الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE DR.YAHIA FARES DE MEDEA

FACULTE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE

DEPARTEMET DE GÉNIE DE LA MATIÈRE



Mémoire de Fin d'Études

Présenté pour l'obtention du Diplôme de Master en Génie Mécanique

Option: Energétique et système thermique.

THEME

ETUDE DE LA CONVECTION NATURELLE DANS UNE CAVITE

Proposé et dirigé par :

Dr. ALLICH MOUNIR

Mr. REBHI REDHA

Préparé et présenté par :

Mlle MEZHOUD NABILA

Mlle LAGHOUATI HADDA

Année Universitaire 2015 - 2016

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail :

A mes parents

Mon frère ABD EL MADJID

Mes sœurs et leurs enfants

Ma grande mère

Mon mari cher et famille

Oncle amer et sa famille

Toute ma famille

A mes amis(e)

Tous mes proches

Et tous ceux qui m'ont aidé et encouragé

Hadda laghoiati.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail :

A mes parents

Ma grande mère

Mon sœur FATIMA

Mes frères

Toute ma famille

A mes amis(e)

Tous mes proches

Et tous ceux qui m'ont aidé et encouragé

Mezhoud Nabila.

REMERCIEMENTS

Avant tout, je remercie DIEU le Tout Puissant de m'avoir donnée la force et le courage afin que je puisse accomplir ce travail.

Je remercie mes encadreurs Dr. ALLICHE Mounir et M^{r} : REBHI Redha pour m'avoir suivi avec patience et intérêt dans mon projet et pour la confiance qu'ils ont placée en moi tout au long de ce travail. Leurs conseils précieux et leurs encouragements m'ont été d'une aide très importante dans la réalisation de ce projet.

Je remercie spécialement M^{r} : Aniba yahia pour nous aider et nous en courages.

Je remercie sincèrement tout les enseignants de l'université DR.YAHIA FARES de MEDEA au département génie Mécanique.

Résumé

Le travail que nous présentons dans ce mémoire concerne l'étude de la convection naturelle en régime laminaire dans une cavité confinée contenant un milieu fluide. La présence d'un gradient de température dans les milieux confinés (fluide ou poreux) entraine l'apparition d'un écoulement de convection naturelle avec transport de chaleur. En effet, la différence de température crée des forces de volume thermique (différence de température) qui engendrent une distribution non uniforme de la densité du milieu. Ce phénomène génère sous l'effet de la gravité, des mouvements convectifs.L'étude concerne une configuration géométrique inclinée soumise à une température constante T sur les parois verticale, tandis que les parois horizontales sont adiabatiques et imperméables. Le problème est régi par un ensemble d'équations différentielles non linéaires et fortement couplées appelées équations gouvernantes, en l'occurrence l'équation de la conservation de la masse (équation de continuité), l'équation de mouvement et l'équation de l'énergie. Le système d'équations qui régit le phénomène de la convection naturelle est résolu numériquement grâce à un code commercial de calcul basé sur la méthode des volumes finis ANSYS CFX. Ce problème est gouverné par différents paramètres de contrôle, à savoir le nombre de Rayleigh thermique, R_T , le rapport de forme de la cavité, A et l'angle d'inclinaison de la cavité Φ. L'influence ces paramètres de contrôle du problème sur l'intensité de l'écoulement et sur le transfert de chaleur seront abordés pour une large gamme des paramètres de base.

Mots clés :convection naturelle, écoulement laminaire, volume finie, transfert de chaleur, milieu fluide.

.

ABSTRACT

The air of this work is the study of natural convection in laminar flow in a confined cavity containing a fluid medium. The presence of temperature gradient in the confined spaces (fluid or porous) causes the appearance of a natural convection flow with heat transport. Indeed, the temperature difference creates thermal volume force (temperature difference) that generates a non-uniform distribution of the medium density. This phenomenon generating under the effect of gravity, of the convective movements. The study concerns an inclined geometry under constant temperature T on the vertical walls, while the horizontal walls are adiabatic and impermeable . The problem is governed by a set of non linear differential equations and called strongly coupled governing equations, in this case the equation of mass conservation (continuity equation), momentum equation and the equation of 'energy. The system of equations governing the phenomenon of natural convection is solved numerically with a commercial calculation code based on the finite volume method ANSYS CFX. Governing parameters of the problem under study one the thermal Rayleigh number, the aspect ratio of the cavity and the inclination angle Φ of the cavity. The influence these problems control parameters on the intensity of the flow and heat transfer will be covered for a wide range of basic settings.

Key words: natural convection, laminar flow, finite volume, heat transfer, fluid medium.

ملخص:

في هذه المذكرة نقوم بدراسة الحمل الحراري الطبيعي في تجويف مشبع بمائع. يتسبب وجود فارق في درجة الحرارة في الأماكن المغلقة (السوائل أو المسامية) إلى ظهور ا لتدفق الحمل الحراري الطبيعي مع نقل الحرارة و الواقع أن الفرق في درجة الحرارة يخلق قوة حجم الحرارة التي تولد التوزيع الغير المنتظم للكثافة المتوسطة. تولد هذه الظاهرة تحت تأثير الجاذبية.وتتم هذه الدراسة في تجويف مائل خاضع إلى درجة حرارة ثابتة على الجدران الرئيسية في حين أن الجدران الأفقية ثابتة الحرارة.وتخضع هذه المشكلة إلى مجموعة من المعادلات التفاضلية غير خطية و هي معادلة الحفاظ على الكتلة ,معادلة الحركة و معادلة الطاقة. تم حل هذه المعادلات باستعمال برنامج حساب ANSYS CFX. *حيث نقوم بدراسة تأثيرا لعوامل الآتية وذلك لمعرفة شدة نقل التدفق الحراري في التجويف.*

كلمات البحث: الحمل الحراري الطبيعي، وتدفق ألصفحي، وحجم محدود، ونقل الحرارة، وسط مائع.

Sommaire

Chapitre I

I -INTRODUCTION……01

I.1 Généralités ……03

I-1-2 Définition de problème ……..……..04

I-1-3 Revue bibliographique ……...04

I-1-4-conclusion…….……...……... ……17

Chapitre II : MODÈLE PHYSIQUE ET FORMULATION MATHEMATIQUE

II- Introduction ……...……18

II-1 Position du problème …….……...……..….18

II-2-Définition la Convection dans une cavité ….....19

II-3Mécanismes du transfert de chaleur …….……21

II-3-1-Transfert de chaleur par conduction …….……...21

II-3-2-Transfert de chaleur par convection ……..……..……....…22

II-3-2-1 : Domaines d'application du transfert de chaleur par convection ……..…..…22

II-3-2-2-Type de transfert de chaleur de convection……..…….…...20

II-3-2-2-1- Convection naturelle (libre)……...……...23

II-3-2-2-2- convection forcée ……...……...23

II-3-2-2-3Convection mixte…….…….....……23

II-3-3 Transfert de chaleur par rayonnement ……....…24

II-4-Le type de cavité avec gradient de température …….…….……24

II-4-1Cavité avec gradient de température Vertical ……24

II-4-2 Cavité avec gradient de température horizontal ……....…….……24

II-4-3 Mécanisme fondamental de RAYLEIGH BENARD …….…..……..…25

II-5 Déplacement d'une goutte de fluide……...….... 27

II-5-1-Traînée visqueuse et diffusion de la chaleur ……27

II-6-Conductivité thermique équivalente ……..……29

II-7 Fluide Newtonien …… 29

II-8-Les nombres adimensionnels ……..……29

II-8-1Nombre de Grashof ……..29

II-8-2Nombre de Prandtl ……30

II-8-3Nombre de Rayleigh ……30
II-9 Le régime laminaire et turbulent……..……31
II-9-1 Le régime laminaire……..31
II-9-2Le régime turbulent……..…… 31
II-10- Approximation de Boussinesq ……..……32
II-11- Formulation mathématique ……..……33
II-11-1Fluides purs ……..……33
II-11-1-1 convection en Milieu fluide ……..……34
II-11-1-2 Hypothèses de calcul ……..……34
II-11-1-3Equations générales de transport ……..……..……34
II-11-1-3-1-Equation de continuité ……...34
II-11-1-3-2-Equation de conservations de quantité de mouvement ……...……34
II-11-1-3-3-Equation d'énergie…….……..…… 35
II-11-1-3-4 Equation d'énergie en fonction de l'énergie interne ……..……..35
II-11-2 -Equations adimensionnelles ……36
II-11-2-1Grandeurs physiques ……...36
II-11-2-1-1Grandeurs de référence ……36
II-11-2-1-2 Equation de conservation de masse ……36
II-11-2-1-3 Equation de conservation de quantité de mouvement ……..……36
II-11-2-1-4 Equation de conservation d'énergie …….……..……..37
II-12 Milieu poreux ……37
II-12-1-Notions concernant le milieu poreux ……39
II-12-2 CONVECTION EN MILIEU POREUX……40
II-12-3 Notion de volume élémentaire représentatif (V.E.R) ……40
II-12-4 Caractérisation géométrique des milieux poreux……..……41
II-12-4-1-Porosité ……41
II-12-4-2-Densité ……...……42
II-12-4-3-Perméabilité…….……43
II-12-4-5-Tortuosité…….…… 44
II-12-5-Modèles d'écoulement en milieux poreux ……44
II-12-5-1 La loi de DARCY ……..……45
II-12-5-2-Loi de Darcy Forchheimer ……..……47

II-12-5-3-Formulation de BRINKMA ……47
II-12-5-4-Modèle général ……..……..…….47

II-13-Equations générales dans un milieu poreux en régime laminaire ……48
II-13-1- L'équation de continuité …….…….……48

II-13-2-Equations de quantité de mouvement dans les milieux poreux ……..….……48
II-13-3-Equation d'énergie En milieu poreux ……..……...……...48
II-14 Conditions aux Limite. ……..…….… ……...……..49
II-14-1 condition hydrodynamiques…….49

II-14-2 condition thermiques……..…….49

II-14-3 Equations adimensionnelles ……...……..…….……..50

II-14-3-1Grandeurs physiques……..48
II-14-3-1-1 Equation de conservation de masse ……..……51
II-14-3-1-1-2 Equations de conservations de quantité de mouvement ……51
II-14-3-1-1-3 Equation de conservation d'énergie ……51
II-15 Modèle de Turbulence ……..……51
II-15-1 Modèle mathématique du problème étudié ……53
II-15-1-1 Equations dimensionnelles ……53
II-15-1-2 Equation de continuité ……..……..54

II-15-1-3 Equation de quantité de mouvement suivant la direction X …….54

II-15-1-4 Equation de quantité de mouvement suivant la direction Y ….……54

II-15-1-5 Equation de l'énergie ……..……....54

II-16 transfère de chaleur ……..……..55

II-17 Conclusion ……..55

CHAPITR III

III-1 Introduction ……...……..…56

III-1-1 Présentation d'ANSYS CFX ……..…56

III-1-2 Définition de CFX ……..……...……..…57

III-1-3 Procédure et étapes de la simulation numérique …...……...……..……..…57

III-1-4 propriété physique de L'air ……..……...……..…….……..…57

III-1-5 Description du problème …….……...…58

III-1-5-1 Cavité carrée……...……58

III-1-5-1-1 Dimension des cavités étude ……..…..…..…58

III-1-5-2 Cavité rectangle ……..……..59

III-1-5-3 Cavité incliné ……...……..…….……..……59

III-1-5-4 Cavité carrée (la paroi supérieure froide et paroi inferieure chaude)……..…60

III-1-5-5 Cavité carrée ou milieux poreuse ……...……60

III-1-6 Organigramme de calcul ……..……62

Chapitre IV RÉSULTATS ET DISCUSSION

IV-1 Introduction …….**.....**63

IV-1-1 Modèle physique et conditions aux limites……..…….**.....**……63

IV-1-2 méthode de résolution ……..…64

IV-1-3 Sensibilité du maillage ……..……..64

IV-1-4 Résultats……..……...……65

IV-1-5 Confrontation avec les données de littérature ……..…..…..……66

IV-1-6 Influence du nombre de $\boldsymbol{RaT}$ ……...……..……69

IV-1-7 Présentation les line de courent……...……70

IV-1-7-1 Lignes de courant et isothermes de Cavités carrés et rectangulaires …….……..70

IV-1-7-1-1 Lignes de courant dans les cavités carrées pour différents nombres de RaT ……**...**70

IV-1-7-1-2 Lignes de courant dans les cavités carrées pour différents rapporte de forme…….79

IV-1-7-1-3 Lignes de courant dans les cavités carrées inclines……..**.....**83

Partie II : Cas de milieu poreux ……...…88

Partie III : Cas de régime transitoire ……..89

Conclusion générale…….95

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 : Schéma représentant la configuration de la convection naturelle dans une cavité….....(4)

Figure 1.2 :comparaison entre les profils du nombre de $\overline{Nu}$ calculé et creux du nombre de Nusela mesuré$\overline{Nu}_m$……..(14)

Figure 2.1:Schéma représentant la configuration de la convection naturel dans une cavité……...**(**19)

Figure 2.3:Schéma du phénomène de transfert de chaleur par convection……..…(20)

Figure 2.4: Convection naturelle dans les cavités rectangulaires. ……(21)

Figure 2.5 : Répartition de la température dans une paroi d'épaisseur (dx). ……(22)

Figure 2.6 : Schéma représentant la particule et le mécanisme de base de la convection de Rayleigh – Bénard. …….....…(24)

Figure 2.7 : Schéma représentant la particule et le mécanisme de bas de la convection naturell dans une cavité. ……..…(25)

Figure 2.8 : schéma représentant les rouleaux de la convection de Rayleigh-Bénard. ……..…(26)

Figure 2.9:Schéma représentant le déplacement d'une goutte de fluide. ……(27)

Figure 2.10:Schéma représentant la force de traînée visqueuse. ……..…(28)

Figure 2.11: Schéma représentant la diffusion thermique. ……(29)

Figure 2.12: représentationdes régimes laminaire et turbulent. ……(32)

Figure 2.13.a : Milieux poreux consolidés. ……...…(38)

Figure :2.13.b : Milieux poreux non consolidés **.** ……(39)

Figure 2.15: Représentation d'un milieu poreux naturel. ……(40)

Figure 2-16 : Illustration de la taille intermédiaire I (du V.E.R) entre la taille du milieu poreux à l'échelle macroscopique L et à l'échelle des pores d ……..…(41)

Figure 2.17 : phase liquide, gazeux et solide dans le V.E.R. ……..…….(42)

Figure 2.18 : les deux types de porosité. ……...…(45)

Figure 2.19: Bloc poreux soumis à un écoulement. ……(50)

Figure 3.1 : Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites. ……..…(59)

Figure 3.2: Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites. ……..…(59)

Figure 3.3: Schéma de la cavité incliné considérée et conditions aux limites. ……..……(60)

Figure 3.4: Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites. ……..…(60)

Figure 3.5: Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites. ……(61)

Figure 4 .1 : présente la cavité et les conditions aux limites. ……..…(64)

Figure 4.2(a): Grille de maillage utilisée; 25x25, 50x50. ……..…(65)
Figure 4.2(b): Grille de maillage utilisée : 100×100,200x200. ……..…(65)
Figure 4.3: Confrontation des résultats numérique avec ceux de la réf. [5]: (a) profil de **u**, (b) profil de v, (c) profil de **T**y,(d)profil de Tx; **RaT** = $\mathbf{1.8910^5}$. ……..…(67)
Figure 4.4 (a): champs de courant (à gauche) et température (à droite). ……(70)
Figure 4.4(b): la vélocity U (à gauche) et vèlocity V (à droite). ……..…(70)
Figure 4.5 (a): champs de courant (à gauche) et température (à droite). ……(71)
Figure 4.5(b): la vélocity U (à gauche) et vèlocity V (à droite)**.** ……..…(71)
Figure 4.6 (a): champs de courant (à gauche) et température (à droite). ……..…(72)
Figure 4.6(b): la vélocity U (à gauche) et vèlocity V (à droite). ……..…(72)
Figure 4.7 (a): champs de courant (à gauche) et température (à droite). ……(73)
Figure 4.7(b): la vélocity U (à gauche) et vèlocity V (à droite). ……..…(73)
Figure 4. 8: Profils de température **T** pour différentes valeurs de **RaT**: (a) y=**0.5**, (b) **X**=**0.5**. ……(74)
Figure 4.9: Profils de la vitesse u∗ pour différentes valeurs de RaT: (a) Y=0.5. ……(75)
Figure 4.10: Profils de la vitesse v pour différentes valeurs de RaT: X=0.5. ……..…(75)
Figure 4.11: Evolution du nombre de Nu le long de la paroi chaude ; y/H. ……..…(77)
Figure 4.12: Evolution du nombre N$\bar{u}$ en fonction de RaT. ……(78)
Figure 4.13 (a): champs de courant (à gauche) et température (à droite). ……(79)
Figure 4.13(b): la vélocity U (à gauche) et vèlocity V (à droite). ……(79)
Figure 4.14 (a): champs de courant (supérieure) et température (inferieure). ……..……(80)
Figure 4.14(b):velocity V (supérieure) et la velocity U (inferieure). ……..…(80)
Figure 4.15 (a): champs de courant (supérieure) et température (inferieure). ……..…(81)
Figure 4.15(b):velocity V (supérieure) et la velocity U (inferieure). ……..…(81)
Figure 4.16: Evolution du nombre N$\bar{u}$ en fonction de A. ……..…(82)
Figure 4.17 (a): champs de courant (droit) et température (gauche). ……(83)
Figure 4.17(b):velocity U (droit) et la velocity V (gauche)…. ……(83)
Figure 4.18 (a): champs de courant (droit) et température (gauch). ……(84)
Figure 4.18(b): velocity U (droit) et la velocity V (gauch). ……(84)
Figure 4.19 (a): champs de courant (droit) et température (gauch). ……..…(85)
Figure 4.19(b):velocity U (droit) et la velocity V (gauch). ……..…(85)
Figure 4.20 (a): champs de courant (droit) et température (gauch). ……..…(86)
Figure 4.20(b):velocity U (droit) et la velocity V (gauch). ……(86)
Figure 4.21: Evolution du nombre N$\bar{u}$ en fonction de Θ. ……..…(87)

Figure 4.22 (a): champs de courant (droit) et température (gauche) pour milieux poraux……(88)
Figure 4.23 (b):velocity U(droit) et la velocity V (gauch).pour milieux poraux……..…(88)
Figure 4.24 (b): velocity U en t=0.004 (régime transitoire). ……(89)
Figure 4.25 (a): champs de courant (droit) et température (gauche).……(90)
Figure 4.26 (b):velocity U en t=0.4……(91)
Figure 4.27 (a): champs de courant (droit) et température (gauche).……...…(92)
Figure 4.28 (b):velocity U en t=0.8……..…(93)
Figure 4.28 (a): champs de courant (droit) et température (gauche).……..……(93)
Figure 4.29 (b):velocity U en t=1.2……(94)
Figure 4.29 (a): champs de courant (droit) et température (gauche).……..……(94)
Figure 4.30 : Evolution du nombre Nū en fonction de temps…..(30)

Liste des tableaux :

Tableau II.1: Valeurs moyennes de la porosité de quelques matériaux.

Tableau II.2: valeur moyenne de perméabilité de quelques matériaux, Reynolds.

Tableau II.3.Coefficients empiriques du modèle k-ε .

Tableau III.1 : Représenté propriétés physique de l'air.

Tableau III.2 : Représenté Nombre de Rayleigh .

Tableau IV.1: Comparaison des résultats avec ceux des références [9-6-16-18-koufi] pour différentes valeurs de **RaT** (PT=Présent travail).

Tableaux IV.1:Les erreur de Comparaison des résultats avec ceux des références [9-6-16-18-koufi] pour différentes valeurs de **RaT**.

Tableau IV.2: Comparaison des constantes a et b de la corrélation $\mathbf{Numoy}=\mathbf{aRa_T^b}$ ($\mathbf{10^3}\leq\mathbf{RaT}\leq\mathbf{10^6}$).

Tableaux IV.3 : les erreurs de Comparaison des constantes a et b de la corrélation $\mathbf{Numoy}=\mathbf{aRa_T^b}$ ($\mathbf{10^3}\leq\mathbf{RaT}\leq\mathbf{10^6}$).

Tableaux IV.4: représenter Nusselt moyen on fonction de rapport.

Tableaux IV.5 : représenter Nusselt moyen on fonction de Ɵ.

NOMENCLATURE

h coefficient de transfert de chaleur par convection .

H hauteur de la cavité.

L larguer du système.

T∞ Température de fluide loi de la surface de solide.

Tc Température de la paroi chaude .

T_f Température de la paroi froide .

K perméabilité.

$\vec{V}$ est une quantité moyennée à travers un volume élémentaire.

A=L/H le rapport d'aspect de la cavité.

T température .

n nombre de composants .

e quantité spécifique .

P pression .

A Rapport de forme .

H Hauteur de cavité.

Nu nombre de Nusselt .

Pr nombre de Prandtl.

Ra nombre de Rayleigh .

X, Y coordonnées adimensionnelles.

Symboles Grecs

ΔT différence de température .

Φ Flux de chaleur transmis par convection.

μ viscosité dynamique.

φ Température Adimensionnelle.

ρ La masse volumique du fluide considéré.

ε La porosité des milieux poreux.

$(Cp)_{eff}$ La capacité calorifique effective .

$\rho\,(Cp)_f$ La capacité calorifique du fluide .

λ_{eff} La conductivité thermique effective.

β Le coefficient de dilatation thermique.

ρ_0 La masse volumique.

ψ fonction de courent.

Les indices

C	chaude
F	froide
t	total
m	moyen

INTRODUCTION

La convection désigne l'ensemble des mouvements internes (verticaux ou horizontaux) qui animent un fluide et qui impliquent le transport des propriétés des particules de ce fluide au cours de son déplacement. Ce transfert implique l'échange de chaleur entre une surface et un fluide mobile à son contact, ou le déplacement de chaleur au sein d'un fluide par le mouvement d'ensemble de ses molécules d'un point à un autre.

Dans son sens général, la convection constitue, avec la conduction thermique et le transfert radiatif, l'un des trois modes d'échange de chaleur entre deux systèmes donnés (physiques, chimiques ou biologiques); et diffère de ces derniers par la méthode de transfert. Elle s'oppose également à la diffusion de la matière qui homogénéise les propriétés du fluide lors du mouvement.

Le phénomène de transfert de chaleur par la convection naturelle, dans des espaces confinés et semi-confinés, est généralement dû à la présence des gradients de température et de concentration provoquant une distribution non uniforme de la densité du fluide, ce qui produit un mouvement convectif sous l'effet de la gravité.

L'étude de la convection naturelle et des caractéristiques des écoulements, générés par la poussée d'Archimède dans des cavités, est un problème dont l'intérêt est important sur le plan fondamental qu'au niveau des applications pratiques. Parmi ces applications, nous pouvons citer : le stockage des fluides, l'écoulement d'air dans les pièces d'habitation et dans les capteurs solaires, le refroidissement des circuits électroniques et des réacteurs nucléaires. En plus, la convection naturelle constitue un problème test pour de nombreuses techniques numériques telles que les différences finies, volumes finis, éléments finis et autres méthodes spectrales.

De nombreux travaux concernent l'étude des phénomènes thermiques dans les cavités fermées.

En effet, pour plusieurs applications, on cherche à améliorer les transferts thermiques dans ces cavités d'air alors que pour d'autres, on cherche à augmenter le degré d'isolation. Pour les écoulements de convection libre dans les cavités fermées, les paramètres les plus importants sont la géométrie de l'espace, les propriétés thermophysiques du fluide et les conditions aux limites thermiques.

La convection naturelle en cavité a été l'objet de nombreux travaux tant théoriques qu'expérimentaux. Pour les thermiciens, la convection naturelle n'est qu'un mode de transfert de chaleur parmi d'autres, bien que sa prise en compte dans des situations styptiques où tous les modes interviennent, demeure problématique.

Pour nous rapprocher de la réalité et pour changer notre façon de voir les écoulements de convection naturelle, déduite uniquement des résultats obtenus en géométrie bidimensionnelle, nous proposons d'étudier numériquement l'écoulement de l'air dans une cavité bidimensionnelle et différentiellement chauffée.

Le but de notre travail, consiste à :

• Etudier le modèle bidimensionnelle afin de mettre en évidence numériquement les structures d'écoulement et taux de transfert de chaleur qui se développent au sein d'un fluide contenu dans une cavité dans plusieurs cas différents.

• Examiner l'influence des conditions aux limites sur ces structures d'écoulement.

• Examiner l'influence la manière de la cavité sur ces structures d'écoulement.

Ce mémoire est articulé de la façon suivante :

- Le premier chapitre est consacré à une synthèse bibliographique sur la convection naturelle dans les cavités pour les modèles bidimensionnels
- Le second chapitre est consacré à la formulation mathématique des équations de conservation qui régissent les écoulements.
- Le troisième chapitre comprend la description de la méthodologie numérique à la base de la résolution des équations du mouvement et de l'énergie.
- Dans le chapitre quatre, nous exposons la validation des résultats numériques.
- Nous terminerons ce mémoire par une conclusion générale, sur les résultats obtenus au cours de cette étude et par l'énoncé des perspectives à venir.

Chapitre I

I.1 Généralités :

L'étude de la convection naturelle a suscité et suscite encore aujourd'hui l'intérêt de nombreux chercheurs scientifiques et de son omniprésence dans les procédés industriels. Les recherches menées jusqu'à ce jour, dans ce domaine, s'étendent sur un peu plus d'un siècle. Un nombre considérable de travaux a été entrepris, suite à la découverte de ce phénomène par les expériences de Bénard, l'analyse théorique de Rayleigh, jusqu'à présent.

De nombreux travaux concernent l'étude des phénomènes thermiques dans les cavités; le but ultime de telles études est de pouvoir maitriser les transfère de chaleur.

En effet, pour plusieurs applications, on cherche à améliorer les transferts thermiques dans ces cavités alors que pour d'autres, on cherche à augmenter le degré d'isolation. Pour des écoulements de convection libres dans les cavités fermées, les paramètres les plus importants sont la géométrie de l'espace, les propriétés thermophysiques du fluide et les conditions aux limites thermiques.

La convection naturelle dans une cavité diffèrentiellement chauffée avec un gradient de température vertical ou horizontal consiste en l'écoulement de fluide dans une cavité où deux parois opposées sont maintenues à deux températures constantes et différentes, les autres parois pouvant être adiabatiques ou conductrices Figure 1.1
L'écoulement est alors monocellulaire, le fluide ascendant le long de la paroi chaude et descendant suivant la paroi froide.

Dans ce travail nous allons étudier la convection naturelle dans un milieu confiné (fluide ou poreux). La configuration géométrique bidimensionnelle contenant un milieu fluide ou poreux, les deux parois de la cavité sont soumises à une température constante, tandis que les autres parois sont adiabatiques et imperméables.

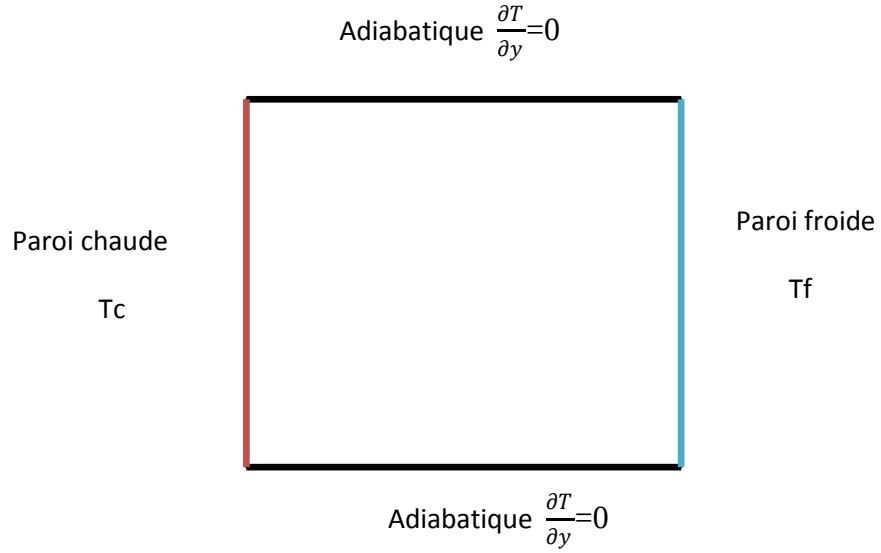


Figure1.1 : Schéma représentant la configuration de la convection naturel dans une cavité.

I-1-2 **Définition du problème** :

Dans ce chapitre, la présente investigation a pour but l'étude de la convection naturelle dans une cavité confinée, soumise à des flux de chaleur constants imposés sur les parois vertical, tandis que les parois horizontal sont supposées adiabatiques et imperméables. Ce travail a pour objectif d'étudier l'écoulement convectif et le transfert de chaleur dans les deux cas : milieu fluide et milieu poreux.

I-1-3 Revue bibliographique :

La convection naturelle dans des enceintes fermées de différentes formes occupe une grande partie de la littérature des transferts de chaleur. Cavité carrée, rectangulaire, la géométrie cylindrique, elliptique et sphérique ont été étudiées dans de nombreuses recherches. [54]

D'autre part, les études traitant les problèmes de convection naturelle à l'intérieur des géométries plus complexes ont été plutôt limitées. [54]

Les premiers travaux portant sur la convection naturelle ont été entrepris, dans les années 60 du siècle dernier, par G. De Vahl Davis et al [1]. Ces auteurs ont utilisé la méthode des

différences finies pour résoudre le problème de convection naturelle dans une cavité carrée différentiellement chauffée. Ces études ont eu le mérite de lancer une compétition internationale sur le sujet. Elles ont montré que la distribution de température à mi-hauteur de la cavité est presque linéaire et le gradient thermique vertical tend vers zéro pour les valeurs du nombre de Rayleigh inférieures à 10^4.

De Vahl Davis [2] étudia ensuite le mouvement bidimensionnel d'un fluide dans une cavité fermée différentiellement chauffée en régime laminaire et stationnaire. Les valeurs maximales du nombre de Rayleigh est de 2.10^5pour une cavité carrée et de $1.25\ 10^6$pour une cavité dont le rapport de forme est égal 5. Les équations régissant l'écoulement ont été résolues numériquement par la méthode des différences finies. Les résultats sont compatibles avec quelques résultats théoriques et expérimentaux antérieurs et en constituent une extension. Il a été observé que des nombres de Prandtl élevés exercent une influence stabilisatrice sur la solution numérique et un effet faible sur les résultats finaux dans la gamme $10^{-1}\leq Pr\leq 10^3$.

THORPE et al [3] ont mené des études théoriques et expérimentales sur le problème d'une couche fluide inclinée soumise à des gradients de température et de concentration le cas spécial ou les forces de volume sont égales et opposée été considère .les résultats numérique et expérimentaux indiquent l'existence d'un seuil de l'enclenchement et la conservation .la structure de l'écoulement résultats caractérisée par un empilement périodique de cellule de convection contrarotatives .les mènes observations ont été rapporté.

Stewart et Weinberg [4] furent parmi les premiers à étudier la convection naturelle au sein d'une cavité rectangulaire bidimensionnelle avec des parois horizontales isolées, et des parois verticales isothermes, pour des nombres de Prandtl qui varient de 0.0127(étain liquide) à 10.0(eau) avec un nombre de Grashof qui varie de $2x10^3$ à $2x10^7$en (2D). Ils ont comparé le comportement de l'écoulement dans plusieurs types de fluides, et ont démontré que le comportement de l'écoulement dans les métaux liquides est différent de celui des fluides usuels.

Stewart & Weinberg [5] ont étudié expérimentalement la distribution de température et le transfert de la chaleur dans une cavité rectangulaire remplie d'étain liquide.

G. De Vahl Davis[6] proposé une solution standard dite Benchmark pour le cas de la cavité carrée différentiellement chauffée en régime laminaire. La formulation du problème utilisée par Davis est la formulation fonction de courante verticité. Les équations modifiées par l'interaction d'un terme transitoire sont discrétisées par la

méthode des différences finies. Le système d'équation algébrique résultant de l'opération de discrétisation, est résolu par 'algorithme ADI (Altrnating Direction Implicite).

Une revue exhaustive des publications disponibles sur ce sujet a été faite par .Platten et le gros et bejan [7] pour les fluides et par Nield et Bejean et Ingham et Pop pour les milieux poreux. Markatos et Pericleous [8] ont étudié numériquement le phénomène de la convection naturelle, dans une cavité carrée remplie d'air et différentiellement chauffée pour des valeurs du nombre de Rayleigh comprises dans l'intervalle $10^3 \leq Ra \leq 10^6 Nu=0,143Ru^{0,229}$.

Inaba [9] a étudié expérimentalement le mouvement de convection naturelle et le transfert thermique dans une couche d'air rectangulaire et inclinée, pour des Ra = 1.2×10^3à 2×10^6 et différents angles d'inclinaison et rapports de forme. Il a proposé des formules adimensionnelles donnant le flux thermique transféré à travers la couche d'air.

Markatos et Pericleous [10] ont été parmi les premiers à introduire la turbulence au sein d'une cavité carrée avec des parois latérales chauffée différemment. Le nombre de Rayleigh considéré est compris entre 10^3et 10^6. Le modèle de turbulence utilisé (pour les nombres de Rayleigh supérieurs à 10^6) est un modèle à deux équations de transport k−ε standard, où k est l'énergie cinétique turbulente et ε est son taux de dissipation. Les auteurs ont utilisé l'algorithme SIMPLE Patanakar [11] pour le couplage pression-vitesse. Ils ont constaté que les calculs convergent rapidement. Ils ont trouvé que, pour $RAT\leq10^6$, les résultats s'accordent bien avec ceux présentés par De Vahl Davis [12]. Les résultats présentés pour le cas du nombre de Rayleigh élevé n'ont pas pu être comparés vu qu'ils étaient parmi les premiers à s'intéresser à la turbulence dans ce cas d'étude. En outre, ils ont proposé des corrélations entre les nombres de Nusselt et de Rayleigh.

Viskanta et al. [13] ont développé un modèle numérique à trois dimensions pour la convection naturelle dans un métal liquide (Pr = 0.02) dans une cavité et ils ont comparé leurs résultats avec des résultats expérimentaux.

Une étude expérimentale et numérique du transfert de la chaleur dans des cavités verticales en 2D, remplies de métaux liquides.

Knobloch et Moore [14] ont utilisé la théorie de la stabilité pour étudier la convection naturelle induite dans couche fluide horizontal dont les parois inférieure et supérieure sont rigides .Deux types condition aux limites ont été envisagé :

1-de la température constante sur la paroi inférieure et supérieure

2- un flux de chaleur imposé sur la paroi inférieur et une température constante sur la paroi supérieur. Les seuils et les longueurs d'onde des écoulements convectifs. Oscillants et stationnaires ont été déterminé en fonction du coefficient de séparation connu sous le nom d'effet Sort.

Lauriat et Prasad [15] ont étudié l'importance des effets visqueux et d'inertie sur la convection naturelle dans le cas d'une cavité chauffée par les côtés. Le modèle de Darcy-Brinkman-Forchheimer a été utilisé. La méthode des déférences finies a été utilisée pour résoudre les équations gouvernantes. Les résultats montrent qu'il existe un régime asymptotique pour lequel la solution est indépendante de la perméabilité *K* de la matrice poreuse et des nombres de Darcy, *Da*, et de Forchheimer, Fs. Les solutions numériques montrent aussi que le flux de chaleur peut être supérieur à celui calculé dans le cas d'un fluide lorsque la perméabilité *K* est suffisamment élevée, et lorsque la conductivité thermique du solide K_m est supérieure à celle du fluide.

Hamady et al. [15] ont étudié numériquement et expérimentalement l'effet de l'inclinaison sur l'écoulement permanent de convection naturelle dans une cavité carrée fermée remplie d'air avec présence de gradient de température. Ils ont mesuré et prédit numériquement les nombres de Nusselt locaux et moyens pour des nombres de Rayleigh compris entre 10^4et 10^6, et ce pour différents angles d'inclinaison allant de 0(chauffage par le bas) jusqu'à 180°(chauffage par le haut). Ils ont présenté de nouveaux résultats sur les distributions du flux thermique local en fonction du nombre de Rayleigh. Le transfert thermique sur les frontières chaude et froide montre une forte dépendance vis-à-vis du nombre de Rayleigh.

Les études menées par Henkes et al. [16] ont permis d'apporter entre autres quelques éclaircissements sur le phénomène de la convection naturelle en régimes laminaire et turbulent dans une cavité carrée différentiellement chauffée. Les nombres de Rayleigh atteints sont respectivement 10^3 pour l'air et 10^5 pour l'eau. Pour la modélisation de la turbulence, les auteurs ont utilisé trois modèles, le modèle k-ε standard avec la loi de paroi logarithmique et les deux modèles bas nombre de Reynolds de Chien et Jones et de La Under. Ils ont montré que la position de la transition le long de la Couche limite sur les parois verticales dépend du modèle de turbulence utilisé et que la stratification thermique se déstabilise considérablement dans la partie centrale de la cavité lorsque l'écoulement devient turbulent. Les auteurs ont constaté aussi que l'utilisation du modèle k-ε standard conduit à une surestimation de l'énergie cinétique

turbulente et que les modèles bas nombre de Reynolds sont raisonnablement proches de l'expérience. Moore et al [17] ont étude la convection dans une enceinte rectangulaire chauffée par le base les parois inférieure et supérieure étaient maintenues à des températures et des concentrations différentes. Des écoulements oscillants ayant une structure non Centro-symétrique on été observés et différents type bifurcations ont été identifiés.

G.J.Hoogendoorn [18] on étudié l'effet de l'angle d'inclinaison de la cavité.les résultat obtenus sous diverses condition paramétriques ont permis d'acquérir un nombre importante de corrélations permettant .ainsi d'évaluer taux de transfert de chaleur.

Barakos et al. [19] ont analysé numériquement la thermoconvection naturelle dans une cavité carrée fermée différentiellement chauffée par l'approche des volumes finis (VF), en régime laminaire et turbulent. Le modèle k−ε standard a été adopté avec et sans fonctions pariétales d'amortissement. Les valeurs du nombre de Rayleigh varient entre 10^3 et 10^{10}. Les résultats obtenus montrent un bon accord avec ceux obtenus numériquement par De Vahl Davis [20] pour le cas laminaire, par Markatos et Pericleous [21], et par Fusegi et al. [22] pour le cas turbulent. Des corrélations entre les nombres de Nusselt moyen et de Rayleigh sont présentées et sont également en accord avec celles trouvées par Markatos et Pericleous [23].La comparaison des résultats de la simulation avec les données expérimentales de Fusegi et al. [22] est également très favorable. Cependant, on note que certaines divergences pour le cas des valeurs du nombre de Rayleigh élevées sont observées. La confrontation des résultats avec les données expérimentales a montré que le modèle k−ε standard avec la fonction logarithmique surestime le transfert de chaleur pariétal.

Peng et Davidson [24] furent les premiers à utiliser les deux modèles bas nombre de Reynolds k-ω dans l'étude de la convection turbulente dans une cavité fermée différentiellement chauffée. Dans l'étude proposée, deux applications ont été traitées et cela pour un écoulement caractérisé par un nombre de Rayleigh égale à 5×10^{10}.

Plus Kalla [25] a étudié la convection naturelle dans une cavité poreuse horizontale soumise à des flux de chaleur imposés sur les quatre parois de la cavité. La loi de Darcy-Brinkman est utilisée pour modéliser le milieu poreux. Ce modèle permet de prédire le cas d'un fluide pur ($\infty\rightarrow$Da) ainsi que celui de milieu de Darcy(Da$\rightarrow$0).La formulation mathématique a été abordé selon deux méthodes : l'une analytique, basée

sur la théorie des écoulements parallèles en cavité allongée, l'autre numérique à l'aide de la méthode de différences finis. Dans ce travail on cherche à déterminer l'influence d'un flux latéral superposé au flux vertical, et discuté aussi l'influence des paramètres de contrôle du problème sur l'évolution de la structure de l'écoulement et sur les transferts de chaleur dans le système étudié. Ces paramètres sont : le rapport entre le flux de chaleur latéral et le flux de chaleur vertical, le rapport de forme (A), le nombre de Darcy (Da), le nombre de Rayleigh(RaT).

Weisman et al [26] ont traité le cas d'une convection naturelle en cavité poreuse rectangulaire de hauteur H et de largeur L. Contenant un fluide newtonien, visqueux, incompressible de masse volumique ρ, et différentiellement chauffée et refroidie à flux thermique homogène. L'objet de cette étude est de montrer que lorsque la cavité est différentiellement chauffée et refroidie avec une même densité de flux uniforme et constant, l'écoulement est quasiment monodimensionnel sur une grande partie de la hauteur de la cavité et qu'il existe une solution exacte d'écoulement parallèle dans une fente d'extension vertical infinie approchant la solution en cavité finie.

Tian et Karayiannis [29] ont réalisé une étude expérimentale de la convection naturelle faiblement turbulente dans une cavité carrée remplie d'air. Les parois chaude et froide ont été maintenues à des températures différentes (108°C et 50°C), et le nombre de Rayleigh est égal à 1.5810^{9}. Les températures et les vitesses de l'air ont été mesurées à différents endroits, au niveau des parois de la cavité. Ils ont observé la présence de deux types de tourbillons dans la cavité: le premier est un grand tourbillon situé au voisinage des parois où la température et la vitesse varient rapidement et le deuxième est constitué de petites recirculations situées entre les couches limites (au niveau des parois) et le centre de la cavité (région loin des couches limites). Les mêmes auteurs ont ensuite présenté des résultats sur la turbulence Tian Y. S., Karayiannis T. G., Low[29]. Ces résultats englobent les contraintes de Reynolds et les fluctuations de vitesses et de température. Ils ont montré que ces fluctuations ont lieu près des parois solides et elles sont produites séparément.

Weisman et al. [30] ont présenté une étude portant sur les écoulements d'air dans une cavité rectangulaire différentiellement chauffée à grand écart de températures. Les équations asymptotiques de l'approximation faible nombre de

Mach sont obtenues par filtrage des ondes sonores. Ils ont constaté que, dans le cas où les propriétés physiques du fluide sont constantes, la transition se produit suivant un schéma classique de passage d'une bifurcation de Hop (le nombre Rayleigh critique est estimé entre 3.210^5et 3.410^5pour un maillage ($128*256$)). Ainsi, ils ont montré que lorsque la viscosité dépend de la température selon la loi de Sutherland, et que le nombre de Prandtl est constant, la transition est différente. L'état stationnaire est identifié pour des nombres de Rayleigh inférieurs à 2.10^5pour un maillage de $64*128$. Lorsque le nombre de Rayleigh est supérieur à 2.10^5, ils ont observé une alternance périodique de bouffées instationnaires et d'états quasi-stationnaires au niveau de la couche limite montante. Ils ont conclu qu'un phénomène d'hystérésis est présent, ce qui traduit probablement une transition sous-critique. Ils ont aussi trouvé, qu'au voisinage de la perte de stabilité, sur la branche à grande amplitude, une solution intermittente caractérisée par des bouffées périodiques séparées par des états quasi stationnaires.

Le transfert de chaleur naturelle stationnaire conjugué dans une cavité carrée poreuse est étudié numériquement par A.C.Baytas, A.Liaqat, T.Grosan et I.Pop[32]. La cavité se compose de deux parois conductrices d'épaisseur finie et deux parois verticales de températures uniformes différentes. L'étude est concentrée sur l'effet du rapport de conductivité thermique sur l'écoulement de fluide et le transfert de chaleur et le nombre de Nusselt moyen, sur la paroi chaude et froide verticales de la cavité. Il a été montré que la température de l'interface dans la partie supérieure de la paroi solide diminue avec l'augmentation de la conductivité de la paroi. En outre, les valeurs dunombre de Nusselt moyen diminuent avec l'augmentation des valeurs de la conductivité thermique.

Al-Bahi et al. [33] ont étudié numériquement la convection naturelle laminaire dans une cavité carrée remplie d'air, différentiellement chauffée par un flux de chaleur sur une paroi. Les équations, en régime in stationnaire, ont été résolues en utilisant la méthode des différences finies. Les résultats numériques indiquent que le nombre de Nusselt local diminue le long de la paroi chaude pour un nombre de Rayleigh donné.

Prodip Kumar Das et Shohel Mahmud [34] ont étudié numériquement la poussée induite de l'écoulement et le transfert de chaleur dans une enceinte ayant deux parois horizontales ondulées et deux parois verticales planes en utilisant la

méthode des volumes finis. Les parois verticales sont maintenues isothermes, tandis que les parois

Horizontales sont considérées adiabatiques. Le nombre de Prandtl Pr = 1.0. Ils ont constaté que le rapport amplitude-longueur d'onde affecte à la fois le taux du transfert de chaleur local, le champ d'écoulement ainsi que le champ thermique. Le rapport amplitude-longueur d'onde n'a pas d'influence significative, en moyenne, sur le taux de transfert de chaleur.

M. ZakirHossain et A.K. M. Sadrul Islam [35]ont étudié l'écoulement des fluides et le transfert de chaleur dans des canaux ondulés (sinusoïdaux et triangulaires) dans des conditions d'écoulement transitoires et des conditions aux limites périodiques en utilisant la méthode des volumes finis. Ils ont observé que l'écoulement devient instable avec une oscillation auto entretenue au-delà d'un certain nombre de Reynolds critique ce qui augmente le taux de transfert de chaleur. A bas nombres de Grashof, le taux de transfert de chaleur augmente uniquement lorsque le rapport amplitude longueur d'onde change de zéro à d'autres valeurs, puis il a un effet presque négligeable en moyenne sur celui-ci.

H. Wang .M.S .Hamed [36] ont étudié numériquement les modes de transition de l'écoulement de la convection naturelle dans une cavité rectangulaire bidimensionnelle, inclinée, différentiellement chauffée pour un nombre de Rayleigh limité entre10^3et10^4, un rapport de forme horizontal Ay=4,un nombre de Prandtl égal à 0.70 et où l'angle d'inclinaison est compris entre 0°et 90°. Ils ont étudié l'effet de différentes configurations de gradient de température sur les modes de transition. Ils sont aussi analysé l'influence de la discontinuité de température sur le nombre de Nusselt . La simulation numérique de l'écoulement est basée sur la méthode des volumesfinis .Les résultats obtenus montrent que les modes de transition de l'écoulement par convection thermique et l'efficacité du transfert de chaleur dans la cavité dépendent des conditions thermiques des parois actives.

Le transfert naturel de chaleur stationnaire est conjugué convection-conduction dans une enceinte poreuse à deux dimensions avec une épaisseur de paroi finie est étudié numériquement par Nawaf H. Saeid [37]. Le transfert de chaleur est considérée horizontal, où les parois verticales sont isothermes à différentes températures et les parois horizontales sont adiabatiques .Le modèle de Darcy est utilisé dans la formulation mathématique pour la couche poreuse et la méthode des volumes finis est utilisée pour résoudre les équations adimensionnelles gouvernantes. Les paramètres

considérés sont le nombre de Rayleigh, le rapport de conductivité thermique et l'épaisseur de la paroi. Les résultats sont présentés pour montrer l'effet de ces paramètres sur le transfert de chaleur et les caractéristiques d'écoulement du fluide. Les résultats, y compris les lignes de courant, les isothermes et le nombre de Nusselt local et moyenne pour différentes valeurs des paramètres régissant. On constate, dans la plupart des cas, que faisant augmenter le nombre de Rayleigh et le rapport de la conductivité thermique ou la diminution de l'épaisseur de la paroi peut augmenter le nombre de Nusselt moyen. Dans des cas spéciaux à faible nombre de Rayleigh et la conductivité de parois est élevées, les valeurs de nombre du Nusselt pour le milieu poreux augmentent avec l'augmentation de l'épaisseur de paroi.

A.Bairi et al [38] ont fait une autre étude numérique et expérimentale de la convection naturelle dans une cavité différentiellement chauffée inclinée pour Deuxrapports de forme A=0.75 et 1.5. Ils ont analysé le taux de transfert de chaleur obtenus pourunelarge gamme des paramètres suivants :

-La valeur du nombre de Rayleigh comprise entre 10 et 10^8.

-L'angle d'inclinaison varie entre 0°et 360°.

Ils sont ensuite comparé les résultats numériques obtenus avec des résultats expérimentaux et ont proposé une corrélation qui présente une déviation maximale de plus ou moins 6 % entre les résultats expérimentaux et numériques.

Ben Cheikh et al. [39] ont présenté une étude numérique d'un écoulement bidimensionnel de convection naturelle dans une cavité remplie d'air, de rapport de forme égal à 9. Le modèle numérique est basé sur la résolution des équations de Navier-Stokes/Boussinesq par la méthode des volumes finis. Une approche multi-grille est utilisée pour accélérer la convergence. Ils ont proposé une corrélation entre le nombre de Nusselt et le nombre de Rayleigh dans la gamme $10^4 \leq RaT \leq 10^6$. Le nombre de Rayleigh critique, au-delà duquel l'écoulement devient instationnaire est déterminé ($RaT=2.10^5$).

Huei Chen et Chen [40] ont modélisé la convection naturelle laminaire dans une géométrie carrée dont la paroi horizontale supérieure est adiabatique et la paroi verticale droite est isotherme. Les parois horizontales inférieures et verticales gauche présentent des sources de chaleur discrètes. Deux cas d'étude sont effectués: le premier cas présente une source de chaleur au niveau de la paroi gauche et deux sources placées sur la paroi inférieure. Le second cas présente deux sources de chaleur sur la paroi gauche et une source le long de la partie gauche de la paroi inférieure. Les

résultats de calcul sont exprimés enter mes de lignes de courant et d'isothermes pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh ($10^2 \leq RaT \leq 10^7$). Ils ont observé que le nombre de Nusselt moyen augmente avec le nombre de Rayleigh dans les deux cas. En outre, l'effet de transfert de chaleur dû au chauffage sur la paroi gauche est différent de celui sur la paroi inférieure. Ils ont constaté qu'en augmentant la longueur du segment de la source de chaleur, le taux de transfert de chaleur augmente progressivement pour les deux cas.

Corvaro et Paroncini [41] ont analysé expérimentalement et numériquement l'influence de la position de la source de chaleur sur le transfert de chaleur par convection naturelle dans une cavité carrée. Ils ont observé que la configuration de la source de chaleur, qui est située au centre, indique une évolution symétrique de ce phénomène et donc une répartition symétrique du nombre de Nusselt local.

A. Bairi [42] a étudié expérimentalement la convection maintenues à des températures constantes (isothermes);les autres parois de la cavité sont adiabatiques.les mesures expérimentales et la simulation numérique sont effectuées pour les différentes Configurations géométriques et thermique suivantes:

-la valeur de nombre de Rayleigh est limitée entre 10 et10^{10}.

-l'angle d'inclinaison varie entre 0°et 360°.

Mené un calcul numérique bidimensionnel basé sur la méthode des volumes finis, et il a examiné l'influence du nombre de Rayleigh et de l'angle d'inclinaison sur la structure de l'écoulement et le taux de transfert de chaleur par convection. Les résultats obtenus indiquent un bon accord entre les résultats numériques et les mesures expérimentales comme le schématise la figure (I-1).D'autre part, des corrélations du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh pour différents angles d'inclinaison ont été proposée

$Nu = 0.15Ra^{0.29}$ $\varphi = 0°, 30°$, $Nu = 0.14Ra^{0.30}$ $\varphi = 60°, 90°$

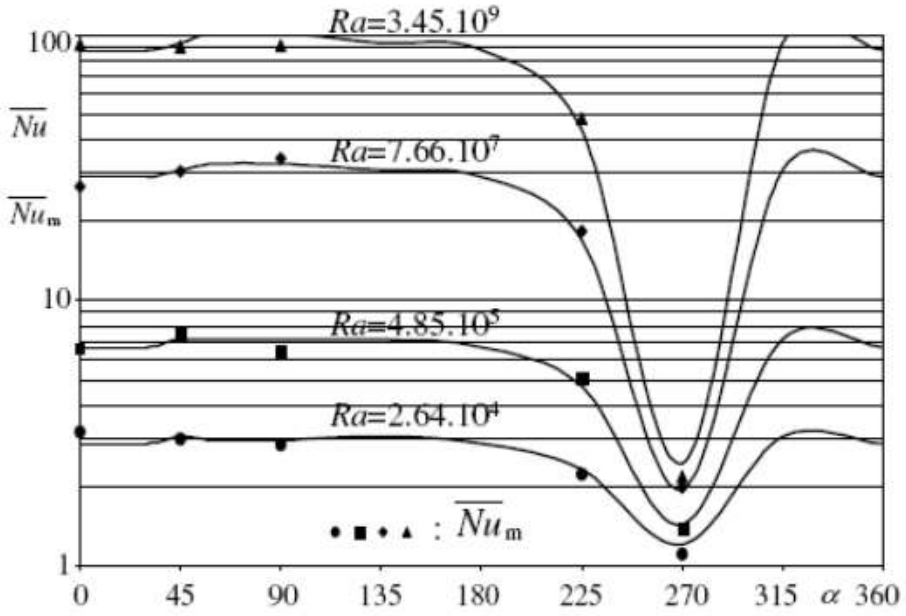


Figure 1-2 :comparaison entre le profils du nombre de $\overline{Nu}$ calculé et creux du nombre de Nusela mesuré $\overline{Nu}_m$.[4]

Bilgenet Balkaya [43] ont analysé le transfert thermique par convection naturelle dans une cavité carrée avec des ouvertures de ventilation et des sources de chaleur. L'étude a été effectuée en résolvant numériquement les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie avec l'approximation de Boussinesq. D'abord, ils ont obtenu les positions optimales des sources en maximisant la conductivité globale pour différents nombres de Rayleigh. Une, deux et trois sources de chaleurs à des positions optimales ont été considérées. Les résultats ont indiqué que la distribution des sources n'est pas équidistante mais concentrée près du fond de la cavité. Le nombre de Nusselt et le débit volumétrique augmentent en fonction du nombre de Rayleigh, de la taille de la source et du nombre de sources.

La convection naturelle dans une enceinte dont les parois latérales sont partiellement chauffées et les parois horizontales sont adiabatiques, avec une génération de chaleur interne a été étudiée numériquement par Kandaswamy et al. [44]. Il a été observé que le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Grashof en raison d'une augmentation de la force de flottabilité, et diminue avec l'augmentation de la production de chaleur. En outre, le transfert de chaleur est maximal quand les emplacements des parties chauffées/refroidies sont au milieu des parois latérales.

Krishna et al. [45] ont considéré le phénomène de la convection thermique dans une cavité rectangulaire poreuse anisotrope, dont les parois verticales sont maintenues à une température constante tandis que les parois horizontales sont supposées adiabatiques et imperméables. Cependant, sur la paroi horizontale inférieure, il existe une partie soumise à un flux de chaleur constant. La solution du problème a été obtenue numériquement en utilisant l'extension du model de Darcy.

Brahim Ben Beya et TaibLi le [46] ont examiné par voie numérique l'écoulement laminaire de la convection naturelle dans une cavité cubique inclinée, différentiellement chauffée. Les équations de mouvement et de l'énergie en trois dimensions sont résolues par la méthode de sous relaxation (RBPSOR), basée sur une discrétisation spatiale avec un schéma de volumes finis. Ils ont analysé le taux de transfert de chaleur obtenu pour une large gamme des paramètres suivants:

-La valeur du nombre de Rayleigh varie entre 10^3 et$1.3x10^5$

Le nombre de Prandtl limité entre 0.71 et 0.75

-L'angle d'inclinaison entre 0° et 90°

Les résultats obtenus par ces auteurs d'une part, que la structure de l'écoulement du fluide est parfaitement symétrique pour des valeurs du nombre de Rayleigh inférieures ou égales à 10^4. D'autre part, lorsque la valeur du nombre de Rayleigh dépasse cette valeur critique, la symétrie est brisée progressivement. Ils ont observé aussi un comportement périodique de l'écoulement pour la valeur du nombre de Rayleigh 8.5. 104, ainsi que les caractéristiques de l'écoulement dépendent de l'angle d'inclinaison. Pour Pr≥0.7ils ont conclu qu'il y a un effet significatif sur le taux de transfert de chaleur.

Hudheyer Mushatet.S. [46] a étudié numériquement le transfert de chaleur et l'écoulement du fluide à l'intérieur d'une cavité carrée inclinée ayant deux parois verticales ondulées différentiellement chauffées et deux parois horizontales planes isolées. Il a étudié L'effet de l'angle d'inclinaison, l'amplitude et le nombre d'ondulations pour Rayleigh Ra= 10^5. Les résultats obtenus montrent que le taux du transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre d'ondulations, de l'angle d'inclinaison et du nombre de Rayleigh, par contre l'augmentation de l'amplitude de la cavité diminue le nombre de Nusselt local et donc le taux du transfert de chaleur.

Soleimani et al. [47] ont étudié numériquement la convection naturelle dans une enceinte carrée fermée, pour déterminer la localisation optimale de deux sources

de chaleur (source- puits).[22] Les résultats numériques révèlent que les configurations optimales sont en fonction du nombre de Rayleigh et les dimensions des sources et des puits ; l'augmentation du nombre de Rayleigh entraine une diminution de la source de chaleur, mais une augmentation du dissipateur de chaleur.

La convection de Darcy-Bénard dans une enceinte poreuse carrée est étudiée numériquement par A. Alhashash,H. SalehetI. Hashim [48]. Une paroi basse d'épaisseur finie est chauffée localement, la paroi supérieure est maintenue à une température inférieure à la température de la paroi basse, et les parois latérales sont refroidies. La méthode des différences finies a été utilisée pour résoudre les équations adimensionnelles gouvernantes. Les paramètres considérés sont la longueur de la source de chaleur, l'épaisseur de la paroi, le rapport de conductivité thermique et le nombre de Biot. On constate que le taux de transfert de chaleur pourrait augmenter avec l'augmentation de la longueur de source de chaleur, le rapport de conductivité thermique, et l'intensité de refroidissement. Il existe une épaisseur de paroi critique pour une conductivité élevée de la paroi au-dessous de laquelle l'épaisseur de paroi croissante augmente le taux de transfert de chaleur et au-dessus de laquelle l'épaisseur de paroi croissante diminue le taux de transfert de chaleur.

Hasan et al. [49] ont fait une étude numérique sur la convection naturelle dans une enceinte carrée différentiellement chauffée, avec des parois latérales ondulées pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh. Les résultats montrent que
L'augmentation de l'amplitude d'ondulation et de la fréquence d'ondulation réduit le taux de transfert de chaleur, indiqué par la réduction du nombre de Nusselt moyen.

Chang [50] a réalisé une étude numérique sur les écoulements d'air bidimensionnels de convection naturelle en régime laminaire dans des cavités rectangulaires inclinées, différentiellement chauffées dont les parois latérales sont isolées. Il a fait varier l'angle d'inclinaison entre 0°à 180°et le nombre de Rayleigh entre 10^3et 10^6. Les auteurs ont trouvé que l'angle d'inclinaison où se produit le maximum du transfert thermique est supérieur à 50°pour les rapports de forme 1et2, et se rapproche de 90°quand le nombre de Rayleigh augmente. Pour les rapports de forme 4 et 8, le maximum du transfert thermique se produit à 0°pour tous les nombres de Rayleigh. En outre, l'angle d'inclinaison où le minimum de transfert thermique se produit, augmente avec le rapport de forme. Pour les nombres de Rayleigh élevés, le minimum se produit pour de faibles inclinaisons en raison de la transition précoce de trois cellules de structure à une. Les corrélations obtenues entre les nombres de

Nusselt et de Rayleigh au niveau des parois horizontale et verticale, pour les faibles rapports de forme, s'écartent les résultats de la littérature.

Monteil-Gonzalez et al.[51] ont réalisé une étude numérique et expérimentale du transfert de chaleur par convection et rayonnement dans une cavité cubique ouverte. Les parois horizontales sont adiabatiques, la paroi verticale de gauche est fixée à une température constante T_H et l'air au voisinage de l'ouverture est à une température $T\infty=300K(T\infty<T_H)$. Deux cas d'études ont été effectués, dans le premier cas, les propriétés thermodynamiques du fluide sont variables, alors qu'elles sont constantes, dans le deuxième cas, tout en considérant l'approximation de Boussinesq. Les calculs sont effectués pour des nombre de Rayleigh allant de 10^4à 10^6. La différence de température entre la paroi et le fluide chaud varie entre 10et 400K. Les résultats numériques obtenus en termes de températures ont été confrontés à ceux de l'expérience. Ils ont trouvé que les écarts moyens sont de 3%environ pour le premier cas et de 5.4%pour le second. Ces écarts se situent près de la paroi isotherme en raison de la présence de zones de recirculation, et au niveau de l'ouverture en raison des conditions aux limites appliquées. Les auteurs ont conclu également que d'une part le transfert de chaleur par rayonnement entre la paroi isotherme et l'ouverture augmente lorsque la différence température dépasse 200 K et que, d'autre part,le transfert de chaleur par convection diminue.

I-1-4 conclusion :

L'étude bibliographique que nous avons présenté montre que l'ensemble des travaux tante que numériques qu'expérimentaux, réalisés sur la convection naturelle dans une cavité différentiellement chauffée.

La convection naturelle a été largement étudiée par plusieurs chercheurs, sachant que le problème de convection bidimensionnel dans un conduit de structure poreuse saturée de fluide dépend de nombreux facteurs. En particulier, la porosité et la perméabilité du milieu poreux, le nombre adimensionnel de Darcy (Da) Rayleigh et Prandtl. Ces paramètres ont une influence sur la structure de l'écoulement et le transfert thermique.

II-**Introduction :**

Le transfert de chaleur par convection naturelle est un mode d'échange d'énergie calorifique qui entraîne le déplacement d'un fluide (liquide ou un gaz). Plusieurs efforts de recherche considérables ont été consacrés pour comprendre les transferts thermiques dans plusieurs applications industrielles, tel que les échangeurs thermiques, dans les systèmes géothermiques, le problème d'isolation thermique de bâtiments, le refroidissement des composantes électroniques l'infiltration de l'eau de la terre, la disposition souterraine de déchets nucléaires, la pollution de la terre –eau.

La convection naturel dans une cavité diffèrentiellement chauffée deux parois (vertical ou horizontal) avec un gradient de température consiste en l'écoulement de fluide dans une cavité, deux parois opposées sont maintenues à deux températures constantes et différentes, les autres parois pouvant être adiabatiques ou conductrices l'écoulement est alors monocellulaire, le fluide ascendant le long de la paroi chaude et descendant suivant la paroi froide.

D'autre part, la convection naturelle dans une cavité différentiaient chauffée avec un gradient de température vertical dite convection de Rayleigh-Bénard, traite de la stabilité et du mouvement d'un fluide, confiné entre deux plaques horizontales maintenues à des températures uniformes et distinctes et soumis au champ de gravitation. Dans cette étude, le mouvement des particules fluides ainsi que la répartition de la température sont régis par les équations différentielles de quantité de mouvement et de conservation d'énergie.

Ce chapitre est consacré à la présentation des équations qui régissent la convection naturelle dans une cavité. Il s'agit principalement des équations régissant le mouvement du fluide, le transfert de chaleur ainsi que les hypothèses pour lesquelles ces équations sont valables.

II-1**Position du problème :**

Le problème consiste à étudier l'écoulement de l'air dans une cavité confiné, différentiellement chauffée par rapport à l'horizontal ou vertical.

Les équations du système sont résolues avec les conditions suivantes :

∗Les parois par rapport à l'horizontale ou vertical, suivant la direction X ouY, sont maintenues isothermes .La Paroi de droit est à une température froide T_f et celle de paroi gauche à une température chaude Tc, avec $Tc>T_f$.

∗Les autres parois sont adiabatiques imperméables

Toute simulation repose sur une modélisation du problème. Cette dernière implique certaines hypothèses simplificatrices. Les hypothèses utilisées souvent dans l'étude de la convection naturelle sont énumérées comme suit :

- absence de source de chaleur.
- l'écoulement est stationnaire et bidimensionnel
- propriétés thermophysiques du fluide sont constantes et sont évaluées à la température de référence (ρ, μ, Cp)
- Le fluide est newtonien et incompressible
- Les forces visqueuses et pression est négligeable
- le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable
- la puissance volumique dissipée est négligeable

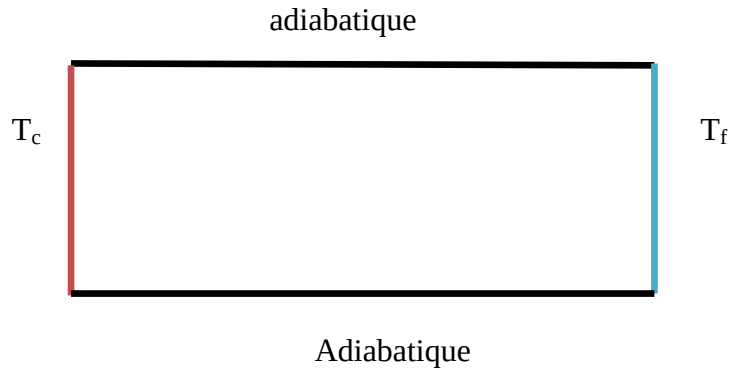


Figure 2.1 : Schéma représentant la configuration de la convection naturel dans une cavité rectangulaire.

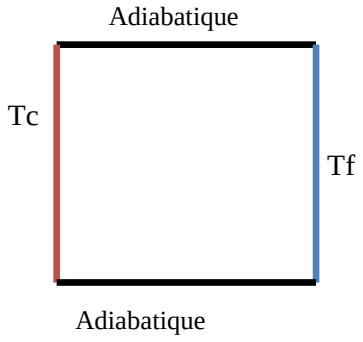


Figure 2.2 : Schéma représentant la configuration de la convection naturel dans une cavité carrée.

II-2-**Définition la Convection dans une cavité :**

La convection est le mécanisme le plus important de transfert de chaleur entre une surface solide et un liquide ou un gaz.

Le transfert par convection d'une surface dont la température est supérieure à celle du fluide qui l'entoure (Figure II.3) s'effectue en plusieurs étapes. D'abord la chaleur s'écoule par conduction de la surface aux molécules adjacentes du fluide. La chaleur ainsi transmise sert à faire augmenter la température et l'énergie interne de ces molécules.

Ensuite les molécules vont se mélanger avec d'autres molécules situées dans une région à une température inférieure et transférer une partie de leur énergie. Dans ce cas l'écoulement transporte le fluide et l'énergie. L'énergie est, à présent, emmagasinée dans les molécules du fluide et elle est transportée sous l'effet de leur mouvement.

La transmission de chaleur par convection est désignée, selon le mode d'écoulement du fluide, par convection libre ou convection forcée et convection mixte.

L'étude de la convection naturelle des fluides dans les cavités a fait l'objet d'un très grand nombre de travaux tant théoriques qu'expérimentaux L'intérêt de son étude réside dans son implication dans de nombreux phénomènes naturels et industriels, tels que le refroidissement des circuits électroniques et des réacteurs nucléaires.

La cavité rectangulaire (Figure 2.3) continue à être la géométrie qui présente le plus d'intérêt. Dans ce type de cavité (Figure 2.4), généralement deux parois sont maintenues à des températures différentes (T2<T1), tandis que les autres sont isolées. L'angle d'inclinaison (τ)entre les surfaces chauffée être froidie et l'horizontale peut varier de 0° ;30° ;45° ;90°.[58]



Figure 2.2-Schéma du phénomène de transfert de chaleur par convection.[56]

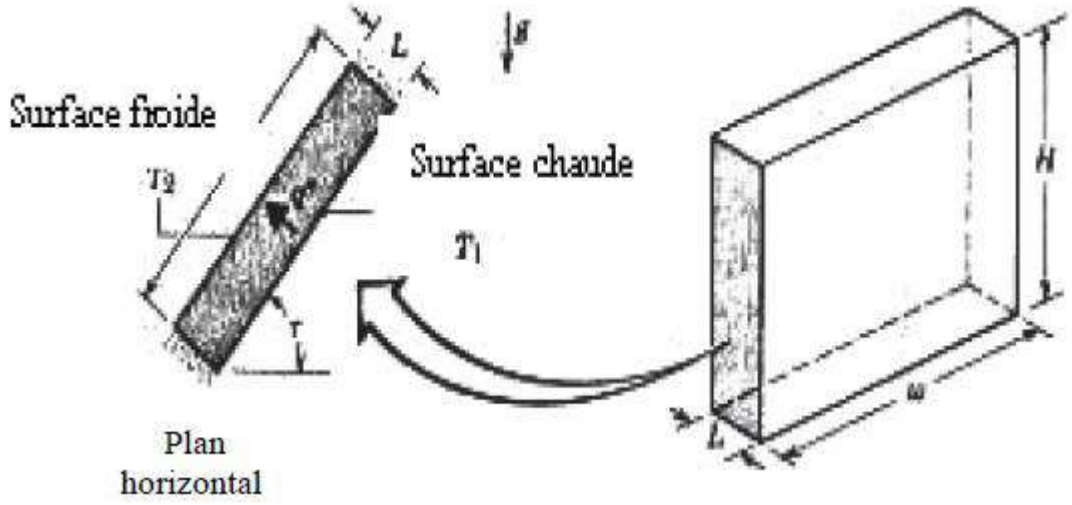


Figure 2.3:Convection naturelle dans les cavités rectangulaires.[58]

II-3Mécanismes du transfert de chaleur :

Le transfert de chaleur dans les deux milieux s'effectue essentiellement selon trois modes :

II-3-1-Transfert de chaleur par conduction :

La conduction est le transfert de chaleur d'une partie d'un corps à une autre partie du même corps sans déplacement appréciable des particules de ce corps.

Loi de Fourier :

Considérons une paroi d'épaisseur dx d'aire A, figure I.1.Une différence de température dt=T(x+dx)-T(x) entre les deux faces de la paroi entrainera un courant de chaleur (ou puissance thermique, quantité de chaleur transporté par unité de temps $\frac{dQ}{dt}$ exprimée en $\frac{J}{s} = W$ de la face la plus chaud vers la face mois chaud. Cette puissance thermique est donnée par la première loi de Fourier :

$$\varphi = \frac{dQ}{dt} = -\lambda A \frac{dt = T(x+dx) - T(x)}{dx} = -\lambda A \frac{dT}{dx} \text{.....(II.1)}$$

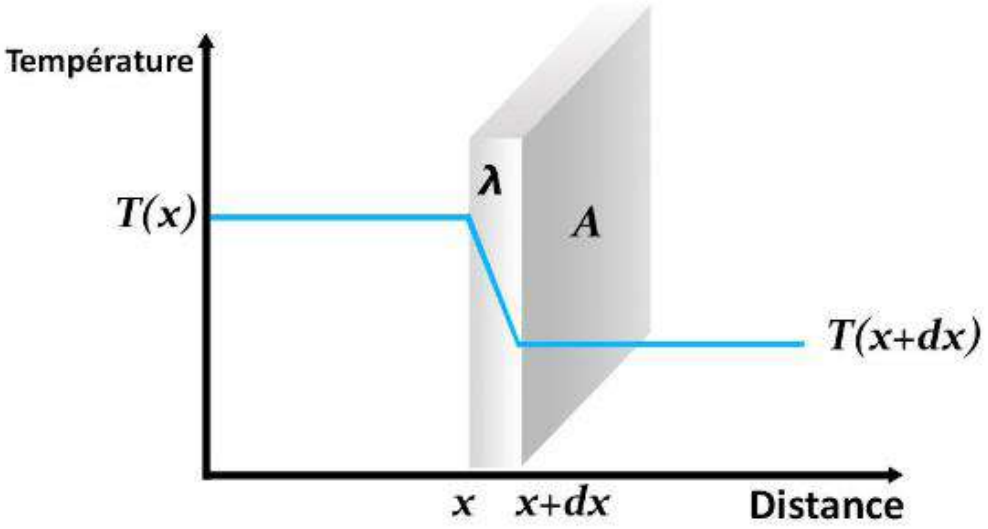


Figure 2.5 : Répartition de la température dans une paroi d'épaisseur (dx).[57]

Le signe (-) caractérise le fiat que l'écoulement de chaleur s'effectue dans le sens des températures décroissantes, du chaud vers le froid.

Le facteur λ est une propriété intrinsèque de la matière décrivant son aptitude à conduire la chaleur, et elle est appelée conductivité thermique et s'exprime en($Wm^{-1}K^{-1}$).

II-3-2-Transfert de chaleur par convection :

La convection des fluides qui permette le transfert de l'énergie thermique qu'ils contiennent. La transmission de chaleur par la convection est désignée, selon le régime d'écoulement du fluide, par convection libre, convection forcée ou par convection mixte
Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton [57]

$$\varphi = hA(T_w - T\infty) \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (II.2)$$

φ=Flux de chaleur transmis par convection W
h : coefficient de transfert de chaleur par convection W m^{-2} k^{-1}
A : Aire de la surface de contact solide /fluide m^2
T_w : Température de surface de solide K
T∞ : Température de fluide loi de la surface de solide K

II-3-2-1- Domaines d'application du transfert de chaleur par convection :

Les domaines d'applications des transferts de chaleur par convection sont variés et à différentes échelles spatiales. Aux grandes échelles, par exemple, on peut citer la prédiction météorologique, le climat et la circulation océanique. A plus petites échelles cela concerne de nombreuses applications industrielles comme le refroidissement dans les centrales nucléaires, des aubages de turbine ou des micro-processeurs, le dimensionnement des échangeurs de chaleur, le dégivrage des entrées d'air de réacteur. Des applications domestiques comme le confort thermique, les déperditions d'un double vitrage, le conditionnement d'air ou le tirage d'une cheminée sont aussi concernées. (Figure II.3). [57]

II-3-2-2-**Type de transfert de chaleur de convection :**

II-3-2-2-1-**Convection naturelle (libre):**

Le fluide est mis en mouvement sous le seul effet des différences de masse volumique résultantes des différences de température sur les frontières et d'un champ de forces extérieures (la pesanteur).On note que le mouvement du fluide par convection naturelle dans une cavité horizontale a été largement étudié à cause de son application dans différents domaines. On peut citer :[59]

- pour un milieu fluide: collecteurs d'énergie solaire, refroidissement des équipements électriques et stockage des liquides et des gaz.

- pour les milieux poreux : séchage, isolation thermique, échangeurs de chaleur

II-3-2-2-2-convection forcée :

Le fluide est mis en mouvement par une action extérieure indépendante des différences de température (pompe, ventilateur,..).La recherche scientifique sur les écoulements en convection forcée dans des milieux poreux est largement appliquée en pratique. [59]

II-3-2-2-3Convection mixte :

Pour ce type de convection il existe les deux phénomènes de convection précédente (convection forcée et convection naturelle).

La présente étude porte sur l'étude de la convection forcée au sein d'une cavité carrée et dans un conduit (la convection forcée d'un écoulement de fluide sans la structure poreuse, ensuite la convection forcée dans un conduit poreuse saturé par un fluide). Elle a pour objectifs de déterminer l'influence des principaux paramètres du système sur le transfert de chaleur convectif. [59]

II-3-3Transfert de chaleur par rayonnement :

Le rayonnement est le transfert de chaleur d'un corps à un autre, sans aucun contact entre eux, par le déplacement d'ondes électromagnétiques dans l'espace. Le rayonnement est le transfert de chaleur d'un corps à un autre, sans aucun contact entre eux, par le déplacement d'ondes électromagnétiques dans l'espace.[57]

II-4-Le type de cavité avec gradient de température :

II-4-1Cavité avec gradient de température Vertical:

La cavité horizontale chauffée par le base et refroidie par le haut correspond à la configuration de la convection de Rayliengh–Bènard qui traite de la stabilité et mouvement d'un fluide ,confiné entre deux plaques horizontales ,maintenus à des températures uniformes et de la gravitation .la convection de Raylieght –Renard à une longue et riche histoire .elle a été étudiée durant des décennies aussi bien pour ses différentes applications industrielles que de vue recherche fondamental .le mécanisme de bas de cette convection est comme suit (Figure 2.6) :

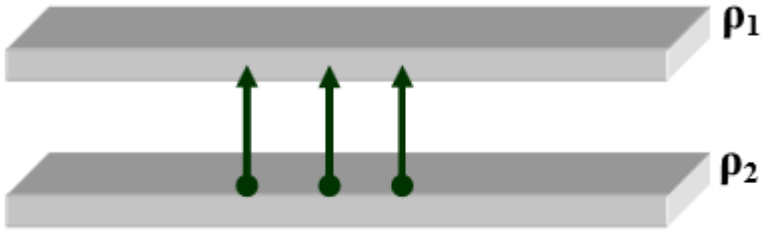


Figure 2.6 : Schéma représentât la particule et le mécanisme de basse de la convection de Rayleigh – Bénard. [56]

Si ρ2> ρ1 : la force d'Archimède est supérieure à son poids, la particule descend, le mouvement est stable.

Si ρ1 >ρ2: la force d'Archimède est supérieure à son poids, la particule continue à monter, le mouvement est instable .Au de la d'une valeur critique de l'écart de température, des rouleaux contrarotatifs, d'axes horizontaux apparaissent au sien du fluide.

II-4-2 Cavité avec gradient de température horizontal :

Dans cette configuration, l'une des parois verticales est chauffée tandis que l'autre est refroidie, les parois horizontales étant considérées comme adiabatiques (Figure 2.7). Pour cette configuration, il n'y a pas de gradient critique de température et le fluide est alors ascendant le long de la paroi chaude et descendante le long de la paroi froide.

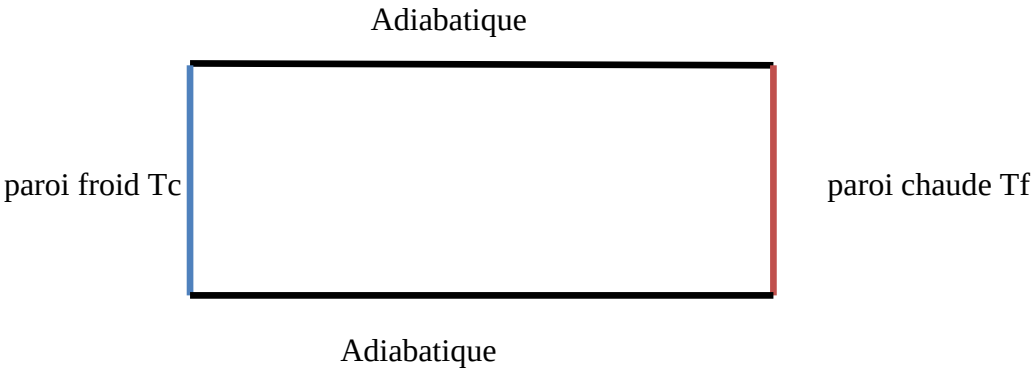


Figure 2.7 : Schéma représentant la particule et le mécanisme de basse de la convection naturel dans une cavité.

II-4-1 Mécanisme fondamental de RAYLEIGHBENARD :

Le problème de l'écoulement de RB, est un problème d'instabilité dans un fluide confiné entre deux plaques horizontales portées à deux températures différentes. Si la plaque supérieure est la plus chaude, le système reste stable1et stratifié en température. Mais, si la paroi inférieure est la plus chaude et si une perturbation est introduite dans le système, alors pour une valeur critique de la différence de température entre les deux plaques il peut apparaître des mouvements à l'intérieur du fluide, le système est instable et des mouvements sont organisés en rouleaux périodiques contrarotatifs. Ces rouleaux, également appelées cellules de RB, apparaissent quand il y a un couplage entre le champ dynamique et le champ thermique. La situation générale est donc celle d'un fluide présentant une masse volumique croissante avec l'altitude et manifestant dès lors un caractère potentiellement instable. Ce système physique couple ainsi un problème de stabilité mécanique lié aux variations de densité et un problème de transport de chaleur lié aux variations de température. Si en un lieu donné du fluide, une perturbation initiale positive de température apparaît, la poussée d'ARCHIMEDE induira un mouvement ascendant du fluide. Si la perturbation est négative, la poussée d'ARCHIMEDE induira un mouvement descendant. Il résulte de cela un apport convectif local des particules fluides venant des couches inférieures plus chaudes dans le premier cas, des couche supérieures plus froides dans le second cas, et qui renforcent la perturbation initiale et entretiennent le mouvement. Le déplacement ascendant ou descendant se transmet ainsi jusqu'à ce que le fluide rencontre une interface. La conservation de la masse implique alors un mouvement du fluide parallèle à cette interface. Ce déplacement horizontal se fait jusqu'à ce que le fluide rencontre une nouvelle zone de mouvement ascendant s'il se trouve sur l'interface inférieure, ou descendante s'il se trouve sur l'interface supérieure. Le raccordement par ces déplacements horizontaux d'une zone d'ascension et d'une zone de descente forme alors des rouleaux (bidimensionnels) contrarotatifs ou des cellules (tridimensionnelles), suivant les caractéristiques géométriques et physiques du système. Il apparaît donc un mouvement d'ensemble régulier et auto organisé au sein du fluide

. Cependant, celui-ci ne peut s'établir que si les mécanismes amortissant, qui sont la conductivité thermique (qui diffuse la perturbation de température) et la viscosité (qui atténue la perturbation de vitesse) ne sont pas trop importants. Ces mécanismes microscopiques de diffusion sont d'autant plus importants que les gradients de température et de vitesse sont élevés. Un mouvement du fluide a lieu lorsque la différence

de température excède une certaine valeur, appelée seuil critique d'instabilité. La taille -la longueur d'onde- des rouleaux est aussi contrainte par ces deux mécanismes de diffusion d'énergie. Considérons en effet des rouleaux très serrés. Les forts gradients de vitesse et de température entre les rouleaux permettent de fortes diffusions de quantité de mouvement et de chaleur qui, en réduisant les déséquilibres moteurs, entravent le mouvement.

D'autre part, si on considère des rouleaux très écartés, le frottement pariétal, lié au mouvement horizontal du fluide au niveau des plaques, de vient de plus en plus important et freine le mouvement. Les rouleaux ne doivent donc être ni trop serrés ni trop allongés. En pratique, les rouleaux présentent en effet un rapport d'aspect au voisinage de l'unité (cf. Figure 2.08). On peut aussi donner une description de l'organisation du système physique en termes de transfert de chaleur.[56]

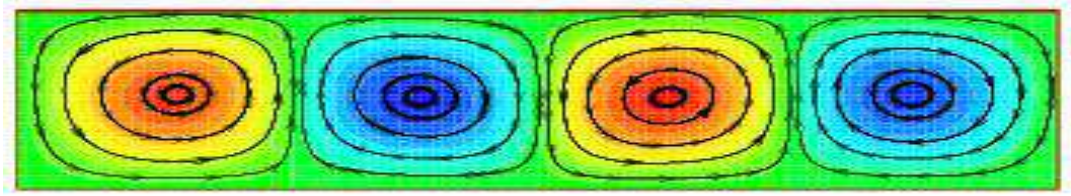


Figure 2-8 : schéma représentant les rouleaux de la convection de Rayleigh-Bénard [56]

II-5 Déplacement d'une goutte de fluide :

On considère une goutte de fluide de taille et de forme quelconque mais ayant un déplacement infinitésimal spontané et aléatoire soit vers le haut, soit vers le bas. Les forces agissant sur cette goutte déterminent le mouvement du fluide dans sa globalité.

Tout d'abord, considérons une goutte située dans le fond d'une couche de fluide, où la densité est plus faible que la densité moyenne. Tant que la goutte reste immobile, elle est entourée de fluide de même densité et la poussée d'Archimède est nulle. Supposons maintenant une perturbation aléatoire provoquant un léger déplacement de la goutte vers le haut. Cette dernière est alors entourée de fluide de densité plus grande et de température plus petite. [52]

Ainsi la poussée d'Archimède, proportionnelle à la différence de densité et au volume de la goutte, va s'exercer vers le haut et va amplifier le mouvement ascendant initial de la goutte.

On peut raisonner de la même façon pour une goutte de fluide située au sommet de la couche. La goutte subissant un léger déplacement aléatoire vers le bas est alors entourée d'un fluide moins dense et tend à s'enfoncer vers le bas de la couche. Ces écoulements ascendants et descendants définissent la convection naturelle.

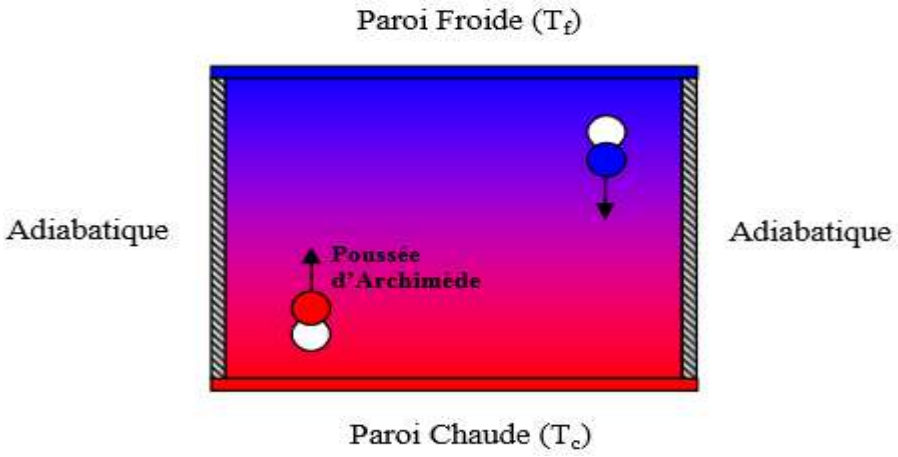


Figure 2-9:Schéma représentant le déplacement d'une goutte de fluide.[52]

II-5-1-Traînée visqueuse et diffusion de la chaleur :

On peut supposer que l'existence d'un gradient de température suffit pour entraîner un écoulement convectif. En réalité, pour que le régime convectif s'amorce, le gradient de température doit atteindre un certain seuil.

En effet, deux autres facteurs jouent un rôle important pour le mouvement d'une goutte de fluide :[52]

Le premier est la traînée visqueuse (force de frottements) dirigée dans le sens posé au mouvement (Figure 2.10). Sa valeur dépend de la viscosité du fluide. Donc, il n'y a pas de mouvement tant que la traînée visqueuse est égale à la poussée d'Archimède.

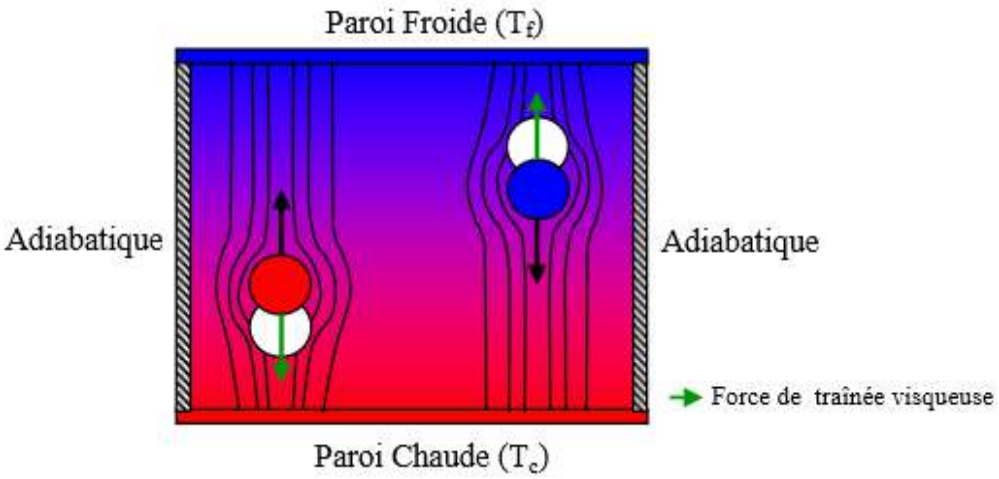


Figure 2.10:Schéma représentant la force de traînée visqueuse.[52]

Le second facteur est la diffusion de la chaleur (Figure 2-11). Le flux de chaleur, qui se propage par transfert d'énergie thermique de molécule à molécule voisine, donne de la chaleur à un environnement plus froid. Réciproquement, une goutte froide qui tend à descendre vers le fond de la couche reçoit de la chaleur. Ce transfert de chaleur contribue à la diminution du gradient de température, et donc à la réduction de la poussée d'Archimède. [52]

L'équilibre thermique d'une goutte de fluide avec son environnement est donc atteint à partir d'un certain temps dépendant de la diffusivité thermique du fluide. Si ce temps de diffusion thermique est inférieur ou égal au temps nécessaire pour que la goutte effectue un déplacement d'une longueur caractéristique, la poussée d'Archimède et la traînée visqueuse se compensent et l'écoulement convectif n'est pas entretenu. [52]

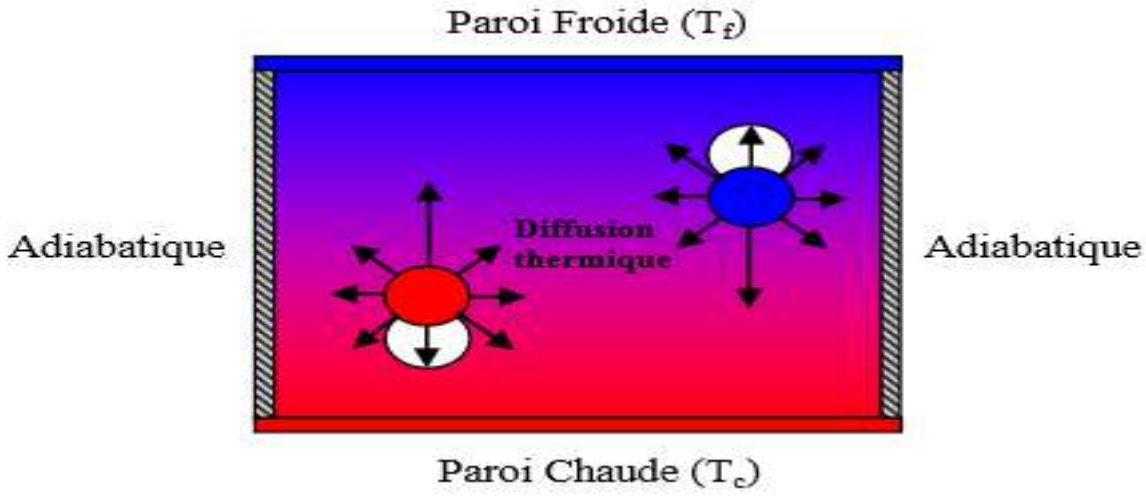


Figure 2.11: Schéma représentant la diffusion thermique.[52]

II-6-Conductivité thermique équivalente :

La conductivité équivalente est une fonction complexe des conductivités du solide et du fluide. En général, on ne pourrait pas évaluer la valeur exacte de la conductivité. Le moyen efficace est la mesure expérimentale dans les conditions d'utilisation en régime permanent. Pour plus de détail sur l'évaluation de la conductivité.

II-7 Fluide Newtonien :

En considérant un écoulement unidimensionnel, la viscosité dynamique d'un fluide newtonien est indépendante du taux de déformation et dépend uniquement des températures et des pressions considérées. En effet, la relation entre la contrainte de cisaillement et le taux de déformation est linéaire. [60]

II-8-Les nombres adimensionnels :

L'adimensionalisation nous permet la mise en évidence de cinq paramètres de contrôle qui caractérise le problème étudié à savoir, respectivement, le nombre de Rayleigh Ra, le nombre de Prandtl Pr, le nombre de Darcy Da, le rapport d'aspect A et la porosité ε

II-8-1**Nombre de Grashof :**

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 : [57]

$$G_r=\beta g \Delta T L^2/v^2$$

Ou :

L:La longueur caractéristique entre la paroi chaude et froide.

II-8-2Nombre de Prandtl :

Le nombre de Prandtl permet d'évaluer l'efficacité relative du transport de chaleur et de quantité de mouvement en comparant les effets de diffusion de la chaleur et de quantité de mouvement, ce nombre est défini par le rapport :[4]

$$\begin{cases} P_r=\frac{v}{\alpha} \\ \alpha=\frac{\lambda}{\rho c} \end{cases}$$

II-8-3Nombre de Rayleigh :

Dans la convection de Rayleigh-Bénard, la poussée résultant du gradient de température doit donc l'emporter sur la traînée visqueuse et la diffusion de la chaleur pour que la convection ait lieu. Par conséquent, une relation entre ces trois paramètres s'exprime sous forme d'un rapport sans dimension: la force de poussée divisée par le produit de la traînée visqueuse et du taux de diffusion de la chaleur. Ce rapport s'appelle le nombre de Rayleigh (Ra):

$$Ra=g\beta\frac{(Tc-Tf)L3}{\alpha v}= Gr .Pr$$

Où g est l'accélération due à la pesanteur,β : le coefficient de dilatation thermique, Tc : température chaude, T_f : température froide la largeur de la cavité, υ :la viscosité cinématique et α la diffusivité thermique.

Il est clair que le nombre de Rayleigh est un paramètre déterminant dans ce type de problème car il exprime la force d'entrainement (flottabilité) dans la cavité, sans laquelle il n'y aura aucune turbulence. Un nombre de Rayleigh plus élevé, engendre un effet de flottabilité plus grand et par conséquent plus de turbulence. Un nombre de Rayleigh moins élevé signifie qu'une faible flottabilité agisse sur l'écoulement, le rendant laminaire.

Plus le nombre de Rayleigh est élevé, plus la convection prend le pas sur la diffusion de chaleur ou de quantité de mouvement. Ce nombre, une fois le fluide choisi pour une enceinte fermée, ne dépend plus que de TΔ, qui est ainsi le paramètre de contrôle.[54]

On appelle :

- L'élément perturbateur : poussée d'Archimède.
- Les éléments stabilisateurs : la viscosité et la conductivité thermique.

II-9Le régime laminaire et turbulent

II-9-1Le régime laminaire: lorsque la vitesse d'écoulement est faible, le fluide se déplace par lames concentriques qui glissent les unes contre les autres, sans lui être mélangées.

II-9-2Le régime turbulent: lorsque la vitesse d'écoulement du fluide est importante les molécules de la partie axiale se mélangent avec celles de la partie périphérique, il existe des tourbillons.

Les écoulements turbulents sont des phénomènes assez complexes. Un mouvement turbulent entièrement développé est caractérisé par des tourbillons de tailles différentes.

Bien qu'il soit théoriquement possible d'appliquer directement les équations de conservation au domaine entier de l'écoulement, il est difficile de le réaliser dans la pratique. Pour créer un modèle numérique utilisable dans un domaine d'écoulement turbulent, il est nécessaire de représenter le mouvement turbulent du fluide en quantités moyennes des variables et de leurs fluctuations. Les modèles basés sur des quantités moyennées peuvent être utilisés sur des maillages d'une densité raisonnable, par conséquent, un coût de calcul raisonnable.

Il existe différents niveaux de modèles, se distinguant par leur degré de complexité, c'est-à-dire par le nombre d'équations de transport supplémentaires introduites pour les quantités turbulentes pour fermer le problème: on parle ainsi de modèles de turbulence à zéro, une ou deux équations. Il existe également des méthodes de résolution plus complexes et plus onéreuses en ressources informatiques: Simulation Numérique Directe (DNS, pour Direct Numerical Simulation) et la simulation des grandes échelles (LES, pour Large-Eddy-Simulation).

Une synthèse de la bibliographie relative à la simulation de la convection naturelle turbulente révèle que le modèle de turbulence **k-ε** standard est largement adopté (Markatos et Pericleous, [10] ; A cet effet, ce modèle est utilisé dans la présente étude pour simuler les effets de la turbulence à des nombres de Rayleigh supérieur à10^9 ($RaT>10^{9)}$).

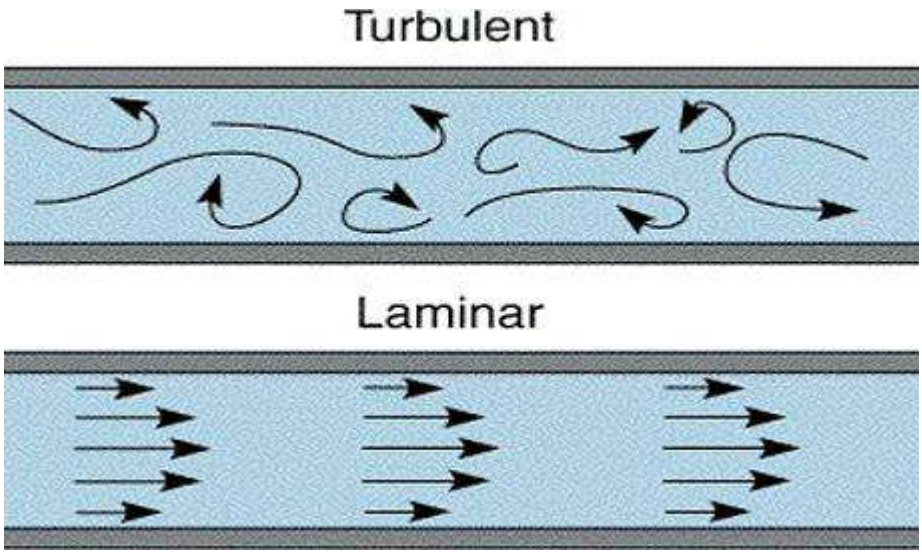


Figure 2.12:représentes le régime laminaire et turbulent.

II-10- Approximation deBoussinesq :

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 deρsont 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: [54]

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

Ou :

ρ_0 :Est la densité du fluide à une température de référence T_0

β : Le coefficient de dilatation thermique.

$$\beta= -\frac{1}{\rho}\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_p \approx \frac{1}{T_0}$$

$$\beta_{air} \approx \frac{1}{298} \approx 0.00332[K^{-1}]$$

II-11-Formulation mathématique :

Le traitement du problème physique envisagé nécessite des équations de mouvement déduites des principes fondamentaux de convection de la quantité de mouvement et de l'énergie.

II-11-1 Fluides purs :

On considère le cas d'une cavité contenant un milieu fluide incompressible et newtonien. Les équations de quantité de mouvement et d'énergie.

Où mˆ et n sont, respectivement, l'indice de consistance et l'indice de comportement du fluide, et a μ la viscosité apparente du fluide en puissance. Il est à noter que ces paramètres sont issus d'une loi purement empirique et qu'ils n'ont aucune signification

physique. La variation de l'indice n dans l'intervalle [0,1] permet de définir les classes suivantes :

(0< n <1) pour les fluide pseudoplastiques.

(n=1) pour les fluides newtonien.

(n>1) pour les fluides dilatants (Fluide dilatants ce sont des fluides caractérisés par une viscosité apparente qui augmente quand la contrainte de cisaillement augmente. En effet le fluide mouille les particules et les colle les unes aux autres, ce qui permet d'amortir la contrainte et donc d'augmenter la résistance au cisaillement. On retrouve ce type de comportement dans les suspensions solides fortement concentrées, telles que les peintures, les vernis et les colles.

Il existe toutefois d'autres modèles simulant le comportement des fluides dilatants et pseudoplastiques et sans rentrer dans les détails nous citerons : le modèle d'Eyring [Ree and Eyring] et l'équation de Carreau.

On peut citer les applications suivantes :

Croissance de cristaux destinés à l'industrie de semi-conducteur, collecteurs, d'énergie solaire, vitrage double pour les maisons et des bâtiments, refroidissements électroniques, isolation des bâtiments, stockage des gaz liquides, dispersion des polluants et des rejets thermique dans les citernes, comportement de certaines parties d'un réacteur nucléaire…etc.

II-11-1-1 CONVECTION EN MILIEU FLUIDE :

II-11-1-2Hypothèses de calcul :

Pour la modélisation du problème, nous adoptons les hypothèses suivantes:

- Les transferts de chaleur par rayonnement et de masse sont négligeables.
- Le fluide étudié est un fluide newtonien incompressible.
- L'écoulement et le transfert de chaleur sont bidimensionnels.
- L'écoulement laminaire permanent.

II-11-1-3Equations générales de transport :

II-11-1-3-1 Equation de continuité :

Cette équation traduit le principe de conservation de la masse ets'exprime mathématique sons la forme suivant : [59]

$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}=0$ ……(II-3)

II-11-1-3-2 Equation de conservations de quantité de mouvement :

Ces équations traduisent le principe de conservation de la quantité de mouvement. Si on ajoute l'équation de continuité, on obtient un système d'équations connu sous le nom d'équations de Navier stokes qui régissent le transport des trois composantes de quantité de mouvement dans l'écoulement. Dans un system a deux coordonnées cartésiennes, le système d'équations prend la forme suivante :[59]

$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho v)}{\partial Y}=0$……(II-4)

$\frac{\partial u}{\partial t}+u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial Y}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial \mathrm{P}}{\partial \mathrm{x}}+\frac{\mu}{\rho}\left(\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial u}{\partial Y}\right)+f(\mathrm{x})$……..(II-5)

$\frac{\partial v}{\partial t}+u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial Y}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial \mathrm{P}}{\partial \mathrm{y}}+\frac{\mu}{\rho}\left(\frac{\partial v}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial Y}\right)+f(\mathrm{y})$……(II-6)

Pour un fluide incompressible, et dans le cas d'un régime permanant les équations précédentes deviennent :

$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho v)}{\partial Y}=0$ ……..(II-7)

$u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial Y}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial \mathrm{P}}{\partial \mathrm{x}}+\mathrm{v}\left(\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial u}{\partial Y}\right)+f(\mathrm{x})$……..(II – 8)

$u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial Y}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial \mathrm{P}}{\partial \mathrm{y}}+\mathrm{v}\left(\frac{\partial v}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial Y}\right)+f(\mathrm{y})$……(II-9)

Avec : $\mathrm{v}=\frac{\mu}{\rho}$ la viscosité cinématique (rapport entre la viscosité dynamique et la densité du fluide)

II-11-1-3-3 Equation d'énergie :

L'équation d'énergie peut être écrite en fonction de l'énergie interne e ou bien de l'enthalpie massique h

II-11-1-3-4 Equation d'énergie en fonction de l'énergie interne :

L'équation de transport de l'énergie thermique interne est :

$$\frac{\partial e}{\partial t} + u\frac{\partial e}{\partial x} + v\frac{\partial e}{\partial Y} = -\frac{1}{\rho}\left(\frac{\partial q}{\partial x} + \frac{\partial q}{\partial y}\right) + \frac{p}{\rho}\left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial Y}\right) + \frac{\Phi}{\rho} \quad \text{……..(II-10)}$$

Ou : q est la densité du flux de chaleur (w/m^2),et q_x,q_y sont les composantes de cette grandeur dans les directions x et y.[8]

Dans le cas d'un fluide newtonien la grandeur Φ devient :

$$\phi = 2\mu\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2 + 2\mu\left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2 + \mu\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}\right)^2 + \left(\beta - \frac{2}{3}\mu\right) + \mu\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y}\right)^2 \text{…….(II-11)}$$

La densité du flux de chaleur de conduction est représentée par les relations si dessous :

$$q_x = -k\frac{\partial T}{\partial x}$$

$$q_y = -k\frac{\partial T}{\partial y}$$

Si les différent de température ne sont pas importantes, la conductivité peut être considérée uniforme pour un écoulement a faible vitesse.par conséquent, l'équation ci-dessus se réduit a : [8]

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u\frac{\partial T}{\partial x} + v\frac{\partial T}{\partial y} = \alpha\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right) \text{……..(II-12)}$$

Où :

$\alpha = \frac{k}{\rho C_p}$:diffusivité thermique

k : conductivité thermique

C_p : chaleur spécifiquea pression constante

II-11-2 **Equations adimensionnelles :**

II-11-2-1 Grandeurs physiques :

$$X = \frac{x}{L_{ref}}, \quad Y = \frac{y}{L_{ref}}, \quad U = \frac{u}{u_{ref}}$$

$$V = \frac{v}{u_{ref}}, \theta = \frac{T - T_{ref}}{\Delta T_{ref}} \qquad P = \frac{P}{P_{ref}}$$

$$\Delta T_{ref} = \frac{L_{ref} \cdot q_w}{K_f}$$

II-11-2-1-1 Grandeurs de référence :

Où L_{ref},u_{ref}, p_{ref}sont respectivement la longueur, la vitesse et la pression de références. Ces grandeurs sont définies comme suit:[59]

$$\left.\begin{array}{l} U_{ref}=u_0 \ , T_{ref} \ = T_0 \\ L_{ref}=\mathrm{H} \quad , P_{ref}=\rho.u_{ref}^2 \end{array}\right\}$$

En introduisant les grandeurs adimensionnelles ci-dessus, les équations de bilan obtenues, s'écrivent:

II-11-2-1-2**Equation de conservation de masse :**

$\frac{\partial U}{\partial x}+\frac{\partial V}{\partial y}$ =0……(II-13)

II-11-2-1-3 **Equation de conservation de quantité de mouvement :**

Suivant l'axe des X

$$U\frac{\partial U}{\partial X}+V\frac{\partial V}{\partial Y}=-\frac{\partial P}{\partial X}+\frac{1}{Re}\left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2}+\frac{\partial^2 U}{\partial Y^2}\right) \ldots\ldots\ldots(\text{II-14})$$

Suivant l'axe Y

$$U\frac{\partial V}{\partial X}+V\frac{\partial V}{\partial Y}=-\frac{\partial P}{\partial Y}+\frac{1}{Re}\left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2}+\frac{\partial^2 V}{\partial Y^2}\right) \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots(\text{II-15})$$

II-11-2-1-4 **Equation de conservation d'énergie :**

$$\frac{\partial(U\theta)}{\partial X}+\frac{\partial(V\theta)}{\partial Y}=\frac{1}{Re.Pr}\left(\frac{\partial^2\theta}{\partial X^2}+\frac{\partial^2\theta}{\partial Y^2}\right)\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{ (II-16)}$$

Dans les équations ci-dessus, nous notons la présence de deux paramètres caractéristiques, à savoir:

le nombre de Reynolds Re, et le nombre de Prandtl Pr. Sont nombres sont définis par

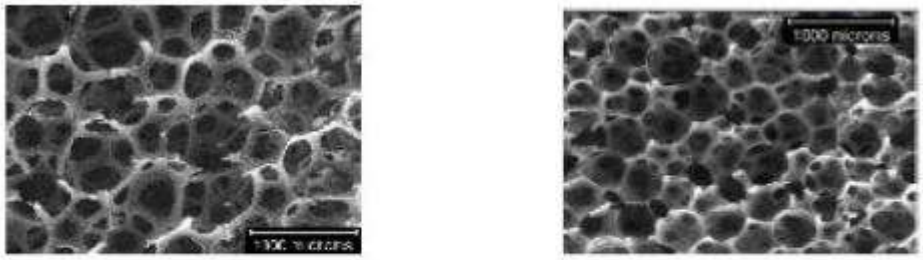
Re=$\frac{\rho.u_{0\ H}}{\square}$, Pr=$\frac{\square.c_p}{k}$

II-12Milieu poreux :

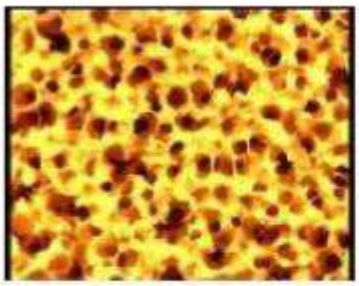
Un milieu poreux est un milieu continu, cohésif ou non, qui présente intérieurement une fraction de volume accessible à un fluide. Cette fraction de volume non solide, composée de cavernes, de crevasses, de pores etc. constitue ce que l'on appelle la porosité du milieu poreux. La porosité est évidemment un élément descriptif essentiel du milieu, toutefois, deux milieux poreux présentant la même porosité peuvent avoir des propriétés très différentes. On peut trouver dans un milieu poreux des pores ne débouchant pas (pores aveugles) ou occlus ; un milieu poreux contenant à la fois des pores aveugles et des pores ouverts plus ou moins interconnectés, pourra grâce à ces pores ouverts laisser s'écouler le fluide. Dans la réalité complexe que constitue un milieu poreux, des paramètres comme le diamètre de capillaire ou la porosité, ne constituent que des valeurs globales moyennes, incapables de traduire exactement la topologie complexe de l'écoulement réel à travers le milieu. Dans le cas où les espaces vides sont remplis par une même phase (liquide ou gazeuse), le milieu poreux est dit saturé par le fluide. Les milieux poreux jouent un rôle important dans de nombreux secteurs industriels et phénomènes naturels. Pour nous limiter à quelques exemples typiques : le génie pétrolier, le génie chimique, le génie civil, la médecine, etc. [61]

Le milieu poreux est l'ensemble des grains solide ou d'agrégats autour desquels existent des espaces vides appelés pores. Ces vides peuvent être occupés par de l'eau, de l'air au d'autres fluides. On peut distinguer :

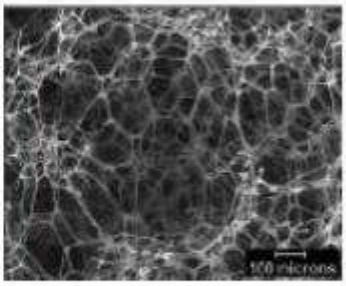
- les matrices solides consolidées (par exemple les roches calcaires, le bois,...)(Figure 2-13.a)
- les matrices solide non consolidée où la phase solide est formée de grains(par exemple le sable, le gravier, billes de verre,...) (Figure 2-13.b)



Une mousse de polyuréthanne.

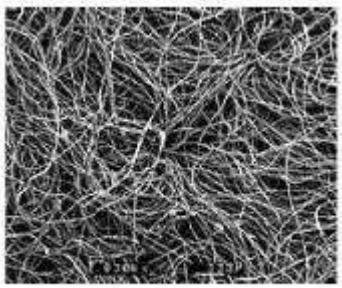


Une mousse de cuivre.



Une mousse de mélanine.

Figure2.13.a: Milieux poreux consolidés [59]



Fibres métalliques.

Figure :2-13.b : Milieux poreux non consolidés [53]

Une des caractéristiques majeures de la plupart des corps poreux est de permettre la circulation des fluides dans les cavités du milieu poreux, on distingue pour cela deux (02) types de milieu poreux:[53]

1-le milieu est saturé d'un seul fluide ou encore un ensemble de fluides miscibles (par exemple un sol imbibé d'eau).

2-le milieu est composé de plusieurs fluides non miscibles, un ensemble de ménisques sépare alors les différentes phases.

3-le milieu est le siège d'un transport de fluide et de particules solides. Il agit en général comme un filtre, mais ses propriétés hydrodynamiques se modifient au cours du temps.[59]

On peut citer l'application suivante :

Procèdes de séchage, la disposition souterraine de déchets nucléaires isolation thermique, écoulement géophysiques, échangeurs de chaleur design des réacteurs nucléaires, formation des avalanches de neige …etc. [59]

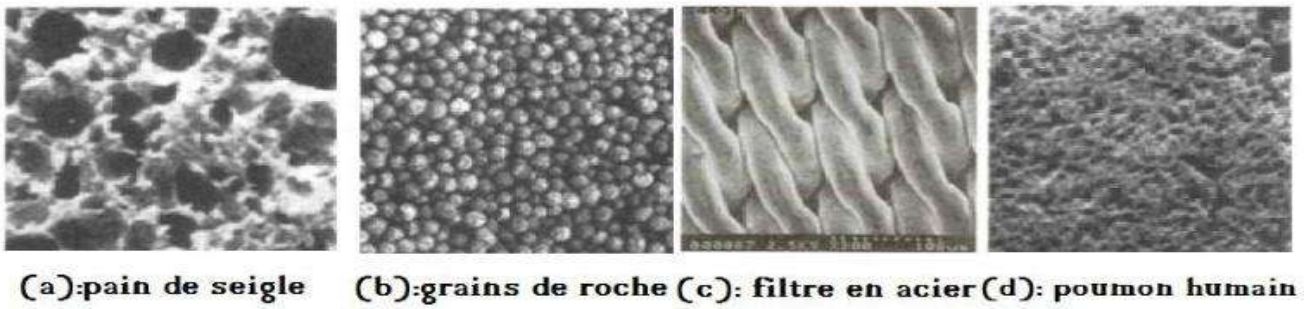


Figure 2.14: Exemple de milieux poreux.[59]

II-12-1-Notions concernant le milieu poreux :

Avant de proposer notre travail, on rappelle quelques grandeurs caractéristiques des milieux poreux utilisées au cours de cette étude. [54]

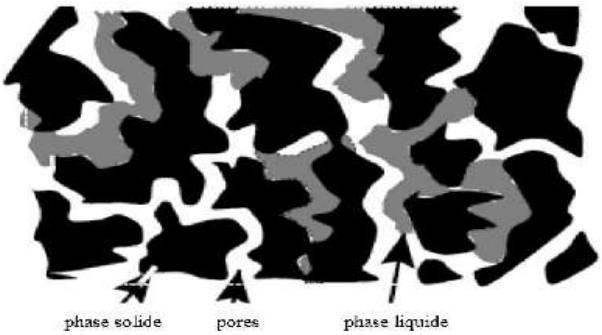


Figure 2.15: Représentation d'un milieu poreux naturel[59]

II-12-2-CONVECTION EN MILIEU POREUX :

Lorsque le fluide est contenu dans une matrice solide, on est en présence d'un milieu poreux donc on parle de la convection forcée dans un milieu poreux. Pour lequel nous posons les hypothèses supplémentaires ci-dessous:

Hypothèses simplificatrice :

- La matrice poreuse solide, est perméable et isotrope.
- La matrice poreuse est complètement saturée par le Fluide
- L'écoulement de fluide est laminaire, permanent et bidimensionnel

II-12-3- Notion de volume élémentaire représentatif (V.E.R) :

L'échelle du pore**d** varie généralement de 0.05 μm pour les nano-pores, à 0.5 mm pour les macro-pores. Or, la distribution des pores et des grains est généralement très irrégulière. A cette échelle, la pression, la vitesse, la température varie donc très irrégulièrement d'un point à l'autre du domaine. On est donc menacé à effectuer une moyenne spatiale de ces grandeurs. Elles ont pour but d'éliminer les fluctuations à l'échelle du pore, mais pas les fluctuations à l'échelle macroscopique du milieu poreux L. Cette moyenne s'effectue donc sur des nombreux pores par l'intermédiaire d'un Volume Elémentaire Représentatif (V.E.R)du milieu, (voir figure II.16). De plus l'échelle l du V.E.R doit donc vérifier : d<< l<< L, les grandeurs macroscopiques moyennées varient d'une manière régulière dans le temps et dans l'espace, ce qui permet un traitement théorique et une formulation mathématique des principes de conservation plus appropriés. Le volume élémentaire représentatif doit respecter nécessairement les conditions suivantes :

- Les dimensions du V.E.R sont généralement grandes par rapport à la taille du grain.
- Les V.E.R doivent cependant être suffisamment petits pour que les variations d'un paramètre dans le domaine d'étude puissent être représentées par des fonctions continues. [57]

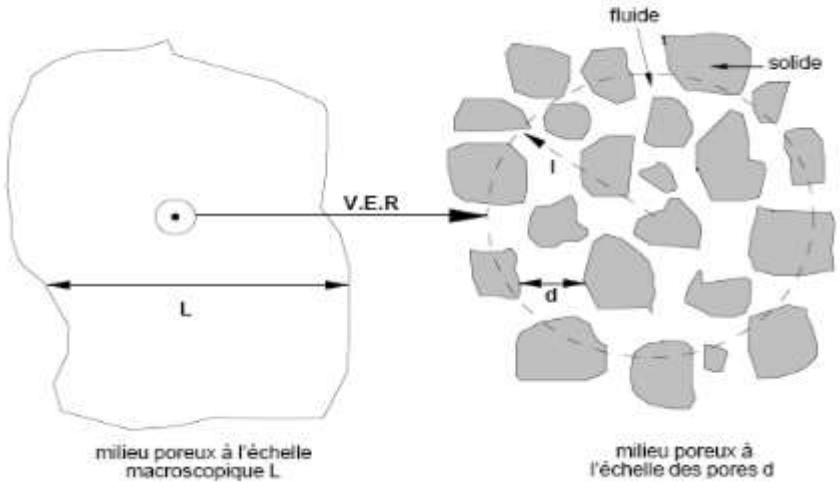


Figure 2.16 : Illustration de la taille intermédiaire I (du V.E.R) entre la taille du milieu poreux à l'échelle macroscopique L et à l'échelle des pores d.[59]

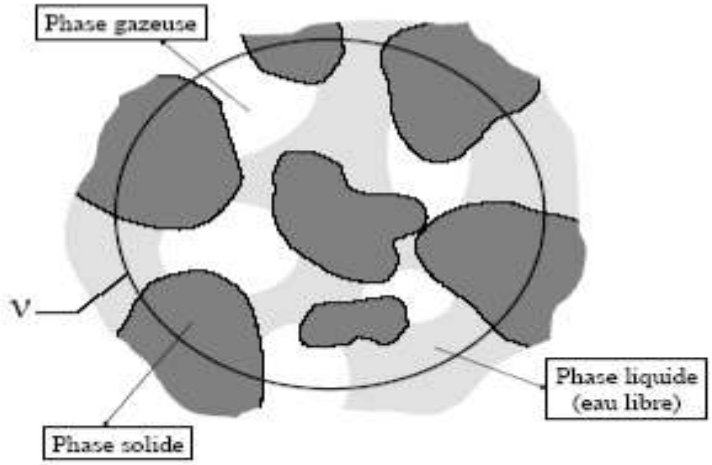


Figure 2.16 : phase liquide, gazeux et solide dans le V.E.R [59]

II-12-4Caractérisation géométrique des milieux poreux

II-12-4-1 Porosité :

La présence de l'espace vide distribuée dans la matrice solide est caractérisée par la porosité du milieu poreux .Vs et Vv dénotent tout le volume occupé par les phases solide et liquide respectivement. Nous définissons la porosité du milieu poreux comme étant le rapport du volume des vide (ou pores) et le volume total V_t (somme du volume du solide et du vide). Soit : [59]

$$\varepsilon = \frac{Vv}{VT} = \frac{Vv}{Vs+Vv}$$

Puisqu'il s'agit d'un rapport de mêmes propriétés, la porosité n'a pas d'unités et elle est souvent exprimée en pour contage. La porosité peut être de deux formes. La porosité d'interstice (figure 2.17a), et la porosité de fissure (figure 2.17b)

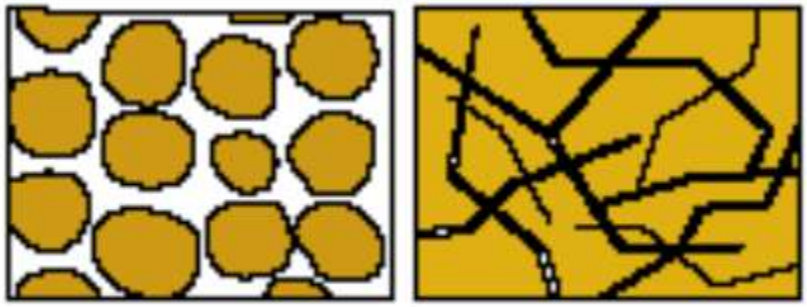


Figure 2.17 : les deux types de porosité [53]

Il y'a d'autres paramètres caractérisant la proportion de pores dans un matériau c'est l'indice du vide e qui est défini comme le rapport du volume du vide V_V et le volume du solide V_S:

$$e = \frac{Vv}{Vs}$$

Le lien entre la porosité et l'indice du vide.

$$\varepsilon = \frac{e}{e+1}$$

Matériaux	Porosité
Ardoise (en poudre)	0,57 à 0,66
Brique	0.12 à 0.34
Cuivre (en poudre)	0.09 à 0.34
Fibre de verre	0.88 à 0.93
Sable	0.37 à 0.50
Grès	0.08 à 0.38

Tableau II.1: Valeurs moyennes de la porosité de quelques matériaux. [53]

II-12-4-2-Densité :

La densité globale ρ_b(kg/m^3), représenté le rapport entre la masse totale du matériau M_T sur le volume totale V_T (eau, air et solide) :[59]

$\rho_b=\frac{M_T}{V_T}$

Il y'a une relation entre la densité globale d'un matériau et sa porosité :

1-Pour un matériau saturé :en eau(les pores sont occupés par le fluide). Cette relation

$\boldsymbol{\varepsilon}=\rho_s-\rho_b/\rho_s-\rho_f$

Avec:

ρ_s: densité du solide

ρ_b :densité globale

ρ_f :densité globale du fluide

Cette expression permet de détermine la porosité à partir d'une mesure de la densité globale pour un matériau saturé en eau

2) pour un matériau sec:

Où les pores sont occupés par de l'air dont la masse est négligeable, dans ce cas la densité globale du matériau ρ_{secb}, et la relation entre la porosité et la densité globale sont données par :[8]

$\rho_{secb}=(1-\varepsilon)\ \rho_s$

$\varepsilon=1-\frac{\rho_{Secb}}{\rho s}$

II-12-4-3-Perméabilité:

La perméabilité est la propriété d'un corps poreux de se laisser traverser par les fluides. Cette constante caractéristique d'un milieu poreux est liée à la forme des grains et à la porosité. Cette grandeur est déterminée généralement par des mesures expérimentales, à partir de la loi de Darcy régissant le mouvement du fluide dans le milieu poreux.

La perméabilité K d'un milieu poreux dépend de la porosité et de la Géométrie de la matrice solide [59].

La perméabilité est déterminée expérimentalement en fonction des paramètres géométriques. Le tableau représente certaines valeurs moyennes de perméabilité de quelques matériaux :

SUBSTANCE	PERMEABILITE
Briques	$4{,}8\ 10^{-15}$ à $2{,}2\ 10^{-13}$
Cuir	$9{,}5\ 10^{-14}$ à $1{,}2\ 10^{-13}$
Poudre d'ardoise noire	$8{,}9\ 10^{-14}$ à $1{,}2\ 10^{-13}$
Terre	2,9 10-13 à 1,4 10-11
Fibre de verre	$2{,}4\ 10^{-11}$ à $5{,}1\ 10^{-11}$
Sable	$2{,}0\ 10^{-11}$ à $1{,}8\ 10^{-08}$
Fibre à tisser	$3{,}8\ 10^{-09}$ à $1{,}0\ 10^{-08}$

Tableau II-2: valeur moyenne de perméabilité de quelques matériaux, Reynolds [53].

II-12-4-5-Tortuosité :

La description de la géométrie des pores fait intervenir la notion de connectivité, correspondant à la complexité d'un chemin continu à travers l'espace des pores. Il faut aussi tenir compte des 'bras morts', qui sont nombreux dans les milieux peu poreux et très hétérogènes. Pour décrire ces différents aspects, on introduit un paramètre τ, appelé tortuosité, que l'on définit de la manière suivante :

$\tau=(\frac{Le}{L})^2$

Où $L_e$est la longueur réelle des lignes de courant du fluide traversant un échantillon de longueur$L$. La tortuosité joue un rôle important en diffusion. [61]

Généralement la tortuosité est utilisée comme facteur de correction du gradient de pression :[5]

$\nabla P_{modifiè}=\frac{1}{Tu}\nabla P$

II-12-5-Modèles d'écoulement en milieux poreux :

En raison de la complexité géométrique de l'espace des pores, l'approche de la mécanique des milieux continus pour établir les modèles de conservation de la quantité du mouvement et de l'énergie, ne peut-être en appliqués qu'après passage à une échelle macroscopique qui permet d'établir une équivalence entre le milieu réel dispersé et un milieu continu fictif.L'établissement des équations macroscopiques de conservation est formellement obtenu à partir des équations microscopiques. Le premier modèle a été

proposé par Darcy, et depuis ce modèle a été développé pour tenir compte de certains effets négligés par ce dernier.[57]

II-12-5-1-La loi de DARCY :

Pour l'étude de la convection en milieu poreux, la grande majorité des études utilisela formulation classique de Darcy. L'auteur donne une loi sur les écoulements isothermes dans un milieu poreux, qui exprime la proportionnalité entre les variations de pression Δ_p et le débit Q lié à la vitesse de filtration v_{fil}. Ceci se traduit pour un échantillon de longueur Let de section S (vior la figur 2.18) par la relation suivante : [56]

$$Q = \frac{K}{\mu_f} S \frac{\Delta p}{L} \quad \text{.....(II-17)}$$

$\boldsymbol{\mu}_f$: viscosité dynamique du fluide

K : perméabilité, ce paramètre étant indépendant de la nature du fluide et ne dépend que de la géométrie du milieu.

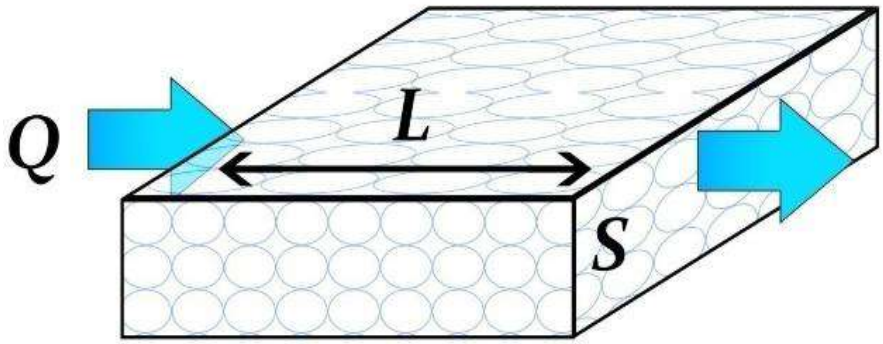


Figure 2.18:Bloc poreux soumis à un écoulement.[57]

La grande majorité des études concernant la convection dans des milieux poreux utilisent la formulation classique de Darcy ,établie il y a plus d'un siècle de ca comme équation macroscopique de mouvement pour les fluide newtoniens .Darcy a montré que l'écoulement dépendait linéairement du gradient de pression et de la force de gravitè.la vitesse moyenne de filtration (vitesse de Darcy) $\vec{u}$ est alors proportionnelle à la somme du gradient de pression $\nabla P'$ et de la force gravitationnelle $\vec{g}$,l'effet de l'inertie étant négligé .Il en résulte la forme suivante courante de l'équation de Darcy : [59]

$\frac{\mu}{k}\overrightarrow{u} = \nabla P' + \rho g'$ …….....(II-18)

Dans laquelle K est la perméabilité du milieux,**μ**,la viscosité dynamique du fluide et P',la pression .

Les conditions aux limites sur la vitesse de filtration associées à la loi de Darcy sont, dans le cas d'un milieu confiné par des parois rigides imperméables, uniquement le non pénétration du fluide, à savoir :

$\overrightarrow{V}.\vec{n}$=0…….....(II-19)

Le modèle de Darcy,qui néglige les forces d'inertie et visqueuses est valide lorsque les conditions suivantes sont satisfaites :

- **ε**<0,8
- Da≤10^{-6}
- Re<1

Dans lesquelles **ε** est la porosité du milieu fluide ; Da et Re_p sont les nombres de Darcy et de Reynolds respectivement .Ces denier sont définis par Da=$\frac{K}{L}$et Re=$V'\sqrt{\frac{k}{v}}$, V' étant la vitesse moyenne des particules de fluide à travers la matrice solide, $v = \frac{\mu}{\rho}$ la viscosité cinématique du fluide .

Il existe trois types de régimes d'écoulement de fonction Re :

- Pour Re<1, le régime est laminaire, les forces de viscosité sont grandes devant les forces d'inertie, la loi de Darcy est valable.
- Pour 1<Re<150, des couches limites se développent au niveau des parois solides. En dehors de cette couche limite, il n'y'a plus proportionnalité entre le gradient de pression et la vitesse de filtration : la loi de Darcy n'est plus applicable. Ce régime d'écoulement stationnaire laminaire persiste jusqu'à Re=150.
- Pour 150<Re<300, un régime d'écoulement instationnaire prend place. et pour Re>300 on est en présence d'un écoulement turbulent. [57]

II-12-5-2 Loi de Darcy Forchheimer :

La formulation de DARCY-FORCHHEIMER la plus couramment utilisée, pour décrire l'écoulement d'unfluide incompressible à travers un milieu poreux homogène et isotrope, enrégime stationnaire et en présence de pesanteur, est la suivante :

$\nabla P=\rho g-\frac{\mu}{k}\vec{V}+\frac{\rho b}{\sqrt{k}}|\vec{v}|\vec{v}$…….....(II-20)

Où b est un paramètre caractéristique de la géométrie du milieu poreux, appelé paramètre de FORCHEIMER. Résultant de la prise de moyenne sous fortes hypothèses, cette formulation introduit un terme convectif qui exprime la contribution inertielle devenant importante avec les Re croissant. [56]

II-12-5-3 Formulation de BRINKMA :

Dans le cas où la porosité est importante (de l'ordre de 0.8), il faut tenir compte des effets de diffusion visqueuse au niveau des parois. Pour cette situation Brinkman propose de modifier l'équation de Darcy de la façon suivante :[56]

$\nabla P=\rho_f \vec{g}-\frac{\mu f}{K}\vec{V}+\boldsymbol{\mu}_{eff}\nabla^2\vec{V}$……..... (II-21)

$\boldsymbol{\mu}_{eff}$: représente la viscosité effective du milieu poreux. En général $\boldsymbol{\mu}_{eff}$ est considéré équivalente à la viscosité dynamique de fluideμ.

II-12-5-4Modèle général :

Les modifications initialement proposées par Forchheimer et Brinkman conduisent à l'équation suivante :[5]

$$\rho \underbrace{= [\frac{1}{\varepsilon}\frac{\overrightarrow{\partial v}}{\partial t} + \frac{1}{\varepsilon}\vec{\nabla}(\frac{\vec{V}\vec{V}}{\varepsilon})]}_{a} = \underbrace{-\frac{1}{\varepsilon}\vec{\nabla}(\varepsilon p)}_{b}+\underbrace{\rho\vec{g}}_{c}+\underbrace{\frac{\mu eff}{\varepsilon}\vec{\nabla}^2\vec{V}}_{d}\underbrace{-\frac{\mu}{K}\overrightarrow{V}}_{e}\underbrace{-F\frac{\rho_f}{\sqrt{k}}|\vec{v}|\vec{v}}_{f} \quad \text{…. (II-22)}$$

$\vec{V}$: est une quantité moyennée à travers un volume élémentaire

(a) Forces inertielles macroscopiques.
(b) Le gradient de pression
(c) Forces de volumes
(d) Terme visqueux de Brinkman
(e) Terme de Darcy
(f) Terme de Forchheimer Forces inertielles microscopiques

II-13 Equations générales dans un milieu poreux en régime laminaire :

La convection naturelle dans un milieu poreux saturée par le fluide due par des transferts de chaleur au voisinage des parois chauffées a été largement étudiée tant au niveau théorique qu'expérimentale. Les équations gouvernantes de l'écoulement en régime laminaire sont:

*Loi de conservation de la masse,

*Deuxième loi de newton (principe de conservation de quantité de mouvement)

*Loi de conservation d'énergie.

II-13-1 L'équation de continuité :

La méthode de prise de moyenne permet d'établir une équivalence entre le milieu dispersé réel et le milieu continu fictif. On introduit la notion de vitesse de filtration$\vec{v}$, qui correspond à la vitesse moyenne du fluide prise sur un

volume v_p(comprenant à la fois la matière solide et liquide) et on distingue aussi la vitesse intrinsèque $\vec{v}_{int}$qui correspond à la vitesse moyenne du fluide prise sur volume $v_f$du milieu constitué uniquement de volume de liquide. La relation entre la vitesse de Darcy et la vitesse intrinsèque est :[57]

$\vec{v} = \varepsilon \vec{v}_{int}$…….. (II-41)

La relation est connue par la relation Dupuis-Forchheimer. L'équation de conservation de la masse dans un milieu poreux s'écrit alors sous la forme :

$$\varepsilon \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla.(p.\vec{v}) = 0 \text{…….. (II-42)}$$

II-13-2 Equations de quantité de mouvement dans les milieux poreux :

On utilise le modèle générale de Darcy -Brinkman –Forchheimer décrivant l'écoulement du fluide au sein du milieu poreux en prenant en considérations les forces visqueuses et les forces d'inerties. L'équation de conservation de quantité de mouvement dans le milieu poreux s'écrit sous la forme :[57]

$$\boldsymbol{\rho}\left[\frac{1}{\varepsilon}.\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \frac{1}{\varepsilon}.\vec{\nabla}\left(\frac{\vec{v}}{\varepsilon}\right)\right] = \frac{1}{\varepsilon}.\vec{\nabla}(\varepsilon p) + \rho\vec{g} + \frac{\mu}{\varepsilon}\nabla^2\vec{v} - \frac{\mu}{k}\vec{v} - f\frac{\rho f}{\sqrt{k}}|\vec{v}|\vec{v} \text{…….. (II-23)}$$

II-14-3-Equation d'énergie En milieu poreux :

Comme l'équation de Darcy (ou l'équation de Darcy–BrinkmanForchheimer) décrivant l'écoulement du fluide au sein du milieu poreux, l'équation de l'énergie (ou les équations de l'énergie selon le concept adopté) traduisant le transfert de chaleur dans le milieu poreux fait appel au concept de milieu continu fictif, équivalent au milieu poreux réel.A fin d'obtenir une description macroscopique des phénomènes de transfert dans un volume élémentaire représentatif de milieu poreux, il faudrait établir l'équation (ou les équations) de transfert de chaleur. Pour cela, on procède à la notion d'équilibre local. Cette dernière est largement utilisée.[57]

$(\rho c_p)_{eff}\frac{\partial T}{\partial t}+ (\rho c_p)_f \vec{v}+\nabla T= \vec{\nabla} (\lambda_{eff} .\vec{\nabla}) + q_m''$ …….. (II-24.a)

Ou:

$(\rho c_p)_{eff} = (1-\varepsilon)(\rho c_p)_s+ \varepsilon(\rho c_p)_f$…….. (II-24.b)

ρ : a masse volumique du fluide considéré

Ɛ: La porosité du milieu poreux

$(\rho c_p)_{eff}$: La capacité calorifique effective

$(\rho Cp)_f$: La capacité calorifique du fluide

λ_{eff} : La conductivité thermique effective

$q_m''= (1-\varepsilon)\, q_s''' +\varepsilon\, q_f'''$: Source d'énergie.

II-14-Conditions aux Limites :

Ce système d'équations différentielles est fermé à l'aide de conditions aux frontières appropriées.En plus du choix de la géométrie du confinement, il est nécessaire de fixer les conditions aux limites. Les conditions aux frontières représentatives du problème considéré dans cette étude sont les suivantes :

II-14-1**conditions hydrodynamiques**:sur les frontières de la cavité On impose des conditions d'imperméabilité, ces dernières sont définies par :

$$u = v = 0 \begin{cases} x = 0 \quad , \quad x = l \\ y = 0 \quad , \quad y = h \end{cases}$$

II-14-2 condition thermiques: La cavité est composée de deux parois horizontales, supposées adiabatiques, et deux parois isothermes, maintenues à des températures constantes mais différentes. Les conditions thermiques aux frontières sont exprimées par :

$$\begin{cases} x = 0 \quad , \quad T = T_c \\ x = l \quad , \quad T = T_f \end{cases}$$

$$\begin{cases} y = 0 \quad , \quad \dfrac{\partial T}{\partial y} = 0 \\ y = h \quad , \quad \dfrac{\partial T}{\partial y} = 0 \end{cases}$$

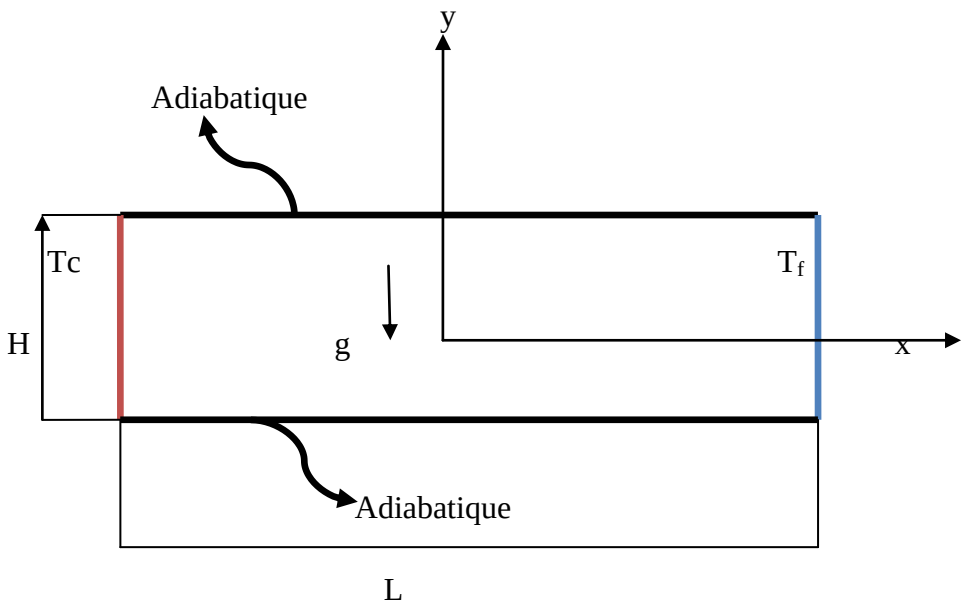


Figure 2-19:Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites

II-14-3 **Equations adimensionnelles :**

II-14-2-1**Grandeurs physiques**

$$X = \frac{x}{L_{ref}} \quad , \quad Y = \frac{y}{L_{ref}} \quad , \quad U = \frac{u}{u_{ref}}$$

$$V = \frac{v}{u_{ref}}, \theta = \frac{T - T_{ref}}{\Delta T_{ref}} \quad P = \frac{P}{P_{ref}}$$

$$\Delta T_{ref} = \frac{L_{ref} \cdot q_w}{K_f}$$

Les propriétés physiques de référence sont celles de l'écoulement à l'entrée

$$\left.\begin{array}{l} U_{ref} = u_0 \ , T_{ref} = T_0 \\ L_{ref} = \mathrm{H} \quad , \quad P_{ref} = \rho . u_{ref}^2 \end{array}\right\}$$

II-14-2-1-1 **Equation de conservation de masse :**

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} = 0 \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{(II-25)}$$

II-14-2-1-2**Equations de conservations de quantité de mouvement :**

Suivant l'axe des X

$$U\frac{\partial U}{\partial X} + V\frac{\partial U}{\partial Y} = -\varepsilon^2\frac{\partial P}{\partial X} + \left[\frac{\partial}{\partial X}\left(\frac{\varepsilon \mu_p^*}{R_e}\frac{\partial U}{\partial X}\right) + \frac{\partial}{\partial Y}\left(\frac{\varepsilon \mu_p^*}{R_e}\frac{\partial U}{\partial Y}\right)\right] - \varepsilon^2\left[\frac{1}{Da.Re} + \frac{F}{\sqrt{Da}}\sqrt{U^2+V^2}\right].U \ldots \text{(II-26)}$$

Suivant l'axe des Y

$$U\frac{\partial V}{\partial X} + V\frac{\partial V}{\partial Y} = -\varepsilon^2\frac{\partial P}{\partial Y} + \left[\frac{\partial}{\partial X}\left(\frac{\varepsilon \mu_p^*}{R_e}\frac{\partial V}{\partial X}\right) + \frac{\partial}{\partial Y}\left(\frac{\varepsilon \mu_p^*}{R_e}\frac{\partial U}{\partial Y}\right)\right] - \varepsilon^2\left[\frac{1}{Da.Re} + \frac{F}{\sqrt{Da}}\sqrt{U^2+V^2}\right].V \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{(II-27)}$$

II-14-2-1-3 **Equation de conservation d'énergie :**

$$\frac{\partial(U\theta)}{\partial X} + \frac{\partial(V\theta)}{\partial Y} = \frac{K^*_{effective}}{Re.Pr}\left(\frac{\partial^2\theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2\theta}{\partial Y^2}\right) \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{(II-28)}$$

le rapport de la conductivité thermique effective du milieu poreux $K_{effective}$sur la conductivité thermique du fluide $k_{f,,}$ ($K^*_{effective}$) et le rapport de la viscosité dynamique du milieu poreux pμsur la viscosité dynamique du fluide μ_f, (μ_p^*) . [59]

II-15**Modèle de Turbulence :**

Les écoulements turbulents sont des phénomènes assez complexes. Un mouvement turbulent entièrement développé est caractérisé par des tourbillons de tailles différentes. Bien qu'il soit théoriquement possible d'appliquer directement les équations de conservation au domaine entier de l'écoulement, il est difficile de le réaliser dans la pratique. Pour créer un modèle numérique utilisable dans un domaine d'écoulement

turbulent, il est nécessaire de représenter le mouvement turbulent du fluide en quantités moyennes des variables et de leurs fluctuations. Les modèles basés sur des quantités moyennées peuvent être utilisés sur des maillages d'une densité raisonnable, par conséquent, un coût de calcul raisonnable.

Il existe différents niveaux de modèles, se distinguant par leur degré de complexité, c'est-à-dire par le nombre d'équations de transport supplémentaires introduites pour les quantités turbulentes pour fermer le problème: on parle ainsi de modèles de turbulence à zéro, une ou deux équations. Il existe également des méthodes de résolution plus complexes et plus onéreuses en ressources informatiques: Simulation Numérique Directe (DNS, pour Direct Numerical Simulation) et la simulation des grandes échelles (LES, pour Large-Eddy-Simulation).

Une synthèse de la bibliographie relative à la simulation de la convection naturelle turbulente révèle que le modèle de turbulence k-ε standard est largement adopté (Markatos&Pericleous, 1984 ; Baïri, 2008). A cet effet, ce modèle est utilisé dans la présente étude pour simuler les effets de la turbulence à des nombres de Rayleigh supérieur 10^6(RaT>10^6).Les équations standard de l'énergie cinétique turbulente k et de son taux de dissipation ε ont respectivement la forme suivante : [54]

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\kappa u_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+G_k-\rho\varepsilon+s_k \quad \text{.....(II-28)}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\kappa u_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right]+C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}G_k-c_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k}+s_\varepsilon \quad \text{.....(II-29)}$$

La viscosité turbulente est obtenue à partir de k et εpar la relation suivante :

$$v_t = C_\mu f_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

Le terme de production de pression P_k est calculé par l'expression suivante:

$$P_k=v_t\left[2\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2+2\left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial u}{\partial y}+\frac{\partial v}{\partial x}\right)^2\right]$$

Leterme de flottabilité $G_k$est donné par:

$$G_k = -g\beta\frac{v_t}{\sigma_t}=\frac{\partial T}{\partial y}$$

Les termes de sources E_ε,S_ε peuvent être déterminés par les formules suivantes:

$$E_\varepsilon=2vv_t\left[\left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right)^2+\left(\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right)^2\right]$$

S_ε=0.83 $\left(\frac{k^{3/2}}{\varepsilon c_1 y} - 1\right)\left(\frac{k^{\frac{3}{2}}}{\varepsilon c_1 y}\right)\frac{\varepsilon^2}{k}$

C_1	C_2	C_μ	σ_k	σ_ε
1.44	1.92	0.99	1.0	1.314

Tableau II.3.Coefficients empiriques du modèle k-ε .

II-15-1 **Modèle mathématique du problème étudié :**

II-15-1-1 **Equations dimensionnelles :**

Considérons l'équation de quantité de mouvement suivant y qui est parallèle au vecteur de gravité **g**.[5]

$$\rho\left[\frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial t}(uv) + \frac{\partial}{\partial y}(vv)\right] = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu\frac{\partial v}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu\frac{\partial v}{\partial y}\right) - \rho g \ldots\ldots\ldots \text{(II-30)}$$

Sachant que :

$p' = p + \rho_0 g y$

Avec :

p´ : Pression hydrodynamique.

p : Pression totale.

$\rho_0 g y$: Pression hydrostatique.

On a encore :

$$-\frac{\partial p}{\partial y} = -\frac{\partial p'}{\partial y} + \rho_0 g \ldots\ldots\ldots \text{(II-31)}$$

Rajoutant aux deux membres de l'équation (II.31) le terme ($-\rho_0 g$) on obtient :

$$-\frac{\partial p}{\partial y} + \rho_0 g = = -\frac{\partial p}{\partial y} + (\rho_0 - \rho) g \ldots\ldots\ldots \text{(II-32)}$$

On écrit le terme droit de l'équation (II.32) sous la forme :

$$-\frac{\partial p}{\partial y} + (\rho_0 - \rho) g \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{(II-33)}$$

Négligeant la Pression P' mais considérant que p est la pression hydrodynamique.

On considère l'hypothèse de Boussinesq qui exige que :

ρ_0= ρDans tous les termes des équations de mouvement, sauf dans le terme de gravité (−ρg), et en supposant que la masse volumique varie linéairement avec la température. En faisant undéveloppement de Taylor d'ordre 1 de la masse volumique, on obtient :[56]

$$\rho = \rho_0 + \frac{\partial p}{\partial T}\Big|_p (T-T_0) + o(\Delta T^2)$$

$$\rho = \rho_0 + \frac{1}{\rho_0}\frac{\partial p}{\partial T}\Big|_p (T-T_0) + o(\Delta T^2)$$

D'où:

$$(\rho_0 - \rho) = -\beta\rho_0 p(T - T_0)$$

Avec :

$$\beta = -\frac{1}{\rho_0}\frac{\partial p}{\partial T}\Big|$$

β: Le coefficient d'expansion thermique.
En substituant l'équation on aura :

$$-\frac{\partial p}{\partial y} + (\rho_0 - \rho)g = -\frac{\partial p}{\partial y} + \beta\rho_0 g(T - T0)$$

Avec les hypothèses du fluide Newtonien incompressible, l'hypothèse de Boussinesq est vérifiée, la convection naturelle bidimensionnelle se modélise alors comme suit :[5]

II-15-1-2 **Equation de continuité :**

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \text{…….. (II-33)}$$

II-15-1-3**Equation de quantité de mouvement suivant la direction X :**

$$\rho_0\left[\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(u\,u) + \frac{\partial}{\partial y}(vu)\right] = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu\frac{\partial u}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu\frac{\partial u}{\partial y}\right) \ldots (II-34)$$

II-15-1-4**Equation de quantité de mouvement suivant la direction Y :**

$$\rho_0\left[\frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(u\,v) + \frac{\partial}{\partial y}(vv)\right] = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu\frac{\partial v}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu\frac{\partial v}{\partial y}\right) + \beta\rho_0 g(T - T_f) \text{…..(II-35)}$$

II-15-1-5 **Equation de l'énergie :**

$$\rho_0 C_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(uT) + \frac{\partial}{\partial y}(vt)\right] = \frac{\partial}{\partial x}\left(k\,\frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(k\frac{\partial T}{\partial y}\right) \text{.....(II-36)}$$

II-16**:transfère 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

$$\mathbf{Nu}=\frac{\mathbf{qmesure}}{\boldsymbol{qconvectif}} \text{..... (II-36)}$$

Si Nu=1pas 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 :

$$Nu=\frac{hL}{K} \text{..... (II-37)}$$

Où h est le coefficient de transfert de chaleur par convection, L est longueur de la cavité et k est la conductivité thermique du fluide.

Pour une cavité chauffée différentiellement, le nombre de Nusselt moyen peut être calculé en moyennant les nombres de Nusselt locaux calculés au niveau de tous les nœuds de la paroi froide ou chaude. Le nombre de Nusselt local se calcule sur une paroi isotherme par l'expression suivante : [54]

$$Nu_{local}=\left.\frac{\partial \Theta}{\partial X}\right|_{x=1}$$

Le nombre de Nusselt moyen est alors donné par la relation suivante:

$$Nu_{moy}=\frac{\sum_{noeuds} Nulocal}{n}$$

n : nombre de nœuds

II-17Conclusion :

Nous avons présenté dans ce chapitre les équations de la convection naturelle en ApproximationBoussinesq avec des conditions aux limites thermiques et dynamiques adaptées à notre problème. Les équations seront résolues par la suite par la méthode des volumes finis en utilisant le code Ansys CFX.

III-Introduction :

On se propose d'étudier numériquement le phénomène de la convection naturelle dans des cavités en régime laminaire ($R_a \leq 10^6$) contenant de l'air, dont le nombre de Prandtl vaut (Pr = 0.71).

La cavité et les conditions aux limites considérées sont :

- La paroi verticale gauche est fixée à une température TH=303Ket la paroi verticale droite est maintenue à une température TC=283K.
- Les parois horizontales sont adiabatiques.
- La condition de non adhérence (u=w=0) est imposée sur toutes les parois.
- La différence de température ($\Delta T=20°C$) entre les parois verticales provoque une différence de densité de l'air intérieur[63].

Les cavités rectangulaire ont un rapport de forme (longueur / hauteur (m)) 1,2,4,6,8,10.Les axes de coordonnée x et y sont respectivement orientés suivant la direction horizontale et verticale.

Les différents cas à étudier peuvent être obtenus en variant :

- la différence de température entre les parois chaude et froide (nombre de Rayleigh),

- la nature du fluide (nombre de Prandtl).

- ou la géométrie de la cavité(le facteur de forme), qui est le rapport de la largeur de la cavité sur sa hauteur)

Les équations de continuité et quantité de mouvement et d'énergie ont été résolues par la méthode des volumes finis (MVF) en utilisant le code ANSYS CFX.

III-1-1 Présentation d'ANSYS CFX :

ANSYS, Inc. est un éditeur de logiciels spécialisé en simulation numérique. L'entreprise a son siège à Canonsburg en Pennsylvanie aux États-Unis. Ses produits majeurs sont des logiciels qui mettent en œuvre la méthode des éléments finis, afin de résoudre des modèles préalablement discrétisés.

Le code « ANSYS » comprend plusieurs composantes telles que : ANSYS/Professionnel, ANSYS/ Multiphisics, ANSYS/Structural….etc.

Chaque composante est destinée à l'un des domaines d'ingénierie, et son choix met automatiquement à la disposition de l'utilisateur les processus adéquats (type d'élément, conditions aux limites, tracés,…etc.).

On trouve dans le manuel d'aide de « ANSYS » toutes les instructions qui permettent son exploitation à travers son interface utilisateur graphique "Graphical User Interface" ainsi que toute la documentation nécessaire.

De nombreux processus de calcul sont disponibles dans ce code et chaque processus est une sorte d'ensemble de fonctions qui effectuent une tache spécifique. Par exemple, dans le pré-processus général "Préprocesseur ", on construit le modèle, le processus" Solution " dans lequel on applique les conditions initiales et aux limites. Le processus "Post Processor " permet d'exploiter les résultats obtenus de différentes manières (courbes, tableaux …etc.).

III-1-2 Définition de CFX :

C'est un logiciel général de simulation numérique d'écoulements en mécanique des fluides et transfert thermique .Ce logiciel permet de mettre en œuvre une simulation numérique complète de la modélisation, de la création géométrique, et la visualisation des résultats, en passant par la création du maillage et le calcul.

De nombreux processus de calcul sont disponibles dans ce code et chaque processus est une sorte d'ensemble de fonctions qui effectuent une tache spécifique. Par exemple, dans le pré-processus général "Préprocesseur ", on construit le modèle, le processus" Solution " dans lequel on applique les conditions initiales et aux limites. Le processus "Post Processor " permet d'exploiter les résultats obtenus de différentes manières (courbes, tableaux …etc.).[58]

III-1-3 Procédure et étapes de la simulation numérique :

Dans ce qui suit, on va décrire la procédure de calcul à suivre pour simuler numériquement notre cas d'étude, en utilisant ANSYS CFX. L'exemple de calcul montré concerne la simulation en 2D.

III-1-4 propriété physique de l'air :

Le tableau suivant présente les propriétés physiques du fluide considéré (l'air en l'occurrence), calculées à la température de référence [63]

$T_0 = \frac{T_c + T_f}{2}$

Température de Référence(T) K	293.5
$Massevolumique\ (\rho_0) kg/m3$	**1.205**
Chaleur spécifique (Cp_0) J/kg.K	1005
Conductivité thermique ($\boldsymbol{\lambda}_0$) W/m.K	0.0258
Viscosité dynamique (μ^0) kg/m.s	$1.805*10^{-5}$
Coefficient de dilatation thermique ($ß_T$) K^{-1}	0.0034
Prandtl(Pr)	0.70

Tableau III-1 : propriétés physique de l'air.

III-1-5 Description du problème :

III-1-5-1 Cavité carrée

Dans ce cas, il est proposé une étude de transfer de chaleur par convection Naturelle dans une cavité carrée .Les parois parallèles verticales sont soumises à des températures uniformes .tandis que les autres parois sont adiabatiques et imperméable

Le fluide utilisé est l'air à $T=20^0C$ tandis que le nombre de Rayleigh set de 10^3,10^4,10^5,10^6.

III-1-5-1-1 Dimension des cavités étude :

Nombre de Rayleigh	Dimension de la cavité
10^3	$7.81x10^{-3}$
10^4	$1.68\ x10^{-2}$
10^5	$3.63\ x10^{-2}$
10^6	$7.81x10^{-2}$

Tableau III-2 : Nombre de Rayleigh.[63]

Pour choisir un maillage assortissant avec cette étude dans le cas de RaT=10^5, nous avons construit sept grilles de maillage(25x25,50x50,100x100, 150x150 et 200x200).

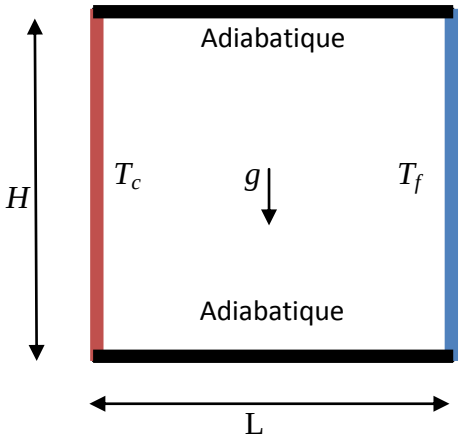


Figure 3.1 : Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites

III-1-5-2Cavité rectangulaire :

Après le premier cas, on prend Ra=10^3 et un maillage (100x10) et les autres conditions physique et thermique. On change le rapport d'aspect de la forme de la cavité :(2 ,4,6,8 et 10)

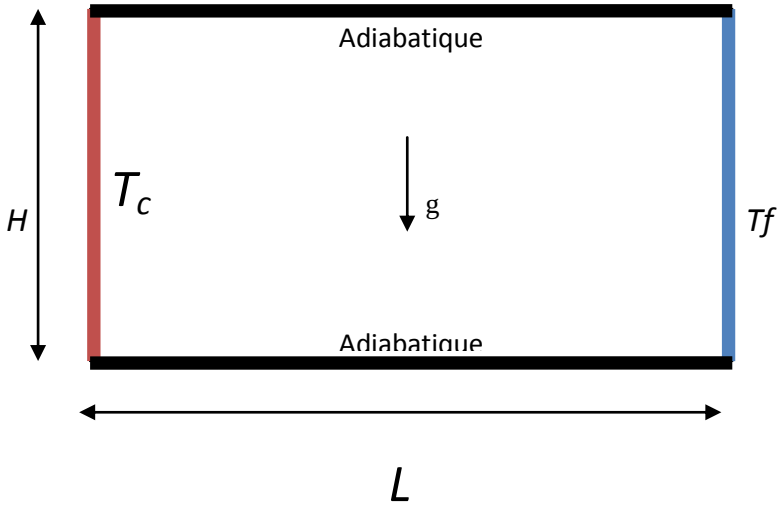


Figure 3.2: Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites.

III-1-5-3 Cavité incliné :

On considère une cavité avec les même caractéristiques physique et géométrique avec le 1er cas .La cavité est inclinée par apport à l'horizontal suivant la direction x d'un angle Φ = (10^0,20^0,30^0,40^0, 50°, 60°, 80°,90°) pour RaT=10^5.

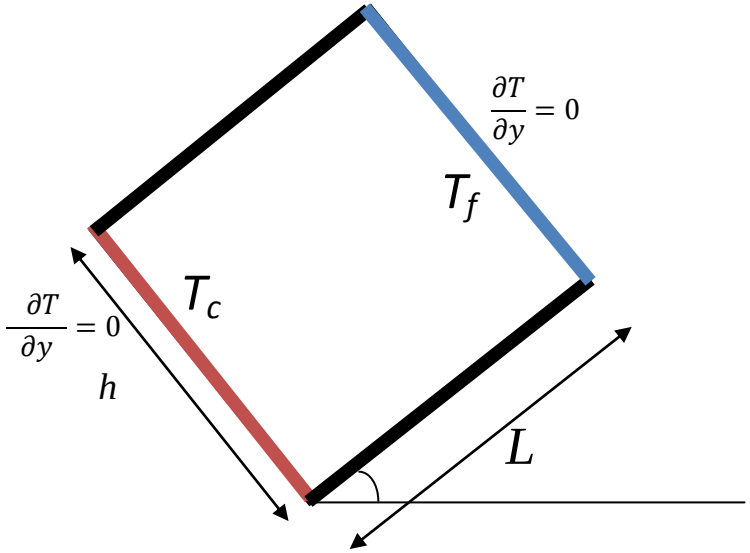


Figure 3.3: Schéma de la cavitéincliné considérée et conditions aux limites.

III-1-5-4 Cavité carrée (la paroi supérieure froide et paroi inferieure chaude):

On suppose une cavité carrée a même caractéristique avec le 1er cas. On change la direction de la température sur les parois parallèle horizontale et les autres parois sont adiabatiques. On considère les mêmes propriétés de l'air et les conditions aux limites .

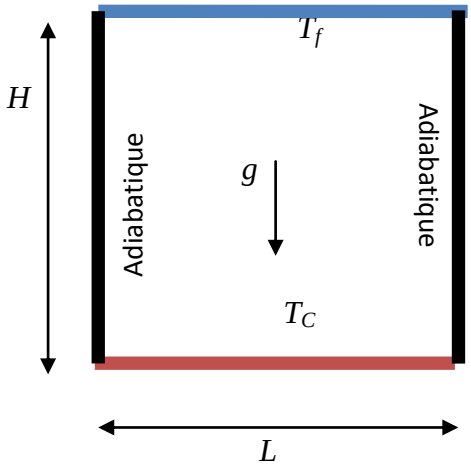


Figure 3.4: Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites

III-1-5-5 Cavité carrée avec milieu poreux :

On étudie, dans ce cas, une cavité carrée contenant un milieu poreux saturé par un fluide, avec des parois horizontales adiabatiques et des parois verticales soumises à des températures constantes différentes T_c ,T_h. Les autres caractéristiques sont inchangées.

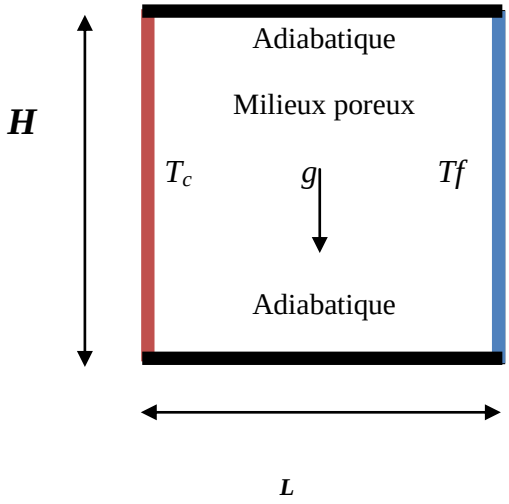
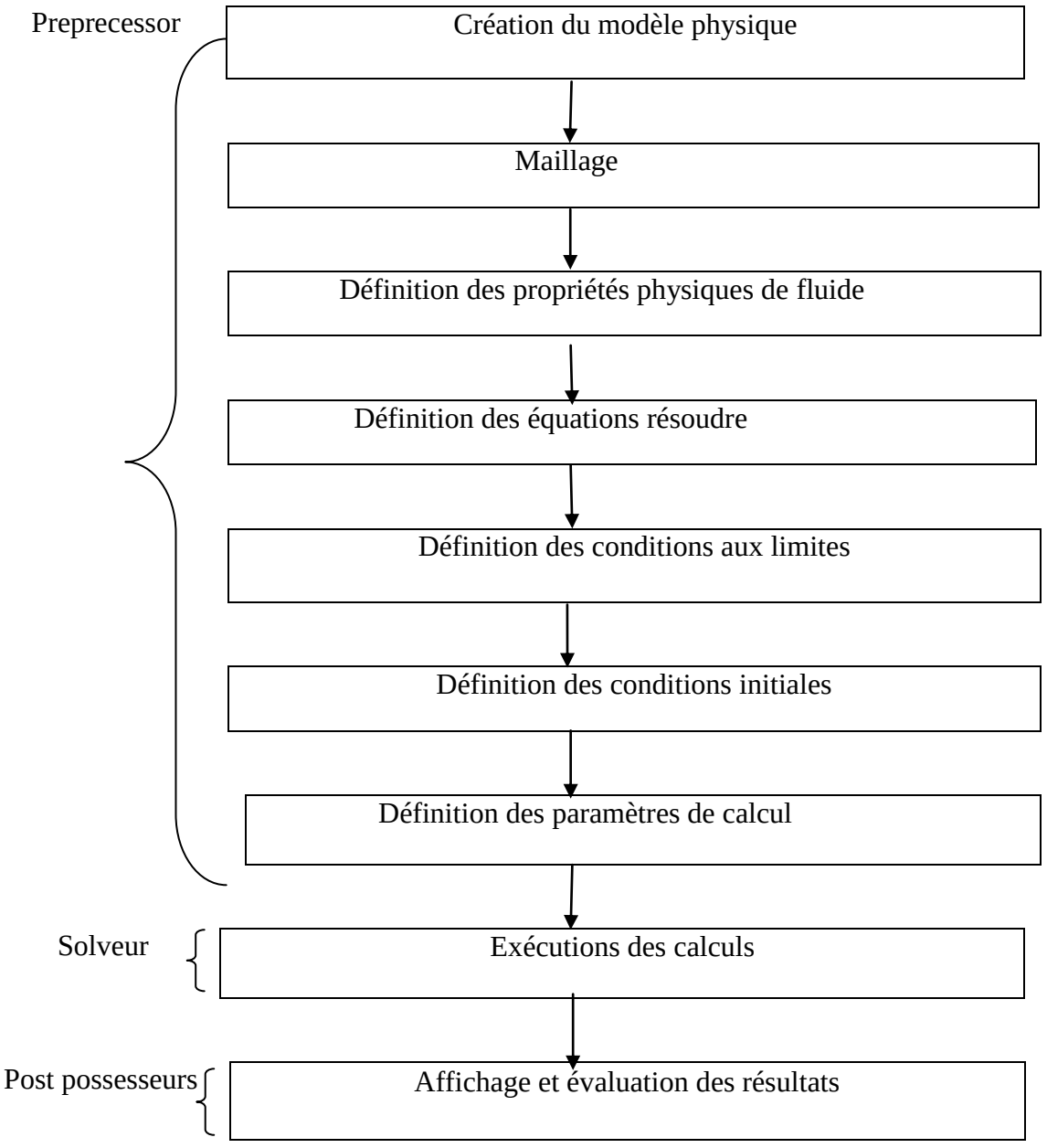


Figure 3.5 : Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites.

Toute simulation repose sur une modélisation du problème .Cette dernière implique certaines hypothèses simplificatrices. Les hypothèses utilisées souvent dans l'étude de la convection naturelle sont énumérées comme suit:

- Absence de source de chaleur.
- Les propriétés thermo physiques du fluide sont constantes et sont évaluées à la température de référence.
- Le fluide est newtonien et incompressible.
- La dissipation visqueuse est négligée.
- La densité du fluide, quant à elle, suit l'hypothèse de Boussinesq. [54]

III-1-6 Organigramme de calcul:[63]



IV-Introduction :

La convection naturelle thermique est un mode de transfert de chaleur du milieu chaud vers un milieu froid qu'on peut trouver dans de nombreux domaines (climatique, habitat, électronique et industriel). Au cours de ce processus, un mouvement des particules fluides est généré par les effets de poussée d'Archimède lié à l'action du champ de pesanteur et à la présence de gradients de température qui provoquent des variations de densité (effet du tirage thermique). Egalement, d'autres quantités scalaires peuvent agir et générer des variations de densité. Parmi ces quantités, on trouve les gradients de concentration. En effet, ces gradients (de température et de concentration) peuvent agir ensemble ou bien en opposition selon les conditions aux limites.

IV-1-1Modèle physique et conditions aux limites :

(La figure 4.1) présente la cavité et les conditions aux limites considérées. La paroi verticale gauche est fixée à une température T_H=303 K et la paroi verticale droite est maintenue à une température T_C=283 K. Les parois horizontales sont adiabatiques. La condition de non adhérence (u=v=0) est imposée sur toutes les parois. La différence de température (ΔT=20°C) entre les parois verticales provoque une différence de densité de l'air intérieur.

Cette différence de densité entraine le mouvement du fluide qui est caractérisé par le nombre de Rayleigh RaT. Il convient de signaler que l'augmentation de ce nombre engendre le passage du régime laminaire au régime turbulent. Selon Elder [9], l'écoulement devient turbulent lorsque RaT est supérieur à 10^6. Dans ce travail, nous nous n'intéressons qu'au régime laminaire ($RaT \leq 10^6$).

Dans le but d'étudier l'influence du nombre RaT sur le transfert de chaleur et sur le comportement de l'écoulement, nous avons considéré quatre valeurs de RaT (10^3, 10^4, 10^5 et 10^6). En fonction de ces valeurs, les dimensions des cavités correspondantes ont été déterminées en gardant les mêmes propriétés physiques de l'air et les mêmes conditions aux limites illustrées sur la (figure IV.1). Le tableau 3.2 présente les dimensions des cavités en fonction du nombre RaT. Dimensions (des cavités étudiées sur chapitre III).

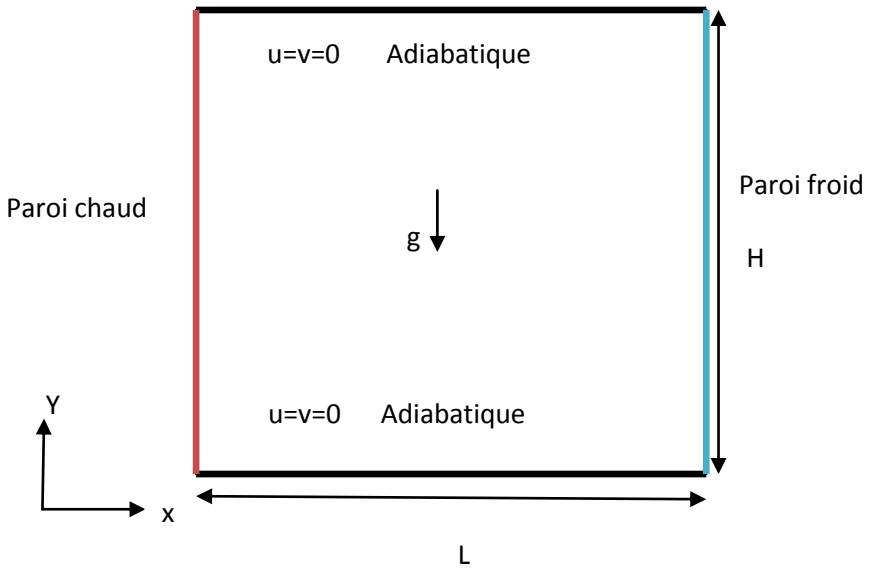


Figure 4 .1 : conditions aux limites.

IV-1-2 Méthode de résolution :

Dans le cas général, les équations de conservation décrites dans le chapitre II sont non linéaires. Leur résolution analytique est difficile voire impossible. Par conséquent, on fait appel aux méthodes numériques à l'instar des éléments finis, différences finies …etc. pour obtenir des solutions approchées. Ici, nous avons choisi d'employer la méthode des volumes finis décrite dans le chapitre II pour discrétiser le système d'équations décrivant un écoulement de convection thermique naturelle.

IV-1-3 Sensibilité au maillage :

La résolution d'un problème et l'obtention d'une solution numérique stable nécessite la construction d'une grille contenant un nombre suffisant de mailles. En effet, le résultat obtenu doit être indépendant du maillage. Cependant, les contraintes matérielles comme les ressources informatiques nous amènent à optimiser le maillage. Il est important que celui-ci soit serré dans toutes les zones où les variables présentent de forts gradients, en particulier au voisinage des parois ou dans les zones de recirculation.

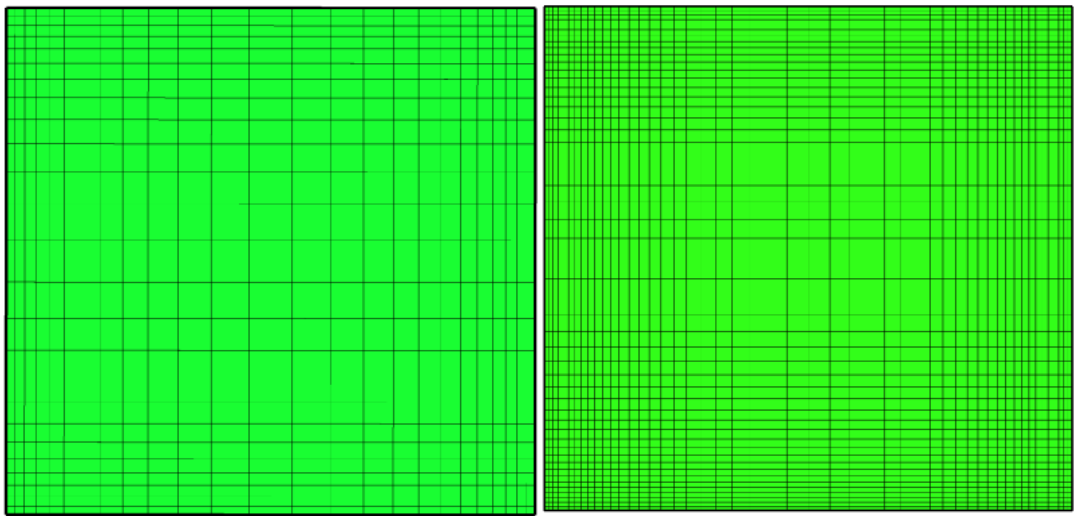


Figure 4.2(a): Grille de maillage utilisée; 25x25, 50x50

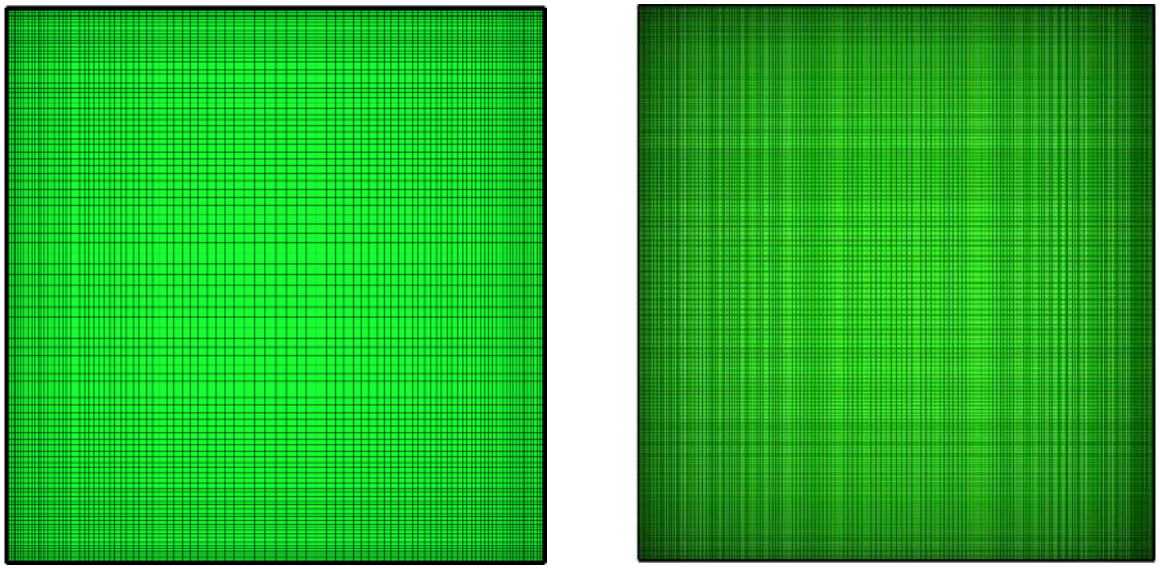


Figure 4.2(b): Grille de maillage utilisée :100×100,200x200

Afin de vérifier l'indépendance des résultats, nous avons construit cinq grilles de maillage (25×25,50×50,100×100, 150×150, 200×200) pour le cas de RaT=10^5. Nous avons employé un maillage quadratique structuré avec un coefficient d'expansion géométrique vers l'intérieur de 1.2 (Figure 4.2(a) et (b)). Le maillage obtenu est fin au niveau des parois qu'au centre de la cavité, quelque soit la variation de la densité du maillage. A l'issue de ces résultats, on a retenu la grille 100×100 pour l'ensemble des calculs.

IV-1-4 Résultats

Le point le plus important est de vérifier l'exactitude des résultats obtenus. Le meilleur moyen est de les comparer à des données expérimentales. A cet effet, le modèle adopté a été

validé en réalisant des calculs pour le cas d'une cavité carrée avec deux parois isothermes et comparé les résultats aux données expérimentales publiées par koufi[63] 2015 . Krane et Jessee [5] (Barakos et al. [18]et Fusegi et al. [16]).

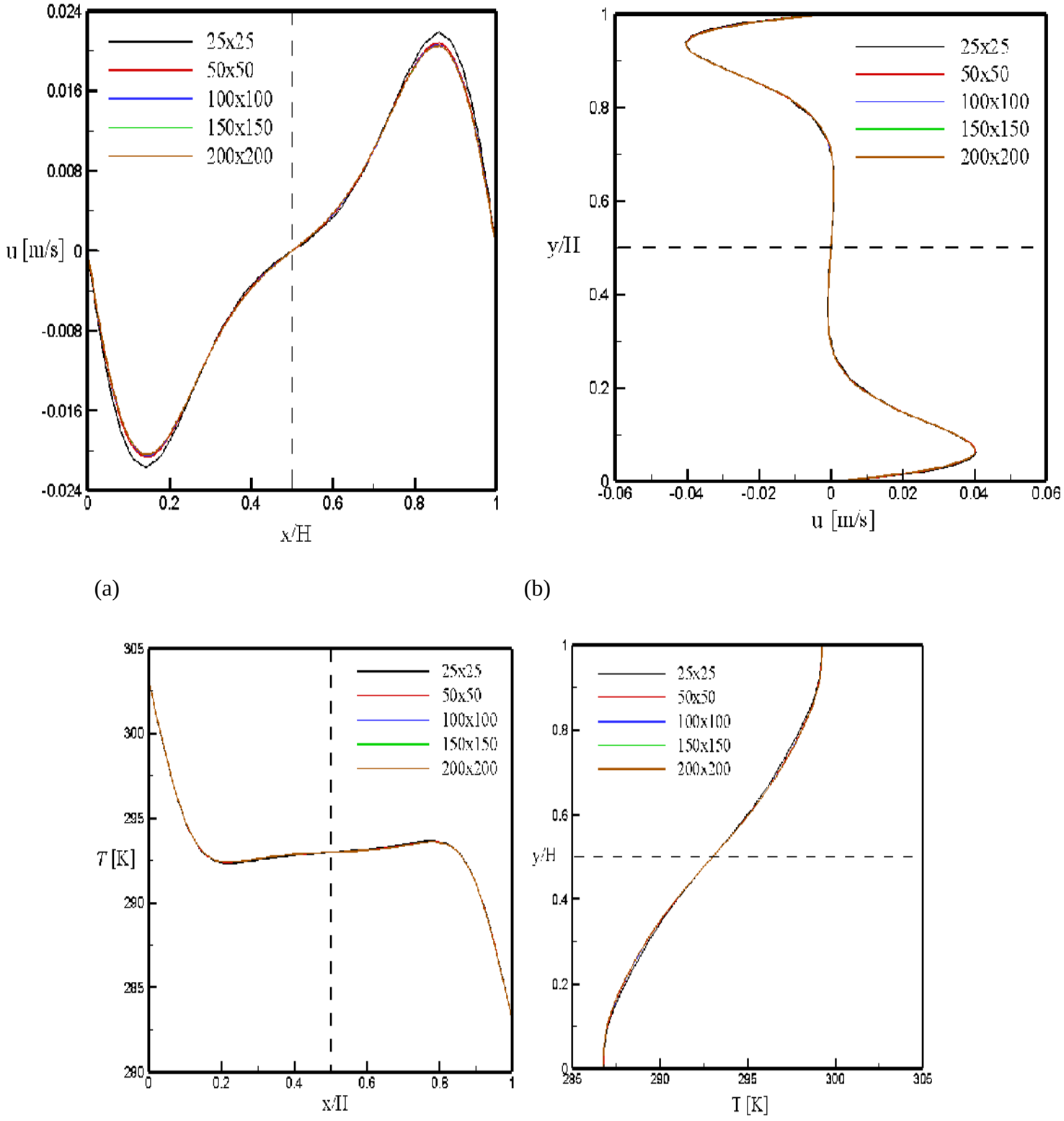
IV-1-5 Confrontation avec les données de littérature :

Krane et Jessee [5] ont réalisé une étude expérimentale d'un écoulement de convection thermique naturelle dans une cavité cubique en régime laminaire RaT=1.89 10^5. Ils ont obtenu des résultats expérimentaux concernant les composantes de la vitesse (u et v) et la température (T) mesurées au milieu de la cavité. Ces résultats ont fait l'objet de plusieurs comparaisons par d'autres chercheurs (Barakos et al. [18]et Fusegi et al. [16]).et koufi[63]

Les figures 4.3 (a) et 4.3 (b), présentent la comparaison des profils de vitesses u et v obtenus numériquement avec ceux de l'expérience de Krane et Jessee [5] à Y=0.5 et à X=0.5, respectivement. Nous constatons que les profils de u et v sont identiques. Nous remarquons que les valeurs maximale et minimale de u et de v obtenues numériquement sont légèrement faibles par rapport à celles de Krane et Jessee [5]. Ces remarques ont également été constatées par Barakos et al. [18] et Fusegi et al. [16] et koufi [63]. Ceci est dû probablement soit aux défauts des mesures (laser Doppler velocimetry), soit à la non finesse du maillage au voisinage des parois.

La figure 4.3 (c) illustre le profil de T tracé à Y=0.5. Nous remarquons que la température est quasi-homogène au milieu de la cavité et vérifie bien sa valeur atteinte au niveau des parois verticales. Dans l'ensemble, l'accord entre les prédictions et les mesures est très satisfaisant.
La figure 4.3 (d) illustre le profil de T tracé à X=0.5. Nous remarquons que la température quasi-homogène au milieu de la cavité et vérifie bien sa valeur atteinte au niveau des parois verticales.

Le tableau 4.1 présente les comparaisons entre nos résultats et ceux de la littérature [18, 9-16,koufi]. Ces comparaisons portent sur les nombres de Nusselt ($\overline{Nu}$) et les endroits où ils se produisent (Xet Y). Il en est de même pour les valeurs des vitesses (u**,** v) et leurs coordonnées correspondantes (X et Y). Le nombre RaT varie entre 10^3 et 10^6. Nous remarquons un excellent accord, entre les résultats obtenus et la solution de référence de De Vahl Davis [9], ainsi qu'avec les solutions de koufi[63], Markatos et Pericleous [6], Fusegi et al. [16] et Barakos et al. [18] et et ceci pour les différente valeurs de RaT utilisées.



(a) (b)

(d) (c)

Figure 4.3:l es résultats numérique avec ceux de la réf. [5]: (a)profil de **u**, (b) profil de v, (c) profil de **T**y,(d)profil de Tx; pour **RaT** = **1.89 10⁵**.

A la lumière des résultats obtenus , nous constatons que les nombres Nū , Numax et Numin augmentent avec le nombre RaT. Ceci traduit l'intensification du transfert de chaleur en fonction du nombre RaT. Le nombre Numax est localisé auprès de la paroi horizontale inférieure (y=0), cela implique un transfert de chaleur maximum à y=0 en raison de l'air frais qui est entrainé par le mouvement, puis se réchauffe et monte vers le haut. Tandis que le nombre Numin se situe au voisinage de la paroi horizontale supérieure (y=1), cela signifie que le transfert de chaleur est minimum puisque l'air à cet endroit est déjà chauffé et a tendance à se déplacer vers la paroi verticale droite. L'augmentation des vitesses explique l'accélération de l'écoulement à fur et à mesure que le nombre RaT augmente.

Tableau 4.1: Comparaison des résultats avec ceux des références [9-6-16-18-[12]] pour différentes valeurs de **RaT** (PT=Présent travail).

$\overline{Nu}$				
RaT	10^3	10^4	10^5	10^6
PT	1.1147	2.2347	4.5166	8.8393
[9]	1.118	2.243	4.519	8.799
[6]	1.108	2.201	4.430	8.754
[16]	1.501	2.302	4.646	9.012
[18]	1.114	2.245	4.510	8.806
[63]	1.141	2.170	4.471	9.359

Tableaux 4.2 :Les erreur de Comparaison des résultats avec ceux des références [9-6-16-18-koufi] pour différentes valeurs de **RaT**.

	$RaT=10^3$	$RaT=10^4$	$RaT=10^5$	$RaT=10^6$
9	0.295 %	0.370%	0.053 %	0.458 %
6	0.604 %	1.50 %	1.95 %	0.974 %
16	0.446 %	2.92 %	2.785 %	1.916 %
18	0.062 %	0.458 %	0.14 %	0.378 %

IV-1-6 Influence du nombre de RaT :

Le paramètre principal qui gouverne un écoulement convectif est le nombre RaT qui représente le rapport entre les forces de flottabilité et les forces de dissipation. Donc, il est nécessaire d'étudier son influence sur le transfert thermique et sur le comportement de l'écoulement.

Les figures (4.4(b)), (4.5(b)), (4.6(b)) et (4.7(b))montrent les isothermes et le champ de vitesses pour RaT ($10^3 \leq RaT \leq 10^6$). Nous observons que l'écoulement est symétrique par rapport à la droite d'équation:$f(x,y)=f(L-x,H-y)$ ……..……..(VI.1) .

Pour les faibles valeurs de RaT, l'écoulement présente une seule structure (monocellulaire) qui tourne dans le sens horaire. Cette recirculation est créée par la différence de densité du fluide au voisinage de la paroi chaude. En effet, l'air reçoit de la chaleur et devient plus léger et ascendant le long de cette paroi. Par contre à proximité de la paroi froide il se refroidi et devient plus lourd et descendant. En augmentant RaT, l'écoulement tend à devenir elliptique et donne naissance à deux tourbillons à $RaT = 10^5$. A $RaT = 10^6$, nous observons que ces tourbillons se déplacent vers les coins en bas à droite et en haut à gauche et donne lieu à la formation d'un troisième petit tourbillon au centre de la cavité.

IV-1-7 **Présentation les lignes de courant**

IV-1-7-1 **Lignes de courant et isothermes de Cavités carrées et rectangulaires :**

Le paramètre principal qui gouverne l'écoulement convectif est le nombre de Rayleigh qui est le rapport entre les forces de flottabilité (poussée d'Archimède) et les forces de dissipation d'où, il sera nécessaire d'interpréter les champs dynamiques (Lignes de courant) et thermiques dans la cavité rectangulaire sans ondulations avec différentes rapports de forme (A=2,6 et 10) .

IV-1-7-1-1**Lignes de courant dans les cavités carrées pour différents nombres de Rayleigh** :

Cavité carrée pour un Ra= 10^3

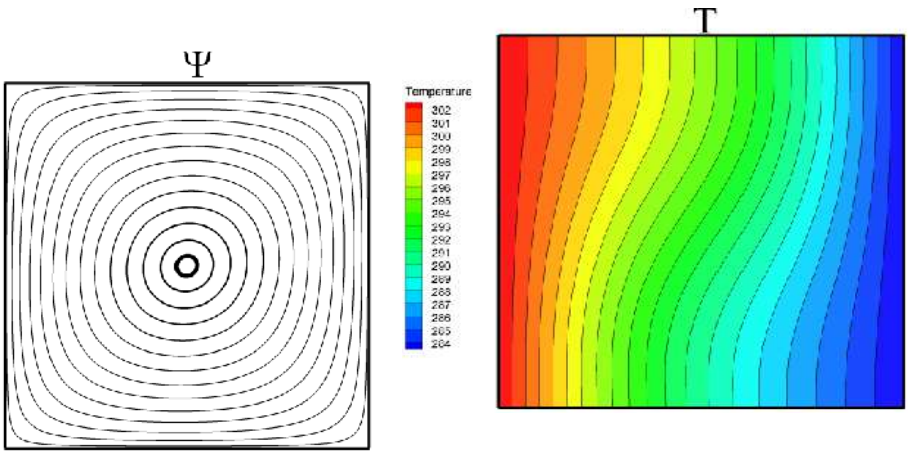


Figure 4.4 (a):le line de courant (à gauche) et isotherme (à droite)

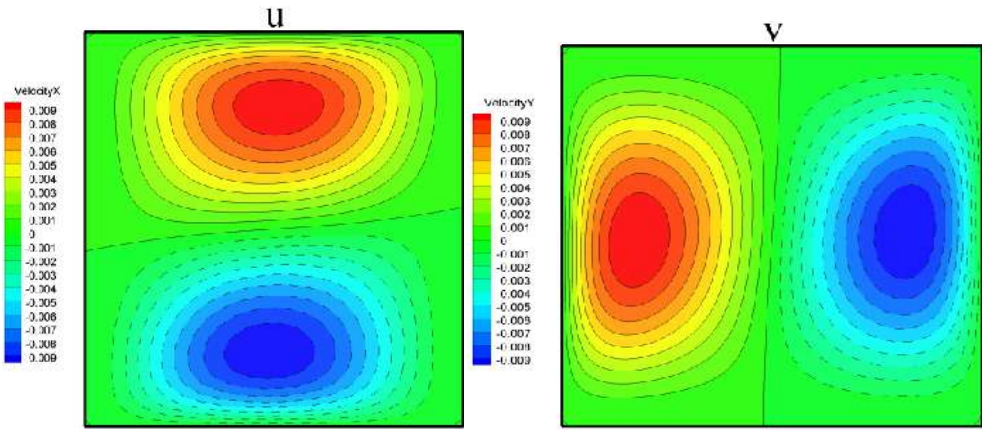


Figure 4.4(b):la vélocity U (à gauche) et vèlocity V (à droite)

Cavité carrée pour Ra=10^4

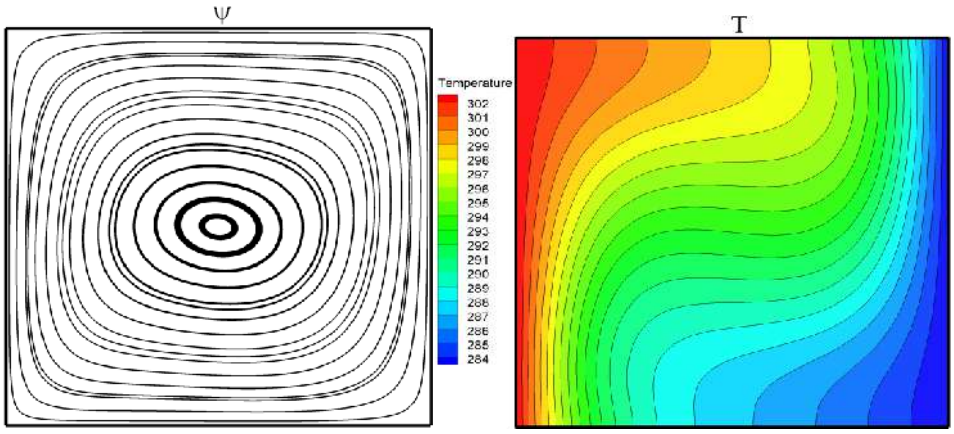


Figure 4.5 (a):le line de courant (à gauche) isotherme (à droite)

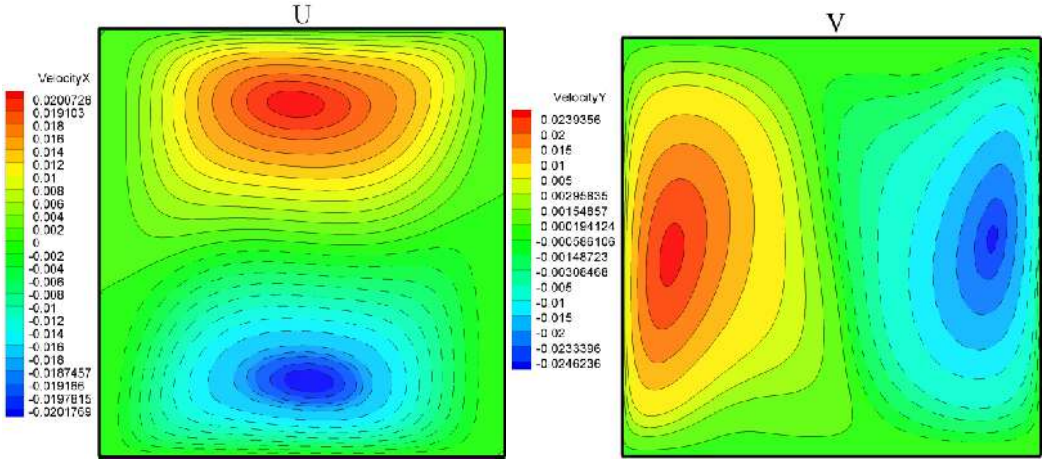


Figure 4.5(b):la vélocity U (à gauche) et vèlocity V (à droite)

Cavité carrée pour un Ra= 10^5

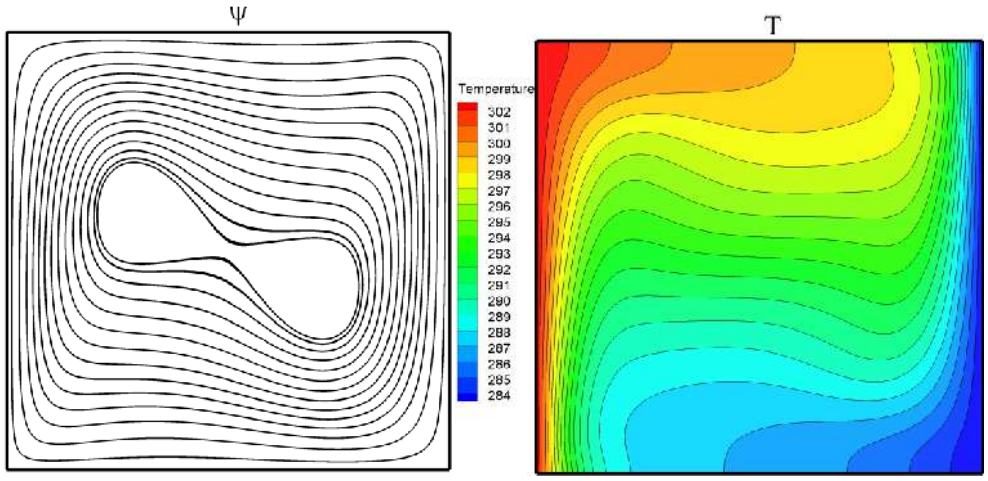


Figure 4.6 (a): les line de courant (à gauche) et isotherme (à droite).

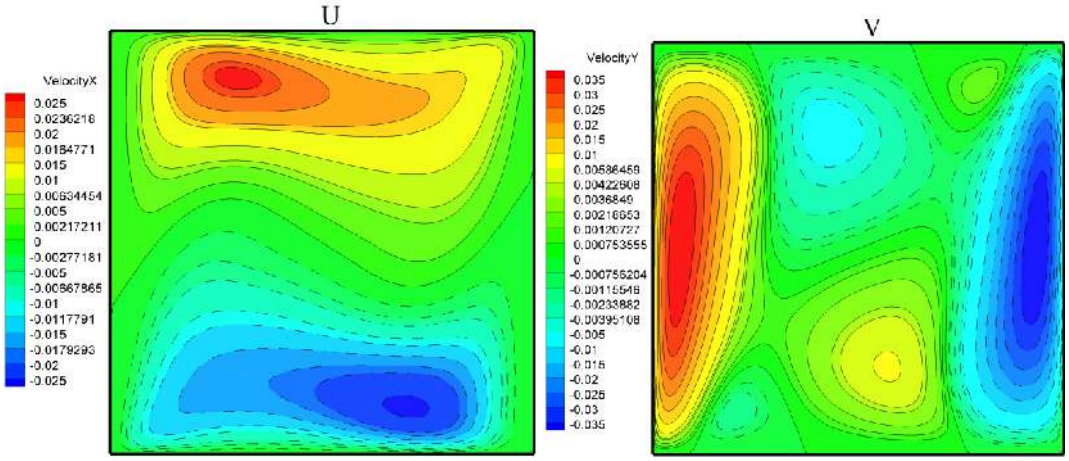


Figure 4.6(b):la vélocity U (à gauche) et vèlocity V (à droite).

Cavité carée pour un Ra=10^6

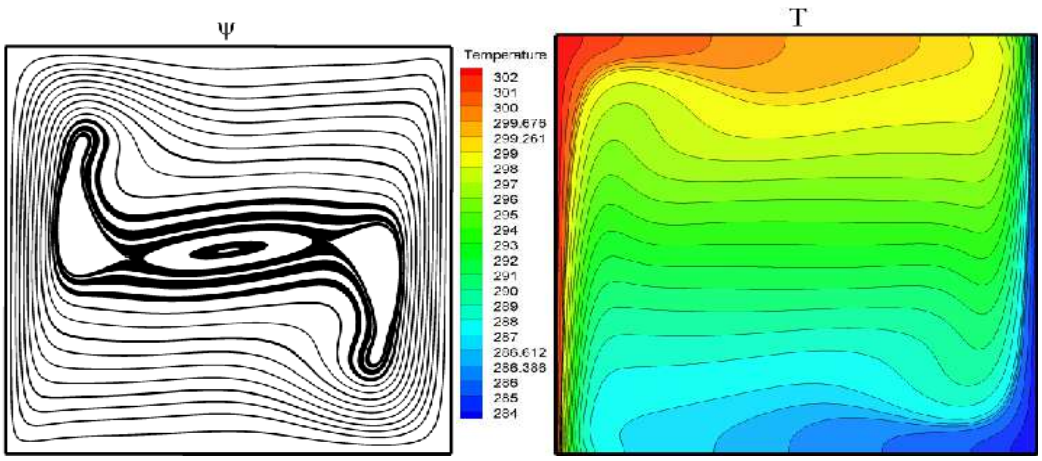


Figure 4.7 (a)les line de courant (à gauche) et isotherme (à droite)

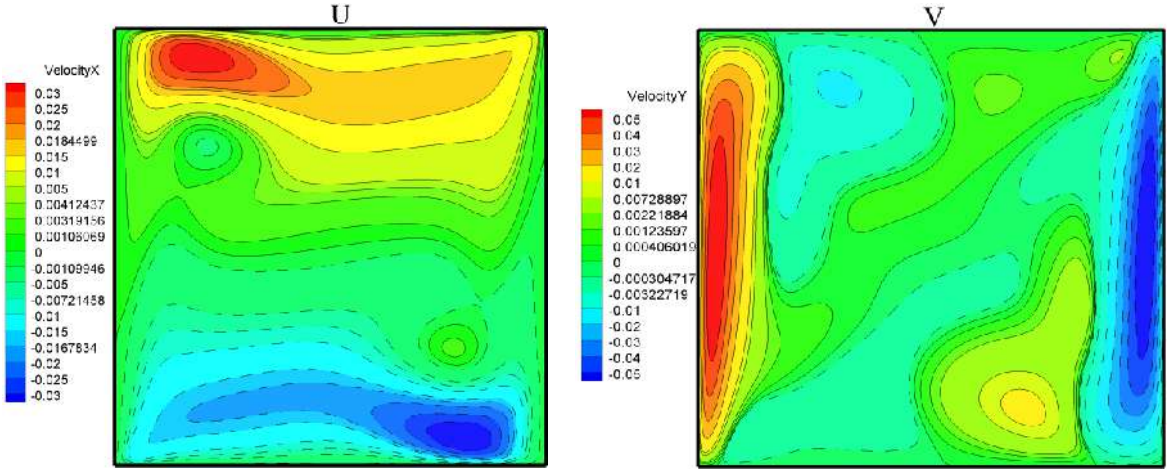


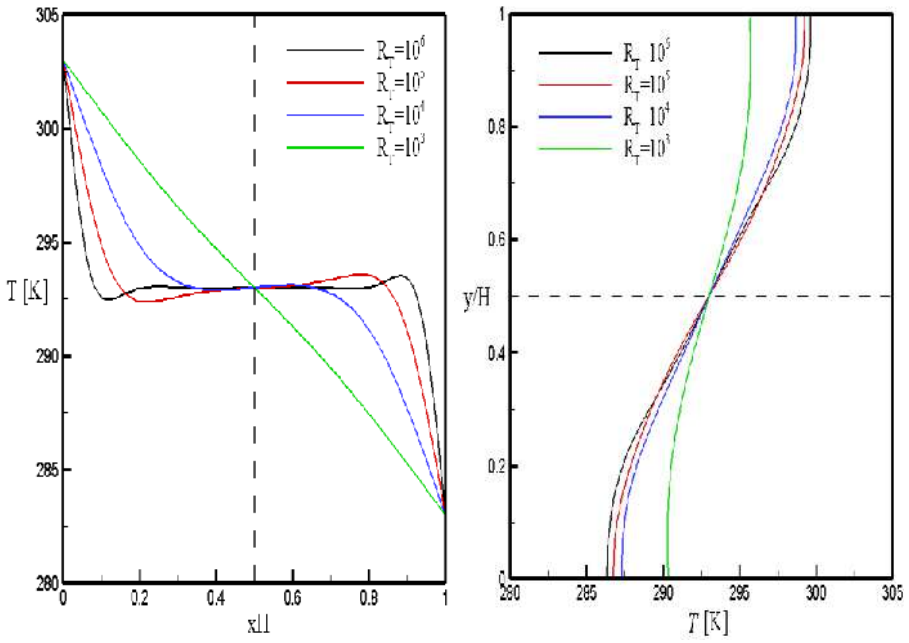
Figure 4.7(b): la vélocity U (à gauche) et vèlocity V (à droite)

Les figures (4.4(a)), (4.5(a)), (4.6(a)) et (4.7(a)) montrent les lignes de courant et les isothermes pour un nombre de Rayleigh variant de 10^4 jusqu'à 10^6. L'écoulement est monocellulaire représenté par un vortex tournant appelé vortex primaire au sens contraire d'une aiguille d'une montre. Ce phénomène est créé par le fait que le fluide à côté de la paroi chaude reçoit de la chaleur et devient plus léger et ascendant du fait de la poussée d'Archimède. Par contre à proximité de la paroi froide il se refroidie et devient plus lourd et descendant le long de cette paroi.

En ce qui concerne les isothermes, il s'avère que l'augmentation du nombre RaT entraine des variations significatives des isothermes. A RaT=10^3, les isothermes sont pratiquement verticales, évoluent avec RaT et deviennent quasi-horizontales à RaT=10^6. Egalement, les isothermes se resserrent de plus en plus au voisinage des parois verticales en augmentant le nombre RaT.

Les effets thermiques engendrent une cellule de convection dans la région centrale de la cavité. Pour les faibles valeurs de RaT, le mode de transfert de chaleur dominant est la conduction. L'augmentation de RaT intensifie le mouvement d'air en boucle dans la couche limite près des parois verticales.

La (figure 4.8) illustre les profils de températures à X=0.5 et à Y=0.5. Ces profils traduisent que le transfert de chaleur par conduction est largement dominant à RaT=10^3, nous remarquons que le transfert de chaleur par convection devient de plus en plus dominant et les profils de température deviennent horizontaux dans le centre de la cavité (figure 4.8 (a)). Les températures sont élevées à l'intérieur de la couche limite qui s'est développée à proximité de la paroi chaude et les faibles températures sont à l'intérieur de la couche limite qui s'est formée au niveau de la paroi froide.



A **b**

Figure 4. 8: Profils de température **T** pour différentes valeurs de **RaT**: (a) y=**0.5**, (b) **X**=**0.5**.

La (figure 4.9) présente les profils de la vitesse u tracé à Y=0.5. En passant de RaT=10^3 à RaT=10^4, les valeurs des vitesses u augmentent. Tandis que, pour RaT>10^4, elles diminuent progressivement dans toute la cavité.

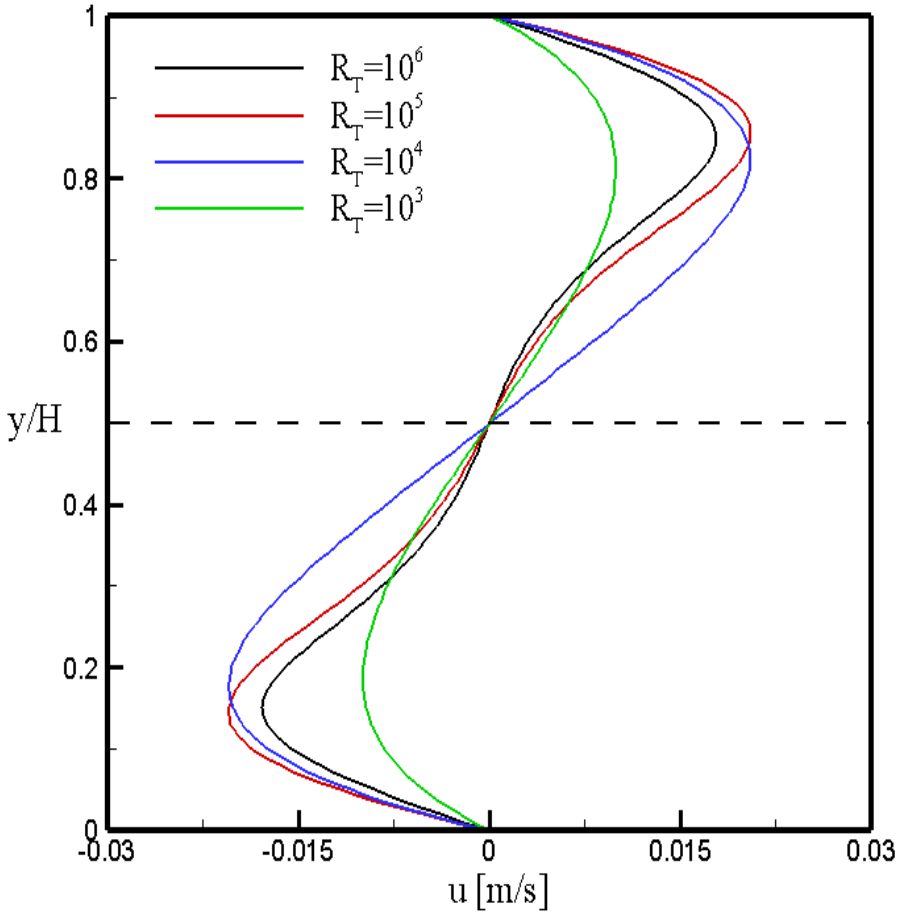


Figure 4.9: Profils de la vitesse u∗ pour différentes valeurs de RaT: (a) Y=0.5

La figure 4.10 montre les profils de la vitesse V tracé à Y=0.5 et à X=0.5. En variant RaT de 10^3 à 10^4, les valeurs de V augmentent. Cependant, pour RaT>10^4, V diminue progressivement au centre de la cavité, devient presque nulle à RaT=10^6 et augmente au niveau des couches limites.

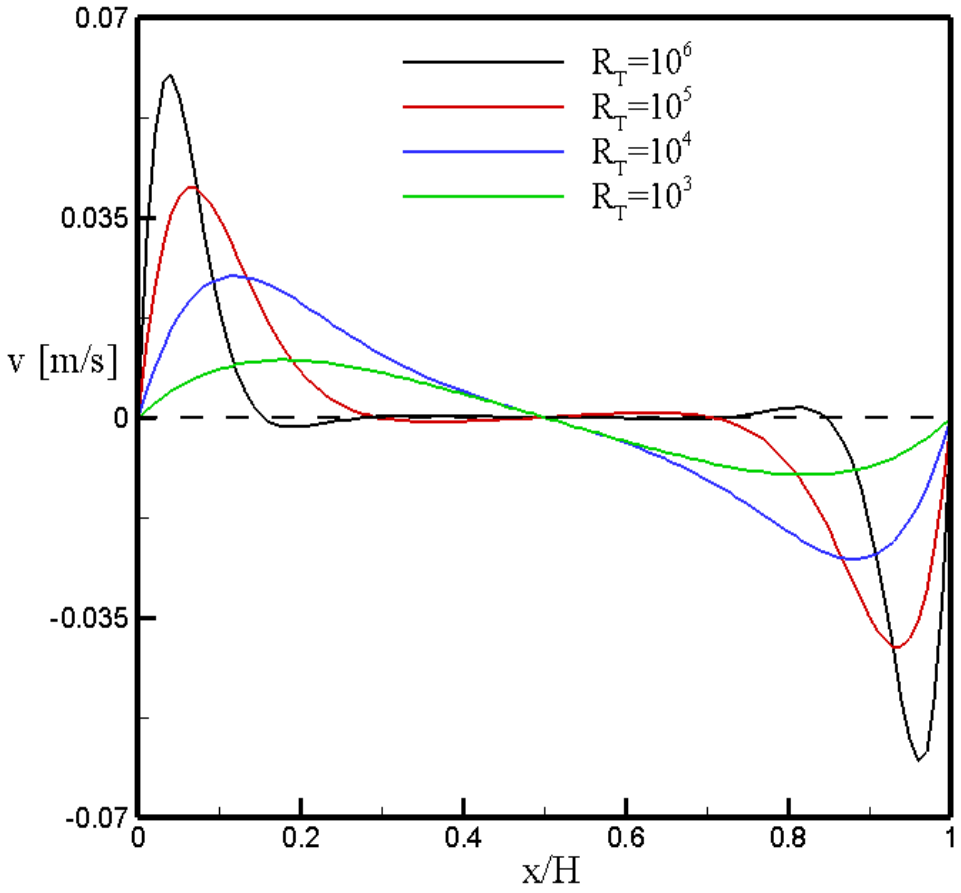


Figure 4.10: Profils de la vitesse v pour différentes valeurs de RaT: X=0.5.

Les observations tirées des profils de température et de vitesses montrent que lorsque la convection prend effet dans un domaine, des couches limites se développent près des parois. Le transfert de chaleur à travers ces couches limites ne se fait que par conduction et le noyau du tourbillon s'homogénéise pour tendre vers une température quasi constante. Les basses et hautes températures se trouvent à l'intérieur des couches limites le long des parois isothermes. L'épaisseur des couches limites dépend principalement de l'intensité de la convection i.e. de la valeur du nombre RaT. L'évolution des isothermes à l'intérieur de la cavité est conforme à la circulation du fluide révélée par les champs de vitesses. Il a été counstaté que les isothermes (figure 4.4) deviennent de plus en plus serrées au niveau des parois latérales à mesure que RaT augmente.

La (figure 4.11) illustre l'évolution du nombre de Nusselt local (Nu) calculé au niveau de la paroi chaude en fonction de la hauteur de la cavité, et ce pour différentes valeurs de RaT. Le nombre Nu est plus élevé près de la paroi horizontale inférieure (Y=0). Ceci se traduit par un taux de transfert de chaleur maximal à cause de l'air frais qui s'échauffe près de la paroi chaude. Par conséquent, sa densité diminue, il remonte à cause de la force d'Archimède et

modifie sa trajectoire au niveau de la paroi horizontale supérieure. A Y=1, le taux de transfert de chaleur est minimal en raison de l'air chaud, au niveau de la paroi horizontale supérieure, qui tend à se déplacer vers la paroi froide. Ceci implique de faibles valeurs de Nu.

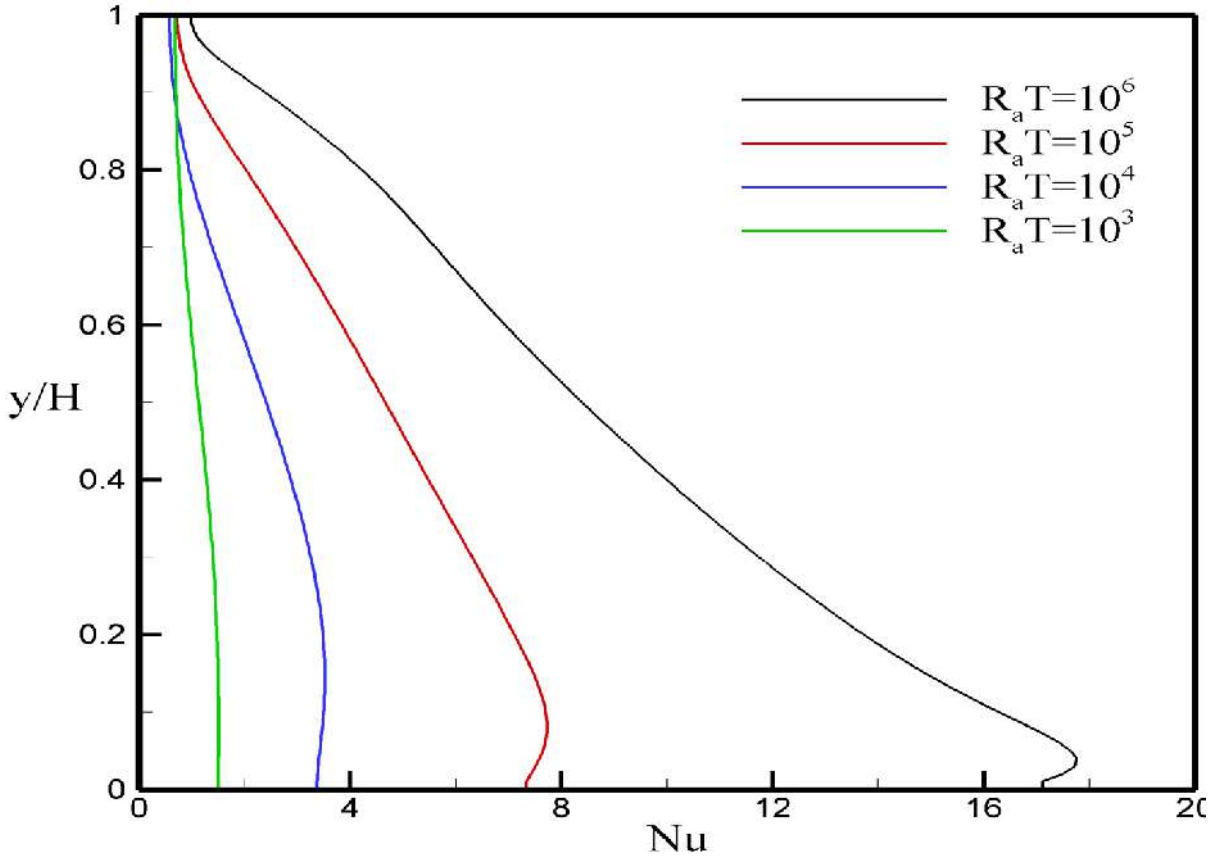


Figure 4.11: Evolution du nombre de Nu le long de la paroi chaude ;y/H.

L'évolution du nombre de Nusselt moyen ($N\bar{u}$) en fonction du nombre RaT est représentée sur la (figure 4.12) Nous observons que ce nombre augmente avec RaT. Notons que cette courbe permet de retrouver la corrélation proposée par Barakos et al. [9] et Markatos et Pericleous [6]. Celle-ci est donnée par la relation:

$Nu_{moy}= a\ Ra_T^{\ b}$

où a et b sont des constantes.

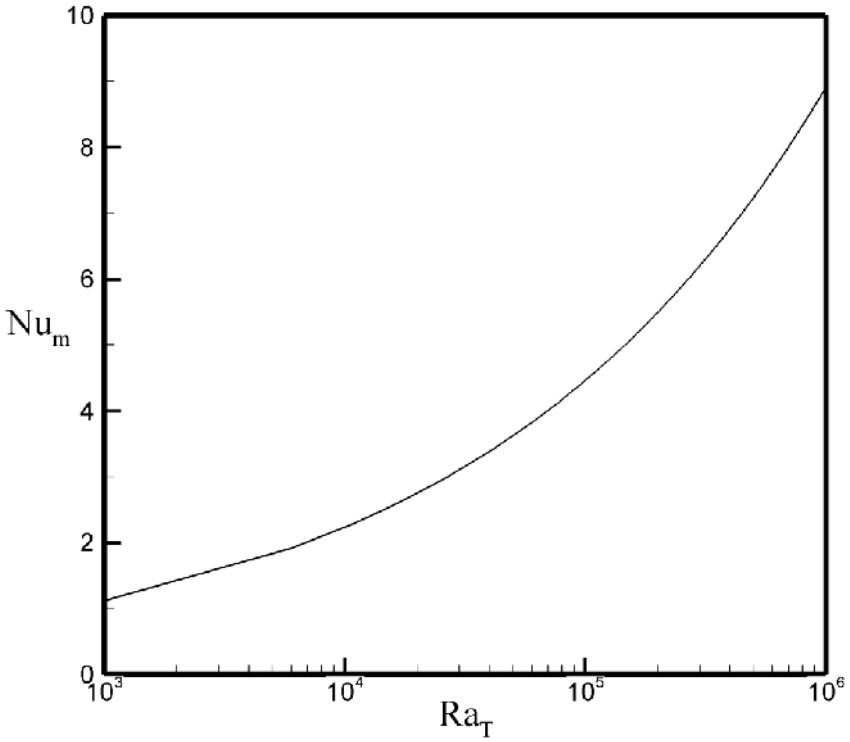


Figure 4.12: Evolution du nombre Nū en fonction de RaT.

Dans le **tableau 4.2** , nous présentons et comparons les valeurs des constantes a et b avec celles obtenues par Koufi [12] Barakos et al. [18] et Markatos et Pericleous [6]. Nous obtenons un bon accord.

Tableau 4.2: Comparaison des constantes a et b de la corrélation $\mathbf{Numoy=aRa_T^b(10^3\leq RaT\leq 10^6)}$.

	Présent Travail	Koufi [12]	Barakoset al. [18]	Markatos et Pericleous [6]
A	0.156	0.1345	0.142	0.143
B	0.303	0.3056	0.299	0.299

Tableaux 4.3 : les erreurs de Comparaison des constantes a et b de la corrélation $\mathbf{Numoy=aRa_T^b(10^3\leq RaT\leq 10^6)}$.

	Koufi	Barakos et al. [18]	Markatos et Pericleous [6]
A	15.98 %	8.97 %	9.09 %
B	0.85 %	1.33 %	1.33 %

IV-1-7-1-2**Lignes de courant dans les cavités carrées pour différents rapport de forme :**

Pour rapport de forme (L/H)=2

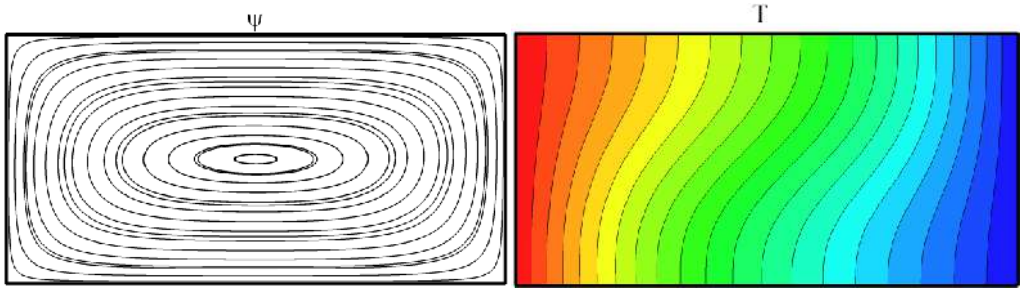


Figure 4.13 (a):les line de courant (à gauche) et isotherme (à droite)

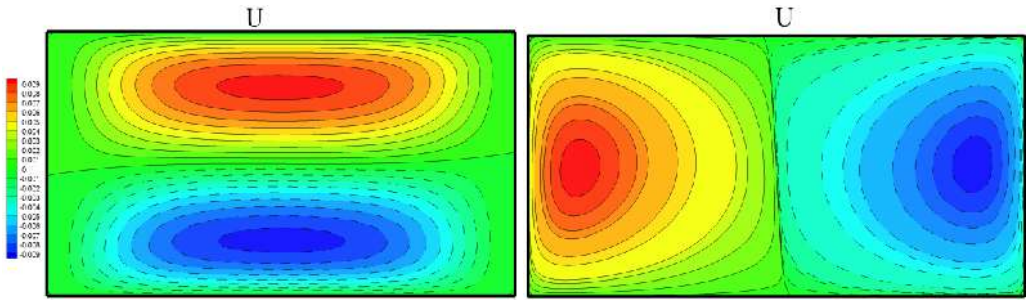
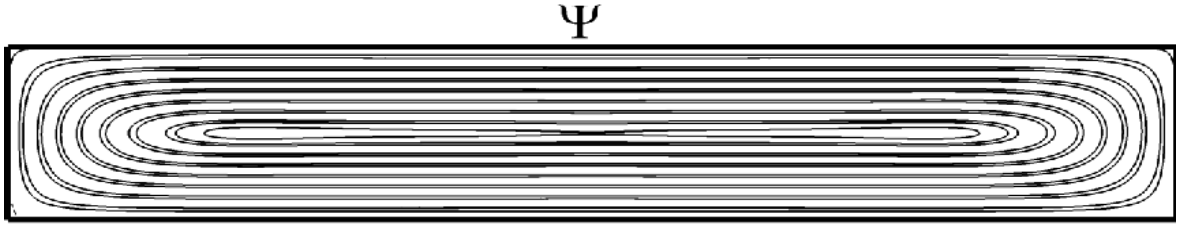


Figure 4.13(b):la vélocity U (à gauche) et vèlocity V (à droite)

Pour rapport de forme (L/H)=6



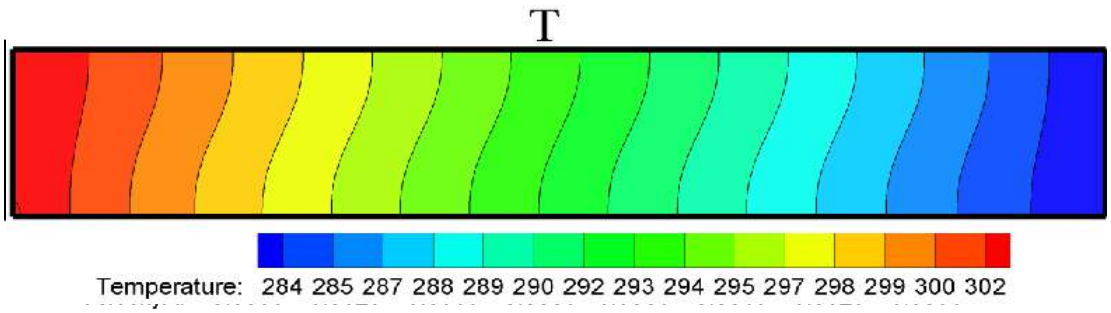


Figure 4.14 (a):les line de courant (supérieure) et isotherme (inferieure).

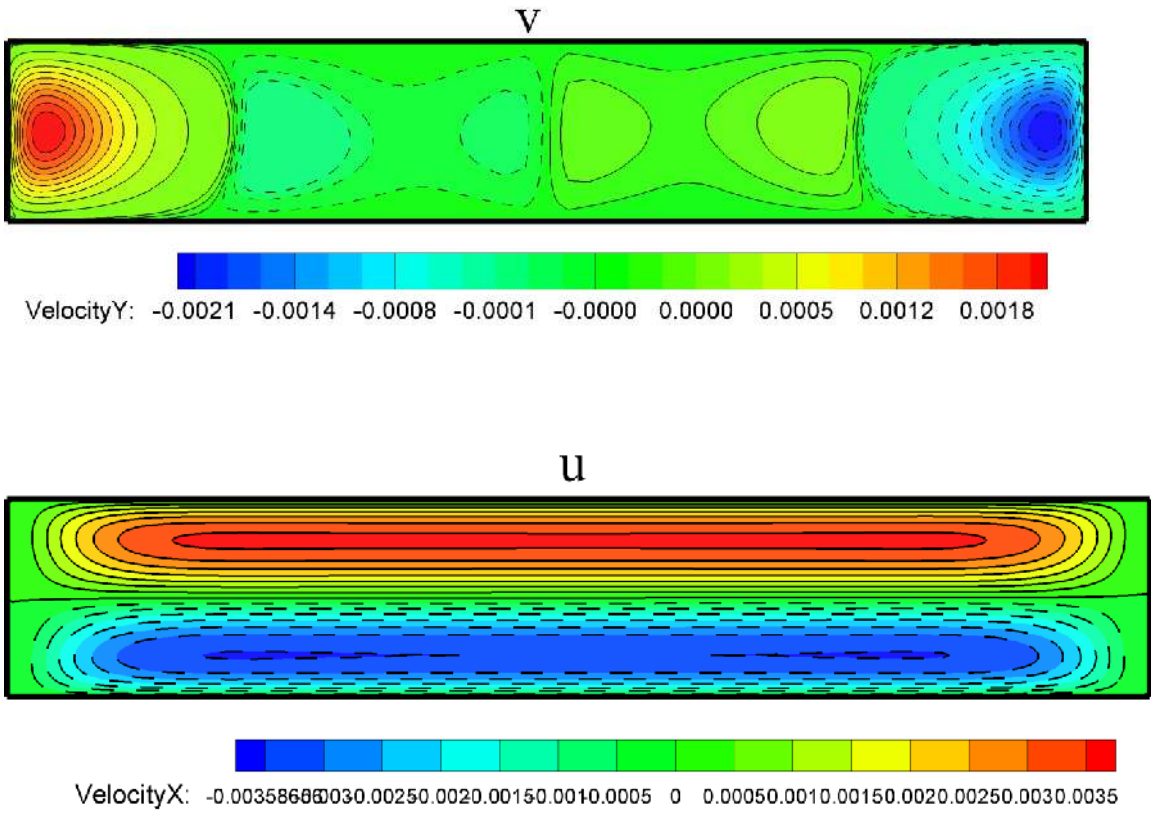
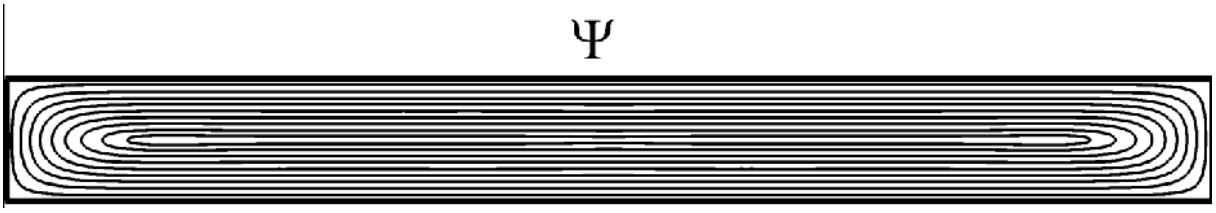


Figure 4.14(b):velocity V(supérieure) et la velocity U (inferieure)

Pour rapport de forme (L/H)=10



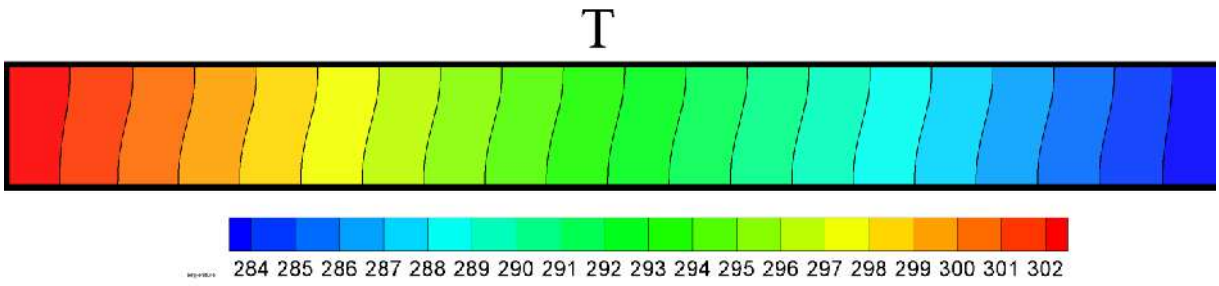


Figure 4.15 (a)les line de courant (supérieure) et isotherme (inferieure).

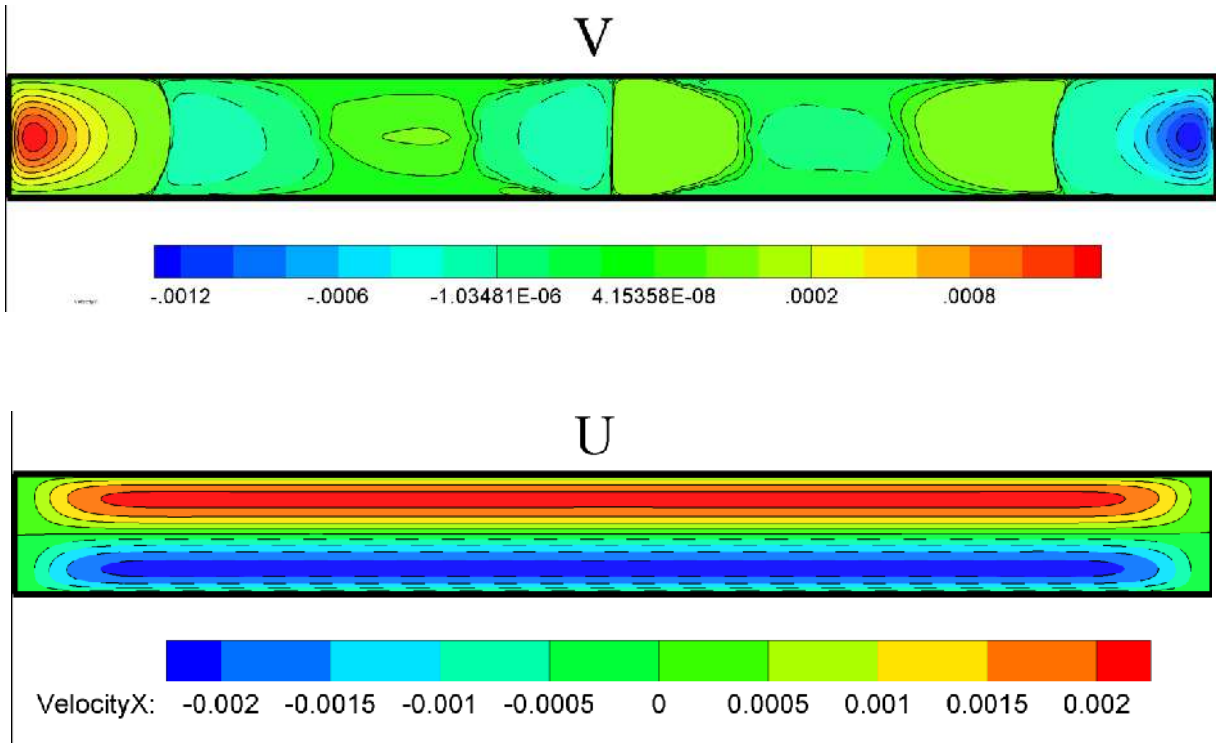


Figure 4.15(b):velocity V(supérieure) et la velocity U (inferieure).

Les figures (4.13 ;4.14 ;4.15(a)) représentent les isothermes, T, et les lignes de courant, Ψ, pour une valeur du nombre Rayleigh thermique $R_T=10^3$.

L'écoulement convectif est caractérisé par une circulation monocellulaire dans le sens anti-horaire. Pour la première fois, on a montré l'existence de l'écoulement parallèle dans un milieu fluide. Comme le montrent les figures (4.13 ; 4.14 ; 4.15(a)), on observe le

parallélisme évidant des lignes de courant et une stratification linéaire horizontale de la température. On peut obtenir des résultats aux grands nombres de Rayleigh.

A	Nu_{moyen}
1	1.11471
2	1.20598
4	1.10868
6	1.05851
8	1.03522
10	1.02188

Tableaux 4.4:Nusselt moyen en fonction du rapport de forme.

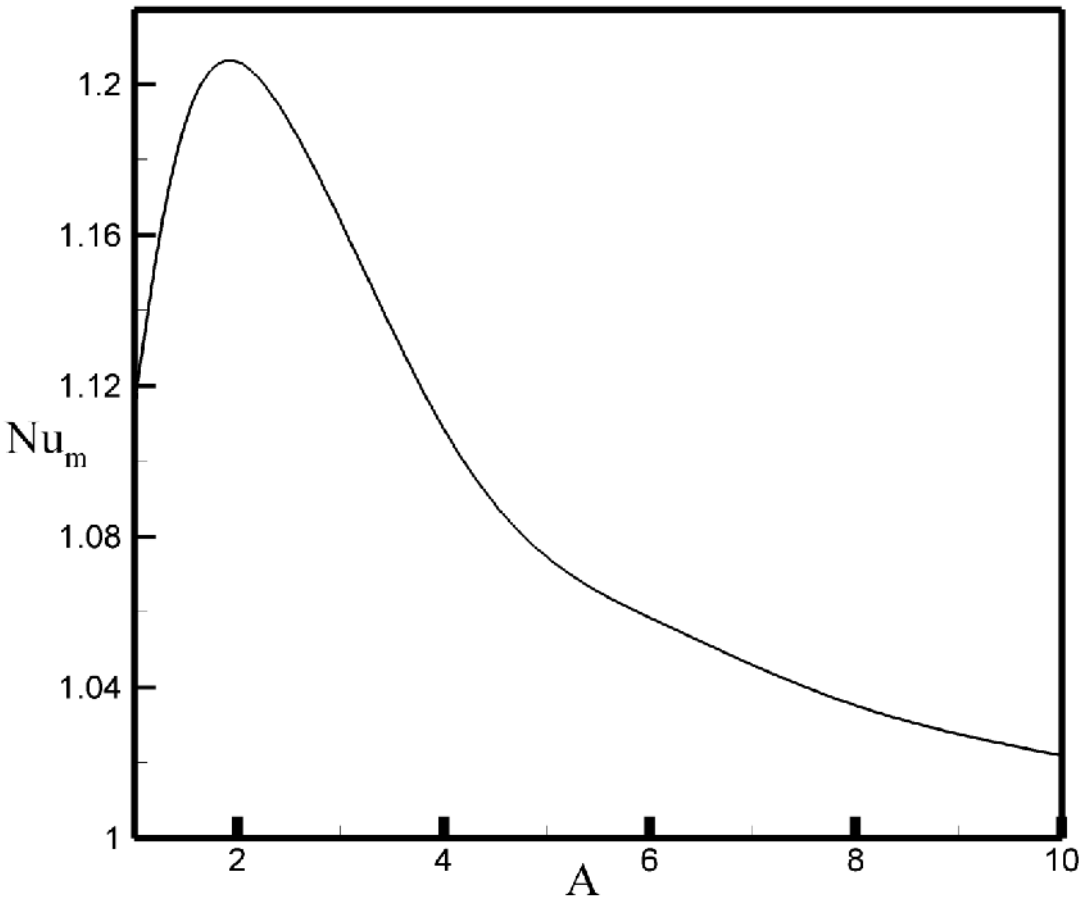


Figure 4.16: Evolution du nombre $N\bar{u}$ en fonction de A.

La Figure (4.16) représente **l'évolution** du nombre $N\bar{u}$ en fonction de A. On remarque l'augmentation du nombre de Nusselt jusqu'à une valeur de rapport d'aspect A=2. Au-delà de cette valeur, Nu moyen décroit pour des rapports de formes plus importantes.

IV-1-7-1-3Lignes de courant dans les cavités carrées inclinées :

Pour Θ=10°

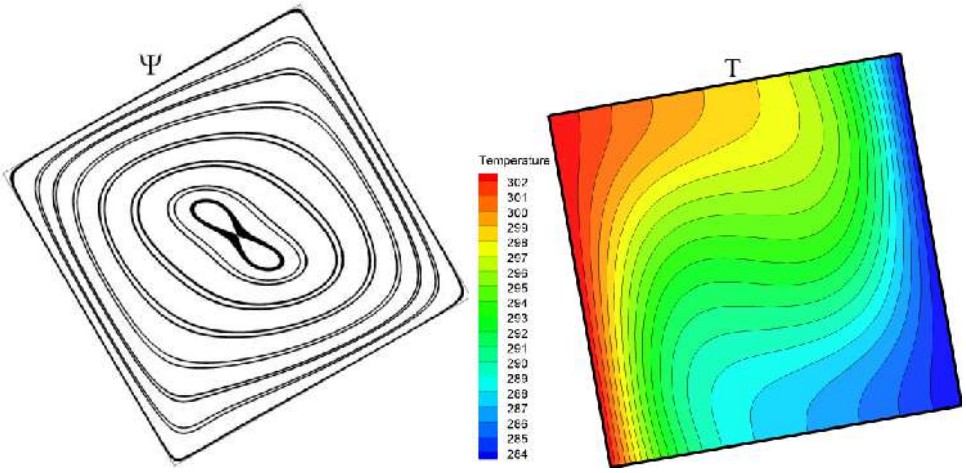


Figure 4.17 (a):les line de courant (droit) et isotherme (gauche).

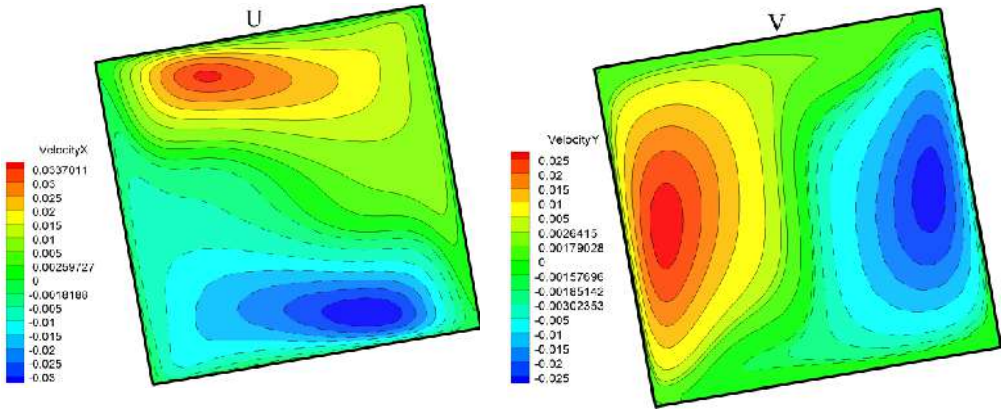


Figure 4.17(b):velocityU(droit) et la velocityV (gauche).

PourΘ=30°

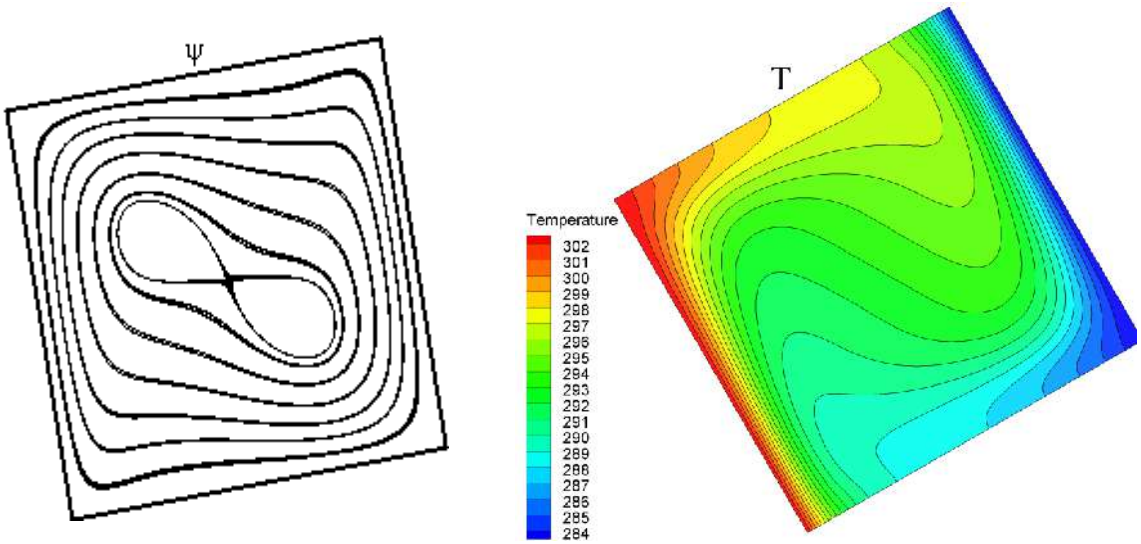


Figure 4.18 (a):champs de courant (droit) et isotherme (gauche).

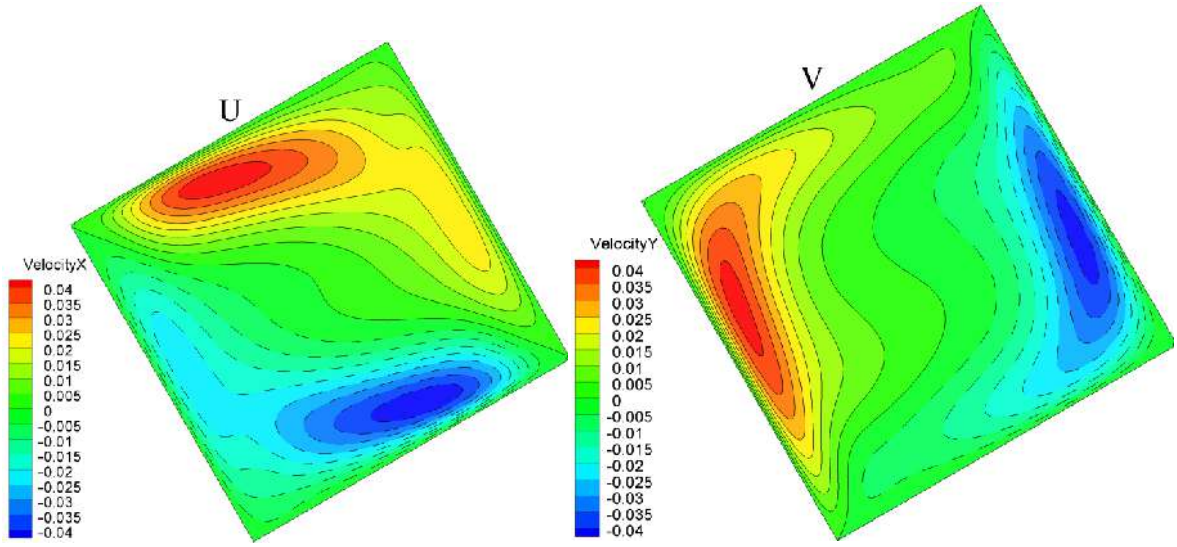


Figure 4.18(b):velocity U(droit) et la velocity V (gauche).

Pour Θ=60°

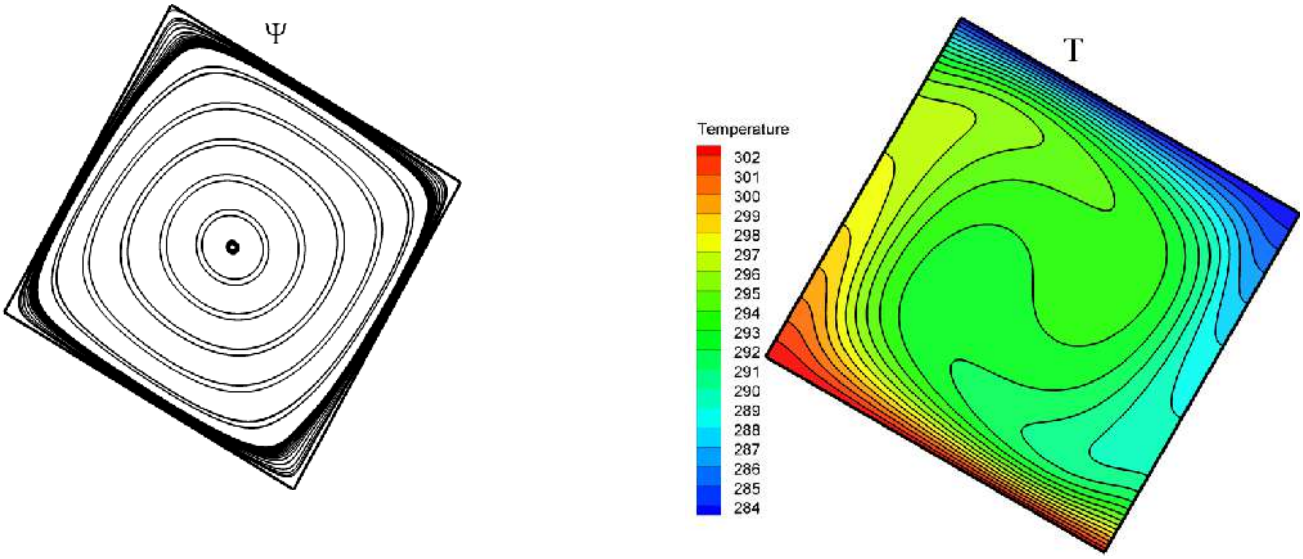


Figure 4.19 (a):les line de courant (droit) et isotherme (gauche).

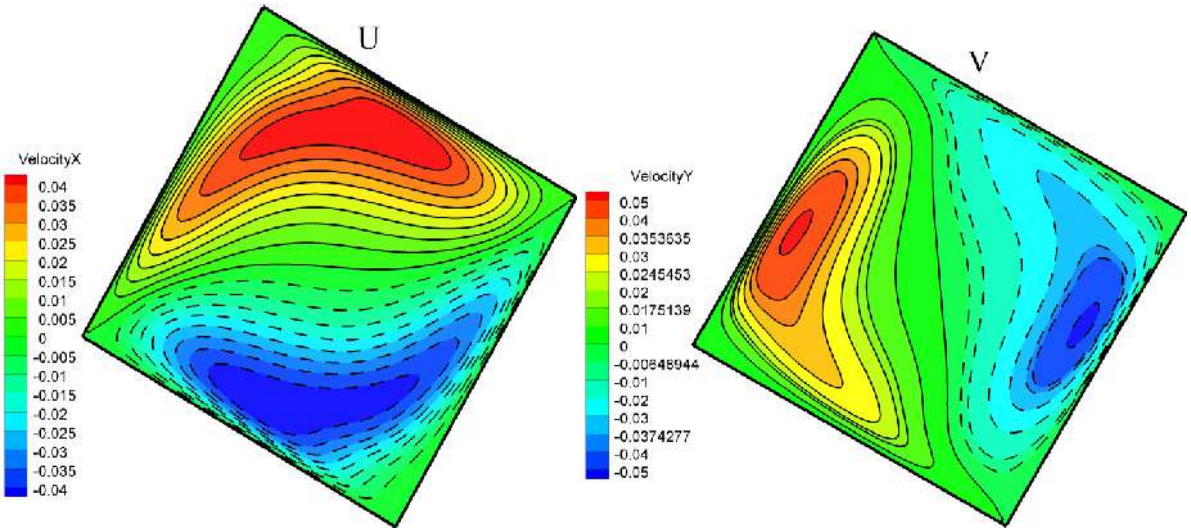


Figure 4.19(b):velocity U(droit) et la velocity V (gauche).

Pour Θ=90°

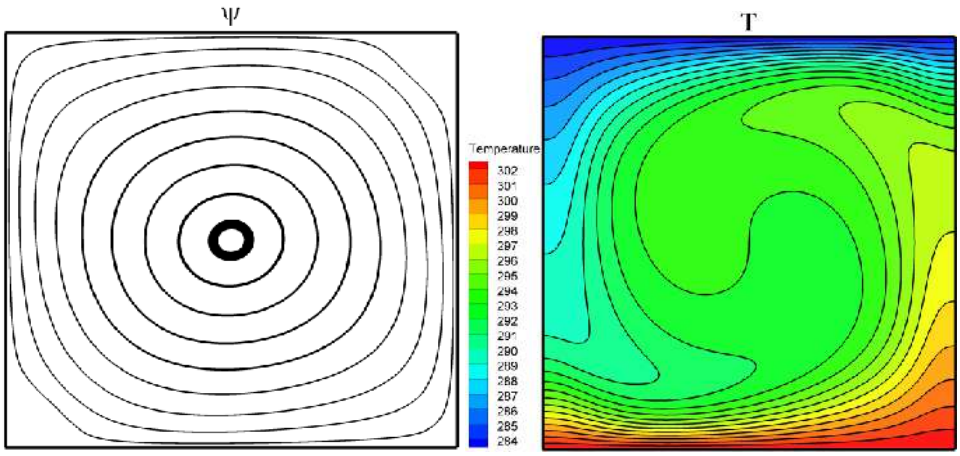


Figure 4.20 (a):les line de courant (droit) et isotherme (gauche).

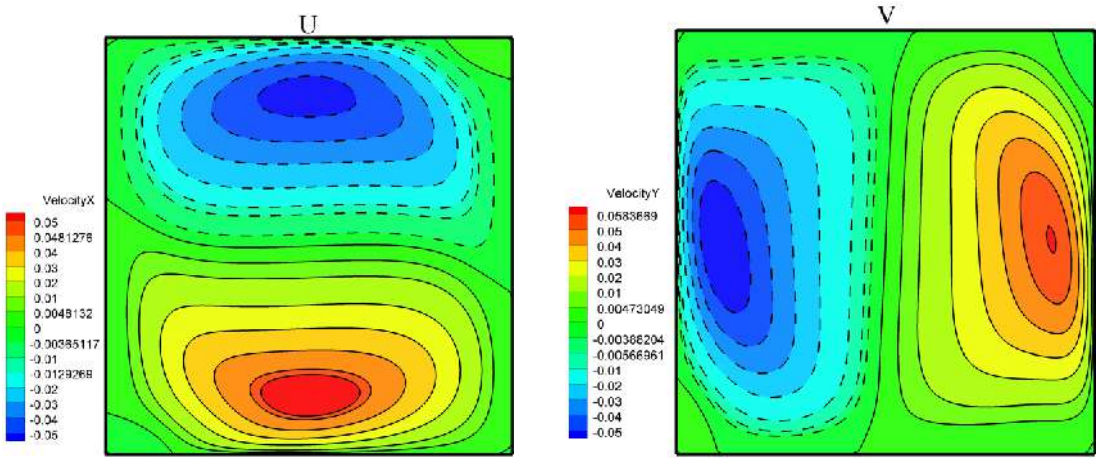


Figure 4.20(b):velocity U(droit) et la velocity V (gauche).

Dans lesFigures ((4.17 ; 4.18 ; 4.19 ; 4.20) (gauche)), nous avons représenté l'évolution des isothermes pour le plan (x-y).Pour le cas incliné θ=10°,30°, 60°,90°et A=1 et Ra=10^5, les isothermes qui sont au cœur de la cavité sont presque parallèles aux parois verticales (actives), ceci indique que, pour ce cas, le transfert thermique est pratiquement conductif.

Dès que, A dépasse la valeur 1, nous observons à nouveau une distorsion des isothermes. L'incurvation des isothermes de vient de plus en plus prononcée à mesure que A augmente ; ce qui indique une intensification du transfert de chaleur avec l'apparition de couches limites thermiques.

Sur les Figures ((4.17 ; 4.18 ; 4.19 ; 4.20)(b),la représentation des champs de vitesses dans le plan(x,y) pour différents angles d'inclinaison de la cavité permet de voir et de comprendre les caractéristiques du phénomène de la convection naturelle. On remarque qu'avec l'augmentation de l'angle d'inclinaison, l'effet des poussées d'Archimède devient moins important et le gradient de vitesse diminue près des parois verticales, c'est ce qu'on peut observer sur la structure de l'écoulement.

Tableaux 4.5 : représenter Nusselt moyen on fonction de Θ.

Téta	$Nu_{moyanne}$
0	4.51666
10	5.11367
20	4.70351
30	4.61063
40	4.5545
50	4.49368
60	4.43204
80	4.14454
90	3.90704

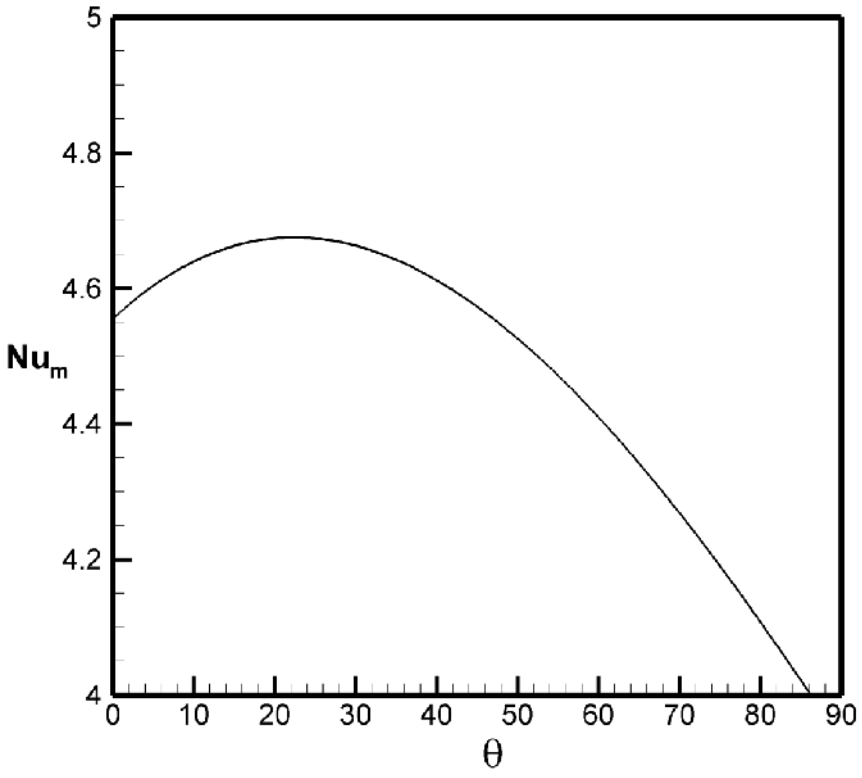


Figure 4.21: Evolution du nombre Nū en fonction de Θ.

Partie II : Cas de milieu poreux :

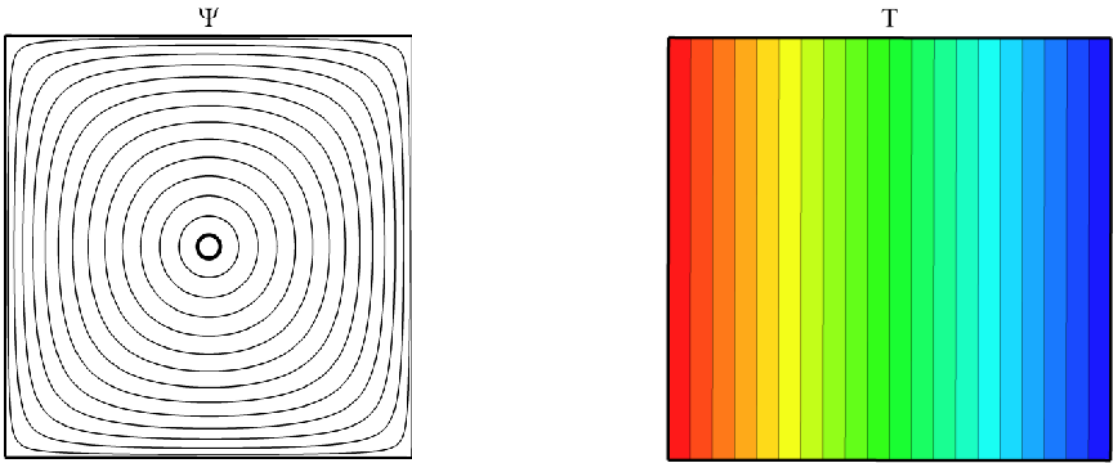


Figure 4.21 (a):les line de courant (droit) et température (gauche).

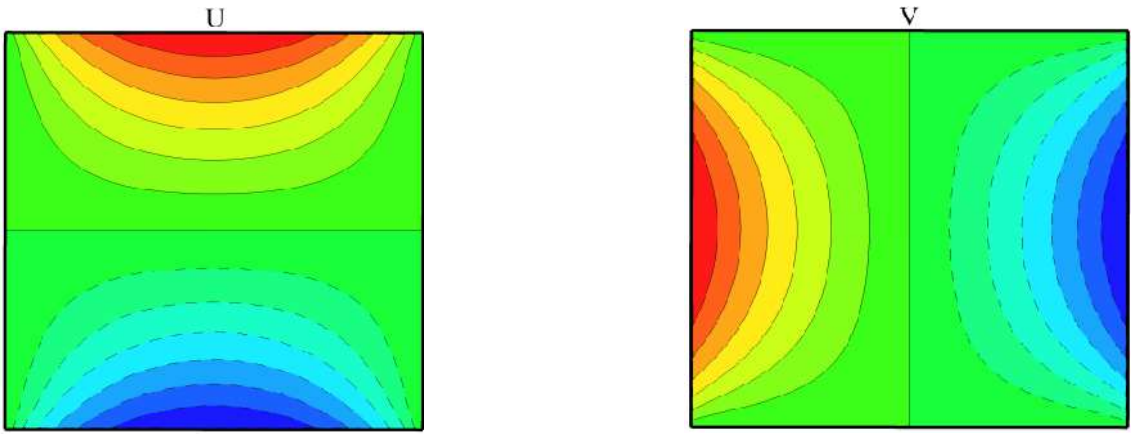


Figure 4.22 (b):velocity U(droit) et la velocity V (gauche).

La comparaison des résultats analytiques et numériques sont obtenus pour les des conditions suivantes : R_T=100, A=1.

La figure (4.21(a)) représente les lignes de courant (Ψ) et les isothermes (T) pour une valeur de paramètre de contrôle représenté par le nombre de Rayleigh thermique R_T=10^5. Une circulation dans le sens anti-horaire apparait. La figure (4.21(a)) illustre clairement la

caractéristique et la validité de l'écoulement parallèle dans une cavité allongée, à savoir le parallélisme des lignes de courant et une stratification linéaire horizontale de la température.

Cas de régime transitoire :

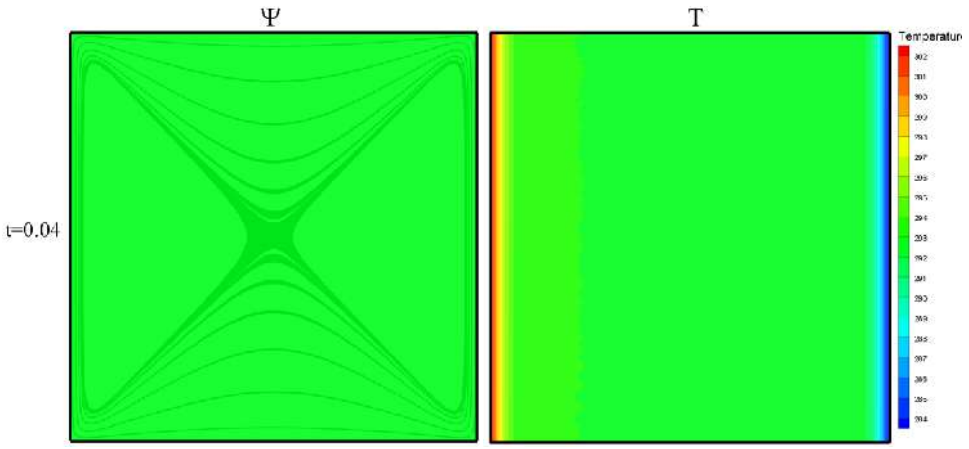


Figure 4.24 (a):les line de courant (droite) et isotherme (gauche).

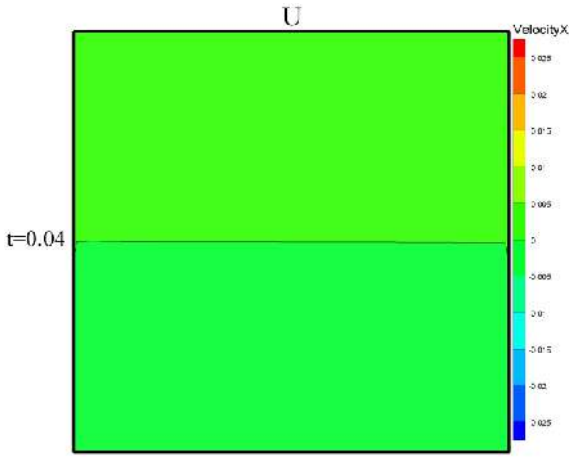


Figure 4.24 (b):velocity U

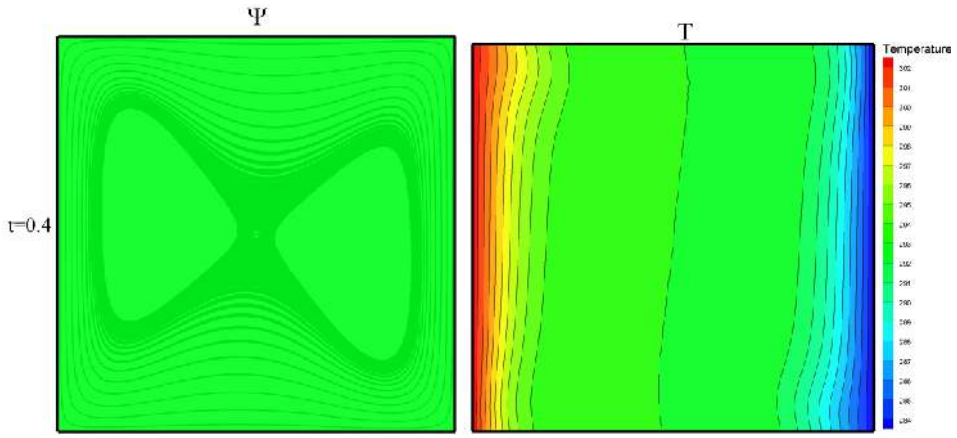


Figure 4.25 (a):les line de courant (droite) et isoutherme (gauche).

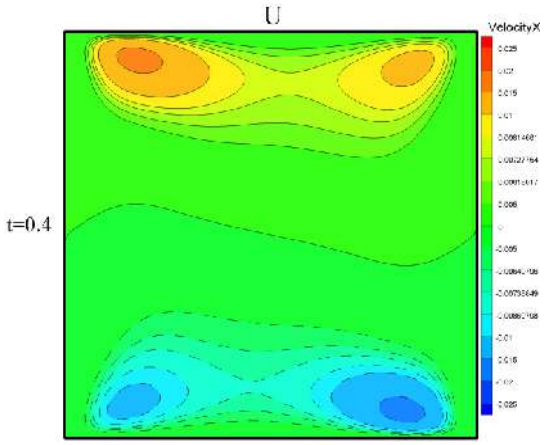


Figure 4.25 (b):velocity U

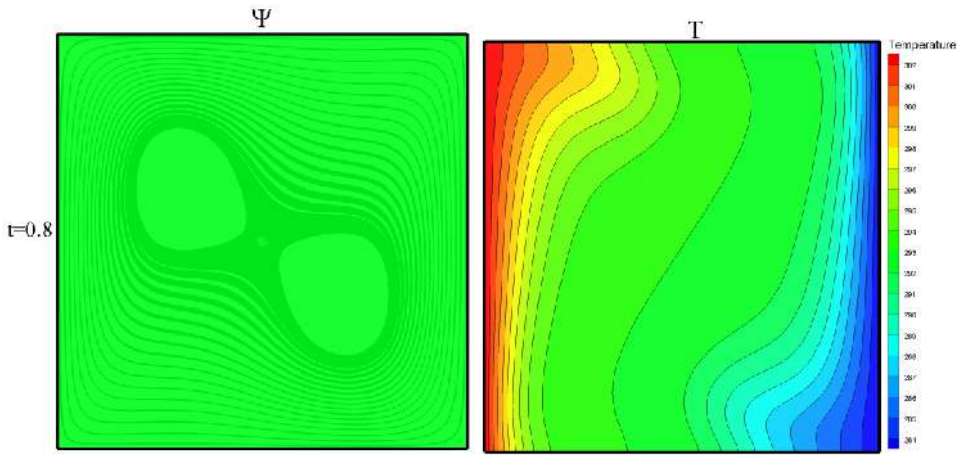


Figure 4.26 (a)les line de courant (droite) isotherme (gauche).

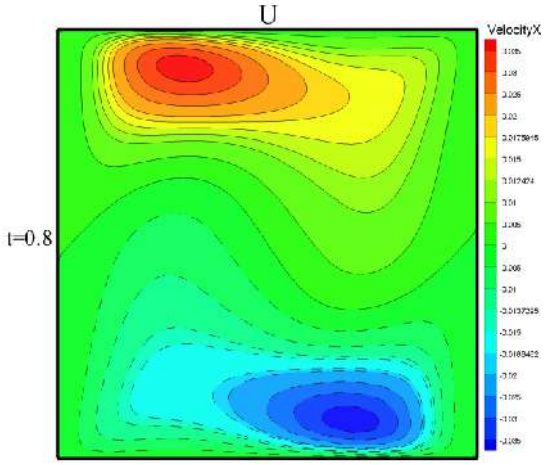


Figure 4.26 (b):velocity U

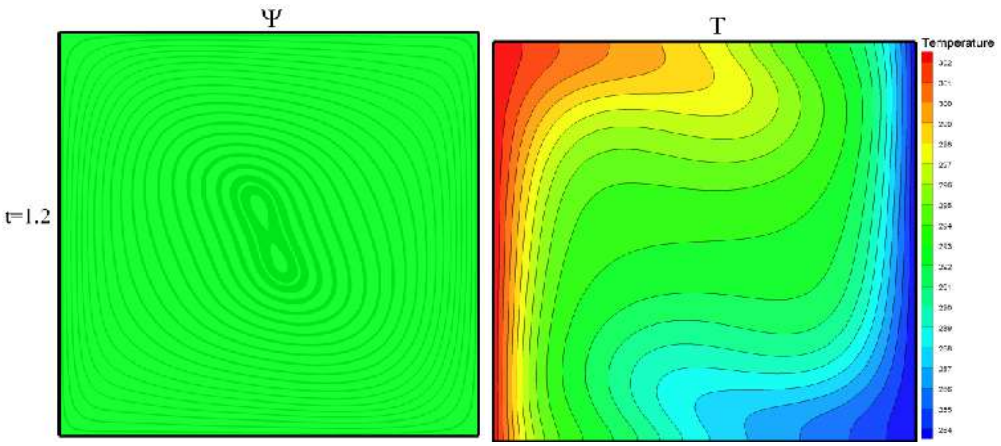


Figure 4.27 (a):les line de courant (droite) et isotherme (gauche)

.

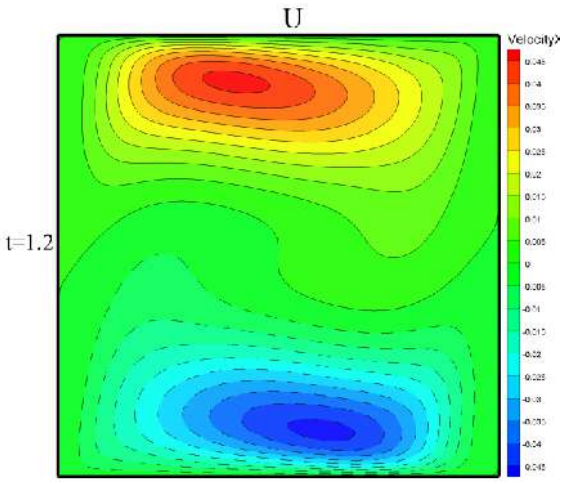


Figure 4.27 (b):velocity U

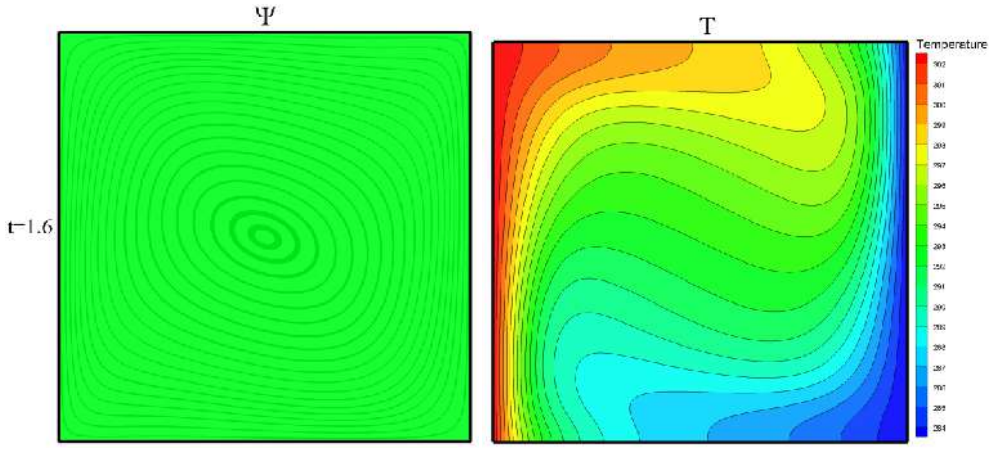


Figure 4.28 (a):les line de courant (droite) et isotherme (gauche).

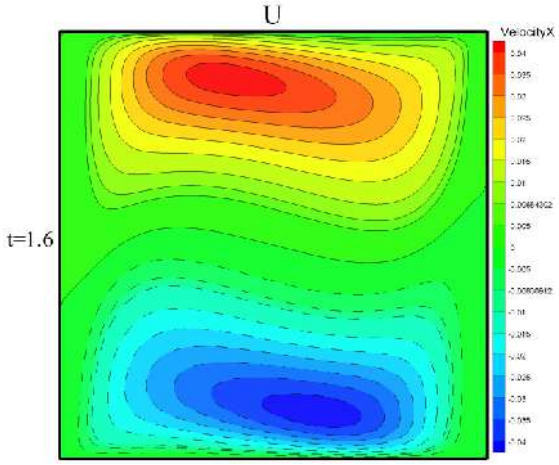


Figure 4.28 (b):velocity U

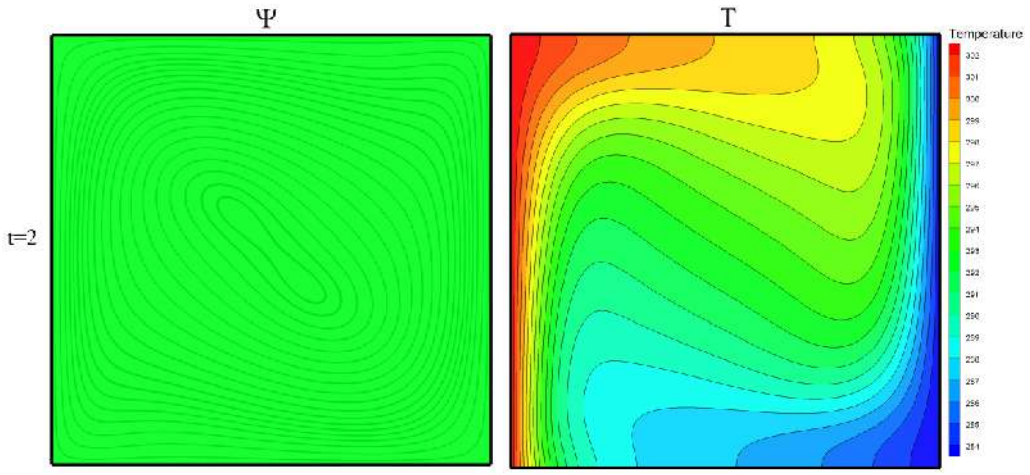


Figure 4.29 (a):les line de courant (droite) et isotherme (gauche).

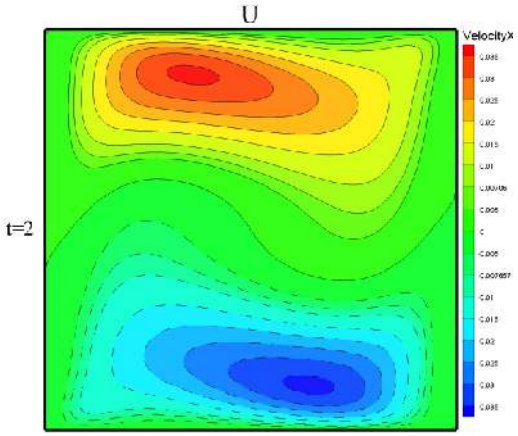


Figure 4.29 (b):velocity U

Nous remarquons que le transfert de chaleur augmente en fonction du temps. En outre, pour les faibles valeurs de RaT, l'écoulement présente une seule structure (monocellulaire) qui tourne dans le sens horaire. Cette recirculation est créée par la différence de densité du fluide au voisinage de la paroi chaude. En effet, l'air reçoit de la chaleur et devient plus léger et ascendant le long de cette paroi.

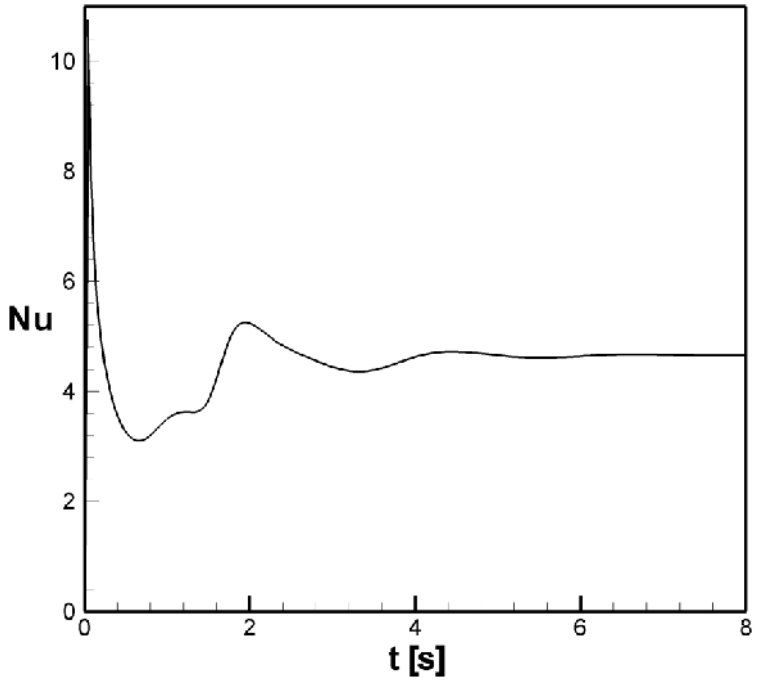


Figure 4.30: Evolution du nombre Nū en fonction de temps.

. La figure 4.30 représente l'évolution temporaire du nombre de Nusselt local dans le point des coordonnées (x=0, y= 0.01815, z=0.00025) en fonction de temps on constate sur la figure que la solution et commence a converge dans le temps t≥6.

Conclusion Générale

Dans le cadre de notre travail, nous avons réalisé une simulation numériquebidimensionnelle des écoulements de convection naturelle dans des cavités fermées,remplie d'air (Pr=0.71) pour un nombre de Rayleigh Ra=10^3 et 10^5. Les parois horizontales de l'enceinte sont adiabatiques et imperméables par contre les parois verticales sont soumises à des flux de chaleur constants.

Le système d'équations gouvernant le problème a été résolu numériquement par le code de calcul ANSYSCFX.

La mise sous forme adimensionnelle des équations gouvernantes fait apparaître des paramètres de contrôle, à savoir ; les nombres de Rayleigh (Ra), le nombre de Prandtl etle rapport de forme de la cavité et l'angle d'inclinaison de la cavité, dont nous avonsexaminé leurs influences sur la structure dynamique et thermique de l'écoulement, ainsique sur le flux de chaleur convectif.

La gamme de variation du nombre de Rayleigh pour laquelle nous avons simulé l'écoulement du fluide est de [10^3, 10^5] où nous avons varié la valeur de l'angled'inclinaison de 0° à 90°. Concernant le rapport de forme horizontal, nous avons étudié l'influence de ce paramètre pour six valeurs (1, 2, 4, 6,8et 10).

L'étude de l'influence du rapport de forme pour un nombre de Rayleigh égal àRa=10^3**,** a montré une variété de résultats ; l'étude révèle que l'influence du rapport deforme horizontal sur la structure de l'écoulement ainsi que sur le transfert thermique est considérable.

Une corrélation entre le nombre de Nusselt moyen et le nombre de Rayleigh a été déterminée.

Références général

[1] De Vahl Davis G., (1960), laminar natural convection in an en closed rectangulair cavity, Int. J. Heat Mass Transfer, vol.ll, pp.l675-1693.

[2] De Vahl Davis G., Kettleborough C.F., (1968) Natural Convection in an Enclosed Rectangular Cavity, Trans. I. E. Aust., MC1, pp. 43-49.

[3] THORPE,S.A.,HUTT,P.K.AND SOULSBY,R.(1969).the effect of of horizontal gradients on .j.fluide machines convection .J.FLUIDE MECHANICES,38,374-400.

[4] M.J. Stewart and F Weinberg, Fluid flow in liquid metals I.
Theoretical analysis", J. Crystal Growth, 12, 217-227 (1972).

[5] M.J. Stewart and F.Weinberg, "Fluid flow in liquid metals II.
Experimental observations", J . Crystal Growth , 12, 228-238 (1972).

[6] De Vahl Davis G., (1983), Natural convection of air in a square cavity. A benchmark numerical solution, Int. J. Numer. Methods Fluids, 3, pp. 249-264.

[7] J.K Platten A.Bejan , Convection Heat Transfer ,John Wiley et Sons et J.C. Legros , conservation in Liquids,Springer-Verlag,1984 .

[8] Markatos N.C., Pericleous K.A., (1984), Laminar and turbulent natural convection in an enclosed cavity, Int. J. Heat Mass Transfer, 27, pp. 755-772

[9] Inaba H., (1984), Experimental study of natural convection in an inclined air layer. Int. J. Heat Mass Transfer. Vol. 27. No. 8, 1127.

[10] Markatos N. C., Pericleous K. A., Laminar and turbulent natural convection in an enclosed cavity, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 27, pp. 755-772, 1984.

[11] Patankar S. V., Spalding D. B., A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three dimensional parabolic flows, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 15, pp. 1787-1806, 1972.

[12] De Vahl Davis G., Natural convection of air in a square cavity, a bench-mark numerical solution, Int. J. Num. Methods in Fluids, Vol. 3, pp. 249-264, 1983.

[13] R. Viskanta, D.M. Kim and C. Gau, "Three-dimensionalnatural convection heat transfer of a liquid metal in a cavity", Int. J.Heat Mass Transfer, 29, 475-485 (1986).

[14] KNOBLOCH, End .MOORE,D.R.(1988)linear stability of Experimentalsoret convection .physical Revienw A,37,860-870

[15] Hamady F. J., Lloyd J. R., H. Q. Yang H. Q., K. T. Yang K. T., Study of local natural convection heat transfer in an inclined enclosure, Int. J. Heat Mass Transfer. Vol. 32, pp. 1697-1708, 1989.

[16] Hanks R.A.W.M., (1990), Natural convection boundary layers, Ph. D. thesis, Delft University of Technology, The Netherlands.

[17] MOORE , D.R, WISS, N. O. et WILKINS,J,M.(1991).asymmetric oscillations in, therosolutale convection .J.fluide Mechanics ,233,561-585.

[18] R.A.Kuyper , C.J.Hoogendoorn and R.A.W.M. Henkes, "numerical study of laminar and turbulent natural convection in an inclined square cavity", IntJ.Heat MassTransfer.vol.36, N011, pp.2899-2911, **1993.**

[19] Barakos G., Mitsoulis E., Assimacopoulos D., Natural convection flow in a square cavity revised: Laminar and turbulent models with wall functions. Int. J. Num. Méthodes in Fluides, Vol. 18, pp. 695-719, 1994. Université d'Artois ,Ecole des hautes Etudes d'Ingénieur ,Laboratoire Génie Civil et géo-Environnement (EA 4515) .Ecole Doctorale Sciences pour l'Ingénieur – Université Lille Nord de France (EDSPI-72) .

THESE : Pour obtenir le grade de Docteur de l'Université d'Artois.

Présentée et soutenue publiquement Par Lounes KOUFI (15 décembre 2015) Simulation thermo-aéraulique de la ventilation et du transport de polluants dans des cavités: Application à la qualité de l'air intérieur et au confort thermique. Thermal and airflow simulation of ventilation and transport of pollutants in cavities: Application to indoor air quality and thermal comfort.

[20] De Vahl Davis G., Laminar natural Convection in an Enclosed Rectangular Cavity, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 11, pp. 1675-1693, 1968.

[22] Fusegi T., Hyun J. M., Kuwahara K., Farouk B., A numerical study of three-dimensional natural convection in a differentially heated cubical enclosure, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 34, pp. 1543-1557, 1991.

Université d'Artois , Ecole des hautes Etudes d'Ingénieur ,Laboratoire Génie Civil et géo-Environnement (EA 4515) .Ecole Doctorale Sciences pour l'Ingénieur – Université Lille Nord de France (EDSPI-72) .

THESE :Pour obtenir le grade de Docteur de l'Université d'Artois

Présentée et soutenue publiquement Par Lounes KOUFI (15 décembre 2015) Simulation thermo-aéraulique de la ventilation et du transport de polluants dans des cavités: Application à la qualité de l'air intérieur et au confort thermique. Thermal and

airflow simulation of ventilation and transport of pollutants in cavities: Application to indoor air quality and thermal comfort.

[24] Peng et Davidson (1999)"simulation numérique de la convection naturelle et la génération de l'entropie dans les cavité " thèse doctorat en sciences –université des sciences et de la technologie d'Oran MOHAMED BOUDIAF ,Présentée par MORSLI SOUAD 2015

[25] KallaL.,"Convection naturelle au sein d'une couche horizontale poreuse soumis à des flux de chaleur uniforme", Thèse de Maîtrise Es sciences Appliquées (1999).

[26] Weisman C., Quere P, Firdaouss M.,"Surune solution exacte de la convection naturelle en cavité partiellement remplie d'un milieu poreux",C. R. Acad. Sci. Paris, t.327, Série ll b,p.235-240 (1999) Mécanique des fluide/Fluide mechanics.

[28] Tian Y. S., Karayiannis T. G., Low turbulence natural convection in an air filled square cavity; Part I: thermal and fluid flow fields, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 43, pp. 849-866, 2000.

[29] Tian Y. S., Karayiannis T. G., Low turbulence natural convection in an air filled square Cavity, Part II: the turbulence quantities, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 43, pp. 867-884, 2000.

[30] Weisman C., Calsyn L., Dubois C., Le Quéré P., Sur la nature de la transition à l'instationnaire d'un écoulement de convection naturelle en cavité différentiellement chauffée à grands écarts de température, C. R. Acad. Sci. Paris, t. 329, Série II b, pp. 343–350, 2001.

[31] Weisman C., Calsyn L., Dubois C., Le Quéré P., (2001), Sur la nature de la transition à l'instationnaire d'un écoulement de convection naturelle en cavité chauffée à grands écarts de température, C. R. Acad. Sci. Paris, t.329, Série II b, pp. 343–350

[32] A.C.Baytas, A.Liaqat, T.Grosan et I.Pop.(2001) «Conjugate natural convection in a square porous cavity». J. Heat and Mass transfer 37 .

[33] Al-Bahi A.M., Radhwan A.M., Zaki G.M.,(2002), Laminar natural convection from an isoflux discrete heater in a vertical cavity, The Arabian Journal for Science and Engineering, 27, Number 2C

[34] Prodip Kumar Das Shohel Mahmud, (2003), Numerical Investigation of Natural Convection inside a Wavy Enclosure, International Journal of Thermal Sciences, vol. 42, pp. 397 –406.

[35] Molla M., Hossain M.A., Yao S., (2004), Natural convection flow along a vertical wavy surface with uniform surface temperature in presence of heat generation/absorption, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 43, pp. 157-163

[36] H. Wang .M.S .Hamed,(2005)Flow mode-transition of natural convection in inclined rectangular enclosures subjected to bidirectional temperature gradients, International Journal of Thermal Sciences 45 (2006) 782–795**.**

[37] Nawaf H. Saeid.(2007)«Conjugate natural convection in a porous enclosure: effect of conduction in one of the vertical walls».Int.J. Ther. Sci46 531–539

[38] A. Baıri, N. Laraqi, J.M. Garcıa de Marıa **, (2007)**Numerical and experimental study of natural convection in tilted parallelepipedic cavities for large Rayleigh numbers.Experimental Thermal and Fluid Science 31 309–3247

[39] Ben Cheikh N., Ben Beya B., Lili T., Natural convection flow in a tall enclosure using a multi-grid method, C. R. Mecanique, Vol 335, pp. 113–118, 2007.

[40] Huei Chen T., Chen, L.Y., Study of buoyancy-induced flows subjected to partially heated sources on the left and bottom walls in a square enclosure, International Journal of Thermal Sciences, Vol. 46, pp. 1219-1231, 2007.

[41] Corvaro, F. and Paroncini, M. (2008) : A numerical and experimental analysis on the natural convective heat transfer of a small heating strip located on the floor of asquarecavity,Applied Thermal Engineering, vol. 28, pp. 25-35.

[42] A. Baıri (2008), Nusselt–Rayleigh correlations for design of industrial elements:Experimental and numerical investigation of natural convection in tilted square air filled enclosures, Energy Conversion and Management 49 - 771–782.

[43] Bilgen E., Balkaya A., (2008), Natural convection on discrete heaters in a square enclosure with ventilation ports, Int. J. of Heat and Fluid Flow,29, pp. 1182-1189.

[44] Kandaswamy P., Nithyadevi N., Ng C.O. (2008), Natural convection in enclosures with partially thermally active side walls containing internal heat sources, Physics of Fluids, vol. 20, pp. 1063-1834.

[45] Brahim Ben Beya ,Taieb Lili,(2009) Transient natural convection in 3D tilted enclosureheated from two opposite sides, International Communications in Heat and MassTransfer 36- 604–613.

[46] MushatetKhudheyer S., (2010), Simulation of Natural Convection in an Inclined Square Cavity with Two Wavy Walls, Journal of Applied Sciences Research, 6(12), pp. 2111 –2122

[47] Soleimani S., Ganji D.D., Gorji M., Bararnia H., Ghasemi E., (2011), Optimal location of a pair heat source-sink in an enclosed square cavity with natural convection International Communications in Heat and Mass Transfer, vol. 38, pp. 652-658.

[48] A. Alhashash, H. Saleh et I. Hashim. « Effect of Conduction in Bottom Wall on Bénard Convection in a Porous Enclosure with Localized Heating and Lateral Cooling». Springer DOI 10.1007/s11242-012-0089-7 (2012)

[49] Hasan M.N., Saha S.C., GuY.T., (2012), Unsteady natural convection within a differentially heated enclosure ofsinusoidal corrugated side walls, International Journal of Heatand Mass Transfer, vol. 55, pp. 5696-5708.

[50] Chang B. H., Numerical study of flow and heat transfer in differentially heated enclosures, Thermal Science, Vol 18, pp. 451-463, 2014.

[51] Montiel-Gonzalez M., Hinojosa J. F. Villafan -Vidales H. I., Bautista-Orozco A., Estrada C. A., Theoretical and experimental study of natural convection with surface thermal radiation in a side open cavity, Applied Thermal Engineering, Vol 75, pp. 1176-1186, 2015.

[52] GUESTAL MABROUK ,Modalisation de la convection Naturelle laminaire dans un Enceinte Avec une Paroi chauffée .Partiellement .thèse Magister. 06/01/2010 , Université de MENTOURI CONSTANTINE , Faculté des Sciences de l'ingénieur

Département de Génie Mécanique .

[53] BOURABA Kamel, TEFIANI Karim Etude de la convection thermosolutale dans une cavité cubique 3D , thèse Magister2014, Université Dr YAHIA FARES de Médéa Institut d'électrotechnique.

[54] MORSLI SOUAD, Simulation numérique de la convection naturelle et la génération de l'entropie dans les cavités, thèse Doctorat 15-03-2015, Université des Sciences et de la Technologie d'Oran MOHAMED BOUDIAF Faculté de Génie Mécanique Département de Génie Maritime .

[55] Boukraa Moustafa, Etude de la convection naturelle dans une cavité incline, e MAGISTER le 12/01/2012, Université des sciences et de la technologie« HOUARI BOUMEDIENNE » Faculté de physique.

[56] DJIMLI Samir,Modalisation de la convection fable nombrer de Prandtl

Thèse de Magister, Université Mentouri-Constantine faculté des sciences de l'ingénieur département de Génie Mécanique.

[57] MESSAOUDI Djilali et HORR Sabrina, Contribution à l'étude de la convection naturelle conjuguée en milieu poreux, these Master le 07-06-2015, Université Kasdi Merbah-Ouargla.

[58] IBRIR NADIA de la convection naturelle dans une cavité rectangulaire contenant du métallique, thèse Magistère 2006, Universite de Batna, Faculté des sciences de l'ingénieur département de mécanique.

[59] SASSANE Nadjette Modélisation du transfert de chaleur lors de l'écoulement d'un fluide à l'intérieur d'une paroi poreuse, thèse Magister 26-06-2008. Universite 20 Août55,Skikda Faculté des Sciences et des Sciences de l'Ingéniorat Département des Sciences Fondamentales.

[60] BENHADJI Khalid Brahim Convection thermo-solutale au sein d'une cavité poreuse saturée par un fluide non newtonien binaire, MÉMOIRE PRÉSENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION
DU DIPLÔME DE MAÎTRISE ÈS SCIENCES APPLIQUÉES (GÉNIE MÉCANIQUE) NOVEMBRE 2001 UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL.

[61] Haykel Ben AHMED de la convection mixte d'origine thermosolutale sous l'influence de l'effet SORET dans un milieu poreux : analyse de stabilité linéaire et simulations 3D DOCTEUR le 10 avril 2008. Université de Tunis Manar .

[62] Ramoul sami, modélisation numérique des Ecoulement transitoire dans de conduite en charger a géométrie complexe, Thèse Magister le 06/02/2014, Université Hadj Lakhdar –Batna.

[63] Lounes KOUFI Simulation thermo-aéraulique de la ventilation et du transport de polluants dans des cavités: Application à la qualité de l'air intérieur et au confort thermique Thermal and air flow simulation of ventilation and transport of pollutants in cavités: Application to indoor air quality and thermal comfort, Thèse Docteur ,(15 décembre 2015), Université d'Artois Ecole des hautes Etudes d'Ingénieur Laboratoire Génie Civil et géo-Environnement (EA4515)Ecole Doctorale Sciences pour l'Ingénieur –Université Lille Nord de France (EDSPI-72).

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail :

A mes parents

Mon frère ABD EL MADJID

Mes sœurs et leurs enfants

Ma grande mère

Mon mari cher et famille

Oncle amer et sa famille

Toute ma famille

A mes amis(e)

Tous mes proches

Et tous ceux qui m'ont aidé et encouragé

Hadda laghoiati.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail :

A mes parents

Ma grande mère

Mon sœur FATIMA

Mes frères

Toute ma famille

A mes amis(e)

Tous mes proches

Et tous ceux qui m'ont aidé et encouragé

Mezhoud Nabila.

REMERCIEMENTS

Avant tout, je remercie DIEU le Tout Puissant de m'avoir donnée la force et le courage afin que je puisse accomplir ce travail.

Je remercie mes encadreurs Dr. ALLICHE Mounir et M^{r} : REBHI Redha pour m'avoir suivi avec patience et intérêt dans mon projet et pour la confiance qu'ils ont placée en moi tout au long de ce travail. Leurs conseils précieux et leurs encouragements m'ont été d'une aide très importante dans la réalisation de ce projet.

Je remercie spécialement M^{r} : Aniba yahia pour nous aider et nous en courages.

Je remercie sincèrement tout les enseignants de l'université DR.YAHIA FARES de MEDEA au département génie Mécanique.

Résumé

Le travail que nous présentons dans ce mémoire concerne l'étude de la convection naturelle en régime laminaire dans une cavité confinée contenant un milieu fluide. La présence d'un gradient de température dans les milieux confinés (fluide ou poreux) entraine l'apparition d'un écoulement de convection naturelle avec transport de chaleur. En effet, la différence de température crée des forces de volume thermique (différence de température) qui engendrent une distribution non uniforme de la densité du milieu. Ce phénomène génère sous l'effet de la gravité, des mouvements convectifs.L'étude concerne une configuration géométrique inclinée soumise à une température constante T sur les parois verticale, tandis que les parois horizontales sont adiabatiques et imperméables. Le problème est régi par un ensemble d'équations différentielles non linéaires et fortement couplées appelées équations gouvernantes, en l'occurrence l'équation de la conservation de la masse (équation de continuité), l'équation de mouvement et l'équation de l'énergie. Le système d'équations qui régit le phénomène de la convection naturelle est résolu numériquement grâce à un code commercial de calcul basé sur la méthode des volumes finis ANSYS CFX. Ce problème est gouverné par différents paramètres de contrôle, à savoir le nombre de Rayleigh thermique, R_T , le rapport de forme de la cavité, A et l'angle d'inclinaison de la cavité Φ. L'influence ces paramètres de contrôle du problème sur l'intensité de l'écoulement et sur le transfert de chaleur seront abordés pour une large gamme des paramètres de base.

Mots clés :convection naturelle, écoulement laminaire, volume finie, transfert de chaleur, milieu fluide.

.

ABSTRACT

The air of this work is the study of natural convection in laminar flow in a confined cavity containing a fluid medium. The presence of temperature gradient in the confined spaces (fluid or porous) causes the appearance of a natural convection flow with heat transport. Indeed, the temperature difference creates thermal volume force (temperature difference) that generates a non-uniform distribution of the medium density. This phenomenon generating under the effect of gravity, of the convective movements. The study concerns an inclined geometry under constant temperature T on the vertical walls, while the horizontal walls are adiabatic and impermeable . The problem is governed by a set of non linear differential equations and called strongly coupled governing equations, in this case the equation of mass conservation (continuity equation), momentum equation and the equation of 'energy. The system of equations governing the phenomenon of natural convection is solved numerically with a commercial calculation code based on the finite volume method ANSYS CFX. Governing parameters of the problem under study one the thermal Rayleigh number, the aspect ratio of the cavity and the inclination angle Φ of the cavity. The influence these problems control parameters on the intensity of the flow and heat transfer will be covered for a wide range of basic settings.

Key words: natural convection, laminar flow, finite volume, heat transfer, fluid medium.

ملخص:

في هذه المذكرة نقوم بدراسة الحمل الحراري الطبيعي في تجويف مشبع بمائع. يتسبب وجود فارق في درجة الحرارة في الأماكن المغلقة (السوائل أو المسامية) إلى ظهور ا لتدفق الحمل الحراري الطبيعي مع نقل الحرارة و الواقع أن الفرق في درجة الحرارة يخلق قوة حجم الحرارة التي تولد التوزيع الغير المنتظم للكثافة المتوسطة. تولد هذه الظاهرة تحت تأثير الجاذبية.وتتم هذه الدراسة في تجويف مائل خاضع إلى درجة حرارة ثابتة على الجدران الرئيسية في حين أن الجدران الأفقية ثابتة الحرارة.وتخضع هذه المشكلة إلى مجموعة من المعادلات التفاضلية غير خطية و هي معادلة الحفاظ على الكتلة ,معادلة الحركة و معادلة الطاقة. تم حل هذه المعادلات باستعمال برنامج حساب ANSYS CFX. *حيث نقوم بدراسة تأثيرا لعوامل الآتية وذلك لمعرفة شدة نقل التدفق الحراري في التجويف.*

كلمات البحث: الحمل الحراري الطبيعي، وتدفق ألصفحي، وحجم محدود، ونقل الحرارة، وسط مائع.

Sommaire

Chapitre I

I -INTRODUCTION……01

I.1 Généralités ……03

I-1-2 Définition de problème ……..……..04

I-1-3 Revue bibliographique ……...04

I-1-4-conclusion…….……...……... ……17

Chapitre II : MODÈLE PHYSIQUE ET FORMULATION MATHEMATIQUE

II- Introduction ……...……18

II-1 Position du problème …….……...……..….18

II-2-Définition la Convection dans une cavité ….....19

II-3Mécanismes du transfert de chaleur …….……21

II-3-1-Transfert de chaleur par conduction …….……...21

II-3-2-Transfert de chaleur par convection ……..……..……....…22

II-3-2-1 : Domaines d'application du transfert de chaleur par convection ……..…..…22

II-3-2-2-Type de transfert de chaleur de convection……..…….…...20

II-3-2-2-1- Convection naturelle (libre)……...……...23

II-3-2-2-2- convection forcée ……...……...23

II-3-2-2-3Convection mixte…….…….....……23

II-3-3 Transfert de chaleur par rayonnement ……....…24

II-4-Le type de cavité avec gradient de température …….…….……24

II-4-1Cavité avec gradient de température Vertical ……24

II-4-2 Cavité avec gradient de température horizontal ……....…….……24

II-4-3 Mécanisme fondamental de RAYLEIGH BENARD …….…..……..…25

II-5 Déplacement d'une goutte de fluide……...….... 27

II-5-1-Traînée visqueuse et diffusion de la chaleur ……27

II-6-Conductivité thermique équivalente ……..……29

II-7 Fluide Newtonien …… 29

II-8-Les nombres adimensionnels ……..……29

II-8-1Nombre de Grashof ……..29

II-8-2Nombre de Prandtl ……30

II-8-3Nombre de Rayleigh ……30
II-9 Le régime laminaire et turbulent……..……31
II-9-1 Le régime laminaire……..31
II-9-2Le régime turbulent……..…… 31
II-10- Approximation de Boussinesq ……..……32
II-11- Formulation mathématique ……..……33
II-11-1Fluides purs ……..……33
II-11-1-1 convection en Milieu fluide ……..……34
II-11-1-2 Hypothèses de calcul ……..……34
II-11-1-3Equations générales de transport ……..……..……34
II-11-1-3-1-Equation de continuité ……...34
II-11-1-3-2-Equation de conservations de quantité de mouvement ……...……34
II-11-1-3-3-Equation d'énergie…….……..…… 35
II-11-1-3-4 Equation d'énergie en fonction de l'énergie interne ……..……..35
II-11-2 -Equations adimensionnelles ……36
II-11-2-1Grandeurs physiques ……...36
II-11-2-1-1Grandeurs de référence ……36
II-11-2-1-2 Equation de conservation de masse ……36
II-11-2-1-3 Equation de conservation de quantité de mouvement ……..……36
II-11-2-1-4 Equation de conservation d'énergie …….……..……..37
II-12 Milieu poreux ……37
II-12-1-Notions concernant le milieu poreux ……39
II-12-2 CONVECTION EN MILIEU POREUX……40
II-12-3 Notion de volume élémentaire représentatif (V.E.R) ……40
II-12-4 Caractérisation géométrique des milieux poreux……..……41
II-12-4-1-Porosité ……41
II-12-4-2-Densité ……...……42
II-12-4-3-Perméabilité…….……43
II-12-4-5-Tortuosité…….…… 44
II-12-5-Modèles d'écoulement en milieux poreux ……44
II-12-5-1 La loi de DARCY ……..……45
II-12-5-2-Loi de Darcy Forchheimer ……..……47

II-12-5-3-Formulation de BRINKMA ……47
II-12-5-4-Modèle général ……..……..…….47

II-13-Equations générales dans un milieu poreux en régime laminaire ……48
II-13-1- L'équation de continuité …….…….……48

II-13-2-Equations de quantité de mouvement dans les milieux poreux ……..….……48
II-13-3-Equation d'énergie En milieu poreux ……..……...……...48
II-14 Conditions aux Limite. ……..…….… ……...……..49
II-14-1 condition hydrodynamiques…….49

II-14-2 condition thermiques……..…….49

II-14-3 Equations adimensionnelles ……...……..…….……..50

II-14-3-1Grandeurs physiques……..48
II-14-3-1-1 Equation de conservation de masse ……..……51
II-14-3-1-1-2 Equations de conservations de quantité de mouvement ……51
II-14-3-1-1-3 Equation de conservation d'énergie ……51
II-15 Modèle de Turbulence ……..……51
II-15-1 Modèle mathématique du problème étudié ……53
II-15-1-1 Equations dimensionnelles ……53
II-15-1-2 Equation de continuité ……..……..54

II-15-1-3 Equation de quantité de mouvement suivant la direction X …….54

II-15-1-4 Equation de quantité de mouvement suivant la direction Y ….……54

II-15-1-5 Equation de l'énergie ……..……....54

II-16 transfère de chaleur ……..……..55

II-17 Conclusion ……..55

CHAPITR III

III-1 Introduction ……...……..…56

III-1-1 Présentation d'ANSYS CFX ……..…56

III-1-2 Définition de CFX ……..……...……..…57

III-1-3 Procédure et étapes de la simulation numérique …...……...……..……..…57

III-1-4 propriété physique de L'air ……..……...……..…….……..…57

III-1-5 Description du problème …….……...…58

III-1-5-1 Cavité carrée……...……58

III-1-5-1-1 Dimension des cavités étude ……..…..…..…58

III-1-5-2 Cavité rectangle ……..……..59

III-1-5-3 Cavité incliné ……...……..…….……..……59

III-1-5-4 Cavité carrée (la paroi supérieure froide et paroi inferieure chaude)……..…60

III-1-5-5 Cavité carrée ou milieux poreuse ……...……60

III-1-6 Organigramme de calcul ……..……62

Chapitre IV RÉSULTATS ET DISCUSSION

IV-1 Introduction …….**.....**63

IV-1-1 Modèle physique et conditions aux limites……..…….**.....**……63

IV-1-2 méthode de résolution ……..…64

IV-1-3 Sensibilité du maillage ……..……..64

IV-1-4 Résultats……..……...……65

IV-1-5 Confrontation avec les données de littérature ……..…..…..……66

IV-1-6 Influence du nombre de $\boldsymbol{RaT}$ ……...……..……69

IV-1-7 Présentation les line de courent……...……70

IV-1-7-1 Lignes de courant et isothermes de Cavités carrés et rectangulaires …….……..70

IV-1-7-1-1 Lignes de courant dans les cavités carrées pour différents nombres de RaT ……**...**70

IV-1-7-1-2 Lignes de courant dans les cavités carrées pour différents rapporte de forme…….79

IV-1-7-1-3 Lignes de courant dans les cavités carrées inclines……..**.....**83

Partie II : Cas de milieu poreux ……...…88

Partie III : Cas de régime transitoire ……..89

Conclusion générale…….95

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 : Schéma représentant la configuration de la convection naturelle dans une cavité….....(4)

Figure 1.2 :comparaison entre les profils du nombre de $\overline{Nu}$ calculé et creux du nombre de Nusela mesuré$\overline{Nu}_m$……..(14)

Figure 2.1:Schéma représentant la configuration de la convection naturel dans une cavité……...**(**19)

Figure 2.3:Schéma du phénomène de transfert de chaleur par convection……..…(20)

Figure 2.4: Convection naturelle dans les cavités rectangulaires. ……(21)

Figure 2.5 : Répartition de la température dans une paroi d'épaisseur (dx). ……(22)

Figure 2.6 : Schéma représentant la particule et le mécanisme de base de la convection de Rayleigh – Bénard. …….....…(24)

Figure 2.7 : Schéma représentant la particule et le mécanisme de bas de la convection naturell dans une cavité. ……..…(25)

Figure 2.8 : schéma représentant les rouleaux de la convection de Rayleigh-Bénard. ……..…(26)

Figure 2.9:Schéma représentant le déplacement d'une goutte de fluide. ……(27)

Figure 2.10:Schéma représentant la force de traînée visqueuse. ……..…(28)

Figure 2.11: Schéma représentant la diffusion thermique. ……(29)

Figure 2.12: représentationdes régimes laminaire et turbulent. ……(32)

Figure 2.13.a : Milieux poreux consolidés. ……...…(38)

Figure :2.13.b : Milieux poreux non consolidés **.** ……(39)

Figure 2.15: Représentation d'un milieu poreux naturel. ……(40)

Figure 2-16 : Illustration de la taille intermédiaire I (du V.E.R) entre la taille du milieu poreux à l'échelle macroscopique L et à l'échelle des pores d ……..…(41)

Figure 2.17 : phase liquide, gazeux et solide dans le V.E.R. ……..…….(42)

Figure 2.18 : les deux types de porosité. ……...…(45)

Figure 2.19: Bloc poreux soumis à un écoulement. ……(50)

Figure 3.1 : Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites. ……..…(59)

Figure 3.2: Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites. ……..…(59)

Figure 3.3: Schéma de la cavité incliné considérée et conditions aux limites. ……..……(60)

Figure 3.4: Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites. ……..…(60)

Figure 3.5: Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites. ……(61)

Figure 4 .1 : présente la cavité et les conditions aux limites. ……..…(64)

Figure 4.2(a): Grille de maillage utilisée; 25x25, 50x50. ……..…(65)
Figure 4.2(b): Grille de maillage utilisée : 100×100,200x200. ……..…(65)
Figure 4.3: Confrontation des résultats numérique avec ceux de la réf. [5]: (a) profil de **u**, (b) profil de v, (c) profil de **T**y,(d)profil de Tx; **RaT** = $\mathbf{1.8910^5}$. ……..…(67)
Figure 4.4 (a): champs de courant (à gauche) et température (à droite). ……(70)
Figure 4.4(b): la vélocity U (à gauche) et vèlocity V (à droite). ……..…(70)
Figure 4.5 (a): champs de courant (à gauche) et température (à droite). ……(71)
Figure 4.5(b): la vélocity U (à gauche) et vèlocity V (à droite)**.** ……..…(71)
Figure 4.6 (a): champs de courant (à gauche) et température (à droite). ……..…(72)
Figure 4.6(b): la vélocity U (à gauche) et vèlocity V (à droite). ……..…(72)
Figure 4.7 (a): champs de courant (à gauche) et température (à droite). ……(73)
Figure 4.7(b): la vélocity U (à gauche) et vèlocity V (à droite). ……..…(73)
Figure 4. 8: Profils de température **T** pour différentes valeurs de **RaT**: (a) y=**0.5**, (b) **X**=**0.5**. ……(74)
Figure 4.9: Profils de la vitesse u∗ pour différentes valeurs de RaT: (a) Y=0.5. ……(75)
Figure 4.10: Profils de la vitesse v pour différentes valeurs de RaT: X=0.5. ……..…(75)
Figure 4.11: Evolution du nombre de Nu le long de la paroi chaude ; y/H. ……..…(77)
Figure 4.12: Evolution du nombre N$\bar{u}$ en fonction de RaT. ……(78)
Figure 4.13 (a): champs de courant (à gauche) et température (à droite). ……(79)
Figure 4.13(b): la vélocity U (à gauche) et vèlocity V (à droite). ……(79)
Figure 4.14 (a): champs de courant (supérieure) et température (inferieure). ……..……(80)
Figure 4.14(b):velocity V (supérieure) et la velocity U (inferieure). ……..…(80)
Figure 4.15 (a): champs de courant (supérieure) et température (inferieure). ……..…(81)
Figure 4.15(b):velocity V (supérieure) et la velocity U (inferieure). ……..…(81)
Figure 4.16: Evolution du nombre N$\bar{u}$ en fonction de A. ……..…(82)
Figure 4.17 (a): champs de courant (droit) et température (gauche). ……(83)
Figure 4.17(b):velocity U (droit) et la velocity V (gauche)…. ……(83)
Figure 4.18 (a): champs de courant (droit) et température (gauch). ……(84)
Figure 4.18(b): velocity U (droit) et la velocity V (gauch). ……(84)
Figure 4.19 (a): champs de courant (droit) et température (gauch). ……..…(85)
Figure 4.19(b):velocity U (droit) et la velocity V (gauch). ……..…(85)
Figure 4.20 (a): champs de courant (droit) et température (gauch). ……..…(86)
Figure 4.20(b):velocity U (droit) et la velocity V (gauch). ……(86)
Figure 4.21: Evolution du nombre N$\bar{u}$ en fonction de Θ. ……..…(87)

Figure 4.22 (a): champs de courant (droit) et température (gauche) pour milieux poraux……(88)
Figure 4.23 (b):velocity U(droit) et la velocity V (gauch).pour milieux poraux……..…(88)
Figure 4.24 (b): velocity U en t=0.004 (régime transitoire). ……(89)
Figure 4.25 (a): champs de courant (droit) et température (gauche).……(90)
Figure 4.26 (b):velocity U en t=0.4……(91)
Figure 4.27 (a): champs de courant (droit) et température (gauche).……...…(92)
Figure 4.28 (b):velocity U en t=0.8……..…(93)
Figure 4.28 (a): champs de courant (droit) et température (gauche).……..……(93)
Figure 4.29 (b):velocity U en t=1.2……(94)
Figure 4.29 (a): champs de courant (droit) et température (gauche).……..……(94)
Figure 4.30 : Evolution du nombre Nū en fonction de temps…..(30)

Liste des tableaux :

Tableau II.1: Valeurs moyennes de la porosité de quelques matériaux.

Tableau II.2: valeur moyenne de perméabilité de quelques matériaux, Reynolds.

Tableau II.3.Coefficients empiriques du modèle k-ε .

Tableau III.1 : Représenté propriétés physique de l'air.

Tableau III.2 : Représenté Nombre de Rayleigh .

Tableau IV.1: Comparaison des résultats avec ceux des références [9-6-16-18-koufi] pour différentes valeurs de **RaT** (PT=Présent travail).

Tableaux IV.1:Les erreur de Comparaison des résultats avec ceux des références [9-6-16-18-koufi] pour différentes valeurs de **RaT**.

Tableau IV.2: Comparaison des constantes a et b de la corrélation $\mathbf{Numoy}=\mathbf{aRa_T^b}$ ($\mathbf{10^3}\leq\mathbf{RaT}\leq\mathbf{10^6}$).

Tableaux IV.3 : les erreurs de Comparaison des constantes a et b de la corrélation $\mathbf{Numoy}=\mathbf{aRa_T^b}$ ($\mathbf{10^3}\leq\mathbf{RaT}\leq\mathbf{10^6}$).

Tableaux IV.4: représenter Nusselt moyen on fonction de rapport.

Tableaux IV.5 : représenter Nusselt moyen on fonction de Ɵ.

NOMENCLATURE

h coefficient de transfert de chaleur par convection .

H hauteur de la cavité.

L larguer du système.

T∞ Température de fluide loi de la surface de solide.

Tc Température de la paroi chaude .

T_f Température de la paroi froide .

K perméabilité.

$\vec{V}$ est une quantité moyennée à travers un volume élémentaire.

A=L/H le rapport d'aspect de la cavité.

T température .

n nombre de composants .

e quantité spécifique .

P pression .

A Rapport de forme .

H Hauteur de cavité.

Nu nombre de Nusselt .

Pr nombre de Prandtl.

Ra nombre de Rayleigh .

X, Y coordonnées adimensionnelles.

Symboles Grecs

ΔT différence de température .

Φ Flux de chaleur transmis par convection.

μ viscosité dynamique.

φ Température Adimensionnelle.

ρ La masse volumique du fluide considéré.

ε La porosité des milieux poreux.

$(Cp)_{eff}$ La capacité calorifique effective .

$\rho\,(Cp)_f$ La capacité calorifique du fluide .

λ_{eff} La conductivité thermique effective.

β Le coefficient de dilatation thermique.

ρ_0 La masse volumique.

ψ fonction de courent.

Les indices

C	chaude
F	froide
t	total
m	moyen

INTRODUCTION

La convection désigne l'ensemble des mouvements internes (verticaux ou horizontaux) qui animent un fluide et qui impliquent le transport des propriétés des particules de ce fluide au cours de son déplacement. Ce transfert implique l'échange de chaleur entre une surface et un fluide mobile à son contact, ou le déplacement de chaleur au sein d'un fluide par le mouvement d'ensemble de ses molécules d'un point à un autre.

Dans son sens général, la convection constitue, avec la conduction thermique et le transfert radiatif, l'un des trois modes d'échange de chaleur entre deux systèmes donnés (physiques, chimiques ou biologiques); et diffère de ces derniers par la méthode de transfert. Elle s'oppose également à la diffusion de la matière qui homogénéise les propriétés du fluide lors du mouvement.

Le phénomène de transfert de chaleur par la convection naturelle, dans des espaces confinés et semi-confinés, est généralement dû à la présence des gradients de température et de concentration provoquant une distribution non uniforme de la densité du fluide, ce qui produit un mouvement convectif sous l'effet de la gravité.

L'étude de la convection naturelle et des caractéristiques des écoulements, générés par la poussée d'Archimède dans des cavités, est un problème dont l'intérêt est important sur le plan fondamental qu'au niveau des applications pratiques. Parmi ces applications, nous pouvons citer : le stockage des fluides, l'écoulement d'air dans les pièces d'habitation et dans les capteurs solaires, le refroidissement des circuits électroniques et des réacteurs nucléaires. En plus, la convection naturelle constitue un problème test pour de nombreuses techniques numériques telles que les différences finies, volumes finis, éléments finis et autres méthodes spectrales.

De nombreux travaux concernent l'étude des phénomènes thermiques dans les cavités fermées.

En effet, pour plusieurs applications, on cherche à améliorer les transferts thermiques dans ces cavités d'air alors que pour d'autres, on cherche à augmenter le degré d'isolation. Pour les écoulements de convection libre dans les cavités fermées, les paramètres les plus importants sont la géométrie de l'espace, les propriétés thermophysiques du fluide et les conditions aux limites thermiques.

La convection naturelle en cavité a été l'objet de nombreux travaux tant théoriques qu'expérimentaux. Pour les thermiciens, la convection naturelle n'est qu'un mode de transfert de chaleur parmi d'autres, bien que sa prise en compte dans des situations styptiques où tous les modes interviennent, demeure problématique.

Pour nous rapprocher de la réalité et pour changer notre façon de voir les écoulements de convection naturelle, déduite uniquement des résultats obtenus en géométrie bidimensionnelle, nous proposons d'étudier numériquement l'écoulement de l'air dans une cavité bidimensionnelle et différentiellement chauffée.

Le but de notre travail, consiste à :

• Etudier le modèle bidimensionnelle afin de mettre en évidence numériquement les structures d'écoulement et taux de transfert de chaleur qui se développent au sein d'un fluide contenu dans une cavité dans plusieurs cas différents.

• Examiner l'influence des conditions aux limites sur ces structures d'écoulement.

• Examiner l'influence la manière de la cavité sur ces structures d'écoulement.

Ce mémoire est articulé de la façon suivante :

- Le premier chapitre est consacré à une synthèse bibliographique sur la convection naturelle dans les cavités pour les modèles bidimensionnels
- Le second chapitre est consacré à la formulation mathématique des équations de conservation qui régissent les écoulements.
- Le troisième chapitre comprend la description de la méthodologie numérique à la base de la résolution des équations du mouvement et de l'énergie.
- Dans le chapitre quatre, nous exposons la validation des résultats numériques.
- Nous terminerons ce mémoire par une conclusion générale, sur les résultats obtenus au cours de cette étude et par l'énoncé des perspectives à venir.

Chapitre I

I.1 Généralités :

L'étude de la convection naturelle a suscité et suscite encore aujourd'hui l'intérêt de nombreux chercheurs scientifiques et de son omniprésence dans les procédés industriels. Les recherches menées jusqu'à ce jour, dans ce domaine, s'étendent sur un peu plus d'un siècle. Un nombre considérable de travaux a été entrepris, suite à la découverte de ce phénomène par les expériences de Bénard, l'analyse théorique de Rayleigh, jusqu'à présent.

De nombreux travaux concernent l'étude des phénomènes thermiques dans les cavités; le but ultime de telles études est de pouvoir maitriser les transfère de chaleur.

En effet, pour plusieurs applications, on cherche à améliorer les transferts thermiques dans ces cavités alors que pour d'autres, on cherche à augmenter le degré d'isolation. Pour des écoulements de convection libres dans les cavités fermées, les paramètres les plus importants sont la géométrie de l'espace, les propriétés thermophysiques du fluide et les conditions aux limites thermiques.

La convection naturelle dans une cavité diffèrentiellement chauffée avec un gradient de température vertical ou horizontal consiste en l'écoulement de fluide dans une cavité où deux parois opposées sont maintenues à deux températures constantes et différentes, les autres parois pouvant être adiabatiques ou conductrices Figure 1.1
L'écoulement est alors monocellulaire, le fluide ascendant le long de la paroi chaude et descendant suivant la paroi froide.

Dans ce travail nous allons étudier la convection naturelle dans un milieu confiné (fluide ou poreux). La configuration géométrique bidimensionnelle contenant un milieu fluide ou poreux, les deux parois de la cavité sont soumises à une température constante, tandis que les autres parois sont adiabatiques et imperméables.

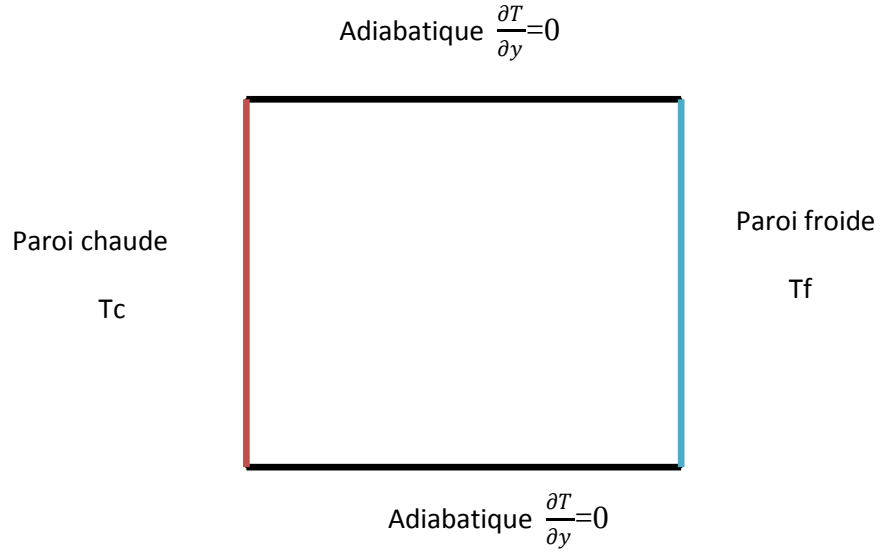


Figure1.1 : Schéma représentant la configuration de la convection naturel dans une cavité.

I-1-2 **Définition du problème** :

Dans ce chapitre, la présente investigation a pour but l'étude de la convection naturelle dans une cavité confinée, soumise à des flux de chaleur constants imposés sur les parois vertical, tandis que les parois horizontal sont supposées adiabatiques et imperméables. Ce travail a pour objectif d'étudier l'écoulement convectif et le transfert de chaleur dans les deux cas : milieu fluide et milieu poreux.

I-1-3 Revue bibliographique :

La convection naturelle dans des enceintes fermées de différentes formes occupe une grande partie de la littérature des transferts de chaleur. Cavité carrée, rectangulaire, la géométrie cylindrique, elliptique et sphérique ont été étudiées dans de nombreuses recherches. [54]

D'autre part, les études traitant les problèmes de convection naturelle à l'intérieur des géométries plus complexes ont été plutôt limitées. [54]

Les premiers travaux portant sur la convection naturelle ont été entrepris, dans les années 60 du siècle dernier, par G. De Vahl Davis et al [1]. Ces auteurs ont utilisé la méthode des

différences finies pour résoudre le problème de convection naturelle dans une cavité carrée différentiellement chauffée. Ces études ont eu le mérite de lancer une compétition internationale sur le sujet. Elles ont montré que la distribution de température à mi-hauteur de la cavité est presque linéaire et le gradient thermique vertical tend vers zéro pour les valeurs du nombre de Rayleigh inférieures à 10^4.

De Vahl Davis [2] étudia ensuite le mouvement bidimensionnel d'un fluide dans une cavité fermée différentiellement chauffée en régime laminaire et stationnaire. Les valeurs maximales du nombre de Rayleigh est de 2.10^5pour une cavité carrée et de $1.25\ 10^6$pour une cavité dont le rapport de forme est égal 5. Les équations régissant l'écoulement ont été résolues numériquement par la méthode des différences finies. Les résultats sont compatibles avec quelques résultats théoriques et expérimentaux antérieurs et en constituent une extension. Il a été observé que des nombres de Prandtl élevés exercent une influence stabilisatrice sur la solution numérique et un effet faible sur les résultats finaux dans la gamme $10^{-1}\leq Pr\leq 10^3$.

THORPE et al [3] ont mené des études théoriques et expérimentales sur le problème d'une couche fluide inclinée soumise à des gradients de température et de concentration le cas spécial ou les forces de volume sont égales et opposée été considère .les résultats numérique et expérimentaux indiquent l'existence d'un seuil de l'enclenchement et la conservation .la structure de l'écoulement résultats caractérisée par un empilement périodique de cellule de convection contrarotatives .les mènes observations ont été rapporté.

Stewart et Weinberg [4] furent parmi les premiers à étudier la convection naturelle au sein d'une cavité rectangulaire bidimensionnelle avec des parois horizontales isolées, et des parois verticales isothermes, pour des nombres de Prandtl qui varient de 0.0127(étain liquide) à 10.0(eau) avec un nombre de Grashof qui varie de $2x10^3$ à $2x10^7$en (2D). Ils ont comparé le comportement de l'écoulement dans plusieurs types de fluides, et ont démontré que le comportement de l'écoulement dans les métaux liquides est différent de celui des fluides usuels.

Stewart & Weinberg [5] ont étudié expérimentalement la distribution de température et le transfert de la chaleur dans une cavité rectangulaire remplie d'étain liquide.

G. De Vahl Davis[6] proposé une solution standard dite Benchmark pour le cas de la cavité carrée différentiellement chauffée en régime laminaire. La formulation du problème utilisée par Davis est la formulation fonction de courante verticité. Les équations modifiées par l'interaction d'un terme transitoire sont discrétisées par la

méthode des différences finies. Le système d'équation algébrique résultant de l'opération de discrétisation, est résolu par 'algorithme ADI (Altrnating Direction Implicite).

Une revue exhaustive des publications disponibles sur ce sujet a été faite par .Platten et le gros et bejan [7] pour les fluides et par Nield et Bejean et Ingham et Pop pour les milieux poreux. Markatos et Pericleous [8] ont étudié numériquement le phénomène de la convection naturelle, dans une cavité carrée remplie d'air et différentiellement chauffée pour des valeurs du nombre de Rayleigh comprises dans l'intervalle $10^3 \leq Ra \leq 10^6 Nu=0,143Ru^{0,229}$.

Inaba [9] a étudié expérimentalement le mouvement de convection naturelle et le transfert thermique dans une couche d'air rectangulaire et inclinée, pour des Ra = 1.2×10^3à 2×10^6 et différents angles d'inclinaison et rapports de forme. Il a proposé des formules adimensionnelles donnant le flux thermique transféré à travers la couche d'air.

Markatos et Pericleous [10] ont été parmi les premiers à introduire la turbulence au sein d'une cavité carrée avec des parois latérales chauffée différemment. Le nombre de Rayleigh considéré est compris entre 10^3et 10^6. Le modèle de turbulence utilisé (pour les nombres de Rayleigh supérieurs à 10^6) est un modèle à deux équations de transport k−ε standard, où k est l'énergie cinétique turbulente et ε est son taux de dissipation. Les auteurs ont utilisé l'algorithme SIMPLE Patanakar [11] pour le couplage pression-vitesse. Ils ont constaté que les calculs convergent rapidement. Ils ont trouvé que, pour $RAT\leq10^6$, les résultats s'accordent bien avec ceux présentés par De Vahl Davis [12]. Les résultats présentés pour le cas du nombre de Rayleigh élevé n'ont pas pu être comparés vu qu'ils étaient parmi les premiers à s'intéresser à la turbulence dans ce cas d'étude. En outre, ils ont proposé des corrélations entre les nombres de Nusselt et de Rayleigh.

Viskanta et al. [13] ont développé un modèle numérique à trois dimensions pour la convection naturelle dans un métal liquide (Pr = 0.02) dans une cavité et ils ont comparé leurs résultats avec des résultats expérimentaux.

Une étude expérimentale et numérique du transfert de la chaleur dans des cavités verticales en 2D, remplies de métaux liquides.

Knobloch et Moore [14] ont utilisé la théorie de la stabilité pour étudier la convection naturelle induite dans couche fluide horizontal dont les parois inférieure et supérieure sont rigides .Deux types condition aux limites ont été envisagé :

1-de la température constante sur la paroi inférieure et supérieure

2- un flux de chaleur imposé sur la paroi inférieur et une température constante sur la paroi supérieur. Les seuils et les longueurs d'onde des écoulements convectifs. Oscillants et stationnaires ont été déterminé en fonction du coefficient de séparation connu sous le nom d'effet Sort.

Lauriat et Prasad [15] ont étudié l'importance des effets visqueux et d'inertie sur la convection naturelle dans le cas d'une cavité chauffée par les côtés. Le modèle de Darcy-Brinkman-Forchheimer a été utilisé. La méthode des déférences finies a été utilisée pour résoudre les équations gouvernantes. Les résultats montrent qu'il existe un régime asymptotique pour lequel la solution est indépendante de la perméabilité *K* de la matrice poreuse et des nombres de Darcy, *Da*, et de Forchheimer, Fs. Les solutions numériques montrent aussi que le flux de chaleur peut être supérieur à celui calculé dans le cas d'un fluide lorsque la perméabilité *K* est suffisamment élevée, et lorsque la conductivité thermique du solide K_m est supérieure à celle du fluide.

Hamady et al. [15] ont étudié numériquement et expérimentalement l'effet de l'inclinaison sur l'écoulement permanent de convection naturelle dans une cavité carrée fermée remplie d'air avec présence de gradient de température. Ils ont mesuré et prédit numériquement les nombres de Nusselt locaux et moyens pour des nombres de Rayleigh compris entre 10^4et 10^6, et ce pour différents angles d'inclinaison allant de 0(chauffage par le bas) jusqu'à 180°(chauffage par le haut). Ils ont présenté de nouveaux résultats sur les distributions du flux thermique local en fonction du nombre de Rayleigh. Le transfert thermique sur les frontières chaude et froide montre une forte dépendance vis-à-vis du nombre de Rayleigh.

Les études menées par Henkes et al. [16] ont permis d'apporter entre autres quelques éclaircissements sur le phénomène de la convection naturelle en régimes laminaire et turbulent dans une cavité carrée différentiellement chauffée. Les nombres de Rayleigh atteints sont respectivement 10^3 pour l'air et 10^5 pour l'eau. Pour la modélisation de la turbulence, les auteurs ont utilisé trois modèles, le modèle k-ε standard avec la loi de paroi logarithmique et les deux modèles bas nombre de Reynolds de Chien et Jones et de La Under. Ils ont montré que la position de la transition le long de la Couche limite sur les parois verticales dépend du modèle de turbulence utilisé et que la stratification thermique se déstabilise considérablement dans la partie centrale de la cavité lorsque l'écoulement devient turbulent. Les auteurs ont constaté aussi que l'utilisation du modèle k-ε standard conduit à une surestimation de l'énergie cinétique

turbulente et que les modèles bas nombre de Reynolds sont raisonnablement proches de l'expérience. Moore et al [17] ont étude la convection dans une enceinte rectangulaire chauffée par le base les parois inférieure et supérieure étaient maintenues à des températures et des concentrations différentes. Des écoulements oscillants ayant une structure non Centro-symétrique on été observés et différents type bifurcations ont été identifiés.

G.J.Hoogendoorn [18] on étudié l'effet de l'angle d'inclinaison de la cavité.les résultat obtenus sous diverses condition paramétriques ont permis d'acquérir un nombre importante de corrélations permettant .ainsi d'évaluer taux de transfert de chaleur.

Barakos et al. [19] ont analysé numériquement la thermoconvection naturelle dans une cavité carrée fermée différentiellement chauffée par l'approche des volumes finis (VF), en régime laminaire et turbulent. Le modèle k−ε standard a été adopté avec et sans fonctions pariétales d'amortissement. Les valeurs du nombre de Rayleigh varient entre 10^3 et 10^{10}. Les résultats obtenus montrent un bon accord avec ceux obtenus numériquement par De Vahl Davis [20] pour le cas laminaire, par Markatos et Pericleous [21], et par Fusegi et al. [22] pour le cas turbulent. Des corrélations entre les nombres de Nusselt moyen et de Rayleigh sont présentées et sont également en accord avec celles trouvées par Markatos et Pericleous [23].La comparaison des résultats de la simulation avec les données expérimentales de Fusegi et al. [22] est également très favorable. Cependant, on note que certaines divergences pour le cas des valeurs du nombre de Rayleigh élevées sont observées. La confrontation des résultats avec les données expérimentales a montré que le modèle k−ε standard avec la fonction logarithmique surestime le transfert de chaleur pariétal.

Peng et Davidson [24] furent les premiers à utiliser les deux modèles bas nombre de Reynolds k-ω dans l'étude de la convection turbulente dans une cavité fermée différentiellement chauffée. Dans l'étude proposée, deux applications ont été traitées et cela pour un écoulement caractérisé par un nombre de Rayleigh égale à 5×10^{10}.

Plus Kalla [25] a étudié la convection naturelle dans une cavité poreuse horizontale soumise à des flux de chaleur imposés sur les quatre parois de la cavité. La loi de Darcy-Brinkman est utilisée pour modéliser le milieu poreux. Ce modèle permet de prédire le cas d'un fluide pur ($\infty\rightarrow$Da) ainsi que celui de milieu de Darcy(Da$\rightarrow$0).La formulation mathématique a été abordé selon deux méthodes : l'une analytique, basée

sur la théorie des écoulements parallèles en cavité allongée, l'autre numérique à l'aide de la méthode de différences finis. Dans ce travail on cherche à déterminer l'influence d'un flux latéral superposé au flux vertical, et discuté aussi l'influence des paramètres de contrôle du problème sur l'évolution de la structure de l'écoulement et sur les transferts de chaleur dans le système étudié. Ces paramètres sont : le rapport entre le flux de chaleur latéral et le flux de chaleur vertical, le rapport de forme (A), le nombre de Darcy (Da), le nombre de Rayleigh(RaT).

Weisman et al [26] ont traité le cas d'une convection naturelle en cavité poreuse rectangulaire de hauteur H et de largeur L. Contenant un fluide newtonien, visqueux, incompressible de masse volumique ρ, et différentiellement chauffée et refroidie à flux thermique homogène. L'objet de cette étude est de montrer que lorsque la cavité est différentiellement chauffée et refroidie avec une même densité de flux uniforme et constant, l'écoulement est quasiment monodimensionnel sur une grande partie de la hauteur de la cavité et qu'il existe une solution exacte d'écoulement parallèle dans une fente d'extension vertical infinie approchant la solution en cavité finie.

Tian et Karayiannis [29] ont réalisé une étude expérimentale de la convection naturelle faiblement turbulente dans une cavité carrée remplie d'air. Les parois chaude et froide ont été maintenues à des températures différentes (108°C et 50°C), et le nombre de Rayleigh est égal à 1.5810^{9}. Les températures et les vitesses de l'air ont été mesurées à différents endroits, au niveau des parois de la cavité. Ils ont observé la présence de deux types de tourbillons dans la cavité: le premier est un grand tourbillon situé au voisinage des parois où la température et la vitesse varient rapidement et le deuxième est constitué de petites recirculations situées entre les couches limites (au niveau des parois) et le centre de la cavité (région loin des couches limites). Les mêmes auteurs ont ensuite présenté des résultats sur la turbulence Tian Y. S., Karayiannis T. G., Low[29]. Ces résultats englobent les contraintes de Reynolds et les fluctuations de vitesses et de température. Ils ont montré que ces fluctuations ont lieu près des parois solides et elles sont produites séparément.

Weisman et al. [30] ont présenté une étude portant sur les écoulements d'air dans une cavité rectangulaire différentiellement chauffée à grand écart de températures. Les équations asymptotiques de l'approximation faible nombre de

Mach sont obtenues par filtrage des ondes sonores. Ils ont constaté que, dans le cas où les propriétés physiques du fluide sont constantes, la transition se produit suivant un schéma classique de passage d'une bifurcation de Hop (le nombre Rayleigh critique est estimé entre 3.210^5et 3.410^5pour un maillage ($128*256$)). Ainsi, ils ont montré que lorsque la viscosité dépend de la température selon la loi de Sutherland, et que le nombre de Prandtl est constant, la transition est différente. L'état stationnaire est identifié pour des nombres de Rayleigh inférieurs à 2.10^5pour un maillage de $64*128$. Lorsque le nombre de Rayleigh est supérieur à 2.10^5, ils ont observé une alternance périodique de bouffées instationnaires et d'états quasi-stationnaires au niveau de la couche limite montante. Ils ont conclu qu'un phénomène d'hystérésis est présent, ce qui traduit probablement une transition sous-critique. Ils ont aussi trouvé, qu'au voisinage de la perte de stabilité, sur la branche à grande amplitude, une solution intermittente caractérisée par des bouffées périodiques séparées par des états quasi stationnaires.

Le transfert de chaleur naturelle stationnaire conjugué dans une cavité carrée poreuse est étudié numériquement par A.C.Baytas, A.Liaqat, T.Grosan et I.Pop[32]. La cavité se compose de deux parois conductrices d'épaisseur finie et deux parois verticales de températures uniformes différentes. L'étude est concentrée sur l'effet du rapport de conductivité thermique sur l'écoulement de fluide et le transfert de chaleur et le nombre de Nusselt moyen, sur la paroi chaude et froide verticales de la cavité. Il a été montré que la température de l'interface dans la partie supérieure de la paroi solide diminue avec l'augmentation de la conductivité de la paroi. En outre, les valeurs dunombre de Nusselt moyen diminuent avec l'augmentation des valeurs de la conductivité thermique.

Al-Bahi et al. [33] ont étudié numériquement la convection naturelle laminaire dans une cavité carrée remplie d'air, différentiellement chauffée par un flux de chaleur sur une paroi. Les équations, en régime in stationnaire, ont été résolues en utilisant la méthode des différences finies. Les résultats numériques indiquent que le nombre de Nusselt local diminue le long de la paroi chaude pour un nombre de Rayleigh donné.

Prodip Kumar Das et Shohel Mahmud [34] ont étudié numériquement la poussée induite de l'écoulement et le transfert de chaleur dans une enceinte ayant deux parois horizontales ondulées et deux parois verticales planes en utilisant la

méthode des volumes finis. Les parois verticales sont maintenues isothermes, tandis que les parois

Horizontales sont considérées adiabatiques. Le nombre de Prandtl Pr = 1.0. Ils ont constaté que le rapport amplitude-longueur d'onde affecte à la fois le taux du transfert de chaleur local, le champ d'écoulement ainsi que le champ thermique. Le rapport amplitude-longueur d'onde n'a pas d'influence significative, en moyenne, sur le taux de transfert de chaleur.

M. ZakirHossain et A.K. M. Sadrul Islam [35]ont étudié l'écoulement des fluides et le transfert de chaleur dans des canaux ondulés (sinusoïdaux et triangulaires) dans des conditions d'écoulement transitoires et des conditions aux limites périodiques en utilisant la méthode des volumes finis. Ils ont observé que l'écoulement devient instable avec une oscillation auto entretenue au-delà d'un certain nombre de Reynolds critique ce qui augmente le taux de transfert de chaleur. A bas nombres de Grashof, le taux de transfert de chaleur augmente uniquement lorsque le rapport amplitude longueur d'onde change de zéro à d'autres valeurs, puis il a un effet presque négligeable en moyenne sur celui-ci.

H. Wang .M.S .Hamed [36] ont étudié numériquement les modes de transition de l'écoulement de la convection naturelle dans une cavité rectangulaire bidimensionnelle, inclinée, différentiellement chauffée pour un nombre de Rayleigh limité entre10^3et10^4, un rapport de forme horizontal Ay=4,un nombre de Prandtl égal à 0.70 et où l'angle d'inclinaison est compris entre 0°et 90°. Ils ont étudié l'effet de différentes configurations de gradient de température sur les modes de transition. Ils sont aussi analysé l'influence de la discontinuité de température sur le nombre de Nusselt . La simulation numérique de l'écoulement est basée sur la méthode des volumesfinis .Les résultats obtenus montrent que les modes de transition de l'écoulement par convection thermique et l'efficacité du transfert de chaleur dans la cavité dépendent des conditions thermiques des parois actives.

Le transfert naturel de chaleur stationnaire est conjugué convection-conduction dans une enceinte poreuse à deux dimensions avec une épaisseur de paroi finie est étudié numériquement par Nawaf H. Saeid [37]. Le transfert de chaleur est considérée horizontal, où les parois verticales sont isothermes à différentes températures et les parois horizontales sont adiabatiques .Le modèle de Darcy est utilisé dans la formulation mathématique pour la couche poreuse et la méthode des volumes finis est utilisée pour résoudre les équations adimensionnelles gouvernantes. Les paramètres

considérés sont le nombre de Rayleigh, le rapport de conductivité thermique et l'épaisseur de la paroi. Les résultats sont présentés pour montrer l'effet de ces paramètres sur le transfert de chaleur et les caractéristiques d'écoulement du fluide. Les résultats, y compris les lignes de courant, les isothermes et le nombre de Nusselt local et moyenne pour différentes valeurs des paramètres régissant. On constate, dans la plupart des cas, que faisant augmenter le nombre de Rayleigh et le rapport de la conductivité thermique ou la diminution de l'épaisseur de la paroi peut augmenter le nombre de Nusselt moyen. Dans des cas spéciaux à faible nombre de Rayleigh et la conductivité de parois est élevées, les valeurs de nombre du Nusselt pour le milieu poreux augmentent avec l'augmentation de l'épaisseur de paroi.

A.Bairi et al [38] ont fait une autre étude numérique et expérimentale de la convection naturelle dans une cavité différentiellement chauffée inclinée pour Deuxrapports de forme A=0.75 et 1.5. Ils ont analysé le taux de transfert de chaleur obtenus pourunelarge gamme des paramètres suivants :

-La valeur du nombre de Rayleigh comprise entre 10 et 10^8.

-L'angle d'inclinaison varie entre 0°et 360°.

Ils sont ensuite comparé les résultats numériques obtenus avec des résultats expérimentaux et ont proposé une corrélation qui présente une déviation maximale de plus ou moins 6 % entre les résultats expérimentaux et numériques.

Ben Cheikh et al. [39] ont présenté une étude numérique d'un écoulement bidimensionnel de convection naturelle dans une cavité remplie d'air, de rapport de forme égal à 9. Le modèle numérique est basé sur la résolution des équations de Navier-Stokes/Boussinesq par la méthode des volumes finis. Une approche multi-grille est utilisée pour accélérer la convergence. Ils ont proposé une corrélation entre le nombre de Nusselt et le nombre de Rayleigh dans la gamme $10^4 \leq RaT \leq 10^6$. Le nombre de Rayleigh critique, au-delà duquel l'écoulement devient instationnaire est déterminé ($RaT=2.10^5$).

Huei Chen et Chen [40] ont modélisé la convection naturelle laminaire dans une géométrie carrée dont la paroi horizontale supérieure est adiabatique et la paroi verticale droite est isotherme. Les parois horizontales inférieures et verticales gauche présentent des sources de chaleur discrètes. Deux cas d'étude sont effectués: le premier cas présente une source de chaleur au niveau de la paroi gauche et deux sources placées sur la paroi inférieure. Le second cas présente deux sources de chaleur sur la paroi gauche et une source le long de la partie gauche de la paroi inférieure. Les

résultats de calcul sont exprimés enter mes de lignes de courant et d'isothermes pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh ($10^2 \leq RaT \leq 10^7$). Ils ont observé que le nombre de Nusselt moyen augmente avec le nombre de Rayleigh dans les deux cas. En outre, l'effet de transfert de chaleur dû au chauffage sur la paroi gauche est différent de celui sur la paroi inférieure. Ils ont constaté qu'en augmentant la longueur du segment de la source de chaleur, le taux de transfert de chaleur augmente progressivement pour les deux cas.

Corvaro et Paroncini [41] ont analysé expérimentalement et numériquement l'influence de la position de la source de chaleur sur le transfert de chaleur par convection naturelle dans une cavité carrée. Ils ont observé que la configuration de la source de chaleur, qui est située au centre, indique une évolution symétrique de ce phénomène et donc une répartition symétrique du nombre de Nusselt local.

A. Bairi [42] a étudié expérimentalement la convection maintenues à des températures constantes (isothermes);les autres parois de la cavité sont adiabatiques.les mesures expérimentales et la simulation numérique sont effectuées pour les différentes Configurations géométriques et thermique suivantes:

-la valeur de nombre de Rayleigh est limitée entre 10 et10^{10}.

-l'angle d'inclinaison varie entre 0°et 360°.

Mené un calcul numérique bidimensionnel basé sur la méthode des volumes finis, et il a examiné l'influence du nombre de Rayleigh et de l'angle d'inclinaison sur la structure de l'écoulement et le taux de transfert de chaleur par convection. Les résultats obtenus indiquent un bon accord entre les résultats numériques et les mesures expérimentales comme le schématise la figure (I-1).D'autre part, des corrélations du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Rayleigh pour différents angles d'inclinaison ont été proposée

$Nu = 0.15Ra^{0.29}$ $\varphi = 0°, 30°$, $Nu = 0.14Ra^{0.30}$ $\varphi = 60°, 90°$

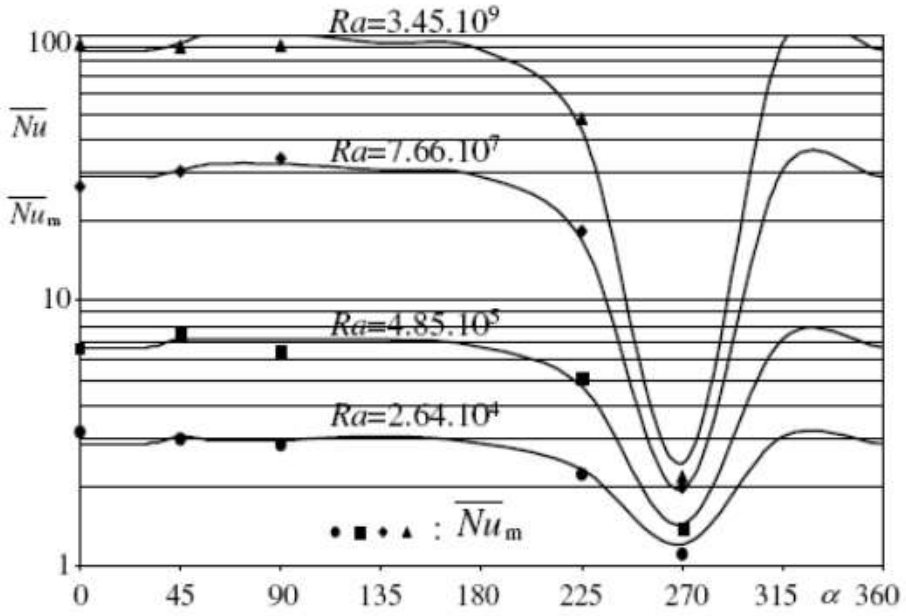


Figure 1-2 :comparaison entre le profils du nombre de $\overline{Nu}$ calculé et creux du nombre de Nusela mesuré $\overline{Nu}_m$.[4]

Bilgenet Balkaya [43] ont analysé le transfert thermique par convection naturelle dans une cavité carrée avec des ouvertures de ventilation et des sources de chaleur. L'étude a été effectuée en résolvant numériquement les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie avec l'approximation de Boussinesq. D'abord, ils ont obtenu les positions optimales des sources en maximisant la conductivité globale pour différents nombres de Rayleigh. Une, deux et trois sources de chaleurs à des positions optimales ont été considérées. Les résultats ont indiqué que la distribution des sources n'est pas équidistante mais concentrée près du fond de la cavité. Le nombre de Nusselt et le débit volumétrique augmentent en fonction du nombre de Rayleigh, de la taille de la source et du nombre de sources.

La convection naturelle dans une enceinte dont les parois latérales sont partiellement chauffées et les parois horizontales sont adiabatiques, avec une génération de chaleur interne a été étudiée numériquement par Kandaswamy et al. [44]. Il a été observé que le transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Grashof en raison d'une augmentation de la force de flottabilité, et diminue avec l'augmentation de la production de chaleur. En outre, le transfert de chaleur est maximal quand les emplacements des parties chauffées/refroidies sont au milieu des parois latérales.

Krishna et al. [45] ont considéré le phénomène de la convection thermique dans une cavité rectangulaire poreuse anisotrope, dont les parois verticales sont maintenues à une température constante tandis que les parois horizontales sont supposées adiabatiques et imperméables. Cependant, sur la paroi horizontale inférieure, il existe une partie soumise à un flux de chaleur constant. La solution du problème a été obtenue numériquement en utilisant l'extension du model de Darcy.

Brahim Ben Beya et TaibLi le [46] ont examiné par voie numérique l'écoulement laminaire de la convection naturelle dans une cavité cubique inclinée, différentiellement chauffée. Les équations de mouvement et de l'énergie en trois dimensions sont résolues par la méthode de sous relaxation (RBPSOR), basée sur une discrétisation spatiale avec un schéma de volumes finis. Ils ont analysé le taux de transfert de chaleur obtenu pour une large gamme des paramètres suivants:

-La valeur du nombre de Rayleigh varie entre 10^3 et$1.3x10^5$

Le nombre de Prandtl limité entre 0.71 et 0.75

-L'angle d'inclinaison entre 0° et 90°

Les résultats obtenus par ces auteurs d'une part, que la structure de l'écoulement du fluide est parfaitement symétrique pour des valeurs du nombre de Rayleigh inférieures ou égales à 10^4. D'autre part, lorsque la valeur du nombre de Rayleigh dépasse cette valeur critique, la symétrie est brisée progressivement. Ils ont observé aussi un comportement périodique de l'écoulement pour la valeur du nombre de Rayleigh 8.5. 104, ainsi que les caractéristiques de l'écoulement dépendent de l'angle d'inclinaison. Pour Pr≥0.7ils ont conclu qu'il y a un effet significatif sur le taux de transfert de chaleur.

Hudheyer Mushatet.S. [46] a étudié numériquement le transfert de chaleur et l'écoulement du fluide à l'intérieur d'une cavité carrée inclinée ayant deux parois verticales ondulées différentiellement chauffées et deux parois horizontales planes isolées. Il a étudié L'effet de l'angle d'inclinaison, l'amplitude et le nombre d'ondulations pour Rayleigh Ra= 10^5. Les résultats obtenus montrent que le taux du transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre d'ondulations, de l'angle d'inclinaison et du nombre de Rayleigh, par contre l'augmentation de l'amplitude de la cavité diminue le nombre de Nusselt local et donc le taux du transfert de chaleur.

Soleimani et al. [47] ont étudié numériquement la convection naturelle dans une enceinte carrée fermée, pour déterminer la localisation optimale de deux sources

de chaleur (source- puits).[22] Les résultats numériques révèlent que les configurations optimales sont en fonction du nombre de Rayleigh et les dimensions des sources et des puits ; l'augmentation du nombre de Rayleigh entraine une diminution de la source de chaleur, mais une augmentation du dissipateur de chaleur.

La convection de Darcy-Bénard dans une enceinte poreuse carrée est étudiée numériquement par A. Alhashash,H. SalehetI. Hashim [48]. Une paroi basse d'épaisseur finie est chauffée localement, la paroi supérieure est maintenue à une température inférieure à la température de la paroi basse, et les parois latérales sont refroidies. La méthode des différences finies a été utilisée pour résoudre les équations adimensionnelles gouvernantes. Les paramètres considérés sont la longueur de la source de chaleur, l'épaisseur de la paroi, le rapport de conductivité thermique et le nombre de Biot. On constate que le taux de transfert de chaleur pourrait augmenter avec l'augmentation de la longueur de source de chaleur, le rapport de conductivité thermique, et l'intensité de refroidissement. Il existe une épaisseur de paroi critique pour une conductivité élevée de la paroi au-dessous de laquelle l'épaisseur de paroi croissante augmente le taux de transfert de chaleur et au-dessus de laquelle l'épaisseur de paroi croissante diminue le taux de transfert de chaleur.

Hasan et al. [49] ont fait une étude numérique sur la convection naturelle dans une enceinte carrée différentiellement chauffée, avec des parois latérales ondulées pour différentes valeurs du nombre de Rayleigh. Les résultats montrent que
L'augmentation de l'amplitude d'ondulation et de la fréquence d'ondulation réduit le taux de transfert de chaleur, indiqué par la réduction du nombre de Nusselt moyen.

Chang [50] a réalisé une étude numérique sur les écoulements d'air bidimensionnels de convection naturelle en régime laminaire dans des cavités rectangulaires inclinées, différentiellement chauffées dont les parois latérales sont isolées. Il a fait varier l'angle d'inclinaison entre 0°à 180°et le nombre de Rayleigh entre 10^3et 10^6. Les auteurs ont trouvé que l'angle d'inclinaison où se produit le maximum du transfert thermique est supérieur à 50°pour les rapports de forme 1et2, et se rapproche de 90°quand le nombre de Rayleigh augmente. Pour les rapports de forme 4 et 8, le maximum du transfert thermique se produit à 0°pour tous les nombres de Rayleigh. En outre, l'angle d'inclinaison où le minimum de transfert thermique se produit, augmente avec le rapport de forme. Pour les nombres de Rayleigh élevés, le minimum se produit pour de faibles inclinaisons en raison de la transition précoce de trois cellules de structure à une. Les corrélations obtenues entre les nombres de

Nusselt et de Rayleigh au niveau des parois horizontale et verticale, pour les faibles rapports de forme, s'écartent les résultats de la littérature.

Monteil-Gonzalez et al.[51] ont réalisé une étude numérique et expérimentale du transfert de chaleur par convection et rayonnement dans une cavité cubique ouverte. Les parois horizontales sont adiabatiques, la paroi verticale de gauche est fixée à une température constante T_H et l'air au voisinage de l'ouverture est à une température $T\infty=300K(T\infty<T_H)$. Deux cas d'études ont été effectués, dans le premier cas, les propriétés thermodynamiques du fluide sont variables, alors qu'elles sont constantes, dans le deuxième cas, tout en considérant l'approximation de Boussinesq. Les calculs sont effectués pour des nombre de Rayleigh allant de 10^4à 10^6. La différence de température entre la paroi et le fluide chaud varie entre 10et 400K. Les résultats numériques obtenus en termes de températures ont été confrontés à ceux de l'expérience. Ils ont trouvé que les écarts moyens sont de 3%environ pour le premier cas et de 5.4%pour le second. Ces écarts se situent près de la paroi isotherme en raison de la présence de zones de recirculation, et au niveau de l'ouverture en raison des conditions aux limites appliquées. Les auteurs ont conclu également que d'une part le transfert de chaleur par rayonnement entre la paroi isotherme et l'ouverture augmente lorsque la différence température dépasse 200 K et que, d'autre part,le transfert de chaleur par convection diminue.

I-1-4 conclusion :

L'étude bibliographique que nous avons présenté montre que l'ensemble des travaux tante que numériques qu'expérimentaux, réalisés sur la convection naturelle dans une cavité différentiellement chauffée.

La convection naturelle a été largement étudiée par plusieurs chercheurs, sachant que le problème de convection bidimensionnel dans un conduit de structure poreuse saturée de fluide dépend de nombreux facteurs. En particulier, la porosité et la perméabilité du milieu poreux, le nombre adimensionnel de Darcy (Da) Rayleigh et Prandtl. Ces paramètres ont une influence sur la structure de l'écoulement et le transfert thermique.

II-**Introduction :**

Le transfert de chaleur par convection naturelle est un mode d'échange d'énergie calorifique qui entraîne le déplacement d'un fluide (liquide ou un gaz). Plusieurs efforts de recherche considérables ont été consacrés pour comprendre les transferts thermiques dans plusieurs applications industrielles, tel que les échangeurs thermiques, dans les systèmes géothermiques, le problème d'isolation thermique de bâtiments, le refroidissement des composantes électroniques l'infiltration de l'eau de la terre, la disposition souterraine de déchets nucléaires, la pollution de la terre –eau.

La convection naturel dans une cavité diffèrentiellement chauffée deux parois (vertical ou horizontal) avec un gradient de température consiste en l'écoulement de fluide dans une cavité, deux parois opposées sont maintenues à deux températures constantes et différentes, les autres parois pouvant être adiabatiques ou conductrices l'écoulement est alors monocellulaire, le fluide ascendant le long de la paroi chaude et descendant suivant la paroi froide.

D'autre part, la convection naturelle dans une cavité différentiaient chauffée avec un gradient de température vertical dite convection de Rayleigh-Bénard, traite de la stabilité et du mouvement d'un fluide, confiné entre deux plaques horizontales maintenues à des températures uniformes et distinctes et soumis au champ de gravitation. Dans cette étude, le mouvement des particules fluides ainsi que la répartition de la température sont régis par les équations différentielles de quantité de mouvement et de conservation d'énergie.

Ce chapitre est consacré à la présentation des équations qui régissent la convection naturelle dans une cavité. Il s'agit principalement des équations régissant le mouvement du fluide, le transfert de chaleur ainsi que les hypothèses pour lesquelles ces équations sont valables.

II-1**Position du problème :**

Le problème consiste à étudier l'écoulement de l'air dans une cavité confiné, différentiellement chauffée par rapport à l'horizontal ou vertical.

Les équations du système sont résolues avec les conditions suivantes :

∗Les parois par rapport à l'horizontale ou vertical, suivant la direction X ouY, sont maintenues isothermes .La Paroi de droit est à une température froide T_f et celle de paroi gauche à une température chaude Tc, avec $Tc>T_f$.

∗Les autres parois sont adiabatiques imperméables

Toute simulation repose sur une modélisation du problème. Cette dernière implique certaines hypothèses simplificatrices. Les hypothèses utilisées souvent dans l'étude de la convection naturelle sont énumérées comme suit :

- absence de source de chaleur.
- l'écoulement est stationnaire et bidimensionnel
- propriétés thermophysiques du fluide sont constantes et sont évaluées à la température de référence (ρ, μ, Cp)
- Le fluide est newtonien et incompressible
- Les forces visqueuses et pression est négligeable
- le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable
- la puissance volumique dissipée est négligeable

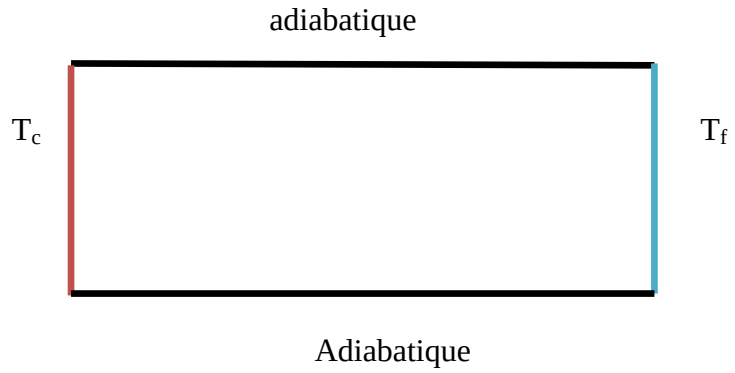


Figure 2.1 : Schéma représentant la configuration de la convection naturel dans une cavité rectangulaire.

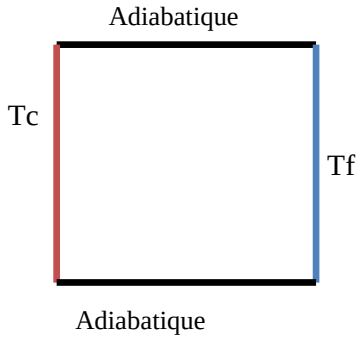


Figure 2.2 : Schéma représentant la configuration de la convection naturel dans une cavité carrée.

II-2-**Définition la Convection dans une cavité :**

La convection est le mécanisme le plus important de transfert de chaleur entre une surface solide et un liquide ou un gaz.

Le transfert par convection d'une surface dont la température est supérieure à celle du fluide qui l'entoure (Figure II.3) s'effectue en plusieurs étapes. D'abord la chaleur s'écoule par conduction de la surface aux molécules adjacentes du fluide. La chaleur ainsi transmise sert à faire augmenter la température et l'énergie interne de ces molécules.

Ensuite les molécules vont se mélanger avec d'autres molécules situées dans une région à une température inférieure et transférer une partie de leur énergie. Dans ce cas l'écoulement transporte le fluide et l'énergie. L'énergie est, à présent, emmagasinée dans les molécules du fluide et elle est transportée sous l'effet de leur mouvement.

La transmission de chaleur par convection est désignée, selon le mode d'écoulement du fluide, par convection libre ou convection forcée et convection mixte.

L'étude de la convection naturelle des fluides dans les cavités a fait l'objet d'un très grand nombre de travaux tant théoriques qu'expérimentaux L'intérêt de son étude réside dans son implication dans de nombreux phénomènes naturels et industriels, tels que le refroidissement des circuits électroniques et des réacteurs nucléaires.

La cavité rectangulaire (Figure 2.3) continue à être la géométrie qui présente le plus d'intérêt. Dans ce type de cavité (Figure 2.4), généralement deux parois sont maintenues à des températures différentes (T2<T1), tandis que les autres sont isolées. L'angle d'inclinaison (τ)entre les surfaces chauffée être froidie et l'horizontale peut varier de 0° ;30° ;45° ;90°.[58]



Figure 2.2-Schéma du phénomène de transfert de chaleur par convection.[56]

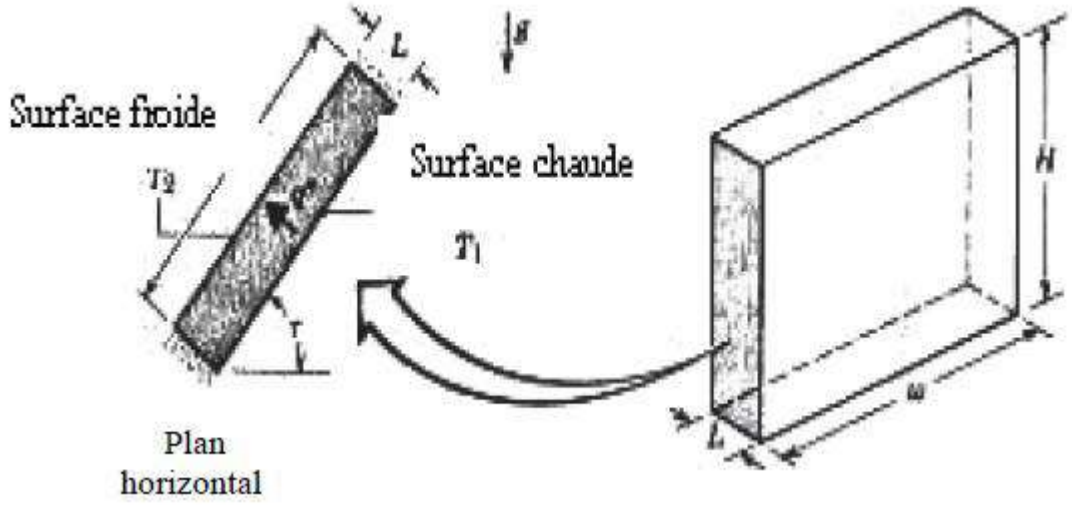


Figure 2.3:Convection naturelle dans les cavités rectangulaires.[58]

II-3Mécanismes du transfert de chaleur :

Le transfert de chaleur dans les deux milieux s'effectue essentiellement selon trois modes :

II-3-1-Transfert de chaleur par conduction :

La conduction est le transfert de chaleur d'une partie d'un corps à une autre partie du même corps sans déplacement appréciable des particules de ce corps.

Loi de Fourier :

Considérons une paroi d'épaisseur dx d'aire A, figure I.1.Une différence de température dt=T(x+dx)-T(x) entre les deux faces de la paroi entrainera un courant de chaleur (ou puissance thermique, quantité de chaleur transporté par unité de temps $\frac{dQ}{dt}$ exprimée en $\frac{J}{s} = W$ de la face la plus chaud vers la face mois chaud. Cette puissance thermique est donnée par la première loi de Fourier :

$$\varphi = \frac{dQ}{dt} = -\lambda A \frac{dt = T(x+dx) - T(x)}{dx} = -\lambda A \frac{dT}{dx} \text{.....(II.1)}$$

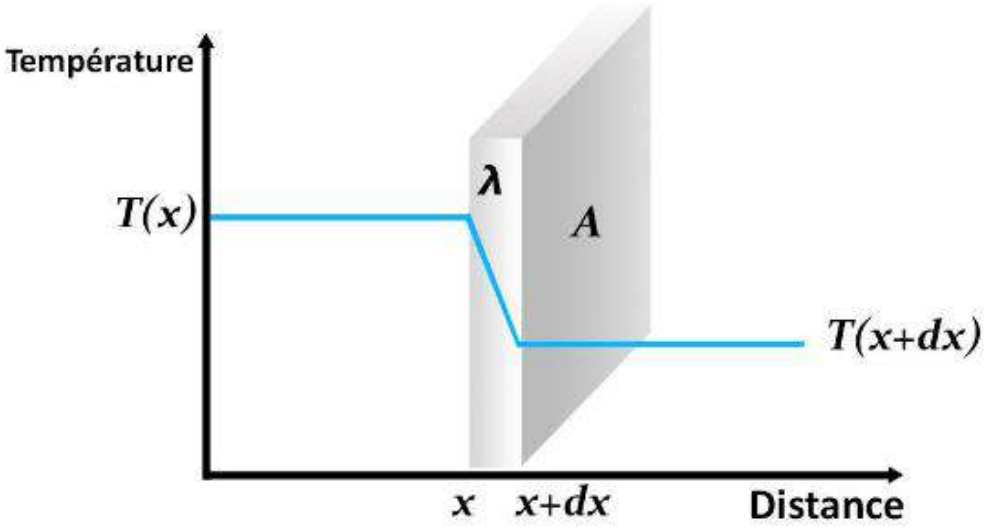


Figure 2.5 : Répartition de la température dans une paroi d'épaisseur (dx).[57]

Le signe (-) caractérise le fiat que l'écoulement de chaleur s'effectue dans le sens des températures décroissantes, du chaud vers le froid.

Le facteur λ est une propriété intrinsèque de la matière décrivant son aptitude à conduire la chaleur, et elle est appelée conductivité thermique et s'exprime en($Wm^{-1}K^{-1}$).

II-3-2-Transfert de chaleur par convection :

La convection des fluides qui permette le transfert de l'énergie thermique qu'ils contiennent. La transmission de chaleur par la convection est désignée, selon le régime d'écoulement du fluide, par convection libre, convection forcée ou par convection mixte
Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton [57]

$$\varphi = hA(T_w - T\infty) \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (II.2)$$

φ=Flux de chaleur transmis par convection W
h : coefficient de transfert de chaleur par convection W m^{-2} k^{-1}
A : Aire de la surface de contact solide /fluide m^2
T_w : Température de surface de solide K
T∞ : Température de fluide loi de la surface de solide K

II-3-2-1- Domaines d'application du transfert de chaleur par convection :

Les domaines d'applications des transferts de chaleur par convection sont variés et à différentes échelles spatiales. Aux grandes échelles, par exemple, on peut citer la prédiction météorologique, le climat et la circulation océanique. A plus petites échelles cela concerne de nombreuses applications industrielles comme le refroidissement dans les centrales nucléaires, des aubages de turbine ou des micro-processeurs, le dimensionnement des échangeurs de chaleur, le dégivrage des entrées d'air de réacteur. Des applications domestiques comme le confort thermique, les déperditions d'un double vitrage, le conditionnement d'air ou le tirage d'une cheminée sont aussi concernées. (Figure II.3). [57]

II-3-2-2-**Type de transfert de chaleur de convection :**

II-3-2-2-1-**Convection naturelle (libre):**

Le fluide est mis en mouvement sous le seul effet des différences de masse volumique résultantes des différences de température sur les frontières et d'un champ de forces extérieures (la pesanteur).On note que le mouvement du fluide par convection naturelle dans une cavité horizontale a été largement étudié à cause de son application dans différents domaines. On peut citer :[59]

- pour un milieu fluide: collecteurs d'énergie solaire, refroidissement des équipements électriques et stockage des liquides et des gaz.

- pour les milieux poreux : séchage, isolation thermique, échangeurs de chaleur

II-3-2-2-2-convection forcée :

Le fluide est mis en mouvement par une action extérieure indépendante des différences de température (pompe, ventilateur,..).La recherche scientifique sur les écoulements en convection forcée dans des milieux poreux est largement appliquée en pratique. [59]

II-3-2-2-3Convection mixte :

Pour ce type de convection il existe les deux phénomènes de convection précédente (convection forcée et convection naturelle).

La présente étude porte sur l'étude de la convection forcée au sein d'une cavité carrée et dans un conduit (la convection forcée d'un écoulement de fluide sans la structure poreuse, ensuite la convection forcée dans un conduit poreuse saturé par un fluide). Elle a pour objectifs de déterminer l'influence des principaux paramètres du système sur le transfert de chaleur convectif. [59]

II-3-3Transfert de chaleur par rayonnement :

Le rayonnement est le transfert de chaleur d'un corps à un autre, sans aucun contact entre eux, par le déplacement d'ondes électromagnétiques dans l'espace. Le rayonnement est le transfert de chaleur d'un corps à un autre, sans aucun contact entre eux, par le déplacement d'ondes électromagnétiques dans l'espace.[57]

II-4-Le type de cavité avec gradient de température :

II-4-1Cavité avec gradient de température Vertical:

La cavité horizontale chauffée par le base et refroidie par le haut correspond à la configuration de la convection de Rayliengh–Bènard qui traite de la stabilité et mouvement d'un fluide ,confiné entre deux plaques horizontales ,maintenus à des températures uniformes et de la gravitation .la convection de Raylieght –Renard à une longue et riche histoire .elle a été étudiée durant des décennies aussi bien pour ses différentes applications industrielles que de vue recherche fondamental .le mécanisme de bas de cette convection est comme suit (Figure 2.6) :

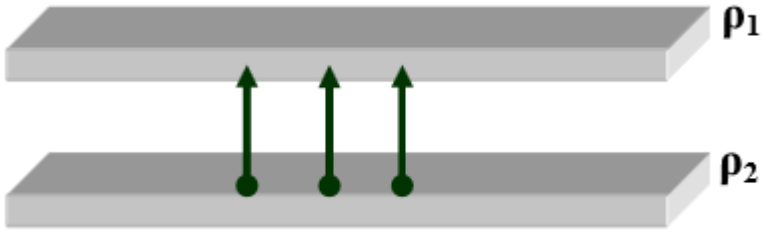


Figure 2.6 : Schéma représentât la particule et le mécanisme de basse de la convection de Rayleigh – Bénard. [56]

Si ρ2> ρ1 : la force d'Archimède est supérieure à son poids, la particule descend, le mouvement est stable.

Si ρ1 >ρ2: la force d'Archimède est supérieure à son poids, la particule continue à monter, le mouvement est instable .Au de la d'une valeur critique de l'écart de température, des rouleaux contrarotatifs, d'axes horizontaux apparaissent au sien du fluide.

II-4-2 Cavité avec gradient de température horizontal :

Dans cette configuration, l'une des parois verticales est chauffée tandis que l'autre est refroidie, les parois horizontales étant considérées comme adiabatiques (Figure 2.7). Pour cette configuration, il n'y a pas de gradient critique de température et le fluide est alors ascendant le long de la paroi chaude et descendante le long de la paroi froide.

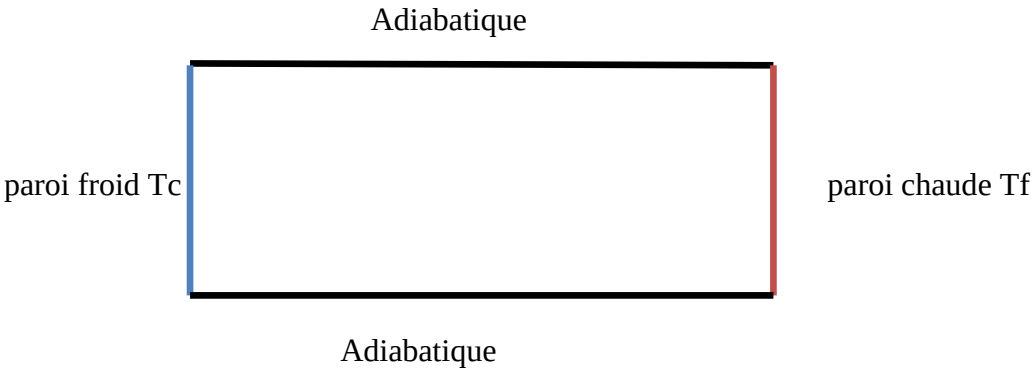


Figure 2.7 : Schéma représentant la particule et le mécanisme de basse de la convection naturel dans une cavité.

II-4-1 Mécanisme fondamental de RAYLEIGHBENARD :

Le problème de l'écoulement de RB, est un problème d'instabilité dans un fluide confiné entre deux plaques horizontales portées à deux températures différentes. Si la plaque supérieure est la plus chaude, le système reste stable1et stratifié en température. Mais, si la paroi inférieure est la plus chaude et si une perturbation est introduite dans le système, alors pour une valeur critique de la différence de température entre les deux plaques il peut apparaître des mouvements à l'intérieur du fluide, le système est instable et des mouvements sont organisés en rouleaux périodiques contrarotatifs. Ces rouleaux, également appelées cellules de RB, apparaissent quand il y a un couplage entre le champ dynamique et le champ thermique. La situation générale est donc celle d'un fluide présentant une masse volumique croissante avec l'altitude et manifestant dès lors un caractère potentiellement instable. Ce système physique couple ainsi un problème de stabilité mécanique lié aux variations de densité et un problème de transport de chaleur lié aux variations de température. Si en un lieu donné du fluide, une perturbation initiale positive de température apparaît, la poussée d'ARCHIMEDE induira un mouvement ascendant du fluide. Si la perturbation est négative, la poussée d'ARCHIMEDE induira un mouvement descendant. Il résulte de cela un apport convectif local des particules fluides venant des couches inférieures plus chaudes dans le premier cas, des couche supérieures plus froides dans le second cas, et qui renforcent la perturbation initiale et entretiennent le mouvement. Le déplacement ascendant ou descendant se transmet ainsi jusqu'à ce que le fluide rencontre une interface. La conservation de la masse implique alors un mouvement du fluide parallèle à cette interface. Ce déplacement horizontal se fait jusqu'à ce que le fluide rencontre une nouvelle zone de mouvement ascendant s'il se trouve sur l'interface inférieure, ou descendante s'il se trouve sur l'interface supérieure. Le raccordement par ces déplacements horizontaux d'une zone d'ascension et d'une zone de descente forme alors des rouleaux (bidimensionnels) contrarotatifs ou des cellules (tridimensionnelles), suivant les caractéristiques géométriques et physiques du système. Il apparaît donc un mouvement d'ensemble régulier et auto organisé au sein du fluide

. Cependant, celui-ci ne peut s'établir que si les mécanismes amortissant, qui sont la conductivité thermique (qui diffuse la perturbation de température) et la viscosité (qui atténue la perturbation de vitesse) ne sont pas trop importants. Ces mécanismes microscopiques de diffusion sont d'autant plus importants que les gradients de température et de vitesse sont élevés. Un mouvement du fluide a lieu lorsque la différence

de température excède une certaine valeur, appelée seuil critique d'instabilité. La taille -la longueur d'onde- des rouleaux est aussi contrainte par ces deux mécanismes de diffusion d'énergie. Considérons en effet des rouleaux très serrés. Les forts gradients de vitesse et de température entre les rouleaux permettent de fortes diffusions de quantité de mouvement et de chaleur qui, en réduisant les déséquilibres moteurs, entravent le mouvement.

D'autre part, si on considère des rouleaux très écartés, le frottement pariétal, lié au mouvement horizontal du fluide au niveau des plaques, de vient de plus en plus important et freine le mouvement. Les rouleaux ne doivent donc être ni trop serrés ni trop allongés. En pratique, les rouleaux présentent en effet un rapport d'aspect au voisinage de l'unité (cf. Figure 2.08). On peut aussi donner une description de l'organisation du système physique en termes de transfert de chaleur.[56]

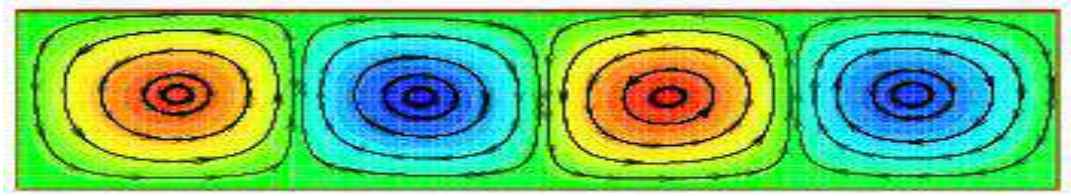


Figure 2-8 : schéma représentant les rouleaux de la convection de Rayleigh-Bénard [56]

II-5 Déplacement d'une goutte de fluide :

On considère une goutte de fluide de taille et de forme quelconque mais ayant un déplacement infinitésimal spontané et aléatoire soit vers le haut, soit vers le bas. Les forces agissant sur cette goutte déterminent le mouvement du fluide dans sa globalité.

Tout d'abord, considérons une goutte située dans le fond d'une couche de fluide, où la densité est plus faible que la densité moyenne. Tant que la goutte reste immobile, elle est entourée de fluide de même densité et la poussée d'Archimède est nulle. Supposons maintenant une perturbation aléatoire provoquant un léger déplacement de la goutte vers le haut. Cette dernière est alors entourée de fluide de densité plus grande et de température plus petite. [52]

Ainsi la poussée d'Archimède, proportionnelle à la différence de densité et au volume de la goutte, va s'exercer vers le haut et va amplifier le mouvement ascendant initial de la goutte.

On peut raisonner de la même façon pour une goutte de fluide située au sommet de la couche. La goutte subissant un léger déplacement aléatoire vers le bas est alors entourée d'un fluide moins dense et tend à s'enfoncer vers le bas de la couche. Ces écoulements ascendants et descendants définissent la convection naturelle.

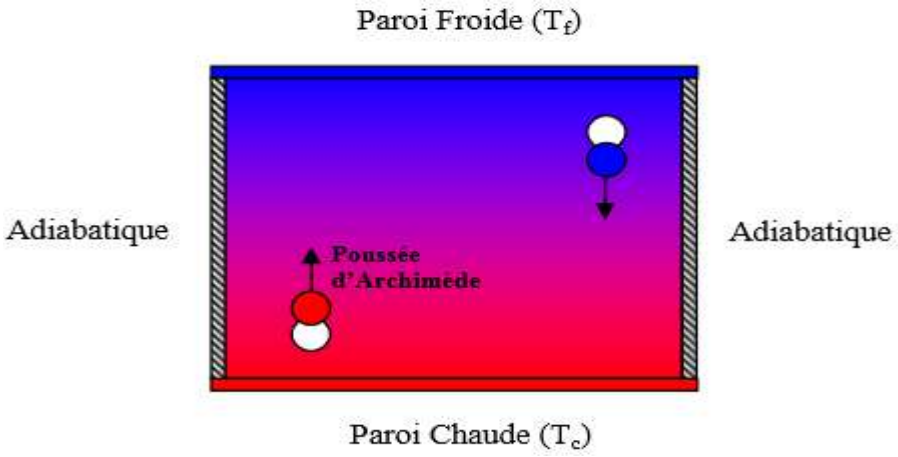


Figure 2-9:Schéma représentant le déplacement d'une goutte de fluide.[52]

II-5-1-Traînée visqueuse et diffusion de la chaleur :

On peut supposer que l'existence d'un gradient de température suffit pour entraîner un écoulement convectif. En réalité, pour que le régime convectif s'amorce, le gradient de température doit atteindre un certain seuil.

En effet, deux autres facteurs jouent un rôle important pour le mouvement d'une goutte de fluide :[52]

Le premier est la traînée visqueuse (force de frottements) dirigée dans le sens posé au mouvement (Figure 2.10). Sa valeur dépend de la viscosité du fluide. Donc, il n'y a pas de mouvement tant que la traînée visqueuse est égale à la poussée d'Archimède.

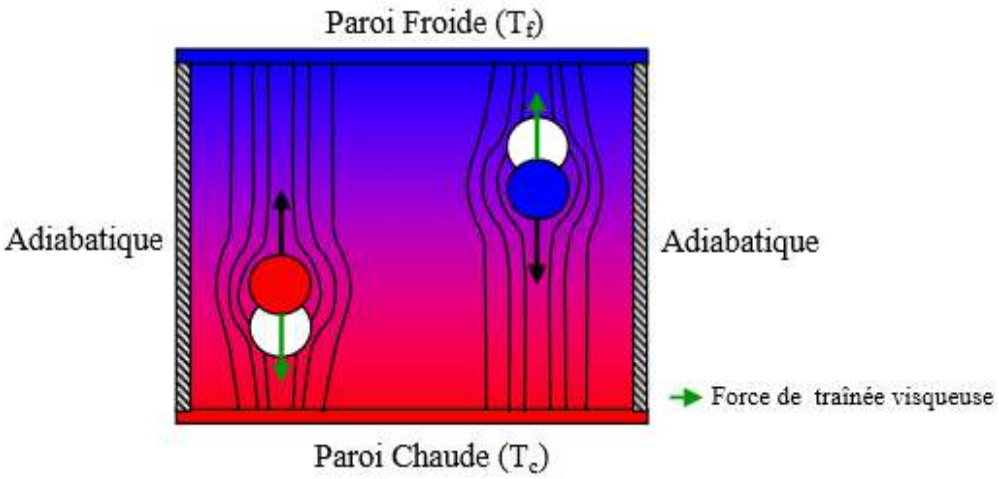


Figure 2.10:Schéma représentant la force de traînée visqueuse.[52]

Le second facteur est la diffusion de la chaleur (Figure 2-11). Le flux de chaleur, qui se propage par transfert d'énergie thermique de molécule à molécule voisine, donne de la chaleur à un environnement plus froid. Réciproquement, une goutte froide qui tend à descendre vers le fond de la couche reçoit de la chaleur. Ce transfert de chaleur contribue à la diminution du gradient de température, et donc à la réduction de la poussée d'Archimède. [52]

L'équilibre thermique d'une goutte de fluide avec son environnement est donc atteint à partir d'un certain temps dépendant de la diffusivité thermique du fluide. Si ce temps de diffusion thermique est inférieur ou égal au temps nécessaire pour que la goutte effectue un déplacement d'une longueur caractéristique, la poussée d'Archimède et la traînée visqueuse se compensent et l'écoulement convectif n'est pas entretenu. [52]

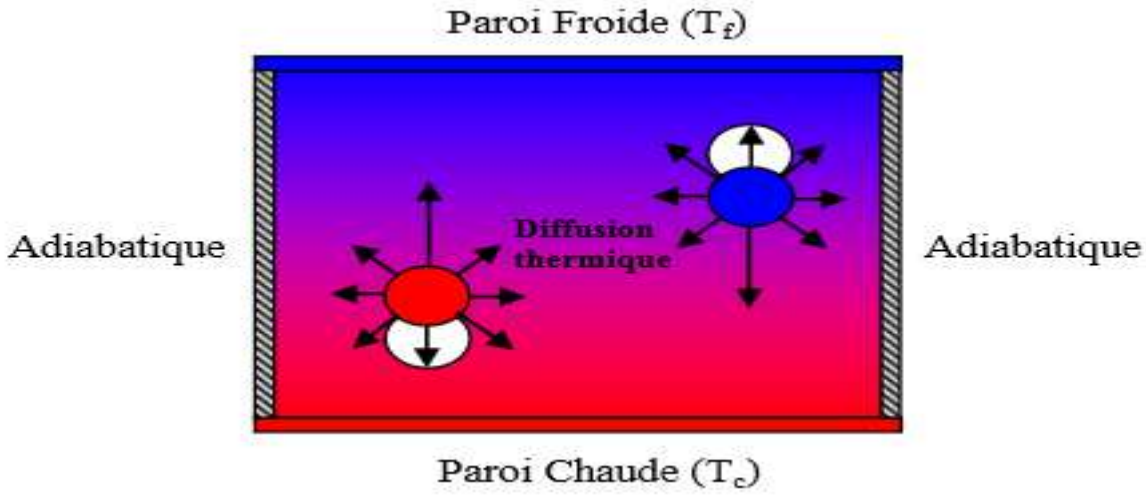


Figure 2.11: Schéma représentant la diffusion thermique.[52]

II-6-Conductivité thermique équivalente :

La conductivité équivalente est une fonction complexe des conductivités du solide et du fluide. En général, on ne pourrait pas évaluer la valeur exacte de la conductivité. Le moyen efficace est la mesure expérimentale dans les conditions d'utilisation en régime permanent. Pour plus de détail sur l'évaluation de la conductivité.

II-7 Fluide Newtonien :

En considérant un écoulement unidimensionnel, la viscosité dynamique d'un fluide newtonien est indépendante du taux de déformation et dépend uniquement des températures et des pressions considérées. En effet, la relation entre la contrainte de cisaillement et le taux de déformation est linéaire. [60]

II-8-Les nombres adimensionnels :

L'adimensionalisation nous permet la mise en évidence de cinq paramètres de contrôle qui caractérise le problème étudié à savoir, respectivement, le nombre de Rayleigh Ra, le nombre de Prandtl Pr, le nombre de Darcy Da, le rapport d'aspect A et la porosité ε

II-8-1**Nombre de Grashof :**

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 : [57]

$$G_r=\beta g \Delta T L^2/v^2$$

Ou :

L:La longueur caractéristique entre la paroi chaude et froide.

II-8-2Nombre de Prandtl :

Le nombre de Prandtl permet d'évaluer l'efficacité relative du transport de chaleur et de quantité de mouvement en comparant les effets de diffusion de la chaleur et de quantité de mouvement, ce nombre est défini par le rapport :[4]

$$\begin{cases} P_r=\frac{v}{\alpha} \\ \alpha=\frac{\lambda}{\rho c} \end{cases}$$

II-8-3Nombre de Rayleigh :

Dans la convection de Rayleigh-Bénard, la poussée résultant du gradient de température doit donc l'emporter sur la traînée visqueuse et la diffusion de la chaleur pour que la convection ait lieu. Par conséquent, une relation entre ces trois paramètres s'exprime sous forme d'un rapport sans dimension: la force de poussée divisée par le produit de la traînée visqueuse et du taux de diffusion de la chaleur. Ce rapport s'appelle le nombre de Rayleigh (Ra):

$$Ra=g\beta\frac{(Tc-Tf)L3}{\alpha v}= Gr .Pr$$

Où g est l'accélération due à la pesanteur,β : le coefficient de dilatation thermique, Tc : température chaude, T_f : température froide la largeur de la cavité, υ :la viscosité cinématique et α la diffusivité thermique.

Il est clair que le nombre de Rayleigh est un paramètre déterminant dans ce type de problème car il exprime la force d'entrainement (flottabilité) dans la cavité, sans laquelle il n'y aura aucune turbulence. Un nombre de Rayleigh plus élevé, engendre un effet de flottabilité plus grand et par conséquent plus de turbulence. Un nombre de Rayleigh moins élevé signifie qu'une faible flottabilité agisse sur l'écoulement, le rendant laminaire.

Plus le nombre de Rayleigh est élevé, plus la convection prend le pas sur la diffusion de chaleur ou de quantité de mouvement. Ce nombre, une fois le fluide choisi pour une enceinte fermée, ne dépend plus que de TΔ, qui est ainsi le paramètre de contrôle.[54]

On appelle :

- L'élément perturbateur : poussée d'Archimède.
- Les éléments stabilisateurs : la viscosité et la conductivité thermique.

II-9Le régime laminaire et turbulent

II-9-1Le régime laminaire: lorsque la vitesse d'écoulement est faible, le fluide se déplace par lames concentriques qui glissent les unes contre les autres, sans lui être mélangées.

II-9-2Le régime turbulent: lorsque la vitesse d'écoulement du fluide est importante les molécules de la partie axiale se mélangent avec celles de la partie périphérique, il existe des tourbillons.

Les écoulements turbulents sont des phénomènes assez complexes. Un mouvement turbulent entièrement développé est caractérisé par des tourbillons de tailles différentes.

Bien qu'il soit théoriquement possible d'appliquer directement les équations de conservation au domaine entier de l'écoulement, il est difficile de le réaliser dans la pratique. Pour créer un modèle numérique utilisable dans un domaine d'écoulement turbulent, il est nécessaire de représenter le mouvement turbulent du fluide en quantités moyennes des variables et de leurs fluctuations. Les modèles basés sur des quantités moyennées peuvent être utilisés sur des maillages d'une densité raisonnable, par conséquent, un coût de calcul raisonnable.

Il existe différents niveaux de modèles, se distinguant par leur degré de complexité, c'est-à-dire par le nombre d'équations de transport supplémentaires introduites pour les quantités turbulentes pour fermer le problème: on parle ainsi de modèles de turbulence à zéro, une ou deux équations. Il existe également des méthodes de résolution plus complexes et plus onéreuses en ressources informatiques: Simulation Numérique Directe (DNS, pour Direct Numerical Simulation) et la simulation des grandes échelles (LES, pour Large-Eddy-Simulation).

Une synthèse de la bibliographie relative à la simulation de la convection naturelle turbulente révèle que le modèle de turbulence **k-ε** standard est largement adopté (Markatos et Pericleous, [10] ; A cet effet, ce modèle est utilisé dans la présente étude pour simuler les effets de la turbulence à des nombres de Rayleigh supérieur à10^9 ($RaT>10^{9)}$).

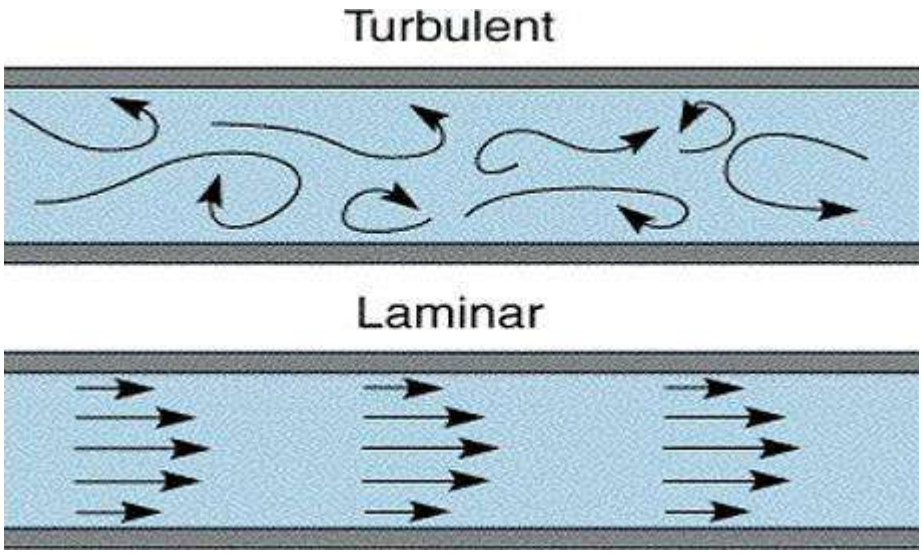


Figure 2.12:représentes le régime laminaire et turbulent.

II-10- Approximation deBoussinesq :

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 deρsont 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: [54]

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

Ou :

ρ_0 :Est la densité du fluide à une température de référence T_0

β : Le coefficient de dilatation thermique.

$$\beta= -\frac{1}{\rho}\left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_p \approx \frac{1}{T_0}$$

$$\beta_{air} \approx \frac{1}{298} \approx 0.00332[K^{-1}]$$

II-11-Formulation mathématique :

Le traitement du problème physique envisagé nécessite des équations de mouvement déduites des principes fondamentaux de convection de la quantité de mouvement et de l'énergie.

II-11-1 Fluides purs :

On considère le cas d'une cavité contenant un milieu fluide incompressible et newtonien. Les équations de quantité de mouvement et d'énergie.

Où mˆ et n sont, respectivement, l'indice de consistance et l'indice de comportement du fluide, et a μ la viscosité apparente du fluide en puissance. Il est à noter que ces paramètres sont issus d'une loi purement empirique et qu'ils n'ont aucune signification

physique. La variation de l'indice n dans l'intervalle [0,1] permet de définir les classes suivantes :

(0< n <1) pour les fluide pseudoplastiques.

(n=1) pour les fluides newtonien.

(n>1) pour les fluides dilatants (Fluide dilatants ce sont des fluides caractérisés par une viscosité apparente qui augmente quand la contrainte de cisaillement augmente. En effet le fluide mouille les particules et les colle les unes aux autres, ce qui permet d'amortir la contrainte et donc d'augmenter la résistance au cisaillement. On retrouve ce type de comportement dans les suspensions solides fortement concentrées, telles que les peintures, les vernis et les colles.

Il existe toutefois d'autres modèles simulant le comportement des fluides dilatants et pseudoplastiques et sans rentrer dans les détails nous citerons : le modèle d'Eyring [Ree and Eyring] et l'équation de Carreau.

On peut citer les applications suivantes :

Croissance de cristaux destinés à l'industrie de semi-conducteur, collecteurs, d'énergie solaire, vitrage double pour les maisons et des bâtiments, refroidissements électroniques, isolation des bâtiments, stockage des gaz liquides, dispersion des polluants et des rejets thermique dans les citernes, comportement de certaines parties d'un réacteur nucléaire…etc.

II-11-1-1 CONVECTION EN MILIEU FLUIDE :

II-11-1-2Hypothèses de calcul :

Pour la modélisation du problème, nous adoptons les hypothèses suivantes:

- Les transferts de chaleur par rayonnement et de masse sont négligeables.
- Le fluide étudié est un fluide newtonien incompressible.
- L'écoulement et le transfert de chaleur sont bidimensionnels.
- L'écoulement laminaire permanent.

II-11-1-3Equations générales de transport :

II-11-1-3-1 Equation de continuité :

Cette équation traduit le principe de conservation de la masse ets'exprime mathématique sons la forme suivant : [59]

$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}=0$ ……(II-3)

II-11-1-3-2 Equation de conservations de quantité de mouvement :

Ces équations traduisent le principe de conservation de la quantité de mouvement. Si on ajoute l'équation de continuité, on obtient un système d'équations connu sous le nom d'équations de Navier stokes qui régissent le transport des trois composantes de quantité de mouvement dans l'écoulement. Dans un system a deux coordonnées cartésiennes, le système d'équations prend la forme suivante :[59]

$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho v)}{\partial Y}=0$……(II-4)

$\frac{\partial u}{\partial t}+u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial Y}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial \mathrm{P}}{\partial \mathrm{x}}+\frac{\mu}{\rho}\left(\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial u}{\partial Y}\right)+f(\mathrm{x})$……..(II-5)

$\frac{\partial v}{\partial t}+u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial Y}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial \mathrm{P}}{\partial \mathrm{y}}+\frac{\mu}{\rho}\left(\frac{\partial v}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial Y}\right)+f(\mathrm{y})$……(II-6)

Pour un fluide incompressible, et dans le cas d'un régime permanant les équations précédentes deviennent :

$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho v)}{\partial Y}=0$ ……..(II-7)

$u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial Y}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial \mathrm{P}}{\partial \mathrm{x}}+\mathrm{v}\left(\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial u}{\partial Y}\right)+f(\mathrm{x})$……..(II – 8)

$u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial Y}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial \mathrm{P}}{\partial \mathrm{y}}+\mathrm{v}\left(\frac{\partial v}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial Y}\right)+f(\mathrm{y})$……(II-9)

Avec : $\mathrm{v}=\frac{\mu}{\rho}$ la viscosité cinématique (rapport entre la viscosité dynamique et la densité du fluide)

II-11-1-3-3 Equation d'énergie :

L'équation d'énergie peut être écrite en fonction de l'énergie interne e ou bien de l'enthalpie massique h

II-11-1-3-4 Equation d'énergie en fonction de l'énergie interne :

L'équation de transport de l'énergie thermique interne est :

$$\frac{\partial e}{\partial t} + u\frac{\partial e}{\partial x} + v\frac{\partial e}{\partial Y} = -\frac{1}{\rho}\left(\frac{\partial q}{\partial x} + \frac{\partial q}{\partial y}\right) + \frac{p}{\rho}\left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial Y}\right) + \frac{\Phi}{\rho} \quad \text{……..(II-10)}$$

Ou : q est la densité du flux de chaleur (w/m^2),et q_x,q_y sont les composantes de cette grandeur dans les directions x et y.[8]

Dans le cas d'un fluide newtonien la grandeur Φ devient :

$$\phi = 2\mu\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2 + 2\mu\left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2 + \mu\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}\right)^2 + \left(\beta - \frac{2}{3}\mu\right) + \mu\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y}\right)^2 \text{…….(II-11)}$$

La densité du flux de chaleur de conduction est représentée par les relations si dessous :

$$q_x = -k\frac{\partial T}{\partial x}$$

$$q_y = -k\frac{\partial T}{\partial y}$$

Si les différent de température ne sont pas importantes, la conductivité peut être considérée uniforme pour un écoulement a faible vitesse.par conséquent, l'équation ci-dessus se réduit a : [8]

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u\frac{\partial T}{\partial x} + v\frac{\partial T}{\partial y} = \alpha\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right) \text{……..(II-12)}$$

Où :

$\alpha = \frac{k}{\rho C_p}$:diffusivité thermique

k : conductivité thermique

C_p : chaleur spécifiquea pression constante

II-11-2 **Equations adimensionnelles :**

II-11-2-1 Grandeurs physiques :

$$X = \frac{x}{L_{ref}}, \quad Y = \frac{y}{L_{ref}}, \quad U = \frac{u}{u_{ref}}$$

$$V = \frac{v}{u_{ref}}, \theta = \frac{T - T_{ref}}{\Delta T_{ref}} \qquad P = \frac{P}{P_{ref}}$$

$$\Delta T_{ref} = \frac{L_{ref} \cdot q_w}{K_f}$$

II-11-2-1-1 Grandeurs de référence :

Où L_{ref},u_{ref}, p_{ref}sont respectivement la longueur, la vitesse et la pression de références. Ces grandeurs sont définies comme suit:[59]

$$\left.\begin{array}{l} U_{ref}=u_0 \ , T_{ref} \ = T_0 \\ L_{ref}=\mathrm{H} \quad , P_{ref}=\rho.u_{ref}^2 \end{array}\right\}$$

En introduisant les grandeurs adimensionnelles ci-dessus, les équations de bilan obtenues, s'écrivent:

II-11-2-1-2**Equation de conservation de masse :**

$\frac{\partial U}{\partial x}+\frac{\partial V}{\partial y}$ =0……(II-13)

II-11-2-1-3 **Equation de conservation de quantité de mouvement :**

Suivant l'axe des X

$$U\frac{\partial U}{\partial X}+V\frac{\partial V}{\partial Y}=-\frac{\partial P}{\partial X}+\frac{1}{Re}\left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2}+\frac{\partial^2 U}{\partial Y^2}\right) \ldots\ldots\ldots(\text{II-14})$$

Suivant l'axe Y

$$U\frac{\partial V}{\partial X}+V\frac{\partial V}{\partial Y}=-\frac{\partial P}{\partial Y}+\frac{1}{Re}\left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2}+\frac{\partial^2 V}{\partial Y^2}\right) \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots(\text{II-15})$$

II-11-2-1-4 **Equation de conservation d'énergie :**

$$\frac{\partial(U\theta)}{\partial X}+\frac{\partial(V\theta)}{\partial Y}=\frac{1}{Re.Pr}\left(\frac{\partial^2\theta}{\partial X^2}+\frac{\partial^2\theta}{\partial Y^2}\right)\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{ (II-16)}$$

Dans les équations ci-dessus, nous notons la présence de deux paramètres caractéristiques, à savoir:

le nombre de Reynolds Re, et le nombre de Prandtl Pr. Sont nombres sont définis par

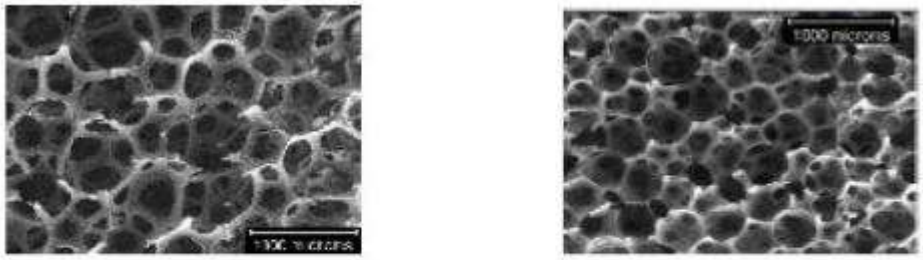
Re=$\frac{\rho.u_{0\ H}}{\square}$, Pr=$\frac{\square.c_p}{k}$

II-12Milieu poreux :

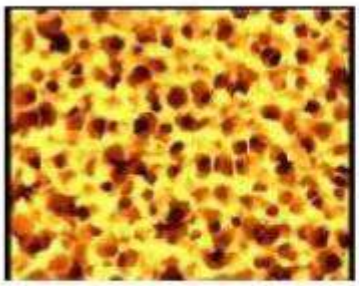
Un milieu poreux est un milieu continu, cohésif ou non, qui présente intérieurement une fraction de volume accessible à un fluide. Cette fraction de volume non solide, composée de cavernes, de crevasses, de pores etc. constitue ce que l'on appelle la porosité du milieu poreux. La porosité est évidemment un élément descriptif essentiel du milieu, toutefois, deux milieux poreux présentant la même porosité peuvent avoir des propriétés très différentes. On peut trouver dans un milieu poreux des pores ne débouchant pas (pores aveugles) ou occlus ; un milieu poreux contenant à la fois des pores aveugles et des pores ouverts plus ou moins interconnectés, pourra grâce à ces pores ouverts laisser s'écouler le fluide. Dans la réalité complexe que constitue un milieu poreux, des paramètres comme le diamètre de capillaire ou la porosité, ne constituent que des valeurs globales moyennes, incapables de traduire exactement la topologie complexe de l'écoulement réel à travers le milieu. Dans le cas où les espaces vides sont remplis par une même phase (liquide ou gazeuse), le milieu poreux est dit saturé par le fluide. Les milieux poreux jouent un rôle important dans de nombreux secteurs industriels et phénomènes naturels. Pour nous limiter à quelques exemples typiques : le génie pétrolier, le génie chimique, le génie civil, la médecine, etc. [61]

Le milieu poreux est l'ensemble des grains solide ou d'agrégats autour desquels existent des espaces vides appelés pores. Ces vides peuvent être occupés par de l'eau, de l'air au d'autres fluides. On peut distinguer :

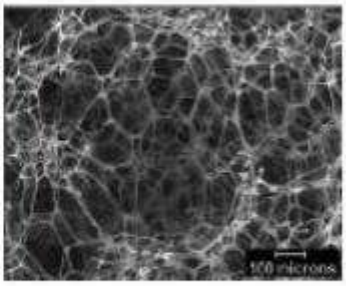
- les matrices solides consolidées (par exemple les roches calcaires, le bois,...)(Figure 2-13.a)
- les matrices solide non consolidée où la phase solide est formée de grains(par exemple le sable, le gravier, billes de verre,...) (Figure 2-13.b)



Une mousse de polyuréthanne.

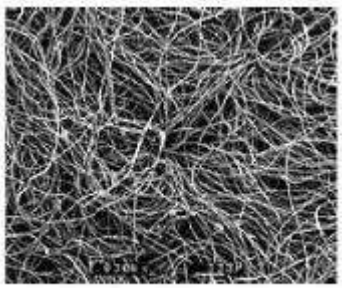


Une mousse de cuivre.



Une mousse de mélanine.

Figure2.13.a: Milieux poreux consolidés [59]



Fibres métalliques.

Figure :2-13.b : Milieux poreux non consolidés [53]

Une des caractéristiques majeures de la plupart des corps poreux est de permettre la circulation des fluides dans les cavités du milieu poreux, on distingue pour cela deux (02) types de milieu poreux:[53]

1-le milieu est saturé d'un seul fluide ou encore un ensemble de fluides miscibles (par exemple un sol imbibé d'eau).

2-le milieu est composé de plusieurs fluides non miscibles, un ensemble de ménisques sépare alors les différentes phases.

3-le milieu est le siège d'un transport de fluide et de particules solides. Il agit en général comme un filtre, mais ses propriétés hydrodynamiques se modifient au cours du temps.[59]

On peut citer l'application suivante :

Procèdes de séchage, la disposition souterraine de déchets nucléaires isolation thermique, écoulement géophysiques, échangeurs de chaleur design des réacteurs nucléaires, formation des avalanches de neige …etc. [59]

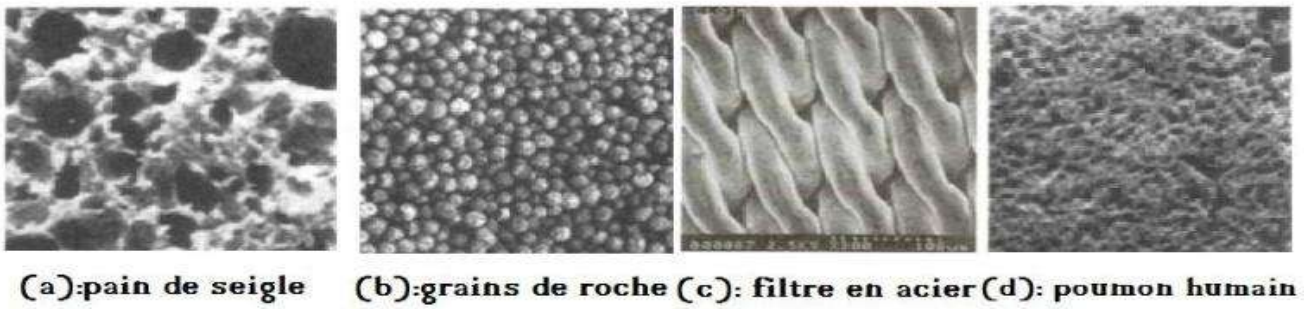


Figure 2.14: Exemple de milieux poreux.[59]

II-12-1-Notions concernant le milieu poreux :

Avant de proposer notre travail, on rappelle quelques grandeurs caractéristiques des milieux poreux utilisées au cours de cette étude. [54]

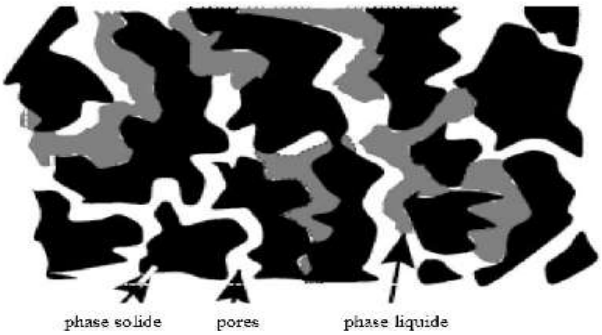


Figure 2.15: Représentation d'un milieu poreux naturel[59]

II-12-2-CONVECTION EN MILIEU POREUX :

Lorsque le fluide est contenu dans une matrice solide, on est en présence d'un milieu poreux donc on parle de la convection forcée dans un milieu poreux. Pour lequel nous posons les hypothèses supplémentaires ci-dessous:

Hypothèses simplificatrice :

- La matrice poreuse solide, est perméable et isotrope.
- La matrice poreuse est complètement saturée par le Fluide
- L'écoulement de fluide est laminaire, permanent et bidimensionnel

II-12-3- Notion de volume élémentaire représentatif (V.E.R) :

L'échelle du pore**d** varie généralement de 0.05 μm pour les nano-pores, à 0.5 mm pour les macro-pores. Or, la distribution des pores et des grains est généralement très irrégulière. A cette échelle, la pression, la vitesse, la température varie donc très irrégulièrement d'un point à l'autre du domaine. On est donc menacé à effectuer une moyenne spatiale de ces grandeurs. Elles ont pour but d'éliminer les fluctuations à l'échelle du pore, mais pas les fluctuations à l'échelle macroscopique du milieu poreux L. Cette moyenne s'effectue donc sur des nombreux pores par l'intermédiaire d'un Volume Elémentaire Représentatif (V.E.R)du milieu, (voir figure II.16). De plus l'échelle l du V.E.R doit donc vérifier : d<< l<< L, les grandeurs macroscopiques moyennées varient d'une manière régulière dans le temps et dans l'espace, ce qui permet un traitement théorique et une formulation mathématique des principes de conservation plus appropriés. Le volume élémentaire représentatif doit respecter nécessairement les conditions suivantes :

- Les dimensions du V.E.R sont généralement grandes par rapport à la taille du grain.
- Les V.E.R doivent cependant être suffisamment petits pour que les variations d'un paramètre dans le domaine d'étude puissent être représentées par des fonctions continues. [57]

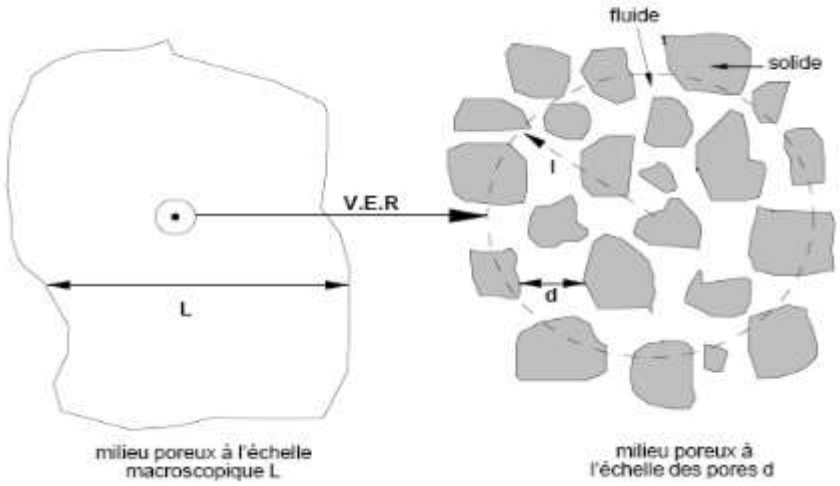


Figure 2.16 : Illustration de la taille intermédiaire I (du V.E.R) entre la taille du milieu poreux à l'échelle macroscopique L et à l'échelle des pores d.[59]

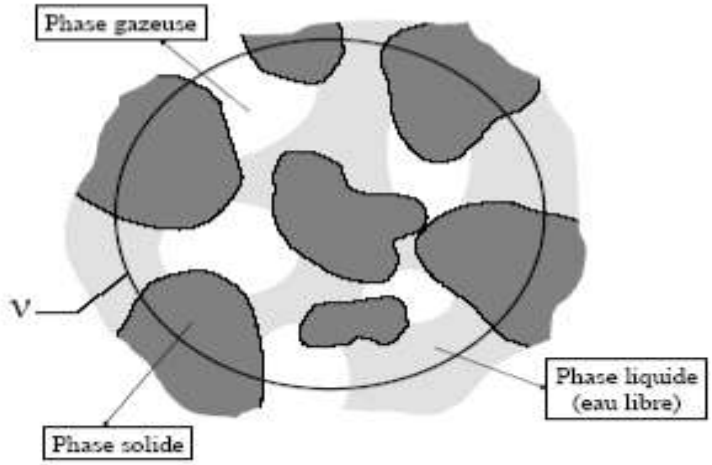


Figure 2.16 : phase liquide, gazeux et solide dans le V.E.R [59]

II-12-4Caractérisation géométrique des milieux poreux

II-12-4-1 Porosité :

La présence de l'espace vide distribuée dans la matrice solide est caractérisée par la porosité du milieu poreux .Vs et Vv dénotent tout le volume occupé par les phases solide et liquide respectivement. Nous définissons la porosité du milieu poreux comme étant le rapport du volume des vide (ou pores) et le volume total V_t (somme du volume du solide et du vide). Soit : [59]

$$\varepsilon = \frac{Vv}{VT} = \frac{Vv}{Vs+Vv}$$

Puisqu'il s'agit d'un rapport de mêmes propriétés, la porosité n'a pas d'unités et elle est souvent exprimée en pour contage. La porosité peut être de deux formes. La porosité d'interstice (figure 2.17a), et la porosité de fissure (figure 2.17b)

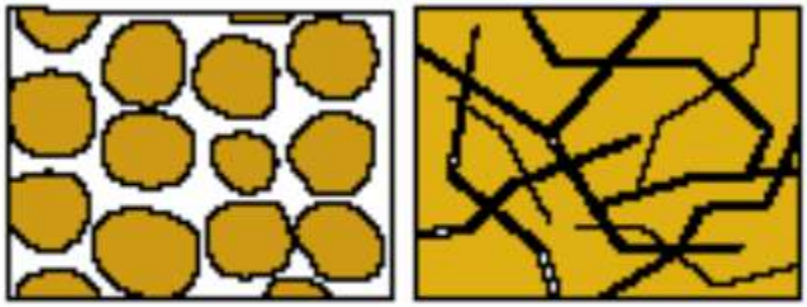


Figure 2.17 : les deux types de porosité [53]

Il y'a d'autres paramètres caractérisant la proportion de pores dans un matériau c'est l'indice du vide e qui est défini comme le rapport du volume du vide V_V et le volume du solide V_S:

$$e = \frac{Vv}{Vs}$$

Le lien entre la porosité et l'indice du vide.

$$\varepsilon = \frac{e}{e+1}$$

Matériaux	Porosité
Ardoise (en poudre)	0,57 à 0,66
Brique	0.12 à 0.34
Cuivre (en poudre)	0.09 à 0.34
Fibre de verre	0.88 à 0.93
Sable	0.37 à 0.50
Grès	0.08 à 0.38

Tableau II.1: Valeurs moyennes de la porosité de quelques matériaux. [53]

II-12-4-2-Densité :

La densité globale ρ_b(kg/m^3), représenté le rapport entre la masse totale du matériau M_T sur le volume totale V_T (eau, air et solide) :[59]

$\rho_b=\frac{M_T}{V_T}$

Il y'a une relation entre la densité globale d'un matériau et sa porosité :

1-Pour un matériau saturé :en eau(les pores sont occupés par le fluide). Cette relation

$\boldsymbol{\varepsilon}=\rho_s-\rho_b/\rho_s-\rho_f$

Avec:

ρ_s: densité du solide

ρ_b :densité globale

ρ_f :densité globale du fluide

Cette expression permet de détermine la porosité à partir d'une mesure de la densité globale pour un matériau saturé en eau

2) pour un matériau sec:

Où les pores sont occupés par de l'air dont la masse est négligeable, dans ce cas la densité globale du matériau ρ_{secb}, et la relation entre la porosité et la densité globale sont données par :[8]

$\rho_{secb}=(1-\varepsilon)\ \rho_s$

$\varepsilon=1-\frac{\rho_{Secb}}{\rho s}$

II-12-4-3-Perméabilité:

La perméabilité est la propriété d'un corps poreux de se laisser traverser par les fluides. Cette constante caractéristique d'un milieu poreux est liée à la forme des grains et à la porosité. Cette grandeur est déterminée généralement par des mesures expérimentales, à partir de la loi de Darcy régissant le mouvement du fluide dans le milieu poreux.

La perméabilité K d'un milieu poreux dépend de la porosité et de la Géométrie de la matrice solide [59].

La perméabilité est déterminée expérimentalement en fonction des paramètres géométriques. Le tableau représente certaines valeurs moyennes de perméabilité de quelques matériaux :

SUBSTANCE	PERMEABILITE
Briques	$4{,}8\ 10^{-15}$ à $2{,}2\ 10^{-13}$
Cuir	$9{,}5\ 10^{-14}$ à $1{,}2\ 10^{-13}$
Poudre d'ardoise noire	$8{,}9\ 10^{-14}$ à $1{,}2\ 10^{-13}$
Terre	2,9 10-13 à 1,4 10-11
Fibre de verre	$2{,}4\ 10^{-11}$ à $5{,}1\ 10^{-11}$
Sable	$2{,}0\ 10^{-11}$ à $1{,}8\ 10^{-08}$
Fibre à tisser	$3{,}8\ 10^{-09}$ à $1{,}0\ 10^{-08}$

Tableau II-2: valeur moyenne de perméabilité de quelques matériaux, Reynolds [53].

II-12-4-5-Tortuosité :

La description de la géométrie des pores fait intervenir la notion de connectivité, correspondant à la complexité d'un chemin continu à travers l'espace des pores. Il faut aussi tenir compte des 'bras morts', qui sont nombreux dans les milieux peu poreux et très hétérogènes. Pour décrire ces différents aspects, on introduit un paramètre τ, appelé tortuosité, que l'on définit de la manière suivante :

$\tau=(\frac{Le}{L})^2$

Où $L_e$est la longueur réelle des lignes de courant du fluide traversant un échantillon de longueur$L$. La tortuosité joue un rôle important en diffusion. [61]

Généralement la tortuosité est utilisée comme facteur de correction du gradient de pression :[5]

$\nabla P_{modifiè}=\frac{1}{Tu}\nabla P$

II-12-5-Modèles d'écoulement en milieux poreux :

En raison de la complexité géométrique de l'espace des pores, l'approche de la mécanique des milieux continus pour établir les modèles de conservation de la quantité du mouvement et de l'énergie, ne peut-être en appliqués qu'après passage à une échelle macroscopique qui permet d'établir une équivalence entre le milieu réel dispersé et un milieu continu fictif.L'établissement des équations macroscopiques de conservation est formellement obtenu à partir des équations microscopiques. Le premier modèle a été

proposé par Darcy, et depuis ce modèle a été développé pour tenir compte de certains effets négligés par ce dernier.[57]

II-12-5-1-La loi de DARCY :

Pour l'étude de la convection en milieu poreux, la grande majorité des études utilisela formulation classique de Darcy. L'auteur donne une loi sur les écoulements isothermes dans un milieu poreux, qui exprime la proportionnalité entre les variations de pression Δ_p et le débit Q lié à la vitesse de filtration v_{fil}. Ceci se traduit pour un échantillon de longueur Let de section S (vior la figur 2.18) par la relation suivante : [56]

$$Q = \frac{K}{\mu_f} S \frac{\Delta p}{L} \quad \text{.....(II-17)}$$

$\boldsymbol{\mu}_f$: viscosité dynamique du fluide

K : perméabilité, ce paramètre étant indépendant de la nature du fluide et ne dépend que de la géométrie du milieu.

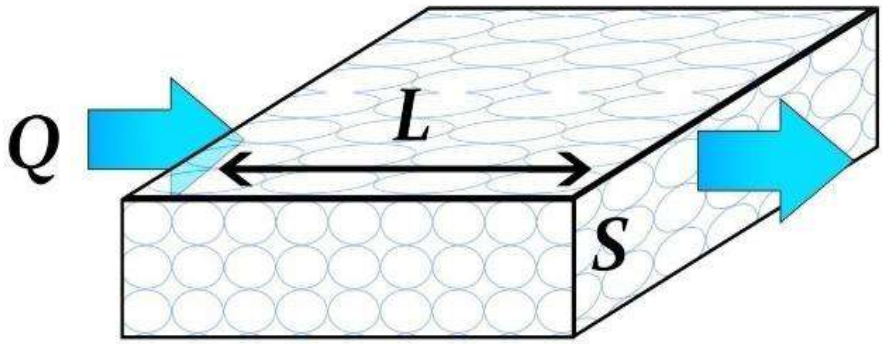


Figure 2.18:Bloc poreux soumis à un écoulement.[57]

La grande majorité des études concernant la convection dans des milieux poreux utilisent la formulation classique de Darcy ,établie il y a plus d'un siècle de ca comme équation macroscopique de mouvement pour les fluide newtoniens .Darcy a montré que l'écoulement dépendait linéairement du gradient de pression et de la force de gravitè.la vitesse moyenne de filtration (vitesse de Darcy) $\vec{u}$ est alors proportionnelle à la somme du gradient de pression $\nabla P'$ et de la force gravitationnelle $\vec{g}$,l'effet de l'inertie étant négligé .Il en résulte la forme suivante courante de l'équation de Darcy : [59]

$\frac{\mu}{k}\overrightarrow{u} = \nabla P' + \rho g'$ …….....(II-18)

Dans laquelle K est la perméabilité du milieux,**μ**,la viscosité dynamique du fluide et P',la pression .

Les conditions aux limites sur la vitesse de filtration associées à la loi de Darcy sont, dans le cas d'un milieu confiné par des parois rigides imperméables, uniquement le non pénétration du fluide, à savoir :

$\overrightarrow{V}.\vec{n}$=0…….....(II-19)

Le modèle de Darcy,qui néglige les forces d'inertie et visqueuses est valide lorsque les conditions suivantes sont satisfaites :

- **ε**<0,8
- Da≤10^{-6}
- Re<1

Dans lesquelles **ε** est la porosité du milieu fluide ; Da et Re_p sont les nombres de Darcy et de Reynolds respectivement .Ces denier sont définis par Da=$\frac{K}{L}$et Re=$V'\sqrt{\frac{k}{v}}$, V' étant la vitesse moyenne des particules de fluide à travers la matrice solide, $v = \frac{\mu}{\rho}$ la viscosité cinématique du fluide .

Il existe trois types de régimes d'écoulement de fonction Re :

- Pour Re<1, le régime est laminaire, les forces de viscosité sont grandes devant les forces d'inertie, la loi de Darcy est valable.
- Pour 1<Re<150, des couches limites se développent au niveau des parois solides. En dehors de cette couche limite, il n'y'a plus proportionnalité entre le gradient de pression et la vitesse de filtration : la loi de Darcy n'est plus applicable. Ce régime d'écoulement stationnaire laminaire persiste jusqu'à Re=150.
- Pour 150<Re<300, un régime d'écoulement instationnaire prend place. et pour Re>300 on est en présence d'un écoulement turbulent. [57]

II-12-5-2 Loi de Darcy Forchheimer :

La formulation de DARCY-FORCHHEIMER la plus couramment utilisée, pour décrire l'écoulement d'unfluide incompressible à travers un milieu poreux homogène et isotrope, enrégime stationnaire et en présence de pesanteur, est la suivante :

$\nabla P=\rho g-\frac{\mu}{k}\vec{V}+\frac{\rho b}{\sqrt{k}}|\vec{v}|\vec{v}$…….....(II-20)

Où b est un paramètre caractéristique de la géométrie du milieu poreux, appelé paramètre de FORCHEIMER. Résultant de la prise de moyenne sous fortes hypothèses, cette formulation introduit un terme convectif qui exprime la contribution inertielle devenant importante avec les Re croissant. [56]

II-12-5-3 Formulation de BRINKMA :

Dans le cas où la porosité est importante (de l'ordre de 0.8), il faut tenir compte des effets de diffusion visqueuse au niveau des parois. Pour cette situation Brinkman propose de modifier l'équation de Darcy de la façon suivante :[56]

$\nabla P=\rho_f \vec{g}-\frac{\mu f}{K}\vec{V}+\boldsymbol{\mu}_{eff}\nabla^2\vec{V}$……..... (II-21)

$\boldsymbol{\mu}_{eff}$: représente la viscosité effective du milieu poreux. En général $\boldsymbol{\mu}_{eff}$ est considéré équivalente à la viscosité dynamique de fluideμ.

II-12-5-4Modèle général :

Les modifications initialement proposées par Forchheimer et Brinkman conduisent à l'équation suivante :[5]

$$\rho \underbrace{= [\frac{1}{\varepsilon}\frac{\overrightarrow{\partial v}}{\partial t} + \frac{1}{\varepsilon}\vec{\nabla}(\frac{\vec{V}\vec{V}}{\varepsilon})]}_{a} = \underbrace{-\frac{1}{\varepsilon}\vec{\nabla}(\varepsilon p)}_{b}+\underbrace{\rho\vec{g}}_{c}+\underbrace{\frac{\mu eff}{\varepsilon}\vec{\nabla}^2\vec{V}}_{d}\underbrace{-\frac{\mu}{K}\overrightarrow{V}}_{e}\underbrace{-F\frac{\rho_f}{\sqrt{k}}|\vec{v}|\vec{v}}_{f} \quad \text{…. (II-22)}$$

$\vec{V}$: est une quantité moyennée à travers un volume élémentaire

(a) Forces inertielles macroscopiques.
(b) Le gradient de pression
(c) Forces de volumes
(d) Terme visqueux de Brinkman
(e) Terme de Darcy
(f) Terme de Forchheimer Forces inertielles microscopiques

II-13 Equations générales dans un milieu poreux en régime laminaire :

La convection naturelle dans un milieu poreux saturée par le fluide due par des transferts de chaleur au voisinage des parois chauffées a été largement étudiée tant au niveau théorique qu'expérimentale. Les équations gouvernantes de l'écoulement en régime laminaire sont:

*Loi de conservation de la masse,

*Deuxième loi de newton (principe de conservation de quantité de mouvement)

*Loi de conservation d'énergie.

II-13-1 L'équation de continuité :

La méthode de prise de moyenne permet d'établir une équivalence entre le milieu dispersé réel et le milieu continu fictif. On introduit la notion de vitesse de filtration$\vec{v}$, qui correspond à la vitesse moyenne du fluide prise sur un

volume v_p(comprenant à la fois la matière solide et liquide) et on distingue aussi la vitesse intrinsèque $\vec{v}_{int}$qui correspond à la vitesse moyenne du fluide prise sur volume $v_f$du milieu constitué uniquement de volume de liquide. La relation entre la vitesse de Darcy et la vitesse intrinsèque est :[57]

$\vec{v} = \varepsilon \vec{v}_{int}$…….. (II-41)

La relation est connue par la relation Dupuis-Forchheimer. L'équation de conservation de la masse dans un milieu poreux s'écrit alors sous la forme :

$$\varepsilon \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla.(p.\vec{v}) = 0 \text{…….. (II-42)}$$

II-13-2 Equations de quantité de mouvement dans les milieux poreux :

On utilise le modèle générale de Darcy -Brinkman –Forchheimer décrivant l'écoulement du fluide au sein du milieu poreux en prenant en considérations les forces visqueuses et les forces d'inerties. L'équation de conservation de quantité de mouvement dans le milieu poreux s'écrit sous la forme :[57]

$$\boldsymbol{\rho}\left[\frac{1}{\varepsilon}.\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \frac{1}{\varepsilon}.\vec{\nabla}\left(\frac{\vec{v}}{\varepsilon}\right)\right] = \frac{1}{\varepsilon}.\vec{\nabla}(\varepsilon p) + \rho\vec{g} + \frac{\mu}{\varepsilon}\nabla^2\vec{v} - \frac{\mu}{k}\vec{v} - f\frac{\rho f}{\sqrt{k}}|\vec{v}|\vec{v} \text{…….. (II-23)}$$

II-14-3-Equation d'énergie En milieu poreux :

Comme l'équation de Darcy (ou l'équation de Darcy–BrinkmanForchheimer) décrivant l'écoulement du fluide au sein du milieu poreux, l'équation de l'énergie (ou les équations de l'énergie selon le concept adopté) traduisant le transfert de chaleur dans le milieu poreux fait appel au concept de milieu continu fictif, équivalent au milieu poreux réel.A fin d'obtenir une description macroscopique des phénomènes de transfert dans un volume élémentaire représentatif de milieu poreux, il faudrait établir l'équation (ou les équations) de transfert de chaleur. Pour cela, on procède à la notion d'équilibre local. Cette dernière est largement utilisée.[57]

$(\rho c_p)_{eff}\frac{\partial T}{\partial t}+ (\rho c_p)_f \vec{v}+\nabla T= \vec{\nabla} (\lambda_{eff} .\vec{\nabla}) + q_m''$ …….. (II-24.a)

Ou:

$(\rho c_p)_{eff} = (1-\varepsilon)(\rho c_p)_s+ \varepsilon(\rho c_p)_f$…….. (II-24.b)

ρ : a masse volumique du fluide considéré

Ɛ: La porosité du milieu poreux

$(\rho c_p)_{eff}$: La capacité calorifique effective

$(\rho Cp)_f$: La capacité calorifique du fluide

λ_{eff} : La conductivité thermique effective

$q_m''= (1-\varepsilon)\, q_s''' +\varepsilon\, q_f'''$: Source d'énergie.

II-14-Conditions aux Limites :

Ce système d'équations différentielles est fermé à l'aide de conditions aux frontières appropriées.En plus du choix de la géométrie du confinement, il est nécessaire de fixer les conditions aux limites. Les conditions aux frontières représentatives du problème considéré dans cette étude sont les suivantes :

II-14-1**conditions hydrodynamiques**:sur les frontières de la cavité On impose des conditions d'imperméabilité, ces dernières sont définies par :

$$u = v = 0 \begin{cases} x = 0 \quad , \quad x = l \\ y = 0 \quad , \quad y = h \end{cases}$$

II-14-2 condition thermiques: La cavité est composée de deux parois horizontales, supposées adiabatiques, et deux parois isothermes, maintenues à des températures constantes mais différentes. Les conditions thermiques aux frontières sont exprimées par :

$$\begin{cases} x = 0 \quad , \quad T = T_c \\ x = l \quad , \quad T = T_f \end{cases}$$

$$\begin{cases} y = 0 \quad , \quad \dfrac{\partial T}{\partial y} = 0 \\ y = h \quad , \quad \dfrac{\partial T}{\partial y} = 0 \end{cases}$$

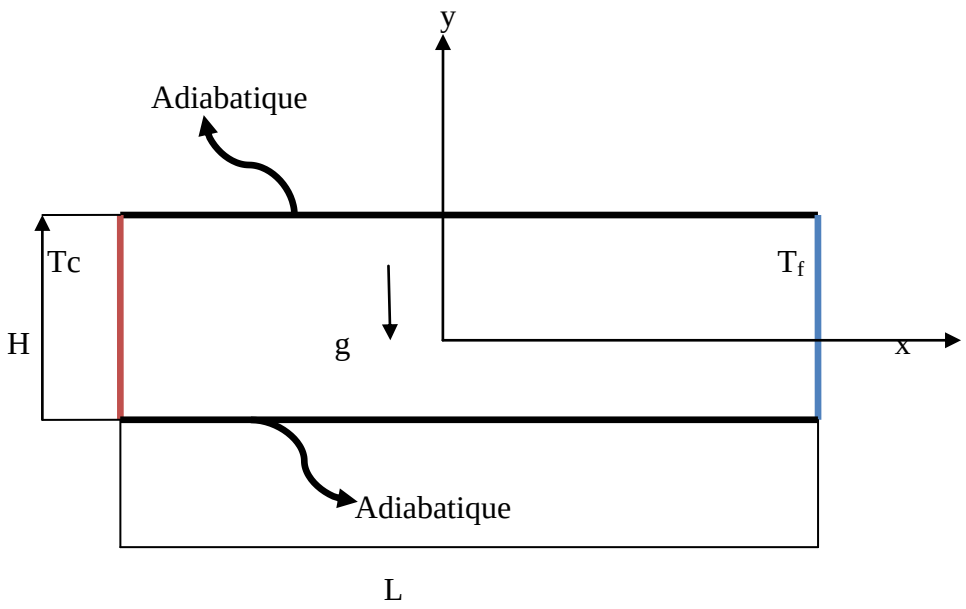


Figure 2-19:Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites

II-14-3 **Equations adimensionnelles :**

II-14-2-1**Grandeurs physiques**

$$X = \frac{x}{L_{ref}} \quad , \quad Y = \frac{y}{L_{ref}} \quad , \quad U = \frac{u}{u_{ref}}$$

$$V = \frac{v}{u_{ref}}, \theta = \frac{T - T_{ref}}{\Delta T_{ref}} \quad P = \frac{P}{P_{ref}}$$

$$\Delta T_{ref} = \frac{L_{ref} \cdot q_w}{K_f}$$

Les propriétés physiques de référence sont celles de l'écoulement à l'entrée

$$\left.\begin{array}{l} U_{ref} = u_0 \ , T_{ref} = T_0 \\ L_{ref} = \mathrm{H} \quad , \quad P_{ref} = \rho . u_{ref}^2 \end{array}\right\}$$

II-14-2-1-1 **Equation de conservation de masse :**

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} = 0 \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{(II-25)}$$

II-14-2-1-2**Equations de conservations de quantité de mouvement :**

Suivant l'axe des X

$$U\frac{\partial U}{\partial X} + V\frac{\partial U}{\partial Y} = -\varepsilon^2\frac{\partial P}{\partial X} + \left[\frac{\partial}{\partial X}\left(\frac{\varepsilon \mu_p^*}{R_e}\frac{\partial U}{\partial X}\right) + \frac{\partial}{\partial Y}\left(\frac{\varepsilon \mu_p^*}{R_e}\frac{\partial U}{\partial Y}\right)\right] - \varepsilon^2\left[\frac{1}{Da.Re} + \frac{F}{\sqrt{Da}}\sqrt{U^2+V^2}\right].U \ldots \text{(II-26)}$$

Suivant l'axe des Y

$$U\frac{\partial V}{\partial X} + V\frac{\partial V}{\partial Y} = -\varepsilon^2\frac{\partial P}{\partial Y} + \left[\frac{\partial}{\partial X}\left(\frac{\varepsilon \mu_p^*}{R_e}\frac{\partial V}{\partial X}\right) + \frac{\partial}{\partial Y}\left(\frac{\varepsilon \mu_p^*}{R_e}\frac{\partial U}{\partial Y}\right)\right] - \varepsilon^2\left[\frac{1}{Da.Re} + \frac{F}{\sqrt{Da}}\sqrt{U^2+V^2}\right].V \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{(II-27)}$$

II-14-2-1-3 **Equation de conservation d'énergie :**

$$\frac{\partial(U\theta)}{\partial X} + \frac{\partial(V\theta)}{\partial Y} = \frac{K^*_{effective}}{Re.Pr}\left(\frac{\partial^2\theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2\theta}{\partial Y^2}\right) \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{(II-28)}$$

le rapport de la conductivité thermique effective du milieu poreux $K_{effective}$sur la conductivité thermique du fluide $k_{f,,}$ ($K^*_{effective}$) et le rapport de la viscosité dynamique du milieu poreux pμsur la viscosité dynamique du fluide μ_f, (μ_p^*) . [59]

II-15**Modèle de Turbulence :**

Les écoulements turbulents sont des phénomènes assez complexes. Un mouvement turbulent entièrement développé est caractérisé par des tourbillons de tailles différentes. Bien qu'il soit théoriquement possible d'appliquer directement les équations de conservation au domaine entier de l'écoulement, il est difficile de le réaliser dans la pratique. Pour créer un modèle numérique utilisable dans un domaine d'écoulement

turbulent, il est nécessaire de représenter le mouvement turbulent du fluide en quantités moyennes des variables et de leurs fluctuations. Les modèles basés sur des quantités moyennées peuvent être utilisés sur des maillages d'une densité raisonnable, par conséquent, un coût de calcul raisonnable.

Il existe différents niveaux de modèles, se distinguant par leur degré de complexité, c'est-à-dire par le nombre d'équations de transport supplémentaires introduites pour les quantités turbulentes pour fermer le problème: on parle ainsi de modèles de turbulence à zéro, une ou deux équations. Il existe également des méthodes de résolution plus complexes et plus onéreuses en ressources informatiques: Simulation Numérique Directe (DNS, pour Direct Numerical Simulation) et la simulation des grandes échelles (LES, pour Large-Eddy-Simulation).

Une synthèse de la bibliographie relative à la simulation de la convection naturelle turbulente révèle que le modèle de turbulence k-ε standard est largement adopté (Markatos&Pericleous, 1984 ; Baïri, 2008). A cet effet, ce modèle est utilisé dans la présente étude pour simuler les effets de la turbulence à des nombres de Rayleigh supérieur 10^6(RaT>10^6).Les équations standard de l'énergie cinétique turbulente k et de son taux de dissipation ε ont respectivement la forme suivante : [54]

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\kappa u_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+G_k-\rho\varepsilon+s_k \quad \text{.....(II-28)}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\kappa u_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right]+C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}G_k-c_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k}+s_\varepsilon \quad \text{.....(II-29)}$$

La viscosité turbulente est obtenue à partir de k et εpar la relation suivante :

$$v_t = C_\mu f_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

Le terme de production de pression P_k est calculé par l'expression suivante:

$$P_k=v_t\left[2\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2+2\left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial u}{\partial y}+\frac{\partial v}{\partial x}\right)^2\right]$$

Leterme de flottabilité $G_k$est donné par:

$$G_k = -g\beta\frac{v_t}{\sigma_t}=\frac{\partial T}{\partial y}$$

Les termes de sources E_ε,S_ε peuvent être déterminés par les formules suivantes:

$$E_\varepsilon=2vv_t\left[\left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right)^2+\left(\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right)^2\right]$$

S_ε=0.83 $\left(\frac{k^{3/2}}{\varepsilon c_1 y} - 1\right)\left(\frac{k^{\frac{3}{2}}}{\varepsilon c_1 y}\right)\frac{\varepsilon^2}{k}$

C_1	C_2	C_μ	σ_k	σ_ε
1.44	1.92	0.99	1.0	1.314

Tableau II.3.Coefficients empiriques du modèle k-ε .

II-15-1 **Modèle mathématique du problème étudié :**

II-15-1-1 **Equations dimensionnelles :**

Considérons l'équation de quantité de mouvement suivant y qui est parallèle au vecteur de gravité **g**.[5]

$$\rho\left[\frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial t}(uv) + \frac{\partial}{\partial y}(vv)\right] = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu\frac{\partial v}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu\frac{\partial v}{\partial y}\right) - \rho g \ldots\ldots\ldots \text{(II-30)}$$

Sachant que :

$p' = p + \rho_0 g y$

Avec :

p´ : Pression hydrodynamique.

p : Pression totale.

$\rho_0 g y$: Pression hydrostatique.

On a encore :

$$-\frac{\partial p}{\partial y} = -\frac{\partial p'}{\partial y} + \rho_0 g \ldots\ldots\ldots \text{(II-31)}$$

Rajoutant aux deux membres de l'équation (II.31) le terme ($-\rho_0 g$) on obtient :

$$-\frac{\partial p}{\partial y} + \rho_0 g = = -\frac{\partial p}{\partial y} + (\rho_0 - \rho) g \ldots\ldots\ldots \text{(II-32)}$$

On écrit le terme droit de l'équation (II.32) sous la forme :

$$-\frac{\partial p}{\partial y} + (\rho_0 - \rho) g \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{(II-33)}$$

Négligeant la Pression P' mais considérant que p est la pression hydrodynamique.

On considère l'hypothèse de Boussinesq qui exige que :

ρ_0= ρDans tous les termes des équations de mouvement, sauf dans le terme de gravité (−ρg), et en supposant que la masse volumique varie linéairement avec la température. En faisant undéveloppement de Taylor d'ordre 1 de la masse volumique, on obtient :[56]

$$\rho = \rho_0 + \frac{\partial p}{\partial T}\Big|_p (T-T_0) + o(\Delta T^2)$$

$$\rho = \rho_0 + \frac{1}{\rho_0}\frac{\partial p}{\partial T}\Big|_p (T-T_0) + o(\Delta T^2)$$

D'où:

$$(\rho_0 - \rho) = -\beta\rho_0 p(T - T_0)$$

Avec :

$$\beta = -\frac{1}{\rho_0}\frac{\partial p}{\partial T}\Big|$$

β: Le coefficient d'expansion thermique.
En substituant l'équation on aura :

$$-\frac{\partial p}{\partial y} + (\rho_0 - \rho)g = -\frac{\partial p}{\partial y} + \beta\rho_0 g(T - T0)$$

Avec les hypothèses du fluide Newtonien incompressible, l'hypothèse de Boussinesq est vérifiée, la convection naturelle bidimensionnelle se modélise alors comme suit :[5]

II-15-1-2 **Equation de continuité :**

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \text{…….. (II-33)}$$

II-15-1-3**Equation de quantité de mouvement suivant la direction X :**

$$\rho_0\left[\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(u\,u) + \frac{\partial}{\partial y}(vu)\right] = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu\frac{\partial u}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu\frac{\partial u}{\partial y}\right) \ldots (II-34)$$

II-15-1-4**Equation de quantité de mouvement suivant la direction Y :**

$$\rho_0\left[\frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(u\,v) + \frac{\partial}{\partial y}(vv)\right] = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu\frac{\partial v}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu\frac{\partial v}{\partial y}\right) + \beta\rho_0 g(T - T_f) \text{…..(II-35)}$$

II-15-1-5 **Equation de l'énergie :**

$$\rho_0 C_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(uT) + \frac{\partial}{\partial y}(vt)\right] = \frac{\partial}{\partial x}\left(k\,\frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(k\frac{\partial T}{\partial y}\right) \text{.....(II-36)}$$

II-16**:transfère 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

$$\mathbf{Nu}=\frac{\mathbf{qmesure}}{\boldsymbol{qconvectif}} \text{..... (II-36)}$$

Si Nu=1pas 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 :

$$Nu=\frac{hL}{K} \text{..... (II-37)}$$

Où h est le coefficient de transfert de chaleur par convection, L est longueur de la cavité et k est la conductivité thermique du fluide.

Pour une cavité chauffée différentiellement, le nombre de Nusselt moyen peut être calculé en moyennant les nombres de Nusselt locaux calculés au niveau de tous les nœuds de la paroi froide ou chaude. Le nombre de Nusselt local se calcule sur une paroi isotherme par l'expression suivante : [54]

$$Nu_{local}=\left.\frac{\partial \Theta}{\partial X}\right|_{x=1}$$

Le nombre de Nusselt moyen est alors donné par la relation suivante:

$$Nu_{moy}=\frac{\sum_{noeuds} Nulocal}{n}$$

n : nombre de nœuds

II-17Conclusion :

Nous avons présenté dans ce chapitre les équations de la convection naturelle en ApproximationBoussinesq avec des conditions aux limites thermiques et dynamiques adaptées à notre problème. Les équations seront résolues par la suite par la méthode des volumes finis en utilisant le code Ansys CFX.

III-Introduction :

On se propose d'étudier numériquement le phénomène de la convection naturelle dans des cavités en régime laminaire ($R_a \leq 10^6$) contenant de l'air, dont le nombre de Prandtl vaut (Pr = 0.71).

La cavité et les conditions aux limites considérées sont :

- La paroi verticale gauche est fixée à une température TH=303Ket la paroi verticale droite est maintenue à une température TC=283K.
- Les parois horizontales sont adiabatiques.
- La condition de non adhérence (u=w=0) est imposée sur toutes les parois.
- La différence de température ($\Delta T=20°C$) entre les parois verticales provoque une différence de densité de l'air intérieur[63].

Les cavités rectangulaire ont un rapport de forme (longueur / hauteur (m)) 1,2,4,6,8,10.Les axes de coordonnée x et y sont respectivement orientés suivant la direction horizontale et verticale.

Les différents cas à étudier peuvent être obtenus en variant :

- la différence de température entre les parois chaude et froide (nombre de Rayleigh),

- la nature du fluide (nombre de Prandtl).

- ou la géométrie de la cavité(le facteur de forme), qui est le rapport de la largeur de la cavité sur sa hauteur)

Les équations de continuité et quantité de mouvement et d'énergie ont été résolues par la méthode des volumes finis (MVF) en utilisant le code ANSYS CFX.

III-1-1 Présentation d'ANSYS CFX :

ANSYS, Inc. est un éditeur de logiciels spécialisé en simulation numérique. L'entreprise a son siège à Canonsburg en Pennsylvanie aux États-Unis. Ses produits majeurs sont des logiciels qui mettent en œuvre la méthode des éléments finis, afin de résoudre des modèles préalablement discrétisés.

Le code « ANSYS » comprend plusieurs composantes telles que : ANSYS/Professionnel, ANSYS/ Multiphisics, ANSYS/Structural….etc.

Chaque composante est destinée à l'un des domaines d'ingénierie, et son choix met automatiquement à la disposition de l'utilisateur les processus adéquats (type d'élément, conditions aux limites, tracés,…etc.).

On trouve dans le manuel d'aide de « ANSYS » toutes les instructions qui permettent son exploitation à travers son interface utilisateur graphique "Graphical User Interface" ainsi que toute la documentation nécessaire.

De nombreux processus de calcul sont disponibles dans ce code et chaque processus est une sorte d'ensemble de fonctions qui effectuent une tache spécifique. Par exemple, dans le pré-processus général "Préprocesseur ", on construit le modèle, le processus" Solution " dans lequel on applique les conditions initiales et aux limites. Le processus "Post Processor " permet d'exploiter les résultats obtenus de différentes manières (courbes, tableaux …etc.).

III-1-2 Définition de CFX :

C'est un logiciel général de simulation numérique d'écoulements en mécanique des fluides et transfert thermique .Ce logiciel permet de mettre en œuvre une simulation numérique complète de la modélisation, de la création géométrique, et la visualisation des résultats, en passant par la création du maillage et le calcul.

De nombreux processus de calcul sont disponibles dans ce code et chaque processus est une sorte d'ensemble de fonctions qui effectuent une tache spécifique. Par exemple, dans le pré-processus général "Préprocesseur ", on construit le modèle, le processus" Solution " dans lequel on applique les conditions initiales et aux limites. Le processus "Post Processor " permet d'exploiter les résultats obtenus de différentes manières (courbes, tableaux …etc.).[58]

III-1-3 Procédure et étapes de la simulation numérique :

Dans ce qui suit, on va décrire la procédure de calcul à suivre pour simuler numériquement notre cas d'étude, en utilisant ANSYS CFX. L'exemple de calcul montré concerne la simulation en 2D.

III-1-4 propriété physique de l'air :

Le tableau suivant présente les propriétés physiques du fluide considéré (l'air en l'occurrence), calculées à la température de référence [63]

$T_0 = \frac{T_c + T_f}{2}$

Température de Référence(T) K	293.5
$Massevolumique\ (\rho_0) kg/m3$	**1.205**
Chaleur spécifique (Cp_0) J/kg.K	1005
Conductivité thermique ($\boldsymbol{\lambda}_0$) W/m.K	0.0258
Viscosité dynamique (μ^0) kg/m.s	$1.805*10^{-5}$
Coefficient de dilatation thermique ($ß_T$) K^{-1}	0.0034
Prandtl(Pr)	0.70

Tableau III-1 : propriétés physique de l'air.

III-1-5 Description du problème :

III-1-5-1 Cavité carrée

Dans ce cas, il est proposé une étude de transfer de chaleur par convection Naturelle dans une cavité carrée .Les parois parallèles verticales sont soumises à des températures uniformes .tandis que les autres parois sont adiabatiques et imperméable

Le fluide utilisé est l'air à $T=20^0C$ tandis que le nombre de Rayleigh set de 10^3,10^4,10^5,10^6.

III-1-5-1-1 Dimension des cavités étude :

Nombre de Rayleigh	Dimension de la cavité
10^3	$7.81x10^{-3}$
10^4	$1.68\ x10^{-2}$
10^5	$3.63\ x10^{-2}$
10^6	$7.81x10^{-2}$

Tableau III-2 : Nombre de Rayleigh.[63]

Pour choisir un maillage assortissant avec cette étude dans le cas de RaT=10^5, nous avons construit sept grilles de maillage(25x25,50x50,100x100, 150x150 et 200x200).

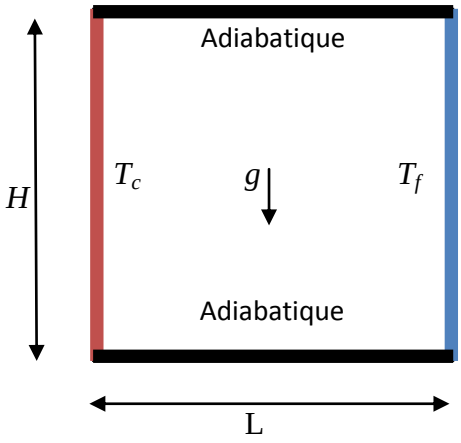


Figure 3.1 : Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites

III-1-5-2Cavité rectangulaire :

Après le premier cas, on prend Ra=10^3 et un maillage (100x10) et les autres conditions physique et thermique. On change le rapport d'aspect de la forme de la cavité :(2 ,4,6,8 et 10)

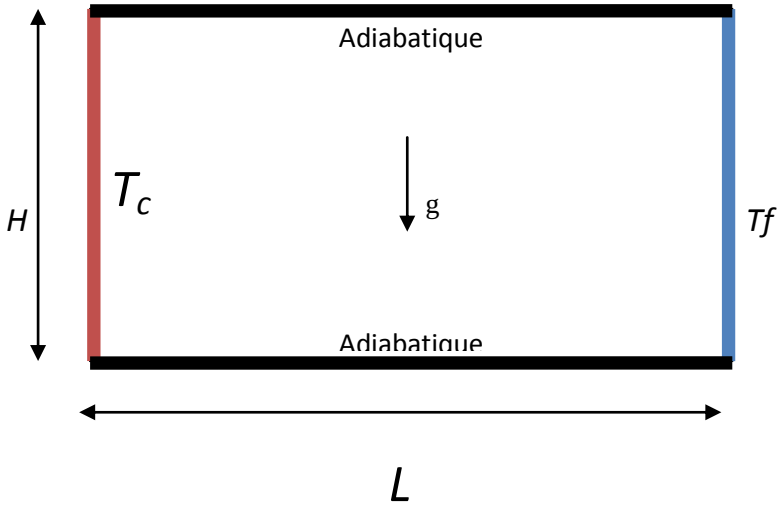


Figure 3.2: Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites.

III-1-5-3 Cavité incliné :

On considère une cavité avec les même caractéristiques physique et géométrique avec le 1er cas .La cavité est inclinée par apport à l'horizontal suivant la direction x d'un angle Φ = (10^0,20^0,30^0,40^0, 50°, 60°, 80°,90°) pour RaT=10^5.

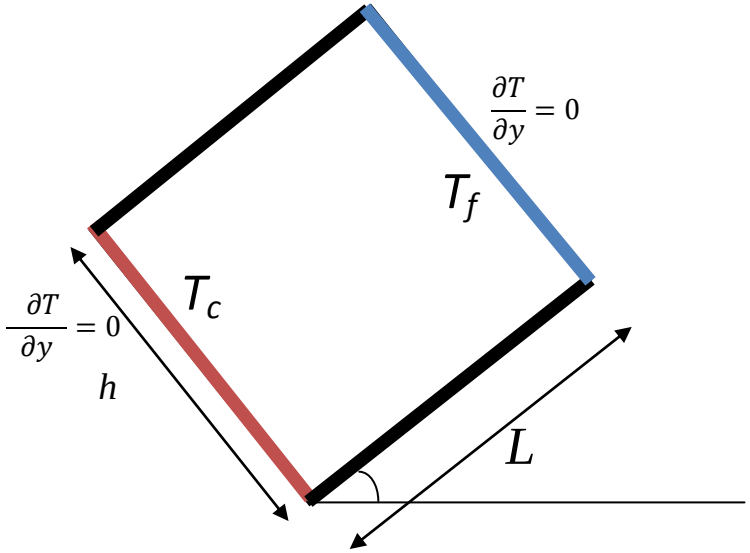


Figure 3.3: Schéma de la cavitéincliné considérée et conditions aux limites.

III-1-5-4 Cavité carrée (la paroi supérieure froide et paroi inferieure chaude):

On suppose une cavité carrée a même caractéristique avec le 1er cas. On change la direction de la température sur les parois parallèle horizontale et les autres parois sont adiabatiques. On considère les mêmes propriétés de l'air et les conditions aux limites .

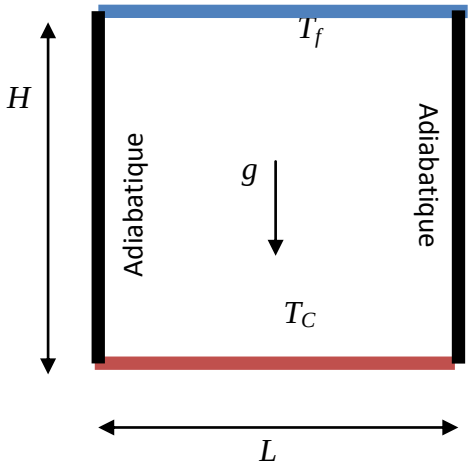


Figure 3.4: Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites

III-1-5-5 Cavité carrée avec milieu poreux :

On étudie, dans ce cas, une cavité carrée contenant un milieu poreux saturé par un fluide, avec des parois horizontales adiabatiques et des parois verticales soumises à des températures constantes différentes T_c ,T_h. Les autres caractéristiques sont inchangées.

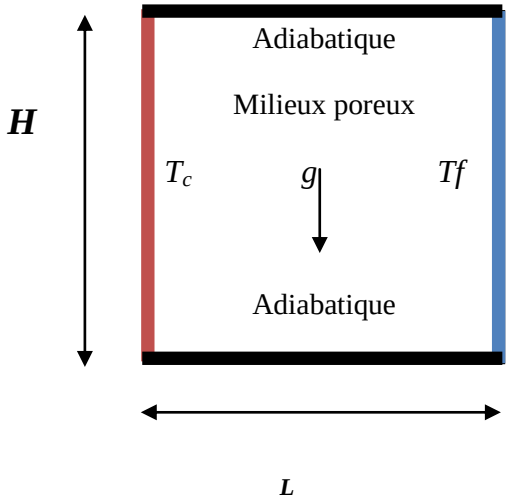
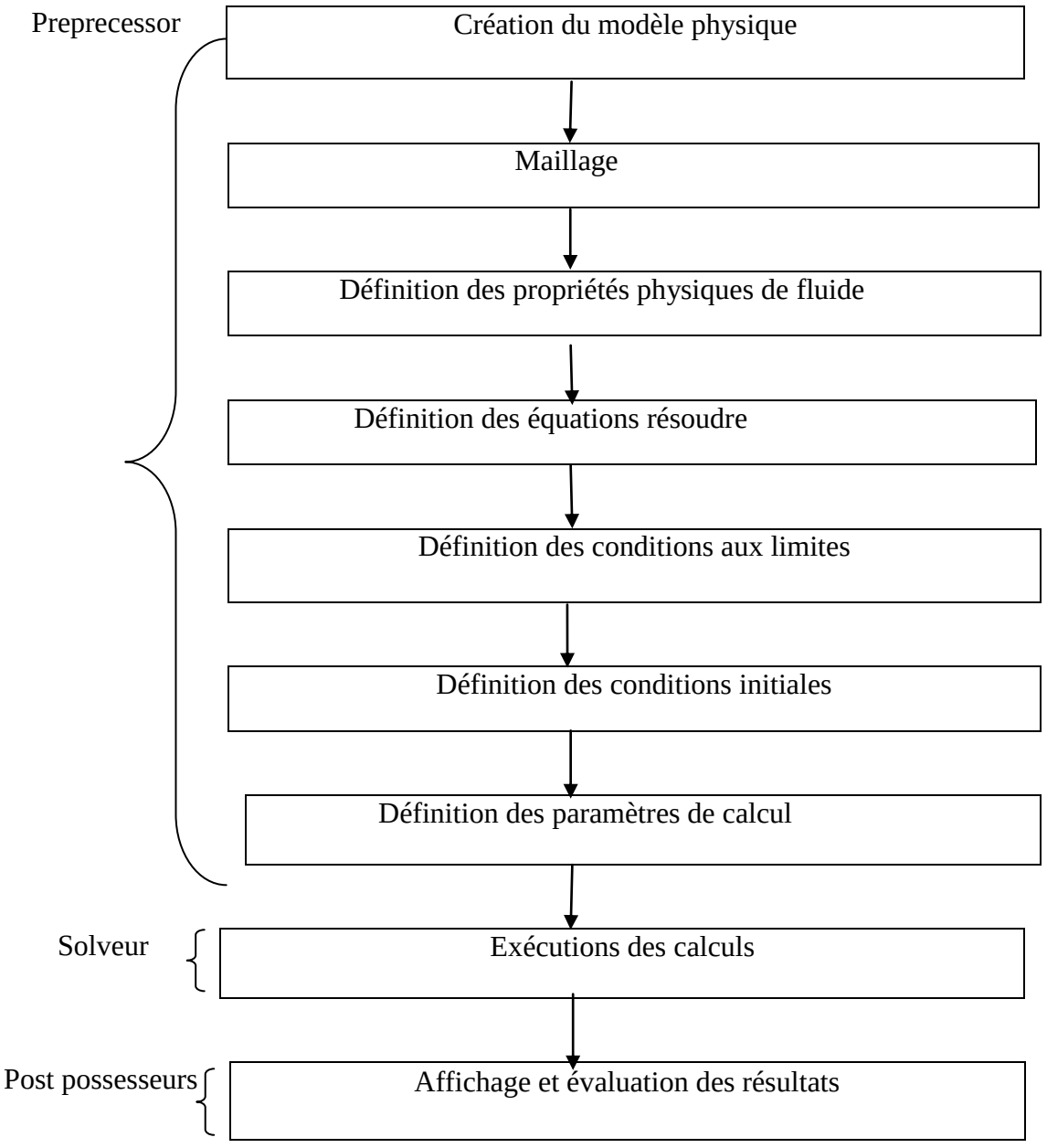


Figure 3.5 : Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites.

Toute simulation repose sur une modélisation du problème .Cette dernière implique certaines hypothèses simplificatrices. Les hypothèses utilisées souvent dans l'étude de la convection naturelle sont énumérées comme suit:

- Absence de source de chaleur.
- Les propriétés thermo physiques du fluide sont constantes et sont évaluées à la température de référence.
- Le fluide est newtonien et incompressible.
- La dissipation visqueuse est négligée.
- La densité du fluide, quant à elle, suit l'hypothèse de Boussinesq. [54]

III-1-6 Organigramme de calcul:[63]



IV-Introduction :

La convection naturelle thermique est un mode de transfert de chaleur du milieu chaud vers un milieu froid qu'on peut trouver dans de nombreux domaines (climatique, habitat, électronique et industriel). Au cours de ce processus, un mouvement des particules fluides est généré par les effets de poussée d'Archimède lié à l'action du champ de pesanteur et à la présence de gradients de température qui provoquent des variations de densité (effet du tirage thermique). Egalement, d'autres quantités scalaires peuvent agir et générer des variations de densité. Parmi ces quantités, on trouve les gradients de concentration. En effet, ces gradients (de température et de concentration) peuvent agir ensemble ou bien en opposition selon les conditions aux limites.

IV-1-1Modèle physique et conditions aux limites :

(La figure 4.1) présente la cavité et les conditions aux limites considérées. La paroi verticale gauche est fixée à une température T_H=303 K et la paroi verticale droite est maintenue à une température T_C=283 K. Les parois horizontales sont adiabatiques. La condition de non adhérence (u=v=0) est imposée sur toutes les parois. La différence de température (ΔT=20°C) entre les parois verticales provoque une différence de densité de l'air intérieur.

Cette différence de densité entraine le mouvement du fluide qui est caractérisé par le nombre de Rayleigh RaT. Il convient de signaler que l'augmentation de ce nombre engendre le passage du régime laminaire au régime turbulent. Selon Elder [9], l'écoulement devient turbulent lorsque RaT est supérieur à 10^6. Dans ce travail, nous nous n'intéressons qu'au régime laminaire ($RaT \leq 10^6$).

Dans le but d'étudier l'influence du nombre RaT sur le transfert de chaleur et sur le comportement de l'écoulement, nous avons considéré quatre valeurs de RaT (10^3, 10^4, 10^5 et 10^6). En fonction de ces valeurs, les dimensions des cavités correspondantes ont été déterminées en gardant les mêmes propriétés physiques de l'air et les mêmes conditions aux limites illustrées sur la (figure IV.1). Le tableau 3.2 présente les dimensions des cavités en fonction du nombre RaT. Dimensions (des cavités étudiées sur chapitre III).

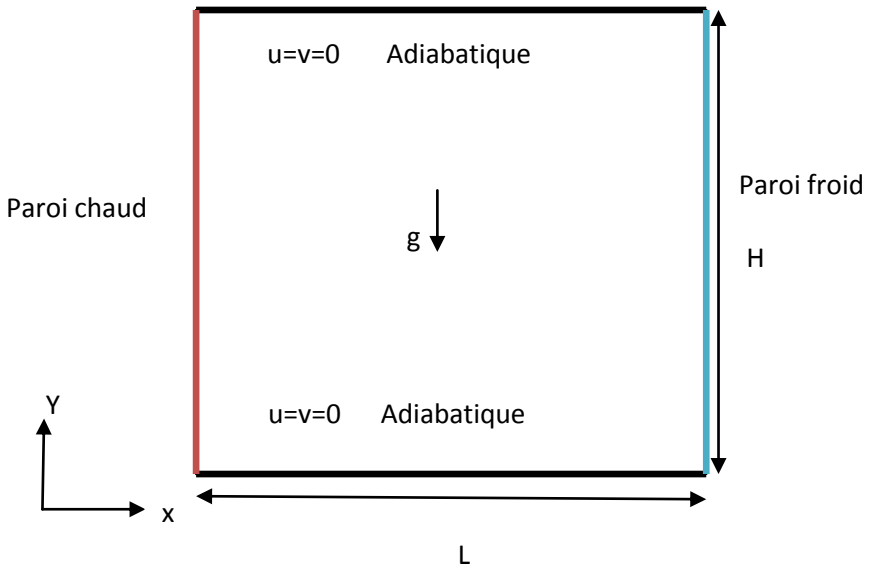


Figure 4 .1 : conditions aux limites.

IV-1-2 Méthode de résolution :

Dans le cas général, les équations de conservation décrites dans le chapitre II sont non linéaires. Leur résolution analytique est difficile voire impossible. Par conséquent, on fait appel aux méthodes numériques à l'instar des éléments finis, différences finies …etc. pour obtenir des solutions approchées. Ici, nous avons choisi d'employer la méthode des volumes finis décrite dans le chapitre II pour discrétiser le système d'équations décrivant un écoulement de convection thermique naturelle.

IV-1-3 Sensibilité au maillage :

La résolution d'un problème et l'obtention d'une solution numérique stable nécessite la construction d'une grille contenant un nombre suffisant de mailles. En effet, le résultat obtenu doit être indépendant du maillage. Cependant, les contraintes matérielles comme les ressources informatiques nous amènent à optimiser le maillage. Il est important que celui-ci soit serré dans toutes les zones où les variables présentent de forts gradients, en particulier au voisinage des parois ou dans les zones de recirculation.

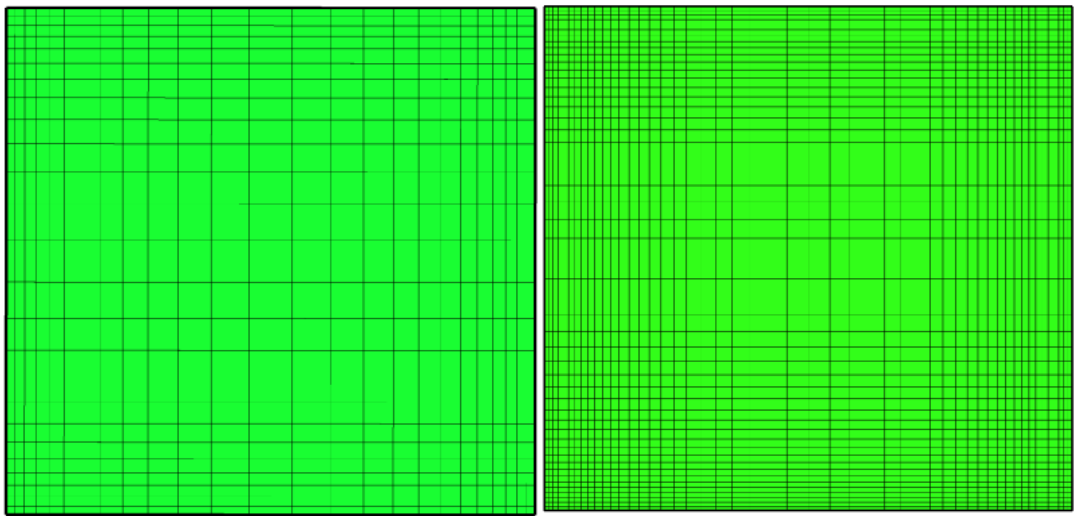


Figure 4.2(a): Grille de maillage utilisée; 25x25, 50x50

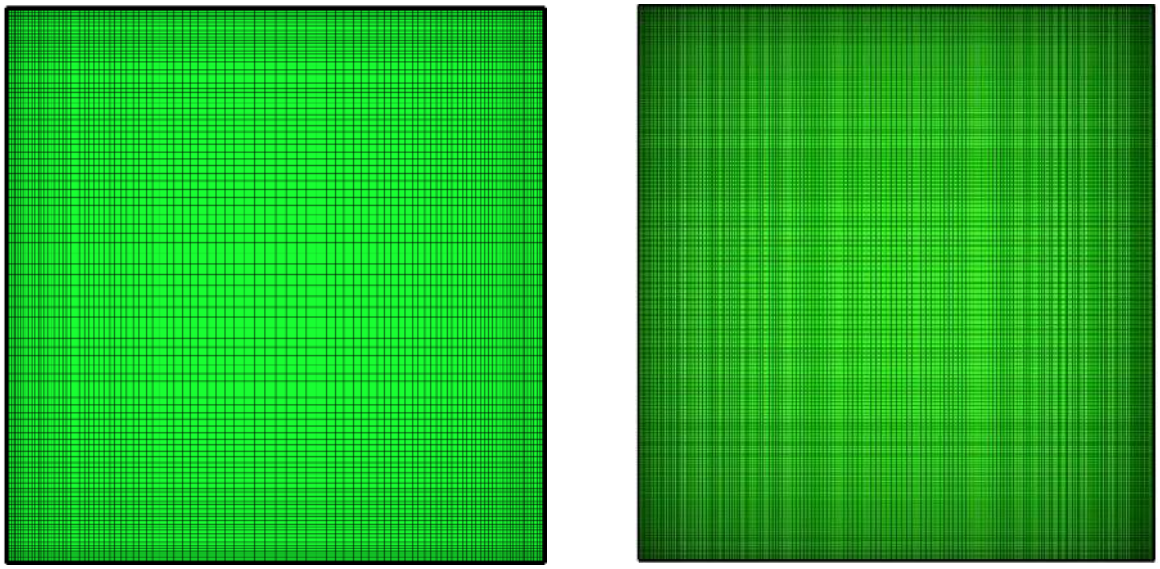


Figure 4.2(b): Grille de maillage utilisée :100×100,200x200

Afin de vérifier l'indépendance des résultats, nous avons construit cinq grilles de maillage (25×25,50×50,100×100, 150×150, 200×200) pour le cas de RaT=10^5. Nous avons employé un maillage quadratique structuré avec un coefficient d'expansion géométrique vers l'intérieur de 1.2 (Figure 4.2(a) et (b)). Le maillage obtenu est fin au niveau des parois qu'au centre de la cavité, quelque soit la variation de la densité du maillage. A l'issue de ces résultats, on a retenu la grille 100×100 pour l'ensemble des calculs.

IV-1-4 Résultats

Le point le plus important est de vérifier l'exactitude des résultats obtenus. Le meilleur moyen est de les comparer à des données expérimentales. A cet effet, le modèle adopté a été

validé en réalisant des calculs pour le cas d'une cavité carrée avec deux parois isothermes et comparé les résultats aux données expérimentales publiées par koufi[63] 2015 . Krane et Jessee [5] (Barakos et al. [18]et Fusegi et al. [16]).

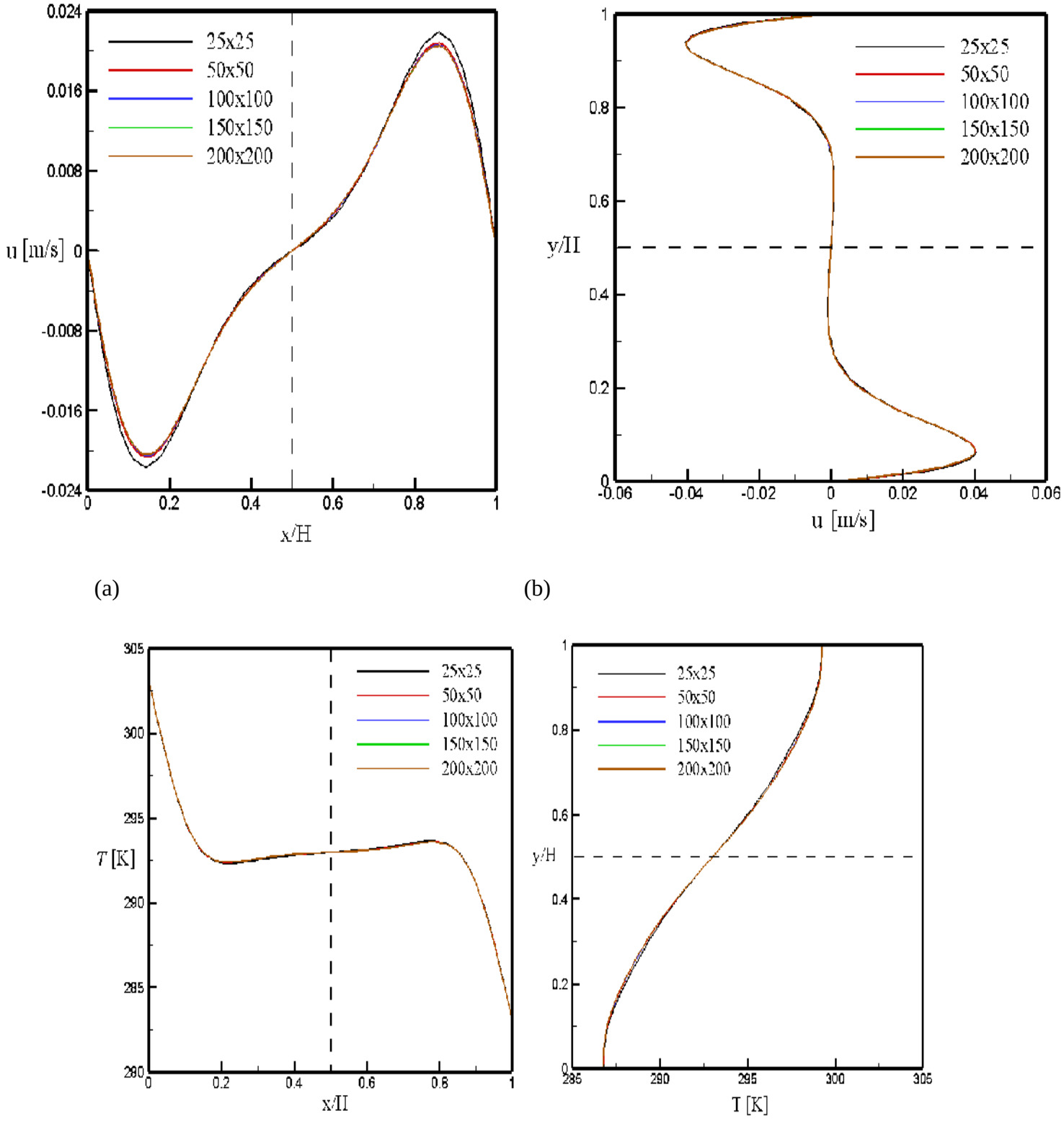
IV-1-5 Confrontation avec les données de littérature :

Krane et Jessee [5] ont réalisé une étude expérimentale d'un écoulement de convection thermique naturelle dans une cavité cubique en régime laminaire RaT=1.89 10^5. Ils ont obtenu des résultats expérimentaux concernant les composantes de la vitesse (u et v) et la température (T) mesurées au milieu de la cavité. Ces résultats ont fait l'objet de plusieurs comparaisons par d'autres chercheurs (Barakos et al. [18]et Fusegi et al. [16]).et koufi[63]

Les figures 4.3 (a) et 4.3 (b), présentent la comparaison des profils de vitesses u et v obtenus numériquement avec ceux de l'expérience de Krane et Jessee [5] à Y=0.5 et à X=0.5, respectivement. Nous constatons que les profils de u et v sont identiques. Nous remarquons que les valeurs maximale et minimale de u et de v obtenues numériquement sont légèrement faibles par rapport à celles de Krane et Jessee [5]. Ces remarques ont également été constatées par Barakos et al. [18] et Fusegi et al. [16] et koufi [63]. Ceci est dû probablement soit aux défauts des mesures (laser Doppler velocimetry), soit à la non finesse du maillage au voisinage des parois.

La figure 4.3 (c) illustre le profil de T tracé à Y=0.5. Nous remarquons que la température est quasi-homogène au milieu de la cavité et vérifie bien sa valeur atteinte au niveau des parois verticales. Dans l'ensemble, l'accord entre les prédictions et les mesures est très satisfaisant.
La figure 4.3 (d) illustre le profil de T tracé à X=0.5. Nous remarquons que la température quasi-homogène au milieu de la cavité et vérifie bien sa valeur atteinte au niveau des parois verticales.

Le tableau 4.1 présente les comparaisons entre nos résultats et ceux de la littérature [18, 9-16,koufi]. Ces comparaisons portent sur les nombres de Nusselt ($\overline{Nu}$) et les endroits où ils se produisent (Xet Y). Il en est de même pour les valeurs des vitesses (u**,** v) et leurs coordonnées correspondantes (X et Y). Le nombre RaT varie entre 10^3 et 10^6. Nous remarquons un excellent accord, entre les résultats obtenus et la solution de référence de De Vahl Davis [9], ainsi qu'avec les solutions de koufi[63], Markatos et Pericleous [6], Fusegi et al. [16] et Barakos et al. [18] et et ceci pour les différente valeurs de RaT utilisées.



(a) (b)

(d) (c)

Figure 4.3:l es résultats numérique avec ceux de la réf. [5]: (a)profil de **u**, (b) profil de v, (c) profil de **T**y,(d)profil de Tx; pour **RaT** = **1.89 10⁵**.

A la lumière des résultats obtenus , nous constatons que les nombres Nū , Numax et Numin augmentent avec le nombre RaT. Ceci traduit l'intensification du transfert de chaleur en fonction du nombre RaT. Le nombre Numax est localisé auprès de la paroi horizontale inférieure (y=0), cela implique un transfert de chaleur maximum à y=0 en raison de l'air frais qui est entrainé par le mouvement, puis se réchauffe et monte vers le haut. Tandis que le nombre Numin se situe au voisinage de la paroi horizontale supérieure (y=1), cela signifie que le transfert de chaleur est minimum puisque l'air à cet endroit est déjà chauffé et a tendance à se déplacer vers la paroi verticale droite. L'augmentation des vitesses explique l'accélération de l'écoulement à fur et à mesure que le nombre RaT augmente.

Tableau 4.1: Comparaison des résultats avec ceux des références [9-6-16-18-[12]] pour différentes valeurs de **RaT** (PT=Présent travail).

$\overline{Nu}$				
RaT	10^3	10^4	10^5	10^6
PT	1.1147	2.2347	4.5166	8.8393
[9]	1.118	2.243	4.519	8.799
[6]	1.108	2.201	4.430	8.754
[16]	1.501	2.302	4.646	9.012
[18]	1.114	2.245	4.510	8.806
[63]	1.141	2.170	4.471	9.359

Tableaux 4.2 :Les erreur de Comparaison des résultats avec ceux des références [9-6-16-18-koufi] pour différentes valeurs de **RaT**.

	$RaT=10^3$	$RaT=10^4$	$RaT=10^5$	$RaT=10^6$
9	0.295 %	0.370%	0.053 %	0.458 %
6	0.604 %	1.50 %	1.95 %	0.974 %
16	0.446 %	2.92 %	2.785 %	1.916 %
18	0.062 %	0.458 %	0.14 %	0.378 %

IV-1-6 Influence du nombre de RaT :

Le paramètre principal qui gouverne un écoulement convectif est le nombre RaT qui représente le rapport entre les forces de flottabilité et les forces de dissipation. Donc, il est nécessaire d'étudier son influence sur le transfert thermique et sur le comportement de l'écoulement.

Les figures (4.4(b)), (4.5(b)), (4.6(b)) et (4.7(b))montrent les isothermes et le champ de vitesses pour RaT ($10^3 \leq RaT \leq 10^6$). Nous observons que l'écoulement est symétrique par rapport à la droite d'équation:$f(x,y)=f(L-x,H-y)$ ……..……..(VI.1) .

Pour les faibles valeurs de RaT, l'écoulement présente une seule structure (monocellulaire) qui tourne dans le sens horaire. Cette recirculation est créée par la différence de densité du fluide au voisinage de la paroi chaude. En effet, l'air reçoit de la chaleur et devient plus léger et ascendant le long de cette paroi. Par contre à proximité de la paroi froide il se refroidi et devient plus lourd et descendant. En augmentant RaT, l'écoulement tend à devenir elliptique et donne naissance à deux tourbillons à $RaT = 10^5$. A $RaT = 10^6$, nous observons que ces tourbillons se déplacent vers les coins en bas à droite et en haut à gauche et donne lieu à la formation d'un troisième petit tourbillon au centre de la cavité.

IV-1-7 **Présentation les lignes de courant**

IV-1-7-1 **Lignes de courant et isothermes de Cavités carrées et rectangulaires :**

Le paramètre principal qui gouverne l'écoulement convectif est le nombre de Rayleigh qui est le rapport entre les forces de flottabilité (poussée d'Archimède) et les forces de dissipation d'où, il sera nécessaire d'interpréter les champs dynamiques (Lignes de courant) et thermiques dans la cavité rectangulaire sans ondulations avec différentes rapports de forme (A=2,6 et 10) .

IV-1-7-1-1**Lignes de courant dans les cavités carrées pour différents nombres de Rayleigh** :

Cavité carrée pour un Ra= 10^3

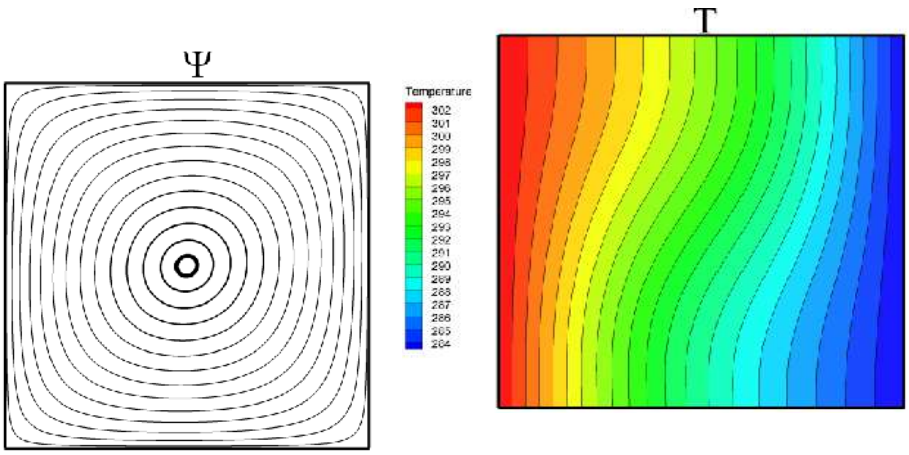


Figure 4.4 (a):le line de courant (à gauche) et isotherme (à droite)

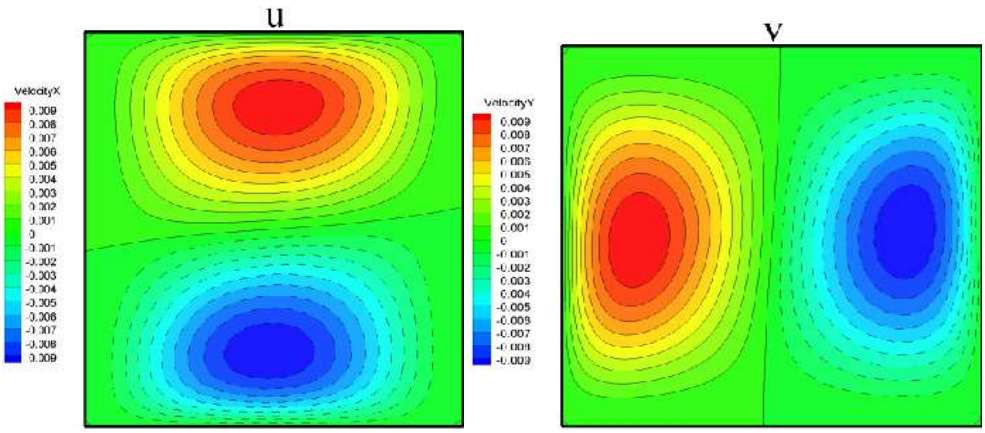


Figure 4.4(b):la vélocity U (à gauche) et vèlocity V (à droite)

Cavité carrée pour Ra=10^4

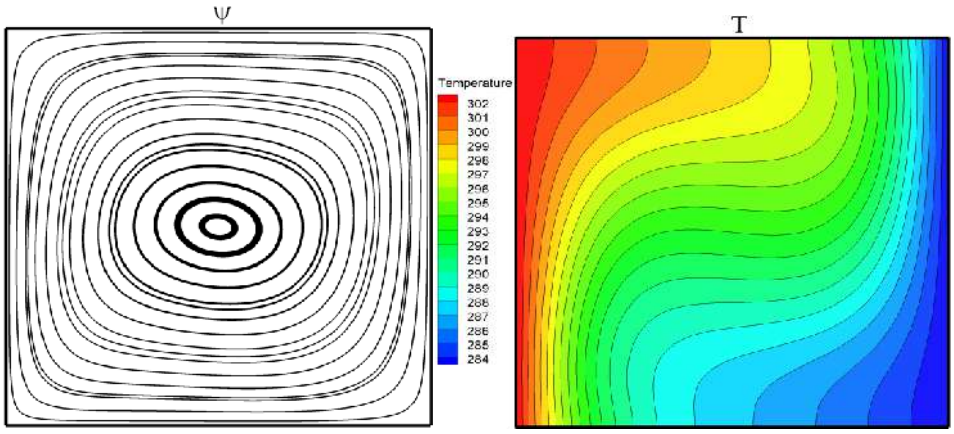


Figure 4.5 (a):le line de courant (à gauche) isotherme (à droite)

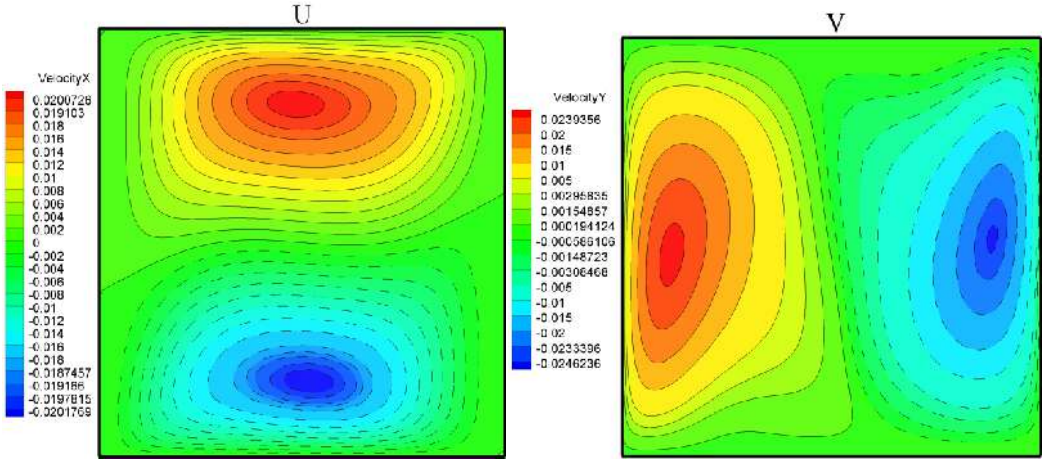


Figure 4.5(b):la vélocity U (à gauche) et vèlocity V (à droite)

Cavité carrée pour un Ra= 10^5

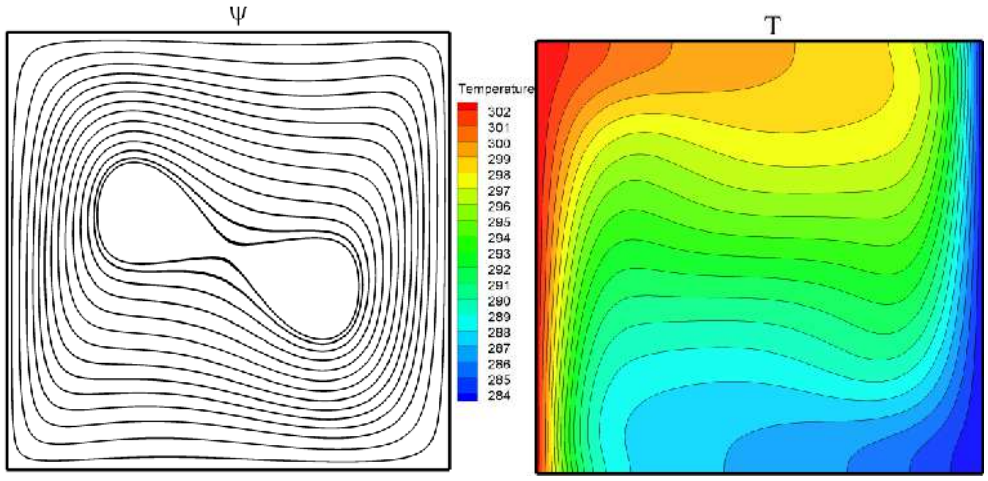


Figure 4.6 (a): les line de courant (à gauche) et isotherme (à droite).

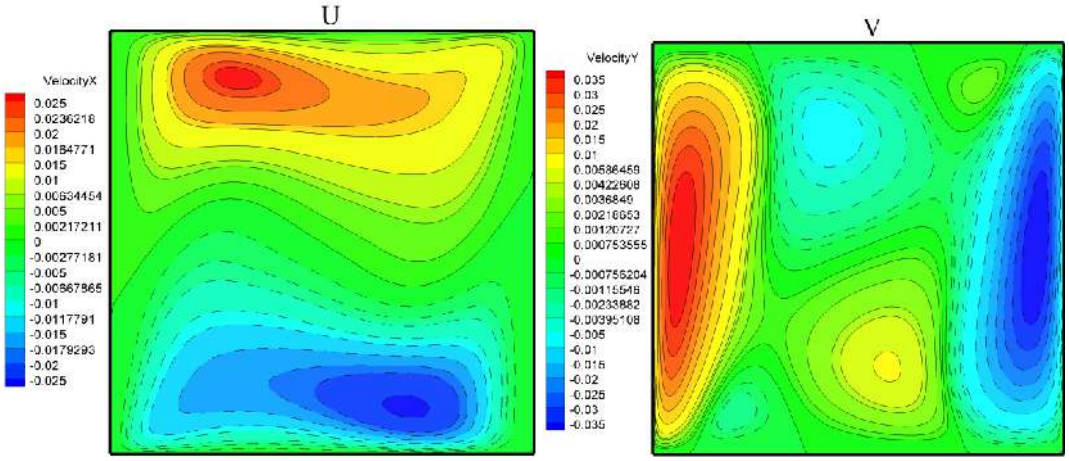


Figure 4.6(b):la vélocity U (à gauche) et vèlocity V (à droite).

Cavité carée pour un Ra=10^6

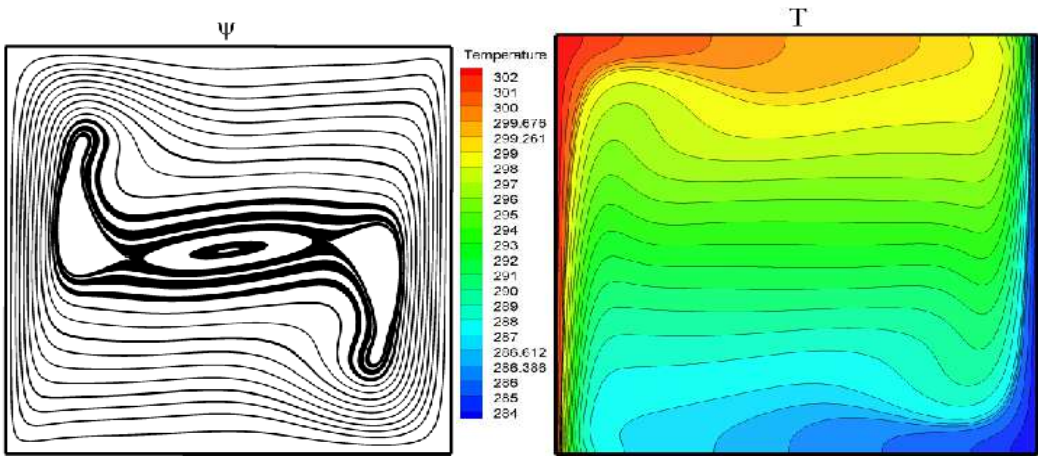


Figure 4.7 (a)les line de courant (à gauche) et isotherme (à droite)

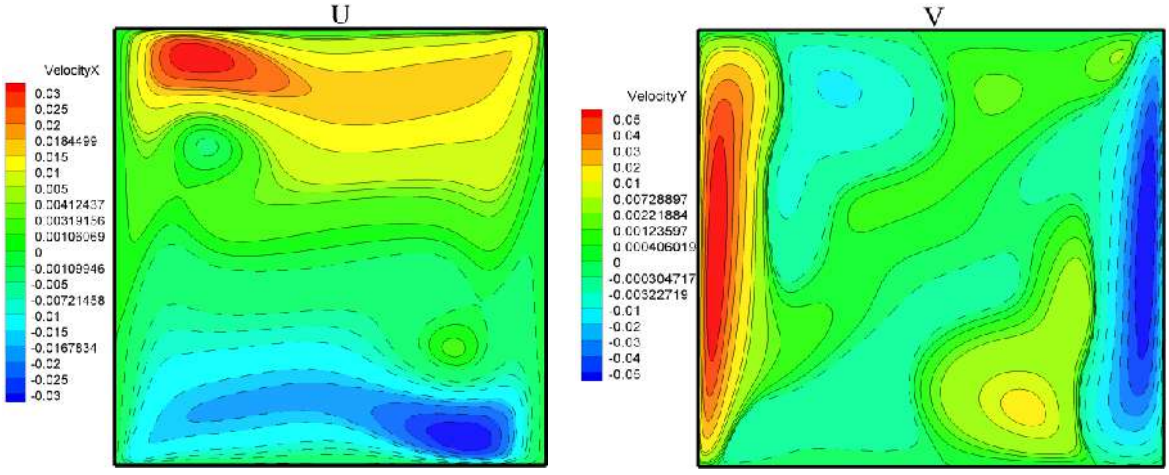


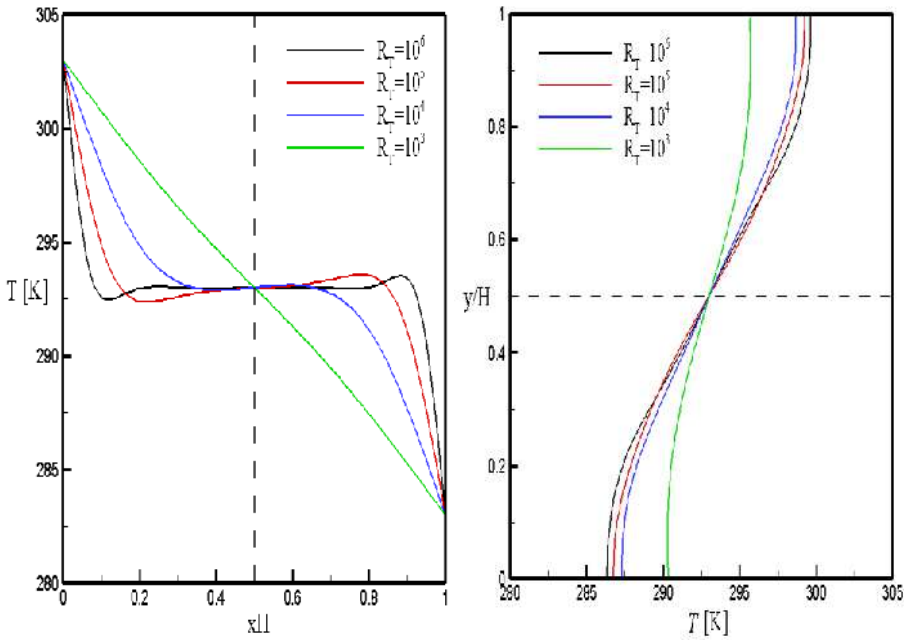
Figure 4.7(b): la vélocity U (à gauche) et vèlocity V (à droite)

Les figures (4.4(a)), (4.5(a)), (4.6(a)) et (4.7(a)) montrent les lignes de courant et les isothermes pour un nombre de Rayleigh variant de 10^4 jusqu'à 10^6. L'écoulement est monocellulaire représenté par un vortex tournant appelé vortex primaire au sens contraire d'une aiguille d'une montre. Ce phénomène est créé par le fait que le fluide à côté de la paroi chaude reçoit de la chaleur et devient plus léger et ascendant du fait de la poussée d'Archimède. Par contre à proximité de la paroi froide il se refroidie et devient plus lourd et descendant le long de cette paroi.

En ce qui concerne les isothermes, il s'avère que l'augmentation du nombre RaT entraine des variations significatives des isothermes. A RaT=10^3, les isothermes sont pratiquement verticales, évoluent avec RaT et deviennent quasi-horizontales à RaT=10^6. Egalement, les isothermes se resserrent de plus en plus au voisinage des parois verticales en augmentant le nombre RaT.

Les effets thermiques engendrent une cellule de convection dans la région centrale de la cavité. Pour les faibles valeurs de RaT, le mode de transfert de chaleur dominant est la conduction. L'augmentation de RaT intensifie le mouvement d'air en boucle dans la couche limite près des parois verticales.

La (figure 4.8) illustre les profils de températures à X=0.5 et à Y=0.5. Ces profils traduisent que le transfert de chaleur par conduction est largement dominant à RaT=10^3, nous remarquons que le transfert de chaleur par convection devient de plus en plus dominant et les profils de température deviennent horizontaux dans le centre de la cavité (figure 4.8 (a)). Les températures sont élevées à l'intérieur de la couche limite qui s'est développée à proximité de la paroi chaude et les faibles températures sont à l'intérieur de la couche limite qui s'est formée au niveau de la paroi froide.



A **b**

Figure 4. 8: Profils de température **T** pour différentes valeurs de **RaT**: (a) y=**0.5**, (b) **X**=**0.5**.

La (figure 4.9) présente les profils de la vitesse u tracé à Y=0.5. En passant de RaT=10^3 à RaT=10^4, les valeurs des vitesses u augmentent. Tandis que, pour RaT>10^4, elles diminuent progressivement dans toute la cavité.

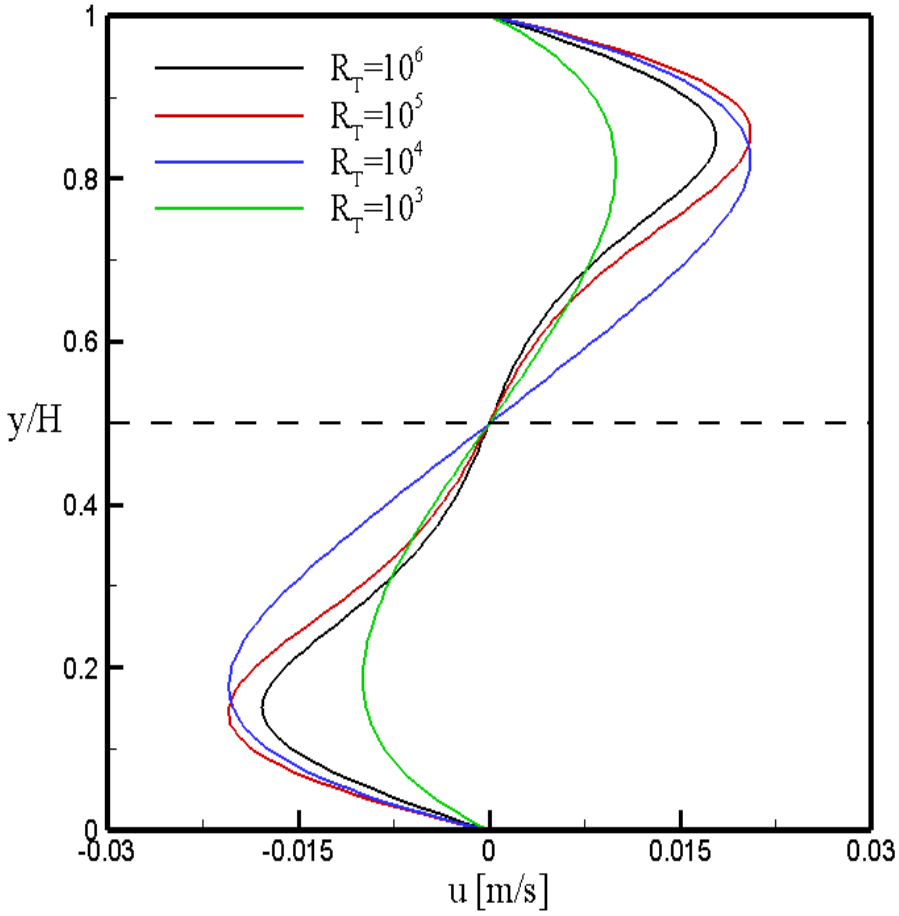


Figure 4.9: Profils de la vitesse u∗ pour différentes valeurs de RaT: (a) Y=0.5

La figure 4.10 montre les profils de la vitesse V tracé à Y=0.5 et à X=0.5. En variant RaT de 10^3 à 10^4, les valeurs de V augmentent. Cependant, pour RaT>10^4, V diminue progressivement au centre de la cavité, devient presque nulle à RaT=10^6 et augmente au niveau des couches limites.

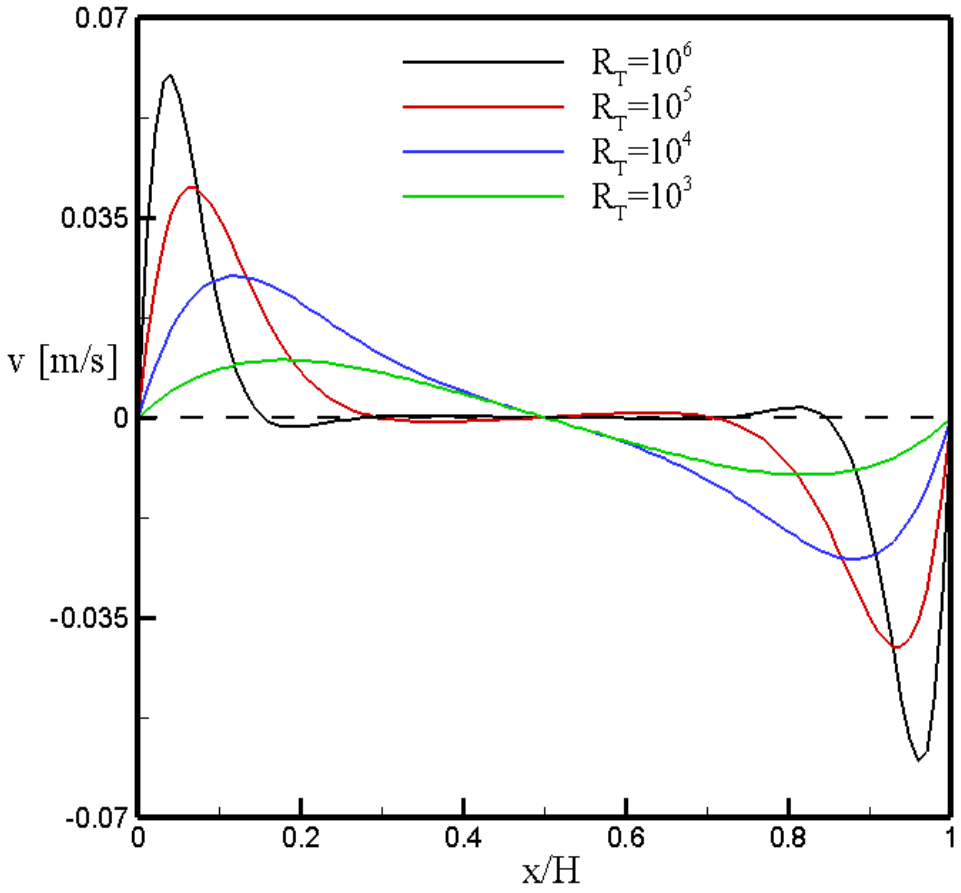


Figure 4.10: Profils de la vitesse v pour différentes valeurs de RaT: X=0.5.

Les observations tirées des profils de température et de vitesses montrent que lorsque la convection prend effet dans un domaine, des couches limites se développent près des parois. Le transfert de chaleur à travers ces couches limites ne se fait que par conduction et le noyau du tourbillon s'homogénéise pour tendre vers une température quasi constante. Les basses et hautes températures se trouvent à l'intérieur des couches limites le long des parois isothermes. L'épaisseur des couches limites dépend principalement de l'intensité de la convection i.e. de la valeur du nombre RaT. L'évolution des isothermes à l'intérieur de la cavité est conforme à la circulation du fluide révélée par les champs de vitesses. Il a été counstaté que les isothermes (figure 4.4) deviennent de plus en plus serrées au niveau des parois latérales à mesure que RaT augmente.

La (figure 4.11) illustre l'évolution du nombre de Nusselt local (Nu) calculé au niveau de la paroi chaude en fonction de la hauteur de la cavité, et ce pour différentes valeurs de RaT. Le nombre Nu est plus élevé près de la paroi horizontale inférieure (Y=0). Ceci se traduit par un taux de transfert de chaleur maximal à cause de l'air frais qui s'échauffe près de la paroi chaude. Par conséquent, sa densité diminue, il remonte à cause de la force d'Archimède et

modifie sa trajectoire au niveau de la paroi horizontale supérieure. A Y=1, le taux de transfert de chaleur est minimal en raison de l'air chaud, au niveau de la paroi horizontale supérieure, qui tend à se déplacer vers la paroi froide. Ceci implique de faibles valeurs de Nu.

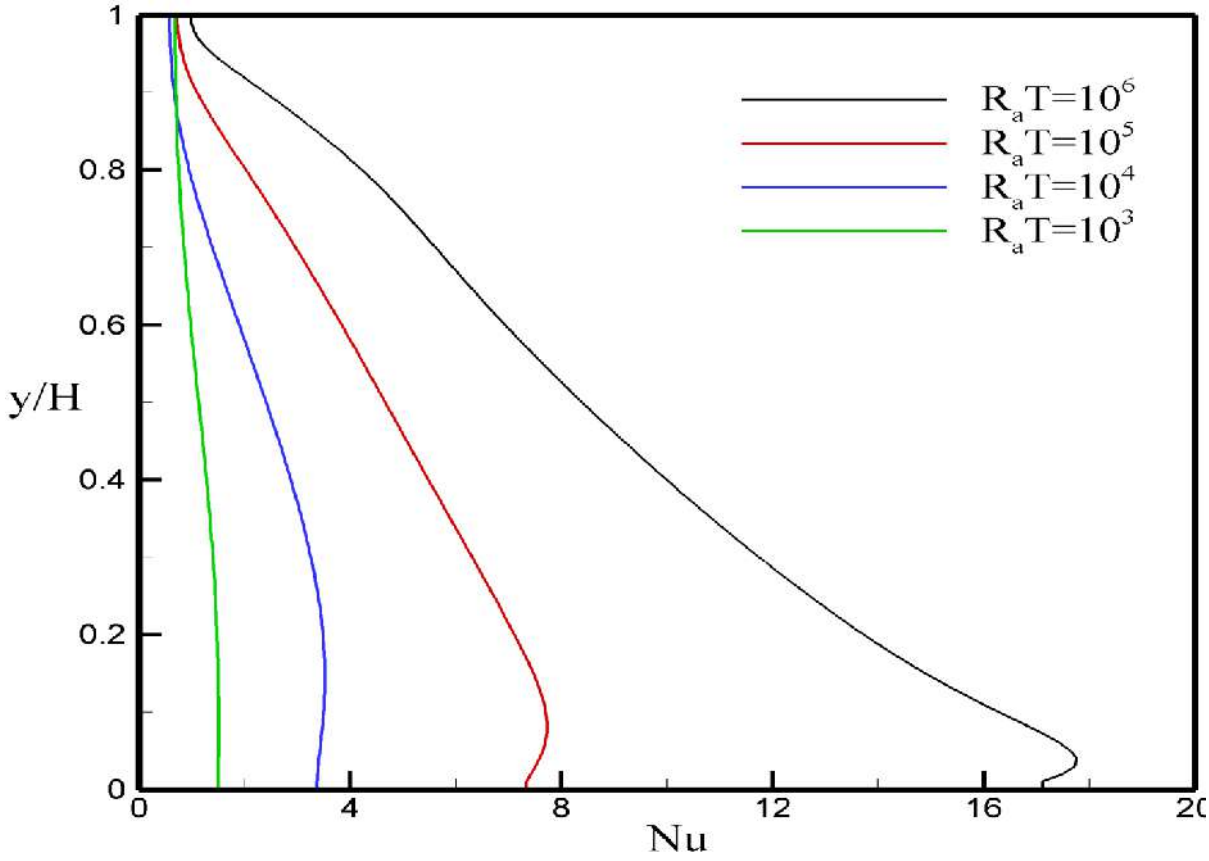


Figure 4.11: Evolution du nombre de Nu le long de la paroi chaude ;y/H.

L'évolution du nombre de Nusselt moyen ($N\bar{u}$) en fonction du nombre RaT est représentée sur la (figure 4.12) Nous observons que ce nombre augmente avec RaT. Notons que cette courbe permet de retrouver la corrélation proposée par Barakos et al. [9] et Markatos et Pericleous [6]. Celle-ci est donnée par la relation:

$Nu_{moy}= a\ Ra_T^{\ b}$

où a et b sont des constantes.

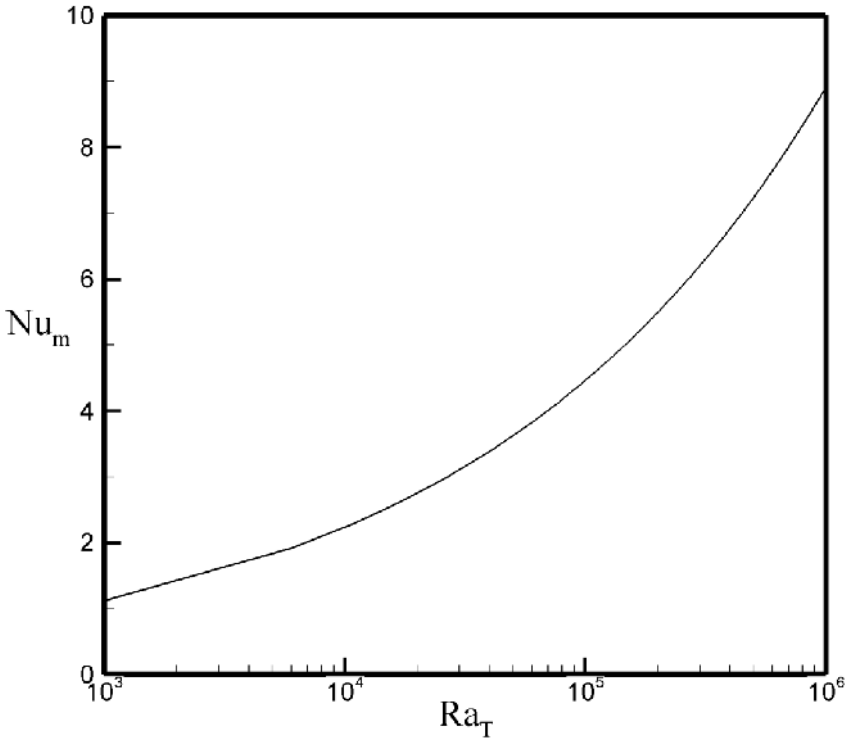


Figure 4.12: Evolution du nombre Nū en fonction de RaT.

Dans le **tableau 4.2** , nous présentons et comparons les valeurs des constantes a et b avec celles obtenues par Koufi [12] Barakos et al. [18] et Markatos et Pericleous [6]. Nous obtenons un bon accord.

Tableau 4.2: Comparaison des constantes a et b de la corrélation $\mathbf{Numoy=aRa_T^b(10^3\leq RaT\leq 10^6)}$.

	Présent Travail	Koufi [12]	Barakoset al. [18]	Markatos et Pericleous [6]
A	0.156	0.1345	0.142	0.143
B	0.303	0.3056	0.299	0.299

Tableaux 4.3 : les erreurs de Comparaison des constantes a et b de la corrélation $\mathbf{Numoy=aRa_T^b(10^3\leq RaT\leq 10^6)}$.

	Koufi	Barakos et al. [18]	Markatos et Pericleous [6]
A	15.98 %	8.97 %	9.09 %
B	0.85 %	1.33 %	1.33 %

IV-1-7-1-2**Lignes de courant dans les cavités carrées pour différents rapport de forme :**

Pour rapport de forme (L/H)=2

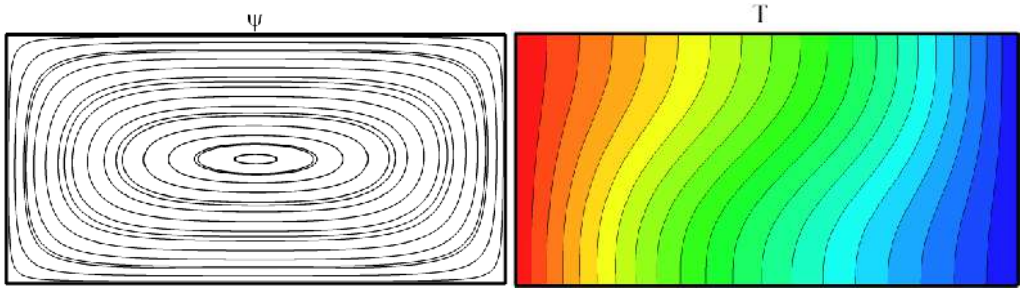


Figure 4.13 (a):les line de courant (à gauche) et isotherme (à droite)

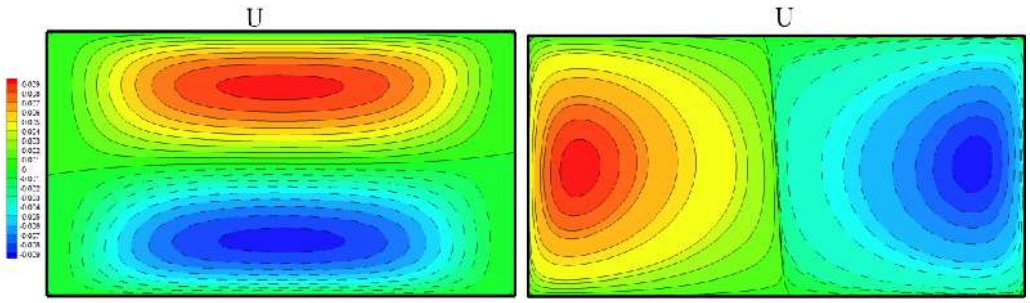
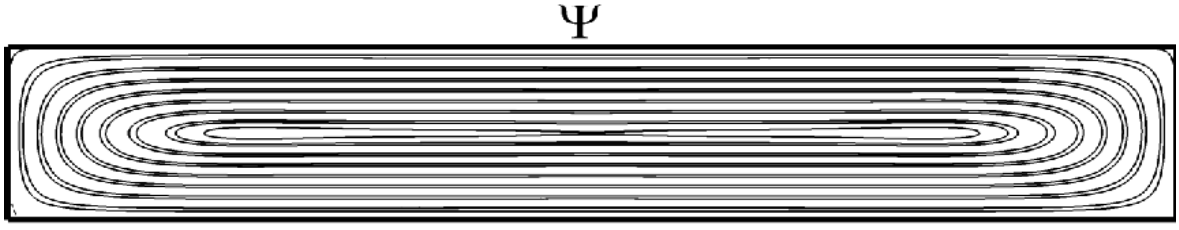


Figure 4.13(b):la vélocity U (à gauche) et vèlocity V (à droite)

Pour rapport de forme (L/H)=6



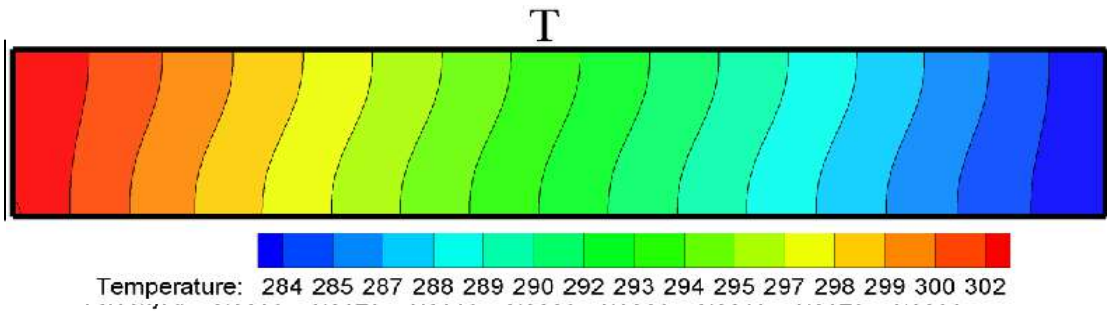


Figure 4.14 (a):les line de courant (supérieure) et isotherme (inferieure).

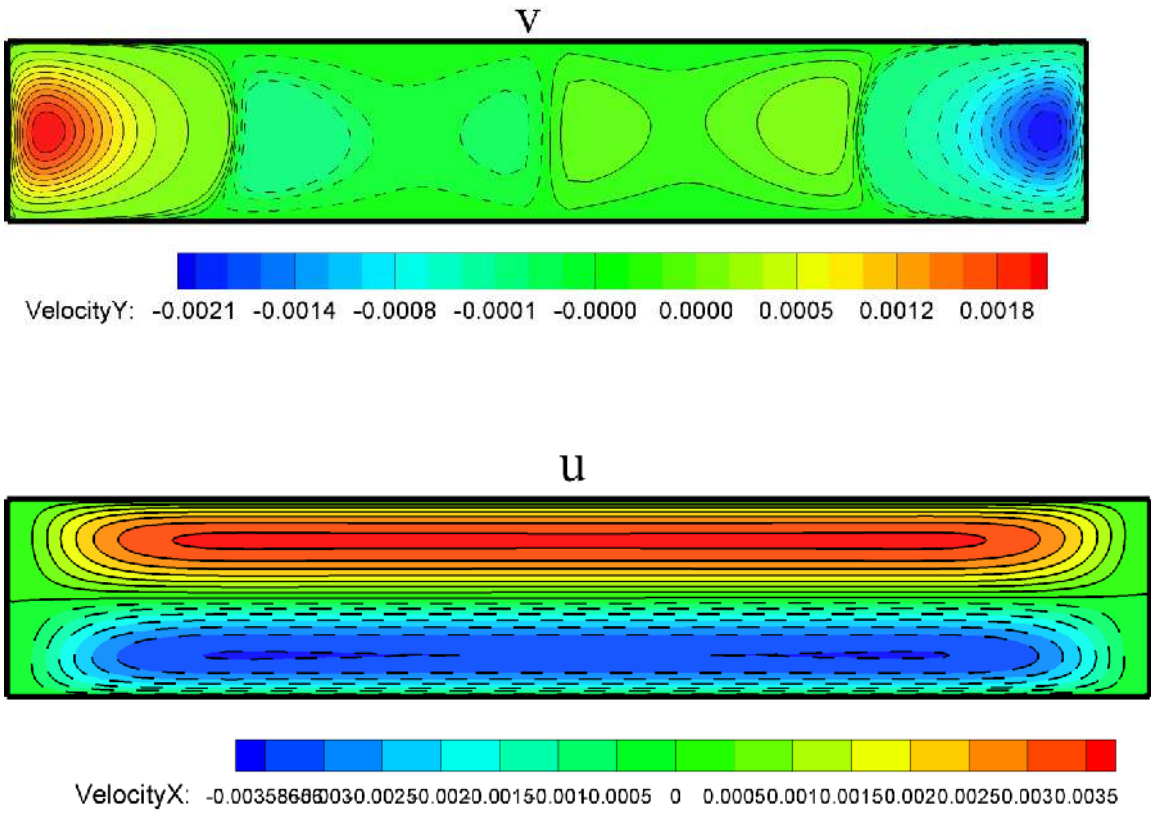
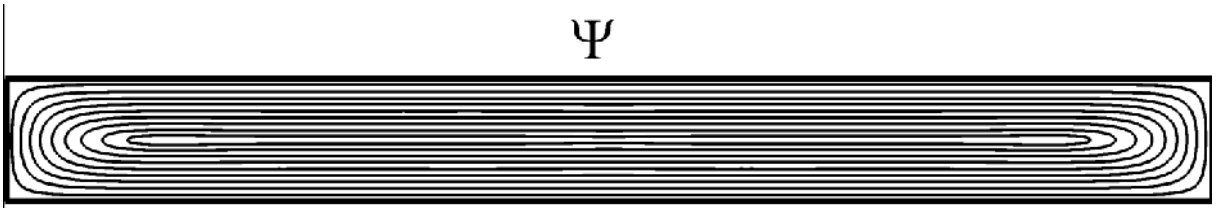


Figure 4.14(b):velocity V(supérieure) et la velocity U (inferieure)

Pour rapport de forme (L/H)=10



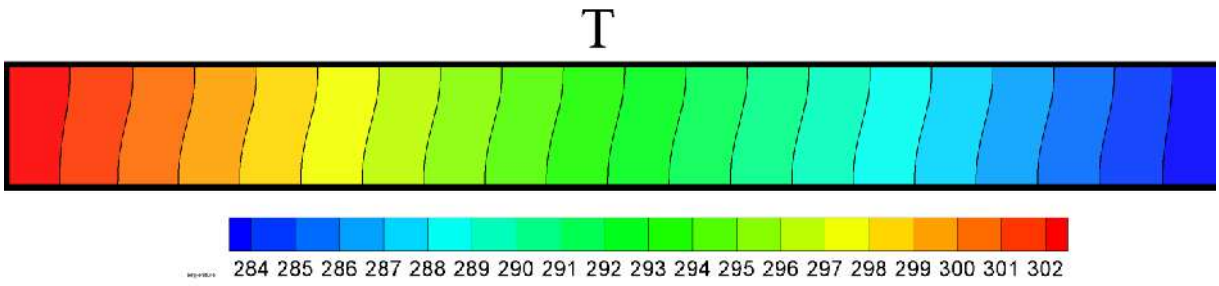


Figure 4.15 (a)les line de courant (supérieure) et isotherme (inferieure).

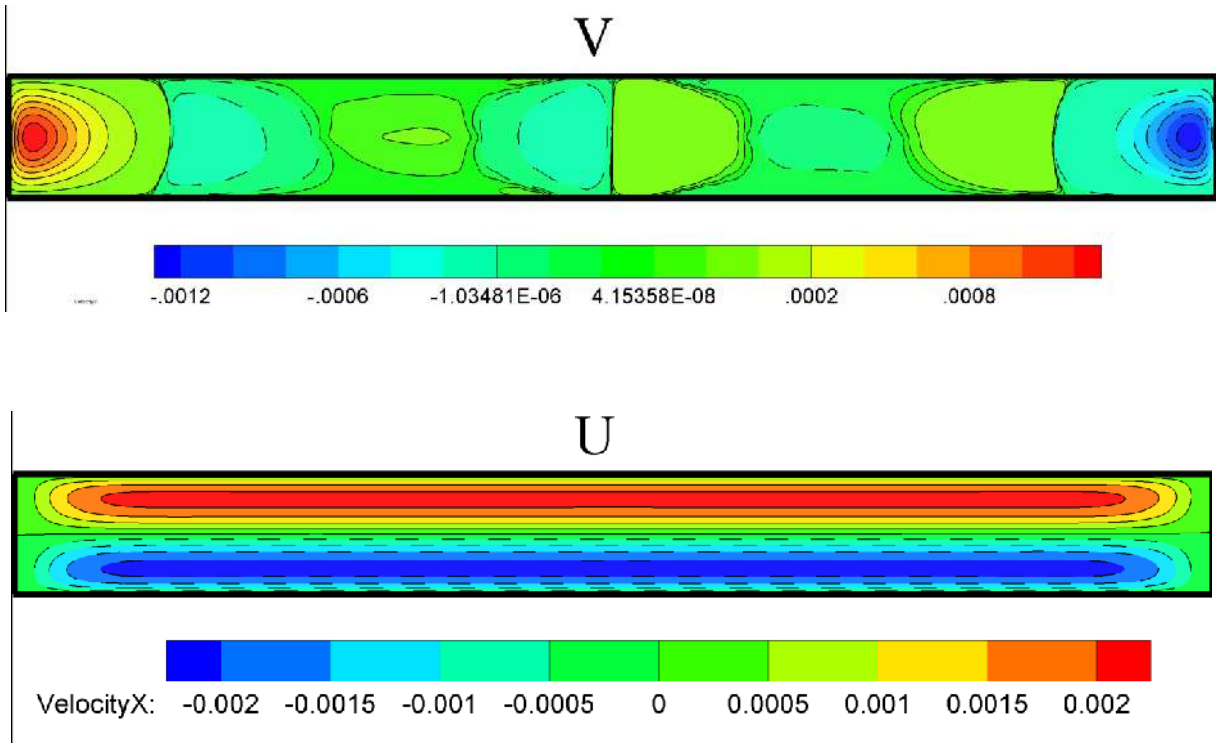


Figure 4.15(b):velocity V(supérieure) et la velocity U (inferieure).

Les figures (4.13 ;4.14 ;4.15(a)) représentent les isothermes, T, et les lignes de courant, Ψ, pour une valeur du nombre Rayleigh thermique $R_T=10^3$.

L'écoulement convectif est caractérisé par une circulation monocellulaire dans le sens anti-horaire. Pour la première fois, on a montré l'existence de l'écoulement parallèle dans un milieu fluide. Comme le montrent les figures (4.13 ; 4.14 ; 4.15(a)), on observe le

parallélisme évidant des lignes de courant et une stratification linéaire horizontale de la température. On peut obtenir des résultats aux grands nombres de Rayleigh.

A	Nu_{moyen}
1	1.11471
2	1.20598
4	1.10868
6	1.05851
8	1.03522
10	1.02188

Tableaux 4.4:Nusselt moyen en fonction du rapport de forme.

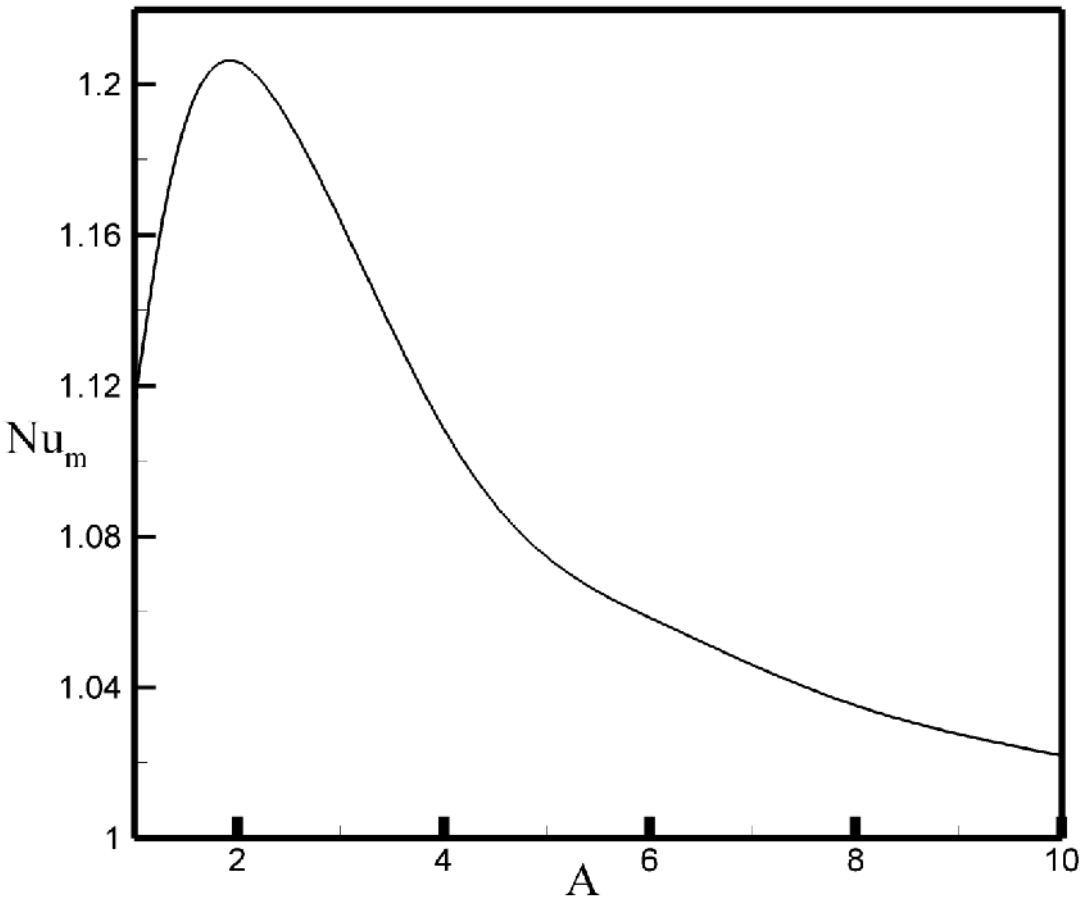


Figure 4.16: Evolution du nombre $N\bar{u}$ en fonction de A.

La Figure (4.16) représente **l'évolution** du nombre $N\bar{u}$ en fonction de A. On remarque l'augmentation du nombre de Nusselt jusqu'à une valeur de rapport d'aspect A=2. Au-delà de cette valeur, Nu moyen décroit pour des rapports de formes plus importantes.

IV-1-7-1-3Lignes de courant dans les cavités carrées inclinées :

Pour Θ=10°

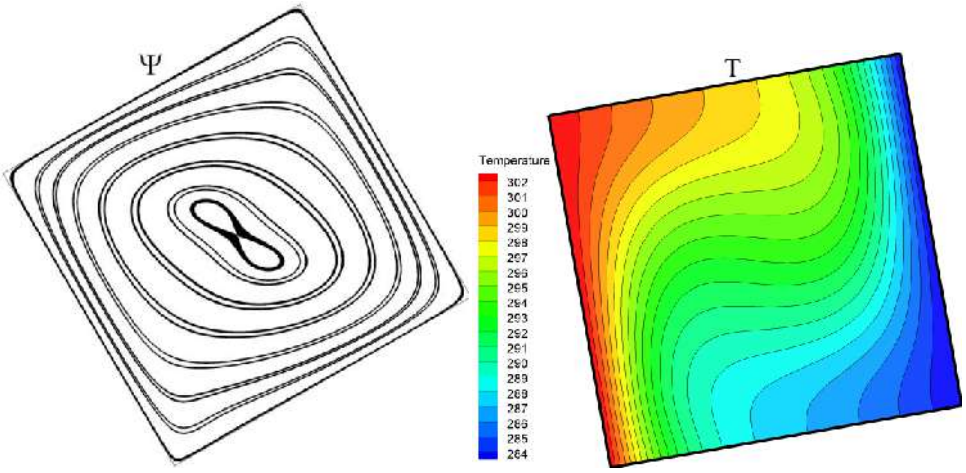


Figure 4.17 (a):les line de courant (droit) et isotherme (gauche).

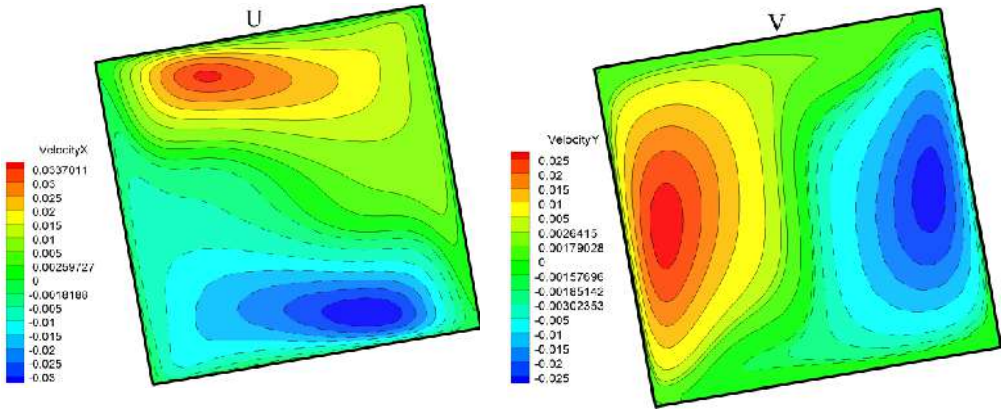


Figure 4.17(b):velocityU(droit) et la velocityV (gauche).

PourΘ=30°

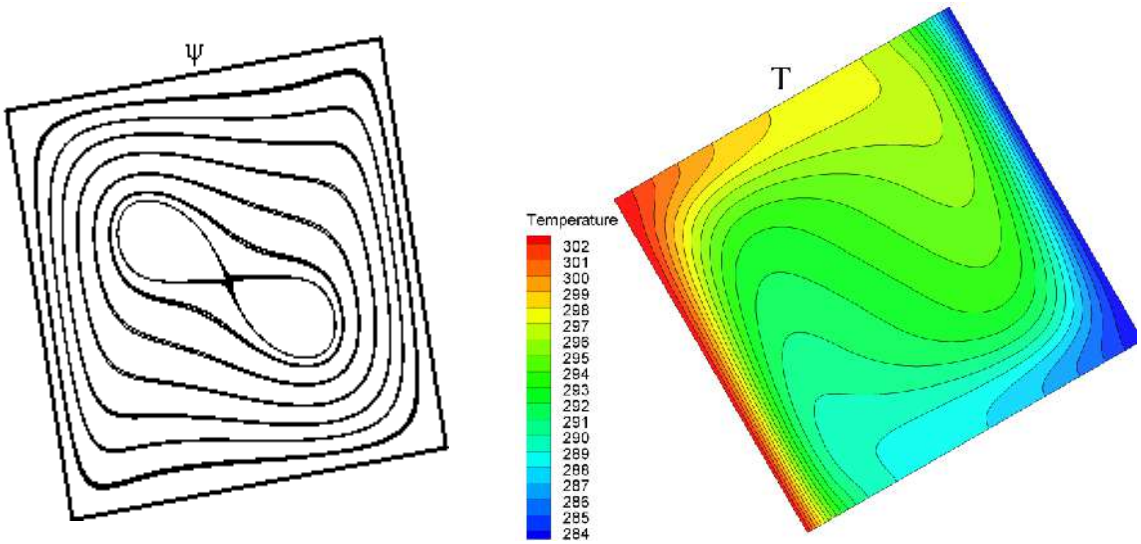


Figure 4.18 (a):champs de courant (droit) et isotherme (gauche).

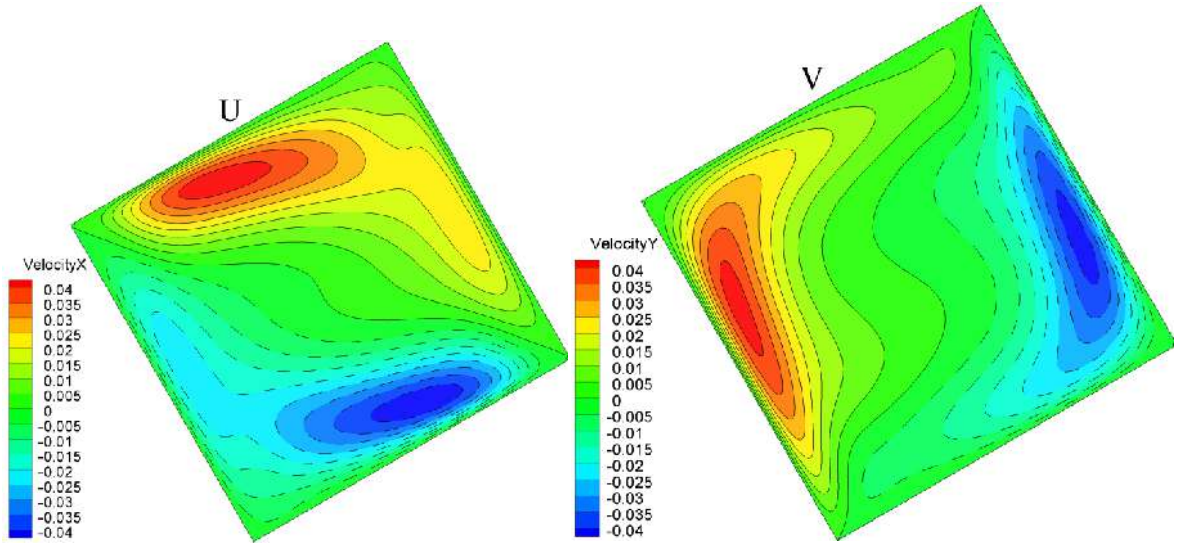


Figure 4.18(b):velocity U(droit) et la velocity V (gauche).

Pour Θ=60°

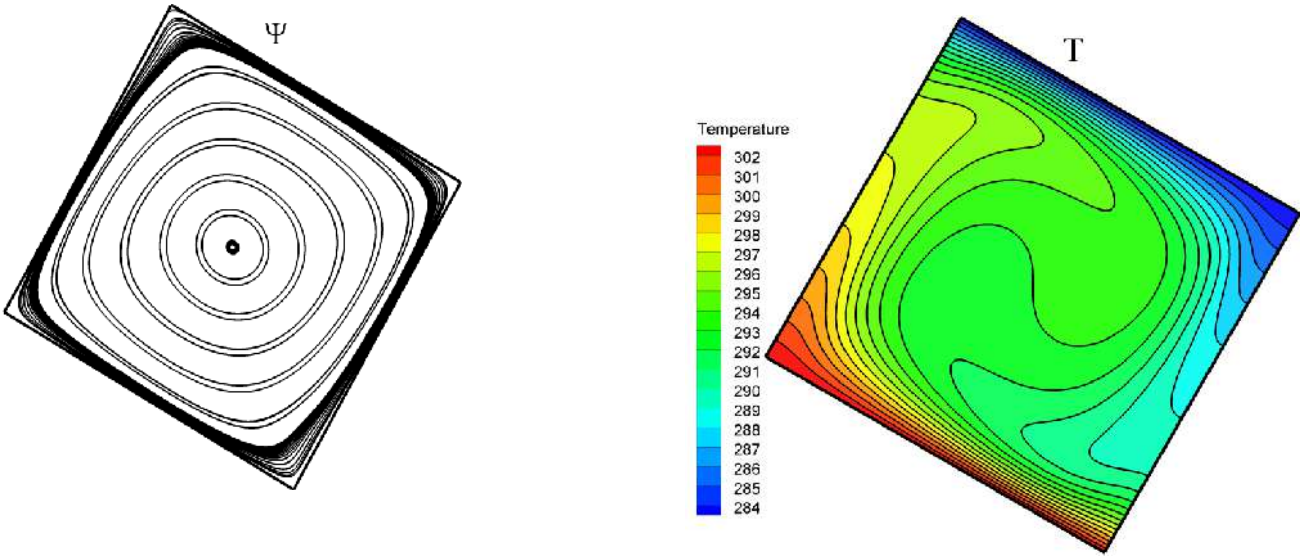


Figure 4.19 (a):les line de courant (droit) et isotherme (gauche).

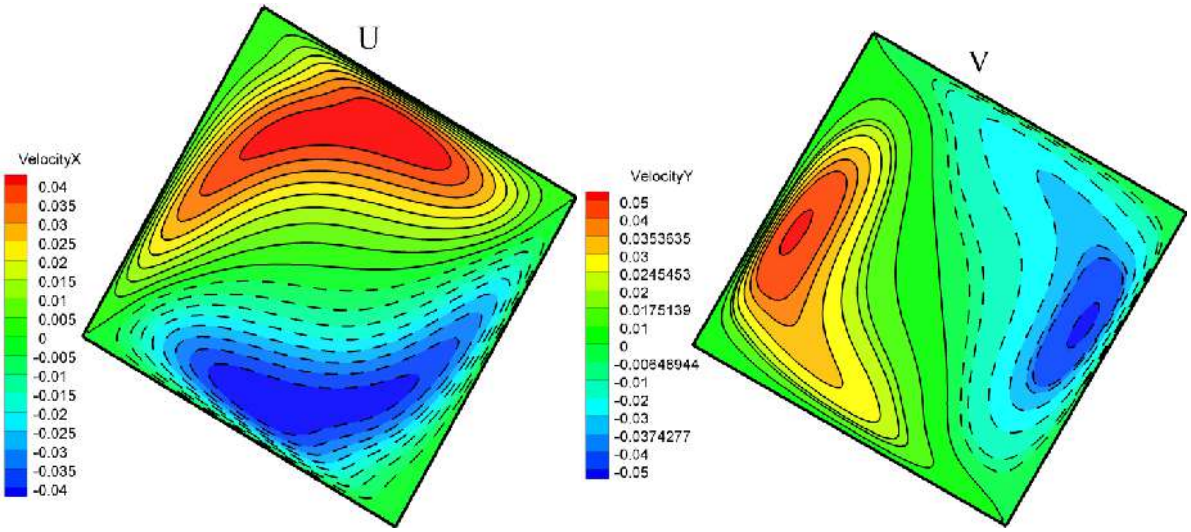


Figure 4.19(b):velocity U(droit) et la velocity V (gauche).

Pour Θ=90°

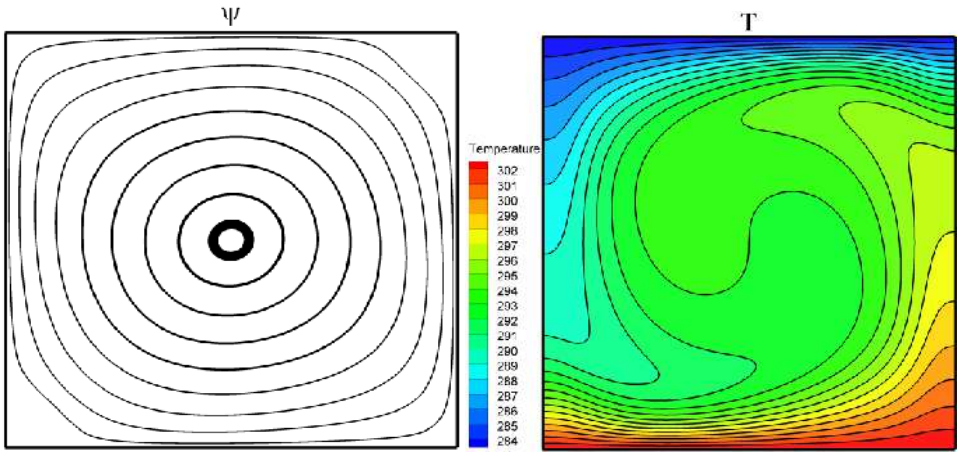


Figure 4.20 (a):les line de courant (droit) et isotherme (gauche).

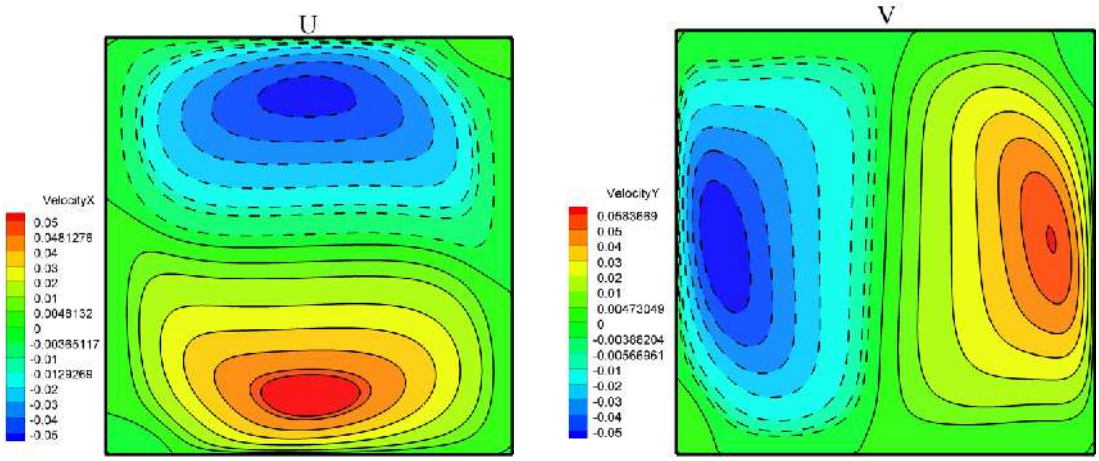


Figure 4.20(b):velocity U(droit) et la velocity V (gauche).

Dans lesFigures ((4.17 ; 4.18 ; 4.19 ; 4.20) (gauche)), nous avons représenté l'évolution des isothermes pour le plan (x-y).Pour le cas incliné θ=10°,30°, 60°,90°et A=1 et Ra=10^5, les isothermes qui sont au cœur de la cavité sont presque parallèles aux parois verticales (actives), ceci indique que, pour ce cas, le transfert thermique est pratiquement conductif.

Dès que, A dépasse la valeur 1, nous observons à nouveau une distorsion des isothermes. L'incurvation des isothermes de vient de plus en plus prononcée à mesure que A augmente ; ce qui indique une intensification du transfert de chaleur avec l'apparition de couches limites thermiques.

Sur les Figures ((4.17 ; 4.18 ; 4.19 ; 4.20)(b),la représentation des champs de vitesses dans le plan(x,y) pour différents angles d'inclinaison de la cavité permet de voir et de comprendre les caractéristiques du phénomène de la convection naturelle. On remarque qu'avec l'augmentation de l'angle d'inclinaison, l'effet des poussées d'Archimède devient moins important et le gradient de vitesse diminue près des parois verticales, c'est ce qu'on peut observer sur la structure de l'écoulement.

Tableaux 4.5 : représenter Nusselt moyen on fonction de Θ.

Téta	$Nu_{moyanne}$
0	4.51666
10	5.11367
20	4.70351
30	4.61063
40	4.5545
50	4.49368
60	4.43204
80	4.14454
90	3.90704

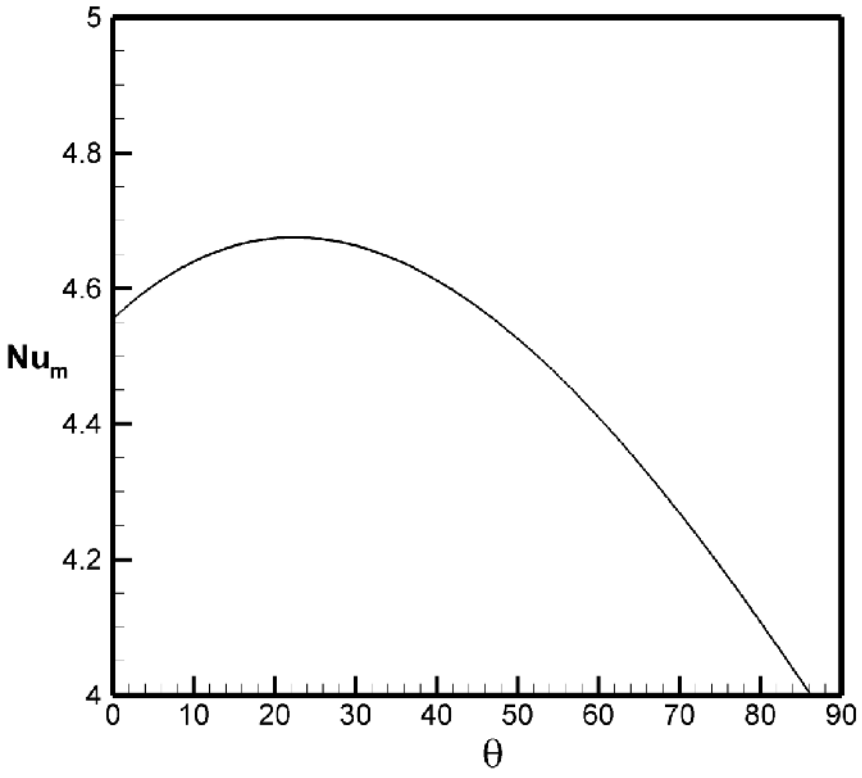


Figure 4.21: Evolution du nombre Nū en fonction de Θ.

Partie II : Cas de milieu poreux :

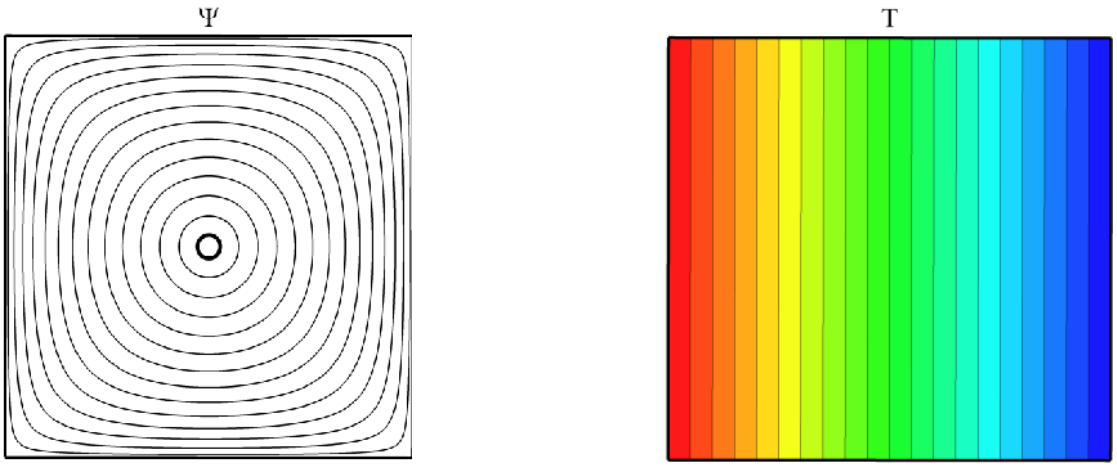


Figure 4.21 (a):les line de courant (droit) et température (gauche).

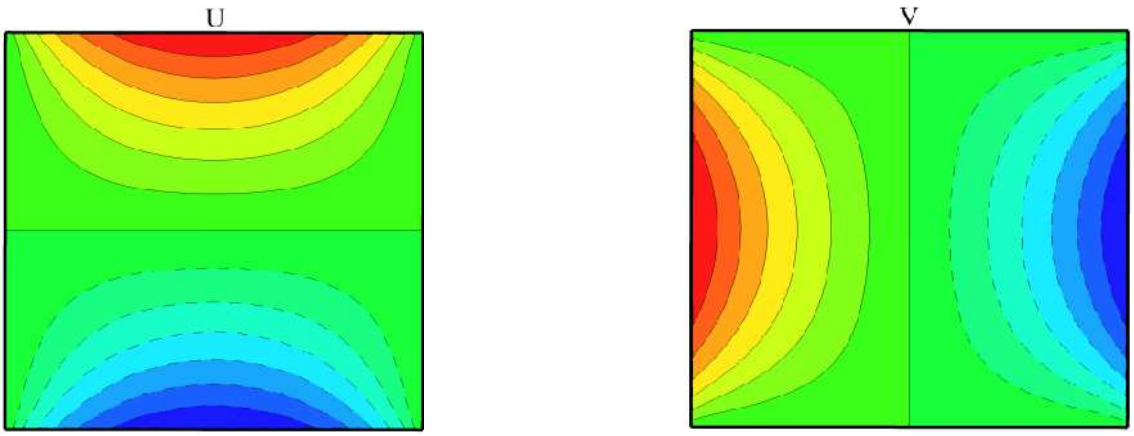


Figure 4.22 (b):velocity U(droit) et la velocity V (gauche).

La comparaison des résultats analytiques et numériques sont obtenus pour les des conditions suivantes : R_T=100, A=1.

La figure (4.21(a)) représente les lignes de courant (Ψ) et les isothermes (T) pour une valeur de paramètre de contrôle représenté par le nombre de Rayleigh thermique R_T=10^5. Une circulation dans le sens anti-horaire apparait. La figure (4.21(a)) illustre clairement la

caractéristique et la validité de l'écoulement parallèle dans une cavité allongée, à savoir le parallélisme des lignes de courant et une stratification linéaire horizontale de la température.

Cas de régime transitoire :

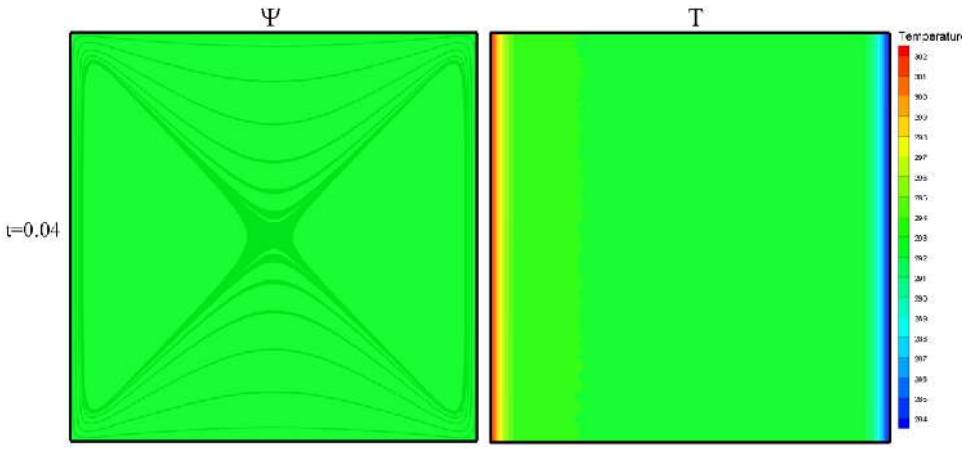


Figure 4.24 (a):les line de courant (droite) et isotherme (gauche).

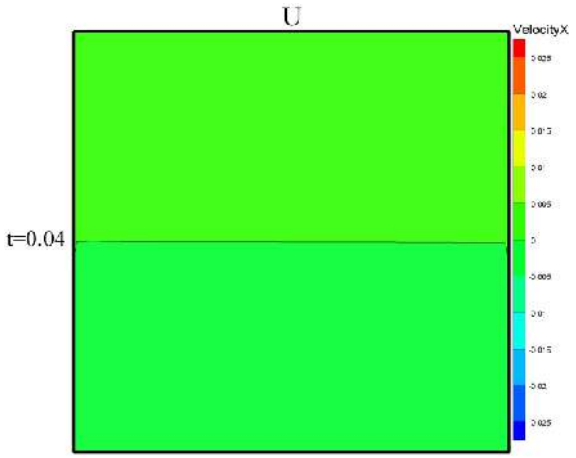


Figure 4.24 (b):velocity U

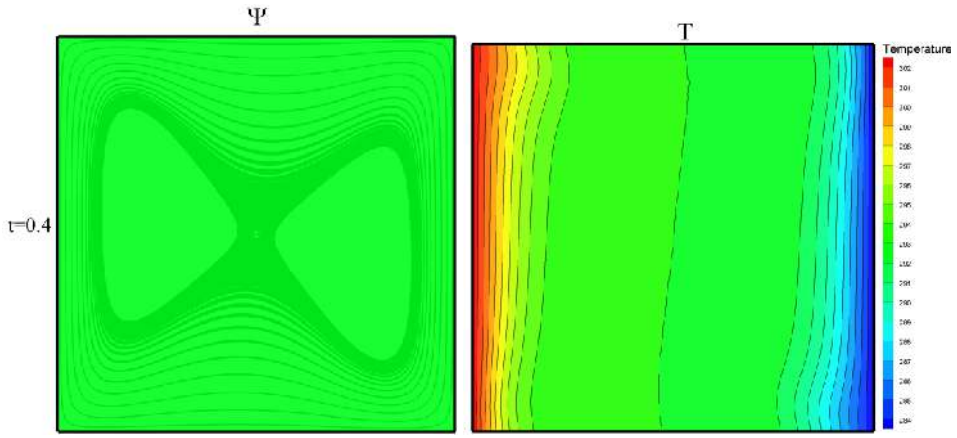


Figure 4.25 (a):les line de courant (droite) et isoutherme (gauche).

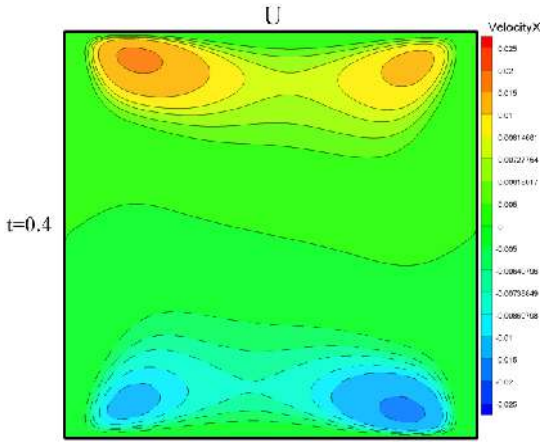


Figure 4.25 (b):velocity U

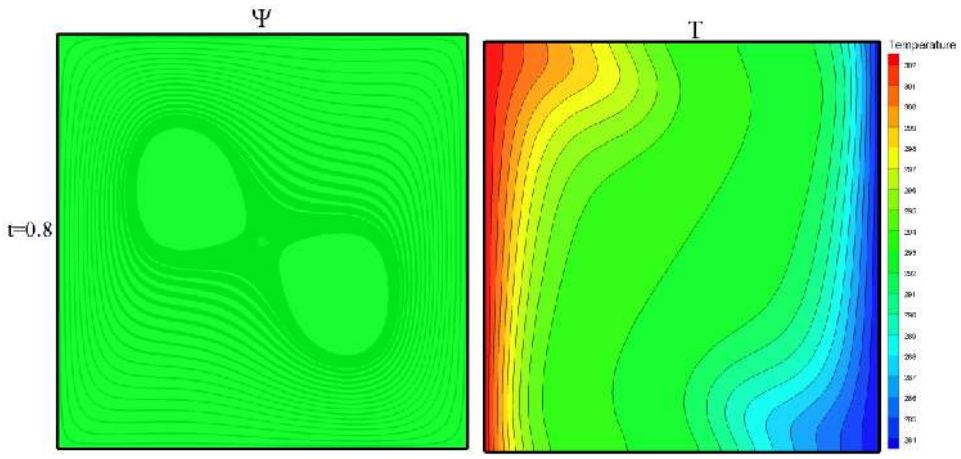


Figure 4.26 (a)les line de courant (droite) isotherme (gauche).

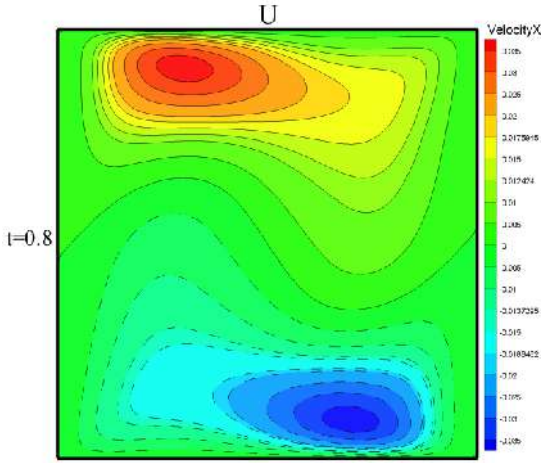


Figure 4.26 (b):velocity U

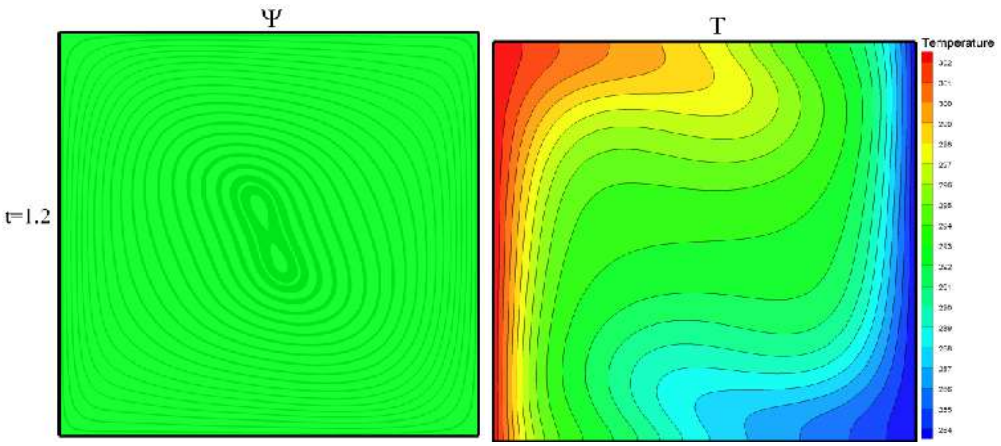


Figure 4.27 (a):les line de courant (droite) et isotherme (gauche)

.

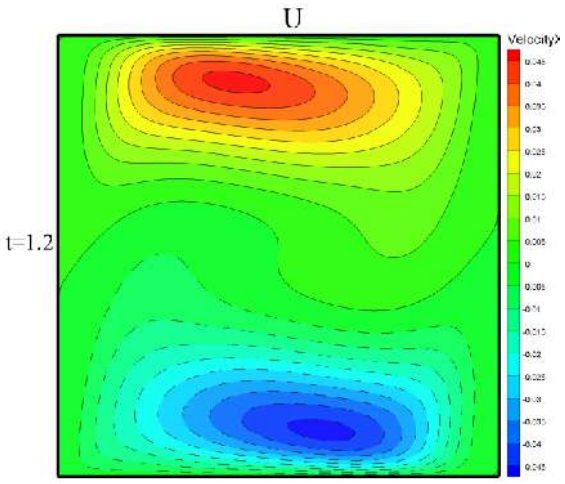


Figure 4.27 (b):velocity U

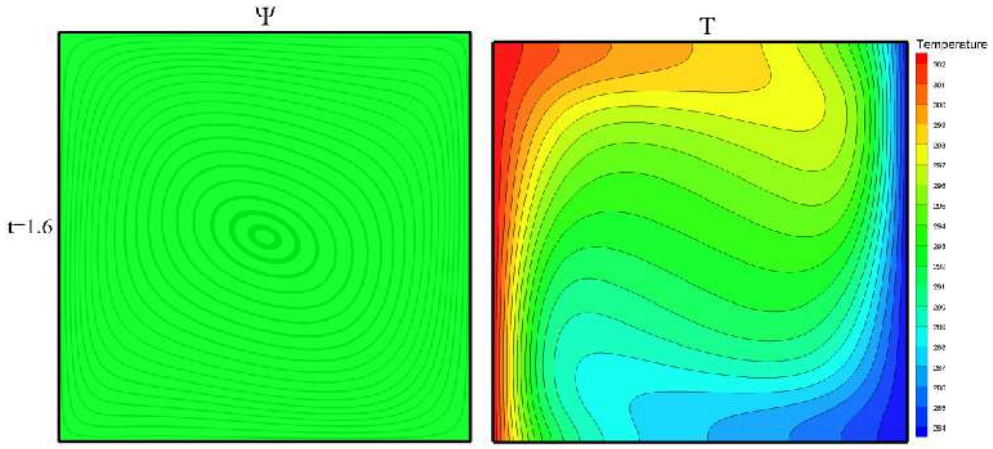


Figure 4.28 (a):les line de courant (droite) et isotherme (gauche).

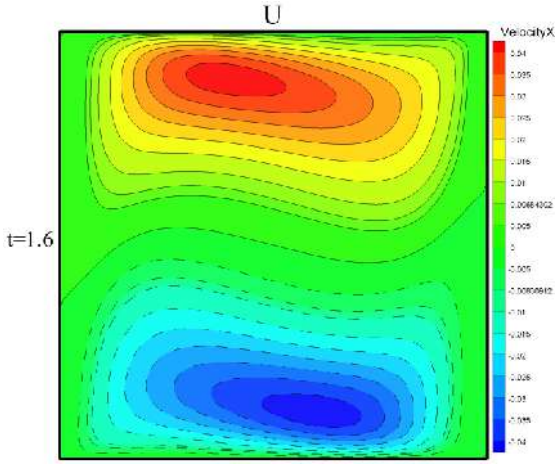


Figure 4.28 (b):velocity U

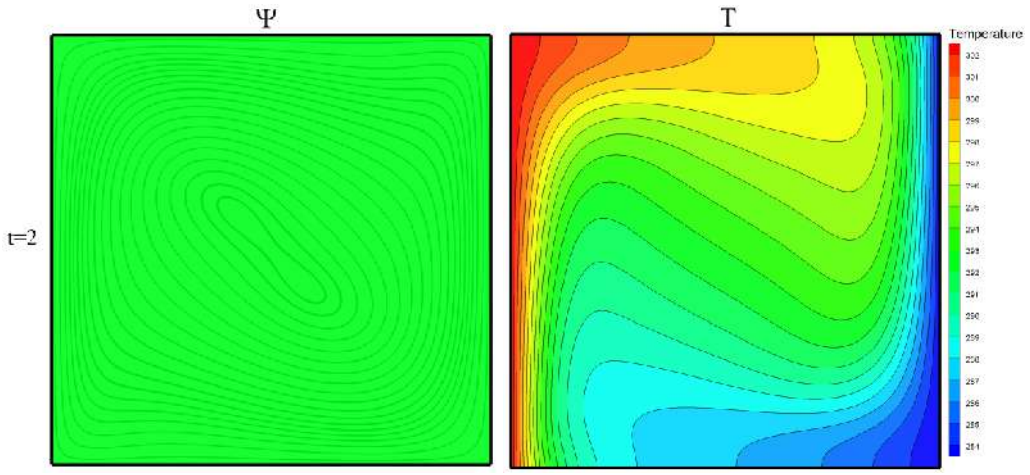


Figure 4.29 (a):les line de courant (droite) et isotherme (gauche).

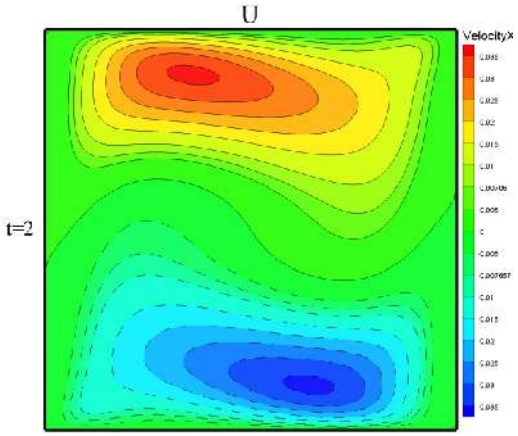


Figure 4.29 (b):velocity U

Nous remarquons que le transfert de chaleur augmente en fonction du temps. En outre, pour les faibles valeurs de RaT, l'écoulement présente une seule structure (monocellulaire) qui tourne dans le sens horaire. Cette recirculation est créée par la différence de densité du fluide au voisinage de la paroi chaude. En effet, l'air reçoit de la chaleur et devient plus léger et ascendant le long de cette paroi.

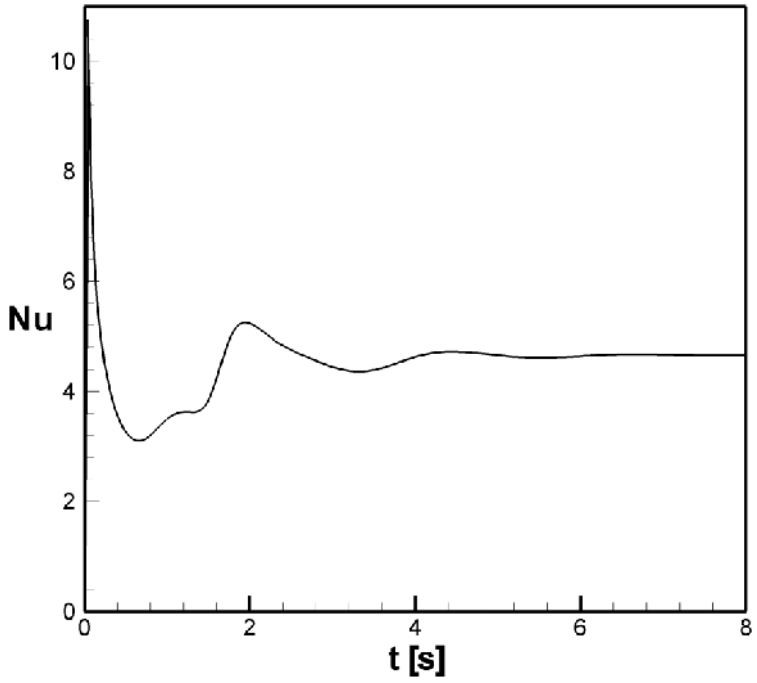


Figure 4.30: Evolution du nombre Nū en fonction de temps.

. La figure 4.30 représente l'évolution temporaire du nombre de Nusselt local dans le point des coordonnées (x=0, y= 0.01815, z=0.00025) en fonction de temps on constate sur la figure que la solution et commence a converge dans le temps t≥6.

Conclusion Générale

Dans le cadre de notre travail, nous avons réalisé une simulation numériquebidimensionnelle des écoulements de convection naturelle dans des cavités fermées,remplie d'air (Pr=0.71) pour un nombre de Rayleigh Ra=10^3 et 10^5. Les parois horizontales de l'enceinte sont adiabatiques et imperméables par contre les parois verticales sont soumises à des flux de chaleur constants.

Le système d'équations gouvernant le problème a été résolu numériquement par le code de calcul ANSYSCFX.

La mise sous forme adimensionnelle des équations gouvernantes fait apparaître des paramètres de contrôle, à savoir ; les nombres de Rayleigh (Ra), le nombre de Prandtl etle rapport de forme de la cavité et l'angle d'inclinaison de la cavité, dont nous avonsexaminé leurs influences sur la structure dynamique et thermique de l'écoulement, ainsique sur le flux de chaleur convectif.

La gamme de variation du nombre de Rayleigh pour laquelle nous avons simulé l'écoulement du fluide est de [10^3, 10^5] où nous avons varié la valeur de l'angled'inclinaison de 0° à 90°. Concernant le rapport de forme horizontal, nous avons étudié l'influence de ce paramètre pour six valeurs (1, 2, 4, 6,8et 10).

L'étude de l'influence du rapport de forme pour un nombre de Rayleigh égal àRa=10^3**,** a montré une variété de résultats ; l'étude révèle que l'influence du rapport deforme horizontal sur la structure de l'écoulement ainsi que sur le transfert thermique est considérable.

Une corrélation entre le nombre de Nusselt moyen et le nombre de Rayleigh a été déterminée.

Références général

[1] De Vahl Davis G., (1960), laminar natural convection in an en closed rectangulair cavity, Int. J. Heat Mass Transfer, vol.ll, pp.l675-1693.

[2] De Vahl Davis G., Kettleborough C.F., (1968) Natural Convection in an Enclosed Rectangular Cavity, Trans. I. E. Aust., MC1, pp. 43-49.

[3] THORPE,S.A.,HUTT,P.K.AND SOULSBY,R.(1969).the effect of of horizontal gradients on .j.fluide machines convection .J.FLUIDE MECHANICES,38,374-400.

[4] M.J. Stewart and F Weinberg, Fluid flow in liquid metals I.
Theoretical analysis", J. Crystal Growth, 12, 217-227 (1972).

[5] M.J. Stewart and F.Weinberg, "Fluid flow in liquid metals II.
Experimental observations", J . Crystal Growth , 12, 228-238 (1972).

[6] De Vahl Davis G., (1983), Natural convection of air in a square cavity. A benchmark numerical solution, Int. J. Numer. Methods Fluids, 3, pp. 249-264.

[7] J.K Platten A.Bejan , Convection Heat Transfer ,John Wiley et Sons et J.C. Legros , conservation in Liquids,Springer-Verlag,1984 .

[8] Markatos N.C., Pericleous K.A., (1984), Laminar and turbulent natural convection in an enclosed cavity, Int. J. Heat Mass Transfer, 27, pp. 755-772

[9] Inaba H., (1984), Experimental study of natural convection in an inclined air layer. Int. J. Heat Mass Transfer. Vol. 27. No. 8, 1127.

[10] Markatos N. C., Pericleous K. A., Laminar and turbulent natural convection in an enclosed cavity, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 27, pp. 755-772, 1984.

[11] Patankar S. V., Spalding D. B., A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three dimensional parabolic flows, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 15, pp. 1787-1806, 1972.

[12] De Vahl Davis G., Natural convection of air in a square cavity, a bench-mark numerical solution, Int. J. Num. Methods in Fluids, Vol. 3, pp. 249-264, 1983.

[13] R. Viskanta, D.M. Kim and C. Gau, "Three-dimensionalnatural convection heat transfer of a liquid metal in a cavity", Int. J.Heat Mass Transfer, 29, 475-485 (1986).

[14] KNOBLOCH, End .MOORE,D.R.(1988)linear stability of Experimentalsoret convection .physical Revienw A,37,860-870

[15] Hamady F. J., Lloyd J. R., H. Q. Yang H. Q., K. T. Yang K. T., Study of local natural convection heat transfer in an inclined enclosure, Int. J. Heat Mass Transfer. Vol. 32, pp. 1697-1708, 1989.

[16] Hanks R.A.W.M., (1990), Natural convection boundary layers, Ph. D. thesis, Delft University of Technology, The Netherlands.

[17] MOORE , D.R, WISS, N. O. et WILKINS,J,M.(1991).asymmetric oscillations in, therosolutale convection .J.fluide Mechanics ,233,561-585.

[18] R.A.Kuyper , C.J.Hoogendoorn and R.A.W.M. Henkes, "numerical study of laminar and turbulent natural convection in an inclined square cavity", IntJ.Heat MassTransfer.vol.36, N011, pp.2899-2911, **1993.**

[19] Barakos G., Mitsoulis E., Assimacopoulos D., Natural convection flow in a square cavity revised: Laminar and turbulent models with wall functions. Int. J. Num. Méthodes in Fluides, Vol. 18, pp. 695-719, 1994. Université d'Artois ,Ecole des hautes Etudes d'Ingénieur ,Laboratoire Génie Civil et géo-Environnement (EA 4515) .Ecole Doctorale Sciences pour l'Ingénieur – Université Lille Nord de France (EDSPI-72) .

THESE : Pour obtenir le grade de Docteur de l'Université d'Artois.

Présentée et soutenue publiquement Par Lounes KOUFI (15 décembre 2015) Simulation thermo-aéraulique de la ventilation et du transport de polluants dans des cavités: Application à la qualité de l'air intérieur et au confort thermique. Thermal and airflow simulation of ventilation and transport of pollutants in cavities: Application to indoor air quality and thermal comfort.

[20] De Vahl Davis G., Laminar natural Convection in an Enclosed Rectangular Cavity, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 11, pp. 1675-1693, 1968.

[22] Fusegi T., Hyun J. M., Kuwahara K., Farouk B., A numerical study of three-dimensional natural convection in a differentially heated cubical enclosure, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 34, pp. 1543-1557, 1991.

Université d'Artois , Ecole des hautes Etudes d'Ingénieur ,Laboratoire Génie Civil et géo-Environnement (EA 4515) .Ecole Doctorale Sciences pour l'Ingénieur – Université Lille Nord de France (EDSPI-72) .

THESE :Pour obtenir le grade de Docteur de l'Université d'Artois

Présentée et soutenue publiquement Par Lounes KOUFI (15 décembre 2015) Simulation thermo-aéraulique de la ventilation et du transport de polluants dans des cavités: Application à la qualité de l'air intérieur et au confort thermique. Thermal and

airflow simulation of ventilation and transport of pollutants in cavities: Application to indoor air quality and thermal comfort.

[24] Peng et Davidson (1999)"simulation numérique de la convection naturelle et la génération de l'entropie dans les cavité " thèse doctorat en sciences –université des sciences et de la technologie d'Oran MOHAMED BOUDIAF ,Présentée par MORSLI SOUAD 2015

[25] KallaL.,"Convection naturelle au sein d'une couche horizontale poreuse soumis à des flux de chaleur uniforme", Thèse de Maîtrise Es sciences Appliquées (1999).

[26] Weisman C., Quere P, Firdaouss M.,"Surune solution exacte de la convection naturelle en cavité partiellement remplie d'un milieu poreux",C. R. Acad. Sci. Paris, t.327, Série ll b,p.235-240 (1999) Mécanique des fluide/Fluide mechanics.

[28] Tian Y. S., Karayiannis T. G., Low turbulence natural convection in an air filled square cavity; Part I: thermal and fluid flow fields, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 43, pp. 849-866, 2000.

[29] Tian Y. S., Karayiannis T. G., Low turbulence natural convection in an air filled square Cavity, Part II: the turbulence quantities, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 43, pp. 867-884, 2000.

[30] Weisman C., Calsyn L., Dubois C., Le Quéré P., Sur la nature de la transition à l'instationnaire d'un écoulement de convection naturelle en cavité différentiellement chauffée à grands écarts de température, C. R. Acad. Sci. Paris, t. 329, Série II b, pp. 343–350, 2001.

[31] Weisman C., Calsyn L., Dubois C., Le Quéré P., (2001), Sur la nature de la transition à l'instationnaire d'un écoulement de convection naturelle en cavité chauffée à grands écarts de température, C. R. Acad. Sci. Paris, t.329, Série II b, pp. 343–350

[32] A.C.Baytas, A.Liaqat, T.Grosan et I.Pop.(2001) «Conjugate natural convection in a square porous cavity». J. Heat and Mass transfer 37 .

[33] Al-Bahi A.M., Radhwan A.M., Zaki G.M.,(2002), Laminar natural convection from an isoflux discrete heater in a vertical cavity, The Arabian Journal for Science and Engineering, 27, Number 2C

[34] Prodip Kumar Das Shohel Mahmud, (2003), Numerical Investigation of Natural Convection inside a Wavy Enclosure, International Journal of Thermal Sciences, vol. 42, pp. 397 –406.

[35] Molla M., Hossain M.A., Yao S., (2004), Natural convection flow along a vertical wavy surface with uniform surface temperature in presence of heat generation/absorption, Int. Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 43, pp. 157-163

[36] H. Wang .M.S .Hamed,(2005)Flow mode-transition of natural convection in inclined rectangular enclosures subjected to bidirectional temperature gradients, International Journal of Thermal Sciences 45 (2006) 782–795**.**

[37] Nawaf H. Saeid.(2007)«Conjugate natural convection in a porous enclosure: effect of conduction in one of the vertical walls».Int.J. Ther. Sci46 531–539

[38] A. Baıri, N. Laraqi, J.M. Garcıa de Marıa **, (2007)**Numerical and experimental study of natural convection in tilted parallelepipedic cavities for large Rayleigh numbers.Experimental Thermal and Fluid Science 31 309–3247

[39] Ben Cheikh N., Ben Beya B., Lili T., Natural convection flow in a tall enclosure using a multi-grid method, C. R. Mecanique, Vol 335, pp. 113–118, 2007.

[40] Huei Chen T., Chen, L.Y., Study of buoyancy-induced flows subjected to partially heated sources on the left and bottom walls in a square enclosure, International Journal of Thermal Sciences, Vol. 46, pp. 1219-1231, 2007.

[41] Corvaro, F. and Paroncini, M. (2008) : A numerical and experimental analysis on the natural convective heat transfer of a small heating strip located on the floor of asquarecavity,Applied Thermal Engineering, vol. 28, pp. 25-35.

[42] A. Baıri (2008), Nusselt–Rayleigh correlations for design of industrial elements:Experimental and numerical investigation of natural convection in tilted square air filled enclosures, Energy Conversion and Management 49 - 771–782.

[43] Bilgen E., Balkaya A., (2008), Natural convection on discrete heaters in a square enclosure with ventilation ports, Int. J. of Heat and Fluid Flow,29, pp. 1182-1189.

[44] Kandaswamy P., Nithyadevi N., Ng C.O. (2008), Natural convection in enclosures with partially thermally active side walls containing internal heat sources, Physics of Fluids, vol. 20, pp. 1063-1834.

[45] Brahim Ben Beya ,Taieb Lili,(2009) Transient natural convection in 3D tilted enclosureheated from two opposite sides, International Communications in Heat and MassTransfer 36- 604–613.

[46] MushatetKhudheyer S., (2010), Simulation of Natural Convection in an Inclined Square Cavity with Two Wavy Walls, Journal of Applied Sciences Research, 6(12), pp. 2111 –2122

[47] Soleimani S., Ganji D.D., Gorji M., Bararnia H., Ghasemi E., (2011), Optimal location of a pair heat source-sink in an enclosed square cavity with natural convection International Communications in Heat and Mass Transfer, vol. 38, pp. 652-658.

[48] A. Alhashash, H. Saleh et I. Hashim. « Effect of Conduction in Bottom Wall on Bénard Convection in a Porous Enclosure with Localized Heating and Lateral Cooling». Springer DOI 10.1007/s11242-012-0089-7 (2012)

[49] Hasan M.N., Saha S.C., GuY.T., (2012), Unsteady natural convection within a differentially heated enclosure ofsinusoidal corrugated side walls, International Journal of Heatand Mass Transfer, vol. 55, pp. 5696-5708.

[50] Chang B. H., Numerical study of flow and heat transfer in differentially heated enclosures, Thermal Science, Vol 18, pp. 451-463, 2014.

[51] Montiel-Gonzalez M., Hinojosa J. F. Villafan -Vidales H. I., Bautista-Orozco A., Estrada C. A., Theoretical and experimental study of natural convection with surface thermal radiation in a side open cavity, Applied Thermal Engineering, Vol 75, pp. 1176-1186, 2015.

[52] GUESTAL MABROUK ,Modalisation de la convection Naturelle laminaire dans un Enceinte Avec une Paroi chauffée .Partiellement .thèse Magister. 06/01/2010 , Université de MENTOURI CONSTANTINE , Faculté des Sciences de l'ingénieur

Département de Génie Mécanique .

[53] BOURABA Kamel, TEFIANI Karim Etude de la convection thermosolutale dans une cavité cubique 3D , thèse Magister2014, Université Dr YAHIA FARES de Médéa Institut d'électrotechnique.

[54] MORSLI SOUAD, Simulation numérique de la convection naturelle et la génération de l'entropie dans les cavités, thèse Doctorat 15-03-2015, Université des Sciences et de la Technologie d'Oran MOHAMED BOUDIAF Faculté de Génie Mécanique Département de Génie Maritime .

[55] Boukraa Moustafa, Etude de la convection naturelle dans une cavité incline, e MAGISTER le 12/01/2012, Université des sciences et de la technologie« HOUARI BOUMEDIENNE » Faculté de physique.

[56] DJIMLI Samir,Modalisation de la convection fable nombrer de Prandtl

Thèse de Magister, Université Mentouri-Constantine faculté des sciences de l'ingénieur département de Génie Mécanique.

[57] MESSAOUDI Djilali et HORR Sabrina, Contribution à l'étude de la convection naturelle conjuguée en milieu poreux, these Master le 07-06-2015, Université Kasdi Merbah-Ouargla.

[58] IBRIR NADIA de la convection naturelle dans une cavité rectangulaire contenant du métallique, thèse Magistère 2006, Universite de Batna, Faculté des sciences de l'ingénieur département de mécanique.

[59] SASSANE Nadjette Modélisation du transfert de chaleur lors de l'écoulement d'un fluide à l'intérieur d'une paroi poreuse, thèse Magister 26-06-2008. Universite 20 Août55,Skikda Faculté des Sciences et des Sciences de l'Ingéniorat Département des Sciences Fondamentales.

[60] BENHADJI Khalid Brahim Convection thermo-solutale au sein d'une cavité poreuse saturée par un fluide non newtonien binaire, MÉMOIRE PRÉSENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION
DU DIPLÔME DE MAÎTRISE ÈS SCIENCES APPLIQUÉES (GÉNIE MÉCANIQUE) NOVEMBRE 2001 UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL.

[61] Haykel Ben AHMED de la convection mixte d'origine thermosolutale sous l'influence de l'effet SORET dans un milieu poreux : analyse de stabilité linéaire et simulations 3D DOCTEUR le 10 avril 2008. Université de Tunis Manar .

[62] Ramoul sami, modélisation numérique des Ecoulement transitoire dans de conduite en charger a géométrie complexe, Thèse Magister le 06/02/2014, Université Hadj Lakhdar –Batna.

[63] Lounes KOUFI Simulation thermo-aéraulique de la ventilation et du transport de polluants dans des cavités: Application à la qualité de l'air intérieur et au confort thermique Thermal and air flow simulation of ventilation and transport of pollutants in cavités: Application to indoor air quality and thermal comfort, Thèse Docteur ,(15 décembre 2015), Université d'Artois Ecole des hautes Etudes d'Ingénieur Laboratoire Génie Civil et géo-Environnement (EA4515)Ecole Doctorale Sciences pour l'Ingénieur –Université Lille Nord de France (EDSPI-72).