

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie Mécanique

Spécialité: Installation énergétique et turbomachine

Par :

Chetrat Lakhdar

Ferhad Farouk

Thème

Contribution à l'étude transitoire des transferts de chaleur

Soutenu le 21/ 09 /2022 devant le jury composé de:

Mr. ALI AGHA	Président
Mr. ADNANI	Rapporteur
Mr. BOUTALBI	Examineur

Année Universitaire 2021-2022

Remerciement

Nous tenons tous d'abord à remercier Dieu qui nous a donné la santé, la volonté et le courage d'accomplir ce travail.

Nos vifs remerciements à Mr ADNANI MASSINISSA, notre promoteur, pour son aide, ses explication et suggestions pertinentes et pour la qualité de ses orientations tout au long de ce travail et pour avoir apporté tant de soins à la réalisation de ce mémoire.

Nous remercions également les membres de jury qui nous font honneur en acceptant d'examiner et de juger notre travail

Dédicace

Je dédie ce mémoire

À mes très chers parents, qui m'ont toujours entouré de leur confiance, amour et encouragement tout le long de ma vie.

Sans eux, ce mémoire n'aurait pu voir le jour ; ainsi qu'à mon frère, mon binôme et à tous mes amis sans exception.

Farouk.

Dédicace

Je dédie ce mémoire

Aux deux être les plus chers : mon père et ma mère, qui ont tout fait pour que je réussisse dans ma vie

A mon frère et mes sœurs.

A tous mes amis.

Lakhdar.

Sommaire

Remerciement	II
Dédicace	III
Dédicace	IV
Nomenclature	IX
Liste des figures	IX
Introduction générale	2
Chapitre 1 définitions et généralités	5
1.1 Introduction	5
1.2 Définition de transfert de chaleur.....	5
1.2.1 Transfert de chaleur par rayonnement	5
1.2.2 Transfert de chaleur par conduction	6
1.2.3 Transfert par convection.....	6
1.3 Variable adimensionnels et échelles caractéristique.....	9
1.3.1 Nombre de Prandtl (Pr).....	9
1.3.2 Nombre de Grashof (Gr)	9
1.3.3 Nombre de Rayleigh (Ra)	9
1.4 Recherche bibliographie.....	10
1.5 Conclusion.....	18
2 Chapitre 2 : Problème physique et Formulation mathématique	20
2.1 Modèle physique	20
2.1.1 Géométrie	20
2.2 Formulation Mathématique	22
2.3 Hypothèses	22
2.3.1 Hypothèses de boussinesq.....	23
2.3.2 Equations gouvernantes dimensionnelle transitoire	24
2.3.3 Condition aux limites	25
2.4 Equations gouvernantes sans dimension	25
2.4.1 Equation de continuité	25
2.4.2 Equation de quantité de mouvement	25
2.4.3 Equation d'énergie	26

2.5	Transfert de chaleur.....	26
2.6	Conclusion.....	27
3	Chapitre 3 : Résultats et Discussion	29
3.1	Introduction	29
3.2	Test de maillage.....	29
3.2.1	Cavité carrée avec un bloc vertical.....	30
3.2.2	Cavité carrée avec un bloc horizontal.....	31
3.2.3	Cavité carrée avec un bloc carré	31
3.3	Résultats de la simulation.....	32
3.3.1	cas A.....	32
3.3.2	Cas B	34
3.3.3	Cas C	36
3.3.4	Lignes de courants et isothermes.....	38
3.3.5	Evaluation des échanges thermique (nombre de Nusselt).....	39
3.4	Conclusion.....	41
4	Conclusion générale	43
	Références bibliographiques	45

Nomenclature

Symboles	Définition	Unité (SI)
S	la surface	m ²
T	Température	K
t	Temps	s
x, y	coordonnées cartésiennes dimensionnelles	m
h	coefficient de convection	W.m ⁻² .K ⁻¹
L, l	longueur de la cavité et de bloc intérieur	m
H	hauteur du bloc intérieur	m
u, v	composante de vitesse dimensionnelle	m.s ⁻¹
U, V	composante de vitesse adimensionnelle	-
p	pression	Pa
g	l'accélération de la pesanteur	m.s ⁻²
X, Y	coordonnées cartusiennes adimensionnelles	-
t'	temps adimensionnelle	-
Pr	nombre de Prandtl	-
Gr	nombre de Grashof	-
Ra	Rayleigh	-
Nu	Nusselt	-
a, b	Rapport de forme : $a = L_1/H$, $b = L/l$	

Symbole grecs

φ	Flux thermique	W
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}$
ε_p	L'émissivité de la surface	-
λ	conductivité thermique	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
μ	viscosité dynamique	$\text{kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$
ρ	Masse volumique	kg.m^{-3}
θ	température adimensionnelle	-
β	coefficient d'expansion thermique a pression constant	-
α	diffusivité thermique	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$
ν	viscosité cinématique	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$
ΔT	différence de température	K

indices

c	chaude	-
f	froid	-

Liste des figures

Figure 1.1 : Formes de transfert de chaleur.....	6
Figure 1.2 : Ecoulement laminaire.....	7
Figure 1.3 : Régime turbulent.....	7
Figure 1.4 : Domaine physique.....	8
Figure 1.5 : Schéma de la cavité triangulaire étudié.....	9
Figure 1.6 : Diagramme schématique de la configuration physique et du système de coordonnées.....	9
Figure 1.7 : Schéma de principe du montage expérimental, de la disposition de la source de chaleur et de l'assemblage (les mesures sont en mm).....	10
Figure 1.8 : Géométrie de la présente étude.....	10
Figure 1.9 : Géométries de flux. (a) canal horizontal. (b) canal vertical.....	11
Figure 1.10 : Installation d'essai de la soufflerie EDITH : organigramme, photographie de la section d'essai (à gauche), groupe de pompage et réservoirs de stockage (à droite).....	11
Figure 1.11 : Géométrie de problème.....	12
Figure 1.12 : Schéma de principe de la section d'essai et de la section du cylindre.....	13
Figure 1.13 : Géométrie de l'étude faite.....	14
Figure 1.14 : Schéma du problème étudié.....	15
Figure 1.15 : Géométrie du problème.....	16
Figure 2.1 : Géométrie du problème cas A	18

Figure 2.2: Géométrie du problème cas B.....	19
Figure 2.3: Géométrie du problème cas C.....	20
Figure 3.1 : Nombre de Nusselt moyenne en fonction de la Grille.....	28
Figure 3.2 : Nombre de Nusselt moyenne en fonction de la Grille.....	29
Figure 3.3 : Nombre de Nusselt moyenne en fonction de la Grille.....	29
Figure 3.4 : Structure des isothermes de $Ra=10^3$ jusqu'à 10^6 pour $a=5/3$	30
Figure 3.5 : Structure des lignes de courant de $Ra=10^3$ jusqu'à 10^6 pour $b=5$	31
Figure 3.6 : Structure des isothermes de $Ra=10^3$ jusqu'à 10^6 pour $a=5$	32
Figure 3.7 : Structure des lignes de courant de $Ra=10^3$ jusqu'à 10^6 pour $b=5/3$	33
Figure 3.8 : Structure des isothermes de $Ra=10^3$ jusqu'à 10^6 pour $a=5$	34
Figure 3.9 : Structure des lignes de courant de $Ra=10^3$ jusqu'à 10^6 pour $b=5$	35
Figure 3.10 : Nombre de Nusselt moyenne en fonction du nombre de Rayleigh.....	38

Introduction générale

Introduction générale

La simulation numérique des écoulements de fluide et des phénomènes de transferts thermiques, occupe une place très importante dans la recherche et l'industrie. La modélisation mathématique de phénomène est fondée sur les équations de la mécanique des fluides, couplées avec l'équation de l'énergie et leur résolution est rendue possible en utilisant une des nombreuses méthodes numérique. Parmi les méthodes les plus utilisés, on citera celle des différences finies, éléments finis et volumes finis. Cette dernière est à l'origine de plusieurs codes de calcul qu'on a utilisé pour la suite de ce travail. Bien que les échanges thermiques se manifestent sous diverses formes (rayonnement, conduction et convection), cette dernière est la plus visée dans certains domaines bien spécifiés tels que le refroidissement des processeurs et composants électroniques, les radiateurs et les échangeurs de chaleurs dans les procédés industriels etc. Le transfert de chaleur par convection est un phénomène très complexe car la solution dépend de plusieurs paramètres dont la géométrie du problème étudié, la nature du fluide, la nature de l'écoulement...etc.

L'amélioration de transfert de chaleur par convection est l'objet principal de plusieurs travaux. Ainsi, un grand nombre de chercheurs ont mené une multitude d'études tant numériques qu'expérimentales sur la description des phénomènes gérant la convection tant naturelle que forcée.

Dans le présent travail, nous intéresserons à la modélisation de la convection naturelle d'un fluide compressible et newtonien autour d'un bloc rectangulaire ou carré placé dans une cavité carré. L'écoulement sera supposé laminaire, en régimes transitoire. On analysera en particulier l'impacte de certains paramètres influents à savoir le rapport d'aspect géométrique de l'obstacle sur les champs dynamiques et thermiques, le gradient de température appliqué ainsi que le nombre de Nusselt.

Le présent mémoire comporte trois chapitres :

Le premier chapitre est consacré à des généralités, de même qu'une synthèse bibliographique des travaux expérimentaux et numériques ayant trait au phénomène de convection naturelle, convection mixte, régime transitoire, nombre de Nusselt et bifurcation dans des cavités vides ou en présence d'obstacles y est présentée.

Le deuxième consacré à les formulations mathématique qui servent notre étude. En premier lieu, on explique d'une manière détaillée le problème physique et on a introduit les équations de conservation qui régissent l'écoulement ainsi que les conditions aux limites. Une mise sous forme adimensionnelle des équations gouvernantes (l'équation de continuité, les équations de quantité de mouvement et l'équation d'énergie), et les conditions aux limites.

Le troisième chapitre, et la partie la plus importante de ce mémoire. Elle comporte la génération du maillage et la validation de la référence et notre résultat et la discussion des résultats obtenus.

Nous terminerons ce mémoire par une conclusion générale résumant les principaux résultats obtenus au cours de cette étude.

Chapitre 1

[définitions et généralités]

Chapitre 1 définitions et généralités

1.1 Introduction

Le transfert de chaleur est une science qui étudie la façon de propagation thermique d'une région à la présence de la matière et cela quel que soit le milieu même vide qui les sépare, sous l'influence d'une différence de température. Elle a subi une étude intensive pour satisfaire les exigences des autres technologies nucléaires, solaires...

Le transfert thermique a lieu sous trois formes : Conduction, Convection et rayonnement [1].

1.2 Définition de transfert de chaleur

Le transfert de chaleur est l'un des modes les plus connus d'échange d'énergie, et on définit cette dernière comme de l'énergie thermique en transit à cause d'une différence de température. On peut observer les phénomènes de transfert de chaleur aussi bien dans des situations industrielles (fours, réacteurs, échangeurs de chaleur, colonnes à distiller, chambres froides, presses à injection, coulée des métaux...) que dans notre vie quotidienne (le chauffage et l'isolation de la maison, la cuisson des aliments, les vêtements d'hiver et le facteur de refroidissement éolien, le coup de soleil sur la plage) [1].

1.2.1 Transfert de chaleur par rayonnement

Le rayonnement thermique est le mode de transmission par lequel la chaleur passe d'un corps à haute température à autre froid sans nécessité de support matériel. C'est donc le seul mode de transfert de chaleur qui peut se propager dans le vide. [2-4] Le rayonnement est une vibration électromagnétique qui se transmet dans le vide à la vitesse de lumière (300.000 km/s) On prend en compte le rayonnement entre un solide et les milieux environnement.

Dans ce cas nous avons la Loi de STEFAN-BOLTZMAN :

$$\varphi = \sigma \varepsilon_p S (T_p^4 - T_\infty^4) \quad (1.1)$$

1.2.2 Transfert de chaleur par conduction

La conduction est une transmission de chaleur dans la matière sans mouvement qui fait passer la chaleur des zones chaudes vers les zones froides à l'aide de deux mécanismes (vibration moléculaire, diffusion électronique). Elle concerne surtout les solides, mais aussi les liquides et les gaz pour lesquels elle est souvent négligeable par rapport à la convection ou au rayonnement. [2.-4]

La loi fondamentale de la conduction (Loi de Fourier) exprime le flux de chaleur transmis dans un milieu de conductivité thermique λ à travers une surface S, elle s'écrit :

$$\varphi = -\lambda S \overrightarrow{\text{grad}}(T) \quad (1.2)$$

Le flux de chaleur par conduction est proportionnel au gradient de température. Sous forme algébrique et suivant la direction x perpendiculaire à la surface S,

Le flux s'écrit :

$$\varphi = -\lambda S \frac{dT}{dx} \quad (1.3)$$

1.2.3 Transfert par convection

1.2.3.1 Définition

La convection est un mode de transfert d'énergie par l'action combinée de la conduction, de l'accumulation de l'énergie et du mouvement du milieu, qui implique le déplacement d'un fluide, liquide ou gazeux. Ce mode d'échange de chaleur existe au sein des milieux fluides ou lorsque un fluide circule autour d'un solide. Lors de la convection les mouvements se produisent en général de manière spontanée sous l'effet d'une différence de température entre les zones

d'un fluide. En effet, la densité d'une substance dépend de sa température. L'énergie est à présent, emmagasinée dans les molécules du fluide et elle est transportée sous l'effet de leur mouvement [2-4].

La quantité de chaleur échangée par unité de temps dépend de plusieurs paramètres:

- La différence de température entre la paroi et le fluide.
- La vitesse du fluide.
- La capacité thermique massique du fluide.
- La surface d'échange.
- L'état de surface du solide.
- Sa dimension...etc.

1.2.3.2 Types de convection

1.2.3.2.1 Convection naturelle

La convection naturelle apparaît spontanément, sous le seul effet. La différence de température ou de concentration engendre des différences de masse volumique sur les frontières et d'un champ de forces extérieures (la pesanteur) [2-4].

1.2.3.2.2 Convection forcée

Le phénomène de convection forcée apparaît quand le mouvement du fluide est provoqué par une circulation artificielle (pompe, turbine...)

1.2.3.2.3 Convection mixte

Couplage des deux phénomènes quand les vitesses d'écoulement fictives, dues aux deux types de convection, sont considérées séparément comme étant du même ordre de grandeur.

On peut exprimer la quantité de chaleur transmise par convection entre une paroi solide à la température T_s et un fluide à la température T_f .

Elle s'écrit (loi de newton).

$$\varphi = hS(T_s - T_f) \quad (1.4)$$

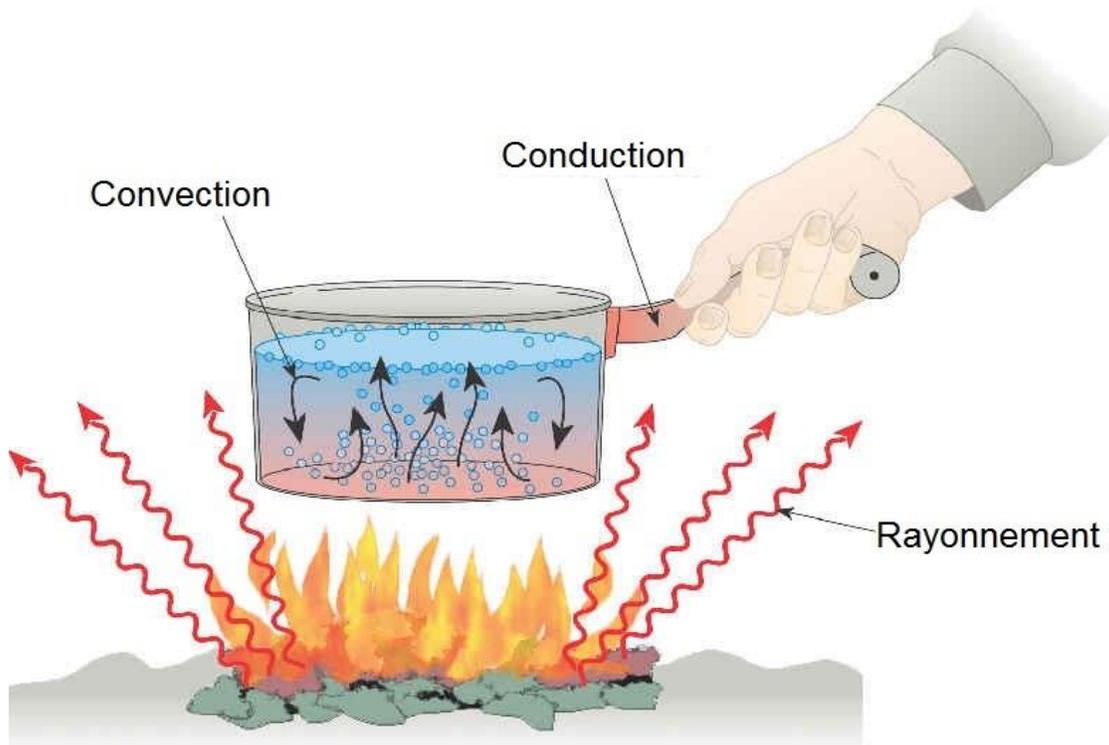


Figure 1.1 : Formes de transfert de chaleur [5].

1.3 Variable adimensionnels et échelles caractéristique

1.3.1 Nombre de Prandtl (Pr)

C'est un nombre adimensionnel. Il représente le rapport entre la diffusivité de quantité de mouvement (ou viscosité cinématique) et la diffusivité thermique. On le définit de la manière suivante :

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (1.5)$$

1.3.2 Nombre de Grashof (Gr)

C'est un nombre sans dimension, utilisé en mécanique des fluides pour caractériser la convection naturelle dans un fluide.

Il correspond au rapport des forces de gravité sur les forces visqueuses. On le définit par:

$$Gr = \frac{g \beta \Delta T L^3}{\nu^2} \quad (1.6)$$

1.3.3 Nombre de Rayleigh (Ra)

Le nombre de Rayleigh est un nombre sans dimension, et il a été introduit pour classer les trois régimes d'écoulement, habituellement générés par les mouvements convectifs en cavité : écoulement laminaire stationnaire, écoulement de transition et écoulement turbulent. On le définit par :

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (1.7)$$

1.4 Recherche bibliographique

Farah Zemani et al. [6] ont mené une analyse numérique sur la convection naturelle dans une enceinte cubique dont la surface chaude est ondulée (trois ondulations) et trois cloisons. L'étude a été réalisée pour de différentes longueurs de partitions et de nombre de Rayleigh. Les résultats obtenus montrent que la géométrie à paroi chaude avec des cloisons affecte le débit et le taux de transfert de chaleur dans la cavité. Ils ont également constaté que le nombre moyen de Nusselt diminue par rapport au transfert de chaleur dans la cavité cubique ondulée sans cloisons.

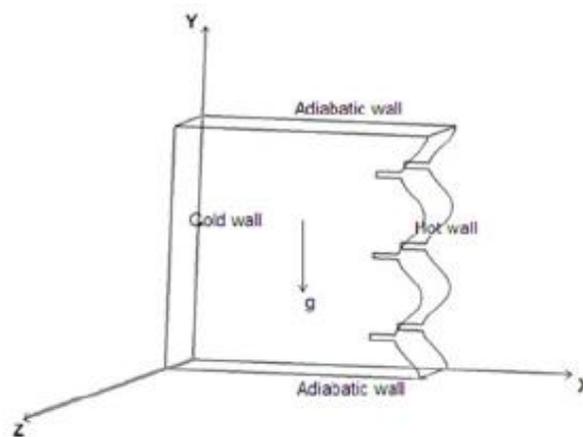


Figure1.4: domaine physique [6].

L'influence du nombre de Rayleigh sur le transfert de chaleur a fait l'objet d'autres travaux notamment celui mené par **Imen Mejri et al.** [7], ces derniers ont étudié numériquement la convection naturelle dans une cavité triangulaire remplie d'eau où la paroi horizontale est chaude, la paroi verticale est froide et la paroi inclinée est isolée. La méthode Lattice Boltzmann (LBM) est appliquée pour résoudre les équations couplées des champs d'écoulement et de température. Leurs résultats montrent que l'angle d'inclinaison influence sur le taux de transfert de chaleur en fonction du nombre de Rayleigh.

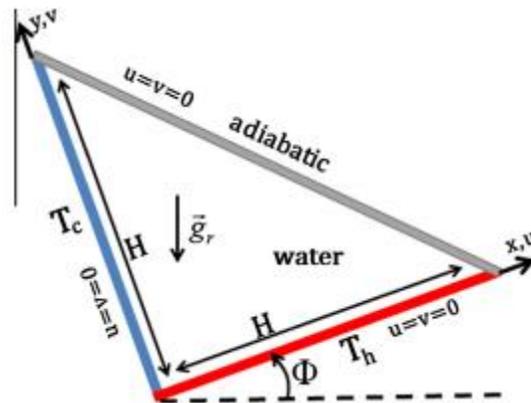


Figure 1.5: schéma de la cavité triangulaire étudié [7].

Ho et al. [8] ont étudié la convection naturelle dans des enceintes rectangulaires verticale avec un chauffage partiel des parois, numériquement et expérimentalement pour dévoiler surtout l'influence du rapport d'aspect de l'enceinte. La simulation numérique a été menée pour un rapport d'aspect variant de 1 à 10 et le nombre de Rayleigh modifié dans la plage comprise entre 10^3 et 10^7 . De la simulation, ils ont trouvé que l'effet du rapport d'aspect de l'enceinte sur le nombre moyen de Nusselt tend à diminuer avec l'augmentation du nombre de Rayleigh.

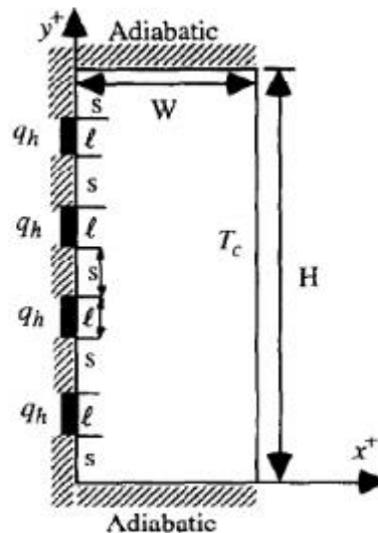


Figure 1.6: Diagramme schématique de la configuration physique et du système de coordonnées [8].

Dogan et al. [9], ont étudié expérimentalement la convection mixte dans un canal contenant des sources de chaleur en bas et en haut. Ils ont montré que la force de flottabilité, le début de l'instabilité et l'amélioration du transfert de chaleur est directement liée aux nombres de Grashof et de Reynolds.

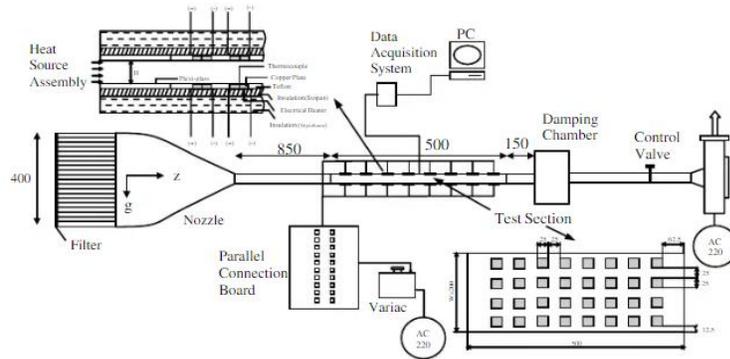


Figure 1.7: Schéma de principe du montage expérimental, de la disposition de la source de chaleur et de l'assemblage (les mesures sont en mm) [9].

Rahman et al. [10] ont mené une étude numérique en 3D sur le transfert de chaleur par convection mixte dans 4 modules chauffés implantés sur la surface d'une carte électronique, les modules sont exposés à deux types d'écoulement : un écoulement de convection forcée dans la direction horizontale et un écoulement de convection naturelle dans la direction verticale.

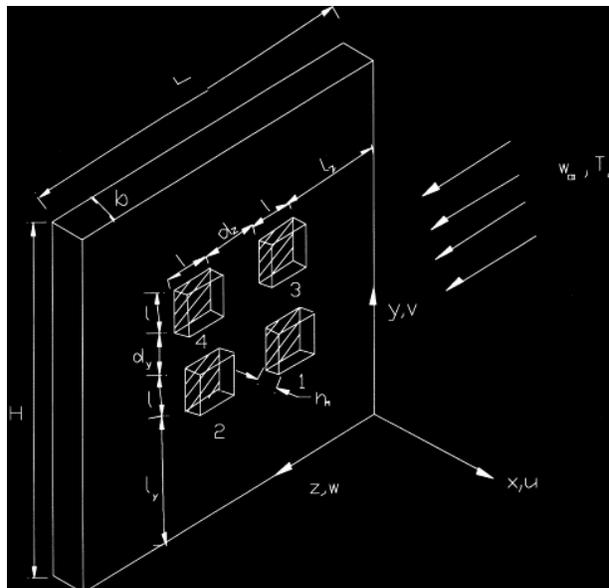


Figure 1.8 : Géométrie de la présente étude [10].

Kim et al. [11] ont étudié numériquement la convection mixte dans un canal contenant des sources de chaleur. Ils ont remarqué que les hypothèses trop simplificatrices ne sont pas appropriées pour simuler le refroidissement des équipements électroniques.

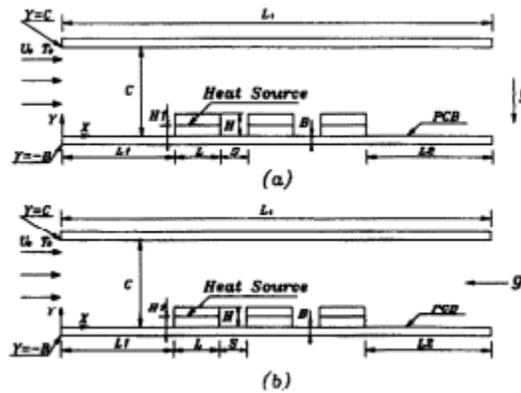


Figure 1.9: géométries de flux. (a) canal horizontal. (b) canal vertical [11].

L. L'éger et al. [12], ont étudié principalement le régime d'écoulement transition par une injection fluïdique secondaire dans la tuyère à double cloche et il a été constaté que cette injection contrôle efficacement la transition du régime d'écoulement, par conséquent, augmente les performances propulsive de l'appareil. Il a également été souligné que même un secondaire très faiblement injecté le débit massique conduit au contrôle de la transition et contribue à réduire les charges latérales qui peuvent exister, de plus, lorsque les transitions sont opérées sans injection.

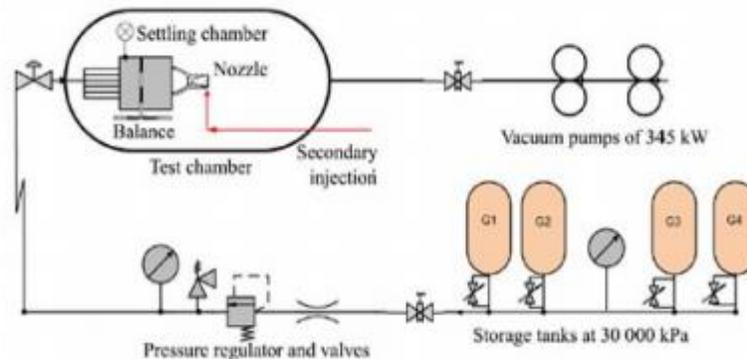


Figure 1.10 : L'installation d'essai de la soufflerie EDITH : organigramme, photographie de la section d'essai (à gauche), groupe de pompage et réservoirs de stockage (à droite) [12].

Feng Xu et al. [13], Une recherche expérimentale a été menée sur les caractéristiques de transfert de chaleur en régime permanent et transitoire pour la convection forcée du gaz hélium dans les mini-canaux. L'effet du diamètre des mini-canaux sur le transfert de chaleur transitoire et en régime permanent a été étudié. Les corrélations de transfert de chaleur transitoire pour les mini canaux de diamètre 0,8 et 2,8 mm ont été obtenues en introduisant le nombre de Fourier, respectivement.

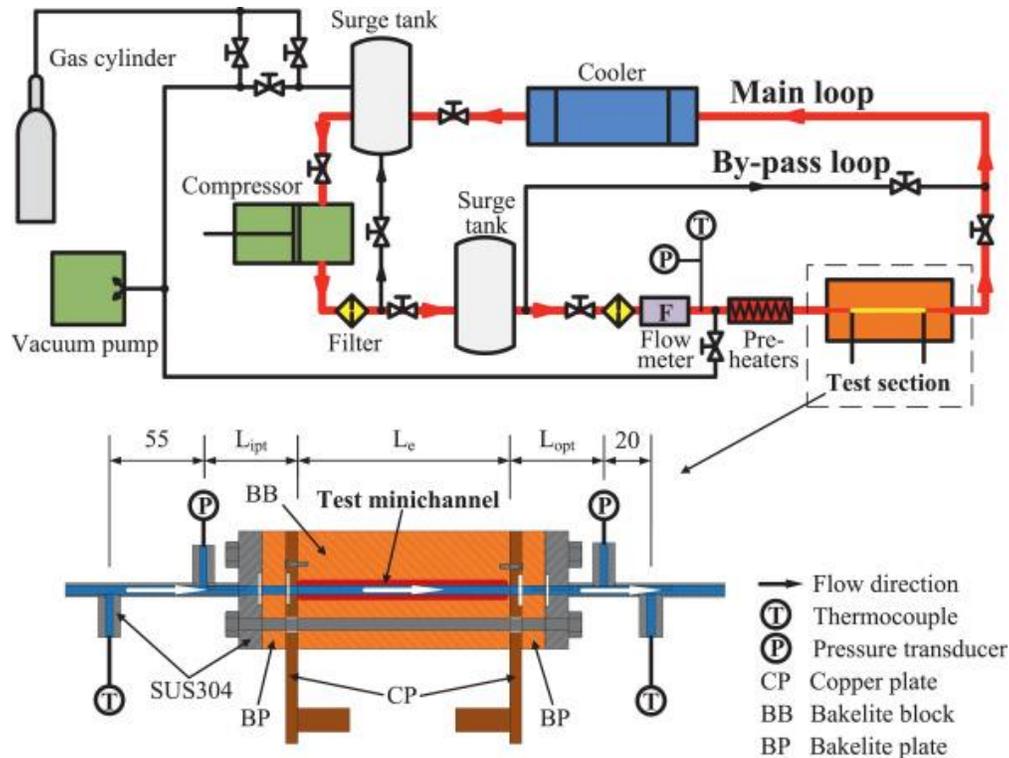


Figure 1.11 : géométrie de problème [13].

H. Bhowmik et al. [14], ont menées des expériences pour analyser le transfert de chaleur par convection naturelle transitoire à la mise sous tension autour d'un cylindre horizontal chauffé dans l'air. Les effets des données de transfert de chaleur transitoire sur différentes positions angulaires du thermocouple (0° , 90° , 180°) sont signalés alors que le transfert de chaleur transitoire autour du cylindre est fortement affecté par la position des thermocouples. Enfin, sur la base des données transitoires, des corrélations sont présentées pour prédire le transfert de chaleur entre comportement autour du cylindre chauffé.

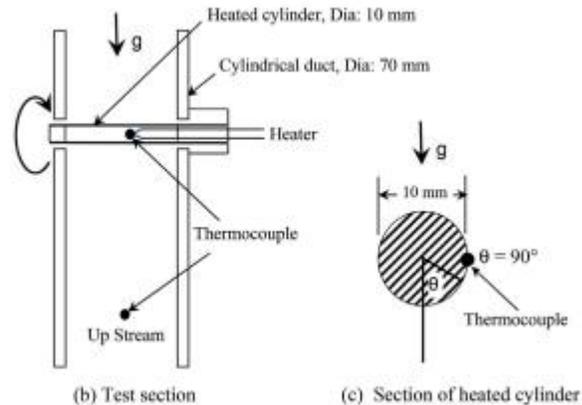


Figure 1.12: schéma de principe de la section d'essai et de la section du cylindre [14].

Les conduits annulaires circulaires concentriques sont des éléments courants et importants dans les équipements d'écoulement de fluide et de transfert de chaleur, Il existe de nombreux problèmes liés au coefficient du transfert de chaleur dans des anneaux concentriques qui précis pour les écoulements laminaires et turbulents. **Kamran Hirbodi et al. [15]**, ont étudié de nouvelles corrélations pour les nombres de Nusselt locaux et moyens dans les régions hydrodynamiquement entièrement développées et régions d'écoulements laminaires thermiquement développées ou pleinement développées. Les corrélations sont établies sur la base des résultats des solutions en série disponibles pour quatre conditions aux limites fondamentales. Les corrélations utilisent des exponentielles et des fonctions de loi de puissance de longueurs axiales et radiales sans dimension ; ils sont plus précis, plus faciles à utiliser, plus similaires aux solutions analytiques fondamentales et nécessitent moins de termes. Les différences maximales et moyennes entre les nombres de Nusselt locaux prédits par les corrélations proposées et les données analytiques sont respectivement de 2,04 % et 0,38 % pour les écoulements entièrement développés et de 9,97 % et 1,35 % pour les écoulements en développement. De plus, les différences maximales et moyennes pour les nombres moyens de Nusselt sont respectivement de 4,59% et 2,01%. Les résultats montrent que les corrélations proposées sont plus pratiques et qu'elles peuvent prédire le développement, le développement complet et nombres de Nusselt moyens avec une très bonne précision sur une large gamme de conditions d'écoulement.

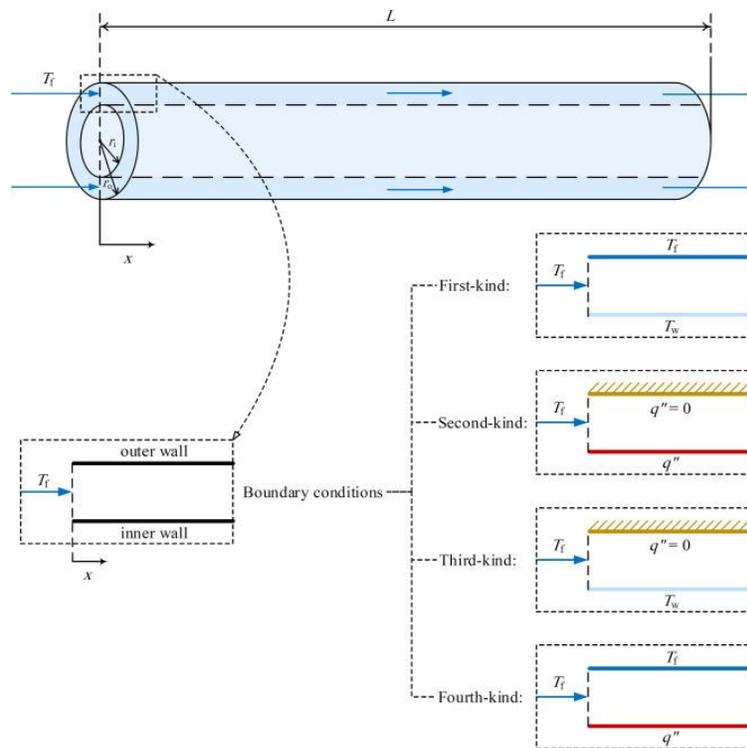


Figure 1.13 : géométrie de l'étude faite [15].

Y.chen et al. [16], Ont appliqué Une méthode de Boltzmann à réseau thermique pour simuler le transfert de chaleur gaz-solide dans un assemblage aléatoire de sphères en utilisant une approche de frontière mobile immergée dont Les données numériques ont été corrélées pour proposer une expression du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds et de la fraction volumique solide sur une large gamme de fractions volumiques solides ($\phi=[0,0.5]$) pour des nombres de Reynolds jusqu'à 100. Il est espère que la nouvelle corrélation des nombres de Nusselt pour les systèmes gaz-solide améliore la précision des simulations d'Euler-Euler et d'Euler-Lagrangian du transfert de chaleur gaz-solide dans les lits tassés et fluidisés.

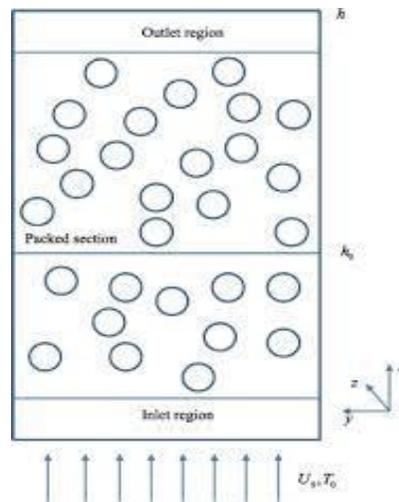


Figure 1.14 : Schéma du problème étudié [16].

Ahmed Idrissi et al. [17], ont étudié numériquement les effets thermo-convectifs induits par la mise en place de deux blocs chauffants sur la surface interne d'un espace annulaire cylindrique rempli d'air. Cette étude examine l'influence de la condition sur la structure d'écoulement et le taux de transfert de chaleur global, lorsque la hauteur des blocs varie jusqu'à $h/40$. Le résultat principal est l'existence d'un point de bifurcation séparant deux flux des régimes : uni- et bicellulaires, correspondant à une valeur critique du nombre de Rayleigh Rac , proche de 3598. Pour des nombres de Rayleigh supérieurs à Rac , le flux bicellulaire permet des améliorations du taux de transfert de chaleur jusqu'à 18% dans l'intervalle de Ra considéré.

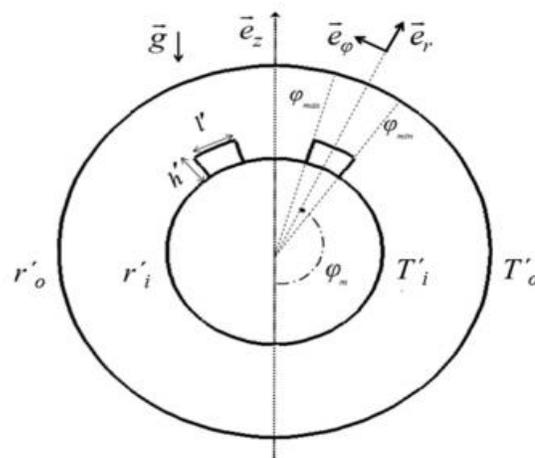


Figure 1.15 : géométrie du problème [17].

1.5 Conclusion

Le transfert de chaleur décrit l'échange d'énergie thermique entre les systèmes physiques en fonction de la température et en dissipant la chaleur.

Dans ce chapitre nous avons permis de faire le point sur les généralités de transfert de chaleur et les différents paramètres qui interviennent dans ce phénomène, tels que les types de la convection, les types des écoulements.

Suite à cette recherche bibliographique on a constaté que la revue de la littérature est riche par les travaux accumulés au cours de ces dernières années et ayant conduit à une imposante bibliographie riche et spécialisée.

Chapitre 2

[Problème physique et Formulation mathématique]

2 Chapitre 2 : Problème physique et Formulation mathématique

2.1 Modèle physique

2.1.1 Géométrie

2.1.1.1 Cavité carrée avec un bloc vertical

La géométrie étudiée c'est une cavité carrée avec une longueur $L=0.05$, les parois verticales maintenues à une température chaude T_c et deux autres qui sont horizontales sont adiabatiques, dont cette cavité contient un bloc de longueur $l=0.03$ et de hauteur $H=0.01$, avec une température froide T_f .

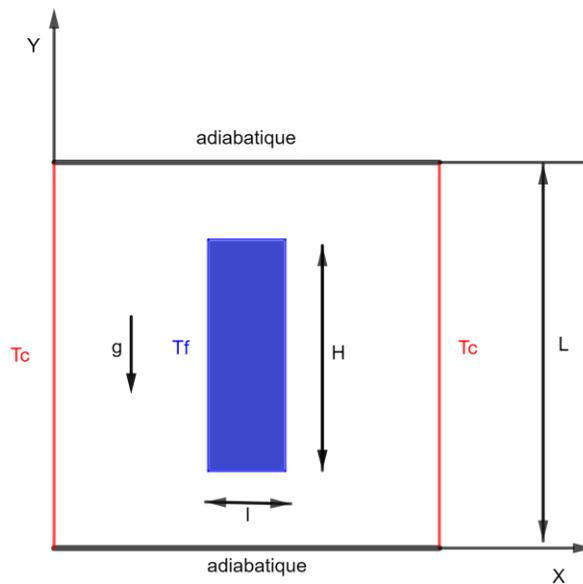


Figure 2.1: géométrie du problème cas A

2.1.1.2 Cavité carrée avec un bloc horizontale

La géométrie étudié c'est une cavité carrée avec une longueur $L=0.05$, les parois verticales maintenue à une température chaude T_c et deux autres qui sont horizontal sont adiabatiques, dont cette cavité contiens un bloc de longueur $l=0.01$ et de hauteur $H=0.03$, avec une température froide T_f .

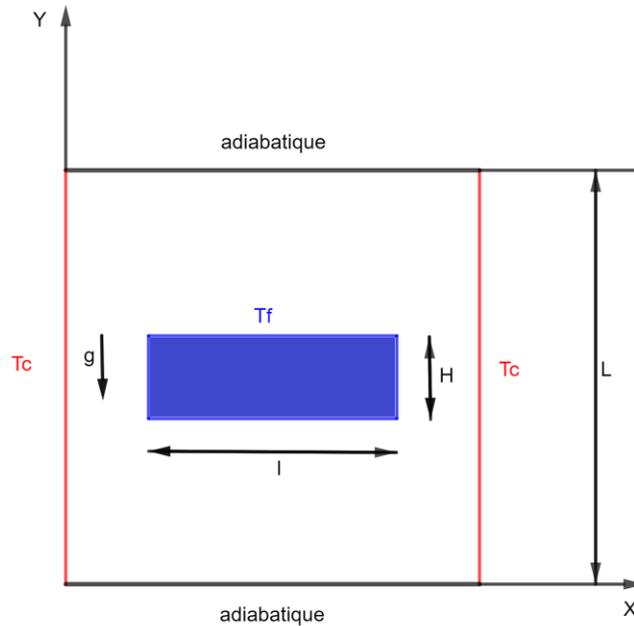


Figure 2.2: géométrie du problème cas B

2.1.1.3 Cavité carrée avec un bloc horizontale

La géométrie étudié c'est une cavité carrée avec une longueur $L=0.05$, les parois verticales maintenue à une température chaude T_c et deux autres qui sont horizontal sont adiabatiques, dont cette cavité contiens un bloc de longueur $l=0.01$, avec une température froide T_f .

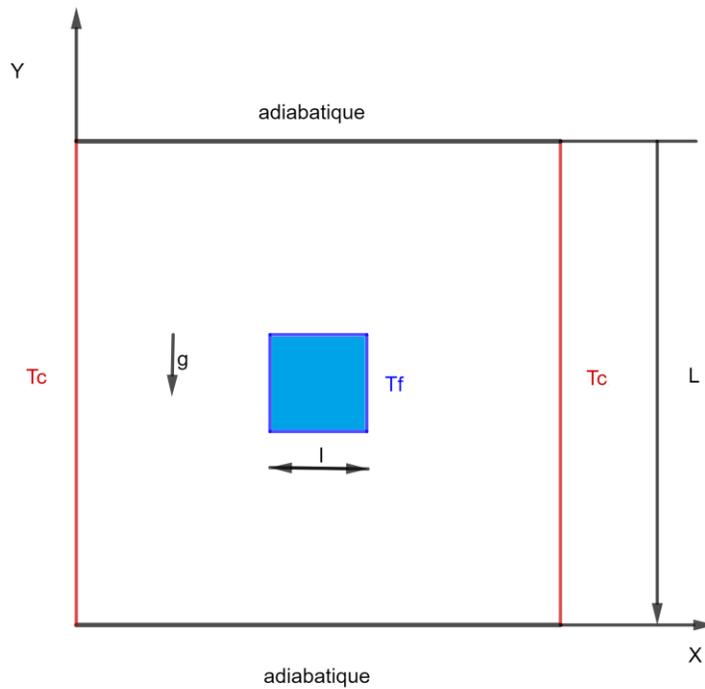


Figure 2.3: géométrie de problème cas C

2.2 Formulation Mathématique

2.3 Hypothèses

- Écoulement bidimensionnel (suivant les coordonnées cartésiennes x et y).
- Le régime d'écoulement est transitoire.
- Le fluide est supposé l'air et incompressible.
- Absence de source de chaleur.
- Le rapport de l'énergie rayonnement est négligé.
- Hypothèses de boussinesq.

2.3.1 Hypothèses de boussinesq

Dans le cas où les variations de température sont prises comme suffisamment faibles pour que les propriétés physiques du fluide (tels que sa dilatabilité thermique, sa diffusivité thermique et sa viscosité cinématique) puissent être considérées comme constantes, les variations de la masse volumique au sein du fluide sont faibles. Ainsi, il est possible de considérer le fluide comme quasi incompressible. Les variations de ρ sont négligées partout, exceptées dans le terme de poussée à l'origine du mouvement. L'hypothèse de Boussinesq suppose que la densité du fluide dans le terme des forces de volume, varie linéairement avec la température, ce qui amène à la relation suivante:

$$\rho = \rho_0[1 - \beta(T - T_0)] \quad (1.8)$$

Avec

$$\beta = -\frac{1}{\rho_0} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P \quad (1.9)$$

L'adimensionnalisation ou la normalisation consiste à transformer les variables dépendantes et indépendantes en variables sans dimensions, c'est-à-dire qu'elles seront normalisés par rapport à certaines dimensions caractéristiques. Cela permet de spécifier les conditions d'écoulement avec un nombre restreint de paramètres pour rendre la solution plus générale.

Dans les procédés de transfert de chaleur par convection naturelle, la formulation en variables adimensionnées est importante pour simplifier les équations, qui régissent l'écoulement et pour guider les expérimentations, qui doivent être effectuées.

De façon à rendre les équations précédentes sous forme adimensionnelle, on introduit les variables caractéristiques suivantes :

$$X = \frac{x}{L}; Y = \frac{y}{L}; U = u \frac{L}{\alpha}; V = v \frac{L}{\alpha}; \theta = \frac{T - T_f}{T_c - T_f}; P = p \frac{L^2}{\rho \alpha^2}; t' = t \frac{v}{L^2}$$

2.3.2 Equations gouvernantes dimensionnelle transitoire

Si (x, y) et (u, v) sont respectivement les deux coordonnées dimensionnelles et les deux composantes de vitesse dimensionnelle, les équations dimensionnelles peuvent s'écrire comme suit :

2.3.2.1 Equation de continuité

$$\rho_0 \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) = 0 \quad (1.10)$$

2.3.2.2 Equation de quantité de mouvement

Selon X :

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (1.11)$$

Selon Y :

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = - \frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) - \rho g \quad (1.12)$$

2.3.2.3 Equation de l'énergie

$$\rho C_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1.13)$$

2.3.3 Condition aux limites

Bloc intérieur: $u=v=0$ et $T = T_f$

Cavité extérieur: $u=v=0$ et $T = T_c > T_f$ (Parois verticales)

$$\varphi = 0 \quad (\text{Parois horizontales adiabatiquement isolé})$$

Pour rendre adimensionnelles les équations précédente dans le cas de la convection naturelle on se basera sur les grandeurs caractéristiques du problème, qui sont les suivantes

Parois horizontales : $0 < X < 1$; adiabatique, $q=0$
 $Y=0$ $U=V=0$; $\theta = 0$
 $Y=1$ $U=V=0$; $\theta = 0$

Parois verticales : $0 < Y < 1$; $T=T_c$
 $X=0$ $U=V=0$; $\theta = 1$
 $X=1$ $U=V=0$; $\theta = 1$

Bloc à l'intérieure de la cavité : $T=T_f$
 $U=V=0$; $\theta = 0$

2.4 Equations gouvernantes sans dimension

En substituant ces variables adimensionnelles dans les équations gouvernante dimensionnelle établies précédemment, nous obtenons le système d'équations adimensionnelles suivant :

2.4.1 Equation de continuité

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \tag{1.14}$$

2.4.2 Equation de quantité de mouvement

Selon X

$$\frac{\partial U}{\partial t'} + U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + Pr \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (1.15)$$

Selon Y

$$\frac{\partial U}{\partial t'} + U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + Pr \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + Pr Ra \theta \quad (1.16)$$

2.4.3 Equation d'énergie

$$\frac{\partial \theta}{\partial t'} + U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (1.17)$$

2.5 Transfert de chaleur

Le taux du transfert de la chaleur par convection est décrit par le nombre de Nusselt qui est le rapport entre la chaleur transférée par convection par rapport à la chaleur transférée par conduction.

Le nombre de Nusselt mesure l'efficacité de la convection. C'est le rapport adimensionné entre le flux de chaleur vertical en surface du fluide et le flux que l'on mesurerait s'il n'y avait pas de convection dans la couche de ce fluide.

Si $Nu = 1$ pas de convection. Plus le nombre de Nusselt est grand, plus le refroidissement par convection est efficace. En d'autres termes, le nombre de Nusselt peut être calculé par la formule suivante :

$$Nu = \frac{h.L}{\lambda} \quad (1.18)$$

2.6 Conclusion

Dans ce chapitre, nous nous sommes attachés à décrire le problème physique à traiter et le système d'équations découlant de sa modélisation mathématique. Ce dernier est constitué d'un système d'équations, complétés par des conditions aux limites. Il s'agit d'un système complexe formé par des équations qui sont issues de la thermodynamique et de la mécanique des fluides. Donc, l'utilisation des méthodes numériques s'avère indispensable pour la résolution du système d'équations obtenu. Dans notre étude, on a utilisé le code (CFD) FLUENT pour résoudre les différentes équations. Les résultats sont exposés dans le chapitre suivant.

Chapitre 3

[Résultats et Discussion]

3 Chapitre 3 : Résultats et Discussion

3.1 Introduction

Dans ce chapitre on s'est intéressé aux phénomènes des transferts dans une cavité de forme carrée, en présence d'un obstacle froid confiné à l'intérieur. On présente une série de résultats obtenus par simulation numérique 2D que nous avons menée à l'aide du code de calcul en volume fini « Fluent », pour caractériser l'écoulement de l'air au sein de la cavité de section ($L \times L$) (avec la présence d'obstacle froid).

En premier lieu, nous présentons une optimisation du maillage à l'aide du logiciel GAMBIT, dans le but de bien choisir le maillage convenable à notre étude. Les résultats ont été testés et validés avec succès par rapport à ceux obtenus par d'autres auteurs. En revanche, l'évolution des résidus a été présentée pour assurer la convergence de la solution. Dans notre cas, nous présentons les champs d'écoulement, dynamique et thermique, la distribution de la température et de vitesse et la variation du nombre de Nusselt. Pour toutes les simulations réalisées, nous avons adopté un nombre de Prandtl égal à 0.71 (l'air), un nombre de Rayleigh variant de 10^3 à 10^6 .

Les principaux résultats obtenus reflétant le comportement des champs dynamiques et thermiques pour les configurations étudiées sont exposés dans ce chapitre.

3.2 Test de maillage

Le choix de maillage est une étape majeure sur les résultats obtenu dans la simulation numérique, cela nécessite de choisir le meilleur maillage qui servir le problème physique, ça va assurer la précision des résultats. Nous avons accompli une série de simulation en utilisant des géométries différentes nombres de maille, pour choisir un maillage adapte à notre problème physique. Les tests ont été accomplis pour des grilles (40×40 , 60×60 , 80×80 , 100×100 , 120×120 , 140×140 , 160×160 , 180×180) pour un nombre de Rayleigh variant de 10^4 à 10^6 et Prandtl 0,71.

D'après les résultats présents dans les Figures (1.2.3) ces-dessous on a remarqué de 40x40 à 120x120 une diminution de Nusselt moyenne et à partir de 120x120 à 180x180 on remarque que le nombre de nusselt commence à être stable et c'est pour ça qu'on a choisis le maillage 120x120.

3.2.1 Cavité carrée avec un bloc vertical

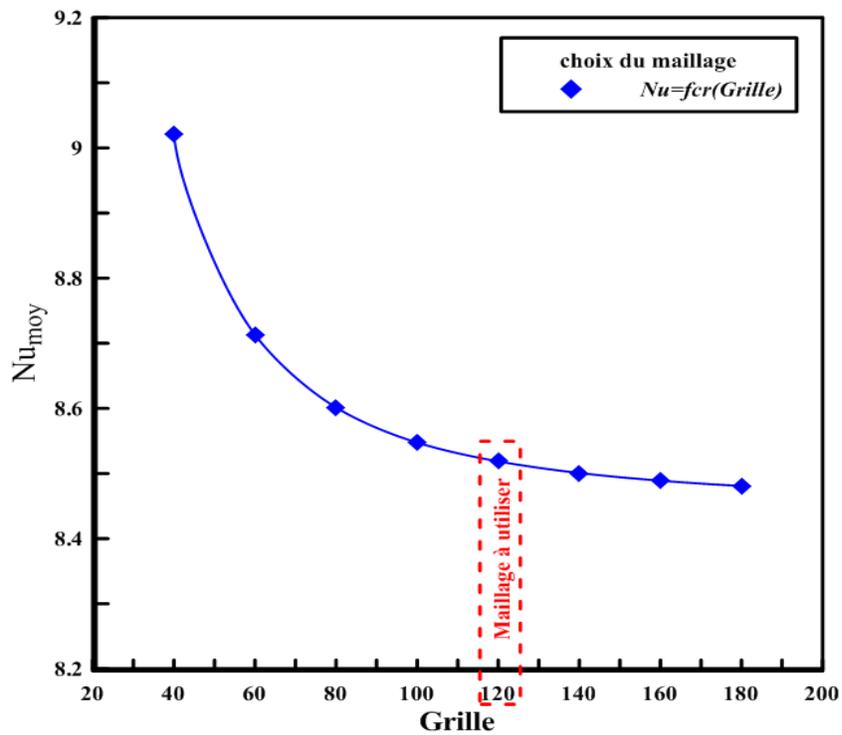


Figure 3.1 : Nombre de Nusselt moyenne en fonction de la Grille

3.2.2 Cavité carrée avec un bloc horizontal

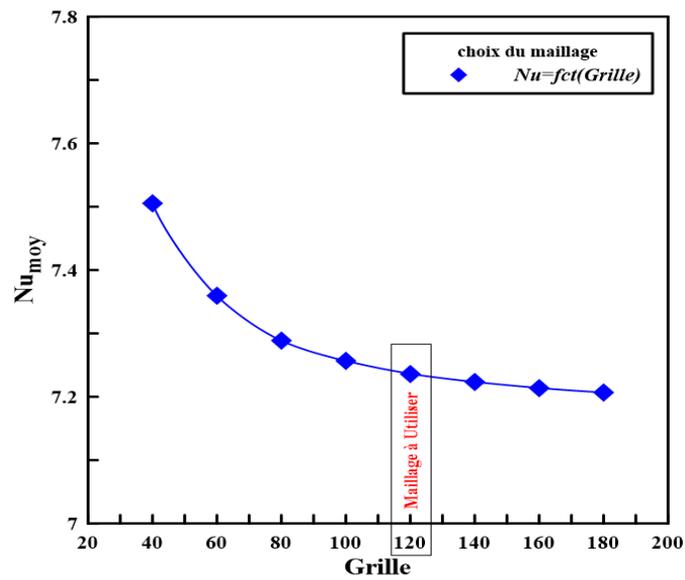


Figure 3.2 : Nombre de Nusselt moyenne en fonction de la Grille.

3.2.3 Cavité carrée avec un bloc carré

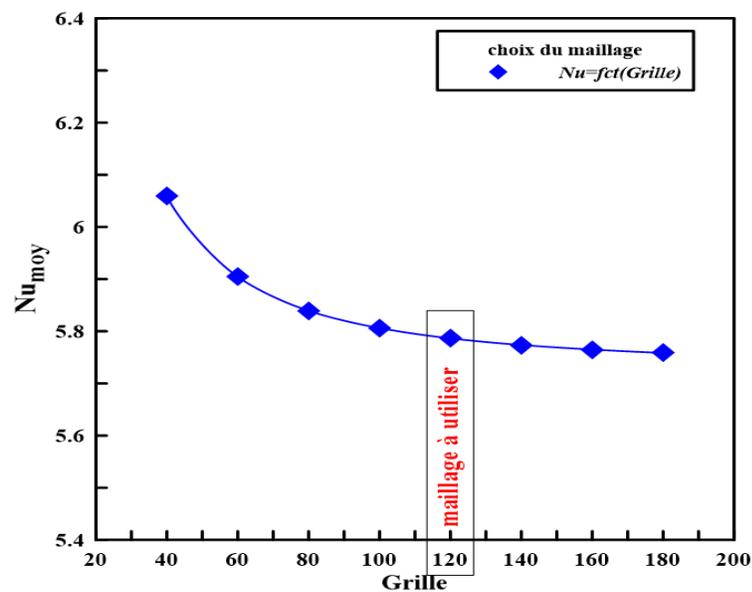


Figure 3.3 : Nombre de Nusselt moyenne en fonction de la Grille

3.3 Résultats de la simulation

3.3.1 cas A

3.3.1.1 Ligne isotherme

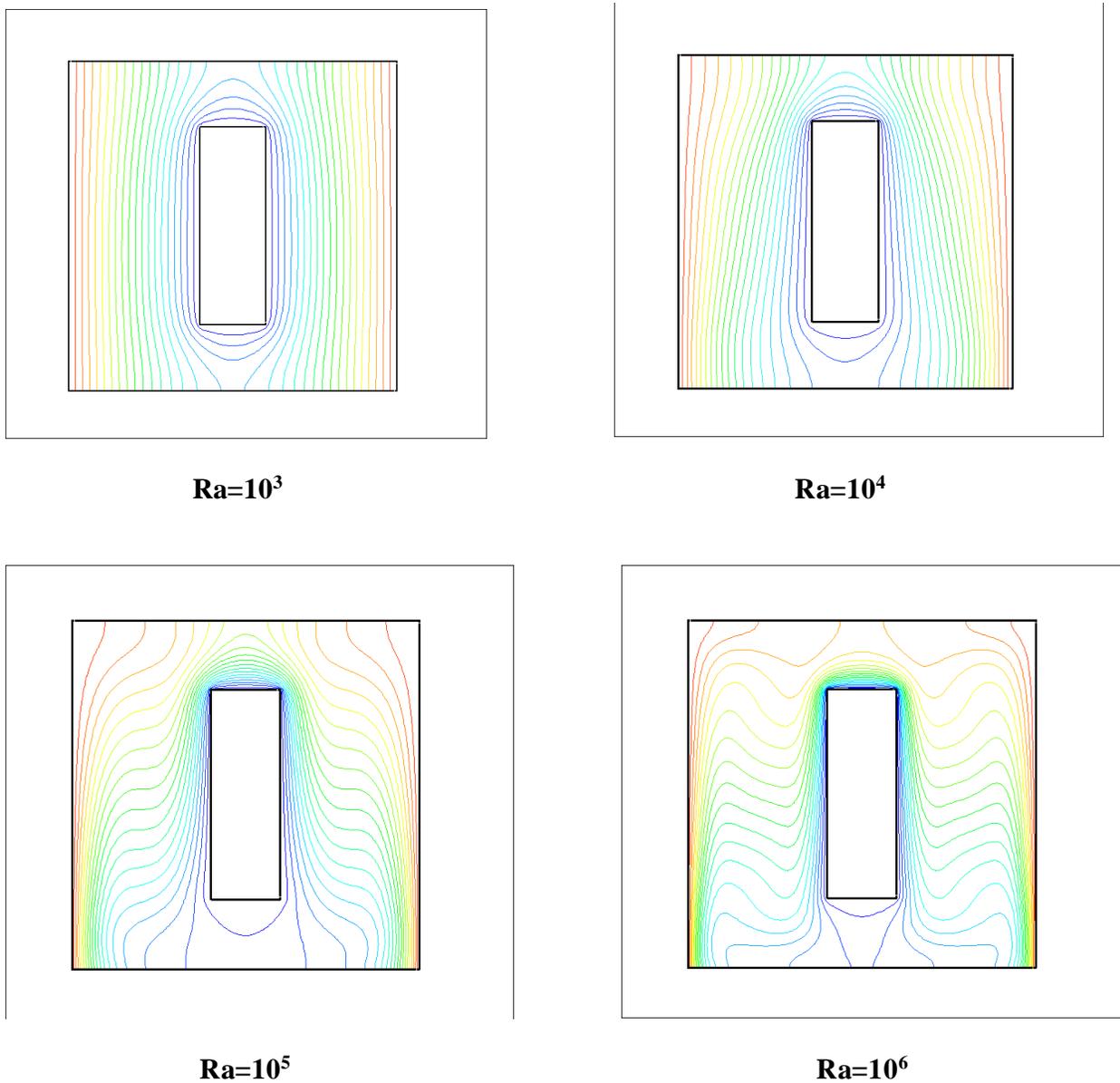
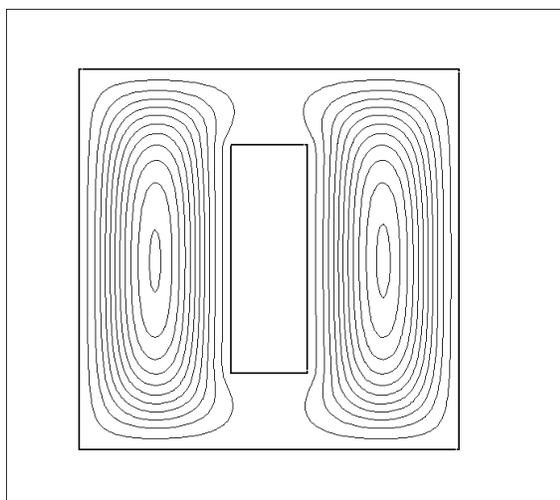
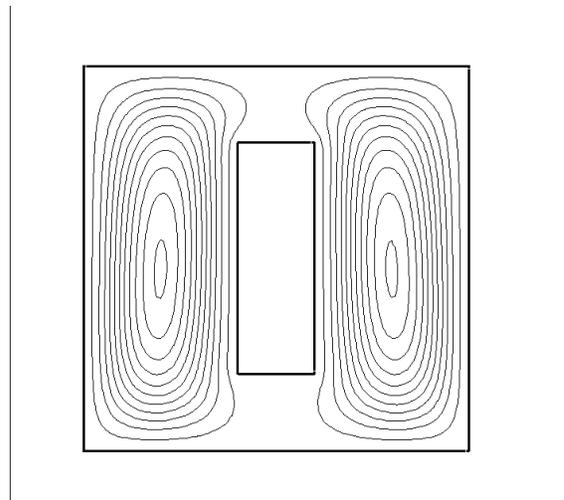


Figure 3.4 : la structure des isothermes de $Ra=10^3$ jusqu'à 10^6 pour $a=5/3$

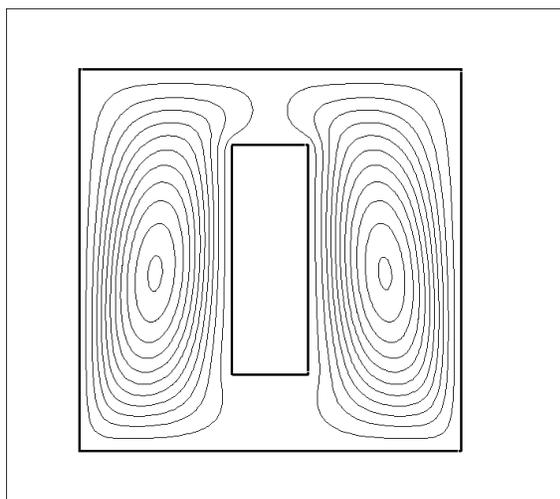
3.3.1.2 Ligne de courant



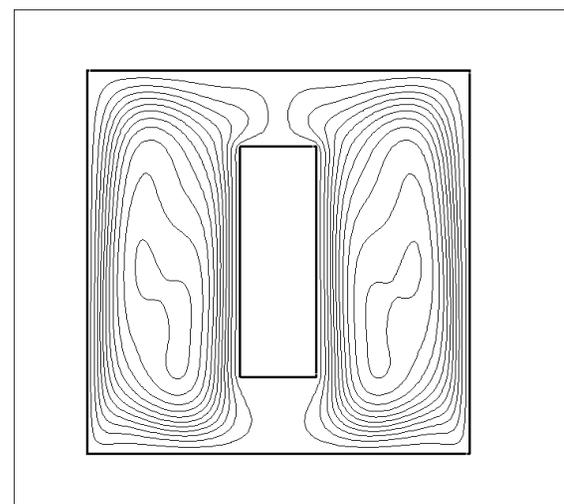
$Ra=10^3$



$Ra=10^4$



$Ra=10^5$



$Ra=10^6$

Figure 3.5 : structure des lignes de courant de $Ra=10^3$ jusqu'à 10^6 pour $b=5$.

3.3.2 Cas B

3.3.2.1 Lignes isothermes

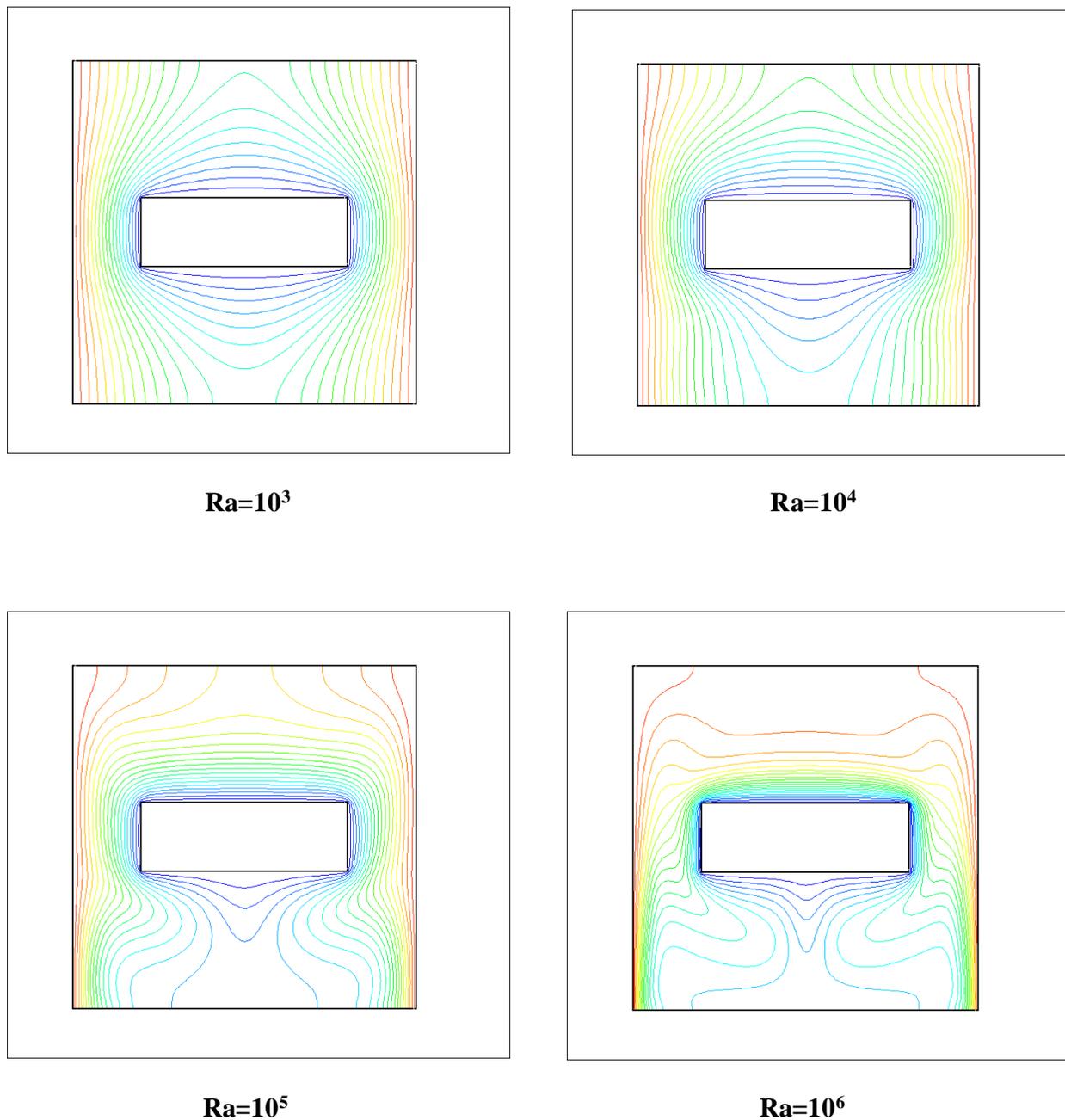


Figure 3.6 : la structure des isothermes de $Ra=10^3$ jusqu'à 10^6 pour $a=5$.

3.3.2.2 Ligne de courant

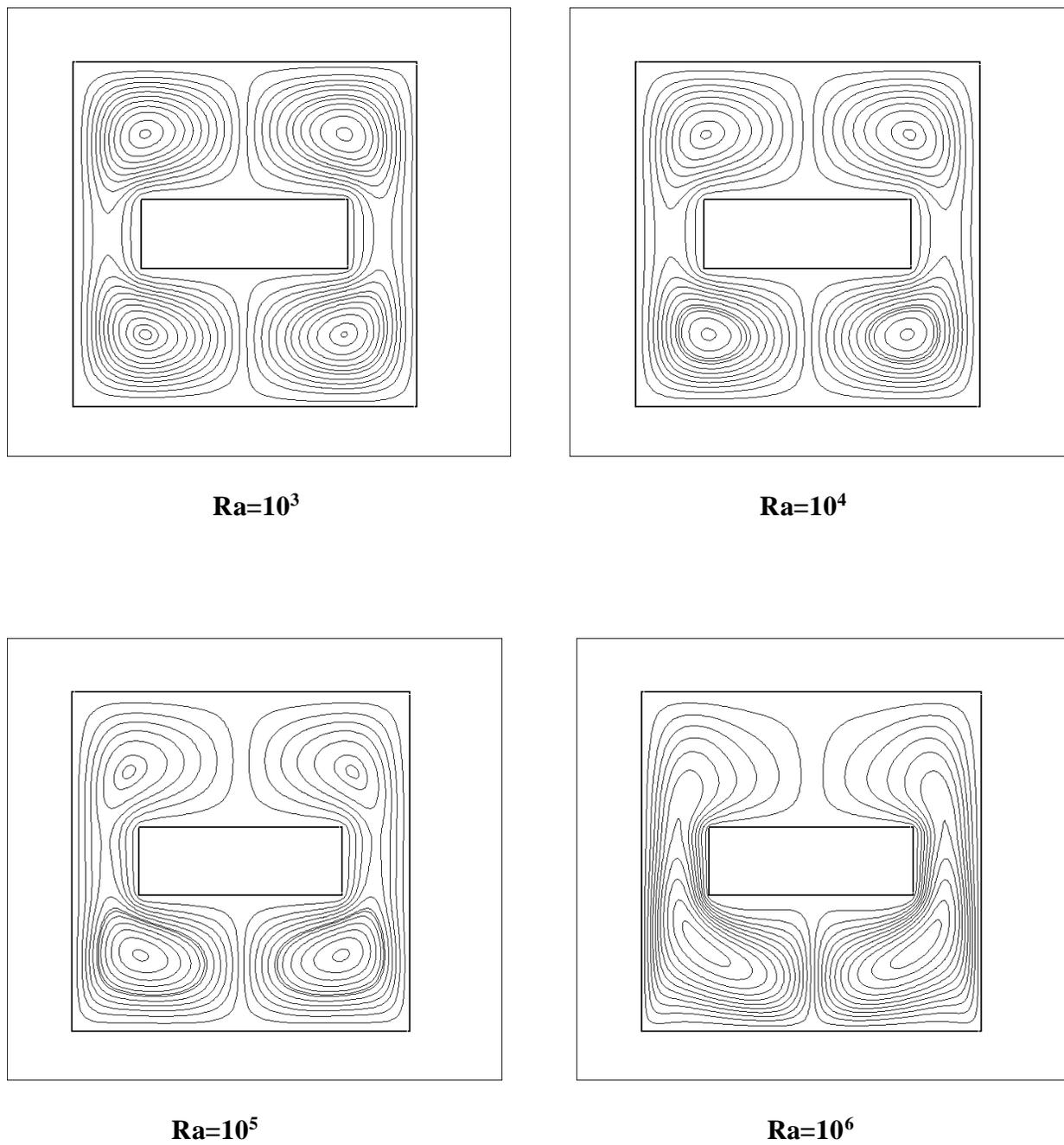


Figure 3.7: structure des lignes de courant de $Ra=10^3$ jusqu'à 10^6 pour $b=5/3$.

3.3.3 Cas C

3.3.3.1 Ligne isothermes

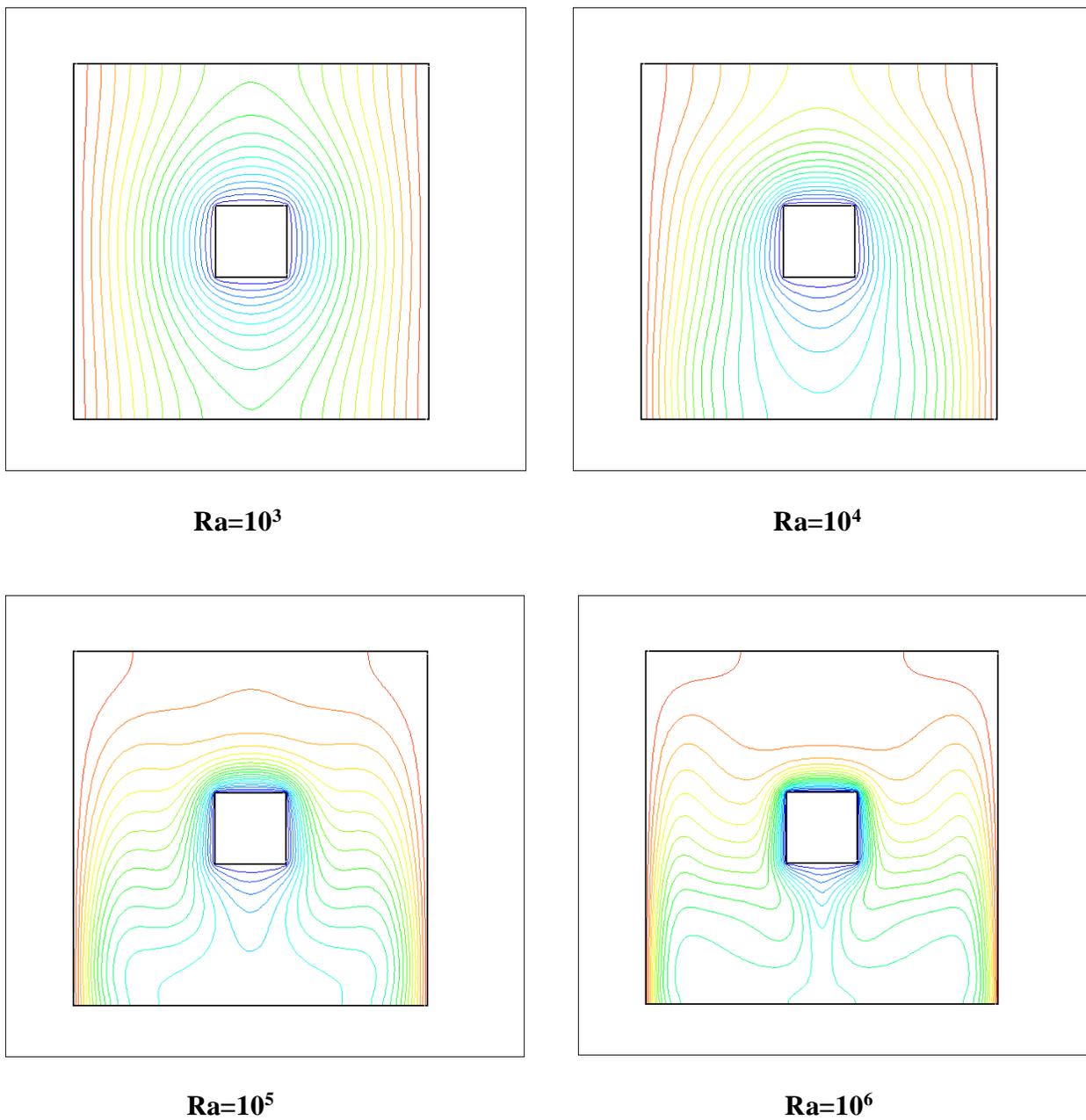


Figure 3.8 : la structure des isothermes de $Ra=10^3$ jusqu'à 10^6 pour $a=5$

3.3.3.2 Lignes de courants

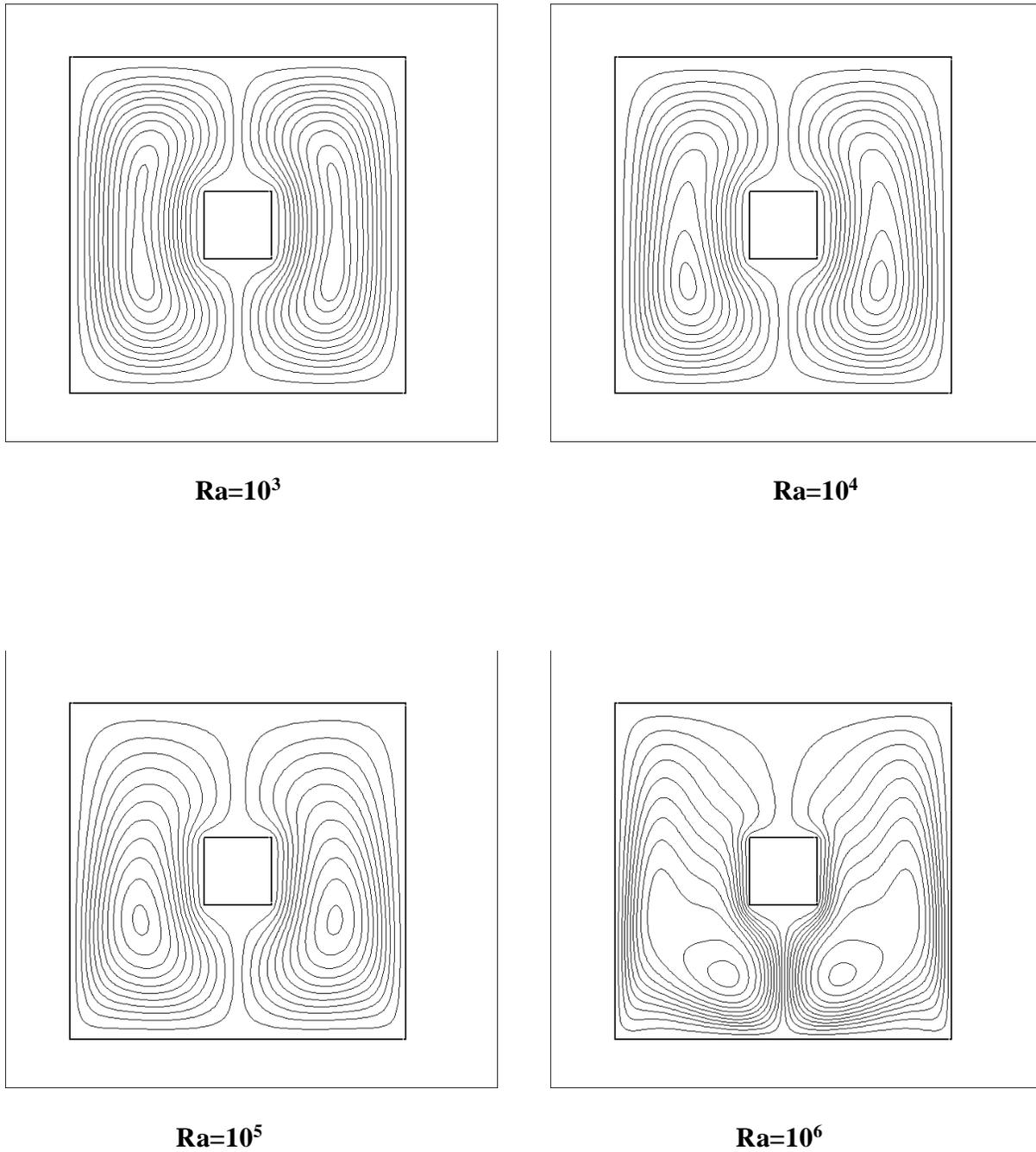


Figure 3.9 : structure des lignes de courant de $Ra=10^3$ jusqu'à 10^6 pour $b=5$.

3.3.4 Lignes de courants et isothermes

3.3.4.1 Influence du nombre de Rayleigh

Les figures 3.5 à 3.10 montrent les lignes de courants et les lignes d'isothermes pour différents nombres de Rayleigh et trois rapports d'aspect ($a=5/3$ et $b=5$, $a=5$ et $b=5/3$, $a=b=5$). Pour le régime d'écoulement considéré $Ra=10^3$ à $Ra=10^6$, l'écoulement et les champs thermiques finissent par atteindre l'état d'équilibre avec la forme symétrique par rapport à l'axe verticale passant par le centre de bloc intérieure, excepté pour la dernière valeur, ce qui peut vouloir dire qu'on est à la limite : laminaire-transitoire...

L'analyse des isothermes, montre l'existence d'un régime de transfert à dominance conductif pour un nombre de Rayleigh variant selon le rapport d'aspect et d'un régime convectif au-delà. Le fluide chaud est animé d'un mouvement descendant près des parois verticales de l'obstacle en raison de la dilatation thermique. Puis il a tendance à se déplacer horizontalement vers les coins et bute sur la cave (paroi basse de la cavité extérieure). À mesure que le nombre de Rayleigh augmente les isothermes se déforment et forment des strates plus nuancées pour des rapports (b) importants. Une panache thermique plus ou moins épaisse commence à se former dans la partie supérieure de l'espace annulaire, le transfert de chaleur est plus important. Le phénomène est plus apparent à mesure que l'obstacle est de petite dimension ($a=b=5$).

Les lignes de courant montrent une symétrie verticale pour tous les rapports d'aspects et tous les nombres de Rayleigh. On remarquera aussi la transition du régime conductif vers convectif avec le déplacement des vortex vers le bas.

3.3.4.2 Influence de la hauteur de l'obstacle

Les figures (3.5 , 3.9) et (3.6 , 3.10) montrent les lignes d'isothermes et les lignes de courants pour différents rapports d'aspects géométriques, cela pour des nombres de Rayleigh de 10^3 et 10^6 respectivement. Pour des régimes d'écoulement lents $Ra \leq 10^4$ le mode de transfert par conduction est dominant, une symétrie parfaite est observée pour les isothermes et les lignes

de courant. A mesure que le régime d'écoulement s'accélère, il y a formation d'un panaché thermique dans la partie inférieure avec une stratification thermique sur les côtés.

Aussi deux zones de recirculation du fluide apparaissent de part et d'autre de l'obstacle. L'augmentation de sa hauteur intensifie le mouvement du fluide dans l'espace annulaire.

3.3.4.3 Influence de la largeur de l'obstacle

Les figures (3.7 et 3.8) montrent les lignes d'isothermes et les lignes de courants pour les différents rapports de formes et le régime d'écoulement $Ra=10^3$ à $Ra=10^6$. Le mode de transfert par conduction n'apparaît pas ici pour les nombres de Rayleigh présentés, contrairement à ce qu'on a vu précédemment. On observe directement la dominance du régime convectif avec la formation d'un panaché thermique dans les parties hautes et basses de l'espace annulaire avec une stratification thermique. A mesure que la largeur de l'obstacle augmente (b diminue), quatre zones de recirculation du fluide apparaissent.

3.3.5 Evaluation des échanges thermique (nombre de Nusselt)

Les échanges thermiques sont analysés en considérant le nombre de Nusselt sur les parois des deux cavités. On adoptera la même hypothèse pour l'estimation de ce nombre que précédemment.

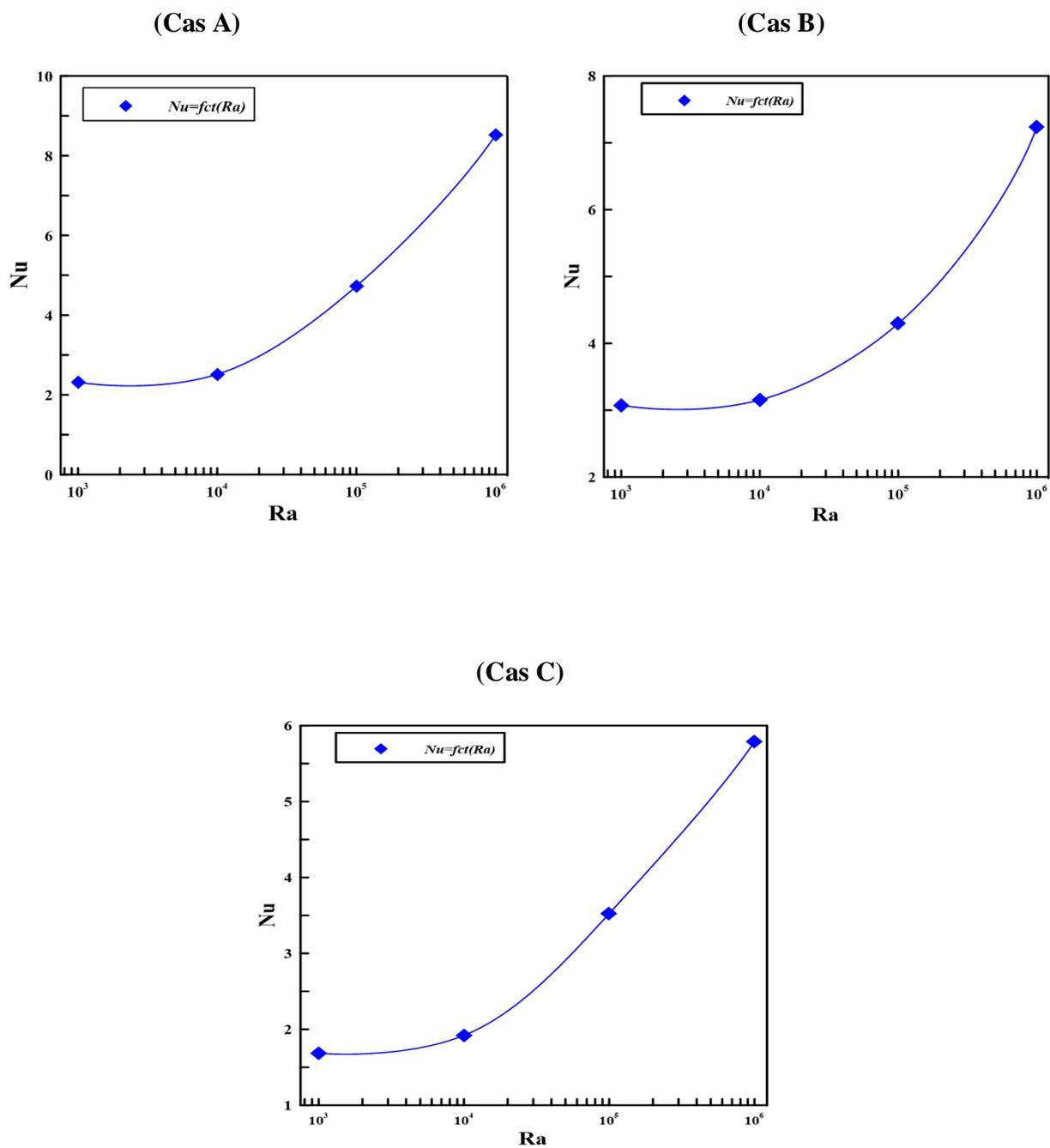


Figure 3.10 : nombre de Nusselt moyenne en fonction du nombre de Rayleigh.

3.3.5.1 Influence du nombre de Rayleigh

La figure 3.11 montre l'évolution du nombre de Nusselt moyen estimé sur les parois des Trois cavités en fonction du nombre de Rayleigh pour différents rapport d'aspects géométriques. Pour des faibles nombres de Rayleigh ($Ra \leq 10^4$) le nombre de Nusselt moyen est pratiquement constant (mode de transfert purement ou à dominance conductif). Au-delà de cette valeur, c'est le mode de transfert par la convection qui domine, et le nombre de Nusselt est proportionnel au nombre de Rayleigh (le transfert de chaleur est important à mesure que Ra augmente).

3.4 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons exposé les résultats numériques de la convection naturelle transitoire, et on présente des effets de différents paramètres sur les structures des lignes de courant, les lignes isothermes, l'évolution du nombre de Nusselt et le nombre de Rayleigh.

Enfin, la convection naturelle est évidemment très sensible à la variation du nombre de Rayleigh, d'après les résultats obtenus, l'augmentation de ce dernier est une conséquence directe de l'accroissement de la vitesse d'échange thermique. Également, nous avons observé des écoulements symétriques par rapport à l'axe qui passe par le centre de bloc et de la cavité.

Conclusion générale

4 Conclusion générale

Le transfert de chaleur incite à faire plusieurs travaux de recherche afin de l'améliorer, en se basant sur les régimes d'écoulements, les propriétés des fluides utilisés. Cela nous a motivé à réaliser le présent travail qui porte sur le transfert de chaleur par convection naturelle autour d'un bloc rectangulaire ou carré placé dans une cavité carré suivant un fluide classique. Les équations gouvernante basées sur l'approximation de boussinesq ont été résolues numériquement avec la méthode des volumes finis en utilisant le code de calcul «fluent».

Comme premier objectif, on a étudié l'influence de quelques paramètres dont le rapport de forme, influence de la hauteur et de la largeur de l'obstacle et Influence du nombre de Rayleigh sur la configuration du flux thermique et le mécanisme du transfert de chaleur sur les diverses parois. Des différents résultats, on a remarqué qu'en régime de transfert par convection, le nombre de Nusselt moyen est proportionnelle au rapport de forme alors qu'en régime de transfert par conduction le nombre de Rayleigh a peu d'influence sur le nombre de Nusselt. Pour les lignes de courant, on a observé la formation de plusieurs cellules dans la partie inférieure de l'espace annulaire caractéristique de la convection de Rayleigh-bénard. L'analyse de l'influence de l'obstacle intérieure montre sa faible influence sur le Nusselt moyen estimé sur les différentes parois. Par contre le nombre de Rayleigh influe considérablement et déstabilise complètement la nature et la structure de l'écoulement.

On conclure dans les résultats obtenue que pour un faible nombre de Rayleigh, de l'ordre de 10^3 à 10^4 on remarque presque la dominance du mode de transfert de chaleur par conduction. Au-delà de cette valeur, la convection domine et apparait d'une manière plus claire pour $Ra=10^6$.

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] **Bejan A.** "Heat transfer handbook", Department of Mechanical Engineering and Materials Science Duke University 2003.
- [2] **Saadi.A. (2011)** Etude de la convection naturelle thermique et massique dans la couche limite le long d'une plaque verticale avec une force de flottabilité opposée.
- [3] Jean T., "Transferts couples dans les fluides", Editions DUNOD, paris, (2003).
- [4] Jean T., Jean P., "Transferts thermiques et massique", Editions DUNOD, paris, (2004).
- [5] M. Odule and S. Mergui, "cours de transferts thermiques" 2017, université SORBONNE, licence de mécanique 2eme année.
- [6]**Farah Zemani, AminaSabeur-Bendehina, Mustapha Boussoufi.** Numerical Investigation of Natural Convection in Air Filled Cubical Enclosure with Hot Wavy Surface and Partial Partitions. *Procedia Computer Science* 32 (2014) 622 – 630.
- [7] **ImenMejri, Ahmed Mahmoudi, Mohamed AmmarAbbassi, Ahmed Omri.** LBM simulation of natural convection in an inclined triangular cavity filled with water. *Alexandria Engineering Journal* (2016) 55, 1385–1394.
- [8] **C.J. Ho and J.Y. Chang.** A study of natural convection heat transfer in a vertical rectangular enclosure with two-dimensional discrete heating: effect of aspect ratio, *Int. J. Heat Mass Transfer* Vol. 37 (6), pp. 917–925, (1994).
- [9] **A. Dogan, M. Sivrioglu and S. Baskaya.** Experimental investigation of mixed convection heat transfer in a rectangular channel with discrete heat sources at the top and at the bottom, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 32, pages: 1244-1252, 2005.
- [10]**M. Muhammad. Rahman, Jagannath Raghavan.** Transient response of protruding electronic modules exposed to horizontal cross flow, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 20, pages: 48-59, 1999.

- [11] **S. Y. Kim, H. J. Sung and J. M. Hun.** Mixed convection from multiple layered boards with cross streamwise periodic boundary conditions, International Journal of Heat and Mass Transfer 35, pages: 2941-2952, 1992.
- [12] **L. L'éger a, V. Zmijanovic a, M. Sellam b, A. Chpoun.** Experimental investigation of forced flow regime transition in a dual bell nozzle by secondary fluidic injection, International Journal of Heat and Fluid Flow Vol. 89 , pages: 1-17, June 2021.
- [13] **Feng Xu, Qiusheng Liu*, Makoto Shibahara.** Transient and steady state heat transfer for forced convection of helium gas in minichannels with various inner diameters International Journal of Heat and Mass Transfer Vol. 19, 01 April 2022.
- [14] **H. Bhowmik A. Gharibi A. Yaarubi N. Alawi.** Transient natural convection heat transfer analyses from a horizontal cylinder Case Studies in Thermal Engineering 14, pages: 1-8, (2019)
- [15] **Kamran Hirbodi Mahmood Yaghoubi David Martin Warsinger. New Nusselt number correlations for developing and fully developed laminar flows in concentric circular annular ducts** International Communications in Heat and Mass Transfer Vol.134, May 2022.
- [16] **Y.ChenC.R.Müller.** Lattice Boltzmann simulation of gas-solid heat transfer in random assemblies of spheres: The effect of solids volume fraction on the average Nusselt number for $Re \leq 100$ Chemical Engineering Journal Vol 361, 1 April 2019, Pages: 1392-1399
- [17] **Ahmed Idrissi, Abdelkhalek Cheddadi n, Mohammed T. Ouazzani.** Heat transfer in an annular space fitted with heating isothermal blocks: Numerical bifurcation for low blocks height Case Studies in Thermal Engineering 7, (2016), pages: 1–7.

Résumé

Ce travail consiste en une étude numérique de la convection naturelle dans une cavité carrée, rempli d'air contenant un obstacle. L'ensemble étant soumis à diverses conditions aux limites. La simulation numérique menée en 2D repose sur l'hypothèse dite de boussinesq, valable pour un gradient de température entre parois ne dépassant pas 100 °C.

Une validation du modèle est faite par comparaison des résultats avec ceux de la littérature. Par la suite une étude paramétrique est menée en fonction du nombre de Rayleigh, du rapport de forme géométrique et de l'obstacle à l'intérieur pour analyser leurs influences sur le nombre de Nusselt qui caractérise les échanges de chaleur.

Les résultats obtenus nous ont permis d'avoir une idée sur l'influence des différents paramètres considérés sur l'écoulement et transfert de chaleur autour d'un obstacle confiné dans une cavité carrée contenant de l'air.

Mots clés : Convection Naturelle, Transfert de Chaleur, Cavité, Méthode des Volumes Finis, Approximation de Boussinesq, Rayleigh.

Abstract

This work consists of a numerical study of natural convection in a square cavity, filled with air containing an obstacle. The whole being subject to various boundary conditions. The 2D numerical simulation is based on the so-called boussinesq hypothesis, valid for a temperature gradient between walls not exceeding 100 °C.

A validation of the model is made by comparing the results with those of the literature. Subsequently, a parametric study is carried out according to the Rayleigh number, the geometric aspect ratio and the obstacle inside to analyze their influences on the Nusselt number which characterizes the heat exchanges.

The results obtained allowed us to have an idea of the influence of the different parameters considered on the flow and heat transfer around an obstacle confined in a square cavity containing air.

Keywords: natural convection, heat transfer, cavity, finite volume method, boussinesq approximation, Rayleigh.

Résumé

Ce travail consiste en une étude numérique de la convection naturelle dans une cavité carrée, rempli d'air contenant un obstacle. L'ensemble étant soumis à diverses conditions aux limites. La simulation numérique menée en 2D repose sur l'hypothèse dite de boussinesq, valable pour un gradient de température entre parois ne dépassant pas 100 °C.

Une validation du modèle est faite par comparaison des résultats avec ceux de la littérature. Par la suite une étude paramétrique est menée en fonction du nombre de Rayleigh, du rapport de forme géométrique et de l'obstacle à l'intérieur pour analyser leurs influences sur le nombre de Nusselt qui caractérise les échanges de chaleur.

Les résultats obtenus nous ont permis d'avoir une idée sur l'influence des différents paramètres considérés sur l'écoulement et transfert de chaleur autour d'un obstacle confiné dans une cavité carrée contenant de l'air.

Mots clés : Convection Naturelle, Transfert de Chaleur, Cavité, Méthode des Volumes Finis, Approximation de Boussinesq, Rayleigh.

Abstract

This work consists of a numerical study of natural convection in a square cavity, filled with air containing an obstacle. The whole being subject to various boundary conditions. The 2D numerical simulation is based on the so-called boussinesq hypothesis, valid for a temperature gradient between walls not exceeding 100 °C.

A validation of the model is made by comparing the results with those of the literature. Subsequently, a parametric study is carried out according to the Rayleigh number, the geometric aspect ratio and the obstacle inside to analyze their influences on the Nusselt number which characterizes the heat exchanges.

The results obtained allowed us to have an idea of the influence of the different parameters considered on the flow and heat transfer around an obstacle confined in a square cavity containing air.

Keywords: natural convection, heat transfer, cavity, finite volume method, boussinesq approximation, Rayleigh.