

Faculty of Sciences and Technology
Department of Mechanical Engineering

كلية العلوم والتكنولوجيا
قسم المهندسة الميكانيكية

N° d'ordre : M...../GM/2022

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES MASTER ACADEMIQUE

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Thème

Etude numérique de la convection naturelle dans un local chauffé par
le plancher muni d'un serpentín

Présenté par :

Mr. LAZERGUI Mohammed

Mr. BENNAMA Hamza

Soutenu le 13/07/2022 Devant le jury composé de :

Président : Dr. MEDJAHED Bendida

Université de Mostaganem UMAB

Examineur : Dr. KHALDI Abdelaziz

Université de Mostaganem UMAB

Encadreur : Pr. RETIEL Noureddine

Université de Mostaganem UMA

Année Universitaire: 2021 / 2022

Résumé

Le travail exposé dans ce mémoire consiste à étudier le phénomène de la convection naturelle dans une cavité rectangulaire d'air ($Pr = 0.71$), à espace confiné, bidimensionnelle et partiellement chauffée au sole par serpentine dans laquelle nous soumettons deux régimes dans notre études, le régime stationnaire en variant le nombre de Rayleigh de 10^3 à 10^6 et on variant les nombre des tube de serpentine et on le régime instationnaire en variant le temps de 1 minutes jusqu'à 60 minutes en fixons le $Ra=10^6$. Les résultats sont obtenus en résolvant les équations de continuité, quantité de mouvement, et d'énergie par la méthode des volumes finis en utilisant le code commercial «Fluent». Et le logiciel de maillage «Gambit».

Une série de simulations sera présentée pour illustrer l'effet du nombre de Rayleigh, et du temps sur la convection naturelle dans une cavité partiellement chauffée.

Mots clés:

Planché chauffant, cavité rectangulaire, lignes de courant, les isothermes.

Abstract

The work presented in this thesis consists in studying the phenomenon of natural convection in a rectangular air cavity ($Pr = 0.71$), with confined space, two-dimensional and partially heated at the bottom by serpentine in which we submit two regimes in our studies, the steady state by varying the Rayleigh number from 10^3 to 10^6 and varying the number of serpentine tubes and the unsteady state by varying the time from 1 minute to 60 minutes by fixing the $Ra=10^6$. The results are obtained by solving the equations of continuity, momentum, and energy by the finite volume method using the commercial code "Fluent". And the "Gambit" mesh software.

A series of simulations will be presented to illustrate the effect of Rayleigh number and time on natural convection in a partially heated cavity.

Key words:

Heating floor, rectangular cavity, streamlines, isotherms.

ملخص

العمل المقدم في هذه الأطروحة يتكون من دراسة ظاهرة الحمل الحراري الطبيعي في تجويف مستطيل الشكل للهواء $Pr=0.71$ من خلال مساحة ضيقة وثنائي الأبعاد مسخن من الاسفل بأنابيب السربونتين. حيث نقدم نظامين في دراستنا ، النظام الثابت من خلال تغيير في رقم رايلي من 10^3 الى 10^6 و تغيير في عدد انابيب السربونتين. النظام الغير الثابت من خلال تغيير الوقت من دقيقة واحدة إلى 60 دقيقة عن طريق تحديد رقم رايلي في 10^6 .

النتائج تم الحصول عليها عن طريق حل معادلات الإستمرارية ،كمية الحركة و الطاقة بطريقة المقادير المنتهية باستعمال برنامج fluent المحاكات

ستقدم سلسلة محاكاة لتوضيح عدد رايلي و الزمن على الحمل الحراري الطبيعي في تجويف مسخن من الاسفل .

الكلمات المفتاحية:

سطح ساخن، تجويف مستطيل، سيربونتين

Dédicace

Nous dédions ce travail

A nos chers parents.

A nos chers sœurs et frères.

A nos Amis.

A tous nos proches.

Remerciement

Avant tout nous tenons à remercier ALLAH qui nous a aidé et nous a donné la patience et le courage de finir le mémoire.

Nous tenons à remercier vivement Prof.RETIEL Nouredine. Notre Rapporteur qui a fourni des efforts énormes, par ses informations ses conseils et ses encouragements.

Nos remerciements les plus vifs s'adressent aux messieurs le président Dr.MEDJAHED Bendida et messieurs l'examineur Dr.KHALDI Abdelaziz d'avoir accepté, d'examiner et d'évaluer notre travail.

Nous tenons à remercier aussi tous les professeurs de département de Génie Mécanique, et tous ceux qui de près et de Loin ont contribué à la réalisation de cette mémoire.

Liste des figures

Chapitre I

Figure I.1: Transfert de chaleur conductif unidimensionnel.....	9
Figure I.2: Transfert de chaleur radiatif.....	10
Figure I.3: Transfert de chaleur convectif	11
Figure I.4: Schéma représentant la configuration de la convection de Rayleigh –Bénard.....	15
Figure I.5: Plancher chauffant.....	16
Figure I.6: L'installation d'un plancher chauffant à eau.....	16

Chapitre II

Figure II.1: La géométrie de local	18
Figure II.2 : la géométrie de local sous forme adimensionnel.....	22

Chapitre III

Figure III.1: Lancement de gambit.....	26
Figure III.2: Maillage structuré et non structure.....	26
Figure III.3: Maillage structuré de cavité rectangulaire.....	27
Figure III.4 : Convergence de code	29

Chapitre IV

Figures IV.1: Evolution de la structure de l'écoulement pour différents nombre de Rayleigh.....	31
Figures IV.2: Profil de vitesse vertical à $Y=1.5m$ pour différents nombres de Rayleigh.....	31
Figures IV.3 : Evolution de la distribution de température pour différents nombre de Rayleigh...	33
Figure IV.4: Structure d'écoulements pour différentes surfaces de serpentin.....	34
Figure IV.5: Distribution de température pour différentes surfaces de serpentin ($Ra=10^6$	35
Figure. IV.6: Profil de vitesse vertical à $Y=1.5m$ pour différents serpentins.....	36
Figure. IV.7: Evolution de la structure d'écoulement en fonction du temps pour $Ra=10^6$	37
Figure. IV.8: Evolution de la distribution de température en fonction du temps pour $Ra=10^6$	38

Sommaire

Résumé	1
Dédicace.....	3
Remerciement.....	4
Liste des figures.....	5
Nomenclatures.....	6
Introduction générale	7

Chapitre I : GENERALITE ET ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

I.1. Introduction	9
I.2. Les 3 modes de transfert thermique	9
I.2.1. La conduction	9
I.2.2. Le rayonnement	10
I.2.3. Convection	10
I.3. Convection naturelle en cavité carré et rectangulaire	12
I.4. Domaines d'application de la convection naturelle	14
I.5. Convection naturelle dans les cavités différentiellement chauffées	14
I.5.1. Cavité avec gradient vertical de température	15
I.6. Le plancher chauffant	15
I.7. L'installation d'un plancher chauffant à eau	16

Chapitre II : GEOMETRIE ET FORMULATION MATHEMATIQUE

II.1. Introduction	17
II.2. Description du problem	18
II.3. Hypothèses simplificatrices	19
II.4. Approximation de Boussinesq	19
II.5. Formulation mathématique	20
II.5.1. Equation de continuité (conservation de la masse	20
II.5.2. Equation de conservation de la quantité de mouvement	20
II.5.3. Equation d'énergie	20
II.6. Modèle mathématique adimensionnel	21
II.7. Nombre de Rayleigh	23
II.7.1. Nombre de Prandtl	23
II.8. Conclusion	23

Chapitre III : RESOLUTION NUMERIQUE

III.1. Introduction.....	24
III.2. Méthodes des volumes finis (MDF).....	24
III.3. Les étapes à suivre pour la simulation numérique.....	24
III.4. Gambit.....	25
III.4.1. Description du logiciel Gambit.....	25
III.4.1.1 Démarrage de Gambit.....	25
III.4.2. Maillage sous “Gambit“.....	26
III.5. Implémentation sous Fluent.....	27
III.5.1. Présentation de Fluent.....	27
III.6. Convergence du code.....	28
III.7. Conclusion.....	29

Chapitre IV : RESULTATS ET DISCUSSIONS

IV.1. Introduction.....	30
IV.2. Effet du nombre de Rayleigh en régime stationnaire.....	30
IV.4. Effet de la surface du serpentin en régime stationnaire.....	33
IV.5. Régime instationnaire.....	36
Conclusion générale	40
Référence.....	41

NOMENCLATURES

g : Accélération de la pesanteur	(m/s^2)
H : Hauteur de la cavité	(m)
L : Longueur de la cavité	(m)
T : Température	(K)
ΔT : La différence de température en	(K)
x, y : Coordonnées cartésiennes	(m)
t : Temps	(s)
l : Longueur caractéristique en	(m)
h : Coefficient de transfert convectif	$(W\ m^{-2}\ K^{-1})$
S : Aire de la section de passage du flux de chaleur	(m^2)
u : la vitesse suivant l'axe x	(m/s)
v : la vitesse suivant l'axe y	(m/s)
U, V : Vitesse adimensionnelle	
X, Y : Longueur adimensionnel	

• Symboles grecs

α : diffusivité thermique	$[m^2/s]$
β : coefficient de dilatation thermique volumétrique	$[K^{-1}]$
ν : Viscosité cinématique	$[m^2/s]$
μ : Viscosité dynamique	$[kg/ m .s]$
ρ : Masse volumique	$[kg/m^3]$
θ : Température adimensionnelle	
ϕ : Flux de chaleur transmis par conduction	(W)
λ : Conductivité thermique du milieu	$(W\ m^{-2}\ K^{-1})$

• Nombre sans dimension

Ra : Nombre de Rayleigh
Pr : Nombre de Prandtl

• Indices

2D : configuration bidimensionnelle

Introduction générale

Introduction générale

De notre temps, la gestion optimale de l'énergie est un enjeu stratégique pour toutes les nations et leur survie dépend de leurs capacités à utiliser et optimiser cette énergie.

Dans tous les systèmes énergétiques, moteurs de véhicule, réacteur, industrie pétrochimie les quantités d'énergies mises en jeu sont très importantes. Ainsi, chercheur et industriels ont toujours travaillé à améliorer le rendement de ces systèmes et développer de nouveaux prototypes plus rentables.

La transmission de chaleur est devenue l'une des plus importants domaines scientifiques à cause de leur besoin et leur rôle dans la vie, et pour développer les moyens dans tous les domaines technologiques et économiques. Pour cela, de plus en plus, les savants et les chercheurs travaillent pour arriver à des solutions qui augmentent l'efficacité des machines et des outils dans notre vie pratiquent, et pour cette raison, ils classifient des techniques qui améliorent le transfert de chaleur.

Les études numériques et expérimentales en mécanique des fluides et transfert de chaleur dans les cavités fermées ont reçu beaucoup d'attention au cours des dernières décennies. Les cavités carrées et rectangulaire qui ont été largement étudiées vu le nombre des applications d'ingénierie et d'industrie peuvent être modélisées avec différentes conditions aux limites et conditions initiales.

Le thème du présent travail a pour but d'étudier la convection naturelle dans un local partiellement chauffée à partir de la paroi inférieure pour des régimes stationnaire et instationnaire. Pour résoudre les problèmes de transfert thermique, on doit recourir à des méthodes numériques dans le cas où on ne peut pas les résoudre analytiquement. Parmi ces méthodes les plus utilisées, on peut citer les différences finies, éléments finis, volumes finis...etc.

L'objectif de notre étude est de simuler numériquement la convection naturelle bidimensionnelle dans un local rectangulaire chauffé par le planché à partir d'un serpentin enfui dans la chape du plancher.

Pour mener à bien ce travail nous avons choisi de structurer cette étude en quatre chapitres.

Le premier chapitre est consacré aux généralités sur le transfert de chaleur et suivi d'une synthèse bibliographique de certains travaux dans cette thématique.

Le deuxième chapitre donne une présentation sur la problématique en définissant notre modèle physique de la cavité étudiée avec les conditions aux limites pour les deux régimes stationnaires et instationnaires. Le modèle physique choisi est suivi du modèle mathématique comprenant les différentes équations de conservation.

Dans le troisième chapitre la méthode de résolution du problème étudié est présentée, notamment la méthode des volumes finis en utilisant le logiciel Fluent et Gambit. Un aperçu des étapes à suivre (paramètres et application choisis) est aussi présenté.

Dans le quatrième chapitre, les résultats et discussion sur l'étude présentée en deux dimensions de l'effet du nombre de Rayleigh et le nombre des tubes de serpentin sur la convection naturelle dans une cavité rectangulaire dans un régime stationnaire et en fonction du temps pour le régime instationnaire.

Une conclusion générale vient clôturer ce travail.

Chapitre I

GENERALITES ET ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

I.1. Introduction

Les recherches sur le transfert de chaleur par convection naturelle dans des cavités (carrées, rectangulaire) et cylindriques ont suscité un intérêt majeur au cours des dernières décennies. Cet intérêt est déterminé par le rôle que joue cette configuration dans de nombreuses applications domestiques et industrielles. Dans différents domaines : refroidissement de composants électroniques, climatisation, échangeurs de chaleur, centrales thermiques, réservoirs de stockage, systèmes Isolation etc. Certains travaux ont été réalisés en utilisant la simulation numérique et le développement analytique. La simulation numérique est confrontée au problème du calcul et de l'espace de stockage, notamment en termes de dimensions et dimensions tridimensionnelles, surtout lorsqu'il existe des phénomènes physiques complexes (tels que turbulence, écoulement diphasique, etc.) dans des formes géométriques complexes. Malgré cela, c'est toujours la méthode la plus rapide et largement utilisée grâce à sa capacité à se développer rapidement.

I.2. Les 3 modes de transfert thermique :

I.2.1. La conduction:

C'est le transfert de chaleur au sein d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, sous l'influence d'une différence de température. La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts : une transmission par les vibrations des atomes ou molécules et une transmission par les électrons libres. La théorie de la conduction repose sur la loi de Fourier, la densité de flux est proportionnelle au gradient de température :

En générale en système unidimensionnel:

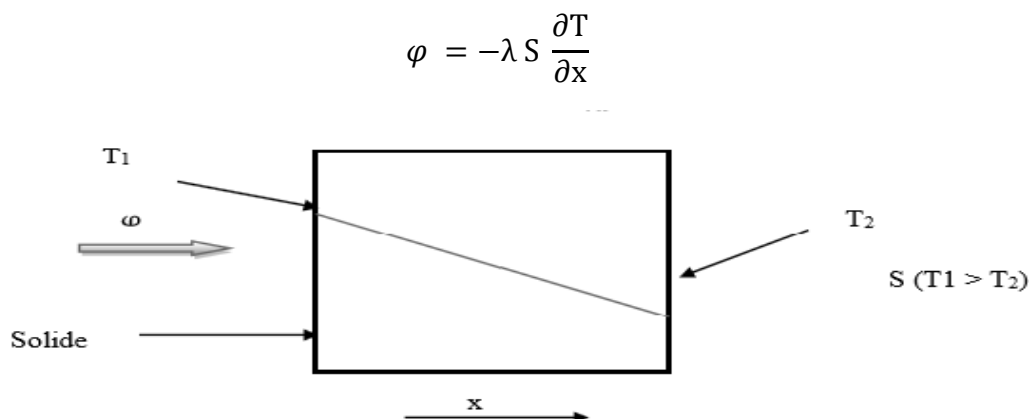


Figure.I.1: Transfert de chaleur conductif unidimensionnel

I.2.2. Le rayonnement:

C'est un transfert d'énergie électromagnétique entre deux surfaces (même dans le vide). Dans les problèmes de conduction, on prend en compte le rayonnement entre un solide et le milieu environnant.

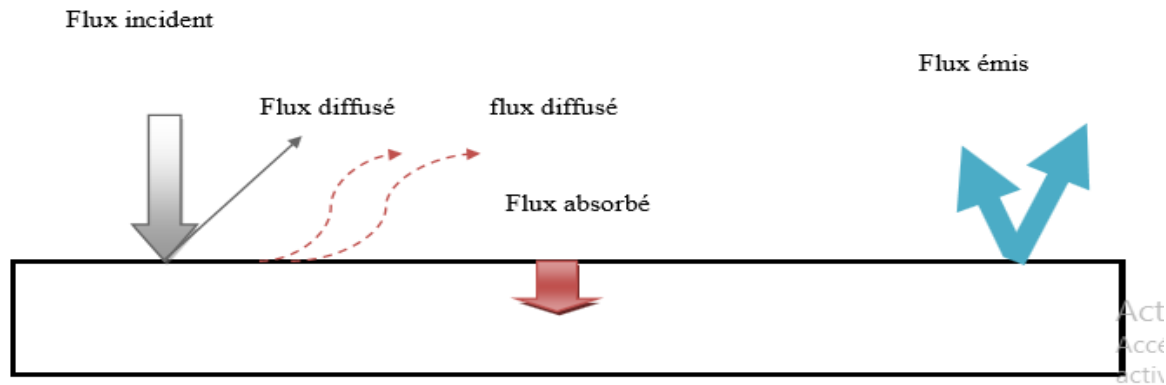


Figure.I.2: Transfert de chaleur radiatif

I.2.3. Convection:

La convection est un mode de transport d'énergie par l'action combinée de la conduction, de l'accumulation de l'énergie et du mouvement du milieu. La convection est le mécanisme le plus important de transfert d'énergie entre une surface solide et un liquide ou un gaz. Le transfert d'énergie par convection d'une surface dont la température est supérieure à celle du fluide qui l'entoure s'effectue en plusieurs étapes. D'abord la chaleur s'écoule par conduction de la surface aux particules fluides adjacentes ; l'énergie ainsi transmise sert à augmenter la température et l'énergie interne de ces particules. Ensuite ces dernières vont se mélanger avec d'autres particules situées dans une région à basse température et transférer une partie de leur énergie, ceci est maintenant stocké dans les particules de fluides et elle est transportée sous l'effet de leur mouvement d'après **kreith [3]**. Le transfert de chaleur par convection est classifié selon la nature de l'écoulement. On distingue principalement deux modes ;

- La convection forcée intervient lorsque l'écoulement est causé par un moyen externe.
- La convection naturelle ou libre fait référence aux écoulements engendrés par les forces de flottabilité.

Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton:

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

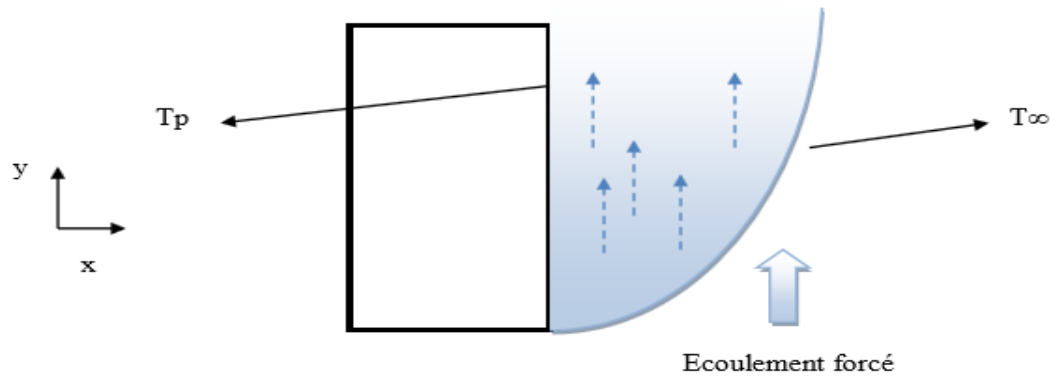


Figure.I.3: Transfert de chaleur convectif

En convection naturelle, les mouvements de fluide sont provoqués par des gradients de densités dues au fait que la température ne soit pas uniforme. Les couches chaudes, donc de poids spécifique plus faible, sont soumises des forces dirigées vers le haut suivant un mécanisme analogue à celui de la poussée d'Archimède. Dans les régions température élevée, le fluide prend donc un mouvement ascendant. Le phénomène inverse de courant descendants se produit pour les parties du fluide dans la température est inférieure à celle du fluide chaud. Les courants de convection naturelle sont alors dus à des différences de poids spécifique et par conséquent le phénomène se produit en raison de l'existence du champ de pesanteur terrestre, rapporte **Body [4]**.

Pour formaliser la convection naturelle, il faut décrire le couplage des champs de température, de pression et de vitesse à partir des équations de conservation de quantité de mouvement, de la masse et d'énergie. En 1903, à l'époque même où Rayleigh s'intéresse à la convection, **Boussinesq [5]** propose une simplification de ces équations de façons nécessaires et suffisantes à la convection thermique.

I.3. Convection naturelle en cavité carrée et rectangulaire:

Les simulations numériques de la convection naturelle dans des cavités carrées et rectangulaires sous écoulement laminaire ont été largement discutées. Cependant, quelqu'un a trouvé les travaux des années précédentes comme **Batchelor [6]** où il a été donné une solution approximative en effectuant des analyses et des calculs de la convection naturelle dans une cavité. Ainsi présenté des résultats sous forme d'isothermes et des lignes de courant.

Chu et al [7] ont étudié la convection naturelle dans une enceinte rectangulaire bidimensionnelle équipée de sources de chaleur discrètes. A travers la paroi horizontale adiabatique, la paroi verticale froide isotherme et la source de chaleur installée sur une autre paroi verticale, ils ont obtenu numériquement l'emplacement de la source de chaleur pour un transfert de chaleur optimisé en fonction du nombre de Rayleigh. La position optimale est proche du centre de la paroi verticale, mais elle glisse légèrement vers le bas à mesure que le nombre de Rayleigh augmente.

Anderson et Lauriat [8] ont fait une étude de l'écoulement dans une coque carrée avec chauffage localisé au-dessous, à travers un écoulement uniforme ou en maintenant une température constante tout en refroidissant et des parois verticales isothermes, et en chauffant localement en dessous. Si le nombre de Rayleigh est supérieur à $5 \cdot 10^3$, les observations expérimentales ont confirmé qu'il n'y a pas d'instabilité de flux de type Rayleigh Bénard.

November et Nansteel [9] ont analysé numériquement la convection naturelle dans une enceinte carrée, avec chauffage en dessous et refroidissement d'un côté. Dans cette étude, une expression asymptotique du taux de transfert de chaleur a été trouvée.

Chu et Hichox [10] ont étudié la convection naturelle dans une géométrie carrée à travers des expériences et des valeurs numériques, et il y a un chauffage local ci-dessous pour simuler le transfert de chaleur par convection.

Lageet [11] a mené une étude numérique dans une cavité carrée et a montré que pour un nombre de Rayleigh suffisamment grand (jusqu'à $Ra = 10^9$), le mécanisme de transfert de chaleur dominant est la convection naturelle, et l'écoulement a tendance à résonner avec la chaleur pulsée la source.

Ganzarolli et Milanez [12] ont étudié La convection naturelle dans une enceinte rectangulaire chauffée par le bas et refroidie symétriquement par le côté a été étudiée. Le nombre de Rayleigh passe de 10^3 à 10^7 et le rapport de forme passe de 1 à 9. Les effets du nombre de Rayleigh (Ra), du nombre de Prandtl (Pr) et du rapport d'aspect sur le mouvement des fluides et l'énergie ont été introduits dans leur recherche.

Kwaket [13] a effectué des recherches numériquement de la convection naturelle dans une cavité carrée avec une source de chaleur dont la température est modifiée de manière sinusoïdale par le bas. Pour un nombre de Prandtl de 0,7 (air) pour déterminer l'importance de l'amplitude de l'oscillation, ils

ont montré que si l'amplitude est plus élevée Si elle est faible, le taux de transfert de chaleur est lié linéairement à l'amplitude d'excitation. En revanche, ils montrent que si l'amplitude est grande, le transfert de chaleur va augmenter. De plus, le gain de transfert de chaleur est le plus important à la fréquence de résonance.

Aydin et yang [14] ont étudié numériquement la convection laminaire naturelle de l'air dans une cavité rectangulaire bidimensionnelle avec chauffage local et refroidissement symétrique des nervures en dessous. Leur analyse inclut l'influence de la longueur de l'élément chauffant et du nombre de Rayleigh (Ra) sur le transfert de chaleur. Ils ont constaté qu'en raison de la symétrie des conditions aux limites, le champ d'écoulement et le champ de température sont symétriques.

Sarris et al [15] ont travaillé numérique sur la convection naturelle Partiellement en dessous de la cavité rectangulaire. Sur la base de la prédiction numérique, les effets du nombre de Rayleigh (Ra) et de la zone de source de chaleur du réservoir dans la plage de 10^2 à 10^7 sur la structure de l'écoulement et le transfert de chaleur sont étudiés. Leurs recherches montrent que l'intensité du cycle d'écoulement augmente à mesure que la longueur de la source de chaleur augmente.

Bourich et al [16] ont traité numériquement le problème de la convection naturelle bidimensionnelle à double diffusion dans une cavité poreuse carrée, partiellement chauffée en dessous et refroidie latéralement à une température constante. Leur analyse inclut l'effet des pièces chauffées sur le transfert de chaleur.

Calcagni et al [17] ont fait des expériences et des études numériques sur la convection naturelle laminaire de l'air dans une cavité rectangulaire à deux dimensions. La partie inférieure est chauffée localement, les côtés sont refroidis symétriquement et la paroi supérieure est adiabatique. Le nombre de Rayleigh varie de 10^3 à 10^6 . La variation du nombre de Nusselt local et le nombre de Nusselt moyen dans la zone de chauffage sont donnés.

Sharif et Mohammad [18] qui ont simulé numériquement par la méthode de volume finis le cas d'une convection naturelle dans une enceinte rectangulaire. Ils ont considéré un chauffage par flux constant au bas et un refroidissement isotherme des parois verticales tandis que la paroi supérieure était adiabatique. La longueur de la source de chaleur a été variée de 20% à 80% de la longueur du la paroi inférieur de l'enceinte pour la gamme du nombre de Grashof de 10^3 à 10^6 . Ils ont constaté que le

nombre moyen de Nusselt et la température maximale sont des fonctions de l'allongement de l'enceinte et de la longueur de la source de chaleur.

Calcagni et al [19] qui ont mené l'expérience et la recherche numérique sur la convection d'air laminaire naturelle dans une cavité rectangulaire bidimensionnelle la partie inférieur est chauffée localement, les deux faces sont refroidies symétriquement, et la paroi supérieure est adiabatique, la plage de nombres de Rayleigh est 10^3 à 10^6 . Le nombre de Nusselt local et le nombre de Nusselt moyen de la zone de chauffage sont été proposé.

I.4. Domaines d'applications de la convection naturelle

Les applications de transfert thermique sont variées, dans lesquelles la convection naturelle est le phénomène le plus dominant, la meilleure compréhension de ce phénomène augmente le nombre d'applications et mène à un certain nombre de conceptions industrielles et environnementales sophistiquées. Toutefois, les coûts de fonctionnement sont importants, les petites améliorations d'efficacité sont essentielles et peuvent jouer un grand rôle dans la consommation d'énergie.

En outre, les problèmes océanographiques et atmosphériques tels que les effets de serre, les changements extrêmes de climat, ainsi que les problèmes technologiques, à savoir les équipements électriques et les réacteurs nucléaires, les appareils ménagers, les réfrigérateurs et les échangeurs de chaleur sont tous des problèmes, qui ont donné un intérêt particulier à cette science [3].

I.5. Convection naturelle dans les cavités différentiellement chauffées

L'étude de la convection naturelle dans les cavités a fait l'objet d'un très grand nombre de travaux tant théoriques qu'expérimentaux. L'intérêt de telles études réside dans son implication dans de nombreuses applications industrielles. L'enceinte rectangulaire continue à être la géométrie, qui présente le plus d'intérêt.

Dans ce type d'enceintes, généralement deux parois sont maintenues à des températures différentes, tandis que les autres sont isolées. On distingue principalement deux configurations, la première est celle d'une enceinte contenant un fluide et soumise à un gradient vertical de température (convection de Rayleigh-Bénard), la seconde étant celle d'une cavité avec un gradient de température horizontal.

I.5.1. Cavité avec gradient vertical de température

La Cavité qui est chauffée par le bas et refroidie par le haut correspond à la configuration de la convection de Rayleigh - Bénard qui traite de la stabilité et le mouvement d'un fluide confiné entre deux plaques horizontales qui sont maintenues à des températures uniformes et distinctes Figure (I.1). La convection de Rayleigh-Bénard a une longue et riche histoire, elle a été étudiée durant des décennies aussi bien pour ses différentes applications industrielles que du point de vue recherche fondamentale [3,4].

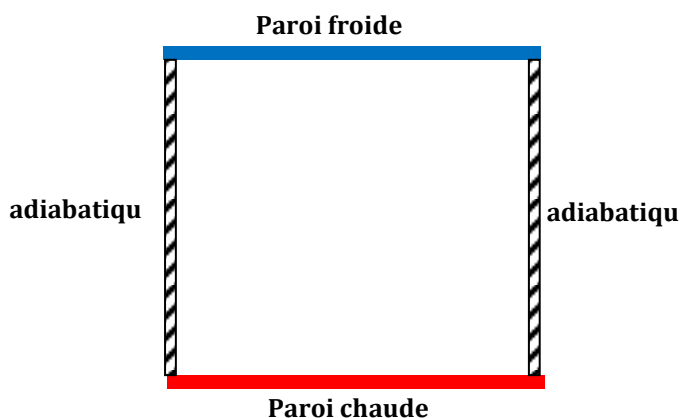


Figure I.4 : Schéma représentant la configuration de la convection de Rayleigh –Bénard.

I.6. Le plancher chauffant

Le plancher chauffant à eau est un dispositif de chauffage au sol à très basse température. Il se compose d'un réseau de tubes faisant circuler de l'eau chaude. Contrairement aux anciennes installations, les planchers chauffants modernes ne font pas gonfler les jambes. L'eau acheminée par la trame est réchauffée par une chaudière, des panneaux solaires, ou une pompe à chaleur à une température de 31 à 45  C. La chaleur diffusée par le sol n'excède généralement pas les 21   24  C, une température qui ne présente aucun danger pour la circulation sanguine.



Figure I.5 : plancher chauffant

I.7.L'installation d'un plancher chauffant à eau

Les tubes constituant la trame chauffante sont disposés sur une couche d'isolant thermique et répartis uniformément sur toute la surface du logement. Ils forment un circuit fermé, directement relié à un système de chauffage central classique. Ils sont ensuite recouverts d'une chape fluide qui pourra recevoir un revêtement de sol compatible avec ce type de trame.

Sous l'influence de l'entrée d'oxygène à travers les parois des tuyaux, il arrive que des boues se déposent dans le circuit. En encrassant la trame, elles peuvent réduire la durée de vie de votre chaudière. Les spécialistes préconisent l'installation de tuyaux avec barrière anti oxygène pour diminuer l'absorption de molécules par les canalisations.

La distribution de l'eau et son retour au dispositif de chauffage sont gérés par un collecteur muni de plusieurs départs. Dotés de manomètres, ils correspondent chacun à une zone différente de l'habitation.



Figure I.6 : L'installation d'un plancher chauffant à eau

Chapitre II

GEOMETRIE ET FORMULATION MATHEMATIQUE

II.1 Introduction

Ce chapitre présente présenter une revue bibliographique de quelques études précédentes sur le problème de la convection naturelle dans une cavité partiellement chauffée au sol. Et présente spécifiquement les équations qui contrôlent la convection thermique des fluides. IL s'agit principalement de montrer d'où il vient et dans quel contexte hypothèses ils sont valables. La convection naturelle générée par le transfert de chaleur à proximité de la surface chauffante a été largement étudiée théoriquement et expérimentalement. En mécanique des fluides, en supposant que le fluide est un milieu continu, on peut utiliser la loi de conservation classique.

- Loi de conservation de la masse ou l'équation de continuité.
- Deuxième loi de newton (principe de conservation de quantité de mouvement)
- Loi de conservation d'énergie (premier principe de la thermodynamique)

Dans le cas de l'écoulement laminaire, les problèmes d'écoulement de fluide peuvent être traités par la résolution de l'équation de quantité de mouvement, l'équation de continuité et d'énergie. Lorsque l'écoulement permanent et laminaire, le linge de courant représente la trajectoire du fluide, qui est une courbe fixe dans l'espace, et ne se mélangera pas pendant le mouvement. Les couches fluides glissent les unes sur les autres, sans qu'il y ait passage de particule d'une couche à l'autre.

II.2.Description du problème

Le modèle physique consiste en un local fermé. La paroi inférieure contient un serpentin contenant un écoulement d'eau chaude de température $T_c=50^\circ\text{C}$ et la paroi supérieure froide de température $T_f=10^\circ\text{C}$ engendre un gradient horizontal de température (parois actives) et les autres parois sont adiabatiques comme le montre la figure II.1. Les équations régissant l'écoulement sont les équations de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie. Pour une formulation simple du problème, le fluide est incompressible et obéir à l'hypothèse de Boussinesq, les propriétés physiques du fluide sont constantes, le régime est stationnaire et l'écoulement est bidimensionnel.

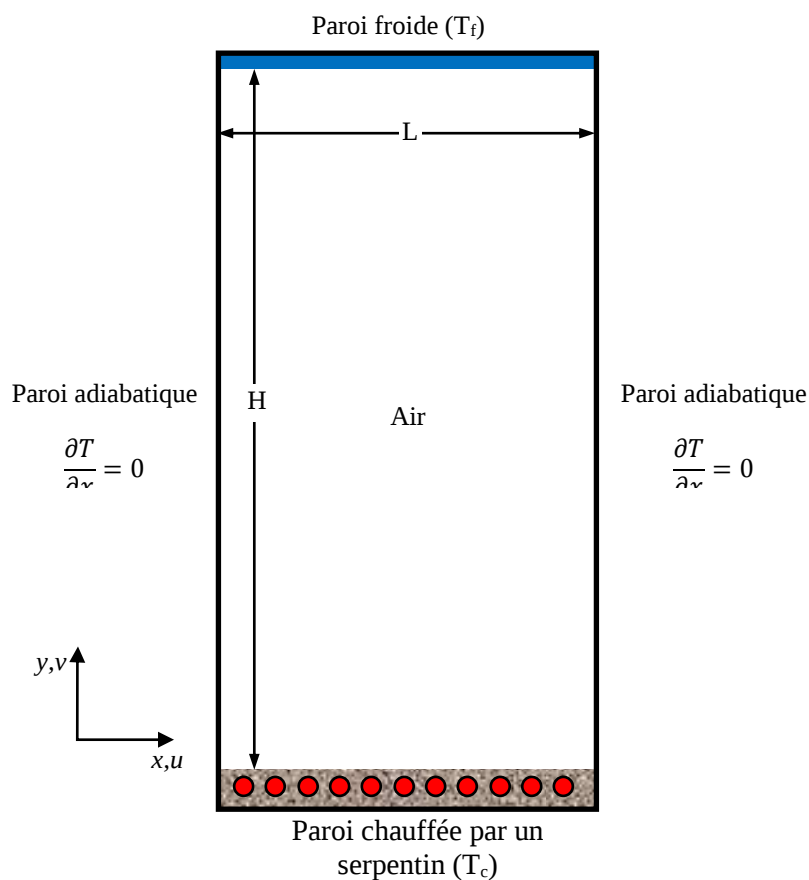


Figure II.1 : la géométrie de local

II.3. Hypothèses simplificatrices

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

- L'écoulement est stationnaire (les deux cas) et instationnaire en fonction de temps et bidimensionnel.
- Le fluide est Newtonien et incompressible.
- L'écoulement est laminaire.
- La température et le flux de la source de chaleur est constante dans le temps.
- Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable.
- Les forces visqueuses et de pression, sont négligeables.
- Les propriétés physiques du fluide sont constantes hormis la masse volumique qui obéit à l'approximation de Boussinesq dans le terme de la poussée d'Archimède.

II.4. Approximation de Boussinesq

Pour des configurations d'écoulement dans une enceinte, la résultante des forces externes est limitée aux forces gravitationnelles de sorte que l'influence de la convection naturelle déterminée par des gradients de la température soit visible. Quand les forces de flottabilité se créent dans l'écoulement, la notion des propriétés physiques fixes n'assortit plus les agissements de l'écoulement du fluide. L'effet de la convection naturelle est pris en considération dans l'équation de quantité de mouvement par la variation de la masse volumique. Si en prenant un état thermodynamique de référence (masse volumique ρ_0 température T_0) l'équation d'état pour la masse volumique ρ devient en utilisant le développement de Taylor :

$$\rho = \rho_0(1 - (T - T_0)\alpha_0 + \dots) \quad (\text{II.1})$$

En se limitant à un développement du premier ordre :

$$\rho = \rho_0(1 + \beta(T - T_0)) \quad (\text{II.2})$$

Le terme β est le coefficient de dilatation isobare du fluide, soit :

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_{p=cte} \quad (\text{II.3})$$

II.5. Formulation mathématique

Le comportement dynamique du fluide est régi par les équations de Navier Stokes qui sont issus des lois de conservation de la masse et de la quantité de mouvement.

II.5.1. Equation de continuité (conservation de la masse) :

L'équation de continuité traduit le principe de conservation de la masse sur un volume élémentaire de fluide donné, cette équation peut être exprimée par la formule suivante :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{II.4}).$$

II.5.2. Equation de conservation de la quantité de mouvement :

L'équation de conservation de quantité de mouvement pour un écoulement 2D instationnaire, aux équations régissant le mouvement du fluide dans les directions x et y :

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.5})$$

$$\rho(T) = \rho_o [1 - \beta T (T - T_o)] \rightarrow \frac{\rho(T) - \rho_o}{\rho_o} = \beta T (T - T_o) \quad (\text{II.6})$$

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

Avec $\left(\frac{\partial u}{\partial t} = \frac{\partial v}{\partial t} = 0 \right)$ pour le régime stationnaire

II.5.3. Equation d'énergie :

Le principe de conservation de l'énergie pour un écoulement 2D instationnaire donne l'équation d'énergie suivante :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.8})$$

Avec $\left(\frac{\partial T}{\partial t} = 0 \right)$ pour le régime stationnaire

II.6. Modèle mathématique adimensionnel :

Grandeurs de référence :

$$X = \frac{x}{L}, \quad Y = \frac{y}{L}, \quad U = \frac{u}{\left(\frac{\alpha}{L}\right)}, \quad V = \frac{v}{\left(\frac{\alpha}{L}\right)}, \quad \theta = \frac{T-T_f}{T_c-T_f}, \quad p = \frac{p}{\rho \left(\frac{\alpha}{L}\right)^2}$$

Equation de continuité:

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (\text{II.9})$$

Equation de quantité de mouvement :

Suivant X:

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

Suivant Y:

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

Avec $\left(\frac{\partial U}{\partial t} = \frac{\partial V}{\partial t} = 0 \right)$ pour le régime stationnaire.

Equation d'énergie:

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} + U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II.12})$$

Avec $\left(\frac{\partial \theta}{\partial t} = 0 \right)$ pour le régime stationnaire

Pour étudier l'effet du rapport de forme sur le comportement thermique de la cavité avec un rapport $H/L=2$

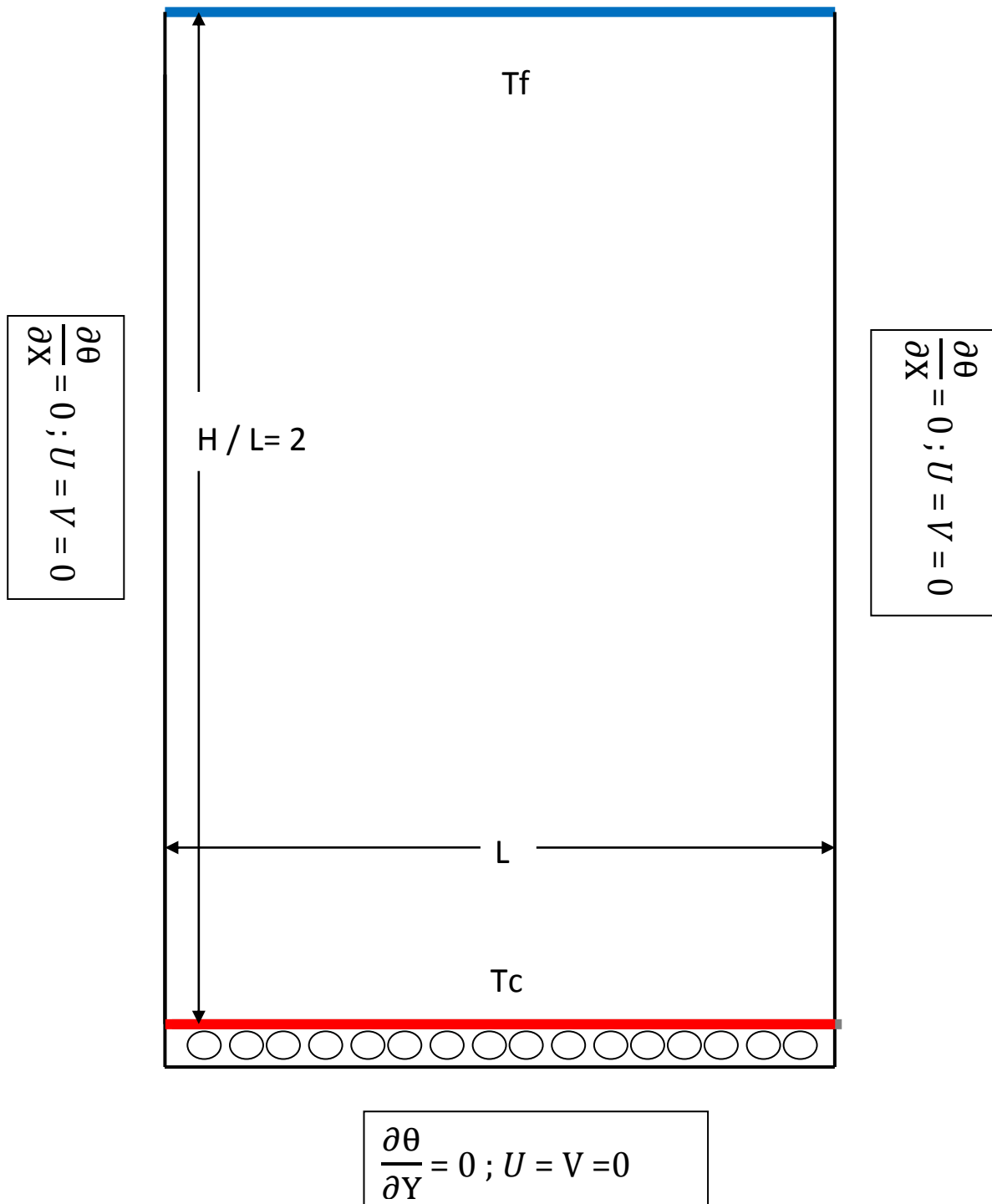


Figure II.2 : la géométrie de local sous forme adimensionnel

II.7. Nombre de Rayleigh :

Le nombre de Rayleigh est un nombre sans dimension, nommé d'après Lord Rayleigh. Le nombre de Rayleigh est étroitement lié au nombre de Grashof et les deux chiffres sont utilisés pour décrire la convection naturelle (Gr) et le transfert de chaleur par convection naturelle (Ra). Le nombre de Rayleigh est simplement défini comme le produit du nombre Grashof et le nombre de Prandtl.

Le nombre de Rayleigh est défini par :

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (II.13)$$

$$Ra = \frac{g \beta \Delta T L^3}{\nu \alpha} \quad (II.14)$$

II.7.1. Nombre de Prandtl

C'est un nombre adimensionnel. Il représente le rapport entre la diffusivité de quantité de mouvement (ou la viscosité cinématique) et la diffusivité thermique. On le définit de la manière suivante :

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (II.15)$$

II.8. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté notre modèle physique et notre modèle mathématique à résoudre pour étudier la convection naturelle dans un local rectangulaire chauffé par le serpentin en régime stationnaire en deux dimensions.

Dans le prochain chapitre nous présenterons la méthode de résolution ainsi que les outils informatiques utilisés dans cette étude.

Chapitre III

RESOLUTION NUMERIQUE

III.1.Introduction

Avant de commencer la simulation numérique de la convection naturelle laminaire dans un local chauffe par un serpentin à eau chaude à l'aide d'un code de simulation numérique. Dans ce chapitre, nous allons décrire l'outil numérique que nous avons utilisé pour résoudre les équations différentielles de conservation de notre modèle mathématique. Les instruments de simulation numérique le plus utilisée dans le domaine mécanique industriel aujourd'hui c'est les logiciels CFD (Computation Fluide Dynamics). nous avons choisi le code Fluent de simulation numérique dans notre étude. Le mailleur Gambit et le simulateur Fluent sont des logiciels sous licence commerciale, permettant de réaliser des simulations 2D ou 3D en mécanique des fluides allant de la construction du maillage avec Gambit à la résolution des équations de Navier Stokes et traité avec Fluent.

Largement répandus dans l'industrie (automobile, aéronautique, espace, etc.) en raison de leur interface graphique puissante et de l'abondance de leurs options, ils permettent de réaliser des simulations sur tous types de géométries complexes (fixes ou mobiles) associées à des maillages fixes ou adaptatifs et avec des modèles physiques variés (diphasique, turbulent, etc.)

III.2.Méthodes des volumes finis (MDF)

En analyse numérique, la méthode des volumes finis est utilisée pour résoudre numériquement des équations aux dérivées partielles. Les équations aux dérivées partielles sont résolues de manière approchée à l'aide d'un maillage constitué de volumes finis qui sont des petits volumes disjoints (en 3D, des surfaces en 2D, des segments en 1D) dont la réunion constitue le domaine d'étude.

III.3.les étapes à suivre pour la simulation numérique

Les étapes nécessaires utilisées au cours de travail dans ce logiciel de simulation numérique par FLUENT (19.2) exige de savoir certaines notions théoriques de base (les définitions des principales équations). Et il faut suivie on générale ces étapes :

1. Création de la géométrie sous le logiciel GAMBIT
2. Choix de maillage et création de plusieurs grilles
3. Indiqué la condition aux limites dans GAMBIT
4. Indiqué d problème sous le logiciel FLUENT, étude des différentes grilles de maillage et sélection du maillage retenue

5. Calcul avec FLUENT pour les différents cas retenue

6. Analyse des résultats obtenus

III.4. Gambit

III.4.1.Description du logiciel Gambit :

Le logiciel Gambit est un meilleur 2D/3D; préprocesseur qui permet de mailler des domaines de géométrie d'un problème de CFD (Computational Fluid Dynamics). Il génère des fichiers *.msh pour Fluent. Fluent est un logiciel qui permet de résoudre et simuler des problèmes de mécanique des fluides et de transferts thermiques par la méthode des volumes finis. Le Gambit regroupe trois fonctions :

- définition de la géométrie du problème,
- le maillage et sa vérification,
- la définition des frontières (des conditions aux limites) et définitions des domaines de calculs

III.4.1.1 Démarrage de Gambit

Le chemin de l'application de Gambit est le suivant : `:/Fluent.Inc/ntbin/ntx86/Gambit.exe` Vous pouvez créer un raccourci dans la barre des tâches. S'il y a un problème d'exécution, supprimez tous les fichiers *.lok dans le répertoire `:/Fluent.Inc/ntbin/ntx86` et relancez Gambit.exe.

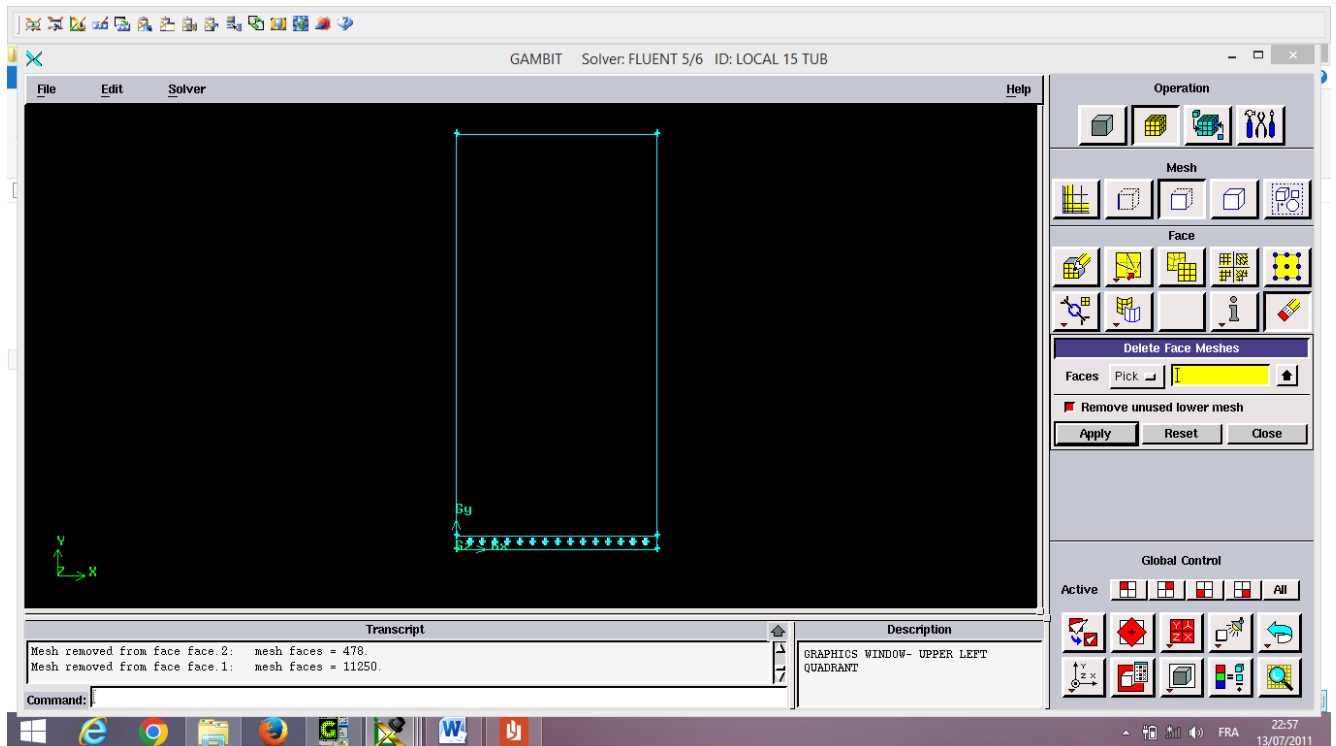


Figure III.1 : lancement de gambit

III.4.2. Maillage sous “Gambit”

La création de la géométrie et du maillage se fait sous le progiciel « Gambit » 2.4.6 il est préférable de fournir des solutions étendus pour les géométries les plus complexes. Malgré cela, pour notre cas, on nous a présenté deux options de grille principales. Dans ce cas, le maillage est basé sur des éléments quadrilatères ou des éléments triangulaires (ou des éléments quadrilatères, pour le cas 2D). Besoin de plus de ressources et de temps de calcul. Cependant, notre géométrie. Par conséquent, en utilisant une grille de cellules quadrilatérales, nous allons nous aligner sur la grille. Le dernier point assurera une diffusion numérique minimale. Par conséquent, compte tenu de l’argument ci-dessus, il est naturellement nécessaire de choisir une grille avec des cellules quadrilatérales pour notre situation à deux dimensions.

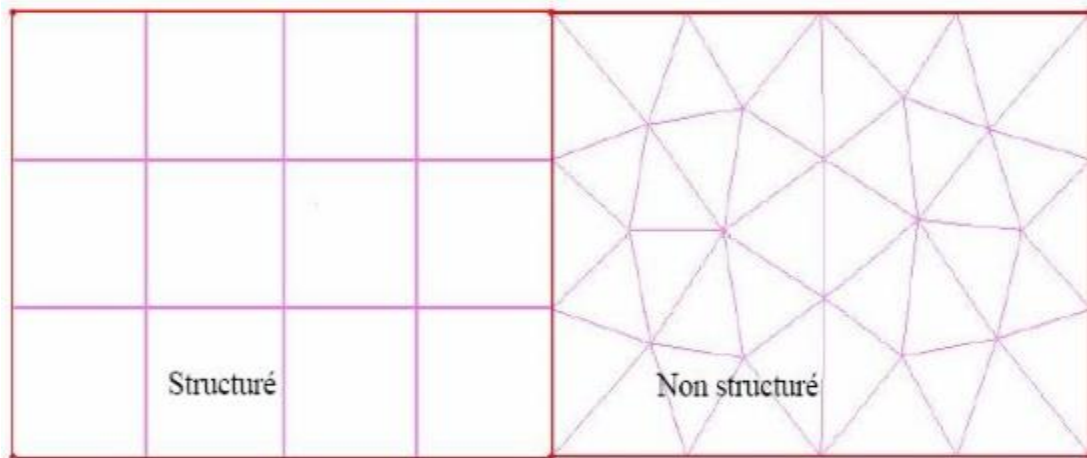


Figure III.2 : Maillage structuré et non structuré

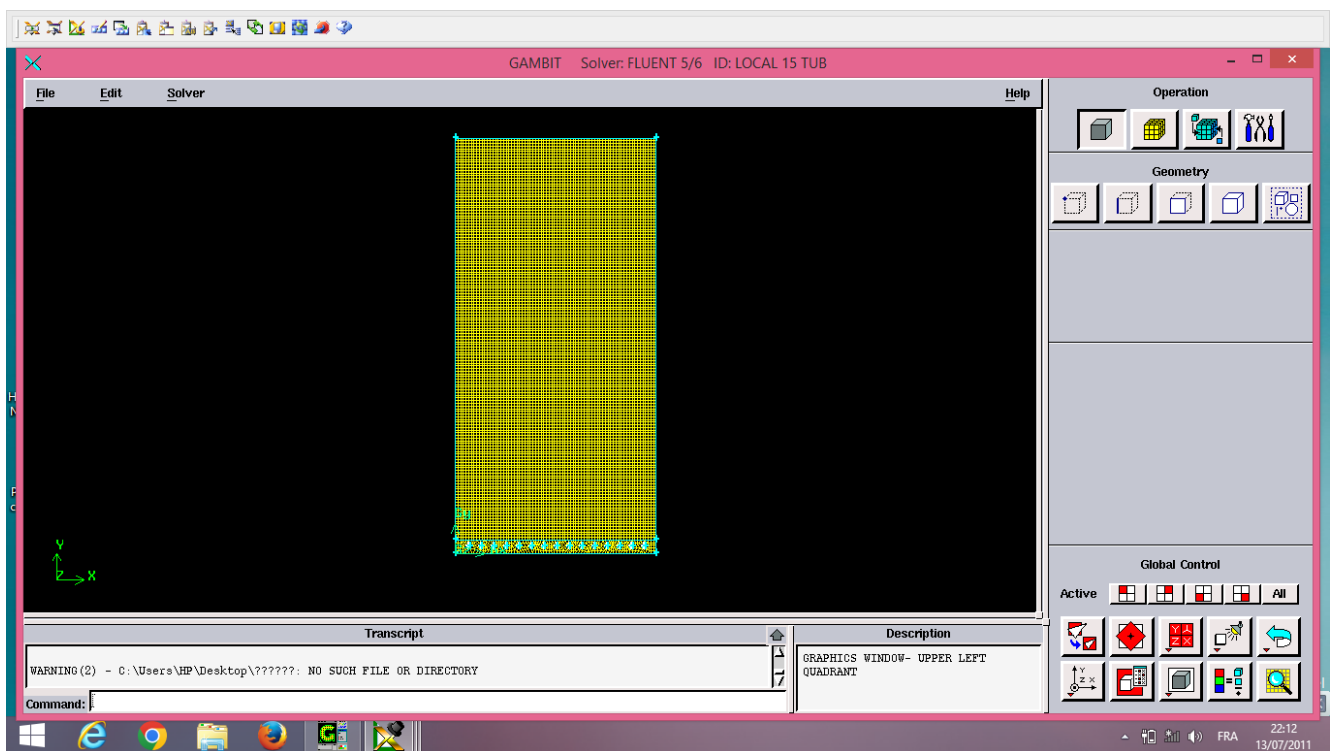


Figure III.3: Maillage structuré de cavité rectangulaire

III.5. Implémentation sous Fluent

III.5.1. Présentation de Fluent

Depuis plus de 11 ans, Fluent, leader mondial en simulation numérique des écoulements fluides logiciels et services. S'emploie à offrir la solution de simulation la plus adaptée, que ce soit pour

l'ensemble de l'industrie, la recherche ou la formation des ingénieurs de demain. Cette solution passe par des services d'assistance techniques, d'études à façon, et par des formations personnalisées.

Fluent résoudre les problèmes d'écoulements du fluide et le transfert thermique avec des mailles non structurée, qui peuvent être produites pour des géométries complexe, avec une relative facilité. Les types de mailles supportées sont:

- Des mailles en 2D, triangulaire ou quadrilatérale
- Des mailles en 3D, tétraédrique / hexaédrique / pyramidale
- Des mailles (hybrides) mixtes

Ainsi que, Il a les capacités de modélisation suivantes :

- Ecoulements 2D ou 3D
- Etats permanents ou transitoires
- Ecoulement incompressibles ou compressibles vitesse de régime (subsoniques, transsonique, hypersoniques)
- Ecoulement non visqueux, laminaire ou turbulents
- Ecoulement Newtonien ou non Newtonien
- Transfert de chaleur forcé, par conduction, par radiatif
- Les écoulements avec changement de phase
- Ecoulements en milieu poreux.

Ce code de calcul utilisé la méthode des volumes finis comme technique de discrétisation. Les équations intégrales qui dirigeant l'écoulement, tels que l'équation de continuité, l'équation de conservation de la masse, celle de l'énergie ainsi que d'autres scalaires, comme la turbulence, sont résolues par cette méthode statistique. En utilisant cette technique basée sur un volume de contrôle.

III.6.Convergence du code

En l'utilisation ces paramètres, le code de calcul à très bien fonctionné, et a donné des résultats cohérents, comme indique ci-dessous. Le premier indicateur de validité des calculs que nous put mettre en évidence est l'allure des résidus obtenus dans tous les calculs exploités ici.

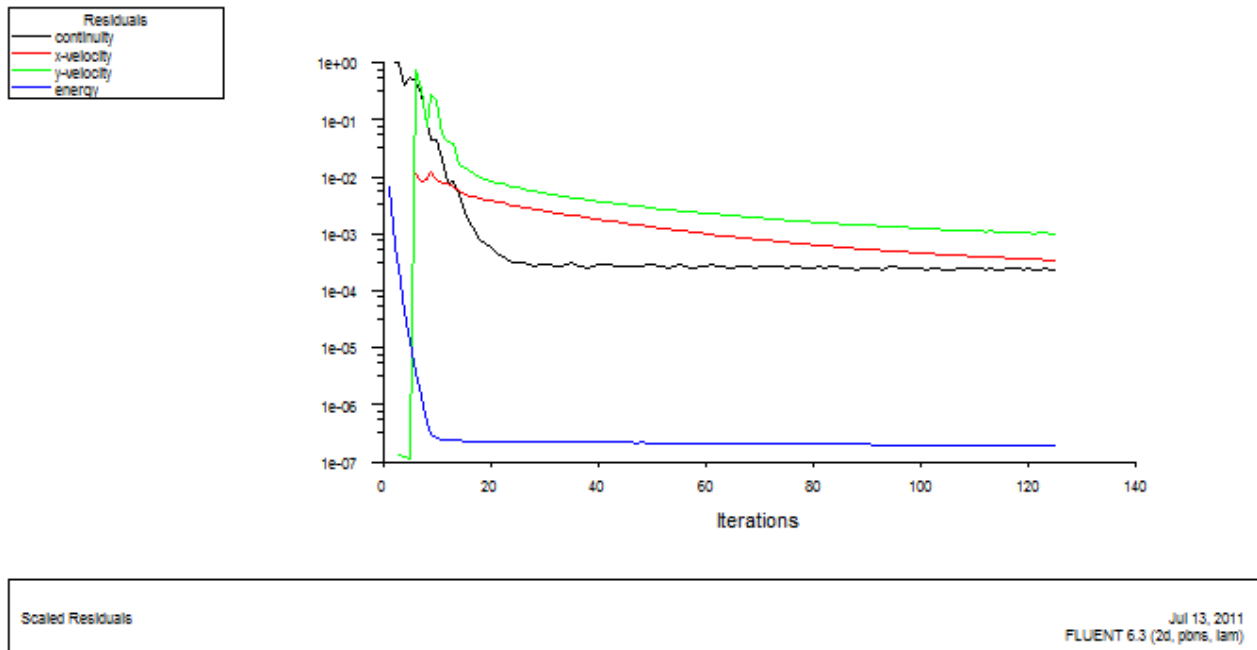


Figure III.4 : Convergence du code

III.7.Conclusion

A travers ce chapitre, nous présentons brièvement le code de calcul de Gambit et Fluent, la méthode des volumes finis, la phase de transformation et de résolution des équations algébriques des systèmes physiques, et la sélection de différents modèles d'interpolation. Les résultats de l'analyse effectuée par le logiciel Fluent seront présentés dans le prochain chapitre.

Chapitre IV

RESULTATS ET DISCUSSIONS

IV.1.Introduction

Nous présentons dans ce chapitre la résolution numérique de convection naturelle dans une cavité rectangulaire dont le plancher est muni d'un serpentin dans lequel circule de l'eau chaude dans le cas stationnaire et instationnaire.

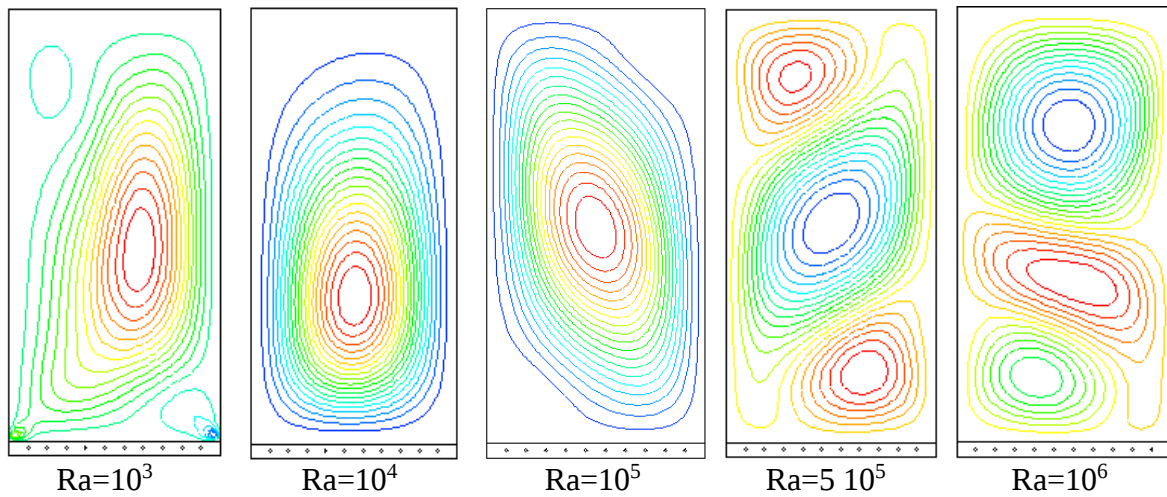
L'objectif de cette étude est de simuler et analyser des résultats pour deux cas, dans un premier temps en variant un nombre de Rayleigh de 10^3 à 10^6 et ensuite en variant le nombre de tubes de serpentin (10, 13, 15, 20 tubes) pour le cas stationnaire. Afin de mieux comprendre le comportement thermique de l'air au début du transfert de chaleur du serpentin vers le local nous avons pensé à simuler le même modèle mathématique en régime instationnaire de 1 minute à 60 minutes en fixons le nombre de Rayleigh à 10^6 et dans le cas de 20 tubes.

IV.2.Effet du nombre de Rayleigh en régime stationnaire

L'utilisation du maillage adapté a permis de simuler et d'analyser l'effet du nombre du Rayleigh sur la structure de l'écoulement dans une cavité rectangulaire partiellement chauffée à partir d'un serpentin dans lequel circule de l'eau chaude. Pour étudier la structure de l'écoulement et la distribution de température, les résultats obtenus sont présentés sous forme de lignes de courant et d'isothermes dans le cas stationnaire et le cas instationnaire.

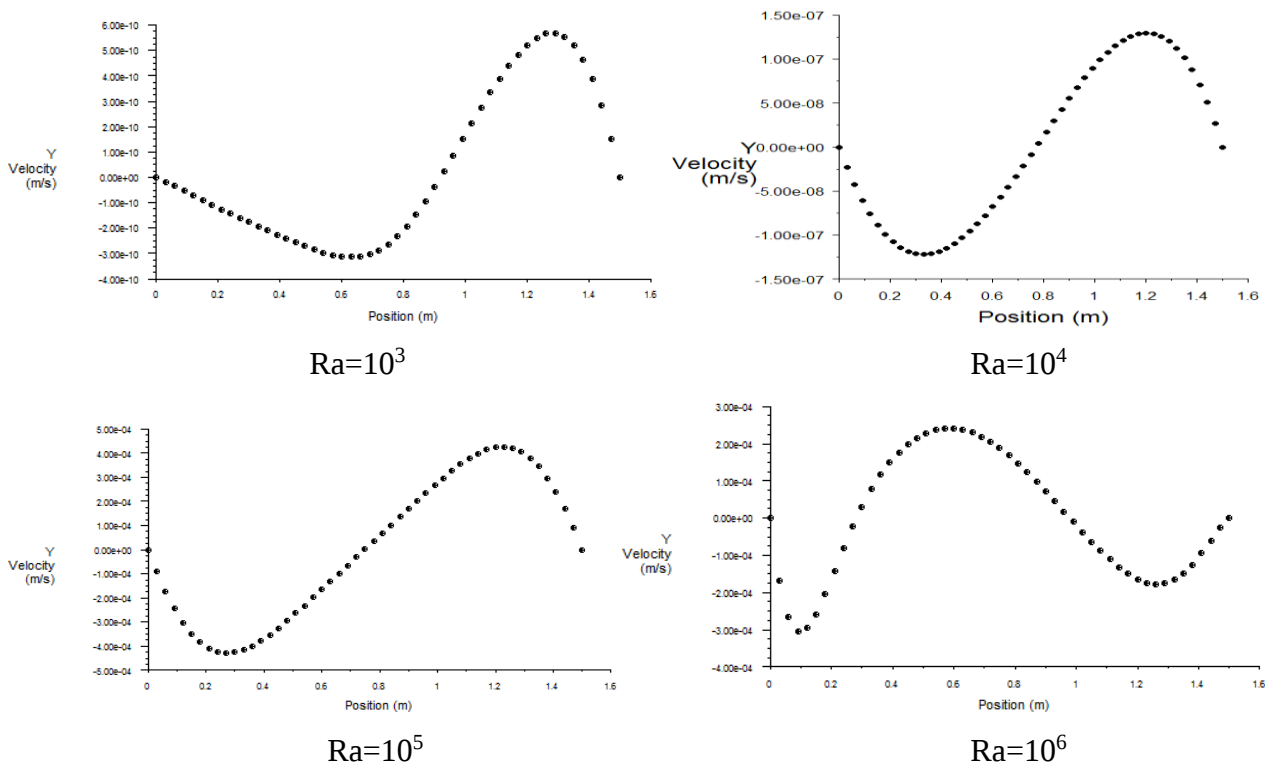
Dans le présent travail, nous avons étudié l'influence de la variation du nombre de Rayleigh, sur la distribution de température et la structure d'écoulement en régime stationnaire.

Le transfert de chaleur affecte fortement le mouvement du fluide. Nous remarquons que l'écoulement présente une structure unicellulaire pour les faibles nombre de Rayleigh et une structure multicellulaire pour les forts nombres de Rayleigh ($Ra=10^6$) causé par l'allongement verticale de la cavité (Fig. IV.1). Lorsque le nombre de Rayleigh est faible ($Ra=10^3$, 10^4), une cellule principale dans le sens antihoraire occupe toute la cavité, mais tellement faible qu'elle ne permet pas à provoquer un transfert de chaleur convectif, car toutes les isothermes sont horizontales et présentent une stratification verticale (Fig. IV.2). Lorsque le nombre de Rayleigh augmente ($Ra=10^5$, 10^6), la cellule principale s'accélère pour $Ra=10^5$ (Fig. IV.2). Mais, diminue et perd de l'espace pour laisser la place à 2 cellules secondaire qui vont se développer dans le sens horaire à partir des parois horizontales. Ainsi, la cellule principale se trouve écrasé par les 2 cellules secondaires.



Figures IV.1: Evolution de la structure de l'écoulement pour différents nombre de Rayleigh.

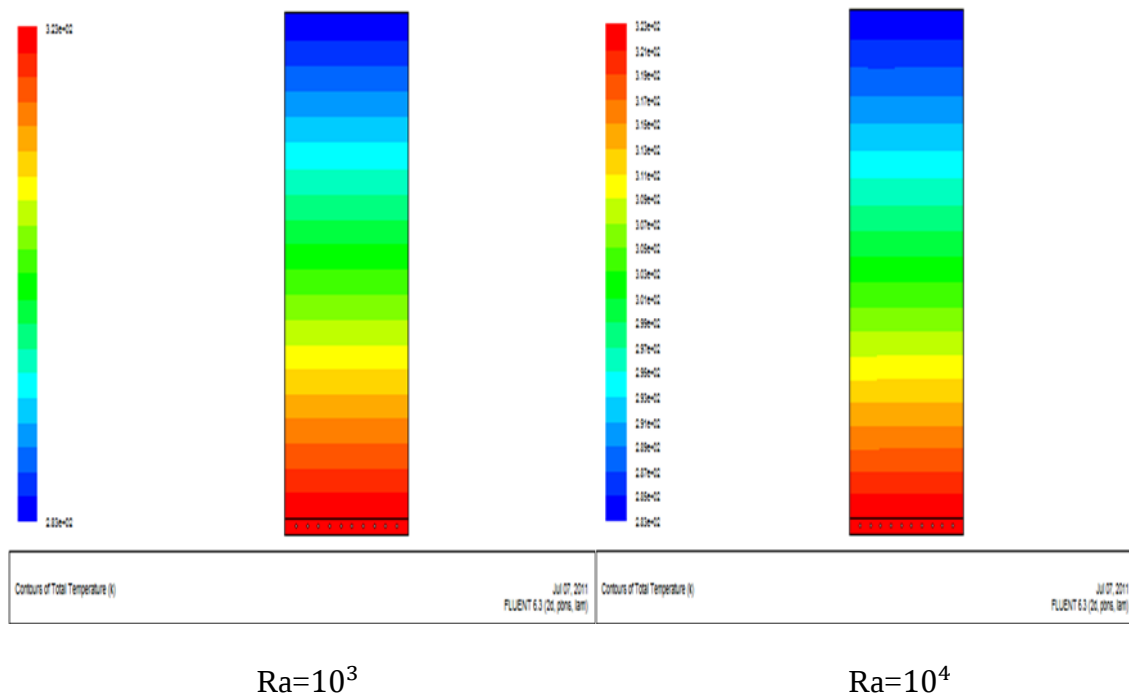
A travers les profils de vitesses verticales (Fig. IV.2), suivant $Y=1,5$ m, nous pouvons constater que lorsque le nombre de Rayleigh est faible ($Ra=10^3$ et $Ra=10^4$) l'écoulement est tellement faible qu'il favorise un transfert de chaleur conductif, mais qui s'accélère au fur et à mesure que le nombre de Rayleigh augmente ($Ra=10^5$ et $Ra=10^6$) et déclenche un écoulement convectif.

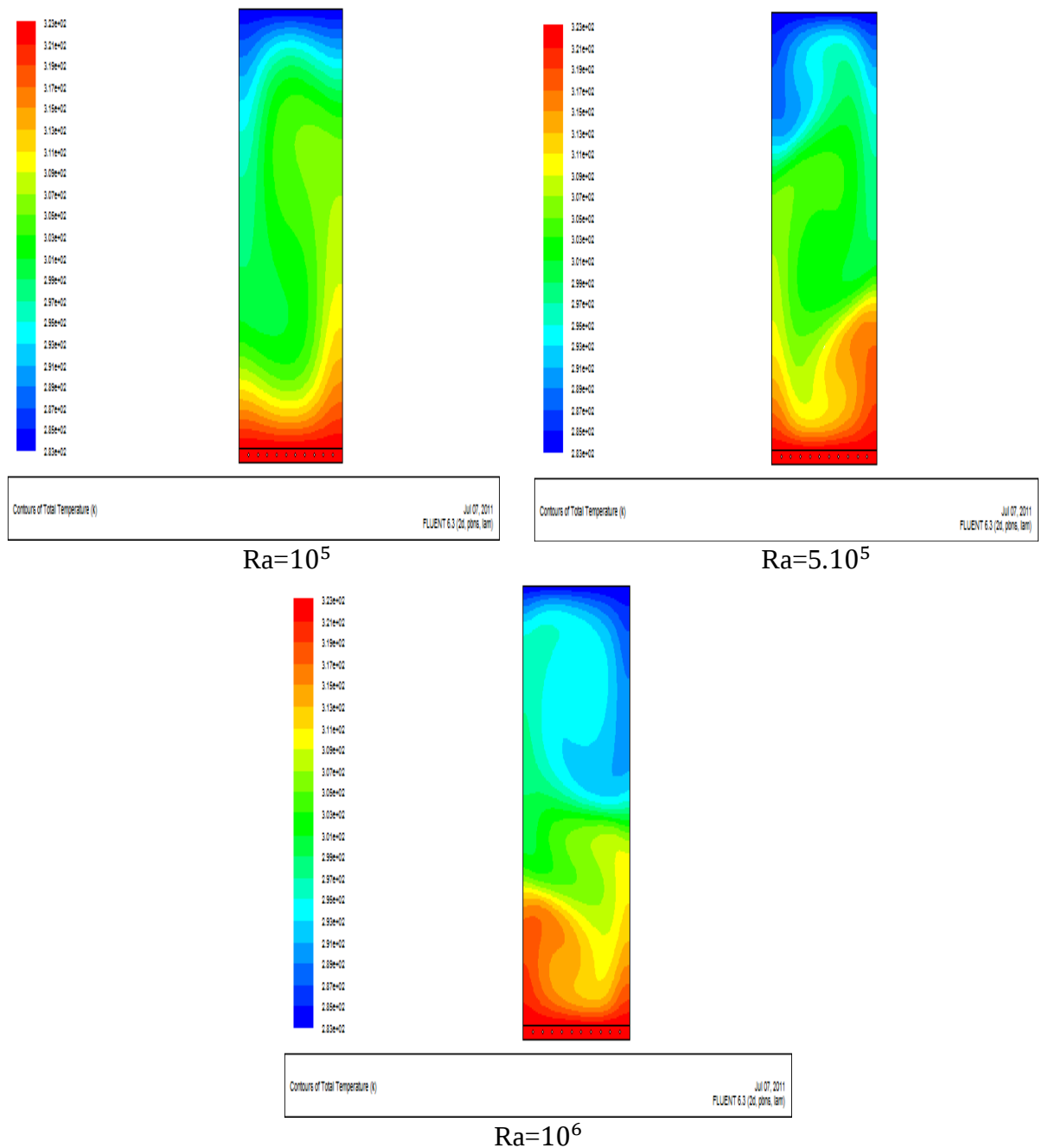


Figures IV.2: Profil de vitesse vertical à $Y=1.5$ m pour différents nombres de Rayleigh

La figure IV.3 montre que lorsque le nombre de Rayleigh est faible $Ra = 10^3$ et 10^4 les forces de flottabilité ne sont pas assez importantes par rapport aux forces de viscosité pour provoquer le mouvement des particules du fluide, et le transfert de chaleur reste essentiellement conductif (les isothermes sont parallèles et horizontales). Lorsque le nombre de Rayleigh augmente à partir de $Ra=10^5$ jusqu'à $Ra = 10^6$ le gradient de température devient plus intense, ce qui induit une prédominance de la convection et crée une seule cellule occupant toute la cavité pour $Ra=10^5$. et 3 cellules pour $Ra=5 \cdot 10^5$ et 10^6 . Les configurations d'écoulement indiquent les zones où la convection favorise le transfert de chaleur mais le sens d'écoulement des cellules n'est pas stable et peut s'inverser en variant le nombre de Rayleigh. Ceci nous permet de définir un nombre de Rayleigh critique à partir duquel on passe d'un régime conductif vers un régime convectif et qui doit se trouver entre les valeurs 10^4 et 10^5 .

Les résultats obtenus montrent que l'augmentation du nombre de Rayleigh fait accélérer l'écoulement dans la cavité (Fig. IV.3), mais avec une structure multicellulaire pour les fort nombre de Rayleigh. La cellule unique pour $Ra=10^5$ qui s'est développé permet à la chaleur d'accéder vers la zone supérieure de la cavité le long de la paroi verticale droite car le sens de l'écoulement est dans le sens antihoraire. Par contre, lorsque $Ra=10^6$ et la structure de l'écoulement est composé de 3 cellules, la chaleur s'écoule en les contournant de ce fait la température dans la cavité n'est pas uniforme avec des zones avec différentes températures à travers les trois cellules (Fig. IV.3)





Figures IV.3: Evolution de la distribution de température pour différents nombre de Rayleigh.

IV.4. Effet de la surface du serpent en régime stationnaire

Le serpent à eau chaude utilisé pour chauffer la cavité à partir de la paroi horizontale inférieure est considéré comme un échangeur de chaleur entre l'eau chaude et l'air de la cavité. Si on souhaite augmenter le taux de transfert de chaleur vers l'air de la cavité, on peut augmenter la surface d'échange en augmentant le nombre d'épingle du serpent.

Dans cette partie, nous avons choisi d'étudier l'effet de la surface du serpentin en augmentant le nombre d'épingle ou de tubes. Nous constatons à travers les lignes de courant (Fig. IV.4) que l'augmentation de la surface du serpentin favorise l'apparition de structure multicellulaire dont la vitesse l'écoulement s'intensifie (fig. IV.6). On peut constater que l'apparition et le sens d'écoulement des cellules n'est pas stable et peut changer de sens pour passer du sens horaire vers le sens antihoraire pour la cellule centrale.

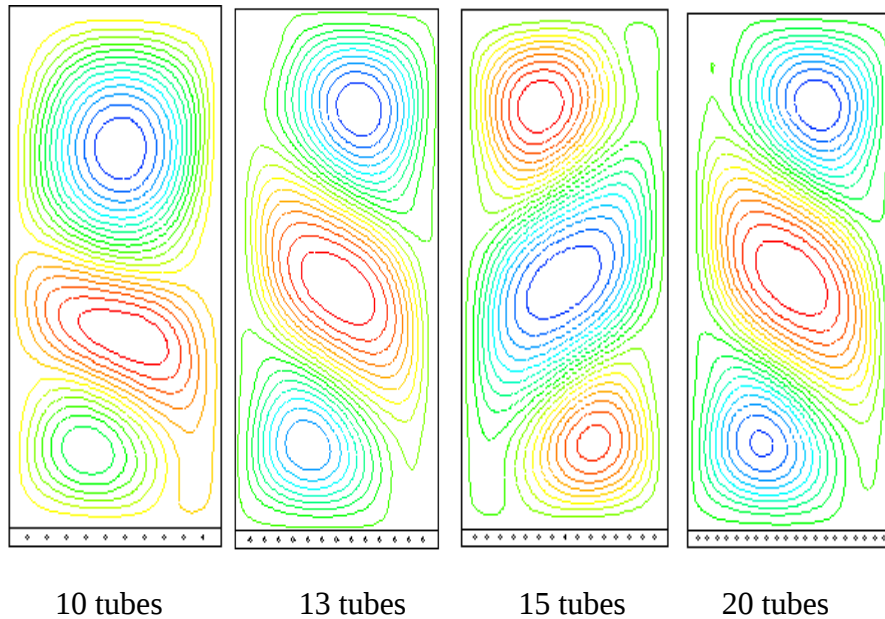


Figure IV.4: Structure d'écoulements pour différentes surfaces de serpentin

Cet aspect multicellulaire de la structure pour différentes surfaces du serpentin ne favorise pas une uniformité de la température, et nous constatons que le transfert de chaleur contourne les cellules avec des stratifications de température courbé le long de la cavité.

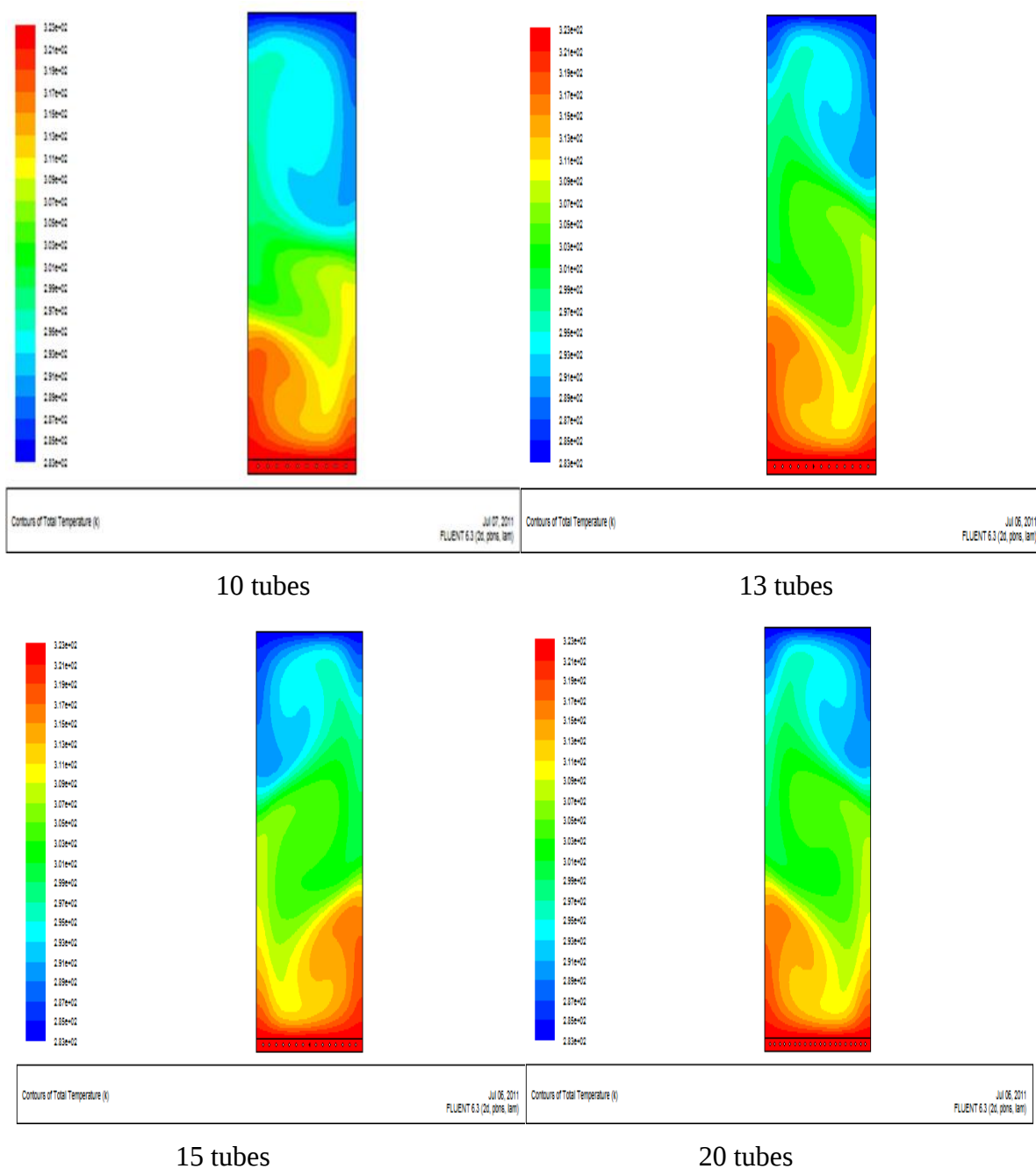
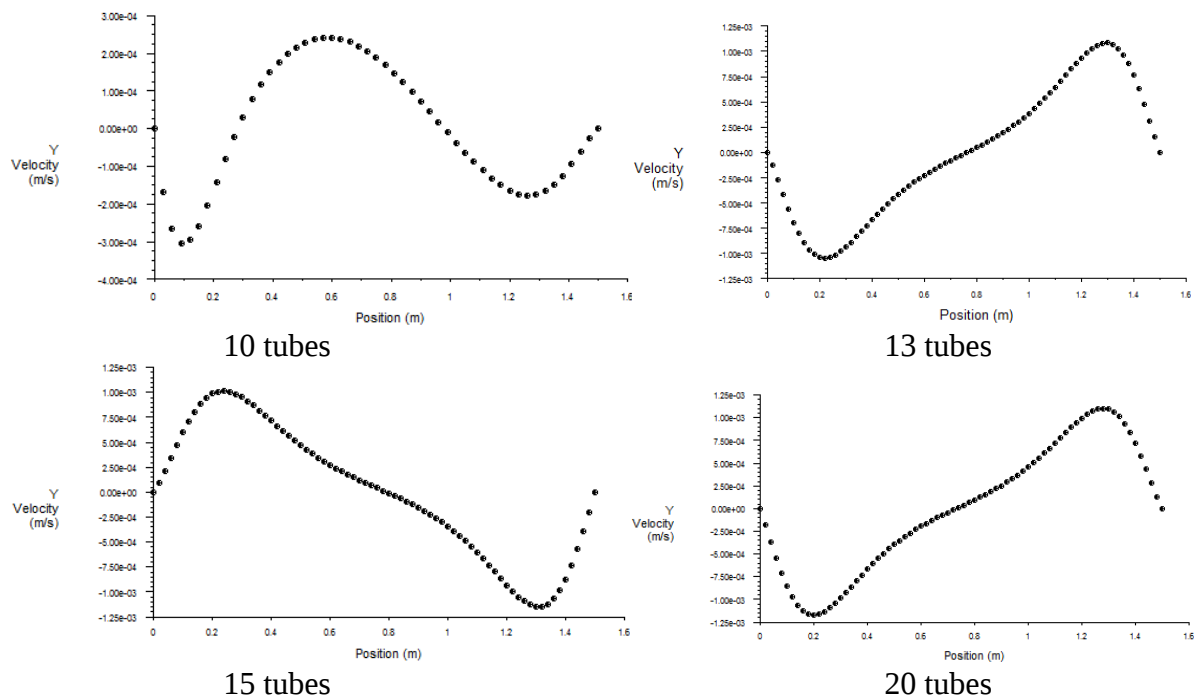


Figure IV.5: Distribution de température pour différentes surfaces de serpentin ($Ra=10^6$)



Figures IV.6: Profil de vitesse vertical à $Y=1.5\text{m}$ pour différents serpentins

IV.5. Régime instationnaire

La figure IV.7 représente l'évolution de température pour le régime instationnaire en variant le temps de 1 minute à 60 minutes. Des cellules apparaissent près de la source chaude près de la paroi horizontale inférieure (Fig. IV.7). Au fur et à mesure que le temps évolue, les cellules se développent vers le haut avec l'apparition de deux cellules suivant un allongement verticale. Mais, avec le temps une des deux cellules est déstabilisé et va se scinder en deux cellules, dont l'une va occuper presque la moitié de la cavité. Le mouvement de ces cellules permet de transférer de la chaleur par convection de la source chaude vers le centre de la cavité. Dans les 10 premières minutes, lorsque la structure est composée de deux cellules allongées verticalement, les isothermes présentes un panache de température. Mais, lorsque on avance dans le temps et la structure de l'écoulement est formé de 3 cellules dont l'une occupe la moitié inférieure de la cavité et les 2 autres cellules sont côte à côte suivant un allongement verticale, la chaleur contourne la cellule inférieure ensuite remonte vers le haut en formant un panache en remontant au milieu des deux cellules qui en des sens d'écoulement opposés.

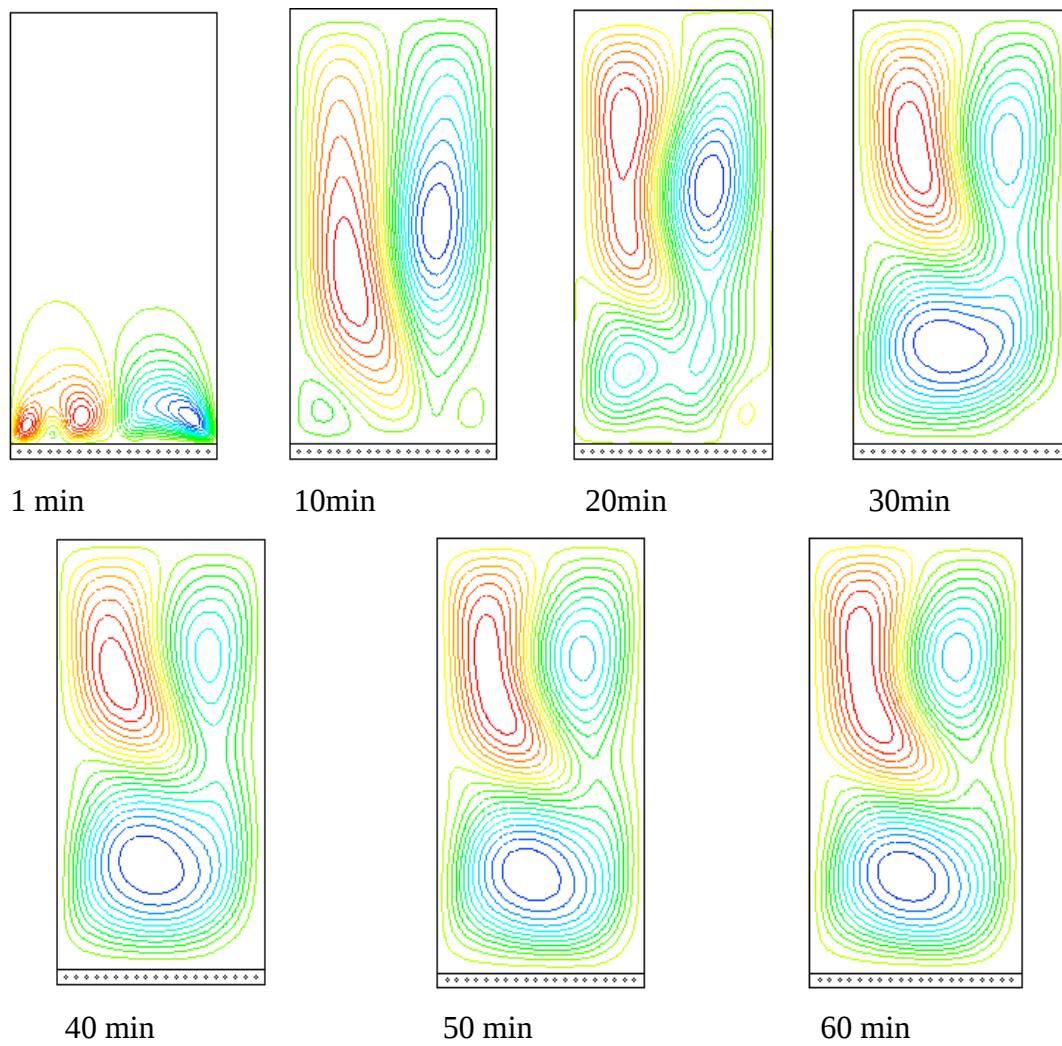
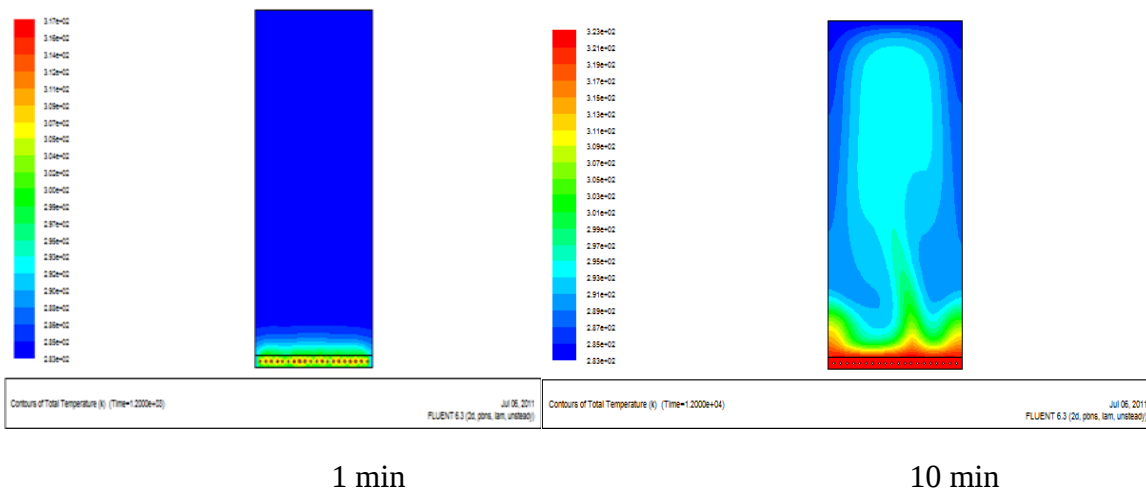


Figure. IV.7: Evolution de la structure d'écoulement en fonction du temps pour $Ra=10^6$.



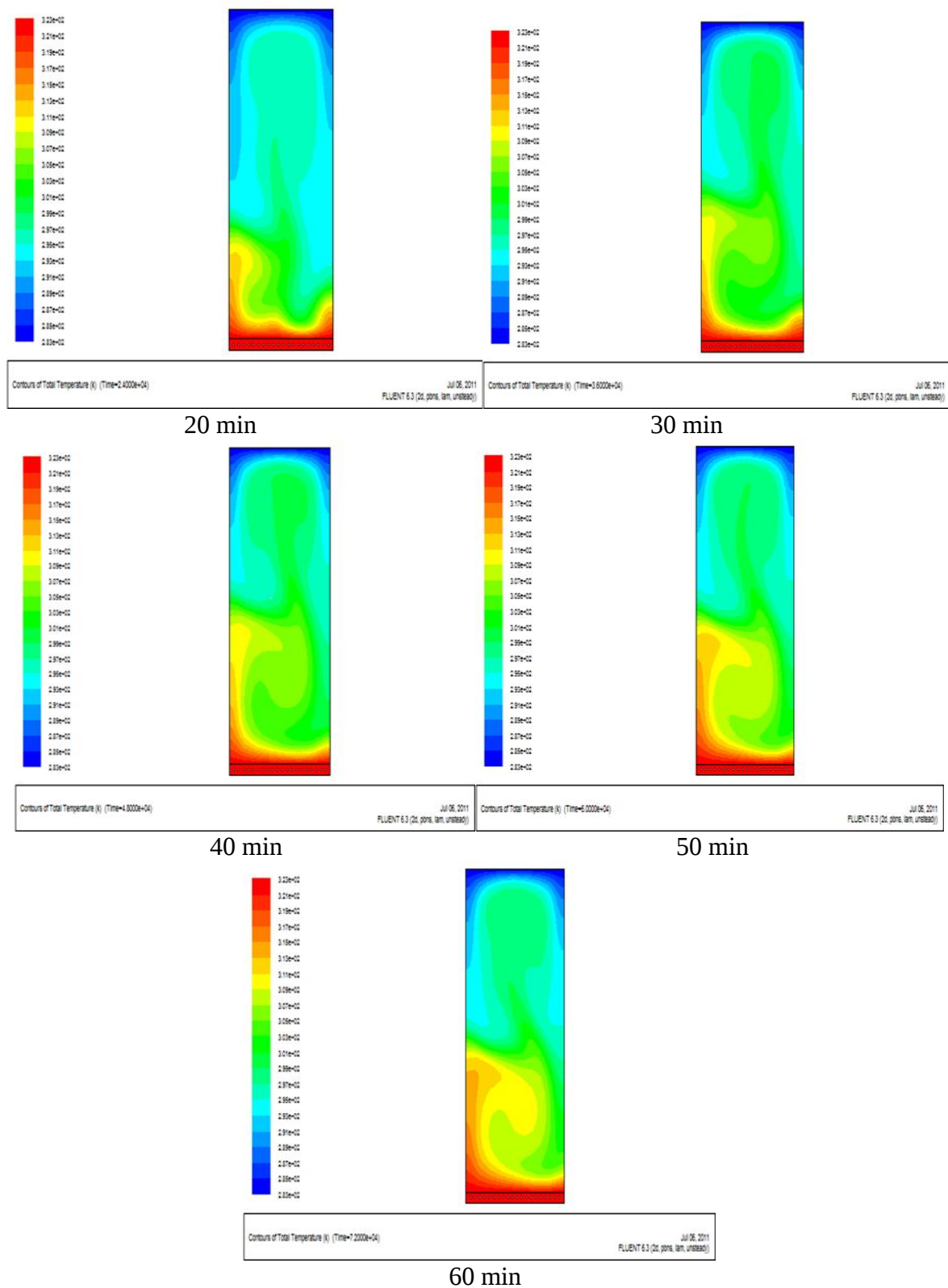


Figure. IV.8: Evolution de la distribution de température en fonction du temps pour $Ra=10^6$.

Les isothermes présentées à travers la Figure IV.8 montrent que pour des faibles valeurs du temps ($t=1$ minute) la chaleur est transférée par conduction entre la source chaude l'air de la cavité. Mais, pour des valeurs du temps plus élevées le transfert de chaleur commence à se développer et passe du régime conductif au régime convectif.

Conclusion générale

Conclusion générale

Le travail effectué dans le cadre de cette étude a pour objectif de comprendre le comportement de la convection naturelle dans des cavités fermées différentiellement chauffées par le sol à l'aide d'un serpentin à eau chaude. Une des deux parois horizontales est chauffée par le sol et la deuxième paroi est froide et les parois verticales sont considérées adiabatiques.

Des hypothèses simplificatrices ont été introduites et justifiées afin de simplifier le système des équations utilisées pour la configuration étudiée. La résolution du problème était réalisée avec la méthode numérique, basée sur la méthode des volumes finis en utilisant un logiciel commercial «Fluent», et le logiciel de maillage «Gambit».

La gamme de variation du nombre de Rayleigh pour laquelle nous avons simulé l'écoulement de l'air pour le régime stationnaire est de $Ra = 10^3$ jusqu'à $Ra = 10^6$ et en variant le nombre des tubes de serpentin. Nous avons également observé le comportement de l'écoulement convectif en fonction du temps dans le cas du régime instationnaire, pour le nombre de Rayleigh égale à 10^6 .

Dans le cas de la convection naturelle en régime stationnaire, l'augmentation du nombre de Rayleigh et le nombre des tubes nous a permis de voir la transition du transfert de chaleur conductif vers le transfert de chaleur convectif avec une structure d'écoulement monocellulaire et dans certains cas multicellulaires.

L'étude de la convection naturelle en régime instationnaire, nous a permis de comprendre la formation de la structure d'écoulement aux premières instants pendant la transition du régime conductif vers le régime convectif et la naissance des cellules tourbillonnaires.

Bibliographie

Références

- [3] T. Amel « Etude de l'échange thermique dans une cavité rectangulaire avec deux côtés partiellement actifs ». Thèse de Magistère, Option énergétique et procédés, Université de Ouargla, (2011).
- [4] M. Guestal. « Modélisation de la convection naturelle laminaire dans une enceinte avec une paroi chauffée partiellement ». Mémoire de magister, option énergétique appliquée en engineering, Université MENTOURI Constantine (2009).
- [6] G.k. Batchelor, Heat transfert by free convection across a closed cavity between vertical boundaries at different temperatures, Q.Appl.Math, Vol.12, 209-233.1955
- [7] Chu H.H.-S., Churchill S.W. ET Patterson C.V.S. "The effects of heater size, location, aspect ratio, and boundary conditions on two-dimensional, laminar, natural convection channels". J.Heat Transfer, Vol.98, PP. 1194-201.1976.
- [8] R. Anderson, G. Lauriat. "The horizontal natural convection boundary layer regime in a closed cavity". In: proceeding of 8th Int. Heat Transfer Conference. San Francisco, CA, PP 1453-1458. 1986.
- [9] November M et Nanstell M.W. "Natural convection in rectangular enclosures heated from below and cooled along one side". Int. J. Heat Mass Transfer. Vol.30 N0.11, PP 2433-44. 1987.
- [10] Chu T.Y. ET Hichox C.E. "Thermal convection with large viscosity variation in an enclosure with localized heating". J. Heat Transfer, Vol.112, PP 388-95. 1990.
- [11] L.C. Lage et A. Bejan. "The resonance of natural convection in an enclosure heated periodically from the side". Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.36, PP 2027-2038. 1993.
- [12] M.M. Ganzarolli, L.F. Milanez. "Natural convection in rectangular enclosures heated from below and symmetrically cooled from the sides". Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.38, PP 1063-1073. 1995.
- [13] O. Aydin et W. Yang. "Resonant enhancement of natural convection heat transfer in a square enclosure". Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.41, PP 2837-2846.1998.

- [14] O. Aydin et W. Yang. "Natural convection in enclosures with localized heating from below and symmetrical cooling from sides" *Int. J. Numerical methods for heat & Fluid flow*, Vol.10 N°5, PP.518-529.2000.
- [15] I.E. Sarris, I. Lekakis, N.S. Vlachos. "Natural convection in rectangular tanks heated locally from below". *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol.47, PP 3549-3563. 2004.
- [16] M. Bourich, M. Hasnaoui, A. Amahmid. "Double-diffusive natural convection in a porous enclosure partially heated from below and differentially salted ". *Int.J. Heat fluid Flow* Vol.25 (6), 1034-1046.2004.
- [17] B. calcagni, F. Marsili, M. paroncini. "Natural convective heat transfer in square enclosures heated from below ". *Applied thermal engineering*, Vol.25, PP 2522-2531.2005. [18] M.A.R. Sharif, T.R. Mohammad. "Natural convection in cavities with constant flux heating at the bottom wall and isothermal cooling from the sidewalls". *Int. J. Thermal Sci.* Vol.44, PP 865-878. 2005.
- [19] B. Calcagni, F. Marsili, M. Paroncini. "Natural convective heat transfer in square enclosures heated from below ". *Applied thermal engineering*, 25, 2522-2531. (2005).
- [20]<https://www.quelleenergie.fr/economies-energie/le-chauffage/plancher-chauffant-hydraulique>.