

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



جامعة بجاية
Tasdawit n Bgayet
Université de Béjaïa

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Installations Energétiques Et Turbomachines

Par :

MELLIKEUCHE.

Massinissa.

FEZOUA.

Ahcene.

Thème

**Étude de la convection mixte dans une cavité
doublement entraînée chauffée par le bas.**

Soutenu le 1 juillet 2024 devant le jury composé de:

M.A. SAHI

Président.

M.M. HAMDI

Rapporteur.

M. N.HAMICI

Examineur.

Année Universitaire 2023-2024



Déclaration sur l'honneur
Engagement pour respecter les règles d'authenticité
scientifique dans l'élaboration d'un travail de recherche

Arrêté ministériel n°1082 du 27 Décembre 2020()*
Fixant les règles relatives à la prévention et la lutte contre le plagiat

Je soussigné,

Nom: MELLIKEUCHE

Prénom: Massinissa

Matricule: 191933011443

Option: Installation énergétique et turbomachine

Département: Génie Mécanique

Faculté: Science technologie

Année universitaire : 2023/2024

Et chargé de préparer un mémoire de : Master

Intitulé: Étude de la conviction mixte dans une cavité doublement entraînée chauffée par le bas.

Déclare sur l'honneur, m'engager à respecter les règles scientifiques, méthodologiques, et les normes de déontologie professionnelle et de l'authenticité académique requises dans l'élaboration du projet de fin de cycle cité ci-dessus.

Fait à Béjaïa

le 1/07/2024

Signature de l'intéressé

(*)Lu et approuvé

.....

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

Populaire et Démocratique Algérienne République

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Déclaration sur l'honneur

Engagement pour respecter les règles d'authenticité scientifique dans l'élaboration d'un travail de recherche

Arrêté ministériel n°1082 du 27 Décembre 2020(*)

Fixant les règles relatives à la prévention et la lutte contre le plagiat

Je soussigné,

Nom: FEZOUA

Prénom: Ahcene

Matricule:181833011771

Option: Installation énergétique et turbomachine

Département: Génie Mécanique

Faculté: Science technologie

Année universitaire : 2023/2024

Et chargé de préparer un mémoire de : Master

Intitulé: Étude de la conviction mixte dans une cavité doublement entraînée chauffée par le bas.

Déclare sur l'honneur, m'engager à respecter les règles scientifiques, méthodologiques, et les normes de déontologie professionnelle et de l'authenticité académique requises dans l'élaboration du projet de fin de cycle cité ci-dessus.

Fait à Béjaïa

le 1/07/2024

Signature de l'intéressé

(*)Lu et approuvé

.....

(*)Arrêté ministériel disponible sur le site www.univ-bejaia.dz/formation (rubrique textes réglementaires)

Remerciements

Nous souhaitons tout d'abord exprimer notre gratitude envers Dieu Tout-Puissant, qui nous a donné la force et le courage de mener à bien ce modeste travail.

*Nous tenons également à exprimer notre profonde reconnaissance envers notre encadreur, **Mr. HAMDI. M**, qui nous a accompagnés et guidés tout au long de la réalisation de ce projet avec une grande expertise.*

*Nous remercions également de tout notre cœur **Mr. SAHI. A**, pour l'honneur qu'il nous a fait de présider ce jury. Ainsi que **Mr. HAMICI. N**, pour sa contribution à l'examen de notre travail.*

Nous tenons à exprimer notre profonde gratitude à tout le corps enseignant du département de Génie mécanique pour leur implication dans notre formation.

Enfin, nous remercions toutes les personnes qui ont contribué de près ou et loin à l'élaboration de ce travail, On remercie nos familles et nos amis pour leur soutien indéfectible.

Dédicaces

Nous dédions ce modeste travail à tous ceux qui ont rendu cette réalisation possible.

A Nos parents

Grâce à leurs tendres encouragements et leurs grands sacrifices, ils ont pu créer le climat affectueux à la poursuite de nos études. Aucune dédicace ne pourrait exprimer notre respect, notre considération et nos profonds sentiments envers eux. Nous prions le bon Dieu de les bénir, en espérant qu'ils seront toujours fiers de nous.

A nos très chers frères et sœurs

On vous dédie ce travail en vous souhaitant un avenir radieux, pleins de bonheur et de succès. Que dieu, le tout puissant, vous préserve et vous procure santé et longue vie.

A nos ami(e)s

En témoignage de l'amitié qui nous unie et des souvenirs de tous les moments que nous avons passés ensemble, on vous dédie ce travail et on vous souhaite une vie pleine de réussite et de bonheur.

A notre encadrant M.Hamdi et a nos professeurs qui nous ont enseigné ou aidé.

Par : Ahcene et Massinissa

Sommaire

Remerciements	I
Dédicaces	II
Sommaire	III
Table de figures	V
Liste de tableaux	VI
Nomenclature	VII
Introduction générale	1

Chapitre I : Généralité et recherche bibliographique

I.1 Introduction sur la convection mixte.....	3
I.2 Définition et Type de transfèrt de chaleur.....	3
I.2.1 Le transfèrt de chaleur.....	3
I.2.2 Type de de chaleur.....	6
I.3Types transfèrt de convections.....	6
I.3.1 Convection forcée.....	6
I.3.2 Convection naturelle.....	6
I.3.3 Convection mixte.....	6
I.4 Recherche bibliographique :.....	7
I.4.1 Etudes antérieures sur la convection mixte des cavités entraînées.....	7
I.4.2 Etudes antérieures sur la convection mixte de la cavité doublement entraînée.....	11
I.5 Conclusions.....	20

Chapitre II : Position et formulation mathématique du problème

II.1.Introduction.....	21
II.2. Géométrie du problème.....	21
II. 2.1 Les hypothèses simplificatrices.....	22
II.3 La formulation mathématique.....	22
II. 3.1 Équations de continuité.....	22
II. 3.2 Équations de la quantité de mouvement	22
II. 3.3 Équation l'énergies.....	23
II. 3.4 Conditions aux limites	23

II.4. Les équations sous formes adimensionnelles.....	23
II .4.1 Les nombres adimensionnels	24
II.5. Méthode numérique.....	25
II.6. Conclusion.....	26
Chapitre III : Résultats et discussions	
III.1 Introduction.....	27
III.2 choix du maillage	27
III.3 Validation	29
III.4 Résultats et discussions.....	29
III.4.1 Influence de nombre Grashof.....	29
III.4.2 Influence de la longueur de la source chaude.....	31
III.4.3 Influence de la position sur la source de chaude.....	35
III.5 Conclusion.....	38
Conclusion générale.....	40
Références bibliographiques.....	41
Annexe A.....	44
Résumé et abstract.....	45

Table des figures

Figure I.1: schéma de différents types de transfert de chaleur.....	4
Figure. I.2 : Schéma du rayonnement thermique.....	4
Figure. I.3 : Schéma convection forcée et naturelle.....	7
Figure I.4 : Géométrie de l'étude de Khanafar et al [1]	7
Figure I.5: Géométrie de l'étude de Mollemi et Jang [2]	8
Figure I.6: Géométrie de l'étude de Sivakumar et al. [3]	9
Figure I.7: Géométrie du modèle physique d' Adnani et al [4]	9
Figure I.8 : Géométrie du problème physique étudié de Boutra et al [5]	10
Figure I.9 : Géométrie de l'étude de Mansour et al. [6]	11
Figure I.10: Géométrie de l'étude présente de Kefayati [7]	12
Figure I.11: Configuration physique pour trois cas et système de coordonnées Bhuvaneswari et al. [8]	12
Figure I.12: Schéma de la cavité à double couvercle entraîné de Chamkha et AbuNada[9]	13
Figure 13: Cavité doublement entraînée d'un processus de séchage d' Alleborn et al.	14
Figure I.14: Schématisation du modèle physique de Hussain, Ahmad et al [11]	14
Figure I.15 : Schéma du modèle physique d' Alinia, Ganji et al [12]	15
Figure I.16: Diagramme du modèle physique de Hussain, Mehmood et al [13]	16
Figure I.17: Cavité à double couvercle entraînée de Zhoua , Yanc et al [14]	16
Figure I.18: Représentation de la cavité étudiée de Nayak , Haque et al [15]	17
Figure I.19 : La cavité étudiée de M.A. Waheed [16]	18
Figure I.20 : géométrie du problème physique de M.A.R Sharif [17]	19
Figure I.21: géométrie du problème physique étudié de Reima Iwatsu, Jae Min Hyun et al [18]	20
Figure III.1 : influence du maillage sur le nombre de Nusselt moyen.....	28
Figure III.2 : Maillage choisi (120x120).....	28
Figure III.3 : lignes de courant et des isotherme pour $Re=10^2$, et $Gr=10^4, 10^5, 10^6$ respectivement	31
Figure III.4: Influence de nombre de Nusselt moyen en fonction de nombre Gr	31
Figure III.5: lignes de courant et de l'isotherme pour $Gr=10^4$	33
Figure III.6: lignes de courant et de l'isotherme pour $Gr=10^5$	34

Figure III.7: lignes de courant et de l'isotherme pour $Gr=10^6$34

Figure III.8 : Influence de nombre de nusselt moyen en fonctions de nombre de grashof pour les différentes longueurs de la source chaude..... 35

Figure III.9: lignes des courants et des isothermes pour $Gr=10^4$37

Figure III.10: lignes des courants et des isothermes pour $Gr=10^6$38

Figure III.11: Influence de nombre de Nusselt moyen en fonction de nombre de Grashof pour les différentes positnction de la source chaude.....39

Liste des tableaux

Tableau III-1. Les caractéristiques de l'air.....	27
Tableau III-2. Comparaison du nombre de Nusselt moyen calculé dans ce travail avec Gr = 100.....	29

Nomenclature

Symboles	Définitions	Unités(SI)
Cp :	Chaleur spécifique à pression constante.	(J.kg.K ⁻¹)
g :	La gravité.	(s.m ²)
Gr :	Nombre de Grashof.	(-)
h :	Coefficient d'échange par convection.	(W.m ² .K ¹)
L :	La longueur des parois de la cavité.	(m)
l :	La longueur de source chaude de la cavité.	(m)
Nu :	Nombre de Nusselt.	(-)
Pr :	Nombre de Prandtl.	(-)
P :	Pression	(Pa)
Re :	Nombre de Reynolds.	(-)
Ri :	Nombre de Richardson.	(-)
S :	Air de la surface de contact solide/fluide.	(m ²)
Tp :	Température	(K)
U :	Composante adimensionnelle horizontale de la vitesse.	(-)
U ₀ :	La vitesse de la paroi gauche et droite.	(m.s ⁻¹)
u :	Composante dimensionnelle horizontale de la vitesse.	(m.s ⁻¹)
v :	Composante dimensionnelle vertical de la vitesse.	(m.s ⁻¹)
V :	Composante adimensionnelle vertical de la vitesse.	(-)
X :	Coordonnée horizontale cartésienne adimensionnelle.	(-)
x :	Coordonnée horizontale cartésienne dimensionnelle.	(m)
y :	Coordonnée verticale cartésienne dimensionnelle.	(m)
Y :	Coordonnée vertical cartésienne adimensionnelle.	(-)

Symboles grecs :

θ :	Température adimensionnelle	(-)
α :	Diffusivité thermique	(m^2s^{-1})
β :	Coefficient d'expansion thermique à pression constante.	(k^{-1})
λ :	Conductivité thermique.	($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{k}^{-1}$)
μ :	Viscosité dynamique.	($\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$)
ν :	Viscosité cinématique.	($\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$)
ρ :	Masse volumique.	($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)
ρ_0 :	Masse volumique à T_0 .	($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)
φ :	Flux de chaleur.	($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}$)

Indice et exposants :

c :	Chaude.
f :	Froide.
s :	Solide
s :	Supérieure
∞ :	Loin
h:	Chaude
moy:	Moyenne

Introduction Générale

Introduction générale

Le transfert de chaleur par convection mixte dans les espaces doublement entraînés est un domaine d'étude crucial en ingénierie thermique et en mécanique des fluides. Ces espaces se caractérisent par la présence simultanée de convection naturelle et de convection forcée, créant des dynamiques complexes qui influencent considérablement l'efficacité du transfert de chaleur. Ce type de transfert de chaleur est pertinent dans de nombreuses applications industrielles, tels que les échangeurs de chaleur, les systèmes de refroidissement de composants électroniques, et les dispositifs de climatisation.

Pour la réalisation de ces études on utilise divers méthodes qui reposent sur des approches multidisciplinaires telles que la méthode expérimentale, numérique pratique et analytique on a choisie la méthode numérique (la simulation numérique) car les autres méthodes sont difficiles a réaliser et plus compliquées et coûteuses. la simulation numérique reste la plus utilisable, grâce sa flexibilité et précision, économique en temps et en coût, visualisation détaillé et sans optimisation des paramètres Ces avantages sont le fruit de l'évolution de l'informatique a permis une amélioration des programmes pour bien comprendre le phénomène de convection .

Dans d'autres cas, bien que les échanges thermiques puissent se produire sous forme de rayonnement ou de conduction, c'est la convection qui retient le plus l'attention dans de nombreux domaines spécialisés. La convection mixte est un phénomène complexe, influencé par une multitude de paramètres tels que la géométrie du système étudié, la nature du fluide, et les caractéristiques de l'écoulement.

Dans ce présent travail nous intéressons sur la simulation numérique de la convection mixte dans une cavité doublement entraînée chauffée par le bas au sein de la cavité. L'écoulement est supposé laminaire et le fluide est l'air. On analysera particulièrement l'influence du nombre de Grashof, la longueur ainsi que la position de la source chaude.

Le présent travail est structuré en trois chapitres. Le premier chapitre est consacré pour les généralités sur les différents types de transfert de chaleur, ainsi une synthèse bibliographique de différentes études qui ont traités ce type de phénomène.

La configuration géométrique du problème à étudier ainsi que le modèle mathématique des différentes équations de l'écoulement, les hypothèses simplificatrices et les conditions aux limites appropriées sont présentés dans le deuxième chapitre, nous établissons également les équations adimensionnelles et nous définissons les principales grandeurs adimensionnelles caractérisant l'écoulement et le transfert de chaleur. Puis, nous avons présenté brièvement les

méthodes numériques de résolution et la méthode des volumes finis pour discrétiser les équations régissant le problème.

Tandis que dans le troisième chapitre nous avons eue la responsabilité de présenter la validation et la discréditation du code de calcul pour la résolution et la présentation des équations des résultats de simulations numériques réalisées avec la méthode des volumes finis. Les résultats consistent à présenter les lignes de courants, les températures et les nombres de Nusselt moyens, ainsi que l'influence du nombre de Grashof, la variation de la longueur et de la position de la source chaude. Nous terminons notre travail avec une conclusion générale.

Chapitre I

**Généralités & Recherche
Bibliographique**

Généralité et recherche bibliographique

I.1. Introduction sur la convection mixte

La convection mixte est un phénomène de transfert de chaleur qui résulte de l'interaction simultanée de la convection naturelle et de la convection forcée dans un fluide. Ce processus se produit dans de nombreux systèmes et environnement, où les mouvements fluidiques sont induit à la fois par des gradients de températures et par des forces externes telle que des ventilateurs, des pompes ou des jets d'air. La convection mixte est un concept fondamental dans le domaine de transfert de chaleur et joue un rôle crucial dans de nombreuses applications pratique, notamment dans le domaine du génie thermique, de la climatisation, de la ventilation, du refroidissement des équipements électroniquement des technologies de chauffage solaire.

I.2. Définition et Type de transfert de chaleur

I.2.1. Le transfert de chaleur

Le transfert de chaleur, c'est le processus d'échange d'énergie sous forme de chaleur entre des objets ou des milieux de températures différentes, c'est un transfert irréversible. Deux objets de même température sont dits qu'ils sont en équilibre thermique, si c'est dans le cas contraire l'objet le plus chaud transfère de la chaleur pour l'objet le plus froid. Ce processus se produit selon les trois modes : Conduction, Convection et Rayonnement.

Il est présent de nombreux domaine d'application, notamment, Ingénierie thermique il fait les conceptions des systèmes de refroidissement et de chauffage pour les appareils électroménagers, les automobiles, les bâtiments.

En résumé, le transfert de chaleur est un concept essentiel dans de nombreux domaines scientifiques et d'ingénierie, où il est utilisé pour comprendre, contrôler et optimiser les processus thermiques.



Figure I.1: Schéma de différents types de transfert de chaleur.

I.2.2. Type de transfère de chaleur

- **Rayonnement**

Le transfert thermique par rayonnement vient de l'émission thermique des corps. Les particules sont formées des corps émettant de l'énergie électromagnétique dans l'infrarouge. Cette énergie radiante permet le transfert de chaleur à partir de la matière et surtout dans le vide, le seul mécanisme de transfert de chaleur est le rayonnement. Par exemple, le soleil émis un ensemble d'ondes électromagnétique qui s'étend de l'ultraviolet à l'infrarouge le plus proche. Le rayonnement thermique est présent dans de nombreux domaines, notamment : le chauffage, l'isolation thermique, l'énergie solaire et l'électronique



Figure. I.2 : Schéma du rayonnement thermique.

- **Conduction**

La conduction thermique ou diffusion thermique est un mode de transfert thermique provoqué par une différence de température entre deux régions d'un même milieu, ou entre deux milieux en contact, et se réalise sans déplacement global de matière à l'échelle macroscopique par opposition à la convection qui est un autre mode de transfert thermique. Elle peut s'interpréter comme la transmission de proche en proche de l'agitation thermique c'est-à-dire que lorsqu'un atome ou une molécule cède une partie de son énergie cinétique à l'atome voisin.

- **Convection**

La convection est un moyen de transférer de la chaleur qui implique un échange d'énergie par le déplacement de matière à une échelle macroscopique. Ce processus se produit dans des fluides en mouvement ou entre des surfaces solides et des fluides en écoulement. La loi de Newton régit ce type de transfert thermique. La convection peut se manifester selon trois modes : forcée, naturelle et mixte.

D'après la loi de Newton le flux de chaleur s'écrit ainsi :

$$\varphi = hS(T_p - T_\infty)$$

φ : Flux de chaleur transmis par convection (W).

h : Coefficient de transfert de chaleur par convection ($\text{W/m}^2 \text{K}$).

T_p : Température de la surface du solide (K).

T_∞ : Température du fluide loin de la surface du solide (K).

S : Aire de la surface de contact solide/fluide (m^2).

I.3. Type de convection

I.3.1. Convection forcée

La convection forcée est un processus de transfert de chaleur où un fluide est mis en mouvement par une force extérieure, comme l'action d'un ventilateur, d'une pompe ou d'autres dispositifs mécaniques. Contrairement à la convection naturelle, qui résulte des différences de densité causées par les variations de température, la convection forcée requiert une impulsion extérieure pour amorcer ou intensifier le déplacement du fluide.

I.3.2. Convection naturelle

La convection naturelle fait référence à un processus de transfert de chaleur où un fluide, comme un liquide ou un gaz, se déplace spontanément en raison des variations de densité causées par les différences de température. Contrairement à la convection forcée qui nécessite une intervention extérieure pour le déplacement du fluide, la convection naturelle se produit de manière inhérente. Par exemple, dans le domaine industriel, on peut observer la convection naturelle dans les systèmes de refroidissement où l'air chaud monte naturellement pour être remplacé par de l'air plus frais, favorisant ainsi le refroidissement des équipements sans avoir besoin de recourir à des mécanismes mécaniques de ventilation.

I.3.3. Convection mixte

La convection mixte correspond au couplage des deux phénomènes précédents quand les vitesses d'écoulement, dues aux deux types de convection sont considérées séparément, du même ordre de grandeur.

L'étude des écoulements convectifs dans des cavités fermées possède de nombreuses applications dans le domaine industriel considérant les diverses combinaisons des différences de la température imposé et des configurations géométriques de la cavité.

L'interaction de l'écoulement cisailé dû au mouvement des parois et de l'écoulement de la convection naturelle dû à l'effet de flottabilité constitue jusqu'à présent un domaine de recherche fondamental et nécessite une analyse complète pour comprendre la physique de l'écoulement résultant et du transfert de chaleur.

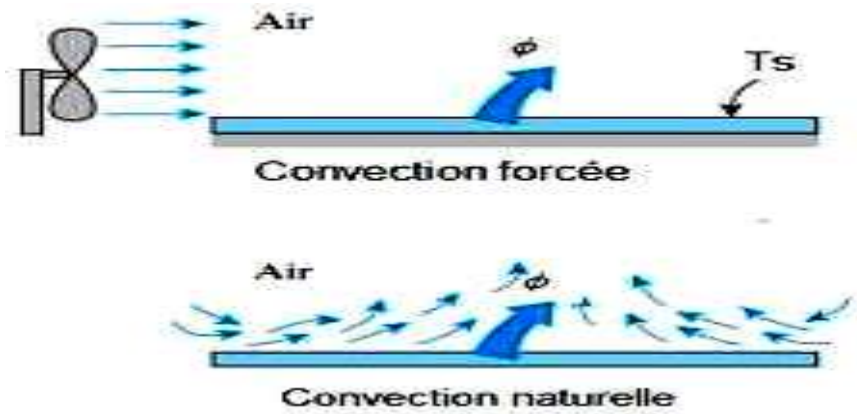


Figure. I.3 : Schéma convection forcée et naturelle.

I.4. Recherche bibliographique :

Dans ces recherches bibliographiques nous présentons quelques études réalisées de puis quelques année dans le domaine de la convection mixte dans des cavités doublement entrainée, ces études sont faites pour résoudre beaucoup de problèmes dans plusieurs domaines (en médecine, en électronique, en mécanique... etc.).

I.4.1. Etude antérieure sur la convection mixte des cavités entrainée

Khanafer et al [4] ont étudié numériquement du transfert de chaleur par convection mixte laminaire instable dans une cavité à couvercle est réalisée à l'aide d'un schéma d'éléments finis basé sur la méthode Galerkin, Les variations temporelles des lignes de courant, des isothermes de la force de traînée adimensionnelle et du nombre de Nusselt sont présentées dans cette étude pour divers groupes adimensionnels pertinents. Les caractéristiques de l'écoulement des fluides et du transfert de chaleur sont examinées dans le domaine du nombre de Reynolds, du nombre de Grashof et de l'oscillation du couvercle sans dimension.

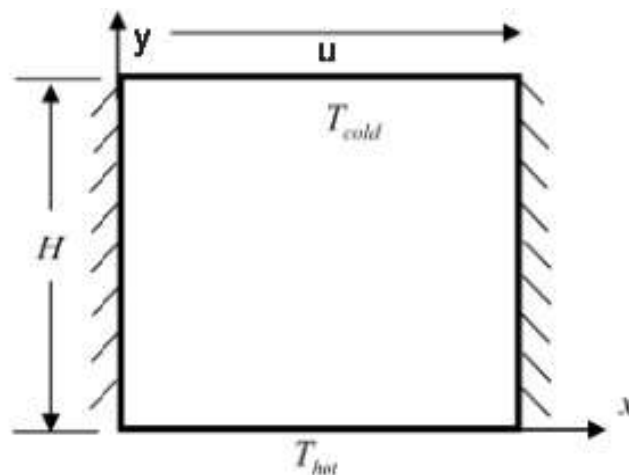


Figure I.4 : Géométrie de l'étude de **Khanafer et al [4]**.

Mollemi et Jang [5] se sont intéressés à une étude de l'écoulement et le transfert de chaleur dans une cavité carrée où l'écoulement est induit par une force de cisaillement résultant du mouvement du couvercle supérieur. Le travail est motivé par l'application dans la production de verre plat où la feuille de verre est tirée sur un bain de verre fondu.

Est tirée sur un bain de métal en fusion tout en étant refroidie et solidifiée. Les simulations numériques sont effectuées pour un écoulement laminaire bidimensionnel ($100 < Pr < 2200$), Et les effets des nombres de Prandtl les effets de nombres de Prandtl faibles à modérés (c'est-à-dire $0.01 < Pr < 50$) sur l'écoulement et le transfert de chaleur dans la cavité carrée sont étudiés pour différentes valeurs de Richardson. Les champs de température et d'écoulement dans la cavité sont calculés et présentés pour illustrer la forte influence du nombre de Prandtl.

Les nombres de Nusselt locaux et moyens sont également rapportés pour différentes valeurs de Ri , Re et Pr .

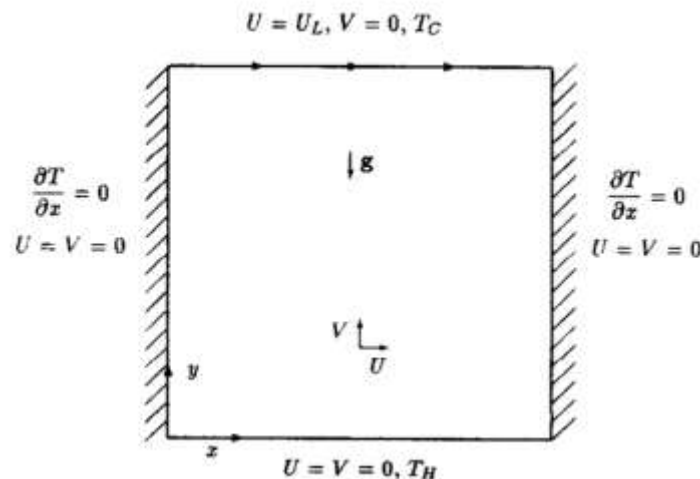


Figure I.5: Géométrie de l'étude de **Mollemi et Jang [5]**.

Sivakumar et al [6] ont fait spécifiquement l'effet de la taille et de la position de la portion chauffante sur le transfert de chaleur et l'écoulement du fluide entraîné par un couvercle. Les résultats indiquent que réduire la taille de la portion chauffante et la positionner au milieu ou en haut du mur chaud améliore le taux de transfert de chaleur. Cela suggère des implications importantes pour la conception et l'optimisation des systèmes de chauffage par convection.

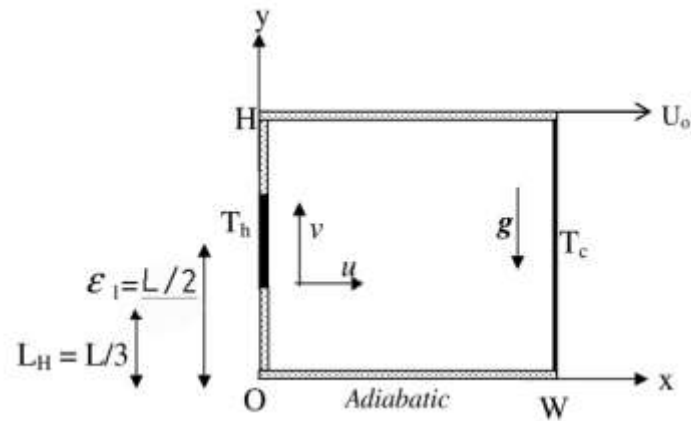


Figure I.6: Géométrie de l'étude de Sivakumar et al. [6]

Adnani et al [7] ont réalisé une étude numérique de la convection mixte dans une cavité carrée soumise aux conditions limites thermiques et cinématique sur les parois latérales est étudiée et discutée dans le présent article. Le fluide est Newtonien et les équations gouvernant le champ d'écoulement et le transfert de chaleur sont données sous forme sans dimension. La méthode des volumes finis a été adoptée pour résoudre le système algébrique. Influence des nombres de Grashof et Reynolds sur le transfert de chaleur et le champ d'écoulement est illustrée et discutée sous forme de lignes du courant, isothermes et le nombre Nusselt moyen. Les résultats indiquent que l'amélioration du transfert de chaleur est plus prononcée avec l'augmentation du nombre de Grashof et de Reynolds. En particulier, à des valeurs faibles de Gr le transfert de chaleur semble dominé par la convection forcée lorsque Re devient important et le transfert de chaleur par convection mixte devient plus important dans la cavité en augmentant les nombres Gr et Re .

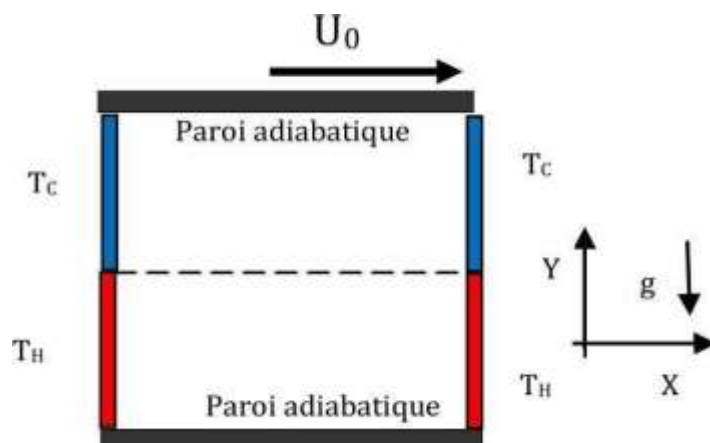


Figure I.7: Géométrie du modèle physique d'Adnani et al [7].

Boutra et al [8] ont fait la présente investigation porte sur l'étude numérique de l'écoulement bidimensionnel et plan et du transfert thermique en mode de convection mixte au sein d'une cavité carrée, entièrement remplie d'un nanofluide (Ag-eau). Au centre de la cavité est placée une source de chaleur, La paroi supérieure de cette dernière est animée d'un mouvement de translation rectiligne de la gauche vers la droite. Une étude paramétrique a été réalisée, afin d'analyser les effets du nombre de Richardson, de la taille de la source de chaleur ainsi que de la fraction volumique en nanoparticules, sur les caractéristique hydrodynamique et thermique du fluide.

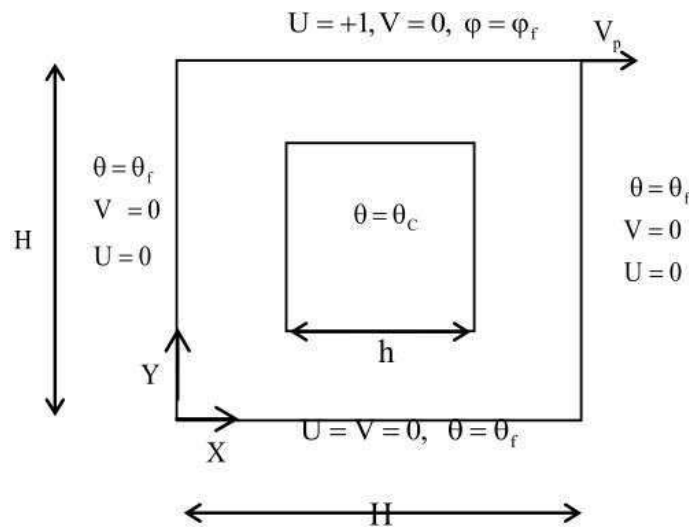


Figure I.8 : géométrie du problème physique étudiés de **Boutra et al [8]**

Mansour et al [9] ont étudiés numérique sur la convection mixte dans une cavité carrée avec un couvercle partiellement chauffé et remplie d'un nano-fluide à base d'eau contenant différentes fraction volumiques de particules de Cu, Ag et TiO_2 . La méthode des différences finies a été utilisée pour résoudre les équations gouvernantes. Les effets du paramètre tel que le nombre de Reynolds, la fraction volumique solide, La longueur et l'emplacement de la source de chaleur sur les flux et les températures ont été analysés. Les résultats ont été validés par comparaison avec des données antérieures. Les résultats ont été présentés sous forme graphique et tabulaire et ont été discutés en détail.

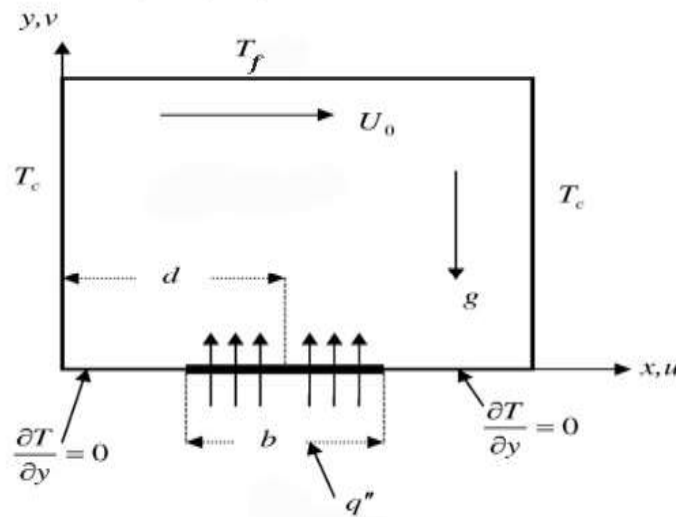


Figure I.9 : Géométrie de l'étude de Mansour et al. [9]

I.4.2 Etude antérieure sur la convection mixte de la cavité doublement entraînée :

Kefayati [10] a fait une étude sur la convection mixte de fluides à seuil de fluidité dans une cavité carrée à double couvercle entraînée sous les effets combinés de la flottabilité due à la thermique et à la diffusion de masse, a été analysée par la méthode des différences finies et de Lattice Boltzmann (FDLBM). Cette étude a été menée pour certains paramètres pertinents tels que le nombre de Richardson ($Ri = 0,00062-1$), le nombre de Lewis ($Le = 5$ et 10), l'indice de puissance ($n = 0,2-1$) alors que le rapport de flottabilité est étudié de $N = -20$ à 20 . Il convient de mentionner que le nombre de Reynolds a été étudié à $Re = 10, 100$ et 400 tandis que le nombre de Grashof thermique est fixé à $GrT = 100$. Les résultats indiquent que l'augmentation du nombre de Richardson diminue le transfert de chaleur et de masse. La diminution de l'indice de loi de puissance réduit le transfert de chaleur et de masse à $Ri = 0,00062$ et $0,01$. À $Ri = 1$, le transfert de chaleur et de masse augmente avec la diminution de l'indice de loi de puissance pour des rapports de flottabilité de $N = -20$ et 20 . L'effet le moins important de l'indice de loi de puissance sur le transfert de chaleur et de masse parmi les nombres de Richardson étudiés a été observé à $Ri = 1$ pour $N = 1$. L'augmentation du nombre de Lewis améliore le transfert de masse pour différents rapports de flottabilité car elle réduit l'effet de l'indice de loi de puissance sur le transfert de masse à $N = 20$ et -20 .

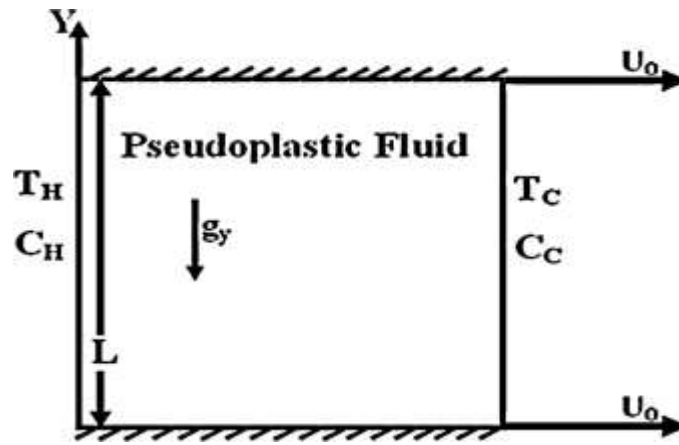


Figure I.10: Géométrie de l'étude présente de Kefayati [10].

Bhuvanewari et al. [11], ont réalisé une étude sur les simulations numériques pour explorer l'écoulement de convection mixte et le transfert de chaleur et de masse dans une cavité carrée particulière. Les parois horizontales de la cavité sont imperméables à la chaleur et au flux de matière, tandis que les parois verticales maintiennent des températures et des concentrations variables. Ces parois verticales se déplacent à une vitesse constante. Trois configurations de mouvement des parois ont été examinées, et les équations instationnaires ont été résolues numériquement. Les résultats sont présentés graphiquement, montrant que lorsque les parois se déplacent dans la même direction, les taux de transfert de chaleur et de masse diminuent, tandis que dans des directions opposées, ils s'améliorent.

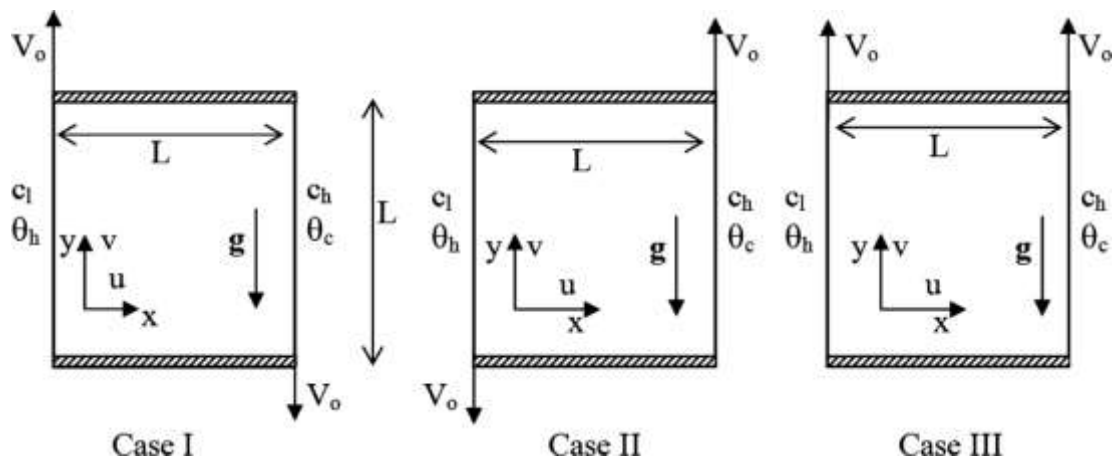


Figure I.11: Configuration physique pour trois cas et système de coordonnées

Bhuvanewari et al. [11].

Chamkha et Abu-Nada [12]. Ont fait une étude sur la modélisation numérique de l'écoulement de convection mixte dans des cavités carrées à couvercles simple et double,

remplies d'un nanofluide. Deux modèles de viscosité sont utilisés pour estimer la viscosité du nanofluide. Les équations sont résolues numériquement et comparées à des travaux antérieurs, montrant un bon accord. Une étude paramétrique est réalisée pour comprendre l'effet des nanoparticules et du nombre de Richardson sur le transfert de chaleur. Les résultats indiquent que la présence de nanoparticules améliore significativement le transfert de chaleur, en particulier à des nombres de Richardson modérés et élevés. Cependant, pour de faibles nombres de Richardson, la présence de nanoparticules peut entraîner une réduction du transfert de chaleur dans les cavités à couvercle simple selon le modèle de Pak et Cho.

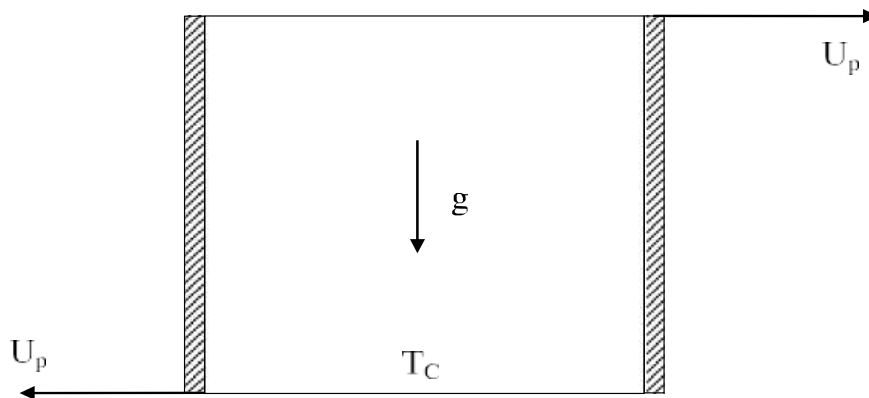


Figure I.4.9: Schéma de la cavité à double couvercle entraîné de **Chamkha et AbuNada[12]**.

Cette étude d'Alleborn et al. [10] porte sur les processus de séchage et la compréhension de l'écoulement et du transfert de chaleur dans les chambres de séchage, cruciaux pour le bon fonctionnement des équipements de séchage. Elle se concentre sur les écoulements bidimensionnels de fluide stationnaire et le transport de chaleur et de masse dans des cavités moins profondes en peut les nommée doublement entraînée, avec des parois mobiles chaudes et froides. Ces configurations induisent un mélange de gaz non-condensable et de vapeur de solvant, favorisant l'évaporation du solvant liquide par la paroi chaude et la condensation de la vapeur par la paroi froide. Les résultats montrent que des vitesses de séchage améliorées sont obtenues avec des parois mobiles plus rapides, indépendamment de l'orientation de la cavité, en raison de la prédominance de la convection forcée. Cependant, une réduction de la vitesse de la paroi de condensation entraîne une diminution significative de la vitesse de séchage en raison d'une séparation de l'écoulement de la cavité conduit à une diminution du taux moyen de séchage.

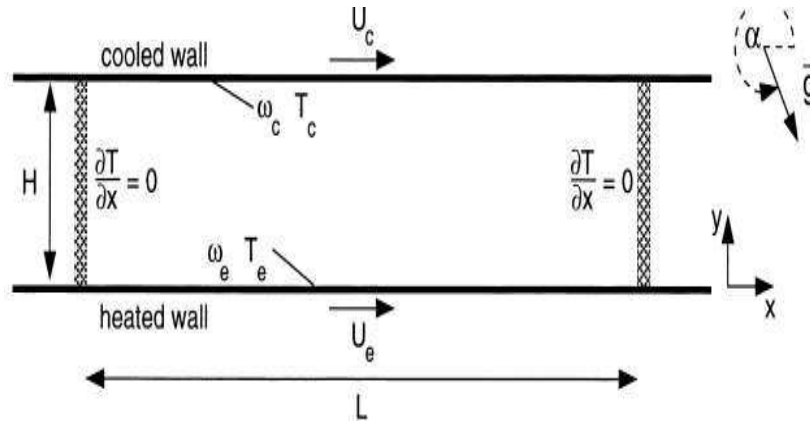


Figure I.4.10 : Cavité doublement entraînée d'un processus de séchage d'Alleborn et al [13].

Dans la présente étude réalisée par **Hussain, Ahmad et al [14]** ils ont examiné l'effet de l'angle d'inclinaison sur le transfert de chaleur d'un nanofluide dans une cavité à double couvercle partiellement chauffé, utilisant des simulations numériques. Les parois inférieures de la cavité comportent deux sources de chaleur, tandis que le reste de cette paroi est isolé. Les parois supérieures et verticales mobiles sont maintenues à une température constante. La force de flottabilité induit l'écoulement le long des parois verticales mobiles. Les équations sont résolues par la méthode des éléments finis et la méthode de Crank-Nicolson. Les résultats numériques sont analysés pour différents paramètres tels que le nombre de Reynolds, le nombre de Richardson, la fraction volumique de nanoparticules et l'angle d'inclinaison de la cavité. Les principaux points d'intérêt incluent le nombre de Nusselt moyen, la température moyenne et la génération d'entropie moyenne due au transfert de chaleur, ainsi que l'énergie cinétique.

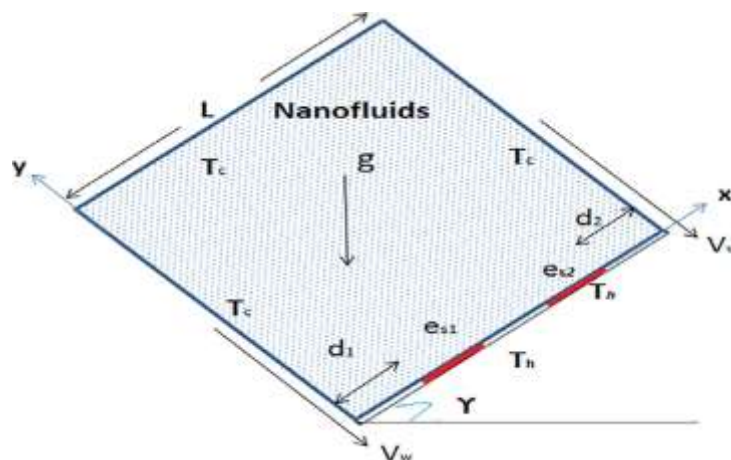


Figure I.4.11: Diagramme schématique du modèle physique de **Hussain, Ahmad et al [14]**

Alinia, Ganji et al [15] ont réalisé l'étude numérique dans laquelle ils ont examinée la convection mixte d'un nanofluide composé d'eau et de SiO₂ dans une cavité inclinée. Les parois latérales maintiennent des températures constantes différentes, tandis que les parois supérieure et inférieure sont des couvercles mobiles isolés. Un modèle à deux phases est utilisé pour analyser les comportements thermiques du nanofluide pour divers angles d'inclinaison de la cavité, des fractions volumiques, des nombres de Richardson et un nombre de Grashof constants. Les résultats mettent en évidence que l'ajout de nanoparticules améliore considérablement le transfert de chaleur et modifie significativement le schéma d'écoulement, surtout à des nombres de Richardson plus élevés.

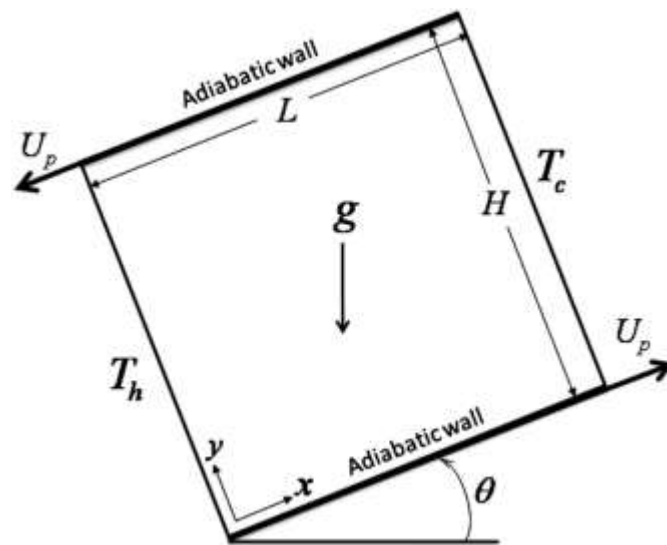


Figure I.12 : Schéma du modèle physique d'Alinia, Ganji et al [15].

Hussain, Mehmood et al [16] ont réalisé une étude sur la convection mixte dans une cavité carrée à double couvercle partiellement chauffée remplie d'un nanofluide composé d'Al₂O₃ et d'eau, sous l'influence d'un champ magnétique incliné. Les équations sont résolues numériquement en utilisant des méthodes mathématiques complexes, et les résultats sont analysés pour comprendre l'impact des différents paramètres, comme le nombre de Reynolds, le nombre de Richardson, le nombre de Hartman et la fraction volumique solide. Les principaux points d'intérêt incluent le nombre de Nusselt moyen, la génération d'entropie due au transfert de chaleur, la friction du fluide et du champ magnétique, l'entropie totale générée, le nombre de Bejan et l'énergie cinétique.

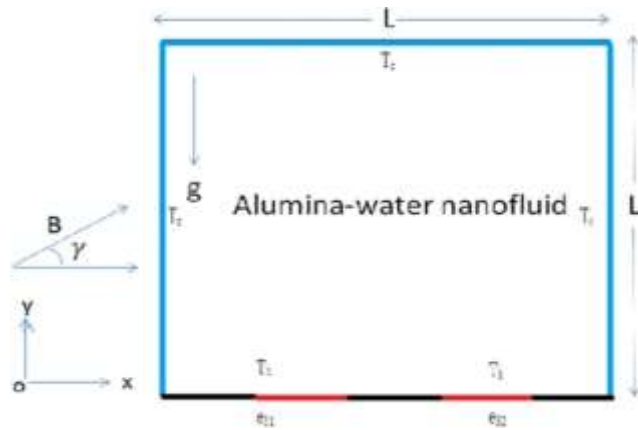


Figure I.13: Schéma diagramme du modèle physique de **Hussain, Mehmood et al [16]**

Dans la présente étude réalisée par **Zhoua , Yanc et al [17]** ils ont examiné le transfert de chaleur dans une cavité cubique à double couvercle remplie d'un mélange d'eau et de nanofluides d'alumine. Ils ont utilisé des simulations informatiques pour étudier comment différents facteurs, tels que la quantité de nanoparticules, la vitesse des couvercles et la distribution de chaleur, influencent le transfert de chaleur. Leurs résultats montrent que ces facteurs ont un impact significatif sur la distribution de la chaleur dans la cavité. De plus, pour accélérer leurs calculs, ils ont utilisé une technique appelée OpenMP. En résumé, cette étude contribue à mieux comprendre comment optimiser le transfert de chaleur dans des environnements complexes et dans des cavités à double couvercle entraînée.

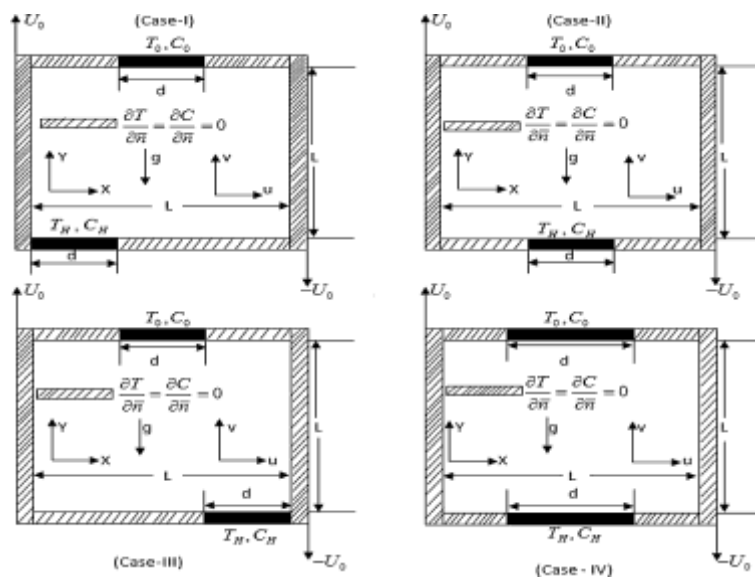


Figure I.14: cavité à double couvercle entraînée de **Zhoua , Yanc et al [17]** .

Cette étude numérique de **Nayak, Haque et al [18]** porte sur un écoulement convectif forcé remplie de fluides non newtoniens de type loi de puissance. Les gradients discrets de température et de masse le long des parois latérales influencent l'écoulement. Les fluides non newtoniens sont décrits par le modèle de loi de puissance, et l'écoulement est supposé être laminaire et incompressible, conformément à l'approximation de Boussinesq. L'étude explore les effets de différents paramètres physiques tels que le nombre de Reynolds, le nombre de Grashof, l'indice de loi de puissance et le nombre de Lewis sur l'écoulement, le transfert de chaleur et de masse. Les résultats indiquent que l'emplacement et la longueur des zones de chauffage et de refroidissement jouent un rôle crucial dans ces processus, et que le taux de transfert de chaleur est optimisé en ajustant la longueur de la source de chaleur et l'indice de loi de puissance.

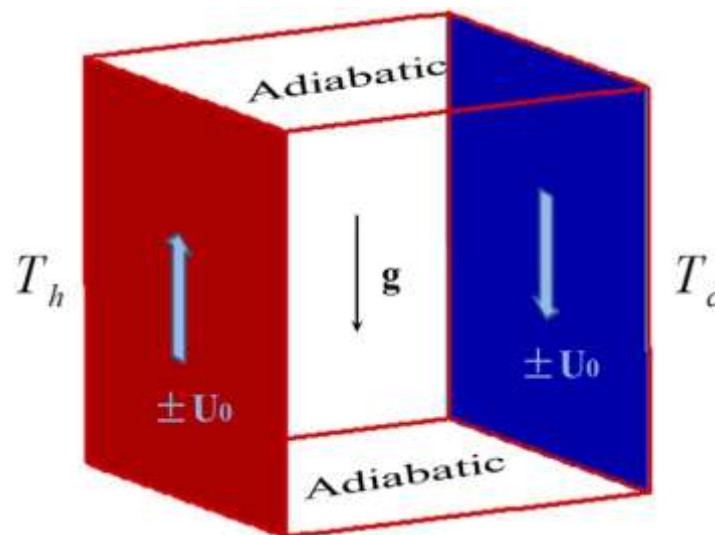


Figure I.15: représentation de la cavité étudiée de **Nayak Haque et al [18]**.

M.A. Waheed [19] a étudié les écoulements de fluide et le transfert de chaleur induits par les effets combinés d'un couvercle actionné mécaniquement et de la force de flottabilité dans des enceintes rectangulaires. Les enceintes remplies de fluide sont chauffées et le couvercle est actionné soit sur la paroi horizontale supérieure, soit sur la paroi inférieure, tandis que la paroi verticale droite est thermiquement isolée et les autres parois sont refroidies. L'étude repose sur des solutions numériques des équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et du transport d'énergie, en utilisant la méthode des différences finies. Les effets des paramètres gouvernant l'écoulement, tels que les nombres de Richardson et de Prandtl, ainsi que le rapport longueur-hauteur, dans les plages respectives de $10^{-2} \leq Ri \leq 10^2$, $10^{-3} \leq Pr \leq 10^3$ et $1 \leq AR \leq 4$, pour un nombre de Reynolds fixe, $Re = 100$, ont été examinés. Les résultats sont présentés sous forme de champs hydrodynamiques et thermiques, ainsi que de

profils des composantes verticales et horizontales de la vitesse, de la température et du flux de chaleur local. Il a été observé que les distributions d'écoulement de fluide et d'énergie dans les enceintes, ainsi que le flux de chaleur sur la paroi chauffée, sont améliorés par une augmentation du nombre de Richardson. Une augmentation du nombre de Prandtl améliore le flux de chaleur sur la paroi chauffée, tandis qu'une augmentation du rapport d'aspect le diminue. Ces résultats peuvent servir de données de référence pour la conception de systèmes impliquant un transfert de chaleur en convection mixte dans des enceintes rectangulaires.

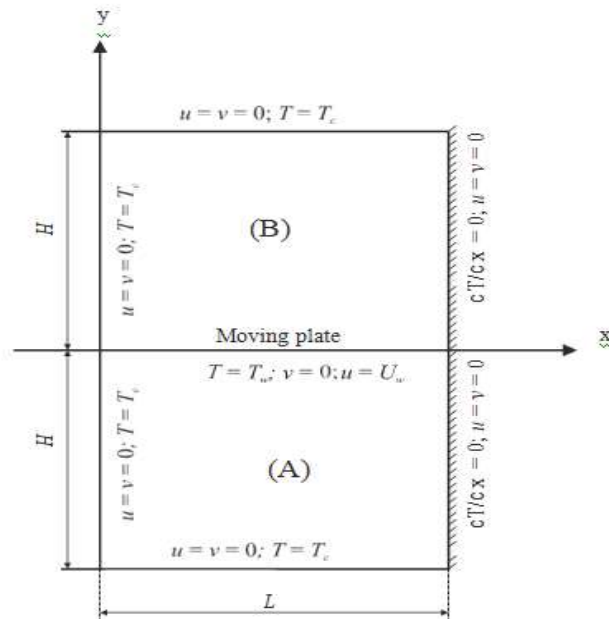


Figure I.16 : la cavité étudiée de M.A. Waheed [19]

M.A.R. Sharif [20] a étudié numériquement le transfert de chaleur en convection mixte laminaire dans des cavités rectangulaires peu profondes et bidimensionnelles, avec un rapport d'aspect de 10. Le couvercle supérieur mobile de la cavité est à une température plus élevée que la paroi inférieure. Les calculs ont été réalisés pour des nombres de Rayleigh variant de 10^5 à 10^7 , tout en maintenant le nombre de Reynolds fixe à 408,21, englobant ainsi les régimes d'écoulement de convection forcée dominante, de convection mixte et de convection naturelle dominante. Le nombre de Prandtl du fluide utilisé est de 6, représentant l'eau. Les effets de l'inclinaison de la cavité sur les champs d'écoulement et thermiques ont été étudiés pour des angles d'inclinaison allant de 0° à 30° . Un comportement intéressant des champs d'écoulement et thermiques a été observé avec l'augmentation de l'inclinaison. Les tracés des lignes de courant et des isothermes ainsi que la variation des nombres de Nusselt locaux et moyens aux parois chaudes et froides ont été présentés. Il a été constaté que le nombre moyen de Nusselt augmente avec l'inclinaison de la cavité. Le taux d'augmentation du nombre moyen de Nusselt

avec l'inclinaison de la cavité est modéré dans le cas de la convection forcée dominante.

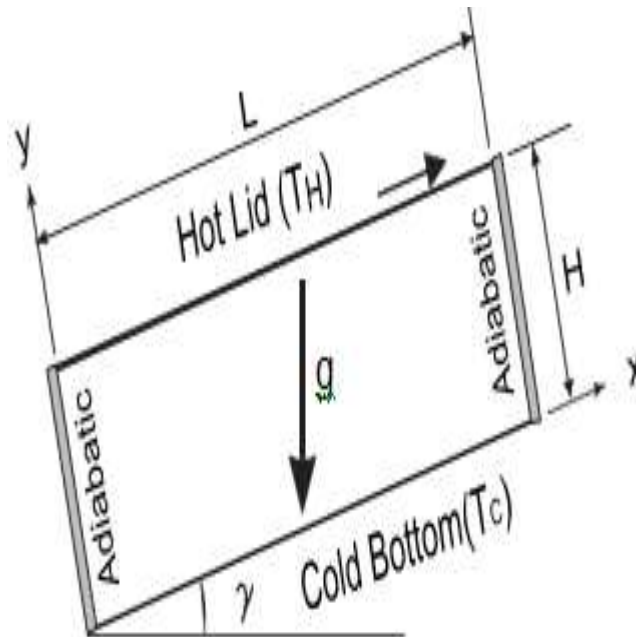


Figure I.17 : géométrie du problème physique de **M.A.R Sharif [20]**

Reima Iwatsu, Jae Min Hyun et et al [21] ont mené des études paramétriques approfondies sur l'écoulement et le transfert de chaleur d'un fluide visqueux dans une cavité carrée. L'écoulement est généré par la paroi supérieure en mouvement, maintenue à une température plus élevée que la paroi inférieure. Des solutions numériques aux équations de Navier-Stokes ont été obtenues pour diverses valeurs des paramètres Ra , Re , Pr et le rapport d'aspect. Les résultats montrent que, pour $Gr/Re^2 \leq 1$, l'écoulement ressemble à celui d'une cavité entraînée sans stratification, avec des fluides bien mélangés. En revanche, pour $Gr/Re^2 \gg 1$, une stagnation se produit dans les parties centrale et inférieure, avec des isothermes horizontaux. Les contributions de la conduction et de la convection au transfert de chaleur total ont été évaluées de manière quantitative. Les résultats indiquent que le nombre de Nusselt augmente avec l'inclinaison de la cavité, intensifiant le transfert de chaleur pour $Gr/Re^2 \ll 1$.

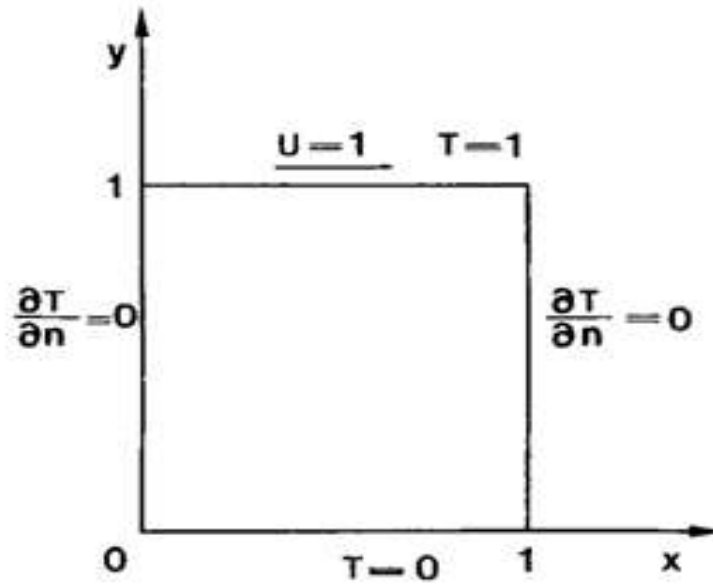


Figure I.18: géométrie du problème physique étudié de **Reima Iwatsu, Jae Min Hyun et al** [21].

I.5. Conclusion

Dans ce présent chapitre nous avons fourni des informations sur le transfert de chaleur et nous avons approfondi sur le sujet de la convection notamment la convection mixte. D'abord nous avons fait des définitions ensuite nous avons donné quelque type de transfert de chaleur et de la convection mixte puis nous avons donné une revue bibliographique sur la convection mixte. Cette recherche bibliographique nous a permis de prendre une connaissance sur les différents travaux effectués sur la convection mixte dans des cavités doublement entraînée chauffée par le bas.

Chapitre II

Position et formulation mathématique du problème

Positions et formulation mathématique du problème

II.1. Introduction

La détermination des lois d'un phénomène physique implique la création d'équations mathématiques qui relient les diverses variables impliquées dans le déroulement du phénomène.

Ces équations sont généralement : l'équation de continuité qui exprime le principe de conservation de masse, les équations de Navier-Stokes qui expriment le principe de conservation de la quantité de mouvement et l'équation de l'énergie qui exprime le principe de conservation de l'énergie.

Pour décrire un problème spécifique, il est également nécessaire de définir plusieurs conditions aux frontières et de déterminer si le processus est non stationnaire en fonction des conditions initiales.

II.2. Géométrie du problème

Le problème considéré est schématisé sur la figure (II.1). Il s'agit d'une cavité carrée bidimensionnel (2D) entraînée (Les deux parois verticale se déplacent à la même vitesse et en sens inverse). La cavité est remplie par l'air ($Pr=0.71$). La paroi horizontale supérieure à une température T_f et la paroi inférieure à une partie ou milieu (l) à une température T_c et au deux coté de cette paroi sont isolés ($L1$ et $L2$).

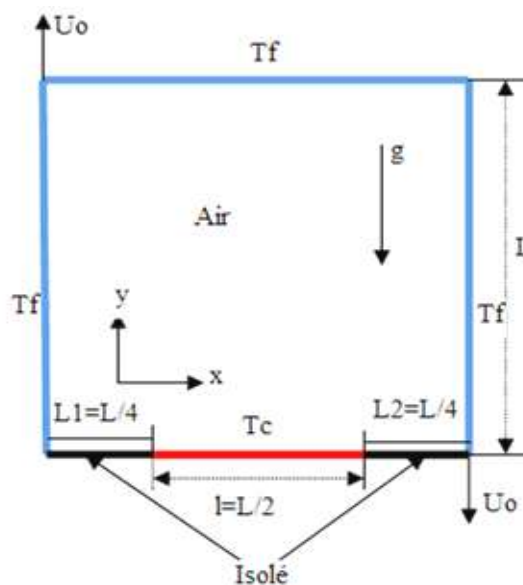


Figure II.1 Géométrie du problème.

II. 2.1. Les hypothèses simplificatrices

Dans le but d'analyser les phénomènes complexes qui se déroulent dans cette étude, nous allons utiliser les hypothèses simplificatrices suivantes :

- Fluide est newtonien et supposé incompressible
- Le régime d'écoulement est laminaire et stationnaire.
- Écoulement est bidimensionnel (x, y)
- L'approximation de Boussinesq est valide, Elle est basée sur deux hypothèses, d'une part, elle suppose que la masse volumique reste constante dans tous les termes à l'exception de la force de volume (ρg), d'autre part, cela implique une différence de température entre les surfaces actives de la cavité inférieure à 100 °C. , on peut écrire :

$$\rho(T) = \rho_0 [1 - \beta(T - T_0)] \quad (\text{II.1})$$

ρ_0 et β étant respectivement la masse volumique à la température de référence T_0 et le coefficient de dilatation volumique à pression constante, avec :

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (\text{II.2})$$

II.3. La formulation mathématique

Les équations qui permettent de décrire notre problème, expliquent comment la convection mixte se déroule dans une cavité carrée chauffé par le bas, et comment les trois principes de conservation se déroulent. En prenant en considération ces hypothèses simplifiées précédemment, on aura :

II. 3.1. Équations de continuité

En appliquant le principe de conservation de la masse à un fluide incompressible, l'équation de continuité obtenue s'écrit en coordonnées cartésiennes pour un écoulement bidimensionnel, sous la forme :

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

II. 3.2. Équations de la quantité de mouvement :

Le bilan de la quantité de mouvement est appliqué à un domaine fixe et se situe dans le cadre des hypothèses simplificatrices. L'équation vectorielle pour maintenir la quantité de mouvement dans un milieu fluide est la suivante :

La projection de ces équations sur les deux axe x et y nos donne :

$$x : \quad \rho \left[u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right] = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.4})$$

$$y : \quad \rho \left[u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right] = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + g\beta(T - T_0) \quad (\text{II.5})$$

II. 3.3. Équation de l'énergie:

Le principe de la conservation de l'énergie conduit à l'équation d'énergie suivante :

$$(\rho C_p) \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \lambda \left(\frac{\partial T^2}{\partial x^2} + \frac{\partial T^2}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.6})$$

Dans ces équations, les variables u et v représentent respectivement la vitesse dans les directions x et y , tandis que T et p représentent la température et la pression. La densité, la viscosité dynamique, la conductivité thermique et la chaleur spécifique à pression constante sont respectivement représentées par ρ , μ , λ et C_p . Un système d'équations différentielles partielles couplées est formé par les équations. (II.3)-(II.6). Afin d'obtenir un système fermé, il est essentiel de fixer des critères et des limites.

II. 3.4. Les conditions aux limites :

Les conditions aux limites de problème sont :

- Paroi droite : $u = -U_0, v = 0, T = T_f$
- Paroi gauche : $u = U_0, v = 0, T = T_f$
- Paroi inférieure : $\frac{\partial T}{\partial y} = 0, u = v = 0$ pour : $0 < x < \frac{1-l}{2}, \frac{1+l}{2} < x < 1$ et $y=0$

$$T = T_c, u = v = 0 \quad \text{pour : } \frac{1-l}{2} < x < \frac{1+l}{2}$$

- Paroi supérieur : $u = v = 0, T = T_f$

II.4. Les équations sous formes adimensionnelles

Généraliser les phénomènes physiques en utilisant des équations adimensionnelles, car leurs existences et leurs évolutions sont indépendants du système d'unités de mesure utilisé pour les étudier. En d'autres termes, elles offrent la possibilité d'obtenir des informations plus globales et jouent un rôle crucial dans la ressemblance.

Pour faire émerger les paramètres de contrôle, il est essentiel de déterminer, en utilisant des grandeurs spécifiques du problème :

- $L=H$: longueur caractéristique.
- $\rho_0 U_0^2$: pression caractéristique.
- $T_c - T_f$: température caractéristique.
- U_0 : vitesse caractéristique.

Et avec les variables sans dimension suivantes :

$$X = \frac{x}{H}; \quad Y = \frac{y}{H}; \quad U = \frac{u}{U_0}; \quad V = \frac{v}{U_0}; \quad \theta = \frac{T - T_f}{T_c - T_f}; \quad P = \frac{p}{\rho U_0^2}$$

Dans les équations précédentes, en introduisant ces grandeurs sans dimensions, nous obtenons :

a) Equation de continuité :

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (\text{II.7})$$

b) Equation de quantité de mouvement (selon X et Y) :

$$X : U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{\text{Re}} \left[\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right] \quad (\text{II.8})$$

$$Y : U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{\text{Re}} \left[\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right] + \frac{Gr}{\text{Re}^2} \theta \quad (\text{II.9})$$

c) Equation de l'énergie

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{\text{Re Pr}} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II.10})$$

d) Les conditions aux limites

Les conditions aux limites de problème sont :

- Paroi droite : $U = -U_0, \quad V = 0, \quad \theta = T_f$
- Paroi gauche : $U = U_0, \quad V = 0, \quad \theta = T_f$
- Paroi inférieure : $\frac{\partial \theta}{\partial y} = 0, \quad u = v = 0$ pour : $0 < X < \frac{1-l}{2}, \quad \frac{1+l}{2} < x < 1$ et $Y=0$
 $\theta = T_c, \quad u = v = 0$ pour : $\frac{1-l}{2} < X < \frac{1+l}{2}$ et $Y=0$
- Paroi supérieur : $U = V = 0, \quad \theta = T_f$

4.1 Les nombre adimensionnel :

Les principales caractéristiques d'un écoulement peuvent être déterminées à l'aide de nombre sans dimension.

Dans cette section, nous présentons les nombres sans dimensions que nous avons utilisés dans ce document, La majorité de ces nombres apparaît naturellement lors de l'adimensionnalisation. Ces nombres sont les suivants :

- **Nombre de Reynolds :** Ce nombre définit le rapport entre les forces d'inertie en termes convectifs et les forces de viscosité. De plus, Le passage du régime laminaire au régime turbulent est souvent caractérisé par ce nombre :

$$\text{Re} = \frac{U_0 L}{\nu}$$

- **Nombre de Prandtl** : Il détermine le rapport entre les transferts de la quantité de mouvement par les forces visqueuses et le transfert de chaleur par conductivité thermique et il caractérise le type de fluide :

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} = \frac{\nu}{\alpha}$$

- **Nombre de Grashof** : Il caractérise le rapport entre les forces de gravité et les forces visqueuses. Il caractérise les mouvements occasionnés dans le fluide par les gradients thermiques. Il joue le même rôle que le nombre de Reynolds en convection forcée :

$$Gr = \frac{g \beta (T_C - T_F) L^3}{\nu^2}$$

- **Nombre de Richardson** : Il caractérise la convection mixte et définit précisément les domaines de prépondérance de la convection forcée et de la convection naturelle. Si : $Gr \ll Re^2$, la convection forcée l'emporte. Si : $Gr \gg Re^2$, la convection naturelle l'emporte. Si : $Gr \approx Re^2$, on est dans le domaine de la convection mixte :

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2}$$

- **Nombre de Nusselt** : Ce nombre représente le rapport entre les transferts par convection sur la conduction, d'un grand intérêt dans les applications d'ingénierie est utilisé pour évaluer le taux de transfert de chaleur sur les surfaces délimitant le fluide :

$$Nu = \frac{h L}{\lambda}$$

Le Nusselt moyen peut être calculé :

$$Nu_{moy} = \int_0^1 Nu.dY$$

II.5. Méthode numérique

Les écoulements incompressibles dans une géométrie quelconque sont régis par les équations aux dérivées partielles de Navier-Stokes exposées. Il est difficile d'obtenir une solution analytique pour ces équations non linéaires et couplées. Cela nécessite l'utilisation de techniques de résolution numérique. Les différences finis, les éléments finis, les volumes finis, les méthodes spectrales et la méthode de Lattice Boltzmann sont parmi les exemples.

Pour notre étude, nous avons choisi la méthode des volumes finis (Patankar [18]) en raison de sa simplicité et de son adaptation à toutes les géométries. Les étapes de la méthode des volumes finis peuvent être résumées de la manière suivante :

- Définition du domaine envisagé en tant que volume de contrôle.
- Écriture des équations différentielles aux dérivées partielles intégrales.
- Écriture des équations algébriques aux dérivées partielles intégrale.
- Écriture des équations algébriques aux nœuds du maillage.
- Résolution du système algébrique linéaire obtenu.

II.6. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons défini le problème à traiter ainsi que le modèle mathématique approprié. Ce modèle est constitué d'un système d'équations, complété par des conditions aux limites. Étant donné la complexité de ce système d'équations, l'utilisation de méthodes numériques est indispensable dans notre étude.

C'est pour cela que la méthode des volumes finis a été choisie pour la résolution et la discrétisation des équations régissant le problème. Cette méthode permet de traiter efficacement les conditions aux limites et de maintenir une robustesse et une stabilité élevées. Le prochain chapitre abordera d'une part une validation de l'étude faite avec une autre déjà existant.

Chapitre III

Résultats et discussions

Résultats et discussions

III.1 introduction

Ce chapitre est consacré pour la présentation des résultats de nos simulations concernant l'étude de la convection mixte dans une cavité contenant une source de chaleur. L'objectif principal est d'examiner l'influence de la variation de certains paramètres tels que l'effet du nombre de Reynolds (Re), nombre de Grashof (Gr), la position de la source chaude dans la cavité et la longueur de la source. Les résultats de nos simulations sont présentés sous forme de lignes de courant, d'isothermes et du nombre de Nusselt moyen.

Le fluide utilisé dans la cavité est l'air (Prandtl $Pr=0,71$), ses constantes thermodynamiques à la température $T=313.15K$ sont présentés dans le tableau :

Nombre de Prandtl (Pr)	0.71
Masse volumique (ρ_0)	1.1273 kg/m ³
Chaleur spécifique (C_p)	1006.8 J/kg. °C
Conductivité thermique (k)	0.0271 W/m°C
Viscosité dynamique (μ)	1.91 x 10 ⁻⁵ kg/s-m
Viscosité cinématique (ν)	1.67 x 10 ⁻⁵ m ² /s
Coefficient d'expansion thermique (β)	0.00319336 K ⁻¹

Tableau III-1 : caractéristiques de l'air.

III.2 choix du maillage

Le maillage consiste à diviser un domaine géométrique en petits éléments pour permettre la simulation numérique des flux de fluides. Cette subdivision facilite la résolution des équations de Navier-Stokes et autres équations de conservation, permettant une analyse précise des écoulements, transferts de chaleur, et réactions chimiques dans des configurations complexes.

Ensuite, nous présentons une optimisation sur notre maillage dans l'objectif de bien déterminer le maillage convenable pour notre étude.

Afin de déterminer une grille appropriée pour la géométrie considérée de telle sorte que la solution numérique demeure invariante avec la précision du maillage. Nous avons considéré un nombre de Pr = 0,71 (air), un nombre de Reynolds de $Re=100$ et un nombre de Grashof de $Gr=10^4$, et pour cela nous avons testé l'influence de huit maillages différents,

20x20, 40x40, 60x60, 80x80, 100x100, 120x120, 140x140 et 160x160 nœuds sur le nombre de Nusselt moyen.

D'après le la **figure III.1**, nous concluons que le nombre de Nusselt moyen reste presque constante à compter du maillage 120x120 nœuds. Par conséquent, pour des raisons de compromis, de précision et de temps de calcul, le maillage 120x120 nœuds sera adopté pour tous nos calculs.

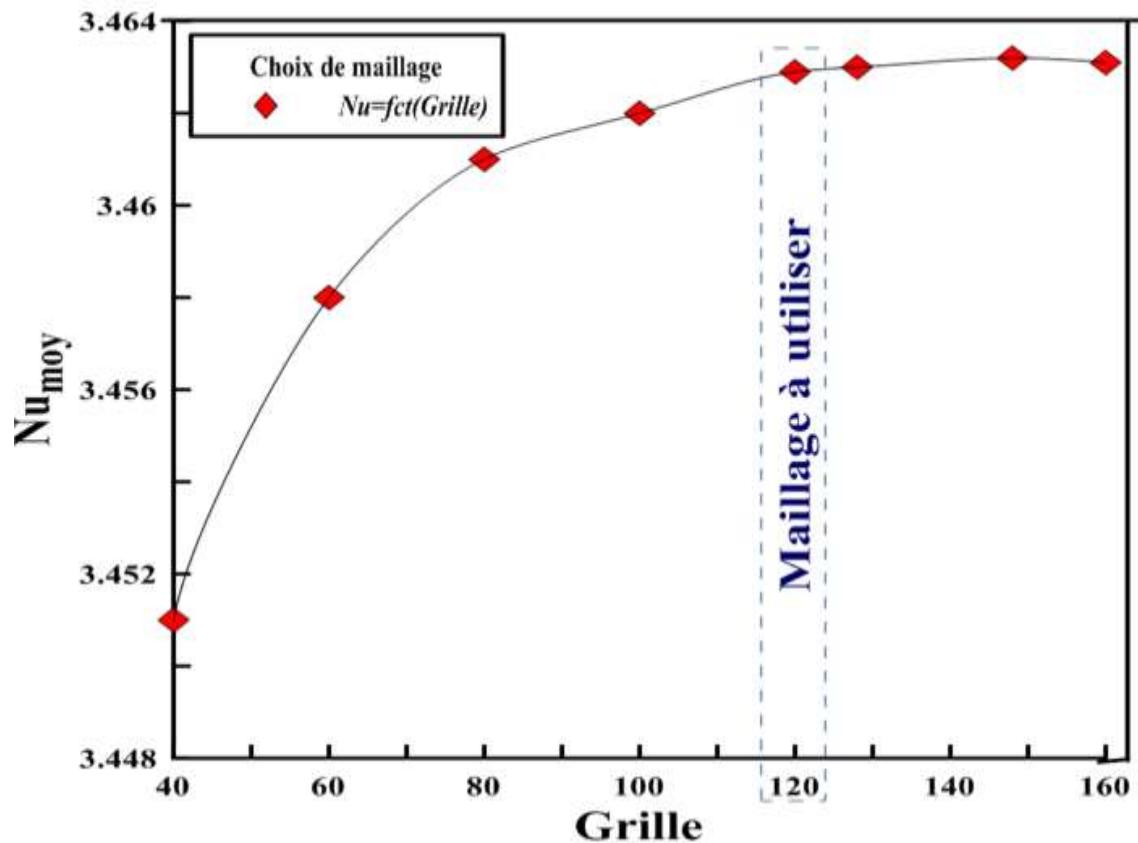


Figure III.1 : influence du maillage sur le nombre de Nusselt moyen

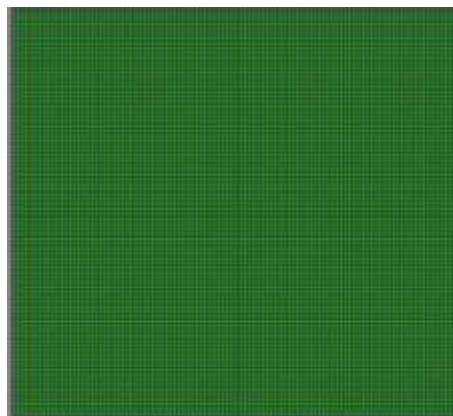


Figure III.2 : Maillage choisi (120x120)

III.3 validation numérique

De manière à vérifier l'exactitude des résultats numériques obtenus dans le présent travail, une validation de notre simulation numérique a été faite en comparant avec les études numériques d'Iwatsu et al. [18], Waheed [16], et Sharif [17] pour un nombre de Grashof, $Gr = 100$ et différents nombres de Reynolds, dans une cavité carrée entraînée par la paroi supérieure qui et les parois verticales sont isolées thermiquement, la paroi horizontale supérieure étant à une température plus élevée que la paroi inférieure. Les nombres de Nusselt moyens calculés, **Tableau III-2**, dans ce travail concordent très bien avec les résultats de ces travaux précédents.

Re	Présent travail	Iwatsu et al	Erreur relative%	Waheed	Erreur relative%	Sharif	Erreur relative%
1	2.0206	1.94	3.9	2.031	0.5	/	/
400	4.05	3.83	5.1	4.024	0.6	4.05	0
1000	6.634	6.33	4.5	6.48	2.3	6.55	1.2

Tableau III-2. Comparaison du nombre de Nusselt moyen calculé dans ce travail avec ceux des travaux précédents à $Gr = 100$.

III.4 Résultats et discussions

Dans le contexte qui suivra, nous allons présenter les résultats de notre travail personnel dans l'objectif de l'amélioration du transfert de chaleur par convection mixte dans une cavité doublement entraînée chauffée par le bas, et pour cela nous avons étudié l'influence de certain paramètre comme la variation des nombres de Grashof et de Reynolds, la longueur de la source chaude et la position de la source chaude sur le comportement dynamique et thermique du fluide.

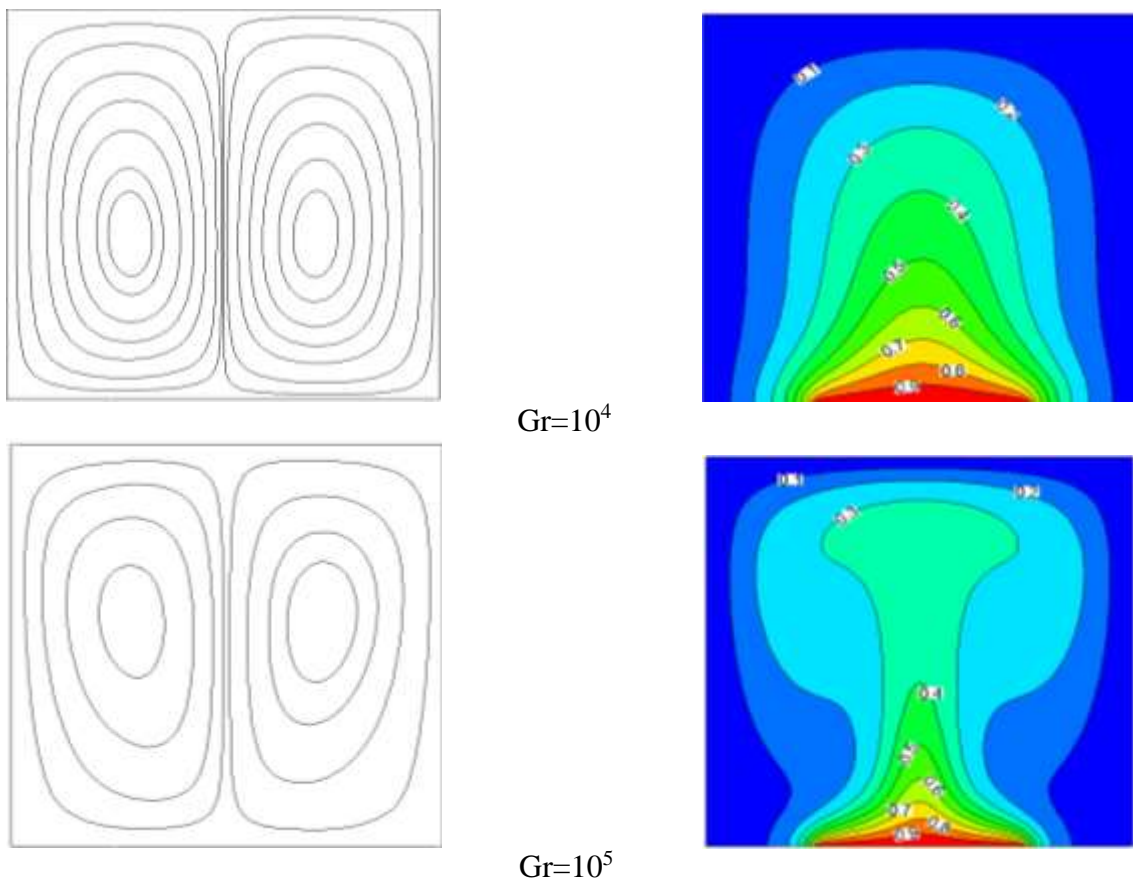
III.4.1 influence de nombre Grashof

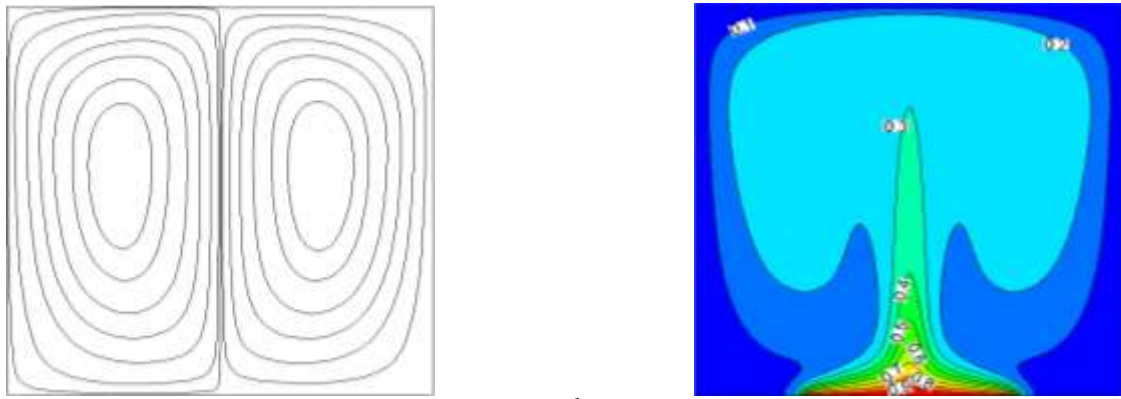
La **Figure III.3** ci-dessous représente l'étude des effets des nombres de Grashof ($Gr = 10^4 ; 10^5 ; 10^6$) sur les lignes de courant et les isothermes pour un nombre $Re=100$.

Comme le montrent cette figure, pour tous les nombres de Grashof, l'écoulement est symétrique le long de la ligne médiane verticale de la cavité et avec deux cellules contrarotatives de même ampleur. Ceci est principalement dû à la symétrie de la géométrie et des conditions aux limites. En outre, en augmentant le nombre Grashof, le centre des cellules remonte légèrement. Des symétries similaires sont observées pour les tracés de contour

isothermes, comme on peut l'observer sur la **figure III.3**. Pour un $Gr=10^4$, les contours d'isothermes sont uniformément répartis et parallèles à la source de chaleur, ce qui indique que la conduction est le mécanisme dominant de transfert de chaleur dans la cavité. Cependant, l'augmentation du nombre de Grashof renforce le refroidissement par convection en poussant le fluide froid vers la source de chaleur. Les contours de l'isotherme changent significativement, un phénomène de type panache thermique s'accroît en augmentant davantage le nombre de Gr ce qui témoigne d'un transfert thermique par convection dominant.

La variation du taux de transfert de chaleur quantifié par le nombre de Nusselt moyen le long de la source de chaleur en fonction du nombre de Grashof pour $Re=100$ est illustrée à la **figure III.4**. Comme on peut le voir, le nombre de Nusselt augmente relativement en augmentant le nombre de Grashof.





Gr=10⁶

Figure III.3 : lignes de courant et des isotherme pour Re=10², et Gr=10⁴, 10⁵,10⁶ respectivement.

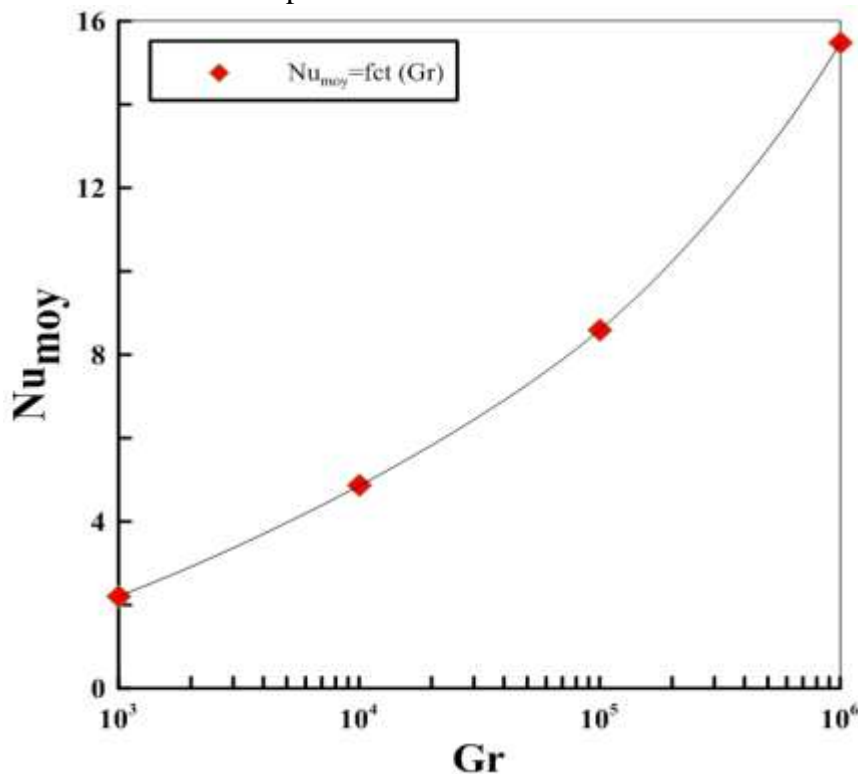


Figure III.4: Influence de nombre de Nusselt moyen en fonction de nombre Gr.

III.4.2 Influence de la longueur de la source chaude

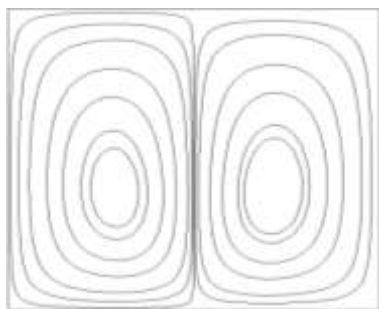
Les **Figures III.5, III.6 et III.7** ci-dessous représente l'étude des effets des nombres de Grashof (Gr = 10⁴ ; 10⁵; 10⁶), et les longueurs de la source chaude ($l=0.3$, $l=0.5$, $l=0.7$, $l=1$) sur les lignes de courant et les isothermes pour un nombre Re=100.

La **figure III.5** nous montre pour un nombre de Grashof (Gr=10⁴) que l'écoulement reste symétrique le long de la ligne médiane verticale de la cavité avec un petit élargissement des deux cellules contrarotatives bien définie qui sont de même ampleur. Ceci est principalement dû à la symétrie de la géométrie, l'augmentation de la source chaude à ($l=1$) et

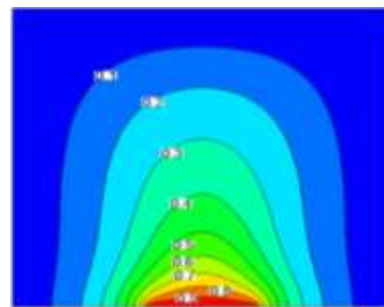
des conditions aux limites. Les contours d'isothermes sont uniformément répartis et parallèles à la source de chaleur, indiquant une conduction dominante. En d'autres cas, en augmentant le nombre de Grashof dans la **figures III.6 a** ($Gr=10^5$) on observe que le centre des cellules dans la zone de recirculation redescend légèrement. Cela est due à la forte dominance du fluide froid par rapport au fluide chaud dans la partie supérieure de la cavité. À mesure que la longueur de la source chaude augmente ($l=0,7$), les isothermes montrent une distribution thermique plus large et uniforme dans la zone froide ils deviennent plus courbées, ce qui indique une transition vers un transfert de chaleur par convection. Pour un nombre de Grashof maximal ($Gr=10^6$) et un élargissement de la source chaude de ($l=0.3$ à $l=1$) dans la **figures III.7** l'écoulement reste toujours symétrique avec une large densité du fluide froide dans la majorité de la cavité. Les isothermes montrent une forte dominance de la zone froide sur la zone chaude en allant de ligne médiane verticale vers les extrémités de la paroi gauche et droite de la cavité, montrent ainsi des déformations significatives avec des structures de panaches thermiques marquées, ce qui indique une convection dominante.

L'augmentation du nombre Gr , implique l'accroissement des forces de flottabilité, conduisant ainsi le fluide chauffé vers la surface froide supérieure à partir de la source de chaleur et le fluide froid supérieur se déplaçant vers le bas.

La **figure 8** représente la variation du taux de transfert de chaleur quantifié par le nombre de Nusselt moyen par apports aux longueurs de la source chaude en fonction du nombre de Grashof pour $Re=100$. On remarque que le nombre de Nusselt moyen augmente en fonction de non seulement du nombre de Grashof mais également avec l'élargissement de la source de chaleur.



$l=0.3$



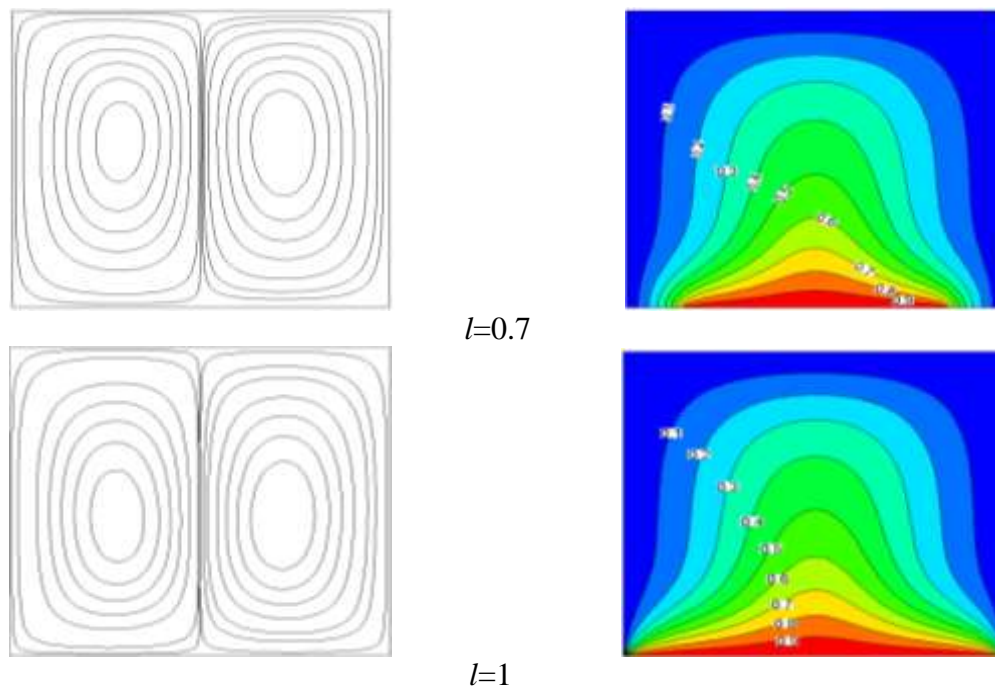
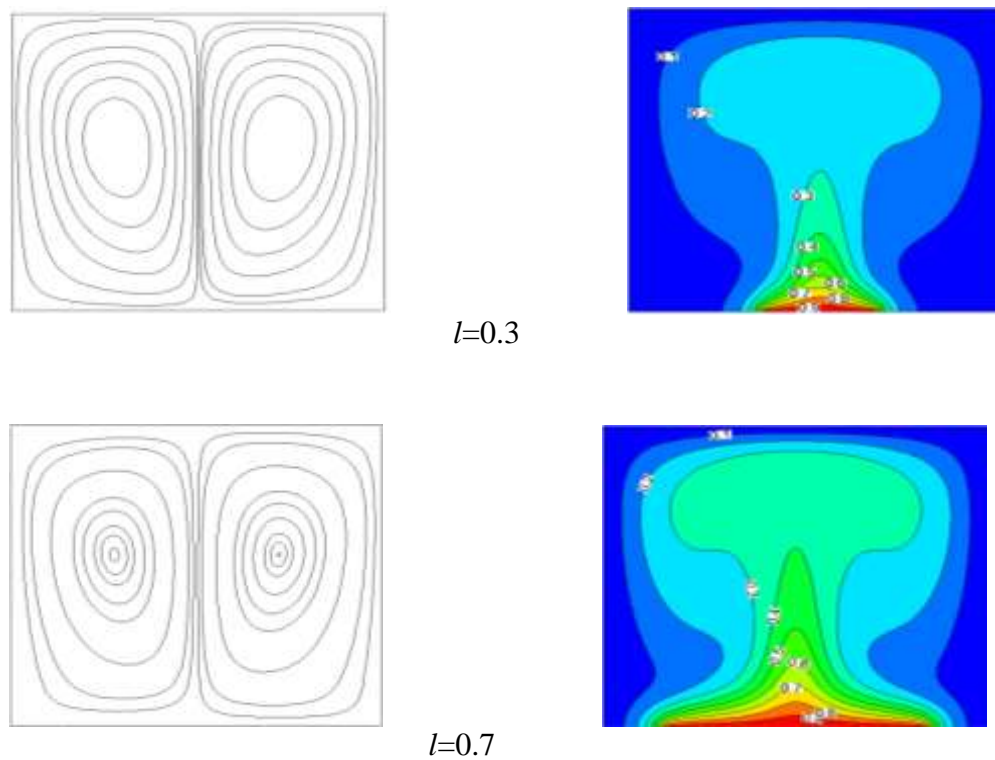


Figure III.5: lignes de courant et de l'isotherme pour $Gr=10^4$.



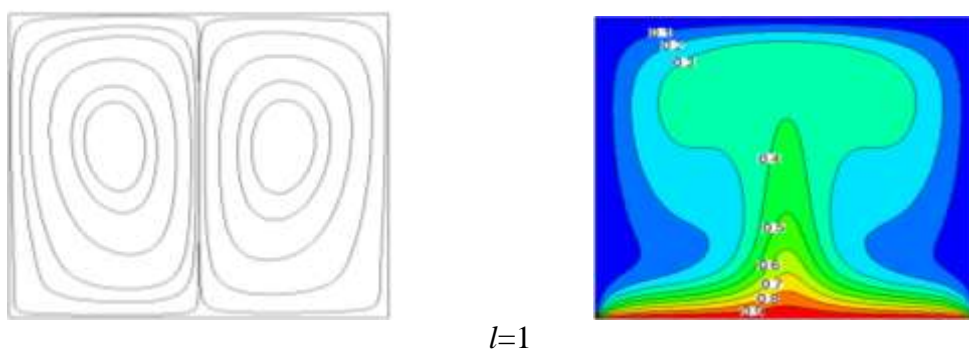


Figure III.6: lignes de courant et de l'isotherme pour $Gr=10^5$.

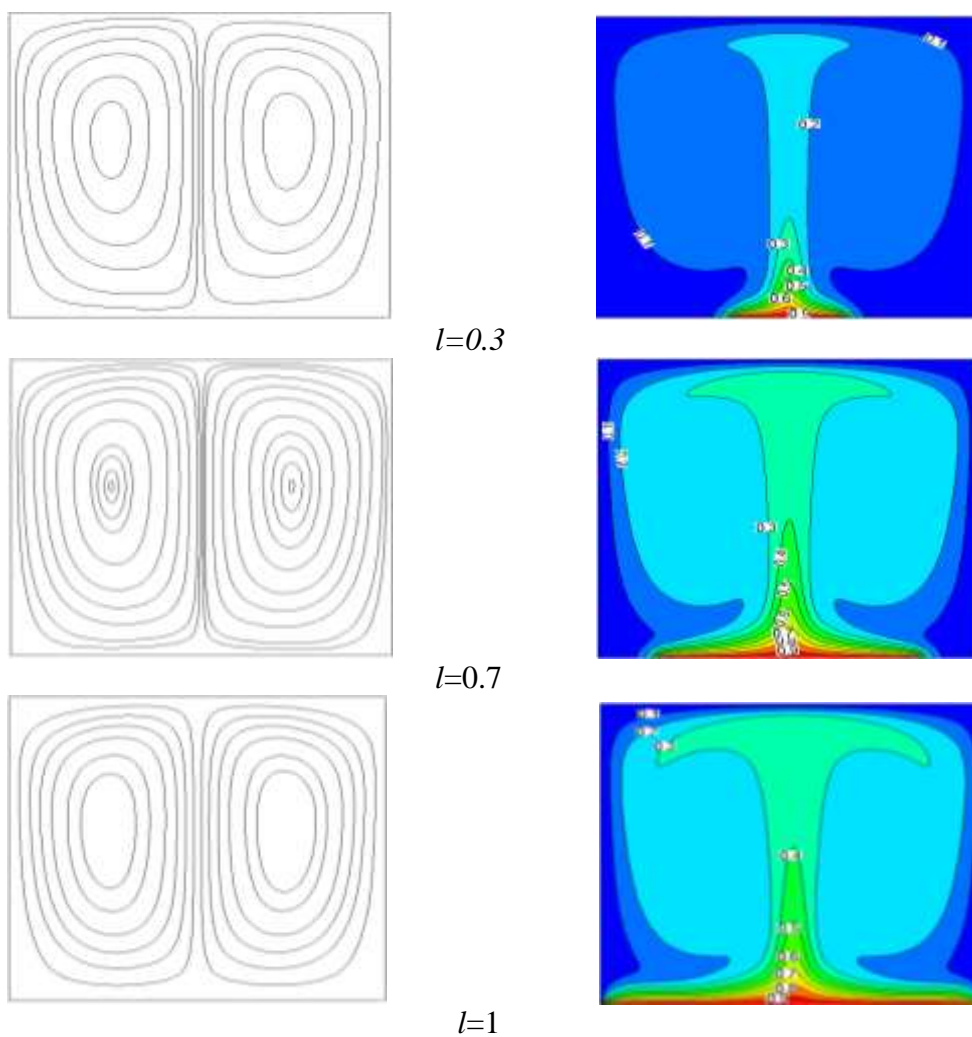


Figure III.7: lignes de courant et de l'isotherme pour $Gr=10^6$.

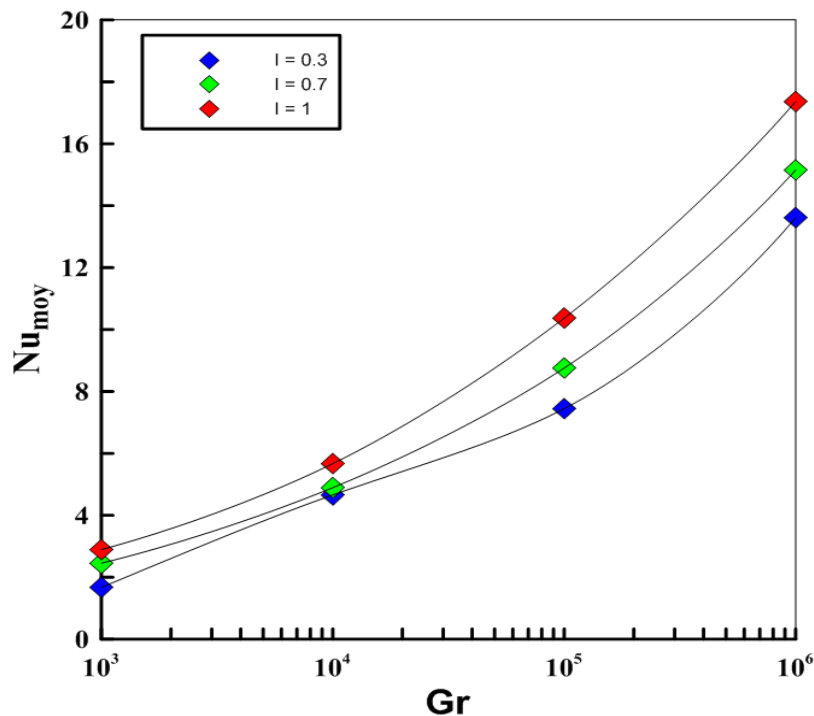


Figure III.8: Influence de nombre de Nusselt moyen en fonction de nombre de Grashof pour les différentes longueurs de la source chaude.

III.4.3 : Influence de la position sur la source de chaleur

Les **figures [III.9. III.10]** ci-dessous représentent l'étude des effets des nombres de Grashof ($Gr = 10^4 ; 10^6$), et les positions de la source chaude pour ($Z=0, Z=0.25, Z=0.5, Z=0.75, Z=1$) sur les lignes de courant et les isothermes pour un nombre $Re=100$.

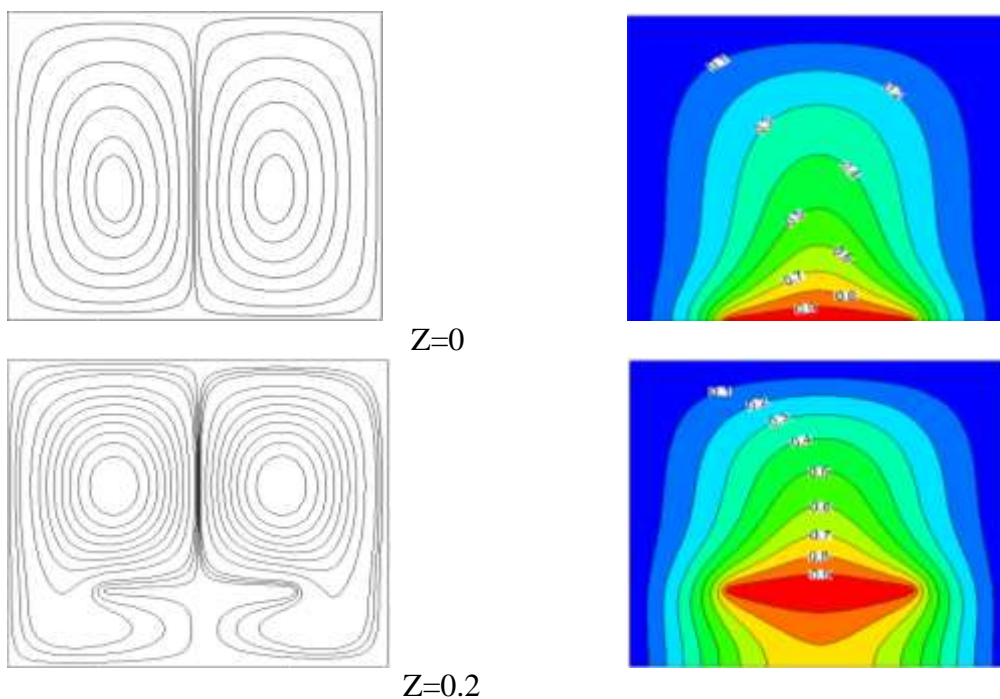
La **figures III.9** démontre Pour un nombre de Grashof de ($Gr = 10^4$) et ($z=0$) l'écoulement est toujours symétrique et similaire par rapport a la ligne médiane verticale, les lignes de courant et les isothermes sont symétriques autour de la source chaude. À mesure que Z augmente ($Z=0.25$) la symétrie des courants se déforme progressivement et devient intense dans la partie supérieure de la cavité distinguant ainsi la zone de recirculation, les isothermes s'étirent verticalement vers le haut de la cavité et montrent un début d'une symétrie horizontale aux alentours de la source chaude. A $Z = 0.5$, l'écoulement est systématiquement stable a l'axe horizontale de la source .et les isotherme forment des contours autour de la source chaude marquant un début de stabilité des températures froide et chaude. À ($Z=0.75$ et $Z=1$) l'asymétrie des courants s'accroît, avec une concentration des lignes de courant sur la partie inférieure de la source chaude ceci influence la distribution thermique des isotherme dans ($Z=1$) en marquant la zone froide qui domine dans la partie inférieure de la cavité.

Pour ($Gr = 10^6$) à ($Z=0$ et $Z=0.25$) dans la **figures III.10** l'écoulement s'intensifié au dessus de la source chaude dans ($Z=0.25$) les courants sont les mêmes que le cas précédent

dans ($Z=0$), les isothermes forment des courbes bien définies sur les extrémités froides le long de la ligne médiane verticale de la cavité. Ceci est due au positionnement de la source chaude. De ($Z=0.5$ à $Z=1$) l'écoulement se précipite à la partie supérieure centrale et sur les deux côtés supérieurs de la cavité, ceci est bien défini sur la zone de recirculation sur les lignes de courant. Les isothermes présentent une symétrie pareille d'une forme tourbillonnaire, caractérisée par une vorticité élevée de la forte rotation au alentour de la source chaude soulignant le transfert de chaleur par convection dans cette région.

D'après cette étude nous concluons que la position de la source chaude et le nombre de Grashof jouent des rôles essentiels. À faible Grashof on observe souvent que les isothermes sont régulières et des recirculations modérées. À mesure que Grashof augmente, la convection devient dominante, créant des isothermes irrégulières et des lignes de recirculation intenses. La position de la source chaude détermine les directions des courants convectifs et influence la distribution de la température, soulignant l'importance de ces paramètres dans le design et l'analyse des systèmes thermiques.

La **figure III.11** représente l'augmentation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Grashof et la longueur de la source chaude. Cette relation devient plus prononcée à des nombres de Grashof plus élevés, soulignant l'importance de la convection dans le transfert de chaleur. L'augmentation de Z améliore systématiquement l'efficacité de ce transfert, particulièrement à des valeurs élevées de Grashof.



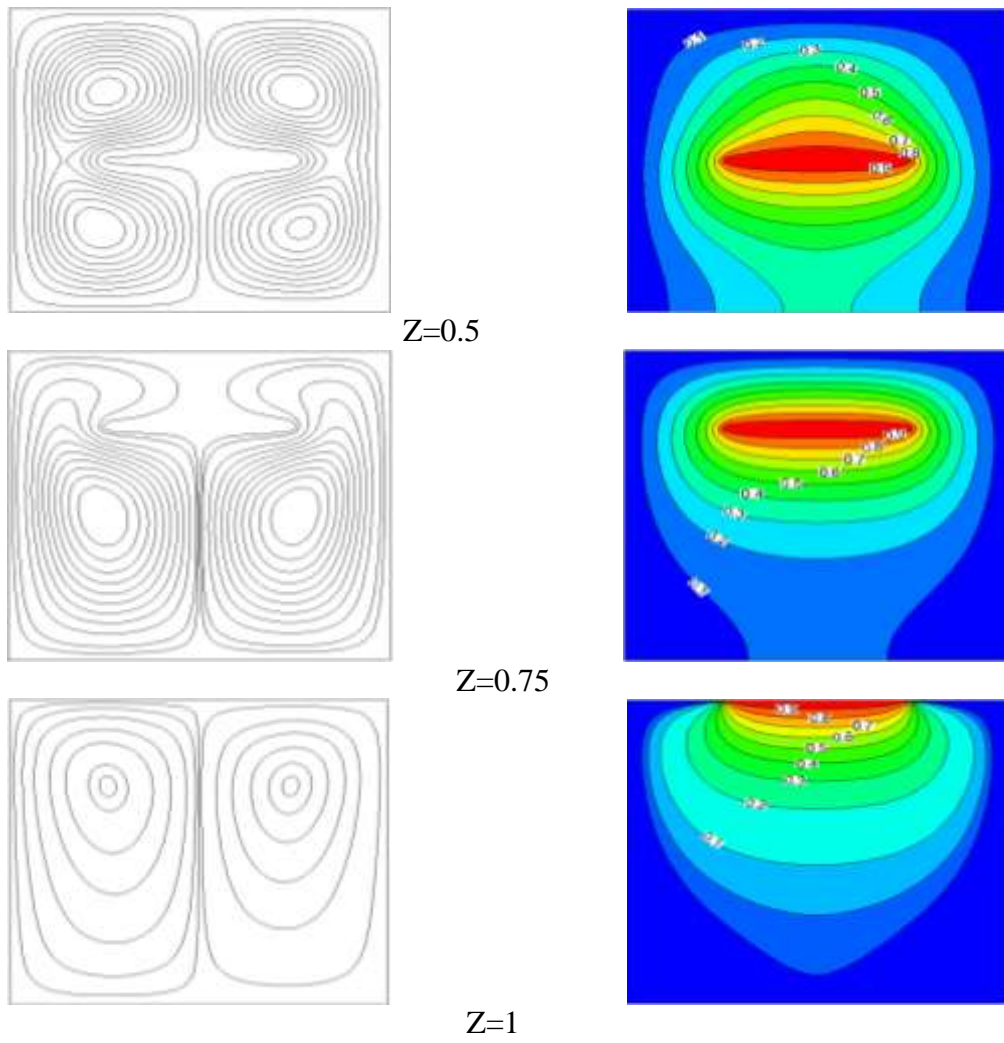
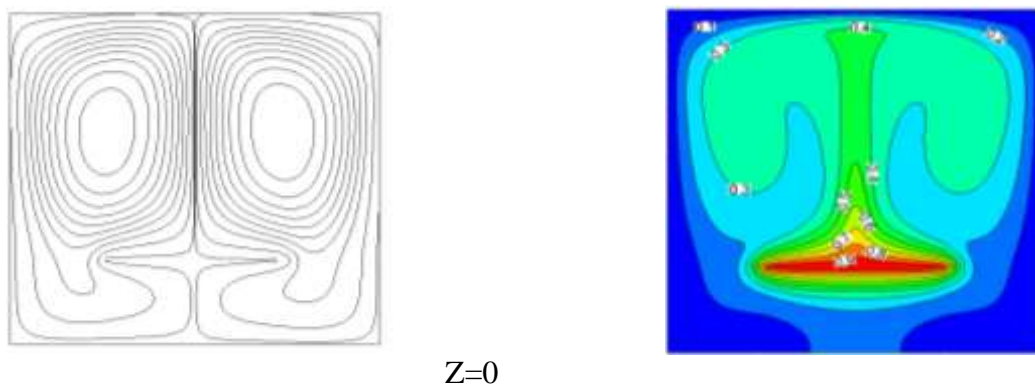


Figure III.9: lignes des courants et des isothermes pour $Gr=10^4$.



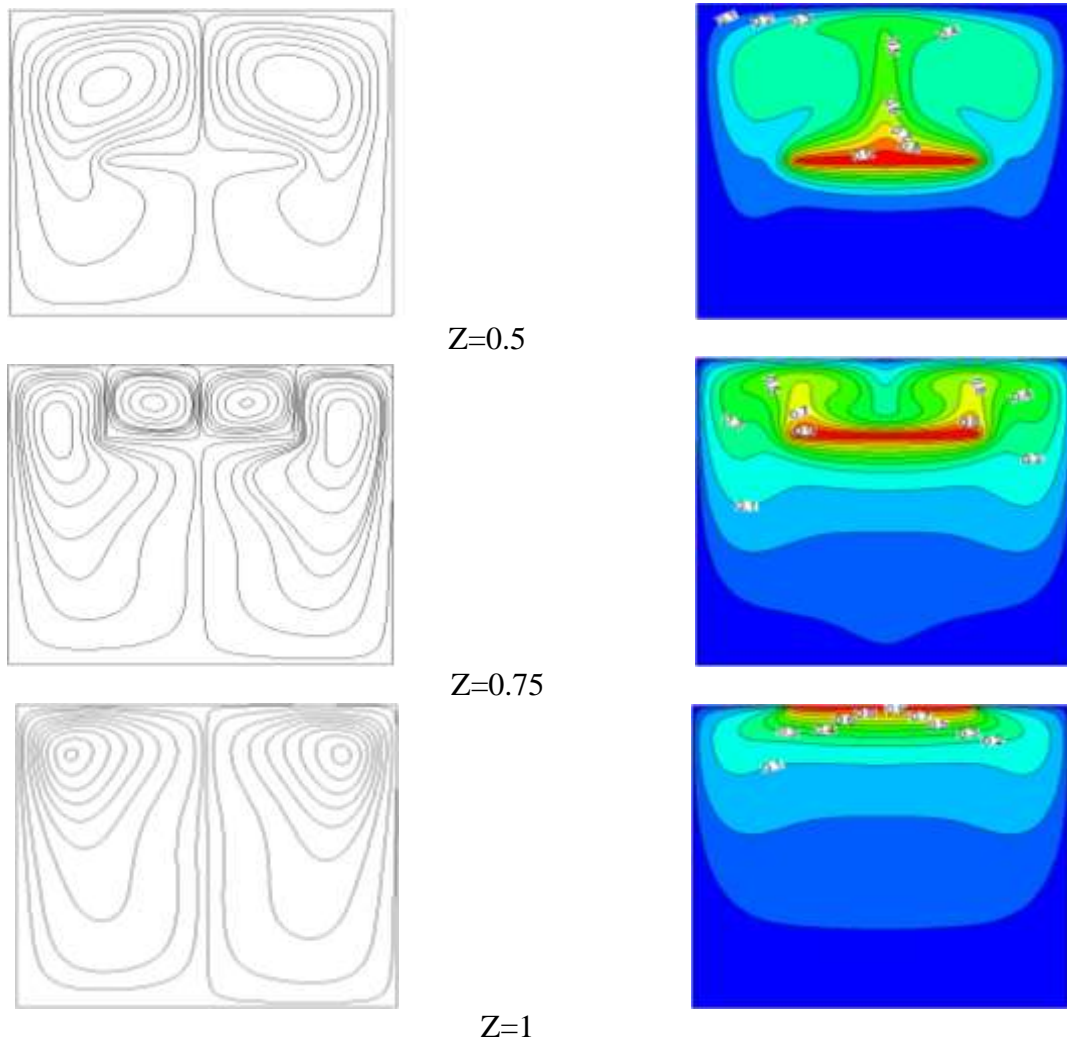


Figure III.10: lignes des courants et des isothermes pour $Gr=10^6$.

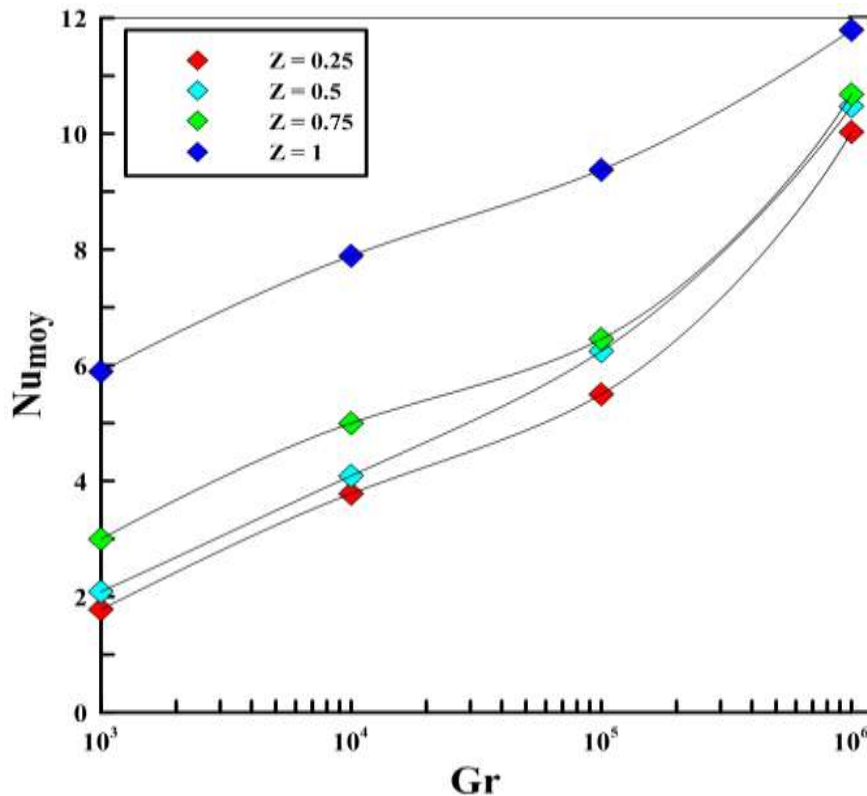


Figure III.11: Influence de nombre de Nusselt moyen en fonction de nombre de Grashof pour les différentes positions de la source chaude.

III. 5. Conclusion

Cette étude a porté sur la modélisation numérique de la convection mixte laminaire du refroidissement d'une source de chaleur d'une cavité doublement entraînée et remplie d'air. Différents paramètres tels que, le nombre de Grashof, la position et la longueur de la source chaude sur le comportement dynamique et thermique ont été étudié. Les résultats montrent que la variation du nombre de Grashof (Gr), ainsi que la longueur et la position de la source chaude, influencent fortement l'écoulement de la convection et les distributions d'isothermes. Une augmentation de Gr intensifie la convection naturelle, tandis que des sources plus longues et positionnées plus haut amplifient les effets thermiques. Ces résultats sont cruciaux pour optimiser les designs thermiques, permettant une meilleure gestion de la chaleur dans diverses applications industrielles comme les systèmes de chauffage, ventilation et climatisation (HVAC), refroidissement de composants électroniques comme serveurs et centres de données. En comprenant ces dynamiques, les ingénieurs peuvent améliorer l'efficacité énergétique et la performance des systèmes thermiques.

Conclusion générale

Conclusion générale

Le travail réalisé est destiné à explorer le processus de la convection mixte dans une cavité doublement entraînée chauffée par le bas remplie d'air, contenant une source de chaleur. Les simulations numériques ont permis d'analyser l'impact de divers paramètres tels que le nombre de Grashof (Gr), le nombre de Reynolds (Re), ainsi que la position et la longueur de la source de chaleur. Les résultats obtenus ont permis d'analyser l'influence des nombres adimensionnels, sur les structures thermiques et dynamiques de l'écoulement.

Dans le cadre de ce travail, on applique la méthode des volumes finis pour résoudre les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et de l'énergie qui régissent le transfert de chaleur dans une cavité doublement entraînée.

L'analyse des contours des lignes de courant et des isothermes, ainsi que des variations du nombre de Nusselt moyen, a permis de mieux comprendre le comportement du fluide à l'intérieur de la cavité. Il a été observé que l'augmentation de nombre de Grashof, et la fixation de nombre de Reynolds provoquent une augmentation de Nusselt moyen. Nous avons constaté que l'augmentation des nombres de Grashof et la fixation de nombre de Reynolds entraînent une déviation remarquable des isothermes à la paroi froide et une stabilité des isothermes à la paroi chaude. En ce qui concerne la longueur de la source chaude nous avons constaté que l'augmentation de la longueur de la source chaude intensifie le transfert de chaleur par convection. Pour des valeurs élevées de Grashof, les isothermes passent d'une répartition uniforme à des structures de panaches thermiques courbées. Le dernier cas consiste à étudier la position de la source chaude, nous avons constaté qu'elle influençait la formation de tourbillons et les zones de recirculation.

En résumé ces observations sont cruciales pour la conception et l'obtention des meilleures performances des systèmes thermiques et dynamiques de la convection mixte dans une cavité doublement entraînée chauffée par le bas, les perspectives mentionnées comme optimisation des systèmes HVAC, refroidissement des centres de données peuvent améliorer l'efficacité énergétique et les performances des systèmes de refroidissement ou de chauffage dans diverses applications industrielles. Les résultats de cette étude fournissent une base solide pour des recherches futures visant à approfondir notre compréhension, et des applications pratiques visant à optimiser le transfert de chaleur dans des cavités similaires.

Références bibliographique

Références bibliographiques

- [1] Khalil M. Khanafer, Abdalla M. Al- Amiri, Ioan Pop, Numerical simulation of unsteady mixed convection in a driven cavity using an externally excited sliding lid, *European Journal of Mechanics B/Fluids* 26 (2007) 669–687.
- [2] M. K. MOALLEMI and K. S. JANG, Prandtl number effects on laminar mixed convection heat transfer in a lid-driven cavity, *hf. J. Heat Mass Transfer*. Vol.35, No.8, pp.1881-1892,1992.
- [3] V. Sivakumar , S. Sivasankaran , P. Prakash , Jinho Lee , Effect of heating location and size on mixed convection in lid-driven cavities, journal homepage: www.elsevier.com/locate/camwa, *Computers and Mathematics with Applications* 59 (2010) 3053_3065.
- [4] M. ADNANI, B. MEZIANI and O. OURRAD, CONVECTION MIXTE DANS UNE CAVITE CARREE : ETUDE NUMERIQUE POUR DIFFERENTES VALEURS DE GRASHOF ET DE REYNOLDS, 13ème Congrès de Mécanique 11 - 14 Avril 2017 (Meknès, MAROC).
- [5] Abdelkader BOUTRA, Karim RAGUI, Nabila LABSI, Youb Khaled BENKAHLA, Rachid BENNACER, Convection mixte au sein d'une cavité carrée entraînée remplie d'un nanofluide et munie d'un bloc générateur de chaleur, Université des Sciences et de la Technologie Houari Boumediene, Faculté de Génie Mécanique et de Génie des Procédés, B.P. 32, El-Alia Bab Ezzouar 16111, Alger, Algérie.
- [6] M.A. Mansour , R.A. Mohamed , M.M. Abd-Elaziz , Sameh E. Ahmed, Numerical simulation of mixed convection flows in a square lid-driven cavity partially heated from below using nanofluid, journal homepage: www.elsevier.com/locate/ichmt, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 37 (2010) 1504–1512 .
- [7] GH. R. Kefayati, Double-diffusive mixed convection of pseudo plastic fluids in a two sided lid-driven cavity using FDLBM, 1876-1070/© 2014 Taiwan Institute of Chemical Engineers. Published by Elsevier B.V, *JTICE-935*; No. of Pages 18.

[8] M. Bhuvaneshwari , S. Sivasankaran & Y. J. Kim (2011) Numerical Study on Double Diffusive Mixed Convection with a Sort Effect in a Two-Sided Lid-Driven Cavity, Numerical Heat Transfer, Part A: Applications: An International Journal of Computation and Methodology:59:7,543560,DOI:10.1080/10407782.2011.561077.

[9] AliJ.Chamkha, Eiyad Abu-Nada, Mixed convection flowing single-and double lid driven square cavities filled with water–Al₂O₃ nanofluid: Effect of viscosity models, European Journal of Mechanics B/Fluids36 (2012)82–96.

[10] Alleborn N, Raszillier H, Durst F. Lid-driven cavity with heat and mass transport. International Journal of Heat and Mass Transfer 42 (1999) 8333853.

[11] S. Hussain S. AhmadK. Mehmood M. Sagheer , Effects of inclination angle on mixed convective nanofluid flow in a double lid-driven cavity with discrete heat sources ,international journal of heat and masse transfer, 0017-9310/© 2016.

[12] M. Alinia, D.D. Ganji , M. Gorji-Bandpy, Numerical study of mixed convection in an inclined two sided lid driven cavity filled with nanofluid using two-phase mixture model, international communication in heat and masse transfer 38 (2011) 1428-1435.

[13] S. Hussain ,K. Mehmood ,M. Sagheer,MHD mixed convection and entropy generation of water–alumina nanofluid flow in a double lid driven cavity with discrete heating, journal of magnetism and magnetic materials 419 [2016] 140-155, www.elsevier.com/locate/jmmm.

[14] Wenning Zhoua , Yuying Yanc , Xunliang Liua , Hongxia Chend , Baiqian Liua, Lattice Boltzmann simulation of mixed convection of nanofluid with different heat sources in a double lid-driven cavity, International Communications in Heat and Mass Transfer 97(2018)39–46.

[15] A.K. Nayak , A. Haque, A. Banerjee, Thermosolutal mixed convection of a shear thinning fluid due to partially active mixed zones within a lid-driven cavity, <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.09.057>.

[16] M.A. Waheed, Mixed convective heat transfer in rectangular enclosures driven by a continuously moving horizontal plate, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52 (2009) 5055–5063.

[17] M.A.R.Sharif Laminar mixed convection in shallow inclined driven cavities with hot moving lid on to paned cooled from bottom, Aerospace Engineering and Mechanics Department, The University of Alabama, Tuscaloosa, AL35487-0280, USA.

Annexe A

Annexe A : Propriété d'air à pression atmosphérique

TABLE A-22

Properties of air at 1 atm pressure

Temp. T, °C	Density ρ , kg/m ³	Specific Heat c_p , J/kg · K	Thermal Conductivity k, W/m · K	Thermal Diffusivity α , m ² /s	Dynamic Viscosity μ , kg/m · s	Kinematic Viscosity ν , m ² /s	Prandtl Number Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1000	0.2772	1184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1500	0.1990	1234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2000	0.1553	1264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Résumé

Le travail illustré dans ce mémoire, porte sur la convection mixte dans une cavité doublement entraînée chauffée par le bas, les parois verticales et la paroi supérieure sont froides, une partie de la paroi inférieure est soumise à une source chaude constante et le reste est isolé, le fluide utilisé est l'air.

Un programme de calcul basé sur la méthode des volumes finis, a été utilisé pour la discrétisation des équations gouvernante avec les conditions aux limites appropriées. Les résultats obtenus indiquent que l'accroissement du nombre de Grashof, ainsi que la variation de la longueur et de la position de la source chaude, influencent significativement la structure de l'écoulement par conséquent, la température au sein de la cavité.

Mots clés : Convection mixte, cavité doublement entraînée, méthode des volumes finis, source chaude, simulation numérique.

Abstract

The work illustrated in this thesis focuses on mixed convection in a doubly driven cavity heated from below. The vertical walls and the top wall are cold, a portion of the bottom wall is subjected to a constant hot source, and the rest is insulated. The fluid used is air. A computational program based on the finite volume method was used for the discretization of the governing equations with appropriate.

The results obtained indicate that an increase in the Grashof number, as well as variations in the length and position of the hot source, significantly influence the flow structure and, consequently, the temperature within the cavity.

Keywords: Mixed convection, doubly driven cavity, finite volume method, hot source, numerical simulation.

Résumé

Le travail illustré dans ce mémoire, porte sur la convection mixte dans une cavité doublement entraînée chauffée par le bas, les parois verticales et la paroi supérieure sont froides, une partie de la paroi inférieure est soumise à une source chaude constante et le reste est isolé, le fluide utilisé est l'air.

Un programme de calcul basé sur la méthode des volumes finis, a été utilisé pour la discrétisation des équations gouvernantes avec les conditions aux limites appropriées

Les résultats obtenus indiquent que l'accroissement du nombre de Grashof, ainsi que la variation de la longueur et de la position de la source chaude, influencent significativement la structure de l'écoulement par conséquent, la température au sein de la cavité.

Mots clés : Convection mixte, cavité doublement entraînée, méthode du volume finis, source chaude, simulation numérique.

Abstract

The work illustrated in this thesis focuses on mixed convection in a doubly driven cavity heated from below. The vertical walls and the top wall are cold, a portion of the bottom wall is subjected to a constant hot source, and the rest is insulated. The fluid used is air. A computational program based on the finite volume method was used for the discretization of the governing equations with appropriate.

The results obtained indicate that an increase in the Grashof number, as well as variations in the length and position of the hot source, significantly influence the flow structure and, consequently, the temperature within the cavity.

Keywords: Mixed convection, doubly driven cavity, finite volume method, hot source, numerical simulation.