

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Echahid Hamma Lakhdar d'El-Oued

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



Mémoire de fin d'étude

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER ACADEMIQUE

Domaine: Sciences et Technologies

Filière: Génie mécanique

Spécialité: Energétique

Thème

Étude de la convection naturelle dans une cavité carrée
différentiellement chauffée

Devant le jury composé de :

Présenté par :

..... Président
..... Examineur
..... Examineur
..... Encadreur

- DADDA Mouhamed Lamine
-

2015-2016



Dédicaces

Je dédie ce modeste travail

A

Ma mère

Mon père

Ma femme et mes enfants

Toutes mes sœurs et frères

Toute ma famille

Tous mes proches

*Toute la promotion génie mécanique
énergétique*

*Tous les travailleurs de l'établissement
national de la navigation aérienne*

Et tous ceux qui m'ont aidé et encouragé.

Remerciements

Je tiens à remercier toutes les personnes qui m'ont aidé à réaliser cette étude en apportant des renseignements ou en acceptant de répondre à mes questions.

*En premier lieu je tiens à remercier chaleureusement, mon encadreur: **Dr. Abdelhafid BRIMA** qui n'a épargné aucun effort pour m'aider et diriger durant la réalisation de ce modeste travail. Je lui suis très reconnaissant pour la patience dont il a fait preuve le long de ce projet qui a nécessité un travail de longue haleine.*

*J'exprime ma profonde gratitude au **Dr. Noureddine BELGHAR** qui m'a fait l'honneur de présider le jury de ce mémoire. Je lui suis très reconnaissant pour l'attention qu'il a portée à ce travail.*

*Je tiens à remercier également, **Mr. Chaouki MAHBOUB** d'avoir accepté d'être membre du Jury de soutenance.*

*Mes plus vifs remerciements s'adressent également au **Dr. Nabil ZEMMAR**, pour ces efforts remarquables qui m'ont permis d'acquérir de précieuses connaissances scientifiques.*

J'exprime également ma profonde gratitude à tous les enseignants du département de mécanique, particulièrement aux :

Dr. Kamel Meftah; Pr. Mabrouk Hacini ; Pr. Athmani Rachid

Enfin, je remercie toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin, à la réalisation de ce travail.

Grand Merci à Tous

SOMMAIRE

Dédicaces	i
Remerciements.....	ii
Sommaire	iv
Liste des figures	viii
Nomenclature	xi
Introduction générale.....	1

Chapitre I:

ETUDE DE RECHERCHE

I.1.Introduction	4
I.2.Synthèse Bibliographique	4
I.3. Généralité sur le transfert de chaleur	7
I.3.1. Introduction	7
I.3.2. Transfert de chaleur par conduction	7
I.3.3. Transfert de chaleur par rayonnement.....	7
I.3.4. Transfert de chaleur par convection	7
I.3.4.1 Les différents types de Convection.....	8
I.3.4.2. La Convection Naturelle.....	8
I.4. Les nombres sans dimension	10
I.4.1.Nombre de Reynolds	10
I.4.2.Nombre de Prandtl	11
I.4.3.Nombre de Nusselt	11
I.4.4.Nombre de Grashof	11
I.4.5.Nombre de Rayleigh	12

I.5. La convection dans les cavités	12
I.5.1. Cavité avec gradient horizontal de température	13
I.5.2. Cavité avec gradient verticale de température	14

Chapitre II :

FORMULATION MATHEMATIQUE

II.1. Introduction	16
II.2. Géométrie du problème	16
II.3. Les équations gouvernantes l'écoulement	17
II.3.1. Equation de continuité	17
II.3.2. Equation de quantité de mouvement	17
II.3.3. Equation de conservation d'énergie	17
II.4. Les hypothèses	18
II.5. Propriétés thermo-physiques	19
II.6. Equations du problème	19
II.6.1. Equations de continuité	19
II.6.2. Equations de quantité de mouvement	19
II.6.3. Equations de l'énergie	20
II.7. Adimensionnalisation des équations	20
II.8. Conditions aux limites	21
II.9. Le Nombre de Nusselt	22
II.10. Le Coefficient d'échange convectif	23

Chapitre III :

FORMULATION NUMERIQUE

III.1. Introduction	26
III.2. Principe de la méthode des volumes finis	26
III.3. Discrétisation les équations par la méthode des volumes finis	26
III.4. Présentation du domaine sous forme des grilles (Maillage)	27
III.5. Mise en équations du problème et Modèle Mathématique	28
III. 6. Discrétisation par la méthode des volumes finis	29
III.7. Présentation du logiciel de calcul	31
III.8. Procédure du calcul numérique	32
III.8.1. Maillage de domaine dans « GAMBIT »	32

III.8.2. Résolution des équations et calcul avec « FLUENT »	32
III.9. Organisation de calcul.....	33

Chapitre IV : RESULTATS ET DISCUSSION

IV.1. Introduction.....	35
IV.2. Optimisation du maillage:.....	35
IV.3. Validation numérique:.....	36
IV .4. Simulation numérique:.....	40
IV.4.1. Introduction :	40
IV.4.2. Effet du nombre de Rayleigh	41
IV.4.2.1. Champ dynamique	41
IV.4.2.2. Champ thermique	43
IV.4.3. Profils de température.....	47
IV.4.4. Nombre de Nusselt moyen	48
Conclusion générale	50
Bibliographiques	51
Annexes	54

Liste des figures

Figure	Intitulé	Page
I.1	schéma du phénomène de transfert de chaleur par convection	10
I.2	schéma de la convection dans une cavité avec gradient horizontale de température	13
I.3	schéma de la convection dans une cavité avec gradient verticale de température	14
II.1	Géométrie du problème	16
II.2	Les conditions aux limites	25
III.1	Schéma représentant le volume de contrôle bidimensionnel	30
III.2	Schéma représentant le maillage décalé	31
III.3	Organigramme de calcul.	36
IV.1	Influence de la taille du maillage sur ψ max, pour $Ra=10^3$	38
IV.2	la distribution de la température adimensionnelle dans la longue de la ligne médiane horizontale de l'enceinte (en $y = L/2$), pour $Pr = 0.7$ (air), et $Ra = 10^5$	41
IV.3	Le maillage utilisé	42
IV.4	Evolution de résidu	42
IV.5	Contour des lignes de courant pour $Ra=10^3$	43
IV.6	Contour des lignes de courant pour $Ra=10^4$	44
IV.7	Contour des lignes de courant pour $Ra=10^5$	44
IV.8	Contour des lignes de courant pour $Ra=10^6$	45
IV.9	Contour des isothermes pour $Ra=10^3$	46
IV.10	Contour des isothermes pour $Ra=10^4$	46
IV.11	Contour des isothermes pour $Ra=10^5$	47
IV.12	Contour des isothermes pour $Ra=10^6$	47
IV.13	Evolution de la température maximale en fonction de nombre de Rayleigh	48
IV.14	Evolution de ψ maximale en fonction de nombre de Rayleigh	48
IV.15	Evolution des profils de température à la ligne médiane sur le plan médian $y=L/2$, pour différents nombre de Rayleigh.	49
IV.16	Evolution du nombre de Nusselt moyen pour différents nombre de Rayleigh	50

INTRODUCTION

GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

Le transfert de la chaleur est une science, qui étudie la façon, dont la chaleur se propage d'une région à une autre, sous l'influence d'une différence de température. Elle a subi une étude intensive pour satisfaire les exigences des autres technologies nucléaires, solaires...etc.

Avec le développement prodigieux des techniques modernes, il est devenu indispensable à tout ingénieur, quel que soit le domaine où il sera appelé, à posséder de bonnes connaissances des lois fondamentales de transfert thermique. Ce phénomène est très important dans les domaines des sciences technologiques, des conceptions techniques et de l'industrie, il existe dans chaque aspect de la vie et a un grand champ d'application. C'est un processus complexe, qui est réalisé sur la base des différents modes fondamentaux à savoir : la conduction, la convection et le rayonnement.

Le mécanisme le plus important de transfert d'énergie est représenté par le mode de convection, qui s'effectue par l'action combinée de la conduction, de l'accumulation de l'énergie et du mouvement du milieu. C'est un phénomène fréquent dans l'atmosphère terrestre. Elle peut être déclenchée par un réchauffement du sol par le soleil, par le mouvement d'une masse d'air froid au-dessus d'un plan d'eau relativement chaude, ou par d'autres phénomènes, qui provoquent le réchauffement relatif du bas d'une couche atmosphérique par rapport à son sommet.

Compte tenu des forces, qui produisent le mouvement du fluide, on distingue deux types de convection : forcée et naturelle ou libre. La convection naturelle dans laquelle le mouvement résulte de la variation de la masse volumique du fluide avec la température.

Dans de nombreuses applications d'ingénierie et de processus, qui se produisent naturellement, la convection naturelle joue un rôle important en tant que mécanisme dominant. Dans les cavités confinées, ce phénomène a reçu une attention intensive ces dernières années, vue les performances thermiques de l'ingénierie et les différentes applications scientifiques telles que les chaudières, systèmes de réacteurs nucléaires, le stockage et la conservation énergétiques...etc.

Plusieurs configurations géométriques, plus ou moins complexes ont été examinées sous des approches théoriques, numériques ou expérimentales et dans la présente étude, nous exposons le cas d'une cavité carrée avec un côté froid et un côté chaud. Ce type de cavités, on les rencontre dans de nombreux domaines industriels, notamment au cours de la maintenance des équipements et composés électroniques.

Pour résoudre les problèmes de transfert thermique, on doit recourir à des méthodes numériques dans le cas où on ne peut pas les résoudre analytiquement. Parmi ces méthodes les plus utilisées, on peut citer les différences finies, éléments finis, volumes finis...etc.

L'objectif de notre étude consiste à étudier numériquement l'échange thermique par convection naturelle dans une cavité carrée, remplie d'air, avec un côté froid et un côté chaud, pour des nombres de Rayleigh, allant de 10^3 à 10^6 en utilisant un code CFD « GAMBIT / FLUENT ».

La résolution numérique des équations de continuité, de quantité de mouvement et d'énergie a permis de déterminer les grandeurs caractéristiques du fluide, à savoir : les deux composantes de la vitesse, la pression et la température en chaque point de la cavité étudiée.

Notre étude est présentée en quatre chapitres, répartis comme de suit:

- ✚ Le premier chapitre est consacré à des généralités sur la convection naturelle dans les enceintes et leurs applications. Une synthèse bibliographique sur la convection naturelle dans les cavités est également présentée.
- ✚ Le deuxième chapitre présente la configuration géométrique du problème à étudier, ainsi que le modèle mathématique contenant les équations, qui régissent le phénomène de la convection naturelle.
- ✚ Le troisième chapitre s'intéresse à la description de la méthode des volumes finis, ainsi que la discrétisation des équations différentielles du modèle mathématique obtenu.
- ✚ Le dernier chapitre est consacré à la présentation des résultats numériques avec des interprétations et comparaisons avec les résultats contenus dans la littérature.

Enfin, notre mémoire est clôturé par une conclusion générale, qui résume les principaux résultats de simulation.

Chapitre I

ETUDE DE RECHERCHE

CHAPITRE I :

ETUDE DE RECHERCHE

I.1.Introduction :

L'étude du transfert de chaleur par convection est un domaine de recherche depuis Plusieurs décennies. Il existe une grande quantité de publications scientifiques consacrées à l'étude de convection naturelle dans les cavités. La plupart des études ayant été généralement menés avec l'eau, l'huile ou l'air comme fluide. On sait que les transferts de chaleur par convection peuvent augmenter considérablement en changeant la configuration de l'écoulement ou en augmente les surfaces d'échange entre la paroi et le fluide.

I.2.Synthèse Bibliographique :

La simulation numérique de la convection naturelle dans les cavités carrées en régime laminaire a été largement abordée. Cependant, on trouve des travaux très anciens comme celui de :

Kuehn et Goldstein [1], ont étudié la convection naturelle laminaire autour d'un cylindre horizontal, isotherme en résolvant les équations de Navier-Stokes et d'énergie à partir d'une procédure numérique elliptique. Des résultats sont obtenus pour une gamme étendue du nombre Rayleigh allant de 10^3 à 10^7 . L'écoulement approche celui de convection naturelle à partir d'une source de chaleur linéaire quand le nombre de Rayleigh tend vers 0 et celui de la couche limite laminaire quand Rayleigh tend vers l'infini. Des solutions de couche limite ne décrivent pas correctement l'écoulement et le transfert thermique aux valeurs faibles ou modérées de Rayleigh, parce qu'elles négligent les effets de courbure et les hypothèses de rupture de la couche limite dans la région du panache. Les résultats se rapportant aux vitesses, températures et transfert de chaleur concordent avec les résultats expérimentaux.

De Vahl Davis [2], a mené une étude numérique sur la convection naturelle au sein d'une cavité carrée bidimensionnelle dont les parois horizontales sont thermiquement isolées et les parois verticales maintenues à des respectivement chaude et froide. Il a fourni un ensemble de solutions de références stables pour un nombre de Rayleigh allant de 10^3 à 10^6 . Depuis, ses résultats sont utilisées comme référence.

Markatos et al. [3], a développé une étude de maillage pour des nombres de Rayleigh allant de 10^3 à 10^6 . Pour des nombres de Rayleigh supérieur il utilise un modèle de turbulence dit (k- ϵ) à deux équations qui inclut les interactions (gravité-gradient de masse volumique). Les résultats sont présentés sous forme de graphes et de corrélations et comparés avec la solution numérique de Vahl Davis.

Lembre et Petit[4], ont traité une cavité cylindrique contenant un liquide chauffé latéralement et refroidi uniformément par sa surface libre. Plusieurs liquides ont été testés en faisant varier le nombre de Prandtl, le nombre de Rayleigh étant inférieur à 10^5 . Les équations de fonction de courant et de vorticité sont résolues par la méthode des différences finies. Les valeurs de nombre de Nusselt latérale et de surface ont été calculées et comparées aux corrélations déjà reportées dans la littérature.

Lakhal et Hasnaoui [5], qui ont étudié numériquement la convection naturelle transitoire dans une cavité carrée soumise par le bas à une variation sinusoïdale de la température pour un nombre de Prandtl de 0,72 (air) et pour des nombres de Rayleigh variant de 10^5 à 10^6 . On y montre que si l'on s'intéresse au transfert thermique moyen, le chauffage périodique est avantageux si l'amplitude de l'excitation est grande et si l'intensité de la convection est importante.

Benkhelifa et al.[6],ont présenté une étude numérique de la convection naturelle en régime laminaire et permanent dans une cuve cylindrique contenant de l'eau. Cette cavité de rapport d'allongement égal à 1 est chauffée au niveau des parois latérales et de la paroi supérieure mais refroidie par le bas. L'influence du nombre de Rayleigh sur le transfert thermique et sur le champ dynamique a été analysée en utilisant la méthode des volumes finis et l'algorithme SIMPLE.

Ganzarolli et Milanez [7], qui ont étudié la convection naturelle dans des enceintes rectangulaires chauffées au-dessous et symétriquement refroidies par les côtés. Le nombre de Rayleigh a été varié de 10^3 à 10^7 et le rapport de forme varié de 1 à 9. Les influences du nombre de Rayleigh, du nombre de Prandtl et du rapport de forme sur le mouvement de fluide et sur le transport d'énergie ont été présentées dans leur étude.

Aydin et Yang [8], qui ont étudié numériquement la convection naturelle

laminaire de l'air dans une cavité bidimensionnelle et rectangulaire avec le chauffage localisé au-dessous et le refroidissement symétrique des côtés. Leur analyse a inclus l'influence de la longueur de la partie chauffée et le nombre de Rayleigh sur le transfert de chaleur. Ils ont trouvé que les champs d'écoulement et de température sont symétriques à cause de la symétrie des conditions aux limites.

Oztop et al. [9], a réalisé une étude numérique en convection naturelle d'une plaque mince rectangulaire isotherme chaude noyée dans une cavité carrée de parois horizontales adiabatiques et parois verticales froides. Ils ont constaté qu'il y a proportionnalité entre le nombre de Rayleigh et le nombre de Nusselt (pour $Ra=10^4$ à 10^6) quel que soit la position de la plaque (horizontale ou verticale). De même qu'à mesure que l'allongement de cette plaque est considérable, le transfert de chaleur s'améliore ce qui implique un nombre de Nusselt moyen élevé. En revanche, le transfert de chaleur est beaucoup mieux amélioré lorsque la position de la plaque mince est placée verticalement dans la cavité.

Calcagni et autres [10], qui ont effectué une étude expérimentale et numérique de la convection naturelle laminaire de l'air dans une cavité bidimensionnelle et rectangulaire avec le chauffage localisé au-dessous et le refroidissement symétrique des côtés tandis que le mur supérieur était adiabatique, la gamme de nombre de Rayleigh de 10^3 à 10^6 . La variation du nombre local de Nusselt dans la région chauffée ainsi que le nombre moyen de Nusselt ont été présentés. La technique d'interférométrie a été employée dans la méthode expérimentale pour obtenir la visualisation des oscillations possibles de la température à l'intérieur de l'enceinte.

Eckert et Carlson [11], ont étudié expérimentalement le transfert de chaleur en convection naturelle au niveau des parois verticales isothermes d'une cavité rectangulaire remplie de l'air pour différent rapport de forme ($F = 2.5, 10$ et 20). Ils ont observé qu'en dehors des couches limites, la température est uniforme suivant des plans horizontaux et croît suivant la direction verticale ascendante. Une corrélation a été proposée pour le nombre de Nusselt moyen pour les différents rapports de forme étudiés. Par contre, aucune mesure de vitesse n'a été réalisée dans cette étude.

Xu Xu et al. [12], ont conduit une étude numérique sur la convection naturelle dans un espace annulaire confiné entre un cylindre chauffé et une enceinte cylindrique froide. La méthode des volumes finis est utilisée pour résoudre diverses équations du modèle d'écoulement adopté qui est basé sur l'approximation de Boussinesq. L'étude est réalisée pour des nombres de Rayleigh allant de 10^3 à 10^6 et ils ont analysé l'influence du rapport des rayons et l'angle d'inclinaison. Les différents résultats ont montré la formation d'un panache

thermique pour un nombre de Rayleigh élevé en raison de la rupture des ponts thermique de la couche limite, de même qu'une stratification thermique de plus en plus nuancée à mesure que le rapport des rayons diminue ou alors que le nombre de Rayleigh augmente. L'angle d'inclinaison n'a pas un grand effet sur le nombre de Nusselt moyen alors que pour une grande inclinaison le mode d'écoulement est multicellulaire.

I.3. Généralité sur le transfert de chaleur

I.3.1. Introduction

Le transfert de chaleur est un processus d'une grande importance dans le domaine de l'industrie et des technologies. Bien qu'il manifeste sous diverses formes (rayonnement, conduction et convection), cette dernière est la plus visée dans certains domaines bien spécifiés tels que le refroidissement des processeurs et des composantes électroniques, les radiateurs et les échangeurs de chaleur, ... etc. [9].

I.3.2. Transfert de chaleur par conduction

La conduction thermique est la propagation de chaleur de molécule à molécule, dans un corps ou dans plusieurs corps contigus et non réfléchissants, sans qu'il y ait mouvement du milieu ou que ce mouvement intervienne dans la transmission. Ce mode de transmission caractérise essentiellement les transferts de chaleur dans les solides ou entre corps solides contigus. La conduction intervient également dans les liquides et les gaz mais sauf dans le cas des liquides très visqueux ou des gaz emprisonnés dans des matériaux poreux, son effet est marginal par rapport à celui de la convection.

I.3.3. Transfert de chaleur par rayonnement

Le rayonnement est le transfert de chaleur d'un corps à un autre corps, sans aucun contact entre eux, par le déplacement d'ondes dans l'espace. Cette de transfert de chaleur concerne les longueurs d'ondes comprises entre 100 μm et 0,01 μm et va de l'infrarouge à l'ultraviolet en couvrant le visible.

I.3.4. Transfert de chaleur par convection

La convection est un mode de transport d'énergie par l'action combinée de la conduction, l'accumulation de l'énergie et le mouvement du milieu. La convection est le mécanisme le plus important de transfert d'énergie entre une surface solide et un liquide ou un gaz. Le transfert d'énergie par convection d'une surface dont la température est supérieure à celle du fluide qui l'entoure s'effectue en plusieurs étapes. D'abord la chaleur s'écoule par conduction de la surface aux particules fluides adjacentes. L'énergie ainsi transmise sert à augmenter la température et l'énergie interne de ces particules. Ensuite

ces dernières vont se mélanger avec d'autres particules situées dans une région à basse température et transférer une partie de leur énergie, celle-ci est à présent emmagasinée dans les particules fluides et elle est transportée sous l'effet de leur mouvement. Des liquides très visqueux ou des gaz emprisonnés dans des matériaux poreux, son effet est marginal par rapport à celui de la convection.

I.3.4.1 Les différents types de Convection

La transmission de chaleur par convection est désignée, selon le mode d'écoulement du fluide, Selon la nature du mécanisme qui provoque le mouvement du fluide on distingue:

- La convection libre ou naturelle:

Le fluide est mis en mouvement sous le seul effet des différences de masse volumique résultant des différences de températures sur les frontières et d'un champ de forces extérieures (la pesanteur).

- La convection forcée:

Le mouvement du fluide est induit par une cause indépendante des différences de température (pompe, ventilateur...etc.). L'étude du Transfert de chaleur par convection permet de déterminer les échanges de chaleur se produisant entre un fluide et une paroi.

- La convection mixte :

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

I.3.4.2. La Convection Naturelle

En convection naturelle, les mouvements du fluide sont provoqués par des gradients de densité dus à la non uniformité de la température. Les couches chaudes, donc de poids spécifique plus faible, sont soumises à des forces dirigées vers le haut, suivant un mécanisme analogue à celui de la poussée d'Archimède. Dans les régions à température élevée, le fluide prend donc un mouvement ascendant. Le phénomène inverse de courants descendants se produits pour les parties du fluide dont la température est inférieure à celle du fluide chaud. Les courants de convection naturelle sont alors dus à des différences de poids spécifique et par conséquent le phénomène se produit-en raison de l'existence du champ de pesanteur terrestre. L'intervention du poids a pour effet de donner à la verticale un rôle privilégié. La définition de la géométrie d'un système convectif doit donc faire intervenir la forme et les dimensions ainsi que la

disposition par rapport à la verticale.

Les effets de convection naturelle sont familiers. On peut les observer quotidiennement dans l'eau que l'on chauffe dans un récipient, dans les panaches de certaines cheminées d'usines, la circulation atmosphérique, les vents et les tempêtes sont aussi des effets de la convection naturelle. Pour formaliser la convection naturelle, il faut décrire le couplage des champs de température, de pression et de vitesse à partir des équations de conservation de quantité de mouvement, de la masse et de l'énergie.

La convection 'libre' ou 'naturelle' est la forme d'échange convectif la plus couramment observée. Elle apparaît dans le champ des forces de masse extérieures dont la nature peut être différente. Donc la convection naturelle est le régime d'écoulement obtenu lorsque l'on chauffe un fluide sans qu'il n'y ait d'écoulement 'extérieur' imposé.

La convection naturelle est en fait un mouvement de fluide (à savoir gaz ou liquide) induit par des forces pesantes ou forces de poussée d'Archimède. Ces dernières sont dues à des différences de masse volumique.

$$\bar{B} = \Delta\rho \bar{g} \quad (\text{I. 1})$$

$\bar{B}$: Poussée d'Archimède [N.m^{-3}];

$\Delta\rho$: Gradient de la masse volumique [Kg.m^{-3}];

$\bar{g}$: Accélération de la pesanteur [m.s^{-2}].

Ces différences de masse volumique peuvent être causées, par exemple, par des différences de température ou par des différences de la concentration des espèces chimiques.

En général, ce qui est le cas ici, c'est un gradient thermique qui est la cause de cet écoulement de convection naturelle. En effet, du fait de l'agitation thermique, la masse volumique du fluide diminue quand la température augmente.[1-6] Grâce à cet écart de température on distingue deux : approximations des équations de la convection : l'approximation de Boussinesq et l'approximation de faible Mach.

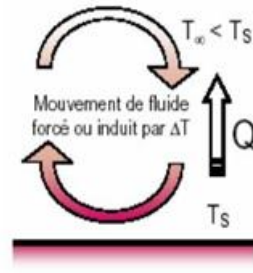


Figure I.1 : schéma du phénomène de transfert de chaleur par convection.

I.4.Les nombres sans dimension

L'étude des problèmes de transfert de chaleur par convection implique la résolution d'équations différentielles qui décrivent la mécanique des fluides, les échanges d'énergie, les transferts de masse. Ces équations sont généralement liées et difficiles à résoudre théoriquement, ce qui conduit à associer à la théorie l'expérimentation permettant de trouver les valeurs des grandeurs recherchées.

L'expérimentation est souvent menée à une échelle différente de la réalité industrielle. La nécessité de définir des corrélations qui soient applicables à des appareils de tailles différentes opérant dans des situations différentes conduit à l'utilisation de paramètres adimensionnels qui permettent de définir des similitudes.

On peut déterminer les nombres sans dimensions en considérant toutes les forces qui peuvent s'appliquer sur un fluide. Ainsi, on a défini les forces et leurs unités de mesure dans le système international [SI] par rapport aux variables fondamentales:

- les forces d'inertie : $F_a = ma \quad [F_a] = \rho L^2 V^2$

- les forces de viscosité : $F_\mu = \tau s \quad [F_\mu] = \mu LV$

- les forces de gravité : $F_g = mg \quad [F_g] = \rho g L^3$

I.4.1.Nombre de Reynolds

Le nombre de Reynolds est proportionnel au rapport entre les forces d'inertie et les forces de viscosité. Il peut être exprimé comme :

$$\frac{F_a}{F_\mu} = \frac{\text{forces d'inertie}}{\text{forces de viscosité}} \quad (I.2)$$

$$\frac{F_a}{F_\mu} = \frac{\rho L^2 V^2}{\mu L V} = \frac{\rho V L}{\mu} = Re \quad (I.3)$$

Où V : La vitesse moyenne [m/s].

L : La longueur caractéristique [m].

Le nombre de Reynolds permet de quantifier les écoulements laminaires et turbulents. Les écoulements à nombre de Reynolds élevé sont générale turbulents, alors que les écoulements où les forces d'inertie sont faibles par rapport aux forces visqueuses sont plus souvent laminaires.

I.4.2. Nombre de Prandtl

Le nombre de Prandtl est proportionnel au rapport entre le diffusivité de quantité de mouvement et la diffusivité thermique. Il caractérise l'importance relative des effets thermiques et visqueux.

Il peut être exprimé comme :

$$Pr = \frac{\mu C_p}{K} \quad (I.4)$$

I.4.3. Nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt est proportionnel au rapport entre le transfert thermique convectif et le transfert par conduction.

Il peut être exprimé comme [14] :

$$Nu = \frac{hL}{K} \quad (I.5)$$

Où h : Le coefficient d'échange thermique [$W.m^{-2}.K^{-1}$].

I.4.4. Nombre de Grashof

Le nombre de Grashof est proportionnel au rapport entre les forces de gravité par les forces visqueuse.

Il peut être exprimé comme :

$$\frac{F_g}{F_\mu} = \frac{\text{forces de gravité}}{\text{forces de visqueusité}} \quad (I.6)$$

$$\frac{F_g}{F_\mu} = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L_c^3 \cdot \rho^2}{\mu^2} = Gr \quad (I.7)$$

Où g : L'accélération de la pesanteur [$m.s^{-2}$].

ΔT :La différence de température [$^{\circ}C$].

I.4.5.Nombre de Rayleigh

Le nombre de Rayleigh est proportionnel entre l'importance relative de la poussée d'Archimède et le produit de la trainée visqueuse par le taux de diffusion thermique.

Il peut être exprimé comme [13-14] :

$$Ra = \frac{g\beta}{\nu\alpha} (T_s - T_\infty) L_c^3 = Gr \cdot Pr \quad (I.8)$$

Où T_s : La température de la paroi [$^{\circ}C$].

T_∞ : La température du fluide loin de la paroi [$^{\circ}C$].

ν : La viscosité cinématique = $\frac{\mu}{\rho}$ [$m^2.s^{-1}$].

α : La diffusivité thermique = $\frac{K}{\rho C}$ [$m^2.s^{-1}$].

I.5.La convection dans les cavités

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.I.1) s'effectue en plusieurs étapes. D'abord la chaleur s'écoule par conduction de la surface aux molécules adjacentes du fluide ou gaz. 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. Lorsqu'il se produit au sein du fluide des courants dus

simplement aux différences de température, on dit que la convection est naturelle ou libre. Par contre si le mouvement du fluide est provoqué par une action externe, telle une pompe ou un ventilateur, le processus est alors appelé convection forcée.

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, l'isolation des bâtiments (cas du double vitrage), industrie métallurgique, la croissance des cristaux pour l'industrie des semi-conducteurs.

I.5.1. Cavité avec gradient horizontal de température

Dans cette configuration, l'une des parois verticales est chauffée tandis que l'autre est refroidie, les parois horizontales étant considérées comme adiabatiques (Figure.I.2). 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 descendant le long de la paroi froide [2].

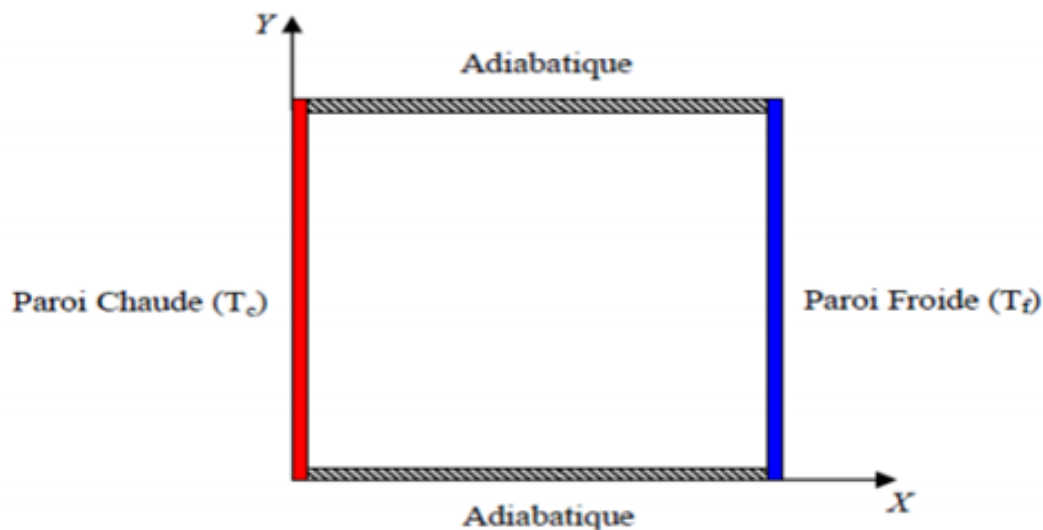


Figure I.2: schéma de la convection dans une cavité avec gradient horizontale de température

L'étude du transfert de chaleur par convection est un domaine de recherche depuis plusieurs décennies. Il existe une grande quantité de publications scientifiques consacrées à l'étude de convection naturelle dans les cavités. La plupart des études ayant été généralement menées avec l'eau, l'huile ou l'air comme fluide de base. On sait que les transferts de chaleur par convection peuvent augmenter considérablement en changeant

la configuration de l'écoulement ou en augmente les surface.

I.5.2. Cavités avec gradient verticale de température

L'enceinte qui est chauffée par le bas et refroidie par le haut correspond à la configuration de la convection de Rayleigh-Bénard qui traite de la stabilité et le mouvement d'un fluide confiné entre deux plaques qui sont maintenues à des températures uniformes et distinctes (figure I.3). La convection de Rayleigh-Bénard a une longue et riche histoire, elle été étudiée durant des enceintes aussi bien pour ses différentes applications industrielles que du point de vue de recherche fondamentale.

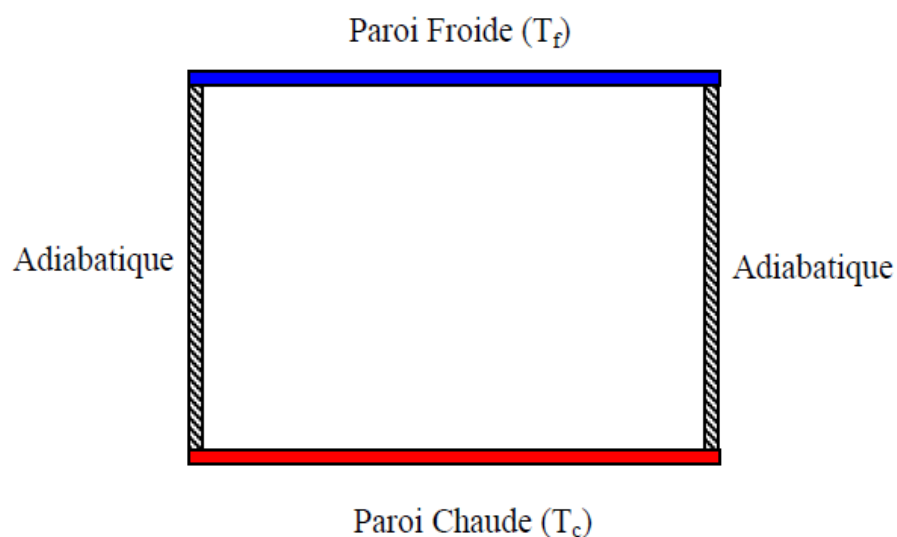


Figure II.3 :schéma de la convection dans une cavité avec gradient verticale de température

Chapitre II

FORMULATION MATHEMATIQUE

CHAPITRE II : FORMULATION MATHÉMATIQUE

II.1. Introduction

Chaque phénomène physique est souvent formulé par des équations mathématiques (équations différentielles) qui représentent une modélisation de ce phénomène. Une modélisation doit obligatoirement exprimer le comportement du phénomène dans l'espace et dans le temps. En mécanique des fluides, on suppose que le fluide est un milieu continu, ce qui permet d'utiliser les lois classiques de conservation à savoir [13]:

1. Conservation de masse.
2. conservation quantité de mouvement.
3. Conservation d'énergie.

II.2. Géométrie du problème

La géométrie considérée (représenté sur la Figure II.1) est une enceinte carrée différentiellement chauffée. Cette cavité est composée de deux parois verticales en vis-à-vis dites parois actives, maintenues à des températures différentiellement (T_C , T_F), les autres parois sont supposées adiabatiques.

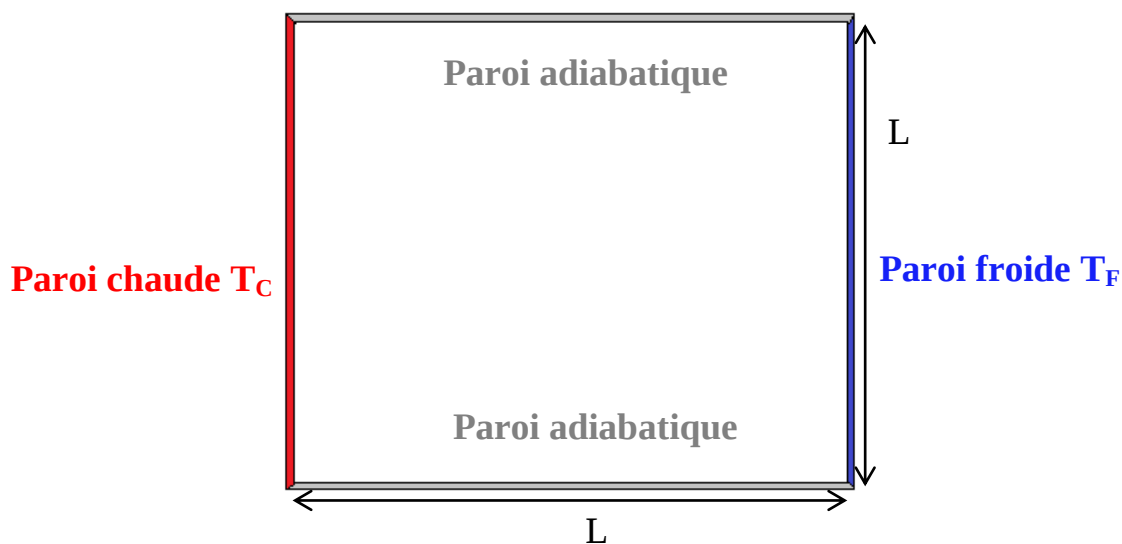


Figure II.1 : Géométrie du problème

II.3. Les équations gouvernantes l'écoulement

II.3.1. Equation de continuité

C'est l'équation qui exprime la loi de conservation de la masse pour un volume de contrôle matériel. Elle s'exprime mathématiquement sous la forme suivante [14] :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \cdot V) = 0 \quad (\text{II. 1})$$

Où ρ est la masse volumique et V est le vecteur de vitesse.

II.3.2. Equation de quantité de mouvement

Le principe de conservation de la quantité de mouvement permet d'établir les relations entre les caractéristiques du fluide lors de son mouvement et les causes qui le produisent. Il indique que le taux de variation de quantité de mouvement contenu dans le volume de contrôle est égal à la somme de toutes les forces extérieures qui lui sont appliquées. Il s'écrit sous la forme suivante :

$$\frac{D}{Dt}(\rho \cdot V) = \rho F - \text{grad}(p) + \mu \Delta V + \frac{1}{3} \mu \text{grad}(\text{div}(V)) \quad (\text{II. 2})$$

Où F est une force par unité de volume, p est la pression et μ la viscosité dynamique.

II.3.3. Equation de conservation d'énergie

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

$$\frac{D}{Dt}(\rho c_p T) = \Delta(K \cdot T) + q + \beta T \frac{Dp}{DT} + \mu \phi \quad (\text{II. 3})$$

Avec :

$\frac{D}{Dt}(\rho c_p T)$: La variation totale d'énergie (par accumulation et convection).

$\Delta(K \cdot T)$: La variation d'énergie par conduction.

q : Puissance volumique dissipée.

$\beta T \frac{Dp}{DT}$: La variation d'énergie due à la compressibilité.

$\mu \phi$: La dissipation irréversible due au frottement visqueux.

II.4. Les hypothèses

Il est maintenant nécessaire d'effectuer un certain nombre d'hypothèses afin d'établir un modèle mathématique simple qui décrit la physique de ce problème, donc on adopte les hypothèses suivantes [13-14]:

- ✓ L'écoulement est stationnaire et bidimensionnel.
- ✓ Le fluide est Newtonien et incompressible.
- ✓ L'écoulement engendré est laminaire.
- ✓ La température est constante dans le temps.
- ✓ Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable.
- ✓ La puissance volumique dissipée est négligeable.
- ✓ Le travail, induit par les forces visqueuses et de pression, est négligeable.
- ✓ La masse volumique du fluide varie linéairement avec la température. Cette variation est donnée par la relation :

$$\rho = \rho_0[1 - \beta(T - T_0)] \quad (\text{II. 4})$$

D'où: T: Représente la température du fluide en un point donné du système.

T_0 : La température de référence qui correspond généralement à la valeur moyenne de la température dans le système.

ρ_0 : La masse volumique du fluide à la température de référence.

β : Le coefficient d'expansion volumique thermique du fluide, il est donné par :

$$\beta = - \frac{1}{\rho_0} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (\text{II. 5})$$

On utilise une hypothèse simplificatrice connue par l'hypothèse de Boussinesq, qu'elle dit: « la masse volumique (ρ) du fluide est supposée constante dans les équations hydrodynamiques, sauf dans le terme générateur de la convection naturelle ($\rho \cdot g$), ou ses variations induisent directement des forces de poussée d'Archimède.

Toutes les autres caractéristiques thermo-physiques du fluide (la viscosité dynamique μ , la conductivité thermique k et la chaleur massique à pression constante C_p) sont considérées comme constantes et définies à la température de référence T_0 ».

II.5. Propriétés thermo-physiques

Les propriétés thermo-physiques du fluide utilisé (l'air) dans ce travail sont résumées dans le tableau II.1

Tableau II.1 : Les propriétés thermo-physique du fluide utilisé (l'air)

Propriété	Valeur
$\rho(kg.m^{-3})$	1.225
$C_p(J.kg^{-1}K^{-1})$	1006.43
$K(W.m^{-1}K^{-1})$	0.0242
$\mu.10^{-5}(Kg/m.S)$	1.46041
$\beta \times 10^{-3}(K^{-1})$	3.43

Les propriétés thermophysiques ρ , C_p , k , μ et β représentent respectivement la masse volumique, la capacité calorifique, la conductivité thermique, la viscosité dynamique et le coefficient d'expansion thermique.

II.6. Equations du problème

On peut établir les différentes équations nécessaires à la résolution du problème considéré dans notre étude, on coordonnée cartésienne comme suit :

II.6.1. Equations de continuité

Après d'application des précédentes hypothèses on obtient :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{II. 6})$$

u et v étant les composantes du champ de vitesse V (u,v) dans la direction x et y respectivement.

II.6.2. Equations de quantité de mouvement

Dans notre cas, la forme de l'équation de quantité de mouvement est comme suit :

Suivant x :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II. 7})$$

suivant y :

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + g \beta (T - T_0) \quad (\text{II. 8})$$

II.6.3. Equations de l'énergie

L'équation de l'énergie est obtenue en appliquant le principe de la conservation de l'énergie dans la direction x et y comme suit :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II. 9})$$

Les équations différentielles de la continuité, de la quantité de mouvement et de l'énergie forment le modèle mathématique de l'écoulement de la convection naturelle laminaire [13-14-15].

II.7. Adimensionnalisation des équations

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

De façon à rendre les équations précédentes adimensionnelles, elles seront transformées par les relations suivantes [14-15]:

$$X = \frac{x}{L}, Y = \frac{y}{L}, U = \frac{u}{\left(\frac{\alpha}{L}\right)}, V = \frac{v}{\left(\frac{\alpha}{L}\right)}, \bar{P} = \frac{P}{\rho \left(\frac{\alpha}{L}\right)^2}, \theta = \frac{T - T_F}{T_C - T_F}$$

Où : α est la diffusivité thermique du fluide, $\alpha = (k/\rho \cdot C_p)$.

T_F : La température de paroi froide.

T_C : La température de paroi chaude.

En introduisant les grandeurs sans dimension dans les équations de conservation de masse (II.6), de mouvement (II.7 et II.8) et d'énergie (II.9), on obtient respectivement :

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (\text{II. 10})$$

$$\frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = - \frac{\partial \bar{P}}{\partial X} + \text{Pr} \left[\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right] \quad (\text{II. 11})$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = - \frac{\partial \bar{P}}{\partial X} + \text{Pr} \left[\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right] + \text{Ra. Pr. } \theta \quad (\text{II. 12})$$

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \left[\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right] \quad (\text{II. 13})$$

Où :

$$\text{Pr} = \frac{\mu \cdot C_p}{k} \quad (\text{Nombre de Prandtl}); \quad \text{Ra} = \frac{g \beta L^3 (T_c - T_F)}{v \alpha} \quad (\text{Nombre de Rayleigh})$$

II.8. Conditions aux limites

La résolution du système d'équation obtenu précédemment nécessite l'incorporation des conditions aux limites pour chaque variable dépendante. (Figure.II.2), représente les conditions aux limites thermiques appliquées.

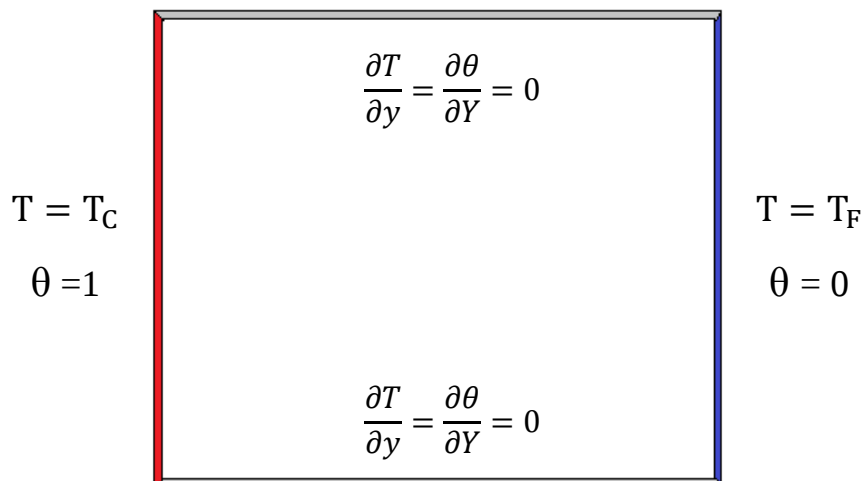


Figure II.2 : Les conditions aux limites.

Les conditions de températures sont connues sur les deux parois verticales en vis-à-vis dites parois actives, maintenues à des températures différentiellement (T_C , T_F), les autres parois sont supposées adiabatiques. Ces différentes conditions aux limites (hydrodynamiques et thermiques), sous forme dimensionnelles et adimensionnelles sont résumées dans le tableau II.2.

Tableau II.2 : Les conditions aux limites appliquées.

Limites	Conditions hydrodynamiques		Conditions thermiques	
	Dimensionnel	Adimensionnel	Dimensionnel	Adimensionnel
paroi chaude $x = 0; \quad 0 < y < L$	$u = 0$ $v = 0$	$U = 0$ $V = 0$	$T = T_C$	$\theta = 1$
Paroi froide $x = L; \quad 0 < y < L$	$u = 0$ $v = 0$	$U = 0$ $V = 0$	$T = T_F$	$\theta = 0$
Paroi supérieure $y = L; \quad 0 < x < L$	$u = 0$ $v = 0$	$U = 0$ $V = 0$	$\frac{\partial T}{\partial y} = 0$	$\frac{\partial \theta}{\partial y} = 0$
Paroi inférieure $y = 0; \quad 0 < x < L$	$u = 0$ $v = 0$	$U = 0$ $V = 0$	$\frac{\partial T}{\partial y} = 0$	$\frac{\partial \theta}{\partial y} = 0$

II.9. Le Nombre de Nusselt

En convection, le phénomène de transfert de chaleur à la surface est évalué et caractérisé par le nombre adimensionnel est le nombre de Nusselt, qu'il désigne le rapport entre les quantités de chaleur échangées par convection et par la conduction pur.

Cette grandeur situe donc l'importance du flux thermique échangé par convection à la paroi du flux équivalent transmis par seule conduction (en l'absence tout mouvement du fluide), sous l'effet de même écart de température.

Le nombre de Nusselt (Nu) est un rapport de la convection à la conduction pure. Pour bien comprendre cette définition donnons l'exemple suivant.

Considérons une certaine couche L de fluide en écoulement entre deux parois solides dont les températures sont T_1 et T_2 respectivement ($\Delta T = T_2 - T_1$). Le transfert de chaleur à travers la couche de fluide se fait par convection et par conduction. D'où on a [16] :

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Flux convectif} = h \cdot \Delta T \\ \text{Flux conductif} = \frac{k \cdot \Delta T}{L} \end{array} \right\} \Rightarrow \frac{\text{Flux convectif}}{\text{Flux conductif}} = \frac{h \cdot \Delta T}{k \cdot \Delta T / L} = Nu = \frac{h \cdot L}{k} \quad (\text{II. 14})$$

Par conséquent, le nombre de Nusselt représente le perfectionnement du transfert de chaleur dans la couche de fluide comme étant le rapport des deux phénomènes. Si la valeur de Nu est grande cela veut dire que la convection est dominante. Si $Nu = 1$, cela veut dire que le transfert de chaleur se fait par conduction pure.

Où h: Le coefficient de transfert par convection [$W/m^2 \cdot K$].

II.10. Le Coefficient d'échange convectif

Dans tout processus où intervient le phénomène de convection, il est nécessaire de définir le coefficient de transfert convectif en vue de quantifier la quantité de chaleur échangée entre le fluide et la paroi qui le délimite. Quoiqu'une représentation exacte du processus de transfert thermique par convection à l'interface entre une paroi et un fluide soit très complexe, par analogie avec les transferts thermiques par conduction, le coefficient d'échange thermique superficiel (h) peut être défini tel que [14-15] :

$$h = \frac{q}{(T_p - T_{\text{réf}})} \quad (\text{II. 15})$$

avec (q), (T_p) et ($T_{\text{réf}}$) respectivement la densité du flux de chaleur à travers un élément de surface de la paroi, la température de cet élément de surface et la température de référence du fluide en dehors de la couche limite thermique.

Le concept de température de référence permet de considérer les propriétés du fluide à cette température pour calculer les paramètres caractéristiques de l'écoulement tels que les nombres Ra et Pr. Cependant, il n'y a pas de base unanime de choix de la température de référence d'une étude à l'autre. Ainsi, dans la littérature on trouve ceux qui utilisent comme température de référence la température résiduelle L de l'enceinte, la température de la paroi chaude, ou la moyenne entre la température de la paroi et du mélange fluide ou bien la moyenne arithmétique des températures des parois chaude et froide. Dans les cavités fermées, la difficulté de calcul du coefficient de transfert, et surtout dans la mesure de la température

de référence du mélange. Cette difficulté est liée entre autres à l'inaccessibilité du fluide confiné dans l'enceinte et aux inconvénients associés aux méthodes de mesures expérimentales. Pour contourner cette difficulté, on utilise une formulation qui intègre la différence de température entre les parois actives chaude (T_C) et froide (T_F) exprimée sous la forme :

$$h = \frac{q}{(T_C - T_F)} \quad (\text{II. 16})$$

On peut exprimer, alors le nombre de Nusselt en fonction des températures T_C et T_F comme suit :

$$Nu = \frac{q L}{k (T_C - T_F)} \quad (\text{II. 17})$$

D'après l'équation (II.17), et les variables adimensionnelles on déduit le nombre de Nusselt pour le cas adimensionnel [14]:

$$Nu(X) = -\frac{d\theta}{dX} \quad (\text{II. 18})$$

Le nombre de Nusselt moyen, est défini comme de suit :

$$Nu_m = \frac{1}{L} \int_0^L Nu(x) dx \quad (\text{II. 19})$$

Chapitre III

FORMULATION NUMERIQUE

CHAPITRE III : FORMULATION NUMERIQUE

III.1. Introduction :

Depuis des années le développement des ordinateurs a encouragé les scientifiques à résoudre des problèmes de plus en plus complexes pour lesquelles les solutions analytiques ne peuvent-être trouvées. Ces types de problèmes sont généralement modélisés par des équations aux dérivées partielles (E.D.P) non-linéaires. Pour obtenir une solution numérique, le modèle mathématique constitué par une équation différentielle aux dérivées partielles (EDP) ou par un système d'EDP est transformé, à l'aide d'une méthode de discrétisation en système d'équations algébriques. Il existe plusieurs schémas de discrétisations des équations aux dérivées partielles (E.D.P): les différences finies, les volumes finis, les éléments finis et les méthodes spectrales.

Le logiciel de simulation utilisé dans cette étude « FLUENT », fonctionne selon la méthode des volumes finis qui développée par Patankar[17]:

III.2. Principe de la méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis est une technique de discrétisation qui converti leséquations de conservation aux dérivées partielles en équations algébriques dont la résolution numérique est possible. Elle est basée sur l'intégration des équations aux dérivés partielles sur chaque volume de contrôle pour obtenir les équations discrétisésqui assurent la conservation de toutes les grandeurs physiques sur un volume de contrôle[18].

III.3. Discrétisation les équations par la méthode des volumes finis

Dans la simulation par la méthode des volumes finis, le domaine de calcul est divisé en un nombre fini de sous-domaines élémentaires, appelés de contrôle. La méthode des volumes finis consiste à intégrer les équations aux dérivées partielles, décrites au chapitre précédent, sur chaque volume de contrôle. Chacun de ces derniers (volume de contrôle) contenant un nœud appelé le nœud principale. Un exemple de volume de contrôle est montré

dans la figure ci-dessous. Pour un nœud principale (P'), les points E et W (E : Est, W : West) sont des voisins dans la direction X, tandis que N et S (N : Nord, S : Sud) sont ceux dans la direction Y. Le volume de contrôle entourant (P') est montré par les lignes discontinues. Les faces du volume de contrôle sont localisées aux point (e) et (w) dans la direction X, (n) et (s) dans la direction Y [17-18].

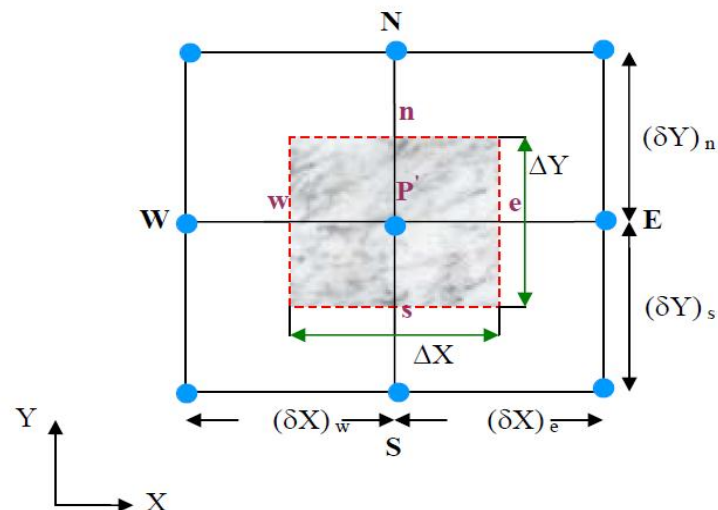


Figure III.1: Schéma représentant le volume de contrôle bidimensionnel.

III.4. Présentation du domaine sous forme des grilles (Maillage)

Le maillage est subdivision du domaine d'étude en grilles longitudinales et transversales dont l'intersection représente un nœud.

La discrétisation du domaine est obtenue par un maillage constitué d'un réseau de points (nœuds). Ainsi un élément de volume (volume de contrôle) est défini autour de chaque nœud.

Les grandeurs scalaires sont stockées dans le nœud (P') du maillage, tandis que les grandeurs vectorielles sont stockées aux milieux des segments reliant les nœuds. L'équation générale de transport est intégrée sur le volume de contrôle associé aux variables scalaires et les équations de quantité de mouvement sont intégrées sur le volume de contrôle associé aux composantes de la vitesse.

Le volume de contrôle de la composante longitudinale (U) est décalé suivant la direction (X) par rapport au volume de contrôle principal, celui de la composante transversale

(V) est décalé suivant la direction (Y). Ce type de maillage appelé le maillage décalé, qui permet une bonne approximation des flux convectifs et une stabilisation numérique de la solution.

La construction des volumes de contrôle et le maillage décalé sont montrés dans le schéma suivant [17-18]:

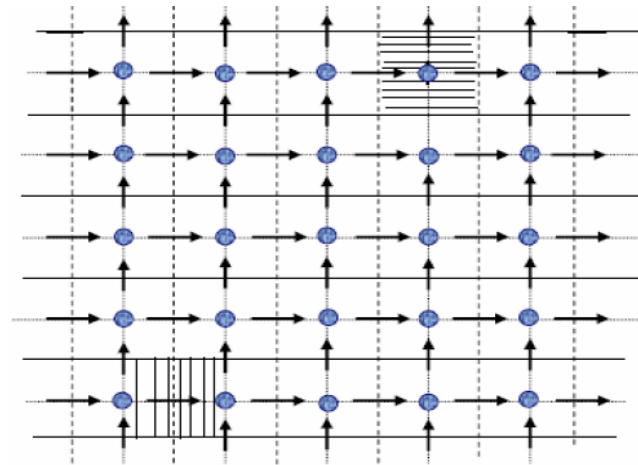
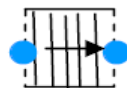


Figure III.2 : Schéma représentant le maillage décalé.

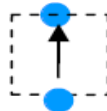
→ Nœud de vitesse ; ● Nœud des variables scalaires



Volume de contrôle pour les variables;



Volume de contrôle pour U;



Volume de contrôle pour V.

III.5. Mise en équations du problème et Modèle Mathématique

Les équations mathématiques exposées au chapitre précédent et régissant l'écoulement expriment le transport des quantités de masse, de mouvement et d'énergie dans le système.

On peut procéder à la conversion des équations différentielles de transport en systèmes d'équations algébriques. Ce procédé est simplifié si on traite le cas d'une équation généralisée de transport d'une variable ϕ . Cette équation s'écrit dans le cas stationnaire et bidimensionnel:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho U \phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho V \phi) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma_{\phi} \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) + S_{\phi} \quad (\text{III. 1})$$

Où ϕ : La propriété transportée ;

Γ_{ϕ} : Le coefficient de diffusion ;

S_{ϕ} : Le terme source.

Tous ces termes sont représentés dans la table suivante :

Table III.1: Coefficients de diffusion et termes source

Equation de	ϕ	Γ_{ϕ}	S_p	S_u
Conservation de la masse	1	0	0	0
Impulsion dans le sens X	U	μ_{eff}	0	$S^u - \frac{\partial P}{\partial x}$
Impulsion dans le sens Y	V	μ_{eff}	0	$S^v - \frac{\partial P}{\partial y}$
Energie	$C_p T$	$\frac{\mu}{Pr}$	0	$\frac{dP}{dt}$
Avec $S^u = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial U}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial V}{\partial x} \right)$ $S^v = \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu_{eff} \frac{\partial U}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \frac{\partial V}{\partial y} \right)$ $\frac{dP}{dt} = U \frac{\partial P}{\partial x} + V \frac{\partial P}{\partial y} = U \frac{\partial P}{\partial x} + V \frac{\partial P}{\partial y}$				

III. 6. Discrétisation par la méthode des volumes finis

Pour bien comprendre cette méthode, on considère le cas le plus simple. Soit l'écoulement permanent unidimensionnel dans lequel seuls les termes de convection et de diffusion sont présents. L'équation différentielle gouvernante est :

$$\frac{d}{dx}(\rho u \phi) = \frac{d}{dx} \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right) \quad (\text{III. 2})$$

L'équation de continuité s'écrit :

$$\frac{d}{dx}(\rho u) = 0 \quad (\text{III. 3})$$

Pour obtenir l'équation discrétisée, on utilise le système à 03 nœuds de la figure III.1. On suppose que "e" est localisé au milieu entre P et E, et w est entre W et P.

$$(\rho u \phi)_e - (\rho u \phi)_w = \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right)_e - \left(\Gamma \frac{d\phi}{dx} \right)_w \quad (\text{III. 4})$$

$$(\rho u)_e - (\rho u)_w = 0 \quad (\text{III. 5})$$

Pour arranger l'équation d'une façon compacte, on définit deux nouveaux termes F et D.

$$F = \rho u \quad \text{et} \quad D = \frac{\Gamma}{\delta x} \quad (\text{III. 6})$$

Les deux termes ont les mêmes dimensions ; F indique l'intensité de la convection, D est la conductance de diffusion.

Avec ces nouveaux symboles, les équations deviennent :

$$F_e \phi_e - F_w \phi_w = D_e (\phi_e - \phi_p) - D_w (\phi_p - \phi_w) \quad (0. 7)$$

$$F_e - F_w = 0 \quad (\text{III. 8})$$

L'approximation par un schéma de différences centrées est utilisée pour représenter le terme de diffusion. Pour le cas unidimensionnel, on peut écrire la valeur de la grandeur scalaire ϕ aux faces du volume de contrôle comme:

$$\phi_e = (\phi_p + \phi_E) / 2 \quad (\text{III. 9})$$

$$\phi_w = (\phi_W + \phi_p) / 2 \quad (\text{III. 10})$$

L'introduction des deux expressions (III.9) et (III.10) dans l'équation (III.2) donne :

$$\frac{F_e}{2}(\phi_p + \phi_E) - \frac{F_w}{2}(\phi_w + \phi_p) = D_e(\phi_E - \phi_p) - D_w(\phi_p - \phi_w) \quad (\text{III. 11})$$

En réarrangeant cette équation, on aboutit à l'équation discrétisée :

$$a_p \phi_p = a_w \phi_w + a_E \phi_E \quad (\text{III. 12})$$

$$a_E = D_e - \frac{F_e}{2} \quad ; \quad a_w = D_w + \frac{F_w}{2}$$

$$a_p = D_e + \frac{F_e}{2} + D_w - \frac{F_w}{2} = a_E + a_w + (F_e - F_w) \quad (\text{III. 13})$$

Enfin, l'application de cette dernière équation dans tous les nœuds de maillage choisit, permet d'obtenir d'un système d'équations algébrique.

III.7. Présentation du logiciel de calcul

Gambit et Fluent, sont des logiciels, sous licence commerciale, permettant de réaliser des simulations 2D ou 3D en mécanique des fluides allant de la construction du maillage avec Gambit à la résolution des équations de Navier Stokes et au post-traitement avec FLUENT. Largement répandus dans l'industrie (automobile, aéronautique, espace, etc.) en raison de leur interface graphique puissante et de l'abondance de leurs options, ils permettent de réaliser des simulations sur tous types de géométries complexes (fixes ou mobiles) associées à des maillages fixes ou adaptatifs et avec des modèles physiques variés (diphasiques, turbulents, etc.). FLUENT est un Code de calcul CFD (Computational Fluid Dynamics) capable de simuler des problèmes des écoulements de fluide. Il est basé sur la méthode des volumes finis pour résoudre les équations régissant les écoulements fluides. GAMBIT est un logiciel de DAO et de génération de maillage.

Nous avons effectué une simulation numérique moyennant le code de calcul « FLUENT 6.3.26 », qui permet la résolution des équations de transport par la méthode des volumes finis. Des paramètres adaptés d'écoulement et des conditions aux limites adéquates sont utilisés. Nous avons réalisé le maillage par le mailleur « GAMBIT 2.2.30 », les étapes de création du maillage et de la simulation sont illustrées dans l'ANNEXE C.

III.8. Procédure du calcul numérique

La procédure numérique se conçoit en deux étapes, le maillage et le calcul itératif.

III.8.1. Maillage de domaine dans « GAMBIT » :

La procédure de création de maillage a été réalisée conformément au protocole suivant :

- ✓ Création du domaine physique 2 D selon les dimensions choisies ($L=1m$).
- ✓ Choix du maillage structuré, uniforme en tous les bords de la conduite.
- ✓ Affectation des conditions aux limites en tous les parois de la conduite.
- ✓ Vérification de la qualité par le contrôle de forme des maillages et leurs nombres.

III.8.2. Résolution des équations et calcul avec « FLUENT »

Une fois le maillage du domaine d'étude réalisé, nous avons procédé aux calculs selon les étapes suivantes :

- ✓ Importations du maillage 2D.
- ✓ Choix du 'solveur', le régime stationnaire, et le fluide incompressible.
- ✓ Choix le schéma implicite non couplé dans la résolution des équations de transport, car cette formulation résout les équations de continuité de quantité de mouvement et quand c'est nécessaire celle de l'énergie, séquentiellement, c'est-à-dire isolées les unes des autres (implicite par défaut).
- ✓ Choix l'algorithme SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations), pour résoudre le couplage vitesse-pressure.
- ✓ Choix du modèle laminaire pour tous les cas.
- ✓ Introduction des propriétés du fluide utilisé (l'air), on considère tous les propriétés sont constant sauf la densité on choisit le modèle de Boussinesq.
- ✓ Choix des caractéristiques des conditions aux limites appropriées, supposant la température de la paroi froide est constante ($T_F=300$). La température nécessaire pour chaque nombre de Rayleigh étudié a été calculée à l'aide d'un code Fortran basé sur la relation théorique entre le nombre de Rayleigh et les températures (ANNEXE A)
- ✓ Choisit un critère d'arrêt, pour notre étude on choisit une erreur de calcul d'ordre 10^{-6} .
- ✓ Calculs itératifs jusqu'à la convergence.
- ✓ Post-traitement des résultats finaux obtenus.

On peut résumer les étapes de la résolution du calcul numérique dans l'organigramme (Figure III.3):

III.9. Organigramme de calcul

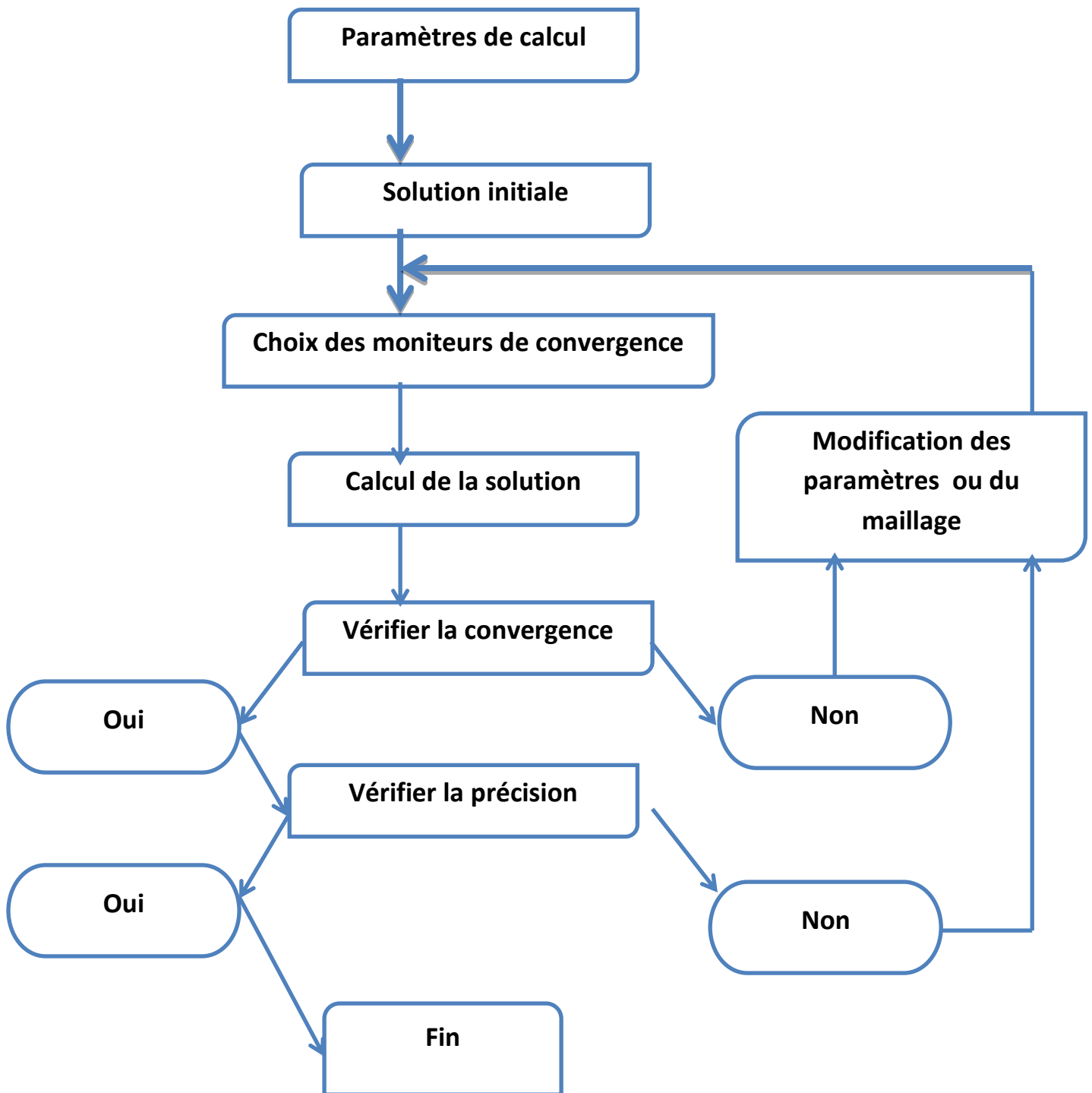


Figure III.3: Organigramme de calcul.

Chapitre IV

RESULTATS ET DISCUSSIONS

CHAPITRE IV :

RESULTATS ET DISCUSSION

IV.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous exposons les résultats de simulation obtenus à l'aide du code CFD « FLUENT ». En premier lieu, nous présentons une optimisation du maillage, dans le but de bien choisir le maillage convenable à notre étude. Les résultats ont été comparés entre eux, afin d'obtenir un maillage convenable où les résultats ne changent pas. Puis cette étape principale, on valide nos résultats numériques obtenus en comparaison avec les résultats publiés pour but d'assurer succès de la simulation.

IV.2. Optimisation du maillage

Pour choisir le meilleur maillage qui permet d'avoir les résultats les plus exacts possibles, on a étudié l'influence de la taille et la répartition des nœuds sur la fonction de courant ψ max. Les résultats de cette étude sont exposés dans le tableau IV.1 et la figure IV.1. Pour cela, une répartition uniforme des nœuds a été utilisée.

Une série de neuf cas a été proposée pour étudier l'indépendance du maillage pour $Ra=10^3$. La valeur de Ψ max a été évaluée en fonction des nombres des nœuds (figure IV.1).

A partir de ce tableau il apparaît que $\max \psi$ devient insensible au nombre de nœuds à partir de la grille 80×80 (cas test numéro 7). Dans la suite de notre travail, on adoptera donc pour des raisons de précision de calcul un maillage 80×80 (6,400 cellules).

Tableau IV.1 : Influence de la taille du maillage sur ψ max, pour $Ra=10^3$.

Cas test	Nombre des nœuds	Ψ max
1	20 x 20	2.88e-05
2	30 x 30	2.84e-05
3	40 x 40	2.83e-05
4	50 x 50	2.82e-05
5	60 x 60	2.81e-05
6	70 x 70	2.79e-05
7	80 x 80	2.80e-05
8	90 x 90	2.80e-05
9	100 x 100	2.80e-05

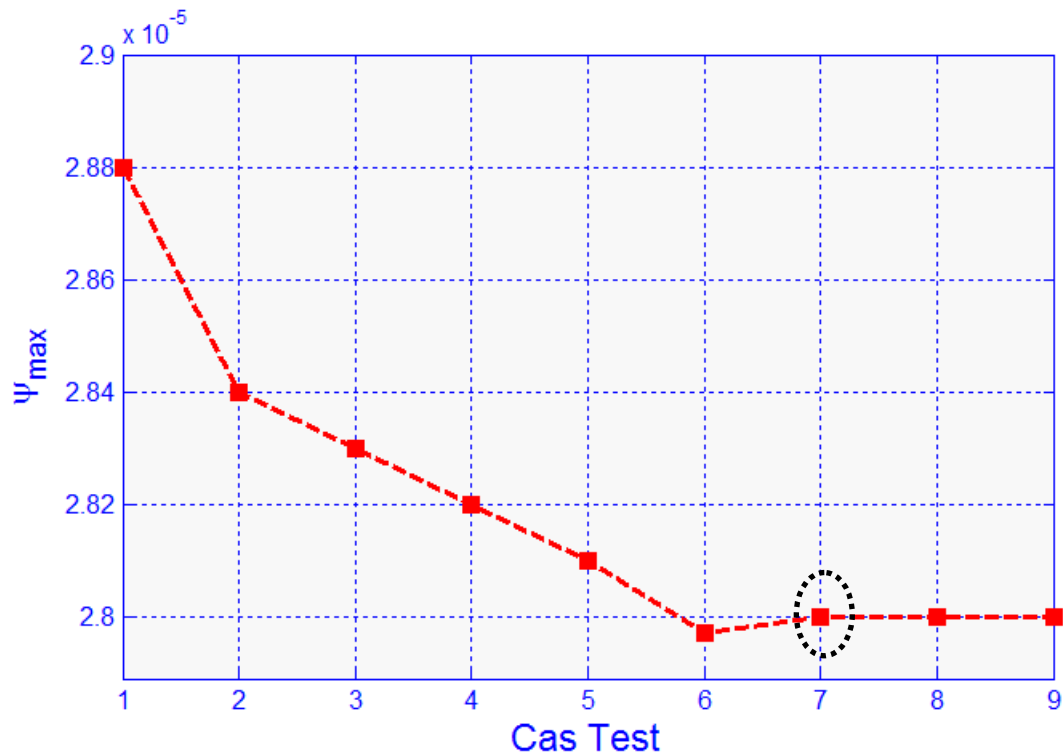


Figure IV.1: Influence de la taille du maillage sur $\psi_{\max}$, pour $Ra=10^3$.

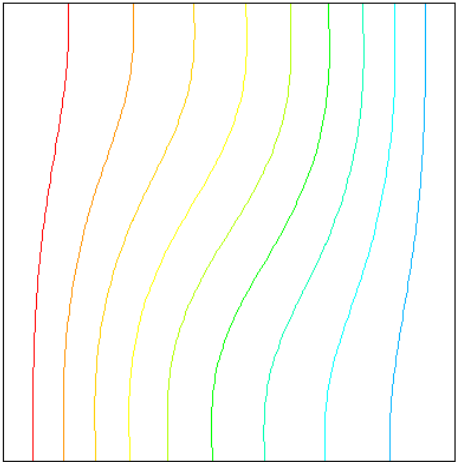
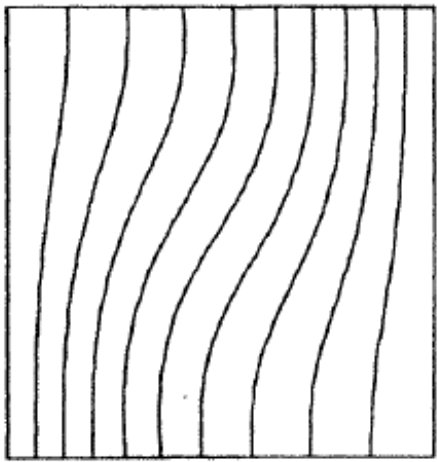
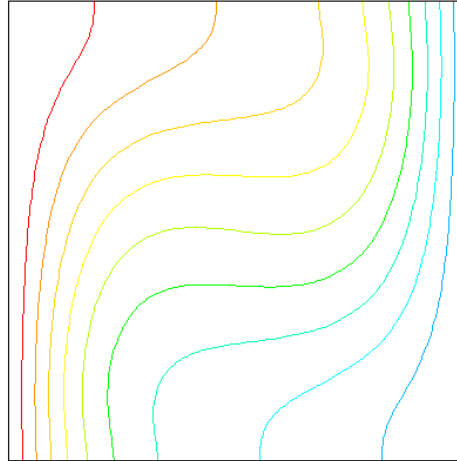
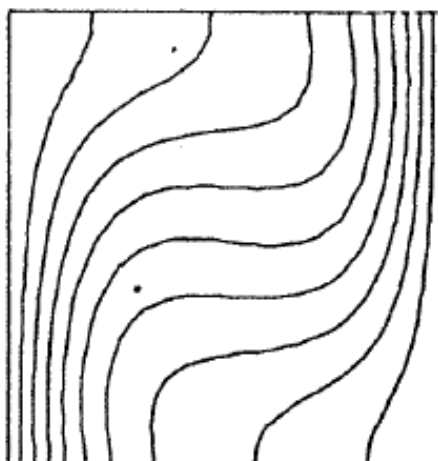
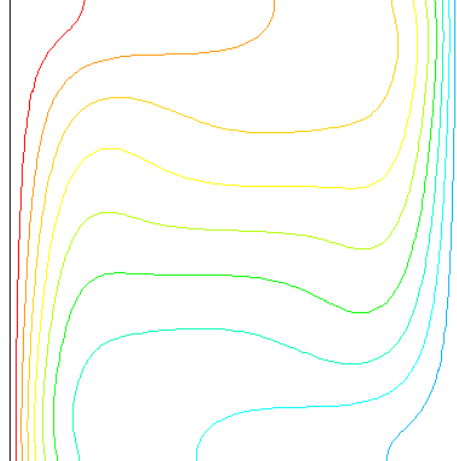
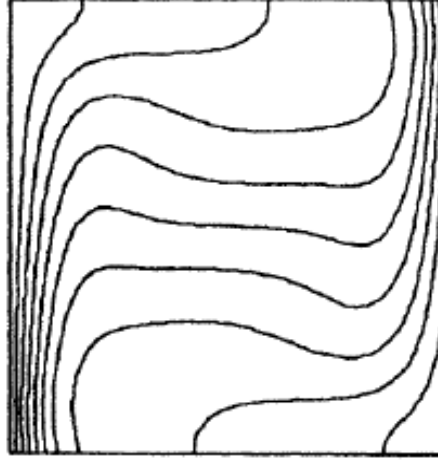
IV.3. Validation numérique

Dans le but d'attribuer plus de confiance aux résultats de nos simulations numériques, on a établi quelques comparaisons quantitatives et qualitatives avec d'autres investigations numériques disponibles dans la littérature.

Pour ce fait, et sur le plan qualitatif, on a comparé nos résultats de la simulation numérique, par les résultats obtenues par **G. De Vahl Davis (1983) [2]**, qu'il a utilisé l'air comme un fluide de base pour refroidissement d'une source de chaleur intégrée à la paroi droite dans une cavité carrée soumise à la même condition de notre étude pour différent nombre de Rayleigh 10^3 à 10^6 , la résolution des équation gouvernante le problème a été faite en utilisant la méthode des différences finis. Aussi, on a comparé nos résultats par les résultats de **K. Khanafer et al. (2003) [19]**, qu'il a utilisé la méthode des volumes finis pour résoudre les équations de transport (Tableau IV.2 et IV.3).

Sur le plan quantitatif, on a comparé de la température adimensionnelle $\left(\theta = \frac{T-T_F}{T_c-T_F}\right)$ dans la ligne médiane de l'enceinte ($y = L/2$) pour $Ra=10^5$, par les résultats expérimentaux de **R. J. Krane et al. [20]**, et par les résultats numériques existants dans la littérature (figure IV.2).

Tableau IV.2 : Contours des isothermes pour différents nombre de Rayleigh.

Nos Résultats	G. De Vahl Davis (1983) [2]
$Ra = 10^3$ 	$Ra = 10^3$ 
$Ra = 10^4$ 	$Ra = 10^4$ 
$Ra = 10^5$ 	$Ra = 10^5$ 

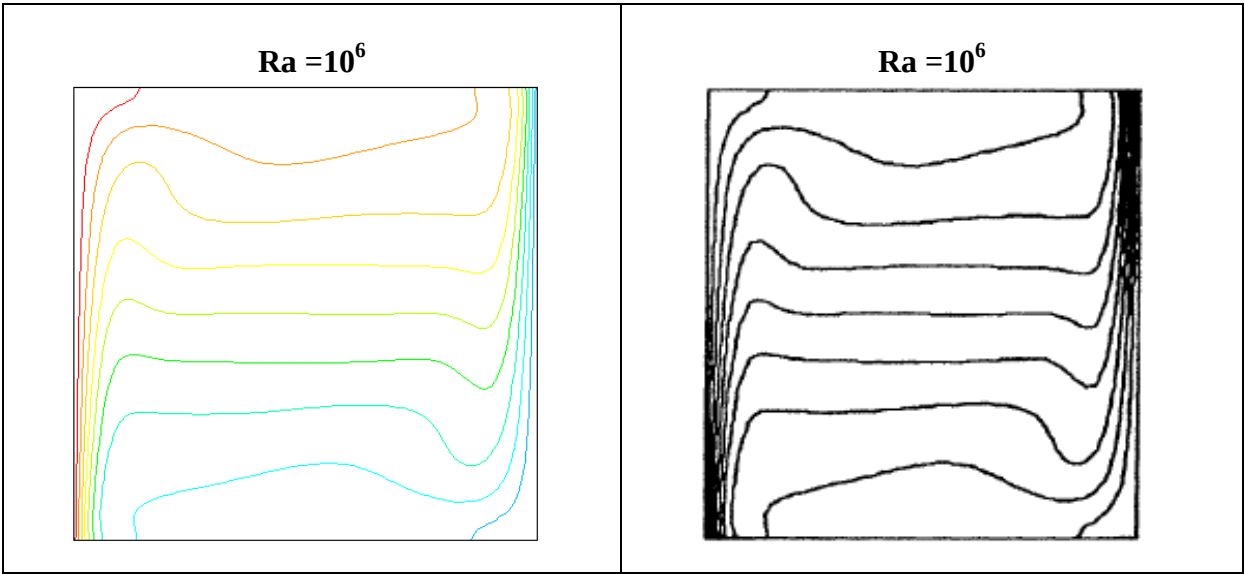
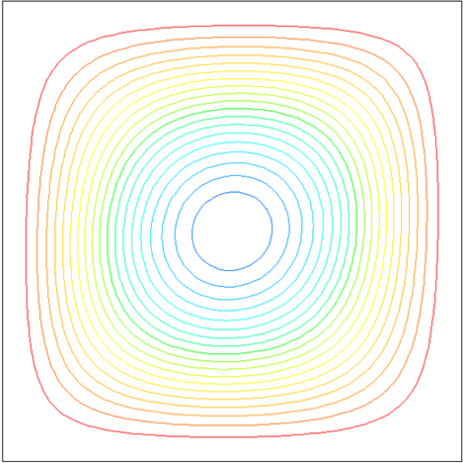
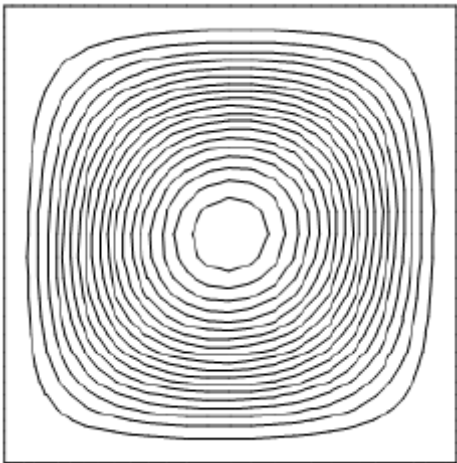
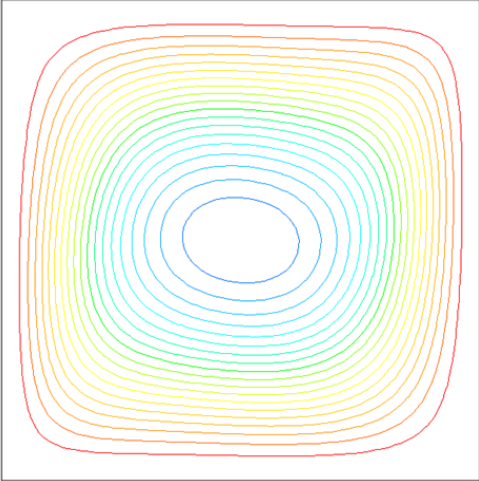
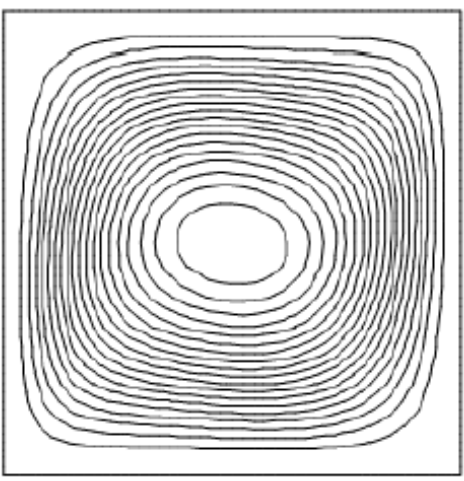


Tableau IV.3 : Contours des lignes de courant pour différents nombre de Rayleigh.

Nos Résultats	K. Khanafer et al. [19]
Ra = 10³ 	Ra = 10³ 
Ra = 10⁴ 	Ra = 10⁴ 

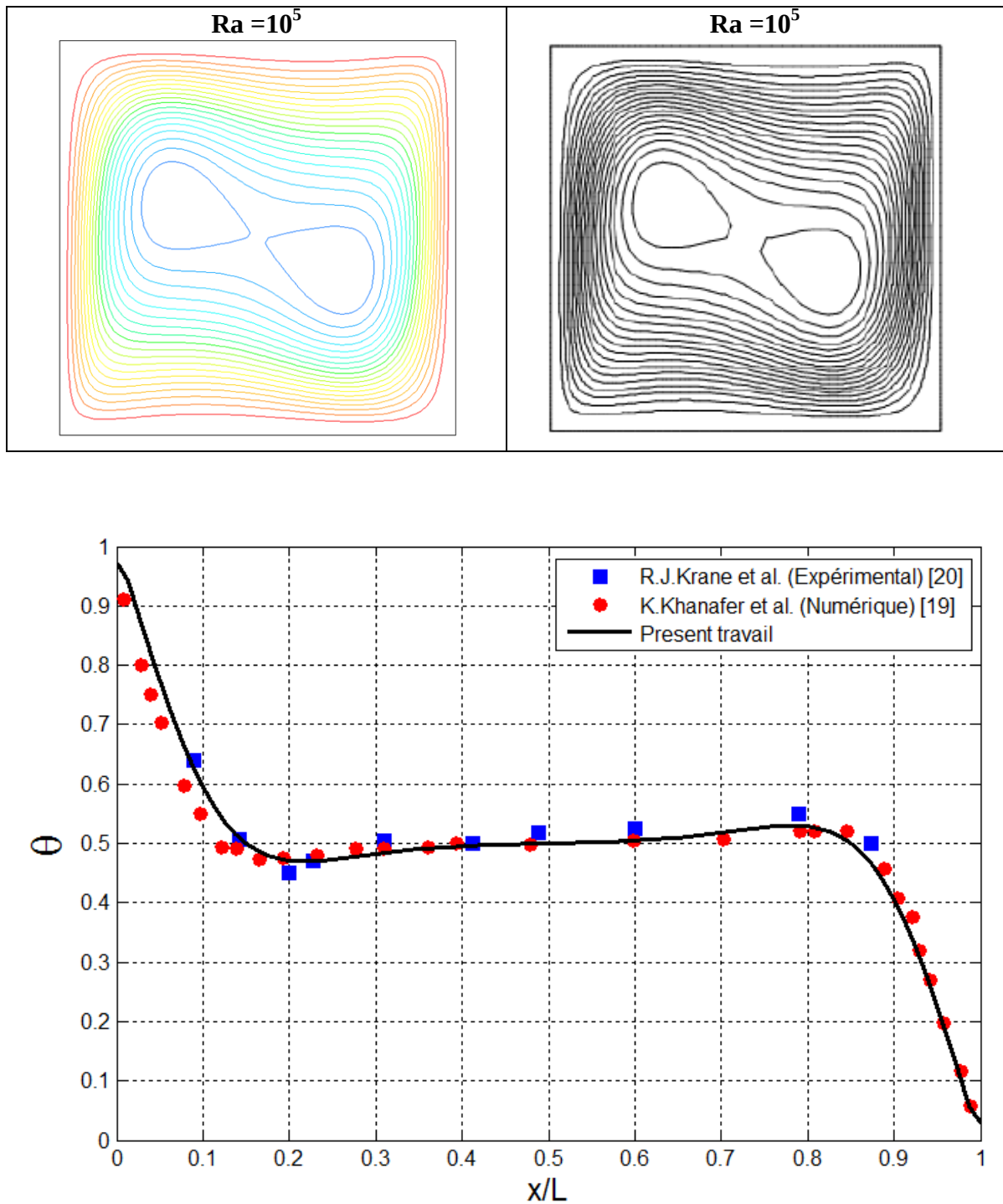


Figure IV.2 : la distribution de la température adimensionnelle dans la longue de la ligne médiane horizontale de l'enceinte ($y = L/2$), pour $Pr = 0.7$ (air), et $Ra = 10^5$

La comparaison des isothermes, des lignes de courant et la température adimensionnelle avec les résultats expérimentaux et numériques existants dans la littérature présente une excellente concordance, ce qui nous a permis de valider notre procédure de simulation numérique.

IV .4. Simulation numérique

IV.4.1. Introduction

Après avoir validé notre code de calcul numérique à l'aide des résultats de références disponibles dans la littérature, nous passons maintenant à l'étude de la convection naturelle de l'air confiné dans une cavité carrée de longueur $L = 1\text{m}$, soumise à un gradient de température.

Les parois inférieure et supérieure sont maintenues adiabatiques, la paroi gauche a une température chaude et la paroi droite possède à une température froide fixe pour tous les cas ($T_F = 300\text{ K}$). La figure (VI.3) montre la grille utilisée sur le mailleur GAMBIT. Les équations de continuité, de quantité du mouvement bidimensionnelle et d'énergie sont résolues numériquement en utilisant le solveur Fluent. Avec une erreur d'ordre 10^{-6} . La convergence atteinte pour un nombre d'itération environ 1685 itérations (figure IV.4).

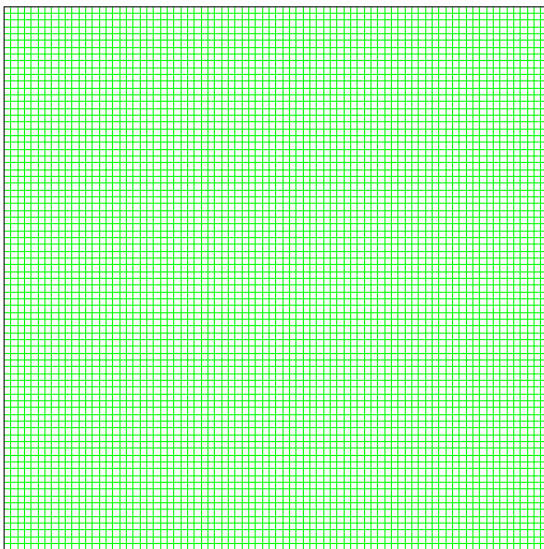


Figure IV.3:Le maillage utilisé.

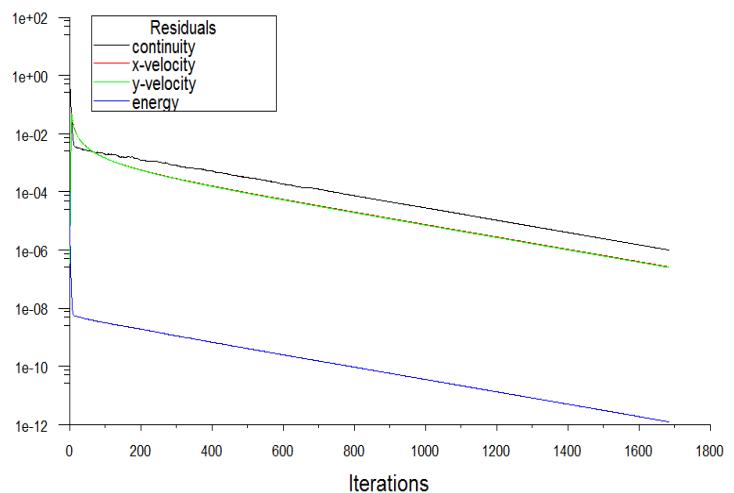


Figure IV.4: Evolution de résidu.

L'influence du nombre de Rayleigh (Ra) qui caractérise l'intensité de la poussée thermo-gravitationnelle sur la structure dynamique et thermique de l'écoulement, ainsi que sur l'intensité du transfert de chaleur, a été étudiée numériquement.

La résolution des équations phénoménologiques bidimensionnelles par le programme de calcul nous a permis d'obtenir des résultats pour des valeurs du nombre de Rayleigh allant de 10^3 à 10^6 .

IV.4.2. Effet du nombre de Rayleigh

Pour examiner l'effet du nombre de Rayleigh sur la structure dynamique et thermique de l'écoulement de l'air dans une cavité carrée différentiellement chauffée, nous avons varié le nombre de Rayleigh entre 10^3 à 10^6 , où l'écoulement est laminaire.

IV.4.2.1. Champ dynamique

Les contours des lignes de courant pour différents nombres de Rayleigh sont présentés dans les figures (IV.5 jusqu'à IV.8). Pour les cas des faibles nombres de Rayleigh (où la conduction domine le transfert de chaleur), notamment pour $Ra=10^3$, la fonction de courant minimale est de forme d'un cercle localisé au milieu de la cavité. Le rayon de ce cercle augmente d'une façon quasi-régulière jusqu'à atteindre la valeur maximale proche des parois de l'enceinte où la fonction est déformée.

Pour un nombre Rayleigh d'ordre 10^4 , la fonction de courant minimale prend une forme ellipsoïdale localisée au milieu de la cavité. Les deux rayons de l'ellipse augmentent d'une façon quasi-régulière aussi afin d'atteindre la valeur maximale proche des parois de l'enceinte où la fonction est déformée.

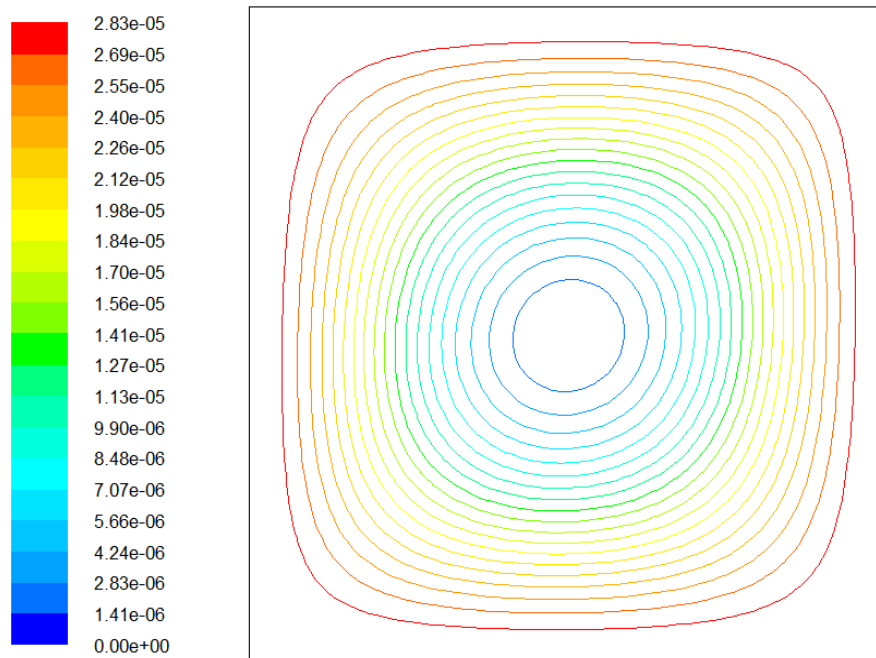


Figure IV.5 : Contour des lignes de courant pour $Ra=10^3$.

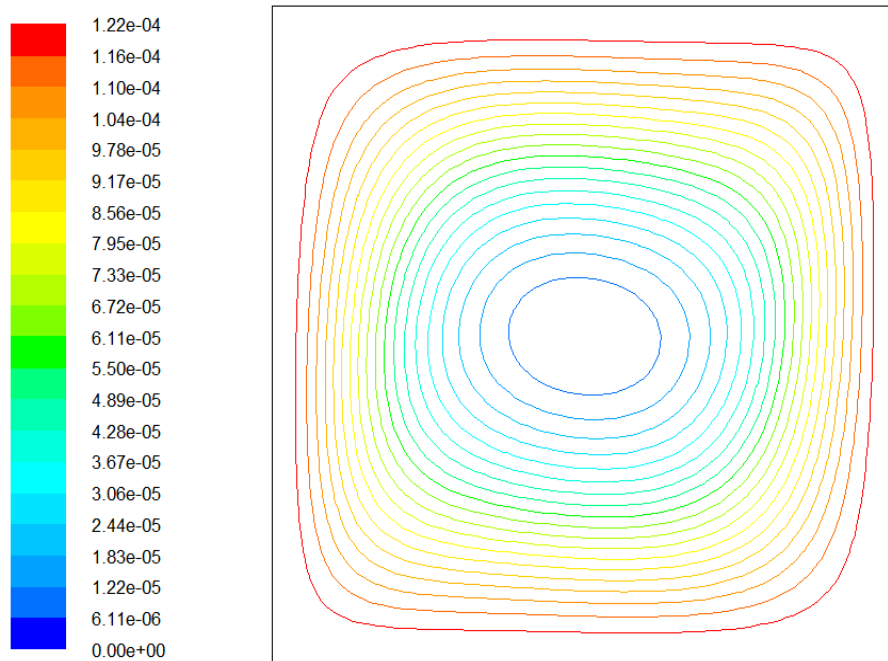


Figure IV.6: Contour des lignes de courant pour $Ra=10^4$.

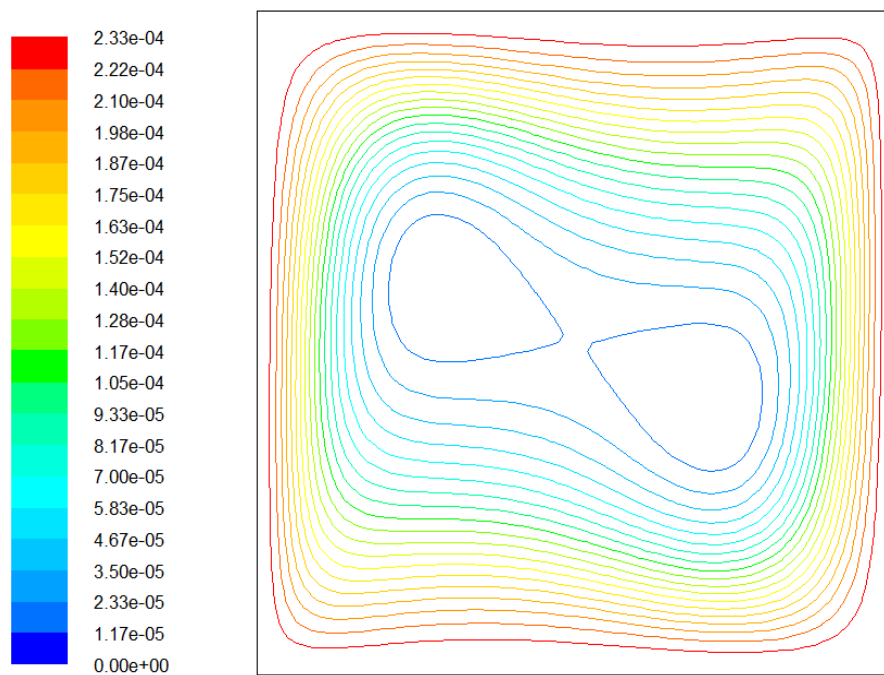


Figure IV.7 : Contour des lignes de courant pour $Ra=10^5$.

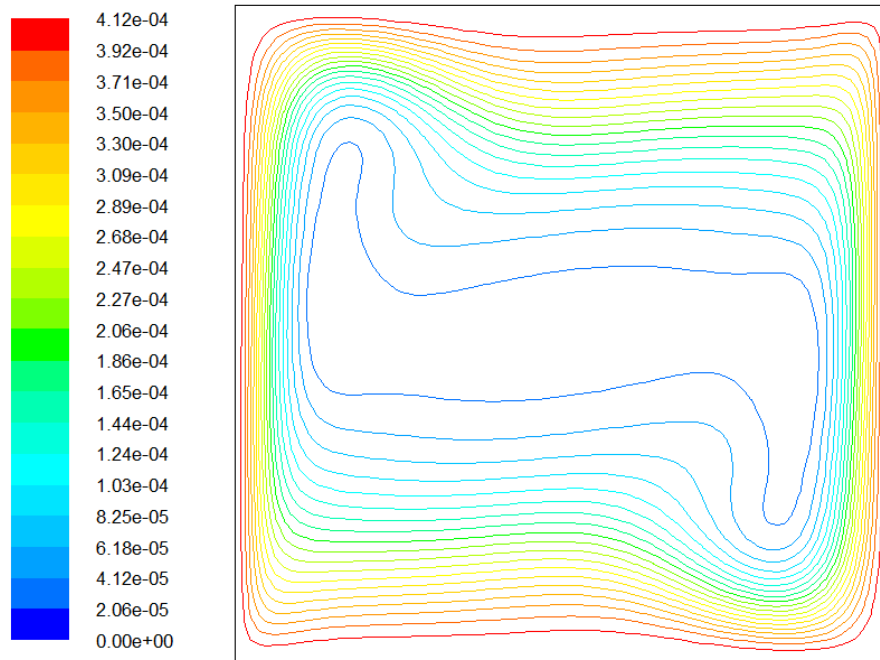


Figure IV.8 : Contour des lignes de courant pour $Ra=10^6$.

Pour un nombre de Rayleigh considérable de l'ordre 10^5 , deux cellules symétriques contrarotatives sont apparues au milieu de la cavité, ces cellules se fusionnent progressivement jusqu'à atteindre une seule forme proche à la paroi. Cependant, la fusion de ces cellules pour un nombre de Rayleigh 10^6 , donne une forme aléatoire, et les lignes de courant sont circonscrites proches des parois horizontales.

IV.4.2.2. Champ thermique

Les contours des isothermes pour différents nombres de Rayleigh sont présentés dans les figures (IV.5 jusqu'à IV.8).

Pour les faibles nombres de Rayleigh, on remarque que les isothermes sont presque parallèles à la paroi chaude au limite inférieure de la cavité jusqu'à la ligne médiane horizontale ($y=1/2$), une légère déviation a été remarquée. Cette déviation augmente pour atteindre une valeur maximale à la limite supérieure de l'enceinte. Ce phénomène est le même pour la paroi froide, mais de sens inverse (la déviation commence à la limite inférieure). Ceci reflète directement l'effet de la gravité dans la convection naturelle.

Le même phénomène a été trouvé pour tous les nombres de Rayleigh, mais d'intensité de déviation progressive en fonction de nombre de Rayleigh.

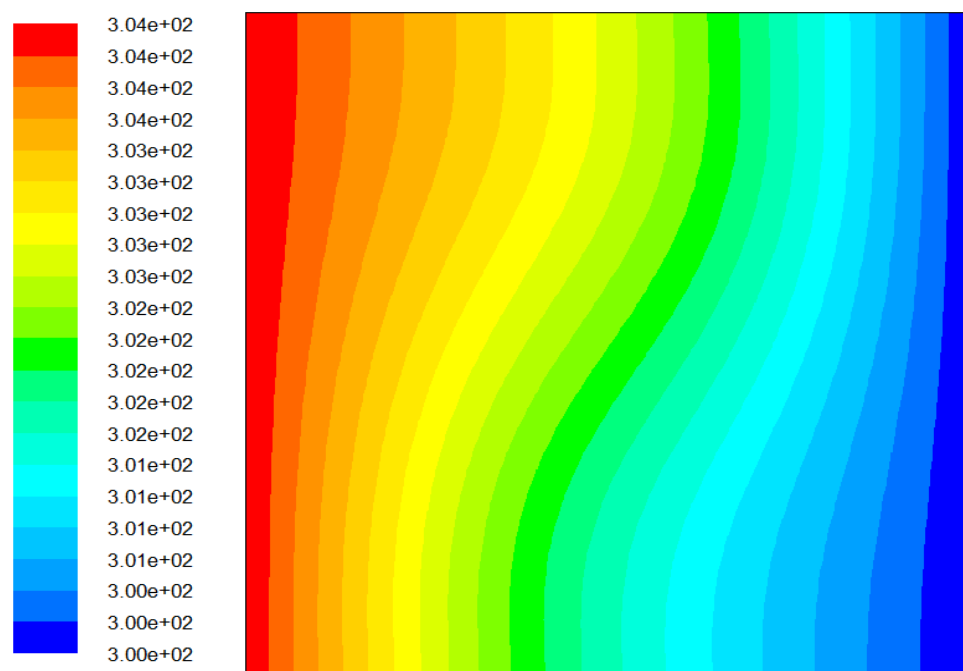


Figure IV.9 : Contour des isothermes pour $Ra=10^3$.

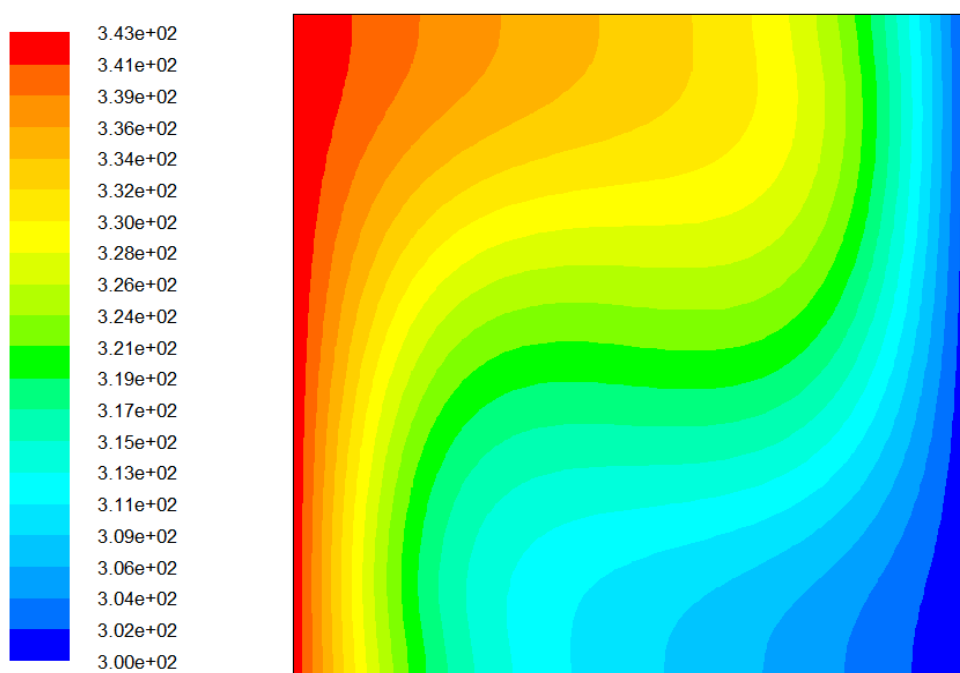


Figure IV.10 : Contour des isothermes pour $Ra=10^4$.

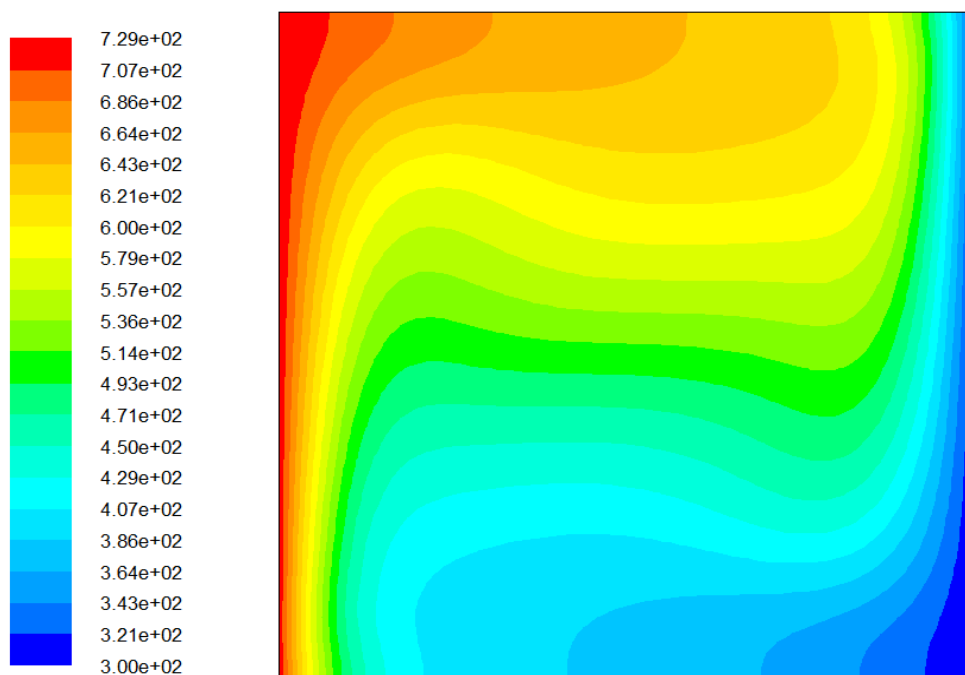


Figure IV.11 : Contour des isothermes pour $Ra=10^5$.

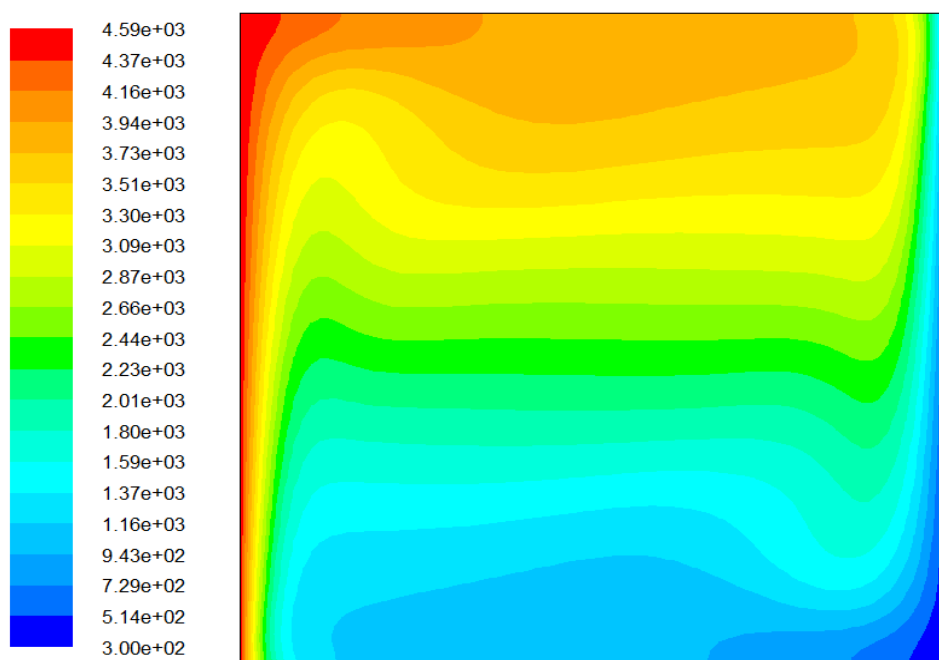
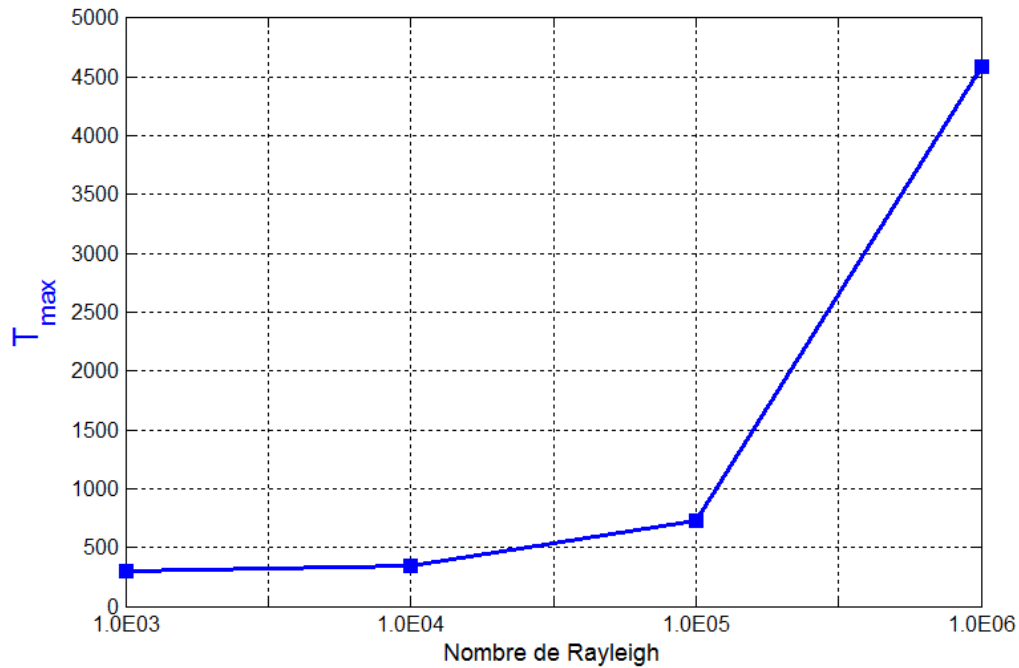
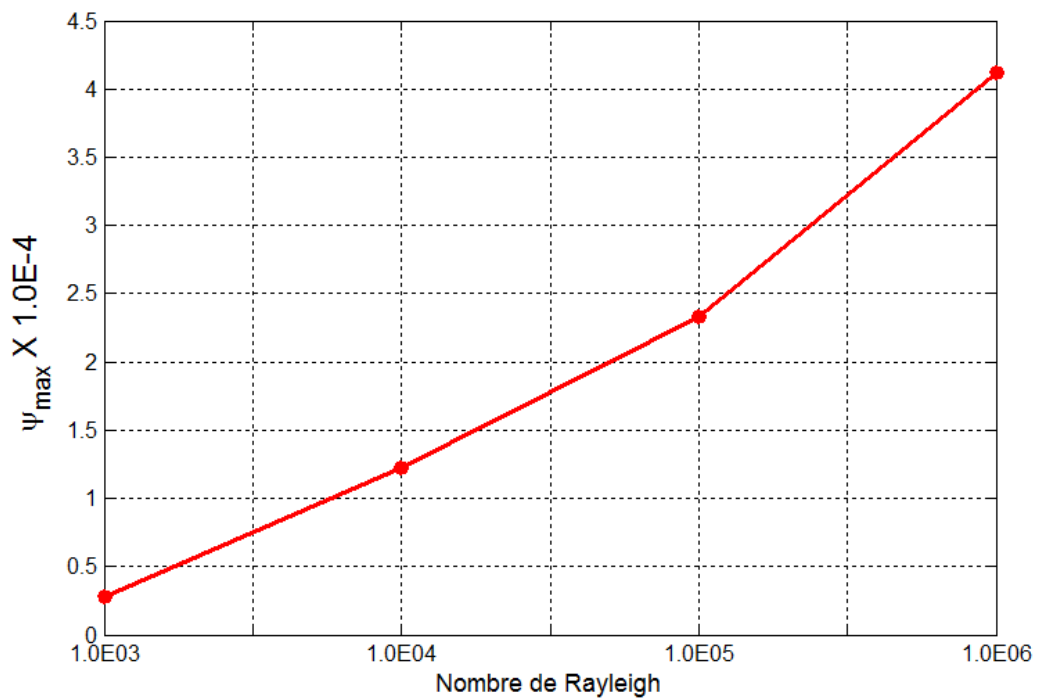


Figure IV.12 : Contour des isothermes pour $Ra=10^6$.

Pour bien examiner l'influence du nombre de Rayleigh sur le structure dynamique et thermique de l'écoulement, on a préféré à tracer l'évolution de la température maximale et ψ maximale en fonction de nombre de Rayleigh, figure IV.13 et IV.14.



FigureIV.13 : Evolution de la température maximale en fonction de nombre de Rayleigh.



FigureIV.14 : Evolution de ψ maximale en fonction de nombre de Rayleigh.

D'après les figures IV .13 et IV .14, Il est bien clair que la température maximale augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh, aussi, ψ maximale augmente avec l'augmentation du nombre de Rayleigh. On a remarqué que l'écart le plus important de l'augmentation de température et ψ est pour les hauts nombres de Rayleigh. L'augmentation de nombre de Rayleigh renforce l'écoulement dans l'enceinte, ce qui conduit de l'augmentation de l'intensité de ψ , et la température.

IV.4.3. Profils de température

Les profils de la température à la ligne médiane horizontale de la cavité ($y = L/2$), sont représentés sur la figure IV.15. L'analyse de cette figure montre que pour des faibles valeurs du nombre de Rayleigh ($Ra = 10^3$), la distribution de la température est linéaire; tandis que pour des valeurs de nombre de Rayleigh supérieur à 10^4 , le gradient de température croît avec le nombre de Rayleigh jusqu'à atteindre le profil de couche limite, ce qui se traduit par un transfert de chaleur plus élevé. Nous remarquons que la répartition des températures selon la direction horizontale est symétrique par rapport au centre de la cavité.

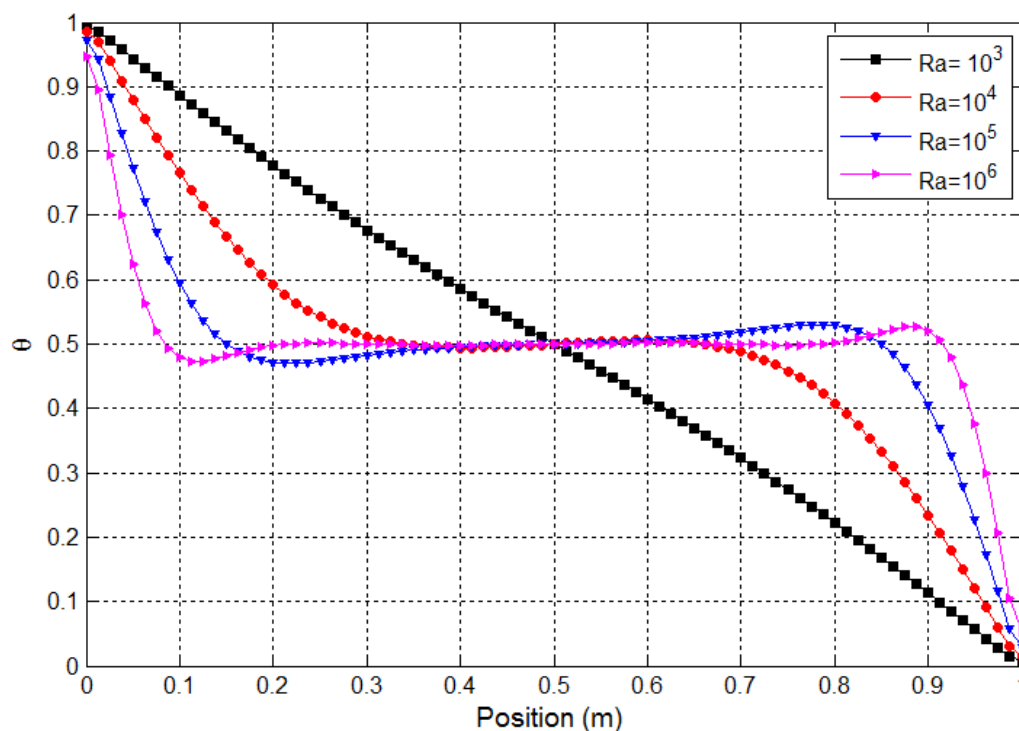


Figure IV.15: Evolution des profils de température à la ligne médiane sur le plan médian $y=L/2$, pour différents nombre de Rayleigh.

IV.4.4. Nombre de Nusselt moyen

La figure IV.16, montre l'évolution du nombre de Nusselt moyen Nu_m , à la ligne médiane horizontale de l'enceinte, Pour différents nombre de Rayleigh, (le programme de calcul de Nusselt moyen est illustré dans l'ANNAXE B), les résultats de calcul ont été comparés par les résultats de G.DE VAHL DAVIS [2], qu'il utilise la discrétisation par la méthode des différences finis.

La comparaison indique que les deux résultats ont bonne accord, surtout pour les faibles nombre de Rayleigh, notamment pour ($Ra = 10^3$), $Nu_m=1$, dans ce cas la conduction dominante, le nombre de Nusselt augmente rapidement avec l'augmentation du nombre de Rayleigh à cause des effets de la convection naturelle qui deviennent de plus en plus significatifs.

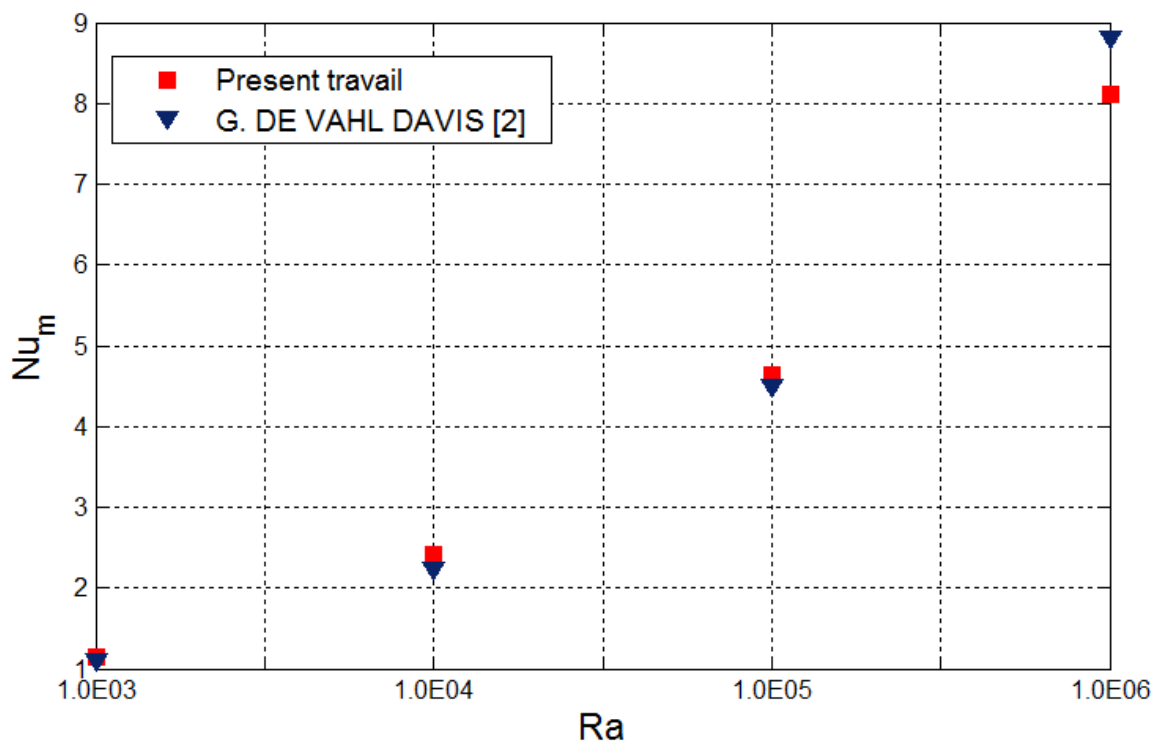


Figure IV.16 : Evolution du nombre de Nusselt moyen pour différents nombre de Rayleigh.

CONCLUSION

GENERALE

Conclusion et perspectives

L'étude présentée dans ce mémoire porte sur la simulation de la convection naturelle laminaire dans une cavité remplie de l'air. La configuration géométrique du modèle physique est une cavité carrée, soumise à un gradient de température horizontal. Les conditions aux frontières sont de type Dirichlet (températures imposées).

Le problème a été abordé selon une approche numérique, basée sur la méthode des volumes finis en utilisant le code CFD « FLUENT ».

L'influence du nombre de Rayleigh sur les structures thermique et dynamique de l'écoulement, a été investigué numériquement, par la détermination des contours des lignes de courant et des isothermes, ainsi que les variations du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh.

La détermination du champ d'écoulement nous a permis d'analyser le comportement du fluide à l'intérieur de la cavité. Pour un nombre faible de Rayleigh, de l'ordre de 10^3 , on a remarqué la dominance du mode de transfert de chaleur par conduction. Au-delà de cette valeur, la convection domine et apparaît d'une manière plus à partir pour $Ra = 10^5$.

En revanche, on a conclu que le nombre de Nusselt moyen augmente parallèlement avec l'augmentation de l'échange thermique, ce qui montre que la convection naturelle est très sensible à la variation du nombre de Rayleigh. On peut dire, alors, que : L'augmentation du nombre de Rayleigh améliore l'écoulement par la convection naturelle.

Afin de continuer les recherches dans notre domaine d'étude, qui concerne les cavités carrées avec des parois partiellement actives, nous recommandons :

- D'étendre cette étude à d'autres formes et configurations plus complexes;
- D'élargir le domaine de simulation en trois dimensions;
- Etude du problème dans le cas de l'écoulement instationnaire et le régime turbulent;
- Comparaison entre plusieurs fluides, afin de trouver les meilleurs fluides, permettant d'optimiser le transfert de chaleur ;
- Introduire le mode de transfert de chaleur par rayonnement, ainsi que le champ magnétique ;
- Application d'autres types des conditions aux limites.

BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] **T.H. Kuehn, R.J. Goldstein**, « An experimental study and theoretical study of natural convection in the annulus between horizontal concentric cylinders », *J. Fluid Mech.* Vol. 74 695–719, (1976).
- [2] **G. de Vahl Davis**, « Natural convection of air in a square cavity: a benchmark numerical solution », *Int. J. Numerical. Methods Fluids* Vol.3, pp. 249–264, (1983).
- [3] **N.C. Markatos, K.A. Perikleous**, « Laminar and turbulent natural convection in an enclosed cavity », *International Journal of Heat and Mass Transfer* Vol. 27 (5), pp.755–772, (1984).
- [4] **A. Lemembre, J.P. Petit**, «Laminar natural convection in a laterally heated and upper cooled vertical cylindrical enclosure », *Int. J. Heat Mass transfer* 41 (16) 2437-2454, (1995).
- [5] **E.K. Lakhal et M. Hasnaoui**. « Convection naturelle dans un cavité carrée chauffé e périodiquement par le bas ». *Revue générale de thermique*, 27, 480– 485. (1995).
- [6] **M.M. Ganzarolli, L.F. Milanez**. « Natural convection in rectangular enclosures heated from below and symmetrically cooled from the sides ». *Int. J. Heat Mass Transfer*, 38, 1063–1073. (1995).
- [7] **Benkhelifa .A, M.A.Harhad, M. Belhamel**, « Etude Numérique de la convection naturelle dans une cuve cylindrique », *Rev. Energ. Ren: valorisation* 37-41 (1999).
- [8] **O. Aydin et W. Yang.**, « Natural convection in enclosures with localized heating from below and symmetrical cooling from sides ». *Int. J. Numerical methods for heat & Fluid flow*, vol. 10 No.5, pp. 518–529. (2000).
- [9] **Oztop. H. F, et al**, «Comparison of position of a heated thin plate located in a cavity for natural convection ». *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, Vol. 31, No. 1, pp. 121-132, (2004).
- [10] **B. Calcagni, F. Marsili, M. Paroncini**. « Natural convective heat transfer in square enclosures heated from below ». *Applied thermal engineering* », 25, 2522–2531. (2005)

- [11] **Eckert. E. R. G., et Carlson. W. O.** « Natural convection in an air layer enclosed between two vertical plates with different temperature ». *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 2, pp.106-120 (2006).
- [12] **X. Xu, G. Sun, X. Yu, Y. Hub, L. Fan, K. Cen,** « Numerical investigation of laminar natural convective heat transfer from a horizontal triangular cylinder to its concentric cylindrical enclosure », *International Journal of Heat and Mass Transfer* Vol.52,pp. 3176–3186, (2009).
- [13] **Zoubida Haddad,** « Etude des effets d'un nanofluide sur un écoulement de convection naturelle dans une cavité », these de doctorat, Université des Sciences et de Technologie Houari Boumediene, soutenu le 2/11/2014
- [14] **Eiyad Abu-Nada et Ali J. Chamkha ,** « Effect of nanofluid variable properties on natural convection in enclosures filled with a CuOeEGeWater nanofluid », *International Journal of Thermal Sciences*, (2010) 2339-2352.
- [15] **Trabelsi Amel,** « Etude de l'échange thermique dans une cavité rectangulaire avec deux côtés partiellement actifs », these de magistère, UNIVERSITE KASDI MERBAH – OUARGLA, soutenue le 12/05/2011.
- [16] **A. Benbrik,** « Transfert de chaleur », cours de base, Université de M'hamed Bougara Boumerdes,2011.
- [17] **Bilell Djenhi,** «Contribution à l'étude du transfert de chaleur par convection mixte entre deux plaques parallèles soumises à un chauffage dissymétrique», Mémoire de Magistère, Université 20 Août 1955 Skikda, 2013.
- [18] **Ioan. C. Popa,** « Modélisation numérique de transfert thermique - Méthode des volumes finis », Université Craiova, 2002.
- [19] **K. Khanafer, K. Vafai et M. Lightstone,** « Buoyancy-driven heat transfer enhancement in a two-dimensional enclosure utilizing nanofluids », *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 46, pp. 3639-3653, 2003.
- [20] **R.J. Krane, J. Jessee,** « Some detailed field measurements for a natural convection flow in a vertical square enclosure », , In: 1st ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference, vol. 1 (1983) pp. 323e329.

ANNEXES

ANNEXE A :

Programme de calcul le nombre de Rayleigh (code FORTRAN 77)

```

PROGRAM CONVECTION_NATURELLE
C CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
C Ce programme pour calcule les températures maximales nécessaires pour
C les nombre de Rayleigh =1 .0E3, jusqu'à 1.0E6, à partir les caractéristiques
C de l'air pure dans une cavité carrée de longueur L=1 m. les températures obtenues
C à partir du code, elle sont utilisées en Fluent comme des conditions aux limites TC
C C k= conductivité thermique
C Cp= Chaleur spécifique
C mu= viscosité dynamique
C B= Coefficient de dilatation
C rho= la masse volumique
C visc= viscosité cinématique
C alpha= diffusivité thermique
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
C Les variables et les constantes du programme
REAL,parameter::k=0.0242,CP=1006.43,mu=0.00001789,B=0.00343
REAL,parameter::Tmin=300,rho=1.225,g=9.81,visc=mu/rho
REAL,parameter::alpha=k/(rho*cp),prod=(g*B)/(visc*alpha)
REAL,DIMENSION(4)::Rayleigh,Tmax
C Ouvre une fichier pour afficher les résultats
open(6,file='Convection_Naturelle.txt')
Rayleigh(1)=1.0e03
Rayleigh(2)=1.0e04
Rayleigh(3)=1.0e05
Rayleigh(4)=1.0e06
C Calcul les températures maximales pour chaque cas
do 101 i=1,4
Tmax(i)=((Rayleigh(i))/prod)+Tmin
101 continue
C Partie Affichage
do i=1,4
write('+++++')(*)
write(*,*) ' + pour Rayleigh =',Rayleigh(i), ' Tmax =',Tmax(i)
write('+++++')(*)
enddo
STOP '+++++ FIN DU PROGRAMME'+++++
end

```

Résultats finals:

```

C:\Users\my\Desktop\Convection_Naturelle.exe
+++++
+ pour Rayleigh = 1000.000000 Tmax = 304.285900
+++++
+++++
+ pour Rayleigh = 10000.000000 Tmax = 342.858900
+++++
+++++
+ pour Rayleigh = 100000.000000 Tmax = 728.589200
+++++
+++++
+ pour Rayleigh = 1000000.000000 Tmax = 4585.893000
+++++
+++++ FIN DU PROGRAMME +++++

```

ANNEXE B :

Programme de calcul le nombre de Nusselt moyen (code MATLAB)

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% ce petit programme pour calculer et tracer la température et le nombre
% de Nusselt moyen à partir les résultats obtenus par FLUENT
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
clear all; % effacer les variables
clc; % effacer l'écran
% lecture le fichier des températures calculées à partir FLUENT
MATRICE=xlsread('DONNEES_EXCEL.xlsx') ;
% Affectation des données
X=MATRICE ( :,1) ; % les abscisses (x) de l'enceinte
T3=MATRICE ( :,2) ; % La température (en y=L/2) pour Ra=1.0E3
T4=MATRICE ( :,3) ; % La température (en y=L/2) pour Ra=1.0E4
T5=MATRICE ( :,4) ; % La température (en y=L/2) pour Ra=1.0E5
T6=MATRICE ( :,1) ; % La température (en y=L/2) pour Ra=1.0E6
TF=300 ; % Température froide
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Les températures chaudes calculées à partir FORTRAN
TC3=304.2858920077 ; %pour Ra=1.0E3
TC4=342.8589200766 ; %pour Ra=1.0E4
TC5=728.5892007662 ; %pour Ra=1.0E5
TC6=4585.8920076624; %pour Ra=1.0E6
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%calculer les températures additionnelles (TETA)
TETA4=(T4-TF) ./ (TC4-TF) ;
TETA6=(T6-TF) ./ (TC6-TF) ;
TETA5=(T5-TF) ./ (TC5-TF) ;
TETA3=(T3-TF) ./ (TC3-TF) ;
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Calcul le nombre de Nusselt moyen
% Estimation initiale
Nu_m1=0;
Nu_m2=0;
Nu_m3=0;
Nu_m4=0;
% contour de calcul basé sur une méthode des différences finies
for i=2:length(x)-1
Nu1(i)=-(TETA3(i)-TETA3(i-1))./(x(i)-x(i-1)); %Nusselt local pour Ra=1E3
Nu2(i)=-(TETA4(i)-TETA4(i-1))./(x(i)-x(i-1)); %Nusselt local pour Ra=1E4
Nu3(i)=-(TETA5(i)-TETA5(i-1))./(x(i)-x(i-1)); %Nusselt local pour Ra=1E5
Nu4(i)=-(TETA6(i)-TETA6(i-1))./(x(i)-x(i-1)); %Nusselt local pour Ra=1E6
Nu_m1=(Nu1(i))+Nu_m1; %Nusselt moyen pour Ra=1E3
Nu_m2=(Nu2(i))+Nu_m1; %Nusselt moyen pour Ra=1E4
Nu_m3=(Nu3(i))+Nu_m1; %Nusselt moyen pour Ra=1E5
Nu_m4=(Nu4(i))+Nu_m1; %Nusselt moyen pour Ra=1E6
end
Nu_m1=averg(Nu1);
Nu_m2=averg(Nu2);
Nu_m3=averg(Nu3);
Nu_m4=averg(Nu4);
Nu_df=[1.117,2.235,4.512,8.816];% Nusselt obtenu par Davis et al.
Nu_m=[Nu_m1,Nu_m2,Nu_m3,Nu_m4]; % Nusselt moyen calculé
% afficher les figures
Figure(1) % afficher la variation des températures adimensionnelles
hold on
box on
grid on
plot(x,TETA3, '-ks', 'LineWidth',1,...

```

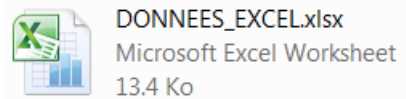
```

        'MarkerEdgeColor','k',...
        'MarkerFaceColor','k',...
        'MarkerSize',4)
plot(x,TETA4,'-rO','LineWidth',1,...
        'MarkerEdgeColor','r',...
        'MarkerFaceColor','r',...
        'MarkerSize',4)
plot(x,TETA5,'-bv','LineWidth',1,...
        'MarkerEdgeColor','b',...
        'MarkerFaceColor','b',...
        'MarkerSize',4)
plot(x,TETA6,'-m>','LineWidth',1,...
        'MarkerEdgeColor','m',...
        'MarkerFaceColor','m',...
        'MarkerSize',4)

xlabel('x')
ylabel('\theta')
hold off
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
figure(2) % afficher la variation de Nusselt moyen
hold on
box on
grid on
plot(Nu_m,'-ks','LineWidth',2,...
        'MarkerEdgeColor','k',...
        'MarkerFaceColor','k',...
        'MarkerSize',6)
plot(Nu_df,'-b>','LineWidth',2,...
        'MarkerEdgeColor','b',...
        'MarkerFaceColor','b',...
        'MarkerSize',6)
legend('Present travail','G. DE VAHL DAVIS [2]')
xlabel('Ra')
ylabel('Nu_m')
hold off
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%% Fin %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

Où le fichier DONNEES_EXCEL.xls, Contient les températures obtenues par FLUENT :



X	T3	T4	T5	T6
0	304.256	342.213	716.094	4361.06
0.0125	304.225	341.567	703.609	4137.44
0.025	304.165	340.276	678.773	3702.43
0.0375	304.104	338.989	654.403	3305.69
0.05	304.043	337.711	630.933	2971.03
0.0625	303.983	336.447	608.827	2712.17
0.075	303.922	335.205	588.512	2530.14
0.0875	303.862	333.993	570.323	2415.75
0.1	303.802	332.816	554.474	2354.51
0.1125	303.742	331.682	541.044	2331
0.125	303.683	330.599	529.991	2331.65

0.1375	303.623	329.57	521.171	2345.83
0.15	303.565	328.602	514.37	2365.94
0.1625	303.506	327.697	509.333	2387.04
0.175	303.448	326.858	505.789	2406.21
0.1875	303.391	326.087	503.472	2421.99
0.2	303.334	325.384	502.136	2433.91
0.2125	303.277	324.747	501.56	2442.13
0.225	303.222	324.176	501.554	2447.13
0.2375	303.166	323.668	501.961	2449.55
0.25	303.112	323.22	502.652	2450.06
0.2625	303.058	322.829	503.522	2449.26
0.275	303.005	322.49	504.494	2447.68
0.2875	302.953	322.201	505.506	2445.72
0.3	302.901	321.956	506.514	2443.69
0.3125	302.85	321.753	507.487	2441.79
0.325	302.799	321.587	508.402	2440.16
0.3375	302.749	321.455	509.247	2438.85
0.35	302.7	321.352	510.015	2437.88
0.3625	302.651	321.276	510.702	2437.26
0.375	302.603	321.223	511.309	2436.95
0.3875	302.556	321.191	511.841	2436.91
0.4	302.509	321.176	512.301	2437.1
0.4125	302.462	321.177	512.696	2437.48
0.425	302.416	321.191	513.033	2438.01
0.4375	302.37	321.215	513.321	2438.67
0.45	302.324	321.248	513.566	2439.42
0.4625	302.279	321.287	513.778	2440.25
0.475	302.233	321.332	513.964	2441.12
0.4875	302.188	321.38	514.134	2442.03
0.5	302.143	321.429	514.295	2442.95
0.5125	302.098	321.479	514.455	2443.87
0.525	302.053	321.527	514.625	2444.77
0.5375	302.007	321.572	514.811	2445.65
0.55	301.962	321.611	515.023	2446.47
0.5625	301.916	321.644	515.268	2447.22
0.575	301.87	321.668	515.556	2447.88
0.5875	301.824	321.682	515.893	2448.42
0.6	301.777	321.682	516.288	2448.8
0.6125	301.73	321.668	516.748	2448.99
0.625	301.683	321.636	517.28	2448.94
0.6375	301.634	321.583	517.887	2448.63
0.65	301.586	321.507	518.574	2448.01
0.6625	301.537	321.404	519.342	2447.05
0.675	301.487	321.272	520.187	2445.74
0.6875	301.436	321.106	521.102	2444.1
0.7	301.385	320.903	522.075	2442.2
0.7125	301.333	320.658	523.083	2440.17
0.725	301.281	320.369	524.095	2438.21

0.7375	301.228	320.03	525.067	2436.63
0.75	301.174	319.639	525.938	2435.83
0.7625	301.119	319.191	526.628	2436.34
0.775	301.064	318.683	527.035	2438.76
0.7875	301.009	318.112	527.03	2443.76
0.8	300.952	317.475	526.454	2451.98
0.8125	300.895	316.772	525.117	2463.91
0.825	300.838	316.001	522.8	2479.68
0.8375	300.78	315.162	519.256	2498.85
0.85	300.721	314.257	514.219	2519.95
0.8625	300.662	313.289	507.418	2540.07
0.875	300.603	312.26	498.598	2554.24
0.8875	300.544	311.176	487.545	2554.89
0.9	300.484	310.043	474.115	2531.39
0.9125	300.424	308.866	458.266	2470.14
0.925	300.363	307.653	440.077	2355.75
0.9375	300.303	306.412	419.762	2173.72
0.95	300.242	305.148	397.656	1914.86
0.9625	300.182	303.87	374.186	1580.21
0.975	300.121	302.583	349.816	1183.46
0.9875	300.061	301.292	324.98	748.456
1	300.03	300.646	312.495	524.827

ANNEXE C :

Présentation les étapes de simulation par Gambit et Fluent

Le calcul numérique a été réalisé à l'aide du code de calcul « FLUENT v 6.3.26 », qui utilise la méthode des volumes finis. Avant de résoudre le problème il faut d'abord l'identifier par module de maillage « Gambit v 2.4.6 ». Dans ce qui suit, seront décrits la construction de la géométrie du domaine d'étude, la génération de son maillage ainsi que l'incorporation des conditions aux limites telles qu'elles ont été élaborées dans le mailleur « GAMBIT v 2.4.6 » et le solveur « FLUENT v 6.3.26 ».

❖ Le pré processeur GAMBIT :

C'est un pré processeur intègre pour l'analyse en CFD (Computational fluid dynamics), il est utilisé pour construire une géométrie et générer son maillage (structuré ou non structuré, en coordonnées cartésiennes, polaires, cylindriques ou axisymétriques), il peut réaliser des maillages complexe en deux ou trois dimensions avec des maillages rectangulaires ou triangulaires.

Les options de génération de maillage de Gambit proposent une flexibilité de choix. On peut décomposer la géométrie en plusieurs parties pour générer un maillage structuré, sinon Gambit génère automatiquement un maillage non structuré adapté au type de géométrie construite.

Les défauts sont détectés à l'aide de son interface comportant plusieurs fenêtres d'outils de création, génération, vérification du maillage du modèle étudié et l'incorporation des conditions aux limites.



Interface du logiciel GAMBIT v 2.4.6

Les étapes de génération de maillage (GAMBIT):

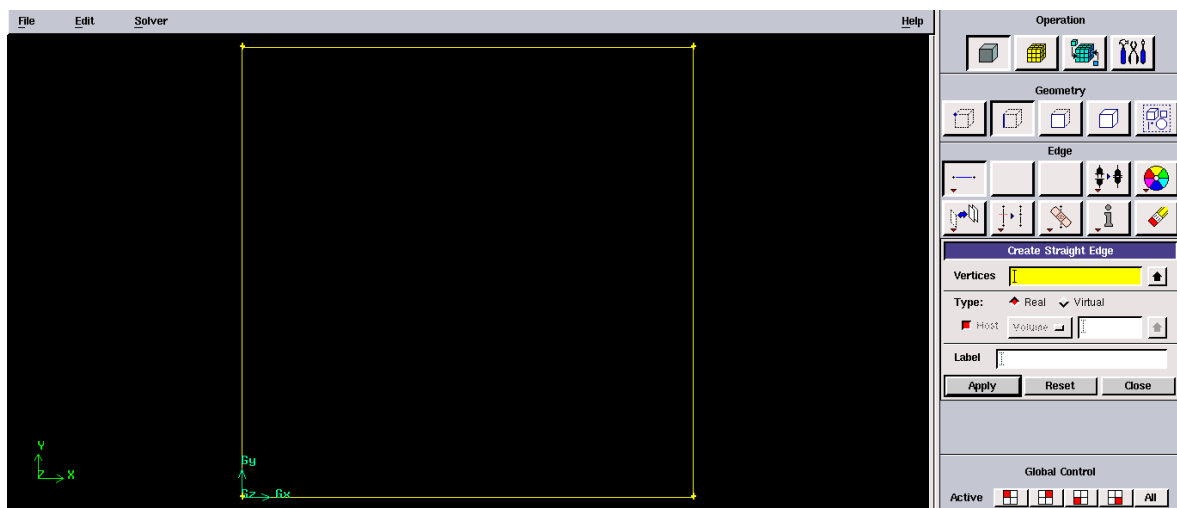
La géométrie de l'enceinte est un carrée de côté $L=1\text{m}$, on peut le créer par quatre points. Ceci est fait en choisissant le bouton Vertex, comme suit.



Puis, on usité les points suivants :

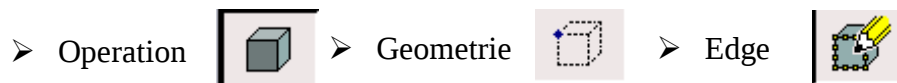
Points	Coordonnées
A	(0, 0, 0)
B	(1, 0, 0)
C	(0, 1, 0)
D	(1, 1, 0)

Ensuite, on raccorde les points précédents on utilisant l'instrument Edge



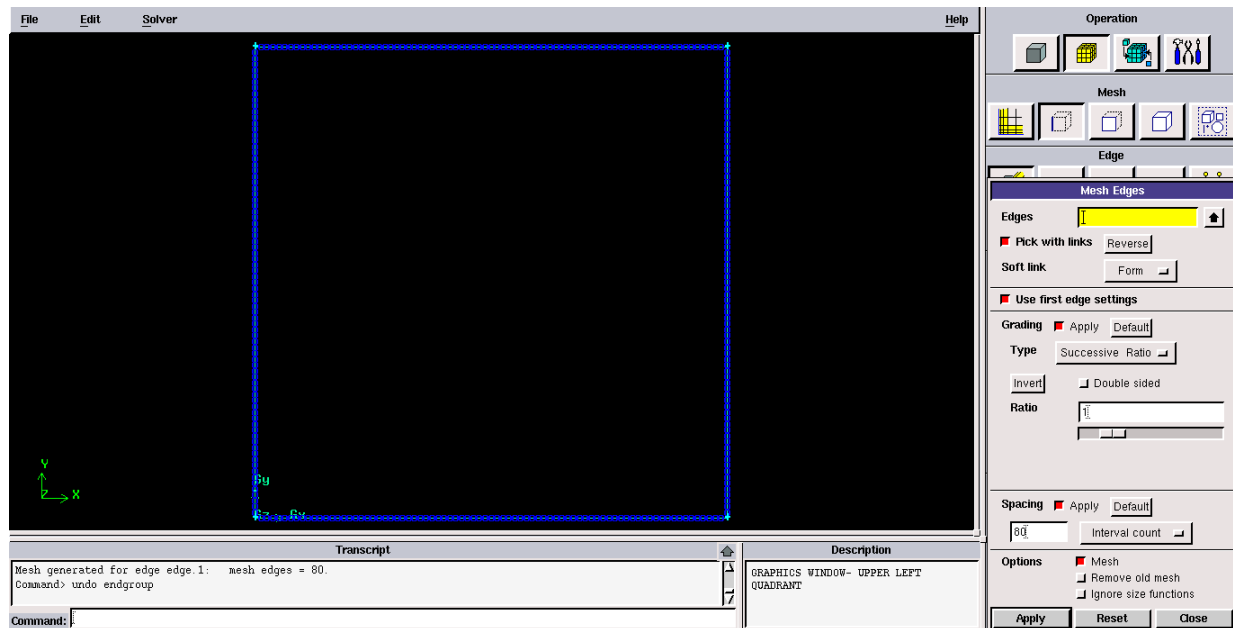
❖ Génération du maillage :

Pour deviser le domaine de calcul sous forme de grille, on utilise :

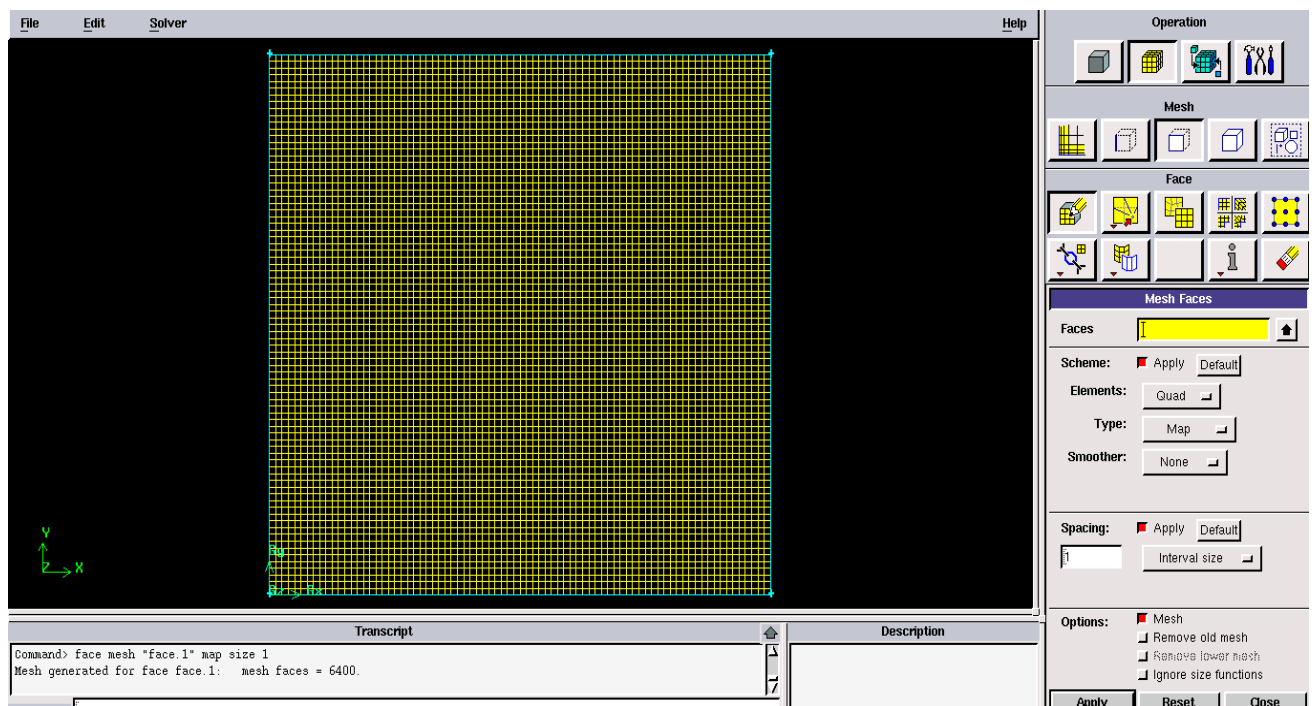
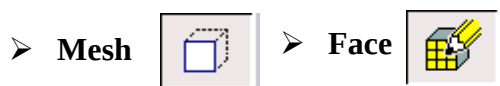


- On sélectionné toutes les lignes.
- On choisit **spacing: interval count** (ratio 1)
- On vérifié que la case **Apply** sous **Grading** est cochée

Pour tous les lignes, on entré le pas de division, par exemple ; **Spacing = 80**.



Pour crée le maillage, on applique l'étape suivante, et on clique **Apply**:

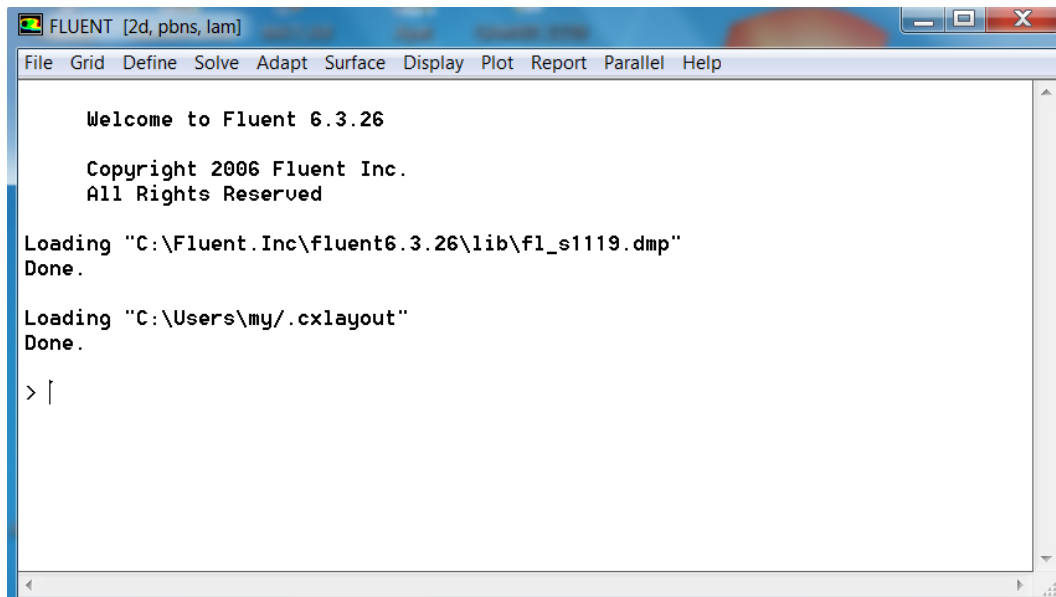


Une fois que la géométrie a été créée, on exporte le maillage. Ceci est fait en choisissant **file** > **Export** > **Mesh**, pour que le FLUENT soit capable de l'utiliser.

❖ Présentation le logiciel Fluent :

FLUENT est un logiciel informatique de la mécanique du fluide dynamique (CFD) pour simuler les problèmes d'écoulement de fluide et du transfert de chaleur dans des géométries complexes. Il présente une grande flexibilité des résultats et une adaptation avec n'importe quel type de maillage. Il emploie la méthode du volume fini pour résoudre les équations régissant un écoulement de fluide. Il fournit les possibilités d'étudier différents types d'écoulements physiques tels qu'incompressibles ou compressibles, non visqueux ou visqueux, laminaires ou turbulents, etc....

Le traitement des données à l'aide de « Fluent v 6.3.26 » se fait principalement grâce aux menus suivants :



- **file** : pour les opérations concernant les fichiers (lecture, sauvegarde, importation... etc.)
- **Grid** : pour la vérification et la manipulation du maillage et de la géométrie.
- **Define** : pour définir les phénomènes physiques, les matériaux et les conditions aux limites.
- **Solve** : pour choisir les équations à résoudre, les schémas de discrétisations, les facteurs de sous relaxation, les critères de convergence et pour initialiser et procéder au calcul.
- **Adapt** : pour l'adaptation du maillage selon plusieurs paramètres.

- **Surface** : pour créer des points, des lignes et des plans nécessaires a l’affichage des résultats.
- **Display et Plot** : pour l’exploitation des résultats.
- **Report** : pour afficher des rapports contenant les détails du problème traité.
- **Parallèle** : pour le calcul parallèle.
- **Help** : pour l’exploitation du contenu du code.

Les étapes de la simulation par FLUENT :

- + Différentiation le fichier Mech :

On lance Fluent et choisissons **2ddp** (double précision)

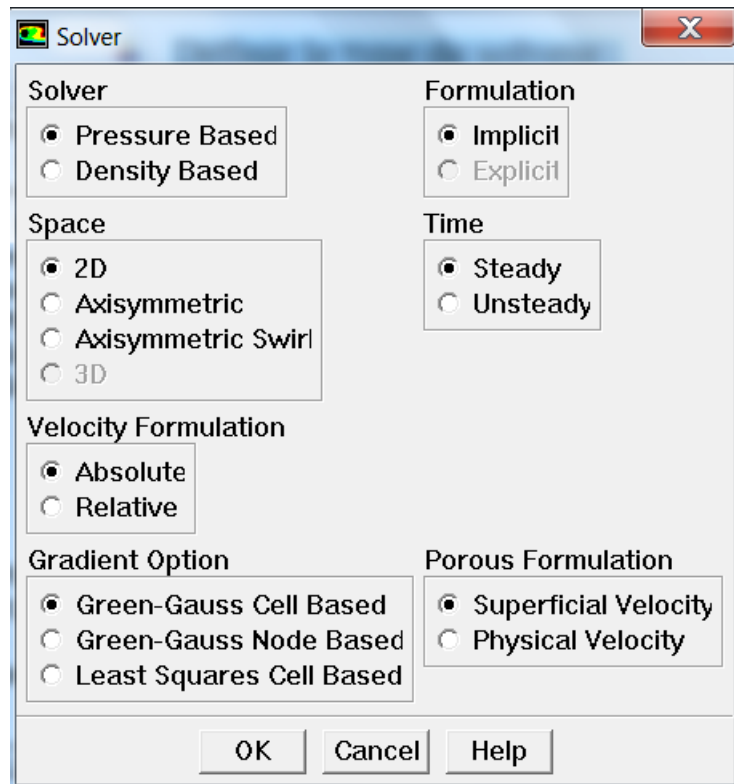
File > Read > Case

- + Vérifier la grille :

Grid > Check

- + Définir le type de solveur :

Define > Models > Solver

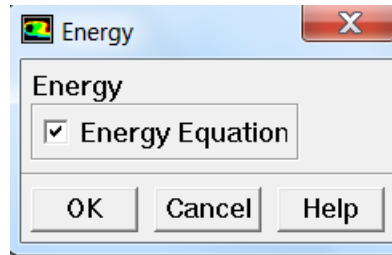


- ✓ Méthode de résolution est une méthode implicite (**Formulation: Implicit**).
- ✓ Le régime permanent (**Time: Steady**).
- ✓ Type de coordonnées bi-dimensionnel (**Space : 2D**).
- ✓ Écoulement incompressible (**Solver : Pressure based**).

✚ Définition le comande d'énergie:

Define > Models > Energy

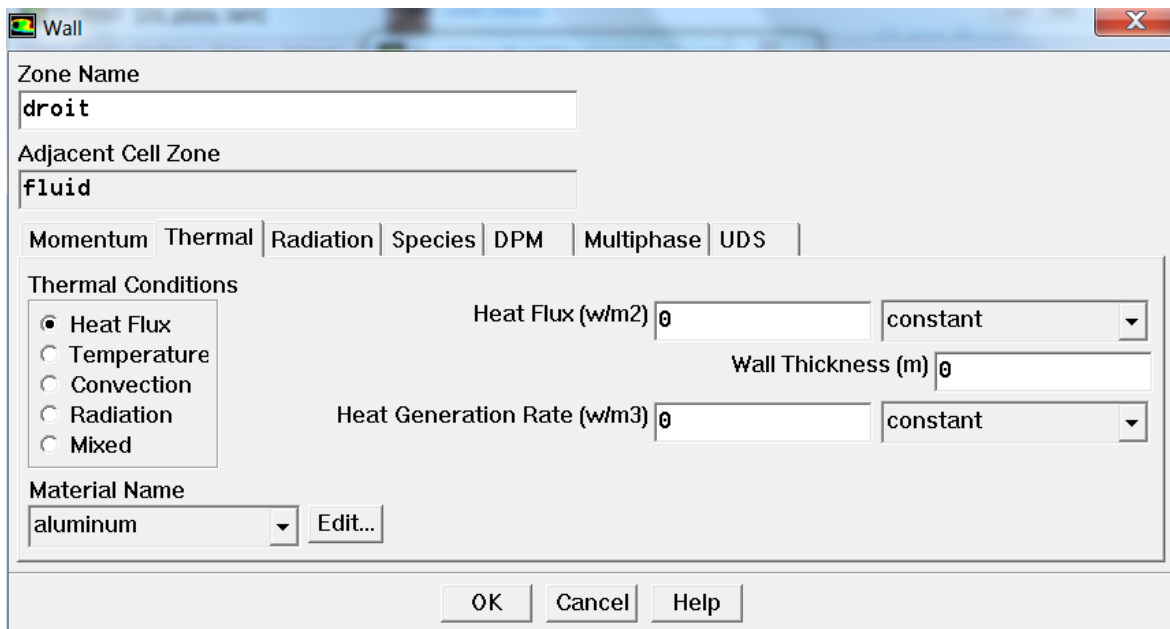
On coche **Energy Equation**, cette commande permettra d'entrer les valeurs de température sur les parois de l'enceinte.



✚ Définir les conditions aux limites:

Define > Boundary Conditions

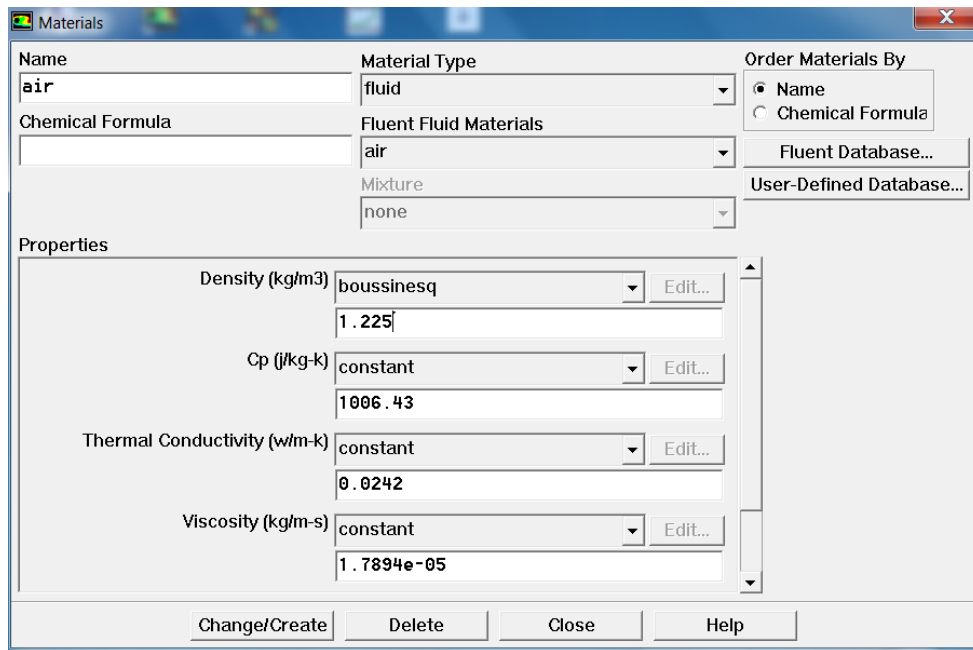
- ✓ On maintienne la paroi à droite (froide) à une température $T_F = 300$ K.
- ✓ On maintienne les parois verticales à un flux nul (c.-à-d. Adiabatique).
- ✓ On donne la paroi chaude une température calculée par le code fortran (Annexe A) pour chaque cas de nombre de Rayleigh.



✚ Définir les caractéristiques de fluide:

Define > Materials

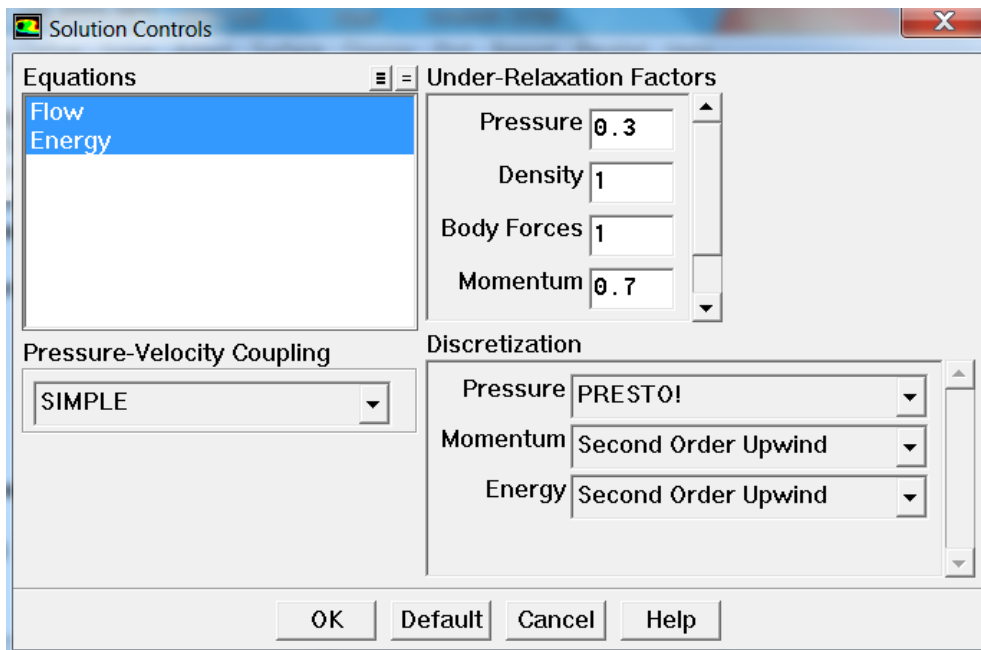
On coché le modèle de **Boussinesq** sur **Density**, pour appliquer l'approximation de Boussinesq. Le fluide utilisé en FLUENT par défaut c'est l'air.



✚ Définir l'algorithme de solution:

Solve > Controls > Solution

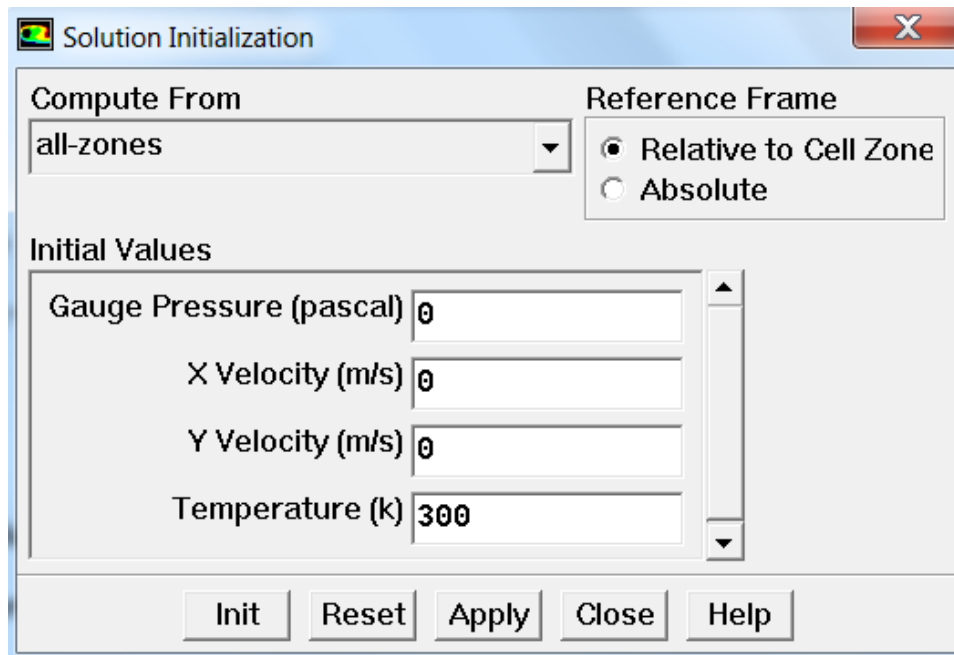
- ✓ L'Algorithme de couplage vitesse-pression est par défaut l'algorithme **SIMPLE**.
- ✓ Le schéma de résolution de la pression est **PRESTO**, et pour l'équation de quantité de mouvement et l'équation d'énergie, on utilise le schéma **Second ordre Upwind**



✚ Initialisation le calcul:

Solve > Initialize > Initialize

✓ On choisit **all Zones**, puis on cliqué sur **Init**.



✚ Initialisation le calcul:

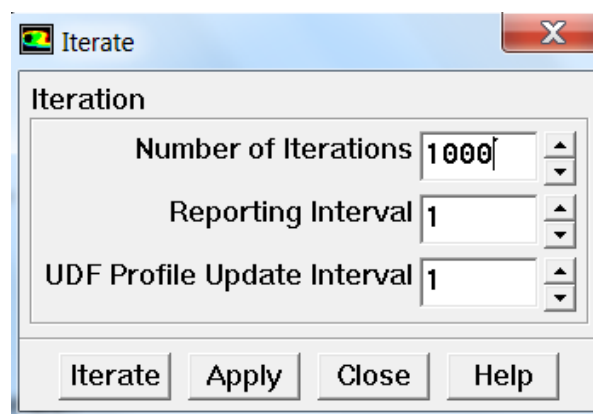
Solve > Initialize > Initialize

✓ On choisit **all Zones**, puis on cliqué sur **Init**.

✚ Résolution du problème:

Solve > Iterate

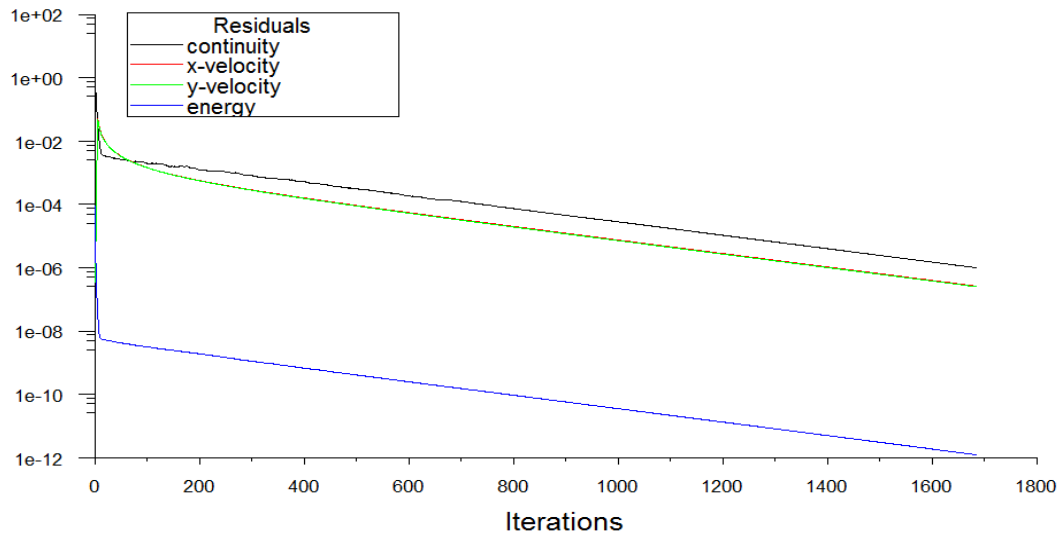
✓ On donne une valeur maximale d'itérations, telle que 1000, et on lance le calcul jusqu'à la convergence :



❖ La convergence :

A la convergence, Toutes les équations de conservation discrétisées (quantité de mouvement, énergie, etc.), se conforment dans chaque cellule à une tolérance spécifiée. Le Suivi de la convergence se fait avec les résidus. En général, une décroissance d'un ordre 10^{-6} la convergence atteinte pour la plus part de cas de nombre de Rayleigh à une valeur

Afficher les résultats:



✚ Le contour de température :

Display > Contours

Choisissons Temperature, puis Display

✚ Le contour des lignes decourants :

Display > Contours

On choisit **Velocity**, **Stream Function**.

✚ Courbe de température :

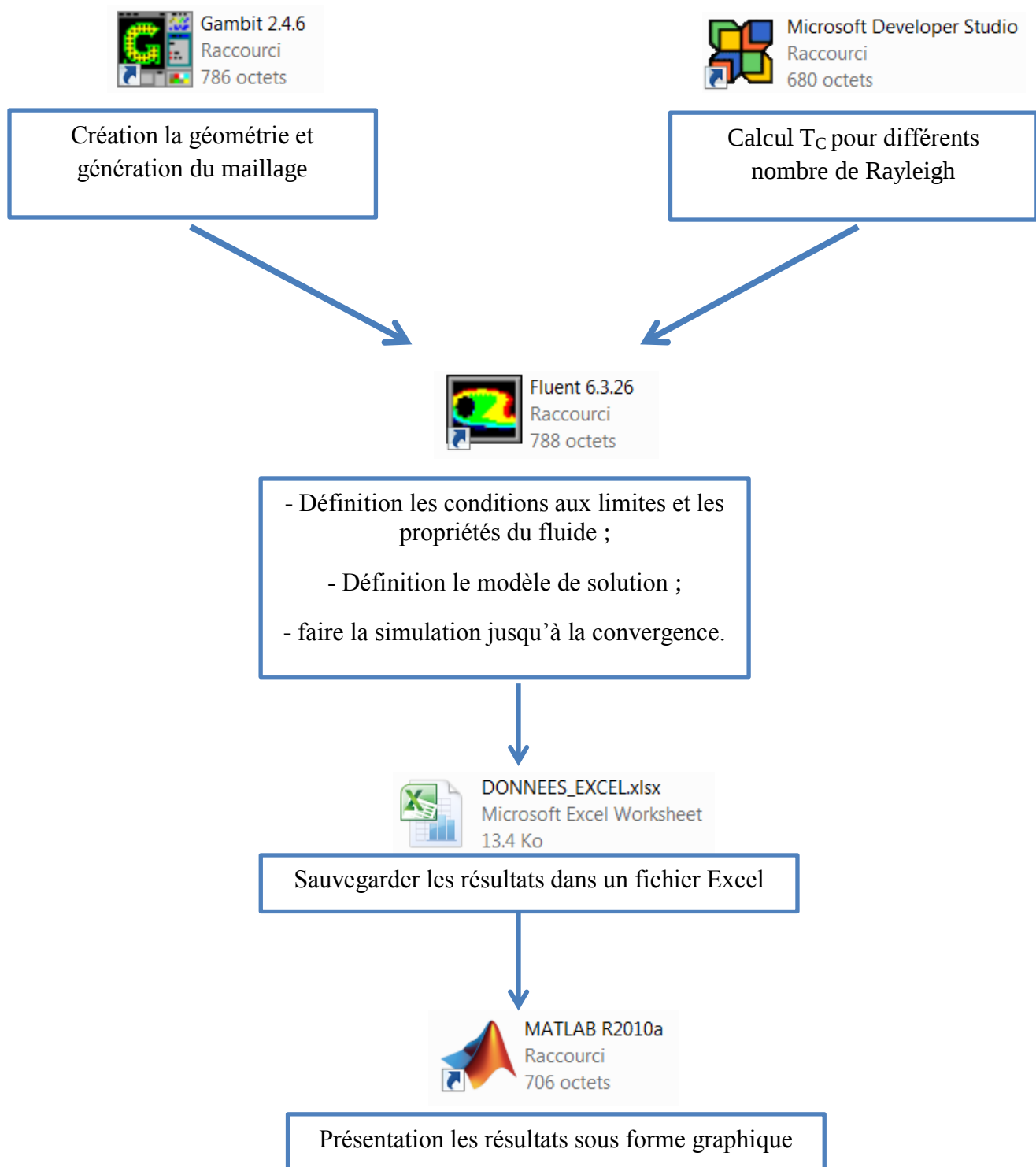
Plot > XY Plot

Puis on choisit une paroi dans la liste **Surfaces**, cliqué **Display**.

- ANNEXE D, résume les principaux logiciels pour tracer et comparer les résultats.

ANNEXE D:

Organigramme principal de simulation



Résumé

Dans ce travail, une simulation numérique de la convection naturelle dans une cavité carrée différentiellement chauffée et remplie d'air été faite. La cavité est soumise à un gradient horizontal de température, dont la paroi droite est maintenue froide et la paroi gauche est chaude. Par ailleurs les autres parois sont maintenues adiabatiques. Les équations de conservation régissant l'écoulement de convection naturelle sont résolues par la méthode des volumes finis en utilisant le logiciel FLUENT 6.3.26. Les résultats de la simulation sont validés par une comparaison avec des travaux numériques et des travaux expérimentaux disponibles dans la littérature. En régime stationnaire, l'effet du nombre de Rayleigh sur la structure de l'écoulement et les surfaces isothermes est présenté et discuté, pour le nombre de Rayleigh variant de 10^3 , 10^4 , 10^5 , et 10^6 . Les résultats obtenus montrent une forte dépendance entre le nombre de Rayleigh et l'intensité de l'écoulement, où l'écoulement de convection s'intense avec l'augmentation du Ra. Ainsi le taux de transfert de chaleur (Nu) augmente avec l'augmentation de Ra.

Mot clé : Convection naturelle, nombre de Rayleigh, cavité carrée différentiellement chauffée, logiciel FLUENT.

Abstract

In this work, a numerical simulation of natural convection in a square cavity differentially heated and filled of air was made. The cavity is subjected to a horizontal temperature gradient, wick the right wall is kept cold and the left wall is hot. Furthermore the remaining walls are maintained adiabatic. The conservation equations governing the flow of natural convection are solved by the method of the finite volume using the FLUENT software 6.3.26. The simulation results are validated by comparison with digital works and experimental work available in the literature. In Steady state, the effect of the number of Rayleigh on the flow structure and the insulated surfaces is presented and discussed, for the number of Rayleigh variant of 10^3 , 10^4 , 10^5 , and 10^6 . The results show a strong dependency between the Rayleigh number and intensity of the flow, where the flow of convection is intense with the increase of the Ra. Thus the rate of heat transfers (Nu) increases with the increase of Ra.

Key words: Natural convection, Rayleigh number, square cavity differentially heated, FLUENT software.

ملخص:

قدم في هذا العمل، محاكاة عددية للحمل الحراري الطبيعي في تجويف مربع تفاضليا ساخن مليء بالهواء. التجويف يخضع لتدرج حراري أفقي، والذي يتم الاحتفاظ فيه على الجدار الأيمن بارد والجدار الأيسر ساخن. وعلاوة على ذلك الإبقاء على الجدران المتبقية ثابتة حراريا. المعادلات المتحكم في تدفق الحمل الحراري الطبيعي حلت بواسطة برنامج فلوينت 6.3.26. طريقة حل هذا البرنامج تعتمد على طريقة الحجوم المنتهية. يتم التحقق من صحة نتائج المحاكاة من خلال المقارنة مع الأعمال العددية والأعمال التجريبية السابقة. في النظام الدائم، يكون تأثير عدد راييلي على شكل الانسياب والحقل الحراري قدم ونوقش في هذا العمل من أجل عدد راييلي يتراوح من 10^3 و 10^4 و 10^5 و 10^6 ، وتظهر النتائج التي يتم الحصول عليها الاعتماد القوي بين عدد راييلي وكثافة التدفق حيث تدفق الحمل الحراري يزداد مع زيادة عدد راييلي وبالتالي فإن معدل نقل الحرارة (Nu) يزداد مع زيادة العدد راييلي (Ra).

كلمات مفتاحية: الحمل الحراري الطبيعي، عدد راييلي، تجويف مربع تفاضلي ساخن، برنامج فلوينت.

Université Chahid Hamma Lakhdar El-Oued

Folio Administrative

Thèse Soutenue

Bibliothèque Central

Nom et Prénom: -BEDDAZEKRI ABDELMOUNEM – DADDA MOHAMMED LAMINE
Date De Soutenance: 28/05/2016

Rapporteur: Dr. ZINE ALI.....

Titre

Étude de la convection naturelle dans une cavité carrée différentiellement chauffée

Nature : Master/ Doctorat

Spécialité : Énergétique et Énergies renouvelables

المخلص:

قدمنا في هذا العمل، محاكاة عددية للحمل الحراري الطبيعي في تجويف مربع تفاضليا ساخن مليء بالهواء. التجويف يخضع لتدرج حراري أفقي، والذي يتم الاحتفاظ فيه على الجدار الأيمن بارد والجدار الأيسر ساخن. وعلاوة على ذلك الإبقاء على الجدران المتبقية ثابتة حراريا. المعادلات المتحكم في تدفق الحمل الحراري الطبيعي حلت بواسطة برنامج فلوينت 6.3.26. طريقة حل هذا البرنامج تعتمد على طريقة الحجوم المنتهية. يتم التحقق من صحة نتائج المحاكاة من خلال المقارنة مع الأعمال العددية والأعمال التجريبية السابقة. في النظام الدائم، يكون تأثير عدد راييلي على شكل الانسياب والحقل الحراري قدم ونوقش في هذا العمل من أجل عدد راييلي يتراوح من 10^3 و 10^4 و 10^5 و 10^6 ، وتظهر النتائج التي تم الحصول عليها الاعتماد القوي بين عدد راييلي وكثافة التدفق حيث تدفق الحمل الحراري يشتد مع زيادة عدد راييلي وبالتالي فإن معدل نقل الحرارة (Nu) يزيد مع زيادة العدد راييلي (Ra).

Résumé :

Dans ce travail, une simulation numérique de la convection naturelle dans une cavité carrée différentiellement chauffée et remplie d'air été faite. La cavité est soumise à un gradient horizontal de température, dont la paroi droite est maintenue froide et la paroi gauche est chaude. Par ailleurs les autres parois sont maintenues adiabatiques. Les équations de conservation régissant l'écoulement de convection naturelle sont résolues par la méthode des volumes finis en utilisant le logiciel FLUENT 6.3.26. Les résultats de la simulation sont validés par une comparaison avec des travaux numériques et des travaux expérimentaux disponibles dans la littérature. En régime stationnaire, l'effet du nombre de Rayleigh sur la structure de l'écoulement et les surfaces isothermes est présenté et discuté, pour le nombre de Rayleigh variant de 10^3 , 10^4 , 10^5 , et 10^6 . Les résultats obtenus montrent une forte dépendance entre le nombre de Rayleigh et l'intensité de l'écoulement, où l'écoulement de convection s'intense avec l'augmentation du Ra. Ainsi le taux de transfert de chaleur (Nu) augmente avec l'augmentation de Ra.

ABSTRACT:

In this work, a numerical simulation of natural convection in a square cavity differentially heated and filled of air was made. The cavity is subjected to a horizontal temperature gradient, with the right wall is kept cold and the left wall is hot. Furthermore the remaining walls are maintained adiabatic. The conservation equations governing the flow of natural convection are solved by the method of the finite volume using the FLUENT software 6.3.26. The simulation results are validated by comparison with digital works and experimental work available in the literature. In Steady state, the effect of the number of Rayleigh on the flow structure and the insulated surfaces is presented and discussed, for the number of Rayleigh variant of 10^3 , 10^4 , 10^5 , and 10^6 . The results show a strong dependency between the Rayleigh number and intensity of the flow, where the flow of convection is intense with the increase of the Ra. Thus the rate of heat transfers (Nu) increases with the increase of Ra.

Mot clé:

Arbic: الطبيعي، عدد رايلى، تجويف مربع تفاضلي ساخن، برنامج فلوينت. الحراري الحمل

Français : Convection naturelle, nombre de Rayleigh, cavité carrée différentiellement chauffée, logiciel FLUENT.

English : Natural convection, Rayleigh number, square cavity differentially heated, FLUENT software.