REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA



Faculté de **T**echnologie

Mémoire de fin d'études de Master

Filière : Génie des procédés

Spécialité : génie chimique

Simulation Numérique en 3D de la convection naturelle Dans une cavité remplie par un fluide

---

Présenté par

ZERHOUNI Imen

ZEBBICHE Soumia

Proposé et Dirigé par

Mr : REBHI Redha

Mr : HADIDI Noureddine

Promotion 2020

Dédicaces

Je rends grâce à dieu de m'avoir donné le courage et la volonté que la conscience d'avoir pu terminer mes études.

A ma très chère mère pour tout da tendresse et pour ses nombre sacrifices, Que dieu la garde.

A mon très chère père pour l'encouragement et affection qu'ils m'ont prodigués durant mes études, que dieu le garde.

A mes frères et ma sœur, a toute ma famille, à ma binôme, a tous les enseignants, à mes amis et tous ceux qui m'ont aidé à terminer mon travail dans les circonstances difficiles que j'ai vécues au lendemain de la pandémie de ***corona.***

ZERHOUNI Imen

Dédicaces

Je dédie ce mémoire à :

Mes parents :

Ma mère, qui a œuvré pour ma réussite, de par son amour, son soutien tous les sacrifices

Qu'elle a faits pour moi et ses précieux conseils, pour toute son aide et sa présence dans ma vie.

Mon père, qui peut se vanter et trouver ici à la suite de nombreuses années de sacrifices et de difficultés pour m'aider à aller de l'avant dans la vie. Merci, Mon Père.

A mes chers frères et sœurs Et à toute ma famille pour son aide.

Enfin A tous mes amis est tous les enseignants de département Génie chimique sans exception, et toute la promotion 2019/2020.

ZEBBICHE Soumia

REMERCIMENTS

Tout d'abord nous remercions infiniment le bon dieu tout puissant de la bonne santé, la volonté et la patience qu'il nous a donné tout le long de nos études.

Sans rétame et avec une chaleureuse considération, nous tenons aussi à remercier nos très chère parents pour tout le soutien moral.

Nous présentons nos sincères remercîments avec nos profonds respect à notre promoteurs ; Mr.REBHI *et* Mr.HADIDI *pour les suivis, et leur patience tout au long de notre projet.*

Un grand merci aussi aux enseignants et administrateurs au sein de l'université du Dr. YEHIA FARES *Médéa.*

En fin, nous remercions tous ceux qui nous ont aidés de près ou de loin afin de réaliser et finaliser notre mémoire de fin d'étude

ملخص

يتعلق العمل الذي نقدمه في هذه الرسالة بدراسة الحمل الحراري الطبيعي في النظام الصفحي في تجويف مكعب محصور يحتوي على وسط مائع. يؤدي وجود تدرج درجة حرارة في وسط السائل المحصور إلى ظهور تدفق الحمل الحراري الطبيعي مع النقل الحراري. في الواقع يخلق فرق درجة الحرارة قوى الحجم الحراري (فرق درجة الحرارة) التي تولد توزيعًا غير منتظم لكثافة الوسط. تولد هذه الظاهرة تحت تأثير الجاذبية والحركات الحملية . تتعلق الدراسة بتكوين هندسي مكعب يتعرض لدرجة حرارة ثابتة على الجدران العمودية، في حين أن الجدران الأفقية تكون ثابتة الحرارة ورقم رايلي ($10^3 \leq RaT \leq 10^6$) في الحالة الأولى. لكن في الحالة الثانية نعتبر تجويفًا له نفس الخصائص الفيزيائية والهندسية بالحالة الأولى. وفي كل مرة نختار جدرانًا ساخنة وباردة ودائمة تختلف عن الجدران السابقة من بين الجدران الستة لهذا التجويف عند رايلي $RaT = 10^5$، وتخضع هذه المشكلة الى مجموعة من المعادلات التفاضلية غير الخطية وهي معادلة الحفاظ على الكتلة ، ومعادلة الحركة ومعادلة الطاقة .تم حل هذه المعادلات رقميًا باستخدام كود حساب تجاري. ANSYS CFX تحكم هذه المشكلة بمعلمات تحكم مختلفة ، وهي رقم رايلي الحراري ، نسبة شكل التجويف ، التوضيع المختلف للجدران الساخنة والباردة. سيتم مناقشة تأثير معلمات التحكم في المشكلة على كثافة التدفق ونقل الحرارة لمجموعة واسعة من المعلمات الأساسية.

كلمات البحث: الحمل الحراري الطبيعية , التدفق الصفحي ,حجم محدود ,نقل الحرارة , وسط مائع , تجويف مكعب.

Résumé

Le travail que nous présentons dans cette mémoire concerne l'étude de la convection naturelle en régime laminaire dans une cavité cubique confinée contenant un milieu fluide. La présence d'un gradient de température dans le milieu confiné fluide entraine l'apparition d'un écoulement de convection naturelle avec transport de chaleur. En effet, la différence de température cré des forces de volume thermique (différence de température) qui engendrent une distribution non uniforme de la densité du milieu. Ce phénomène génère sous l'effet de la gravité, des mouvements convectifs. L'étude concerne une configuration géométrique cubique soumise à une température constante T sur les parois verticale, tandis que les parois horizontales sont adiabatiques avec nombre de Rayleigh ($10^3 \leq$ RaT $\leq 10^6$) dans le premier cas, Mais dans le (2éme cas) en considère une cavité contenant les mêmes caractéristiques physiques et géométriques que le 1er cas. Et à chaque fois, nous choisissons des parois chaudes et froides et adiabatiques parmi les six parois précédentes de cette cavité (avec RaT=10^5). Le problème est régi par un ensemble d'équations différentielles non linéaires et fortement couplées appelées équations gouvernantes, en l'occurrence l'équation de la conservation de la masse (équation de continuité), l'équation de mouvement et l'équation de l'énergie. Le système d'équations qui régit le phénomène de la convection naturelle est résolu numériquement grâce à un code commercial de calcul basé sur la méthode des volumes finis ANSYS CFX. Ce problème est gouverné par différents paramètres de contrôle, à savoir le nombre de Rayleigh thermique, R_T , le rapport de forme de la cavité, Positionnement des différentes parois chaudes et froides. L'influence de ces paramètres de contrôle sur problème de l'intensité de l'écoulement et sur le transfert de chaleur seront abordés pour une large gamme des paramètres de base.

Mots clé : convection naturelle, écoulement laminaire, volume finie, transfert de chaleur, milieu fluide, cavité cubique.

ABSTRACT

The work that we present in this thesis concerns the study of natural convection in laminar regime in a confined cubic cavity containing a fluid medium. The presence of a temperature gradient in the confined fluid medium causes the appearance of a natural convection flow with heat transport. Indeed, the temperature difference creates thermal volume forces (temperature difference) which generate a non-uniform distribution of the density of the medium. This phenomenon generates under the effect of gravity, convective movements. The study concerns a cubic geometric configuration subjected to a constant temperature T on the vertical walls, while the horizontal walls are adiabatic with Rayleigh number ($10^3 \leq$ RaT $\leq 10^6$) in the first case. But in the (2nd case) We consider a cavity with the same physical and geometric characteristics with the 1st case. And each time, we choose hot and cold and adiabatic walls different from the previous ones among the six walls of this cavity with RaT=10^5. The problem is governed by a set of nonlinear and strongly coupled differential equations called governing equations, in this case l equation of the conservation of mass (equation of continuity), the equation of movement and the equation of energy. The system of equations that governs the phenomenon of natural convection is solved numerically using a commercial code of calculation based on the ANSYS CFX finite volume method. This problem is governed by different control parameters, namely the thermal Rayleigh number, the shape ratio of the cavity, Different positioning of the hot and cold walls. The influence of these problem control parameters on flow intensity and heat transfer will be discussed for a wide range of basic parameters.

Key words: Natural convection, laminar flow, finite volume, heat transfer, fluid medium, cubic cavity.

Sommaire

Chapitre I : Etude bibliographique

I. Introduction général ……. 01

I.1.Introduction ……..... 03

I.2.Revue bibliographique……... 03

Chapitre II : Génialité sur le phénomène de transfert de chaleur

II.1 INTRODUCTION…… 15

II.2 Les modes de transfert de chaleur…… 15

II.2.1 Transfert de chaleur par convection……. 15

II.2.2 Transfert de chaleur par conduction……. 16

II.2.3 Transfert de chaleur par rayonnement…….. 17

II.3 Les différents types de la convection……..... 17

II.3.1 La convection libre ou naturelle……..... 18

II.3.2 La convection forcée…….. 20

II.3.3 La convection mixte…….. 20

II.4. Les différents types de rayonnement…… 21

II.5 Lois fondamentales du transfert de chaleur…….. 22

II.5.1 Loi fondamentale de la convection (loi de I. Newton)…….. 22

II.5.2 Loi fondamentale de la conduction (loi de J.Fourier)…… 23

II.5.3 Loi fondamentale du rayonnement (loi de Stefan-Boltzmann)…….. 23

II.6 Nombres adimensionnels……... 23

II.6.1 Nombre de Prandtl……. 24

II.6.2 Nombre de Grashof…… 24

II.6.3 Nombre de Rayleigh…….. 25

II.6.4 Nombre de Nusselt……. 25

II.6.5 Le nombre de Reynolds……. 25

II.7. les facteurs qui caractérisé le transfert de chaleur par convection……... 26

II.7.1 Le régime d'écoulement…… 26

II.7.1.1 Régimes thermiques……... 26

II.7.2 La nature du mouvement……... 27

II.7.3 Les propriétés physiques du fluide…… 28

II.7.4 La forme et les dimensions de la surface d'échange thermique……... 29
II.8. Classifications des fluides…… 29
II.8.1 fluide non newtonien……. 30
II.8.2 fluide newtonien…… 30
II.9 Formulation mathématique……... 32
II-9-1 Convection en milieu fluide…….. 32
II-9-1-1 Hypothèses de calcul……. 32
II-9-1-2 Equations générales de transport…….. 32
II-9-1-2-1 Equation de continuité…… 32
II-9-1-2-2 Equation de conservations de quantité de mouvement……... 32
II-9-1-2-3 Equation d'énergie…….. 33
II-9-1-2-4 Equation d'énergie en fonction de l'énergie interne…….. 33
II.10 Equations adimensionnelles…… 34
II.10.1 Grandeurs physiques……... 34
II.10.2 Grandeurs de référence…… 34
II-10-3 Equation de conservation de quantité de mouvement…… 35
II-10-4 Equation de conservation d'énergie…… 35

Chapitre III : Simulation numérique

III .1.Introduction…… 36
III.2. Les méthodes numérique…… 36
III.2.1. méthode des différences finies…… 36
III.2.2. méthode des volumes finis…….. 36
III.2.3. méthode des éléments finis…….. 37
III.3. Présentation d'ANSYS…… 37
III.3.1 Principaux produits…….. 38
III.3.1.1ANSYS Structural…….. 38
III.3.1.2ANSYS Mechanical……... 38
III.3.1.3 ANSYS CFX et Fluent……. 38
III.3.1.4 ANSYS AUTODYN et ANSYS LS-DYNA…… 39
III.3.1.5 ANSYS Multiphysies……... 39
III.4 Environnement logiciel…… 39
III.4.1 ANSYS classique…… 39
III.4.2 ANSYS Workbench…… 39

III.5 Définition de CFX…….. 40
III.6 L'interface ANSYS Workbench……. 40
III.6.1 menu principal de logiciel ANSYS WORKPENCH……. 41
III.6.2 Schéma du projet…… 42
III.7 procédure et étapes de la simulation numérique…… 43
III-8 propriété physique de fluide……... 48
III-9 Description du problème…… 49
III-9-1 Cavité cubique ($10^3 \leq RaT \leq 10^6$) Cas1……. 49
III-9-1-1Dimension des cavités étude…… 49
III-9-2 Cavité cubique : Ra = 10^5 (Cas2)…….. 50
III-9-2-1 Les parois latérales sont chaudes et la paroi opposées et postérieure sont froides et les autres adiabatique……. 50
III-9-2-2 La paroi latérale gauche et la paroi opposée sont chaudes et la paroi latérale droite est froide et les autre adiabatique…… 50
III-9-2-3 Les parois latérales et la paroi opposées et postérieure sont chaudes et supérieure et inférieure est adiabatique…….. 51
III-9-2-4 Les parois latérales sont chaudes et la paroi supérieure et inférieure est Froide…….. 51
III-9-2-5 Les parois latérales sont froides et la paroi supérieure et inférieure est Chaude…… 52
III-10 Organigramme de calcul…… 53

Chapitre IV : RÉSULTATS ET DISCUSSION

Introduction……..... 54
IV-1 Modèle physique et conditions aux limites……..... 54
IV-2 Méthode de résolution……..... 55
IV-3 Sensibilité au maillage……..... 55
IV-4 Résultats…….. 58
IV-4 Influence du nombre de RaT..... 58
IV-5 Les isothermes et le champ de vitesse de cavité cubique……..... 58
IV-5-1 Les isothermes et le champ de vitesse dans les cavités cubiques pour différents nombre de Rayleigh…… 58

IV-5-2 Les isothermes et le champ de vitesse dans les cavités cubiques pour un nombre de Rayleigh 10^5 avec des parois chaudes et froides changeantes à chaque fois……... 66
IV-6 Les profils des températures et de vitesse (cas.1)…… 77
IV-7 Les profils des températures et de vitesse (cas.2)…….. 80

LISTE DES FIGURES

Figure I.1. Différentes Cavités Etudiées. Les sections épaisses représentent les parties uniformément chauffées alors que les sections restantes sont maintenues adiabatiques…… 04

Figure I.2. Cavité Etudiée. La section épaisse représente la partie uniformément refroidie et la section hachurée représente la source de chaleur, alors que les sections restantes sont maintenues adiabatiques……..... 05

Figure I.3: Cavité carrée avec les parois verticales sont uniformément refroidies. La paroi horizontale supérieure est adiabatique, tandis que la paroi horizontale de fond est uniformément chauffée……..... 07

Figure I.4: Cloison chauffée à l'intérieur d'une cavité. Les parois horizontales de la cavité sont maintenues adiabatiques et les parois verticales sont refroidies à température constante…… 08

Figure I.5 : Cavité carrée dont le trait épais représente la source de chaleur. Les parois verticales sont refroidies, tandis que la paroi supérieure et les parties restantes de la paroi de fond sont maintenues adiabatiques……..... 09

Figure I.6 : Géométrie du problème considéré dans la référence……. 11

Figure I.7 : Géométrie de la pyramide……. 12

Figure II.1 : les trois modes de transfert de chaleur…… 15

Figure II.2:Action de fluide en mouvement dans la convection……. 16

Figure II.3. Phénomène de conduction……..... 17

Figure II.4 : Schéma Représente Le rayonnement…….. 17

Figure II.5.Présentation de la convection dans une casserole……. 20

Figure II.6. Schéma de la convection forcée……..... 20

Figure II.7. Transfer de chaleur par rayonnement solaire sur un mur……..... 22

Figure II.8. Développement de l'écoulement d'un fluide sur une plaque plane, trois régimes d'écoulement sont visibles : laminaire, transitoire, et turbulent…….. 27

Figure II.9. fluide non newtonien(le gel)……. 30

Figure II.10. fluide non newtonien(le sang)……. 30

Figure II.11. fluide newtonien (le miel)……. 31

Figure II.12. fluide newtonien (l'eau)…… 31
Figure II.13. Classification des fluides…… 31
Figure III.1. image de logiciel ANSYS CFX……. 40
Figure III.2. L'interface ANSYS Workbench……. 41
Figure III.3. La boîte à outils…….. 41
Figure III.4. Schéma du projet…… 43
Figure III.5.choisir géométrie…….. 43
Figure III.6. choisir maillage…….. 44
Figure III.7.choisir configuration……..... 45
Figure III.8.choisir solution…… 45
Figure III.9.choisir résultats……..... 46
Figure III.10. Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites (cas.1)……. 49
Figure III.11. Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites(Cas2.1)…… 50
Figure III.12. Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites(Cas2.2)…… 50
Figure III.13. Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites(Cas2.3)…… 51
Figure III.14. Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites(Cas2.4)…… 51
Figure III.15. Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites(Cas2.5)…… 52
Figure IV.1 : conditions aux limites (cas 1)……. 55
Figure IV.2 (a): Grille de maillage; 25x25……... 56
Figure IV.2 (b): Grille de maillage; 50x50…….. 56
Figure IV.2 (c): Grille de maillage; 100x100…….. 57
Figure IV.3(a) la villosité (2D)……..... 59
Figure IV.3(a) la villosité (3D)……..... 59
Figure IV.3(b) : Isotherme (2D)……... 60
Figure IV.3(b) : Isotherme (3D)……... 60
Figure IV.4 (b) Isotherme (2D)……..... 61
Figure IV.4 (a) la villosité (2D)…… 61
Figure IV.4 (b) Isotherme (3D)…… 61
Figure IV.4 (a) la villosité (3D)…… 62
Figure IV.5 (a) la villosité (2D)…… 62
Figure IV.5 (a) la villosité (2D)…… 62
Figure IV.5 (b) Isotherme (2D)…….....
63

Figure IV.5 (a) villosité (3D)…… 63
Figure IV.5 (b) Isotherme (3D)…… 64
Figure IV.6 (a) la villosité (2D)…… 64
Figure IV.6 (b) Isotherme (2D)…… 65
Figure IV.6 (a) la villosité (3D)……..... 65
Figure IV.6 (b) Isotherme (3D)…… 66
Figure IV.7 (a) villosité (2D) (cas2.1)……. 67
Figure IV.7 (b) Isotherme (2D) (cas2.1)…….. 67
Figure IV.7 (b) Villosité (3D) (cas2.1)……. 68
Figure IV.7 (b) Isotherme (3D) (cas2.1)……... 68
Figure IV.8 (a) Villosité (2D) (cas.2)…….. 69
Figure IV.8 (b) Isotherme (2D) (cas.2)……. 69
Figure IV.8 (a) Villosité (3D) (cas.2)……... 70
Figure IV.8 (b) Isotherme (3D) (cas.2)…… 70
Figure IV.9 (a) Villosité (2D) (cas.3)……..... 71
Figure IV.9 (b) Isotherme (2D) (cas.3)……. 71
Figure IV.9 (b) Isotherme (3D) (cas.3)……. 72
Figure IV.9 (a) Villosité (3D) (cas.3)……..... 72
Figure IV.10 (a) Villosité (2D) (cas.4)……. 73
Figure IV.10 (b) Isotherme (2D) (cas.4)…….. 73
Figure IV.10 (b) Isotherme (3D) (cas.4)…….. 74
Figure IV.10 (a) villosité (3D) (cas.4)……. 74
Figure IV.11 (a) Villosité (2D) (cas.5)……. 75
Figure IV.11 (b) Isotherme (2D) (cas.5)…….. 75
Figure IV.11 (b) Isotherme (3D) (cas.5)…….. 76
Figure IV.11 (a) Villosité (3D) (cas.5)……. 76
Figure IV.12. (a,b,c) Profils de température T pour différentes valeurs de RaT : Selon les axes x,y,z (cas.1)……. 78
Figure IV.13. (a,b,c) Profils de vitesse pour différentes valeurs de RaT : Selon les axes x,y,z (cas.1)…… 80

Figure IV.14. (a,b,c) Profils de température T pour différentes cas Selon les axes x,y,z(cas.2)…….... 81
Figure IV.15. (a,b,c) Profils de vitesse pour différentes cas Selon les axes x,y,z (cas.2)……. 83

Liste des tableaux

Tableau III.1. Propriété physique de l'eau…….. 27

Tableau III.2. Propriété physique de l'air…….. 27

Tableau III.3. Nombre de Rayleigh…… 28

NOMENCLATURE

h : coefficient de transfert de chaleur par convection.

H : hauteur de la cavité cubique.

L : larguer du système.

H : Hauteur de cavité.

$\boldsymbol{T_C}$: Température de la paroi chaude .

$\boldsymbol{T_f}$: Température de la paroi froide .

T : température

Nu : nombre de Nusselt .

Pr : nombre de Prandtl.

Ra : nombre de Rayleigh

X, Y.Z : coordonnées adimensionnelles.

ΔT : différence de température

μ : viscosité dynamique.

ρ : La masse volumique du fluide considéré**.**

β : le coefficient d'expansion thermique.

Δρ : Gradient de la masse volumique.

$\boldsymbol{T_0}$: représente la température de référence.

$\boldsymbol{k_{fluide}}$*:* La conductivité thermique du fluide.

ϕ: Flux thermique

Q : Energie.

λ: Conductivité thermique.

S : surface perpendiculaire au flux thermique.

σ: Constante de Stefan-Boltzmann.

ε: l'émissivité de la surface sans unité.

$\boldsymbol{c_p}$: Capacité thermique massique du fluide.

ν : Viscosité cinématique.

α : la diffusivité thermique.

g : l'accélération de la gravité

U : la vitesse du fluide.

Chapitre I:

ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

Introduction général

Les mouvements de convection sont l'ensemble des mouvements internes (horizontaux ou verticaux) générés dans une masse fluide (liquide ou gaz). Ces mouvements peuvent notamment être dus aux différences de température ou aux différences de densité en divers points de la masse.

La convection naturelle (ou libre) se distingue de la convection forcée en ceci que le mouvement du fluide n'est pas dû à un apport externe d'énergie mécanique, mais qu'il trouve sa source au sein même du fluide, sous l'effet conjugué de gradients de masse volumique et d'un champ de pesanteur. Les variations de masse volumique sont généralement dues à des gradients de température.

L'écoulement d'une fluide par convection naturelle due aux différences de température peuvent être résulte d'un chauffage ou d'un refroidissement par le bas ou par haut , ce sont les écoulement de Ryleigh –Bénard.

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

Le transfert de chaleur est un processus d'une grande importance dans le domaine de l'industrie et des technologies. Bien qu'il se 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 chaleurs des procédés industriels. En plus, la convection naturelle constitue un problème test pour de nombreuses techniques numériques telles que les différences finies, volumes finis, éléments finis et autres méthodes spectrales, etc.

L'amélioration du transfert de chaleur par convection est l'objet principal de plusieurs travaux, et pour se faire, un grand nombre de chercheurs ont mené une multitude d'essais numériques et expérimentaux portant sur la description des phénomènes gérant la convection, l'effet de la nature des systèmes dans lesquels elle a lieu (géométrie spécialement), et les propriétés des fluides impliqués (propriétés physico-chimiques).

Pour nous rapprocher de la réalité et pour changer notre façon de voir les écoulements de convection naturelle, déduite uniquement des résultats obtenus en géométrie

tridimensionnelle, nous proposons d'étudier numériquement l'écoulement de l'air dans une cavité tridimensionnelle et différentiellement chauffée.

Le but de ce travail est de présenter une simulation numérique en 3D de la convection naturelle dans une cavité rempli par un fluide, et c'est à travers :

- Etudier le modèle tridimensionnelle afin de mettre en évidence numériquement le structures d'écoulement et taux de transfert de chaleur qui se développent au sein d'un fluide contenu dans une cavité dans plusieurs cas différents.
- Examiner l'influence des conditions aux limites sur ces structures d'écoulement.

Le présent travail comporte une introduction générale et quatre chapitres:

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

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.Revue bibliographique

La convection naturelle dans des enceintes fermées de différentes formes occupe une grande partie de la littérature des transferts de chaleur. Cavité carrée, rectangulaire, la géométrie cylindrique, elliptique et sphérique a été étudiées dans de nombreuses recherches. D'autre part, les études traitant les problèmes de convection naturelle à l'intérieur des géométries plus complexes ont été plutôt limitées. [1]

Les premiers travaux portant sur la convection naturelle ont été entrepris, dans les années 60 du siècle dernier par :

De Vahl Davis et al [2] pour résoudre le problème de la convection naturelle dans une cavité carré différentillement chauffée. Ces auteurs ont utilisé la méthode des différences finies et lancé un concours international sur le sujet. Ils ont montré que la distribution de température à mi-hauteur de la cavité est presque linéaire et le gradient thermique vertical tend vers zéro pour les valeurs du nombre de Rayleigh inférieures à 10^4.

Stewart et Weinberg [3] ils ont été parmi les premiers à étudier la convection naturelle à l'intérieur d'une cavité rectangulaire bidimensionnelle avec des parois horizontales adiabatiques, et des parois verticales isothermes, pour des valeurs du nombre de Prandtl qui varient de 0.0127 à 10 ; Il y avait plusieurs types de fluides qui comparaient le comportement d'écoulement de chacun. Et ils ont montré que ce comportement dans les minéraux liquides diffère du comportement des fluides usuels.

A la fin des années quatre-vingt, et grâce au développement des algorithmes de résolution et l'amélioration des puissances de calcul des ordinateurs.

De Vahl Davis [4] a proposé une solution standard dite Benchmark pour le cas de la cavité carrée différentiellement chauffée en régime laminaire. La formulation du problème utilisée par Davis est la formulation fonction de courant–vorticité. Les équations modifiées par

l'interaction d'un terme transitoire sont discrétisées par la méthode des différences finies. Le système d'équation algébrique résultant de l'opération de discrétisation, est résolu par l'algorithme ADI (Altrnating Direction Implicit).

Markatos et Pericleous [5] ont étudié numériquement, le phénomène de la convection naturelle, dans une cavité carrée remplie d'air et différentiellement chauffée pour des valeurs du nombre de Rayleigh comprises dans l'intervalle $10^3 \leq$ Ra $\leq 10^6$. Bien que les études asymptotiques aient apporté plusieurs éclaircissement dans les limites de rapports de forme faibles ou élevés, il devenait nécessaire de recourir aux méthodes numériques afin d'explorer le domaine des rapports de forme intermédiaire. Plusieurs résultats numériques ont ainsi confirmé l'existence d'un rapport de forme optimal dépendant du nombre de Rayleigh.

Valencia et Frederick [6] Dans des cavités carrées avec des parois verticales partiellement actives, (voir figure I.1). Ils ont effectué une analyse numérique de la convection naturelle de l'air , ils ont considéré cinq emplacements relatifs différents des zones actives, Ils ont trouvé que la circulation dépend fortement de la longueur totale de sortie des zones actives, par contre le transfert de chaleur dépend moins de ce paramètre. En outre, le transfert de chaleur dans le cas (d) est élevé, car cette situation donne la distance minimale entre les points situés sur les surfaces chaudes et froides.

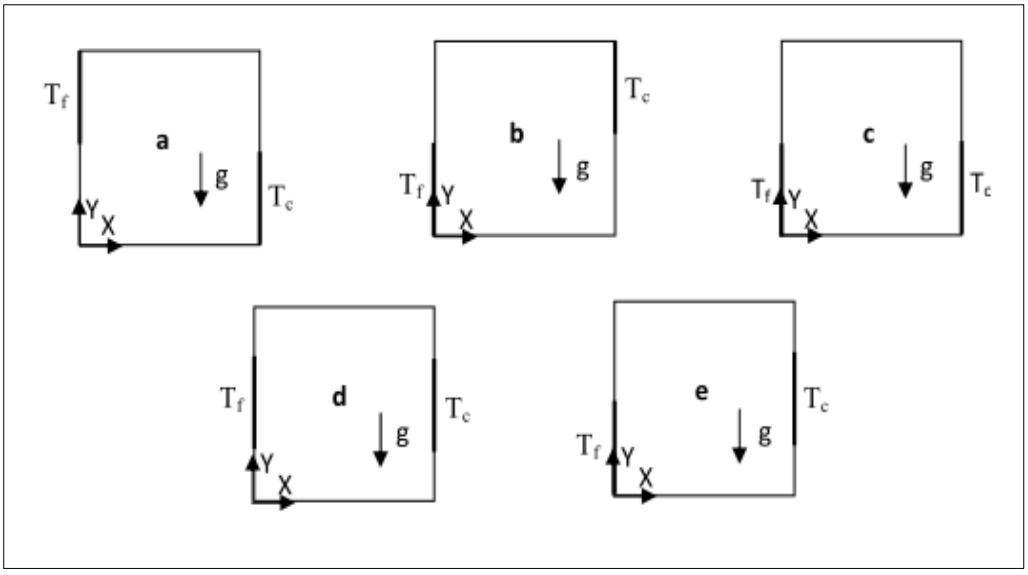


Figure I.1. *Différentes Cavités Etudiées. Les sections épaisses représentent les parties uniformément chauffées alors que les sections restantes sont maintenues adiabatiques*

Nicolas et Nanstee [7] A L'intérieur d'un enceinte carré, ils ont chauffé une partie de sa paroi inférieure (2/3L) et refroidi la paroi droite à une température constante en étudiant la convection naturelle à l'intérieur (voir figure I.2). Ils ont remarqué que la structure d'écoulement de base de la gamme $1/3 \leq l/L \leq 2/3$ ne change pas. En plus de cela, il y a une légère tendance qui aide à augmenter le transfert de chaleur de la partie refroidie tout en augmentant le nombre de Rayleigh.

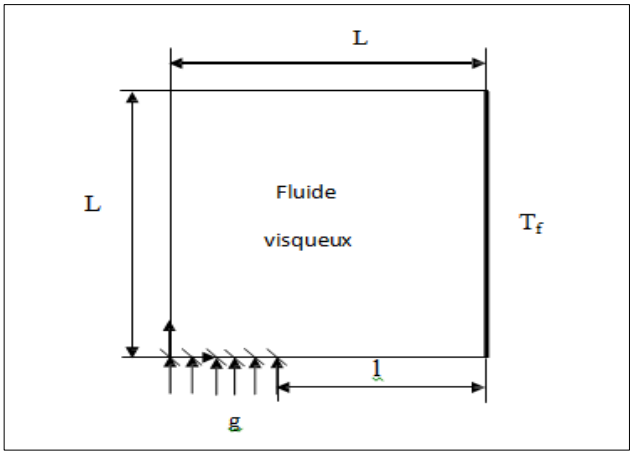


Figure I.2. *Cavité Etudiée. La section épaisse représente la partie uniformément refroidie etla section hachurée représente la source de chaleur, alors que les sections restantes sont maintenues adiabatiques.*

Hudheyer Mushatet.S [8] a étudié numériquement le transfert de chaleur et l'écoulement du fluide à l'intérieur d'une cavité carrée inclinée ayant deux parois verticales ondulées différentiellement chauffées et deux parois horizontales planes isolées. Il a étudié L'effet de l'angle d'inclinaison, l'amplitude et le nombre d'ondulations pour Rayleigh Ra= 10^5. Les résultats obtenus montrent que le taux du transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre d'ondulations, de l'angle d'inclinaison et du nombre de Rayleigh, par contre l'augmentation de l'amplitude de la cavité diminue le nombre de Nusselt local et donc le taux du transfert de chaleur.

Rayen et al [9] ont adopté la convection naturelle qui s'effectue dans une enceinte rectangulaire, les équations sont discrétisées avec la méthode des volumes finis.

Riduane et al [10] ont adopté numériquement la convection de flux chaotique dans un cercle, le système des équations gouvernantes est résolu à l'aide de la méthode des volumes finis.

Weisman et al [11] ont présenté une étude portant sur les écoulements d'air dans une cavité rectangulaire différentiellement chauffée à grand écart de températures. Les équations asymptotiques de l'approximation faible nombre de Mach sont obtenues par filtrage des ondes sonores.

Hossain et Wilson [12] Dans une enceinte rectangulaire avec dégagement de chaleur interne, ils ont étudié la convection naturelle en refroidissant les parois supérieures, horizontales et verticales de l'enceinte, avec la paroi de fond chauffée à une température constante, tandis que la paroi verticale gauche est chauffée mais elle est considérée comme non- isotherme. Ils ont observé que la production de chaleur dans le fluide réduit les gradients thermiques près de la paroi inférieure chauffée de l'enceinte , ce qui conduit à une augmentation des gradients sur les parois froides au-dessus et à droite, en plus de cela une diminution du débit volumétrique du fluide dans le tourbillon dominant, ce qui conduit à une diminution générale du transfert de chaleur sur les parois Cela est dû à l'augmentation de la porosité

Barletta et al [13] Dans une enceinte bidimensionnel, ils ont mené une étude numérique de sa convection naturelle l'enceinte est composé de deux parois isothermes verticalement, conservez-les à différentes températures et par deux parois adiabatiques horizontales (cavité rectangulaire) ou elliptiques (cavité rectangulaire modifiée). Les équations adimensionnées des bilans massique, de quantité de mouvement et de l'énergie ont été résolues au moyen de deux programmes différents basés sur la méthode des éléments finis. Un excellent accord entre les solutions a été trouvé ce qui a permis de contre-vérifier des résultats.

Basak et al [14] Dans une cavité contenant un chauffage uniforme et irrégulier de la paroi de fond (voir figure I.3), ils ont mené une étude numérique de l'écoulement laminaire stable pendant la convection naturelle. Ils ont observé que le chauffage non-uniforme de la paroi inférieure produit des taux plus élevés de transfert de chaleur au centre de la paroi de fond que le cas de chauffage uniforme, pour tous les nombres de Rayleigh.

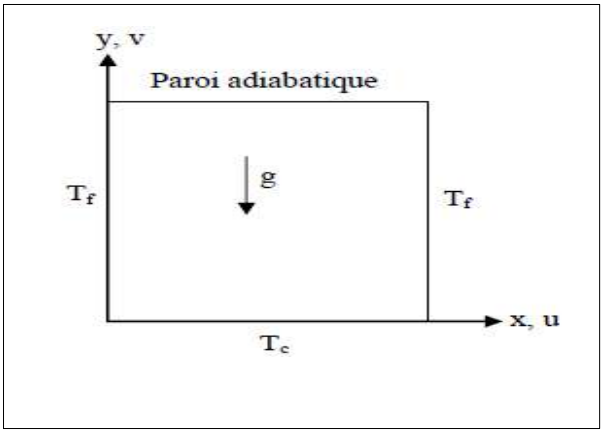


Figure I.3: *Cavité carrée avec les parois verticales sont uniformément refroidies. La paroi horizontale supérieure est adiabatique, tandis que la paroi horizontale de fond est uniformément chauffée* [14]

MEZRHAB et NAJI [15] ont étudié un schéma numérique hybride pour simuler L'interaction entre la convection naturelle et le rayonnement surfacique dans une cavité rectangulaire différentiellement chauffée. Les vitesses sont déterminées par la méthode de Boltzman sur réseau et l'équation de l'énergie est discrétisée à l'aide de la méthode des Volumes finis. Les systèmes algébriques obtenus sont résolus par la méthode des gradients Conjugués. L'équation de transfert par rayonnement est résolue par la méthode de la Radiosité.

Corvaro et Paroncini [16] ils ont étudié l'effet de la position de la source de chaleur sur le transfert de chaleur par convection naturelle dans une cavité carré par analyse expérimentale et numérique . Ils ont observé que la configuration de la source de chaleur, qui est trouvée au centre, indique une évolution symétrique de ce phénomène et donc une répartition symétrique du nombre de Nusselt local.

Famouri et Hooman [17] Dans une cavité, ils ont maintenu ses paroi horisontales adiabatique, tout en refroidissant les parois verticales à une température constante (voir la figure I.4), ils ont mené une étude numérique de la génération d'entropie de convection naturelle par les sections chaudes de cette cavité.

Il est à noter que la production d'entropie n'a presque rien à voir avec le terme du frottement du fluide , en revanche , l'irréversibilité du transfert de chaleur augment du nombre de Nusselt et la différence de température.

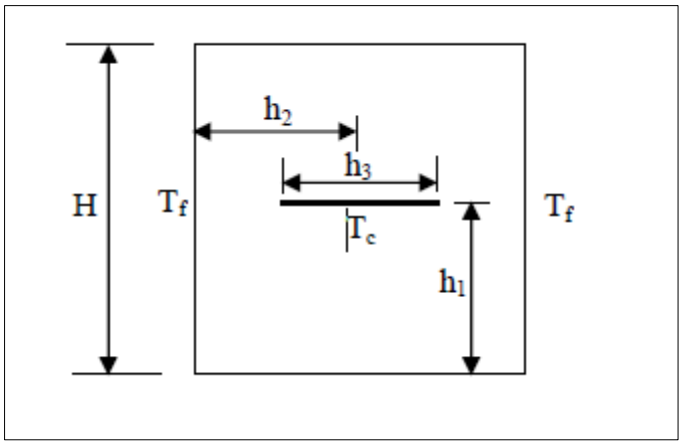


Figure I.4: *Cloison chauffée à l'intérieur d'une cavité. Les parois horizontales de la cavité sont maintenues adiabatiques et les parois verticales sont refroidies à température constante* [17]

Varol et al [18] ont étudié numériquement la convection naturelle dans une enceinte Carrée inclinée chauffée. Ils ont observé que le transfert de chaleur est maximal ou minimal en fonction de l'angle d'inclinaison et l'effet du nombre de Prandtl sur le nombre de Nusselt moyen est plus importante pour Pr <1.

Saravanan et Sivaraj [19] Dans un enceinte carré rempli d'air, ils ont travaillé pour étudier numériquement la convection naturelle, le enceinte contient une source de chaleur non uniforme localisé et montée centralement sur la paroi de fond, avec le refroidissement des parois verticales tandis que la paroi supérieure et les autres parties de la paroi de fond sont maintenues adiabatique (voir figure I.5). Ils ont constaté que pour Gr=10^6, le chauffage non-uniforme de la source améliore nettement le taux global du transfert de chaleur par rapport à un chauffage uniforme de la source de chaleur, alors que pour Gr=10^7 son effet est négligeable.

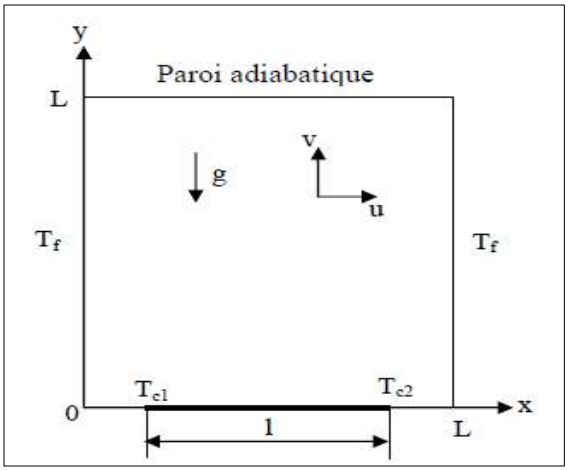


Figure I.5 : *Cavité carrée dont le trait épais représente la source de chaleur. Les parois verticales sont refroidies, tandis que la paroi supérieure et les parties restantes de la paroi de fond sont maintenues adiabatiques* [19]

Al-Bahi et al. [20] ont étudié numériquement la convection naturelle laminaire dans une cavité carrée remplie d'air, différentiellement chauffée par un flux de chaleur sur une paroi. Les équations, en régime in stationnaire, ont été résolues en utilisant la méthode des différences finies. Les résultats numériques indiquent que le nombre de Nusselt local diminue le long de la paroi chaude pour un nombre de Rayleigh donné.

Inaba [21] a étudié expérimentalement le mouvement de convection naturelle Et le transfert thermique dans une couche d'air rectangulaire et inclinée, pour des Ra $=1.2\times10^3$ à 2×10^6 et différents angles d'inclinaison et rapports de forme. Il a proposé des formules adimensionnelles donnant le flux thermique transféré à travers la couche d'air.

Benkhelifa et al [22], 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.

Abu-Hijleh et al [23] ont prédit numériquement la production d'entropie due à la convection naturelle, pour trois rayons et une large gamme du nombre de Rayleigh pour un cylindre isotherme. Les résultats révèlent que la génération d'entropie totale diminue avec l'augmentation de la dimension du cylindre pour une valeur donnée du nombre de Rayleigh.

Nabavizadeh et al [24] ont fait la simulation numérique de la convection naturelle dans une cavité carrée contenant un cylindre sinusoïdale à différentes amplitudes. Les résultats montrent que, en augmentant l'amplitude (le nombre d'ondulations) ou en changeant l'angle, peut changer le coefficient de transfert de chaleur, qui a une influence considérable sur la température et le champ de fluide.

Lamsaadi et al [25] ont adopté numériquement la convection naturelle dans une cavité rectangulaire horizontale remplie d'un fluide non-Newtonien et soumise à un flux de chaleur uniforme ascendant, les équations gouvernantes sont résolues numériquement en utilisant la méthode des différences finies avec un maillage régulier.

Xu et al [26] étudient numériquement la convection naturelle laminaire autour d'un cylindre horizontal centré dans une enclosure triangulaire, les équations de conservation sont résolues par la méthode des approches de volume de contrôle.

Nishimura et al [27] ont étudié expérimentalement et numériquement la convection naturelle laminaire dans des cavités rectangulaires divisées par des partitions verticales multiples. Dans le régime de couche limite, la température de partition augmente à peu près linéairement dans la direction verticale. La solution de couche limite qui prédit le flux thermique transféré est dérivée à partir des résultats numériques. Ils ont montré que le nombre de Nusselt est inversement proportionnel à (1+N), si N est le nombre de partitions. Cela est confirmé par les expériences.

Retiel et al [28] ont présenté numériquement l'effet de l'inclinaison sur la convection naturelle dans une cavité demi-cylindrique fermée de rayon intérieur R_0 qui contient un fluide incompressible. La paroi supérieure «plafond» et la paroi inférieure «le plancher» engendrent un gradient vertical de température (parois actives) (figure I.6). Le modèle numérique utilisé pour résoudre le système d'équations est fondé sur la méthode des volumes finis. Dans cette étude, ils ont pu montrer le comportement des structures d'écoulement et du champ de température dans la cavité lorsqu'elle est inclinée en présence d'un gradient de température vertical. Ils ont observé que l'inclinaison de la cavité même de faible valeur déstabilise

facilement et complètement la structure de l'écoulement et le champ de température. La structure multicellulaire disparaît lorsque la cavité est parfaitement horizontale (2 cellules) pour laisser la place à une structure unicellulaire antisymétrique par rapport au centre de la cavité.

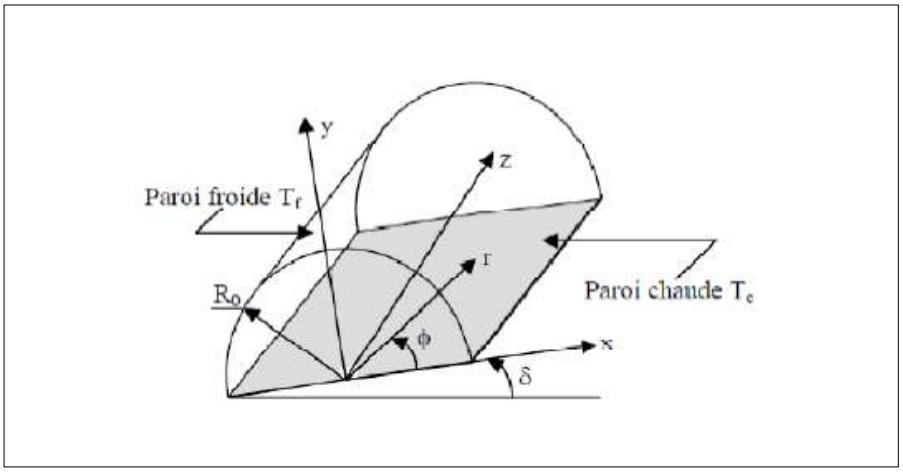


Figure I.6 : *Géométrie du problème considéré dans la référence* [28].

Ould said et retiel [29] ont étudié la convection naturelle laminaire d'un fluide visqueux incompressible dans une cavité confinée en forme de pyramide horizontale chauffée par le bas et refroidie par les parois inclinées supérieures (figure I.7). 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 logiciel commercial Fluent. Dans une première étape, ils ont analysé le comportement des structures d'écoulements et du champ de température, en régime laminaire, et ils ont remarqué que les tailles des cellules restent constantes pour un nombre de Rayleigh $10^3 \leq Ra \leq 10^5 \leq$puis elles augmentent au-delà de 10^5. Ils ont observé des écoulements plus accélérés prés des couches limite. Les gradients de température sont essentiellement verticaux lorsque le fluide est immobile et conductif, et courbé lorsque des cellules convectives occupent la cavité.

Par ailleurs, la convection naturelle est évidemment très sensible à la variation du rapport de forme. En effet, d'après les résultats obtenus, plus le rapport de forme augmente plus le nombre de Nusselt moyen le long de la paroi chaude diminue dans le cas de la cavité chauffée par le bas.

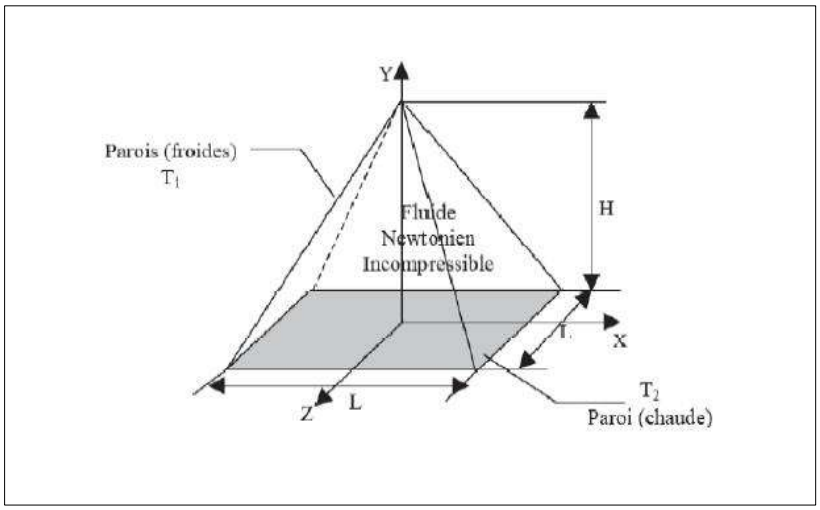


Figure I.7 : *Géométrie de la pyramide* [29].

Abidi et Al [30] : ont étudié numériquement tridimensionnelle la convection naturelle à double diffusion dans une enceinte cubique soumise à des gradients de température et de concentration horizontaux. Des températures et des concentrations constantes et uniformes sont imposées sur les parois verticales, gauche et droite, de l'enceinte, les deux autres parois verticales sont imperméables et adiabatiques tandis que les parois horizontales sont diffusives en chaleur et en masse. Ils ont montré l'influence de ces parois diffusives en chaleur et en masse sur l'aspect tridimensionnel de l'écoulement, les profils de températures, de concentration et les caractéristiques de transfert global de chaleur et de masse pour différents paramètres gouvernant l'écoulement.

Ibrir et Rahal [31] : Dans une enceinte rectangulaire remplie de métal liquide (fluide à bas nombre de prandtl) et soumise à un gradient horizontal de température, ils ont effectué une simulation numérique de la convection naturelle. La convection a été étudiée afin de la réduire, un code basé sur la méthode des éléments finis a été menée pour modéliser le problème en 2D et 3D. Un premier travail de validation a été mené en comparant leur travail avec ceux d'autres auteurs. Par la suite, l'étude a été menée en faisant varier les paramètres de contrôle de la configuration, à savoir, le nombre de Rayleigh, et la nature du fluide (nombre de Prandtl) sur les taux de transferts de chaleur (nombre de Nusselt), sur les structures convectives qui apparaissent et sur le régime convectif (laminaire, turbulent).

Bouarab et al [32] : Dans une cavité carrée chauffée, ils ont étudié le problème de la convection différemment en utilisant la méthode spectrale. Et effectuer des simulations numériques 2D et 3D de différents nombres de Prandtl et Rayleigh caractéristiques de l'écoulement de fluide à l'intérieur de la cavité connue sous le nom d'écoulement Hadley.
Les simulations numériques d'écoulements sans pression dans les méthodes traditionnelles telles que les différences finies, les quantités finies, les éléments finis nécessitent des temps de calcul relativement longs et une très grande capacité de stockage. Ils ont développé un modèle basé sur des méthodes spectrales et mis en évidence la précision, la simplicité et la rapidité de cette méthode, notamment pour les simulations souhaitables qui sont de plus en plus proches de la réalité d'opérations multi-physiques complexes. Ils ont utilisé la méthode spectrale dans leur étude pour mettre en œuvre une modélisation bidimensionnelle et tridimensionnelle des écoulements sans pression en formulant la fonction vortex actuelle d'un modèle bidimensionnel et en utilisant la méthode Ozawa du modèle tridimensionnel. Comparez les résultats de la simulation d'écoulement sans pression avec des méthodes spectrales avec les résultats obtenus par les différences limitées de temps et de précision.

Jamal et al [33] : Dans ce travail, ils ont présenté une simulation numérique 3D du transfert de chaleur couplés par convection naturelle et conduction dans une cavité cubique entourée de parois solides. Les températures des parois verticales gauche et droite sont maintenues respectivement aux températures T_h et T_c. Toutes les autres parois de la cavité sont considérées adiabatiques. L'effet du rapport de forme (A_y=*H/L*) sur la structure dynamique et thermique de l'écoulement, ainsi que sur le transfert de chaleur est discuté pour différentes valeurs de Rayleigh variant entre 10^3 et 10^6. Les résultats que vous avez obtenus ont montré que le transfert de chaleur est très sensible à différents rapports de forme. En effet, plus le rapport de forme croit plus le flux de chaleur global augmente d'une manière importante au sein de la cavité cubique.

Boukraa et al [34] L'objectif de leur travail est de faire une étude numérique tridimensionnelle des écoulements de convection naturelle dans une cavité d'air inclinée différentiellement chauffée. Pour cela, un code de calcul 3D a été utilisé pour résoudre les équations de Navier-Stokes tridimensionnelles pour des fluides incompressibles. Ce code est basé sur la méthode spectrale de « projection diffusion» en collocation Chebyshev qui fait partie des méthodes dites de précision infinie. La mise sous forme adimensionnelle des équations gouvernantes fait apparaître des paramètres de contrôle, à savoir : le nombre de

Rayleigh Ra varie de 10^3 à 10^7, le nombre de Prandtl Pr=0.71, le rapport de forme AZ et enfin l'angle d'inclinaison de la cavité varie de 0° à 60°, dont ils avons examiné leur influences sur la structure dynamique et thermique de l'écoulement, ainsi que sur le transfert de chaleur. Les résultats ont montré que existe une composante de vitesse non nulle suivant la troisième direction, sa distribution est notable près des parois terminales adiabatiques particulièrement aux coins de la cavité, sa valeur croit lorsque le nombre de Rayleigh augmente et diminue avec l'augmentation de l'angle d'inclinaison. Le nombre de Nusselt global, calculé près de la paroi froide et chaude, montre que l'échange thermique est très important lorsque la valeur de l'angle d'inclinaison est nulle.

Gassowski et al [35] Dans ce travail, ils ont étudié par simulation numérique directe tridimensionnelle, l'écoulement de convection naturelle dans une cavité carrée/cubique différentiellement chauffée. Leurs calculs mettent en évidence à la première bifurcation ($Ra\approx3{,}2\times10^7$) l'apparition de structures tourbillonnaires tridimensionnelles à la sortie des couches limites verticales. Les principaux résultats de cette Note sont d'une part, que l'écoulement redevient stationnaire pour des valeurs du nombre de Rayleigh Raplusélevées ($Ra=7\times10^7$ et 10^8 par exemple) tout en conservant ces structures tourbillonnaires tridimensionnelles et d'autre part, que des solutions stationnaires multiples différentes par leurs propriétés de symétrie, ont été obtenues pour $Ra=10^8$. Enfin, l'écoulement redevient instationnaire aux alentours de $Ra=3\times10^8$, l'instabilité en jeu dans ce cas étant du type couches limites verticales.

Chapitre II:

Généralité sur

le phénomène de transfert de chaleur

II.1 INTRODUCTION

Un transfert de chaleur qu'il convient d'appeler transfert thermique ou transfert par chaleur permet de prévoir la quantité totale d'énergie qu'un système doit échanger avec l'extérieur pour passer d'un état d'équilibre à un autre. Deux corps ayant la même température sont dits en « équilibre thermique ». Si leur température est différente, le corps le plus chaud cède de l'énergie au corps le plus froid. De ce fait, les transferts thermiques ont, aussi bien dans le domaine des sciences pures que dans celui des applications technologiques, un rôle souvent essentiel. Ce rôle devient même déterminant lorsqu'il est à l'origine des techniques utilisées (échangeurs, moteurs thermiques, calorifugeage, utilisation de 1'énergie solaire).

II.2 Les modes de transfert de chaleur

Trois processus physiques permettent le transfert de chaleur d'un corps vers un autre dès lors qu'ils ne sont pas en équilibre thermique (à température différente) la conduction, la convection et le rayonnement (voir Figure II.1) [36].

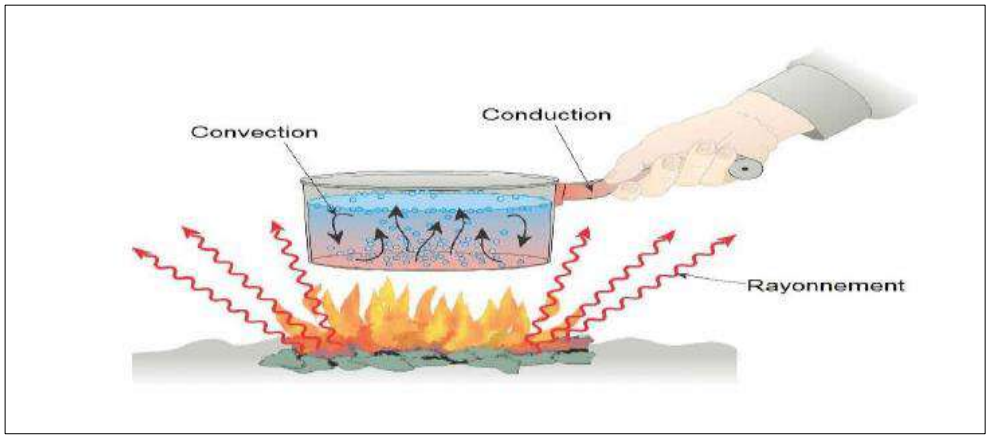


Figure II.1 : *les trois modes de transfert de chaleur* [36].

II.2.1 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.

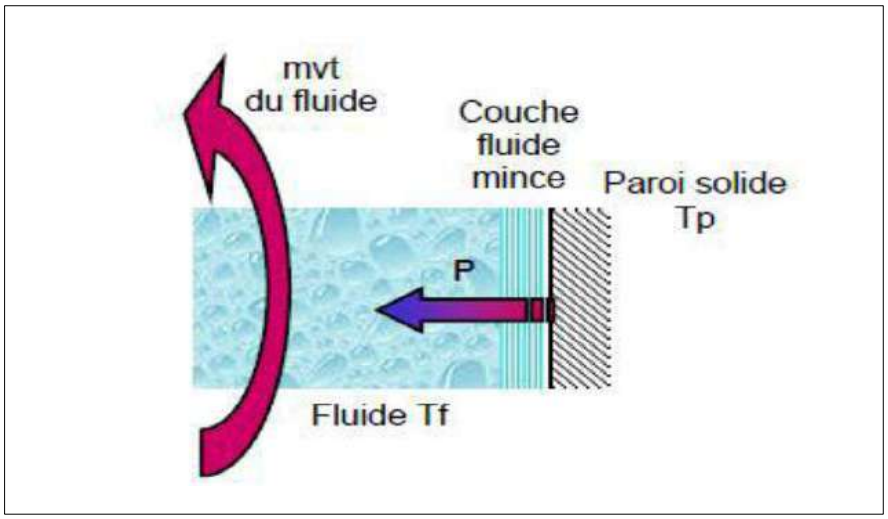


Figure II.2:*Action de fluide en mouvement dans la convection.*

II.2.2 Transfert de chaleur par conduction

La conduction est un mode de transfert thermique provoqué par une différence de température entre deux régions d'un même milieu, ou entre deux milieux en contact, et se réalisant sans déplacement global de matière. L'énergie diffuse dans un milieu, la température augmente de proche en proche (par exemple, si une cuillère est dans un plat chaud et que sa queue dépasse dehors, la chaleur se transmet à la queue de la cuillère par conduction).Dans un gaz ou un liquide, l'énergie se propage par contact direct entre molécules sans déplacement notable de molécules. Dans un solide, la vibration des atomes autour de leur position se transmet de proche en proche. Dans le cas des cristaux, les vibrations du réseau présentent des hétérogénéités qui forment des « particules », les phonons. Ces phonons interagissent avec les électrons libres, ce qui explique que les conductivités thermique et électrique sont liées (par exemple, les métaux sont des bons conducteurs d'électricité et de chaleur) [37].

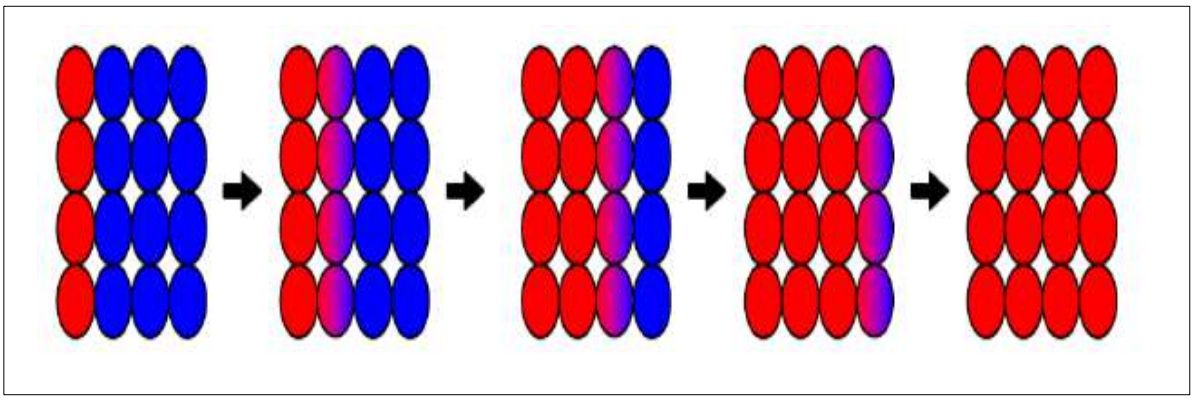


Figure II.3. *Phénomène de conduction*

II.2.3 Transfert de chaleur par rayonnement

Le rayonnement thermique est le mode de transfert par lequel la chaleur passe d'un corps à haute température à un autre plus froid. Dans lequel l'énergie est protée par des ondes électromagnétiques (par exemple : infrarouge) ou par une désintégration (par exemple :radioactivité α). Ce mode de transfert ne nécessite aucun support matériel et ne fait intervenir ni déplacement de la matière, ni contact entre les objets ou les milieux échangeant de l'énergie [38].

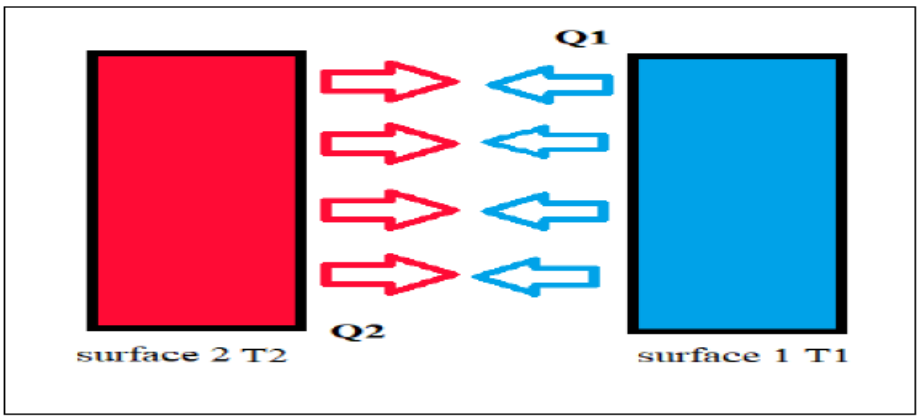


Figure II.4 : *Schéma Représente Le rayonnement*

II.3 Les différents types de la 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:

II.3.1 La convection libre ou 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 apparait 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.

$$\bar{B} = \Delta\rho\ \bar{g} \qquad (2.1)$$

$\bar{B}$: 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. Grace à cet écart de température en distingue : l'approximation de Boussinesq**.**

- **L'approximation de Boussinesq :**

En 1903, à l'époque même où Rayleigh s'intéresse à la convection, Boussinesq propose une simplification de ces équations de façon à ne conserver que les ingrédients nécessaires et suffisants à la convection thermique.Les hypothèses de Boussinesq consistent à supposer que les différentes propriétés thermodynamiques et de transport du fluide sont indépendantes de la pression. Elles supposent aussi que le fluide est incompressible mais il conserve bien entendu le terme de poussée d'Archimède «le moteur de la convection » directement lié à la dilatation ou à la contraction thermique du fluide [39].

Cette approximation est valable lorsque l'écart de la température entre les parois chaudes et les parois froides est inférieure à 30◦C ($\Delta T<30$◦C). L'hypothèse essentielle de Boussinesq est : « ρ » est constant sauf dans le terme de poussée d'Archimède.

Les propriétés thermo physiques du fluide sont supposées constantes et calculées à la température de référence T_0, à l'exception de la masse volumique « ρ » dans ce terme, la masse volumique varie linéairement avec la température :

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

Avec :

$$\beta = -\frac{1}{\rho_0}\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right) p$$

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

T_0: représente la température de référence.

β **:** le coefficient d'expansion thermique.

L'approximation repose alors sur l'incompressibilité $\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right) = 0$ où les premiers points énoncés permettent de simplifier les équations afin de ne s'intéresser qu'aux effets de la poussée d'Archimède. Pour un écoulement incompressible, l'équation de continuité est remplacée par une contrainte de divergence nulle *div V* = 0 [40, 41, 42].

- **Exemple de la convection naturelle :** mouvement de l'eau dans une casserole chauffée sur un feu (voir Fig.II.5)

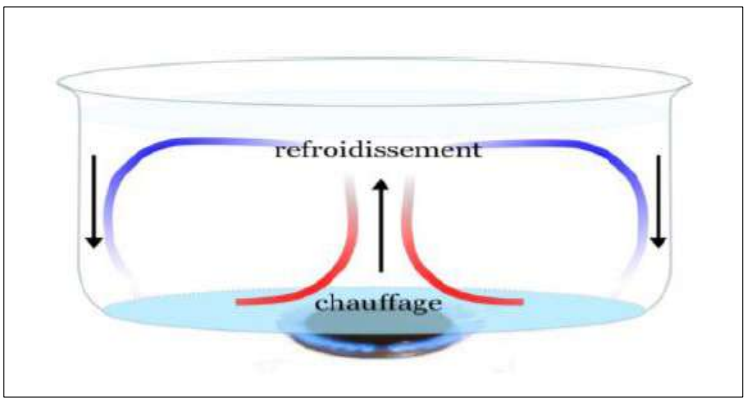


Figure II.5.*Présentation de la convection dans une casserole*

II.3.2 La convection forcée :

La convection forcée se produit le mouvement à cause d'un procédé mécanique, indépendant des phénomènes thermiques

- **Exemple :** une pompe ou un ventilateur c'est donc un gradient de pression extérieur qui provoque les déplacements des particules du fluide.

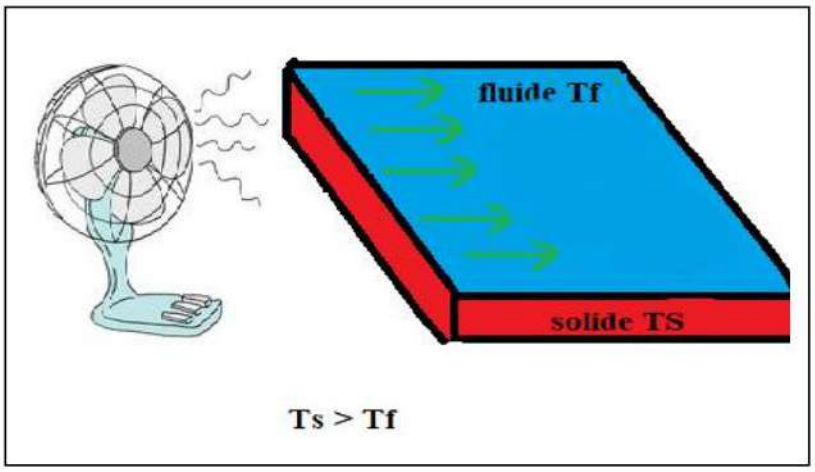


Figure II.6. *Schéma de la convection forcée.*

II.3.3 La convection mixte :

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

- **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 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.

II.4. Les différents types de rayonnement

Il existe trois types distincts de transmission de chaleur par rayonnement :

- **Emission :**

Tout corps ayant une température égale à (0 K), émet des radiations transportables de l'énergie qui provient de son énergie interne.

- **Propagation :**

Les radiations électromagnétiques se propagent dans le vide séparent entre un corps émetteur et un corps récepteur à la vitesse de lumière. Lorsque le rayonnement se propage au travers d'un corps plus ou moins transparent, la vitesse de propagation est inférieure à la célérité de lumière.

- **Absorption :**

Les radiations reçues par un corps sont absorbées particulièrement, les corps semi transparents réfléchissent une partie de l'énergie des radiations.

- **Exemple :**

En été, le fort rayonnement du soleil fait chauffer le carrelage des terrasses extérieures. En effet, le rayonnement se fait grâce aux ondes électromagnétiques émises par le soleil, réchauffant alors les carrelages qui captent ces ondes électromagnétiques [36] (Voir Fig II.7)

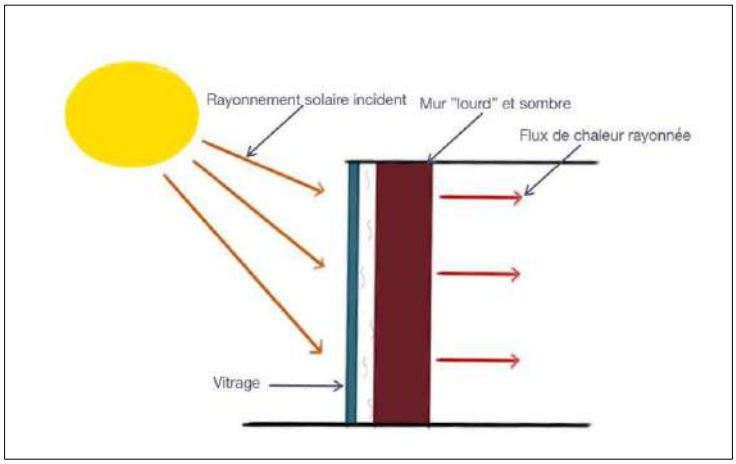


Figure II.7. *Transfer de chaleur par rayonnement solaire sur un mur* [36]

II.5 Lois fondamentales du transfert de chaleur

II.5.1 Loi fondamentale de la convection (loi de I. Newton)

La loi fondamentale de la convection est la loi d'Isaac Newton (1643-1727), traduite par la relation expérimentale de flux de chaleur échangé par convection entre un fluide et une paroi solide.

$$\emptyset = h.\ S.\ (T_{Chaud} - T_{froid}) \qquad (2.3)$$

$h = k_{fluide} / \delta$

Tels que :

δ: représente l'épaisseur d'un film mince du fluide adhéré à la paroi solide;

k_{fluide}: La conductivité thermique du fluide

h : représente le coefficient du transfert de chaleur par convection ;[W/m^2.K] ou [kcal/h. m^2.C]

II.5.2 Loi fondamentale de la conduction (loi de J.Fourier)

La loi de Fourier a été établie expérimentalement par Joseph Fourier en 1822. Elle exprime la proportionnalité entre le flux de chaleur à travers une surface par unité de temps et l'élévation de la température de part et d'autre de cette surface [43].L'équation (2.4) traduit mathématiquement la relation entre le flux de chaleur et la variation de température de la surface .

$$\phi = \frac{dQ}{dt} = \lambda S \frac{dQ}{dt} \quad (2.4)$$

Avec

ϕ: Flux thermique (W).

Q : Energie (J).

λ: Conductivité thermique (W. $m^{-1}.K^{-1}$). Les coefficients de conductivité sont des propriétés physiques intrinsèques des matériaux.

Les coefficients de conductivité sont des propriétés physiques intrinsèques des matériaux.

S : surface perpendiculaire au flux thermique (m^2).

T : Température (K).

II.5.3 Loi fondamentale du rayonnement (loi de Stefan-Boltzmann)

Le flux de chaleur rayonné par un milieu de surface (S) et de température (T) s'exprime grâce à la loi de Joseph Stefan (1835-1893) et Ludwig Eduard Boltzmann (1844-1906).

$$\Phi_{emis} = \varepsilon . \sigma . S.T^4 \quad (2.5)$$

Tel que :

σ: Constante de Stefan-Boltzmann, σ=4.92. 10^{-8} kcal/h.m^2.K

ε: l'émissivité de la surface sans unité

T : température (K)

S : Surface (m^2)

II.6 Nombres adimensionnels

Un problème de convection naturelle est caractérisé par géométrie et par deux nombre sans dimensions, le nombre de Prandtl *Pr* et le nombre de Rayleigh *Ra* (ou le nombre de Grashof *Gr*). Ces trois paramètres permettent de comparer par similitude des configurations différentes

et leurs valeurs déterminent celle du nombre de Nusselt *Nu* caractéristique du transfert thermique entre les parois et les fluides.

II.6.1 Nombre de Prandtl

Il représente le rapport de la diffusivité moléculaire due à la quantité de mouvement par la diffusivité thermique. Il caractérisé l'influence de la nature du fluide sur le transfert de chaleur par convection et la distribution des vitesses par rapport à celle des températures, c'est une caractéristique du fluide.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{c_p.\mu}{\lambda} \tag{2.6}$$

Avec :

c_p : Capacité thermique massique du fluide en (J.kg^{-1}. k^{-1}).

μ: Viscosité dynamique de fluide en (kg.m^{-1}.s^{-1}).

λ : conductivité thermique (w.m^{-1}. k^{-1}).

ρ : Masse volumique du fluide ($\frac{kg}{m^3}$).

ν : Viscosité cinématique (m^2 . s^{-1}).

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \tag{2.7}$$

α : la diffusivité thermique (m^2 . s^{-1}).

$$\alpha = \frac{\lambda}{C_p\,\rho} \tag{2.8}$$

II.6.2 Nombre de Grashof

Il correspond au rapport des forces de gravité sur les forces visqueuses, et permet de caractériser l'intensité du phénomène de convection.

$$\mathrm{Gr} = \frac{g\,\beta\Delta T L^3}{\nu^2} \tag{2.9}$$

Avec :

L : la dimension caractéristique du système étudié (m).

β : le coefficient de dilatation (K^{-1}).

g : l'accélération de la gravité (m. s^{-2}).

ΔT = T_{paroi} - T_{fluide}: Différence de température entre fluide et paroi (K).

II.6.3 Nombre de Rayleigh

Ce nombre est le paramètre de contrôle de la convection. Il peut être vu comme une forme sans dimension de la différence de température ΔT. Il représente le terme de la poussée d'Archimède rapporté au produit des deux termes diffusifs [44].

$$Ra = Pr\,.Gr = \frac{g\,\beta\Delta T L^3}{\nu\,\alpha} \tag{2.10}$$

II.6.4 Nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt est proportionnel au rapport entre le transfert thermique convectif et le transfert par conduction. Il caractérise le type de transfert de chaleur, en permettant de quantifier l'augmentation de l'échange de chaleur due à l'écoulement du fluide.

Il peut aussi s'écrire :

$$Nu = \frac{h\,L}{\lambda} \tag{2.11}$$

Avec

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

II.6.5 Le nombre de Reynolds

Le nombre de Reynolds ***Re*** est un nombre sans dimension utilisé en mécanique des fluides. Il a été mis en évidence en 1883 par Osborne Reynolds. Il caractérise un écoulement en particulier la nature de son régime (laminaire, transitoire, turbulent).Le nombre de Reynolds représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses. Ce nombre sans dimension apparaît naturellement en adimensionnant les équations de Navier-Stokes [45].

Il peut aussi s'écrire :

$$Re = \frac{\rho\,D\,U}{\mu} \tag{2.12}$$

Avec

D **:** dimension caractéristique de la conduite (m).

U : la vitesse du fluide (m/s).

II.7. les facteurs qui caractérisé le transfert de chaleur par convection

II.7.1 Le régime d'écoulement

- **Régime laminaire**

L'écoulement laminaire se produit lorsqu'un fluide s'écoule en couches parallèles, sans interruption entre les couches. À de faibles vitesses, le fluide tend à s'écouler sans mélange latéral, et les couches adjacentes glissent l'une après l'autre comme des cartes à jouer. Il n'y a pas de courants transversaux perpendiculaires à la direction d'écoulement, ni les tourbillons de fluides. Dans l'écoulement laminaire, le mouvement des particules du fluide est très ordonné avec des particules proches d'une surface solide se déplaçant en lignes droites parallèles à cette surface. Le flux laminaire est un régime d'écoulement caractérisé par une forte diffusion d impulsion et une faible convection de quantité de mouvement [46].

Pour un écoulement laminaire le nombre de Reynolds est : $Re < 2000$.

- **Régime transitoire**

C'est une transition entre le régime laminaire et le régime turbulent. En physique un régime transitoire est le régime d'évolution d'un système qui n'a pas encore atteint un état stable ou le régime établi. Un régime transitoire peut apparaître lors d'une modification d'un système Pour un écoulement transitoire le nombre de Reynolds est : $2000 < Re < 3000$.

- **Régime turbulent**

L'écoulement turbulent est un régime d'écoulement dans la dynamique des fluides caractérisé par des changements chaotiques de la pression et de la vitesse d'écoulement. Il est contraire à un régime d'écoulement laminaire, qui se produit lorsqu'un fluide s'écoule en couches parallèles, sans interruption entre ces couches [47].Pour un écoulement turbulent le nombre de Reynolds est : $Re > 3000$.

II.7.1.1 Régimes thermiques

- **Régime permanent**

La température en tout point du milieu (système) est indépendante du temps.

- **Régime périodique établi**

La température, en tout point, effectue des oscillations périodiques indépendantes de la température initiale.

- **Régime transitoire**

Qui correspond à l'évolution d'un système d'un état initial vers un état final provoquée par un changement à l'instant initial des sources , le champ de température *T (M, t)* dépend du champ de température initial *T (M, 0)* et du temps.

- **Régime variable**

Pour lesquels les sources évoluent constamment, le champ de température *T (M, t)* dépend des valeurs instantanées des sources et des évolutions antérieures [48].

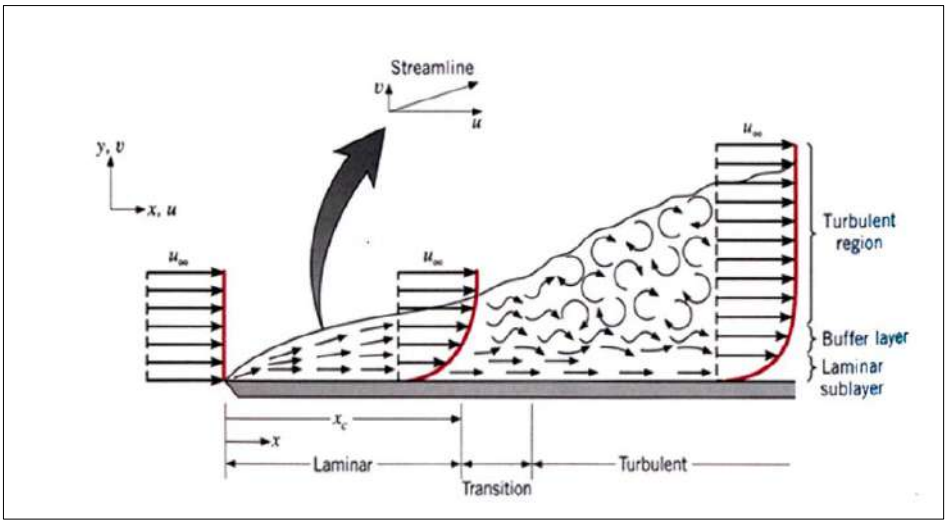


Figure II.8. *Développement de l'écoulement d'un fluide sur une plaque plane, trois régimes d'écoulement sont visibles : laminaire, transitoire, et turbulent*

II.7.2 La nature du mouvement

Si les mouvements du fluide sont provoqués par différences de densités, provoquées par différences de températures (convection libre), ou sous l'effet d'une action mécanique extérieure (convection forcée) ne indication qualitative au sujet de l'influence du mouvement naturel du fluide sur la convection est le rapport Gr/Re^2 ou Gr et Re sont les nombres de Grashof ,

- Si Gr >>Re^2, on peut négliger le mouvement forcé.
- Si Gr = Re^2, on doit prendre en considération les deux types de mouvement.
- Si Gr << Re^2, on peut négliger le mouvement naturel.

II.7.3 Les propriétés physiques du fluide

Le transfert de chaleur par convection est affecté spécialement par la conductivité thermique, la chaleur spécifique C_P, la diffusivité thermique a, la densité et la viscosité dynamique, propriétés dépendant pour chaque fluide de la température et dans une moindre mesure de la pression.

- **la conductivité thermique**

La conductivité thermique ou conductibilité thermique est une grandeur physique caractérisant le comportement des matériaux lors du transfert thermique par conduction. Notée λ ou K voire k, cette grandeur apparaît notamment dans la loi de Fourier. Elle représente l'énergie (quantité de chaleur) transférée par unité de surface et de temps sous un gradient de température de 1 kelvin ou 1 degré Celsius par mètre.

- **la chaleur spécifique C_P**

La capacité thermique spécifique indique la capacité d'une substance à stocker de la chaleur. Cette taille de substance correspond à la quantité de chaleur nécessaire pour chauffer une certaine quantité d'une substance d'un Kelvin. Il est caractéristique de chaque substance et peut être utilisé pour identifier des matériaux. L'unité de mesure de la capacité calorifique spécifique est exprimée en kilojoules par kilogramme fois le kelvin [kJ / (kg * K)].

En principe, on distingue la capacité thermique spécifique pour le changement de température sous pression constante (C_p) et sous volume constant (cv)**.** L'apport de chaleur sous pression constante provoque simultanément une augmentation de volume pour laquelle une partie de l'énergie est utilisée. La distinction n'a d'importance que dans la prise en compte des gaz et des vapeurs.

- **la diffusivité thermique**

La diffusivité thermique est une grandeur physique qui caractérise la capacité d'un matériau continu à transmettre un signal de température d'un point à un autre de ce matériau. Elle dépend de la capacité du matériau à conduire la chaleur (sa conductivité thermique) et de sa capacité à accumuler la chaleur (capacité thermique volumique).

- **la densité**

La densité ou densité d'un corps ou densité relative d'un corps est le rapport de sa masse volumique à la masse volumique d'un corps pris comme référence, Pour les liquides et les solides le corps de référence est l'eau pure à 4 °C.

Dans le cas de gaz ou de vapeur, le corps de référence gazeux est l'air, à la même température et sous la même pression.

La densité d'un corps est une grandeur sans dimension et sa valeur s'exprime sans unité de mesure[1].

Il ne faut pas confondre la densité d'un corps, sans dimension, avec la densité d'une grandeur qui est le rapport statistique, dimensionnel, d'une grandeur physique donnée sur un élément d'espace (longueur, surface ou volume), utilisé pour apprécier la répartition de cette grandeur, comme c'est le cas par exemple pour la densité surfacique d'une population, la masse surfacique, la charge surfacique, la concentration surfacique, etc.

- **la viscosité dynamique**

La viscosité dynamique est une grandeur physique qui caractérise la résistance à l'écoulement laminaire d'un fluide incompressible. Les fluides newtoniens ont une viscosité dynamique indépendante du gradient de vitesse. Elle est fortement dépendante de la température. Pour l'eau, à 20 °C sous 1 à 100 bar, on estime que $\mu = 1 \times 10^{-3}$ Pa s ; passant de $1{,}79 \times 10^{-3}$ Pa s à 0 °C jusqu'à $0{,}653 \times 10^{-3}$ Pa s à 40 °C. La viscosité dynamique est usuellement notée μ (lettre grecque mu) dans les ouvrages de mécanique des fluides.

La viscosité dynamique exprime la proportionnalité entre la force qu'il faut exercer sur une plaque lorsqu'elle est plongée dans un courant et la variation de vitesse des veines de fluide entre les 2 faces de la plaque. Elle est exprimée par un coefficient représentant la contrainte de cisaillement nécessaire pour produire un gradient de vitesse d'écoulement d'une unité dans la matière. Considérons deux couches de fluide adjacentes distantes de Δz. La force de frottement F qui s'exerce à la surface de séparation de ces deux couches s'oppose au glissement d'une couche sur l'autre. Elle est proportionnelle à la différence de vitesse des couches soit Δv, à leur surface S et inversement proportionnelle à Δz :Le facteur de proportionnalité μ est le coefficient de viscosité dynamique du fluide.

II.7.4 La forme et les dimensions de la surface d'échange thermique

La géométrie de la surface d'échange (plane, cylindrique, nervurée) et son orientation par rapport à la direction d'écoulement influencent les caractéristiques de la couche limite et créent des conditions spécifiques d'écoulement et de transfert de chaleur [49].

II.8. Classifications des fluides

On appelle fluide un corps qui n'a pas de forme propre et qui est facilement déformable. Les liquides et les gaz sont des fluides, ainsi que des corps plus complexes tels que les

polymères ou les fluides alimentaires. Ils se déforment et s'écoulent facilement. Un fluide englobe principalement deux états physiques : l'état gazeux et l'état liquide.

- Les fluides peuvent être classés en deux grandes familles :

II.8.1 fluide non newtonien

Fluide dont la viscosité peut changer en fonction de la contrainte mécanique qui lui est appliquée, ou du temps pendant laquelle celle-ci est appliquée

- **des exemples de fluides non newtonien**

  Le sang, les gels, les boues, les pâtes, les suspensions, les émulsions,...



Figure II.9. *Fluide non newtonien(le gel)*

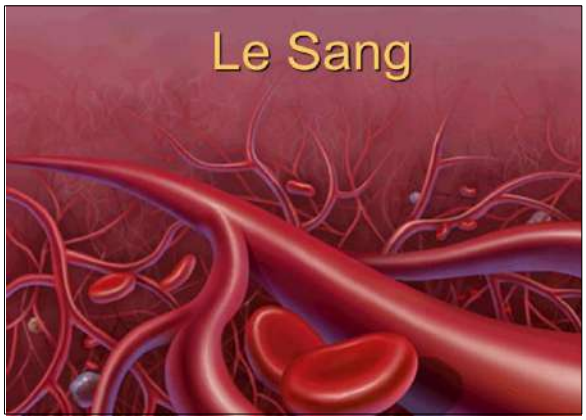


Figure II.10. *Fluide non newtonien(le sang)*

II.8.2 fluide newtonien

Les fluides newtoniens qui ont une viscosité constante ou qui ne peut varier qu'en fonction de la température. Les fluides Newtoniens sont classés comme suit :

- **Fluide parfait**

Fluide n'offrant aucune résistance à un changement de forme quelconque, c'est-à-dire entièrement dépourvu de viscosité. Le concept de fluide parfait ou de fluide non-visqueux est une approximation destiné à faciliter les études sur les fluides.

- **Fluide réel**

Une autre caractéristique importante des fluides réels est la viscosité, que l'on peut définir comme la propriété que possède le fluide à opposer une résistance à tout déplacement ou changement de forme. Celle-ci est caractérisée par un coefficient μ appelé viscosité dynamique. Les fluides possèdent un certain nombre de caractéristique, parmi lesquelles :

a. Fluide incompressible

Un fluide incompressible est un fluide dont la masse volumique ρ est constante. Dans la pratique on nomme fluide incompressible un fluide pour lequel ρ est indépendante de P et de la température T.

b. Fluide compressible

Un fluide compressible est un fluide pour lequel il faut tenir compte des variations de ρ avec P [50].

- **des exemples de fluides newtonien**

  L'eau, l'air et la plupart des gaz , le miel ,le sirop de sucre de canne



Figure II.11. *Fluide newtonien (le miel)*



Figure II.12. *Fluide newtonien (l'eau)*

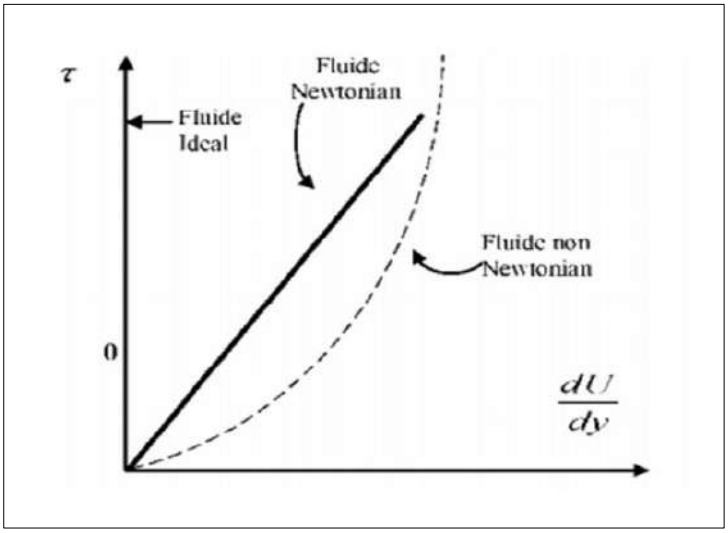


Figure II.13. *Classification des fluides*

II.9 Formulation mathématique

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

II-9-1 Convection en milieu fluide

II-9-1-1 Hypothèses de calcul

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

II-9-1-2 Equations générales de transport

II-9-1-2-1 Equation de continuité

Cette équation traduit le principe de conservation de la masse et s'exprime mathématique sons la forme suivant :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \qquad (2.13)$$

II-9-1-2-2 Equation de conservations de quantité de mouvement

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

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \qquad (2.14)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} + w\frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho}\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y}\right) + f(x) \qquad (2.15)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u\frac{\partial v}{\partial x} + v\frac{\partial v}{\partial y} + w\frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\mu}{\rho}\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y}\right) + f(y) \qquad (2.16)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u\frac{\partial w}{\partial x} + v\frac{\partial w}{\partial y} + w\frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\mu}{\rho}\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y}\right) + f(z) \quad (2.17)$$

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

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (2.18)$$

$$u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} + w\frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial x} + V\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y}\right) + f(x) \ldots\ldots \quad (2.19)$$

$$u\frac{\partial v}{\partial x} + v\frac{\partial v}{\partial y} + w\frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial y} + V\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y}\right) + f(y) \quad (2.20)$$

$$u\frac{\partial w}{\partial x} + v\frac{\partial w}{\partial y} + w\frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial z} + V\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y}\right) + f(z) \quad (2.21)$$

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

II-9-1-2-3 Equation d'énergie

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

II-9-1-2-4 Equation d'énergie en fonction de l'énergie interne

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

$$u\frac{\partial e}{\partial x} + v\frac{\partial e}{\partial y} + w\frac{\partial e}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\left(\frac{\partial q}{\partial x} + \frac{\partial q}{\partial y} + \frac{\partial q}{\partial z}\right) + \frac{P}{\rho}\left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z}\right) + \frac{\Phi}{\rho} \quad (2.22)$$

Ou : q est la densité du flux de chaleur (w/m2), et q_x, q_y, q_z sont les composantes de cette grandeur dans les directions x et y, z.

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

$$\Phi = 2\mu\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2 + 2\mu\left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2 + 2\mu\left(\frac{\partial w}{\partial z}\right)^2 + \mu\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial z}\right)^2 + \left(\beta - \frac{2}{3}\mu\right)\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z}\right)^2 \quad (2.23)$$

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

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

$$q_Y = -k\ \frac{\partial \mathrm{T}}{\partial \mathrm{Y}}$$

$$q_Z = -k\ \frac{\partial \mathrm{T}}{\partial \mathrm{Z}}$$

Si les différent de température ne sont pas importantes, la conductivité peut être considérée uniforme pour un écoulement a faible vitesse.

Par conséquent, l'équation ci-dessus se réduit a :

$$u\ \frac{\partial \mathrm{T}}{\partial \mathrm{x}} + v\frac{\partial \mathrm{T}}{\partial \mathrm{y}} + w\frac{\partial \mathrm{T}}{\partial \mathrm{z}} = \alpha\ (\frac{\partial^2 T}{\partial \mathrm{x}^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial \mathrm{y}^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial \mathrm{z}^2})$$

Où :

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

K : conductivité thermique.

c_p : chaleur spécifique à pression constante.

II.10 Equations adimensionnelles

II.10.1 Grandeurs physiques

$$X = \frac{x}{L_{ref}} \qquad \mathrm{Y} = \frac{y}{L_{ref}} \qquad \mathrm{Z} = \frac{z}{L_{ref}}$$

$$\mathrm{U} = \frac{u}{u_{ref}} \qquad \mathrm{V} = \frac{v}{u_{ref}} \qquad \mathrm{W} = \frac{w}{u_{ref}}$$

$$\theta = \frac{T - T_{ref}}{\Delta T_{ref}} \qquad \Delta T_{ref} = \frac{L_{ref}.q_w}{k_f} \qquad \mathrm{P} = \frac{P}{P_{ref}}$$

II.10.2 Grandeurs de référence

Où L_{ref} , u_{ref}, P_{ref} sont respectivement la longueur, la vitesse et la pression de références. Ces grandeurs sont dé finies comme suit:

u_{ref}= U_0 , T_{ref}= T_0

L_{ref} = H , P_{ref} =$\rho . u_{ref}$

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

II-10-3 Equation de conservation de quantité de mouvement

- Suivant l'axe des X

$$U\frac{\partial \mathrm{u}}{\partial \mathrm{x}} + V\frac{\partial \mathrm{u}}{\partial \mathrm{y}} + W\frac{\partial \mathrm{u}}{\partial \mathrm{z}} = -\frac{\partial \mathrm{P}}{\partial \mathrm{x}} + \frac{1}{Re}\left(\frac{\partial^2 T}{\partial \mathrm{x}^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial \mathrm{y}^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial \mathrm{z}^2}\right) \quad (2.24)$$

- Suivant l'axe des Y

$$U\frac{\partial \mathrm{v}}{\partial \mathrm{x}} + V\frac{\partial \mathrm{v}}{\partial \mathrm{y}} + W\frac{\partial \mathrm{v}}{\partial \mathrm{z}} = -\frac{\partial \mathrm{P}}{\partial \mathrm{y}} + \frac{1}{Re}\left(\frac{\partial^2 T}{\partial \mathrm{x}^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial \mathrm{y}^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial \mathrm{z}^2}\right) \quad (2.25)$$

- Suivant l'axe des Z

$$U\frac{\partial \mathrm{w}}{\partial \mathrm{x}} + V\frac{\partial \mathrm{w}}{\partial \mathrm{y}} + W\frac{\partial \mathrm{w}}{\partial \mathrm{z}} = -\frac{\partial \mathrm{P}}{\partial \mathrm{w}} + \frac{1}{Re}\left(\frac{\partial^2 T}{\partial \mathrm{x}^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial \mathrm{y}^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial \mathrm{z}^2}\right) \quad (2.26)$$

II-10-4 Equation de conservation d'énergie

$$\frac{\partial(\mathrm{U}\theta)}{\partial \mathrm{x}} + \frac{\partial(\mathrm{V}\theta)}{\partial \mathrm{y}} + \frac{\partial(\mathrm{W}\theta)}{\partial \mathrm{z}} = \frac{1}{Re\ Pr}\left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial \mathrm{x}^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial \mathrm{y}^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial \mathrm{z}^2}\right) \quad (2.27)$$

Chapitre III:

Simulation Numérique

III .1.Introduction

Pour résoudre un problème de la physique il faut distinguer le modèle physique du modèle mathématique. Des différentes méthodes numériques ont été utilisées pour la résolution analytique des équations différentielles partielles (E.D.P) qui régissent ce type d'écoulement. Parmi les méthodes on cite, la méthode des différences finies, la méthode des éléments finis et la méthode des volumes finis.

Le principe de ces méthodes est de transformer les équations différentielles en un système d'équations algébriques.

Dans ce chapitre, en se basant sur la méthode des volumes finis. Cette dernière sera appliquée à la résolution de notre problème thermique par notre simulateur ANSYS.

III.2. Les méthodes numérique

Il y'a trois méthodes numériques qui sont utilisées généralement pour la résolution des systèmes d'équations aux drivées partielles régissant les écoulements. Ces méthodes sont :

- la méthode des différences finis
- la méthode des volumes finis
- la méthode des éléments finis

III.2.1. méthode des différences finies

La méthode des différences finies consiste à remplacer les dérivées apparaissant dans le problème continu par des différences divisées ou combinaisons de valeurs ponctuelles de la Fonction en un nombre fini de points discrets ou nœuds du maillage.

- Leurs avantages : grande simplicité d'écriture et faible coût de calcul
- inconvénients : limitation de la géométrie des domaines de calculs, difficultés de prise en compte des conditions aux limites portant sur les dérivées ou les gradients de l'inconnue.

III.2.2. méthode des volumes finis

Cette méthode est utilisée pour résoudre numériquement des équations aux dérivées Partielles comme la méthode des différences finies et la méthode des éléments finis mais Contrairement à la méthode de différence finies qui utilise des approximations de dérivées, la Méthode de volume fini utilise comme la méthode d'éléments finis, des approximations d'intégrale. Dans la méthode des volumes finis les lois de conservations (de la masse, de Quantité de mouvement et de l'énergie) sont exprimées localement sons une forme intégrale.

La clé de cette méthode réside dans l'application du théorème de la divergence ou théorème d'Ostrogradski, qui permet de changer une intégrale de volume en intégrale de surface. L'un des principaux avantages de la méthode des volumes finis est d'assurer une conservation intégrale exacte des grandeurs quelle que soit la taille du maillage et c'est pour raison qu'elle est très largement utilisée pour la résolution des phénomènes gouvernés par des équations à dérivées partielles.

III.2.3. méthode des éléments finis :

La méthode des éléments finis consiste à rapprocher les équations différentielles régissant pour un système avec un ensemble d'équations algébriques concernant un nombre limité de variables. Ces méthodes sont populaires parce qu'ils peuvent facilement être programmés. Les techniques des éléments finis ont été initialement développées pour des Problèmes structurels, mais ils ont été étendus à de nombreux problèmes du terrain. Le solide est décomposé en éléments de forme géométrique simple ayant des côtés communs et dont les **s**ommets ou nœuds sont les points d'articulation de plusieurs éléments entre eux. Ces nœuds seront les points d'application des forces intérieures ou extérieures.

L'opération de décomposition est le maillage. Un bon maillage doit faciliter les opérations Prévues par un programme d'ordinateur. Il faut donc adopter une méthode systématique de numérotation des éléments et des nœuds.

- Avantages : traitement possible de géométries complexes, détermination plus naturelle des conditions aux limites, possibilité de démonstrations mathématiques de convergence.
- Inconvénients : complexité de mise en œuvre et coût en temps de calcul et en mémoire.

III.3. Présentation d'ANSYS

ANSYS, Inc. est un éditeur de logiciels spécialisé en simulation numérique. L'entreprise a son siège à Canonsburg en Pennsylvanie aux États-Unis. Ses produits majeurs sont des logiciels qui mettent en œuvre la méthode des éléments finis, afin de résoudre des modèles préalablement discrétisés. La société possède de nombreuses filiales1 à travers le monde, notamment en Europe et en Asie.

III.3.1 Principaux produits

III.3.1.1ANSYS Structural

Ce produit permet d'effectuer des simulations mécaniques en calcul de structures. Ses principales capacités sont :

- l'analyse statique
- l'analyse modale
- l'analyse harmonique (réponse forcée)
- l'analyse temporelle

III.3.1.2ANSYS Mechanical

Ce produit dispose des mêmes capacités qu'ANSYS structural, en y ajoutant notamment un solveur thermique, avec modélisation du rayonnement.

III.3.1.3 ANSYS CFX et Fluent

Ces deux logiciels permettent d'effectuer des simulations en matière de mécanique des fluides. Ils portent le nom des compagnies qui les ont développés par ANSYS. Inc. respectivement en février 2003 et en février 2006. Fluent est un solveur : il ne comporte pas de mailleur (le maillage doit être réalisé avec un logiciel de maillage, Gambit par exemples, qui est également édité par ANSYS).

Fluent est un solveur très utilisé dans l'industrie et la R&D à travers le monde. Il est souvent

considéré comme une référence dans le domaine de la modélisation fluide. Le paramétrage du modèle se fait par une interface dans le domaine. De la modélisation fluide. Le paramétrage du modèle se fait par une interface graphique. Il dispose modélisation fluide. Le paramétrage du modèle se fait par une interface graphique. Il dispose d'une interface de scripts pour automatiser les processus de calcul. L'un des intérêts de ce logiciel de simulation généralise, est qu'il dispose d'un nombre relativement important de modèles, pouvant faire face à divers aspects de la mécanique des fluides : écoulement diphasiques (miscible, non miscible, cavitation, solidification), turbulence (LES, KE, KW, SA, Reynolds stress ….), combustion (pré-mélangé), transport de particules, écoulements en milieux poreux, maillages mobiles et spatiaux peuvent être modifiés pour améliorer la convergence. Fluent est parallélisé et permet de tirer parti de systèmes multiprocesseurs aussi bien au sein d'une seule machine qu'en réseau (cluster, édulcore, plateforme multi-CPU).

III.3.1.4 ANSYS AUTODYN et ANSYS LS-DYNA

Ces logiciels possèdent des solveurs utilisant les formulations explicites des équations à résoudre, contrairement cités. Leur domaine d'application est réservé aux modélisations mettant en jeu des situations mécanique aux très larges déformations.

III.3.1.5 ANSYS Multiphysies

Ce produit rassemble l'ensemble des capacités d'ANSYS en matière de simulation numérique implicite.

III.4 Environnement logiciel

Deux environnements logiciels permettent de mettre en œuvre le code ANSYS :

III.4.1 ANSYS classique

Chronologiquement, c'est la première solution logicielle développée par le constructeur. Elle est destinée à la construction de modèle éléments finis à la géométrie simple, facilement constructible à l'opération basique. A partir de cet environnement, l'utilisateur construit directement un modèle fini en utilisant le langage de script APDL (ANSYS Paramétrique Design Langage). ANSYS classique est donc destiné à des utilisateurs compétents dans le domaine de la simulation numérique.

III.4.2 ANSYS Workbench

Cette plate-forme propose une approche différente dans la construction d'un modèle en réutilisant le code ANSYS initial. Elle est particulièrement adaptée au traitement de cas à la géométrie complexe (nombreux corps de pièces) et aux utilisateurs non confirmés dans le domaine du calcul. Dans cet environnement, l'utilisateur essentiellement sur une géométrie et non plus sur le modèle lui-même. La plate-forme est dons chargée de convertir les requêtes entées par l'utilisateur en code ANSYS avant de lancer la résolution. Le modèle éléments finis généré reste néanmoins manipulable en insérant des commandes propres au code ANSYS.

III.5 Définition de CFX :

ANSYS CFX est un logiciel de CFD généraliste extrêmement performant, utilisé pour résoudre une large variété de problèmes d'écoulement fluide depuis plus de 20 ans. Grâce à son solveur avancé, moderne et parallélisé, les utilisateurs obtiennent rapidement des solutions fiables et robustes. Le vaste choix de modèles physiques proposé permet de représenter la quasi-totalité des phénomènes d'écoulement fluide. Le solveur tout comme les modèles physiques, sont accessibles via un environnement utilisateur graphique moderne, intuitif, flexible, personnalisable et automatisable (fichiers de session, scripts, générateur d'expression…) [51].

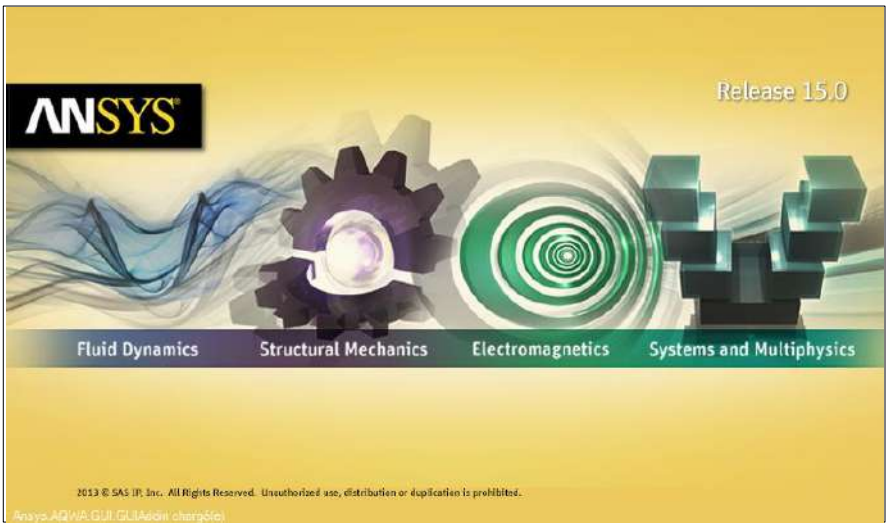


Figure III.1. *image de logiciel ANSYS CFX*

III.6 L'interface ANSYS Workbench

Pour lancer ANSYS Workbench sous Windows, cliquez sur le menu Démarrer, puis sélectionnez Tous les programmes> ANSYS 15.0> Etabli 15.

L'interface ANSYS Workbench est organisée pour faciliter le choix d'un système (un groupe de composants) qui vous permettra de résoudre des types de problèmes particuliers. Une fois que vous avez choisi un système Boîte à outils et l'a déplacée dans le schéma du projet, prenant en charge des fonctionnalités telles que Propriétés et Messages fournir des informations d'orientation. Ces fonctionnalités et les indicateurs d'état dans les cellules du système vous guident jusqu'à l'achèvement des étapes du système.

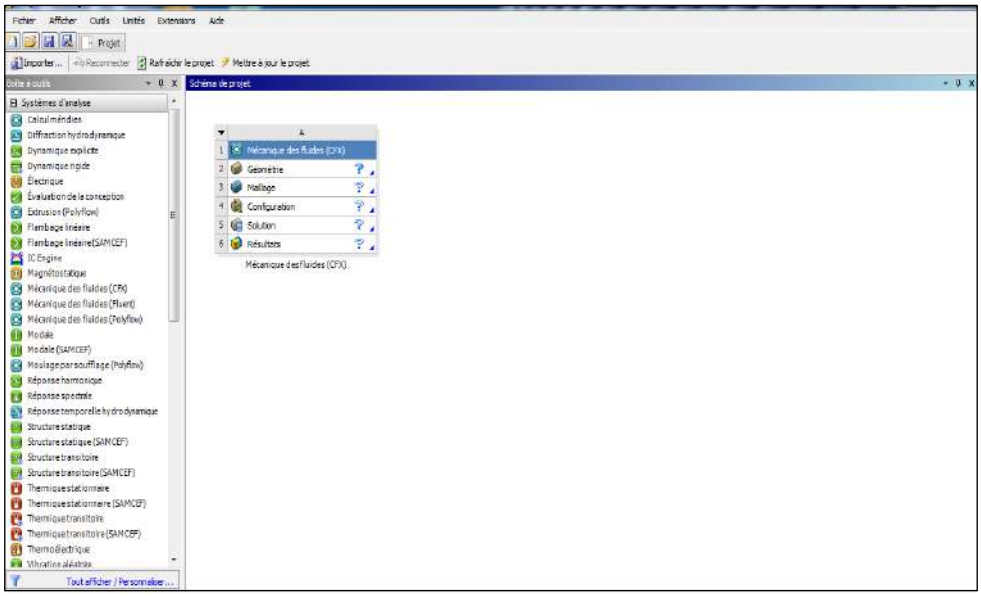


Figure III.2. *L'interface ANSYS Workbench*

Les sections suivantes décrivent les principales fonctionnalités d'ANSYS Workbench.

III.6.1 menu principal de logiciel ANSYS WORKPENCH

La boîte à outils présente les systèmes à votre disposition:

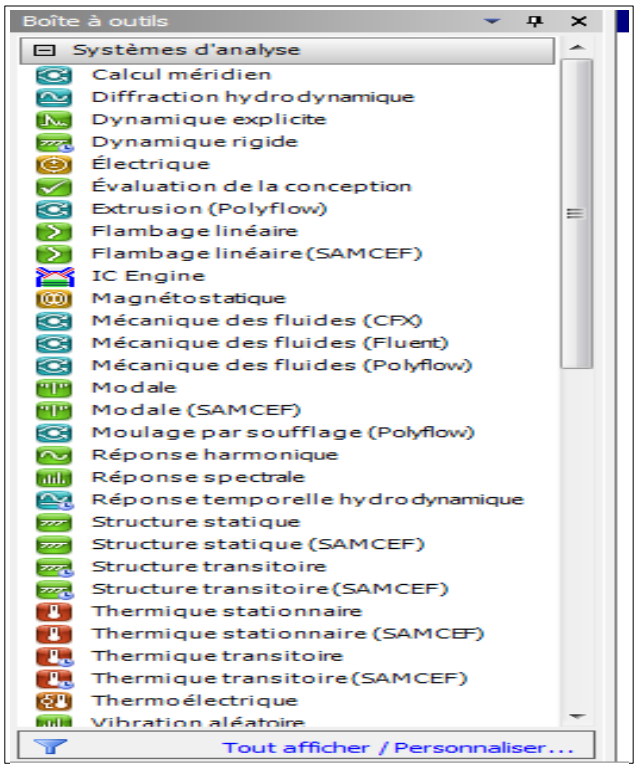


Figure III.3. *La boîte à outils*

- **Système d'analyse**

Des systèmes qui correspondent au flux de travail requis pour résoudre des types particuliers de problèmes. Par exemple, le fluide Le système Flow (CFX) contient des outils pour créer la géométrie, effectuer le maillage, configurer le solveur, utiliser le solveur pour dériver la solution et afficher les résultats.

- **Systèmes de composants**

Éléments logiciels sur lesquels reposent les systèmes d'analyse. Par exemple, le système de composants CFX contient Configuration (CFX-Pre), Solution (CFX-Solver Manager) et Résultats (CFD-Post). La composante Résultats le système ne contient que des résultats (CFD-Pos).

- **Systèmes personnalisés**

Systèmes qui combinent des systèmes d'analyse distincts. Par exemple, le FSI: Fluid Flow (CFX)> Static le système structurel combine ANSYS CFX et l'application mécanique pour réaliser un système unidirectionnel est, unidirectionnelle) l'analyse de la structure fluide.

- **Exploration de conception**

Systèmes qui vous permettent de voir le changement paramétrique des sorties par rapport aux changements des entrées.

Remarque

Les systèmes affichés dans la Boîte à outils dépendent des licences qui existent sur votre système. Vous pouvez masquer les systèmes en activant Affichage> Personnalisation de la boîte à outils et en désactivant la coche à côté du nom du système que vous souhaite.

Pour commencer à utiliser un système, faites-le glisser dans la zone Schéma du projet.

III.6.2 Schéma du projet

Le schéma de projet vous permet de gérer le processus de résolution de votre problème CFD. Il garde une trace de vos fichiers et affiche les actions disponibles lorsque vous travaillez sur un projet. À chaque étape, vous pouvez sélectionner opérations qui traitent ou modifient le cas que vous résolvez.

Lorsque vous déplacez un système de la boîte à outils Systèmes d'analyse vers le schéma de projet, vous verrez un ensemble d'outils similaires au suivant:

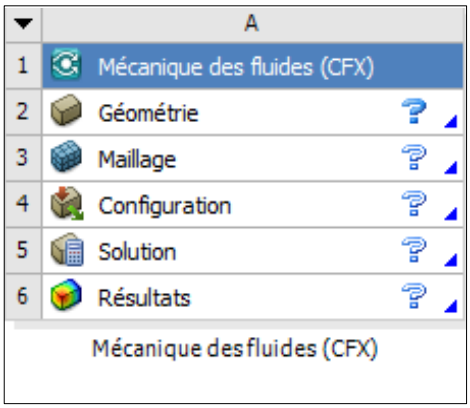


Figure III.4. *Schéma du projet*

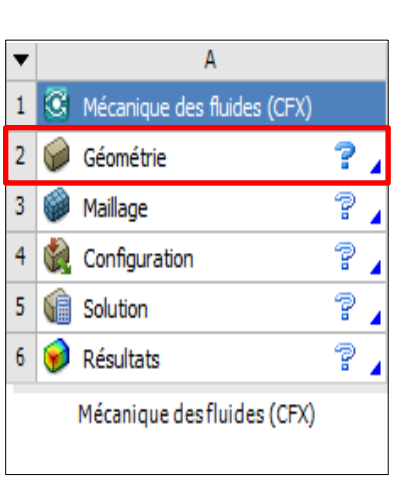
Chaque cellule blanche représente une étape dans la résolution d'un problème. Cliquez avec le bouton droit sur la cellule pour voir les options disponibles pour terminer une étape.

III.7 procédure et étapes de la simulation numérique

Dans ce qui suit, on va décrire la procédure de calcul à suivre pour simuler numériquement notre cas d'étude, en utilisant ANSYS CFX l'exemple de calcul montré concerne la simulation en 3D.

- **Géométrie**

  Double clic sur Géométrie pour ouvrir le module de création géométrique.



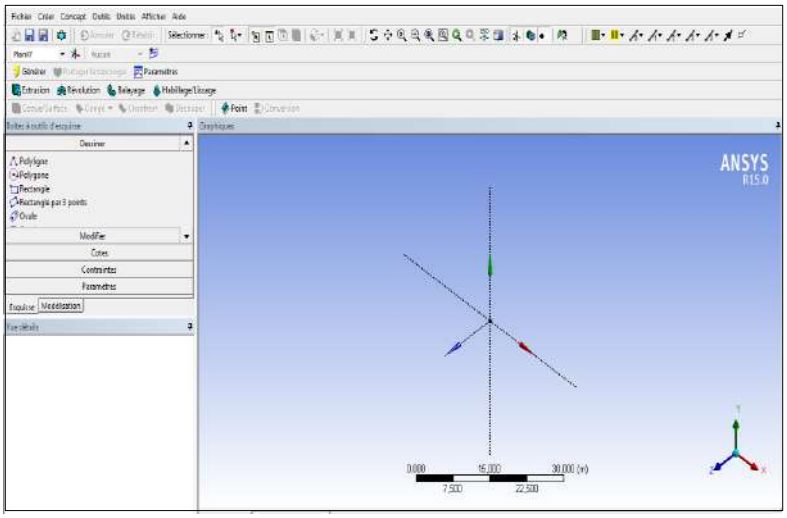
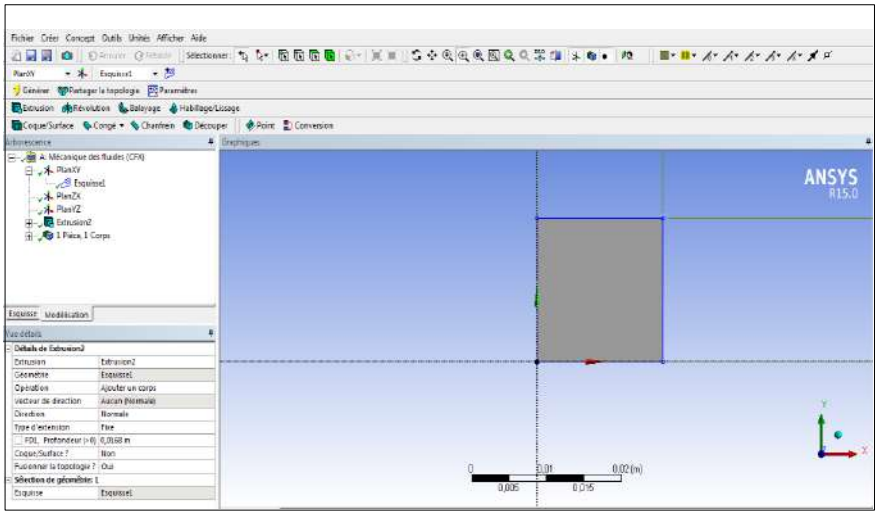
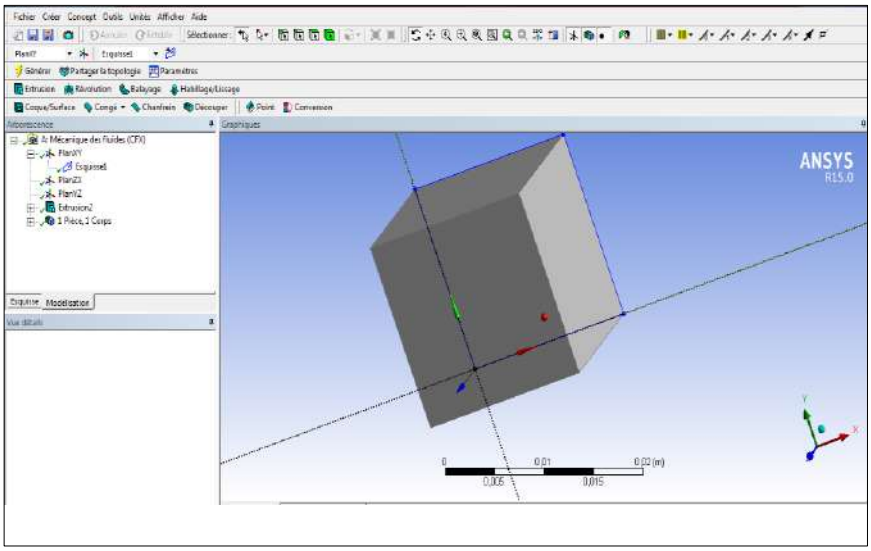


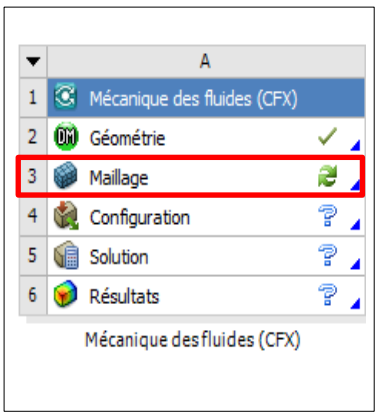
Figure III.5. *Choisir Géométrie*





- **Maillage**

  Double clic sur maillage pour ouvrir le module de maillage.



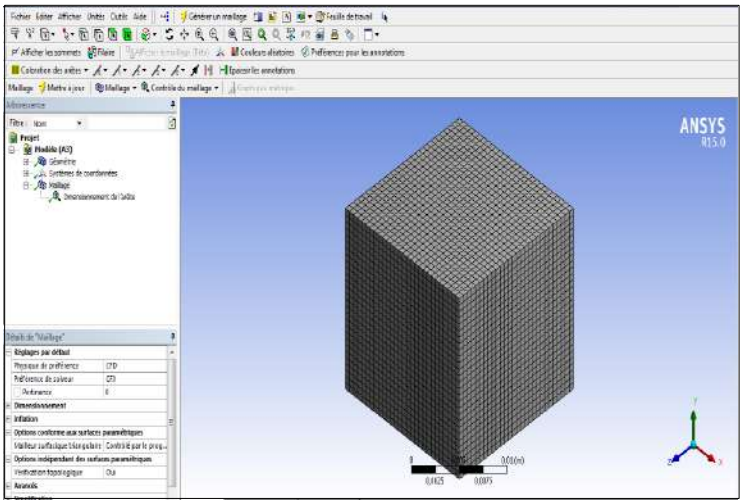
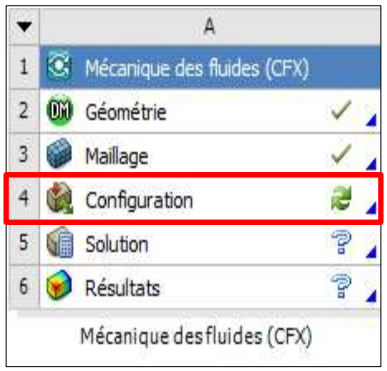


Figure III.6. *Choisir Maillage*

- **Configuration**

  Double clic sur configuration pour ouvrir le module CFX-pre.



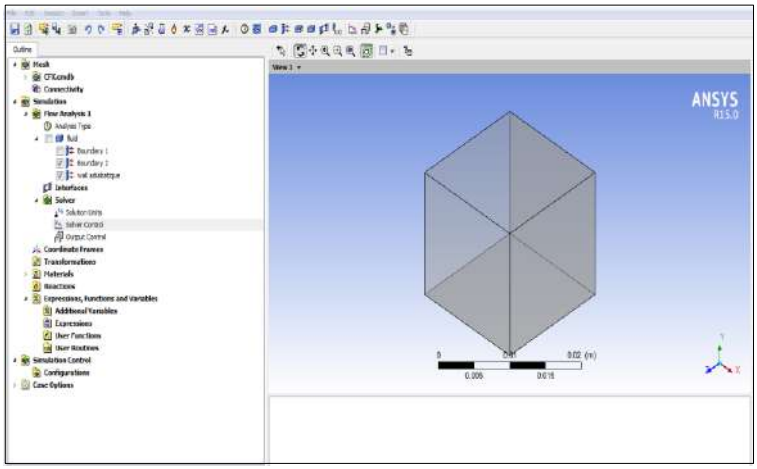
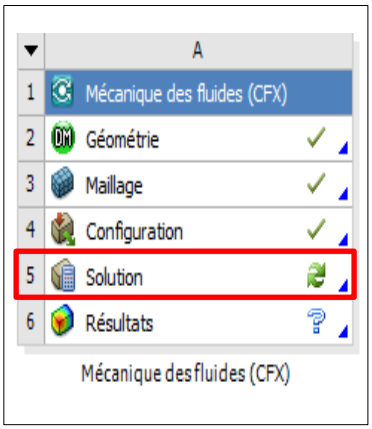


Figure III.7. *Choisir Configuration*

- **Solution**

Double clic sur solution pour ouvrir le module



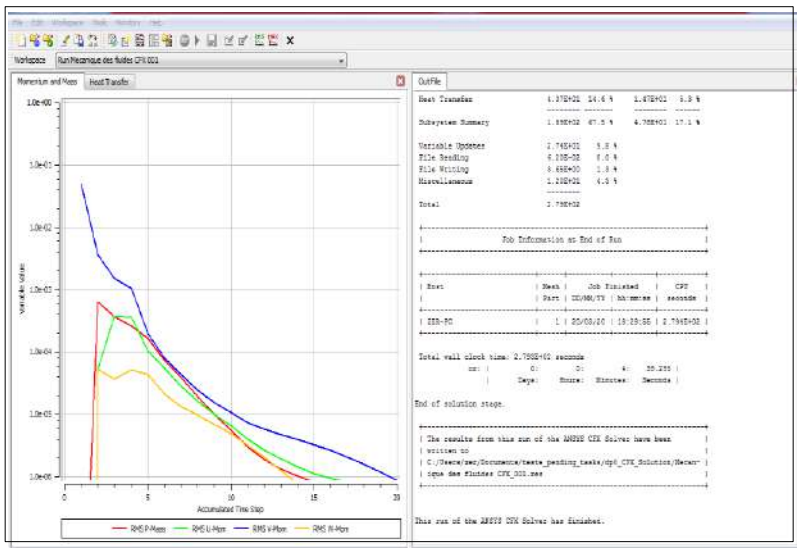
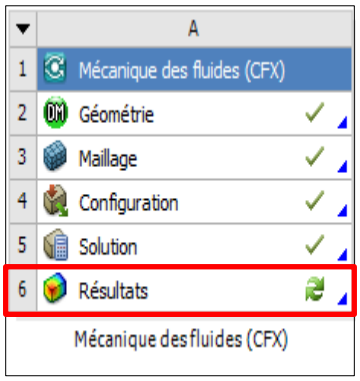


Figure III.8. *Choisir Solution*

- **Résultats**

Double clic sur résultats pour ouvrir le module



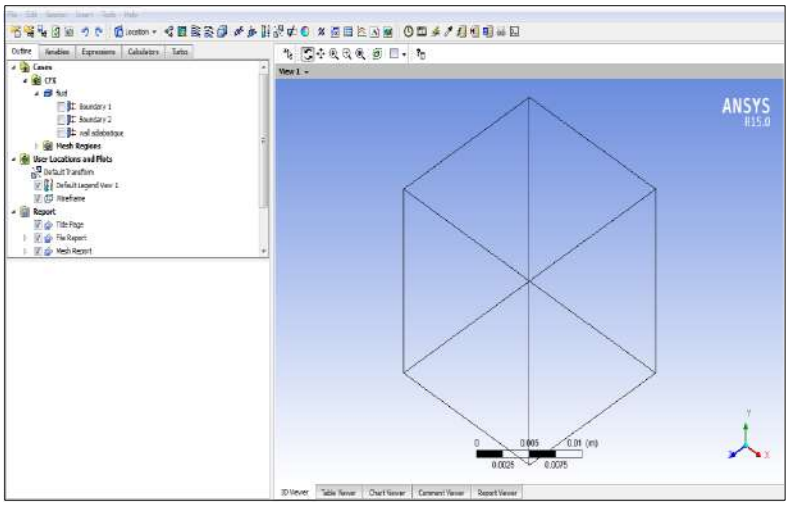
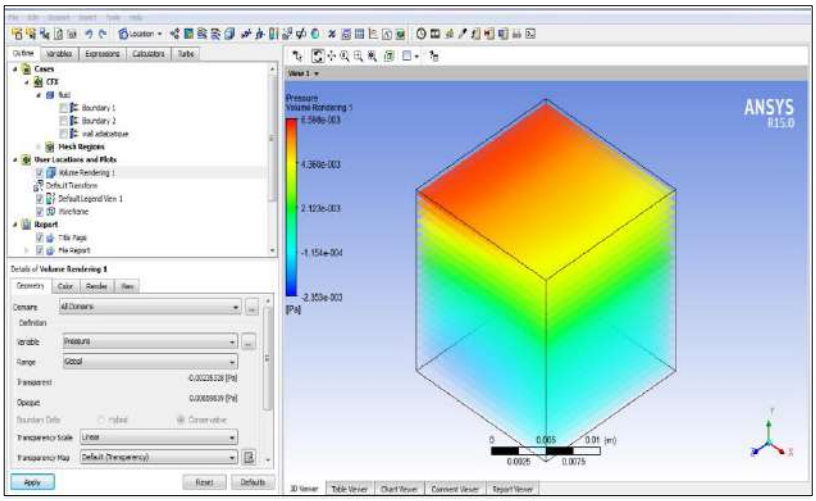
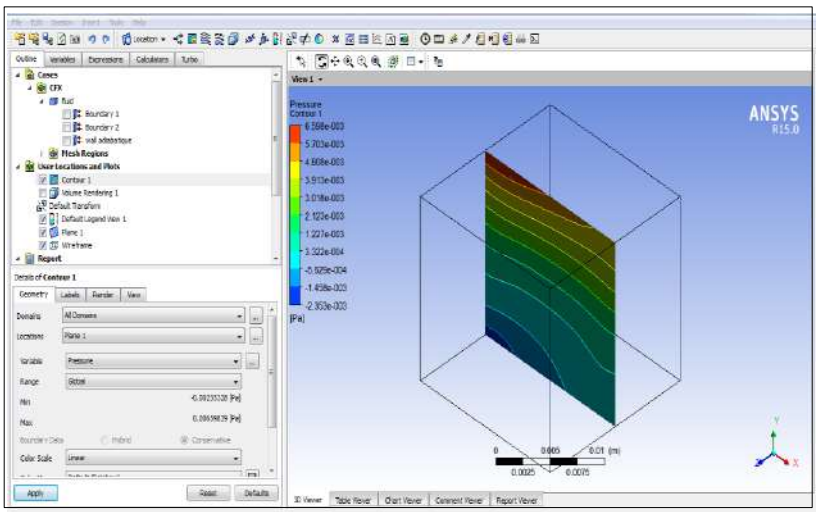
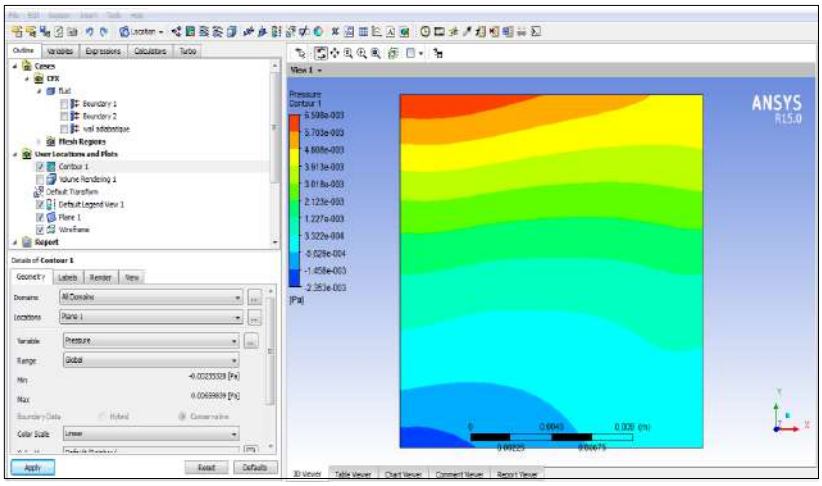
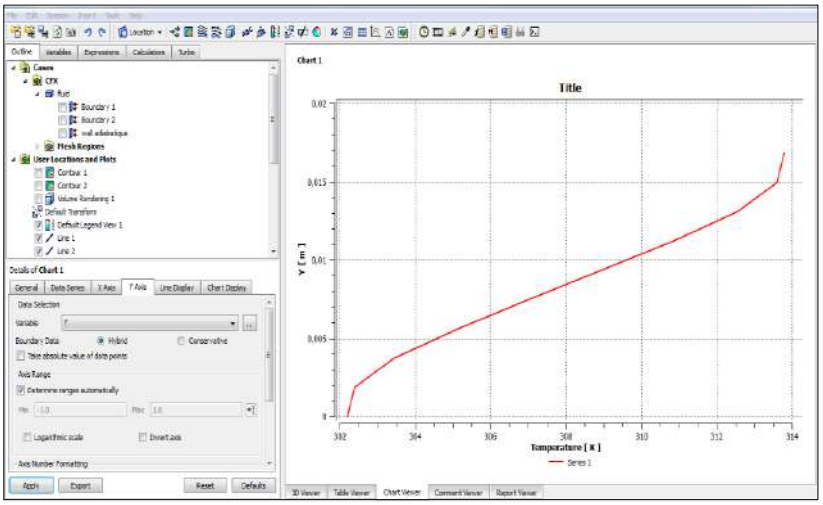


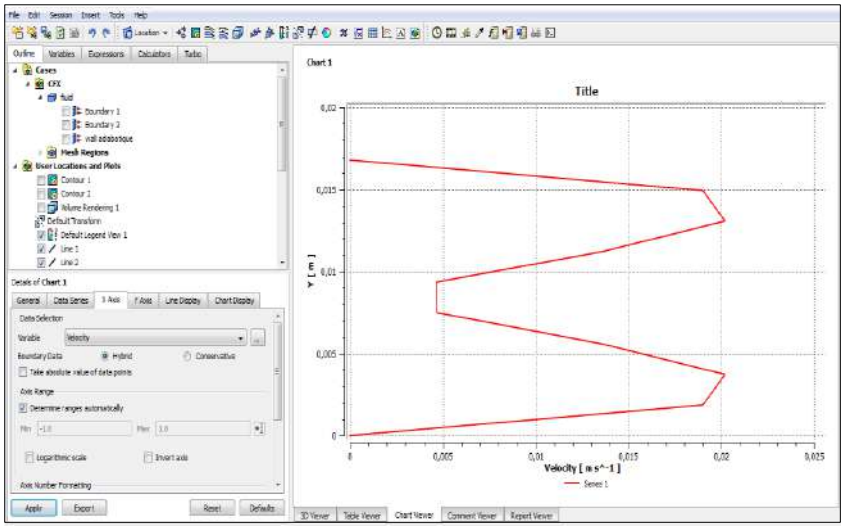
Figure III.9. *Choisir Résultats*






ANSYS
R15.0


Chart 1
Title
Temperature [K]
Y [m]
Series 1


Chart 1
Title
Velocity [m s^-1]
Y [m]
Series 1

III-8 propriété physique de fluide

- **De l'eau**

	Température	Masse volumique	Viscosité dynamique	Viscosité cinématique	Chaleur massique	Conductivité thermique	Coefficient de dilatation
symbole	T	ρ	μ	ν	c	λ	α
	-	rhô	mu	nu	-	lambda	alpha
unité	°C	Kg/m^3	Kg/(m.s)	m^2/s	J/(kg.k)	W/(m.k)	k^{-1}
valeurs	0	999,8	$1{,}79.10^{-3}$	$1{,}79.10^{-6}$	4217	0,55	$-7{,}00.10^{-5}$
	10	999,7	$1{,}31.10^{-3}$	$1{,}31.10^{-6}$	4191	0,58	$8{,}80.10^{-5}$
	20	998,2	$1{,}00.10^{-3}$	$1{,}00.10^{-6}$	4181	0,60	$2{,}06.10^{-4}$
	30	995,7	$8{,}00.10^{-4}$	$8{,}03.10^{-7}$	4178	0,61	$3{,}03.10^{-4}$
	40	992,2	$6{,}50.10^{-4}$	$6{,}55.10^{-7}$	4178	0,63	$3{,}85.10^{-4}$
	50	988,0	$5{,}50.10^{-4}$	$5{,}57.10^{-7}$	4180	0,64	$4{,}57.10^{-4}$
	60	983,2	$4{,}70.10^{-4}$	$4{,}78.10^{-7}$	4183	0,65	$5{,}23.10^{-4}$
	70	977,8	$4{,}00.10^{-4}$	$4{,}09.10^{-7}$	4189	0,66	$6{,}43.10^{-4}$
	80	971,8	$3{,}60.10^{-4}$	$3{,}70.10^{-7}$	4196	0,67	$6{,}98.10^{-4}$
	90	965,3	$3{,}10.10^{-4}$	$3{,}21.10^{-7}$	4204	0,68	$7{,}52.10^{-4}$
	100	958,4	$2{,}80.10^{-4}$	$2{,}92.10^{-7}$	4215	0,68	-

Tableau III.1. *Propriété physique de l'eau*

- **De l'air**

	Température	Masse volumique	Viscosité dynamique	Viscosité cinématique	Chaleur massique	Conductivité thermique	Coefficient de dilatation
symbole	T	ρ	μ	ν	c	λ	α
	-	rhô	mu	nu	-	lambda	alpha
unité	°C	Kg/m^3	Kg/(m.s)	m^2/s	J/(kg.k)	W/(m.k)	k^{-1}
valeurs	20	1,20	$1{,}82.10^{-5}$	$1{,}51.10^{-5}$	1005	0,026	$3{,}43.10^{-3}$
	40	1,13	$1{,}91.10^{-5}$	$1{,}70.10^{-5}$	1009	0,027	$3{,}20.10^{-3}$
	60	1,06	$2{,}00.10^{-5}$	$1{,}89.10^{-5}$	1009	0,029	$3{,}00.10^{-3}$
	80	1,00	$2{,}09.10^{-5}$	$2{,}09.10^{-5}$	1009	0,030	$2{,}83.10^{-3}$
	100	0,95	$2{,}18.10^{-5}$	$2{,}30.10^{-5}$	1013	0,031	$2{,}68.10^{-3}$
	200	0,75	$2{,}58.10^{-5}$	$3{,}46.10^{-5}$	1026	0,039	$2{,}11.10^{-3}$
	500	0,46	$3{,}58.10^{-5}$	$7{,}84.10^{-5}$	1092	0,057	$1{,}29.10^{-3}$
	1000	0,28	$4{,}80.10^{-5}$	$1{,}73.10^{-4}$	1185	0,077	$7{,}80.10^{-4}$

Tableau III.2. *Propriété physique de l'air*

III-9 Description du problème

III-9-1 Cavité cubique ($10^3 \leq RaT \leq 10^6$) Cas1

Dans ce cas, il est proposé une étude de transfert de chaleur par convection Naturelle dans une cavité cubique .Les parois parallèles verticales sont soumises à des températures uniformes. Tandis que les autres parois sont adiabatiques.

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

III-9-1-1 Dimension des cavités étude

Nombre de Rayleigh	Dimension de la cavité
10^3	$7{,}81.\ 10^{-3}$
10^4	$1{,}68.\ 10^{-2}$
10^5	$3{,}63.\ 10^{-2}$
10^6	$7{,}81.\ 10^{-2}$

Tableau III.3. Nombre de Rayleigh.[52]

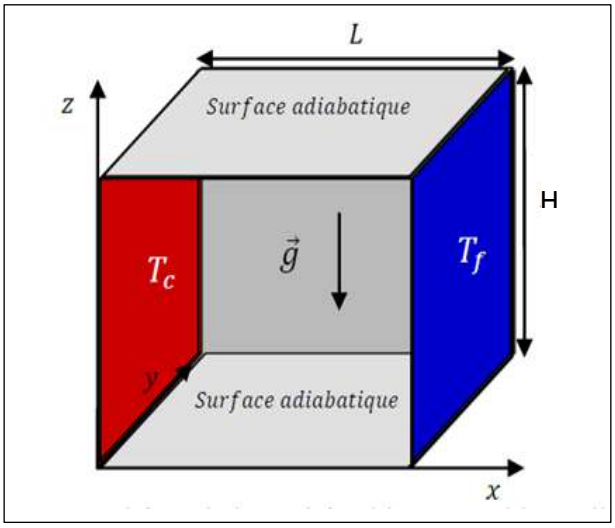


Figure III.10. *Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites (cas.1)*

III-9-2 Cavité cubique : Ra = 10^5(Cas2)

On considère une cavité avec les mêmes caractéristiques physiques et géométriques avec le 1er cas. Mais à chaque fois que nous changeons la température des six murs entre chaud et froid et adiabatique.

III-9-2-1 Les parois latérales sont chaudes et la paroi opposées et postérieure sont froides et les autres adiabatique

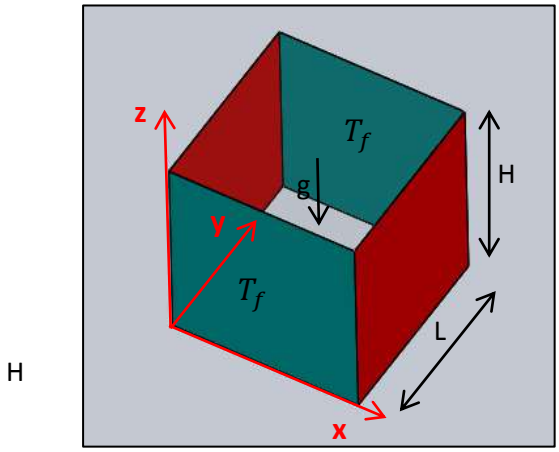


Figure III.11. *Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites(Cas2.1)*

III-9-2-2 La paroi latérale gauche et la paroi postérieure sont chaudes et la paroi latérale droite est froide et les autre adiabatique

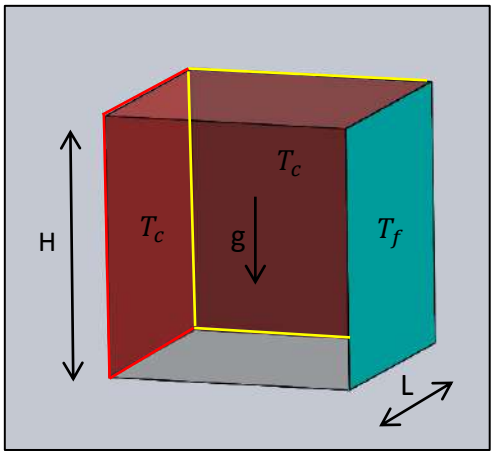


Figure III.12. *Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites(Cas2.2)*

III-9-2-3 Les parois latérales et la paroi opposées et postérieure sont chaudes et la paroi supérieure et inférieure est adiabatique

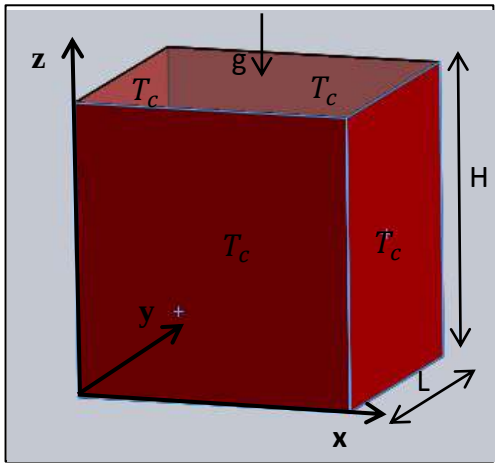


Figure III.13. *Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites(Cas2.3)*

III-9-2-4 Les parois latérales sont chaudes et la paroi supérieure et inférieure est froide et les autre adiabatique

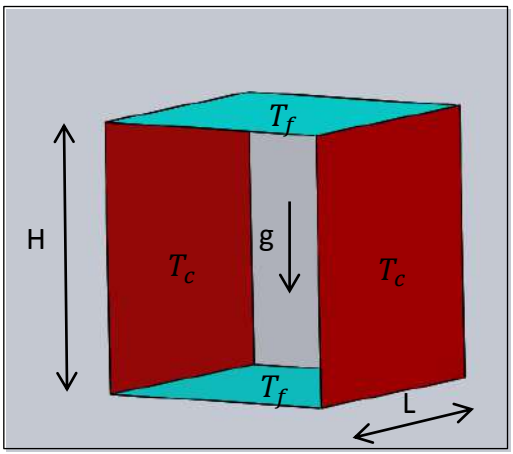


Figure III.14. *Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites(Cas2.4)*

III-9-2-5 Les parois latérales sont froides et la paroi supérieure et inférieure est chaude

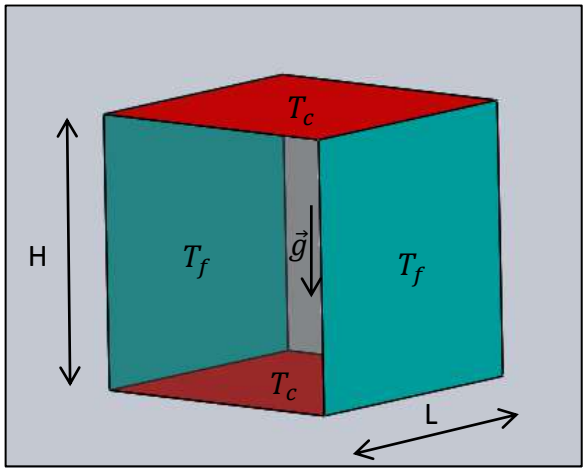
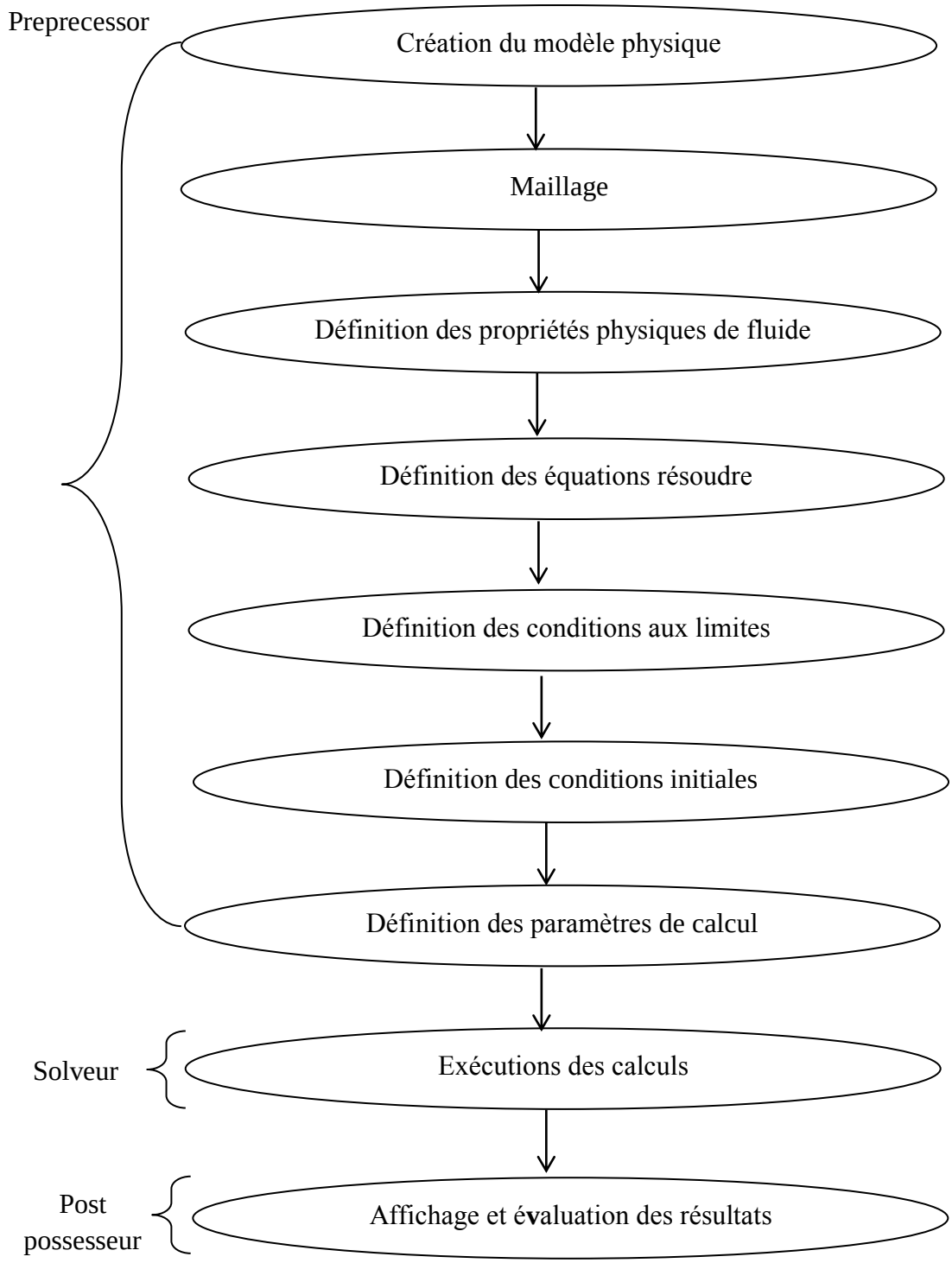


Figure III.15. *Schéma de la cavité considérée et conditions aux limites(Cas2.5)*

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

- Absence de source de chaleur.
- Le fluide est newtonien et incompressible.
- Les propriétés thermo physiques du fluide sont constantes et sont évaluées à la température de référence.
- La dissipation visqueuse est négligée.
- La densité du fluide, quant à elle, suit l'hypothèse de Boussinesq .[53]

III-10 Organigramme de calcul: [52]



Chapitre IV:
Discussion et résultats

Introduction

Dans ce chapitre, nous allons présenter quelques résultats obtenus pour ce problème de la convection naturelle dont la formulation mathématique des équations gouvernantes qu'ils ont été établis dans les chapitres précédents.

Après avoir écrit le programme de calcul ANSYS CFX nous allons étudier l'influence des quelques paramètres physiques comme le nombre de Rayleigh sur l'écoulement du fluide considéré l'air dans une cavité cubique tridimensionnelle.

Les résultats présentés sont issus des simulations effectuées en prenant un nombre de Rayleigh variant entre 10^3 et 10^6

En outre, ces résultats obtenues sont présenter sous forme de la structure de l'écoulement (isothermes, profile des composantes de vitesse ...etc).

IV-1 Modèle physique et conditions aux limites :

(La figure IV.1) présente la cavité et les conditions aux limites considérées. Dans le premier cas La paroi verticale gauche est fixée à une température T_h=318 K et la paroi verticale droite est maintenue à une température T_c=298K. Les parois horizontales sont adiabatiques. La condition de non adhérence (u=v=0) est imposée sur toutes les parois. La différence de température (ΔT=20°C) entre les parois verticales provoque une différence de densité de l'air intérieur. Mais dans la (2éme cas) On considère une cavité avec les mêmes caractéristiques physiques et géométriques avec le 1er cas. Et A chaque fois, nous choisissons des parois chauds et froids et adiabatique différents des précédents parmi les six parois de cette cavité.

Cette différence de densité entraine le mouvement du fluide qui est caractérisé par le nombre de Rayleigh RaT. Il convient de signaler que l'augmentation de ce nombre engendre le passage du régime laminaire au régime turbulent. Selon Elder [54], l'écoulement devient turbulent lorsque RaT est supérieur à 10^6. Dans ce travail, nous nous n'intéressons qu'au régime laminaire (RaT≤ 10^6).

Dans le but d'étudier l'influence du nombre RaT sur le transfert de chaleur et sur le comportement de l'écoulement, nous avons considéré quatre valeurs de RaT (10^3, 10^4, 10^5, 10^6) dans le premier cas, mais dans le 2 ème cas RaT=10^5. En fonction de ces valeurs, les dimensions des cavités correspondantes ont été déterminées en gardant les mêmes propriétés physiques de l'air et les mêmes conditions aux limites illustrées sur la (figure IV.1).

Le tableau (III.3) présente les dimensions des cavités en fonction du nombre RaT. Dimensions (des cavités étudiées sur chapitre III).

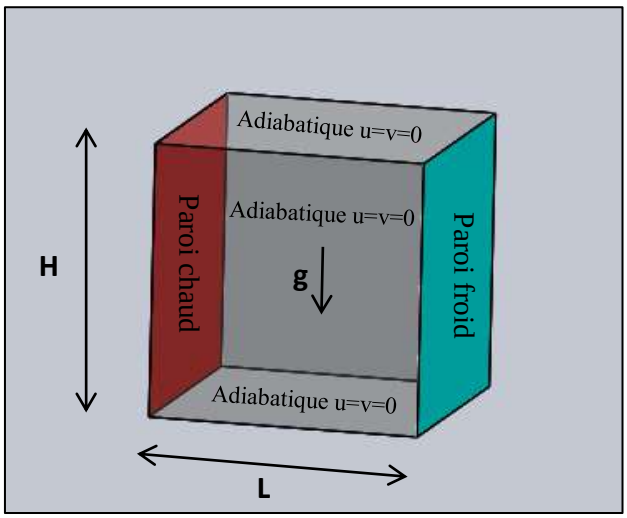


Figure IV.1 : conditions aux limites (cas 1).

IV-2 Méthode de résolution :

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

IV-3 Sensibilité au maillage :

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

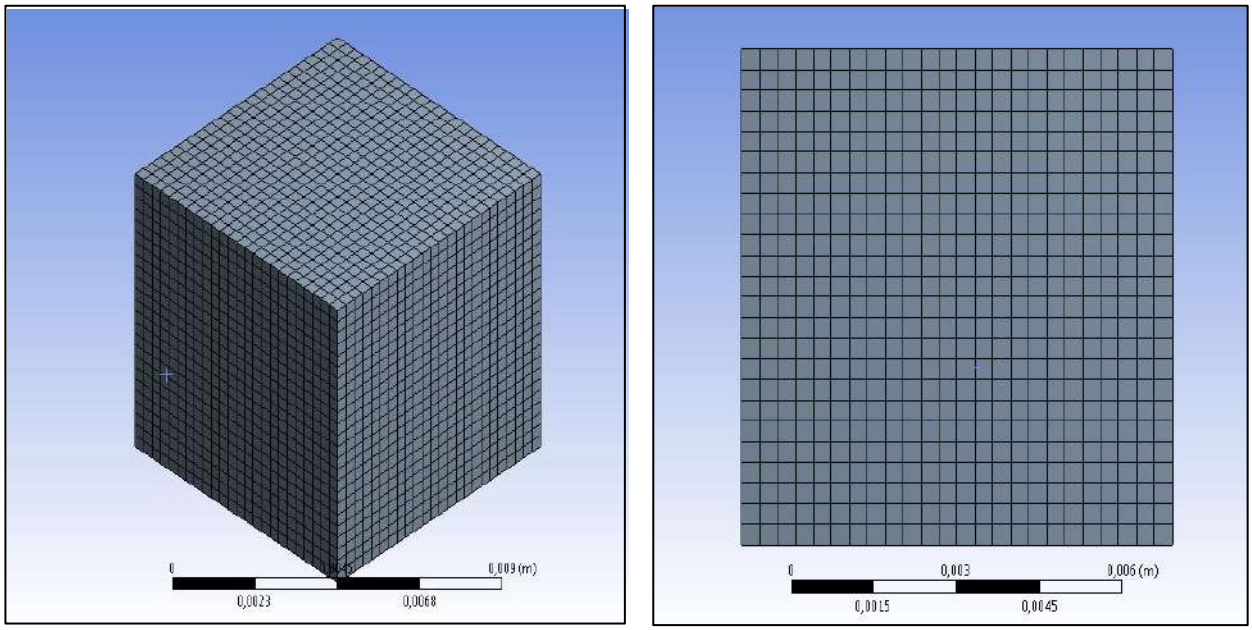


Figure IV.2 (a): Grille de maillage; 25x25

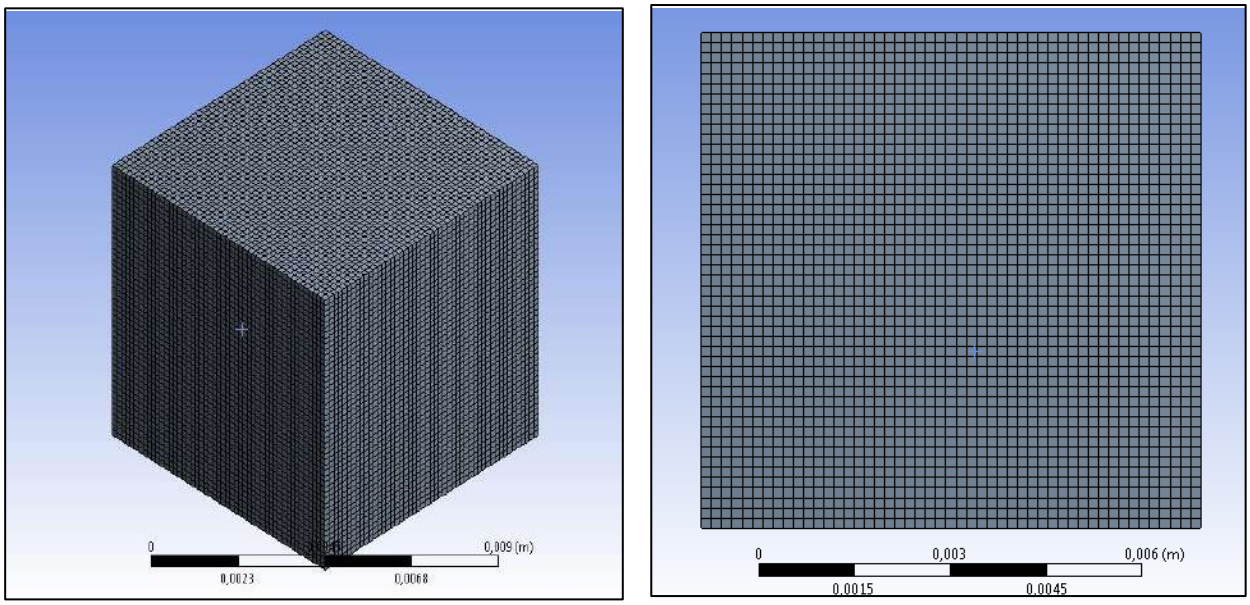
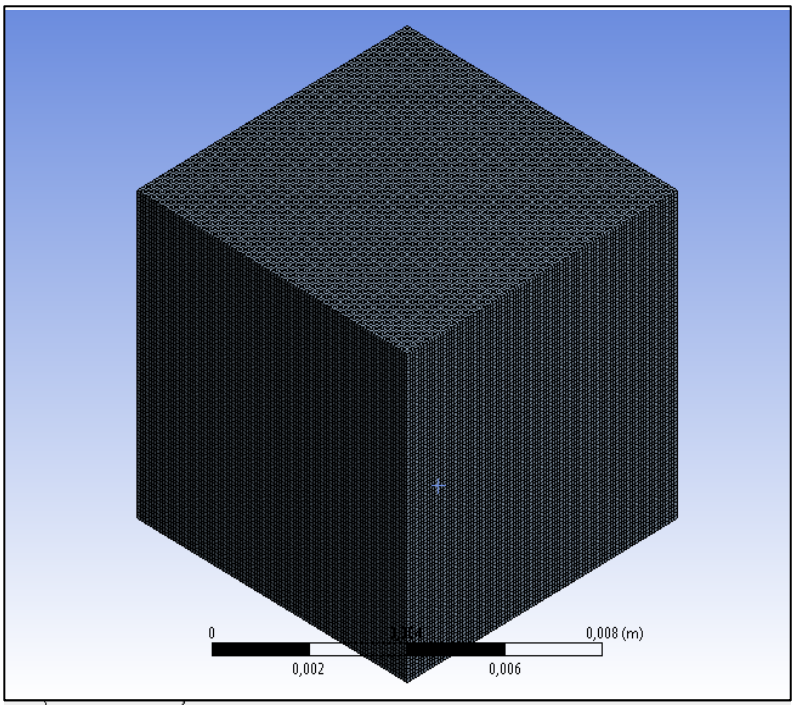


Figure IV.2 (b): Grille de maillage; 50x50



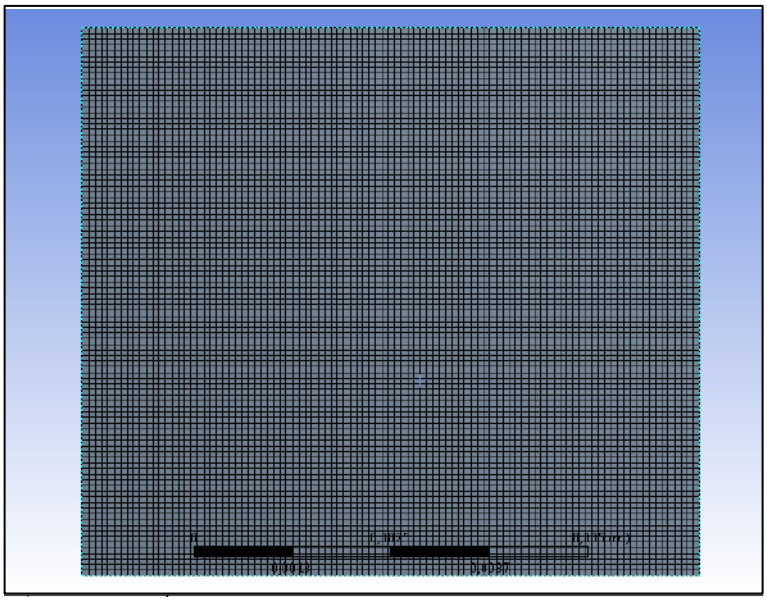


Figure IV.2 (c): Grille de maillage; 100x100

IV-4 Résultats

IV-4-1 Influence du nombre de RaT :

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

Les figures (4.3(b)), (4.4(b)), (4.5(b)) et (4.6(b)) montrent les isothermes et Les figures (4.3(a)), (4.4(a)), (4.5(a)) et (4.7(a)) montrent le champ de vitesses pour RaT ($10^3 \leq RaT \leq 10^6$).

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

IV-5 Les isothermes et le champ de vitesse de cavité cubique

Le paramètre principal régissant le flux de convection est le nombre de Rayleigh qui est le rapport entre la flottabilité (flottabilité) et les forces de dissipation qui devront être expliquées par les champs thermiques dans la cavité cubique

IV-5-1 Les isothermes et le champ de vitesse dans les cavités cubiques pour différents nombre de Rayleigh ($10^3 \leq RaT \leq 10^6$)

Les figures (IV.3(b)), (IV.4(b)), (IV.5(b)) et (IV.6(b)) montrent les isothermes pour un nombre de Rayleigh variant de 10^3 jusqu'à 10^6 .

En ce qui concerne les isothermes, il s'avère que l'augmentation du nombre RaT entraine des variations significatives des isothermes. A RaT=10^3, les isothermes sont pratiquement verticales, évoluent avec RaT et deviennent quasi-horizontales à RaT=10^6. Egalement, les isothermes se resserrent de plus en plus au voisinage des parois verticales en augmentant le nombre RaT. Les effets thermiques engendrent une cellule de convection dans la région centrale de la cavité. Pour les faibles valeurs de RaT, le mode de transfert de chaleur

dominant est la conduction. L'augmentation de RaT intensifie le mouvement d'air en boucle dans la couche limite près des parois verticales.

- **Cavité cubique pour un Ra=10^3**

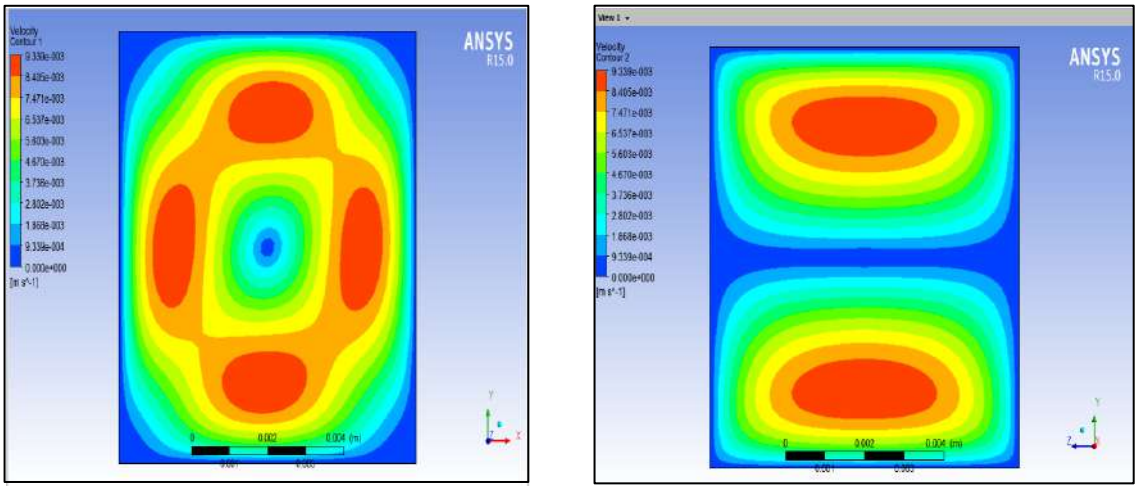


Figure IV.3(a) la villosité (2D)

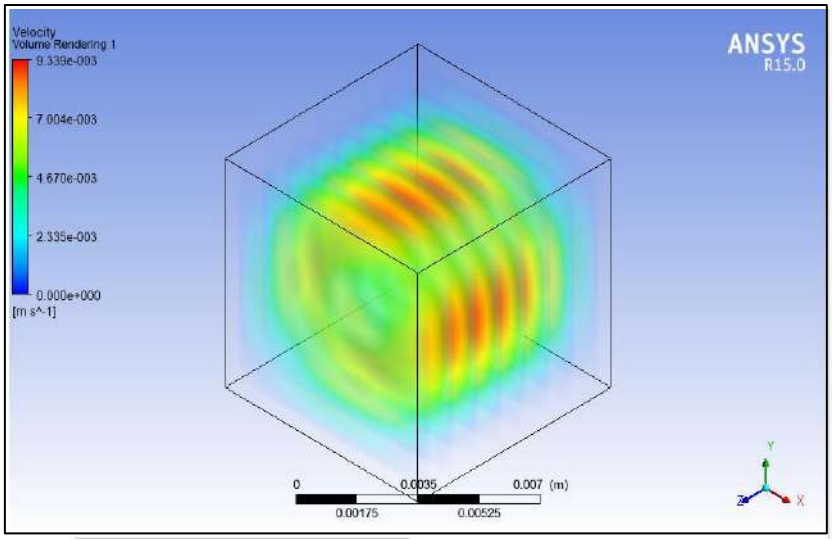


Figure IV.3(a) la villosité (3D)

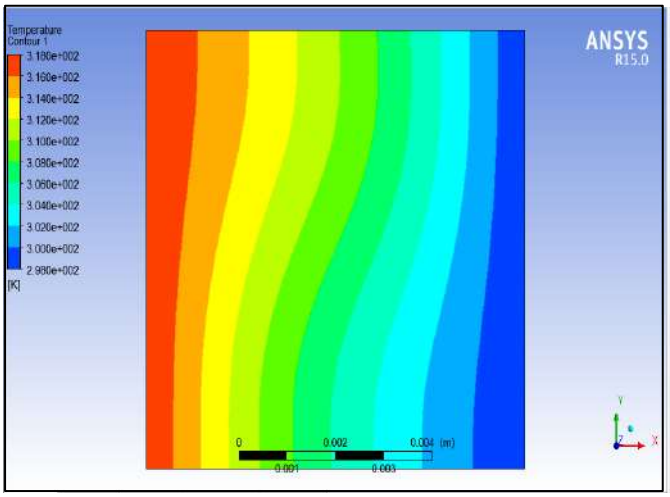


Figure IV.3(b) : Isotherme (2D)

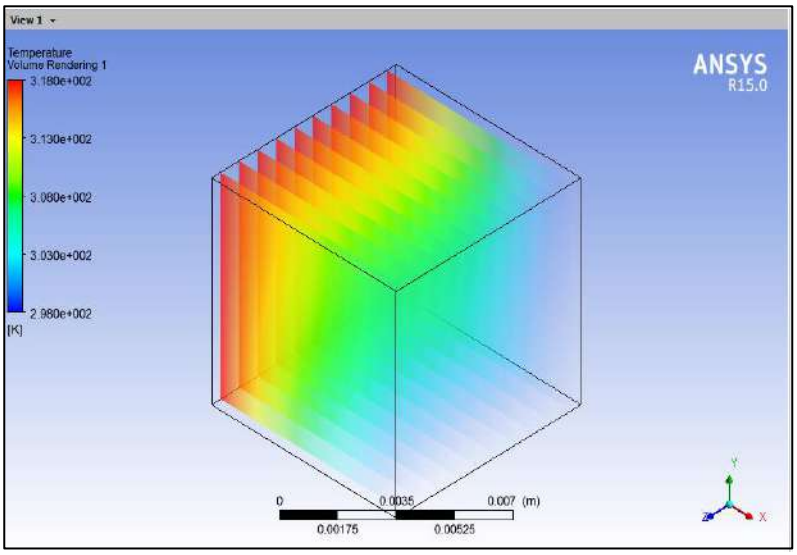


Figure IV.3(b) : Isotherme (3D)

- **Cavité cubique pour un Ra=10^4**

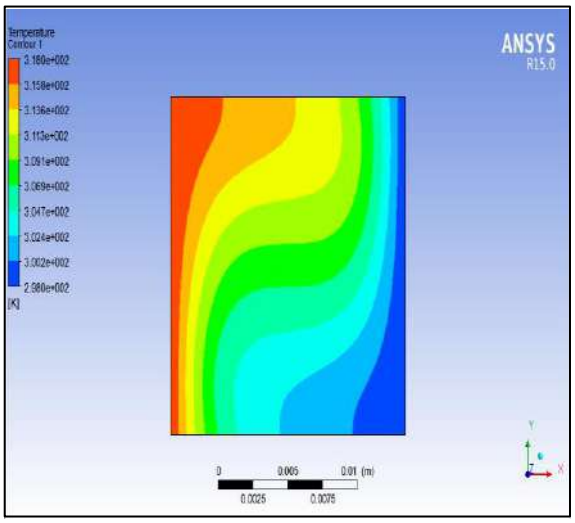


Figure IV.4 (b) Isotherme (2D)

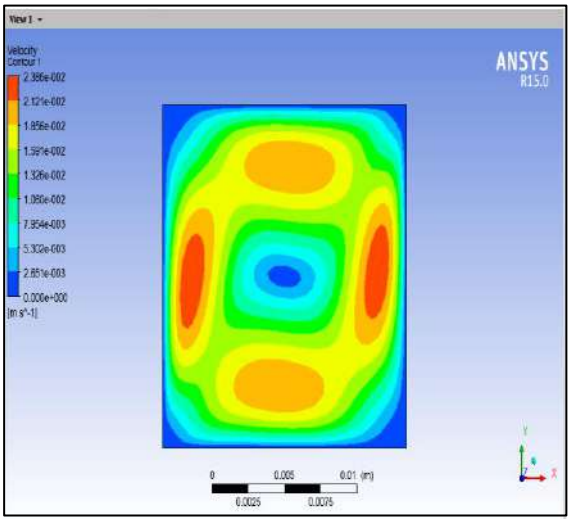


Figure IV.4 (a) la villosité (2D)

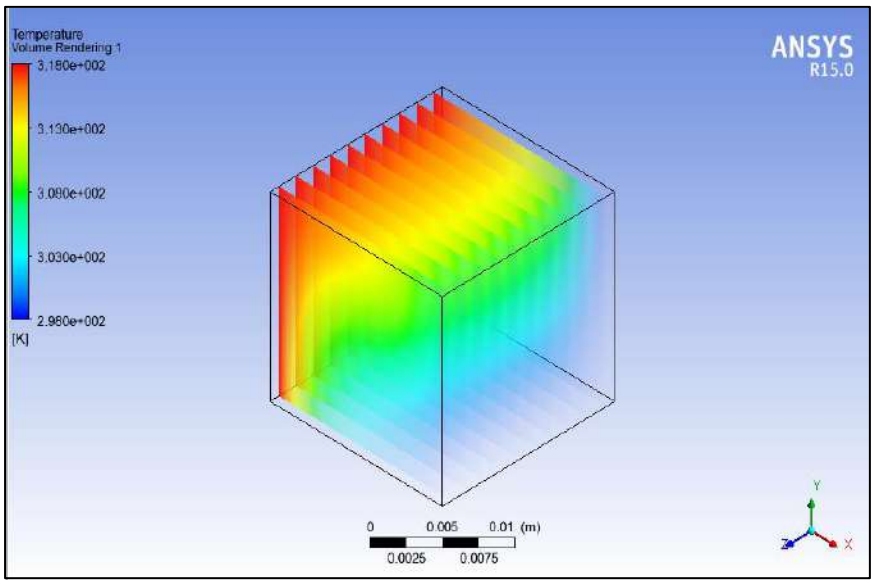


Figure IV.4 (b) Isotherme (3D)

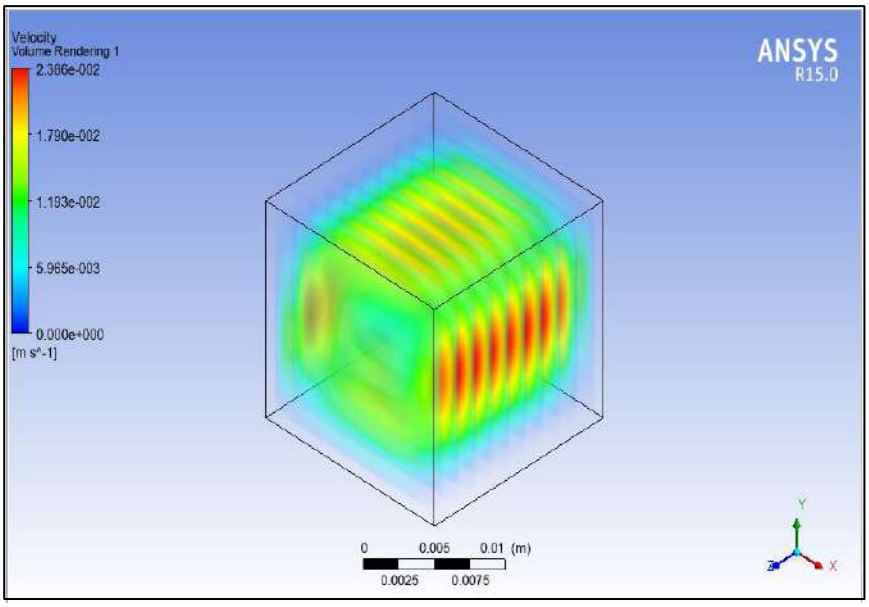


Figure IV.4 (a) la villosité (3D)

- **Cavité cubique pour un Ra=10^5**

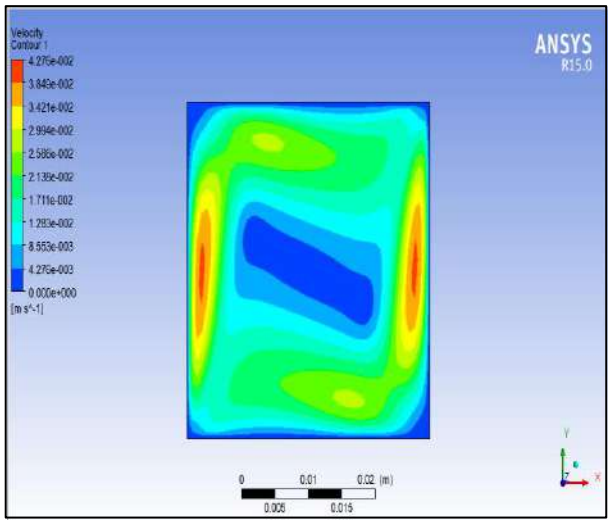


Figure IV.5 (a) la villosité (2D)

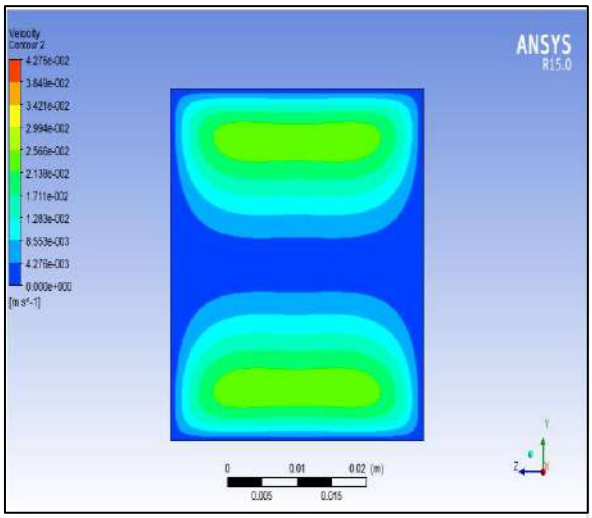


Figure IV.5 (a) la villosité (2D)

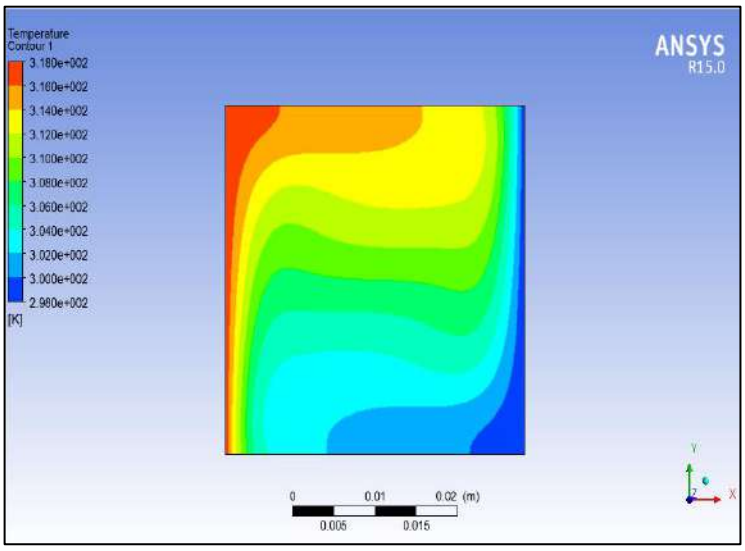


Figure IV.5 (b) Isotherme (2D)

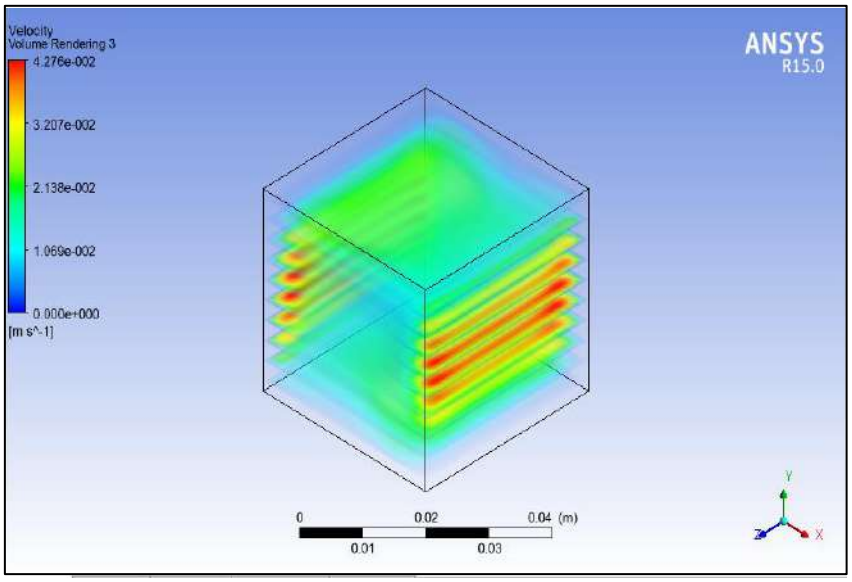


Figure IV.5 (a) villosité (3D)

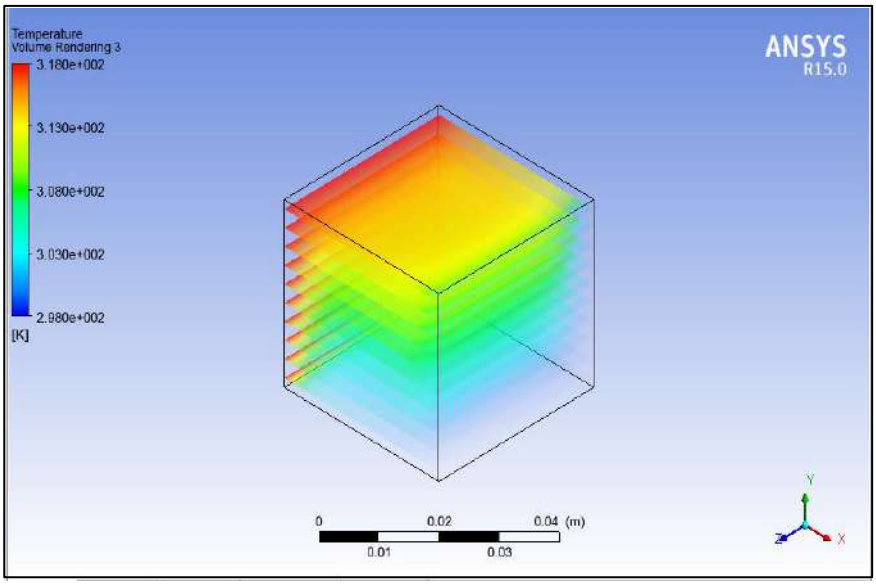


Figure IV.5 (b) Isotherme (3D)

- **Cavité cubique pour un Ra=10^6**

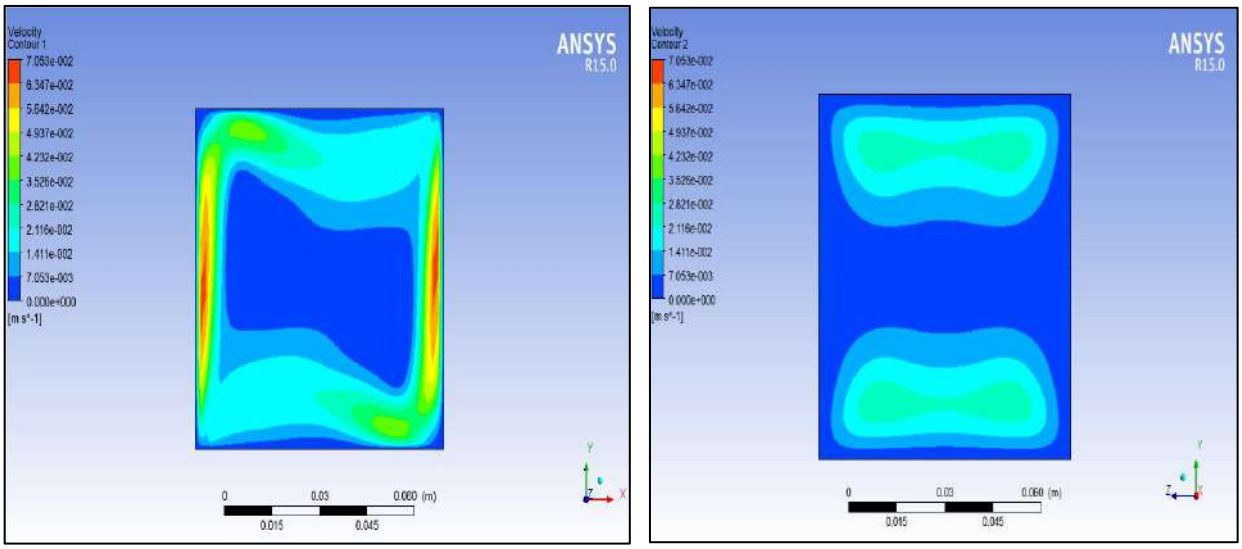


Figure IV.6 (a) la villosité (2D)

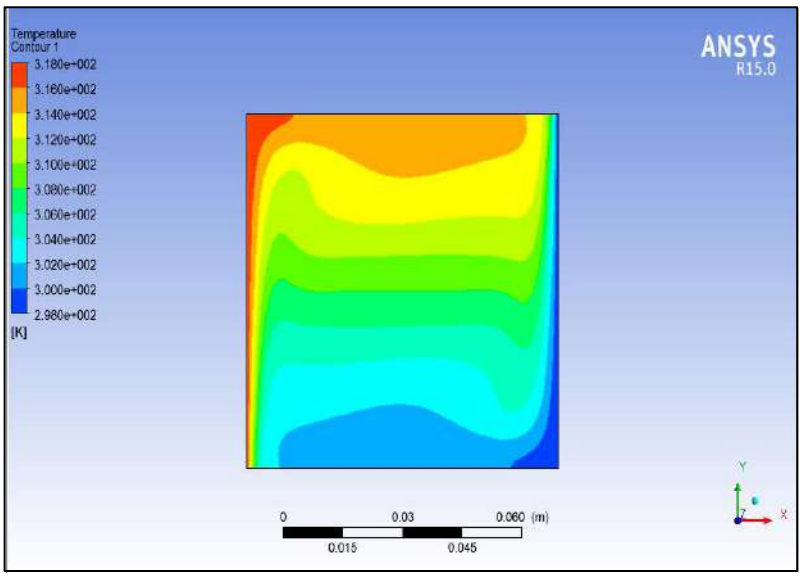


Figure IV.6 (b) Isotherme (2D)

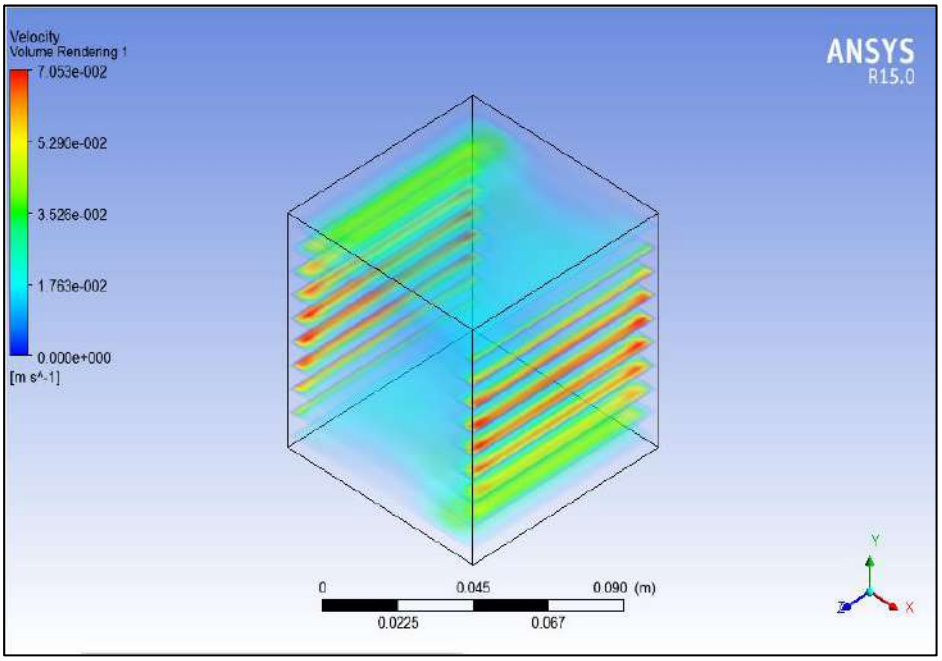


Figure IV.6 (a) la villosité (3D)

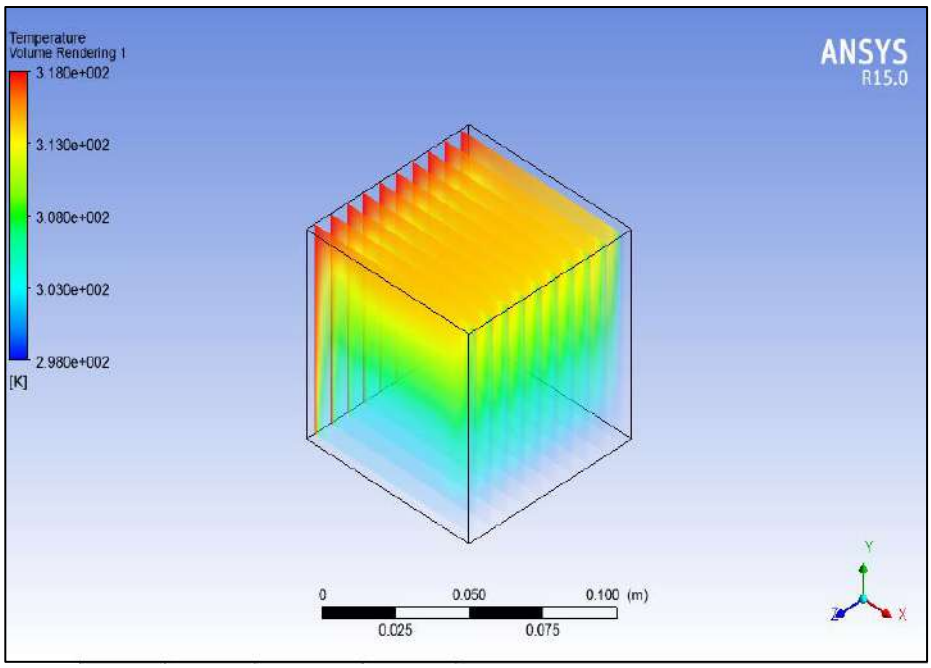


Figure VI.6 (b) Isotherme (3D)

IV-5-2 Les isothermes et le champ de vitesse dans les cavités cubiques pour un nombre de Rayleigh (10^5) avec des parois chaudes et froides changeantes à chaque fois.

Les figures (IV.7(b)), (IV.8(b)), (IV.9(b)), (IV.10(b)), et (IV.11(b)) montrent les isothermes pour un nombre de Rayleigh égale10^5.

On remarque une descension du fluide au niveau des parois froides et une ascension au niveau de la source chauffée. Cette hauteur augmente pour atteindre son maximum au centre des parois chaudes, où se trouve la température maximale, en raison de l'augmentation de l'intensité des forces d'impulsion thermique, et, par conséquent, de la dominance du transfert de chaleur par convection.

- **Cas 2.1 (Chapitre III)**

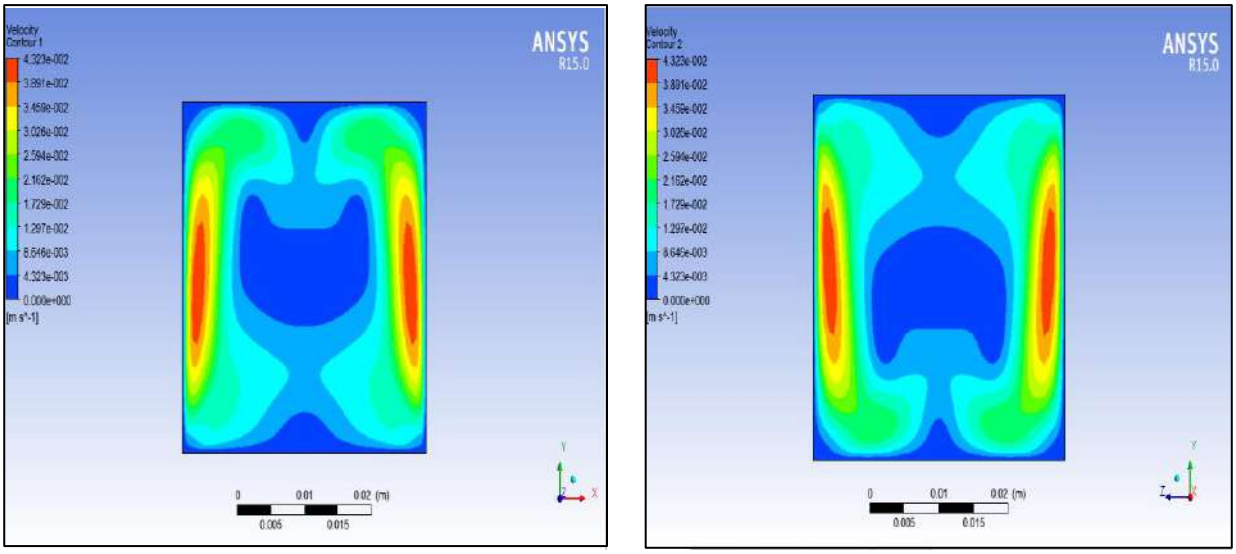


Figure IV.7 (a) villosité (2D)

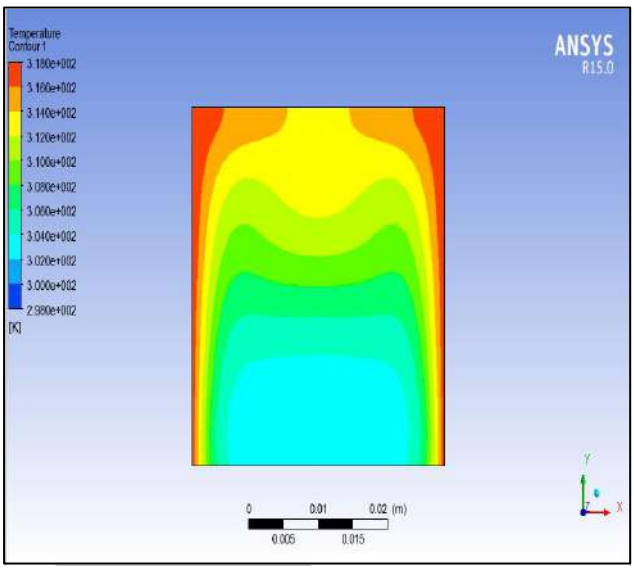


Figure IV.7 (b) Isotherme (2D)

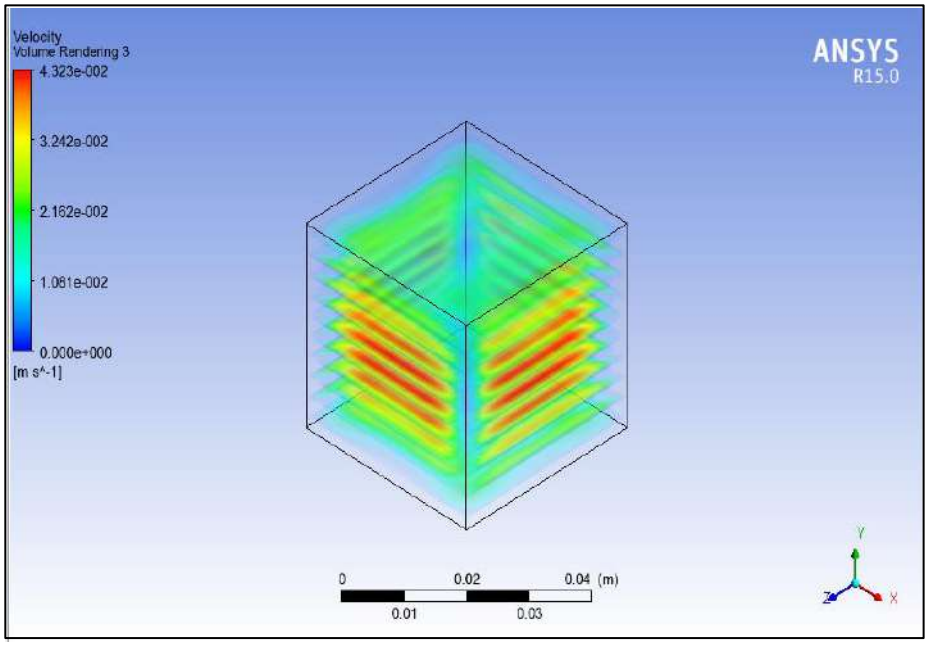


Figure IV.7 (b) Villosité (3D)

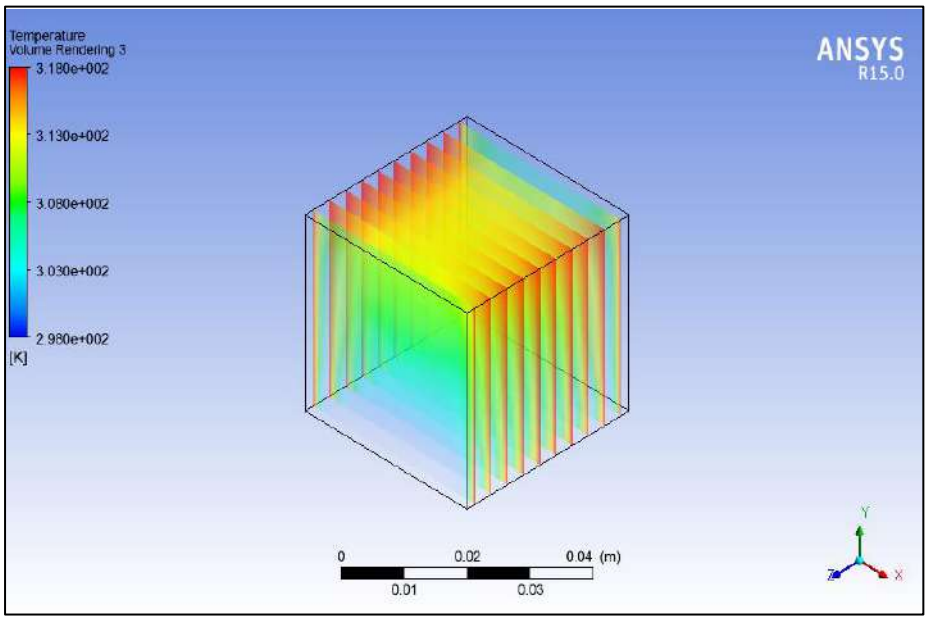


Figure IV.7 (b) Isotherme (3D)

- **Cas 2.2 (Chapitre III)**

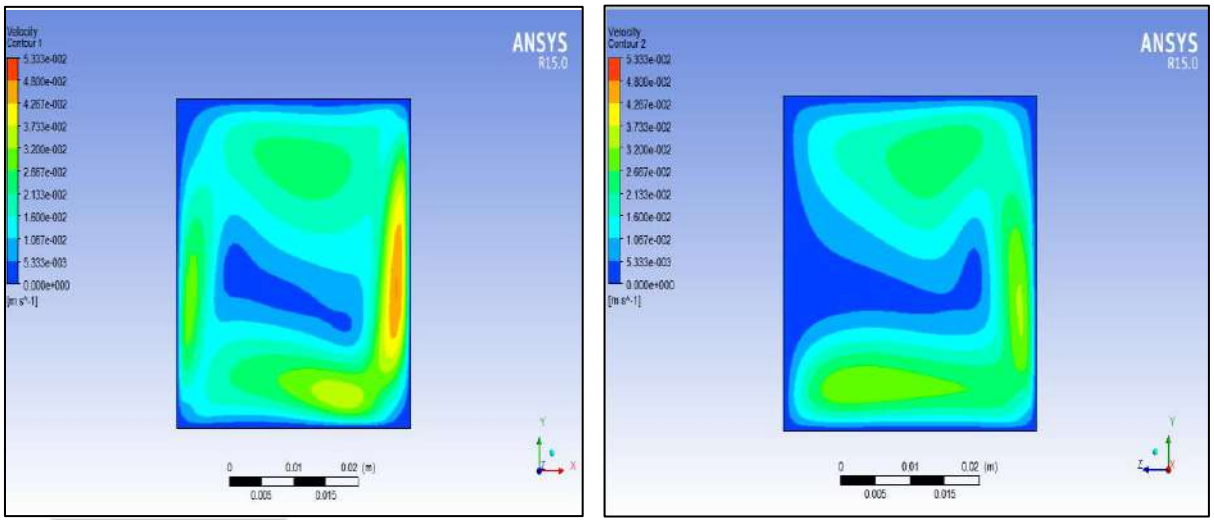


Figure IV.8 (a) Villosité (2D)

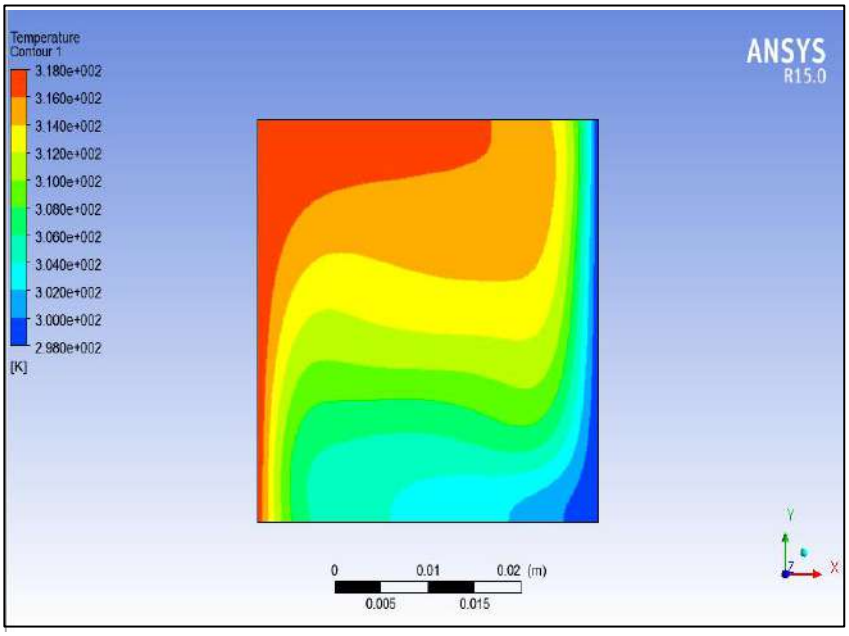


Figure IV.8 (b) Isotherme (2D)

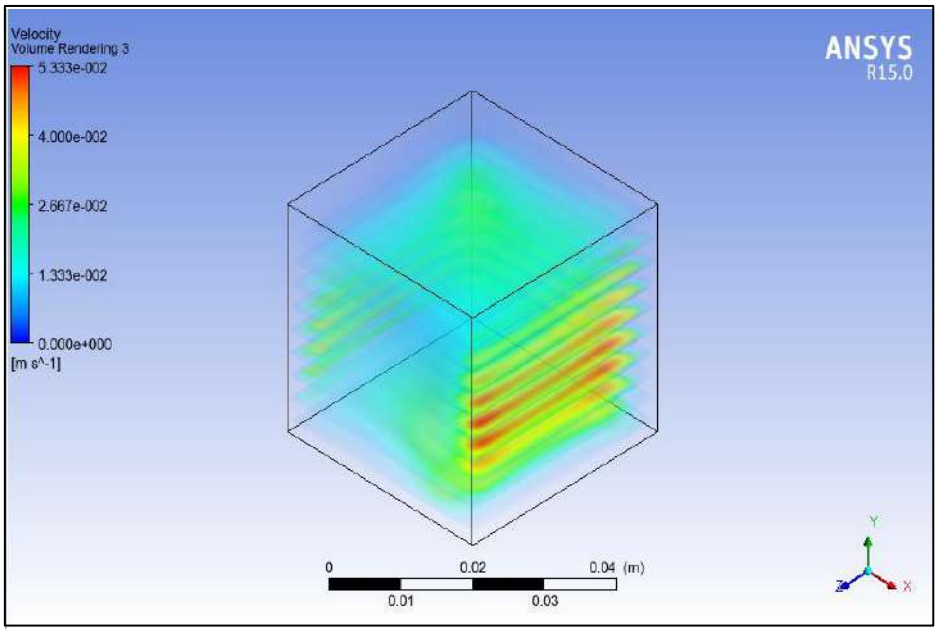


Figure IV.8 (a) Villosité (3D)

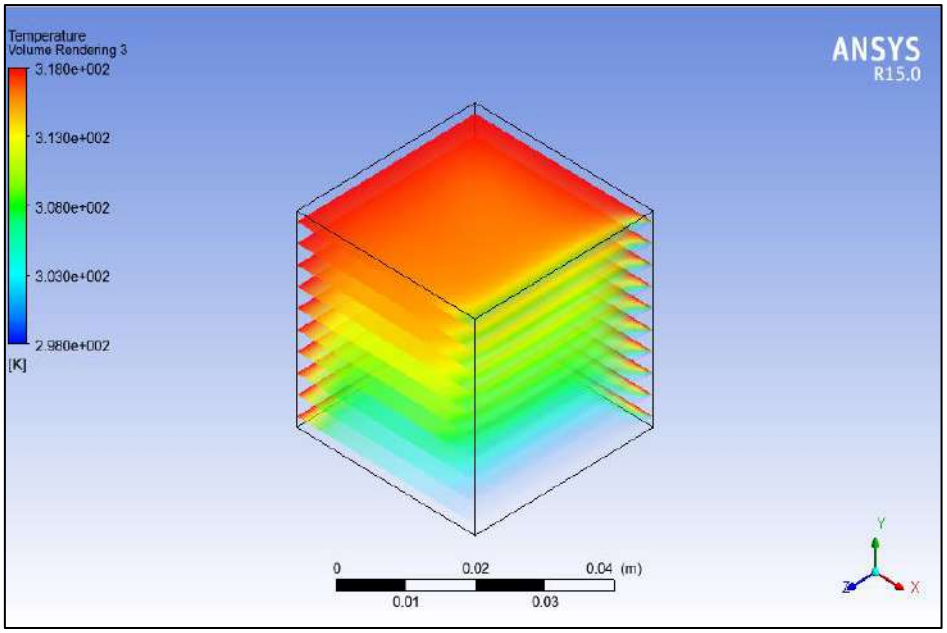


Figure IV.8 (b) Isotherme (3D)

- **Cas 2.3 (Chapitre III)**

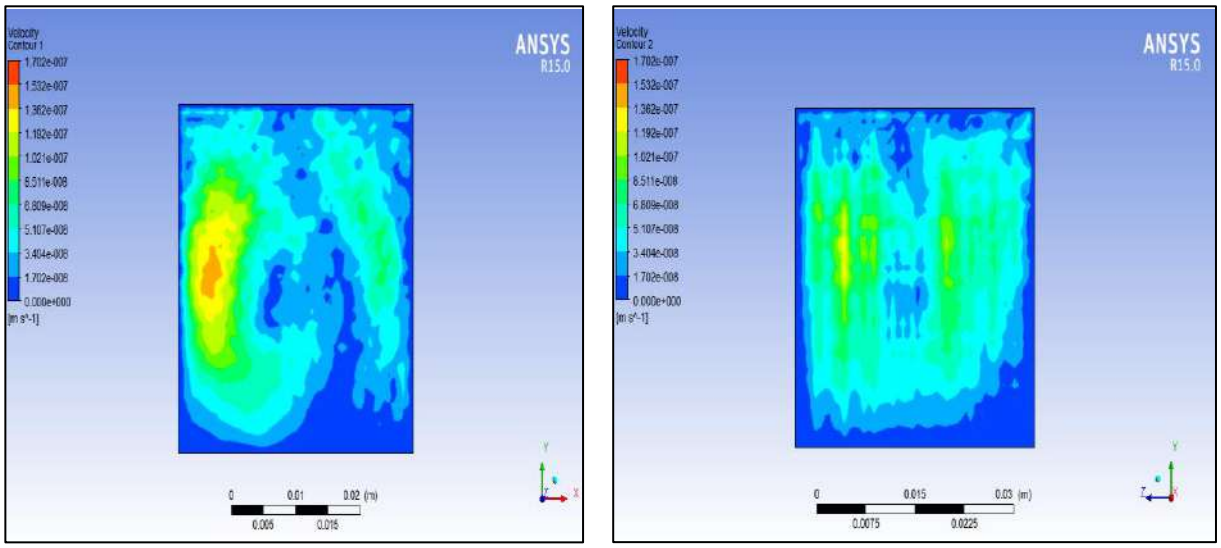


Figure IV.9 (a) Villosité (2D)

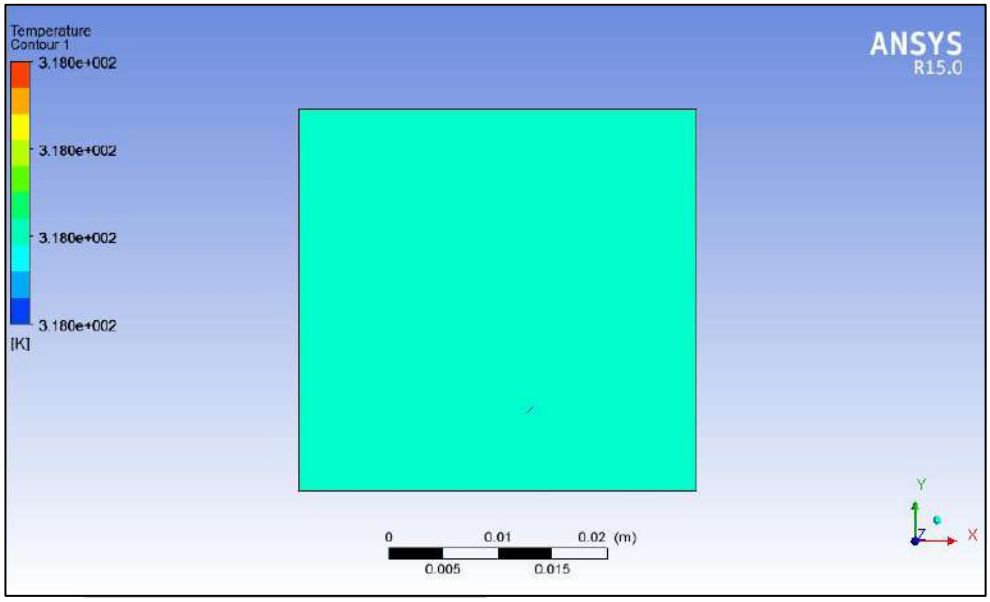


Figure IV.9 (b) Isotherme (2D)

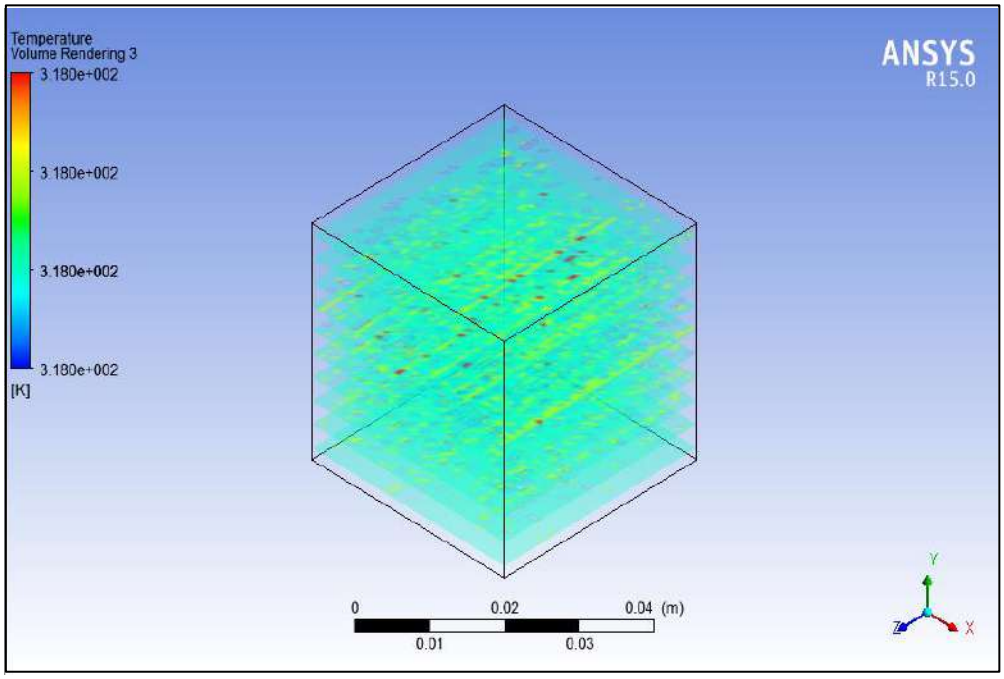


Figure IV.9 (b) Isotherme (3D)

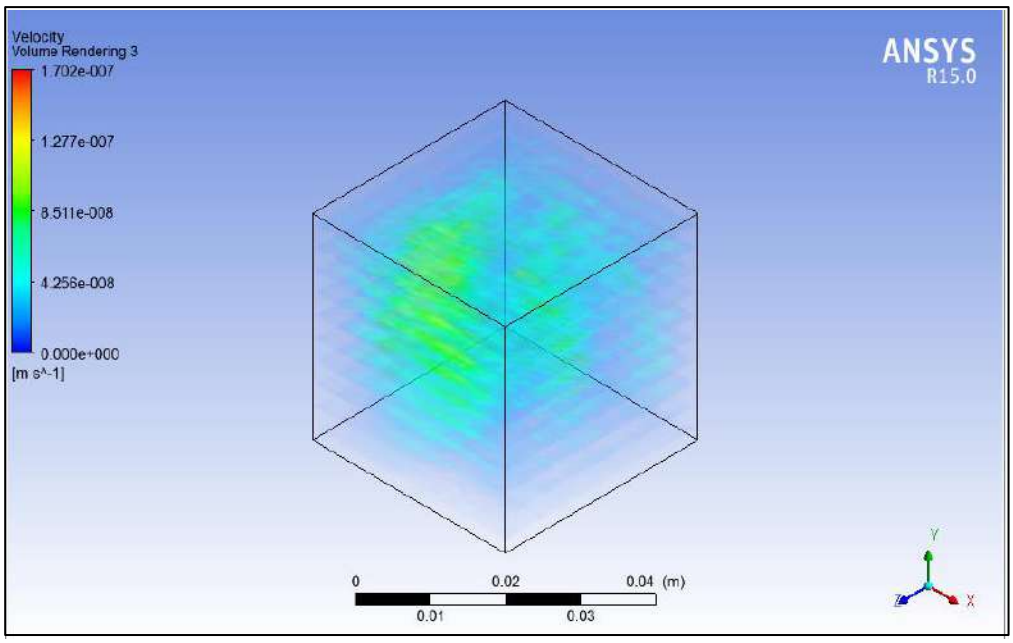


Figure IV.9 (a) Villosité (3D)

- **Cas 2.4 (Chapitre III)**

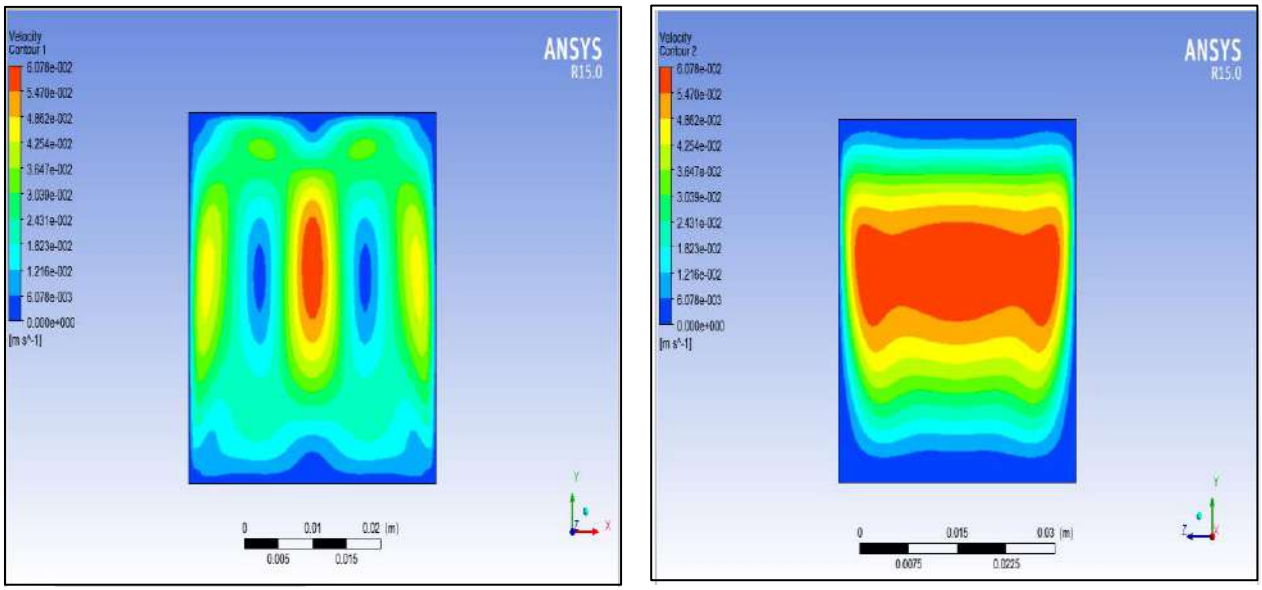


Figure IV.10 (a) Villosité (2D)

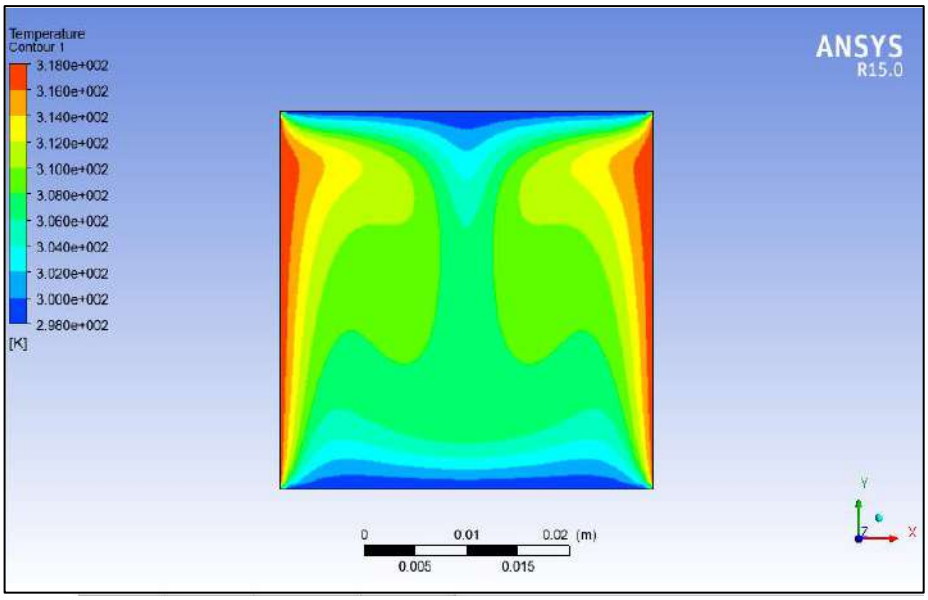


Figure IV.10 (b) Isotherme (2D)

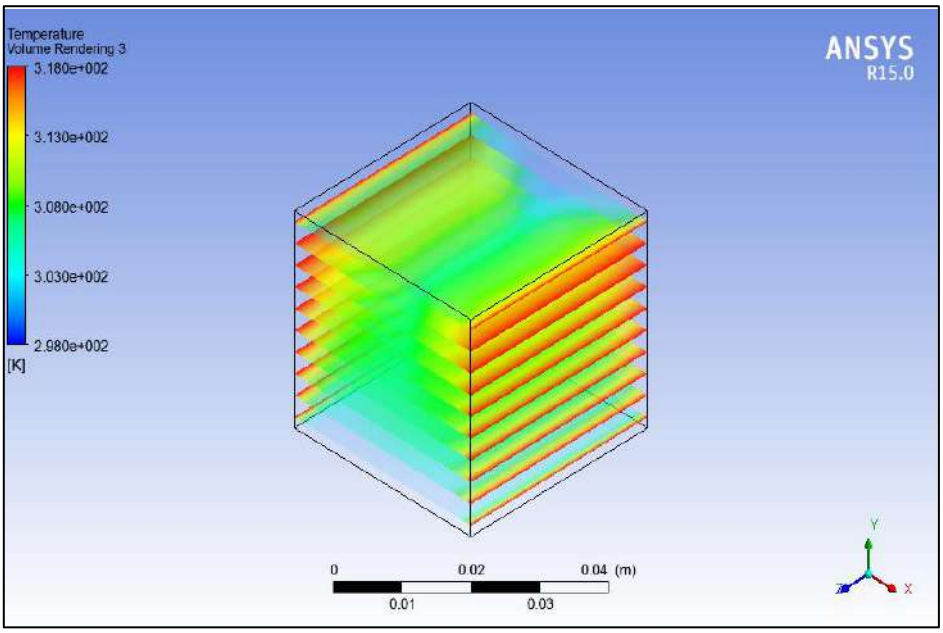


Figure IV.10 (b) Isotherme (3D)

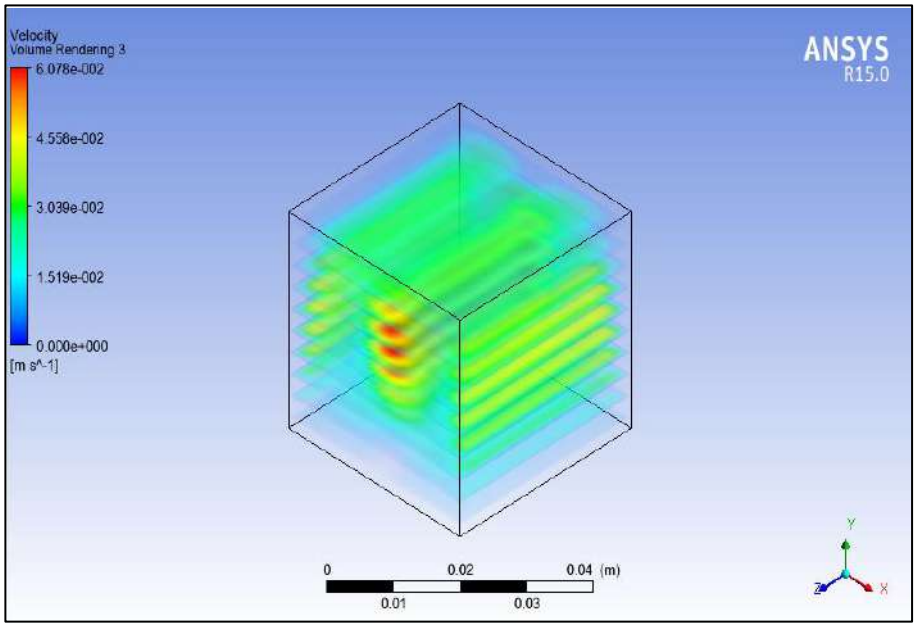


Figure IV.10 (a) villosité (3D)

- **Cas 2.5 (Chapitre III)**

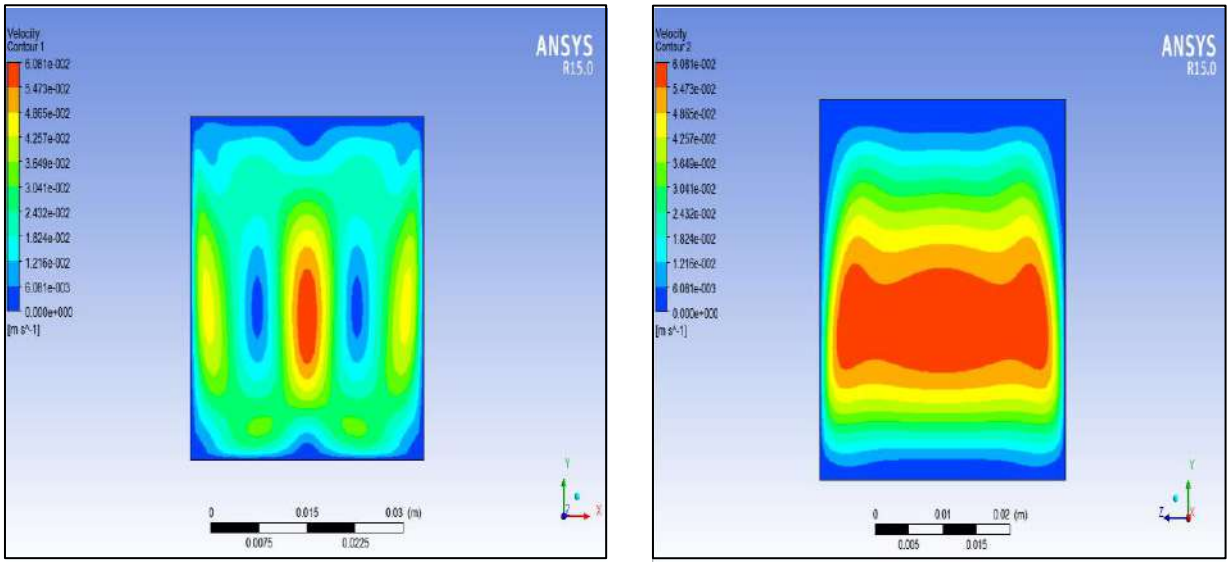


Figure IV.11 (a) Villosité (2D)

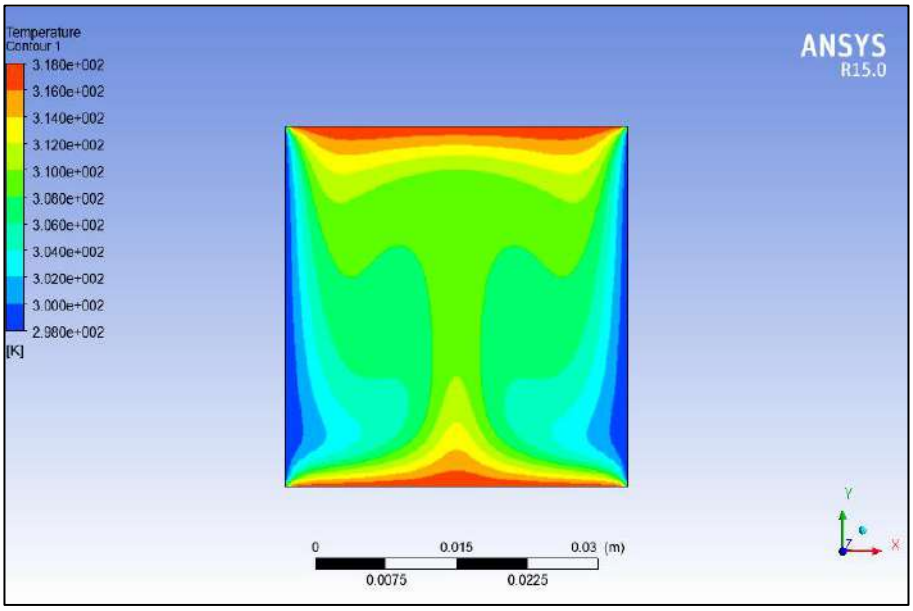


Figure IV.11 (b) Isotherme (2D)

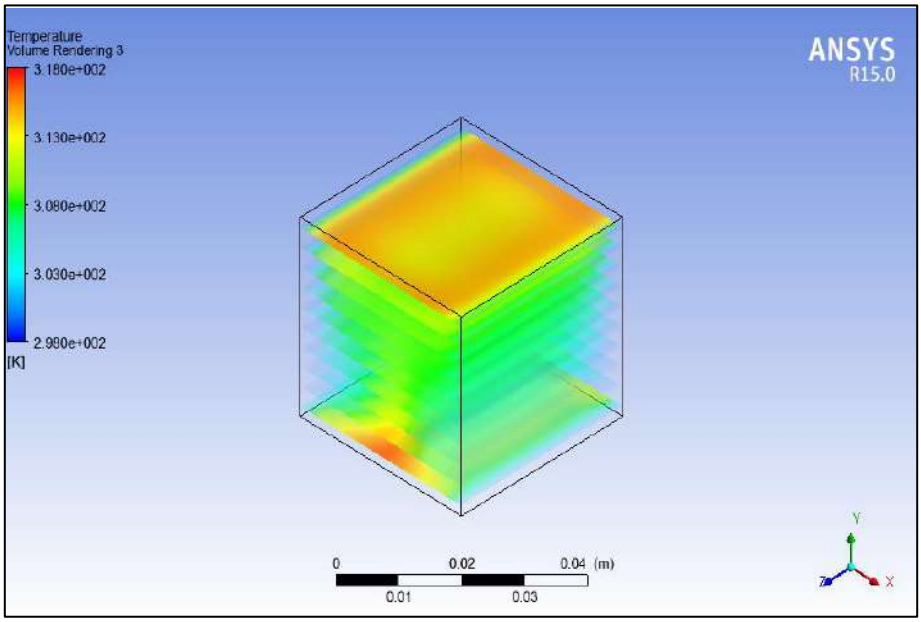


Figure IV.11 (b) Isotherme (3D)

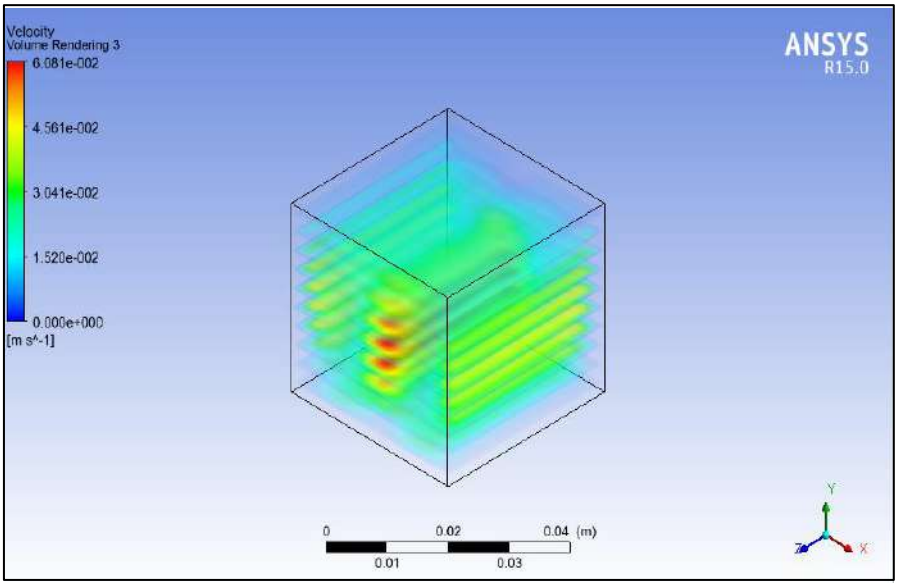
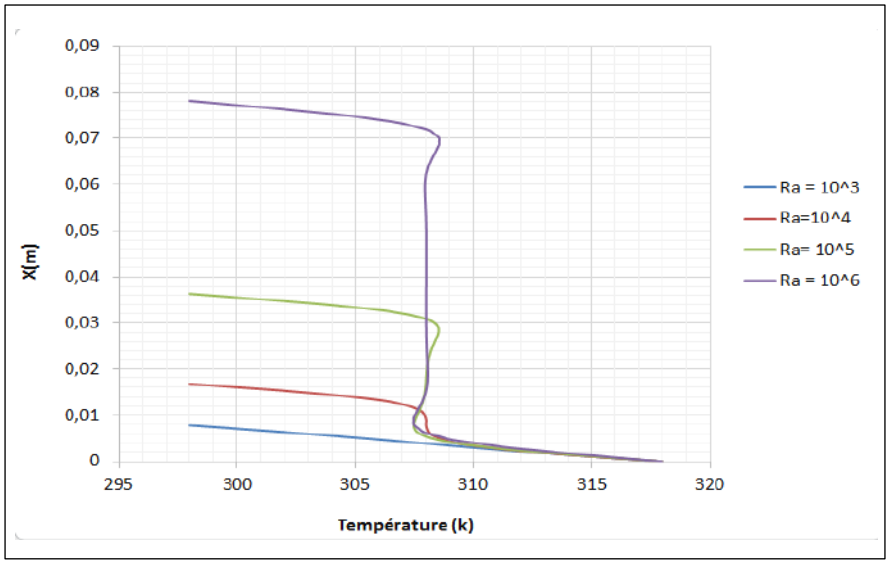


Figure IV.11 (a) Villosité (3D)

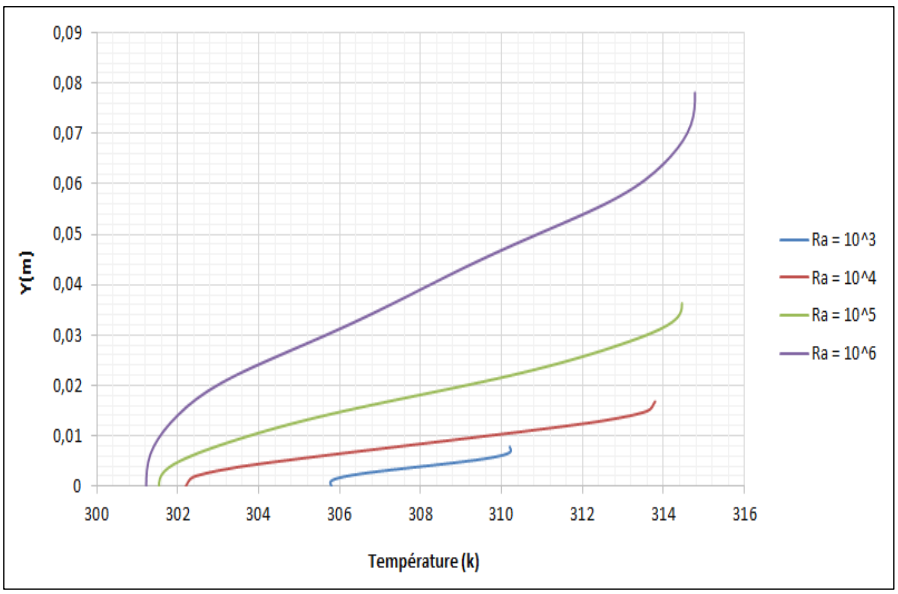
IV-6 Les profils des températures et de vitesse (cas.1)

Figure IV.12 (a,b,c) montre les Profils de température T pour différentes valeurs de RaT , on remarque que la température diminué selon l'axe (x), et augmente selon l'axe (y) avec une augmentation du nombre de Rayleigh, et reste cts selon l'axe (z) lorsque les parois adiabatique.

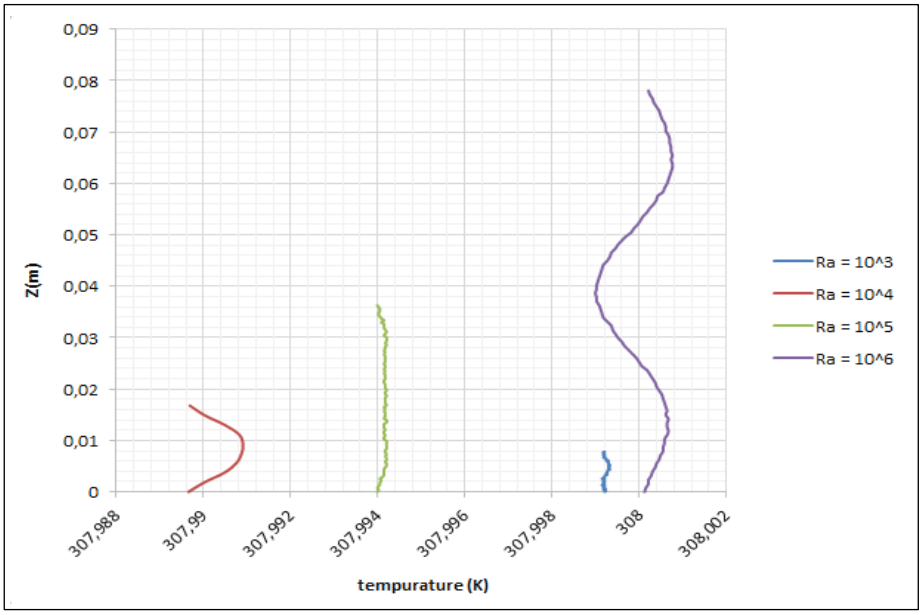
Il nous montre que chaque fois que nous nous éloignons du la paroi chaud, la température diminue et l'inverse.



(a)



(b)

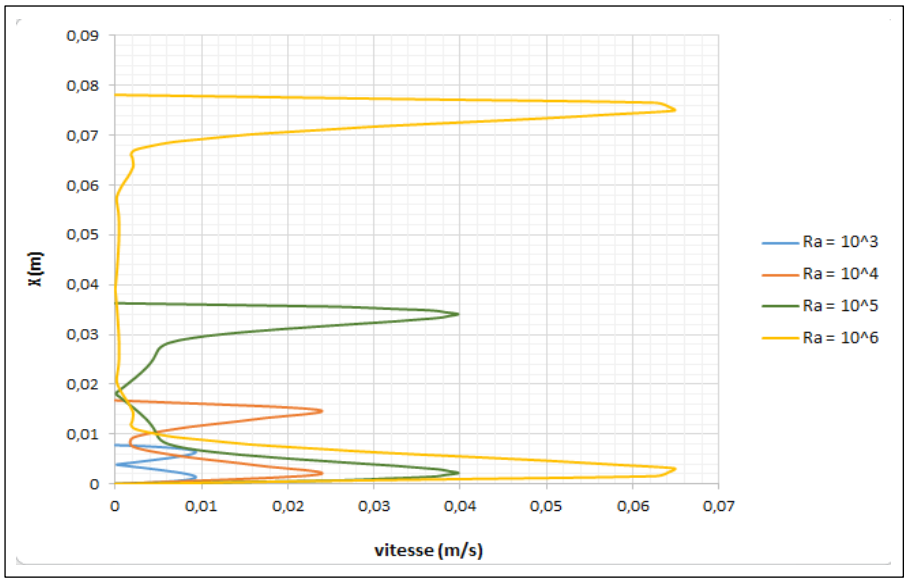


(c)

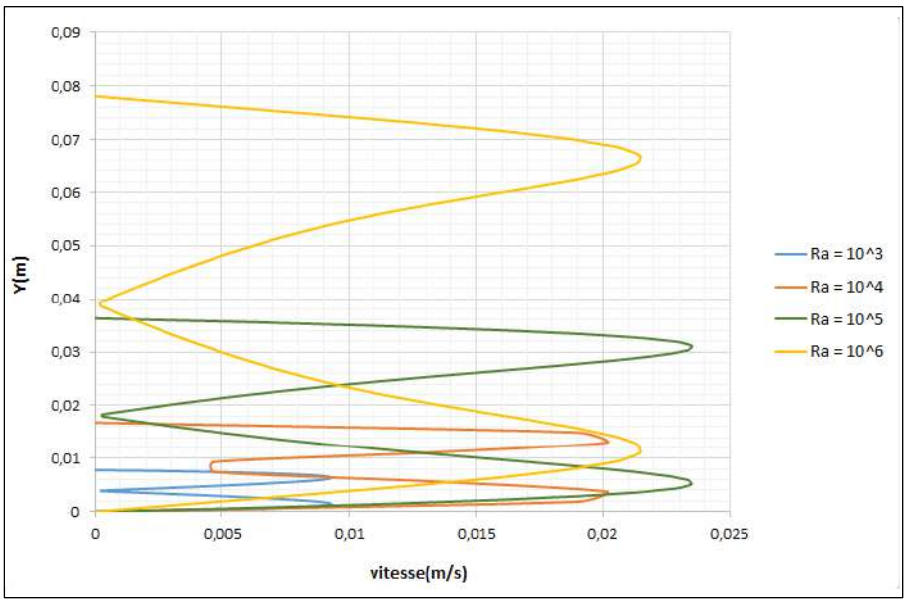
Figure IV.12. (a,b,c) Profils de température **T** pour différentes valeurs de **RaT**: Selon les axes x,y,z (cas.1)

Figure (IV.13) montre les Profils de vitesse (m/s) pour différentes valeurs de RaT, On remarque que la vitesse n'est pas constante sur les trois axes, elle augmente, puis diminue, puis elle augmente à nouveau, puis diminue.

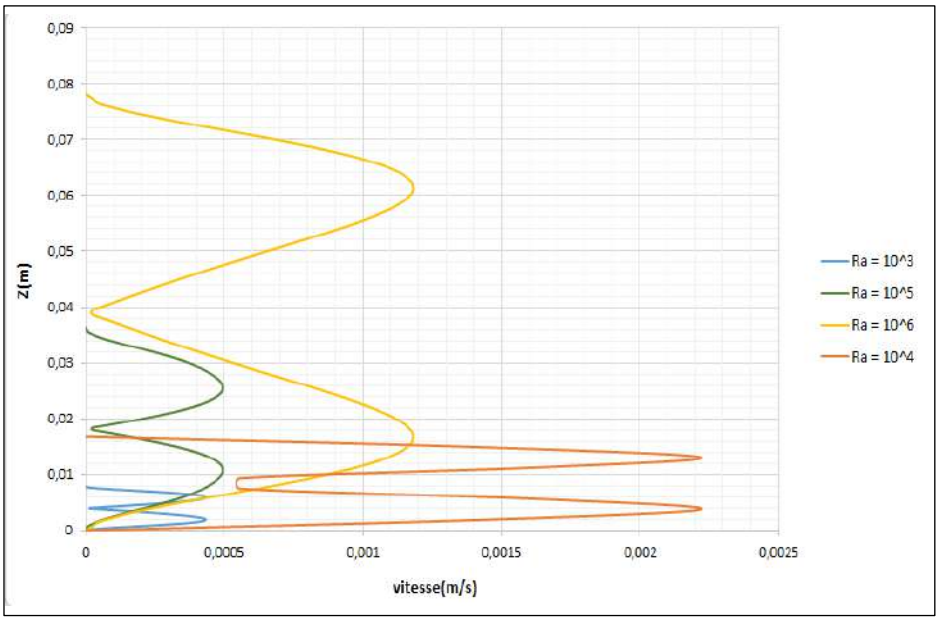
La vitesse est à sa valeur maximale sur l'axe des (x) chez nombre de Rayleigh 10^6 , puis chez le nombre de Rayleigh 10^5 sur l'axe (y), puis chez le nombre de Rayleigh 10^4 sur l'axe (z), la vitesse est à sa valeur la plus basse, qui est nulle sur les axes (x, y, z) dans le nombre de Rayleigh $10^3, 10^5, 10^6$.


0,09
0,08
0,07
0,06
0,05
0,04
0,03
0,02
0,01
0
X(m)
0
0,01
0,02
0,03
0,04
0,05
0,06
0,07
vitesse (m/s)
Ra = 10^3
Ra = 10^4
Ra = 10^5
Ra = 10^6

(a)


0,09
0,08
0,07
0,06
0,05
0,04
0,03
0,02
0,01
0
Y(m)
0
0,005
0,01
0,015
0,02
0,025
vitesse(m/s)
Ra = 10^3
Ra = 10^4
Ra = 10^5
Ra = 10^6

(b)



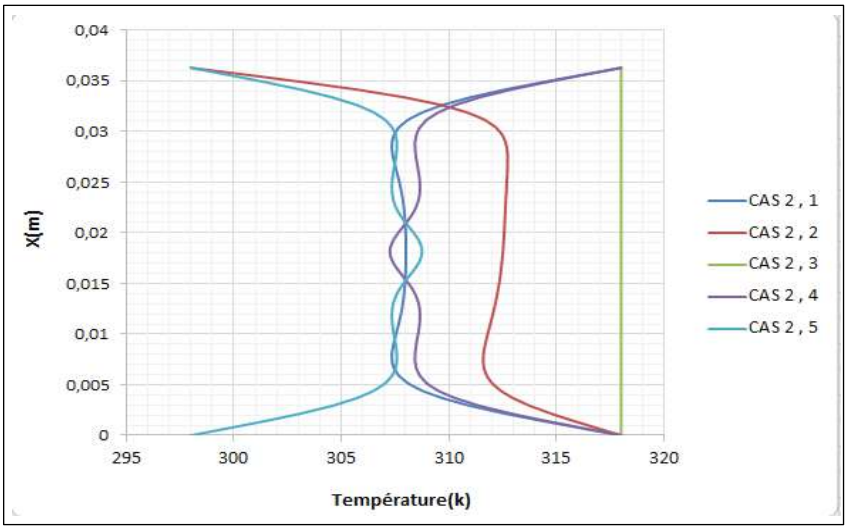
(c)

Figure IV.13. (a,b,c) Profils de vitesse pour différentes valeurs de **RaT**: Selon les axes x,y,z (cas.1)

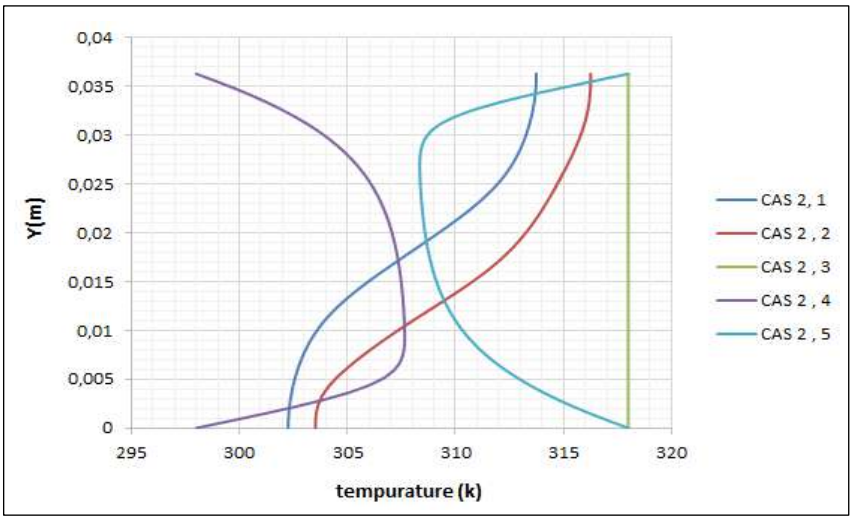
IV-7 Les profils des températures et de vitesse (cas.2)

Figure IV.14 montre les Profils de température T pour différents (cas), On note que la température n'est pas stable sur les trois axes (x,y,z)

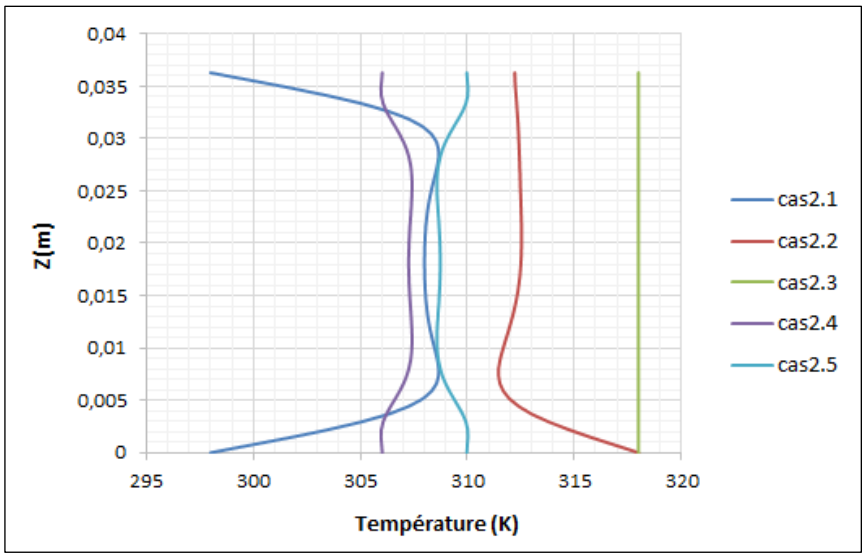
- Dans le (cas2.1) la température commence à diminuer puis se stabilise, puis elle augmente sur l'axe (x), et elle augmente également sur l'axe (y). Quant à l'axe (z) elle augmente, puis se stabilise puis commence à diminuer.
- Dans le (cas2.2) la température diminue sur l'axe (x), augmente sur l'axe (y), et sur l'axe (z) elle diminue puis reste constante.
- Dans le (cas2.3) la température reste constante sur les trois axes (x,y,z)
- Dans le (cas2.4) la température diminue progressivement puis se stabilise puis augmente sur l'axe (x), tandis que sur l'axe (y) elle augmente puis se stabilise puis commence à diminuer, et la température reste constante sur l'axe (z).
- Dans le (cas2.5) la température diminue progressivement puis se stabilise puis augmente sur l'axe (y), tandis que sur l'axe (x) elle augmente puis se stabilise puis commence à diminuer, et la température reste constante sur l'axe (z).



(a)



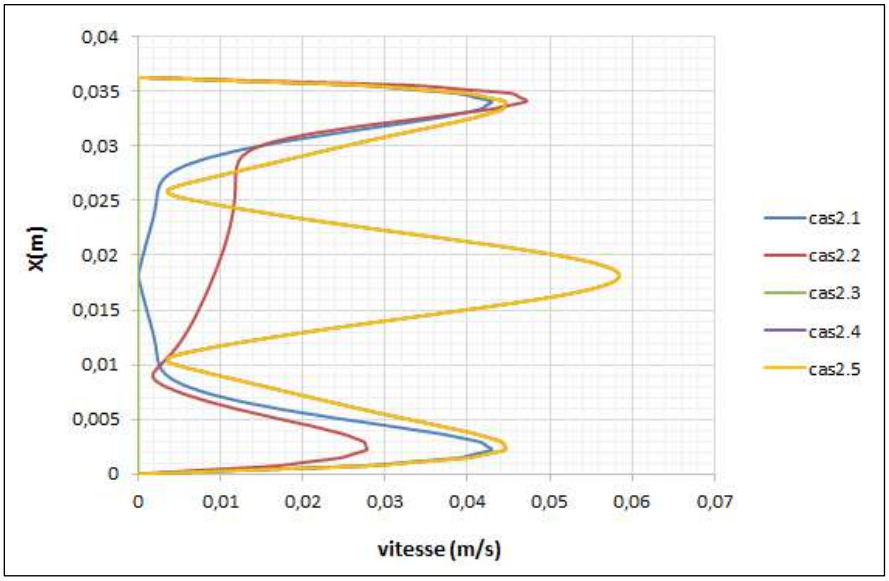
(b)



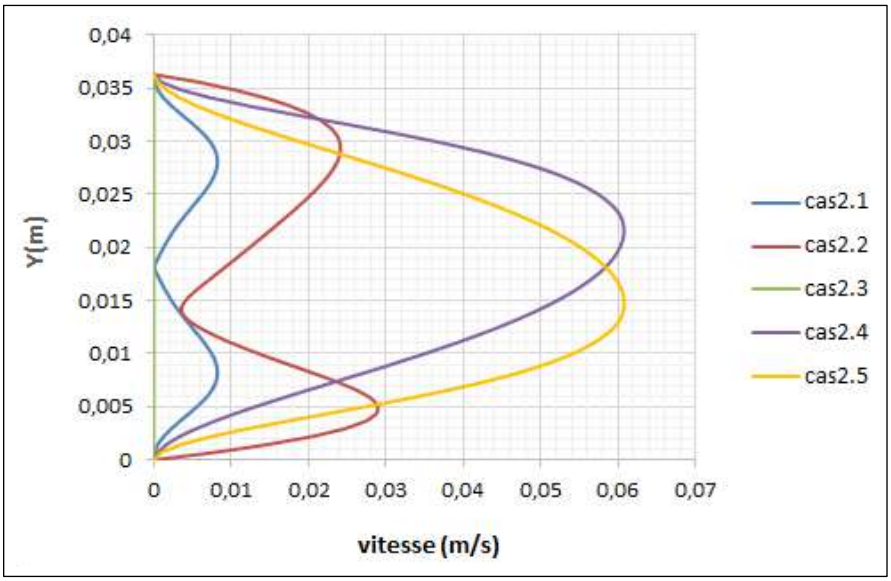
(c)

Figure IV.14. (a,b,c) Profils de température T pour différentes cas Selon les axes x,y,z (cas.2)

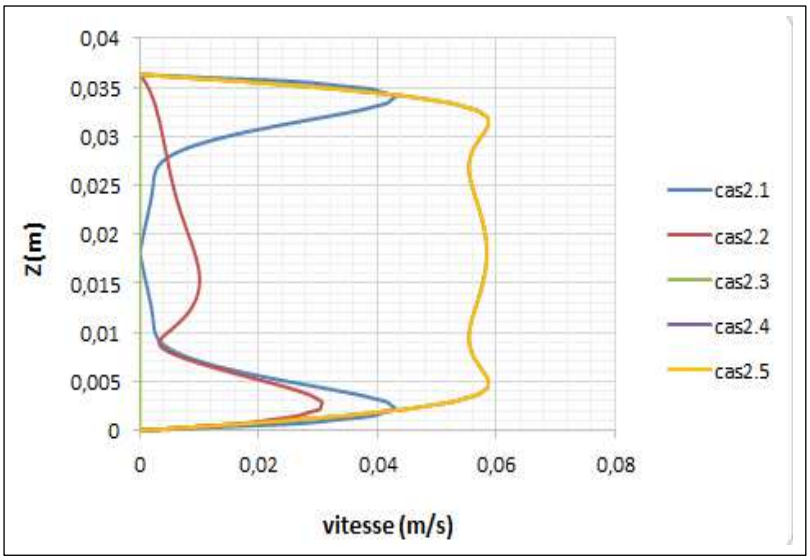
Figure IV.15 montre les Profils de vitesse pour différents cas, On note que la vitesse n'est pas stable sur les trois axes (x,y,z) dans les ((cas2.1) , (cas2.2), (cas2.4), (cas2.5)), Quant au (cas 2.3) la température reste stable.



(a)



(b)



(c)

Figure IV.15. (a,b,c) Profils de vitesse pour différentes cas Selon les axes x,y,z (cas.2)

Conclusion Générale

Dans le cadre de notre travail, nous avons réalisé une simulation numérique tridimensionnelle des écoulements de convection naturelle dans une cavité fermée, remplie d'air (Pr=0.71) pour un nombre de Rayleigh Ra= ($10^3 \leq$ RaT $\leq 10^6$). Les parois verticales sont soumises à des flux de chaleur constants. Tandis que les parois horizontales sont adiabatiques dans le premier cas. Mais dans la (2éme cas) On considère une cavité avec les mêmes caractéristiques physiques et géométriques avec le 1er cas. Et A chaque fois, nous choisissons des parois chauds et froids et adiabatique différents des précédents parmi les six parois de cette cavité au nombre de Rayleigh 10^5.

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

La mise sous forme adimensionnelle des équations gouvernantes fait apparaître des paramètres de contrôle, à savoir ; les nombres de Rayleigh (Ra), et le rapport de forme de la cavité et Positionnement différent des paroi chauds et froids dans la cavité cubique , dont nous avons examiné leurs influences sur la structure dynamique et thermique de l'écoulement, ainsi que sur le flux de chaleur convectif.

Notre étude a montré une variété de résultats:

- L'augmentation du nombre de Rayleigh est due à l'augmentation de la température à l'intérieur de la cavité et vice versa.
- La différence de température entre les parois chaudes et froides entraîne une différence d'intensité de l'air interne, ce qui provoque le déplacement du fluide à l'intérieur de la cavité.
- Le positionnement des parois chaudes et froides affecte également le transfert de chaleur dans la cavité.
- La vitesse à l'intérieur de la cavité n'est pas constante.

Référence bibliographique :

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

[2] De Vahl Davis G., (1960), Laminar natural convection in an enclosed rectangular cavity, *Int. J. Heat Mass Transfer,* vol.ll, pp.l675-1693.

[3] Stewart M.J., Weinberg F., (1972), Fluid flow in liquid metals. Thoracel analysis, J. Crystal *Growth,* vol. 12, pp. 217-227.

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

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

[6] Valencia A., Frederick R.L., (1989), Heat transfer in square cavities with partially active vertical walls, *International Journal of Heat and Mass Transfer,* vol. 32, pp. 1567-1574.

[7] Nicolas J.D., and Nansteel M.W., (1993), Natural convection in a rectangular enclosure with partial heating of the lower surface experimental results, *International Journal of Heat and Mass Transfer,* vol. 36, pp. 4067-4071.

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

[9] T.RAYENE et al, « Transferts thermiques et solutaux en convection naturelle instationnaire dans une enceinte rectangulaire contenant un volume d'eau surmonté par de l'air». 31eme journées Internationales de Thermique. Alibi, France du 28-30 A out 2007.

[10] E.H.RIDUOANE et al, « A 2-D numerical study of chaotic flow in a natural convection loop». International Journal of Heat and Mass Transfer 53(2010) 76-84.

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

[12] Hossain M.A., Wilson M., (2002), Natural convection flow in a fluid-saturated porous medium enclosed by non-isothermal walls with heat generation, *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 41, pp. 447-454.

[13] Barletta A., Nobile E., Pinto F., Rossi di Schio E., Zanchini E, (2005), Natural convection in a 2D-cavity with vertical isothermal walls: Cross-validation of two numerical solutions, *Int. J. of Thermal Sciences.*

[14] Basak T., Roy S., Balakrishnan A.R., (2006), Effects of thermal boundary conditions on natural convection flows within a square cavity, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 49, pp. 4525-4535.

[15] A.MEZRHAB, H .NAJI**, «**Modélisation des transferts thermiques couplés à l'aide de la méthode de Boltzmann sur réseau ». 18ème congrès Français de mécanique .Grenoble 27-31 Aout 2007.

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

[17] Famouri, M. and Hooman, K. (2008) **:** Entropy generation for natural convection by heated partitions in a cavity, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 35, pp.492-502.

[18] Varol, Y, Oztop, H.F., Koca, A. and Ozgen, F. (2009**) :** Natural convection and fluid flow in inclined enclosure with a corner heater, *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, pp. 340-350.

[19] Saravanan, S. and Sivaraj, C. (2011) **:** Natural convection in an enclosure with a localized nonuniform heat source on the bottom wall, *International Journal of Heat and Mass Transfer*,vol. 54, pp. 2820-2828.

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

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

[22] Benkhelifa .A, M.A.Harhad, M. Belhamel, « Etude Numérique de la convection naturelle dans une cuve cylindrique », Rev. Energ. Ren: valorisation 37-41 (1999).

[23] Abu-Hijleh, B.K., Abu-Qudais, M. and Abu Nada, E. (1999**) :** The numerical prediction of the production of entropy due to the natural convection of a horizontal cylinder, *Energy*, vol.24, pp. 327-333.

[24] Nabavizadeh, S.A., Talebi, S., Sefid, M. and Nourmohammadzadeh, M. (2012) **:** Natural convection in a square cavity containing a sinusoidal cylinder, *International Journal ofThermal Sciences*, vol. 51, pp. 112-120.

[25] M. LAMSAADI, et al**. «** Etude analytique et numérique de la convection naturelle dans une cavité rectangulaire horizontale uniformément chauffée par le bas ». Tétouan-Maroc FIER 2002.

[26] **X.**XU et al**,** «Numerical study of laminar natural convective heat transfer around a horizontal cylinder inside a concentric air-filled triangular enclosure». International Journal of Heat and Mass Transfer 53(2010) 345-355.

[27] Nishimura T., Mitsuhiro S., Nagasawa F., Kawamura Y**.,"** Natural convection heat transfer in enclosures with multiple vertical partitions", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.31, Nº8, 1679-1686, 1988.

[28] Retiel N., Khiat M. A., Bouguerra E**.**, " Effet de l'inclinaison sur la convection naturelle dans une cavité demi-cylindrique", 12èmes Journées Internationales de Thermique,Tanger, Maroc, 2005.

[29] Ould said B., Retiel N**.**, " Etude numérique de la convection naturelle dans une cavité pyramide", 13èmes Journées Internationales de Thermique, Albi, France, 2007.

[30] Awatef Abidi, Lioua Kolsi, Naceur Borjini, Habib Ben Aissia , Etude numérique de la convection naturelle doublement diffusive dans une cavité cubique : effets des conditions sur les parois horizontales , France, 28 au 30 Août 2007 .

[31] N. Ibrir ., S. Rahal , Simulation numérique en 3D de la convection naturelle dans les fluides à bas nombres de Prandtl , Revue des Energies Renouvelables CISM'08 Oum El Bouaghi (2008) 183 – 194.

[32] S. Bouaraba, F. Mokhtari, S. Kaddeche, A. Hamrania, A. Meraha, F.Haddad ,Résolution d'un problème de convection naturelle en 2D et 3D par la méthode spectrale et la méthode des différences finies, 23ème Congrès Français de Mécanique, Lille, 28 Août au 1er Septembre 2017.

[33] B. JAMAL, M. BOUKENDIL, A. ABDELBAKI, Z. ZRIKEM, ETUDE NUMERIQUE TRIDIMENSIONNELLE DES TRANSFERTS THERMIQUES COUPLES DANS UNE CAVITE CUBIQUE, 13ème Congrès de Mécanique 11 - 14 Avril 2017 (Meknès, MAROC).

[34] M.BOUKRAA, M.BETROUNI, A.MATAOUI, Simulation numérique 3D de la convection naturelle dans une cavité inclinée différentiellement chauffée par la méthode spectral « projection-diffusion ».

[35] Gaëtan de Gassowski a, Shihe Xin b, Olivier Daube a, Bifurcations et solutions multiples en cavité 3D différentiellement chauffée, a *LMEE, 40, rue de Pelvoux, CE1455 Courcouronnes, 91020 Evry cedex, France* b *LIMSI-CNRS, BP133, 91403 Orsay cedex, France.*

[36] Les 3 modes de transfert thermique, Lien: https://jeretiens.net/les-3-transferts-thermiques

[37] Les transferts de chaleur**,** cour thermique LP eco-construction, livre Université du Maine - Faculté des Sciences.

[38] Adjadj H, Lahrech J.et .Gourari S (2016) : Dimensionnement et calcul d'un échangeur de chaleur à faisceau et calandre lors des échanges convectifs Université Des Frères Mentouri Constantine.

[39] P.E.ROCHE**,** « Convection thermique turbulente en cellule de Rayleigh-Bénard ». Thèse de Doctorat, Université de Grenoble, France, 2001.

[40] J-F. SCADURA, « Initiation aux transferts thermiques ». Technique et documentation Paris (France) 1993 p185 à 266.

[41] A. LEONTIEV, « Théorie des échanges de chaleur et de masse ». Edition MIR Moscou 1979.

[42] F.ATTOUI ; O.DOUBE, « Convection naturelle à grand écart de température dans une cavité fermé avec obstacles ». Congrès français de thermique, SFT2000, Lyon 15-17 Mai 2000.

[43]Dissipation Thermique Dans Les Composants /Systèmes Electroniques Laboratoire «Universitaire des Sciences Appliquées de Cherbourg ».Lien : http://www.nae.fr/wp-content/uploads/2015/07/Etude_DissipationThermique.pdf

[44] SABEUR BENDEHINA AMINA, Etude de la convection naturelle dans les cavités, Ph D en sciences, Faculté de génie mécanique (département de génie maritime) pp. 10-18 (2006).

[45] P.Smith Stevens, les formes dans la nature ,1976 .

[46] G.Batchelor, introduction to fluide dynamic.2000.

[47] A.Lipatnikov, Fundamentals of premixed turbulence combustion, 2013.

[48] Introduction aux transferts de chaleur, www.almohandiss.com, pp.1-3.

[49] EMILIAN KOLLER, Machines thermiques, pp. 71- 92, Edition Dunod (2005).

[50] M. Damou**,** Mécanique des fluides**,** office des publications universitaires**,** septembre 1996**,** pp. 80-115.

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

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

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