REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIR

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de Recherche Scientifique

UNIVERSITE YAHIA DE MEDEA

Faculté de technologie

Département de Génie des Procédés et Environnement



Mémoire de fin d'études

En vue de l'obtention du Diplôme de Master en Génie Des Procédés

Spécialité : Génie Chimique

Thème

Simulation Numérique En 3D De Comportement Thermique Dans Une Cavité Contienne Un Obstacle

Présenté par :

BELHACHEMI Chaimaa

CHENNAF Houria

Proposé et Dirigé par :

Dr.HADIDI Noureddine

Dr.REBHI Redha

***Année Universitaire** : 2020-2021*


بسم الله الرحمن الرحيم

Remerciements

Avant tout, l'ouvrage dédié à **ALLAH**, notre créateur et maitre de l'univers de toutes ses bontés , de nous avoir envoyé le prophète **MOHAMED** qui est notre premier éducateur puis de nous avoir donné tout, du courage pour finir ce travail de recherche .

En premier lieu, on tien a exprimer toute nos reconnaissance, nos profond remerciements à notre promoteur **Mr.HADIDI Noureddine**
Et **Mr.REBHI Redha** de nous avoir proposé ce sujet de recherche, denous avoir encadré, guidé, orienté, aidé et conseillé tout le long de notre travail. Pour Sescritiques et ces conseils précieux.

Je prends aussi un réel plaisir à remercier le président ainsi que tous les membres de jury nous avoir fait l'honneur d'accepter d'évaluer notre travail de ce mémoire. Et a bénéficié de leur lecture attentive.

Nous tenons à remercier aussi tous les enseignants de département de Génie Des Procédés et environnement, Nos sentiments vont également à toutes les personnes qui ont contribué de prés ou de loin à la réalisation de ce travail.

Ces dernières lignes vont me permettre de témoigner plus gratitude à nos chers parents que dieu les protège qui nous ont toujours assisté et encouragé.

Dédicace

À MES CHERS PARENTS

Aucune dédicace ne saurait exprimer mon respect, mon amour éternel et ma considération

Pour les sacrifices que vous avez consenti pour mon instruction et mon bien être. Je vous

Remercie pour tout le soutien et l'amour que vous me portez depuis mon enfance et j'espère

Que votre bénédiction m'accompagne toujours. Puisse Dieu, le Très Haut, vous accorder

Santé, bonheur et longue vie et faire en sorte que jamais je ne vous déçoive.

A MES CHERS ET ADORABLE FRERES

Hamza et elyes, j'aime profondément.

Je vous souhaite une vie pleine de bonheur et

De succès et que Dieu, le tout puissant, vous protège.

A MES CHERS ET ADORABLE sœurs

Khaira, Zahra, safia, j'aime profondément.

Je vous souhaite une vie pleine de bonheur et

De succès et que Dieu, le tout puissant, vous protège.

À MES AMIS DE TOUJOURS

En souvenir de notre sincère et profonde amitié et des moments agréables que nous avons

Passés ensemble. Une dédicace spéciale pour à mon binôme chaimaa et mes amis : assia, lobna, Hasina.

HOURIA

Dédicace

Je dédie ce modeste travail :

A mes chers parents, la lumiére de ma vie :

C'est grace à vos efforts et votre soutien que j'ai pu tracer mon chemin, réaliser mes reves, et surmonter toutes les épreuves difficiles que j'ai remcontré tout au long de ma vie , que dieu vous protége, je vous aime.

A mes sœurs : *Fadia, Meriem, Salsabil, Hadjer.*

A mon frère : *Mohamed Amine.*

A mes nièces : *Hassna, Ikram.*

A mes neveux*: Mohamed Alssedik, Ahmed.*

A mon cher grand-père : *Rabah, qui soutier bon santé.*

*A toute ma famille '**BELHACHEMI** et **THABTI**' sans exception.*

A tous mes amis

Pour les liens forts d'amitiés qui nous unissent et les meilleurs moments que nous avons passé ensemble

A mon binôme *'Houria' qui a contribué à la réalisation de ce modeste travail.*

CHAIMAA

ملخص:

ان الهدف من هذه الرسالة هو دراسة عددية للخصائص الحرارية للتدفق الصفحي عبر تجويف مكعب يحتوي على عائق ثلاثي الأبعاد. يتم إجراء تحليل التدفق بناءً على رقم رايلي ، تتعلق الدراسة بتكوين هندسي مكعب خاضع لدرجة حرارة في الجدار العمودي الأيسر ساخن، والجدار الرأسي الأيمن بارد، بينما الجدران الأفقية والحواجز ثابتة الحرارة. تم تحليل تأثير العوامل المختلفة التي تحكم مشكلتنا مثل عدد رايلي وأبعاد العائق في هذه الدراسة. تم استخدام المحاكاة التي تم إجراؤها بواسطة كود الحساب التجاري بناءً على طريقة الحجم المحدود. ANSYS CFX لحل معادلة الاستمرارية و الزخم النظام الرقائقي. يتم عرض النتائج على شكل خطوط تيار متساوي الحرارة، ملامح السرعة و ملف جانبي الارقام نسلت المحلية و المتوسطة

كلمات مفتاحية: التحويل الحراري ، التدفق الرقائقي ، الحجم المحدود ، التجويف المكعب

Résumé :

L'objectif de ce mémoire est une étude numérique des caractéristiques thermiques d'un écoulement laminaire à travers une cavité cubique contienne un obstacle en 3D. L'analyse de l'écoulement est effectuée en fonction du nombre de Rayleigh. L'étude concerne une configuration géométrique cubique soumise à une température dans la paroi verticale gauche est chaude et la paroi verticale droit est froide, tandis que les parois horizontales et obstacle sont adiabatiques. L'effet des différents paramètres qui régies notre problème tels que nombre de Rayleigh, les dimensions de l'obstacle sont encore analysé dans cette étude. La simulation effectuée par le code commercial de calcul basé sur la méthode des volumes finis ANSYS CFX, a été utilisée pour résoudre l'équation de continuité et quantité de mouvement dans le cas du régime laminaire. Les résultats sont présentés sous forme des lignes de courant, isothermes, des contours de vitesses et de profil des Nombres de Nusselt local et moyen.

Mots clé : transfert de thermique, écoulement laminaire, volume finie, cavité cubique,

Abstract:

The objective of this dissertation is a numerical study of the thermal characteristics of a laminar flow through a cubic cavity containing a 3D obstacle. The flow analysis is performed based on the Rayleigh number. The study concerns a cubic geometric configuration subjected to a temperature in the left vertical wall is hot and the right vertical wall is cold, while the horizontal and obstacle walls are adiabatic. The effect of the different parameters that govern our problem such as Rayleigh number, obstacle dimensions are further analyzed in this study. The simulation performed by commercial computation code based on the finite volume method ANSYS CFX, was used to solve the continuity and momentum equation for the laminar regime. The results are presented in the form of current lines, isotherms, velocity contours and profile of local and average Nusselt number.

Keywords: thermal transfer, laminar flow, finite volume, cubic cavity,

Sommaire

Introduction générale …….. 01

Chapitre I : Revue bibliographique

I.1 . Introduction ……..... 03

Chapitre II : Généralité Sur Le Transfert Thermique

II.1. Introduction……. 15

II.2.Généralités sur le transfert de chaleur……. 15

II.2.1.Définition …….. 15

II.2.2.Définition de température ……. 15

II.3. Différents mode de transfert de chaleur …….. 17

II.3.1. Transfert de chaleur par conduction ……..... 18

II.3.2. Transfert de chaleur par convection :…… 18

II.3.3. Transfert de chaleur par rayonnement …… 19

II.4. Les différents types de convection……. 20

II.4.1.la convection naturelle…….. 20

II.4.2. La convection forcée……. 22

II.4.3. La convection mixte…….. 23

II.5.les différents types de rayonnement…… 23

II.6. Les lois fondamentales du transfert thermique……... 24

II.6.1. Loi fondamentale de la conduction (loi de J.Fourier)……... 24

II.6.2. Loi fondamentale de la convection (loi de I. Newton)……. 24

II.6.3. Loi fondamentale du rayonnement (loi de Stefan-Boltzmann)…… 25

II.7. Nombres adimensionnels…… 25

II.7.1. Nombre de Grashof…….. 25

II.7.2. Nombre de Prandtl 26

II.7.3. Nombre de Rayleigh……. 26

II.7.4. Nombre de Reynolds…… 27

II.7.5. Nombre de Nusselt……... 27

II.7.6 . Nombre de Richardson…… 28

II.8 .Régimes d'écoulements…….. 28

II.8.1.Régime laminaire…….. 28

II.8.2 .Régime transitoire……. 29

II.8.3 .Régime turbulent……. 29
II.9 . Classifications des fluides……. 30
II.9.1 .fluide newtonien…….. 30
II.9.1.1. Fluide parfait…… 31
II.9.1.2. Fluide réel……... 31
II.9.2. Fluides non-newtoniens…… 32
II.10. Les coefficients d'échange……... 33
II.10.1. Les coefficients d'échange par conduction…… 33
II.10.2. Les coefficients d'échange par convection naturelle…… 33
II.10.2.1. Convection Forcée externe…….. 34
II.10.2.2. Convection Forcée interne…… 34
II.10.3. Les coefficients d'échange par rayonnement…….. 34
II.11. Les propriétés physiques du fluide …….. 35
II.11.1. Conductivité thermique λ……... 35
II.11.2. La masse volumique ρ ……... 35
II.11.3. Chaleur spécifiqueC_P……... 35
II.11.4.L'émissivité ε ……. 36
II.11.5. Viscosité dynamique ……... 36
II.11.6. Le coefficient d'absorption α…….. 37
II.12. Modélisation Mathématique…….. 37
II.12.1. Hypothèses simplificatrices……. 37
II.12.2. Equation gouvernantes……. 37
II.12.2.1. Equation de continuité……. 38
II.12.2.2. Equations de la quantité de mouvement…… 38
II.12.2.3. Equation d'énergie…… 39
II.12.2.3.1. Equation d'énergie en fonction de l'énergie interne…… 39
II.13. Conclusion……. 40

Chapitre III : Simulation Numérique

III .1. Introduction…… 41
III.2. Les méthodes numériques……. 41
III.2.1.Méthode des différences finies……... 41
III.2.2.Méthode des éléments finis…….. 42
III.2.3.Méthode des volumes finis……. 42

III.3. Présentation d'ANSYS…….. 43
III.3.1. Principaux produits…….. 43
III.3.1.1.ANSYS Structural……. 43
III.3.1.2.ANSYS Mechanical…….. 43
III.3.1.3.ANSYS CFX et Fluent…….. 43
III.3.1.4.ANSYS AUTODYN et ANSYS LS-DYNA…… 44
III.3.1.5.ANSYS Multiphysies…… 44
III.4. Environnement logiciel……. 44
III.4.1.ANSYS classique…… 44
III.4.2.ANSYS Workbench…… 45
III.5.Définition de CFX…….. 45
III.6.L'interface ANSYS Workbench…… 46
III.6.1. Menu principal de logiciel ANSYS WORKPENCH…….. 47
III.6.2. Schéma du projet……. 48
III.7 . Procédure et étapes de la simulation numérique……... 49
III.8 . Propriété physique de fluide…… 59
III .9. Description du problème…….. 59
III.9.1. Cavité cubique contient un obstacle Ra = 10^3……. 59
III .9.1.1. Dimension des cavités étude……. 60
III.9.2. Cavité cubique contient un obstacle ($10^3 \leq Ra \leq 10^6$) 60
III.10. Organigramme de calcule……... 62

Chapitre IV : Résultats Et Discussions

IV.1. Introduction……. 63
IV.2. Modèle physique et conditions aux limites…… 63
IV.3. Influence du nombre de $\boldsymbol{Ra}$ 64
IV.4.L'effet des dimensions de l'obstacle pour $\boldsymbol{Ra}$= 10^3……. 64
IV.5. Les profils des températures et de vitesse…….. 71
IV.6.le profil de nombre de Nusselt local et moyen…….. 73
IV.7. Les isothermes et le champ de vitesse dans les cavités cubiques contienne un obstacle à A=0.5X0.5H pour différents nombre de Rayleigh ($10^3 \leq Ra \geq 10^6$) ……. 75
IV.8. Les profils des températures et de vitesse…….. 80
IV.9 .le profil de nombre de Nusselt local……. 83

Conclusion générale…….. 84

Référence bibliographique

Liste Des Figures

Figure II.1 : gradient de température…… 16

Figure II.2 : les trois modes de transfert de chaleur…… 17

Figure II.3 : représentation schématique du transfert thermique par Conduction……. 18

Figure II.4 : phénomène de convection …… 19

Figure II.5 : Représentation schématique du transfert thermique par radiation…. 19

Figure. II.6 : Transfert par convection naturelle……. 20

Figure. II.7 : Transfert par convection forcée…… 22

Figure II.8 : Profil de vitesses en régime laminaire…… 28

Figure II.9 : Profil de vitesses en régime turbulent……. 29

Figure II.10 : Développement de l'écoulement d'un fluide sur une plaque plane, trois régimes d'écoulement sont visibles : laminaire, transitoire, et turbulent ……. 30

Figure II.11 : le profil des vitesses…….. 31

Figure II.12 : Fluide newtonien (le miel)…… 31

Figure II.13 : Fluide newtonien (l'eau)……... 31

Figure II.14 : Fluide newtonien (le sirop de sucre de canne)……. 32

Figure II.15 : classification de fluide newtonien…… 32

Figure II.16 : Fluide non newtonien(le sang)……. 32

Figure III.1 : Image de logiciel ANSYS CFX…… 45

Figure III.2 : L'interface ANSYS Workbench…… 46

Figure III.3 : La boîte à outils……. 47

Figure III.4 : Schéma du projet……... 48

Figure III.5 : Choisir Géométrie……. 49

Figure III.6 : Choisir Maillage…… 50

Figure III.7 : Choisir Configuration……... 50

Figure III.8 : Choisir Solution…… 51

Figure III.9 : Choisir Résultats……... 51

Figure III.10 : isotherme en 3D…….. 52

Figure III.11 : isotherme……. 52

Figure III.12 : (a ; b ; c) Profils de température **T** Selon les axes x, y, z……... 54

Figure III.13 : conteur de vitesse en 3D……. 55
Figure III.14 : conteur de vitesse…… 55
Figure III.15 : (d ; e ; f) Profils de vitesse V Selon les axes x, y, z…… 57
Figure III.16 : (1 ; 2) Profils de Nul Selon les axes x, y……. 58
Figure III .17: Schéma de la cavité contient un obstacle avec déférences dimensions (cas1)…….. 60
Figure III.11 : Schéma de la cavité contient un obstacle (cas 2)…… 61
Figure IV.1: Effet de dimension de l'obstacle sur les isotherme…… 66
Figure IV.2 : Effet de dimension de l'obstacle sur les conteurs de vitesses……... 68
Figure IV. 3 : Effet de dimension de l'obstacle sur les isotherme en 3D……... 69
Figure IV.4 : Effet de dimension de l'obstacle sur les conteurs de vitesses en 3D……... 70
Figure IV.5: (a ; b ; c) Profils de température **T** pour différentes dimensions : Selon les axes x,y,z…….. 72
Figure IV.6 : (d ; e ; f) Profils de vitesse V pour différentes dimensions : Selon les axes x,y,z……... 73
Figure IV .7 : (1 ; 2) Profils de Nul pour différentes dimensions Selon les axes x, y……. 74
Figure IV.8 : Profil de Nul moyen pour différentes dimensions de l'obstacle..... 74
Figure IV .9 : Effet de Nombre de Rayleigh sur les isothermes…… 76
Figure IV.10 : Effet de Nombre de Rayleigh sur les contours de vitesses…… 78
Figure IV .11 : Effet de Nombre de Rayleigh sur les isothermes en 3D……... 79
Figure IV.12 : Effet de Nombre de Rayleigh sur les contours de vitesses en 3D……. 80
Figure IV.13 : (a ; b ; c)Profils de température **T** pour différentes Nombre de Rayleigh: Selon les axes x, y, z…….. 81
Figure IV.14 :(d ; e ;f) Profils de vitesse V pour différentes Nombre de Rayleigh Ra : Selon les axes x, y, z…… 82
Figure IV.15 :(1 ;2) Profils de Nul pour différentes Nombre de Rayleigh: Selon les axes x, y…… 83

Liste des Tableaux

Tableau II.1 : Valeurs de α en fonction de la vitesse d'air..... 37
Tableau III.1 : Propriété physique de l'air…… 59
Tableau III.2 : Nombre de Rayleigh……... 60

NOMENCLATURE

A: facteur de forme.

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

C_p : Capacité thermique massique du fluide en ($J.Kg^{-1}.K^{-1}$).

F : force de glissement entre les couches en (N).

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

g : accélération de pesanteur.

Gr : nombre de Grashof $G_r = \frac{g.\beta.\Delta T.H^3}{\nu^2}$

H : la dimension caractéristique de la géométrie étudié.

K_{fluide} *:* La conductivité thermique du fluide.

L : La longueur caractéristique du corps à partir duquel la chaleur se transmet [m].

Nu : nombre de Nusselt $Nu = \frac{h.L}{\lambda}$

n : Vecteur unitaire de la normale.

Pr : nombre de Prandtl $p_r = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{C_p.\mu}{\lambda}$

Ra : nombre de Rayleigh $R_a = G_r.P_r = \frac{g.\beta.\Delta T.H^3}{\nu.\alpha}$

Re : nombre de Reynolds $\mathrm{Re} = \frac{\rho.U.D}{\mu}$

Ri : nombre de Richardson $Ri = \frac{Gr}{\mathrm{Re}^2}$

S : surface perpendiculaire au flux thermique (m²).

T : Température [K].

T_f : Température du fluide [K].

T_p : Température de la paroi [K].

T_0 : représente la température de référence.

U : vitesse moyenne du fluide [m/s].

ΔV : Écart de vitesse entre deux couches en (m/s).

X, Y.Z : coordonnées adimensionnelles.

ΔZ : Distance entre deux couches en (m).

Lettres grecques :

α : La diffusivité thermique ($m^2.S^{-1}$).

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

φ : Energie (J).

Φ : Flux thermique (W).

λ **:** Conductivité thermique ($w.m^{-1}$. K^{-1}).

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

σ : Constante de Stefan-Boltzmann.

ε : L'émissivité de la surface sans unité.

ν : La viscosité cinématique ($m^2.s^{-1}$).

μ : Viscosité dynamique de fluide en($Kg.m^{-1}$. S^{-1}).

ρ : Masse volumique du fluide ($Kg.m^{-3}$).

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

Introduction Général

Introduction Générale :

La théorie du transfert de chaleur est une science qui étudie la façon dont la chaleur se propage d'une région à une autre sous l'influence d'une différence de température ; Le transfert de chaleur est un processus d'une grande importance dans beaucoup de domaines technologiques, procédé chimique, industrie alimentaire, procédés de filtration, océanographie, géophysique, séchage technologies, procédé pétrochimique, transport de produits chimiques en lit emballé Réacteurs, exploitation géothermique, transport d'un contaminant dans sol saturé, stockage souterrain de déchets radioactifs, stockage de gaz et certains produits agricoles, etc.

Le transfert de chaleur est fréquemment rencontré dans la nature et dans différents systèmes industriels. Il résulte d'une interaction complexe au sein d'un milieu ou entre.

Le transfert de chaleur reste un domaine très vaste et compliqué car dans les processus réels.

Le transfert thermique est un des trois modes (conduction, convection, rayonnement) ; Transfert de chaleur par conduction dans les solides (ou les fluides au repos). Le processus de transfert de chaleur par conduction s'appuie sur un milieu matériel sans mouvement de matière et est dû à des phénomènes physiques microscopiques Il peut être vu comme un transfert d'énergie des particules les plus énergétiques (les particules chaudes vers les particules froids).

Transfert de chaleur par rayonnement ; Tout corps matériel émet et absorbe de l'énergie sous forme de rayonnement électromagnétique. Le transfert de chaleur par rayonnement entre deux corps séparés par du vide ou un milieu semi transparent se produit par l'intermédiaire d'ondes électromagnétiques, donc sans support matériel.

Pour ce mode de transfert de chaleur (convection) on distingue : la convection forcée, pour laquelle le mouvement du fluide est produit par une action extérieure (pompe, ventilateur, vent....) et la convection naturelle ou libre pour laquelle le mouvement du fluide résulte simplement de la différence dans les 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 Transfert de chaleur (conduction ; convection) dans une cavité (horizontal et vertical) due aux différences de température peuvent être résulte d'un

chauffage ou d'un refroidissement par le bas ou par haut, ce sont les écoulements de Rayleigh –Bénard.

Un très grand nombre de chercheurs ont mené une multitude d'essais numériques et expérimentaux, pour la description des phénomènes gérant la convection et la conduction, l'effet de la nature des systèmes dans lesquels elle a lieu (géométrie spécialement), et les propriétés des fluides impliqués (propriétés physico-chimiques) Ceci est pour améliorer le transfert de chaleur (convection, conduction).

Pour nous rapprocher de la réalité et pour changer notre façon de voir les écoulements dans le transfert de chaleur, déduite uniquement des résultats obtenus en géométrie tridimensionnelle, nous proposons d'étudier numériquement l'écoulement dans une cavité tridimensionnelle contient un obstacle et différentielle ment chauffée.

L'objectif de notre investigation à travers de ce mémoire est principalement de étude numérique en 3D pour voir le comportement de transfert thermique ainsi la recirculation de fluide à l'intérieur d'une cavité contienne un obstacle, nous avons traité les points mentionnés ci-dessous :

- Etudier la simulation numérique tridimensionnelle de structure d'écoulement et taux de transfert de chaleur qui se développent dans une cavité contient un obstacle.
- Eprouver les effets des conditions limite sur ces structures d'écoulement.

Ce mémoire est structuré comme suit :

- Le premier chapitre est consacré à une synthèse bibliographique sur le transfert de chaleur dans une cavité contienne un obstacle pour les modèles bidimensionnels et tridimensionnels.
- Le second chapitre est réservé aux types de transfert de chaleur et la formulation mathématique des équations de conservation qui régissent les écoulements.
- Le troisième chapitre est dédié 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 avons présenté et discuté les résultats obtenus par la simulation numériques pour les différents cas traité.

Nous terminerons notre travail par une conclusion générale.

Chapitre I : Revue bibliographique

I.1.Introduction :

L'étude des transferts thermiques dans une cavité a suscité un intérêt grandissant durant ces dernières décennies. Cet intérêt est dicté par le rôle joué par telles configurations dans nombreuses applications industrielles dans plusieurs domaines : le refroidissement des composants électroniques, la climatisation, les échangeurs de chaleur, les centrales nucléaires…etc. De nombreuses études ont été réalisées en utilisant : l'expérimentation numérique (simulation numérique) et pratique (expérience de laboratoire).

Dans cette section, nous présentons une recherche bibliographique sur la convection thermique et thermosolutale en milieux confinés remplis de milieux poreux saturés par des fluides. La plupart des travaux expérimentaux, analytiques et numériques qui traitent des transferts convectifs de chaleur et de masse dans les milieux poreux ont été résumés dans l'ouvrage de **Nield et Bejan** [1].

Parmi les premières études portant sur la convection double diffusive, nous pouvons citer les travaux de **Nield** [2]. Ces travaux ont été menés dans des couches horizontales ou verticales soumises à des gradients opposés de température et de concentration. Le nombre de Rayleigh critique, marquant le seuil de l'apparition de la convection a été prédit par cet auteur pour divers types de conditions aux limites. **Goyeau et al** [3]. Etude de la convection naturelle en milieu poreux confiné. Ils ont proposé des corrélations pour le transfert de chaleur et de masse dans le cas coopérant ($N > 0$). La plupart des études [4-8]. De la double convection diffusive induite en milieu poreux isotrope ou anisotrope saturé par un fluide on considère une seule couche de milieu poreux dans le cas de cavités rectangulaires. Parmi ces études, on peut citer les investigations numériques du problème simplifié de la cavité poreuse carrée où les parois verticales sont maintenues à des températures et concentrations constantes et les surfaces horizontales sont considérées comme adiabatiques et imperméables. L'analyse d'échelle permet de traiter ce problème dans les deux cas extrêmes de convection naturelle chauffée et solule. Les résultats de cette analyse se sont avérés cohérents avec ceux des données numériques. Une autre étude numérique, centrée sur une enceinte verticale avec deux sous-domaines verticaux, l'un poreux et l'autre sous forme de fluide pur [9], a démontré l'influence de la couche poreuse sur la structure d'écoulement et sur le transfert de chaleur et d'espèces. On montre que le couplage de la pénétration d'écoulement dans la couche poreuse avec les

forces de flottabilité combinées induit un comportement spécifique de la structure d'écoulement et un transfert thermique moyen dans l'enceinte. La convection naturelle à double diffusion à porosité variable dans une cavité poreuse à paroi partiellement perméable a été analysée à l'aide de Darcy's [10].

Une autre préparation géométrique multicouche, une couche poreuse saturée et une couche de fluide sus-jacente, a été étudiée en utilisant l'écoulement non Darcy [11], où ils ont montré que la condition sur l'interface de séparation a un effet significatif sur le champ d'écoulement, la chaleur et le transfert de masse dans une telle enceinte composite. D'autres chercheurs ont analysé le transfert de chaleur et de masse dans des multicouches géométriques telles qu'une enceinte verticale insérée avec des couches isotropes ou anisotropes de matrice poreuse saturée avec un écoulement fluide entraîné par la chaleur et la diffusion d'espèces est considérée dans cette étude [12].

L'effet du terme d'inertie ou de la porosité élevée a été souligné en utilisant le modèle de Darcy étendu de Forchheimer-Brinkman et une variation exponentielle de la porosité près de la paroi pour valider avec les études expérimentales disponibles [13], et récemment une étude numérique de la convection à double diffusion dans un collecteur rectangulaire incliné rempli de deux couches poreuses parallèles. Les résultats numériques sont présentés et analysés en termes de lignes de courant, d'isothermes, de lignes d'isoconcentrations et de nombres moyens de Nusselt et Sherwood. Une analyse à l'échelle permet de caractériser l'effet du rapport de perméabilité sur le transfert de chaleur et de masse traité par [14]. En trois dimensions, nous pouvons mentionner la simulation des phénomènes de transport dans un milieu poreux générant de la chaleur et de la masse refroidi sous un environnement convectif naturel et l'étude numérique a été menée pour étudier le transfert de chaleur tridimensionnel, régulier et conjugué de la convection naturelle et de la conduction dans une verticale. L'enceinte cubique à l'intérieur de laquelle un corps cubique conducteur de chaleur, centré, génère de la chaleur. Et une autre étude de la convection naturelle de l'air dans une enceinte cubique [15], pour des nombres de Rayleigh de 10^3 à 10^6 [16], pour un rapport d'aspect de deux concentrations stratifiées de manière stable de manière différentielle et verticale. Autre étude numérique du distillateur solaire tridimensionnel [17], ou élimination de deux contaminants sous flux imposé [18].

Notre motivation pour le présent travail est la large diffusion de ce phénomène dans divers processus d'ingénierie tels que les processus de séchage, les processus d'extraction solide-liquide et de séparation membranaire, et il convient de noter que la plupart des études dans la littérature concernaient la double convection diffusive bidimensionnelle dans un milieu poreux.

Une étude fondamentale sur la convection thermosolutal au voisinage d'une plaque adjacente à un milieu poreux, et saturé par un fluide binaire. Quatre régimes possibles ont été identifiés, selon les valeurs du rapport des forces de volume N, et du nombre de Lewis, Le. Les gammes de N [-4 à 5] et Le [1 à 100]. Des corrélations pour les nombres de Nusselt et de Sherwood ont été déterminées pour chacun des régimes [19].

Ces résultats ont été plus tard comparés au travail relatif à une analyse de N [- 1 à 10] et des nombres de Lewis compris entre 0.1 et 100 [20]. La convection naturelle due à des flux de chaleur et de masse imposés sur une couche poreuse verticale a été également étudiée dans travaux cités en [21,22]. En se basant sur le concept de l'écoulement parallèle, ces auteurs ont développé des solutions analytiques concordants bien avec les simulations numériques, si on exclut le cas où les forces de volume sont égales et opposées (N=-1). Pour cette situation, la solution analytique indique que un état de diffusion pure, alors que leur simulation numérique, prédit une solution convective. Dans cette dernière étude, les auteurs ont montré l'existence d'un certain rapport de poussée N, où la convection double diffusive est oscillatoire. Une solution analytique a été développée dans ce cas. Le cas où les forces de volume d'origine thermique et solutal sont dominantes a également été analysé [23]. Pour une cavité carrée soumise aux mêmes conditions limites, une étude a montré qu'en modifiant les conditions initiales en termes de champs de pression, de température, de concentration et de vitesse, on aboutit à des solutions multiples en régime stationnaire dans le cas où les forces de volume sont opposées et pratiquement égales (N=-1) [24]. A l'aide du modèle de Darcy, une analyse analytique et numérique de l'effet d'un champ magnétique transversal sur une couche poreuse horizontale et verticale. Les auteurs ont conclu que le champ magnétique affecte sensiblement la structure de l'écoulement ainsi que le transfert thermique. Un bon accord entre la solution analytique et numérique est observé dans le cas de la cavité horizontale [25].

Des auteurs ont utilisé l'équation de Darcy-Forchheimer pour étudier la convection naturelle dans une cavité poreuse rectangulaire pour une gamme étendue des

principaux paramètres. Ils ont analysé l'influence du paramètre inertiel sur l'écoulement et le transfert de chaleur. Les auteurs ont montré que le nombre de Nusselt diminue avec l'augmentation du paramètre inertiel. Un critère de transition de l'équation de Darcy vers celle étendue au régime de Forchheimer est également discuté [26]. Une investigation concerne la convection double diffusive dans un milieu poreux saturé par un fluide binaire. Les termes d'inertie de Forchheimer et de Navier-Stokes ainsi que le terme visqueux de Brinkman ont été considérés. Leurs résultats sont présentés pour un Rayleigh de filtration de l'ordre de Ra_T=200, dans le cas de Pr=1 et un soluté caractérisé par un nombre de Lewis modéré, Le=2.

Cette étude montre l'apparition des écoulements secondaires pour un rapport épousée compris entre –1 et 0 dont l'amplitude augmente avec lorsque la perméabilité diminue. Les auteurs ont attribué ce phénomène aux rôles importants des effets inertiels, visqueux et des forces non linéaires à une perméabilité élevée. Il a été aussi montré que les effets de porosité du milieu poreux sur le taux de transfert thermique et massique deviennent plus importants lorsque la valeur du nombre de Darcy est élevée [27].

Une autre investigation numérique sur les transferts thermiques et massiques au voisinage d'une plaque verticale immergée dans un milieu poreux saturé. Une attention particulière a été portée sur les effets de poussées opposées pour des coefficients de diffusion thermique et solutal différents. Les simulations ont permis d'expliquer le processus complexe de renversement d'écoulement et d'établir des corrélations pour Le=10, N=-2 et pour un nombre de Rayleigh poreux thermique compris entre 10^3 et 10^5.Dans le cas d'un milieu composite, la cavité peut alors contenir simultanément une couche poreuse et une couche fluide en interaction, c'est le cas de l'isolation thermique par des isolants fibreux au niveau des parois actives, réduisant ainsi l'écoulement et les transferts. Grâce à cette configuration, on peut modéliser les processus de changement de phase où l'on observe généralement l'existence d'une zone pâteuse constituée de dendrites se développant dans cette zone [28].

En convection purement thermique, les études d'un milieu composé de couche poreuse et d'une couche fluide, horizontale et chauffées par le bas concernent les phénomènes d'instabilités convectives de la couche fluide. Ces études sont résumées dans le travail de Nield [29,30]. D'autre a considéré la formulation de Darcy–Brinkman comme

équation de quantité de mouvement, combinée avec les conditions de raccordement à l'interface [31].

Dans la même configuration une étude théorique de la convection naturelle par une analyse de stabilité linéaire les auteurs adoptent la formulation à deux domaines en considérant l'équation de Navier – Stokes dans la couche fluide, celle de Darcy dans le milieu poreux, avec des conditions de raccordement à l'interface. L'influence du rapport de l'épaisseur de la couche fluide et de la couche poreuse sur l'écoulement convectif a été présentée. Une épaisseur relative critique de l'ordre de 0.13 a été trouvée. En dessous de cette valeur, l'écoulement se développe essentiellement dans la couche poreuse, tandis que pour les valeurs supérieures ou égales à 0.13, l'écoulement se trouve confiné dans la couche fluide [32]. Une étude expérimentale des mêmes auteurs [32] vient confirmer ces prédictions théoriques. Egalement autre auteur ont considéré la même configuration avec des conditions de Dirichlet imposées sur les parois verticales.

L'équation de Navier-Stokes écrite dans la couche fluide et celle de Darcy-Brinkman dans la couche poreuse sont raccordées à l'interface à l'aide de la continuité des vitesses, des contraintes et des pressions. Un bon accord est relevé entre les résultats des simulations et les mesures expérimentales [33].

Une cavité allongée dont les parois sont soumises à des flux uniformes de chaleur et de masse. Deux types de conditions aux frontières ont été considérés. Dans un premier cas, les parois horizontales de la cavité sont soumises à des flux uniformes de chaleur et de masse, alors que les parois verticales sont maintenues imperméables et adiabatiques. Dans un second cas ce sont les parois verticales de la cavité qui sont soumises à des flux uniformes de chaleur et de masse, tandis que les parois horizontales sont maintenues imperméables et adiabatiques. Il a utilisé le modèle de Darcy et l'approximation de Boussinesq pour modéliser la convection au sein du milieu poreux. Par ailleurs, il a considéré le modèle de Pascal pour simuler le comportement rhéologique du fluide non newtonien. Le phénomène de la convection thermosolutal est régi par les équations de conservation de masse, de la quantité de mouvement, de l'énergie et de la concentration. Le problème est résolu numériquement, à l'aide d'un code de calcul en différences finies. Par ailleurs, une solution analytique, basée sur l'approximation d'un écoulement parallèle, a été dérivée dans le cas de cavités allongées ($A>>1$) minces. L'accord obtenu entre les résultats analytiques et numériques s'est avéré excellent [34].

Une analyse de la convection naturelle dans une cavité remplie par deux couches de milieux poreux disposées verticalement est étudiée numériquement. Un flux de chaleur constant est imposé sur la paroi verticale droite tandis que la paroi opposée est maintenue à une température constante. L'objectif de l'étude est la validité du modèle de Darcy. Les paramètres de l'étude sont : les nombres de Rayleigh, de Darcy le rapport de perméabilité ainsi que le nombre de Rayleigh modifié Ram fixe. On note que le terme de Brinkman à un effet considérable pour les valeurs élevées de Ram (Ram basé sur la perméabilité). Le calcul se fait pour des $Ram<10^5$. Les auteurs montrent à partir de ses résultats que la structure d'écoulement et de transfert de chaleur est différente considérant le modèle de Darcy, l'étude est faite pour Ra=108 pour deux cas : ($Da=10^{-3}$ et Kr=1000) et ($Da=10^{-4}$ et Kr=100).Pour Kr >1, une augmentation du rapport de perméabilité diminue la pénétration de l'écoulement de la première couche à la deuxième, et inversement pour Kr <1. Pour les ($Ram \leq 10^3$) et Kr=1000, le transfert de chaleur est conductivité dans la couche posée à droite de la cavité, ce comportement est le même pour la deuxième couche avec Kr=0.001[35].

Dans le domaine multicouche on peut citer l'une étude de la convection naturelle dans une cavité carrée poreuse multicouche. Chaque couche de milieu poreux (trois dans la présente étude) est considérée homogène, isotrope et saturé par un seul fluide. Cette enceinte est supposée être chauffée à des températures différentes le long des parois latérales, les deux autres sont isolés. Dans le but de généraliser les résultats, les équations gouvernantes sont mises sous forme adimensionnelle. Les paramètres de l'étude sont les nombres de Rayleigh modifié et fluide, le nombre de Darcy, le nombre de Prandtl ainsi que les rapports de perméabilités entre les différentes couches La convection naturelle bidimensionnelle laminaire est modélisée numériquement par la méthode numérique des volumes finis [36].

Une analyse de la convection thermosolutal en milieu poreux. La géométrie considérée est une cavité rectangulaire inclinée, remplie d'un milieu poreux homogène et saturée par un fluide binaire. Cette cavité est soumise à un gradient de température et de concentration. Lorsque les forces de volume d'origine thermique et solutale sont de même intensité mais de sens opposé le régime de double-diffusion pure est une solution du problème. Dans un premier temps on étudie la stabilité linéaire de cette solution afin de déterminer le nombre de Rayleigh critique correspondant à la naissance de la convection. En fonction des paramètres adimensionnels du problème l'écoulement après le point de

bifurcation peut être stationnaire (solution issue d'une bifurcation transcritique ou fourche) ou instationnaire oscillant (solution issue d'une bifurcation de hopf).

Les domaines d'existence de chaque type de bifurcation sont déterminés en fonction des paramètres adimensionnels du problème. Ces résultats sont ensuite confirmés par la résolution numérique des équations bidimensionnelles non-linéaires régissant le problème. on a ainsi pu observer la naissance de la convection (stationnaire ou instationnaire) aux nombres de Rayleigh critiques prédits par l'étude de stabilité linéaire. De plus, cette étude numérique est étendue au domaine non-linéaire et des diagrammes représentant des branches de solutions stables sont tracés en fonction du nombre de Rayleigh. on a mis en évidence l'existence de solutions sous-critiques ainsi que des solutions multiples pour un même ensemble de paramètres. Des simulations numériques sont également effectuées dans une configuration 3D (cube). Les solutions 2d stationnaires restent stables dans une configuration 3D. Par contre lorsque les paramètres choisis conduisent à une bifurcation de hopf des structures oscillantes 3d sont observées [36].

Un modèle analytique est développé pour l'étude de la convection double diffusive dans un milieu poreux multicouche thermiquement anisotrope et comparé à un modèle de simulation numérique directe. Le domaine composé de deux couches poreuses horizontales est soumis à un flux thermique horizontal et à un flux massique vertical, la couche inférieure est thermiquement anisotrope. L'hypothèse d'un écoulement parallèle est validée et l'effet de l'anisotropie sur les transitions dynamiques est qualifié [37]. On peut mentionner l'investigation numérique relative à une cavité carrée poreuse avec des parois verticales maintenues à des conditions de température et de concentration constantes et des parois horizontales adiabatiques et imperméables, une analyse des ordres de grandeur a été également utilisée pour traiter ce problème dans les cas limites des écoulements entraînés par les effets thermiques ou massiques, les résultats de cette analyse ont été trouvés en accord avec les calculs numériques. Bien que le repos soit une solution exacte pour le problème dans le cas où les forces de convection thermique et massique sont égales et engendrent des effets opposés, il a été trouvé que l'écoulement du fluide était possible au-delà d'un certain nombre de Rayleigh critique quand le nombre de Lewis est différent de 1($Le \neq 1$), cependant, le mouvement du fluide disparaît complètement pour une valeur de Le égale à 1 [38]. Les résultats trouvés par [39,40], en étudiant respectivement la convection thermosolutale dans des cavités poreuses et fluides, soumises à des conditions aux limites identiques à celles décrites dans la référence [38] sont en accord avec ces

observations. En effet, ces auteurs ont montré qu'il existe une valeur critique du nombre de Rayleigh au-delà de laquelle les mouvements convectifs sont possibles lorsque les forces thermiques et massiques sont opposées et possèdent des intensités égales. La valeur critique du nombre de Rayleigh tend vers l'infini quand le nombre de Lewis tend vers 1.

Des auteurs ont de leur part montré que le mouvement convectif est possible dans le cas où les effets thermiques et massiques sont opposés même si les forces de volume correspondantes sont égales [41]. Dans une étude, intéresse au comportement de l'écoulement ainsi que les transferts dans la gamme des grands nombres de Rayleigh thermique, lorsque les forces de volume d'origine thermique et massique sont opposées. Le modèle de Darcy-Brinkman-Forcheheimer a été pris en compte. Le nombre de Lewis varie de 10 à 100, le nombre de Rayleigh 10^6 à 10^7 et le rapport des forces de volume de 1 à 20. Pour une valeur donnée du nombre de Lewis, les auteurs ont observé une structure multicellulaire correspondant à la compétition entre la convection thermique et la convection solutale. A partir d'une certaine valeur du rapport de poussée N, la structure de l'écoulement devient monocellulaire indiquant que le régime de transfert est solutale pur. Le caractère transitoire des coefficients des transferts thermique est massique a été mis en évidence [42]. L'équation de Darcy-Forchheimer est utilisée pour étudier la convection naturelle dans une cavité poreuse rectangulaire pour une gamme étendue des principaux paramètres. Ils ont analysé l'influence du paramètre inertiel sur l'écoulement et le transfert de chaleur. Les auteurs ont montré que le nombre de Nusselt diminue avec l'augmentation du paramètre inertiel. Un critère de transition de l'équation de Darcy vers celle étendue au régime de Forchheimer est également discuté [43]. Dans le même contexte, des auteurs ont mis en évidence la différence des résultats obtenus à l'aide d'un modèle de Darcy et d'un modèle de Darcy-Forcheheimer ou Darcy-Brinkman-Forcheheimer [44,45].

Une 'analyse du comportement des écoulements et des transferts par convection naturelle en utilisant des équations de couches limites déduites de la formulation de Darcy-Brinkman. Les auteurs mettent en évidence la forte incidence des effets de parois sur l'écoulement et le transfert thermique. Ces effets qui se traduisent par la réduction de l'intensité de l'écoulement, sont d'autant plus prononcés que le milieu poreux est très perméable [46]. Dans une étude, dans le cas du régime de Darcy et en régime permanent, des corrélations pour les nombres de Nusselt et de Sherwood basées sur des résultats numériques ont été établies, avec des forces de volumes d'origine thermique et solutale opposées ayant un rapport variant de 0 à 0.04, le nombre de Lewis variant de 10 à 100 et le

nombre de Rayleigh poreux thermique de 100 à 600. Ces corrélations montrent la dépendance du nombre de Nusselt et du nombre de Sherwood avec ces paramètres [47].

Une analyse de la convection double diffusive dans une cavité partiellement poreuse. Les auteurs ont utilisé une seule équation de quantité de mouvement valable dans toute la cavité, ce qui permet d'affranchir du problème, les conditions aux limites hydrodynamiques à l'interface milieu poreux / milieu fluide. L'effet des paramètres gouvernant le problème, tels que la perméabilité, l'épaisseur de la couche poreuse et le rapport de poussée a été mis en évidence. Il a été montré, à partir des profils de vitesse et des coefficients de transfert thermique et massique, que pour une couche poreuse de faible perméabilité, quelle que soit son épaisseur induit une chute abrupte des transferts, et l'écoulement est confiné dans la couche fluide [48].

Dans le cas d'une cavité verticale partiellement remplie par un milieu poreux dont les parois extérieures sont chauffées latéralement et en considérant une source de chaleur interne de flux de chaleur constant nous citons le travail [49] qui ont analysé numériquement le transfert de chaleur en faisant varier le rapport de forme de la cavité, l'épaisseur et la position de la couche poreuse. Une autre étude] concernant le problème de l'instabilité d'écoulement laminaire en convection double diffusive d'un mélange binaire de gaz dans une cavité poreuse rectangulaire incliné a permis d'obtenir une solution numérique basée sur là les différences finies. En l'absence du milieu poreux, un comportement oscillatoire d'écoulement dans l'enceinte est atteint pour un rapport de force de volume égal à l'unité, En présence d'une matrice poreuse, un affaiblissement dans le comportement oscillatoire est observé. Les résultats des effets de l'inverse de nombre de Darcy, de l'angle d'inclinaison de l'enceinte sont illustrés sous forme de lignes de courant, d'isothermes et d'isoconcentrations. En outre, les résultats des nombres de Nusselt et Sherwood moyens sont présentés dans cette étude en considérant les forces de volume thermique et solutale opposées [50].

D'autres approches se rapportant à la convection double diffusion dans une enceinte horizontale ont été analysées dans la littérature, les auteurs ont pris comme modèle une cavité soumise à un gradient de concentration vertical, elle est chauffée différentiellement au niveau de ses parois horizontales ou verticales. Cette approche a comme objectif l'analyse de la stabilité d'un étang de stockage et l'identification de la transition d'une situation stable avec des transferts essentiellement diffusifs vers une situation défavorable (de moindre efficacité) à échange convectif. Cette étude montre qu'il est possible d'obtenir

plusieurs solutions dans la zone de transition et ces solutions dépendent de l'initialisation. Les résultats révèlent aussi, que pour un fluide stratifié, un transfert de chaleur conductif s'installe au dépend de la convection thermique [51].

Des auteurs ont examiné la convection naturelle bidimensionnelle bidiffusive dans une cavité carrée poreuse, partiellement chauffée, la surface supérieure est refroidie à une température constante. Les parois verticales de la matrice poreuse sont soumises à un gradient de concentration horizontal. Les paramètres gouvernants le problème sont le nombre de Rayleigh thermique (Ra = 100 et 200), le nombre de Lewis (Le = 0.1 ; 1 et 10), le rapport des forces de volume ($-10 \leq N \leq 10$) et la position relative de l'élément chauffant avec la ligne médiane verticale de la cavité (δ = 0 et 0.5). L'effet des paramètres gouvernants sur les transferts a été analysé. Les résultats indiquent que l'effet de N sur le comportement dynamique du fluide et les transferts de chaleur et de masse a été trouvé dépendant du type de solution, des nombres de Lewis et de Rayleigh et de la position de la source de chauffage isotherme. L'existence d'écoulement bicellulaire asymétrique est prouvée dans le cas de $\delta = 0.5$. Les transferts de chaleur et de masse dans la cavité poreuse dépendent de la solution considérée, quand des états multiples stables sont possibles. Les solutions bicellulaires réduisent considérablement le transfert de chaleur comparée aux solutions monocellulaires. La multiplicité des solutions disparaît en présence de gradient solutal horizontal quand des conditions critiques sont atteintes [52]. Un travail repose sur le traitement de la convection bidiffusive dans une cavité fermée rempli partiellement avec une couche verticale poreuse saturée par un fluide binaire. La description mathématique du problème est basée sur la formulation des équations de conservations dans un seul domaine. Les résultats numériques montrent l'influence de la couche poreuse sur la structure d'écoulement et le transfert dans la cavité. Cette étude avait pour but l'analyse de l'influence des paramètres gouvernants qui caractérisent la convection à double diffusion. Les transferts de masse et de chaleur sont analysés en fonction de la perméabilité de la couche poreuse avec les forces de buoyancy, qui donnent une amélioration spécifique de la structure d'écoulement et du transfert de chaleur dans la cavité [53].

Les premier travaux traitent de la convection naturelle thermosolutale dans les milieux poreux présentent une anisotrope thermique et /ou hydraulique sont ceux [54-56]. Nous citons également l'étude numérique et analytique concernant le transfert combiné de chaleur et de masse dans un milieu poreux. Ce milieu est globalement homogène et présente une anisotropie thermique. L'équation qui gouverne l'écoulement est celle de

Darcy- Brinkman. Le système d'équations couplées est résolu par la méthode classique des volumes finis. Dans le cas d'écoulements d'origine thermique, l'analyse d'échelle est appliquée pour prédire analytiquement l'évolution du transfert de chaleur et de masse en fonction de l'anisotropie thermique. Les simulations numériques sont présentées pour une cavité carrée en faisant varier une large gamme de paramètres. Les résultats numériques sont analysés en termes de transfert moyen de chaleur et de masse sur les parois verticales de la cavité et montrent l'existence d'un maximum de transfert de masse pour un rapport d'anisotropie critique. Cette situation critique dépend de plusieurs paramètres dont le nombre de Lewis du fluide saturant. Ces résultats sont comparés à ceux prédits par l'analyse d'échelle, dans le cas d'un écoulement en couche limite modèle de Darcy, et une corrélation générale est établie pour le calcul du transfert de masse et de chaleur en fonction des différents paramètres étudié [57].

Une investigation concerne l'analyse numérique de la convection naturelle thermosolutale dans une cavité remplie de liquide où est insérées dedans des couches isotropiques ou anisotropiques poreuses. Des couches identiques poreuses sont attachées aux parois verticales, lesquelles sont tenues à des températures et des concentrations constantes. Les parois horizontales de la cavité sont adiabatiques et imperméables. Une approche des volumes de contrôle finis est utilisée dans ce travail. L'algorithme SIMPLEC est employé pour le couplage de vitesse-pression dans l'équation de mouvement. Le rapport d'aspect de la cavité est égale à deux et le liquide de saturation est l'air (Pr = 0.71). L'analyse est exécutée pour des nombres de Grashof thermique de 10^6 et 10^7 de Schmidt de 7.1 pour différents nombres de Darcy, d'épaisseur de couche poreuse et du rapport de perméabilité. Les résultats sont présentés pour un flux thermique dominant, N = 0 et pour un flux solutale dominant, N=10. L'effet d'anisotropie hydraulique sur le taux de chaleur et le transfert de masse est discuté. Il a été montré que le taux des transferts de chaleur et de masse a une faible dépendance du nombre de Darcy pour les régimes de perméabilité hauts et bas. Pour une certaine gamme de paramètres, le taux de chaleur transféré diminue quand le flux pénètre dans la couche poreuse. De là, il y a une valeur optimum (minimum) du nombre de Nusselt, qui est fonction du paramètre anisotropie. Une corrélation pour là les transferts de chaleur et de masse [58].

Une étude numérique a été réalisée pour analyser l'effet combiné des gradients de température et de concentration sur l'écoulement de la convection naturelle de l'eau froid près de sa densité extrême contenu dans une cavité poreuse. Les équations gouvernantes

sont discrétisées avec la méthode des volumes finis. Les résultats sont discutés pour différentes valeurs de la porosité, du nombre de Darcy et du nombre de Grashof. Les taux des transferts de chaleur et de masse calculés ne sont pas linéaires avec la température de la paroi chaude. Ce comportement non linéaire des taux de transfert de chaleur et de masse est dû à l'effet de la densité maximal. Le transfert de chaleur et de masse augmente avec l'accroissement du nombre de Darcy et la porosité. Il a été observé que la température à la densité maximale a des effets importants sur le transfert de chaleur et de masse, dus à la formation d'une structure bicellulaire. Les résultats montrent aussi que les plus hauts taux de transfert de chaleur et de masse peuvent être obtenus dans un milieu poreux saturé avec l'eau en présence de porosité élevée [59].

La convection naturelle double diffusive entre une couche poreuse saturée et une couche sus-jacente de fluide dans une enceinte, a été étudiée en utilisant le modèle d'écoulement non-Darcien [60]. Les auteurs ont montré que la condition de transition sur l'interface de séparation a un effet significatif sur le champ d'écoulement, les transferts de chaleur et de masse dans une telle enceinte composite. Le modèle de Darcy Brinkman-Forchheimer avec une variation exponentielle de la porosité près de la paroi a été validé avec les études expérimentales disponibles, d'analyse et de calcul par **Al-Farhany et Turan** [61]. Dans plusieurs cas pratiques, une certaine inclinaison de la cavité poreuse a un effet appréciable sur la convection double diffusive ou sur la convection naturelle en présence de deux couches poreuses [62]. La plupart des études menées sur la convection naturelle thermosolutale induite dans des milieux poreux isotropes ou anisotropes saturés par un fluide considèrent des cavités rectangulaires ou carrées ainsi que la plupart des études concernées par la convection double diffusion dans les milieux poreux sont réalisées en deux dimensions alors que dans la pratique la majorité des problèmes sont en tridimensionnels.

CHAPITRE II :

Généralité Sur

Le Transfert Thermique

II.1. Introduction :

Ce chapitre sera consacré à la présentation des généralités sur les différents modes de transferts de chaleur ainsi qu'à la description des différents modèles régissant les lois fondamentales des échanges thermiques.

II.2. Généralités sur le transfert de chaleur :

II.2.1. Définitions :

Le transfert de la chaleur est une science qui étudie la façon dont la chaleur se propage d'une région à une autre sous l'influence d'une différence de température. Lorsque deux corps sont à la même température, ils sont dits en " équilibre thermique ".
Si leurs température est différente, le corps le plus chaud cède de l'énergie au corps le plus froid, et dans ce cas on parle d'un transfert thermique.

II.2.2. Définition de température :

La température représente un paramètre d'état thermodynamique intensif d'un système traduisant à l'échelle macroscopique l'état énergétique de la matière. Dans le cas des solides, elle est due à la vibration des atomes à l'intérieur d'un réseau cristallin ou aux mouvements des électrons pour certains matériaux (métaux). Pour les fluides, elle est déterminée par l'état d'agitation moléculaire. Pratiquement, elle exprime la qualité de chaud ou de froid qu'on peut attribuer à un corps quelconque solide, liquide ou gazeux.

- **Champs de température :**

Un champ des températures est défini mathématiquement par l'équation :

$$T = (\vec{r}, t) \qquad \text{(II.1)}$$

A chaque point p d'un milieu, on peut définir ainsi une température fonction scalaire de la coordonnée du point et du temps.

- **Gradient de température :**

Le gradient de température est un vecteur ayant une grandeur qui détermine la variation de la température dans la direction de la normale commune à deux courbes isothermes voisines, à l'intérieur d'un corps quelconque.

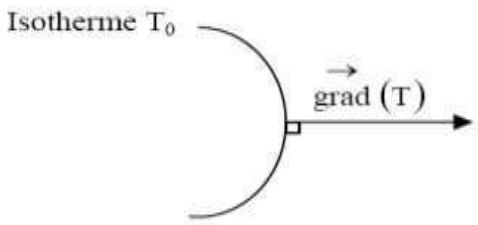


Figure II. I : gradient de température.

L'expression du gradient de température s'exprime comme suit:

$$\overrightarrow{gradT} = \nabla T = \frac{\partial T}{\partial n}\vec{n} \qquad \text{(II.2)}$$

Avec :

n : Vecteur unitaire de la normale

$\frac{\partial T}{\partial n}$: Dérivée de la température le long de la normale.

- **Surface isotherme :**

Une surface isotherme représente le lieu géométrique des points matériels ayant la même température, elle peut être :

- Stationnaire, si elle ne modifie pas ses coordonnées spatiales par rapport au temps.
- Instationnaire, si il elle modifie d'une manière continue sa position par rapport au temps, c'est-à-dire si elle est mobile et déformable.

Les surfaces isothermes ne peuvent pas s'entrecroiser parce qu'aucun point ne peut avoir en même temps deux températures différentes.

- **Energie-Chaleur :**

L'énergie-chaleur représente une forme d'interaction énergétique entre un système thermodynamique et son milieu extérieur, traduite par la variation de la température du système. Elle se produit sans modifier les frontières du système, c'est-à-dire sans travail mécanique. La chaleur échangée par un système qui évolue entre deux états d'équilibre et son milieu extérieur, à une dépendance proportionnelle à la masse *m* du système, à la différence de température $T_2 - T_1$ entre les deux états et à la chaleur massique spécifique moyenne *c* de l'évolution. On peut écrire à cet effet [63]:

$$\varphi_{12} = mc(T_2 - T_1) \qquad \text{(II.3)}$$

- **Flux thermique total :**

Le flux thermique total représente la chaleur transférée à travers une surface donnée par unité de temps [63]:

$$\Phi = \frac{\partial \varphi}{\partial t} \quad [J/s] = W \tag{II.4}$$

- **Flux thermique surfacique**

Le flux thermique surfacique représente le flux thermique total rapporté à l'unité de surface ou la chaleur transférée dans une unité de temps par l'unité de surface [63].

$$q = \frac{d\Phi}{dS} \quad [W/m^2] \tag{II.5}$$

II.3. Différents mode de transfert de chaleur :

La théorie des échanges thermiques a pour objet l'étude de la propagation de la chaleur. Cette propagation se présente sous trois formes fondamentales qui sont la conduction, la convection et le rayonnement.

- Soit par interaction directe avec des particules voisines (choc de molécule par exemple), ce qui correspond à la conduction.
- Soit par absorption ou émission de radiation électromagnétique, ce qui correspond au rayonnement.
- Enfin dans le cas d'un gaz ou d'un liquide, on considère également à l'échelle macroscopique, les échanges résultant du mélange des diverses parties d'un fluide à des températures différentes, comme un mode de transfert de chaleur appelé convection.

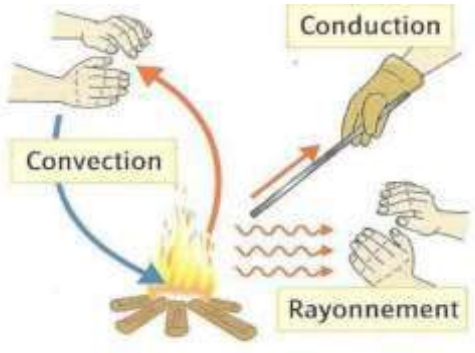


Figure II.2 : les trois modes de transfert de chaleur

II.3.1.Transfert de chaleur par conduction :

La conduction représente le processus de propagation de la chaleur par le contact direct entre les particules d'un corps ou entre des corps ayant des niveaux énergétiques, donc des températures, différents suite au mouvement de ces particules élémentaires. Dans le cas des gaz, le transfert thermique par conduction est le résultat de la diffusion moléculaire, et dans les liquides et les solides diélectriques, il a lieu à l'aide des ondes élastique. Pour les métaux, la conduction est déterminée essentiellement par la diffusion des électrons libres des zones plus chaudes vers les zones plus froides. Dans n'importe quel milieu, ce mode de transfert tend à uniformiser la répartition d'énergie cinétique des particules constituantes dans la masse du corps.

Le mode de transfert thermique par conduction demeure présent dans beaucoup des applications techniques que ce soit dans des corps solides, dans des liquides et des gaz, et qui peut se manifester séparément ou en combinaison avec d'autres modes de transfert. On peut citer quelques applications typiques qui utilisent la conduction comme mode de transfert thermique à savoir : le transfert de chaleur par des parois de bâtiments, des conduites qui transportent des différents agents chauds ou froids, la congélation du sol pendant l'hiver, etc.… [63]

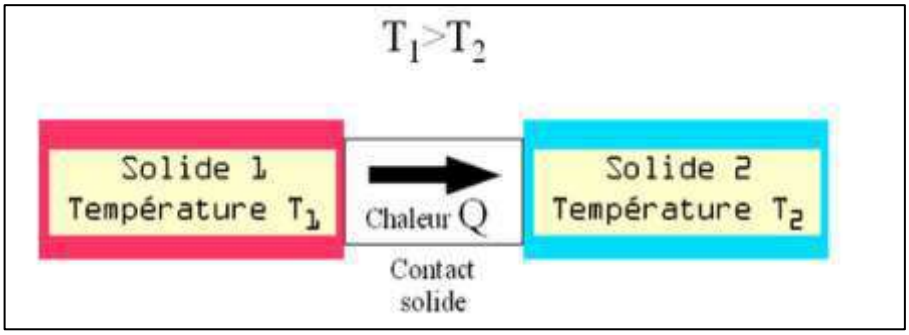


Figure II.3 : représentation schématique du transfert thermique par conduction.

II.3.2.Transfert de chaleur par convection :

La convection est un phénomène se référé au transfert thermique qui a lieu entre une surface solide et un fluide (liquides ou gaz) en mouvement. La convection est le processus de transfert thermique déterminé par le mouvement des particules élémentaires d'un fluide entre des zones ayant des températures différentes. Ce mouvement entraine un mélange intense des particules fluides, qui échangent de l'énergie (chaleur) entre elles. Compte tenu

des forces qui produisent le mouvement de fluide, on a deux types de convection : la convection forcée et la convection naturelle.

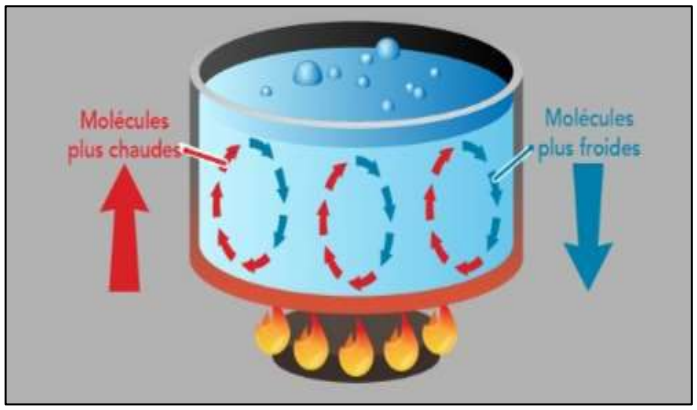


Figure II.4 : phénomène de convection

II.3.3.Transfert de chaleur par rayonnement :

Le phénomène du rayonnement thermique constitue une forme particulière du transfert thermique dans laquelle le porteur d'énergie n'est plus représenté par des particules de substance, mais par des ondes électromagnétiques ayant à l'origine l'agitation atomique à la surface d'un corps. Le mécanisme de rayonnement est créé par l'émission et l'absorption des ondes électromagnétiques porteuses d'énergie et par la transformation de celle-ci en chaleur avec le changement d'état énergétique des corps qui la retiennent.

Le rayonnement thermique n'exige pas un support matériel, il peut se produire même dans le vide. L'effet du rayonnement thermique se manifeste d'avantage à des températures élevées. Le transfert de chaleur par rayonnement est présent dans la nature comme dans les applications technologiques, on peut citer à titre d'exemple : le rayonnement solaire, le chauffage des pièces métalliques dans les fours pour les soumettre à des traitements thermiques, etc.…. [63].

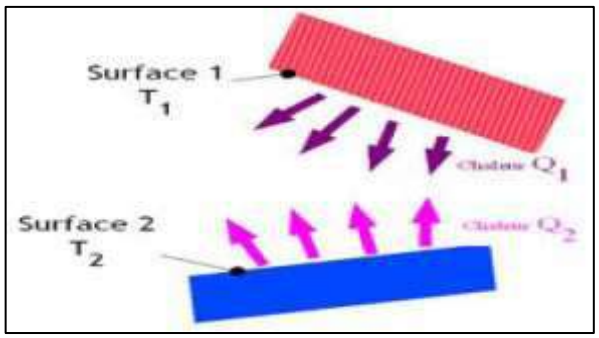


Figure II.5 : Représentation schématique du transfert thermique par radiation.

II.4.Les différents types de convection :

II.4.1.la convection naturelle :

La convection naturelle, appelée aussi convection libre, est la forme d'échange thermique convectif la plus couramment observée dans la nature. Le mouvement du fluide est la résultat d'une variation de la masse volumique du fluide sous l'effet de l'augmentation de sa température , l'aire chaud plus léger , tend alors à avoir un mouvement ascendant, alors que l'aire froid plus lourd descend ce mécanisme se produit dans des situations très diverses à savoir : Le chauffage d'une maison (cas d'un radiateur) ; Formation de courants océaniques ; Formation des vents dans l'atmosphère…etc.



Figure. II.6 : Transfert par convection naturelle [64].

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' impose**.**

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

$$\vec{B} = -\Delta\rho\vec{g} \qquad \text{(II.6)}$$

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

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

$\vec{g}$ **:** 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**.** [65-70]

Grace à cet écart de température en distingue deux approximations des équations de la convection : l'approximation de Boussinesq et l'approximation de faible Mach.

A. L'approximation de Boussinesq :

En 1903, à l'époque même ou 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. [71]

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

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

$$\rho = \rho_0\left[1-\beta\left(T-T_0\right)\right] \tag{II.7}$$

Avec

$$\beta = -\frac{1}{\rho_0} = \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)p \tag{II.8}$$

Où T_0 : représente la température de référence.

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

L'approximation repose alors sur l'incompressibilité $\left(\frac{\partial P}{\partial T}=0\right)$ où les premiers points énonces 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 $div\ V = 0$. [67, 68, 72].

A. L'approximation de faible Mach :

Lorsque l'écart de température devient important l'approximation de Boussinesq pour les écoulements de convection naturelle devient inadéquate.

La modélisation faible nombre de Mach est introduite pour traiter les écoulements compressibles à faible vitesse, ce régime est décrit par une vitesse caractéristique de l'écoulement très faible devant la célérité du son **c** [73]**.** Le nombre de Mach, définit par le rapport $Ma = \frac{v}{c}$, sera par conséquent, très petit devant un. Ainsi, les effets des ondes acoustiques sont filtrés du champ de l'écoulement [74]**.**

c: est la vitesse de propagation de l'onde de pression infinitésimale dans le fluide.

La résolution des équations de Navier-Stokes en compressible se heurte à des problèmes numériques importants.

Cette approximation, en filtrant les ondes sonores, permet d'utiliser des méthodes numériques couramment utilisées pour les écoulements incompressibles.

II.4.2.La convection forcée :

Le phénomène de convection forcée apparaît quand le mouvement du fluide est généré par un mécanisme externe au système (pompe, ventilateur,…). En convection forcée proprement dite, la poussée d'Archimède est négligeable devant les forces servant à mettre le fluide en mouvement ; C'est le cas, par exemple, du refroidissement des moteurs à combustion interne : la pompe à eau pousse le liquide de refroidissement à travers le moteur, puis dans l'échangeur.

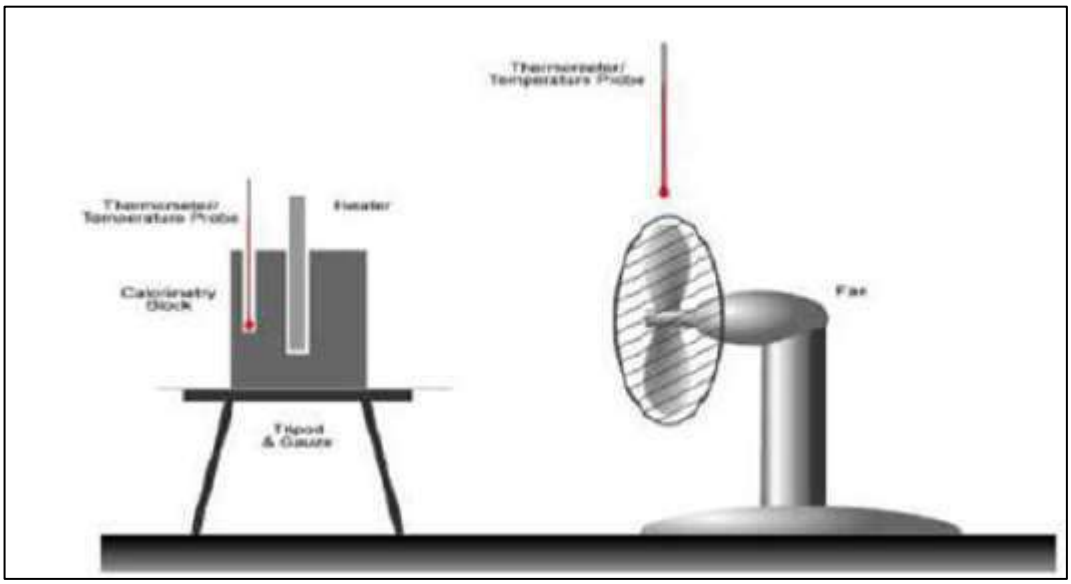


Figure. II.7 : Transfert par convection forcée [64].

II.4.3. La convection mixte :

La convection est dite mixte si les deux convections naturelle et forcée sont combinées, c'est-à-dire, Il existe, comme mentionné précédemment, une cause externe au mouvement du fluide, mais insuffisante pour que la poussée d'Archimède puisse être négligée (régime de transition entre la convection libre et la convection forcée). C'est le cas des transferts de chaleur dans un habitacle d'automobile : l'air est soufflé dans l'habitacle par un ventilateur, mais la poussée d'Archimède n'est pas pour autant négligeable, surtout lorsqu'on se place loin des entrées d'air. Pour une même surface d'échange et un même écart de température, la valeur de l'échange thermique est notablement améliorée dans le deuxième cas.
La convection mixte est caractérisée par un nombre adimensionnel appelé nombre de Richardson, qui s'exprime par :

$$Ri = \frac{Gr}{\mathrm{Re}^2} \qquad \text{(II.9)}$$

Les valeurs du nombre de Richardson délimitent le mode du transfert dominant dans le système objet de l'étude. Lorsque ce nombre prend des valeurs suffisamment faibles, c'est la convection forcé qui domine et pour des valeurs élevées de Ri ce sont les effets de la convection naturelle qui prévalent.

II.5.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.

II.6.Les lois fondamentales du transfert thermique :

II.6.1.Loi fondamentale de la conduction (loi de J.Fourier) :

La loi fondamentale de la transmission de la chaleur par conduction, a été proposée par le mathématicien et physicien Français, ***Jean Baptiste 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 [75].

$$\Phi = \frac{d\varphi}{dt} = -\lambda S \Delta T \qquad \text{(II.10)}$$

Avec

Φ : Flux thermique (W).

φ : Energie (J).

λ : Conductivité thermique (W/m/k). Les coefficients de conductivité sont des propriétés physiques intrinsèques des matériaux.

La conductivité thermique dépend de la nature du corps considéré et dépend généralement de la température. Elle traduit la capacité d'un matériau à transporter la chaleur par conduction.

S : surface perpendiculaire au flux thermique (m²).

T : Température (K).

Le signe '-' intervenant dans cette loi traduit le fait que le flux de chaleur circule des zones Chaudes vers les zones froides (dans le sens opposé au gradient de température).

II.6.2.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.

$$\Phi = h.S.\left(T_p - T_f\right) \qquad \text{(II.11)}$$

$$h = \frac{K_{fluide}}{\delta}$$

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]

T_p : Température de la paroi [K]

T_f : Température du fluide [K]

II.6.3.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)**.

$$\Phi_{émis} = \varepsilon.\sigma.S.T^2 \tag{II.12}$$

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.7.Nombres adimensionnels :

II.7.1.Nombre de Grashof :

Le nombre de Grashof caractérise le rapport des effets thermiques de convection naturelle aux effets visqueux [76].

$$G_r = \frac{forcesdeflotabilité}{foresvisqueuses} = \frac{g.\beta.\Delta T.H^3}{\nu^2} \tag{II.13}$$

Avec :

g : accélération de pesanteur.

ν : La viscosité cinématique.

H : la dimension caractéristique de la géométrie étudié.

$\Delta T = (T - T_{ref})$: Ecart entre la température de la paroi, et la température de fluide à une distance éloignée de la paroi

β : Coefficient de dilatation thermique a pression constante, définie par :

$$\beta = -\frac{1}{P}\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_P \tag{II.14}$$

Et pour un gaz parfait : $\beta = \frac{1}{T}$

Ce nombre indique la nature du régime d'écoulement en convection naturelle, qu'il soit laminaire ou turbulent. On définit souvent une valeur critique caractéristique définissant ainsi la limite de chaque régime.

Si Gr <Grc le régime est dit laminaire.
Gr >Grc Le régime est dit turbulent.

II.7.2.Nombre de Prandtl :

Il représente le rapport entre la dissipation visqueuse et la diffusivité thermique. C'est donc une espèce de mesure d'efficacité du transport par diffusion à l'intérieur des couches limites fluides et thermique.

Donc, ce nombre est entièrement caractéristique des propriétés physico-chimiques diffusionn elles du fluide considéré.

$$p_r = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{C_p.\mu}{\lambda} \qquad \text{(II.15)}$$

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 ($w.m^{-1}.K^{-1}$).

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

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \qquad \text{(II.16)}$$

ρ : Masse volumique du fluide ($Kg.m^{-3}$).

α : La diffusivité thermique ($m^2.S^{-1}$).

$$\alpha = \frac{\lambda}{C_p.\rho} \qquad \text{(II.17)}$$

II.7.3.Nombre de Rayleigh :

Le nombre de Rayleigh est obtenu en multipliant les expressions de nombre de Grashof et du nombre de Prandtl, il est souvent plus pertinent que le nombre de Grashof pour caractériser la convection naturelle [76].

$$R_a = G_r.P_r = \frac{g.\beta.\Delta T.H^3}{\nu.\alpha} \quad \text{(II.18)}$$

En fonction de nombre de Rayleigh, on peut définir différents régimes du transfert de chaleur en convection naturelle.

$R_a < 10^3$ **:** Convection négligeable ; le transfert a lieu essentiellement par conduction.

$10^3 < R_a < 10^9$: Le transfert a lieu en régime de convection libre laminaire.

$R_a > 10^9$: Le transfert a lieu en régime de convection libre turbulente.

II.7.4.Nombre de Reynolds :

Ce nombre exprime le rapport entre les forces d'inertie et les forces visqueuses. Il est caractéristique de la nature de l'écoulement et il définit par l'équation :

$$R_e = \frac{\rho.U.D}{\mu} \quad \text{(II.19)}$$

ρ : Masse volumique du fluide [kg/ m^3].

U : vitesse moyenne du fluide [m/s].

D : Plus petite dimension géométrique du problème [m].

μ : viscosité dynamique du fluide [Pa.s].

II.7.5.Nombre de Nusselt :

C'est le rapport de la résistance thermique de convection par la résistance thermique de conduction. Il caractérise le type de transfert de chaleur.

Il peut s'écrire :

$$Nu = \frac{h.L}{\lambda} \quad \text{(II.20)}$$

L : La longueur caractéristique du corps à partir duquel la chaleur se transmet [m],

h :Coefficient d'échange convectif en [W/m².K],

λ : Conductivité thermique du fluide en [W/m.K].

II.7.6 .Nombre de Richardson :

Il sert à déterminer la prédominance d'un des modes convectifs vis à vis de l'autre. Le nombre de Richardson mesure l'importance relative des forces de poussée d'Archimède (g.β.ΔT) aux forces d'inertie relatives à la convection forcée.

$$Ri = \frac{Gr}{\mathrm{Re}^2} \qquad \text{(II.21)}$$

Si Ri ≫ 1 : La convection naturelle domine.

Si Ri ≪ 1 : La convection forcée domine.

Si Ri ≈ 1: La convection est dite mixte.

II.8 .Régimes d'écoulements :

II.8.1.Régime laminaire :

On dit que l'écoulement est laminaire lorsque la vitesse des particules est faible et que les lignes de courant sont régulières, parallèles aux parois du contenant. Le profil de vitesse se répartit de manière hyperbolique dans la section du conduit. Dans cette configuration, les forces visqueuses de cisaillement sont supérieures aux forces de frottement. Les calculs de conservation de l'énergie peuvent être traités par le théorème de Bernouilli adapté à l'étude de tels écoulements. Pour un écoulement laminaire le nombre de Reynolds est :

$Re < 2000$.

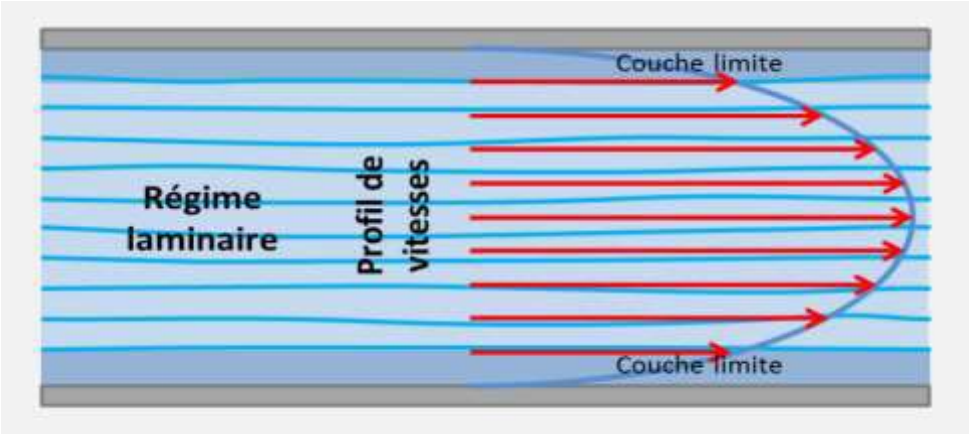


Figure II.8 : Profil de vitesses en régime laminaire.

II.8.2 .Régime transitoire :

Un régime d'écoulement est dit transitoire quand il n'a pas encore atteint un état stable, permanent. Un régime transitoire peut apparaître lors d'une modification d'un système, quand l'eau passe par des stades de pressions et de dépressions engendrant des phénomènes d'instabilités. Si les écoulements permanents sont pris en compte dans des formules établies, il en est autrement pour les régimes transitoires. La part d'incertitude est prise en compte, le cas échéant, par des coefficients de sécurité. Pour un écoulement transitoire le nombre de Reynolds est : 2000 <*Re*< 3000.

II.8.3 .Régime turbulent :

Un écoulement est turbulent lorsque les directions des particules se déplacent en tourbillons, dont la taille, la localisation et l'orientation varient constamment, de manière désordonnée. Ils apparaissent lorsque la vitesse est importante par rapport aux forces de viscosité. Les écoulements turbulents restent difficilement prévisibles du fait de leurs variations de lieu et de temps et beaucoup plus difficiles à traiter par le calcul, mais la dissipation des énergies génère finalement un profil des vitesses plutôt régulier. Dans cette configuration, la vitesse décroit de manière brutale au plus près des parois. Pour un écoulement turbulent le nombre de Reynolds est : *Re*> 3000.

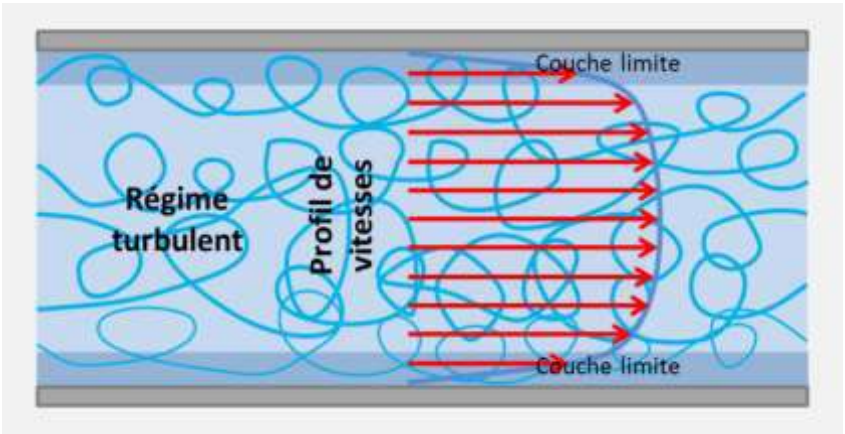


Figure II.9 : Profil de vitesses en régime turbulent.

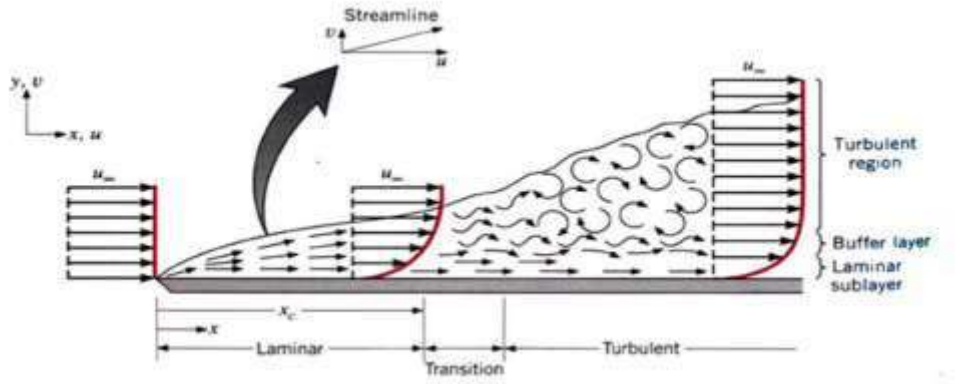


Figure II.10 : Développement de l'écoulement d'un fluide sur une plaque plane, trois régimes d'écoulement sont visibles : laminaire, transitoire, et turbulent

II.9 .Classifications des fluides :

Le fluide peut être considéré comme étant un milieu matériel continu, déformable, sans rigidité et qui peut s'écouler .le fluide est un corps sans forme propre qui prend la forme du récipient le contient.

Les fluides peuvent aussi se classer en deux familles relativement par leur viscosité.
La viscosité est une de leur caractéristique physico-chimique qui sera définit le frottement interne des fluides. Les fluides peuvent être classés en deux grandes familles : La famille des fluides "newtoniens" et celle des fluides "non newtoniens".

II.9.1 .fluide newtonien :

Un fluide newtonien est un fluide dont la viscosité ne dépend pas des contraintes qui lui sont appliquées. Autrement dit sa viscosité ne varie pas quand on agite le fluide. Elle peut néanmoins dépendre d'autres facteurs tels que la température. Plus le fluide est chaud moins celui-ci est visqueux, car les molécules sont plus agitées et par conséquent les liaisons entres elles sont moins fortes. A l'inverse plus le fluide est froid, plus il se solidifie, car ses molécules se figent et leur liaisons sont donc plus fortes.
La viscosité du fluide newtonien sera donc constante quelques soient les contraintes exercées. Fluides newtoniens qui seront classés comme suit.

II.9.1.1.Fluide parfait :

En mécanique des fluides, un fluide est dit parfait s'il est possible de décrire son mouvement sans prendre en compte les effets de frottement.

II.9.1.2.Fluide réel :

Contrairement à un fluide parfait, dans un fluide réel les forces tangentielles de frottement interne qui s'opposent au glissement relatif des couches fluides sont prises en considération. Ce phénomène de frottement visqueux apparaît lors du mouvement du fluide.

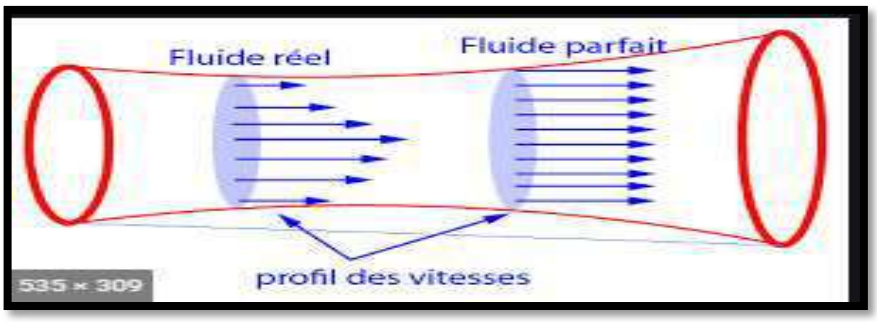


Figure II.11 : le profil des vitesses

- **Fluide incompressible :**

Un fluide est dit incompressible lorsque le volume occupé par une masse donné ne varie pas en fonction de la pression extérieure.

- **Fluide compressible :**

Un fluide est dit compressible lorsque le volume occupé par une masse donnée varie en fonction de la pression extérieure. Les gaz sont des fluides compressibles.

Des exemples de fluides newtoniens : l'eau, le miel, le sirop de sucre de canne...



Figure II.12 : Fluide newtonien (le miel)



Figure II.13 : Fluide newtonien (l'eau)



Figure II.14 : Fluide newtonien (le sirop de sucre de canne)



Figure II.15 : classification de fluide newtonien

II.9.2.Fluides non-newtoniens :

Un fluide non-newtonien c'est la viscosité ne dépend pas seulement de la température mais aussi d'une contrainte appelée contrainte de cisaillement. La viscosité dépend aussi, chez certains types de fluides non newtoniens, de la durée pendant laquelle cette contrainte est appliquée.

La viscosité des fluides non-newtoniens n'est pas forcément constante, elle dépend aussi de la contrainte de cisaillement exercée.

Des exemples de fluides non newtonien

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

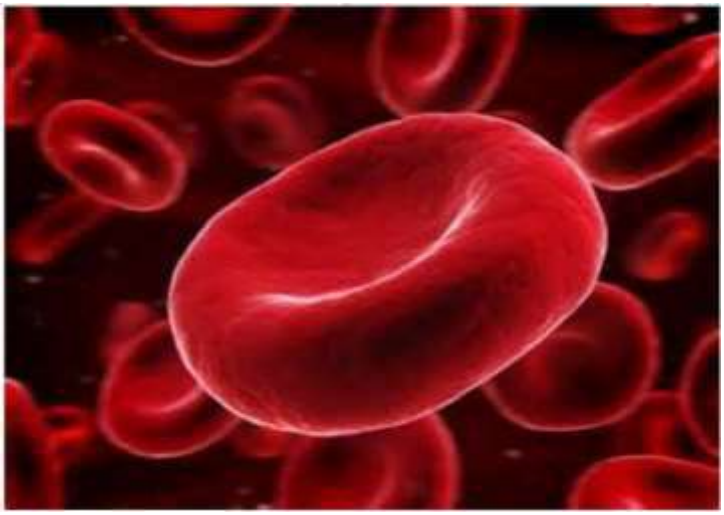


Figure II.16 : Fluide non newtonien(le sang)

II.10.Les coefficients d'échange :

Il est nécessaire de déterminer les coefficients de transfert de chaleur qui sont généralement fonction des températures des différents milieux de notre modèle [77]. La densité de flux de chaleur est exprimée par la relation :

$$\varphi_{x-i,j} = q_{x-i,j} / S = h_{x_i,j}.(T_j - T_i) \quad (w.m^{-2}) \tag{II.22}$$

$q_{x-i,j}$: L'intensité du transfert thermique entre deux fluides dans un échangeur suit la loi de Fourier [78] :

$$q_{x-i,j} = h_{x-i,j}.S.F.\Delta T \tag{II.23}$$

F=1 pour un échangeur à contre-courant parfait

II.10.1.Les coefficients d'échange par conduction :

Considérons un solide de conductivité thermique'' λ '', d'épaisseur '' e '' dans les faces sont maintenue aux températures '' T_1 '' et '' T_2 ''. La densité du flux de chaleur entre les isothermes '' T_1 '' et '' T_2 '' vérifie la loi de Fourier et s'écrit [77] :

$$\varphi_{cond-1,2} = \frac{\lambda}{e}.(T_1 - T_2) = h_{cond-1,2}.(T_1 - T_2) \tag{II.24}$$

$$\varphi_{cond-1,2} = \frac{\lambda}{e_{pi}} \quad (W.m^{-2}.K^{-1}) \tag{II.25}$$

II.10.2.Les coefficients d'échange par convection naturelle :

La valeur du coefficient de transfert de chaleur par convection naturelle entre une paroi et le fluide qui circule en son voisinage est, en règle générale, déduite du nombre de Nusselt [79 ,80].

$$Nu = \frac{h_{conv-i,j}.L}{\lambda} \tag{II.26}$$

$$\text{Avec : } Nu = a.(Gr.\Pr)^n \tag{II.27}$$

Gr est le nombre de Grashof thermique qui s'exprime par la relation :

$$Gr = \frac{g.\beta.L^3.\Delta T}{\nu^2} \tag{II.28}$$

Pr nombre de Prandtl défini par :

$$\Pr = \frac{\rho.v.C_P}{\lambda} \tag{II.29}$$

Si la convection est laminaire $Gr.\Pr\langle 1$ et donc n = 1/4

Si la convection est turbulente $Gr.\Pr\rangle 1$ et donc n = 1/3

II.10.2.1.Convection Forcée externe :

Pour la plaque plane de température uniforme de longueur L en régime laminaire de vitesse V, nous allons voir dans la suite du cours où les notations seront définies : en régime laminaire [78]:

$$h = Nu(\lambda/L) \quad \text{Avec} \quad Nu = 0{,}664\,\Pr^{1/3}\,R_L{}^{1/2} \tag{II.30}$$

En régime turbulent ($\mathrm{Re}\rangle 10^4$) :

$$h = Nu(\lambda/L) \text{ Avec} \quad Nu = 0{,}036\,\Pr^{1/3}\,R_L{}^{4/5} \tag{II.31}$$

II.10.2.2.Convection Forcée interne :

Pour un tube de température uniforme de diamètre D en régime laminaire de vitesse V, nous allons voir dans la suite du cours où les notations seront définies: en régime laminaire [78]:

$$h = Nu(\lambda/L) \quad \text{Avec} \quad Nu = 3{,}66 \tag{II.32}$$

En régime turbulent ($\mathrm{Re}\rangle 10^3$) :

$$h = Nu(\lambda/L) \text{ Avec} \quad Nu = 0{,}023.\Pr^{1/3}.R_L{}^{4/5} \tag{II.33}$$

II.10.3.Les coefficients d'échange par rayonnement :

Afin de tenir compte des propriétés optiques et géométriques des surfaces considérées, il est possible d'utiliser le facteur de forme '' $F'_{1\to 2}$ '' défini par l'expression [79] :

$$F'_{1\to 2} = [\frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F'_{1\to 2}} + \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2} * \frac{S_1}{S_2}]^{-1} \tag{II.34}$$

Le flux radiatif net $q_{r,1\to2}$, entre les surfaces ‘’1’’ et ‘’2’’ de températures respectives ‘’T_1’’ et‘’ T_2’’, Est donné par :

$$\varphi_{r,1\to2} = s_1 * F'_{1\to2} * \sigma(T_1^4 - T_2^4) \tag{II.35}$$

σ : Constante de Stefan-Boltzmann $\sigma = 5{,}67.10^{-8} W.m^{-2}.K^{-4}$ [79].

La densité surfacique du flux radiatif au niveau de la surface d’indice 1 s’écrit :

$$\varphi_{r,1\to2} = \frac{q_{r,1\to2}}{S_1} = F'_{1\to2} * \sigma * (T_1^4 - T_2^4) \tag{II.36}$$

Sous forme linéarisée $q_{r,1\to2}$, s’écrit :

$$\varphi_{r,1\to2} = h_{r,1\to2} * (T_1 - T_2) \tag{II.37}$$

En égalant les deux relations précédentes, et en tenant compte de la relation (II.36), l'expression générale du coefficient de transfert radiatif entre deux surfaces d'indice 1 et 2 s'écrit [79] :

$$h_{r,1\to2} = \frac{\sigma * (T_1^2 - T_2^2) * (T_1 - T_2)}{\frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{1\to2}} + \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2} * \frac{S_1}{S_2}} \tag{II.38}$$

II.11.Les propriétés physiques du fluide :

II.11.1. Conductivité thermique λ :

La conductivité thermique est le flux de chaleur traversant un matériau d’épaisseur un mètre, pour une différence de température d’un Kelvin entre les deux faces entrante et sortante. Elle exprime en W.$m^{-1}.K^{-1}$, sa valeur permet de quantifier le pouvoir du matériau à conduire la chaleur (en termes d’amplitude) [81].

II.11.2.La masse volumique ρ :

ρ La masse volumique d'un matériau est égale au rapport entre la masse de celui-ci et le volume qu'il occupe. La masse volumique s'exprime en kg/m^3 [82].

$$\rho = \frac{m(kg)}{V(m^3)} \tag{II.39}$$

II.11.3.Chaleur spécifiqueC_P :

La chaleur spécifique Cp d'un corps (ou capacité thermique massique) est la quantité d'énergie à apporter pour élever d'un kelvin la température de l'unité de masse du corps. L'unité légale est donc le joule par kilogramme-kelvin (J.$kg^{-1}.K^{-1}$)[83].

$$C_p = \frac{Q}{m.\Delta T} \tag{II.40}$$

II.11.4.L'émissivité ε :

L'émissivité d'un matériau (d'une surface) renseigne sur son aptitude à émettre un rayonnement. Elle s'exprime sous la forme du rapport entre la quantité d'énergie émise par la surface (luminance L) et l'énergie émise par un corps noir (luminance porté à la même température [84].

$$\varepsilon = \frac{L}{L_0} \tag{II.41}$$

II.11.5.Viscosité dynamique :

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.

$$F = \mu.S\frac{\Delta V}{\Delta Z} \tag{II.42}$$

Où :

F : force de glissement entre les couches en (N),

μ : Viscosité dynamique en (kg/m.s),

S : surface de contact entre deux couches en (m^2),

ΔV : Écart de vitesse entre deux couches en (m/s),

ΔZ : Distance entre deux couches en (m).

Remarque : Dans le système international (SI), l'unité de la viscosité dynamique est le Pascal seconde (Pa·s) ou Poiseuille (Pl) : 1 Pa·s = 1 Pl = 1 kg/m·s

II.11.6.Le coefficient d'absorption α :

Le coefficient d'absorption ou absorptivité est une quantité locale définie à partir de la dérivée de l'absorbance A par rapport au chemin optique L parcouru par un rayonnement électromagnétique dans un milieu donné [84].

Le tableau II.1 nous donne quelques valeurs de '' **α**'' en fonction de la vitesse de l'air [85] :

Vitesse (m/s)	0-0.2	0.2-0.6	0.6-0.7
α	0.5	0.6	0.7

Tableau II.1 : Valeurs de α en fonction de la vitesse d'air.

II.12.Modélisation Mathématique :

Présenter la formulation mathématique du problème du transfert thermique dans une cavité. Les équations aux dérivées partielles, basées sur les principes de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie, décrivant le phénomène physique avec les conditions aux limites appropriées, seront présentées sous leurs formes tridimensionnelles.

II.12.1. Hypothèses simplificatrices :

Pour poser le modèle mathématique décrivant le phénomène physique, certaines hypothèses s'imposent du fait du caractère couplé et fortement non linéaires de ces équations. On admet ainsi que :

- ✓ Les transferts de chaleur par rayonnement et de masse sont négligeables.
- ✓ Le fluide est Newtonien et incompressible.
- ✓ L'écoulement d'aire et le transfert de chaleur sont des types tridimensionnels.
- ✓ L'écoulement laminaire permanent.

II.12.2.Equation gouvernantes :

En tenant compte des hypothèses simplificatrices, Les équations suivantes décrivent le phénomène de transfert thermique dans une cavité contient un obstacle .Le système d'équations aux dérivées partielles est composé de l'équation de continuité, des équations de la quantité de mouvement et de l'équation d'énergie. Elles s'expriment en coordonnées cartésiennes, comme suit :

II.12.2.1.Equation de continuité :

En appliquant le principe de conservation de masse. L'expression de l'équation de continuité en cordonnée cartésienne est la suivante :

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z}=0 \tag{II.43}$$

Ou : u, ν et w représentent les composantes longitudinale et transversale de la vitesse.

II.12.2.2.Equations de la quantité de mouvement :

L'expression mathématique des équations de conservation de la quantité de mouvement en coordonnées cartésiennes. 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 à trois coordonnées cartésiennes, le système d'équations s'écrit sous la forme :

$$\frac{\partial p}{\partial t}+\frac{\partial(pu)}{\partial x}+\frac{\partial(pv)}{\partial y}+\frac{\partial(pw)}{\partial z}=0 \tag{II.44}$$

- **L'équation de mouvement suivant la direction x :**

$$\frac{\partial u}{\partial t}+U\frac{\partial u}{\partial x}+V\frac{\partial u}{\partial y}+W\frac{\partial u}{\partial z}=-\frac{1}{p}\frac{\partial P}{\partial x}+\frac{\mu}{\rho}(\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial u}{\partial y})+f(x) \tag{II.45}$$

- **L'équation de mouvement suivant la direction y :**

$$\frac{\partial v}{\partial t}+U\frac{\partial v}{\partial x}+V\frac{\partial v}{\partial y}+W\frac{\partial w}{\partial z}=-\frac{1}{p}\frac{\partial P}{\partial y}+\frac{\mu}{\rho}(\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial u}{\partial y})+f(y) \tag{II.46}$$

- **L'équation de mouvement suivant la direction z :**

$$\frac{\partial w}{\partial t}+U\frac{\partial w}{\partial x}+V\frac{\partial w}{\partial y}+W\frac{\partial w}{\partial z}=-\frac{1}{p}\frac{\partial P}{\partial z}+\frac{\mu}{\rho}(\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y})+f(z) \tag{II.47}$$

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

Précédentes deviennent :

$$\frac{\partial(pu)}{\partial x}+\frac{\partial(pv)}{\partial y}+\frac{\partial(pw)}{\partial z}=0 \tag{II.48}$$

$$U\frac{\partial u}{\partial x}+V\frac{\partial u}{\partial y}+W\frac{\partial u}{\partial z}=-\frac{1}{p}\frac{\partial P}{\partial x}+V(\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial u}{\partial y})+f(x) \quad \text{(II.49)}$$

$$U\frac{\partial u}{\partial x}+V\frac{\partial v}{\partial y}+W\frac{\partial w}{\partial z}=-\frac{1}{p}\frac{\partial P}{\partial x}+V(\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y})+f(y) \quad \text{(II.50)}$$

$$U\frac{\partial w}{\partial x}+V\frac{\partial w}{\partial y}+W\frac{\partial w}{\partial z}=-\frac{1}{p}\frac{\partial P}{\partial x}+V(\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y})+f(z) \quad \text{(II.51)}$$

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

II.12.2.3.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.12.2.3.1.Equation d'énergie en fonction de l'énergie interne :

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

$$U\frac{\partial e}{\partial x}+V\frac{\partial e}{\partial y}+W\frac{\partial e}{\partial z}=-\frac{1}{\rho}(\frac{\partial q}{\partial x}+\frac{\partial q}{\partial y}+\frac{\partial q}{\partial z})+\frac{P}{\rho}(\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z})+\frac{\Phi}{p} \quad \text{(II.52)}$$

Ou : q est la densité du flux de chaleur (w/m^2), 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 :

$$\Phi=2\mu(\frac{\partial u}{\partial x})^2+2\mu(\frac{\partial v}{\partial y})^2+2\mu(\frac{\partial w}{\partial z})^2+\mu(\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z})^2+(\beta-\frac{2}{3}\mu)+(\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial z})^2 \quad \text{(II.53)}$$

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

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

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

$$q_z=-k\frac{\partial T}{\partial z}$$

Si les différents de température ne sont pas importants, la conductivité peut être considérée uniforme pour un écoulement à faible vitesse.

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

$$U\frac{\partial T}{\partial x}+V\frac{\partial T}{\partial y}+W\frac{\partial T}{\partial z}=\alpha(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}) \quad \text{(II.53)}$$

Où :

$\alpha=\dfrac{k}{\rho.C_p}$ Diffusivité thermique.

k : Conductivité thermique.

C_p : Chaleur spécifique à pression constante.

II.13.Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons présenté des généralités sur le transfert de chaleur ou nous avons traité les transferts convectifs dans tous ces types. Et donner quelque propriétés physique de fluide .Aussi, nous avons exposés les équations des Mathématique

CHAPITRE III :

Simulation Numérique

III .1.Introduction :

Nous avons besoin de connaitre le modèle physique du modèle mathématique pour résoudre un problème physique. Pour la résolution analytique des équations différentielles partielles (E.D.P) qui régissent le type d'écoulement ont utilisée Des différentes méthodes numériques.

Les méthodes numériques le plus utilisée c'est : la méthode des différences finies, la méthode des éléments finis et la méthode des volumes finis ; Ces méthodes transfèrement les équations différentielles à 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 numériques :

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 éléments finis
- ✓ la méthode des volumes finis

III.2.1.Méthode des différences finies :

En analyse numérique, La méthode des différences finis est une technique utilise pour faire des solutions approchées d'équations aux dérivées partielles qui consiste à résoudre un système de relations (schéma numérique). Il 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 éléments finis :

La méthode des éléments finis consiste à utiliser une approximation simple pour transformer les équations aux dérivées partielles en équations algébriques concernant un nombre limité de variables et c'est une la méthode le plus commun parce qu'il facile de programme. Les techniques des éléments finis ont été initialement développées pour des

Problèmes structurels ; mais ils ont aussi utilisé dans les problèmes de terrain. Le solide est décomposé en éléments de forme géométrique simple ayant des côtés communs et dont les sommets ou nœuds sont les points d'articulation de plusieurs éléments entre eux.

Ces nœuds seront les points d'application des forces intérieures ou extérieures. Le maillage c'est une méthode utiliser pour décomposé les éléments ; et le bon maillage doit faciliter les opérations Prévues par un programme d'ordinateur ; mais il faut numérote les éléments et les nœuds.

Leur Avantages c'est de faire le traitement possible pour les géométriques complexes ; détermine, détermination plus naturelle des conditions aux limites, possibilité de démonstrations mathématiques de convergence.

Leur Inconvénients : complexité de mise en œuvre et coût en temps de calcul et en mémoire.

III.2.3.Méthode des volumes finis :

La méthode des volumes finis est utilisée pour résoudre numériquement des équations aux dérivées partielles, comme la méthode des différences finies et celle des éléments finis ; la méthode de différences finis utilise des approximations de dérivées mais la méthode de volume finis utilise des approximations d'intégrale. Dans la méthode des volumes finis les lois de conservations sont exprimées sons une forme intégrale.

Le principe de ce méthode c'est de applique le théorème de la divergence que transformé les intégrales de volume en intégrales de surface.

L'avantage principal de la méthode des volumes finis c'est qu'elle est facilement utilisable avec des maillages non structurés car, en matière de discrétisation des lois de conservation, sa formulation ne tient aucun compte de la complexité 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.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. ANSYS développe, promeut et assure le support de ses logiciels de simulation servant à prédire le comportement d'un produit dans son environnement. 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 filiales2 à travers le monde, notamment en Europe et en Asie.

III.3.1.Principaux produits :

III.3.1.1.ANSYS Structural :

ANSYS 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.3.1.2.ANSYS 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, rachetées par ANSYS .Inc. respectivement en février 2003 et en février 2006. Fluent est un solveur : il ne comporte pas de mailler (le maillage doit être réalisé avec un logiciel de maillage, Gambit par exemple, 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 d'une interface de scripts pour automatiser les processus de calcul. L'un des intérêts de ce logiciel de simulation généraliste, est qu'il dispose d'un nombre relativement important de modèles, pouvant faire face à divers aspects de la mécanique des fluides : écoulements diphasiques (miscible, non miscible, cavitation, solidification), turbulence (LES, KE, Kw, SA, Reynolds stress…), combustion (pré-mélangé et non pré-mélangé), transport de particules, écoulements en milieux poreux, maillages mobiles et dynamiques avec reconstruction du maillage, entre autres. Les schémas numériques temporels 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 mécaniques 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 :

Il y'a deux logiciels permettent de mettre en œuvre le code ANSYS :

III.4.1.ANSYS classique :

C'est la première solution logicielle développée par le constructeur. Elle est destinée à la construction de modèles éléments finis à la géométrie simple, facilement constructible à l'aide d'opérations basiques. 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…)

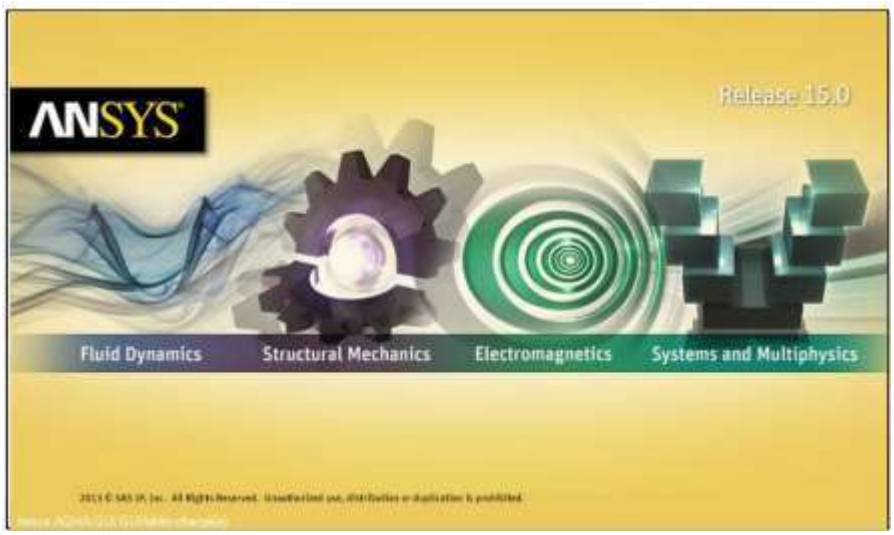


Figure III.1 : Image de logiciel ANSYS CFX

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.

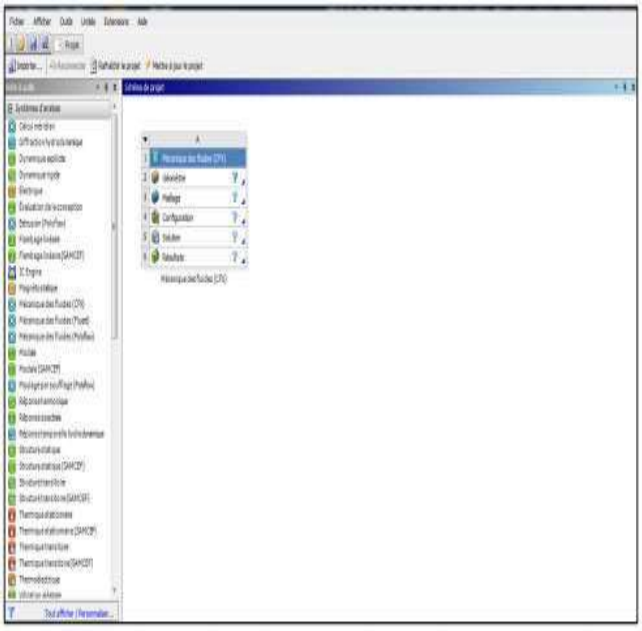


Figure III.2 : L'interface ANSYS Workbench.

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

III.6.1 : Menu principal de logiciel ANSYS WORKPENCH :

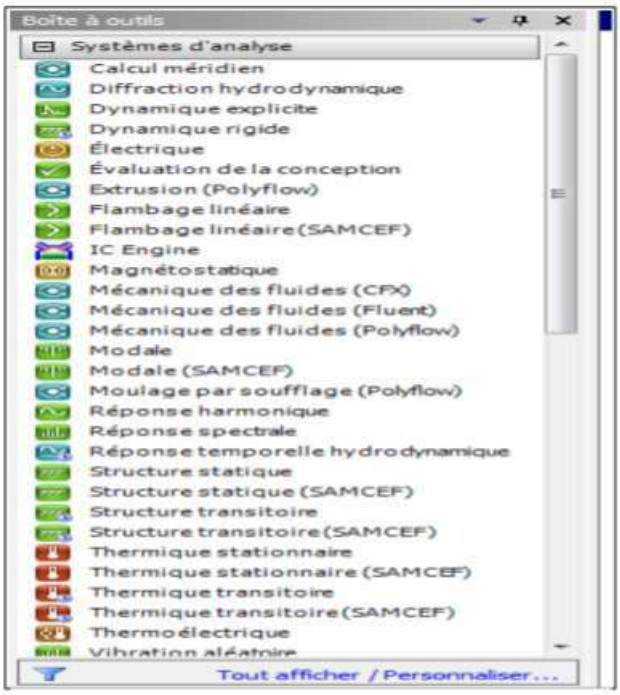


Figure III.3 : La boîte à outils

Cette boite représente les systèmes à votre disposition :

- ✓ **Système d'analyse :**

Ces systèmes correspondent les 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 : Fluide 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.

III.6.2.Schéma du projet :

Pour 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 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 :

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.

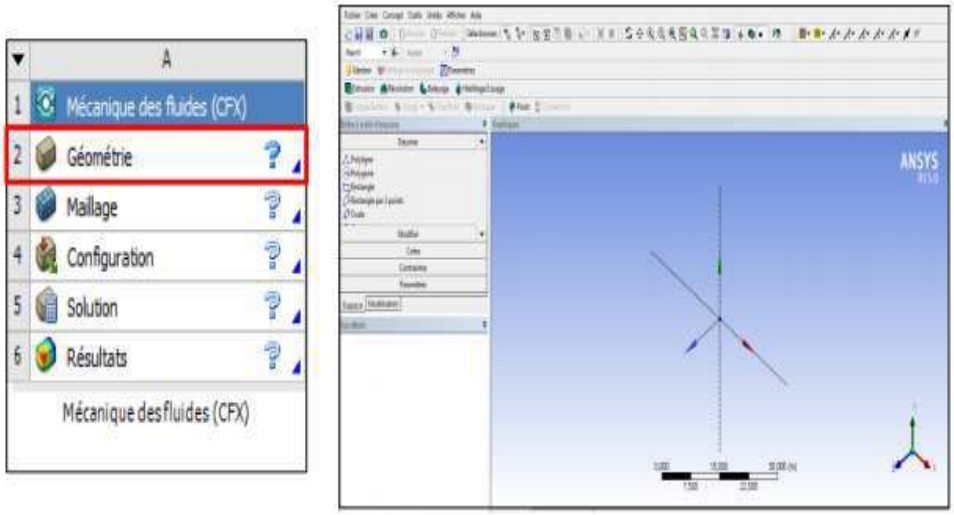
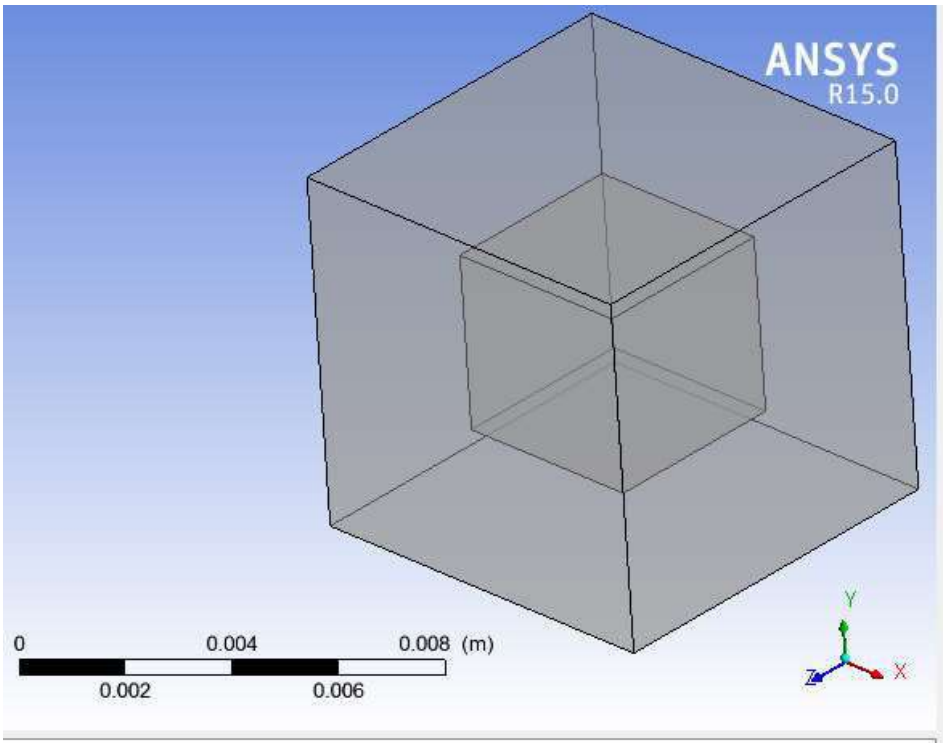


Figure III.5 : Choisir Géométrie.



- **Maillage :**

Double clic sur maillage pour ouvrir le module de maillage.

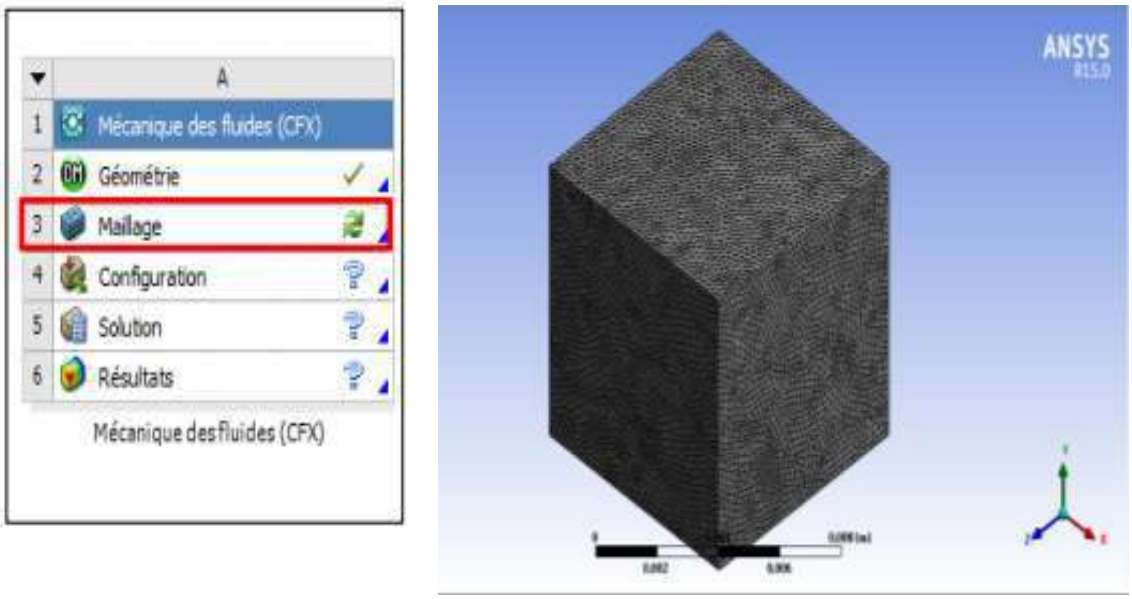


Figure III.6 : Choisir Maillage.

- **Configuration**

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

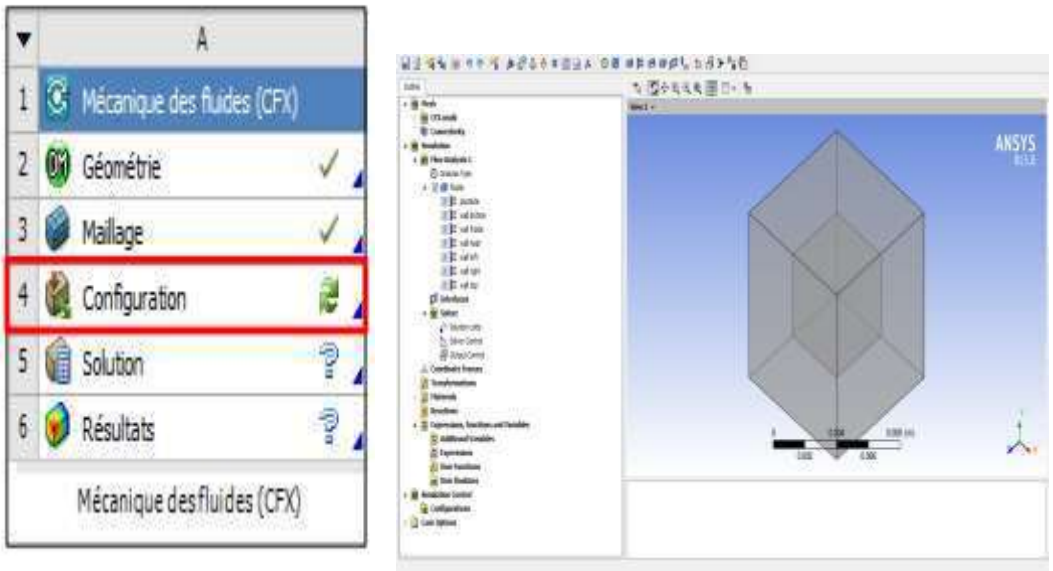


Figure III.7 : Choisir Configuration.

- **Solution**

Double clic sur solution pour ouvrir le module

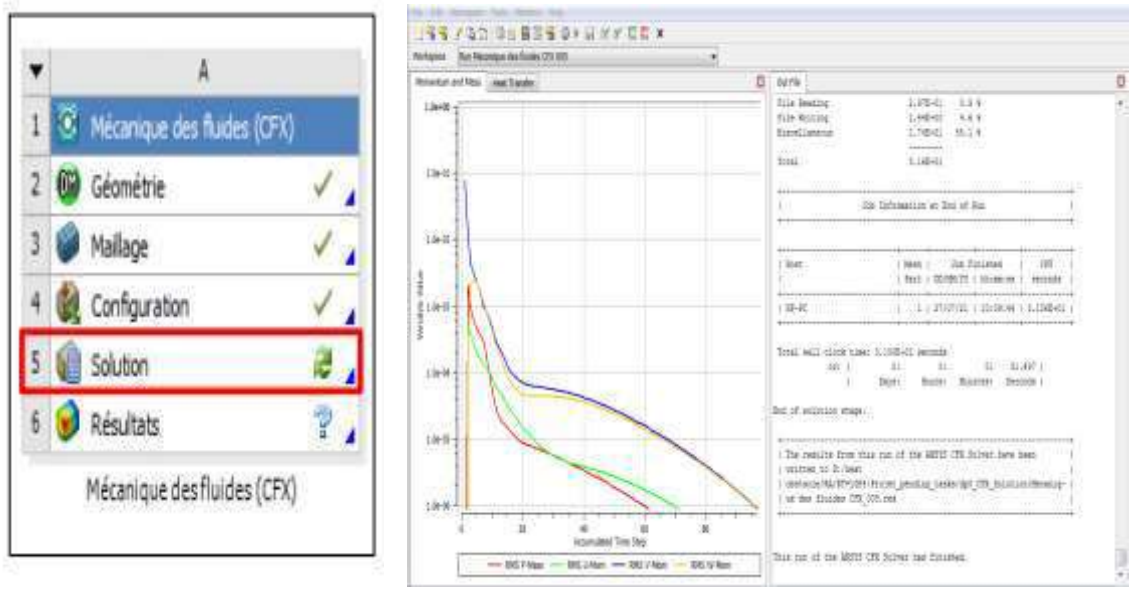


Figure III.8 : Choisir Solution.

- **Résultats :**

Double clic sur solution pour ouvrir le module.

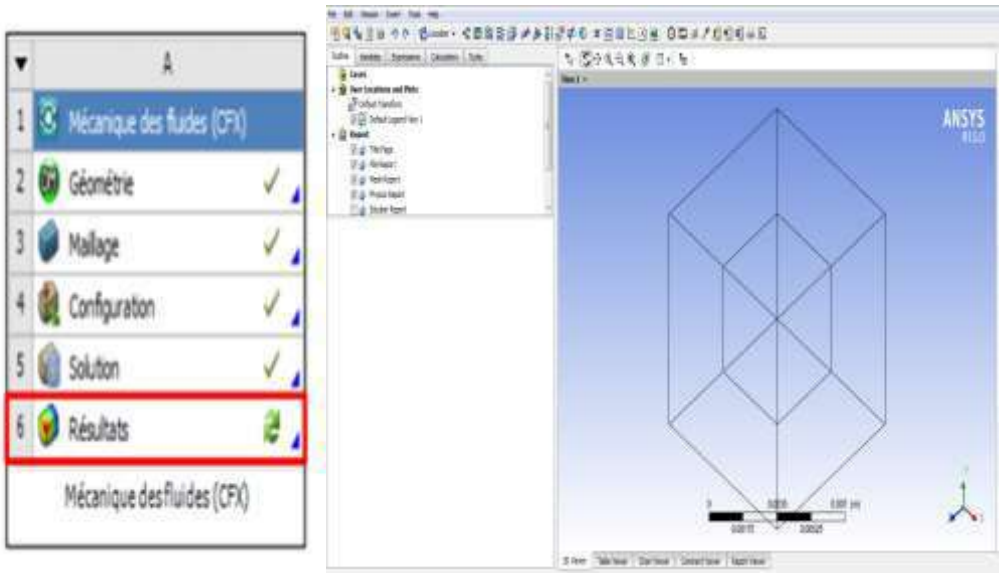


Figure III.9 : Choisir Résultats.

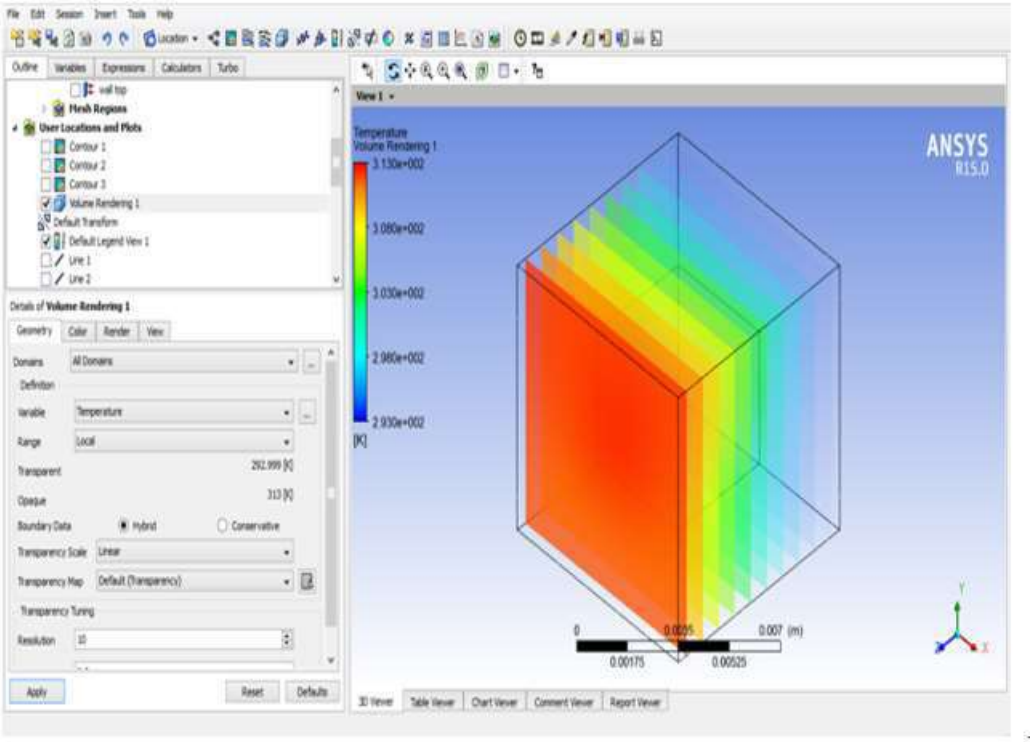


Figure III.10 : isotherme en 3D

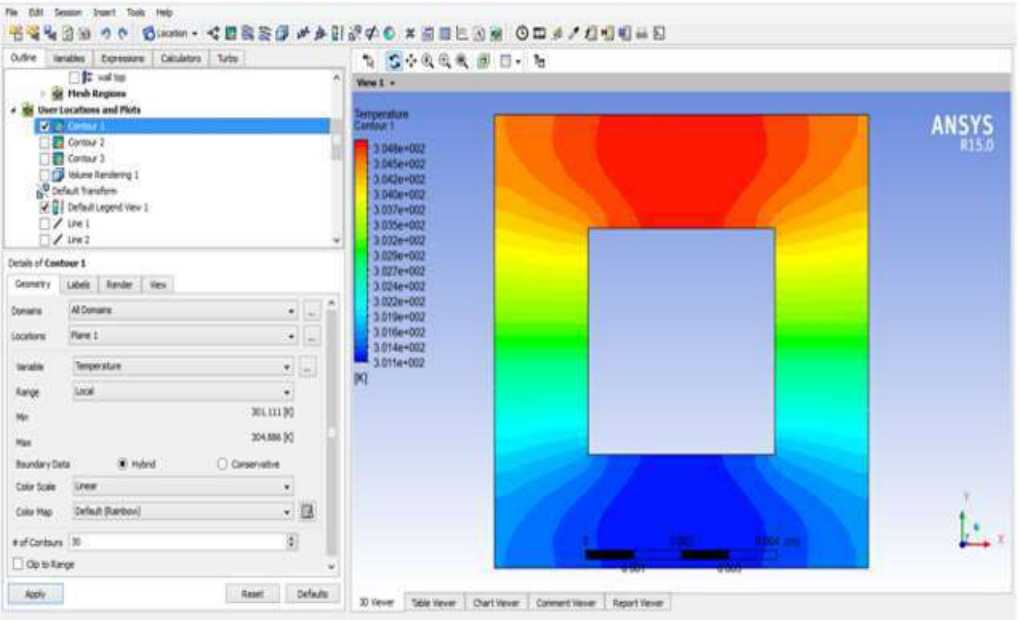
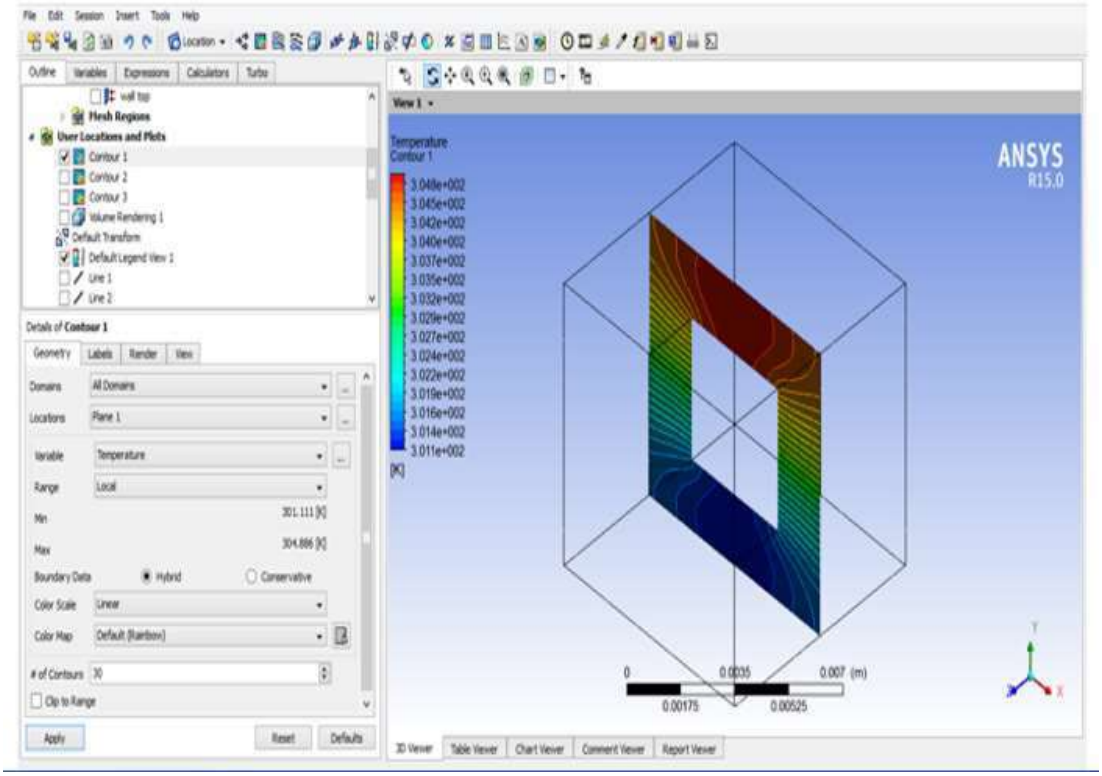
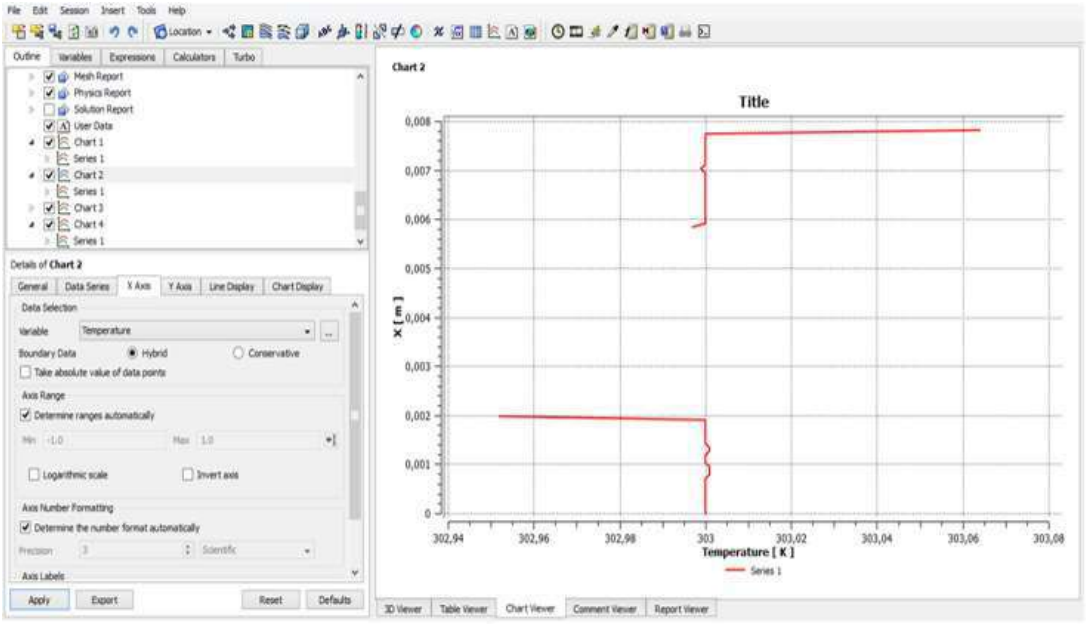
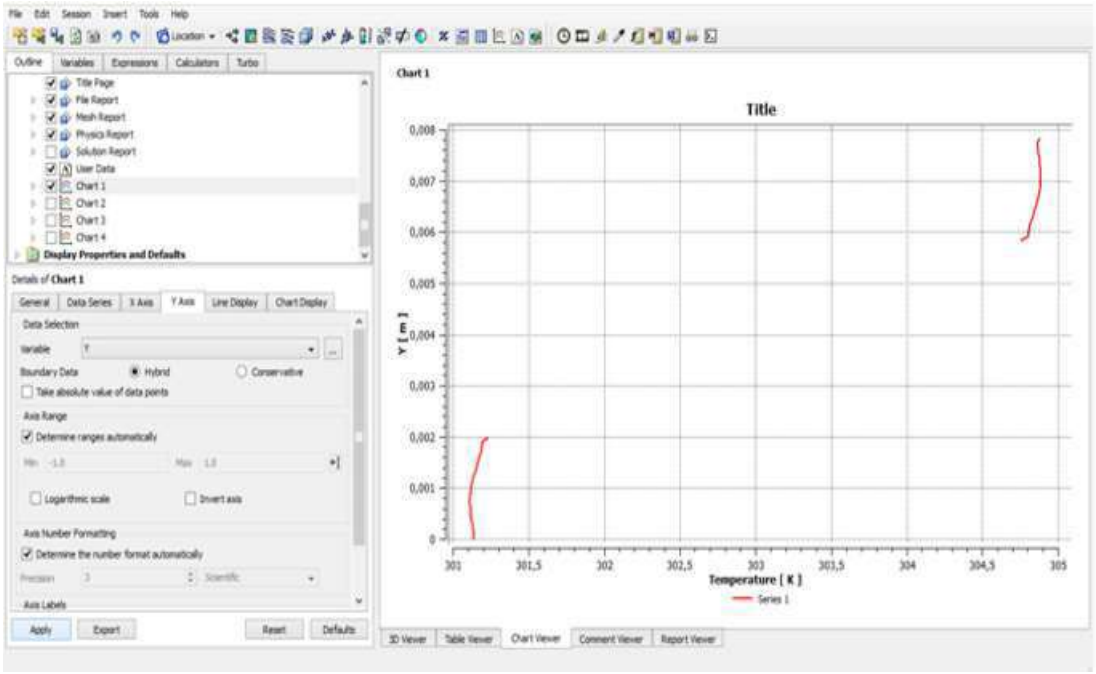


Figure III.11 : isotherme

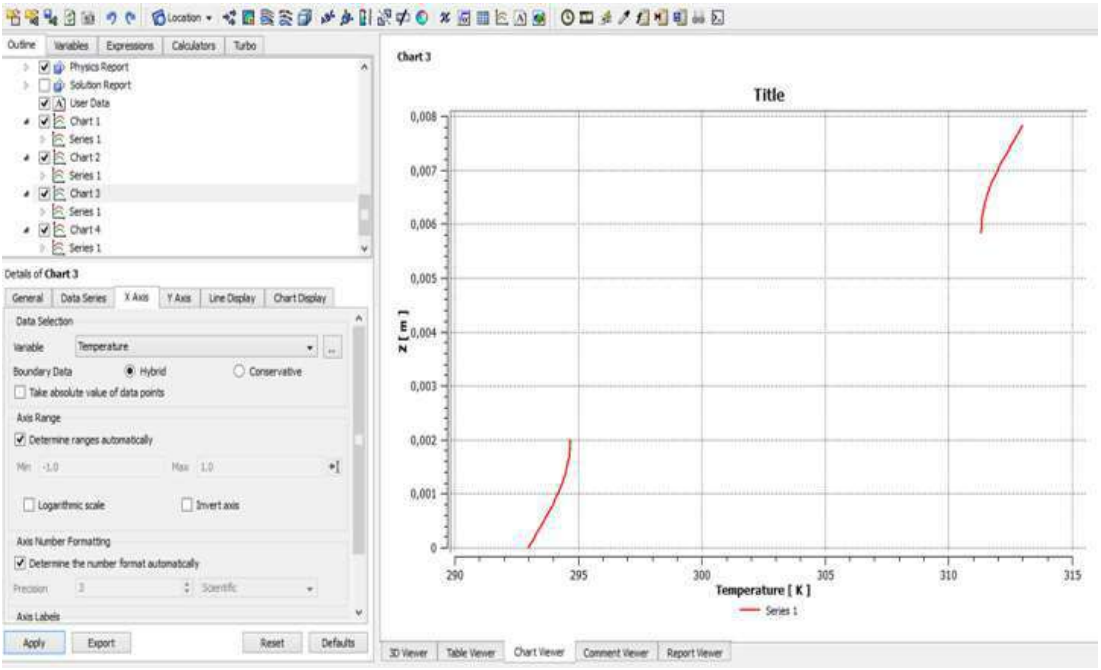

ANSYS
R15.0
Temperature
Contour 1
3.048e+002
3.045e+002
3.042e+002
3.040e+002
3.037e+002
3.035e+002
3.032e+002
3.029e+002
3.027e+002
3.024e+002
3.022e+002
3.019e+002
3.016e+002
3.014e+002
3.011e+002
[K]
0
0.0035
0.007 (m)
0.00175
0.00525


Chart 2
Title
X [m]
Temperature [K]
Series 1
302,94
302,96
302,98
303
303,02
303,04
303,06
303,08
0,008
0,007
0,006
0,005
0,004
0,003
0,002
0,001
0

(a)



(b)



(c)

Figure III.12 : (a ; b ; c) Profils de température **T** Selon les axes x, y, z.

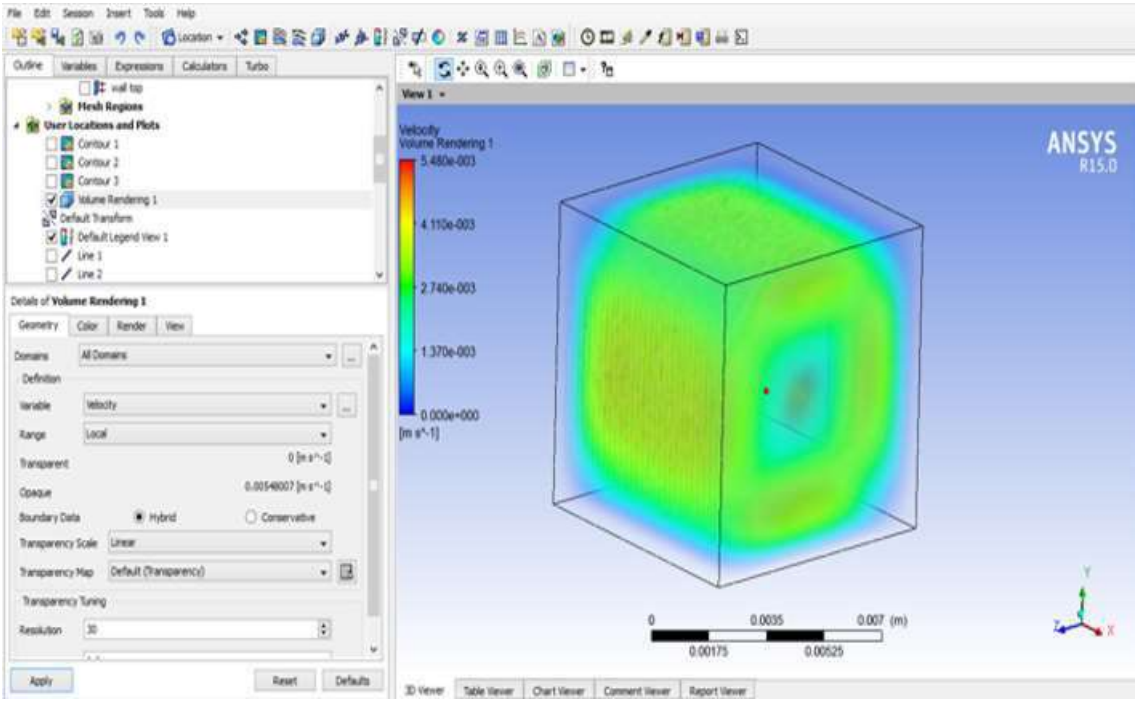


Figure III.13 : conteur de vitesse en 3D

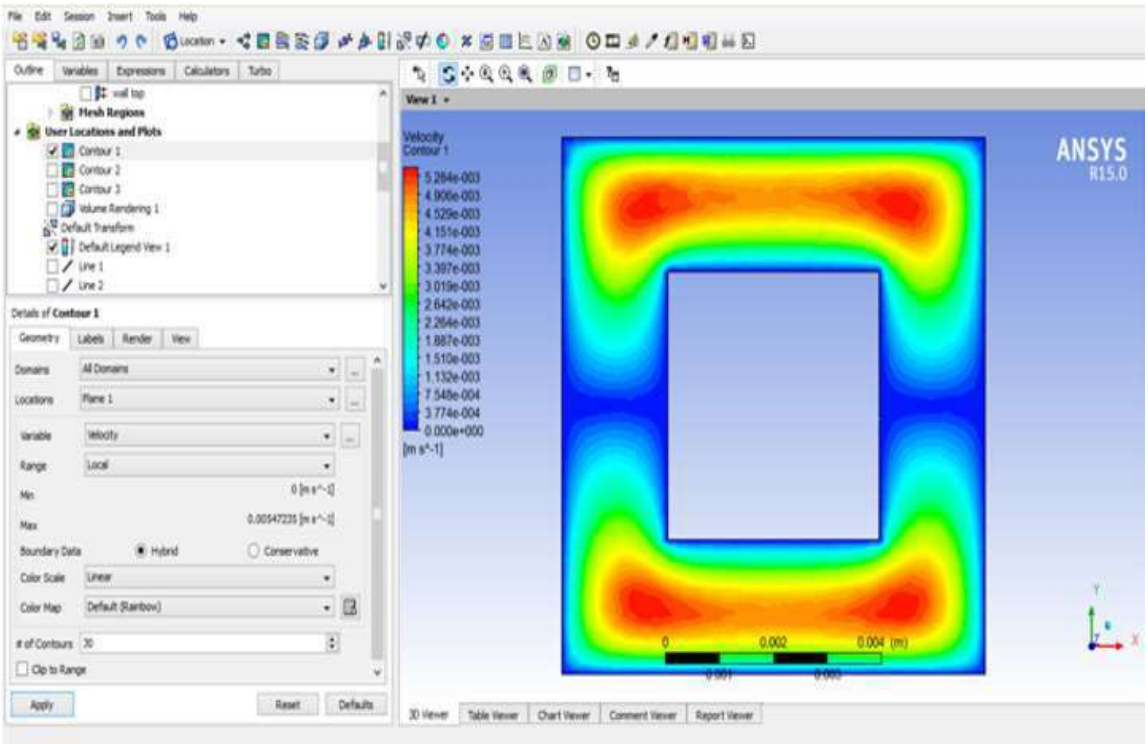
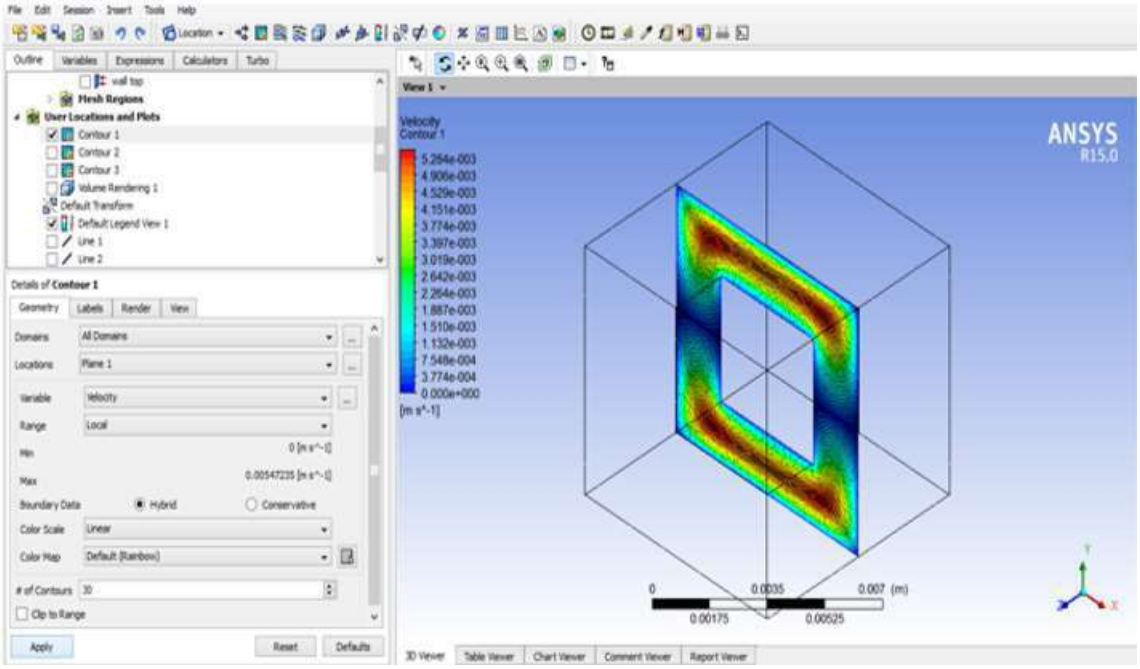
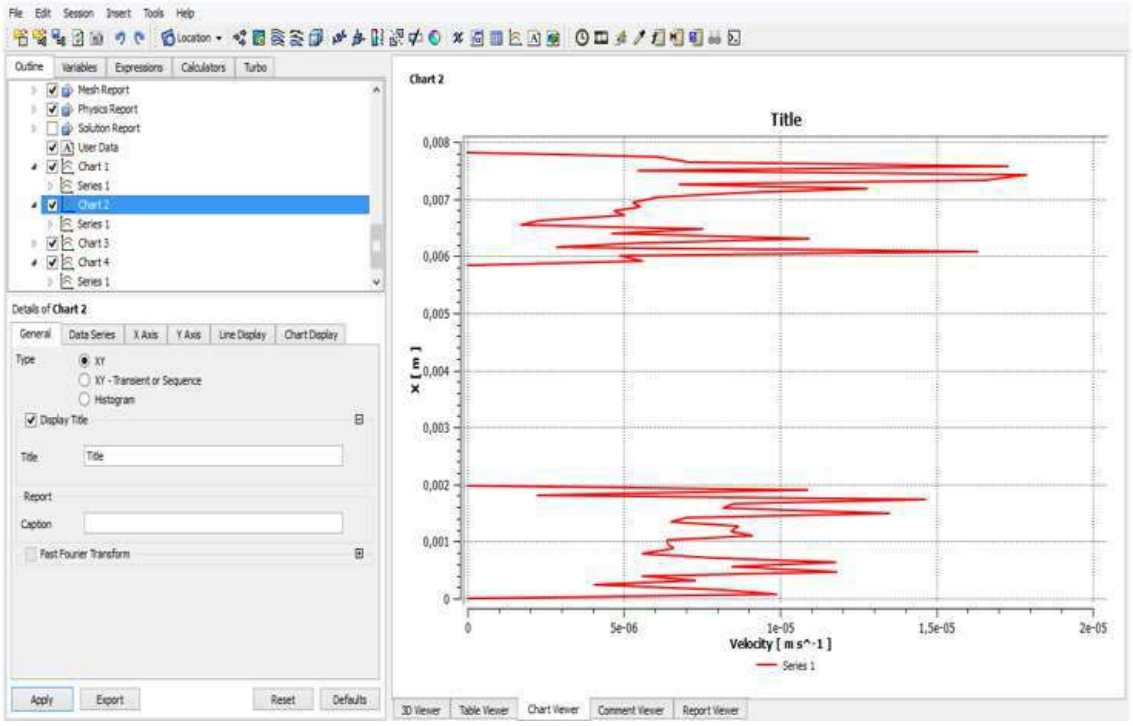
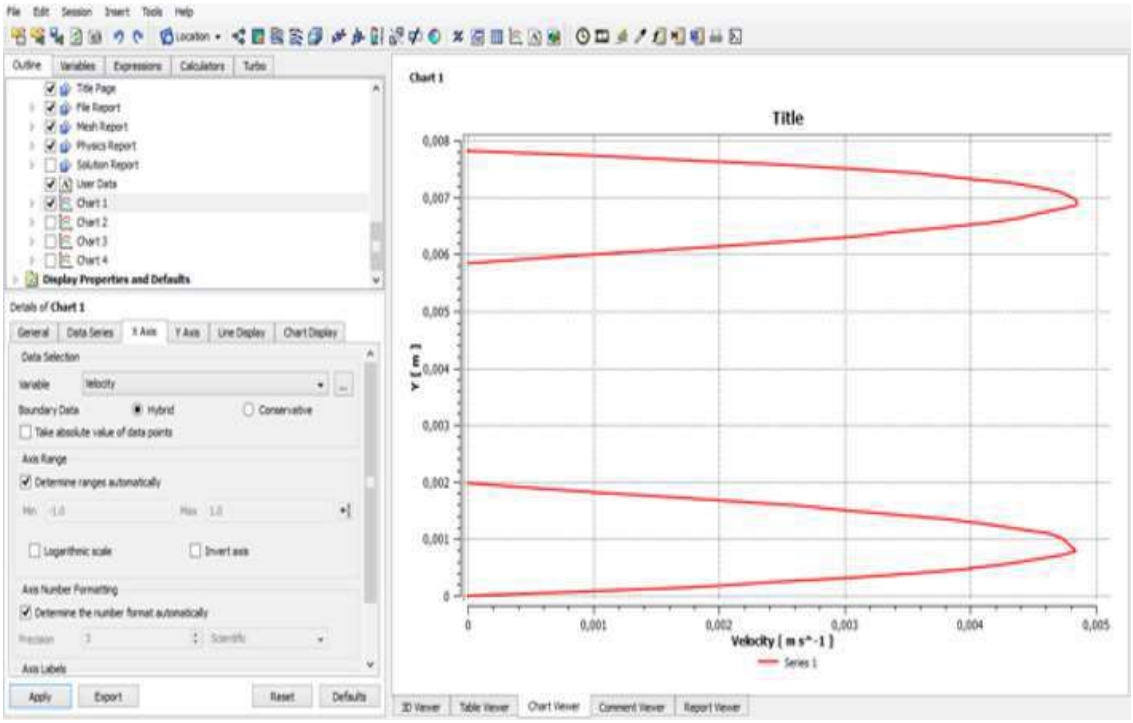


Figure III.14 : conteur de vitesse

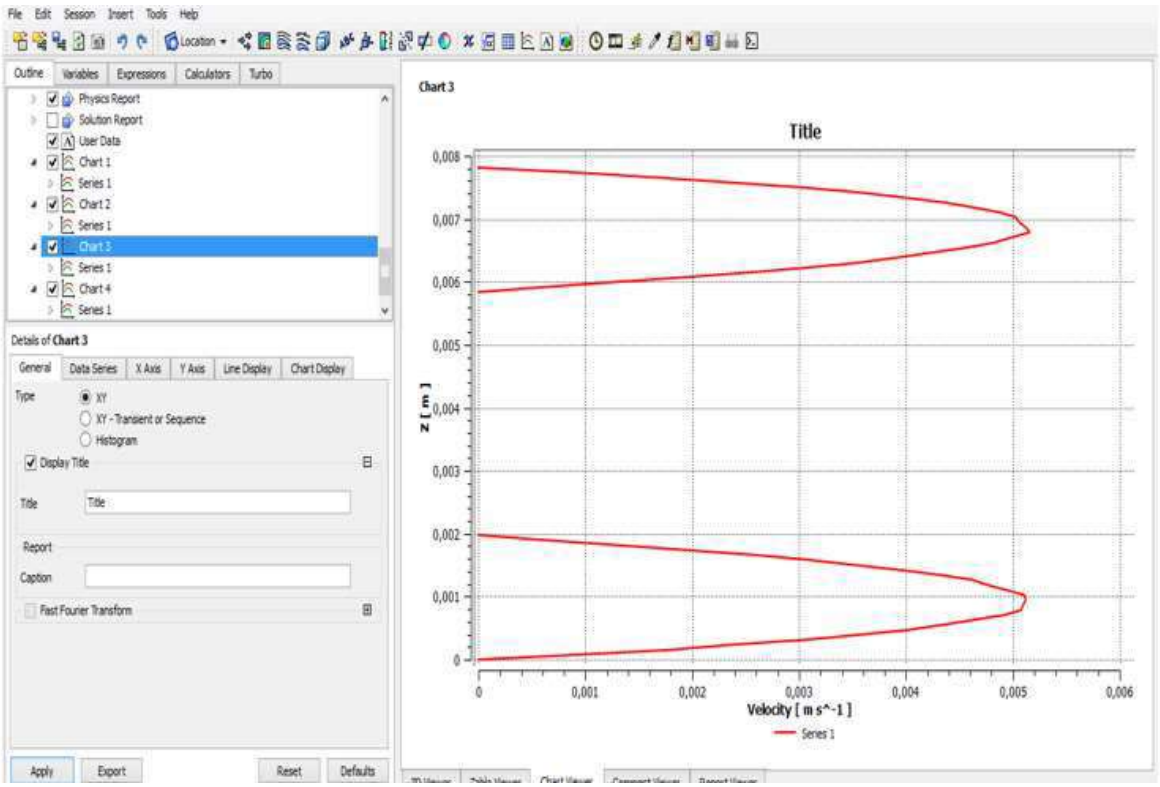

ANSYS
R15.0
Velocity
Contour 1
5.284e-003
4.906e-003
4.529e-003
4.151e-003
3.774e-003
3.397e-003
3.019e-003
2.642e-003
2.264e-003
1.887e-003
1.510e-003
1.132e-003
7.548e-004
3.774e-004
0.000e+000
[m s^-1]
0
0.0035
0.007 (m)
0.00175
0.00525


Chart 2
Title
0,008
0,007
0,006
0,005
0,004
0,003
0,002
0,001
0
X [m]
0
5e-06
1e-05
1,5e-05
2e-05
Velocity [m s^-1]
Series 1

(d)

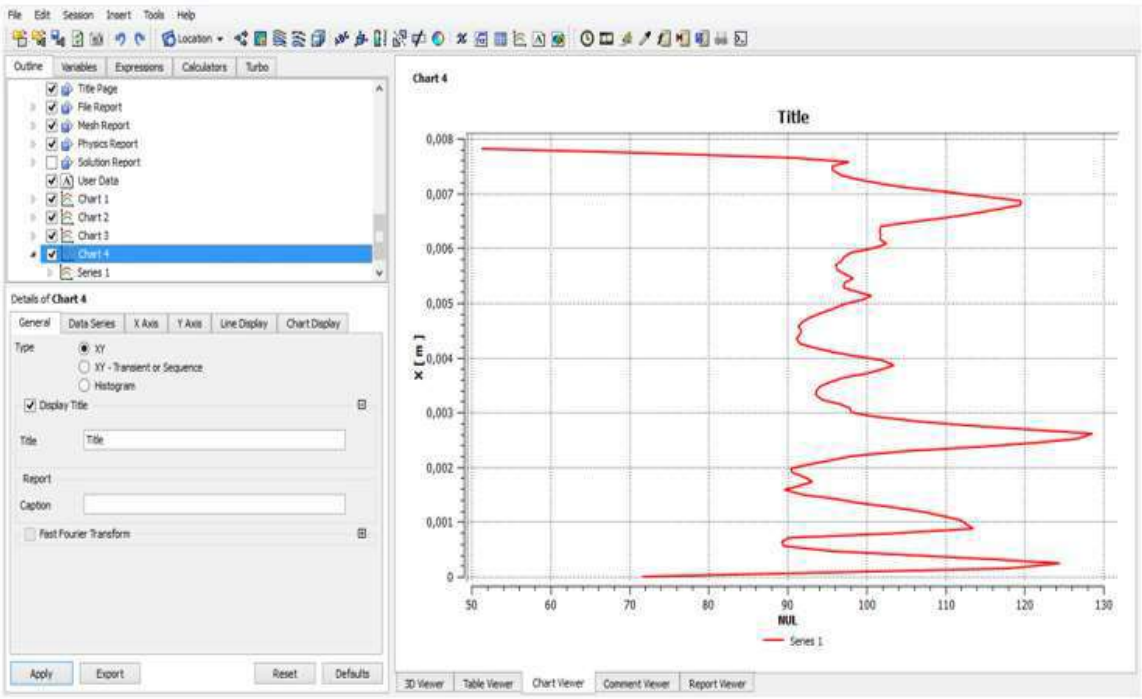


(e)

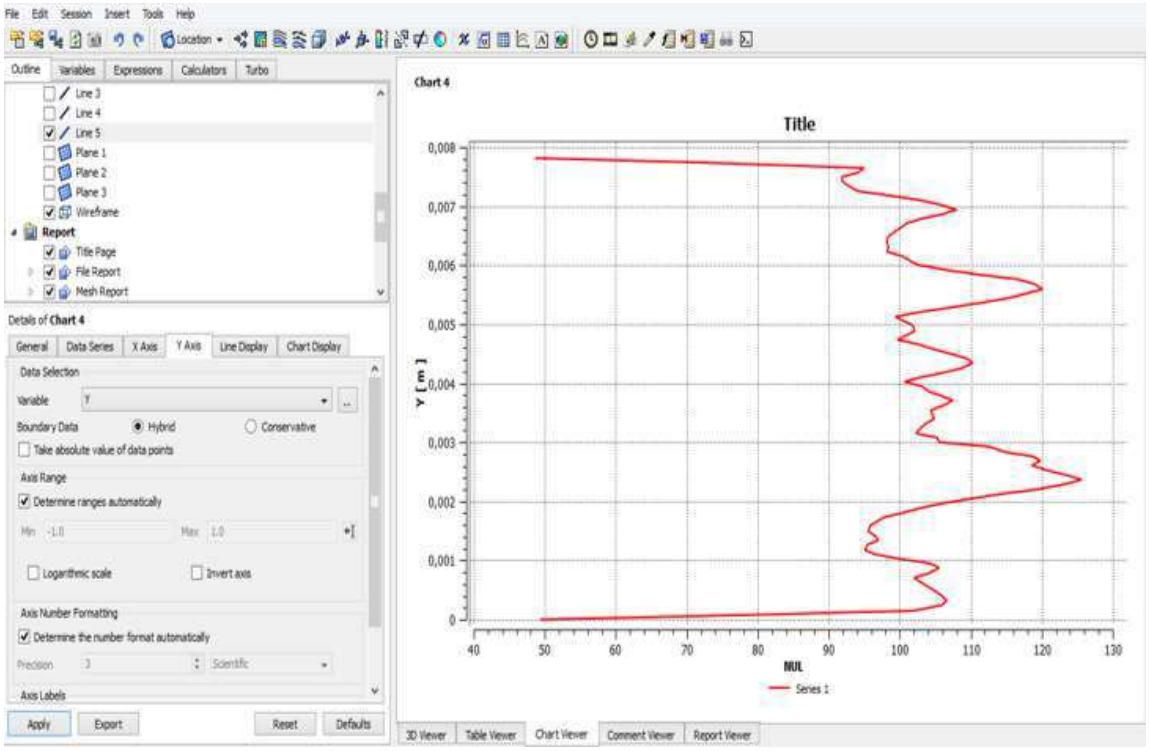


(f)

Figure III.15 : (d ; e ; f) Profils de vitesse V Selon les axes x, y, z.



(1)



(2)

Figure III.16 : (1 ; 2) Profils de Nul Selon les axes x, y.

III.8 .propriété physique de fluide :

- ✓ **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	$4{,}80.10^{-4}$	$1{,}73.10^{-5}$	1185	0,077	$7{,}80.10^{-4}$

Tableau III.1 : Propriété physique de l'air.

III .9.Description du problème :

III.9.1.Cavité cubique contient un obstacle Ra = 10^3 :

Pour résoudre cette problème ; On propose étudié le transfert thermique dans une cavité contient un obstacle .Les parois parallèles verticale sont soumises à des températures uniformes. Tandis que les autres parois et l'obstacle sont adiabatiques. Le fluide utilisé est l'air à T= 20°C à chaque fois que nous changeons les dimensions de l'obstacle tandis que le nombre de Rayleigh $Ra = 10^3$.

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.2 : Nombre de Rayleigh. [86]

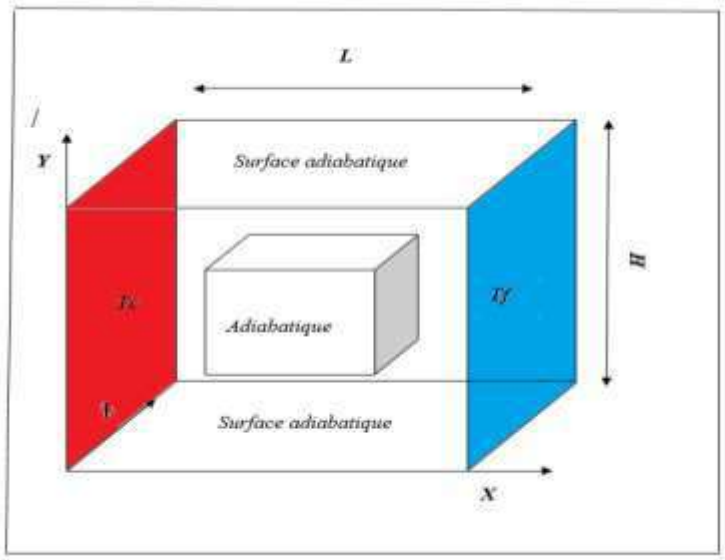


Figure III .17: Schéma de la cavité contient un obstacle avec déférences dimensions (cas1).

III.9.2.Cavité cubique contient un obstacle ($10^3 \leq Ra \leq 10^6$) :

On considère une cavité contient un obstacle avec les mêmes caractéristiques physique de dimension (0,5X0, 5H). Mais on a varié le Nombre de Rayleigh Ra $\left(10^3;10^4;10^5;10^6\right)$.

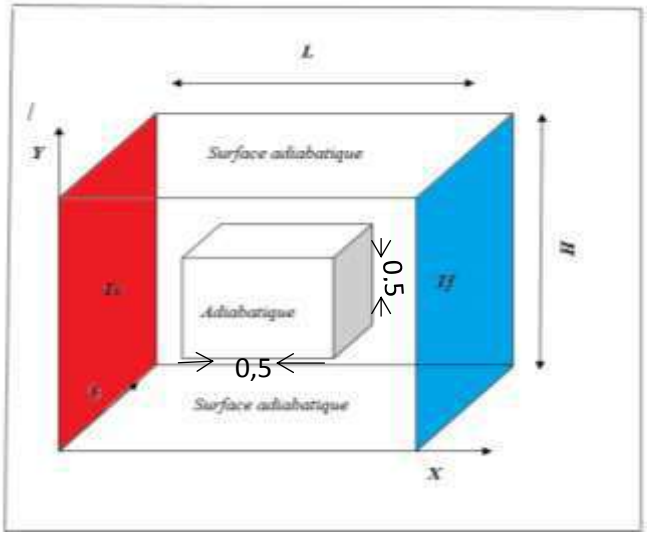
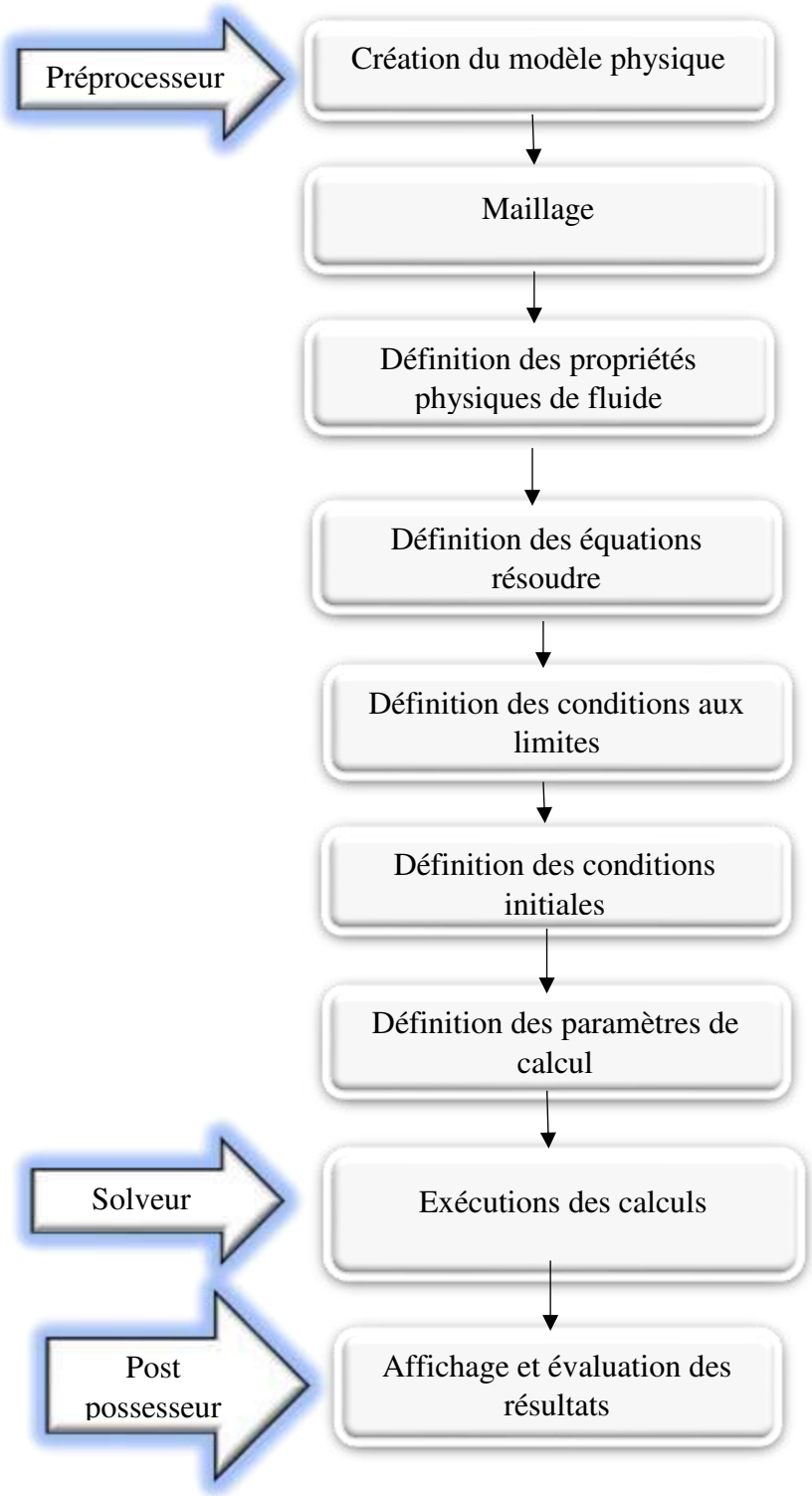


Figure III.18 : Schéma de la cavité contient un obstacle (cas 2).

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 [87].

III.10.Organigramme de calcule : [86]



CHAPITRE IV :

Discussion Et Résultats

IV.1.Introduction :

Ce chapitre est consacré à la présentation et l'interprétation des différents résultats Obtenus concernant l'étude numérique du transfert thermique dans une cavité contienne un obstacle. Nous avons opté pour une étude de l'effet la variation de la dimension de l'obstacle en 3D à l'intérieur de la cavité cubique ainsi qu'une confrontation des résultats ont été effectuées.

Nous avons examiné à travers, cette étude l'effet du nombre de Rayleigh varie du 10^3 jusqu'à 10^6 au ainsi le positionnement de la source de chaleur, pour les deux cas de figure, sur l'amélioration du transfert de chaleur. Les principaux résultats sont présentés en termes d'isothermes, le profil de vitesse, ainsi l'évolution le taux de transfert de chaleur (nombres de Nusselt local et moyen).

IV.2.Modèle physique et conditions aux limites :

Le modèle physique est représenté auparavant par (figureIII.17) qui présente une cavité avec les conditions aux limites qu'ont été pris en considération dans notre problème. Dans le premier cas la paroi verticale gauche est fixée à une température =315 K et la paroi verticale droite est maintenue à T =293K. Les parois horizontales et l'obstacle sont adiabatiques. La différence de température (ΔT=20°C) entre les parois verticales provoque une différence de densité de l'air l'intérieur. Dans le première cas on a varié les dimensions de l'obstacle (A_1= 0.5X0.5H, A_2= 0.5X0.25, A_3= 0 ,25X0, 25H, A_4= 0,25X0, 75H et A_5= 0,75X0, 75H) à Nombre de Rayleigh $\boldsymbol{Ra}$=10^3 . Cependant dans le second cas nous avons considéré une cavité avec les mêmes caractéristiques physiques et géométriques de dimension (0 ,5X0, 5H) du premier cas. Mais on a varié le Nombre de Rayleigh $\boldsymbol{Ra}$ (10^3 ;10^4; 10^5; 10^6) du représente par la figure (III.18).

La différence de densité entraine le mouvement du fluide qui est caractérisé par le nombre de Rayleigh Ra (la convection libre). Il convient de signaler que l'augmentation de ce nombre engendre le passage du régime laminaire au régime turbulent. Selon Elder [88], l'écoulement devient turbulent lorsque Ra est supérieur à10^6. Dans ce travail, nous intéressons qu'au régime laminaire (Ra$\leq 10^6$).

IV.3.Influence du nombre de Ra :

Le nombre de Rayleigh est un nombre sans dimension qui représente le rapport de flottabilité et de diffusivité thermique. La différence entre la température de surface solide et la température du flux libre peut libre peut être utilisée comme différence de température caractéristique. Leur importance est de connaitre la nature de l'écoulement.

IV.4.L'effet des dimensions de l'obstacle pour $Ra= 10^3$:

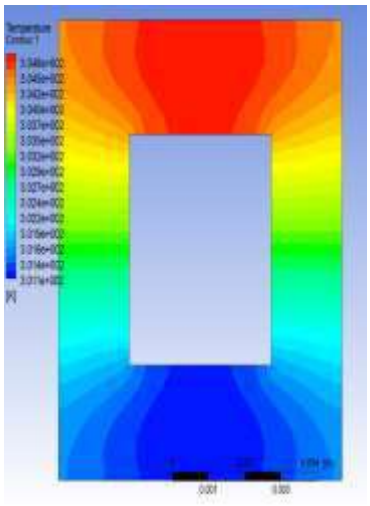
Les isothermes sont présentées dans la figure (IV .1.) pour une situation présentant une faible valeur de Rayleigh les isothermes (lignes rouge correspondent à la paroi chaude et le bleu c'est la paroi froide)

Selon les plans x- y : les figure (a1 ; a2 ; a3 et a4) les lignes de isotherme sont déformées et un gradient de température intensif pend place dans la première extrémité de l'obstacle. Dans le second cas (a5) elles sont horizontales aux parois verticales et les isothermes sont des lignes, indiquant que le transfert thermique tend vers une situation diffusive.

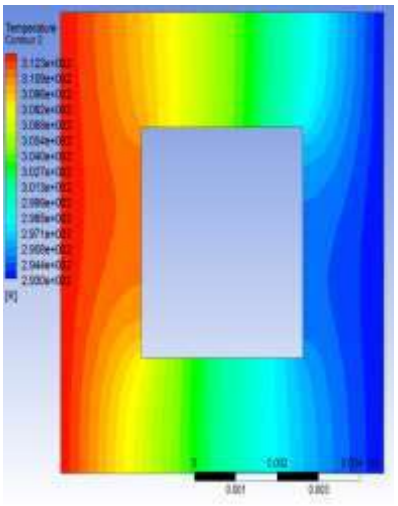
La présentation des isotherme selon le plan y-z pour les différents dimensions de l'obstacle figure (b1 ; b2) et pour (b3 ; b4) les lignes des isotherme sont de forme elliptique ainsi quasi-vertical au voisinage des parois verticale de la cavité.

Tandis que selon les plans z-x : les isothermes sont des lignes horizontal moins déforme figure (c1 ; c2 ; c 4) mais dans (c3 ; c5) elles deviennent horizontal ; donc le mode de transfert de chaleur est diffusive.

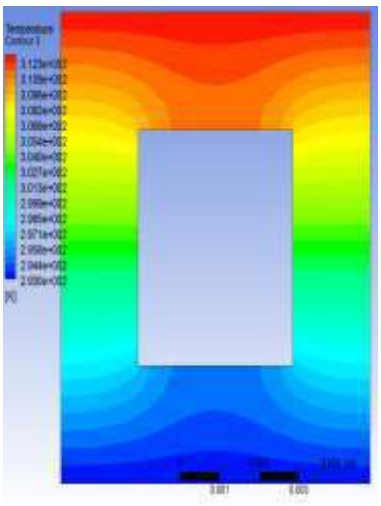
Pour le nombre de Rayleigh Ra= 10^3 avec l'augmentation de la longueur de l'obstacle toute en gardant la valeur de la hauteur (d2 ; d4) on observe que la vitesse est globalement reste faible sur les plans x-y ; z-x et selon y-z les recirculations de fluide est bien claire autour de l'obstacle ; lorsque on augmente les dimensions de l'obstacle le mouvement de fluide est écrasé sur les couche limite.



(a 1)

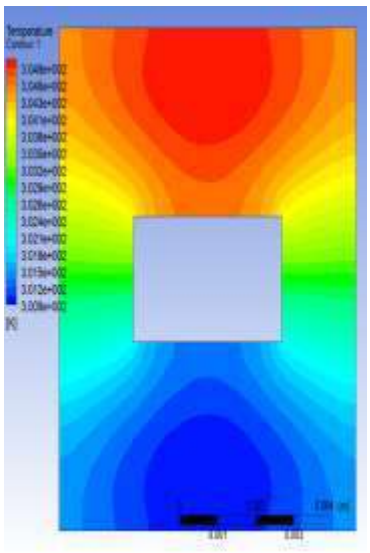


(b 1)

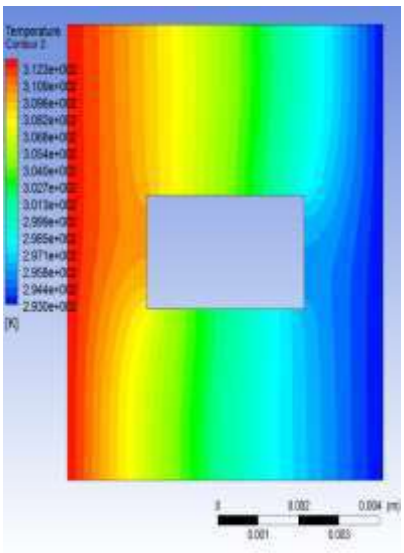


(c 1)

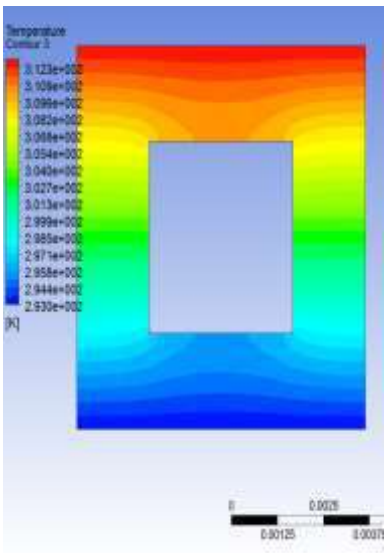
0,5X0,5H



(a 2)

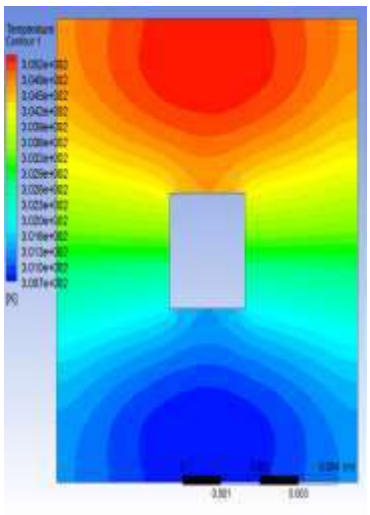


(b 2)

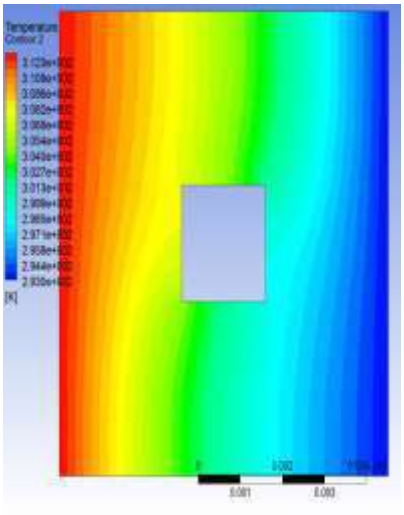


(c 2)

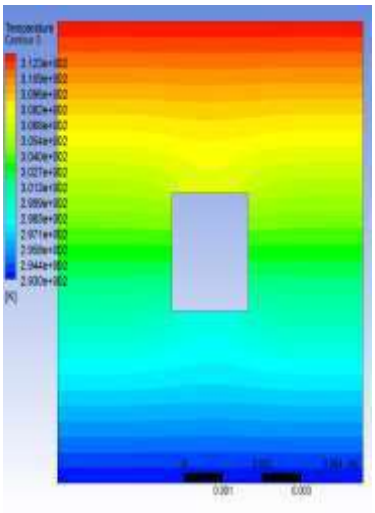
0,5X0,25H



(a 3)

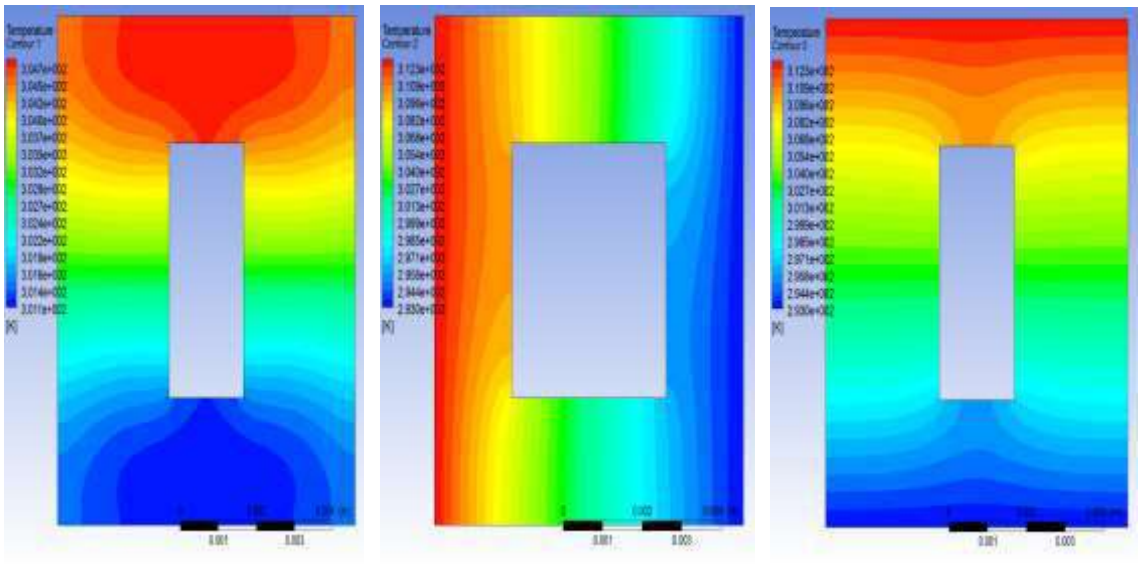


(b 3)



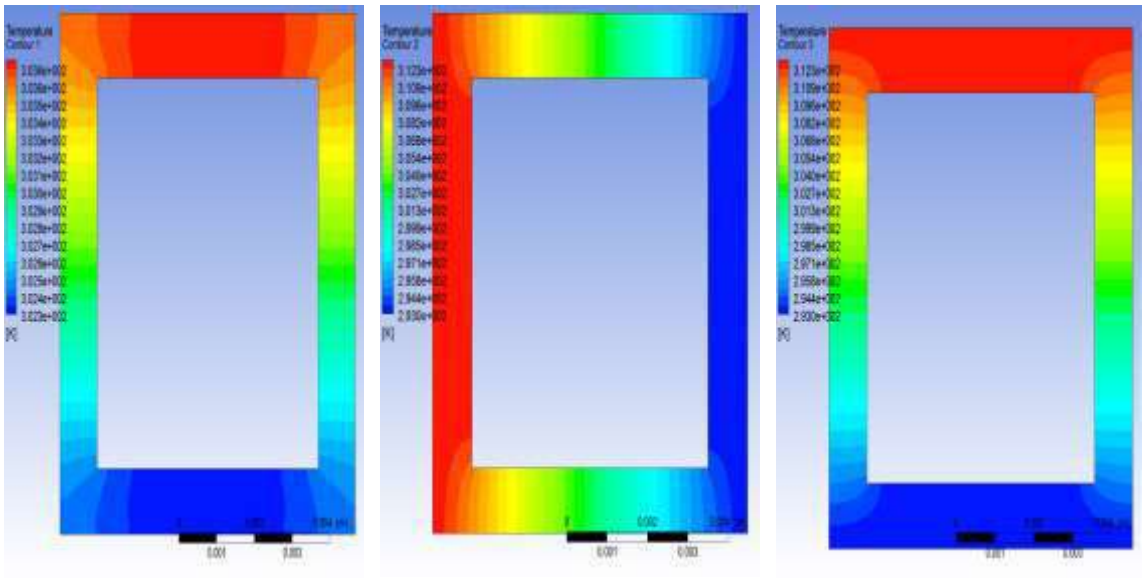
(c 3)

0,25X0,25H



0, 25X0, 75H

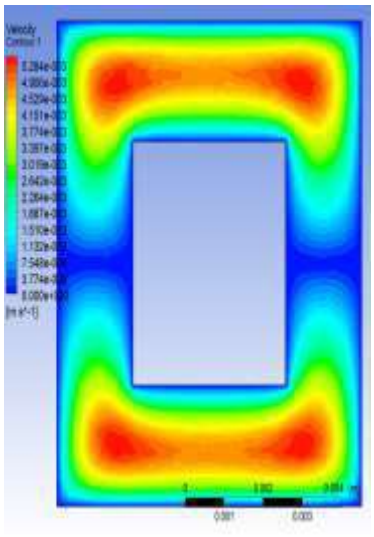
(a 4) (b 4) (c 4)



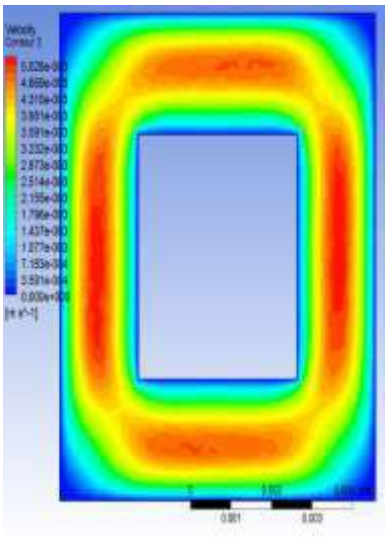
0,75X0,75H

(a 5) (b 5) (c 5)

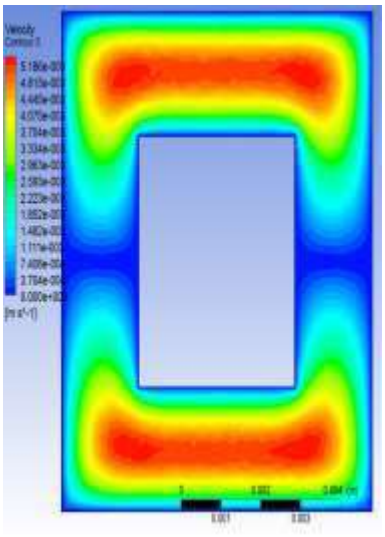
Figure IV.1: Effet de dimension de l'obstacle sur les isotherme.



(d 1)

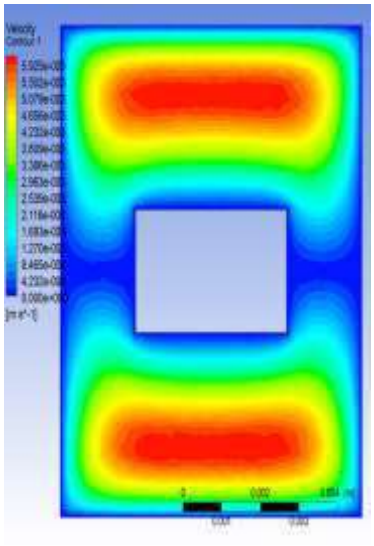


(e 1)

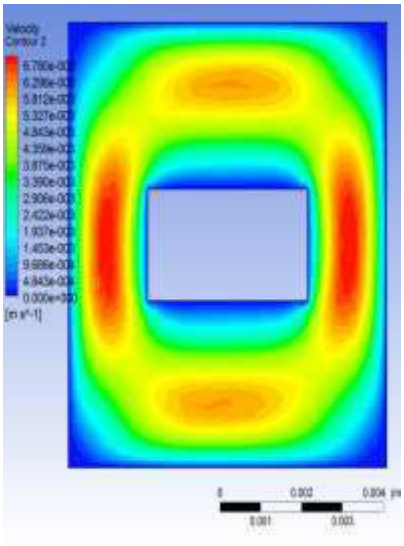


(f 1)

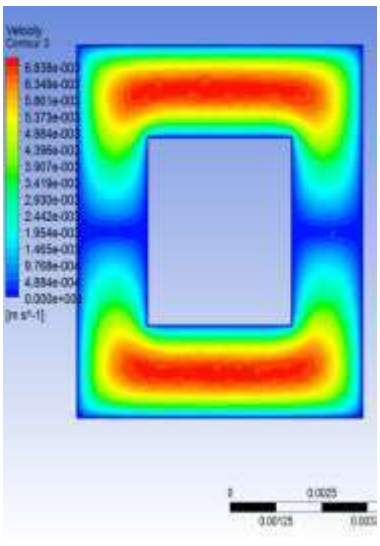
0,5X0,5H



(d 2)

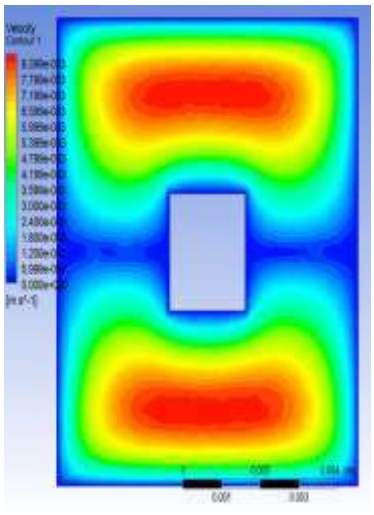


(e 2)

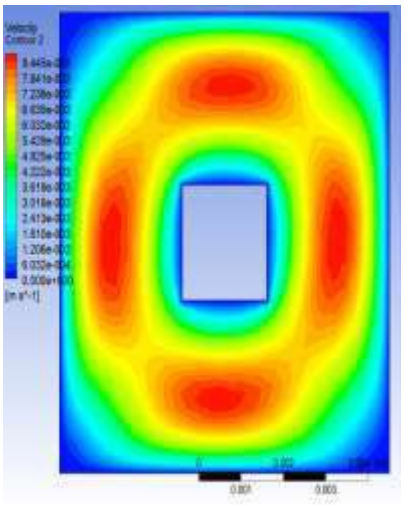


(f 2)

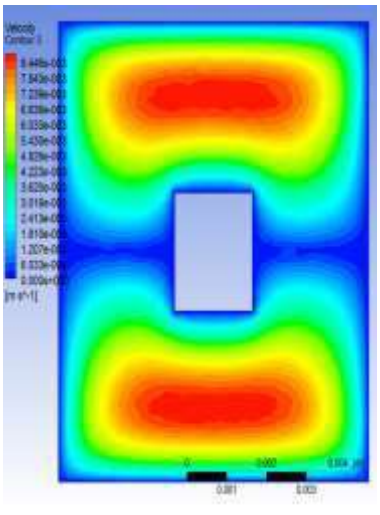
0,5X0,25H



(d 3)

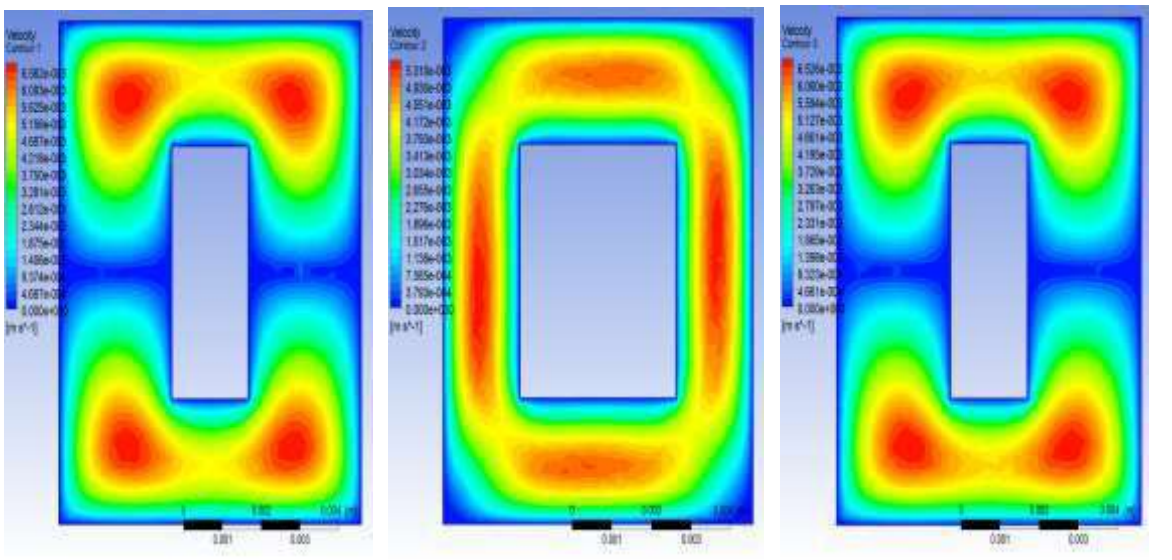


(e 3)



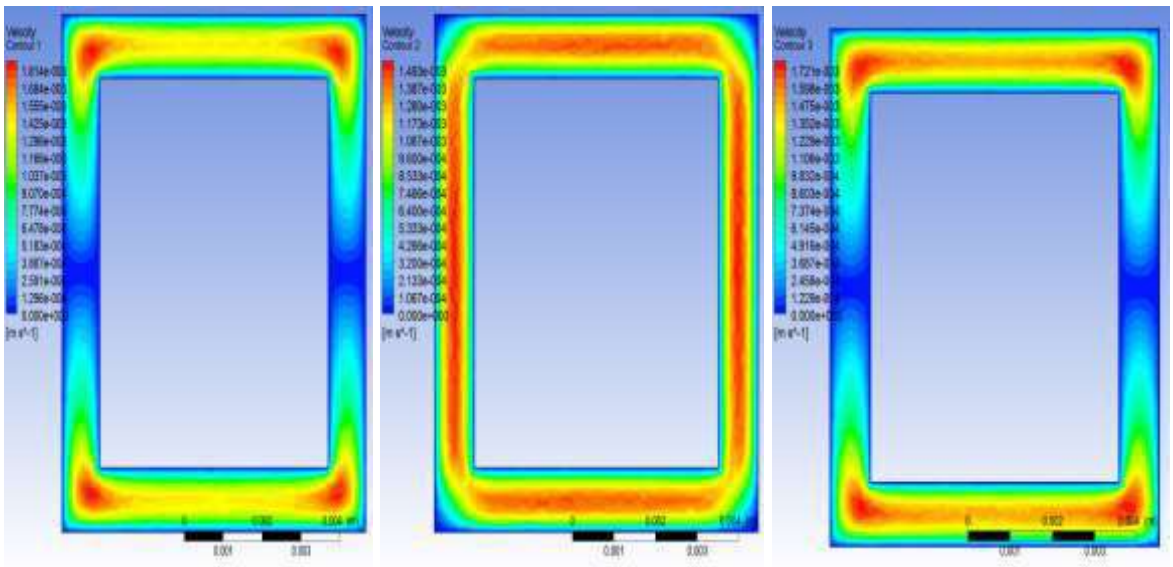
(f 3)

0,25X0,25H



0,25X0,75H

(d 4) (e 4) (f 4)



0,75X0,75H

(d 5) (e 5) (f 5)

Figure IV.2 : Effet de dimension de l'obstacle sur les conteurs de vitesses

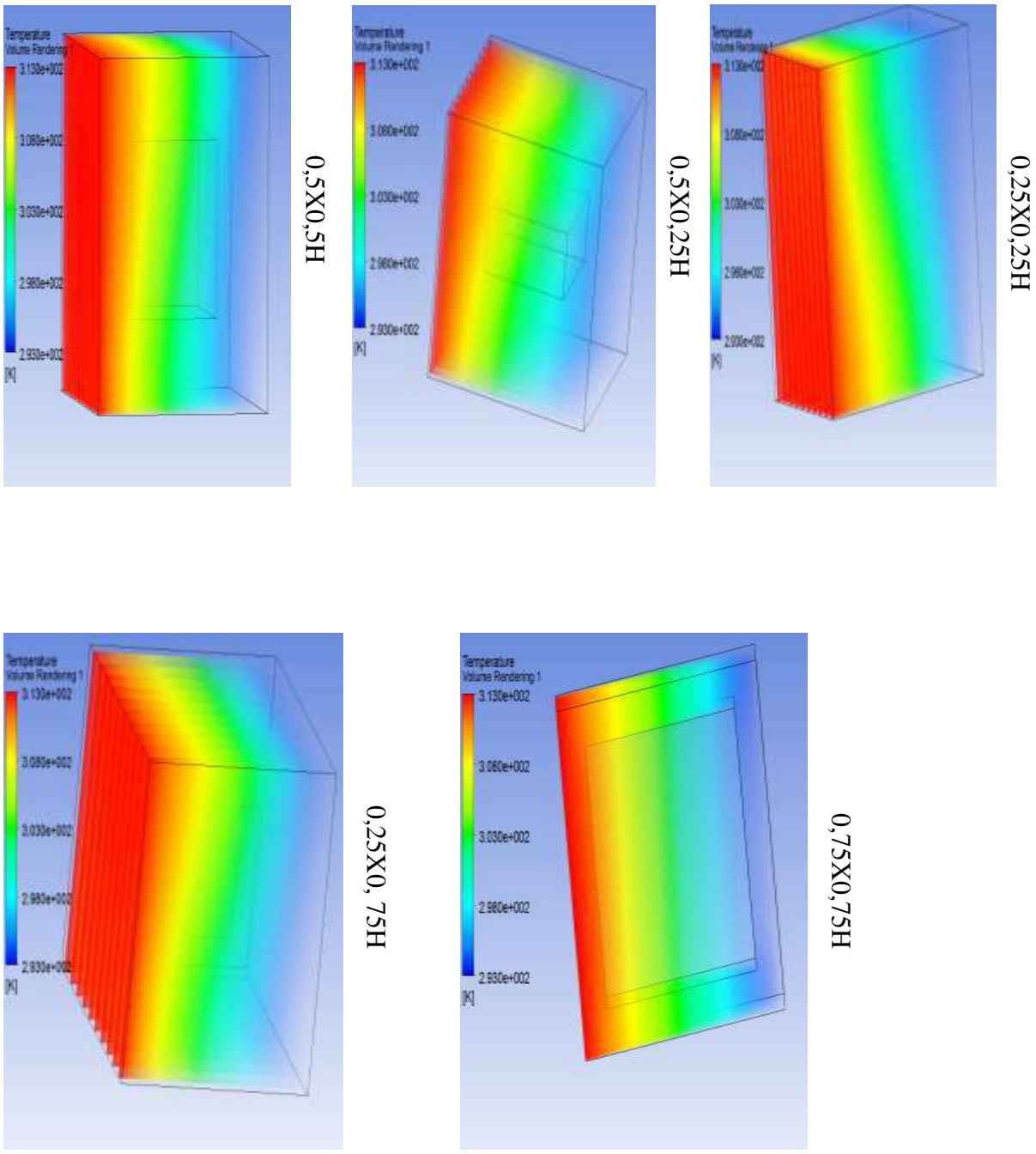


Figure IV. 3 : Effet de dimension de l'obstacle sur les isotherme en 3D

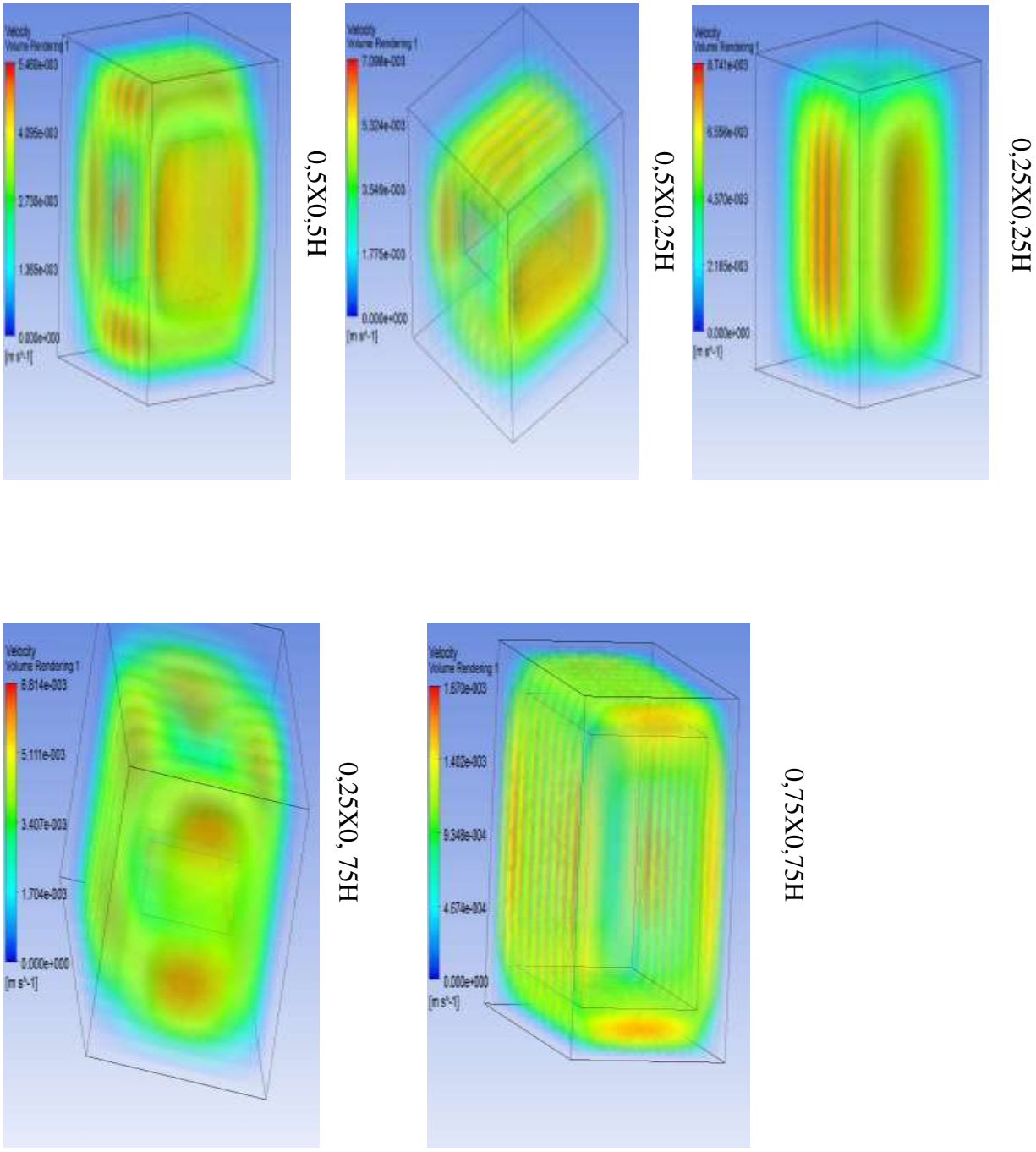
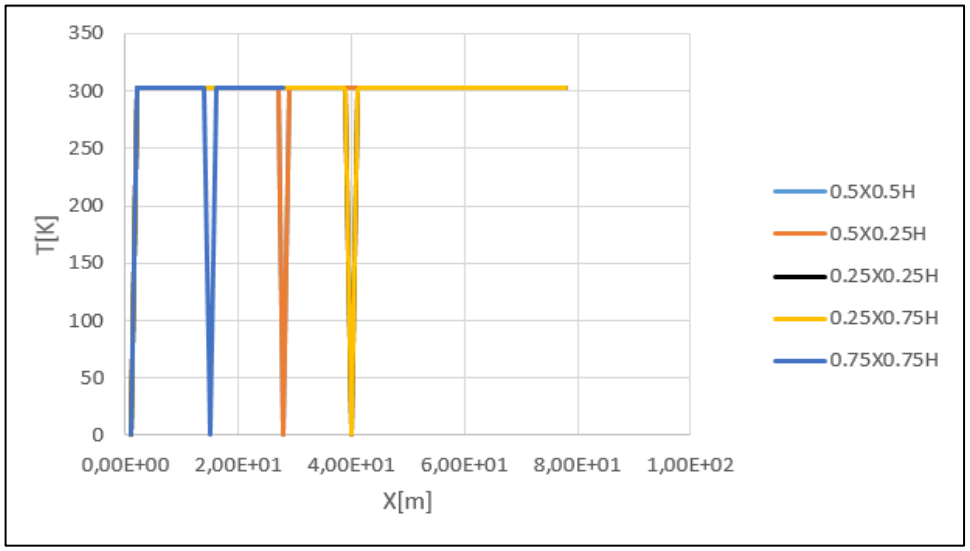


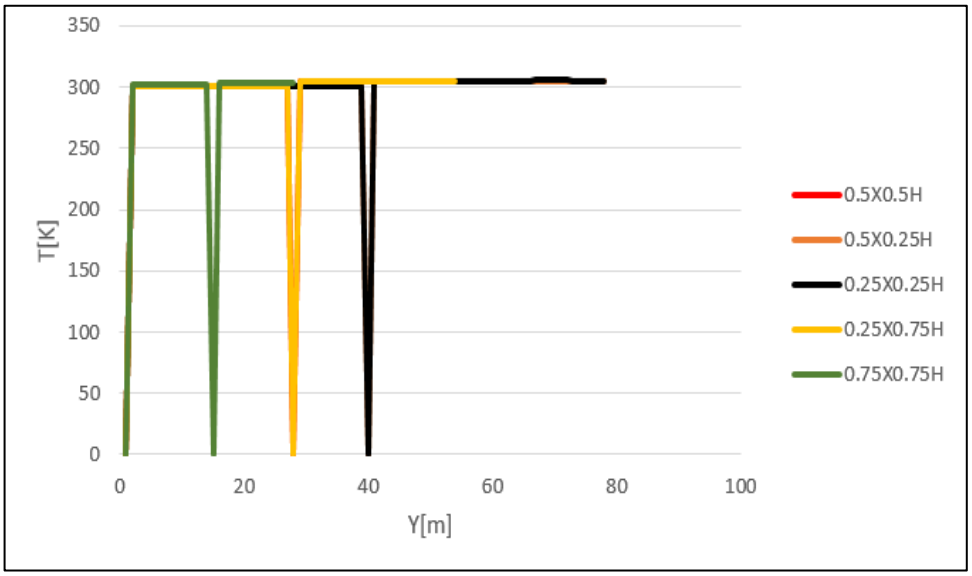
Figure IV.4 : Effet de dimension de l'obstacle sur les conteurs de vitesses en 3D

IV.5.Les profils des températures et de vitesse :

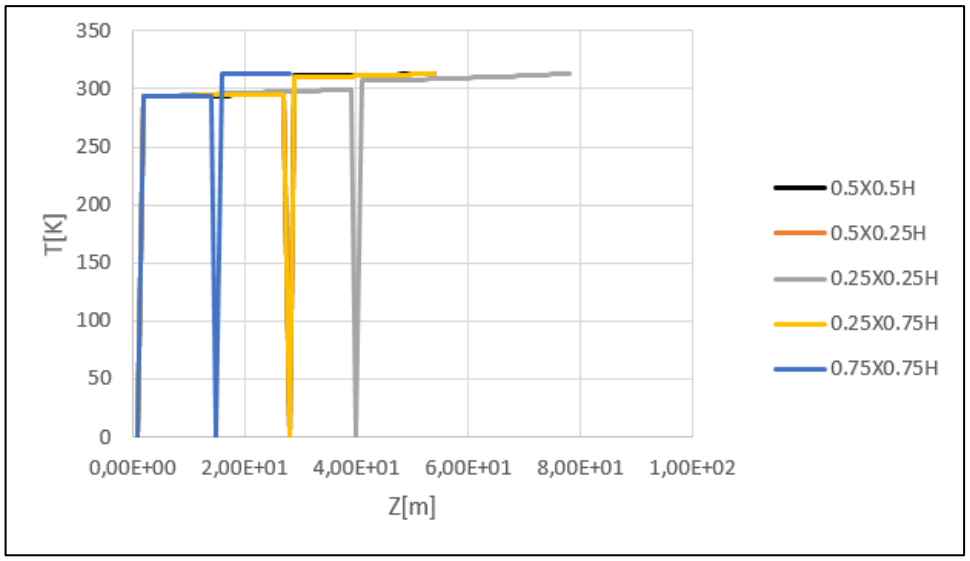
Le profil de température pour un nombre de Rayleigh avec différentes dimensions de l'obstacle est représenté sur Figure IV-5, on observe la même allure de profile pour les différents cas étudiés, Il est dû à la température des molécules de l'air dans la cavité selon les différents axe (x ; y ; z).



(a)



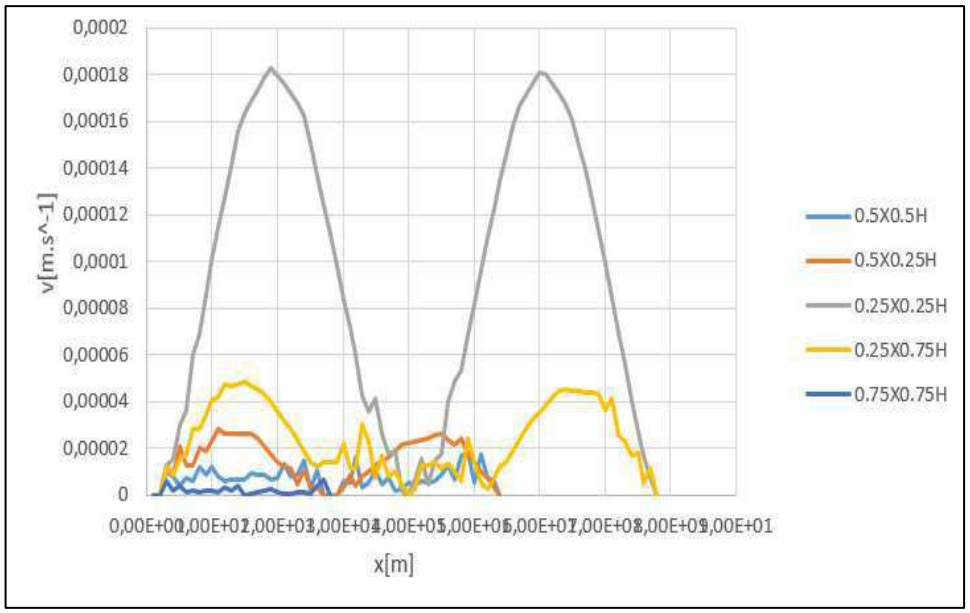
(b)



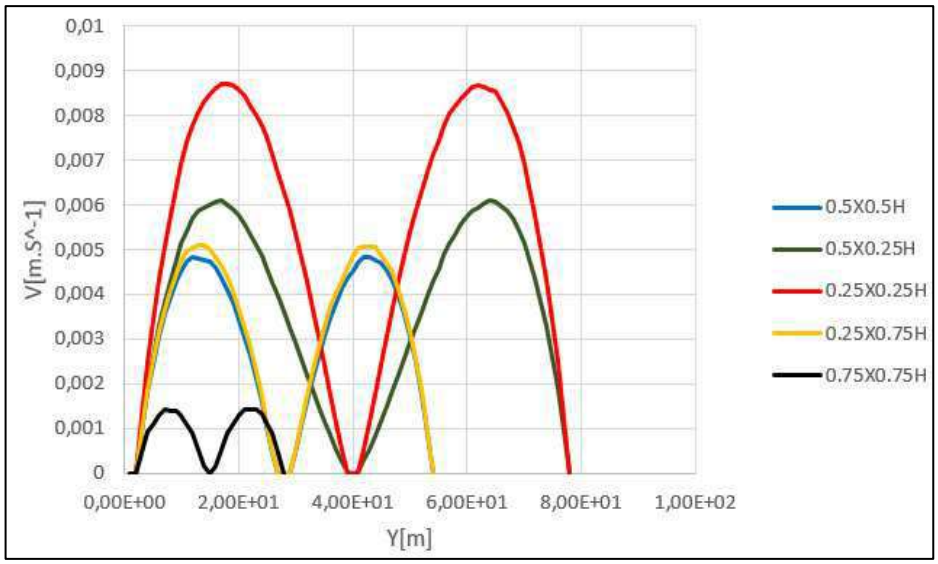
(c)

Figure IV.5 : (a ; b ; c) Profils de température **T** pour différentes dimensions Selon les axes x, y, z.

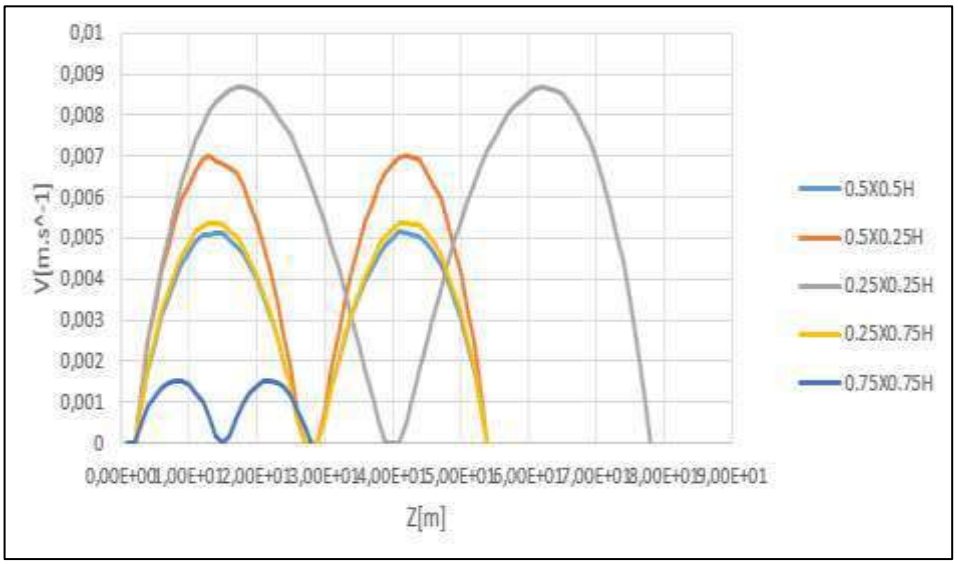
Le profil de vitesse (m/s) est monté sur la figure IV -6 pour différentes dimension de l'obstacle lorsque nombre de Rayleigh Ra=10^3, On remarque que la vitesse de fluide aux niveaux de parois est nulle mais elle est variable sur les trois axes, elle augmente car ça énergie interne, puis diminue due sur parois de l'obstacle adiabatique.



(d)



(e)

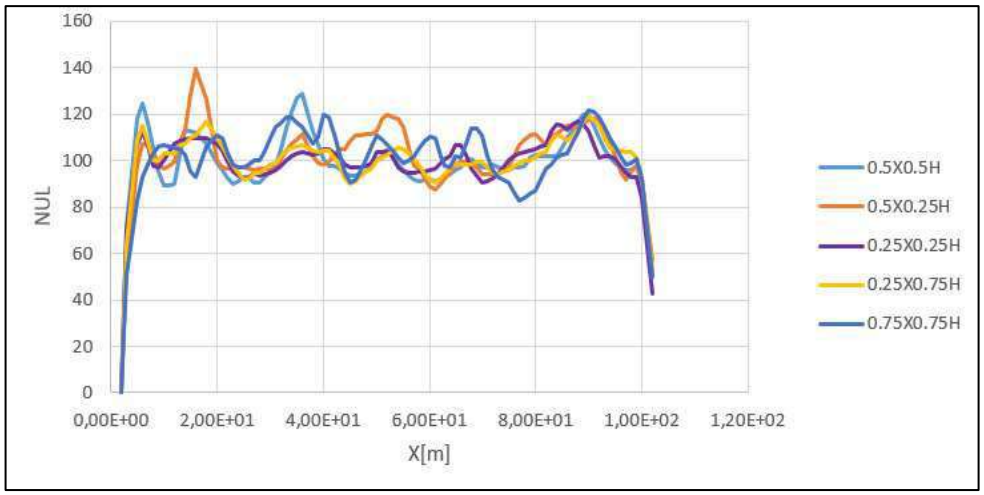


(f)

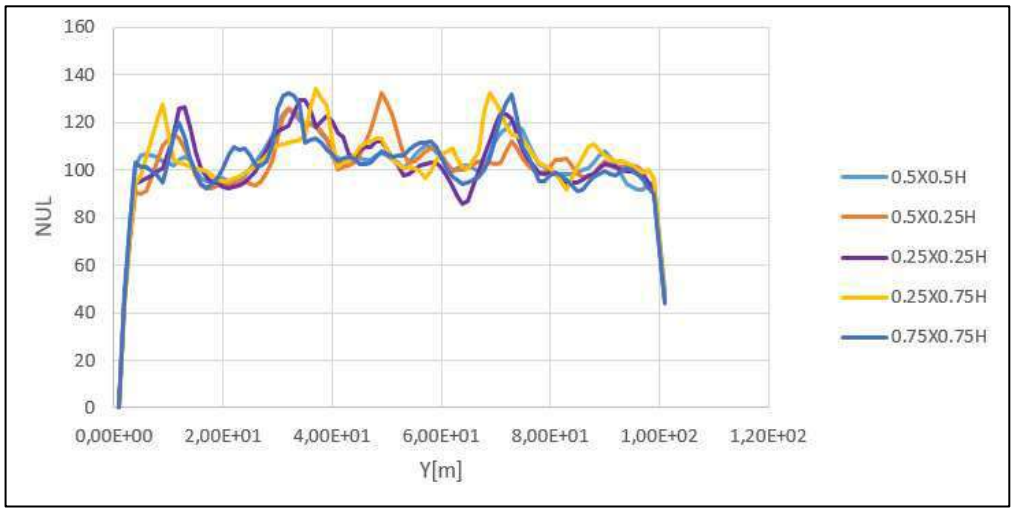
Figure IV.6: (d ; e ; f) Profils de vitesse V pour différentes dimensions Selon les axes x,y,z

IV.6.le profil de nombre de Nusselt local et moyen :

L'évolution de nombre de Nusselt local pour différentes dimension de l'obstacle de notre cas étudie dans ce problème selon les axes x et y est présenté dans la figure IV.7 on observe que l'allure des profiles sont de forme sinusoidales avec des amplitudes variable ce qui indique que l'introduction d'un obstacle dans une cavité à un influence notable sur le transfert thermique.



(1)



(2)

Figure IV .7 : (1 ; 2) Profils de Nul pour différentes dimensions Selon les axes x, y.

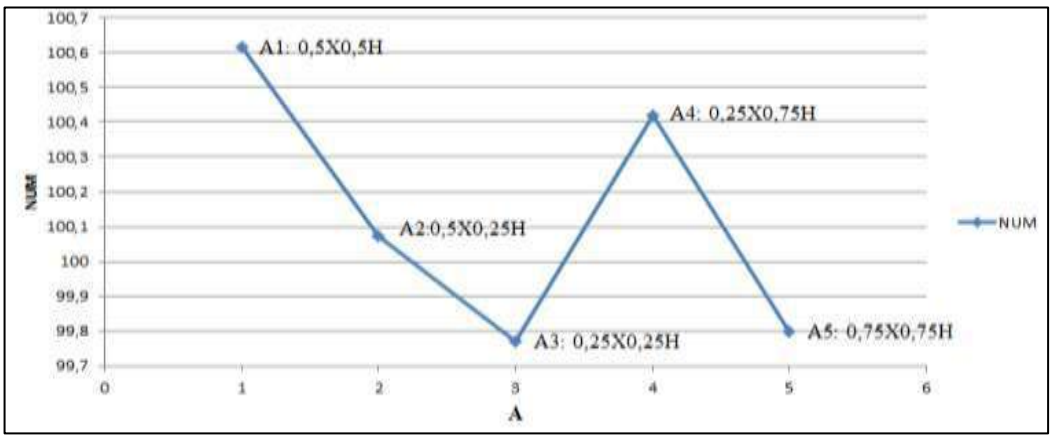


Figure IV.8 : Profil de Nul moyen pour différentes dimensions de l'obstacle.

IV.7.Les isothermes et le champ de vitesse dans les cavités cubiques contienne un obstacle à A=0.5X0.5H pour différents nombre de Rayleigh ($10^3 \leq Ra \geq 10^6$)**:**

Les figures 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 Ra entraine des variations significatives des isothermes.

Selon les plans x y les lignes des isothermes sont déformées à l'extrémité de l'obstacle pour $Ra(10^3;10^4)$et pour $Ra(10^5;10^6)$sont des lignes horizontale dans le haut et le bas de l'obstacle.

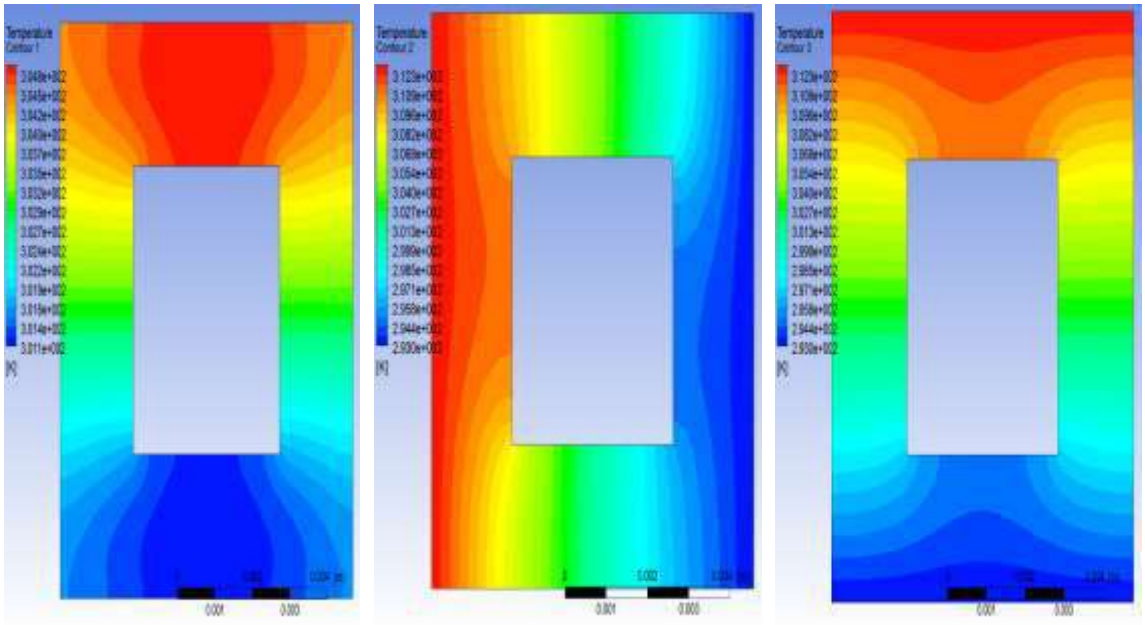
Selon les plans y z la ligne de température est divisé bandes quasi-horizontale et la répartition thermique est moins circulaires.

Selon les plans z x les lignes des isothermes sont horizontales à l'interface des parois.

Pour les faibles valeurs de Ra, le mode de transfert de chaleur dominant est diffusive.

On peut remarquer qu'en a augmenté le Ra les isotherme tendent à être parallèles.

Plan x y plan y z plan x z



$Ra = 10^3$

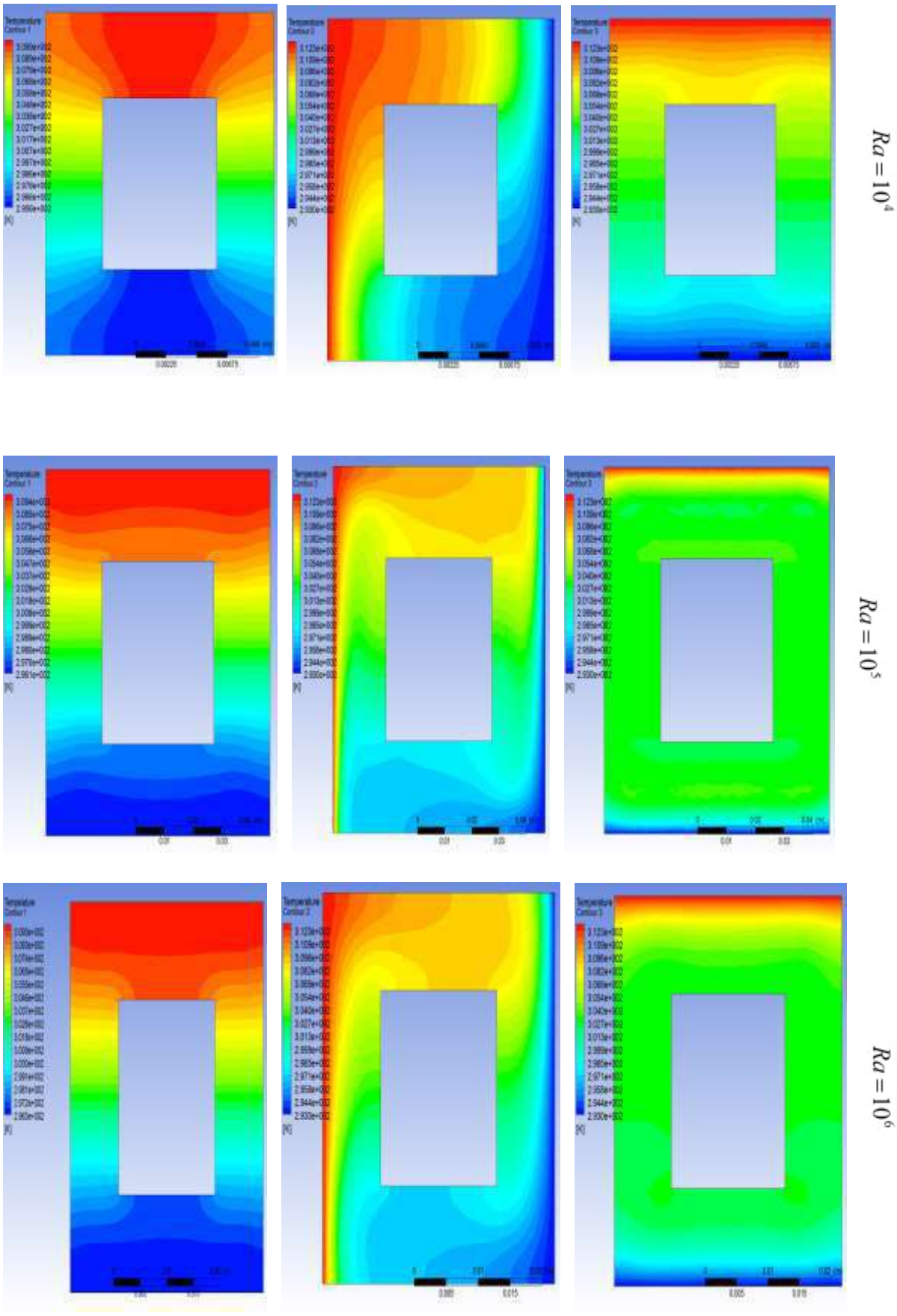
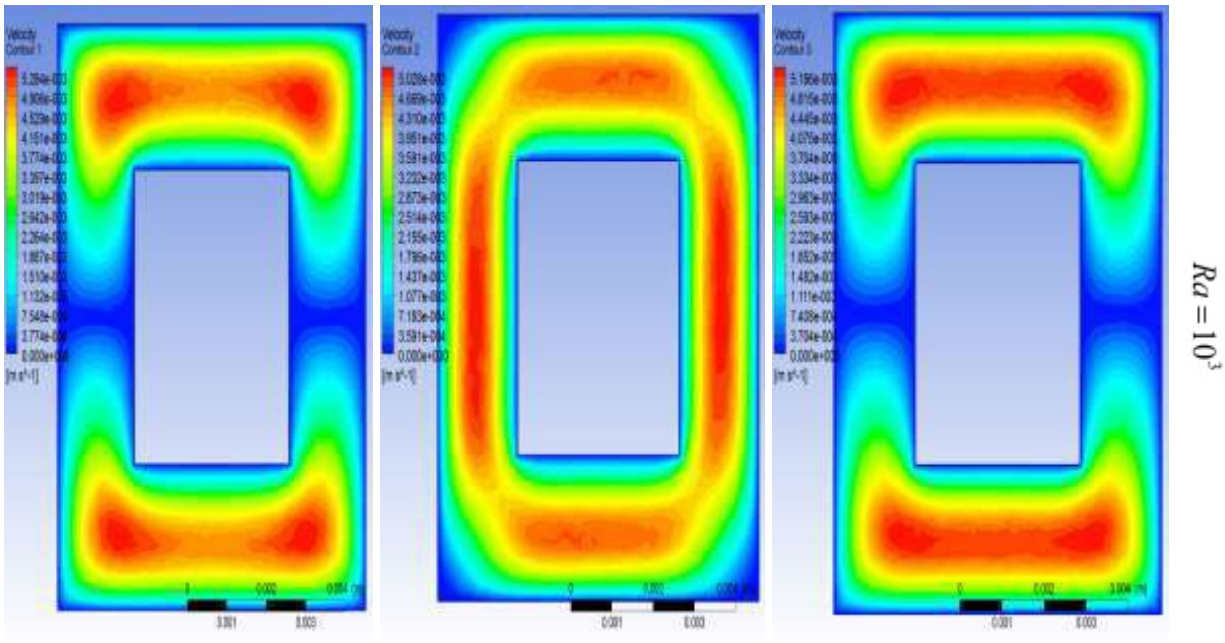


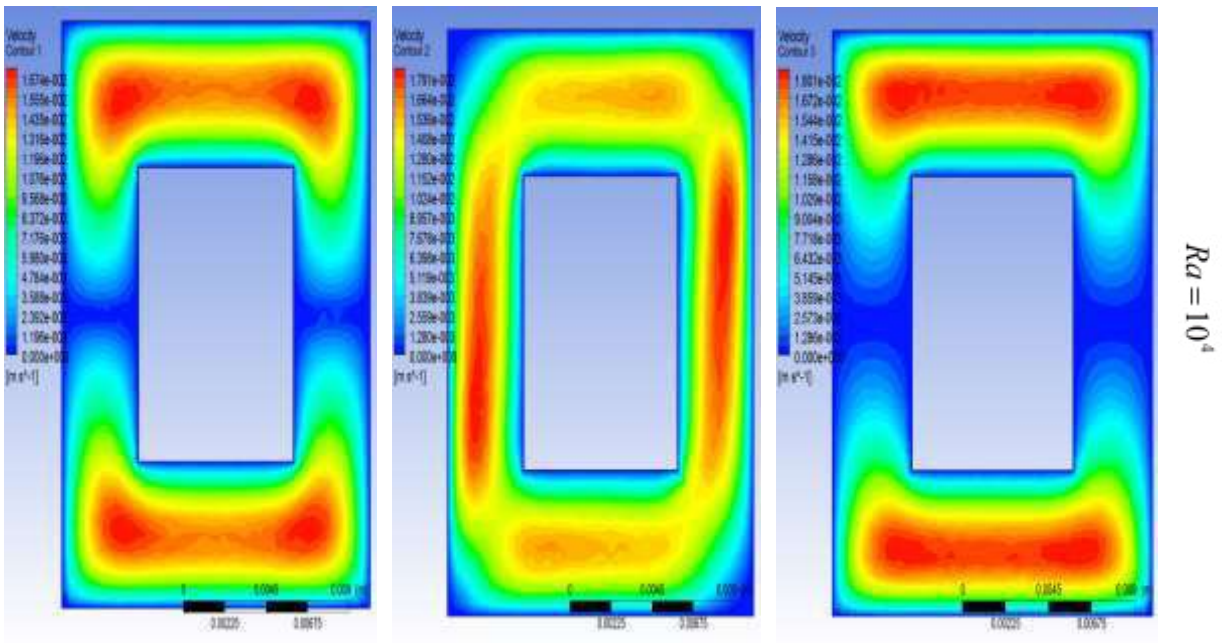
Figure IV .9 : Effet de Nombre de Rayleigh sur les isothermes.

Pour les contours de vitesse On remarque que les couches limites de vitesses sont plus écrasées selon les plans x y ; z x. En réalité, ces couches limites sont du même ordre de grandeur mais pour le plan y z la recirculation de fluide autour de l'obstacle à Ra=10^3 ; 10^4 .En augmentant Ra, l'écoulement tend à devenir elliptique et donne naissance à deux tourbillons a Ra=10^5 ; 10^6 ;nous observons que ces tourbillons se déplacent vers les parois verticales.

Plan x y Plan y z Plan z x



$Ra = 10^3$



$Ra = 10^4$

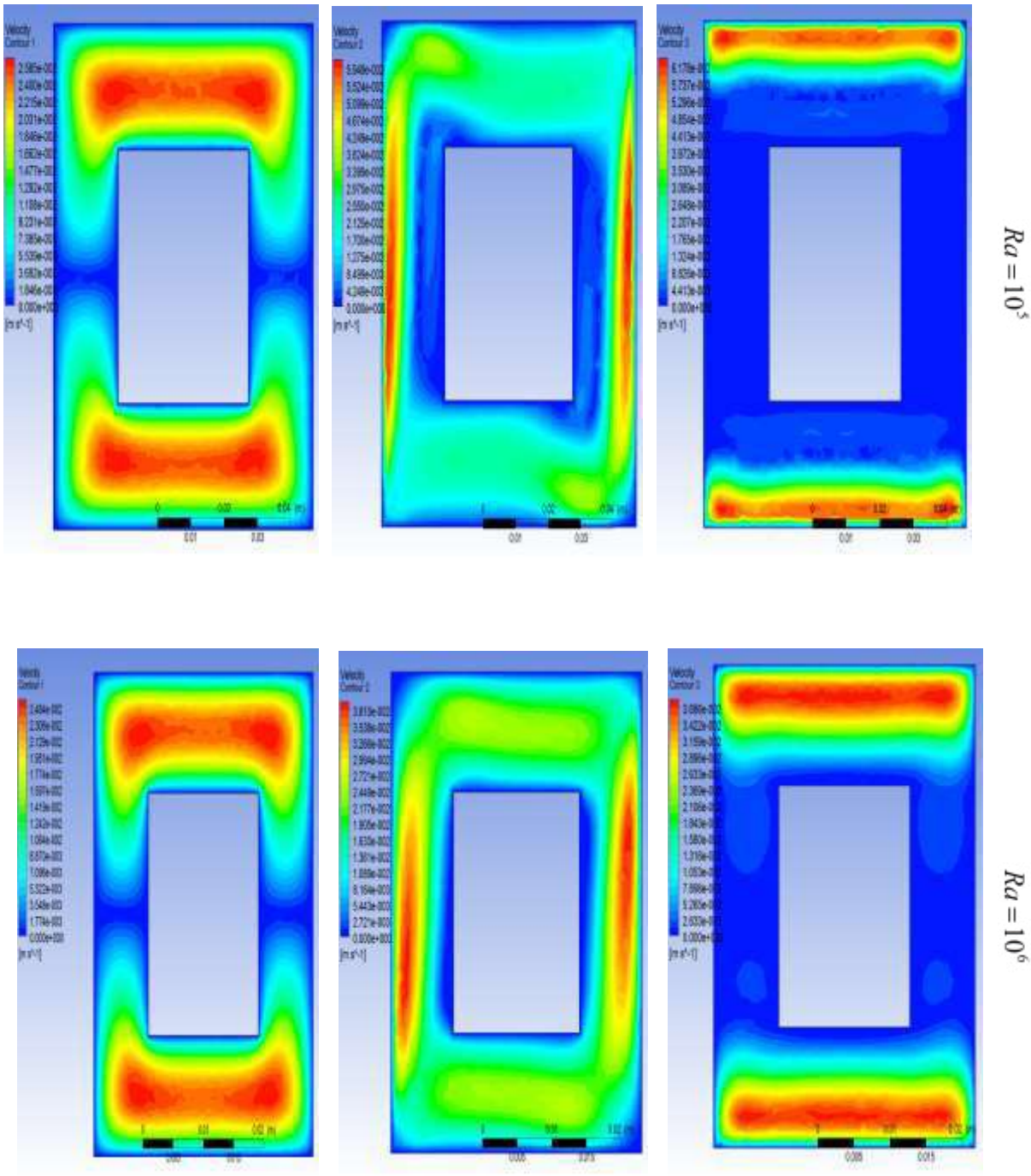


Figure IV.10 : Effet de Nombre de Rayleigh sur les contours de vitesses.

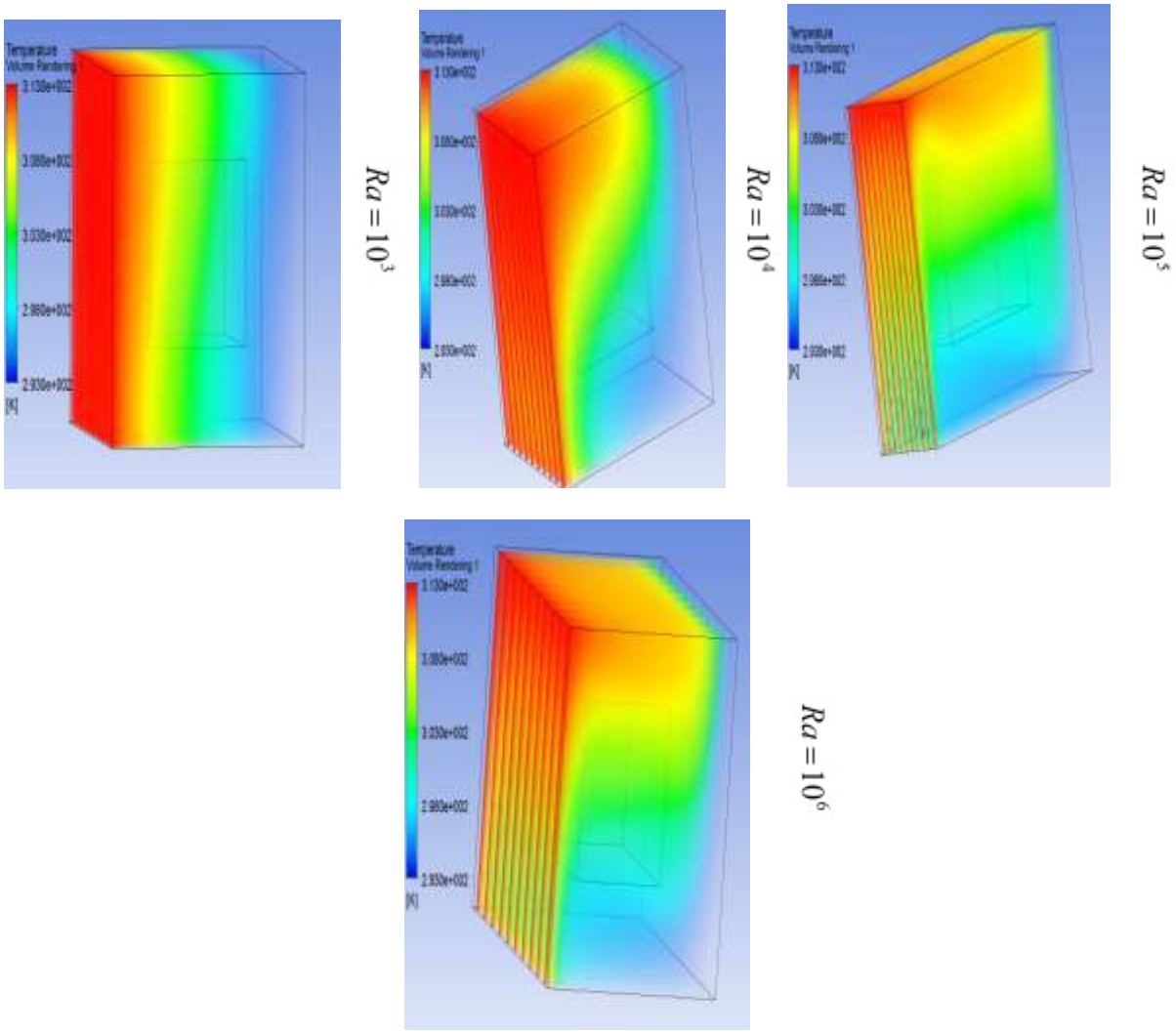
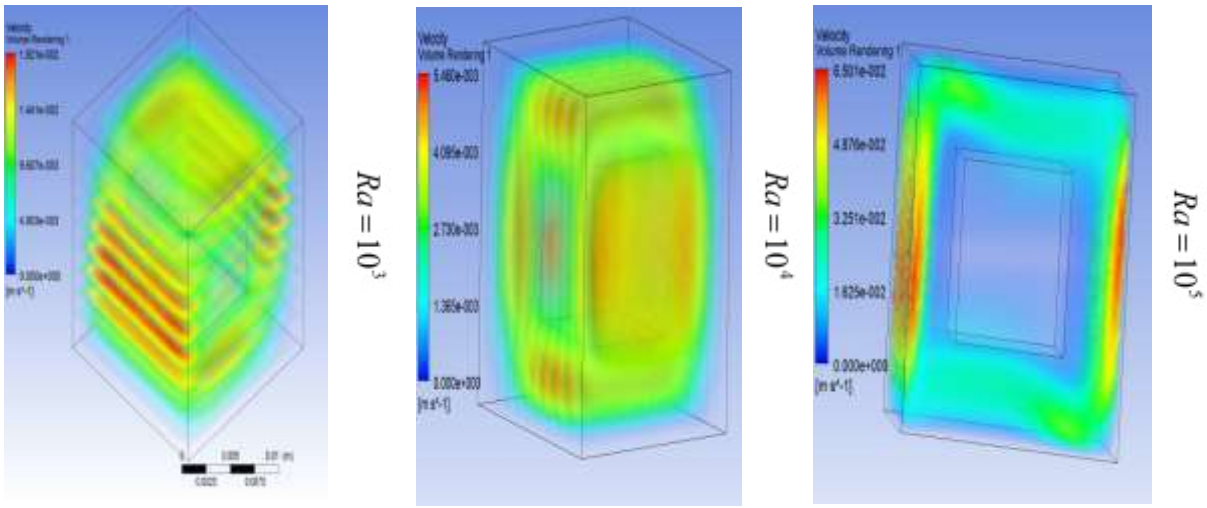


Figure IV .11 : Effet de Nombre de Rayleigh sur les isothermes en 3D.



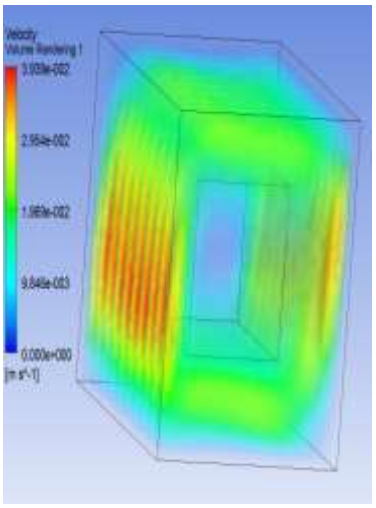
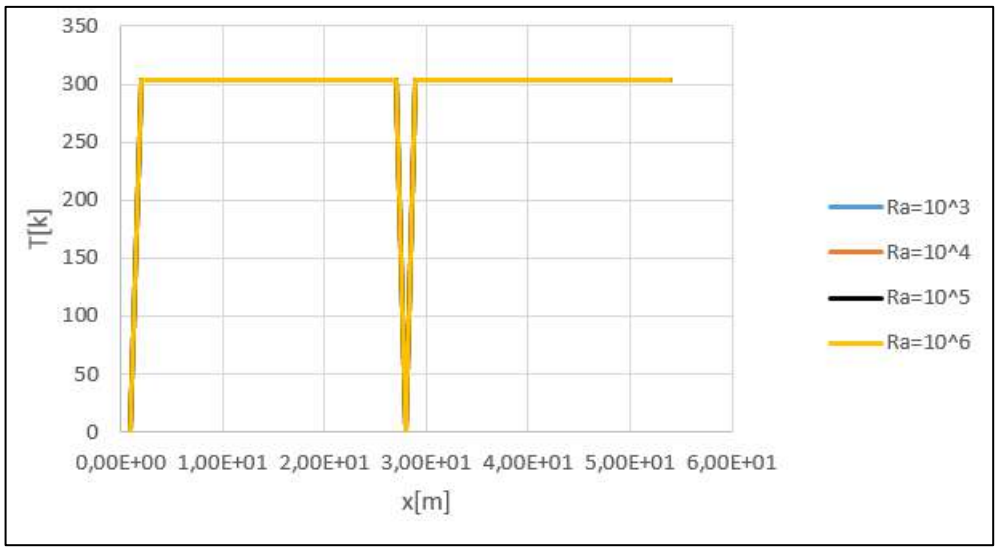


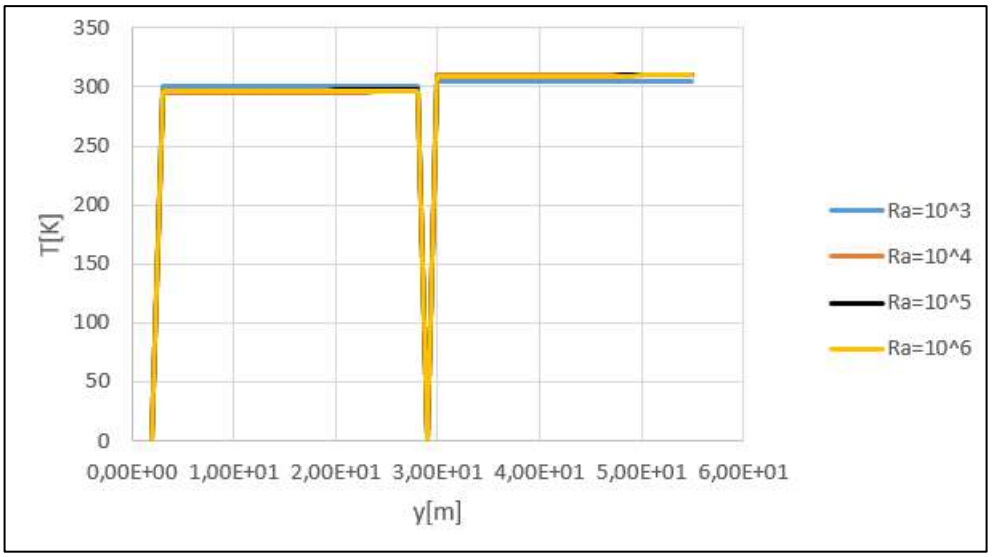
Figure IV.12 : Effet de Nombre de Rayleigh sur les contours de vitesses en 3D.

IV.8.Les profils des températures et de vitesse :

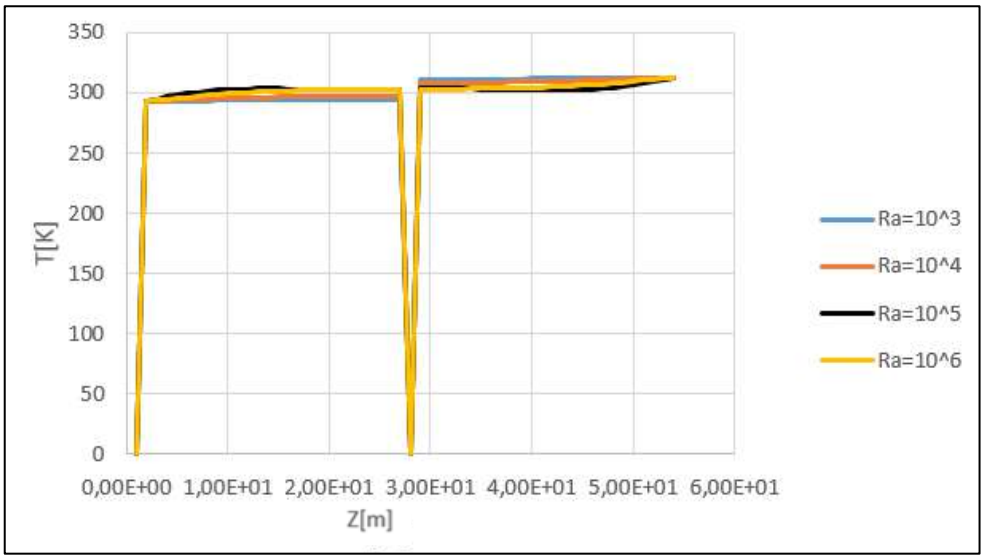
Le profil de température pour un nombre de Rayleigh avec différentes dimensions de l'obstacle est représenté sur Figure IV-13, on observe la même allure de profile pour les différents cas étudiés, Il est dû à la température des molécules de l'air dans la cavité selon les différents axe (x ; y ; z).



(a)



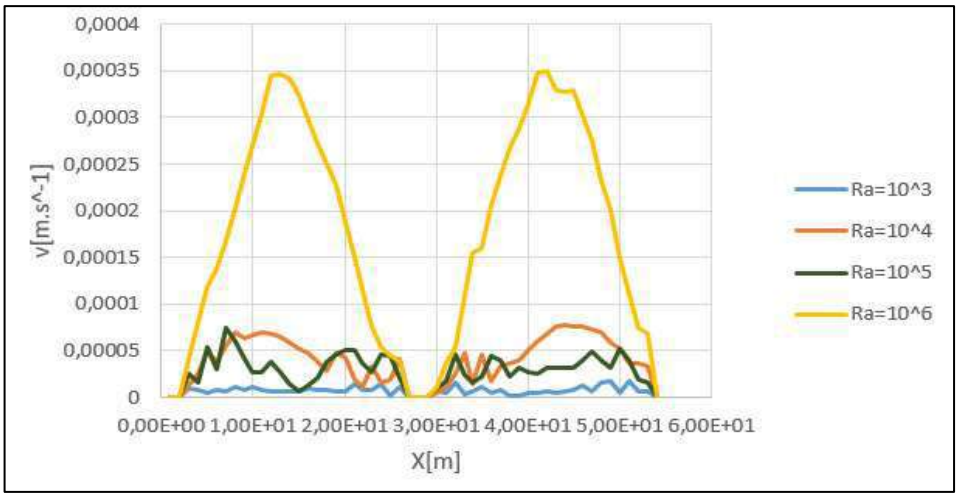
(b)



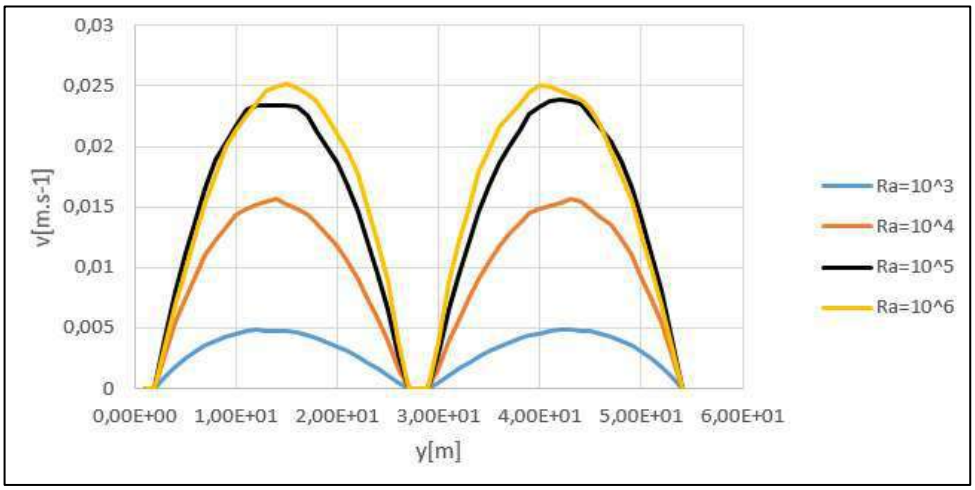
(c)

Figure IV.13 : (a ; b ; c) Profils de température **T** pour différentes Nombre de Rayleigh Selon les axes x, y, z.

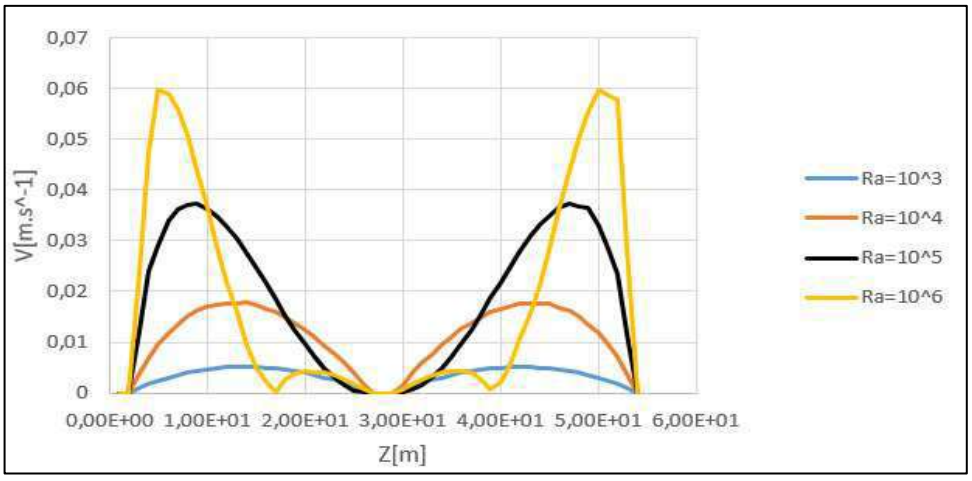
Les profils de vitesses pour les différentes valeurs de nombre de Rayleigh *Ra* selon les différentes plans sont représentés sur la Figure IV.14, il est clair que la vitesse elle nulle sur les parois de la cavité et de l'obstacle mais elle variables loin de la paroi.



(d)



(e)

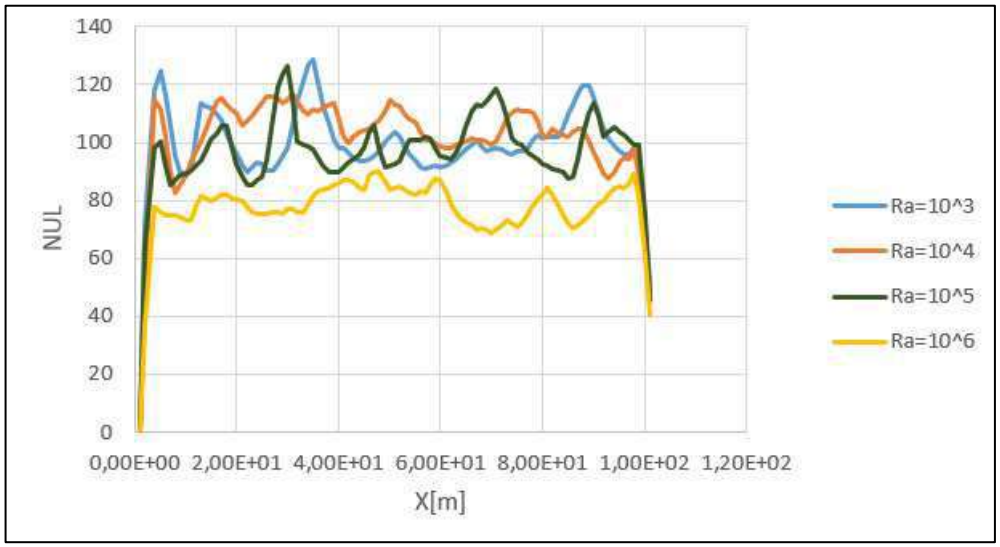


(f)

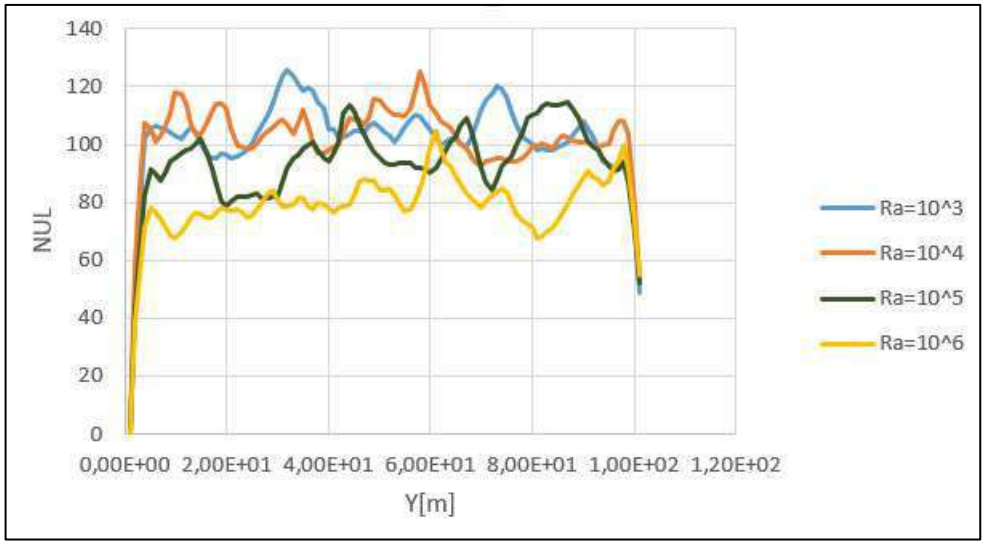
Figure IV.14 :(d ; e ;f) Profils de vitesse V pour différentes Nombre de Rayleigh Ra : Selon les axes x, y, z.

IV.9 .le profil de nombre de Nusselt local :

L'évolution de nombre de Nusselt local en fonction les axes x et y les variations elles sont de forme sinusoïdales ainsi l'augmentation de nombre de Rayleigh *Ra* à influence remarquable sur le taux de transfert de chaleur c'est-à-dire si on augmente nombre de Rayleigh *Ra* nombre de Nusselt local diminue.



(1)



(2)

Figure IV.15 : (1 ; 2) Profils de Nul pour différentes Nombre de Rayleigh: Selon les axes x, y.

Conclusion Générale

Conclusion général :

Dans ce mémoire, on a mené une étude simulation numérique tridimensionnelle du transfert thermique dans une cavité contienne un obstacle, le fluide remplie l'air (Pr=0.71) On a donc considère un écoulement tridimensionnel d'un fluide newtonien et incompressible. Pour un nombre de Rayleigh Ra=10^3 .Les parois verticales sont soumises à des flux de chaleur constants. Tandis que les parois horizontales et l'obstacle sont adiabatiques à différents dimensions de l'obstacle dans le premier cas. Mais dans le deuxième cas On considère une cavité avec les mêmes caractéristiques physiques et géométriques a dimension 0,5X0, 5H avec le 1er cas. Et A chaque fois, nous varierons nombre de Rayleigh Ra entre 10^3 jusqu'à 10^6 .

La modélisation mathématique du phénomène physique a été effectuée par les équations de conservations dynamiques et thermiques. Leur résolution a été abordée moyennant le logiciel ANSYSCFX qui se base sur la méthode des volumes fins.

L'effet des paramètres de contrôle tels que le nombre de Rayleigh, l'emplacement de la source de chaleur sur les parois de la cavité et le positionnement de la section de sortie du fluide en écoulement sur les échanges convectifs a été analysée. Les différents résultats sont présentés en termes d'isothermes, de profil de vitesse, des profils des nombres de Nusselt locaux et moyens. Les principaux résultats qui ont découlé de cette étude ont permis d'aboutir aux conclusions suivantes:

- L'augmentation du nombre de Rayleigh est due à l'augmentation de la température et le profil de vitesse à l'intérieur de la cavité et vice versa.
- Le taux du transfert de chaleur au niveau de la paroi verticale de la cavité augmente considérablement avec la diminution de la dimension de l'obstacle.

- La vitesse à l'intérieur de la cavité n'est pas constante autour de l'obstacle.

- L'augmentation du Nombre de Rayleigh entraine la diminution des Nombres de Nusselt local

En perspective nous analyserons des cas aevc d'autres conditions aux limites et nous traiterons des problèmes de convection double diffusion en 3D en régime transitoire avec d'autre géométrie.

Référence Bibliographique

Référence bibliographique:

[1] A. D. Nield and A. Bejan, Convection in Porous Media, *Springer*, New York, 1992.

[2] A. D. Nield, Onset of thermohaline convection in a porous medium.Water Resources Res., Vol. 4, pp. 553-560 (1968).

[3] Goyeau B, Songbe J.-P. And Gobin D. Numerical study of double-diffusive natural convection in a porous cavity using the Darcy-Brinkman formulation. Int. J. Heat Mass Transfer. 1996; 39; 7:1363-1378.

[4] Hyun JM, Lee JW. Double-diffusive convection in a rectangle with cooperating horizontal gradients of temperature and concentration gradients. Int J Heat Mass Tran 1990; 33:1605-17.

[5] Nishimura T, Wakamatsu M, Morega AM. Oscillatory double-diffusive convection in a rectangular enclosure with combined horizontal temperature and concentration gradients. Int J Heat Mass Tran 1998; 41:1601-11.

[6] Mohamad AA, Bennacer R. Natural convection in a confined saturated porous medium with horizontal temperature and vertical solutal gradients. Int J Thermal Sci 2001; 40:82-93.

[7] Trevisan OV, Bejan A. Natural convection with combined heat and mass transfer buoyancy effects in a porous medium. Int J Heat Mass Transfer 1985; 28:1597-611.

[8] Gobin D, Bennacer R. Double diffusion in a vertical fluid layer: onset of the convection regime. Phys Fluids 1994; 6; 1:59-67.

[9] Gobin D, Goyeau B, Neculae A. Convective heat solute transfer in partially porous cavities. Int J Heat Mass Transfer 2005; 48:1898-908.

[10] Akbal S, Baytas F. Effects of non-uniform porosity on double diffusive natural convection in a porous cavity with partially permeable wall. Int J Ther Sci 2008; 47:875-85.

[11] Baytas AC, Baytas AF, Ingham DB, Pop I. Double diffusive natural convection in an enclosure filled with a step type porous layer: non-darcy flow. Int J Therm Sci 2009; 48:665-73.

[12] Bennacer R, Beji H,Mohamad A.A. Double diffusive convection in a vertical enclosure inserted with two saturated porous layers confining a fluid layer Int J of Thermal Sciences 2003; 42: 141-151.

[13] Al-Farhany K, Turan A. Non-Darcy effects on conjugate double-diffusive natural convection in a variable porous layer sandwiched by finite thickness walls. Int J Heat Mass Transfer 2011; 54:2868-79.

[14] Hadidi N, Ould-Amer Y and Bennacer R. Bi-layered and inclined porous collector: Optimum heat and mass transfer,Energy 2013; 51:422-430.

[15] Ramon L. Frederick, Sergio G. Moraga Three-dimensional natural convection in finned cubical enclosures. Int. J of Heat and Fluid Flow 2007; 28: 289-298.

[16] Mohamad A.A., Bennacer R. Double diffusion, natural convection in an enclosure filled with saturated porous medium subjected to cross gradients; stably stratified fluid Int. J. of Heat and Mass Transfer 2002; 45: 3725-3740.

[17] Ghachem K, Kolsi L, Mâatki C, Hussein A. K, Borjini M. N.Numerical simulation of three-dimensional double diffusive free convection flow and irreversibility studies in a solar distiller. International Communications in Heat and Mass Transfer 2012; 39: 869-876.

[18] A. Bejan et K. R. Khair, Heat and mass transfer by natural convection in a porous medium.Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 28, pp. 909-918 (1985).

[19] F. C. Lai et F. A. Kulacki, Coupled heat and mass transfer by natural convection from vertical surfaces in porous media. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 34, pp. 1189-1194 (1991).

[20] F. Alavyoon, on natural convection in vertical porous enclosures due to prescribed fluxes of heat and mass at the vertical boundaries. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 36, pp. 2479-2498 (1993).

[21] F. Alavyoon, Y. Masuda et S. Kimura, On natural convection in vertical porous enclosures due to opposing fluxes of heat and mass at the vertical walls.Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 37, pp. 195-206 (1994).

[22] **M. Mamou, P. Vasseur, et E. Bilgen,** Multiple solutions for double – diffusive convection in a vertical porous enclosure. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 30(10), pp. 1787-1798 (1995b).

[23] **N. Bian, P. Vasseur, E. Bilgen, et F. Meng**, Effect of an electromagnetic field on natural convection in an inclined porous layer.Int. J. Heat and Fluid Flow Vol. 17(1), pp. 36-44 (1996).

[24] **V. Prassad et A. Tuntomo,** Inertia effects on natural convection in a vertical porous cavity.Num. Heat Transfer, Vol. 11, pp. 295-320 (1987).

[25] **P. Nithiarasu, K. N. Seetharamu et T. Sundararajan,** Double –diffusive natural convection in an enclosure filled with fluid –saturated porous medium: A generalized Non – Darcy Approach.Num. Heat Transfer, Vol. A(30), pp. 413-426 (1996).

[26] **D. Angirasa et G. P. Peterson,** Combined heat and mass transfer by natural convection with opposing buoyancy effects in a fluid saturated porous medium. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 40(12), pp. 2755-2773 (1997).

[27] **D. A. Nield,** Onset of convection in a fluid layer overlying a layer of a porous medium.J. Fluid Mech., Vol.81, pp. 513-522 (1977).

[28] **D. A. Nield,** The boundary correction for the Rayleigh – Darcy problem: Limitation of the Brinkman equation. J. Fluid Mech., Vol.128, pp. 37-46 (1983).

[29] **C. W. Somerton et I**. Catton, on the thermal instability of superposed porous and fluid layers. J. Heat Transfer. , Vol.104, pp. 160-165 (1982)

[30] **F. Chen et C. F. Chen,** Onset of finger convection in a horizontal porous layer underlying a fluid layer.J. Heat Transfer, Vol.110, pp. 403-409 (1988).

[31] **T. Nishimura, T. Takumi, T. Shiraishi, M. Kawamura et H.Oze**, Numerical analysis of natural convection in a rectangular enclosure horizontally divided into fluid and porous regions. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 29(6), pp. 889-898 (1986).

[32] **K. B. Benhadja,** Convection Thermosolutale au sein d'une Cavité Poreuse Saturée par un Fluide non Newtonien binaire, Ecole Polytechnique de Montréal,thèse (2001).

[33] **A. A. Merrikh and A. A. Mohamad,** Non-Darcy effects in buoyancy driven flows in an enclosure filled with vertically layered porous media. Int. J. Heat and Mass Transfer. Vol.45, PP. 4305-4313, (2002)

[34] **Y. Ould-Amer et al** Convection naturelle dans un milieu poreux multicouche. JITH 2007, Albi : France PP .1-4, (2007)

[35] **Karimi Fard Mohammad** : Instabilités terminologues en milieu poreux dans des cavités rectangulaires .Thèse doctorat Université de Toulouse 3, Toulouse, France, 1998

[36] **R. Bennacer et al:On** the thermal anisotropy affecting transfers in a multilayer porous medium . C. R. Acad. Sc. Mecanique 332, pp. 539-546 (2004).

[37] **O.V. Trevisan, A.Bejan,** Natural convection with combined heat and mass transfer buoyancy effets in a porous medium, Int. J. Heat mass transfer 28, 1597-1611, 1985.

[38] **M.C Charrier-Mojtabi, M. Karimi-Fard, A.Mojtabi,** Naissance de régimes de convection thermosolutale dans une cellule rectangulaire poreuse, C.R.Acad.Sci. t. 324(1997) 9-17Paris.

[39] **D. Gobin, R. Bennacer**, Double diffusion in a vertical fluid Layer: onset of the convection regime. Phys. Fluids 6 (1), 59-67. (1994)

[40] **W. Shyy, M.H.Chen**, Double diffusive flow in enclosures, Phys.Fluids A 3 (11) 2592-2607 (1991)

[41] **R. Younsi, A. Harkati et D. Kalache,** Numerical simulation of double diffusive natural convection in porous cavity: Opposing flow.Arabian J. for Sc. and Eng., Vol. 26(2b), pp. 145-155 (2002).

[42] **V. Prassad et A. Tuntomo,** Inertia effects on natural convection in a vertical porous cavity.Num. Heat Transfer, Vol. 11, pp. 295-320 (1987).

[43] **A. Bejan et D. Poulikakos,** The non-Darcian regime for vertical boundary layer natural convection in porous medium.Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 27(5), pp. 717-722 (1984).

[44] **G. Lauriat et V. Prassad**, Non – Darcian effect on natural convection in a vertical porous enclosure. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 32(11), pp. 2135-2148 (1989).

[45] **P. Vasseur et L. Robillard,** The Brinkman model for boundary layer regime in a rectangular cavity with uniform heat flux from the side. Int. J. Heat and Fluid Flow Vol. 30(4), pp. 717-727 (1987).

[46] **N. D. Rosenberg et F. J**. Spera, Thermohaline convection in a porous medium heated from below.Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 35, pp. 1261-1273 (1992).

[47] **R. Younsi, A. Harkati et D. Kalache**, Numerical simulation of heat and mass transfer in trapezoidal porous cavity heated from below .7th European days on contemporary thermodynamics, 312-319 (2001).

[48] **Z. G. Du et E. Bilgen**, Natural convection in vertical cavities with partially filled

heat – generating porous media. Num. Heat Transfer, Vol. A (18), pp. 371-386 (1990).

[49] **A. J. Chamkha, H. Al-Naser,** Double-diffusive convection in an inclined porous enclosure with opposing temperature and concentration gradients, Int. J. Therm. Sci. 40, 227–244, 2001.

[50] **D. Akrour, R. Bennacer et M.Betrouni M.,** Effet d'hystérésis en convection thermosolutal avec des gradients croisés (Etang de stockage). Rev. Energ. Ren., vol. 3 pp. 39-47, 2000.

[51] **M.Bourich, M.Hasnaoui, A.Amahmid.** Double-diffusive natural convection in a porous enclosure partially heated from below and differentially salted. International Journal of Heat and fluid flow, vol. 25, pp. 1034-1046, 2004.

[52] **D.Gobin., B.Goyeau, A.Neculae**, convective heat solute transfer in partially porous cavities. Int. J. Heat Mass Transfer, vol. 48, pp. 1898-1908, 2005.

[53] **R. Bennacer and A. Tobbal,** Coupled heat and mass transfer in vertical anisotropic porous layer, Proceedings of the fourth Int. Congress. On Advanced Computational Methods in Heat Transfer, 493-502, 1996.

[54] **A. Tobbal., R. Bennacer and R. Cabrillac.,** Effet de l'anisotropie des matériaux poreux sur les phénomènes de transferts de chaleur et de masse, Proceedings du 13ème Congrès Français de Mécanique, II, 457-460, 1997.

[55] **A. Tobbal. et R Bennacer.,** Heat and mass transfer in anisotropic porous layer, Res. Trends J., Trends in Heat. Mass & Momentum Transfer, 3, 129-137, 1997a.

[56] **A. Tobbal. and R. Bennacer.,** Effet de l'anisotropie thermique et hydraulique des milieux poreux sur les phénomènes de transferts, Proceedings du 3ème Colloque Franco- Québecois, 227-232, 1997b

[57] **R. Bennacer, A.Tobbal et H.Beji,** Convection naturelle thermosolutale dans une cavité poreuse anisotrope : formulation de Darcy-Brinkman. Rev. Energ. Ren. vol.5, pp. 1-21, 2002.

[58] **R. Bennacer, H.Beji M. A.A Mohamed**., Double diffusive in a vertical enclosure inserted with two saturated porous layers confining a fluid layer. International Journal of thermal Sciences, vol. 42, pp.141-151, 2003.

[59] **S.Sivasankaran, P. Kandaswamy, O.Ng C.** Double-diffusive convection of anomalous density fluids in a porous cavity. Transp. Porous Med., vol. 71, pp. 133-145, 2008.

[60] **A.C. Baytas, A.F. Baytas, D.B. Ingham, I. Pop,** Double diffusive natural convection in an enclosure filledwith a step type porous layer: Non-Darcy flowInt. J. Therm. Sci. 48,665–673, 2009.

[61] **K. Al-Farhany, A. Turan,** Non-Darcy effects on conjugate double-diffusive natural convection in a variable porous layer sandwiched by finite thickness walls.Int. J. of HeatandMassTransfer, Vol.54, pp., 2868-2879, 2011.

[62] **K. Al-Farhany, A. Turan,** Numerical study of double diffusive natural convective heat and mass transfer in an inclined rectangular cavity filled with porous medium,Int.Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 39, pp. 174-181, 2012.

[63] ANA-MARIA BIANCHI, YVES FAUTRELLE, JACQUELINE ETAY ;

Transferts thermique ; Agence universitaire de francophonie romandes, presses Polytechniques et universitaires romandes.

[64] T. Magali, "Le confort global dans les écoles élémentaires en milieu tropical : un réaménagement des échelles et étude de l'impact de la forme architecturale ", Mémoire de Master, école nationale supérieure d'architecture Montpellier, Le 26 janvier 2017, site www.researchgate.net.

[65] F.KREITH, Traduction de B.KHODJA, « Transmission de la chaleur thermodynamique ». Edition Masson 1967.

[66] C.BODY, « Les échanges de chaleur par convection » (1ère partie). Edition bordas/Mouton, Paris, 1968.

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

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

[69] Y.JANNOT, « Transfert thermique ». École des Mines Nancy, 2eme année, 2009.

[70] N. ROUGER, « Sensibilité de la convection naturelle en cavité différentièllement chauffée à des variations des paramètres géométrique, thermique et massique ». Thèse de doctorat, Université de Poitiers France 2009.

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

[72] 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

[73] N. LAAROUSSI, «Contribution à la simulation numérique des transferts de chaleur par conduction, rayonnement et convection thermo-solutales dans les cavités ».

Thèse de doctorat, PARIS-EST, 2008.

[74] S. PAOULUCCI, « On the filtering of sound from the Navier-Stokes equations », Sandia National Laboratory Report SAND, 1982

[75] 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

[76] **M. AKERMA ;** Mémoire de fin d'études ; Etude des échanges convectif autour d'un cylindre horizontal ; 2012/2013.

[77] **A. Ould-Hennia**, Choix climatiques et construction, zones arides et semi-arides : la maison à cour de Boussaâda, Thèse de doctorat, école polytechnique Fédérale de Lausanne, suisse, p180, 2003.

[78] **F. GHANEM, Y. TARIKET**, Evaluation du confort thermique dans l'habitat colonial à Alger Cas d'étude : Immeuble de rapport à cour, Mémoire de master Architecture et urbanisme, Université Abderrahmane MIRA –Bejaia, 2016, p32

[79] The démonstration component of the Joule-Thermie programme, Européen commission thermie. (http://erg.ucd.ie/ttp.html) 18/11/2017.

[80] **ANAH**, Le Confort Thermique Fiche Technique. Article DDB, Agence National De L'habitat, Agence de l'environnement et de la maitrise de l'énergie.

[81] **M.JEDID, O. BENJEDDOU**, La Thermique du bâtiment : Du confort thermique au choix des équipements de chauffage et de climatisation Paris De Savoirs, 2016.

[82] **N. Cordier**, "développement et évaluation de stratégies de contrôle de ventilation appliquées aux locaux de grandes dimensions ", thèse de doctorat soutenue à L'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, France, p62, 2007.

[83] **F. Richieri**, Développement et paramétrage de contrôleurs d'ambiance multicritères, thèse de doctorat soutenue à L'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, pp.302, 2008.

[84] **M. L. GUAY**, Confort thermique dans les lieux dévie EFB, article sur le confort thermique, Consulté le 05/10/2016.

[85] **A. LIEBARD, &A.D HERBE**, Traite D'architecture Et D'urbanisme Bioclimatiques, Paris, Moniteur, Observer, article à l'Architecture & climat, 2005.

[86] **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).

[87] **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.

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