

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉ IBN-KHALDOUN DE TIARET

FACULTÉ DES SCIENCES APPLIQUEES
DÉPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES

Pour l'obtention du diplôme de Master

Domaine : Sciences et Technologie

Filière : Génie Mécanique

Spécialité: Energétique

THÈME

**Simulation numérique de la convection naturelle
dans une cavité carré Avec la présence d'un
élément chauffant**

Préparé par: Mr.ZIAD ADNAN
Mr.DAGARI ALI

Devant le Jury :

Nom et prénoms	Grade	Lieu d'exercice	Qualité
SAAD MOHAMED	MAA	UIK Tiaret	Président
GUENTRI HOUCINE	MAGISTER	UIK Tiaret	Examineur
MEKROUSSI SAID	MCB	UIK Tiaret	Encadreur

PROMOTION 2014 /2015

Remerciement

Louange à Dieu qui nous a donné l'inspiration et la force pour achever ce modeste Travail.

Nous remercions vivement monsieur **MEKROUSSI Saïd**, désigné comme encadreur qui nous a assistés durant le période de la préparation du mémoire en nous fournissant toute l'aide et les informations théoriques et pratiques nécessaires, et pour avoir examiné ce présent travail. Et aussi les membres de jury Monsieur **SAAD Mohamed** et Monsieur **GUENTRI Houcine**.

Nous remercions tous nous professeurs de l'université d'Ibn Khaldoun Tiaret, qui nous avoir encouragé et qui nous conseillé d'être le plus court et le plus clair dans l'expression des idées.

Nous remercions nous enseignants et nous collègues de l'université, et tous ceux qui nous contribués de près ou de loin à l'élaboration de ce modeste travail.

.

DÉDICACE

À ma très chère **mère**, et **mon père**

À mes frères et sœurs en particulier **Mohamed** et **Mounir**.

Et toute la famille **ZIAD** et **HAMZI**

À mes chers amis **Amine** et **Bachir**.

Et tous mes amis

.

Adnan

DÉDICACE

À ma très chère **mère**, et **mon père**

À mes frères et sœurs

Et toute la famille

À mes chers amis.

Ali

RESUME

Dans ce travail, nous présentons une étude numérique du phénomène de la convection naturelle laminaire dans une cavité carrée avec la présence d'un élément chauffant, dont La paroi verticale droite est maintenue à une température chaude, et la paroi gauche une température froide tandis que les autres parois sont considérées comme adiabatiques. Les équations régissant ce phénomène ont été discrétisées par la méthode des volumes finis pour déterminer toute la structure de l'écoulement pour toutes les configurations testées. Les résultats sont présentés sous forme des champs hydrodynamique et thermique

Mots clés : Transferts thermique, convection naturelle, méthode des volumes finis, cavité carrée.

ABSTRACT

In this work, we present a numerical study of the phenomenon of laminar natural and convection in a square cavity with the presence of a hot plate, whose vertical walls are subjected to a constant cold temperature, the right vertical wall which is maintained at a warm temperature, while the other walls are considered adiabatic. Equations governing this phenomenon were discretized by the finite volume method to determine the full structure of the flow for all configurations tested. The results are presented in the form of hydrodynamic and thermal

Keywords: heat transfer, natural convection, finite differences method, square Cavity, numerical methods.

الملخص

في هذا العمل , نقدم دراسة حسابية للنقل الحراري الطبيعي في وعاء مربع مع وجود عامل ساخن , يحتوي جدار ساخن وجدار بارد بينما نعتبر بقية الجدران عازلة للحرارة , حل المعادلات المميزة لهذا النظام في تم باستعمال طريقة الأحجام المنتهية من أجل تحديد هيكل التدفق الكامل بالنسبة لكل التكوينات المختبرة. النتائج ممثلة عن طريق حقول سريان الهواء و الحرارة

الكلمات المفتاحية : الانتقال الحراري , النقل الحراري الطبيعي , طريقة الاحجام المنتهية , الأوعية المربعة.

Sommaire

Sommaire

Remerciement

Dédicace

ملخص

Résumé

Abstracts

Liste des figures

Liste de tableaux

Nomenclature

Introduction générale1

Chapitre I : Généralités et synthèse bibliographique

I.1 Généralités sur le transfert de chaleur.....2

I.2 Les Différents modes de transferts de chaleur.....2

I.2.1 Transfert par Conduction.....2

I.2.2 Transfert par convection.....3

I.2.3 Transfert par Rayonnement.....4

I.3 Combinaison des modes de transferts5

I.4 Transfert thermique.....6

I.4.1 Description.....6

I.5 Les échanges thermiques.....6

I.5.1 Les échanges conductifs.....6

I.5.1.1 Equation générale de la chaleur.....7

I.6 Les échanges convectifs.....8

I.6.1 Définition.....8

I.6.2 Les types de convections.....8

I.6.2.1 Convection naturelle.....8

I.6.2.2 Convection forcée.....	9
I.7 Démarrage de la convection.....	9
I.8 La convection dans les cavités.....	10
I.8.1 Cavité avec gradient vertical de température.....	11
I.8.1.2 Cavité avec gradient horizontal de température.....	12
I.9 Loi de Fourier (1807)	13
I.10 Loi de la convection thermique	13
I.10.1 Equations générales.....	14
I.11 Le calcul fondamental du transfert thermique par convection.....	16
I.11.1 Le nombre de Reynolds.....	16
I.11.2 Le nombre de Prandtl.....	16
I.11.3 Le nombre de Grashof.....	17
I.11.4 Le nombre de Rayleigh.....	17
I.11.5 Le nombre de Nusselt.....	18
I.11.6 Le nombre de Richardson	18
I.12 Synthèse bibliographique.....	19
I.13 Conclusion.....	21
Chapitre II : Présentation de code fluent	
II.1. Introduction	22
II.2. Fluent	22
II.2.1. Historique	22
II.2.2. Caractéristiques techniques	22
II.3. Méthodes des différences finies.....	22
II.3.1 Méthodes des éléments finis.....	23
II.3.2 Méthodes des volumes finis.....	23
II.4. Maillage	23
II.4.1 Qualité du maillage.....	24

II.4.2 Indépendance du maillage.....	25
II.4.3 Traitement près des parois.....	25
II.5 Présentation du code de calcul.....	26
II.5.1 Pré - processeur "GAMBIT"	27
II.5.2 Solveur "FLUENT".....	27
II.5.3 Post-processeur "FLUENT"	27
II.6 Méthode de résolution des équations de transport.....	27
II.6.1 Schéma de discrétisation.....	27
II.6.2 Choix de la méthode de couplage Pression-Vitesse.....	31
II.6.2.1 Algorithme SIMPLE.....	31
II.7 Résolution numérique.....	33
II.7.1 Paramètre de contrôle de la convergence	33
II.7.1.1 Critère de convergence.....	33
II.7.1.2 Sous-relaxation.....	34
II.8 Étapes de résolution du problème.....	34
II.9 Conclusion.....	35
Chapitre III : Résultats et discussions	
III .1 Introduction.....	36
III .2 Validation de code fluent.....	36
III.3 Preparation.....	37
III.4 Validation par le code Fluent.....	38
III. 5 Domaine d'étude et conditions aux limites.....	39
III.6 Maillage du domaine.....	39

Sommaire

III.7 Effet du Maillage.....	40
III.7.1 Critère de convergence.....	41
III.7.2 Les lignes de courants.....	42
III.7.3 Les isothermes.....	42
III.8 Deuxième cas : changement de position de l'élément chauffante.....	43
III.8.1 Maillage	43
III.8.2 Les critères de convergence	45
III.8.3 Les lignes de courants	46
III.8.4 Les isothermes.....	47
III.8.5 Les profils de vitesse et de température.....	49
III.9 Conclusion.....	50
Conclusion générale.....	52
Références bibliographiques.....	53
Annexe.....	54

Liste des figures

Liste Des Figures

- Fig.I.1** Représentation schématique du transfert thermique par conduction.
- Fig.I.2** Principe de fonctionnement de la convection thermique
- Fig.I.3** Représentation schématique des deux types de convection.
- Fig.I.4** Représentation schématique du transfert thermique par radiation.
- Fig.1.5** Représentation schématique des trois modes de transfert
- Fig.I.6** Exemple d'une convection naturelle
- Fig.I.7** Présentation de la convection dans une casserole
- Fig.I.8** Représentation schématique de la convection naturelle dans les cavités
- Fig.I.9** Schéma représentant la configuration de la convection de Rayleigh-Bénard
- Fig.I.10** Schéma représentant les rouleaux de la convection de Rayleigh- Bénard.
- Fig.I.11** Schéma de la convection dans une cavité avec gradient horizontale de température.
- Fig.1.12** Transfert de chaleur par convection.
- Fig.II.1** Types de maillage utilisé par "FLUENT".
- Fig.II.2** Traitement près des parois dans le "FLUENT».
- Fig.II.3** Structure de base du code "FLUENT".
- Fig.II.4** Volume de contrôle pour la résolution en volumes finis.
- Fig.II.5** Schéma unidimensionnel illustrant un volume élémentaire entourant un nœud P.
- Fig.II.6** Schéma représentatif de l'algorithme SIMPLE.
- Fig.III.1** Comparaison des lignes de courant.
- Fig.III.2** Domaine et condition aux limite.
- Fig.III.3** Maillage 100x100 utilisé, pour le problème étudié.

Liste Des Figures

Fig.III.4 Maillage (50X50) et (80X80) utilisé, pour le problème étudié.

Fig.III.5 Effet du Maillage pour le profil de la vitesse au niveau du centre de la cavité.

Fig.III.6 Effet du Maillage pour le profil de la vitesse au niveau du centre de la Cavité.

Fig.III.7 Critère de convergence maillage (100X100).

Fig.III.8 Les lignes de courant et les isothermes pour un maillage de (100X100).

Fig.III.9 maillage de (100X100) de deuxième cas.

Fig.III.10 Critères de convergence.

Fig.III.11 Les lignes de courant et les isothermes pour $X=0.5$, $Y=0.25$

Fig.III.12 Les lignes de courant et les isothermes pour $X=0.25$, $Y=0.5$

Fig.III.13 les lignes de courant et les isothermes pour $X=0.5$, $Y=0.75$

Fig.III.14 Les lignes de courant et les isothermes pour $X=0.75$, $Y=0.5$

Fig.III.15 Profil de vitesse en fonction de la déplacement pour les quatre configurations.

Fig.III.16 Profil de température en fonction de la déplacement pour les quatre configurations.

Liste des tableaux

Liste Des Tableaux

Tableau I.1 : nombre de Prandtl à 100^0 C pour des gaz courants. Ce tableau présente le nombre de Prandtl pour certains des gaz très utilisés

Tableau.III.2 Propriété physique de l'air .Ce tableau présente les propriété utilisé dans notre étude

Nomenclature

Nomenclature

a	Diffusivité thermique	$[m^2/s]$
c_p	Chaleur spécifique massique	$[J/Kg \cdot K]$
h	Coefficient d'échange thermique	$[W/m^2 \cdot K]$
P	Champ de pression	$[Pa]$
T	Champ de température	$[K]$
U_e	Vitesse de l'écoulement externe	$[m/s]$
x	Coordonnée spatiale	$[m]$
y	Coordonnée spatiale	$[m]$

Symboles grecs

λ	Conductivité thermique	$[W/m \cdot K]$
μ	Viscosité dynamique moléculaire	$[Pa \cdot s]$
ν	Viscosité cinématique	$[m^2/s]$
ρ	Masse volumique	$[Kg/m^3]$

Nombres adimensionnels

Nombre de Nusselt	$Nu = \frac{h \cdot L}{\lambda}$
Nombre de Nusselt local	$Nu_x = \frac{h_x \cdot x}{\lambda}$
Nombre de Prandtl	$Pr = \frac{\nu}{a}$
Nombre de Reynolds	$Re = \frac{U \cdot L}{\nu}$
Nombre de Reynolds local	$Re_x = \frac{U \cdot x}{\nu}$
Nombre de Richardson	$Ri = \frac{Gr}{Re^2}$
Nombre de Grashof	$Gr = \frac{g\beta L^3 (T_p - T_{ext})}{\nu^2}$

Abréviations

2D Bidimensionnel

3D Tridimensionnel

CFD Computationnel Fluide Dynamics

DNS Direct Numerical Simulation

LES Large Eddy Simulation

PISO Pressure-Implicit with Splitting of Operators

QUICK Quadratic Upwind Interpolation for Convection Kinematics

RANS Reynolds-Averaged Navier-Stokes

RNG ReNormalization Group method

RSM Reynolds Stress Model

SIMPLE Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations

SIMPLEC Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations Consistent

SST Shear-stress transport

Introduction générale

Introduction Générale

L'étude des transferts thermiques joue un rôle important dans la conception et l'amélioration des performances des systèmes relevant du domaine de l'ingénierie. Parmi ces systèmes, on peut citer par exemple la thermique du bâtiment et le refroidissement des composants électroniques. D'où l'intérêt d'étudier la convection naturelle dans une cavité carrée.

Le but de ce travail est donc de mener une étude numérique de la convection naturelle dans une cavité carrée avec la présence d'un élément chauffant. On étudiera l'influence des champs de vitesse et de température en variant le maillage et la position de l'élément chauffant.

Notre mémoire se compose de trois chapitres :

- Le premier chapitre est consacré à des généralités sur les échanges thermiques et la convection naturelle dans les cavités ainsi qu'à une synthèse bibliographique.
- Le deuxième chapitre présente le code fluent et la modélisation et la procédure de simulation numérique.
- Le dernier chapitre est consacré à la présentation des résultats numériques.

Chapitre I

Généralités et synthèse bibliographique

I.1 Généralités sur le transfert de chaleur

Le transfert de chaleur est l'un des modes les plus connus d'échange d'énergie. Il intervient naturellement entre deux systèmes de températures différentes et cela quel que soit le milieu, même vide, qui les sépare. De ce fait, les transferts thermiques ont, aussi bien dans le domaine des sciences pures que dans celui des applications technologiques, un rôle souvent essentiel. Ce rôle devient même déterminant lorsqu'il est à l'origine des techniques utilisées (échangeurs, moteurs thermiques, calorifugeage, utilisation de l'énergie solaire,...).

I.2 Les Différents modes de transferts de chaleur

Le transfert de chaleur peut être défini comme la transmission de l'énergie d'une région à une autre sous l'influence d'une différence de température, il est régi par une combinaison de loi physique, Il y existe trois modes de transfert :

I.2.1 Transfert par Conduction

Le transfert par conduction est un échange d'énergie se réalisant au sein d'un système sans déplacement de matière. Ce transfert peut se réaliser au sein d'un seul corps ou par contact entre deux corps.

Dans un gaz ou un liquide, l'énergie se propage par contact direct entre molécules au gré des chocs aléatoires à l'échelle microscopique. Dans un solide ou fluide immobilisé, la vibration des atomes autour de leur position d'équilibre dans le solide, se transmet de proche en proche. Les cristaux disposent d'un mode de transfert thermique supplémentaire particulier associé aux vibrations du réseau.

Exemples de transfert par conduction : transfert à travers une paroi diathermique (les ailettes de refroidissement d'un moteur ou les radiateurs d'un chauffage central...) contrairement à une paroi adiabatique qui s'oppose au transfert de chaleur (par exemple, la paroi d'une bouteille isotherme).

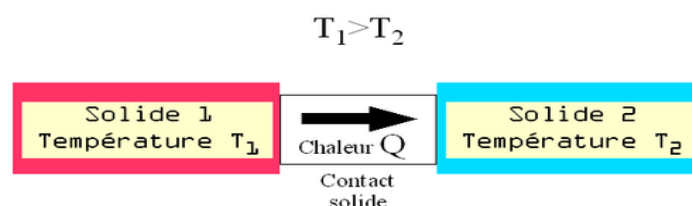


Fig.I.1 Représentation schématique du transfert thermique par conduction.

D'une manière simple, le flux de chaleur qui passe dans un solide de manière monodirectionnel s'exprime de la manière suivante :

$$\phi = -\lambda S_{nx} \cdot \frac{dT}{dx} \quad (\text{I.1})$$

Où :

- ϕ : flux de chaleur en watt (W).
- λ : conductivité thermique du matériau (en $\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$).
- S_{nx} : Surface perpendiculaire au flux de chaleur (normal à l'axe x considéré).
- dT : différence de température (en kelvins).
- x : axe considéré.

C'est une loi de diffusion similaire à la loi de Fick.

I.2.2 Transfert par Convection

La convection est un mode de transfert de chaleur où celle-ci est advectée par au moins un fluide. La chaleur est transférée de manière beaucoup plus efficace que par la conduction thermique ou le rayonnement, qui sont les deux autres modes de transfert de chaleur. Ce phénomène physique, très commun, se produit dans de nombreux systèmes (casserole, manteau terrestre, étoile, ...). En général, le transfert thermique par convection traite l'interaction thermique entre une surface autour de laquelle circule un fluide et dont la température diffère de celle-ci. Nous pouvons citer comme exemple l'écoulement d'un fluide au-dessus d'un cylindre, à l'intérieur d'un tube ou entre des plaques parallèles. Ce phénomène de convection est expliqué, d'une manière élémentaire, par la figure (I.2). En effet une particule fluide située près de la paroi chaude absorbe la chaleur au contact de celle-ci, devient plus légère et remonte sous l'effet de la poussée d'Archimède. Elle arrive près de la paroi froide, échange sa chaleur et se refroidit. Elle devient alors plus lourde et redescend vers le bas, où elle sera à nouveau réchauffée pour entretenir un cycle permanent.

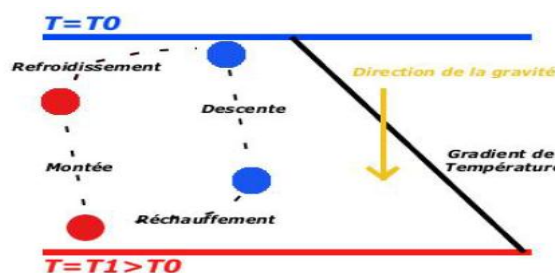
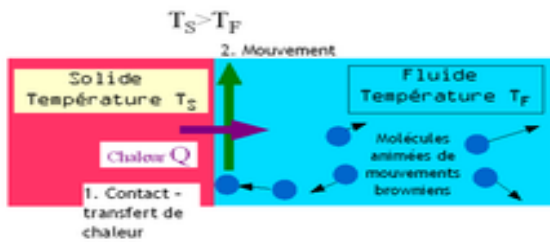
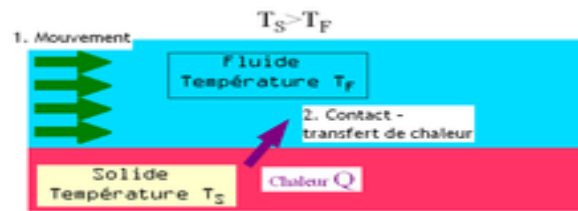
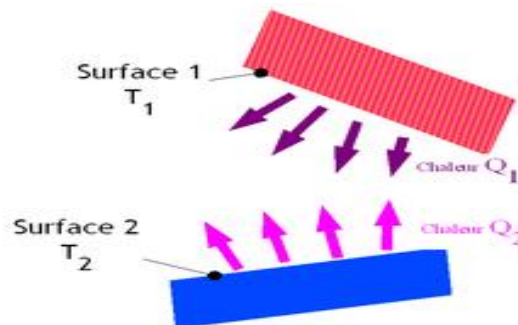


Fig.I.2 Principe de fonctionnement de la convection thermique.

Convection naturelle**Convection forcée****Fig.I.3** Représentation schématique des deux types de convection.**I.2.3 Transfert par Rayonnement****Fig.I.4** Représentation schématique du transfert thermique par radiation.

Par définition, le transfert se fait par rayonnement électromagnétique. Quelle que soit sa température, un corps émet un rayonnement thermique, celui-ci est plus ou moins intense selon cette température. La longueur d'onde à laquelle est émise ce rayonnement dépend aussi de cette température. Ainsi, le rayonnement thermique émis par le Soleil est situé principalement dans le visible. Des corps plus froids comme les mammifères émettent quant à eux dans l'infrarouge. La loi dite loi du déplacement de Wien permet de donner la longueur d'onde du maximum d'émission en fonction de cette température.

Ce transfert de chaleur est le seul à se réaliser dans le vide, cas du rayonnement solaire arrivant sur Terre. Néanmoins, celui-ci se réalise aussi dans les fluides (l'air par exemple) et dans certains solides (verre).

Exemples de transfert par rayonnement : système de chauffage dit par radiant ; le soleil.

La loi de Stefan-Boltzmann (ou loi de Stefan) permet de quantifier ces échanges. La puissance rayonnée par un corps est donnée par la relation :

$$P = \varepsilon S \sigma \cdot T^4 \quad (I.2)$$

Avec :

- σ : constante de Stefan-Boltzmann ($5,6703 \cdot 10^{-8} \text{ W.m}^{-2}.\text{K}$).
- ε : émissivité, indice valant 1 pour un corps noir et qui est compris entre 0 et 1 selon l'état de surface du matériau.
- S : superficie du corps.
- T : température du corps (en kelvin).

Si le corps récepteur réfléchit certaines longueurs d'ondes ou est transparent à d'autres, seules les longueurs d'onde absorbées contribuent à son équilibre thermique. Si par contre le corps récepteur est un corps noir, c'est-à-dire qu'il absorbe tous les rayonnements électromagnétiques, alors tous les rayonnements contribuent à son équilibre thermique.

I.3 Combinaison des modes de transfert

Le transfert d'énergie par chaleur se réalise généralement par une combinaison de plusieurs modes. Par exemple, le système chauffage central, combine la convection (en général forcée) pour chauffer le fluide dans la chaudière, la conduction pour chauffer les parois du radiateur et la convection (en général naturelle) pour chauffer l'air autour du radiateur. Dans le cas du chauffage d'un solide par radiation, la transmission de chaleur sera une combinaison de radiation et de conduction. C'est le cas du verre d'une vitre chauffée par le rayonnement solaire; le transfert étant combiné avec une convection naturelle de l'air, derrière la vitre d'une pièce.

Parfois le transfert thermique s'accompagne d'un transfert de matière. Par exemple, dans le cas de l'ébullition d'un liquide, une partie du liquide subit un changement d'état physique et le gaz ainsi créé se sépare du liquide.

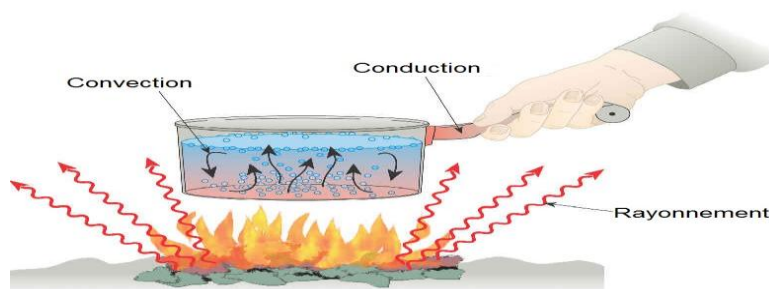


Fig.I.5 Représentation schématique des trois modes de transfert.

I.4 Transfert thermique

Un transfert thermique, appelé plus communément chaleur, est un transfert d'énergie microscopique désordonnée. Cela correspond en réalité à un transfert d'agitation thermique entre particules, au gré des chocs aléatoires qui se produisent à l'échelle microscopique.

I.4.1 Description

L'exemple le plus courant de situation mettant en jeu un transfert thermique est le système constitué de deux corps en contact et ayant des températures différentes. Le corps le plus chaud cède de l'énergie sous forme de chaleur au corps le plus froid. Il y a transfert thermique entre les deux corps. Il peut se produire des transferts thermiques vers un système dont la température reste constante, par exemple dans le cas d'un changement d'état physique (exemple : la fusion de la glace à 0 °C sous la pression atmosphérique).

L'étude de ces transferts s'effectue dans le cadre de la discipline thermodynamique en s'appuyant sur les deux premiers principes.

À la différence de la thermodynamique, la thermocinétique fournit des informations sur le mode de transfert en situation de *non équilibre* ainsi que sur les valeurs de flux de chaleur.

I.5 Les échanges thermiques

I.5.1 Les échanges conductifs

La conduction est le mode de propagation de la chaleur dans les solides. Le phénomène physique est gouverné par les lois de la thermodynamique, notamment le principe de conservation de l'énergie totale. La formulation mathématique de ce transfert de chaleur donc d'énergie est basée sur la mise en équation du premier principe de la thermodynamique associé avec la loi de Fourier. L'équation finale formulant le bilan énergétique est dite équation générale de l'énergie.

Dans les applications courantes de thermique, l'état mécanique et physico-chimique du solide est supposé invariable, la seule variable d'état considérée est la température. On néglige ainsi tout couplage thermomécanique, thermo-physique ou thermochimique. La résolution de cette équation permet la détermination du champ de température en tout point du solide et à tout instant.

I.5.1.1 Equation générale de la chaleur

Elle s'obtient en injectant la loi de Fourier dans le second principe de la thermodynamique d'où :

$$\text{div}(-\lambda(T)\overrightarrow{\text{grad}} T) + \gamma \frac{dT}{dt} - P = 0.$$

Où on écrira :

$$\text{div}(-\lambda T \overrightarrow{\text{grad}} T) = \text{div}(-\lambda(T)) \overrightarrow{\text{grad}} T - \lambda(T) \text{div}(\overrightarrow{\text{grad}} T).$$

Avec :

$$\text{div}(-\lambda(T)) = \frac{\partial \lambda}{\partial T} \overrightarrow{\text{grad}} T = 0 \text{ et } \text{div}(-\lambda T \overrightarrow{\text{grad}} T) = \Delta T.$$

Δ : est le laplacien

Finalement, on obtient :

$$\Delta T - \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{1}{\lambda} \frac{\partial \lambda}{\partial T} (\overrightarrow{\text{grad}} T)^2 + \frac{P}{\lambda} = 0.$$

Qui représente l'équation générale de la chaleur.

La constante $a = \frac{\lambda}{\rho c}$ est dite diffusivité thermique.

L'équation ci-dessus peut se réduire à des formes plus simples dans les cas particuliers suivants :

Lorsque la conductivité thermique est constante, il vient :

$$\Delta T - \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{P}{\lambda} = 0$$

En absence de source interne, on obtient l'équation de Fourier:

$$\Delta T - \frac{1}{a} \frac{\partial T}{\partial t} = 0$$

Le régime permanent avec source interne est caractérisé par l'équation de Poisson:

$$\Delta T + \frac{P}{\lambda} = 0$$

Enfin, le régime permanent sans source interne est décrit par l'équation de Laplace

$$\Delta T = 0.$$

(I.3)

I.6 Les échanges convectifs

I.6.1 Définition

Convection : Physiquement : c'est le transfert de la chaleur dans un fluide par déplacement des molécules vers les zones de moindre densité.

I.6.2 Les types de convections

I.6.2.1 Convection naturelle

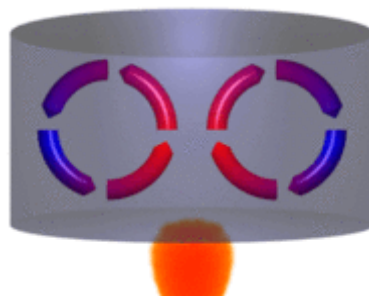


Fig.I.6 Exemple de convection naturelle

La **convection naturelle** est un phénomène de la mécanique des fluides, qui se produit lorsqu'un gradient induit un mouvement dans le fluide. Le gradient peut être de différente nature, telle la température ou la concentration d'un soluté. La masse volumique est en général fonction de la température et un gradient de température implique une différence de masse volumique au sein du fluide. Cette différence de masse volumique implique une différence de la poussée d'Archimède et donc crée un mouvement. De tels déplacements s'appellent des **mouvements de convection**. Ils sont à l'origine de certains phénomènes océanographiques (courants marins), météorologiques (orages), géologiques (remontées de magma) par exemple.

La convection thermique n'est pas le seul moyen de créer des mouvements verticaux dans des fluides. Ceux-ci vont se stratifier selon leur densité, à température uniforme, par l'effet de la gravité. Cette convection gravitationnelle se déroule comme la convection thermique avec les zones du fluide plus dense descendant et les parties moins denses poussées vers le haut. Cependant, il n'y a pas de variation de températures dans ces échanges. On peut citer la diffusion de la salinité dans une couche isothermale ou le déplacement du sel vers le bas dans une terre humide.

I.6.2.2 Convection forcée

La convection forcée est provoquée par une circulation artificielle (pompe, turbine) d'un fluide. Le transfert est plus rapide que dans le cas de convection naturelle. Voici quelques exemples de convection forcée dans des appareillages : chauffage central avec accélérateur, chauffages électriques avec soufflerie, chauffe-eau solaire et four à convection de cuisinière. Le corps humain a son propre système de convection forcée, la circulation sanguine.

Dans un environnement à microgravité comme dans l'espace, la convection naturelle n'est pas possible puisque la poussée d'Archimède s'exerce par la différence de force gravitationnelle sur des volumes de densités différentes. Ainsi la circulation de la chaleur doit être forcée dans une capsule spatiale. Une flamme aurait également de la difficulté à exister car les gaz de combustion resteraient près de la flamme, la coupant de l'apport d'oxygène. Il faut pour l'entretenir une circulation forcée pour éloigner ces gaz et amener l'oxygène.

I.7 Démarrage de la convection

Le transfert thermique dans une couche de fluide horizontale s'effectue par la conduction thermique et le mouvement du fluide. Quand on commence à imposer un gradient thermique entre les surfaces de la couche, un gradient de la masse volumique s'installe. Expérimentalement, on observe qu'au bout d'un certain temps, le fluide se met en mouvement spontanément : c'est le démarrage de la convection. Celui-ci est contrôlé par un nombre sans dimension appelé nombre de Rayleigh :

$$R_a = \frac{\text{poussée d'archimède}}{\text{dissipation}} = \frac{\rho g \alpha \Delta T d^3}{k \eta} \quad (\text{I.4})$$

avec ρ la masse volumique, g la force de gravité, α le coefficient d'expansion thermique, ΔT la différence de température entre le haut et le bas de la couche, k la diffusivité thermique et η la viscosité dynamique caractéristique (à noter : ces valeurs peuvent être variables dans le fluide et il est important de vérifier que l'on utilise bien des grandeurs caractéristiques).

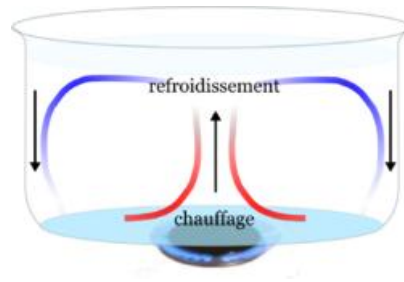


Fig.I.7 Présentation de la convection dans une casserole.

- Le mouvement dans une casserole posée sur le feu s'explique par les différences de densité créées par le chauffage. Le fluide se met en mouvement spontanément quand la différence de température entre le haut et le bas de la couche d'eau atteint une valeur critique.
- La fumée de cigarette ou de cheminée monte car la combustion crée une zone très chaude et très légère par rapport à l'environnement. Cette zone de fluide monte sous l'action de la poussée d'Archimède.
- Le chauffage par le sol relève du même principe. La couche chaude à la base des pièces, du fait de la dilatation thermique, devient plus légère (relativement) et engendre une circulation dans la maison.
- Le fonctionnement de la lampe à lave est basé sur ce phénomène: La cire est chauffée par le fond jusqu'à ce que sa densité soit inférieure à celle du fluide environnant. Elle s'élève alors en formant des panaches qui, une fois au sommet de la lampe, refroidissent et retombent au fond du récipient.
- Les courants de convection sont à l'origine des contraintes de compression et des contraintes d'expansion (selon leurs mouvements), ce qui cause la déformation des roches.
- Pour l'isolation thermique d'une habitation, l'air enfermé entre la toiture et le plancher des combles, ou entre le mur porteur et un mur intérieur n'assure aucunement l'isolation à cause du phénomène de convection accéléré par une différence de température entre paroi chaude et paroi froide: pour réaliser l'isolation, il faut ajouter dans cet espace un matériau isolant dans lequel l'air enfermé dans des bulles ou entre des fibres ne peut pas participer à la convection.

I.8 La convection dans les cavités:

La transmission de chaleur par convection est désignée selon le mode d'écoulement du fluide par convection libre ou convection forcée. Lorsqu'il se produit au sein du fluide des courants dus uniquement aux différences de température, on dit que la convection est naturelle ou libre. Par contre, si le mouvement du fluide est provoqué par une action externe (ventilateur), le

processus est appelé convection forcée.

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 telles que le refroidissement des composants électroniques, la thermique des bâtiments, l'industrie métallurgique, la croissance des cristaux pour l'industrie des semi-conducteurs,...etc.

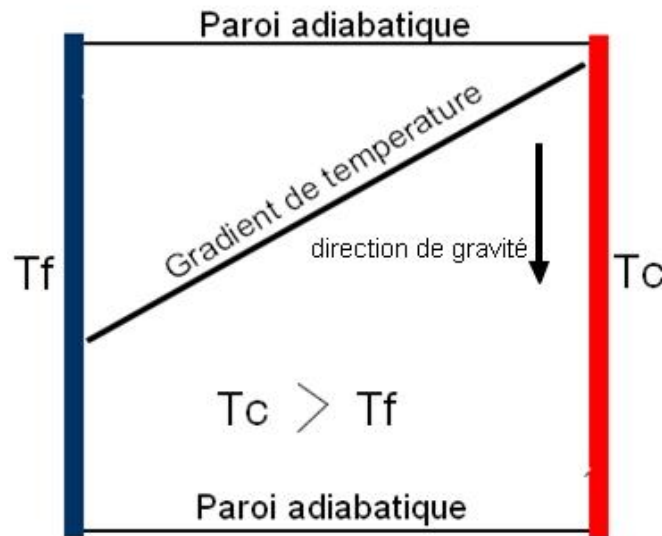


Fig.I.8 Représentation schématique de la convection naturelle dans les cavités

I.8.1 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 (fig. I.9). 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 [1].

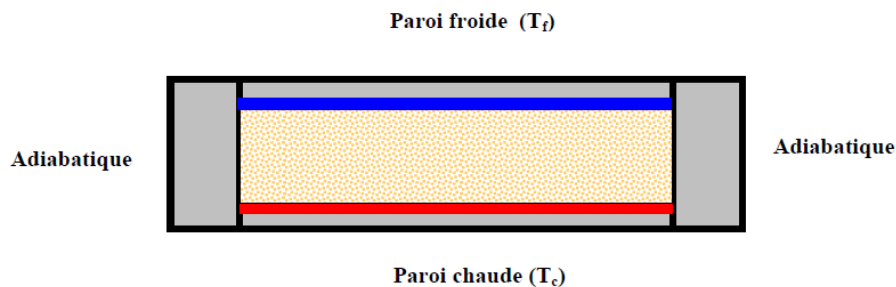


Fig.I.9 Schéma représentant la configuration de la convection de Rayleigh –Bénard.

Au-delà d'une valeur critique de l'écart de température appliqué, des rouleaux contra-rotatifs, d'axes horizontaux apparaissent au sein du fluide (Fig. I.10). Il y a donc un seuil de convection au-delà duquel le transfert de chaleur se fait par convection.

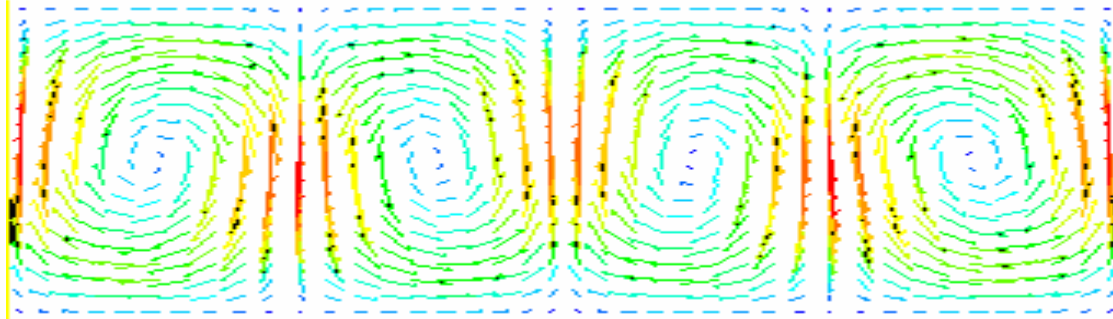


Fig.I.10 Schéma représentant les rouleaux de la convection de Rayleigh- Bénard.

I.8.1.2 Cavité avec gradient horizontal de température :

Dans cette configuration, l'une des parois verticales est chauff e tandis que l'autre est refroidie, les parois horizontales étant consid r es comme adiabatiques (Fig. I.11). Pour cette configuration, il n'y a pas de gradient critique de température et le fluide est alors ascendant le long de la paroi chaude et descendant le long de la paroi froide [1].

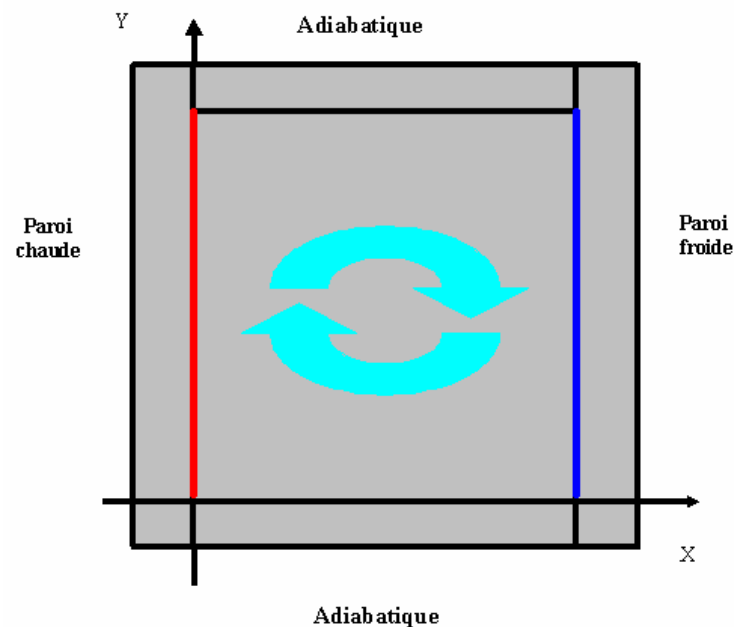


Fig.I.11 Schéma de la convection dans une cavité avec gradient horizontal de température.

I.9 Loi de Fourier (1807)

Expérimentalement, si les variations de températures ne sont pas trop importantes, on rend compte localement des phénomènes de conduction de la chaleur par la loi de Fourier, à savoir le vecteur densité de flux de chaleur \vec{J}_Q est égal à : $\vec{J}_Q = -\lambda \overrightarrow{\text{grad}T}$ pour un milieu isotrope

λ : est appelée conductivité thermique du milieu et traduit l'aptitude à conduire la chaleur.

La densité de flux de chaleur j dans une direction caractérisée par un vecteur unitaire \vec{n} est

$$\varphi = -\overrightarrow{\lambda \text{ grad}T} \cdot \vec{n} \quad (\text{I.5})$$

Dans le système MKSA, la densité de flux de chaleur j se mesure en W m^{-2} et la conductivité thermique λ en $\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

- Les tangentes en chaque point au vecteur \vec{J}_Q déterminent les lignes de flux de chaleur. Un tube de flux est constitué par un ensemble de ligne de flux s'appuyant sur un contour fermé. La relation $\vec{J}_Q = -\lambda \overrightarrow{\text{grad}T}$ (propriété du gradient) impose qu'en chaque point les lignes de flux sont perpendiculaires aux isothermes.
- En milieu anisotrope, la loi de Fourier s'écrit sous la forme :

$$\varphi = -\overrightarrow{\lambda \text{ grad}T} \cdot \vec{n} \quad \text{Où } \overrightarrow{\lambda} \text{ est la tenseur } \mathbf{\text{conductivité thermique}}.$$

- La loi de Fourier est une loi **phénoménologique** ; les théories sur l'interprétation microscopique du processus de Conduction dépendent de la nature du milieu gaz, liquide, solide amorphe, solide cristallin ou métal ; elles sont loin d'être achevées.
- Il convient de remarquer l'analogie qui peut être faite entre la loi de Fourier et la loi d'Ohm

$$\text{introduite en électrocinétique des courants continus } \vec{j} = \sigma \vec{E} = -\sigma \overrightarrow{\text{grad}V} \quad (\text{I.6})$$

I.10 loi de la convection thermique

La convection est un transfert de chaleur dans un milieu matériel avec mouvement de matière. Ce mode de transfert ne concerne donc que les fluides ou les échanges entre un solide et un fluide.

Dans le cas d'un transfert entre un solide et un fluide, la puissance transférée par convection est donnée par la relation :

$$\phi = h \cdot S(T_p - T_f) \quad (\text{I.7})$$

T_p : La température de la paroi du solide. T_f : La température du fluide loin de la paroi.

h : le coefficient d'échange de surface.

On distingue la convection libre (ou naturelle) dans laquelle les mouvements du fluide sont dus aux variations de masse volumique et la convection forcée dans laquelle les mouvements du fluide sont imposés par un moyen extérieur (pompe ou ventilateur). La détermination de h fait intervenir des relations de corrélations entre des nombres sans dimension, qui sont déterminés à partir des propriétés thermo-physiques du fluide.

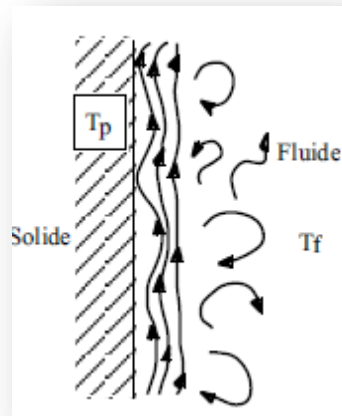


Fig. 1.12. Transfert de chaleur par convection

I.10.1 Equations générales

La puissance calorifique échangée par convection entre un fluide de température T_f et un élément de surface d'une paroi de température T_p est donnée par la loi de Newton :

$$d\phi = h \cdot dS(T_p - T_f) \quad (\text{I.8})$$

Où h est le coefficient local d'échange de chaleur par convection. Si h est le coefficient moyen d'échange de chaleur par convection entre un fluide et une surface de dimension finie, alors la puissance totale échangée est:

$$\phi = h \cdot S(T_p - T_f) \quad (\text{I.9})$$

$$\text{Ou } \phi = \frac{T_p - T}{\frac{1}{h \cdot S}} \quad (\text{I.10})$$

Le rapport $\frac{1}{h \cdot S}$ est appelé la résistance thermique convective.

Les équations régissant l'écoulement de la convection naturelle en cas général sont les équations qui expriment la conservation de masse, de quantité de mouvement, d'énergie et la loi d'état linéaire.

Le système d'équations dans le cas général est :

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + (\nabla \cdot (\rho \cdot \vec{V})) &= 0 \\ \rho \left(\frac{d\vec{V}}{dt} \right) &= -\vec{\nabla} P + \mu \Delta \vec{V} + \rho \vec{g} \text{ avec } \Delta \vec{V} = \vec{\nabla} \cdot (\vec{\nabla} \cdot \vec{V}) \\ \rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right) &= \lambda \Delta T \text{ avec } \Delta T = \vec{\nabla} \cdot (\vec{\nabla} T) \end{aligned} \right\} \quad (\text{I.11})$$

$$\text{Avec } \rho = \rho_0 [1 - \beta (T - T_0)] \quad (\text{I.12})$$

Ce système en deux dimensions est représenté par cinq équations couplées sont : l'équation qui exprime le bilan de conservation de la masse, deux composantes de l'équation de Navier-Stokes, l'équation d'énergie et la loi d'état linéaire. En tenant compte des variations de masse volumique uniquement dans le terme générateur du mouvement, et avec la direction y dans le sens opposé à la gravité. Le système d'équations dans le cas d'un fluide incompressible et d'un écoulement laminaire permanent pour une plaque verticale maintenue à une température uniforme et placée dans un milieu isotherme de température T_∞ s'écrit :

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} &= 0 \\ \rho_0 \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) &= -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \\ \rho_0 \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) &= -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) - \rho_0 [1 - \beta (T - T_0)] g \\ \frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} &= \frac{\lambda}{\rho C_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \\ \rho &= \rho_0 [1 - \beta (T - T_0)] \end{aligned} \right\} \quad (\text{I.13})$$

En général les écoulements de la convection naturelle se répartissent en quatre grandes catégories, panaches, lorsqu'il n'y a pas de parois à proximité, convection libre externe en présence d'une paroi et convection libre interne dans des espaces confinés comportant une entrée et une sortie distincte, et enfin convection libre dans des cavités fermées ou partiellement ouvertes.

I.11 Le calcul fondamental du transfert thermique par convection

Le coefficient de transfert hc dépend des modes de convection et des types d'écoulements (laminaires et turbulents). D'après la théorie de la couche limite laminaire, le nombre de Nusselt est défini par (Holman, 1986) :

$$N_u = \frac{hL}{\lambda} \quad (1.14)$$

Où N_u est le nombre de Nusselt, L est la longueur caractéristique de la surface et λ est la conductivité thermique de l'air.

I.11.1 Le nombre de Reynolds

Le nombre de Reynolds nous dit si on a un écoulement laminaire ou turbulent. Il est défini comme :

$$Re_x = \frac{\rho u x}{\mu} = \frac{u x}{\nu} \quad (1.15)$$

Avec ρ la densité [kg/m^3], u la vitesse [m/s], x la dimension caractéristique du système étudié et μ et ν la viscosité respectivement dynamique [$Pa \cdot s$] et cinématique [m^2/s].

I.11.2 Le nombre de Prandtl

Le nombre de Prandtl est le rapport du temps caractéristique de la diffusion thermique sur le temps caractéristique de la diffusion de la quantité de mouvement. Le nombre de Prandtl peut ainsi prendre des valeurs très variées, selon le phénomène physique et le matériau qui entrent en jeu. Le nombre de Prandtl est défini comme :

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (1.16)$$

Où a est la diffusivité thermique [m^2/s]. Le nombre de Prandtl est donc le rapport entre l'épaisseur de la couche limite et l'épaisseur de la couche limite thermique. Le nombre de Prandtl peut aussi être écrit comme : $Pr = \frac{\mu C_p}{k}$

Avec : C_p la chaleur spécifique à pression constante [$J/(kg \cdot K)$]. Voici quelques exemples du nombre de Prandtl à $100^\circ C$ pour des gaz courants

GAZ	Pr
H ₂	0.69
AIR	0.69
Ar	0.66
CO ₂	0.75
CO	0.72
He	0.71
N ₂	0.70
O ₂	0.70
H ₂ O (vapeur)	1.06

Tableau I.1 Nombre de Prandtl à 100⁰ C pour des gaz courants.

I.11.3 Le nombre de Grashof

Le nombre de Grashof est le rapport entre l'effet de flottaison par force motrice d'Archimède et l'effet résistif de l'écoulement.

$$Gr = \frac{g\beta L^3 (T_p - T_{ext})}{\nu^2} \quad (1.17)$$

Où g est l'accélération de la pesanteur [m/s^2], β le coefficient de dilatabilité ou d'expansion thermique [$1/K$], T_p la température au parois et T_{ext} la température externe. Le nombre de Grashof joue un rôle identique à Re en convection forcée.

Le rapport de Gr/Re^2 détermine quelle type de convection on a :

$$\begin{aligned} \frac{Gr}{Re^2} &<< 1 \text{ Convection forcée.} \\ \frac{Gr}{Re^2} &>> 1 \text{ Convection naturelle.} \\ \frac{Gr}{Re^2} &\simeq 1 \text{ Convection mixte.} \end{aligned}$$

I.11.4 Le nombre de Rayleigh

Le Nombre de Rayleigh, C'est le rapport entre les forces motrices du fluide (force d'Archimède) et les forces de frottement. L'analyse de stabilité linéaire conduit à définir un nombre de Rayleigh critique Rac , en dessous duquel les instabilités induites par les perturbations thermiques. L'expression du nombre de Rayleigh dépend du type de chauffage imposé, et s'exprime en fonction des grandeurs caractéristiques du système.

Le nombre de Rayleigh regroupe les nombres de Prandtl et Grashof est donné par :

$$Ra = Gr.Pr = \frac{g\beta L^3(T_p - T_{ext})}{\alpha \vartheta} \quad (1.18)$$

Sa valeur nous indique si on est en laminaire ou turbulent pour un système en convection naturelle.

I.11.5 Le nombre de Nusselt

Le nombre de Nusselt est défini comme

$$Nu = \frac{h.L_f}{K_f} \quad (1.19)$$

Où L_f est la longueur selon laquelle se fait l'écoulement et k_f est la conductivité du fluide [$W/(m \cdot K)$].

Le nombre de Nusselt est contrairement au nombre de Biot, un rapport de deux longueurs. Même si on retrouve la même écriture que pour le nombre de Biot, la signification physique est tout à fait différente !

I.11.6 Le nombre de Richardson

Le nombre de Richardson est donné par :

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2} \quad (1.20)$$

Le rapport de Gr/Re^2 détermine quelle type de convection on a :

$$\frac{Gr}{Re^2} \ll 1 \text{ Convection forcée.}$$

$$\frac{Gr}{Re^2} \gg 1 \text{ Convection naturelle.}$$

$$\frac{Gr}{Re^2} \simeq 1 \text{ Convection mixte.}$$

I.12 Synthèse bibliographique:

Il existe une quantité impressionnante de publications scientifiques portant sur l'étude de la convection naturelle dans les cavités. La plupart des études portant sur la convection naturelle dans les cavités étant en régime permanent avec des conditions aux limites constantes dans le temps (température ou flux de chaleur). Cependant, de nombreuses applications comme le refroidissement des composants électroniques, les capteurs d'énergie solaire, le chauffage et la climatisation des habitats mettent en jeu le transfert de chaleur par convection naturelle en régime transitoire.

La convection naturelle transitoire dans une cavité carrée soumise par le bas à une variation sinusoïdale de la température a été étudiée numériquement par **Lakhal and Hasnaoui** [2] pour un nombre de Prandtl de 0,72 (air) et pour des nombres de Rayleigh variant de 10^5 à 10^6 . On y montre que si l'on s'intéresse au transfert thermique moyen, le chauffage périodique est avantageux si l'amplitude de l'excitation est grande et si l'intensité de la convection est importante.

Quelques auteurs se sont intéressés aux problèmes de convection naturelle dans des cavités rectangulaires chauffées par des sources discrètes. Ces travaux étaient principalement justifiés par la nécessité d'améliorer le refroidissement des composants électroniques. **Chu and Churchill** [3] furent les premiers à étudier la convection naturelle au sein d'une cavité rectangulaire bidimensionnelle munie d'une source de chaleur discrète. Avec des parois horizontales thermiquement isolées, une paroi verticale froide isotherme et une source de chaleur installée sur l'autre paroi verticale, ils ont obtenu numériquement la position de la source qui optimise le transfert thermique, en fonction du nombre de Rayleigh. Cette position optimale se trouve près du centre de la paroi verticale, mais glisse légèrement vers le bas à mesure que le nombre de Rayleigh augmente.

On retrouve aussi une étude numérique et théorique de **Lage and Bejan** [4] qui ont montré que pour des nombres de Rayleigh suffisamment grands (jusque $Ra = 10^9$), que le mécanisme dominant le transfert de la chaleur est la convection naturelle et que l'écoulement a tendance à entrer en résonance avec la pulsation de la source de chaleur. Cette résonance est caractérisée par un maximum dans l'amplitude de la fluctuation du nombre de Nusselt dans le plan médian de la cavité et à la frontière froide.

L'étude de **Chadwick and Heaton** [5] a apporté plus de précision sur la Position optimale d'une source lorsqu'elle dégage un flux de chaleur uniforme. Après avoir examiné, expérimentalement et par simulation numérique, trois positions différentes, ils ont constaté que la position la plus basse ($2/10$ de la hauteur) conduisait au meilleur transfert de chaleur. Bien qu'une étude paramétrique plus complète aurait été utile ici, il est tout de même clair que le comportement thermique est très différent pour des sources avec flux de chaleur que pour des sources isothermes. Il est également opportun de mentionner le très bon accord qu'ont obtenu ces auteurs entre les mesures expérimentales et les prédictions numériques des nombres de Nusselt locaux sur la source.

D'après cette recherche bibliographique, on a constaté que la plupart des études ont été menées avec un seul élément chauffant constant dans une cavité contenant de l'air. Le cas d'un élément chauffant débitant des flux variables périodiquement et dont la position peut varier n'a pas été considéré à notre connaissance. De même, l'étude de changement de la position de l'élément chauffante qui sont à une température constante et qui sont en interaction n'a pas été menée. Ces cas feront, entre autres, l'objet d'une partie importante de ce mémoire.

I.13 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté généralité sur les échanges thermique et une synthèse bibliographique sur la convection dans les cavités et aussi on donne tous les équations et les formulations générales sur les échanges thermiques.

Dans le chapitre suivant, nous allons présenter tous les informations sur le code fluent et les étapes pour la réalisation de la simulation.

Chapitre II

Présentation du code fluent

II.1 Introduction

Le passage d'un problème aux dérivées partielles continu à un problème discret s'appuie sur les méthodes classiques d'analyse numérique. On distingue trois grandes méthodes pour formuler un problème continu sous forme discrète, la méthode des différences finies, des éléments finis et des volumes finis. La méthode utilisée par le code "FLUENT" est celle des volumes finis.

Le poste de travail utilisé pour ces simulations est un ordinateur portable (Windows 7) doté d'un microprocesseur Intel Core TM I3 avec une fréquence d'horloge de 2.3 2.3 GHz et de 4 Go de mémoire vive.

II.2 Fluent

II.2.1 Historique

L'éditeur historique du logiciel était la société *Fluent*. Elle a été acquise par ANSYS en 2006.

II.2.2 Caractéristiques techniques

Ce logiciel est un solveur : il ne comporte pas de meilleur (le maillage doit être réalisé avec un logiciel de maillage, Gambit par exemple, qui est également édité par ANSYS. 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, dualcore, plateforme multi-CPU).

II.3 Méthodes des différences finies

C'est la méthode la plus ancienne, le principe fondamental de cette méthode consiste au domaine d'étude un maillage en nœuds dont la finesse permet de donner une approximation des contours du domaine. Ensuite, en appliquant le développement dans chaque nœud du maillage, ce qui permet d'obtenir un nombre d'équation algébrique égale au nombre des valeurs d'inconnues des grandeurs étudiées.

II.3.1 Méthodes des éléments finis

La méthode consiste à mailler l'espace en régions élémentaires dans lesquelles on représente la grandeur recherchée par une approximation polynomiale. Le maillage peut être constitué de triangles ou de rectangles aux sommets desquels on recherche des volumes de l'inconnue en supposant que, dans ce domaine, l'inconnue varie linéairement en fonction des coordonnées. Une telle méthode nécessite donc de mailler tout l'espace étudié. Elle conduit à des tailles importantes en mémoire des calculateurs et à des temps de calcul longs qui nécessitent souvent des stations de travail pour la résolution des problèmes industriels.

II.3.2 Méthodes des volumes finis

La méthode des volumes finis est caractérisée par son avantage à satisfaire la conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie dans tous les volumes finis ainsi que dans tout le domaine de calcul. Elle facilite la linéarisation des termes non linéaires dans les équations de conservation tel que le terme source par exemple. La méthode consiste à partager le domaine de calcul en plusieurs volumes, où chaque volume entoure un nœud.

II.4 Maillage

Le code de calcul "FLUENT" dans sa version 6.2 traite plusieurs types de maillages structurés, non-structurés ou hybrides. Un maillage structuré est généralement composé de mailles quadrilatérales en deux dimensions (2D ou maillage surfacique) et hexaédriques en trois dimensions (3D ou maillage volumique), tandis qu'un maillage non-structuré va être composé de mailles quadrilatérales ou triangulaires en 2D et hexaédriques ou tétraédriques en 3D. Dans un maillage hybride les mailles proches des parois sont des quadrilatères en 2D et des hexaèdres en 3D et les mailles du reste du domaine sont des triangles en 2D et des tétraèdres en 3D. En proche paroi, il est nécessaire d'avoir des mailles les plus petites possibles pour bien modéliser les écoulements à cet endroit, cette particularité est d'autant plus importante en régime turbulent, on l'appelle (l'inflation). En 3D, les mailles qui font les liaisons entre les hexaèdres et les tétraèdres sont des prismes ou des pyramides. La figure **II.1** représente les différents types de maillage utilisé par notre code.

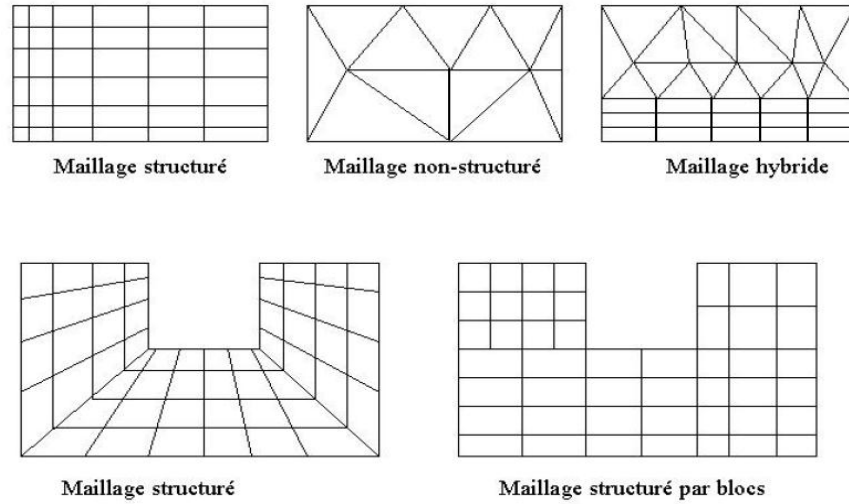


Fig.II.1 Types de maillage utilisé par "FLUENT"

II.4.1 Qualité du maillage

Avant de poursuivre et de simuler des écoulements avec un maillage, il est nécessaire de s'assurer de sa qualité. Ce dernier joue un rôle important dans la précision et la stabilité du calcul numérique.

Sous "GAMBIT", la mesure de l'obliquité équiangle est normalisée comme suit [6] :

$$\max \left[\frac{q_{\max} - q_e}{180 - q_e}, \frac{q_e - q_{\min}}{q_e} \right] \quad (\text{II.1})$$

où :

q_{\max} : le plus grand angle de la face ou de la cellule.

q_{\min} : le plus petit angle de la face ou de la cellule.

q_e : angle d'une face ou cellule parfaitement régulière (60° pour un triangle), (90° pour un carré).

Notons que par définition $0 \leq q_e \leq 1$.

Pour que le maillage soit bien précis il est souhaitable de prendre en considération la variation de tailles entre deux cellules adjacentes n'excède pas 20%. Le maillage doit être réalisé de sorte à minimiser la diffusion de l'erreur numérique.

II.4.2 Indépendance du maillage

Il est tout d'abord important de rappeler que le maillage peut être modifié dans la phase de simulation à l'aide du code "FLUENT". On peut par exemple, faire une adaptation de maillage à l'aide de l'option (adapt), selon divers critères permettant de définir des régions à l'intérieur du domaine de calcul. L'adaptation n'est toutefois permise que sur la base d'une première solution pour l'écoulement. L'indépendance du maillage a été réalisée en utilisant un raffinement de solution adaptatif, puisque des cellules peuvent être rajoutées là où elles sont nécessaires dans la grille après obtention des résultats de simulation. Le maillage initial a été adapté en mettant plus de cellules dans les régions où le gradient de vitesse est plus élevé qu'un niveau choisi. Ce processus a été répété jusqu'à ce que les résultats soient devenus indépendants du maillage. En effet, il existe une manière pratique dans "FLUENT", qui consiste en la surveillance de la valeur moyenne de certaines variables. Quand cette valeur cesse de changer, on cesse les itérations sans devoir attendre jusqu'à la convergence itérative, on adapte ensuite le maillage et on relance les itérations. La solution peut être considérée indépendante du maillage quand la valeur moyenne cesse de changer entre les adaptations.

II.4.3 Traitement près des parois

Dans le code de calcul "FLUENT", il existe deux approches pour modéliser l'écoulement près des parois figure II.2, l'une se base sur des formules semi empirique dites fonction de paroi pour lier la couche complètement turbulente et la paroi sans compte tenir les autres couches, l'autre consiste à raffiner le maillage de tel sorte que la distance entre le premier nœud et la paroi soit inférieur à l'épaisseur de la couche visqueuse.

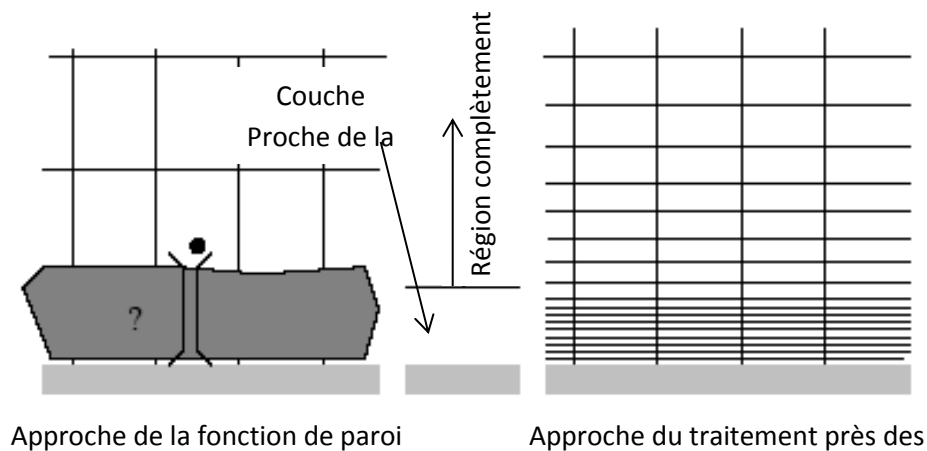


Fig.II.2 Traitement près des parois dans le "FLUENT"

II.5 Présentation du code de calcul

Il existe un certain nombre de codes industriels, aux meilleurs performants, permettant la prédiction d'écoulements de fluides (FLUENT, CFX, PHOENICS, STAR-CD, TRIO, FEMLAB, CFD-ACE, FLOTRAN, N3S, CFDS-FLOW3D ...).

Le code de calcul "FLUENT" est commercialisé par le groupe FLUENT. Ce groupe est actuellement l'un des pôles de compétence en mécanique des fluides numérique les plus importants. Il développe et commercialise une solution complète sous forme de logiciels de CFD (Computational Fluid Dynamics) généralistes qui simule tous les écoulements fluides, compressibles ou incompressibles, impliquant des phénomènes physiques complexes tels que la turbulence, le transfert thermique, les réactions chimiques, les écoulements multiphasiques pour toute l'industrie. Les produits et services proposés par le groupe "FLUENT" aident les ingénieurs à développer leurs produits, à optimiser leur conception et à réduire leurs risques.

Ce code est largement utilisé dans l'industrie aéronautique, automobile et offre une interface sophistiquée qui facilite son utilisation. Le logiciel "FLUENT" modélise par la méthode des volumes finis des écoulements très variés dans des configurations plus ou moins complexes. Il est composé, comme tout logiciel de type CFD, de trois éléments clés qui sont : le pré-processeur, le solveur et le post-processeur. Nous détaillons ci-dessous ces trois éléments.

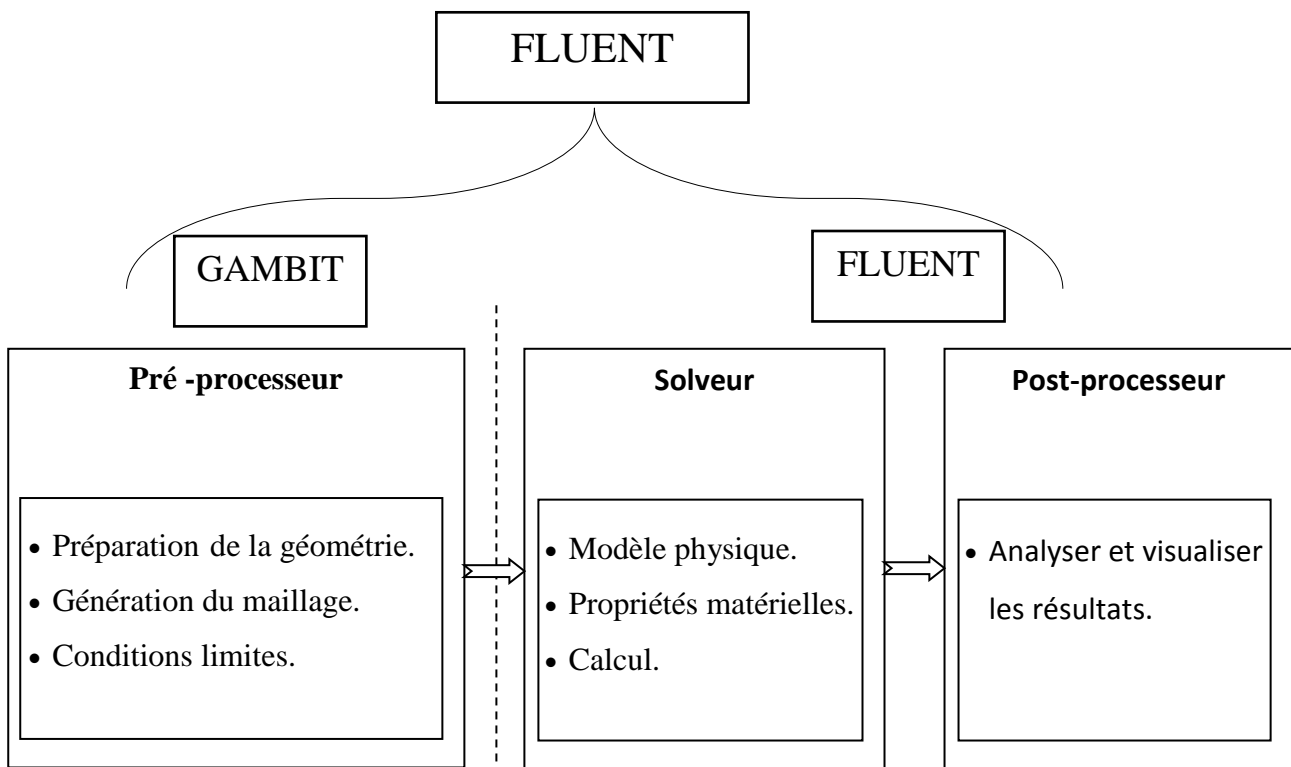


Fig.II.3 Structure de base du code "FLUENT"

II.5.1 Pré - processeur "GAMBIT"

Il permet à l'utilisateur de construire la géométrie du domaine de calcul et de subdiviser ce dernier en petits volumes de contrôle ou cellules de calcul. L'ensemble de ces volumes élémentaires constitue le maillage. La définition des conditions aux limites appropriées, au niveau des cellules qui coïncident ou touchent la frontière du domaine de calcul, se fait également à ce niveau.

II.5.2 Solveur "FLUENT"

Pour des fluides incompressibles, les calculs se font en pression relative. La méthode utilisée est la méthode des volumes finis. Cette méthode a l'avantage d'être conservatrice, c'est-à-dire que tout le flux sortant d'un volume de contrôle entre dans les volumes voisins. Les étapes de calcul dans le solveur sont les suivantes :

- Intégration des équations continues sur chaque volume de contrôle. Le théorème d'Ostrogradski est utilisé pour transformer certaines intégrales de volume en intégrales de surface.
- Discrétisation en espace et en temps (pour les écoulements non permanents) des équations : substitution des dérivées partielles par des approximations en différences finies ; transformation du système d'équations en système algébrique,
- Résolution du système algébrique par un processus itératif ; utilisation d'un algorithme pour corriger la pression et les composantes de la vitesse afin d'assurer la conservation de la masse.

II.5.3 Post-processeur "FLUENT"

Le Post-processeur permet de visualiser les différents résultats à l'écran (champs de vitesse, champs de température, ligne de courant ...etc.).

II.6 Méthode de résolution des équations de transport

II.6.1 Schéma de discrétisation

Notre code emploie la méthode des volumes finis pour la résolution des systèmes d'équations utilisés pour modéliser les mouvements des fluides. En fait, avec la méthode des volumes finis, un problème physique donné est résolu suivant trois principales étapes :

- Division du domaine de calcul en volumes de contrôle via un maillage (voir figure II.4),
- Intégration des équations sur chaque volume de contrôle afin de les transformer en équations algébriques,
- Résolution des équations ainsi discrétisées.

Ces équations sont mises sous la forme générale suivante :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varphi) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_i \varphi) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_\varphi \frac{\partial \varphi}{\partial x_i} \right) + S_\varphi \quad (\text{II.2})$$

où φ représente une grandeur intensive telle que U_i, H_m, k, ε ou $\overline{u_i' u_j'}$, selon le modèle de turbulence utilisé.

Γ_φ est un coefficient de diffusion et S_φ un terme de source dont les expressions respectives dépendent du modèle de turbulence choisi. Sous cette forme générale, tous les termes non-convectifs ou non-diffusifs sont inclus dans le terme source S_φ .

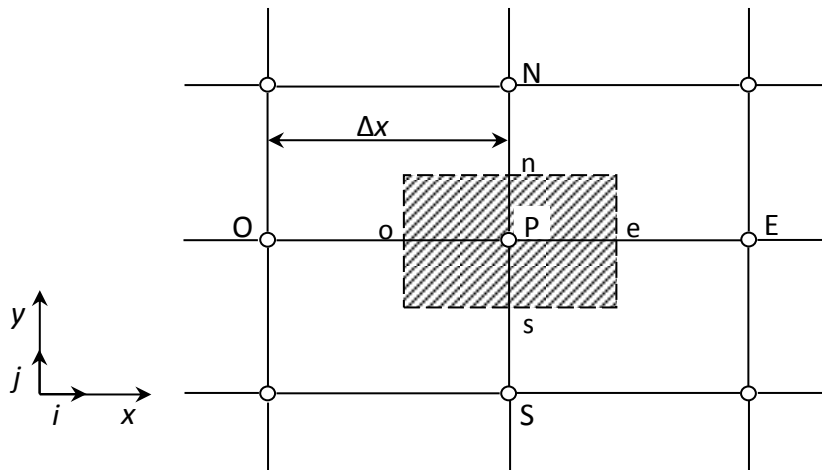


Fig.II.4. Volume de contrôle pour la résolution en volumes finis

Représente la discrétisation en volumes finis des équations de traort.

Les différentes grandeurs de l'écoulement sont calculées au centre de chaque volume de contrôle, aux point P, E, O, N et S. l'intégration de l'équation III.2 dans un volume de contrôle fait intervenir les valeurs, ainsi que les flux de diffusion et de conservation et de convection de ces grandeurs aux frontières du volume de contrôle. Ainsi, pour le calcul des grandeurs au point P, leurs valeurs aux interfaces e, o, n et s sont également nécessaires. Plusieurs méthodes d'interpolation peuvent alors être utilisées connaissant leurs valeurs au centre des volumes de contrôle adjacents.

Les schémas d'interpolation employés dans les codes CFD sont en général basés sur la méthode de différences finies. Cette méthode appliquée à des volumes de contrôle est décrite par nombre d'auteurs comme **Patankar** [7] et **Roache** [8]. Des études doctorales comme **Buchmann** [9] et **Theodosiu** [10] présentent également le détail des différents schémas d'interpolation utilisés

dans les codes CFD. Dans ce paragraphe, l'accent est plutôt mis sur les critères à prendre en compte pour assurer à la fois la stabilité et la bonne précision des résultats CFD.

On note ainsi que bien qu'une approximation par différences finies centrées des termes de diffusion au deuxième ordre soit adaptée à la majorité des problèmes, cette technique ne donne pas de résultats satisfaisants en ce qui concerne les termes convectifs. En effet, la méthode des différences centrées ne prend pas correctement en compte la direction de l'écoulement. La figure III.5 permet d'illustrer ce défaut majeur.

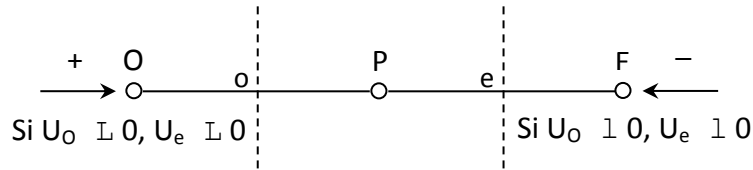


Fig. II.5 Schéma unidimensionnel illustrant un volume élémentaire entourant un nœud P

Les valeurs d'une entité φ aux interfaces e et o sont déterminées par une approximation linéaire à l'aide des expressions suivantes :

$$\varphi_e = \frac{1}{2}(\varphi_P + \varphi_E) \quad (\text{II.3})$$

$$\varphi_o = \frac{1}{2}(\varphi_o + \varphi_P) \quad (\text{II.4})$$

Sur la base de ces deux dernières expressions, on peut noter que les points situés en amont et aval ont le même poids pour le calcul des valeurs à l'interface quelle que soit la vitesse de l'écoulement. Mais il peut exister un fort transport de la gauche vers la droite (ou inversement) de l'interface. Dans un tel cas, cette formulation n'est plus valable parce qu'elle peut générer des instabilités numériques quand le transport à travers une face d'un volume de contrôle est prépondérant par rapport à la diffusion. Le nombre de Peclet de maille permet à cet effet de quantifier l'importance relative des phénomènes convectifs et diffusifs :

$$Pe_{\text{maille}} = \frac{\rho U \Delta x}{\Gamma_\varphi} \quad (\text{II.5})$$

où ρU et Γ_φ sont considérés constants le long de Δx . On a ainsi pu constater que lorsque le nombre de Peclet de maille construit sur la dimension du maillage et de la vitesse à l'interface est supérieur à 2, la discrétisation centrée des termes convectifs, en régime permanent, conduit à des instabilités

numériques [11]. Pour éviter ces instabilités numériques, des approximations décentrées sont proposées. Les échanges diffusifs sont modélisés de la même façon que dans le schéma à différences centrées. En revanche, les échanges convectifs n'ont lieu que de l'amont vers l'aval de l'écoulement. Ce schéma amont (upwind) est précis au premier ordre sur la base d'un développement de Taylor. Il est inconditionnellement stable du point de vue numérique mais susceptible d'introduire une diffusion numérique « artificielle » pouvant affecter la précision du calcul Launder [12].

Pour éviter que la précision du calcul ne soit affectée par les effets de la diffusion numérique, on peut raffiner le maillage et/ou aligner le maillage sur l'écoulement. Malheureusement, le raffinement du maillage reste limité par la puissance de calcul des ordinateurs. De plus, l'alignement du maillage sur l'écoulement n'est possible qu'avec un écoulement simple dont la direction principale peut être alignée au maillage. En effet, lorsque que les écoulements sont complexes, il est difficile d'aligner le maillage sur le mouvement. Il faut donc recourir à des méthodes de discrétisation spatiale d'ordre plus élevé pour réduire la diffusion numérique. Ainsi, des schémas d'ordre 3 et plus ont été proposés mais l'implémentation des conditions limite s'est avérée difficile à réaliser. Ces derniers schémas sont en outre peu stables. Un compromis satisfaisant entre la stabilité et la précision du calcul prédominant convectif a été trouvé avec les approximations amont (upwind) au second ordre [13].

On peut citer également le schéma d'ordre supérieur, QUICK, proposé par Leonard [14] et qui a été utilisé dans l'étude doctorale de Lepers [15]. Ce dernier a pu noter que comparé à un schéma amont (upwind) au deuxième ordre, le schéma Quick n'améliore pas beaucoup la précision des résultats numériques.

Pour notre étude, le schéma d'interpolation QUICK (Quadratic Upwind Interpolation [16] est utilisé. Ce schéma calcule la valeur à l'interface d'une grandeur, en fonction de ses valeurs au centre des volumes de contrôle adjacents et de volumes plus éloignés en amont de l'interface considérée.

II.6.2 Choix de la méthode de couplage Pression-Vitesse

Trois algorithmes sont disponibles dans le logiciel de calcul :

- SIMPLE : le plus robuste.
- SIMPLEC : il donne une convergence plus rapide pour les problèmes simples.
- PISO : il est utile pour des problèmes des écoulements instables.

L'algorithme choisit dans notre étude est l'algorithme SIMPLE[17]. A l'initialisation du calcul, un champ de pression fixé *a priori* est introduit dans l'équation de bilan de la quantité de mouvement, permettant de calculer un premier champ de vitesse. La combinaison des équations de bilan de masse et de quantité de mouvement permet ensuite de corriger ces premiers champs de pression et de vitesse. Les autres équations de transports sont ensuite résolues et le champ de pression corrigé est utilisé pour initialiser le calcul à l'itération suivante. Cette succession d'opération est répétée jusqu'à ce que les critères de convergences soient atteints.

II.6.2.1 Algorithme SIMPLE [17]

La discrétisation d'une équation de transport diffusion sur un volume de contrôle par la méthode des volumes finis fait intervenir les valeurs des vitesses aux interfaces des volumes (U_e , U_w , U_n , U_s). Il est donc intéressant de calculer ces vitesses directement sur les interfaces (sans avoir à effectuer d'interpolations). D'autre part, la discrétisation de l'équation de continuité et du gradient de pression avec l'utilisation d'une interpolation linéaire peut induire des erreurs importantes du fait qu'une répartition de pression ou de vitesse en "damier" est vue comme un champ uniforme. Pour contourner ces difficultés on préfère utiliser des grilles décalées "staggered grid". Une grille principale est construite sur laquelle on calcule la pression, la température et la concentration. Deux grilles décalées vers la droite et vers le haut respectivement sont utilisées pour le calcul des vitesses horizontale et verticale.

L'algorithme SIMPLE, acronyme pour « Semi-Implicit Method for Pressure Linked-Equations » permet de résoudre le système d'équations discrétisées. Cet algorithme stipule l'existence d'une relation entre les vitesses corrigées et les pressions corrigées, en vue de vérifier l'équation de conservation de la masse.

Le schéma représentatif de ce processus itératif est le suivant :

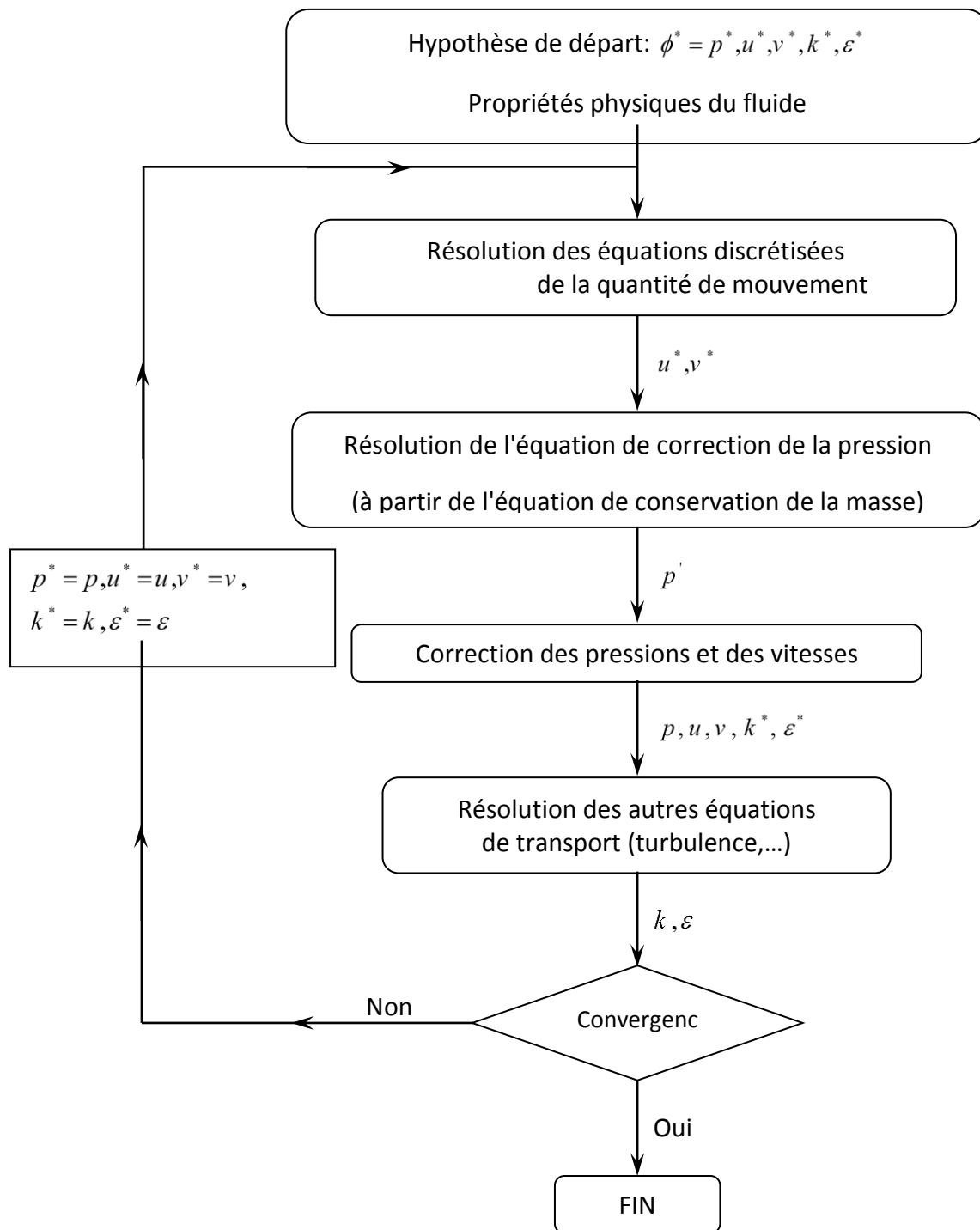


Fig.II.6 Schéma représentatif de l'algorithme SIMPLE

u et v sont les deux composantes du vecteur vitesse, p représente la pression, ϕ^* est défini par :
 $\phi = \phi^* + \phi'$, ϕ' est une correction.

II.7 Résolution numérique

II.7.1 Paramètre de contrôle de la convergence

La façon d'obtenir une solution convergée est un des éléments essentiels de prédiction d'écoulement au moyen des codes CFD. Le code "FLUENT" propose différentes techniques pour accélérer le processus de convergence est augmentée si une bonne estimation de la solution est donnée comme condition initiale. Nous avons recours à plusieurs techniques décrites ci-dessous :

II.7.1.1 Critère de convergence

La résolution numérique des problèmes de type CFD nécessite un processus itératif. Pour apprécier la convergence du processus itératif, des critères de convergence doivent être pris en compte. Ainsi, la convergence du processus itératif est déterminée par le concept de résidu.

Après l'étape de discrétisation, l'équation de conservation d'une variable ϕ donnée sur une cellule de centre P peut s'exprimer comme suit :

$$a_p \cdot \phi_p = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (\text{II.6})$$

où : a_p et a_{nb} représentent les contribution convectives et diffusives, l'indice nb est lié aux centre de cellules adjacentes. b représente la contribution de partie constante du terme source Φ_ϕ .

Le résidu normalisé a alors pour expression :

$$R^\phi = \frac{\sum_{\text{Domaine}} \left| \sum_{nb} a_{nb} \cdot \phi_{nb} + b - a_p \cdot \phi_p \right|}{\sum_{\text{Domaine}} |a_p \cdot \phi_p|} \quad (\text{II.7})$$

Ces expressions des résidus sont valables pour toutes les grandeurs sauf la pression, dans le cas de cette grandeur, le résidu est déterminé à partir de l'équation de continuité :

$$R^C = \sum_{\text{Domaine}} |\text{taux de création de matière dans le domaine}| \quad (\text{II.8})$$

II.7.1.2 Sous-relaxation

A cause de la non linéarité des équations résolues, il est possible, pour atténuer les fluctuations de la solution, de réduire les variations des variables d'une itération à une autre en introduisant une sous-relaxation. Il n'existe pas des règles générales concernant des meilleures valeurs des coefficients de sous-relaxation, mais il existe des recommandations pour chacune des grandeurs, généralement basé sur des connaissances empiriques.

II.8 Étapes de résolution du problème

Les principales étapes utilisées dans notre simulation sont les suivantes :

1. Détermination du domaine de calcul (construction de la géométrie).
2. Discrétisation du domaine de calcul (maillage).
3. Identification des conditions aux limites.
4. Choix du modèle mathématique.
5. Choix de l'algorithme de solution.
6. Solution du modèle mathématique.
7. Visualisation et interprétation des résultats.

II.9 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons élaboré les hypothèses considérées dans notre travail. Nous avons ainsi, défini les méthodes numériques d'une part, et la présentation du code de calcul d'autre part.

Dans le chapitre suivant, nous allons présenter les dernières étapes de notre processus FLUENT, à savoir le calcul numérique de la solution, la visualisation des résultats et la validation.

Chapitre III

Résultats et discussions

III .1 Introduction

Dans ce chapitre, nous présentons les résultats de la simulation numérique dans une cavité carrée avec la présence d'un élément chauffant pour un modèle en deux dimensions, donc l'objectif principal est de montrer l'avantage du code de calcul Fluent.

III .2 Validation de code fluent

La première étape consiste à valider notre simulation numérique en comparant nos résultats avec les travaux de [18].

La figure **III.1** (ci-dessous) présente une comparaison des lignes de courant entre nos résultats et les résultats obtenu par [18], pour les nombres de Rayleigh varié de $Ra=10^3$ à $Ra=10^5$, nous avons trouvé une bonne concordance.

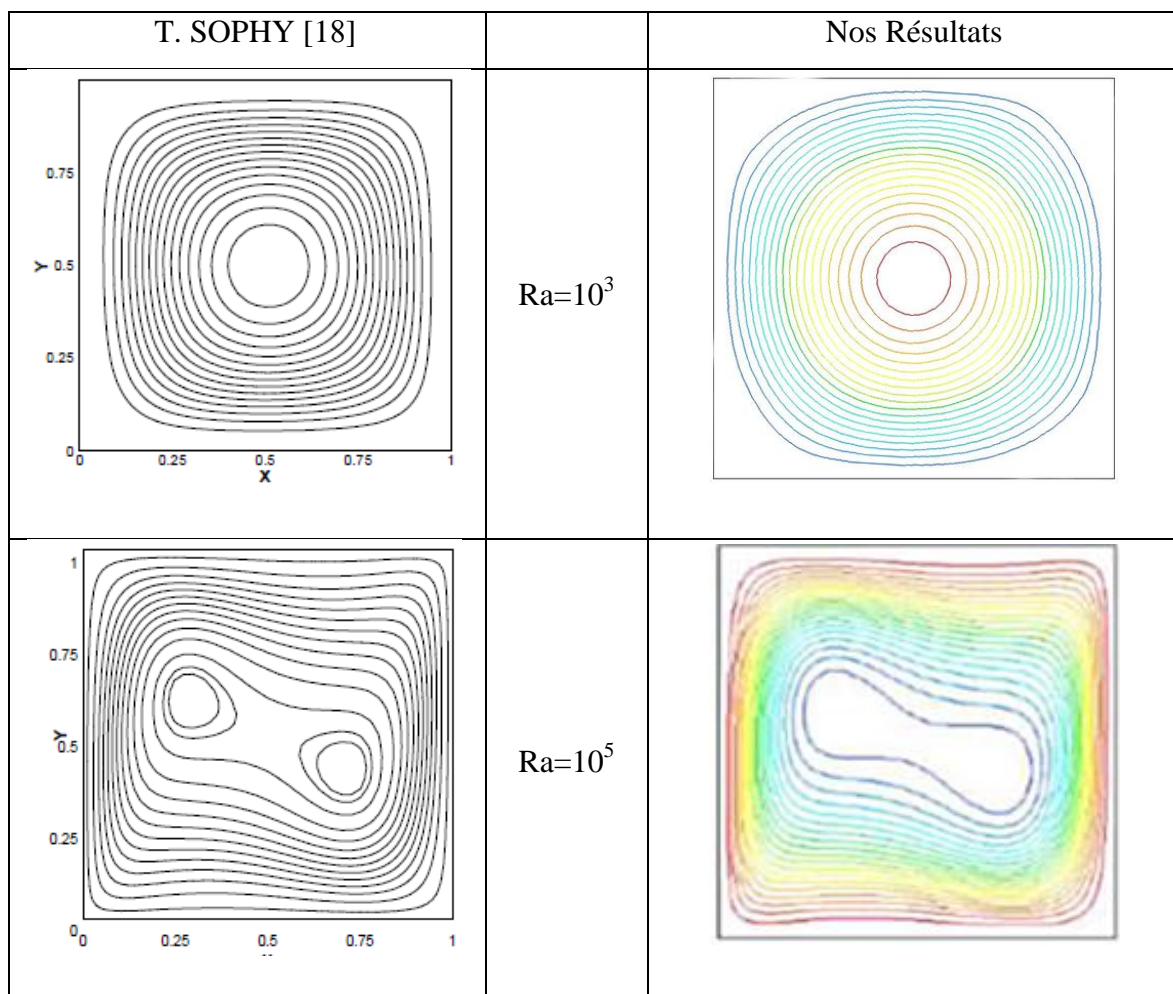


Fig. III.1 Comparaison des lignes de courant

III.3 Problématique

III.3.1 Domaine d'étude et conditions aux limites

La configuration géométrique étudiée est présentée sur la figure **III.2**, Il s'agit d'une cavité carrée avec la présence d'un élément chauffant au milieu de la cavité dont les parois horizontales sont adiabatiques. La paroi verticale droite est maintenue à une température de $T_c=2000K$. La paroi verticale gauche est maintenue à une température de $T_f=1000$. L'élément chauffant a une température $T_{elem}=2500K$ Régime est laminaire le fluide est newtonien.

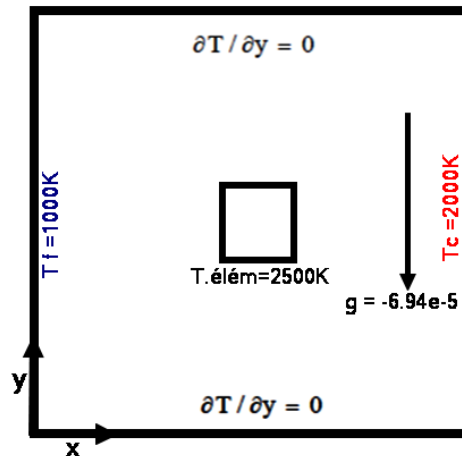


Fig III.2 Domaine et condition aux limite

Les propriétés thermo physiques de l'air à est données dans le **tableau .III.1**

Propriétés	ρ [Kg/ m ³]	μ [Kg/ms]	λ [w/m k]	C_p [J/Kg k]	β [1/ k]
Air	1000	0.001	15.309	11030	0.00001

Tableau.III.1 Propriété physique de l'air

III.4 Maillage du domaine

La géométrie et le maillage ont été réalisés à l'aide du logiciel (GAMBIT) dans sa version 2.3. La configuration numérique étudiée est discrétisé en domaines de calcul suivant un maillage structurés. Le maillage utilisé est illustré par la Figure.**III.3**. Dans notre cas, et après plusieurs essais, nous avons utilisé un maillage de (50x50) et (80x80) (100x100). Avec ce maillage, le temps moyen de convergence est de convergence est de 10min

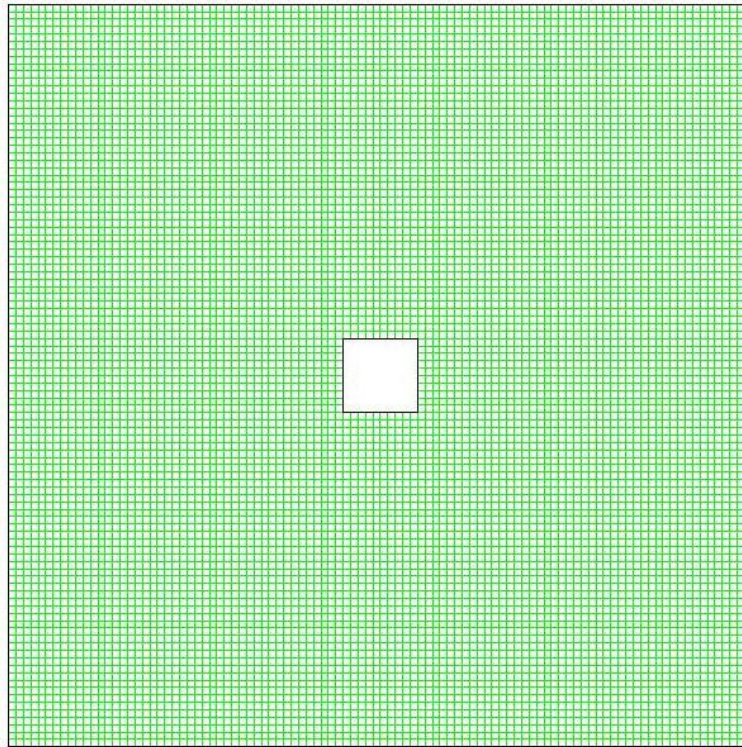


Fig III.3 Maillage 100x100 utilisé, pour le problème étudié.

III.5 Effet du Maillage

Nous avons exécuté le code de calcul sur une machine (PC) I3 dotée de 4.00 Go de RAM et d'un CPU de 2.8 GHz Dual Core de vitesse. Nous avons testé l'influence du maillage sur les résultats pour cela nous avons utilisé trois maillages structurés, (50X50), (80X80).

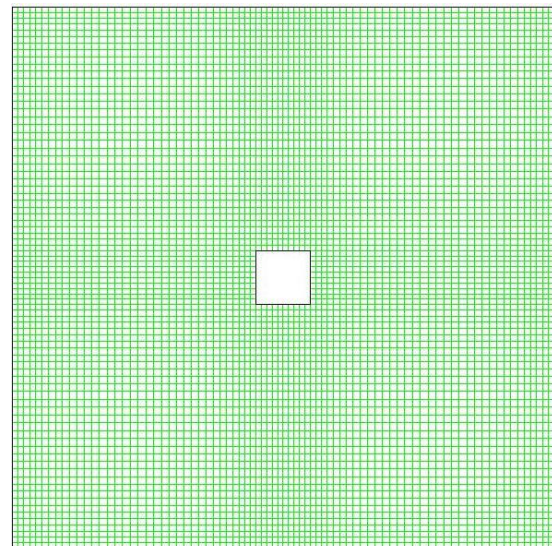
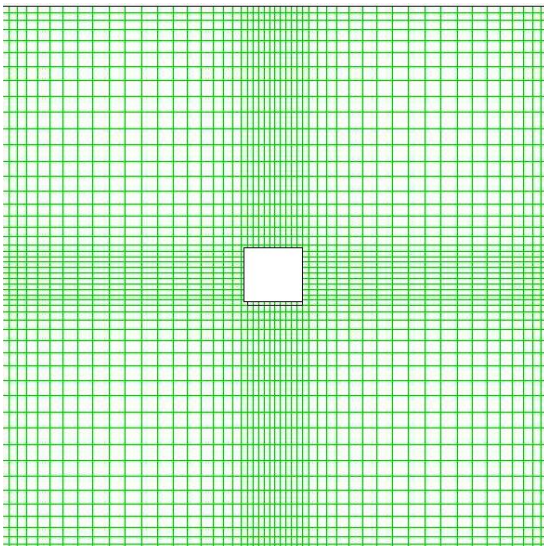


Fig III.4 Maillage (50X50) et (80X80) utilisé, pour le problème étudié.

I.5.1 Variation de la vitesse pour différents maillages

Cependant les résultats obtenus de la vitesse verticale maximale sur la ligne horizontale $X=0.5$ et $Y=0.5$ pour différents maillages sont présentées sur la figure. **III.5** et **III.6** Nous constatons que la vitesse verticale maximale a une valeur constante pour les trois maillages (50x50), (80x80) et (100x100). Néanmoins, le choix judicieux du maillage (100x100), est un bon compromis entre la précision et le temps de calcul. On remarque une augmentation de vitesse jusqu'à 0.00007 m/s à $x=0.15$ et puis une diminution jusqu'à 0.00001 m/s à 0.3 et puis une augmentation maximale à 0.0003 m/s à $x=0.65$ et après une chute de vitesse jusqu'au 0.000005 m/s pour $x=0.85$

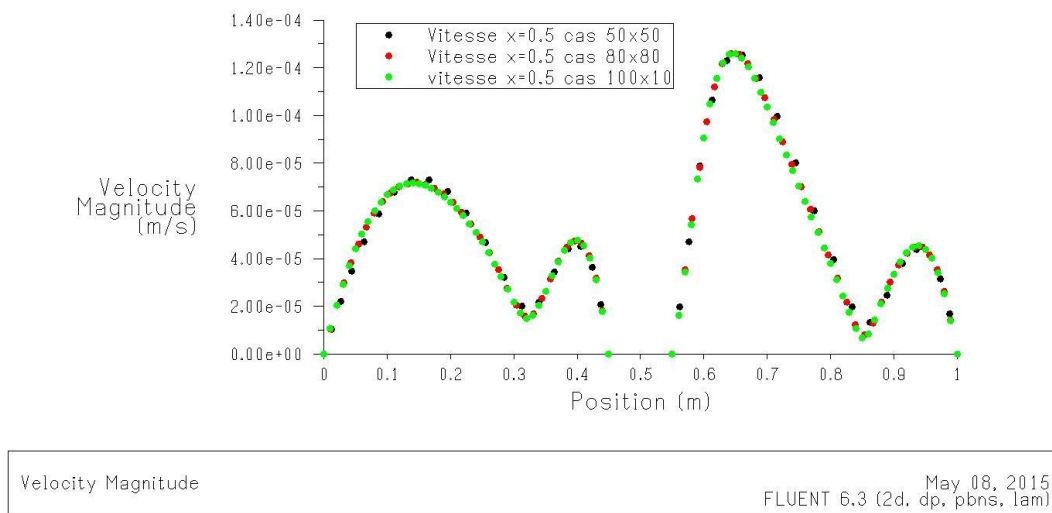


Fig III.5 Effet du Maillage pour le profil de la vitesse au niveau du centre de la cavité $X=0.5$

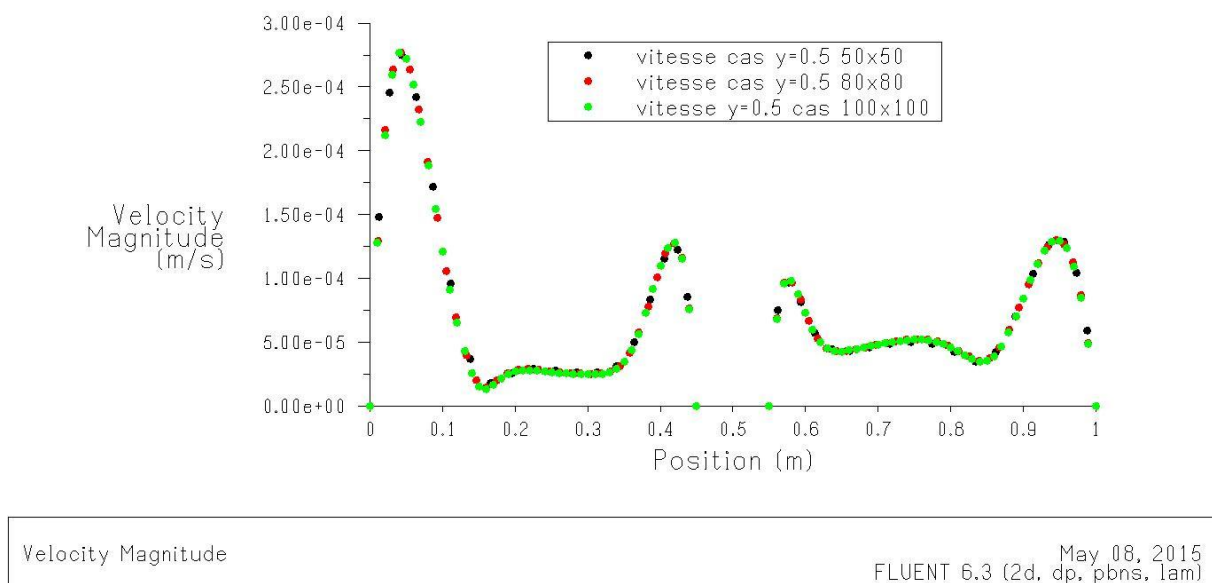


Fig III.6 Effet du Maillage pour le profil de la vitesse au niveau du centre de la Cavité $Y=0.5$

III.5.2 Critère de convergence

La figure **III.7** montre la courbe de résidus, tracée en fonction du nombre d'itérations, durant la phase de simulation. Le critère de convergence par défaut est de 10^{-3} , cette valeur est généralement insuffisante pour assurer une bonne convergence. Dans notre cas, la valeur de 10^{-3} est valide toujours. Pour un maillage de (100X100).

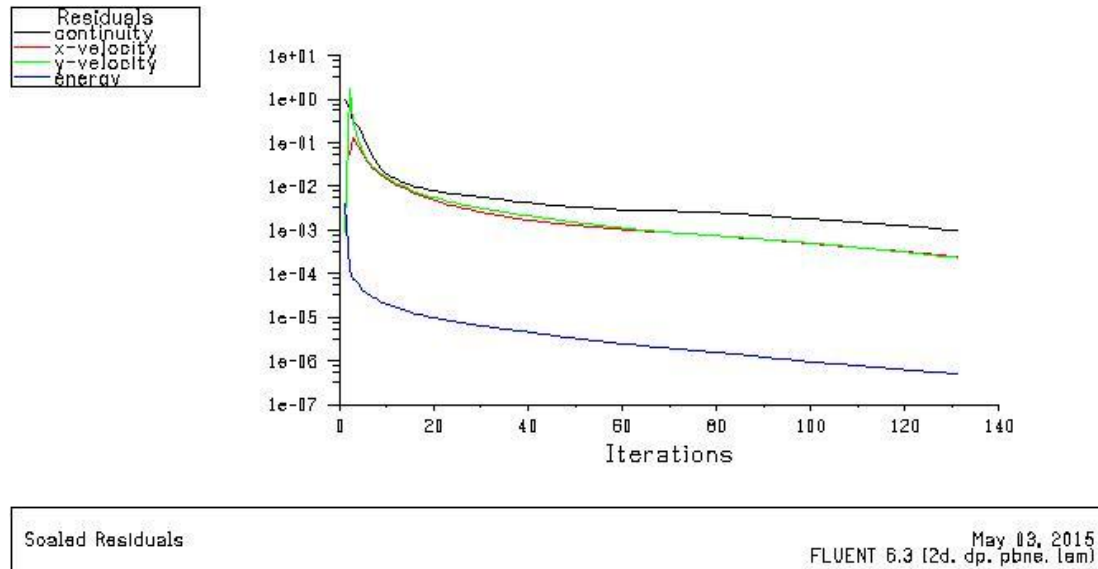


Fig III.7 Critère de convergence maillage (100X100)

III.5.3 Les lignes de courants

La figure **III.8**, représentant les lignes de courant correspondant aux nombre de $Ra=5 \times 10^5$ et de maillages (100X100). Pour les trois configurations de maillage testé On remarque une zone situé à gauche de l'élément chauffant et près de la paroi froide. Ce phénomène est dû à la présence de l'élément chauffant.

III.5.4 Les isothermes

La figure **III.8**, représentant les isothermes correspondant aux nombre de maillages (100X100). Pour les trois configurations de maillage testé. On remarque que tous les lignes isothermes sont les mêmes pour cela on a choisi pour (100X100). Alors on remarque qu'au voisinage de l'élément chauffant, l'existence des couches limites traverse verticalement vers le haut. Et en remarque un grands gradient thermique autours de la cavité ou en trouve l'élément chauffant.

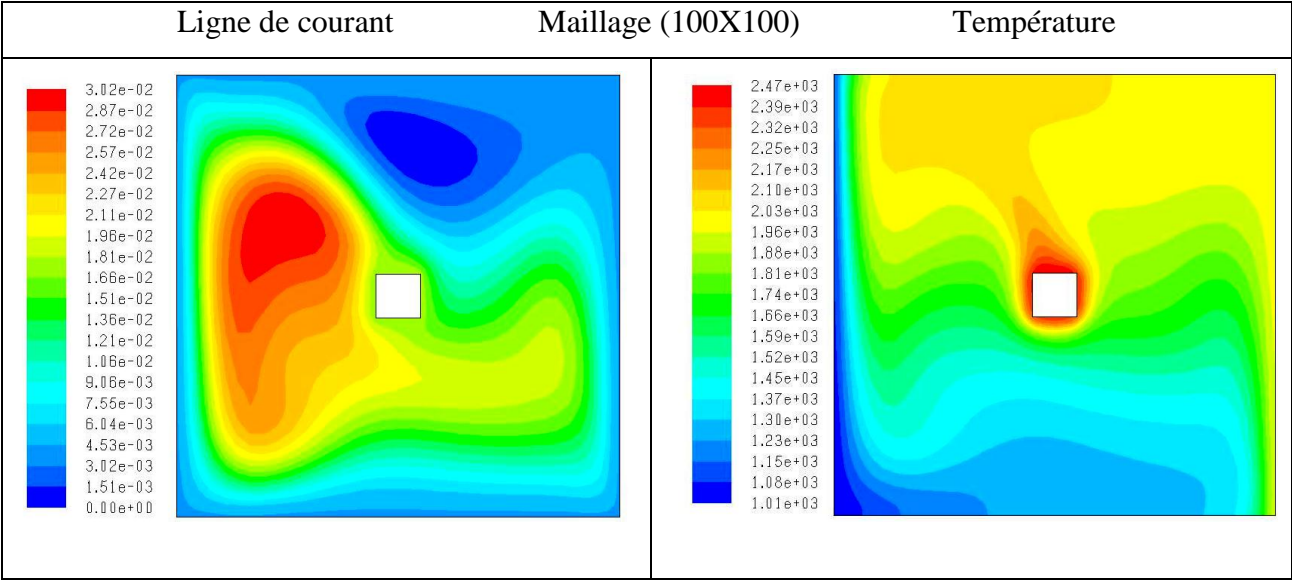
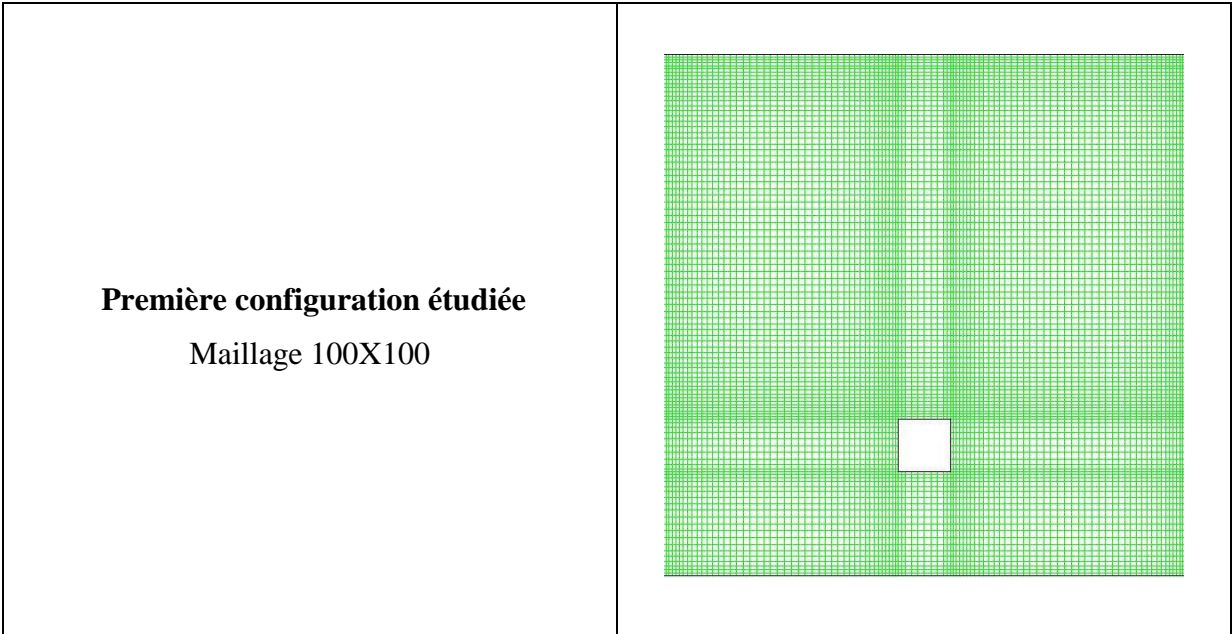


Fig. III.8 les lignes de courant et les isothermes pour un maillage de (100X100)

III.6 Deuxième cas : changement de position de l’élément chauffante

III.6.1 Maillage



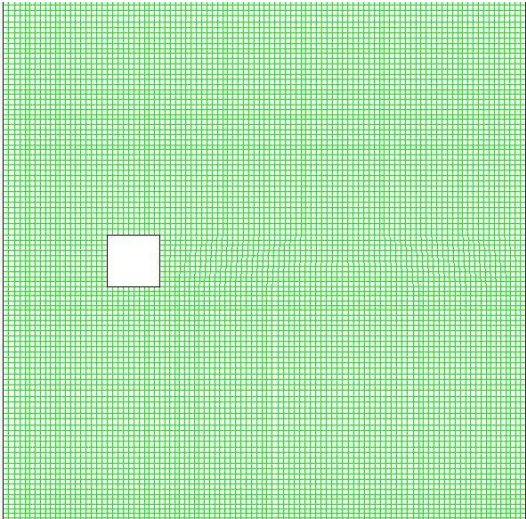
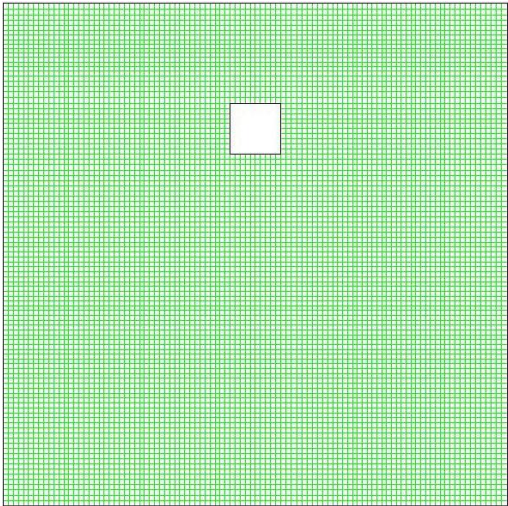
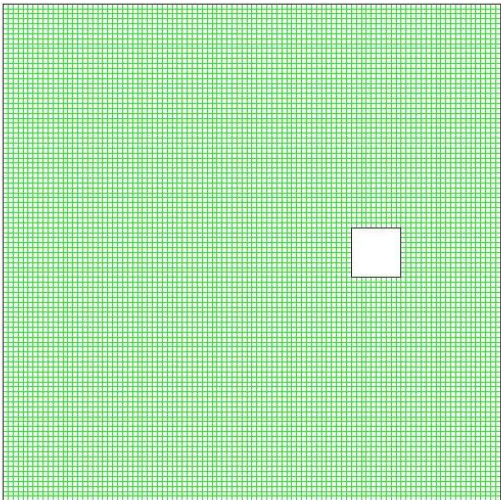
<p>Deuxieme configuration étudiée Maillage 100X100</p>	
<p>Troisieme configuration étudiée Maillage 100X100</p>	
<p>Quatrieme configuration étudiée Maillage 100X100</p>	

Fig. III.9 maillage de (100X100) de deuxième cas.

III.6.2 Les critères de convergence

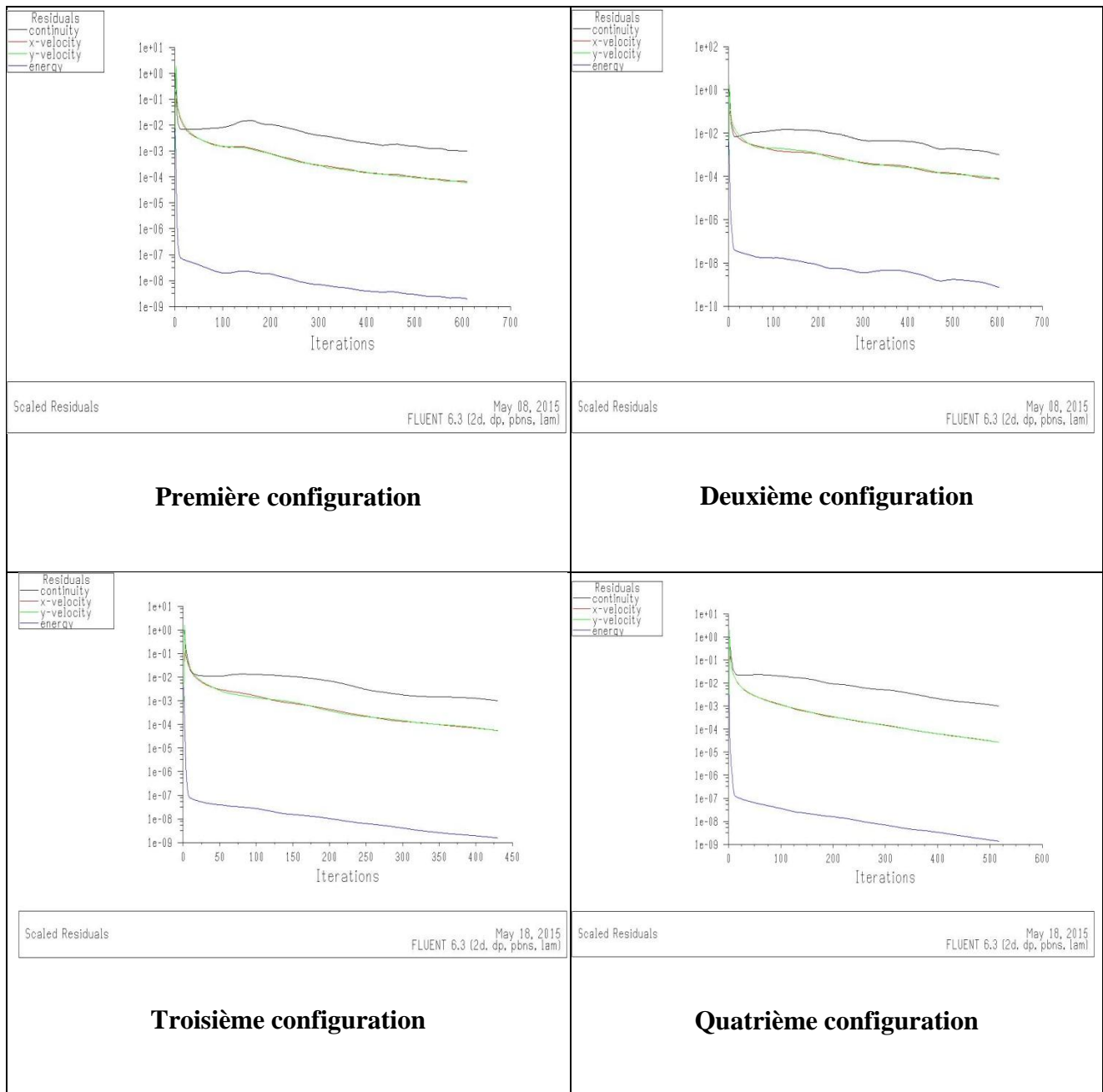


Fig. III.10 Critères de convergence

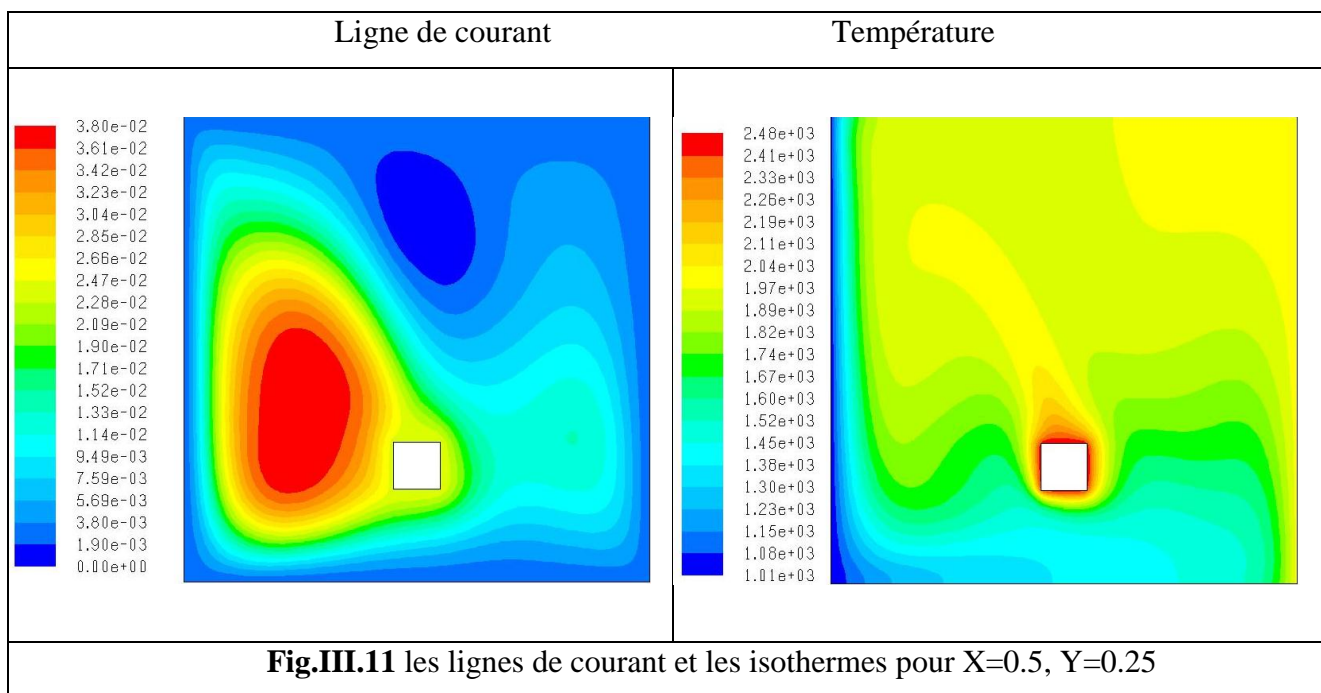
III.6.3 Les lignes de courants

Les figures (III.11) (III.12) et (III.13), (III.14), représentant les lignes de courant correspondant aux chaque position de l'élément chauffant Pour quatre configuration testé en fixant le nombre de $Ra=5 \times 10^5$ et le maillage 100X100, on remarque qu'il existe une zone situé à gauche de l'élément chauffant et près de la paroi froide cette zones est de grandes vitesses.

Ce phénomène est dû à la présence d'un élément chauffant qui a la cause de cette variation.

III.6.4 Les isothermes

Les figures (III.11) (III.12) et (III.13), (III.14), illustrant les lignes isothermes pour une valeur fixe le nombre de $Ra=5 \times 10^5$ et le maillage 100X100. On remarque qu'au voisinage de l'élément chauffant. Au centre de la cavité, ou déplace horizontalement, ceci est dû au fort gradient thermique au niveau de l'élément chauffant. On remarque aussi que dans la première configuration le gradient de température est grand par rapport aux autres configurations.



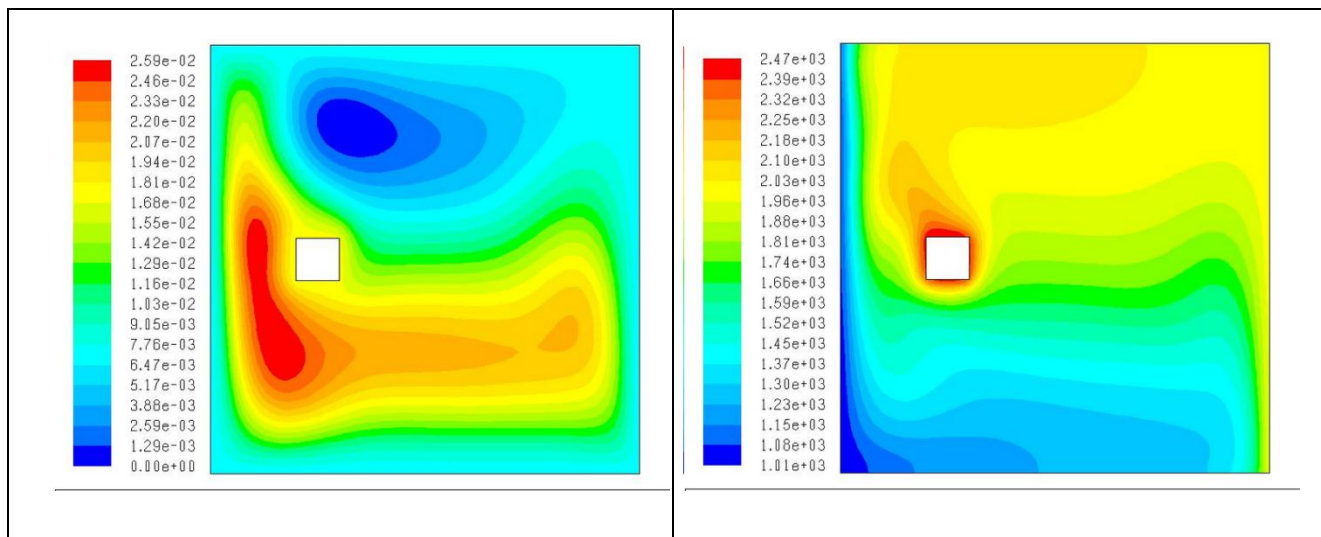


Fig.III.12.Les lignes de courant et les isothermes pour $X=0.25$, $Y=0.5$

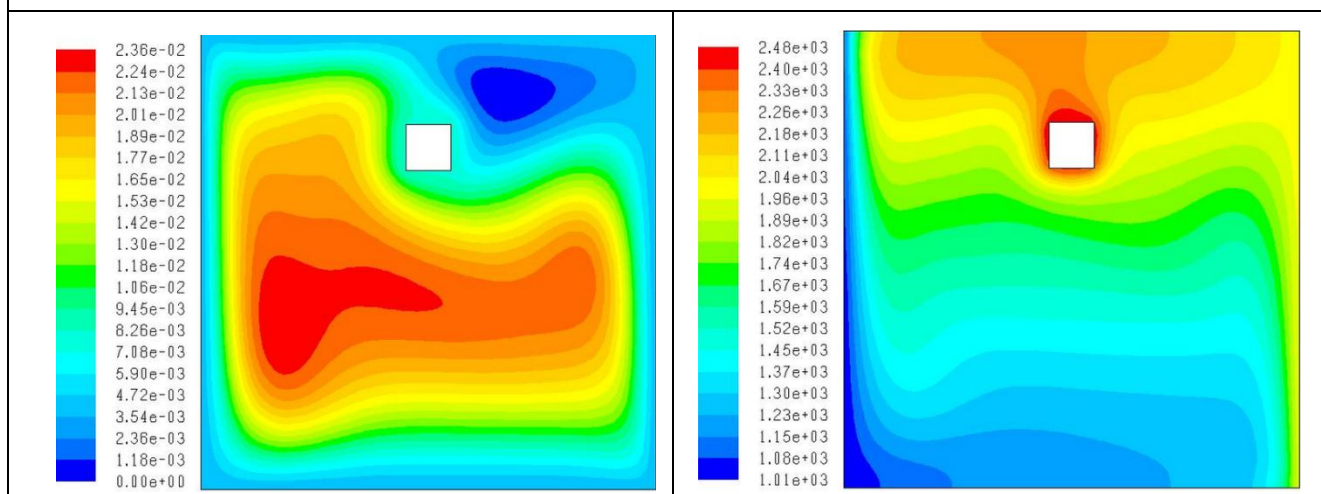


Fig.III.13 les lignes de courant et les isothermes pour $X=0.5$, $Y=0.75$

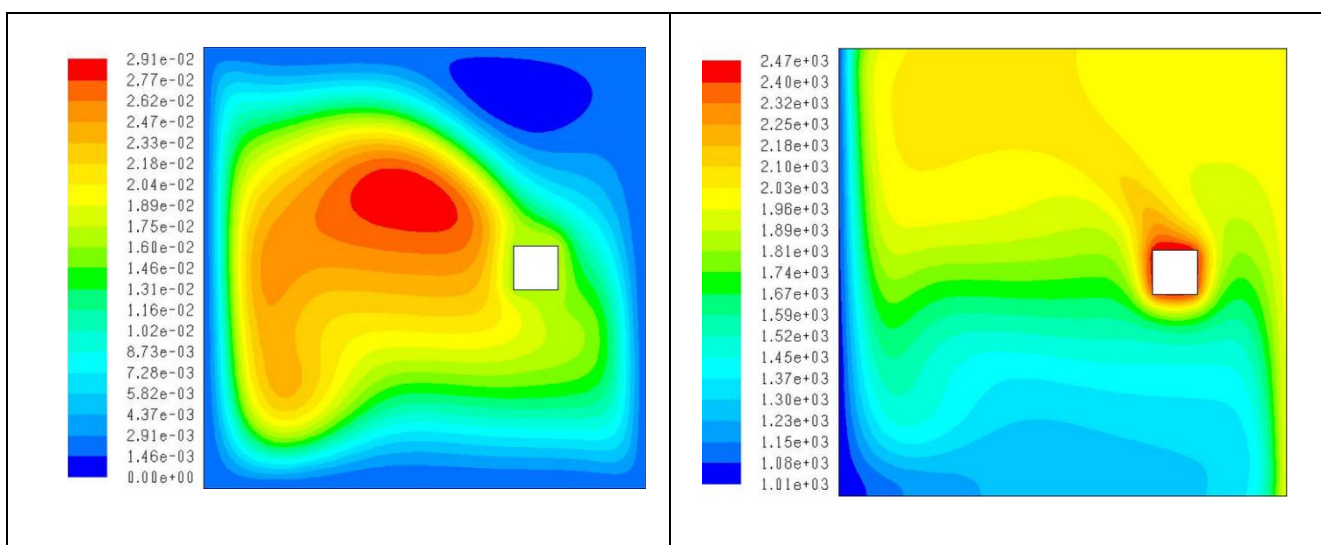
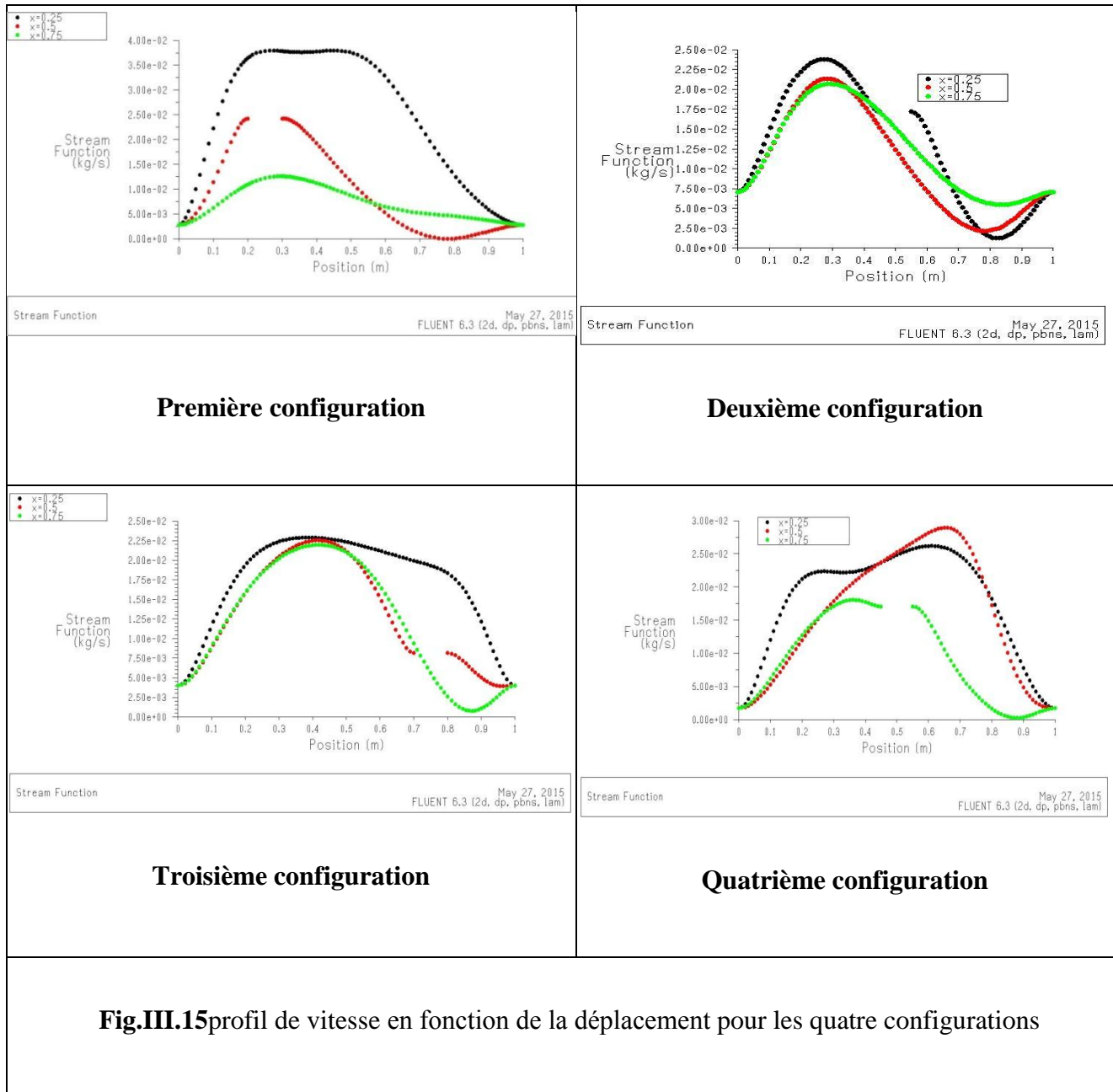


Fig. III.14 les lignes de courant et les isothermes pour $X=0.75$, $Y=0.5$

III.6.5 Les profils de vitesse et de température

En poursuivant notre investigation, les figures (III.15) et (III.16) traduits la variation de la profils de vitesse et la température en fonction de la zone. Nous avons constaté une influence considérable des quatre paramètres sur cette dernière,

III.6.5.1 Les profils de vitesse



- Première configuration

En remarque que la vitesse augmente dans la zone $X=0.25$ presque 0.038 kg/s et puis reste constant jusqu'à $X=0.55$ et puis diminue jusqu'à 0.0025 kg/s . et pour $X=0.5$ atteint une valeur max presque 0.025 kg/s .et pour $X=0.75$ la vitesse atteint une valeur de 0.0125 kg/s .

- Deuxième configuration

En remarque que la vitesse augmente dans la zone de $X=0.25$ est presque 0.024 kg/s , et puis diminue jusqu'à 0.00125 kg/s et pour la zone $X=0.5$ atteint une valeur max presque 0.0225 kg/s .et pour $X=0.75$ la vitesse atteint une valeur de 0.0215 kg/s .

- Troisième configuration

En remarque que la vitesse augmente pour la zone de $X=0.25$ et presque 0.023 kg/s , et puis diminue jusqu'à 0.0025 kg/s , Et pour $X=0.5$ atteint une valeur max presque 0.0225 kg/s .et pour $X=0.75$ la vitesse atteint une valeur de 0.022 kg/s .

- Quatrième configuration

En remarque que la vitesse augmente pour la zone de $X=0.5$ est presque 0.03 kg/s , et puis diminue jusqu'à 0.0025 kg/s . Et pour $X=0.25$ atteint une valeur max presque 0.025 kg/s .et pour $X=0.75$ la vitesse atteint une valeur de 0.0175 kg/s .

III.6.5.2 Les profils de Température

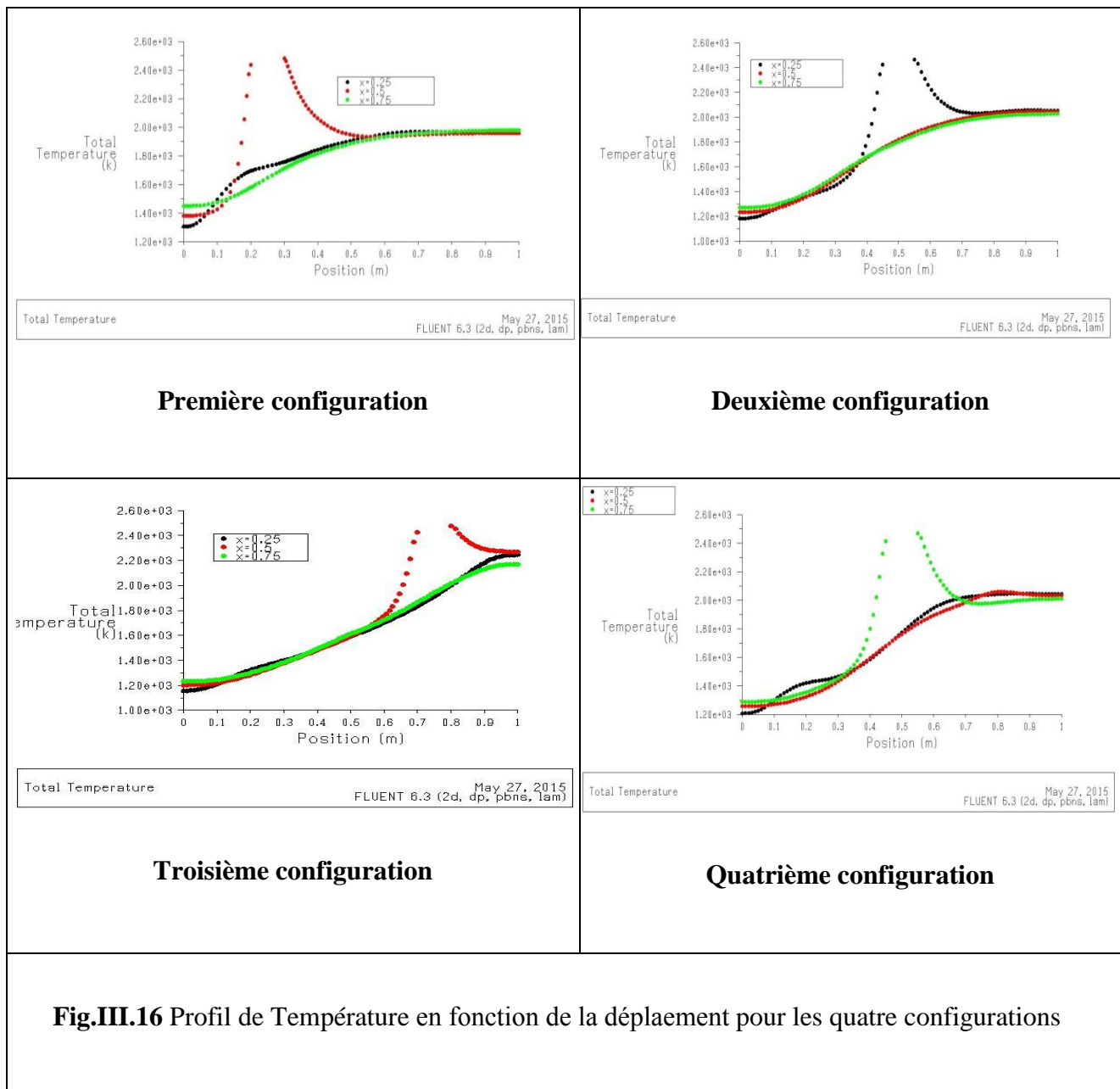


Fig.III.16 Profil de Température en fonction de la déplaement pour les quatre configurations

- Première configuration

Dans cette première configuration la température est maximale pour $X=0.5$ et $T=2500K$ est puis la température est réduit pour atteint une température qui égale $T=2000K$

- Deuxième configuration

Dans la deuxième configuration on remarque que la température est maximale pour la zone $X=0.25$ $T=2500K$ pour la position de l'élément chauffante est puis va atteint une température qui égale $T=2000K$ la température de milieu de la cavité.

- **Troisième configuration**

Dans la troisième configuration on remarque que la température est maximale pour la zone $X=0.5$ $T=2500K$ pour la position de l'élément chauffante qui est au milieu de la cavité et puis va atteint une température qui égale $T=2000K$, la température de milieu de la cavité.

- **Quatrième configuration**

Dans la quatrième configuration on remarque que la température est maximale pour la zone $X=0.75$ est $T=2500K$ pour la position de l'élément chauffante qui est près de la paroi droite verticale et puis va atteint une température qui égale $T=2000K$, la température de milieu de la cavité.

III.7 Conclusion:

En utilisant le code « FLUENT », basé sur la méthode des volumes finis, on a pu déterminer les champs thermique et dynamique, les profils de vitesse et de température, ainsi que les variations du nombre de maillage et la position de l'élément chauffante pour les mêmes conditions précédentes (Ra et Pr et Gr) dans le but de caractériser le taux de transfert de chaleur à l'intérieur de la cavité. et pour un but de refroidir l'élément chauffante et en choisissant la meilleure position pour que l'élément chauffante reste dans un milieu froid.

Conclusion générale

Conclusions générales

Dans ce travail on a réalisé la simulation numérique d'une convection naturelle dans une cavité carrée avec la présence d'un élément chauffant. La simulation numérique, menée en 2D, a consisté en premier lieu à développer notre propre programme de calcul en se basant sur la méthode des volumes finis avec un schéma structuré et l'algorithme Simple. Notre modélisation et procédure de simulation ont été validées en comparant les résultats qu'on obtient avec ceux d'autres auteurs. Par la suite une étude paramétrique a été menée et ce en considérant aussi bien le cas d'un élément chauffant au milieu de la cavité que celui en change la position de l'élément chauffant. L'étude a consisté à faire varier le maillage, la position de l'élément chauffante et de voir leurs influences sur les champs de température et de vitesses, qui caractérise le flux de chaleur transféré au sein de la cavité. Les résultats obtenus nous ont déjà permis d'avoir une idée sur l'influence des différents paramètres considérés sur les écoulements et transferts convectifs au sein d'une cavité contenant de l'air et qui est soumise à des chauffages discrets. On espère que ce travail sera poursuivi dans le futur et permettra d'approfondir les résultats obtenus et de les appliquer directement dans des domaines tels la thermique du bâtiment ou dans le refroidissement des composants électroniques.

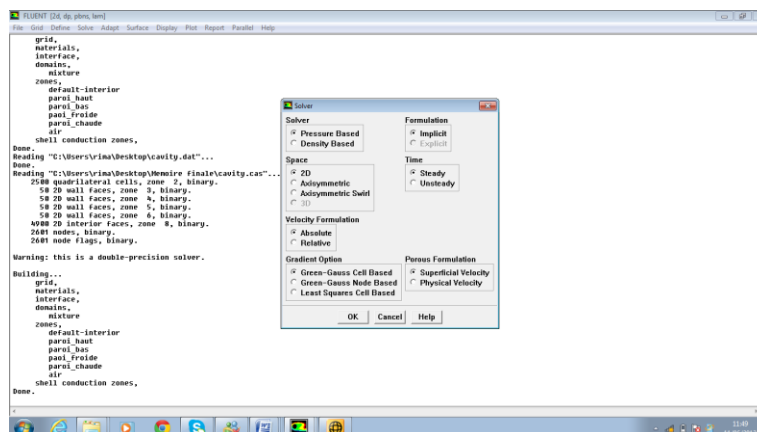
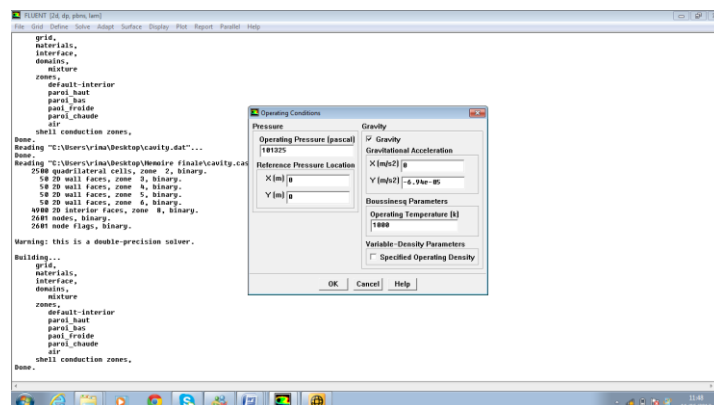
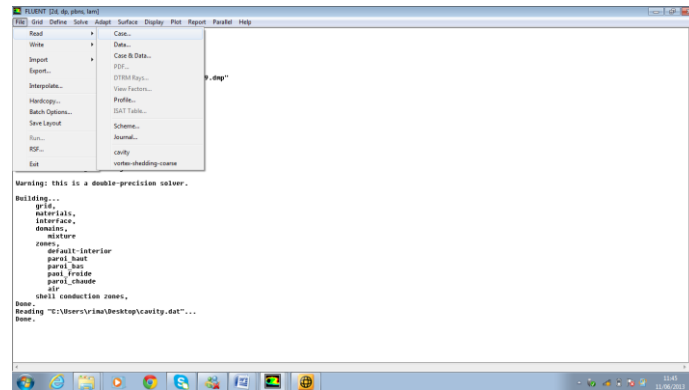
Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] **N. Ibrir**, Etude la convection naturelle dans une cavité rectangulaire contenant du métal liquide, Mémoire de magistère en mécanique, Université de Batna, Algérie (2006).
- [2] **E.K. Lakhal and M. Hasnaoui**, Convection naturelle dans une cavité carrée chauffée périodiquement par le bas, Revue générale de thermique, 27, 480–485(1995).
- [3] **H.H. Chu and S.W. Churchill**, The effect of heater size, location, aspect ratio, and boundary conditions on two-dimensional laminar natural convection in rectangular channels, J. Heat Transfer 98, 195–201(1976).
- [4] **L.C.Lage and A.Bejan**, the resonance of natural convection in an enclosure heat periodically from the side, Int. J. Heat Mass Transfer, 36, 2027–2038(1993).
- [5] Etude de **Chadwick and Heaton**.
- [6] Fluent Incorporated. Gambit 2.2 User's Guide, Modeling Guide. Chapitre 4, 2005.
- [7] **S. V. Patankar**. Numerical Heat transfer and Fluid Flow. McGraw-Hill Book Company, 1980.
- [8] **P. J. Roache**. Computational fluid dynamics. Albuquerque : Hermosa Publishers, 446 p. (ISBN 0-913478-05-9). 1982.
- [9] **P. Buchmann**. Modélisation numérique de la convection naturelle en cavité et d'écoulements libres de jets : Application à la climatisation d'un local de grand volume. Thèse présentée au conservatoire des arts et métiers, Pagination multiple, 1995.
- [10] **C. Theodosiu**. Modélisation des Systèmes Techniques dans le Domaine des Equipements des Bâtiments à l'aide des Codes de type CFD. Thèse soutenue devant l'INSA de Lyon, 161 p,2001.
- [11] **B. E. Launder, and W. P. Jones**. The Prediction of Laminarization with a Two-Equation Model of Turbulence. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 15, p. 301-314, 1972.

- [12] **B. E. Launder, and D. B. Spalding.** The numerical computation of turbulent flows. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 3, p. 269-289, 1974.
- [13] **H. K. Versteeg, and W. Malalasekera.** An introduction to computational fluid dynamics. Essex: Longman Scientific & Technical, 257 p. (ISBN 0 58221884 5), 1995.
- [14] **A. Leonard.** Energy cascade in large-eddy simulations of turbulent fluid flows. Adv. In Geophysics, Vol. A, n°18, p. 237-248, 1974.
- [15] **S. Lepers.** Modélisation des écoulements de l'air dans les bâtiments à l'aide des codes CFD: contribution à l'élaboration d'un protocole de validation. Thèse de doctorat de l'INSA de Lyon. p247, 2000.
- [16] **B. P. Leonard.** A stable and accurate convective modeling procedure based on quadratic upstream interpolation. Computer Methods Applied in Mechanical Engineering.19 (1):59-98, 1979.
- [17] L'algorithme SIMPLE, « Semi-Implicit Method for Pressure Linked-Equations» .
- [18] **SOPHY .T** : Thèse de Doctorat de M SOPHY T., 2002.

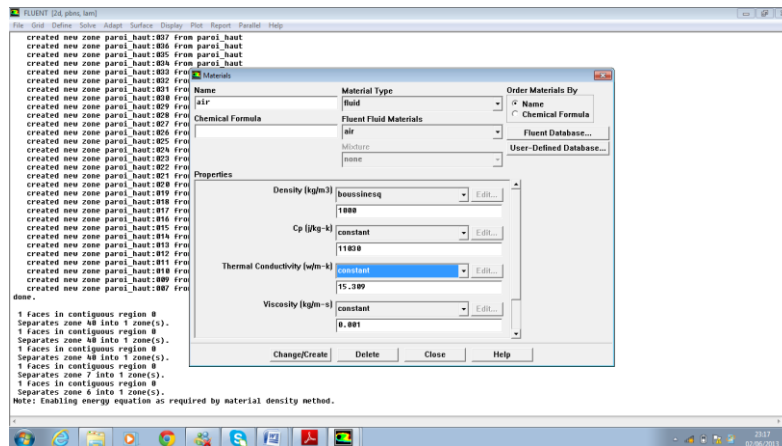
Annexe



Annexe

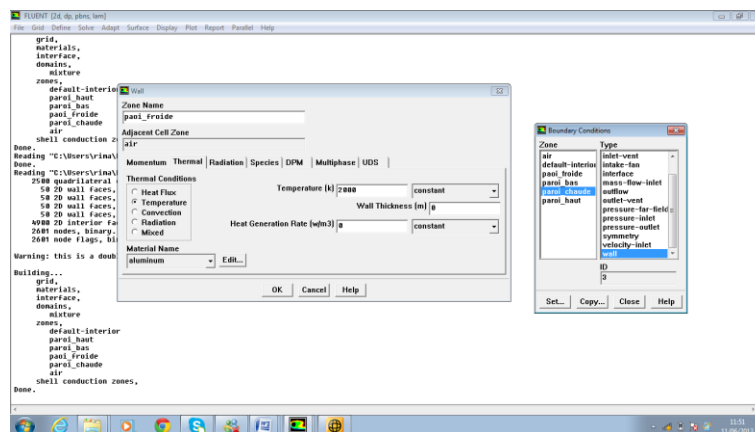
Étape 3: type de Matériaux

Define → Materials



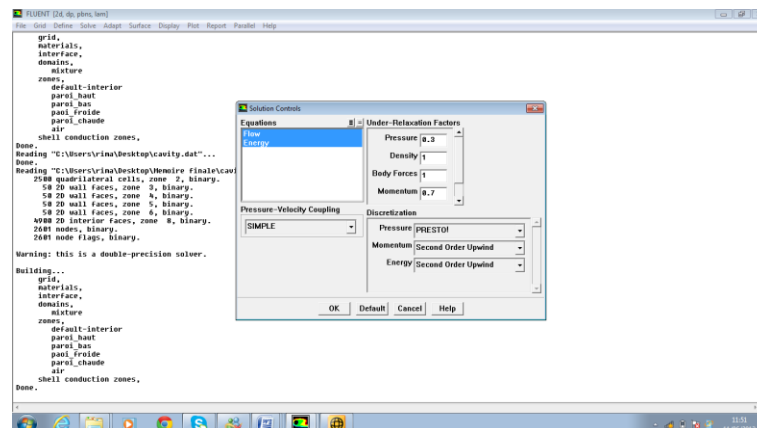
Étape 4: Conditions aux limites

Define → Boundary Condition



1. Réglage des paramètres qui contrôlent la solution.

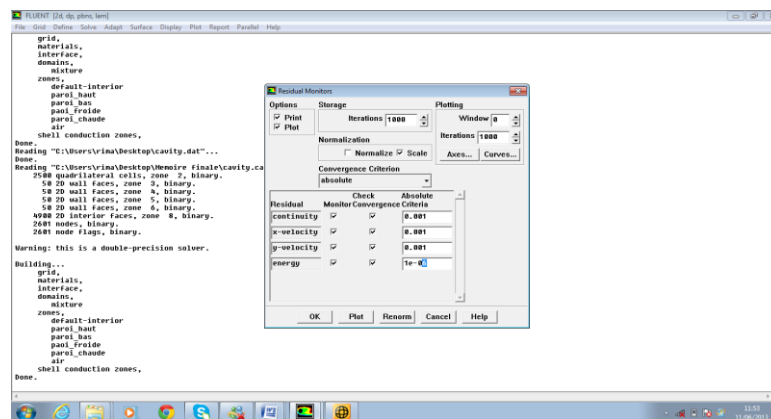
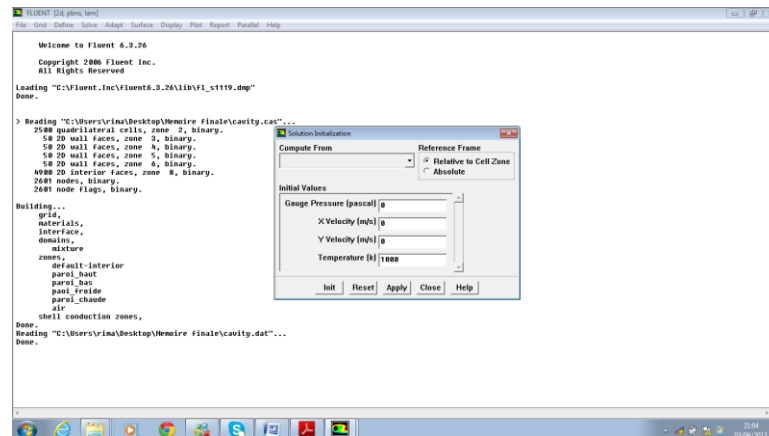
Solve → controls → solution



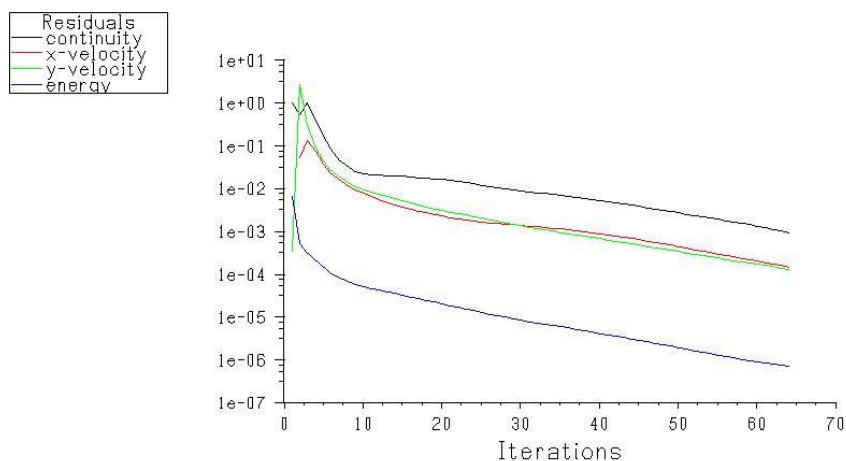
Annexe

1. initialiser le champ d'écoulement.

Solve —→ initialize —→ initialize



Critère de convergence



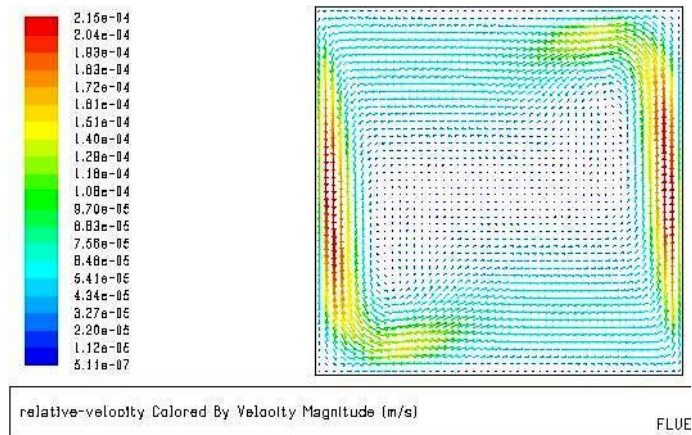
Scaled Residuals

Jun 11, 2013
FLUENT 6.3 (2d, dp, pbns, lam)

Étape 6: visualisation des résultats

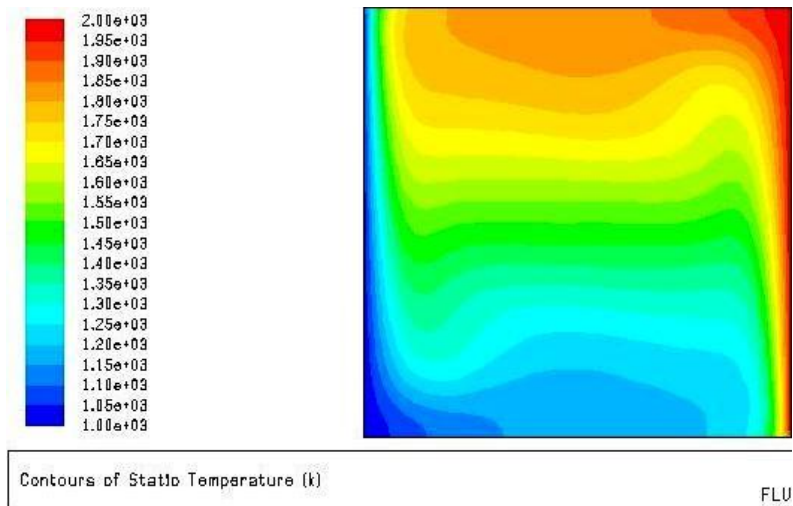
1. Affichage des vecteurs de vitesse

Display → Velocity Vectors



2. Affichage des contours de courant

Display → Contours



RESUME

Dans ce travail, nous présentons une étude numérique du phénomène de la convection naturelle laminaire dans une cavité carrée avec la présence d'un élément chauffant, dont La paroi verticale droite est maintenue à une température chaude, et la paroi gauche une température froide tandis que les autres parois sont considérées comme adiabatiques. Les équations régissant ce phénomène ont été discrétisées par la méthode des volumes finis pour déterminer toute la structure de l'écoulement pour toutes les configurations testées. Les résultats sont présentés sous forme des champs hydrodynamique et thermique

Mots clés : Transferts thermique, convection naturelle, méthode des volumes finis, cavité carrée.

ABSTRACT

In this work, we present a numerical study of the phenomenon of laminar natural and convection in a square cavity with the presence of a hot plate, whose vertical walls are subjected to a constant cold temperature, the right vertical wall which is maintained at a warm temperature, while the other walls are considered adiabatic. Equations governing this phenomenon were discretized by the finite volume method to determine the full structure of the flow for all configurations tested. The results are presented in the form of hydrodynamic and thermal

Keywords: heat transfer, natural convection, finite differences method, square Cavity, numerical methods.

الملخص

في هذا العمل , نقدم دراسة حسابية للنقل الحراري الطبيعي في وعاء مربع مع وجود عامل ساخن , يحتوي جدار ساخن وجدار بارد بينما نعتبر بقية الجدران عازلة للحرارة , حل المعادلات المميزة لهذا النظام في تم باستعمال طريقة الأحجام المنتهية من أجل تحديد هيكل التدفق الكامل بالنسبة لكل التكوينات المختبرة. النتائج ممثلة عن طريق حقول سريان الهواء و الحرارة

الكلمات المفتاحية : الانتقال الحراري , النقل الحراري الطبيعي , طريقة الاحجام المنتهية , الأوعية المربعة.