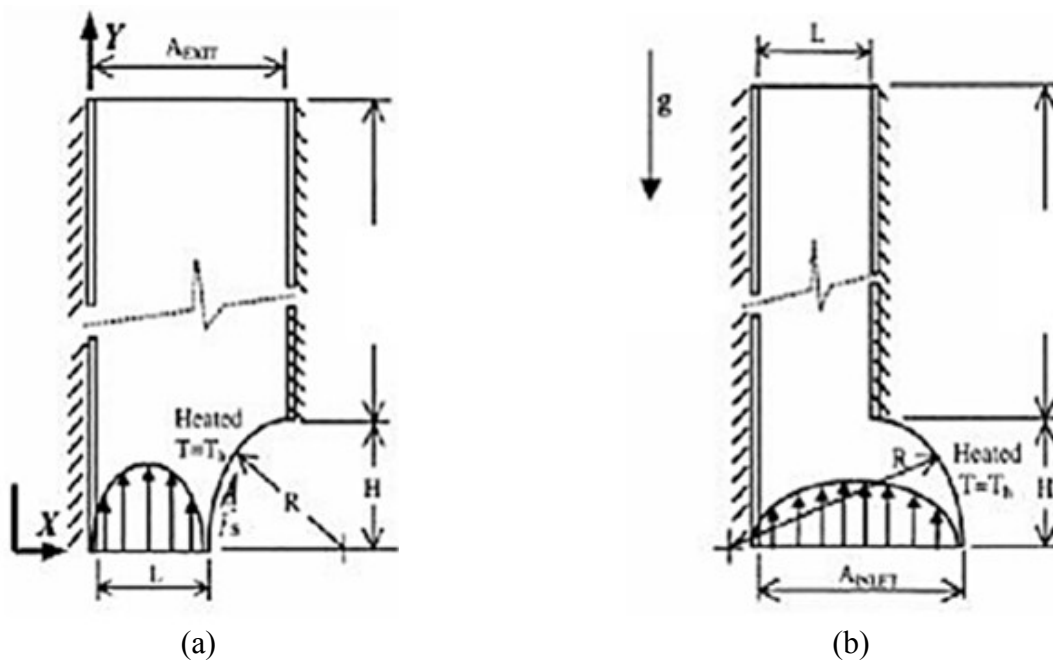


Figure 1.8 : convection mixte dans deux canaux verticaux : a) Canal avec une entrée convexe et b) canal avec une entrée concave [9]

Oztop et al. [10] ont étudié numériquement la convection mixte bidimensionnelle stationnaire dans une cavité carrée portant deux parois mobiles verticales et chauffées différemment, les parois horizontales sont maintenues adiabatiques. Trois cas ont été considérés qui dépendent de la direction du mouvement des parois (*Fig. 1.9*). Toutes les simulations ont été réalisées avec les valeurs des nombres de Richardson ($0.01 < Ri < 100$), et le nombre de Prandtl ($Pr = 0.7$). Les résultats montrent que le nombre de Richardson influence sur l'écoulement du fluide et le transfert thermique pour $Ri < 1$, et par conséquent, le transfert de chaleur est assez meilleur.

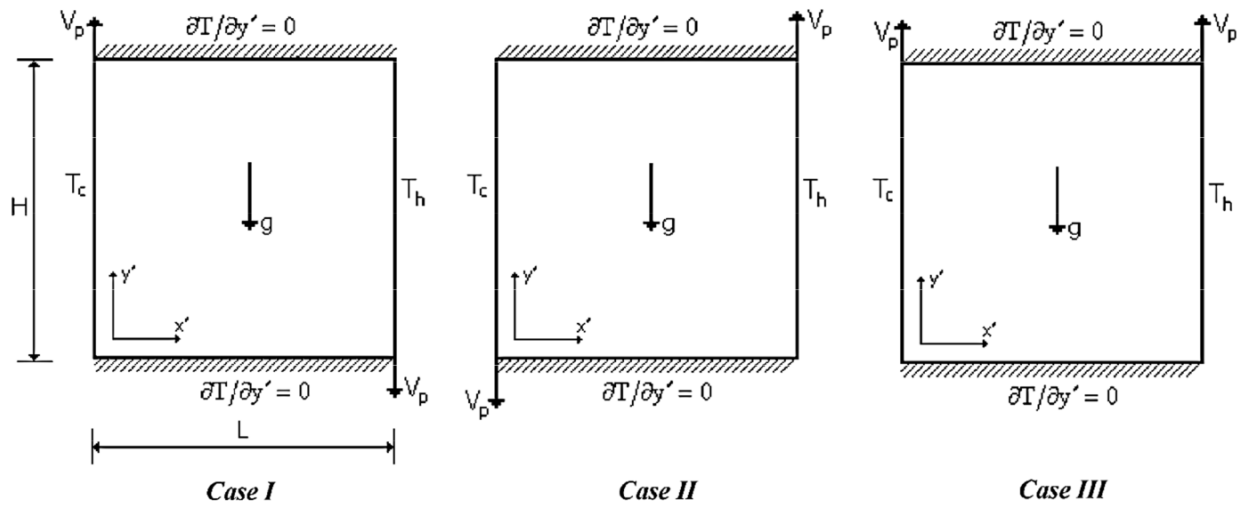


Figure 1.9 : Les Modèle physique pour les trois cas utilisés par [10]

S.Mekroussi et al [11] ont étudié numériquement la convection mixte dans une cavité compliquée avec un chauffage non uniforme sur les deux parois latérales (Fig.1.10). L'étude numérique est faite pour différent nombre de Richardson $Ri=0.01$, $Ri=1$, $Ri=100$, Les résultats montrent que Le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation de l'amplitude. Cela signifie que la non-uniformité de la répartition de la température sinusoïdale sur la paroi latérale est bénéfique pour améliorer le transfert de chaleur par rapport au cas où la paroi est maintenue à une température uniforme.

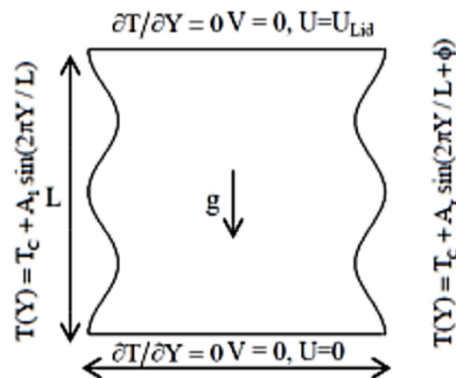


Figure 1.10: Géométrie et conditions aux limites de la cavité [11]

Tasnim et Collins [12], dans leur étude numérique sur le transfert de chaleur laminaire par convection naturelle dans une cavité carrée, ont utilisé une chicane adiabatique en forme d'arc. Les deux parois opposées verticales sont maintenues à des températures constantes mais différentes et les deux parois restantes sont adiabatiques (Fig. 1.11). Les résultats de cette étude montrent que le nombre de Rayleigh augmente du champ d'écoulement, cette augmentation est indépendante de la longueur d'arc représentant la forme de la chicane. Le nombre de Nusselt moyen sur la paroi chaude augmente avec l'augmentation de la longueur de l'arc des chicanes.

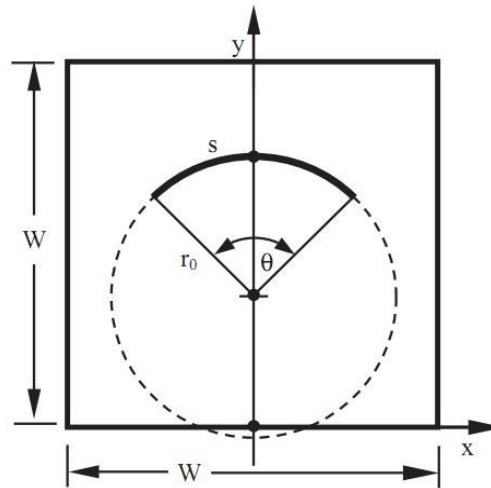


Figure 1.11 : Une cavité carrée avec une chicane en forme d'arc [12].

L'étude numérique de l'effet de la chicane horizontale sur les caractéristiques de transfert de chaleur par convection mixte par pulsation dans un canal ouvert vertical (*Fig.1.12*), été étudiée par **Chang et Shiau** [13]. L'influence de la fréquence de pulsation, de l'amplitude, du nombre de Prandtl et de la position de la chicane pour différents nombres de Richardson Ri sont explorées. Les résultats obtenus montrent que le transfert de chaleur est meilleur lorsqu'on utilise une chicane et que l'écoulement est pulsé. Le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds, l'amplitude, fréquence de pulsation et du nombre de Prandtl.

Tsay et al [14] avaient pour objectif dans leur étude d'améliorer le transfert de chaleur dans un canal en installant une chicane sur la paroi horizontale supérieure (*Fig. 1.13*). Les résultats de cette étude montrent que les principales conditions pour l'amélioration du transfert de chaleur varient avec les conditions d'écoulement et la spécifiée thermique, nécessite une position optimale de l'installation de la chicane. Les effets de la largeur de la chicane sur le transfert de chaleur sont insignifiants avec une différence maximale entre les valeurs du nombre de Nusselt moyen inférieure à 3%.

Kandaswamy et al [15] dans leur étude numérique sur l'effet de rapport chicane-cavités sur les caractéristiques de transfert thermique et de l'écoulement du fluide, ont utilisé une cavité carrée avec des chicanes orthogonales chauffées (*fig. 1.14*). Les résultats montrent que le transfert de chaleur net peut être amélioré lorsque la longueur de la chicane verticale est plus grande et indépendamment de sa position. D'autre part, une augmentation de la longueur de la chicane horizontale peut favoriser le transfert de chaleur seulement quand elle se trouve en dessous du centre de la cavité. Le mouvement ascendant de la chicane horizontale conduit à un nombre de Nusselt moyen petit.

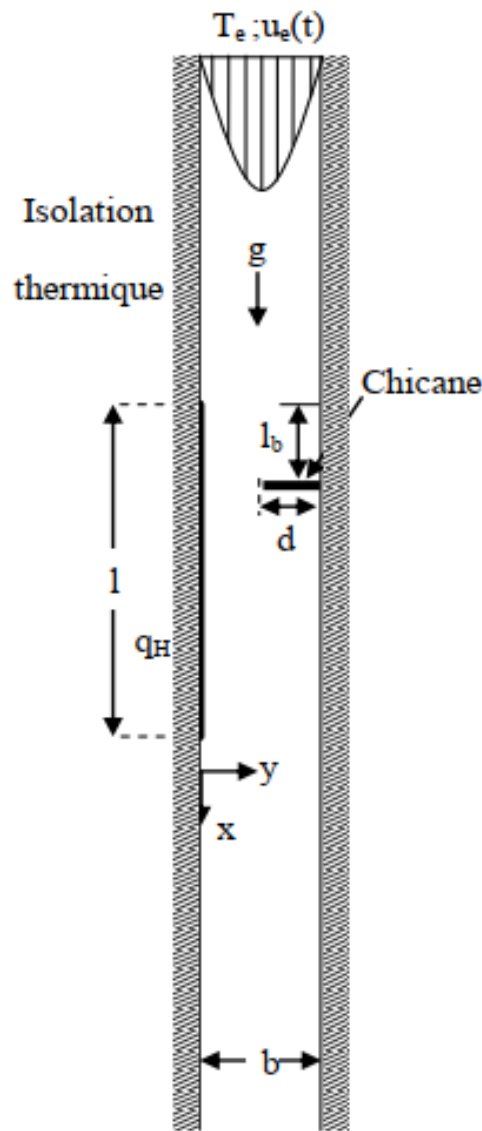


Figure 1.12 : Canal vertical ouvert avec chicane soumise à un écoulement avec Pulsations [13].

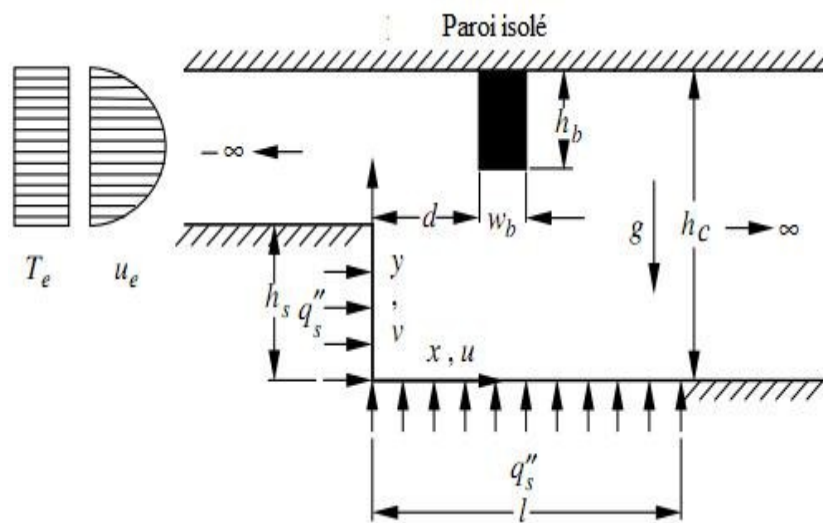


Figure 1.13 : Un canal avec une chicane installée sur la paroi horizontale supérieure [14].

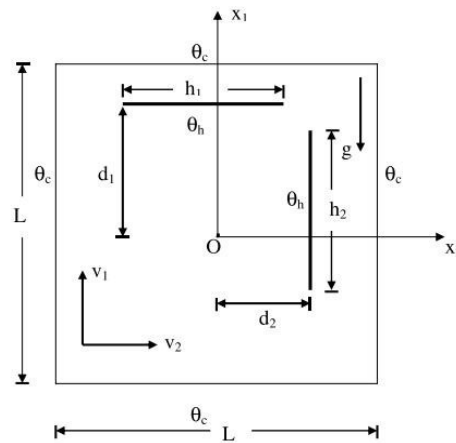


Figure 1.14 : Une cavité carrée avec des chicanes orthogonales chauffées [15].

Bahlaoui et al [16] ont étudié numériquement la convection mixte combinée avec la radiation des surfaces dans une cavité rectangulaire partitionnée (*fig. 1.15*). Les résultats de l'étude montrent que l'effet de rayonnement conduit à une meilleure homogénéisation de la température à l'intérieur de la cavité en réduisant l'espace de la zone froide à la zone d'entrée. Ils ont constaté que l'effet de rayonnement permet de réduire la composante de convection et le nombre Nusselt, ces derniers sont favorisés par le nombre de Reynolds Re et la position de la chicane par rapport à l'entrée. Ces paramètres ont un effet positif sur le transfert de chaleur total.

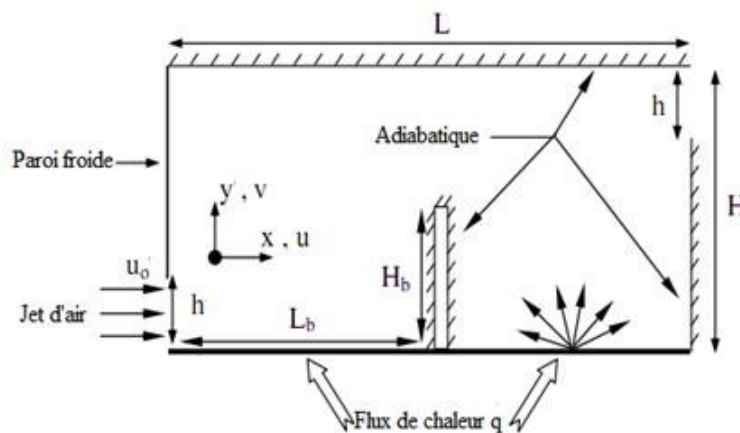


Figure 1.15 : Une cavité rectangulaire ventilée partitionnée par une chicane [16].

Radhakrishnan et al [17] ont étudié numériquement et expérimentalement la convection mixte à partir d'un élément générateur de la chaleur dans une cavité ventilée avec et sans de chicane (*fig.1.16*). Les simulations numériques sans chicanes montrent que le flux principal dans la chambre est concentré près de la paroi de droite. Quand la chicane est placée au centre de la paroi inférieure, le flux est effectivement détourné vers le générateur de chaleur et améliore la vitesse de refroidissement par rapport au cas sans chicane. D'autre part, l'installation de la chicane sur la paroi droite n'a aucun effet sur la vitesse de refroidissement. Les résultats expérimentaux ont été traités

pour évaluer les corrélations utiles pour les températures maximales adimensionnelles et le nombre de Nusselt Nu en fonction du nombre de Reynolds Re et du nombre de Richardson Ri .

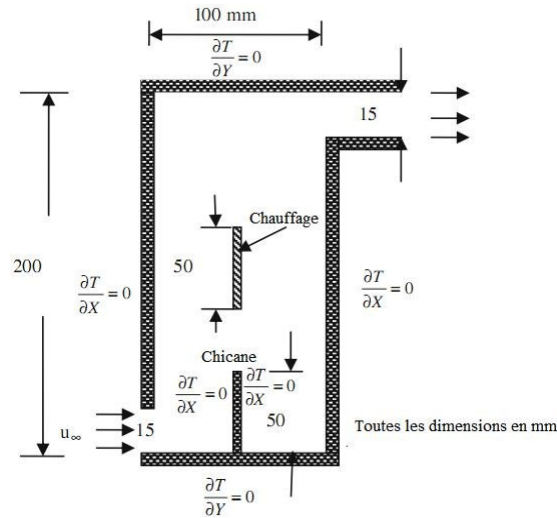


Figure 1.16 : Une cavité ventilée avec et sans de chicane [17].

Saha et al. [18] ont effectué une analyse numérique sur la convection mixte dans une cavité rectangulaire (fig. 1.17). Quatre configurations ayant plusieurs entrées et sorties ont été étudiées pour un nombre de Reynolds à 100 et une gamme de nombre de Richardson entre 0 à 10. Les résultats trouvés montrent que le positionnement des entrées et des sorties a une importance sur la variation du nombre de Nusselt moyen. Les configurations TT et BT ont des performances similaires, tandis que les configurations BB et TB sont de même nature mais un taux de transfert de chaleur moins efficace. En outre, la configuration TB produit un refroidissement plus efficace.

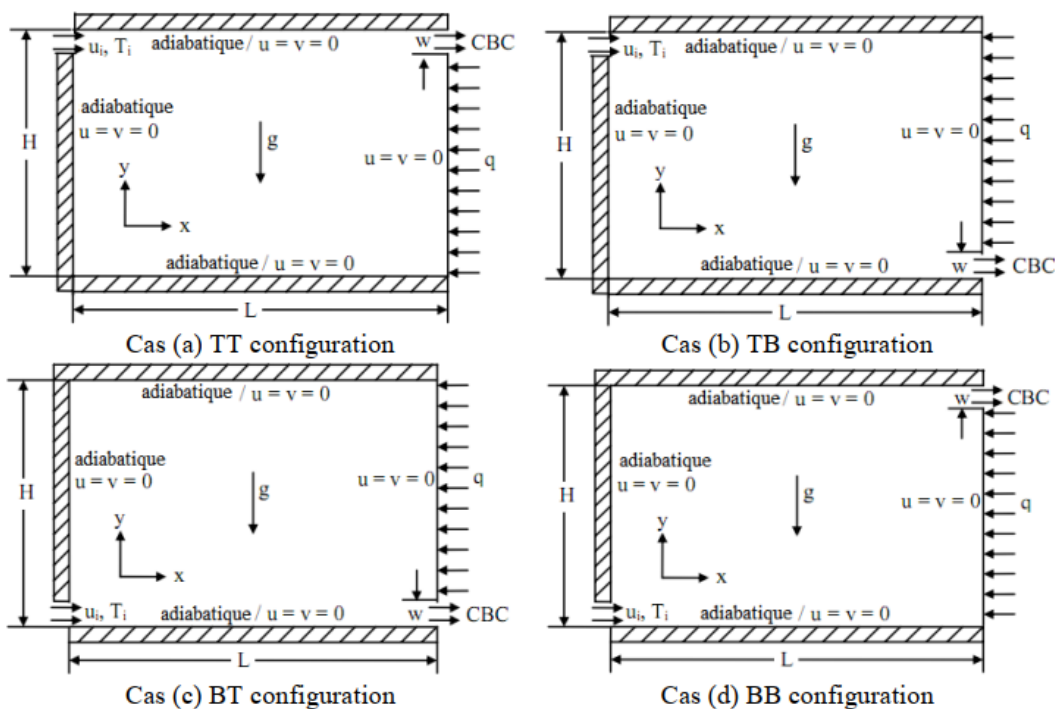


Figure 1.17 : Les quatre formes de configuration dans une cavité rectangulaire [18].

Sharma et al [19] ont étudié numériquement la convection mixte dans un canal en forme de U avec un écoulement à deux directions (fig. 1.18). Les résultats montrent que pour un écoulement externe dans la direction gauche, l'emplacement de la chicane près de la paroi chaude est préférable, lorsque la hauteur de la chicane est $B > 0,5$. Dans le cas d'un écoulement imposé dans la direction droite, la chicane située plus proche de paroi froide droite est préférable, lorsque la hauteur de chicane est $B = 0,5$ et le nombre de Richardson est d'environ 0,1 à 1. D'autre part, la performance est préférable lorsque, la chicane plus proche de la paroi chaude gauche et que la valeur du nombre de Richardson est $Ri = 10$. En général, La hauteur optimale de la chicane devrait être d'environ 0,50 pour obtenir l'amélioration maximale à tout endroit de la chicane (gauche, centre et droite). La puissance de pompage et la chute de pression augmentent avec la hauteur de la chicane.

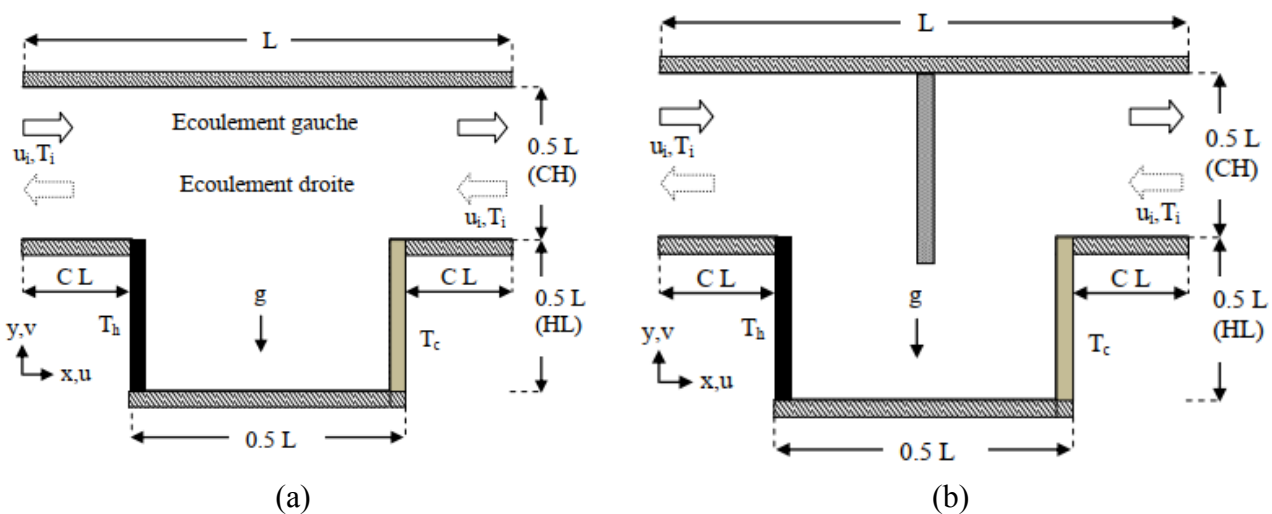


Figure 1.19 : Un canal en forme de U avec un écoulement à deux directions: (a) sans chicane; (b) avec chicane [19].

1.6. CONCLUSION

Dans ce chapitre nous avons présenté quelques notions fondamentales sur le phénomène convectif et les trois modes du transfert de chaleur convectifs, ainsi qu'une revue bibliographique travaux antérieurs (numériques et expérimentales) qui ont traité mode de transfert.

Chapitre 02 :
Formulation
mathématiques

2.1. INTRODUCTION

Dans ce chapitre nous présentons le modèle physique et les hypothèses simplificatrices. Nous formulons le problème physique régissant le phénomène de convection mixte dans une cavité rectangulaire. Cette simulation numérique traite l'effet de la chicane. Les équations de Navier-Stokes permettent de prédire le comportement des fluides en mouvement. Ces équations expriment les lois de conservation de masse ainsi que la géométrie et les conditions aux limites. Pour notre travail la résolution du problème est effectuée par le logiciel fluent qui est basé sur la méthode des volumes finis.

2.2. DESCRIPTION DU PROBLEME

Le code fluent a été utilisé pour simuler l'écoulement d'air dans la cavité. La géométrie considérée dans le présent travail est illustrée dans la **figure 2.1**. On considère l'écoulement d'air incompressible dans une cavité rectangulaire bidimensionnelle dont la paroi horizontale bas est chauffée par un flux de chaleur constant et uniforme, les autres parois de cette cavité sont adiabatiques. Les deux longueurs de chicane utilisées ($l_c = 0,25, 0,5$) avec un rapport de la hauteur de chicane $h_c = H/2$, La hauteur relative des ouvertures $w = H/20$. Le nombre de Reynolds fixe à $Re = 350$, le nombre de Richardson est tel que $0.1 < Ri < 10$, l'aspect du rapport de cavité $A = L/H = 2$ et la température du fluide est $T_0 = 290$ K.

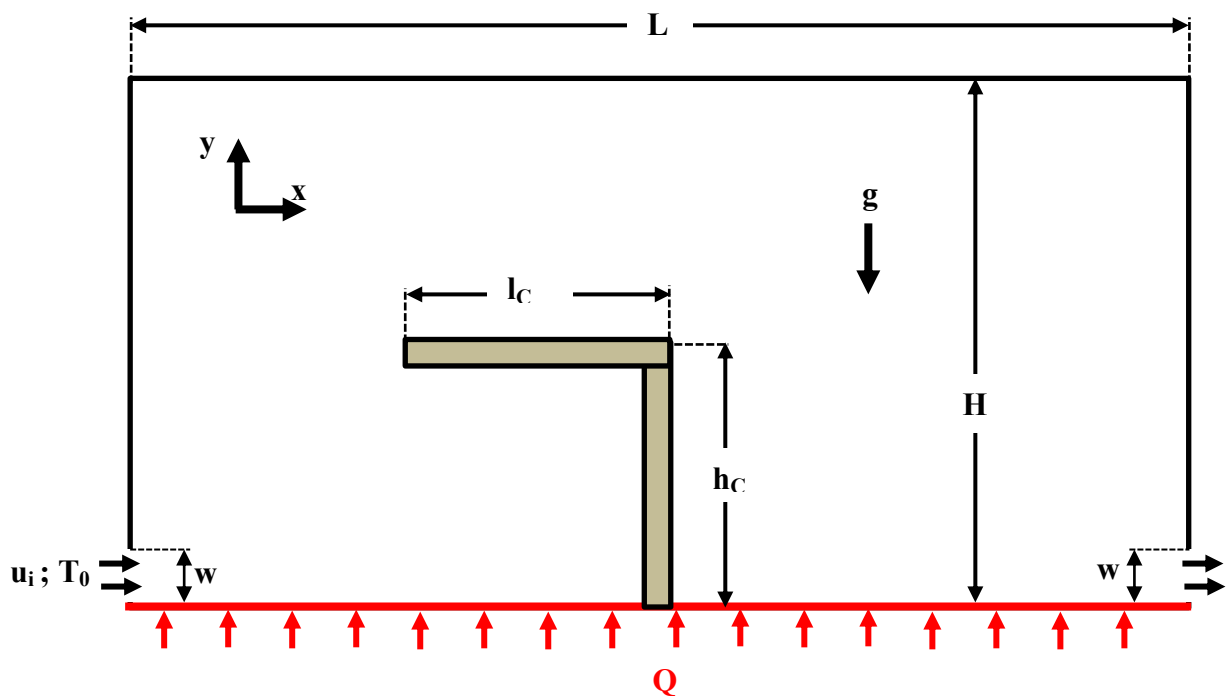


Figure 2.1: le problème considéré.

2.3. HYPOTHESES SIMPLIFICATRICES DES EQUATIONS

Afin de simplifier l'étude du problème, on considère les approximations suivantes :

- ✚ L'écoulement dans la cavité est bidimensionnel, laminaire et stationnaire.
- ✚ Il n'y a ni source de chaleur ou de masse ni réaction chimique dans la cavité.
- ✚ Les propriétés physiques du fluide sont constantes, à l'exception la masse volumique qui obéit à l'approximation de Boussinesq dans le terme de la poussée d'Archimède.

2.4. APPROXIMATION DE BOUSSINESQ-OBERBECK

Pour des configurations d'écoulement dans une enceinte, la résultante des forces externes est limitée aux forces gravitationnelles de sorte que l'influence de la convection provoquée par des gradients de la température soit évidente. Quand les forces de flottabilité se produisent dans l'écoulement, la conception des propriétés physiques fixes n'assortit plus le comportement de l'écoulement du fluide. L'effet de la convection est pris en considération dans l'équation de quantité de mouvement par la variation de la masse volumique.

Si en prenant un état thermodynamique de référence (masse volumique ρ_0 et température T_0) l'équation d'état pour la masse volumique ρ devient en utilisant le Développement de Taylor:

$$\rho = \rho_0 \left[1 - \frac{T - T_0}{T} \right] \quad (2.1)$$

En se limitant à un développement du premier ordre :

$$\rho = \rho_0 [1 - \beta(T - T_0)] \quad (2.2)$$

Le coefficient de dilatation isobare du fluide, soit :

$$\beta = -\frac{1}{\rho_0} \left(\frac{d\rho}{dT} \right)_p \quad (2.3)$$

Cette approximation de Boussinesq-Oberbeck est appliquée si le nombre de Mach de l'écoulement est petit.

2.5. LES EQUATIONS GOUVERNANTES

L'équation exprimant les phénomènes d'écoulement sont principalement celles de dérivés des lois physiques de conservation de masse de la quantité de mouvement et de l'énergie les équations dont nous disposons sont les suivantes:

2.5.1. Équation de continuité

L'équation de continuité est une équation décrivant le flux d'une quantité conservée. Puisque l'écoulement est permanent et la masse volumique constant elle s'exprime sous la forme suivante :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.4)$$

2.5.2. Les équations de quantité de mouvement

Les équations de Navier Stokes pour la convention mixte en 2D s'écrivent sous la forme suivante:

Équation de quantité de mouvement suivant l'axe (x):

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (2.5)$$

Équation de quantité de mouvement suivant l'axe (y):

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + \rho \beta g (T - T_0) \quad (2.6)$$

2.5.3. Équation de la conservation d'énergie

L'équation de la conservation d'énergie est obtenue à partir du premier principe de la thermodynamique. Ce principe met en relation les différents termes, soit :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (2.7)$$

2.6. CONDITIONS AUX LIMITES

Notre étude est concernée le comportement de l'écoulement d'air incompressible dans une cavité rectangulaire bidimensionnelle, où sa paroi horizontale inférieure est chauffée par un flux de chaleur constant et les autres parois sont adiabatiques. Les conditions qui représentent ce phénomène sont

$$\text{La paroi chaude : } \left. \begin{array}{l} y = 0; 0 \leq x \leq 0,975\text{m} \\ y = 0; 1,025\text{m} \leq x \leq 2\text{m} \end{array} \right\} \Rightarrow u = v = 0 \text{ m/s}; Q = 5 \text{ W/m}^2 \quad (2.8)$$

$$\text{Les autres parois sont adiabatiques : } u = 0 \text{ m/s}; v = 0 \text{ m/s}; Q = 0 \text{ W/m}^2 \quad (2.9)$$

$$\text{Entrée de fluide : } u = u_i; v = 0 \text{ m/s}; T_0 = 290^\circ\text{K} \quad (2.10)$$

2.7. Nombre de Nusselt moyen :

Le calcul de nombre de Nusselt moyen, est donné par l'équation :

$$\text{Nu}_{\text{moy}} = \frac{1}{L} \int_0^L \text{Nu} \, dx \quad (2.11)$$

Ou sous forme adimensionnelle par :

$$\text{Nu}_{\text{moy}} = \frac{1}{A} \int_0^A -\frac{1}{T^*} \frac{\partial T^*}{\partial y^*} \, dx^* \quad (2.12)$$

2.8. CONCLUSION

Dans ce chapitre, nous avons vu le problème physique régissant le phénomène de convection mixte dans une cavité et les équations utilisées pour simuler ce phénomène.

Chapitre 03 :
Méthodes numériques

3.1. INTRODUCTION

La dynamique des fluides computationnelle (DMC) est une branche de la mécanique des fluides qui utilise des méthodes et des algorithmes numériques pour résoudre les problèmes impliquant l'écoulement des fluides et simuler les résultats d'analyse. Les ordinateurs sont utilisés pour effectuer des millions de calculs nécessaires pour simuler l'interaction et l'influence mutuelle entre les fluides et différentes surfaces appelées conditions aux limites. Malgré l'utilisation d'ordinateurs à haut débit, ce qui est atteint n'est que des solutions approximatives dans de nombreux cas. La recherche se concentre sur l'augmentation de la vitesse des calculs et l'augmentation de la précision des solutions numériques par rapport aux résultats de laboratoire. Certains des problèmes qui se concentrent sur elle est la modélisation de la pollution atmosphérique, la turbulence des fluides et es écoulements dans les conduites ...). Pour la discrétisation de ce problème, on utilise des méthodes numériques qui sont disponibles dans la littérature, il existe trois grandes familles de méthode :

- ✚ Méthodes des différences finies (MDF).
- ✚ Méthodes des éléments finis (MEF).
- ✚ Méthodes des volumes finis (MVF).

3.1.1. Méthodes des différences finis

L'approximation des dérivées par la méthode des différences finies a un rôle important dans les solutions numériques des équations différentielles, en particulier les problèmes de valeurs marginales. Cette méthode a des applications importantes pour résoudre les problèmes d'ingénierie hydraulique et d'écoulement des fluides dans les domaines mécanique et environnemental. Avec la méthode des différences marginales, les itérations peuvent être remplacées en tant qu'équations différentielles et différentielles en remplaçant les symboles de fréquence par des différences finies. Il existe trois formes courantes de différences finies:

- ✚ différences finies avant.
- ✚ différences finis de fond(en arrière).
- ✚ différences finis centrales

3.1.2. Méthodes des éléments finis

C'est l'une des méthodes mathématiques utilisées pour résoudre numériquement les équations différentielles. Et cela dépend de l'idée de diviser le médium étudié en un certain nombre de formes géométriques, «triangles, rectangles ou toute autre forme». Cette division est appelée le maillage et chaque triangle est appelé élément. Le comportement moyen continu régi par les équations différentielles totales partielles ou totales étudiées peut être déduit de la sommation directe des

solutions numériques des parties ou des éléments formés de celles-ci. La méthode peut être appliquée à tout milieu continu, par exemple: origine structurelle, planaire ou volumétrique, ou sur un milieu liquide, et toute matière physique qui peut être décrite par des équations différentielles, et des éléments finis de problèmes linéaires, planaires et spatiaux ont été développés

3.1.3. Méthodes des volumes finis

La méthode du volume fini dépend directement de ce qu'on appelle la forme forte de l'équation à résoudre, L'équation aux dérivées partielles est résolue de manière approximative à l'aide d'un réseau constitué de tailles finies qui sont de petits volumes disjoints en 3D (surfaces en 2D, diapositives en 1D) dont la rencontre forme le champ d'étude. Des tailles limitées peuvent être construites autour de points à partir d'une grille initiale, mais elles ne sont pas une nécessité.

Des méthodes à volume limité ont été initialement développées pour les lois de la conservation hyperbolique, mais des développements récents permettent désormais leur utilisation dans des équations elliptiques et segmentaires. Un autre avantage de la méthode de taille finie est qu'elle peut être facilement utilisée avec des réseaux non structurés car, en termes d'estimation des lois de conservation, leur formulation ne prend pas en compte la complexité du réseau. En revanche, les propriétés géométriques d'un réseau peuvent jouer un rôle ferme lors de l'entrée des entrées.

3.2. MAILLAGE

La génération du maillage (2D ou 3D) est une phase très importante dans une Analyse CFD, vu l'influence de ses paramètres sur la solution calculée. Ce menu permet de mailler en particulier une ligne de la géométrie, à savoir disposer les nœuds avec des conditions particulières (utilisation d'un ratio pour modifier la pondération du maillage, application de formes différentes de maillage).

3.2.1. Maillage structure (QUADRA/HEXA)

Il est beaucoup plus facile de le générer en utilisant une géométrie à multi bloc.

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> • Economique en nombre d'éléments, présente un nombre inférieur de maille par rapport à un maillage non structuré équivalent. • Réduit les risques d'erreurs numériques car l'écoulement est aligné avec le maillage. 	<ul style="list-style-type: none"> • Difficile à le générer dans le cas d'une géométrie complexe • Difficile d'obtenir une bonne qualité de maillage pour certaines géométries complexes

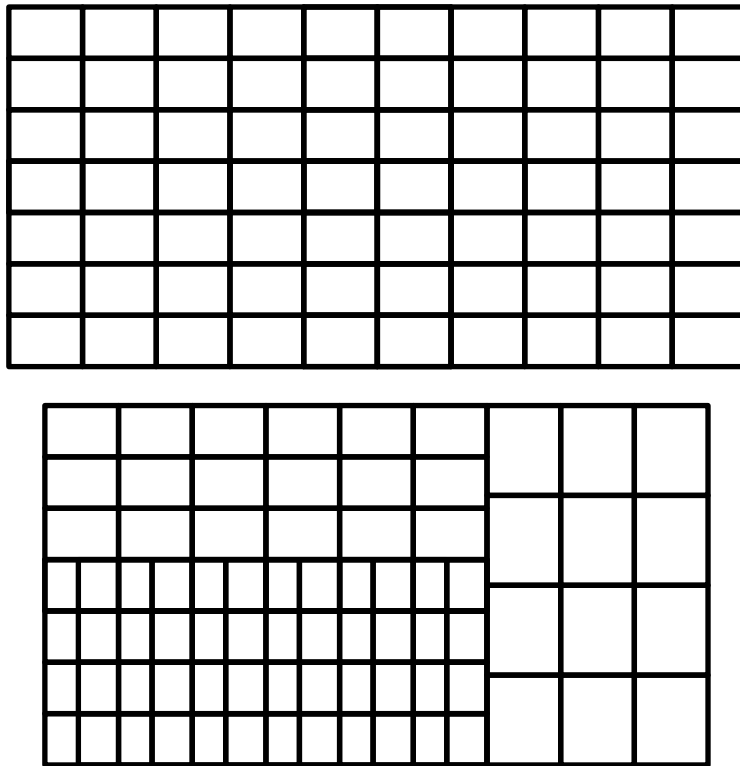


Figure 3.1 : Maillage structuré

3.2.2. Maillage non structure (TRI/TETRA.)

Les éléments de ce type de maillage sont générés arbitrairement sans aucune contrainte quant à leur disposition.

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> • Peut-être généré sur une géométrie complexe tout en gardant une bonne qualité des éléments • Les algorithmes de génération de ce type de maillage (tri/tétra) sont très automatisés 	<ul style="list-style-type: none"> • Très gourmand en nombre de mailles comparativement au maillage structuré • Engendre des erreurs numériques (fausse diffusion) qui peuvent être plus importante si l'on compare avec le maillage structuré

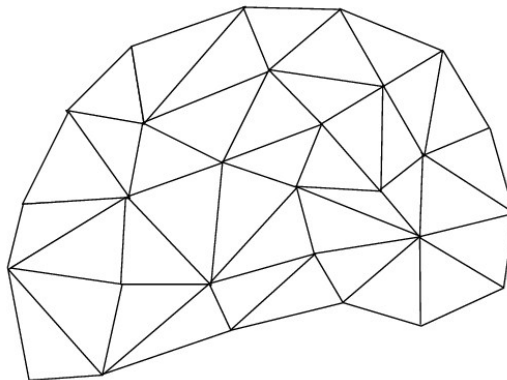


Figure 3.2 : Maillage non structuré

3.2.3. Maillage hybride

Maillage généré par un mélange d'éléments de différents types, triangulaires ou quadrilatéraux en 2D, tétraédriques, prismatiques, ou pyramidaux en 3D.

Les avantages :

- Combine entre les avantages du maillage structuré et ceux du maillage non Structuré.

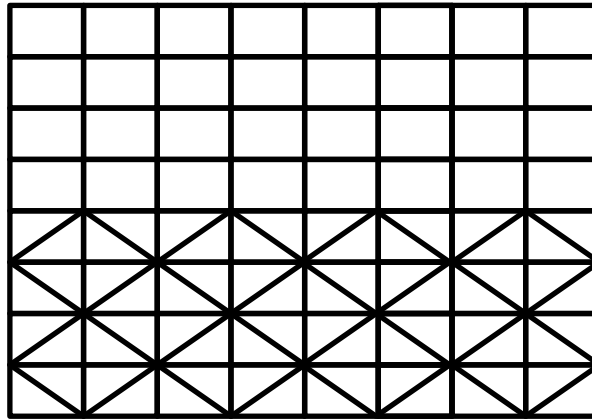


Figure 3.3 : Maillage hybride.

3.3. STRUCTURE DU CODE FLUENT

Il existe un certain nombre de codes commerciaux, avec des pré-processeur de maillage performants, permettant la prédiction d'écoulements de fluides (FLUENT, CFX, PHOENICS, STAR-CD, TRIO, FEMLAB, CFD-ACE, FLOTRAN, N3S, CFDS-FLOW3D ...).

Le code de calcul "FLUENT" est commercialisé par le groupe FLUENT. Ce groupe est actuellement l'un des pôles de compétence en mécanique des fluides numérique les plus importants. Il développe et commercialise une solution complète sous forme de logiciels de CFD (Computational Fluid Dynamics) généralistes qui simule tous les écoulements fluides, compressibles ou incompressibles, impliquant des phénomènes physiques complexes tels que la turbulence, le transfert thermique, les réactions chimiques, les écoulements multiphasiques pour toute l'industrie. Les produits et services proposés par le groupe "FLUENT" aident les ingénieurs à développer leurs produits, à optimiser leur conception et à réduire leurs risques.

Ce code est largement utilisé dans l'industrie aéronautique, automobile et offre une interface sophistiquée qui facilite son utilisation. Le logiciel "FLUENT" modélise par la méthode des volumes finis des écoulements très variés dans des configurations plus ou moins complexes. Il est composé, comme tout logiciel de type CFD, de trois éléments clés qui sont : le pré - processeur, le solveur et le post-processeur. Nous détaillons ci-dessous ces trois éléments.

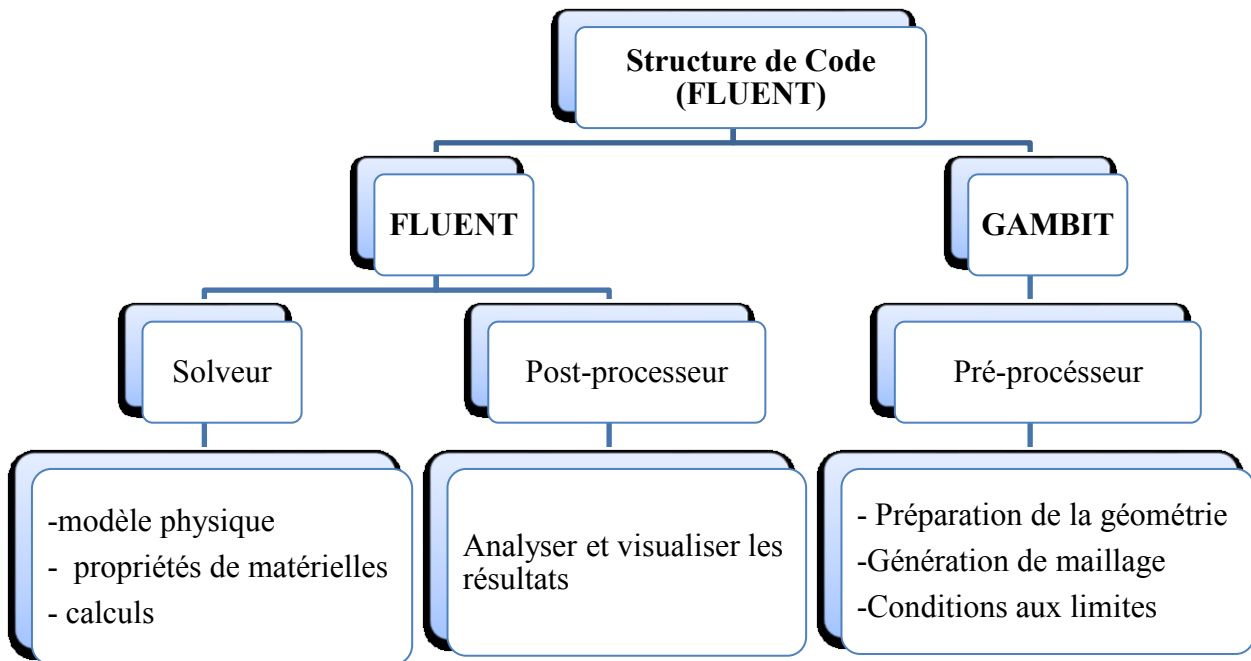


Figure 3.4 : schéma structure de code (FLUNET)

3.4. SCHEMA DE DISCRETISATION

Les différents schémas sont donnés par suivre :

3.4.1. Schéma de discrétisation centré

Le schéma aux différences centrales introduit des influences vers tous les voisins du nœud O quand on calcule le flux de convection et de diffusion. Le schéma ne reconnaît pas la direction de l'écoulement. L'erreur de troncature, pour le développement en série de Taylor, dans le ce schéma est du deuxième ordre

3.4.2. Schéma de discrétisation Upwind

Le schéma Upwind utilise des expressions consistantes pour calculer le flux à travers les interfaces des volumes de contrôle. Ce schéma a été appliqué au calcul de la dynamique des fluides. Le schéma peut facilement être appliqué pour les problèmes 2D et 3D en utilisant la stratégie 'Upwind' d'après toutes les directions. Un majeur inconvénient du schéma est qu'elle donne des résultats avec de grandes erreurs quand l'écoulement n'est pas aligné avec les lignes du maillage. L'influence des erreurs sur la distribution de la propriété transportée est interprétée comme une fausse diffusion (diffusion numérique).

3.4.3. Schéma de discrétisation Hybride

Le schéma hybride exploite les propriétés favorables du schéma Upwind et du schéma aux différences centrées. Le schéma Upwind est utilisé là où le schéma aux différences centrales

produit des grandes erreurs, c'est-à-dire pour les grandes valeurs du nombre de Péclet Pe . Le schéma est totalement conservatif et il est inconditionnellement borné. Le schéma satisfait l'exigence de la propriété d'être transportée par l'utilisation du schéma Upwind aux grandes valeurs de Péclet.

3.4.4. Schéma de discrétisation Power Law

Le schéma **Power Law** est plus précis que le "**First OrderUpwindScheme**" pour les écoulements à très bas nombres de Reynolds $Re < 5$. Sinon, il procure en général le même degré de précision.

3.4.5. Schéma de discrétisation QUICK

Le schéma **QUICK** (**Q**uadratic**U**pwind**I**nterpolation for **C**onvective **K**inetics) utilise une interpolation quadratique pondérée des trois points pour calculer la valeur de la grandeur cherchée à l'interface de volume de contrôle. La précision de ce schéma au second ordre pour les écoulements rotationnels et tourbillonnaires avec un maillage régulier est meilleure par rapport le maillage triangulaire.

3.5. CHOIX DE LA METHODE DE COUPLAGE PRESSION-VITESSE

Par le pression–vitesse, on entend l'algorithme numérique qui utilise une combinaison de l'équation de continuité et l'équation de la quantité du mouvement pour dériver les équations ou correction de la pression lors de l'utilisation de solveur basé sur la pression.

Trois algorithmes sont disponibles dans le logiciel de calcul :

- ✚ SIMPLE : le plus robuste
- ✚ SIMPLEC : il donne une convergence plus rapide pour les problèmes simple
- ✚ PISO : il est utile pour des problèmes des écoulements instables

L'algorithme choisit dans notre étude est l'algorithme simple

3.6. LES CHOIX DU SCHEMA D'INTERPOLATION DE LA PRESSION

Pour la plupart des cas, le schéma "Standard" est acceptable. Pour des écoulements spécifiques, on peut choisir parmi les options suivantes :

- ✚ Le schéma force de volume pondéré "**Body-Force-Weighted**" est recommandé pour les écoulements impliquant d'importantes forces de volume (ex. convection naturelle à haut nombre de Rayleigh).
- ✚ Le schéma "**PRESTO!**" (**PRE**ssure **Staggering Option**) est approprié pour les écoulements hautement tourbillonnaires, à grande vitesse de rotation ou les écoulements dans des domaines fortement courbés.

- ✚ Le schéma au "**Second ordre**" est à utiliser pour les écoulements compressibles et pour améliorer la précision en écoulements incompressibles.
- ✚ Leschémalinéaire"**Linear**"estdisponiblecommealternativeaucasoùlesautresoptions ont des difficultés de convergence ou génèreraient des comportements non physiques

3.7. SIMULATION SOUS FLUENT

Ce partie fournit une explication sur FLUENT, et de ses aptitudes, et des instructions pour paramétrer le solveur. Il explicite les étapes nécessaires pour réussir une simulation d'un problème en mécanique des fluides. Une attention particulière est donnée aux écoulements internes.

3.7.1. Lancement de Fluent

Le FLUENT est un logiciel de simulation de tous les écoulements de fluides, compressibles ou incompressibles, Ce produit dispose d'un outil de graphisme pour l'affichage des résultats et leur exploitation.

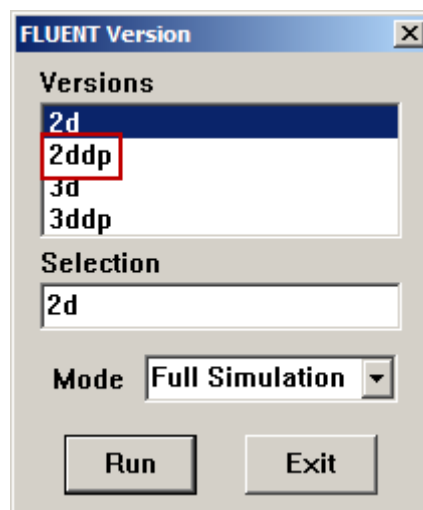


Figure 3.5 : Vue globale de Fluent

3.7.2. Importation de la géométrie (*.msh)

Pour commencer la simulation il faut importer le fichier (*.msh) généré sous Gambit.

File → Read →Case.

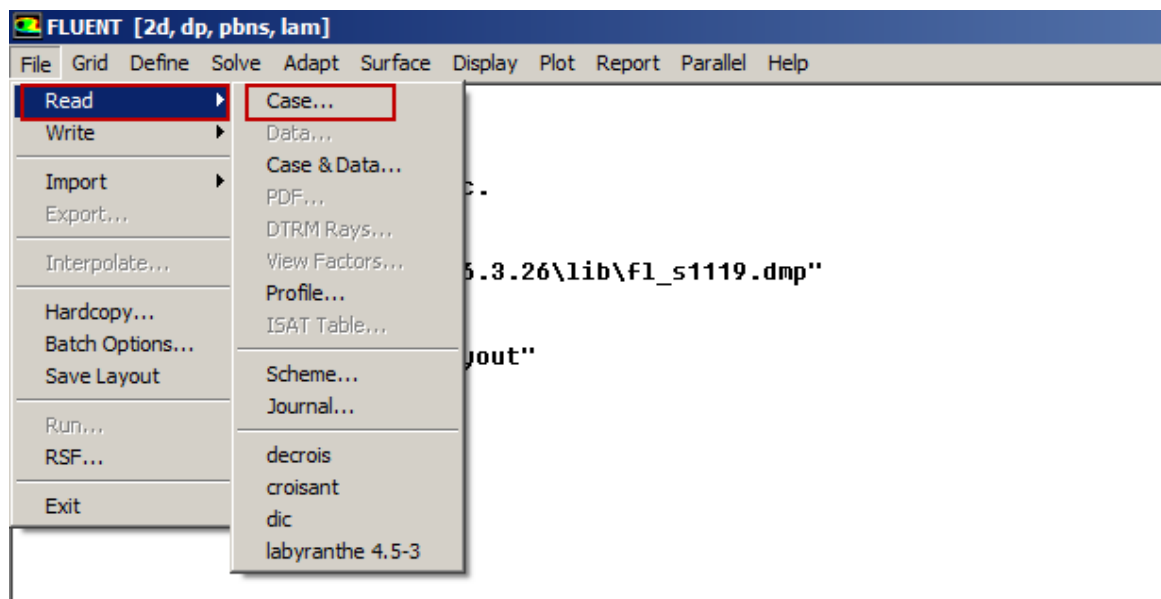


Figure 3.6 : Exportation du fichier mesh

3.7.3. Vérification du maillage importé

Grid → Check

Ceci permet de vérifier si le maillage importé ne contient pas d'erreurs ou de volumes négatifs.

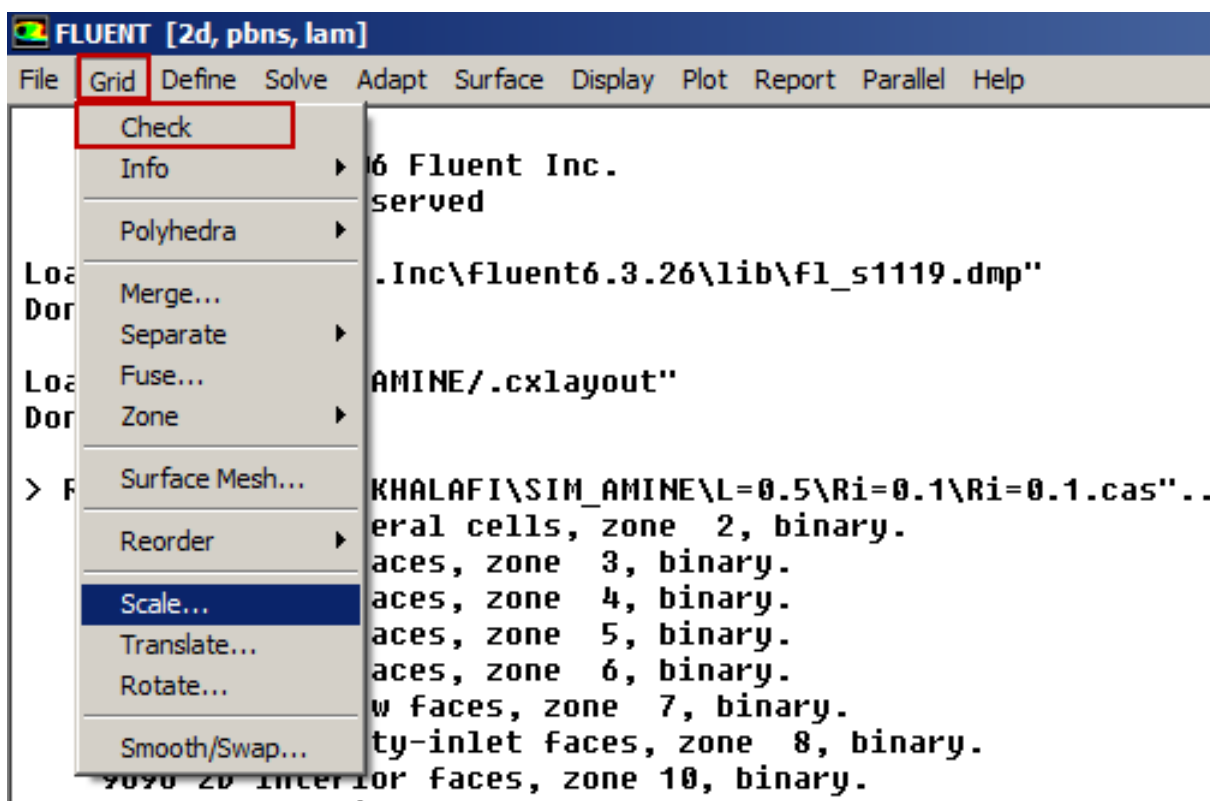


Figure 3.7 : Vérification du maillage sous Fluent

3.7.4. Vérification de l'échelle

Il faut toujours vérifier que les dimensions affichées correspondent aux dimensions physiques du problème.

Grid → Scale

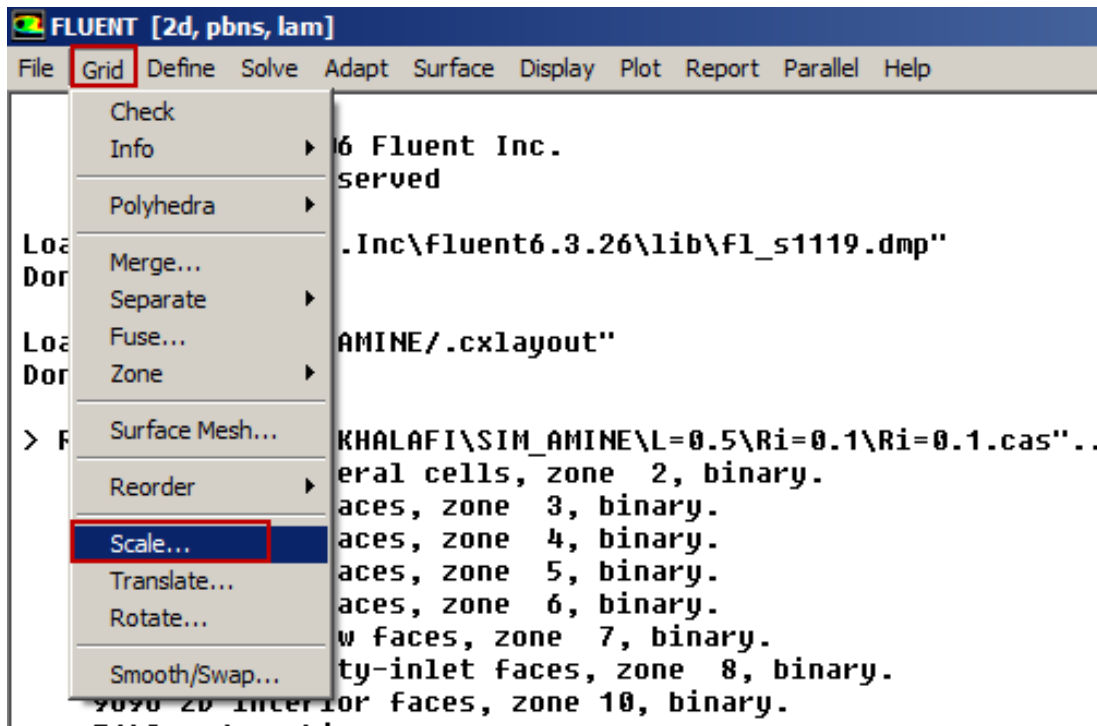
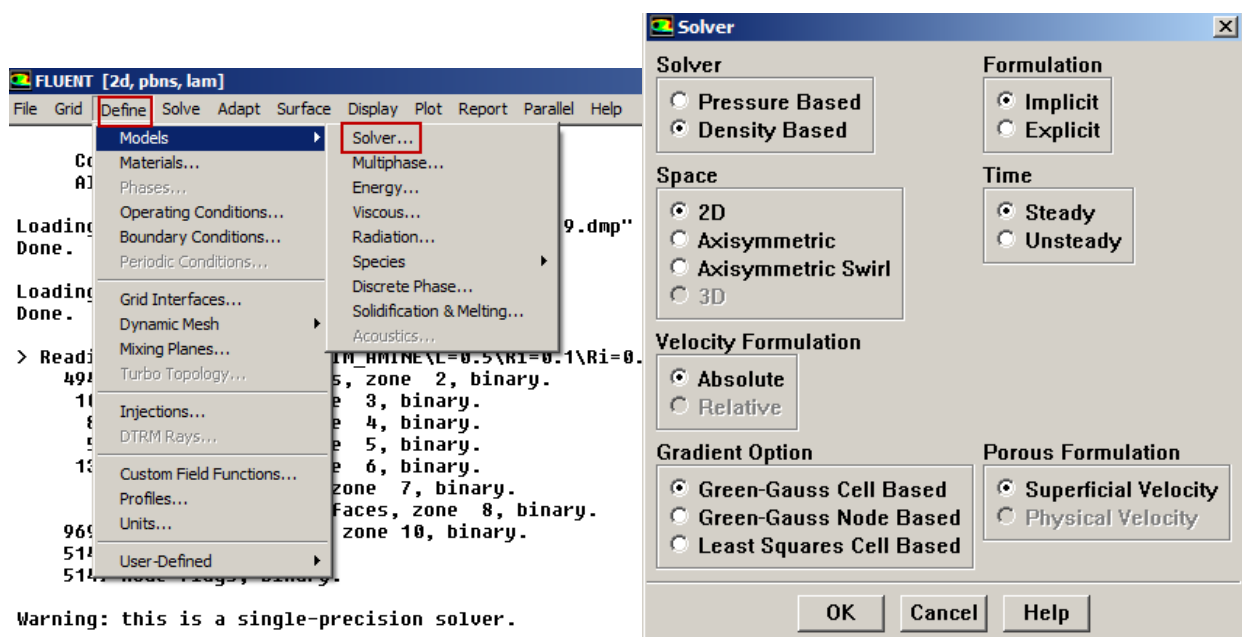


Figure 3.8: Vérification des unités

3.7.5. Choix du solveur

Le second menu que l'on va utiliser est le menu **DEFINE**. La démarche à suivre est de partir des options du haut du menu secondaire et de descendre au fur et à mesure. Nous trouvons donc l'option du haut du menu secondaire et de des **Models** qui se décompose aussi en un autre menu. **Solver** permet de choisir le type solveur que l'on souhaite utiliser (implicite, explicite, stationnaire, 2D...).



Warning: this is a single-precision solver.

Figure 3.9 : Le choix de schéma de résolution

3.7.6. équation de l'énergie

L'instruction énergie doit être activée pour l'étude du champ thermique

Define → Models → Energy

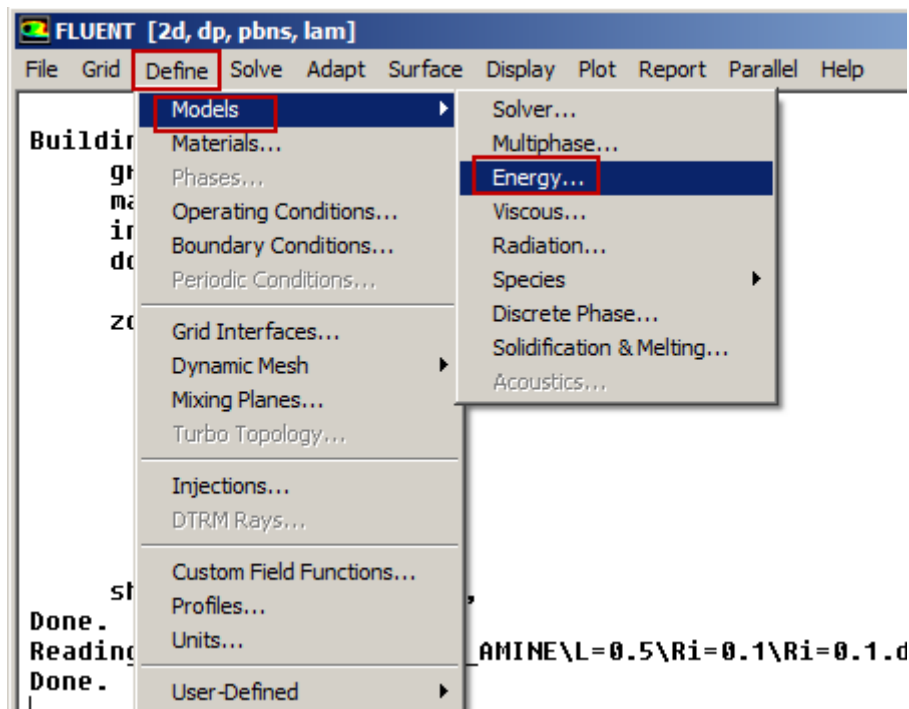


Figure 3.10 :Equation de l'énergie

3.7.7. Définition des caractéristiques du fluide

Les caractéristiques du fluide sont chargées à partir de la bibliothèque des données de Fluent.

Define → Materials

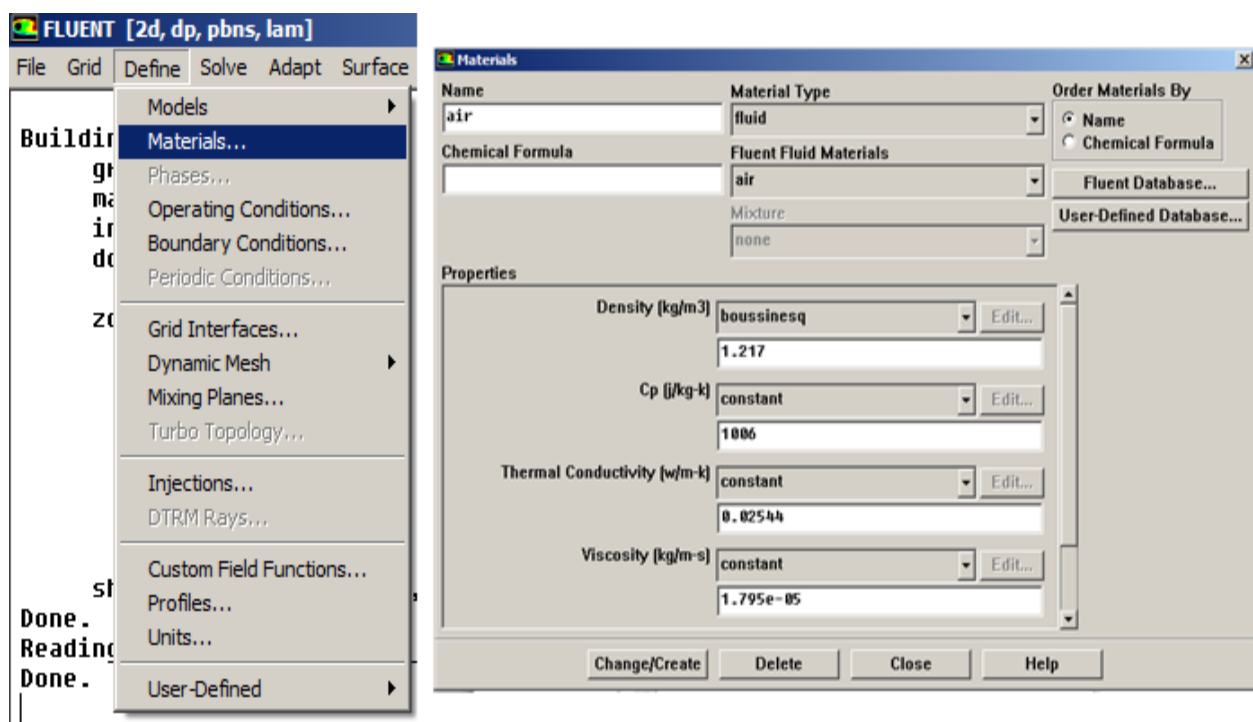


Figure 3.11 : Définition des caractéristiques du fluide

3.7.8. Operating conditions

Avant de choisir les conditions aux limites, il faut choisir d'abord la valeur de la pression de référence « operating conditions ».

Define → Operating → conditions

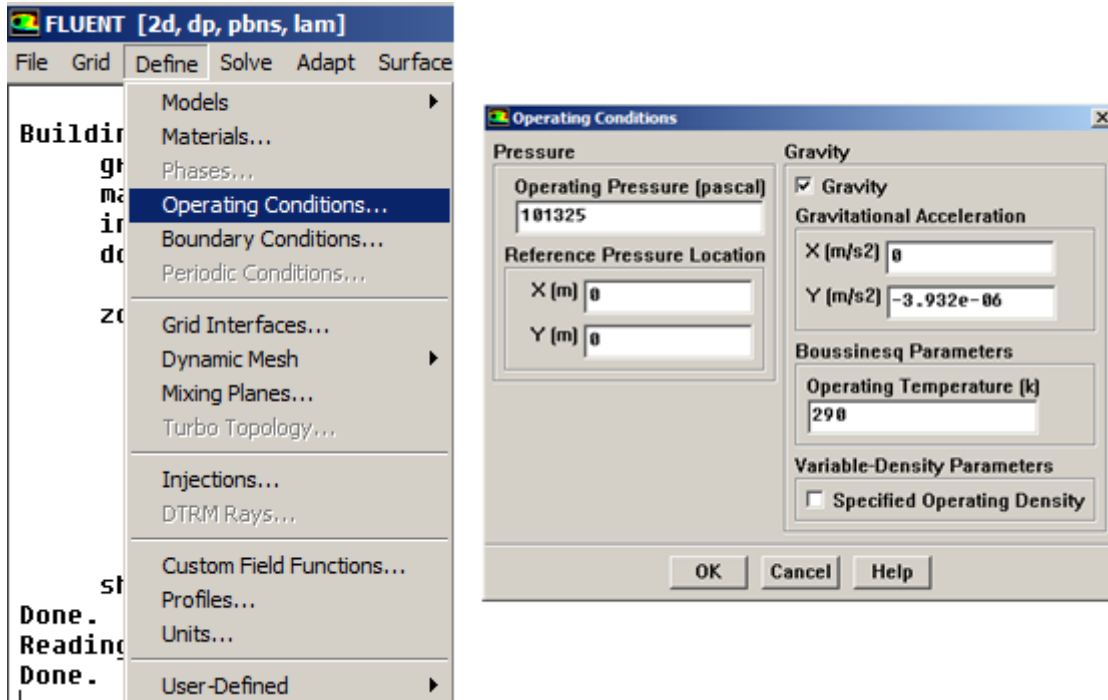


Figure 3.12 : Choix de la pression de référence

3.7.9. Conditions aux limites usuelles

Ensuite, il faut fixer les valeurs des conditions aux limites

Define → Boundary Conditions

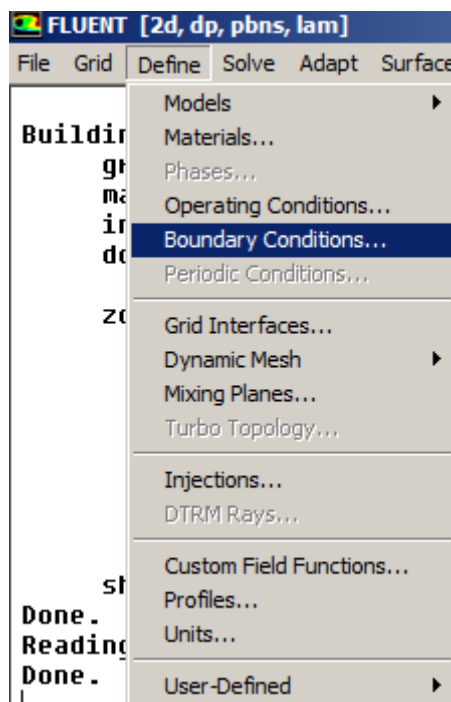


Figure 3.13 : les conditions aux limites

3.7.10. Initialisation du calcul

Initialiser le champ d'écoulement pour la valeur à l'entrée :

Solve → Initialize → Initialize...

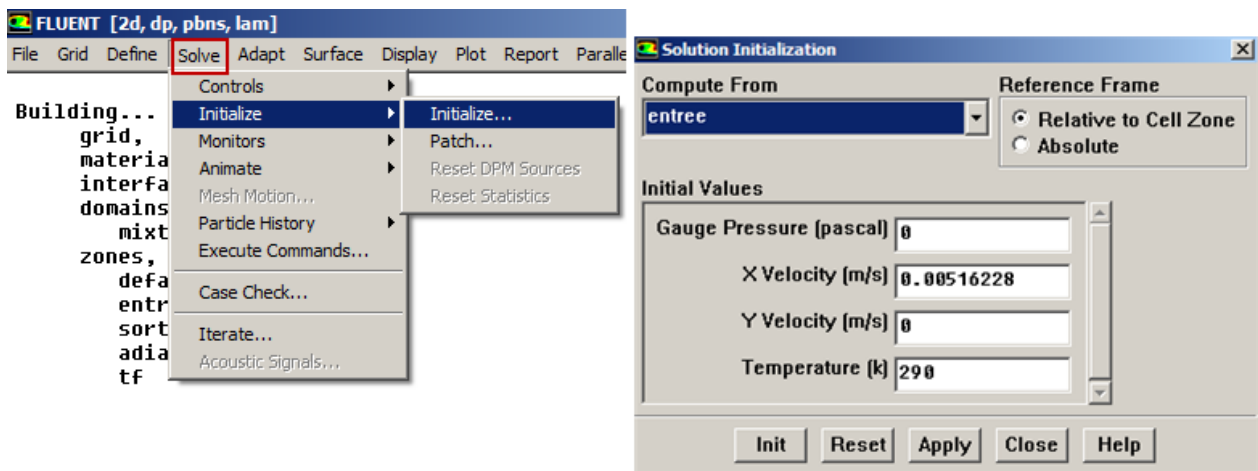


Figure 3.14 : Initialisation de la solution.

3.7.11. Choix des critères de convergence

Il s'agit ici de choisir les critères qui doivent être vérifiés pour que les calculs de la simulation s'arrêtent.

Solve → Monitors → Residual...

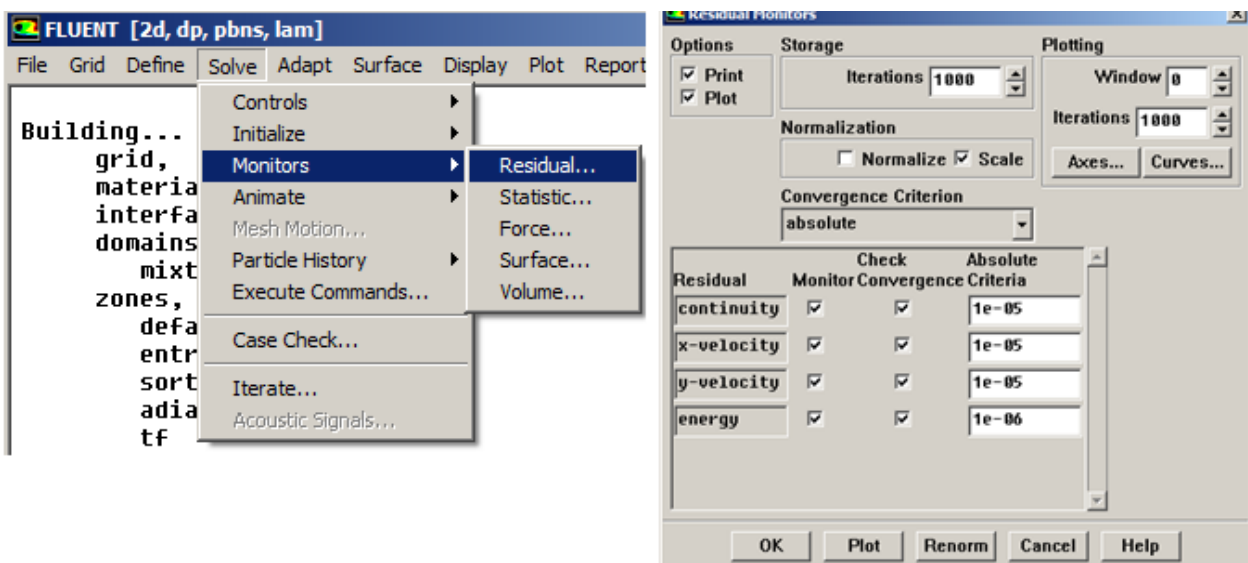


Figure 3.15 : Choix et affichage pendant les calculs des critères de convergence

Pour afficher la convergence à l'écran pendant les calculs sous forme d'un graphe, il faut activer l'option Plot. Il est possible de désactiver certains critères d'arrêt de la simulation en décochant la case de convergence.

3.7.12. Lancement du calcul

Solve → Iterate...

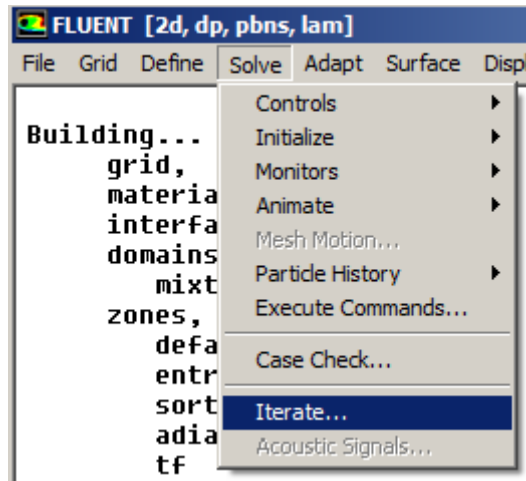


Figure 3.16 : Choix du nombre des itérations

3.8. CONCLUSION

Dans ce chapitre, nous avons traité des opérations mathématiques et des méthodes numériques pour simuler l'interaction, et la présentation du code de calcul

Dans chapitre suivant, nous allons présenter les dernières étapes de notre processus FLUNET, à savoir le calcul numérique de la solution, la visualisation des résultats et la validation.

Chapitre 04 :
Résultats et discussions

4.1.INTRODUCTION

La simulation numérique de la convection mixte laminaire est réalisée dans une cavité rectangulaire bidimensionnelle. L'écoulement de l'air traverse la cavité par une ouverture située sur la partie inférieure de la paroi gauche et la sortie dans une ouverture située sur la partie inférieure de la paroi droite. La paroi horizontale inférieure est chauffée à l'aide d'un flux de chaleur constant $Q = 5 \text{ W/m}^2$ et les autres parois sont adiabatiques. On considère que les propriétés thermophysiques de l'air comme des constantes pour la température $T = 290,15^\circ\text{K}$. Cette simulation, est réalisée à l'aide du code de calcul Fluent 6.3. La construction des géométries et leurs maillages sont faits à l'aide du logiciel Gambit. Les principaux résultats obtenus reflétant le comportement des champs dynamiques et thermiques dans la cavité, sont exposés dans ce chapitre.

4.2.VALIDATION NUMERIQUE

La simulation numérique a été réalisée à l'aide du code commercial ANSYS Fluent version 6.3.26. Pour la validation numérique du code de calcul, on procède à la comparaison des résultats numériques de la présente étude avec ceux obtenus par Saha et al. [18]. Le tableau montre les valeurs du nombre de Nusselt moyen Nu_{moy} et détermine la température maximale T_{moy} à la paroi chaude à un nombre de Reynolds $Re = 100$ et le nombre de Richardson de $Ri = 10$ et pour la **configuration BB**. Les valeurs de Nu_{moy} et T_{moy} obtenues dans cette étude et celles obtenues par Saha et al. [18] sont presque les mêmes.

Nombre des Nœuds (15710)	Présente étude	Saha et al. [18]	% erreur absolu
Nu_{moy}	1.174106	1.147027	2.36
T_{moy}	0.193680	0.194099	0.216

Tableau 4.1 : nombre de Nusselt moyen et la température moyenne évolués dans la paroi chaude

4.3.MAILLAGE DU DOMAINE

Les résultats sont donnés sous forme de lignes de courant, de lignes isothermes, et de variation du nombre de Nusselt de paroi chaude. Le maillage est uniforme (56X89) pour les deux directions y et x, il donne des valeurs plus précise par rapport aux autres maillages. Les résultats obtenus pour $Re = 350$ et $Ri = 1$, avec ce maillage (56X89) sont comparables à ceux obtenus pour le maillage de (45x80) et (47x84). La finesse du maillage (45x80) génère des variations maximales inférieures à 0,7506% en termes de Nu_{moy} (tableau 4.2), on voit clairement qu'il existe une petite différence entre les résultats des trois maillages. Cette finesse est utilisée dans tous les calculs ultérieurs

Maillage	45X80	47X84	56X89	Erreur % (abs)		
				45X80	47X84	56X89
Nu_{moy}	6.2537	6.2845	6.3010	0,7506	0,2618	-

Tableau 4.2 : Effet de maillage sur les résultats obtenus pour $Re = 350$, $Ri = 1$, $lc = 0,5$ et pour paroi inférieure chaude

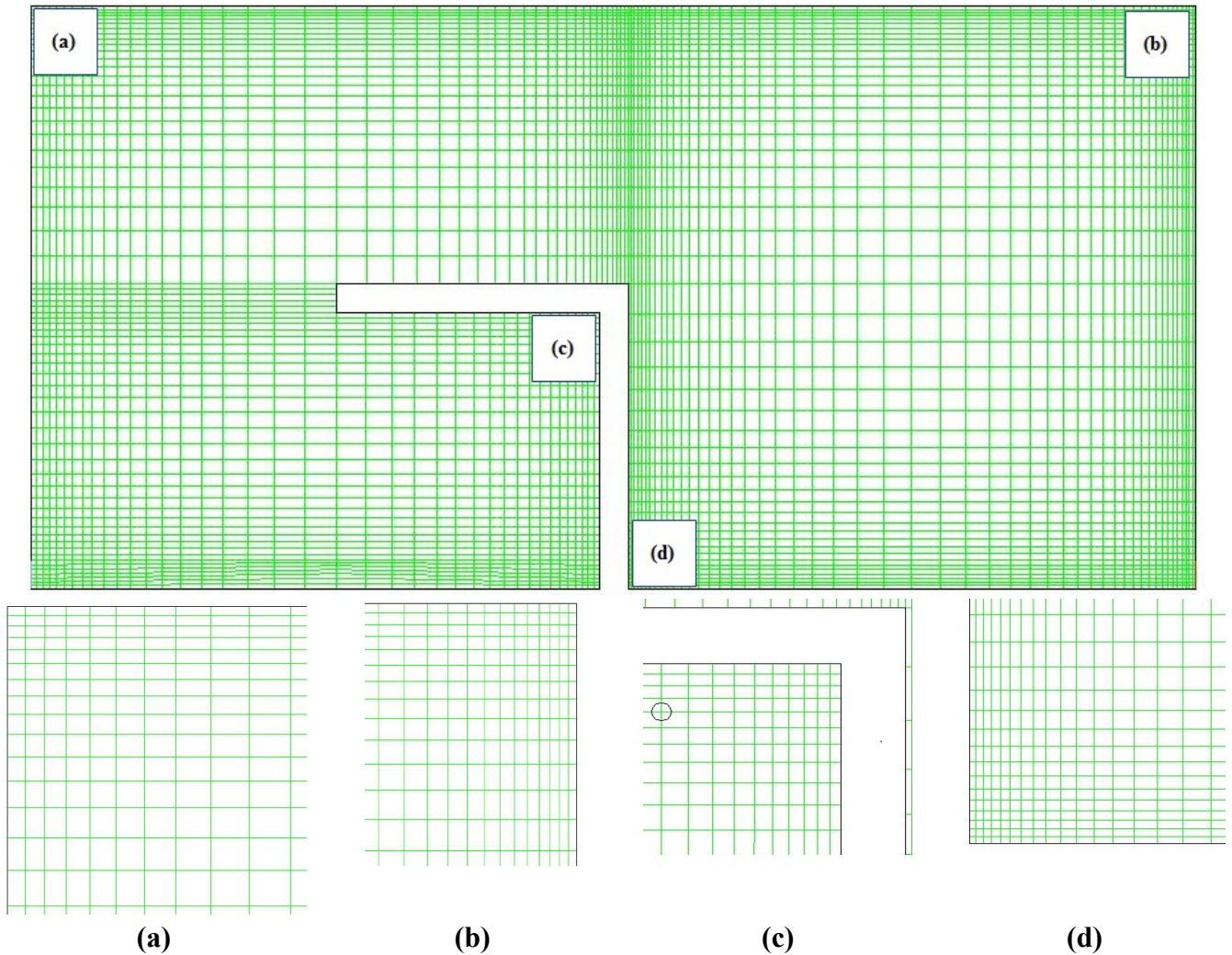


Figure 4.1: Maillage 56X89 utilisé dans cette simulation

4.4. RESULTATS ET DISCUSSIONS

Les paramètres physiques intervenant dans le problème considéré sont le nombre de Reynolds Re , nombre de Richardson Ri , les conditions géométriques de la source de chaleur et la longueur de chicane. Dans la géométrie présentée par la figure 4.1, sont spécifiés: le rapport d'aspect de la cavité $A = 2$ et la hauteur de l'ouverture a été fixé à $w = H/20$. La température de l'écoulement externe imposée est maintenue à une température constante $T = 290,15^\circ K$. La valeur du nombre de Reynolds est fixe $Re = 350$, et le nombre Richardson compris entre 1 et 10. Les résultats numériques ont été effectués pour l'air avec le nombre de Prandtl égale $Pr = 0,71$.

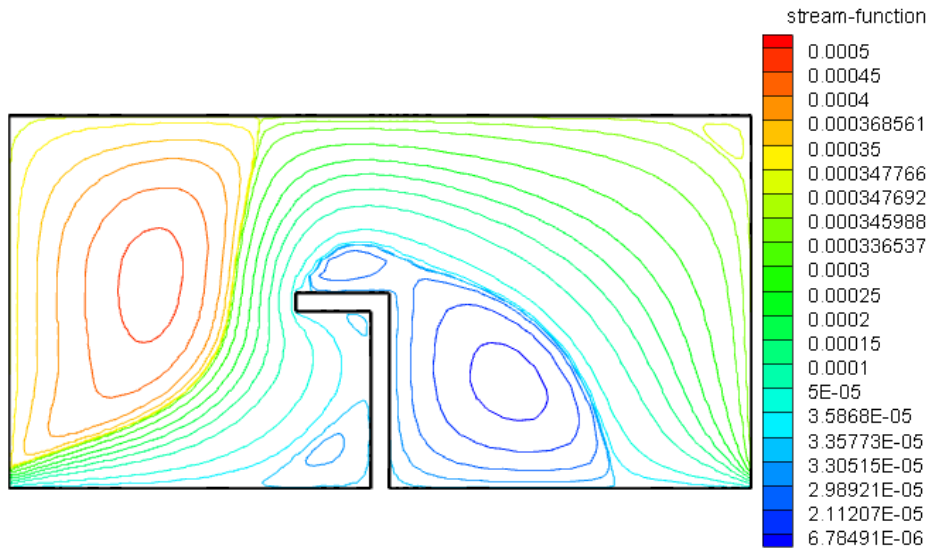
4.4.1. Les contours de vitesse et les lignes isothermes

Les résultats de l'étude sont obtenus pour des valeurs du nombre de Richardson compris entre 0,1 et 10. Cette gamme de Richardson a été retenue par **Roy et al. [4]**, qui couvre la convection mixte où les deux convections naturelle et forcée sont dominantes. Pour les faibles valeurs de Richardson ($Ri < 0,1$), la convection forcée est dominante. Pour Richardson ($Ri > 16$), la convection naturelle est dominante. En effet, les conditions aux limites imposées à l'entrée de la cavité ne sont pas compatibles avec la nature physique du problème, à cause des cellules fermées qui sont formées sur la droite de la chicane et qui empêchent la circulation libre des flux imposés et caractérisés par des lignes ouvertes.

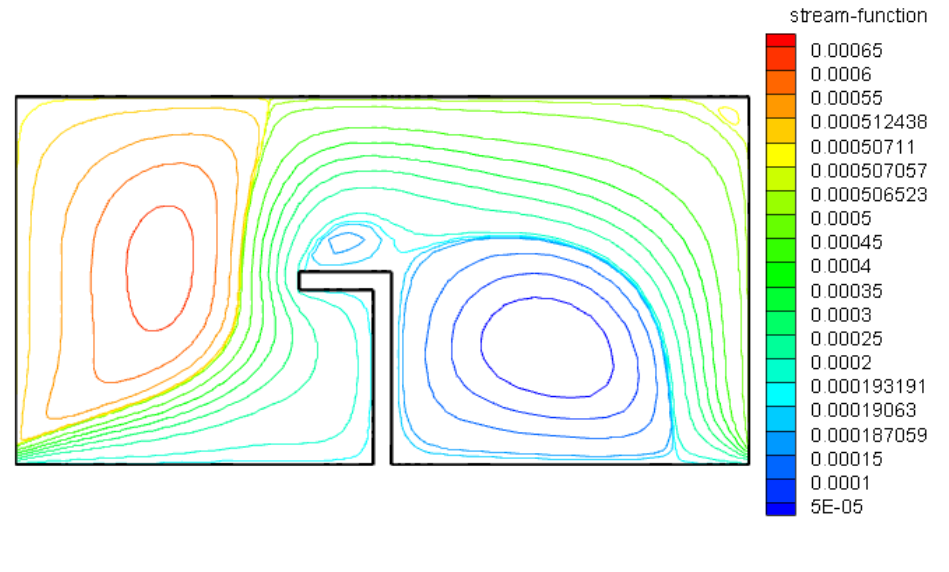
Les figures 4.2 et 4.4 montrent l'influence du nombre de Richardson Ri sur les contours de vitesses pour les deux configurations de la longueur de chicane lc (0,25 et 0,5). On remarque l'existence d'une cellule tourbillonnaire juste à l'entrée de la cavité, au-dessus de la chicane et une cellule juste après la chicane

Pour $Ri = 0,1$, On remarque la présence de tourbillons au-dessous de la chicane, la taille de ces tourbillons augmente avec l'augmentation de la longueur de la chicane lc . La taille des deux cellules situées après la chicane et dans la partie supérieure de la cavité augmente avec l'augmentation du nombre Ri . Pour le tourbillon juste à l'entrée de la cavité, sont dus à la vitesse de l'écoulement et la hauteur de l'ouverture.

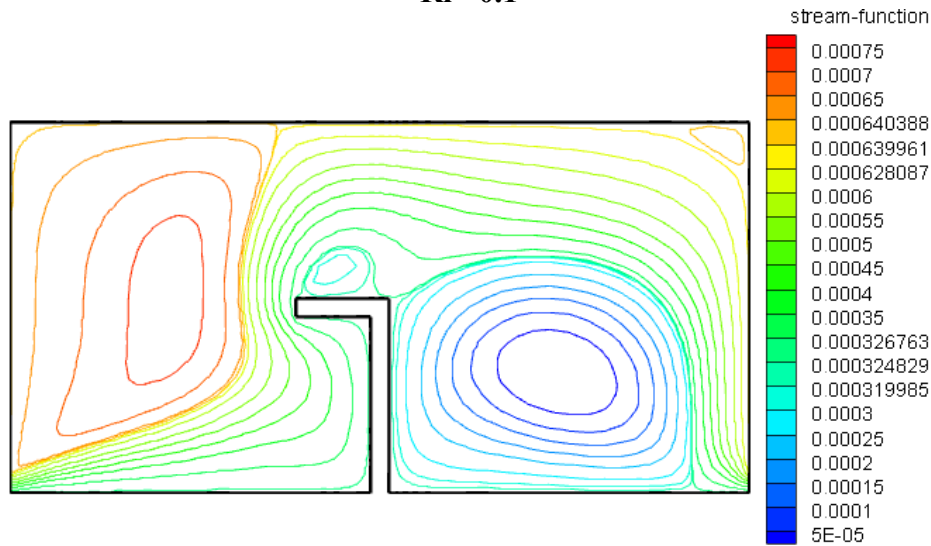
Concernant la vitesse des cellules tourbillonnaires est augmentée avec l'augmentation du nombre de Richardson avec la vitesse maximale est obtenue pour $Ri = 10$. Les figures 4.3 et 4.5 montrent l'influence du nombre de Richardson Ri sur les lignes isothermes pour les deux configurations de la longueur de chicane lc (0,25 et 0,5). Les lignes isothermes sont serrées au niveau de la paroi chaude, ceci montre qu'il y a un bon échange thermique par convection entre la paroi et le fluide. La valeur de la température maximale est obtenue pour le nombre de Richardson $Ri = 0,1$ et la valeur minimale est obtenue pour $Ri = 10$, donc on peut dire que le transfert thermique augmente lorsque le nombre de Ri augmentent et la convection naturelle prédominant sur la convection forcée. Ces résultats sont en bonne concordance avec ceux trouvées par **Roy et al. [4]**.



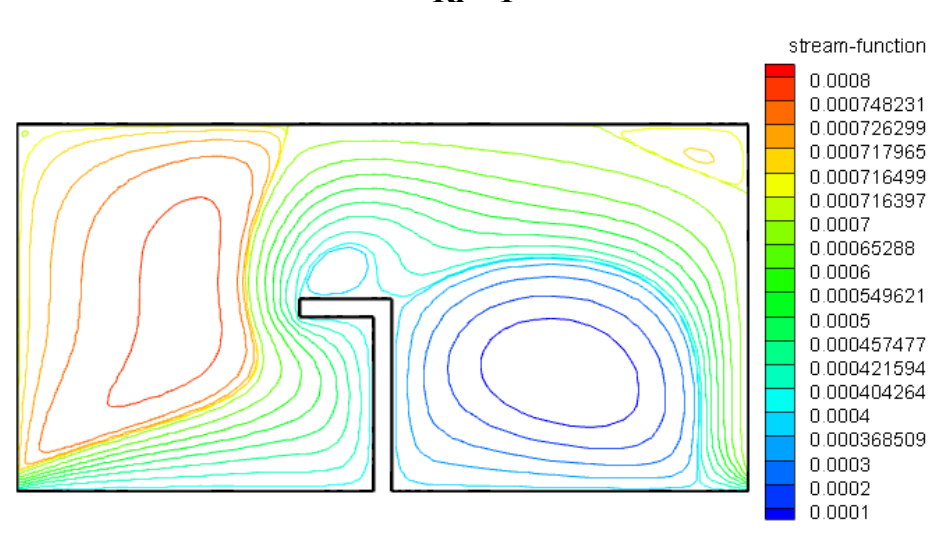
Ri = 0.1



Ri = 1



Ri = 3



Ri = 5

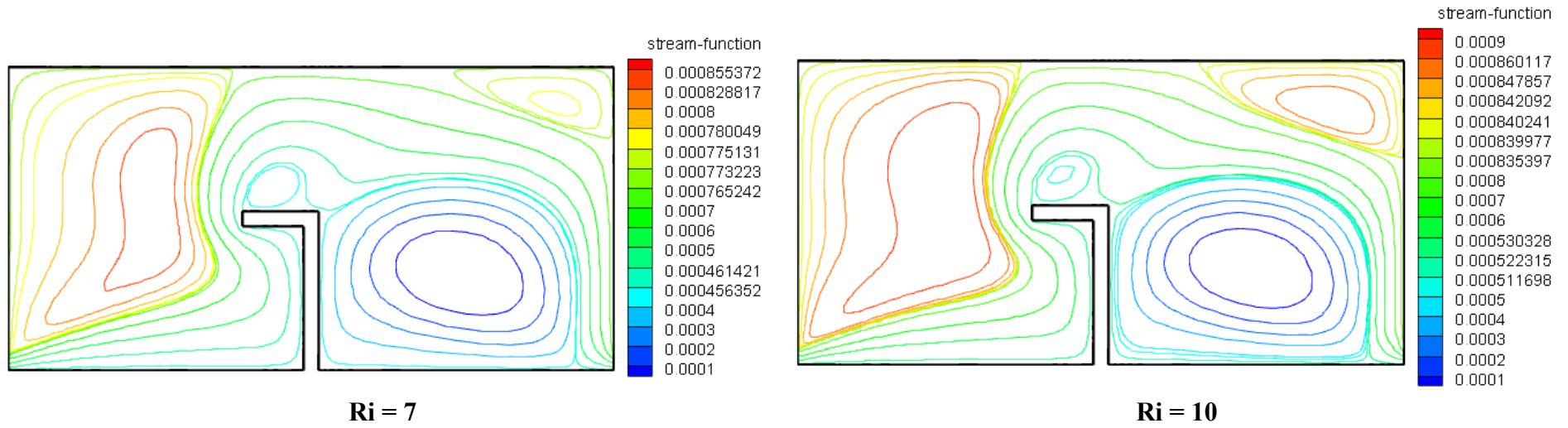
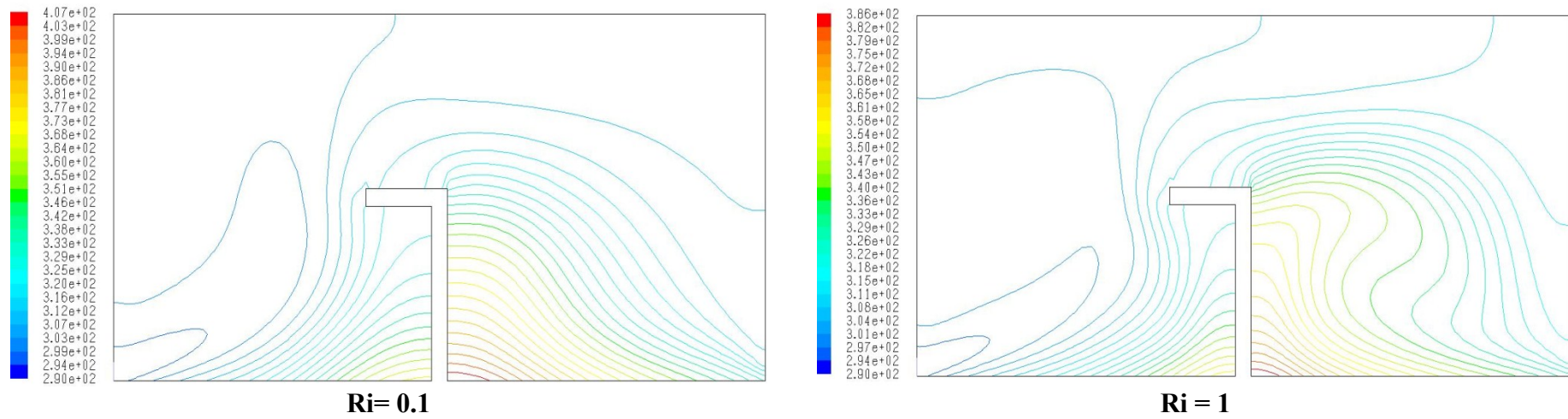
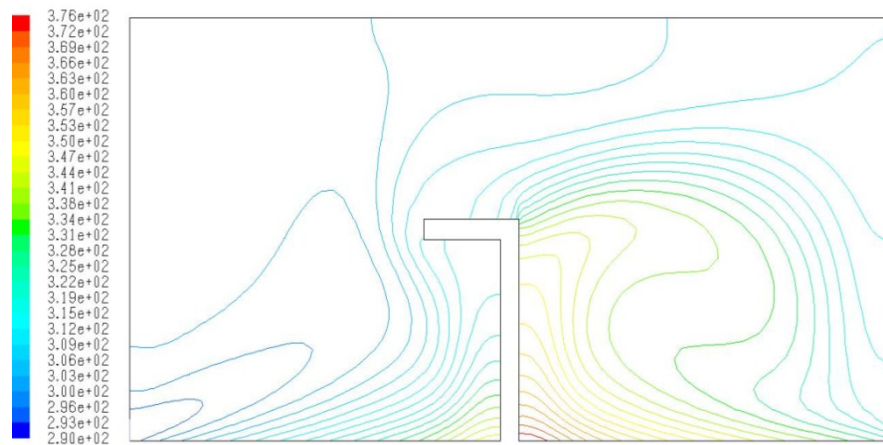
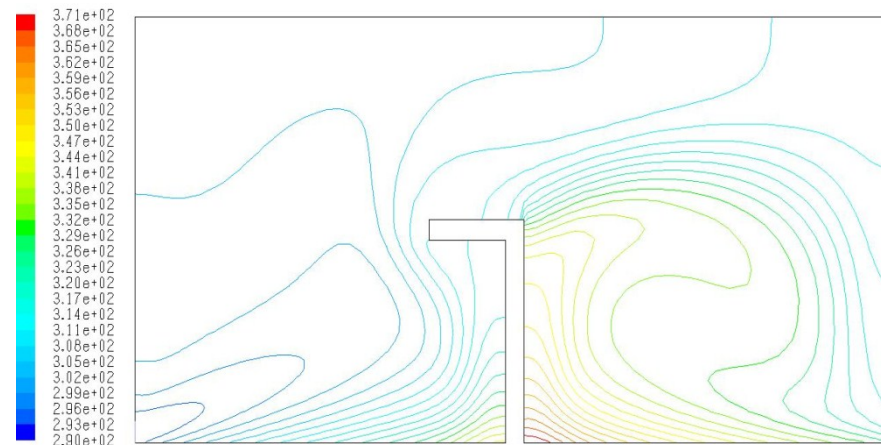


Figure 4.2 : Influence du nombre de Richardson Ri sur les contours de vitesses pour $l_c = 0,25$

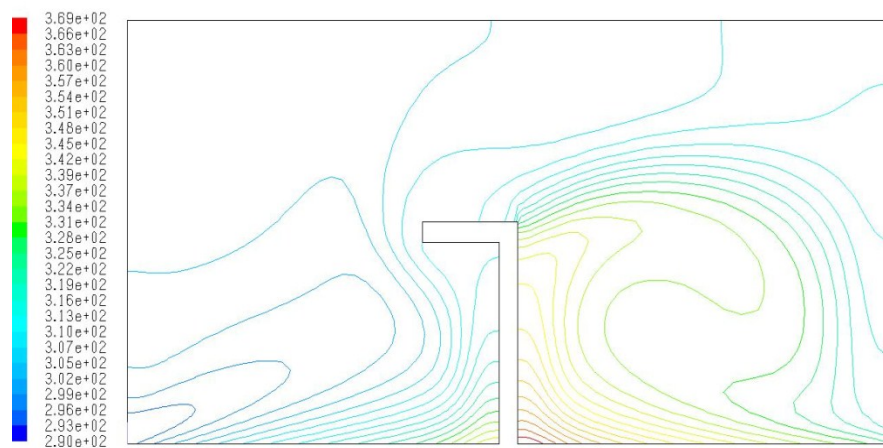




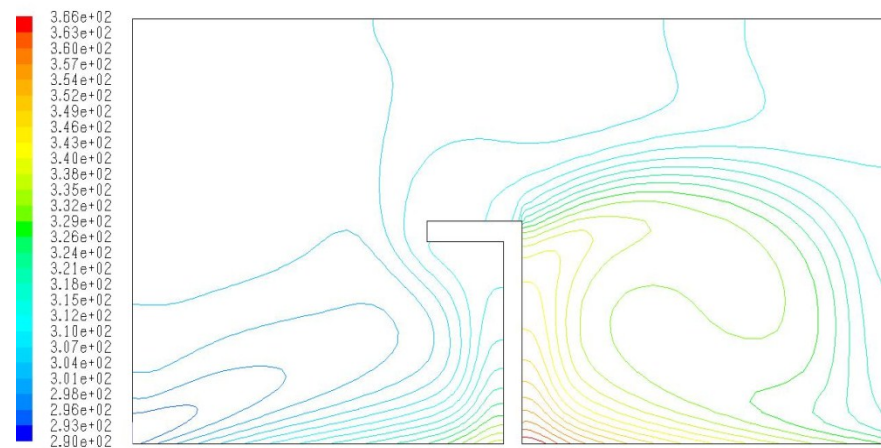
Ri = 3



Ri = 5

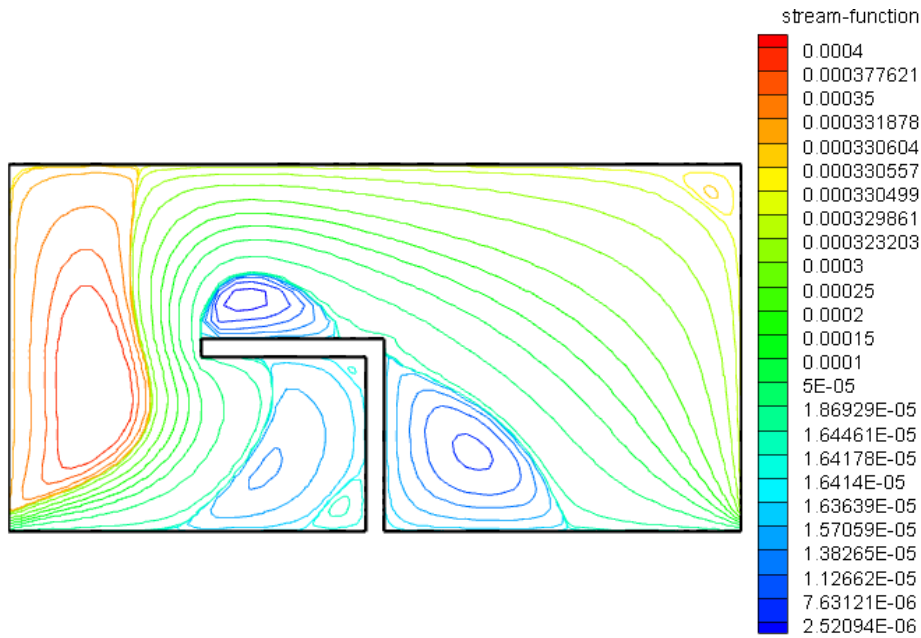


Ri = 7

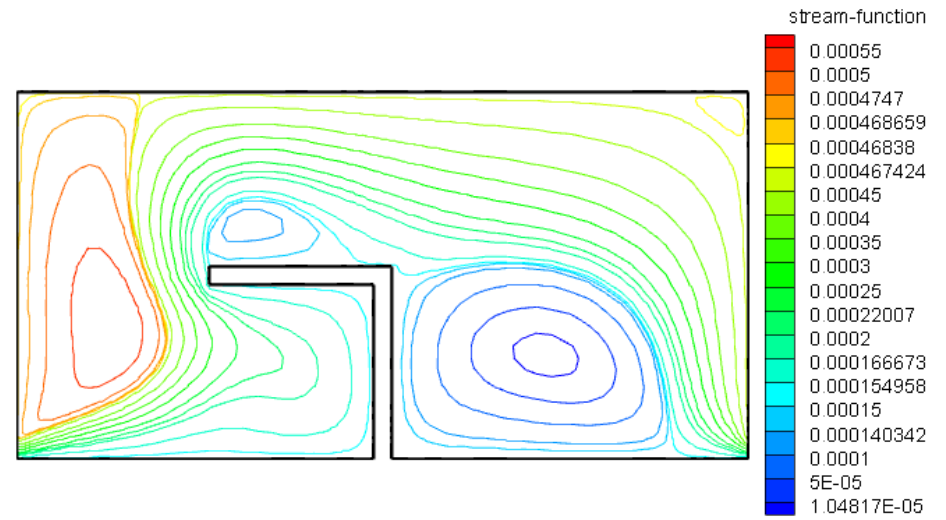


Ri = 10

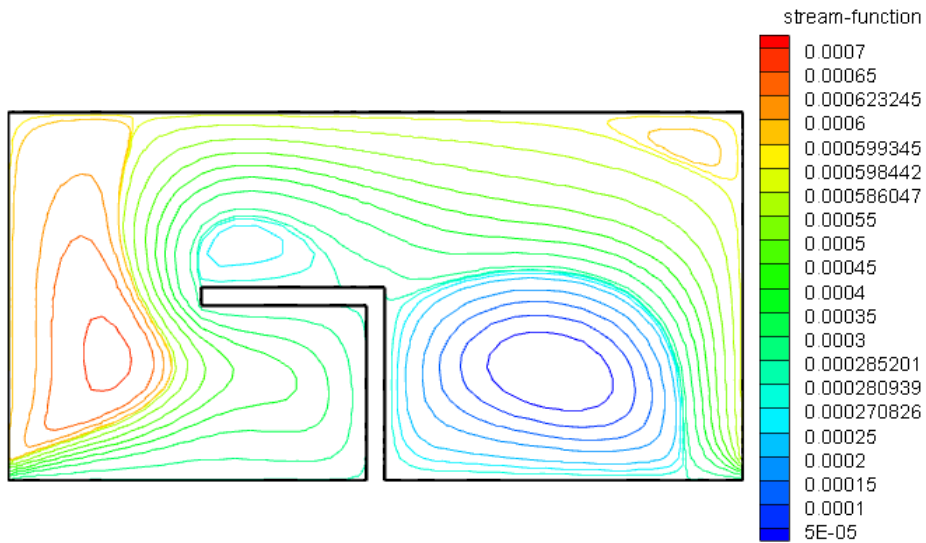
Figure 4.3 : Influence du nombre de Richardson Ri sur les lignes isothermes pour $lc = 0,25$



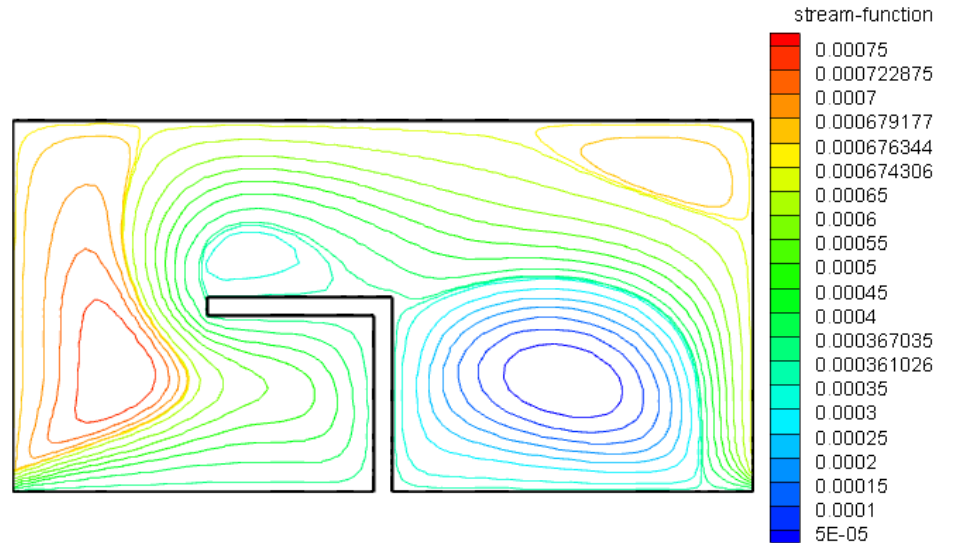
Ri = 0.1



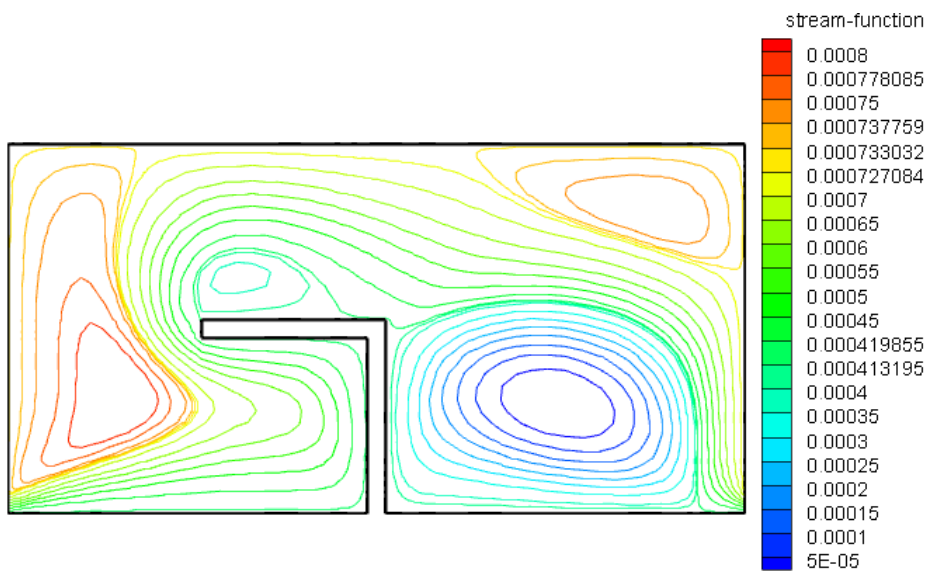
Ri = 1



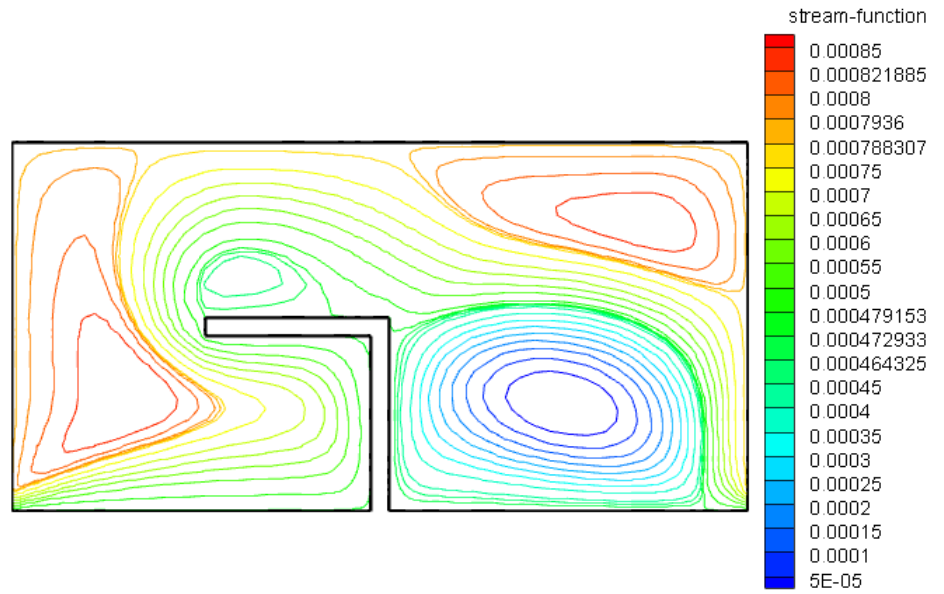
Ri = 3



Ri = 5

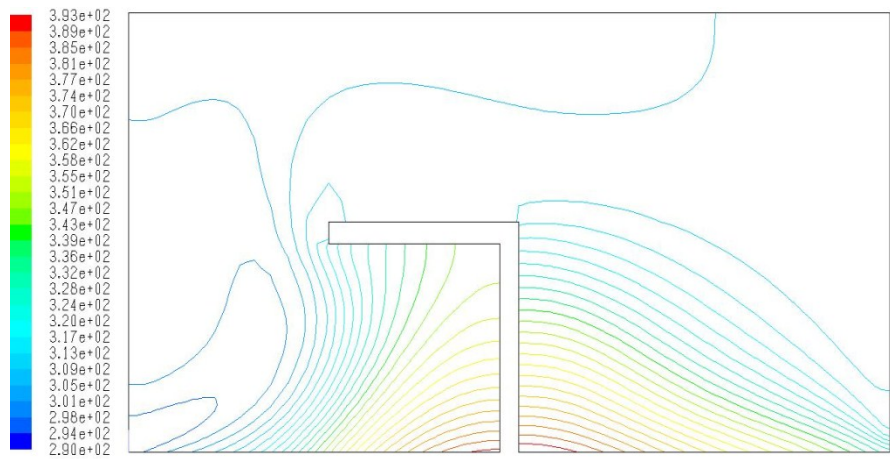


Ri = 7

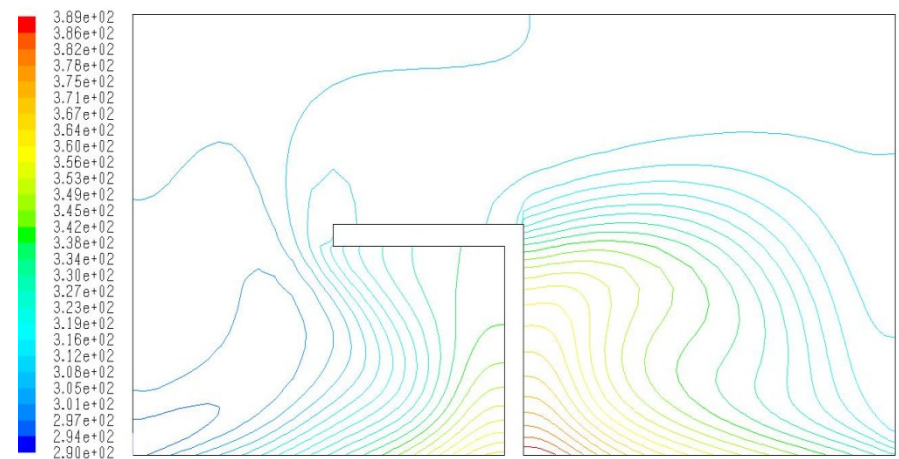


Ri = 10

Figure 4.4 : Influence du nombre de Richardson Ri sur les contours de vitesses pour $lc = 0,5$



Ri = 0.1



Ri = 1

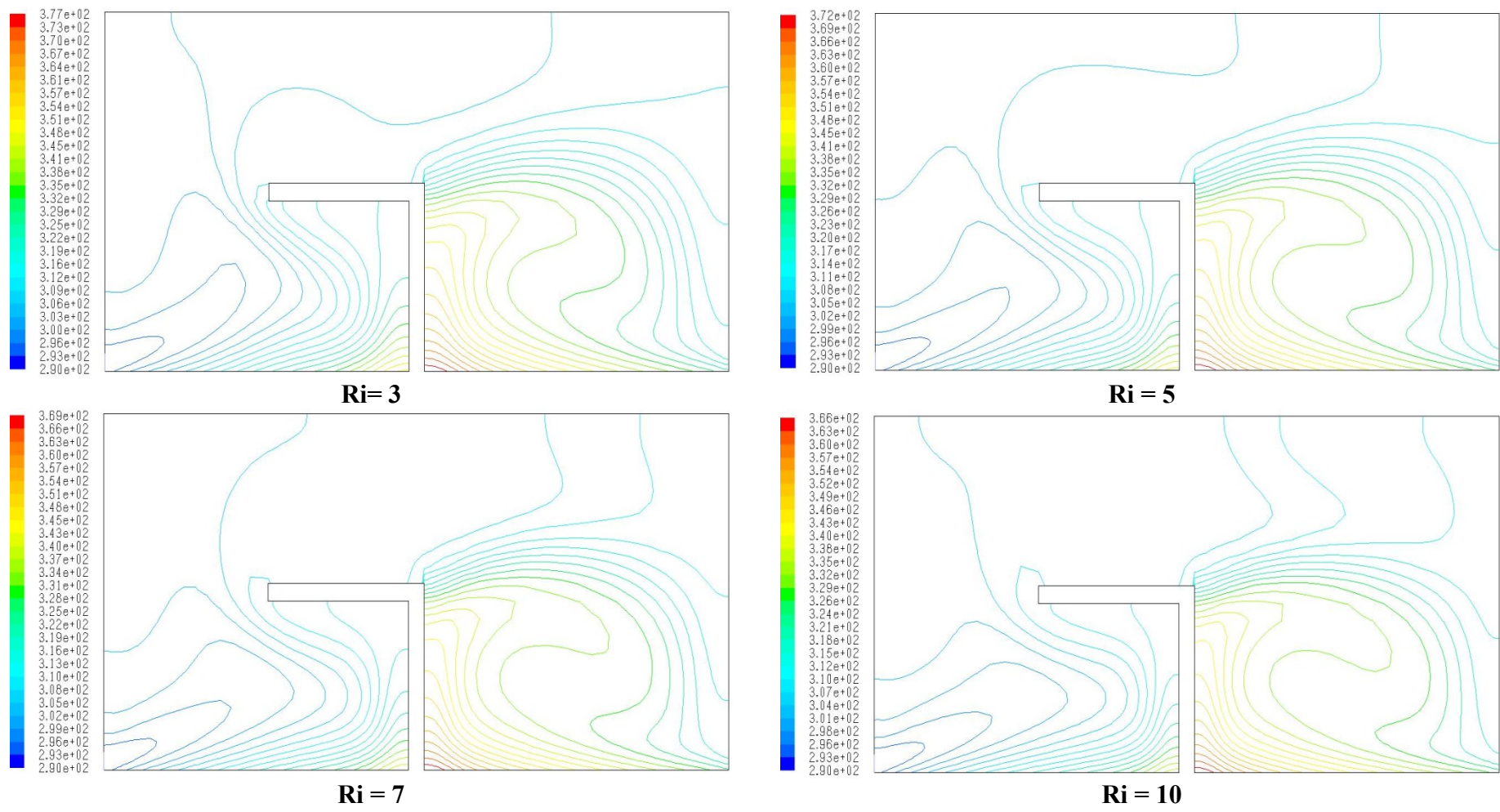
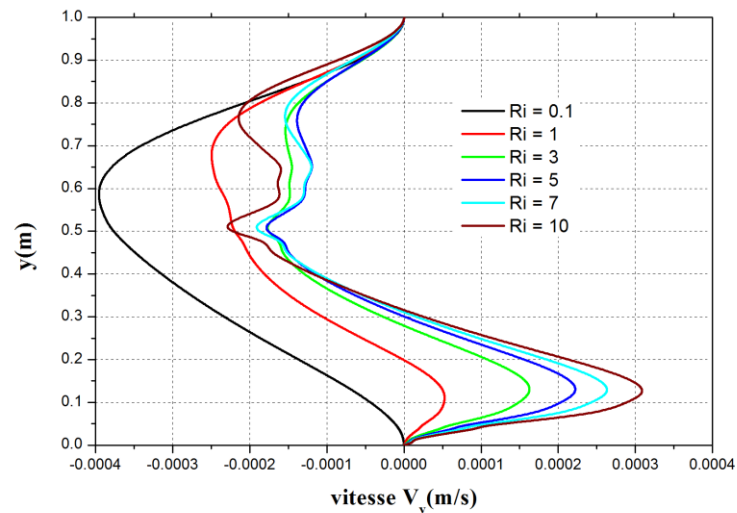


Figure 4.5 : Influence du nombre de Richardson Ri sur les lignes isothermes pour $l_c = 0,5$

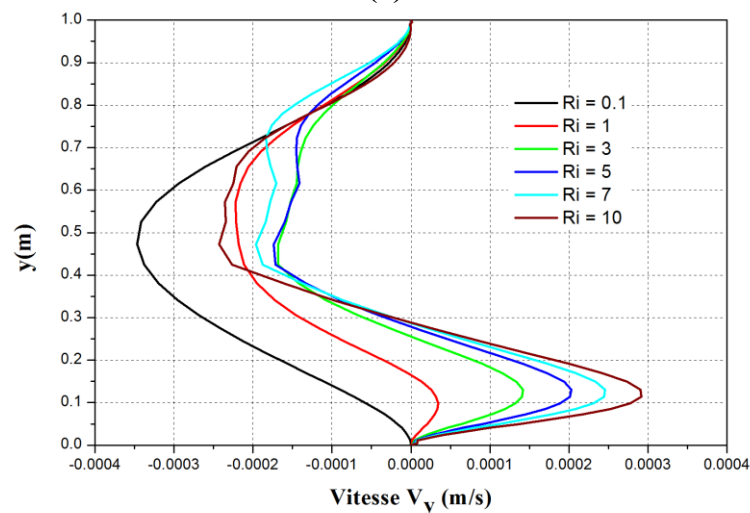
4.4.2. Les profils de vitesse et de la température

La figure 4.6 représente la variation des profils de vitesse V_y en fonction des différents nombres de Richardson Ri à la position $x = 1,5$ et pour les deux configurations lc (0,25 ; 0,5).

- ✚ Pour $Ri = 3, 5, 7$ et 10 les profils de vitesse aux mêmes allures par rapport les autres profils ($Ri = 0,1$ et $Ri = 1$).
- ✚ Pour $y < 0,3$ la valeur de la vitesse maximale est obtenue pour $Ri = 10$, par contre pour y compris entre $0,3$ et 1 la valeur maximale est obtenue pour $Ri = 0,1$. La comparaison entre les deux valeurs, nous constatons que la valeur maximale est à $Ri = 0,1$.
- ✚ Pour la configuration $lc = 0,25$ et pour $0,4 < y < 1$ les deux profils de vitesse pour $Ri = 5$ et $Ri = 7$ sont presque confondus.
- ✚ Pour la configuration $lc = 0,5$ et pour $0,35 < y < 1$ les deux profils de vitesse pour $Ri = 3$ et $Ri = 5$ sont presque confondus.



(a)

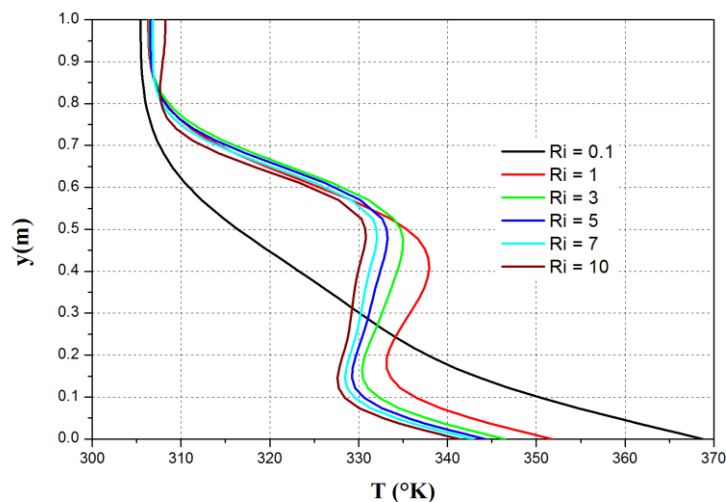


(b)

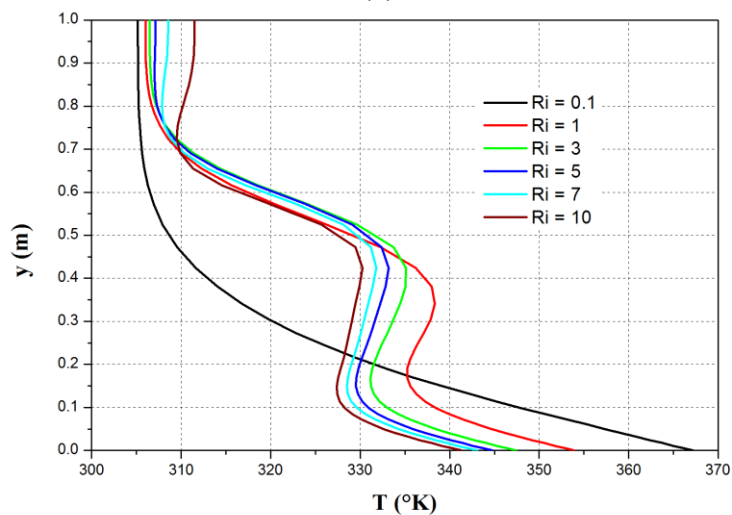
Figure 4.6 : Variation du profil de vitesse et de la température en fonction des différents nombres de Richardson à $x = 1,5$ et pour : a) $lc = 0,25$ et b) $lc = 0,50$

La figure 4.7 représente la variation des profils de température T en fonction des différents nombres de Richardson Ri à la position $x = 1,5$ et pour les deux configurations lc (0,25 ; 0,5). Nous remarquons que la température maximale est obtenue à côté de la paroi chaude avec la valeur minimale enregistrée pour $Ri = 10$.

- ✚ Pour la configuration $lc = 0,25$ et pour $0,55 < y < 1$ les profils de température pour Ri comprise entre 1 et 7 sont presque confondus.
- ✚ à $lc = 0,25$ et $lc = 0,5$, la valeur de la température minimale est obtenue pour $Ri = 0,1$, lorsque y supérieur respectivement à 0,32 et 0,22. Ces résultats sont dus à la taille du tourbillon formé après la chicane.



(a)



(b)

Figure 4.7 : Variation du profil de température en fonction des différents nombres de Richardson à $x = 1,5$ et pour : a) $lc = 0,25$ et b) $lc = 0,50$

4.4.3. Variation du nombre de Nusselt et de la température moyenne

La variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Richardson à la paroi chaude et pour les trois configurations de la longueur de la chicane l_c (0,05 ; 0,25 ; 0,5) est représentée sur la figure 4.8. Nous remarquons que le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation du nombre de Richardson, d'autre part, le nombre de Nusselt augmente lorsque la longueur de chicane diminue. Par comparaison entre les deux configurations de la longueur l_c (0,05 ; 0,25), les valeurs du nombre de Nusselt sont presque égales lorsque le nombre de $Ri \geq 5$

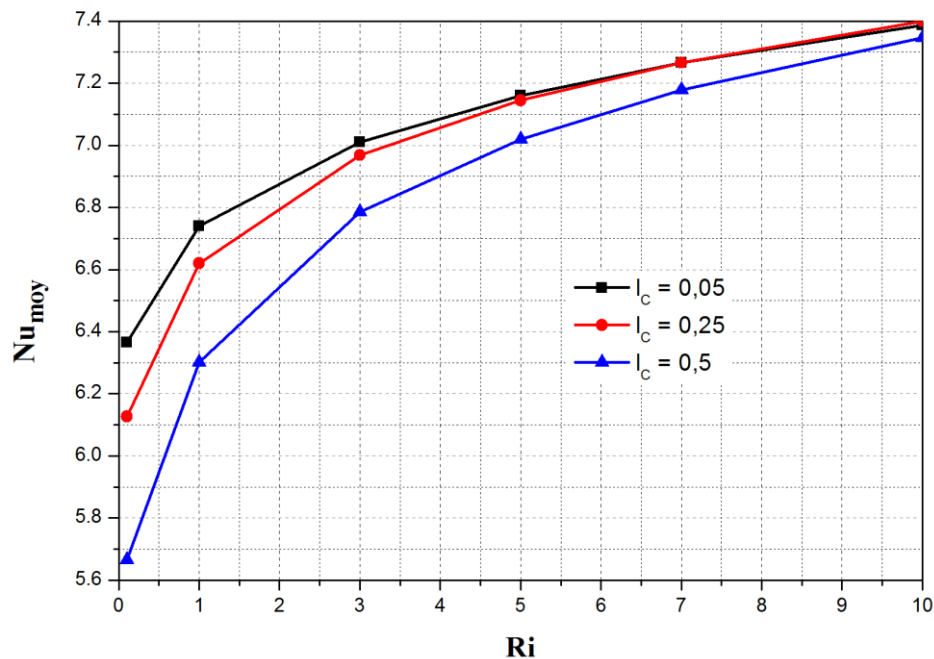


Figure 4.8: Influence de la longueur de chicane l_c sur le nombre de Nusselt moyenne pour différentes valeurs de Ri au niveau de la paroi chaude

La figure 4.9 représente l'influence de la longueur de chicane l_c sur la température moyenne pour différentes valeurs de Ri au niveau de la paroi chaude. Nous remarquons que la température moyenne diminue avec l'augmentation du nombre de Richardson. Par comparaison avec les trois autres configurations, l'écart de la température moyenne pour $Ri = 0,1$ égale à 0,025 entre $l_c = 0,25$ et $l_c = 0,5$ et pour $l_c = 0,05$ et $l_c = 0,25$ l'écart de la température moyenne est égale à 0,022. Pour $Ri = 10$ les températures moyennes sont presque égales.

On constate que pour améliorer le transfert de chaleur dans la cavité avec une chicane de forme L, on doit diminuer sa longueur l_c , et augmenter le nombre de Richardson Ri .

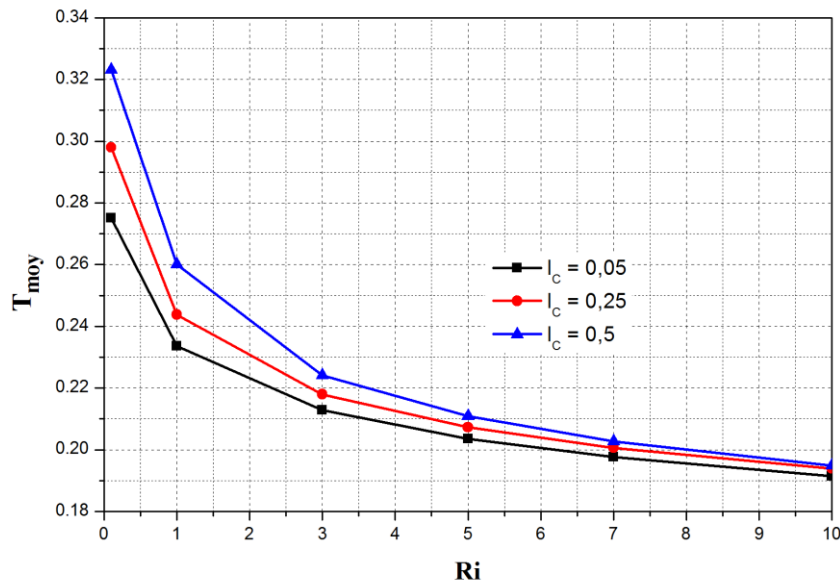


Figure 4.9 : Influence de la longueur de chicane l_c sur la température moyenne pour différentes valeurs de Ri au niveau de la paroi chaude

La figure 4.10 représente l'influence de la position de chicane sur le nombre de Nusselt moyen pour différentes valeurs de Ri et pour la longueur de la chicane $l_c = 0,05$. Nous remarquons que les valeurs du nombre de Nusselt moyen maximales sont obtenues pour la position de chicane sur la paroi supérieure. Ce résultat est logique, car, l'emplacement de la chicane sur la paroi supérieure de la cavité permet de diriger le fluide vers le bas. Cet emplacement de la chicane ayant le même sens que la pesanteur de la gravité fait augmenter l'échange thermique entre le fluide et la paroi chaude.

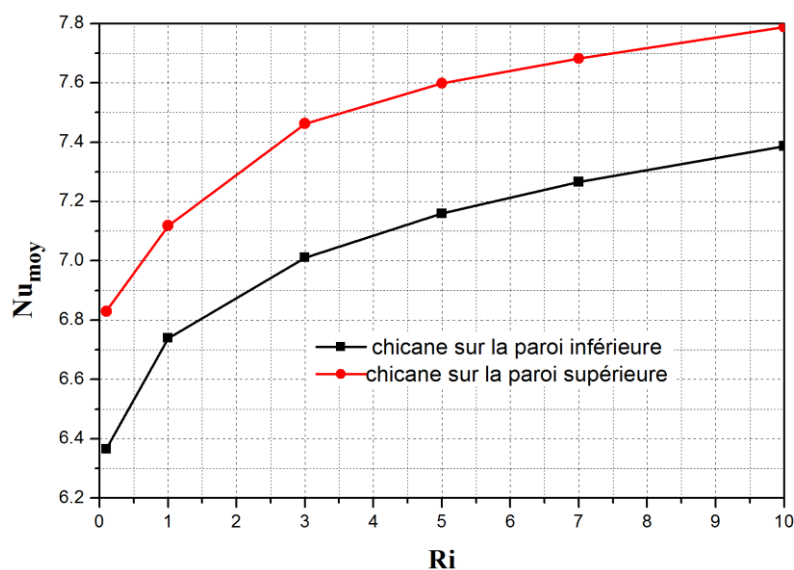


Figure 4.10 : Influence de la position de chicane sur le nombre de Nusselt moyen pour différentes valeurs de Ri et pour la longueur de la chicane $l_c = 0,05$

4.5.Conclusion

Dans ce travail, on a effectué une simulation numérique de la convection mixte dans une cavité rectangulaire soumise aux conditions aux limites thermiques et cinématiques. Pour voir l'influence du nombre de Richardson Ri et la longueur de chicane sur le champ d'écoulement et le transfert de chaleur, la simulation numérique a été réalisée pour différentes valeurs de ces deux paramètres. Les résultats montrent que le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Richardson Ri , et lorsque la longueur de chicane est petite.

Pour des valeurs faibles de Ri , le transfert de chaleur semble être dominé par la convection forcée. En revanche, le transfert de chaleur par convection mixte devient plus important dans la cavité pour les grandes valeurs du nombre de Richardson Ri .

Conclusion
générale

L'étude présentée dans ce travail porte sur la convection mixte dans une cavité ventilée à parois inférieure horizontale chauffée par un flux de chaleur constante concernant une chicane. En ce basant sur la méthode des volumes finies et l'algorithme SIMLE pour discrétiser les équations gouvernant ce phénomène, et à l'aide du code de calcul « Fluent » basé sur cette méthode, toutes les simulations ont été faites. On a pu déterminer les contours de la fonction de courant, les contours des isothermes, les profils des vitesses et la température, ainsi que la variation du nombre de Nusselt. La première étape dans ce travail est la validation du modèle mathématique par le code de calcul, toute en comparant nos résultats avec ceux trouvés dans la littérature et un bon accord a été obtenu.

Nos simulations numériques ont été effectuées pour examiner les effets du nombre de Richardson et la longueur de chicane sur le champ d'écoulement et le transfert de chaleur à l'intérieur de la cavité. Les résultats obtenus montrent que l'augmentation du nombre de Richardson entraîne l'augmentation du transfert de chaleur globale dans la cavité. Lorsque la longueur de chicane est petite, l'apport de chaleur s'accélère et par conséquent il y a diminution de la température de la source de chaleur et augmentation du nombre de Nusselt moyen.

L'étude de l'effet de la présence des chicanes dans la cavité, a été faite pour un nombre de Richardson $0.1 < Ri < 10$, dans le but de trouver et améliorer le transfert de chaleur dans la cavité. Les résultats que nous avons obtenus montrent un transfert de chaleur très favorable lorsque la longueur de chicane $lc=0,025$. La position de l'entrée et sortie du fluide est en bas de la paroi inférieure.

Comme notre étude s'est focalisée sur la problématique de la convection mixte en régime laminaire, il serait intéressant pour un travail futur d'explorer le régime turbulent afin de compléter cette investigation. D'autres perspectives sont aussi envisageables afin de voir le comportement de transfert thermique, nous projetons l'utilisation de l'eau ou les nano fluides comme fluide caloporteur.

Liste des références

- [1] **Livre** ‘initialisation aux transferts thermiques’. chapitre 4 « transfert de chaleur par convection », page 185, N° 32266, cote 03 06 25.
- [2] **Z. Aich, Mr Y. Si Abdelhadi**, ‘Etude de la convection mixte dans une cavité avec chauffage non uniforme sur les parois verticale’, Mémoire du Master 2017-2018.
- [3] **A. Bouhafis**, ‘Etude de la convection naturelle dans une cavité carrée avec chauffage sur les deux parois verticale’, Mémoire du Master 2016-2017.
- [4] **J. C. Roy, T. Boulard, C. Kittas, S. Wang**, ‘Convective and Ventilation Transfers in Greenhouses’, Part 1: the Greenhouse considered as a Perfectly Stirred Tank, Biosystems Engineering (2002) 83 (1), pp 1–20
- [5] **E. Papanicolaou, Y. Jaluria**, ‘Computation of turbulent flow in mixed convection in a cavity with a localized heat source’, Journal of Heat Transfer by ASME, (1995), Vol. 117, pp 649-658
- [6] **O. Manca , S. Nardini, K. Khanafer , K. Vafai**, ‘Effect of heated wall position on mixed convection in a channel with an open cavity’, Numerical Heat Transfer, Part A: Applications: An International Journal of Computation and Methodology, (2003), 43:3, pp 259-282..
- [7] **M. Belhi et S. Boudebous**, ‘Etude numérique de la convection mixte dans une cavité carrée de plusieurs entrées. Congrès Français de Thermique , juin 2007
- [8] **S. MEKROUSSI, D. Nehari, M. Bouzid, N.SADChemloul**, ‘Anzlysis of mixed convection in an inclined lid-driven cavity with a wavy wall’, Journal of Mechanical Science and Technology, Volume 27, Issue7 , pp 2181-2190, July 2013
- [9] **F. Moukalled, A. Doughan, S. Acharya**, ‘Parametric study of mixed convection in channels with concave and convex surfaces’, International Journal of Heat and Mass Transfer vol 43, pp 1947 – 1963 , 2000
- [10] **H. F. Oztop et I. Dagtekin**. ‘Mixed convection in two-sided lid-driven differentially heated square cavity’. International Journal of Heat and Mass Transfer, 47, pages 1761-1769. 2004
- [11] **S. Mekroussi , S. Kherris , B. Mebarki , A. Benchatti**, ‘Mixed convection in complicated cavity with non-uniform heating on both sidewalls’. International Journal of Heat and technology Vol. 35, No. 4, , pp. 1023-1033, December 201
- [12] **S. H. Tasnim, M. R. Collins**, ‘Suppressing natural convection in a differentially heated square cavity with an arc shaped baffle’, International Communications in Heat and Mass Transfer, (2005), 32, pp 94–106.
- [13] **T.S. Chang, Y.H. Shiau**, ‘Flow pulsation and baffle’s effects on the opposing mixed convection in a vertical channel’, International Journal of Heat and Mass Transfer, (2005), 48, pp 4190– 4204.

- [14] **Y.L. Tsay, T. S. Chang , J. C. Cheng,** 'Heat transfer enhancement of backward-facing step flow in a channel by using baffle installation on the channel wall', *ActaMechanica*, (2005), 174, pp 63–76.
- [15] **P. Kandaswamy, J. Lee , A.K. A. Hakeem , S. Saravanan,** 'Effect of baffle–cavity ratios on buoyancy convection in a cavity with mutually orthogonal heated baffles', *International Journal of Heat and Mass Transfer*, (2008), 51, pp 1830–1837.
- [16] **A. Bahlaoui , A. Raji , M. Hasnaoui , M. Naïmi , T. Makayssi , M. Lamsaadi,** 'Mixed convection cooling combined with surface radiation in a partitioned rectangular cavity', *Energy Conversion and Management*,(2009), 50, pp 626–635.
- [17] **T. V. Radhakrishnan , G. Joseph , C. Balaji , S. P. Venkateshan,** 'Effect of baffle on convective heat transfer from a heat generating element in a ventilated cavity', *Heat Mass Transfer*,(2009), 45, pp 1069–1082.
- [18] **S. Saha, Md. A. H. Mamun, M. Z. Hossain , A.K.M. S. Islam,** 'Mixed Convection in an Enclosure with Different Inlet and Exit Configurations', *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 2008, Vol. 1, No. 1, pp 78-93
- [19] **A. K. Sharma, P. S Mahapatra, N. K. Manna, K. Ghosh,** 'Mixed convection in a baffled grooved channel', *Indian Academy of Sciences*, (2015), Vol. 40, Part 3, pp 835–849.

RESUME

La convection mixte est étudiée numériquement dans une cavité ventilée avec un flux chaleur uniforme sur la paroi inférieure et les autres parois sont adiabatique. Le but de cette étude numérique est de voir l'influence de la longueur de chicane sur la variation du nombre de Nusselt moyen. L'écoulement de l'air traverse la cavité en pénétrant par l'ouverture d'entrée située dans la partie inférieure de la paroi verticale gauche et en sortant par l'ouverture de sortie située aussi dans la partie inférieure de la paroi verticale droite. Les résultats montrent que le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Richardson Ri , et lorsque la longueur de chicane est petite. Pour des valeurs faibles de Ri , le transfert de chaleur semble être dominé par la convection forcée. En revanche, le transfert de chaleur par convection mixte devient plus important dans la cavité pour les grandes valeurs du nombre de Richardson Ri .

Mots clés : Convection mixte, chicane, cavité rectangulaire

ABSTRACT

The mixed convection is numerical studied in a ventilated cavity with a uniform flow on the bottom wall and the other walls are adiabatic. The aim of this Numerical study is to see the influence of the baffle length on the variation of the average Nusselt number. The air flow passes through the cavity by entering through the inlet opening located in the lower part of the left vertical wall and exiting through the outlet opening located also in the lower part of the right vertical wall. The results show that the heat transfer increases with increasing Richardson Ri number, and when the baffle length is small. For low values of Ri , the heat transfer seems to be dominated by forced convection. On the other hand, the heat transfer by mixed convection becomes more important in the cavity for large values of the Richardson number Ri .

Key words: Mixed convection, baffle, rectangular cavity

المخلص

تمت دراسة الحمل الحراري المختلط داخل تجويف مستطيلي متكون من فتحتي تهوية مع تدفق حراري منتظم على الجدار السفلي وأما بقية الجدران فيكون فيها التدفق الحراري منعدم. الهدف من هذه الدراسة العددية هو معرفة تأثير طول الحاجز على تغير متوسط عدد نسلت. يدخل الهواء الي التجويف من خلال الفتحة الموجودة في الجزء السفلي من الجدار العمودي الأيسر ويخرج من خلال الفتحة الموجودة في الجزء السفلي من الجدار العمودي الأيمن. أوضحت النتائج أن انتقال الحرارة يزداد مع زيادة عدد ريتشاردسون Ri ، وعندما يكون طول الحاجز صغيراً ، بالنسبة للقيم المنخفضة لرقم ريتشاردسون Ri ، يبدو أن انتقال الحرارة الذي يهيمن هو الحمل الحراري القسري. من ناحية أخرى ، من أجل القيم الكبيرة لرقم ريتشاردسون ، يصبح انتقال الحرارة بالحمل الحراري المختلط أكثر أهمية في التجويف

الكلمات المفتاحية: الحمل الحراري المختلط ، الحاجز ، تجويف مستطيلي