



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
People's Democratic Republic of Algeria

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministry of Higher Education and Scientific Research

جامعة محمد السادس باديس - مستغانم
Abdelhamid Ibn Badis University of Mostaganem

كلية العلوم والتكنولوجيا
Faculty of Sciences and Technology

قسم الهندسة الميكانيكية
Department of Mechanical Engineering



N° d'ordre : M...../GM/2020

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES MASTER ACADEMIQUE

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Thème

Analyse du couplage convection rayonnement dans une cavité

Présenté par :

1. FELLOUH AHLEM
2. OULED DAHMANE NAIMA

Soutenu le 25/06/2020 devant le jury composé de :

Président	: Pr RETIEL Noureddine	UMAB - Mostaganem
Encadreur	: Pr HOUAT Samir	UMAB - Mostaganem
Examineur	: Dr GUERMAT Abdelkader	UMAB - Mostaganem

Année Universitaire : 2019 / 2020

Remerciements

Tout d'abord on remercie notre Dieu puissant et miséricordieux, qui nous a donné la force et la patience d'accomplir ce modeste travail.

Ce mémoire n'aurait pas été possible sans l'intervention, consciente d'un grand nombre de personnes.

En second lieu, nous tenons à remercier notre encadreur le Prof. HOUAT Samir, pour sa patience, ses précieux conseils qui ont constitué un apport considérable sans lequel ce travail n'aurait pas pu être mené au bon port. Qu'il trouve dans ce travail un hommage vivant à haute personnalité.

*Nos vifs remerciements vont également aux membres du jury pour l'intérêt qu'ils ont porté à notre recherche en acceptant d'examiner notre travail et de
L'enrichir par leur proposition.*

A nos familles qui par leur prière et leur encouragement on a pu surmonter tous les obstacles pour achever ce travail.

Dédicaces

Je dédie ce travail :

À Mes chers parents, pour leurs patiences, leur soutien et leurs encouragements ;

Mes frères qui sont toujours avec moi et ma sœur ;

À Mon encadreur « Prof. Houat Samir »

Merci infiniment.

Fellouh Ahlam

Je dédie ce travail aux personnes les plus chères pour moi :

Ma mère, que Dieu la protège.

À mon père, que Dieu lui fasse miséricorde.

À mes frères et toute ma famille

À mon amie Ahlam et Shehinaz,

À Mon encadreur Prof. Houat Samir

Ouled Dahmane Naima

Résumé

Le travail présenté dans ce mémoire porte sur la modélisation et simulation numérique du transfert de chaleur par convection naturelle pure ainsi que le couplage entre la convection naturelle et le rayonnement thermique dans une cavité carrée de hauteur H . L'enceinte fermée est remplie avec un fluide incompressible de nombre de Prandtl égale 0.71, avec des parois horizontales adiabatiques et des parois verticales soumises à des températures différentes chaude et froide constantes.

La modélisation et simulation en deux dimensions est effectué en utilisant le code Fluent basé sur la méthode des volumes finis, qui permet de résoudre les équations décrivant le modèle physique.

L'analyse de la convection naturelle pure est effectuée pour différent nombre de Rayleigh ($Ra=10^3$, 10^4 , $5 \cdot 10^4$, 10^5), et l'étude de l'impact du rayonnement sur l'écoulement de convection naturelle est effectuée avec deux modèles de rayonnement (DO (Discrete Ordinates Models) et DTRM) pour un nombre de Rayleigh constant.

Les résultats sont présentés sous forme des lignes de courant, des isothermes, des profils des vitesses et de de températures. On constate que l'impact du couplage de la convection naturelle et du rayonnement sur les effets thermiques et dynamiques dans la cavité étudiée est très important en comparaison avec la convection naturelle pure.

Mots clés : Convection naturelle pure-Rayonnement thermique-Couplage convection/rayonnement-Cavité fermée-nombre de Rayleigh.

Abstract

The work who is presented in the memory concerns the modelling and numerical simulation of heat transfer by pure natural convection also coupling between natural convection and thermal radiation in a square cavity of height H . The closed enclosure is filled with a fluid incompressible with a Prandtl number equal to 0.71, with adiabatic horizontal walls and vertical walls subjected to different temperatures: hot and cold.

Two-dimensional modelling and simulation is performed using the fluent code basing on the finite volume, which solves the equations describing the physical model.

The analyses of the natural pure convection are performed for different Rayleigh number ($Ra= 10^3$, 10^4 , $5 \cdot 10^4$, 10^5), and the study of the impact of radiation on the flow of natural convection is carried out with two models of radiation: DO (Discrete Ordinates Models) and DTRM (Discrete Transfer Radiation Model) and this for a constant Rayleigh number.

The results are presented in the form of streamlines, isotherms, profiles of velocities and temperatures. We can see that the impact of the coupling of natural convection and radiation on the thermal and dynamic effects in the studied cavity is very important in comparison with pure natural convection.

Keywords: Pure natural convection-Thermal radiation-Convection / radiation coupling-Closed cavity-Rayleigh number.

ملخص

تتضمن هذه الأطروحة المقدمة محاكاة عددية لانتقال الحرارة عن طريق الحمل الحراري الطبيعي النقي بالإضافة إلى الاقتران بين الحمل الحراري الطبيعي والإشعاع الحراري في تجويف مربع بارتفاع H . غير قابل للضغط برقم $Prandtl = 0.71$ ، مع جدران علوية وسفلية ثابتة واما جدران رأسية تتعرض لدرجات حرارة مختلفة: ساخنة وباردة يتم تنفيذ محاكاة ثنائية الأبعاد باستخدام كود Fluent على أساس طريقة الحجم المحدود ، والتي تحل المعادلات التي تصف النموذج المادي.

يتم تحليل الحمل الحراري الطبيعي النقي لعدد Rayleigh مختلف ($10^3, 10^4, 5*10^4, 10^5$) ، ويتم دراسة تأثير الإشعاع على تدفق الحمل الحراري الطبيعي مع اثنين نماذج الإشعاع : DO (نموذج منفصل) و DTRM (نموذج إشعاع النقل المنفصل) وهذا لعدد Rayleigh ثابت.

يتم تقديم النتائج في شكل خطوط التيار، متساوي الحرارة، ملامح السرعات ودرجات الحرارة. نلاحظ أن تأثير اقتران الحمل الحراري الطبيعي والإشعاع على التأثيرات الحرارية والديناميكية في التجويف المدروس مهم جدًا بالمقارنة مع الحمل الحراري الطبيعي النقي.

الكلمات المفتاحية: الحمل الحراري الطبيعي النقي - الإشعاع الحراري - الحمل الحراري / اقتران الإشعاع - التجويف المغلق - رقم رايلي.

SOMMAIRE

Remerciements	i
Dédicaces	ii
Résumé	iii
Sommaire	1
- Nomenclature	3
- Liste des tableaux	4
- Liste des figures	4
- Introduction	6
- <u>Chapitre 1</u> : Etude bibliographique sur le phénomène physique et mise en équations	
1-1 Etude Bibliographie	9
1-2 Description du problème et hypothèses	9
1-2-1 Géométrie du problème	9
1-2-2 Hypothèses générales	10
1-2-2-1 Hypothèses pour la convection naturelle pure	10
1-2-2-2 Hypothèse concernant le cas couplage convection-rayonnement	10
1-3 Equations générales de conservations (Equations de Navier Stockes)	11
1-4 Équation adimensionnelles	12
1-5 Approximation de Boussinesq et les nombres sans dimensions.	13
1-5-1 Approximation de Boussinesq	13
1-5-2 Nombre de Rayleigh	13
1-5-3 Nombre de Prandtl	13
1-5-4 Nombre de Grachof	13
1-5-5 Nombre de Nusselt	14
1-6 Mise en équation du calcul de transfert de chaleur par rayonnement	14
1-6-1 L'équation de transfert radiatif	14
1-6-2 Les différents modèles de rayonnement	14
1-6-2-1 Modèle Discret du Transfert Radiatif DTRM (<i>Discrete Transfer Radiation Model</i>)	15
1-6-2-2 Modèle de transfert radiatif des Ordonnées Discrètes DO	15
1-6-2-3 Modèle de transfert radiatif de P1	16
1-6-2-4 Modèle du transfert radiatif de Rosseland (diffusion)	16
1-7 Conclusion	16
- <u>Chapitre 2</u> : Méthode de résolution	17
2-1 La méthode de volume finis	18
2-2 Gambit / Fluent	18
2-2-1 Gambit	18
2-2-1-1 Démarrage de Gambit	18
2-2-1-2 Construction de la géométrie	19
2-2-1-3 Génération de maillage	19
2-2-2 Simulation sous FLUENT	20
2-3 Conclusion	24

- <u>Chapitre 3</u> : Résultats et discussion	25
3-1 Introduction	26
3-2 Convergence du maillage	26
3-3 Validation	26
3-4 Résultats et discussion de la convection naturelle pure	27
3-5 Résultats et discussion du couplage convection naturelle et transfert par rayonnement	30
3-5-1 Résultats du cas couplage convection-rayonnement avec le modèle DO	31
3-5-2 Résultats du cas couplage convection-rayonnement avec le modèle DTRM	33
- Conclusion générale	37
- Références	38

Nomenclature

A_p	Coefficient d'absorption	[J/Kg.°K]
C_p	Capacité calorifique	[m/s ²]
H	Hauteur de la cavité	[m]
h	Coefficient de Convection	[W/m ² °K]
Q	Flux de chaleur radiatif	
T_f	Température froide de la paroi	[°K]
T_c	Température chaude de la paroi	[°K]
X, Y	Coordonnées cartésiennes adimensionnelle	
x, y	Coordonnées cartésiennes	
U	Composante de la vitesse suivant la direction X	[m/s]
V	Composante de la vitesse suivant la direction y	[m/s]

Symboles

α	La diffusivité thermique	[m ² /s]
λ	La conductivité thermique	[W/(m.°K)]
P	Température adimensionnelle	
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	[W/(m ² .K ⁴)]
β	Le coefficient de dilatation thermique	
ε	Coefficient d'émissivité	
μ	Viscosité dynamique	[N.s/m ²]
ν	Viscosité cinématique	[m ² / s ⁻¹]

Nombres adimensionnels

Nu	Nombre de Nusselt
Pr	Nombre de Prandtl
Ra	Nombre de Rayleigh
Pl	Nombre de Planck

Liste des tableaux

Tableau 3.1 : Comparaison des valeurs du nombre de Nusselt (Convection naturelle pure)	27
Tableau 3.2 : Les résultats des valeurs indicateurs de la simulation (Convection naturelle pure)	29

Liste des figures

Figure 1 : La configuration physique	10
Figure 2.1 : Lancement du Gambit	19
Figure 2.2 : Les types de maillage	19
Figure 2.3 : Repérage des conditions aux limites	20
Figure 2.4: menu pour introduire l'équation d'énergie	21
Figure 2.5: Définition des caractéristiques du fluide	21
Figure 2.6: Valeurs des conditions aux limites	21
Figure 2.7 : Choix de la méthode de solution des équations et l'algorithme	22
Figure 2.8: Choix et affichage pendant les calculs des critères de convergence	22
Figure 2.9 : menu de lancement des itérations	23
Figure 2.10 : Allures de l'évolution de la convergence du calcul de calcul	23
Figure 3.1 : configuration géométrique	26
Figure 3.2 Profils de vitesse suivant X et Y	27
Figure 3.3 Profils de température suivant X et Y	27
Figure 3.4 : les lignes de courants (à gauche) et les isothermes (à droite).	28
Figure 3.5 : Evolution du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh	30
Figure 3.6 : Le coefficient de convection en fonction du nombre de Rayleigh	30
Figure 3.7 : Etude du cas couplage convection-rayonnement DO, pour $\mathcal{E}=0.1$ à 0.5	31
Figure 3.8: les profils de vitesse à $X=.05$ (haut) et $Y=0.5$ (bas) (DO)	32
Figure 3.9: les profils de température à $X=.05$ (haut) et $Y=0.5$ (bas) (DO)	32
Figure 3.10 : les lignes de courants et les isothermes en fonction de l'émissivité. (DTRM)	33
Figure 3.11: les profils de vitesse à $X=.05$ (haut) et $Y=0.5$ (bas) (DTRM)	34
Figure 3.12: les profils de température à $X=.05$ (haut) et $Y=0.5$ (bas) (DTRM)	34

INTRODUCTION

Introduction

Les études numériques et expérimentales de l'écoulement des fluides et du transfert de chaleur dans les cavités fermées ont reçu beaucoup d'attention au cours des dernières décennies. En particulier les cavités carrées qui ont été largement étudiées vu le nombre des applications d'ingénierie et d'industrie pouvant être modélisées par cette géométrie. L'étude de la convection naturelle combinée aux radiations constitue aussi un défi pour les chercheurs effectuant des travaux expérimentaux et théoriques [1-4]. Il y a pas mal de fluides tels que l'air, l'azote et les gaz inertes qui ne participent pas au rayonnement en raison de leur relativement faible réflexion optique. Par conséquent, le rayonnement de la paroi ou de la surface seul contribue au transfert de chaleur radiatif dans les équipements contenant ces fluides. L'intérêt s'est maintenant tourné vers les cavités complexes avec des obstructions sous la forme de corps solides ou d'ailettes ou de chicanes partielles car leur longueur, leur épaisseur et leur emplacement peuvent contrôler de manière significative les caractéristiques de transfert de chaleur au sein de ces cavités. Le rayonnement thermique couplé et le transfert de chaleur par convection naturelle dans des cloisons Les cavités présentent un intérêt pratique dans de nombreuses applications d'ingénierie telles que la conception thermique de bâtiments, les capteurs solaires, les réacteurs nucléaires.

L'influence de diverses obstructions sur la convection naturelle dans les cavités a été largement étudiée par plusieurs auteurs [4,9]. Il a été démontré que les obstructions pouvaient modifier de manière significative les phénomènes de transfert de chaleur et d'écoulement de fluide. Ils ont ignoré l'influence des radiations dues aux faibles émissivités des surfaces ou à l'effet d'ombre des obstructions. Cependant, dans la plupart des situations pratiques, le transfert de chaleur par rayonnement joue un rôle vital lorsque les émissivités des surfaces sont très élevées. On ne peut donc pas la négliger par rapport à la convection naturelle même à température ambiante. Seules quelques études ont été rapportées sur les problèmes de convection couplée et de transfert de chaleur par rayonnement ou ils ont étudié les interactions de convection et de rayonnement thermique numériquement naturel dans une cavité carrée avec des cloisons verticales d'épaisseur finie égale situées au centre du plafond et du sol.

Ce travail porte sur la simulation numérique du transfert de chaleur par le couplage entre la convection naturelle et le rayonnement thermique dans une cavité carrée remplie de fluide incompressible, de hauteur H , avec des parois horizontales adiabatiques et des parois verticales soumises à des températures constantes et différentiellement chauffés (T_c : chaude et T_f : froide). Une modélisation en 2D est effectuée en utilisant le code de calcul Fluent avec Gambit [6-7]. Notre

objectif est de mettre en évidence l'impact du rayonnement sur l'écoulement de convection naturelle en prenant en compte l'influence du coefficient d'émissivité des parois. Cette étude est effectuée pour les modèles de rayonnement DO « *Discrete Ordinates Model* » et DTRM « *Discrete Transfer Radiation Model* » [7].

Chapitre 1 :

Etude bibliographique sur le phénomène physique et mise en équations

1-2 Etude Bibliographie :

On présente dans cette partie, une étude bibliographique sur quelques travaux trouvés dans la littérature, et qui traitent le problème d'écoulement avec transfert de chaleur par convection thermique dans les cavités fermées ainsi que le couplage convection--rayonnement thermique.

Mohammed Amine Moussaoui, Ahmed Mezrhab et Denis Lemonnier [1] : ont présenté une étude numérique du phénomène de la convection naturelle couplée au rayonnement dans une cavité carrée contenant un cylindre. Les équations gouvernantes du problème sont discrétisées avec la méthode de Boltzmann.

Wang et al [2] : ont développé un code numérique pour le couplage de la convection naturelle en cavité avec le rayonnement de surfaces. Des études ont été menées pour une cavité carrée remplie d'air dont les quatre parois ont la même émissivité

Tan et Howell [3] : Ont réalisé une étude numérique sur le couplage du rayonnement et de la convection naturelle dans un milieu bidimensionnel carré. Les équations du transfert radiatif et des bilans de quantité de mouvement et d'énergie sont discrétisées par une méthode produit-intégrale et aussi une méthode aux différences finies. Les équations algébriques résultantes sont résolues par une technique SOR non linéaire.

Nishimura et al (1988) [4] : ont étudié expérimentalement et numériquement la convection naturelle laminaire dans des cavités rectangulaires divisées par des partitions verticales multiples. Dans le régime de couche limite, la température de partition augmente à peu près linéairement dans la direction verticale. La solution de couche limite qui prédit le flux thermique transféré est dérivée à partir des résultats numériques.

Abidi et al (2007) [5] : ont considéré une étude numérique tridimensionnelle de la convection naturelle à double diffusion dans une enceinte cubique remplie d'une solution aqueuse et soumise à des gradients de température et de concentrations constantes et uniformes sont imposées sur les parois verticales, gauche et droite, de l'enceinte, les deux autres parois diffusives en chaleur et en masse.

1-2 Description du problème et hypothèses :

1-2-1 Géométrie du problème :

Il s'agit d'une cavité carrée fermée de hauteur h (figure 1) avec des parois horizontales adiabatiques ($q=0$) et parois verticales soumises à des températures constantes respectivement T_c (chaude) et T_f (froide).

Dans la première étude nous allons analyser juste la convection naturelle dans la cavité fermée en fonction du nombre du Rayleigh, et dans la deuxième nous introduisons le transfert de

chaleur par rayonnement. Notre objectif est de mettre en évidence l'impact du rayonnement sur l'écoulement de convection naturelle en prenant en compte l'influence du coefficient d'émissivité des parois et de l'absorption du fluide. Cette étude est réalisée avec une modélisation en 2D utilisant le code Fluent basé sur la méthode numérique des volumes finis.

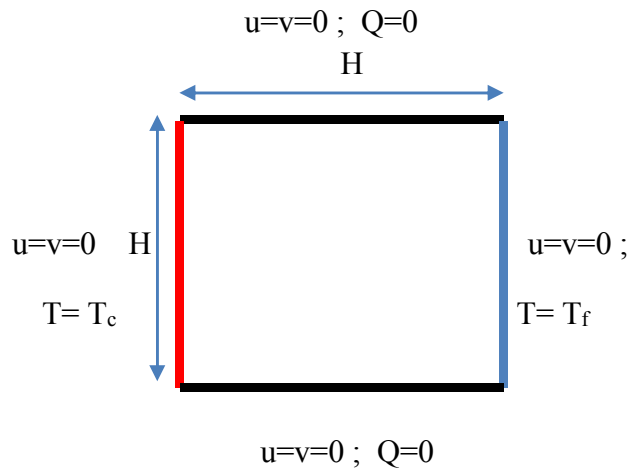


Figure 1 : La configuration physique

1-2-2 Hypothèses générales :

Cette étude est divisée en deux parties, dans la première on néglige le transfert de chaleur par rayonnement et dans la deuxième on le prend en considération.

1-2-2-1 Hypothèses pour la convection naturelle pure : on considère

- Le fluide est incompressible et Newtonien.
- Les propriétés physiques du fluide sont supposées constantes.
- L'écoulement du fluide à l'intérieur de la cavité est laminaire et bidimensionnel.
- Le régime est permanent.
- Absence de source interne de chaleur ($q = 0$).
- La variation de la masse volumique est considérée dans le terme de poussée d'Archimède. Elle est due à la variation de la température. C'est l'approximation de Boussinesq donnée par l'expression suivante : $\rho = \rho_0[1 - \beta(T - T_0)]$, où T_0 est la température de référence.

1-2-2-2 Hypothèse concernant le cas couplage convection-rayonnement :

Dans cette partie, trois hypothèses s'ajoutent aux précédentes :

- Le transfert de chaleur par rayonnement n'est pas négligeable.
- Le milieu fluide est supposé transparent au rayonnement thermique.
- Toutes les parois de la cavité carrée sont grises et diffuses.

1-3 Equations générales de conservations (Equations de Navier Stokes)

Pour formaliser la convection naturelle, il faut décrire le couplage des champs de température, de pression et de vitesse à partir des équations de conservation de quantité de mouvement, de la masse et de l'énergie en prenant en considération les hypothèses précédentes.

Les équations qui régissent le phénomène convection naturelle pure dans la cavité en deux dimensions sont :

Equation de continuité :

Elle est déduite du principe de conservation de masse. Pour un fluide newtonien, incompressible et en régime permanent l'équation devient :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

Equation de quantité de mouvement

D'après la deuxième loi fondamentale de la dynamique, la variation pendant l'unité de temps de la quantité de mouvement d'une particule fluide est égale à la somme des forces extérieures exercées sur cette particule. L'équation de la dynamique s'écrit sur les deux axes comme suit :

Suivant x :

$$\rho_0 \left[u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right] = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right] \quad (2)$$

Suivant y :

$$\rho_0 \left[u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right] = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right] + \rho_0 g \beta (T - T_0) \quad (3)$$

Équation de l'énergie :

Elle obtenue par l'application du premier principe de la thermodynamique et du principe de conservation de l'énergie.

$$\rho_0 C_p \left[u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right] = \lambda \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right] \quad (4)$$

Équation de l'énergie dans le cas du couplage convection-rayonnement

$$\rho_0 C_p \left[u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right] = \lambda \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right] - \nabla q_r \quad (5)$$

1-4 Équation adimensionnelles :

En utilisant les variables adimensionnelles suivantes :

$$X = \frac{x}{L}, \quad Y = \frac{y}{L}, \quad U = \frac{u}{\left(\frac{\alpha}{L}\right)}, \quad V = \frac{v}{\left(\frac{\alpha}{L}\right)}$$
$$\theta = \frac{T - T_c}{T_H - T_c}, \quad P = \frac{p}{\rho_0 \left(\frac{\alpha}{L}\right)^2}, \quad \alpha = \frac{\lambda}{\rho_0 C_p}$$

Les équations de (1) à (5) sous forme adimensionnelle deviennent alors :

Equation de continuité

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (6)$$

Equation de quantité de mouvement

Suivant X :

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + Pr \left[\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right] \quad (7)$$

Suivant Y

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + Pr \left[\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right] + Ra \cdot Pr \cdot \theta \quad (8)$$

Equation de l'énergie

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \alpha \left[\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right] \quad (9)$$

Avec :

α : la diffusivité thermique

λ : La conductivité thermique

C_p : La chaleur spécifique à pression constante

$Pr = \nu/\alpha$: Nombre de Prandtl and $Ra = g \beta \Delta T L^3 / \nu \alpha$: Nombre de Rayleigh

Equation de l'énergie dans le cas du couplage convection-rayonnement

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \alpha \left[\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right] - \frac{1}{Pl \phi} \nabla Q_r \quad (10)$$

Avec :

$$\text{Flux chaleur par rayonnement sans dimension :} \quad Q_r = q_r / \sigma T_f^4 \quad (11)$$

$$\text{Le nombre de Planck :} \quad Pl = \lambda / (4L\sigma T_f^3) \quad (12)$$

1-5 Approximation de Boussinesq et les nombres sans dimensions :

1-5-1 Approximation de Boussinesq : Pour représenter la convection thermique, les équations de base ont été simplifiées en introduisant quelques approximations, attribuées à Boussinesq (1903):

- La variation de densité, menant le mouvement du fluide, résulte principalement des effets thermiques.
- Dans les équations de quantité de mouvement et de masse, les variations de densité peuvent être négligées, sauf dans la force de flottabilité, lorsqu'elles sont couplées à l'accélération gravitationnelle.

Mathématiquement, l'approximation de Boussinesq s'exprime : $\rho = \rho_0 [1 - \beta(T-T_0)]$

ρ_0 : la masse volumique du fluide à la température de référence T_0

β : le coefficient de dilatation à pression constante

En convection naturelle pure, la force du flux induit par la flottabilité est mesurée par le nombre de Rayleigh.

1-5-2 Nombre de Rayleigh : Le nombre de Rayleigh est un nombre sans dimension, nommé d'après Lord Rayleigh. Le nombre de Rayleigh est étroitement lié au nombre de Grashof et les deux nombres sont utilisés pour décrire la convection naturelle (Gr) et le transfert de chaleur par convection naturelle (Ra). Le nombre de Rayleigh est simplement défini comme le produit du nombre de Grashof, qui décrit la relation entre la flottabilité et la viscosité dans un fluide, et le nombre de Prandtl, qui décrit la relation entre la diffusivité momentanée et la diffusivité thermique.

$$Ra = \frac{g \beta \Delta T L c^3}{\alpha \nu} = Gr Pr \quad (13)$$

Avec : β le coefficient de dilatation thermique et α la diffusivité thermique.

1-5-3 Nombre de Prandtl : le nombre Prandtl est un nombre sans dimension. Il est défini comme le rapport de la diffusivité de la quantité de mouvement, autrement dit, c'est le rapport de la viscosité cinématique à la diffusivité thermique.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (14)$$

1-5-4 Nombre de Grachof : Le nombre Grashof est un nombre sans dimension. Il est défini comme le rapport entre la force flottante et la force visqueuse agissant sur un fluide dans la *couche limite de vitesse. Son rôle dans la convection naturelle est sensiblement le même que celui du nombre de Reynolds dans la convection forcée.

$$Gr = \frac{g \beta \Delta T L c^3}{\nu^2} \quad (15)$$

1-5-5 Nombre de Nusselt : Il caractérise le transfert de chaleur entre une paroi et le fluide environnant. Il représente le rapport entre le flux transmis réellement de la paroi vers le fluide et le flux qui serait transmis en régime de conduction pure ($Nu = h.L/\lambda$).

Le Nusselt moyen peut aussi être exprimé par la relation intégrale comme suit :

$$Nu_{moy} = - \int_0^H \left(\frac{\partial \theta}{\partial x} \right)_{x=0} \quad (16)$$

Pour le couplage de la convection- rayonnement : $Nu_t = Nu_c + Nu_r$

avec Nu_c : Nusselt dû à la convection et Nu_r pour le rayonnement

1-6 Mise en équation du calcul de transfert de chaleur par rayonnement

1-6-1 L'équation de transfert radiatif :

L'équation de transfert radiatif (ETR) pour un milieu absorbant, émetteur et diffuseur à la position (vec r : vecteur de position) dans la direction (vec s : vecteur de direction) est :

$$\frac{dI(r, s)}{ds} + (\alpha + \sigma_s)I(r, s) = \alpha n^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(r, s') \phi(s, s') d\Omega' \quad (17)$$

s' : vecteur de la direction de dispersion

s : longueur du chemin

α : coefficient d'absorption

n : indice de réfraction

σ_s : Coefficient de dispersion

σ : Constante de Stefan-Boltzmann ($5.672 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$)

I : Intensité du rayonnement, dépend des vecteurs r et s.

T : Température locale.

Φ : Fonction de phase.

Ω' : Angle solide.

1-6-2 Les différents modèles de rayonnement :

Pour faire les différentes étapes de calcul du rayonnement, nous allons nous limiter aux modèles implémentés dans le code de calcul Fluent [7]. Ces modèles sont :

1-6-2-1 Modèle Discret du Transfert Radiatif DTRM (*Discrete Transfer Radiation Model*) :

L'hypothèse principale du DTRM est que le rayonnement quittant l'élément de surface dans une certaine plage d'angles solides peut être approximé par un seul rayon. Cette section fournit des détails sur les équations utilisées dans le DTRM.

L'équation pour le changement d'intensité rayonnante dI le long d'un chemin ds peut s'écrire :

$$\frac{dI(s)}{ds} + a I(s) = \frac{a \sigma T^4}{\pi} \quad (18)$$

Où a : Coefficient d'absorption du gaz

$I(s)$: Intensité du rayonnement

T : Température de Stefan-Boltzmann ($5.672 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$)

Si $a = \text{constante}$ le long du rayon, alors $I(s)$ peut être estimé par la relation :

$$I(s) = \frac{\sigma T^4}{\pi} (1 - e^{-as}) + I_0 e^{-as} \quad (19)$$

Où : I_0 est l'intensité radiative au début du chemin d'incrément.

1-6-2-2 Modèle de transfert radiatif des Ordonnées Discrètes DO :

Le modèle de rayonnement en ordonnées discrètes (DO) résout l'équation de transfert radiatif (RTE) pour un nombre fini d'angles solides discrets, chacun associé à une direction vectorielle $\{\text{vec } s\}$ fixée dans le système cartésien global (x, y, z) . La finesse de la discrétisation angulaire est contrôlée par vous, de manière analogue au choix du nombre de rayons pour le DTRM.

Le modèle DO considère l'équation de transfert radiatif RTE dans la direction s comme équation de champ. L'équation du modèle DO s'écrit :

$$I(s) = \frac{\sigma T^4}{\pi} (1 - e^{-as}) + I_0 e^{-as} \quad (20)$$

1-6-2-3 Modèle de transfert radiatif de P1

Le modèle de rayonnement P1 est le cas le plus simple. L'équation suivante est alors obtenue pour le flux radiatif q_r :

$$q_r = \frac{1}{3(\alpha + \sigma_s) - C \sigma_s} \nabla G \quad (21)$$

Où : G : rayonnement incident

C : coefficient linéaire-anisotrope de la fonction de phase.

En introduisant le paramètre :

$$\Gamma = \frac{1}{(3(\alpha + \sigma s) - C \sigma s)} \quad (22)$$

On le remplace cette équation dans l'équation de flux radiatif et on obtient :

$$q_r = -\Gamma \nabla G \quad (23)$$

L'équation de transport de G est donnée par :

$$\nabla \cdot (\Gamma \nabla G) - \alpha G - 4\alpha \sigma T^4 = S_G \quad (24)$$

Où : S_G est une source de rayonnement définie par l'utilisateur.

On fait une combinaison entre l'équation de flux radiatif et l'équation de transport G, on obtient :

$$-\nabla \cdot q_r = \alpha G - 4\alpha \sigma T^4 \quad (25)$$

1-6-2-4 Modèle du transfert radiatif de Rosseland (diffusion)

Ce modèle utilisé dans les problèmes où l'épaisseur optique est plus grande que 3.

Le modèle de transfert radiatif de Rosseland diffère du modèle P1 parce que le modèle Rosseland suppose que l'intensité est celle du corps noir à la température du gaz.

Ainsi $G = 4\sigma n^2 T^4$, où n est l'indice de réfraction. $q_r = -16\sigma n^2 T^3 \nabla T$

1-7 Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons présenté une étude bibliographique sur la convection naturelle dans les cavités carrées associées ou non au transfert de chaleur par rayonnement. Ceci nous a permis de voir les paramètres influents dans ces types d'échanges notamment le nombre de Prandtl, de Rayleigh, et aussi les paramètres de rayonnement.

Nous avons présenté aussi la configuration physique à étudier dans ce travail ainsi que les hypothèses et les équations en deux dimensions de la convection naturelle pure sans rayonnement et avec rayonnement adaptées à notre problème.

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

Chapitre II : Méthode de résolution

2-1 La méthode de volume finis :

En analyse numérique, la méthode des volumes finis est utilisée pour résoudre numériquement des équations aux dérivées partielles, comme la méthode des différences finies et celle des éléments finis.

L'équation aux dérivées partielles est résolue de manière approchée à l'aide d'un maillage constitué de volumes finis qui sont des petits volumes disjoints en 3D (des surfaces en 2D, des segments en 1D) dont la réunion constitue le domaine d'étude. Les volumes finis peuvent être construits autour de points d'un maillage initial, mais ce n'est pas une nécessité.

Les méthodes de volumes finis ont été initialement mises au point pour des lois de conservation hyperbolique, mais des développements récents permettent à présent de les utiliser pour des équations elliptiques et paraboliques.

2-2 Gambit / Fluent

2-2-1 – Gambit [6]:

Le logiciel Gambit est un mailleur 2D/3D ; préprocesseur qui permet de mailler des domaines de géométrie d'un problème de CFD (*Computational Fluid Dynamics*). et 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. Le maillage est l'une des étapes importantes de la modélisation numérique. En effet, du type de maillage et de son affinement dépendront la précision des résultats et le temps de calcul, Le Gambit regroupe trois fonctions :

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

2-2-2 Démarrage de Gambit :

Le chemin de l'application de Gambit est le suivant :

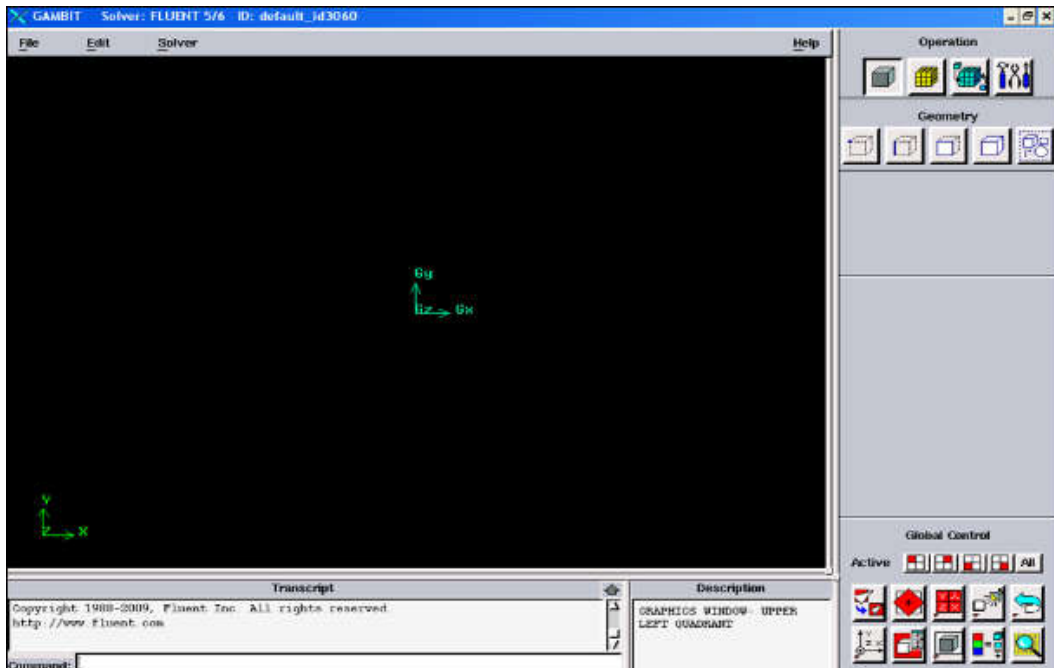


Figure 2.1 : Lancement du Gambit

2-2-3 Construction de la géométrie

On a choisi de l'établir point par point, relier entre eux dans différentes directions, les lignes sont créées, ensuite les faces sont formées, pour obtenir en dernier la géométrie,

2-2-4 Génération de maillage :

A génération du maillage (2D ou 3D) est une phase très importante dans une analyse CFD, vu l'influence de ses paramètres sur la solution calculée. Ce menu permet de mailler en particulier une ligne de la géométrie, à savoir disposer les nœuds avec des conditions particulières (utilisation d'un ratio pour modifier la pondération du maillage, application de formes différentes de maillage).

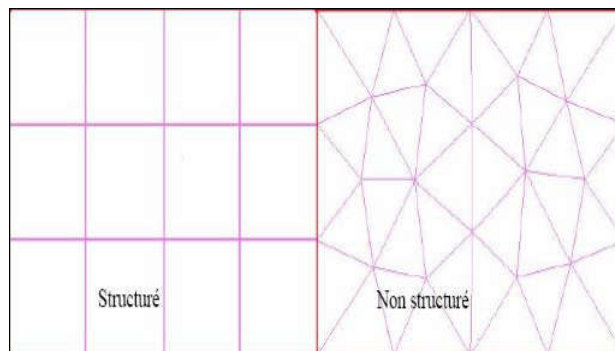


Figure 2.2 : Les types de maillage

Choix du type de maillage (figure 2.2):

- Maillage structuré (quadra/hexa)
- Maillage non structuré (tri/tétra.)

2-2-5 Repérage des conditions aux limites :

La première étape consiste à identifier et à nommer différentes parties de la géométrie afin de

- définir les conditions aux limites du problème .
- définir des conditions sur le maillage au niveau des différentes sélections

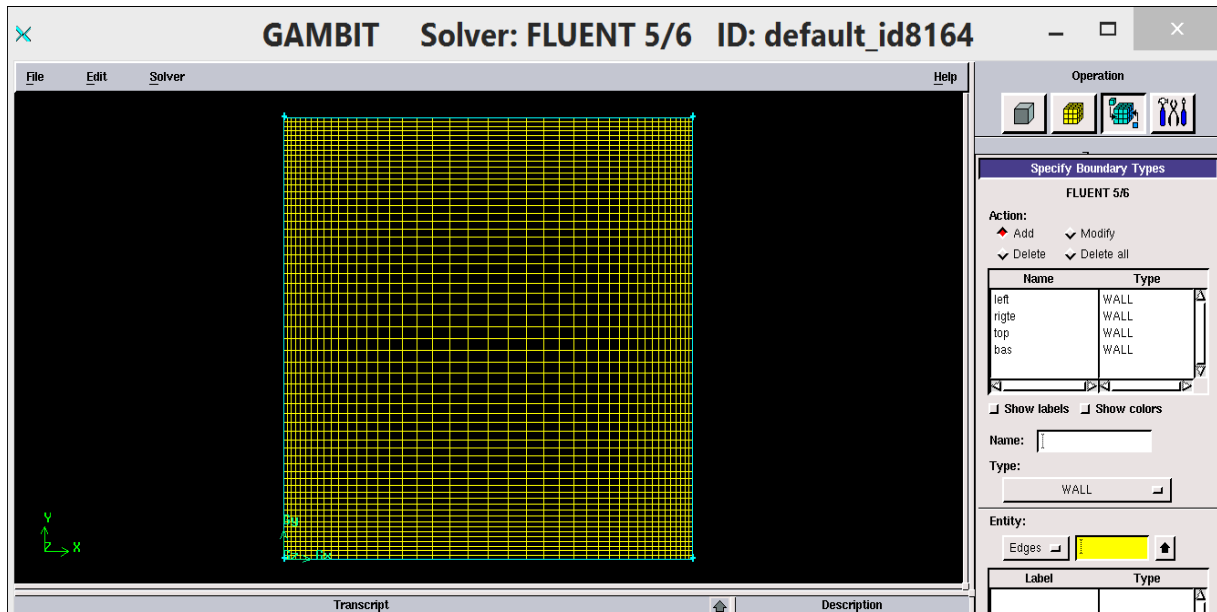


Figure 2.3 : Repérage des conditions aux limites

2-2-2 Simulation sous FLUENT [7] :

C'est un logiciel qui permet de résoudre et simuler des problèmes de mécanique des fluides et de transferts thermiques par la méthode des volumes finis.

L'explication de ses aptitudes et des instructions pour paramétrer le solveur et les étapes à suivre sont nécessaires pour réussir une bonne simulation d'un problème en mécanique des fluides. De ce fait, nous présentons les étapes suivies dans notre étude.

1- Lisage du maillage : Pour commencer la simulation il faut importer le fichier

File → **Read** → **Case...**

2- L'équation de l'énergie :

Energy : permet de choisir si oui ou non on doit faire intervenir l'équation de l'énergie dans la résolution du système (dès qu'un gradient de température intervient dans les phénomènes il faut utiliser cette équation pour d'une part observer une solution réaliste mais aussi souvent pour faciliter la convergence).

Define → **Models** → **Energy**

L'instruction énergie doit être activée pour l'étude du champ thermique

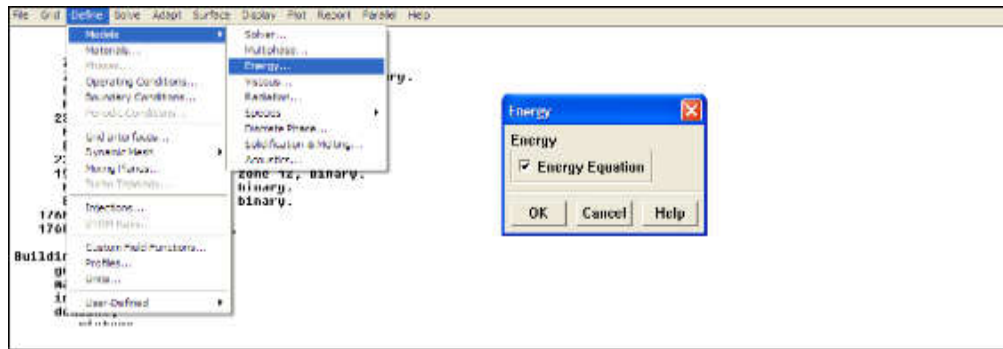


Figure 2.4: menu pour introduire l'équation d'énergie

3- Définition des caractéristiques du fluide :

Les caractéristiques du fluide sont chargées à partir de la bibliothèque des données de Fluent.

Define —> Materials

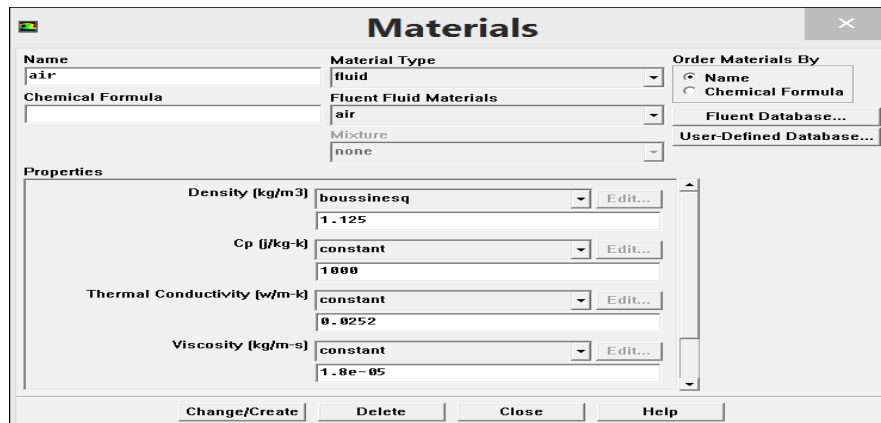


Figure 2.5: Définition des caractéristiques du fluide

4- Introduction de la gravité : On choisit le fluide **Gravity** et on entre la valeur voulue de la gravité dans le sous menu **operating conditions**

5- Conditions aux limites : Ensuite, il faut fixer les valeurs des conditions aux limites :

Define —> Boundary Conditions

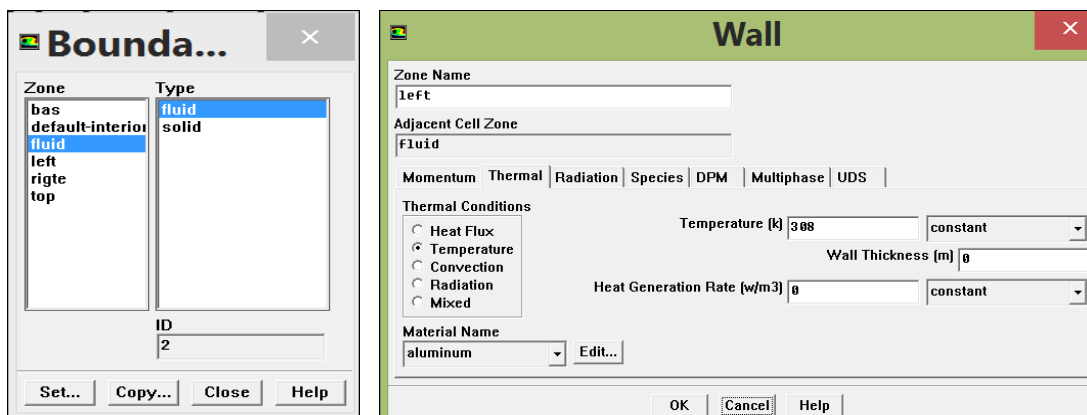


Figure 2.6: Valeurs des conditions aux limites

6- Choix d'ordre des équations et l'algorithme :

Ceci permet de spécifier le degré d'ordre des équations à résoudre, ainsi l'algorithme.

Solve → Controls → Solution...

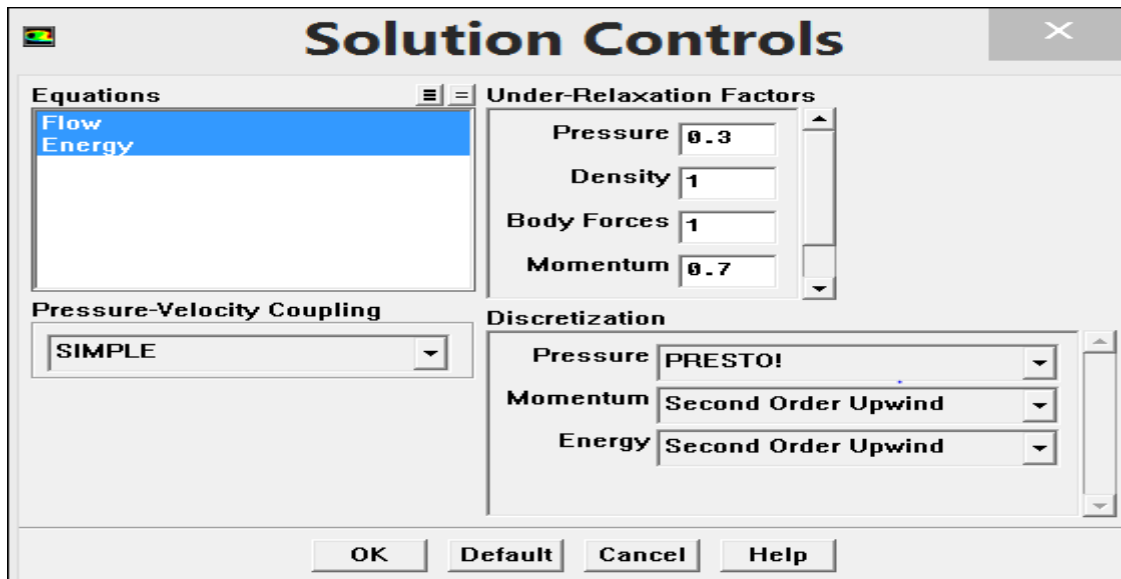


Figure 2.7 : Choix de la méthode de solution des équations et l'algorithme

7- Choix des critères de convergence :

Choix les critères qui doivent être vérifiés pour que les calculs de la simulation s'arrêtent.

Solve → Monitors → Residual...

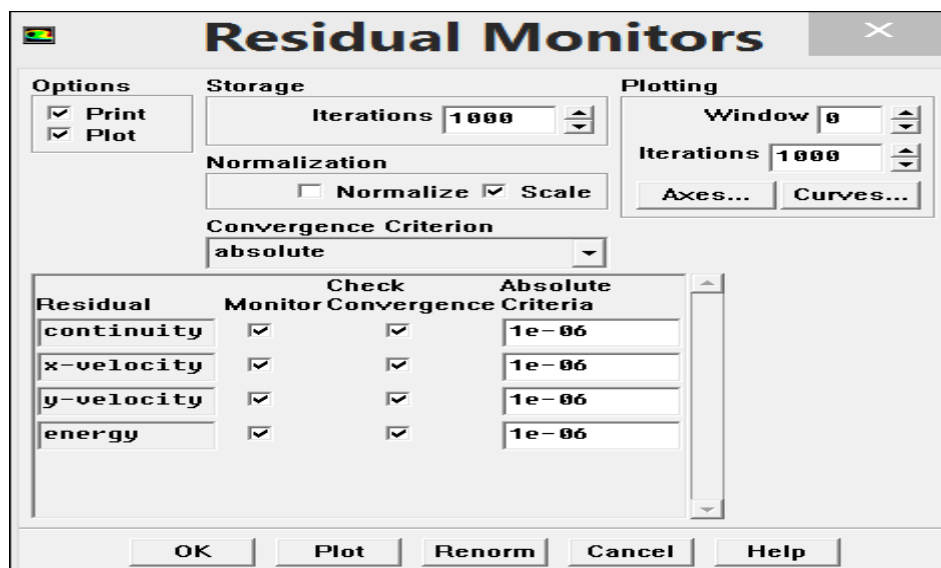


Figure 2.8: Choix et affichage pendant les calculs des critères de convergence

Remarque : Pour afficher la convergence à l'écran pendant les calculs sous forme d'un graphe, il faut activer l'option Plot. Il est possible de désactiver certains critères d'arrêt de la simulation en décochant la case de convergence.

8- Lancement du calcul : Pour commencer les calculs il faut d'abord choisir le nombre des itérations.

Solve → Iterate...

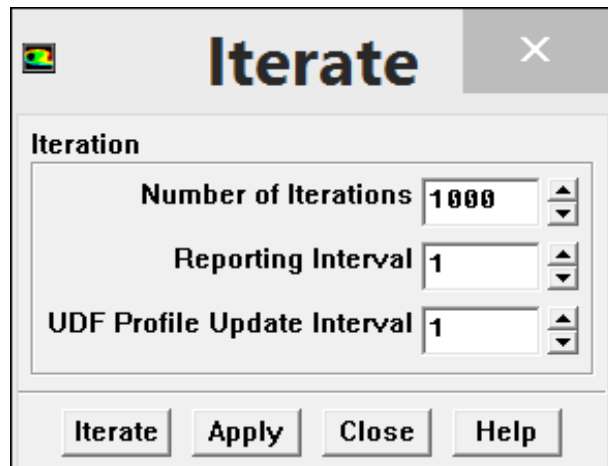


Figure 2.9 : menu de lancement des itérations

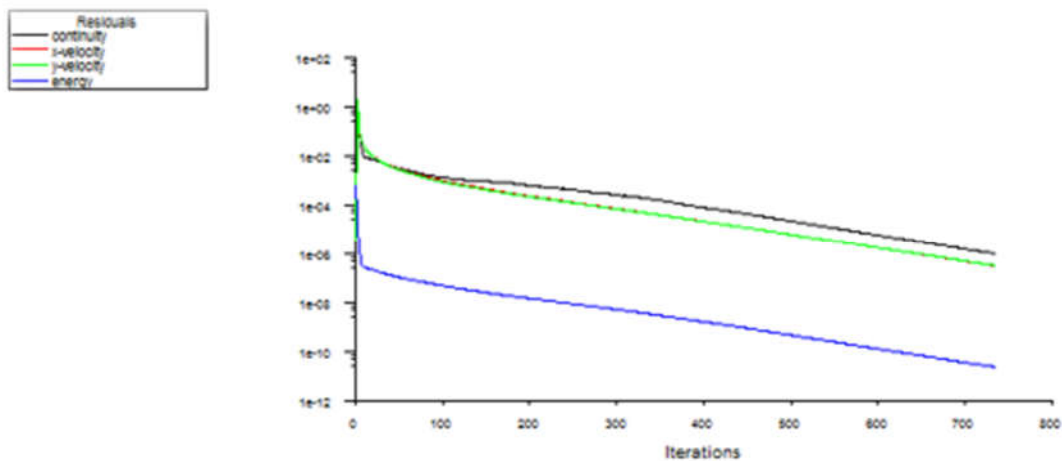


Figure 2.10 : Allures de l'évolution de la convergence du calcul de calcul

9- Traitement des résultats : Une fois que la convergence est atteinte, on peut visualiser les résultats grâce au posttraitement du logiciel Fluent. Principalement, on utilise le menu *display* et les sous-menus *Contours* pour les lignes du courant, les isothermes (...), *vector* pour les vecteurs vitesses et autres.

2-3 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté la méthode numérique de résolution notamment la méthode des volumes finis. Cette méthode est utilisée dans notre étude à l'aide du logiciel Fluent qui est dédié à résoudre les problèmes de la mécanique des fluides et du transfert de chaleur.

L'utilisation de ce logiciel est aussi présentée dans cette partie ainsi que le logiciel Gambit qui sert à constituer graphiquement le problème physique et le choix du maillage de calcul.

Dans le prochain chapitre on présente les résultats de notre étude de la convection naturelle pure et celle du couplage convection naturelle et transfert par rayonnement.

Chapitre 3 : Résultats et discussion

3-1 Introduction :

On a étudié le couplage convection naturelle et rayonnement dans une cavité carré fermé, le problème étudié est présenté schématiquement sur la figure 3.1. Les parois verticales sont supposées isothermes et différentiellement chauffées : la paroi chaude sur la gauche et la paroi froide sur la droite. Les parois horizontales sont considérées adiabatiques.

Pour la première partie de cette étude on considère que la convection naturelle avec les conditions aux limites présenté sur la figure 3.1.

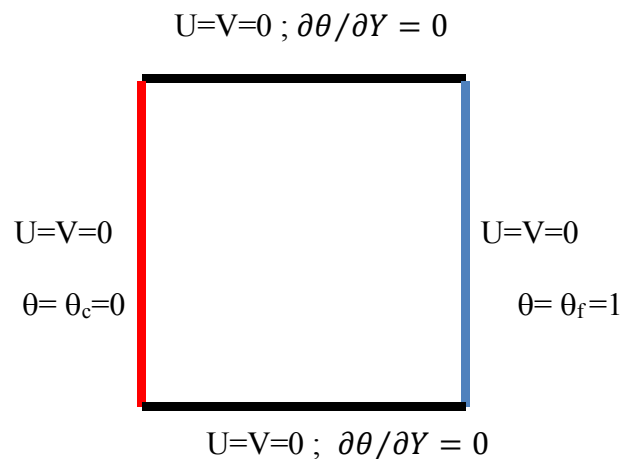


Figure 3.1 : configuration géométrique

3-2 Validation :

3-2-1 Choix de maillage :

Pour les valeurs du nombre de Rayleigh variant de 10^3 et 10^5 , Nombre de Prandtl égale à 0.71 une simulation a été effectuée en utilisant plusieurs maillages notamment (41x41, 61x61, 81x81, 110x110). Le choix de maillage doit être justifié par la convergence et la précision des valeurs du nombre de Nusselt, du temps de calcul ainsi que la comparaison des profils de vitesse au milieu de la cavité. Suite aux résultats obtenus, le maillage de (81x81) est choisi pour le reste de travail.

3-2-2 Validation physique :

Les résultats de la simulation ont été aussi validés avec ceux de la littérature notamment les travaux de Houat et al. [8] avec les deux méthodes numériques méthode de Boltzmann sur réseau (TLBM) et celle des volumes finis (MVF) ainsi que les travaux de De val Devis [9].

La comparaison des valeurs du nombre de Nusselt pour le nombre de Rayleigh égale 10^3 , 10^4 et 10^5 ont montré un très bon rapprochement entre les valeurs (voir tableau 3.1).

Tableau 3.1 : Comparaison des valeurs du nombre de Nusselt (Convection naturelle pure)

Ra	Présent Travail	Houat et Bouayed [8]		De Vahl Davis [9]
		(TLBM)	(MVF)	
10^3	1.117	1.115	1.116	1.118
10^4	2.245	2.221	2.242	2.243
10^5	4.530	4.461	4.515	4.519

3-3 Résultats de l'étude dans le cas de la convection naturelle pure:

Nous présentons les résultats détaillés de la simulation de la convection naturelle pure en fonction de la variation du nombre de Rayleigh avec les valeurs de 10^3 , 10^4 , $5 \cdot 10^4$ et 10^5 ; nombre de Prandtl $Pr=0.71$. Les résultats sont présentés sous formes des lignes de courant, des isothermes, des profils des vitesses et de température ainsi que l'évolution du nombre de Nusselt et le coefficient de convection.

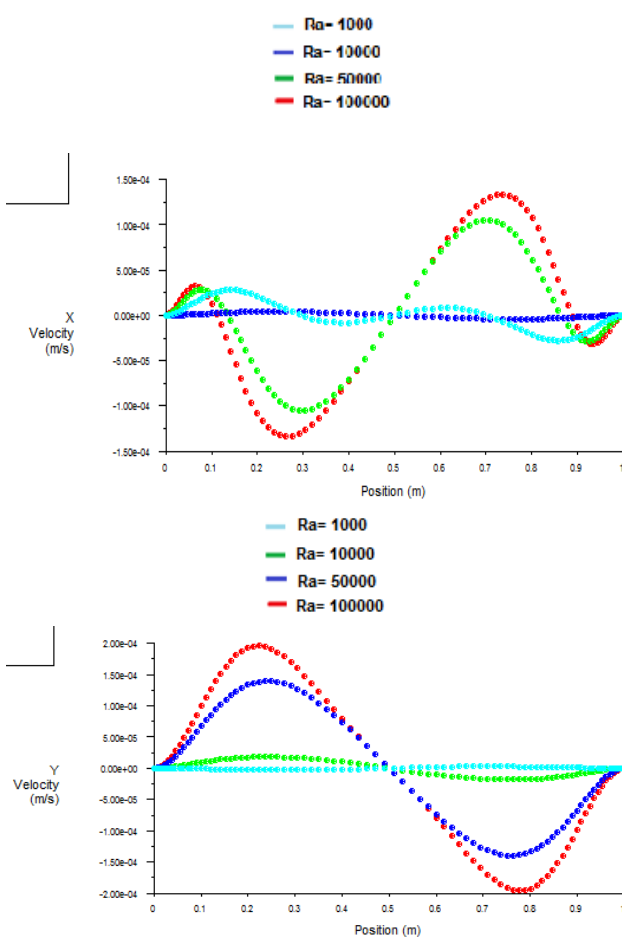


Figure 3.2 Profils de vitesse suivant X et Y

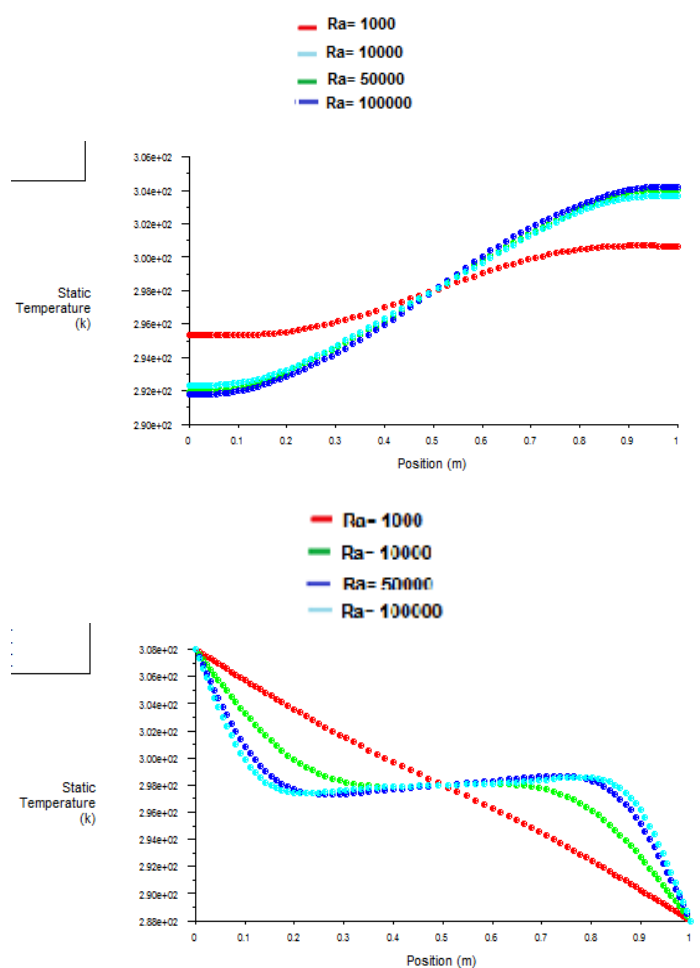


Figure 3.3 Profils de température suivant X et Y

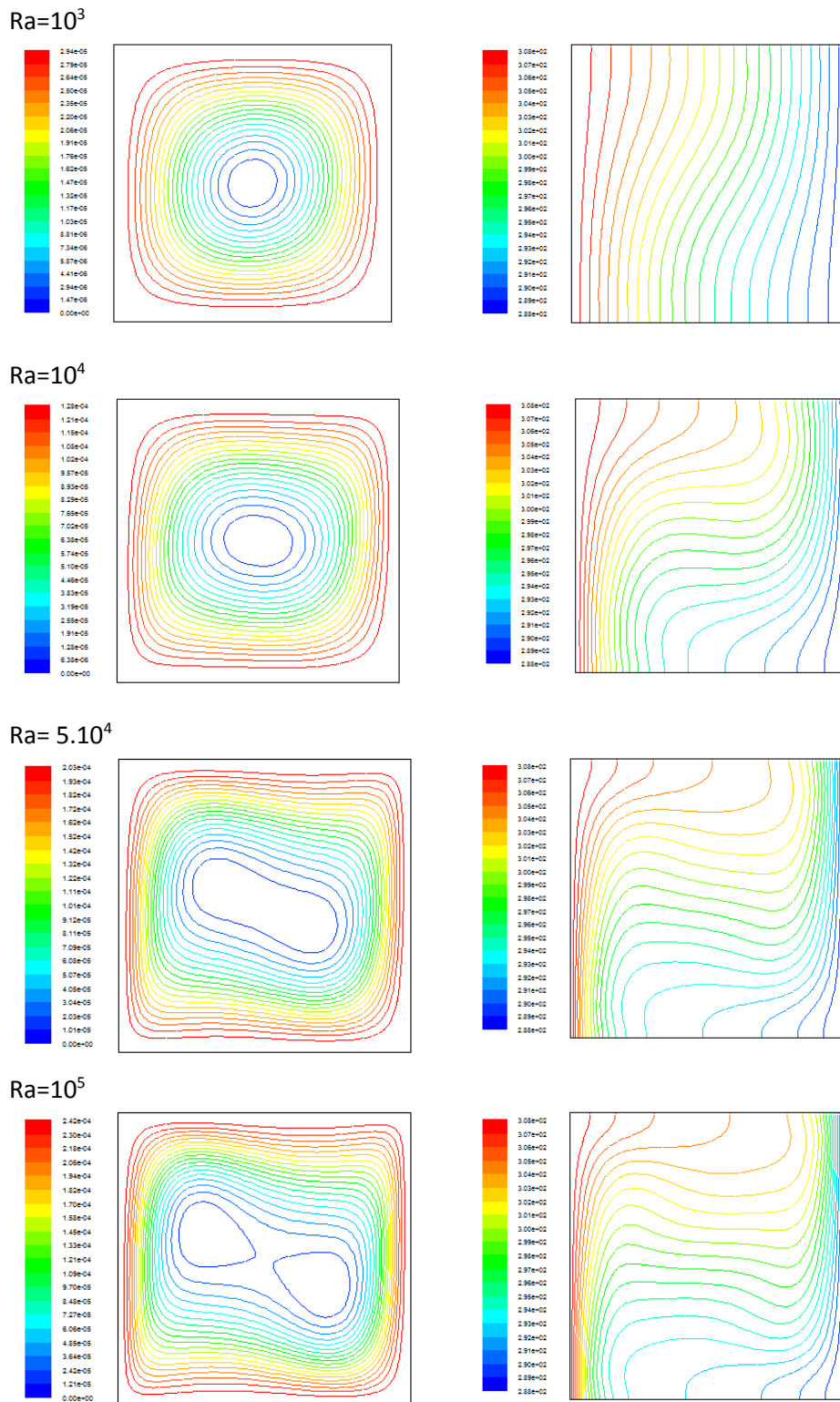


Figure 3.4 : les lignes de courants (à gauche) et les isothermes (à droite).

**Tableau 3.2 : Les résultats des valeurs indicateurs de la simulation
(Convection naturelle pure)**

	U_{\max} à $X=0.5$	V_{\max} à $Y=0.5$	U_{\min} à $X=0.5$	V_{\min} à $Y=0.5$	Nu_{moy}	$hc(w/m^2 \cdot k)$ Coef. Conve.
10^3	$8.09835 \cdot 10^{-5}$ Y=0.81349	$8.20048 \cdot 10^{-5}$ X=0.174868	$-7.47039 \cdot 10^{-6}$ Y=0.0073241	$7.92396 \cdot 10^{-6}$ X=0.992676	1.117267	0.02815514
10^4	0.000361 Y=0.825132	0.000437101 X=0.120735	$-9.70084 \cdot 10^{-5}$ Y=0.0225193	$9.45533 \cdot 10^{-5}$ 0.616845	2.245719	0.05659211
$5 \cdot 10^4$	$9.97893 \cdot 10^{-5}$ Y=0.66481	0.000139468 X=0.249174	$-1.28696 \cdot 10^{-6}$ Y=0.9926760	-8.1759310^{-7} 0.992676	3.672182	0.09253898
10^5	0.00076741 Y=0.836493	0.00152755 X=0.063914	$-9.54761 \cdot 10^{-5}$ Y=0.4347610	$-9.6019 \cdot 10^{-5}$ 0.750826	4.530255	0.14141624

Les commentaires pour la convection naturelle pure :

Sur la Figure 3.4 à gauche, on remarque l'apparition d'un écoulement monocellulaire du fluide dans le sens des aiguilles d'une montre. Cet écoulement est dû au mouvement ascendant des particules du fluide qui s'échauffe le long de la paroi chaude sous l'effet de la poussée d'Archimède et du mouvement descendant des particules du fluide qui se refroidit le long de la paroi froide sous l'effet de la pesanteur. Les valeurs de fonction de courant augmentent avec le nombre de Rayleigh tout en gardant la même forme des cercles dans la cavité. On note aussi que les valeurs dynamiques de l'écoulement notamment les piques des vitesses sur les lignes médianes horizontales et verticales de la cavité augmentent en fonction de la Rayleigh (Figure 3.2 et 3.3).

On remarque aussi pour les isothermes qu'à $Ra=1000$ les lignes sont presque parallèles aux parois verticales de la cavité et le transfert thermique s'opère essentiellement par conduction de la paroi chaude vers la paroi froide (Figure 3.4 à droite).

Pour des valeurs plus élevées du nombre de Rayleigh ($Ra \geq 10^4$) les lignes isothermes se déforment beaucoup pour devenir parallèles aux parois horizontales au milieu de la cavité ce qui explique l'apparition de la convection naturelle. Le transfert thermique par la convection s'intensifie avec l'augmentation du nombre de Rayleigh (Figure 3.4 à droite).

On note aussi l'évolution du nombre de Nusselt (Figure 3.5) et coefficient de convection (Figure 3.6) avec l'augmentation du nombre de Rayleigh.

Les valeurs indicatrices de l'écoulement étudiée sont résumées dans le tableau 3.2 ou on pourra bien voir leurs évolutions en fonction du nombre de Rayleigh.

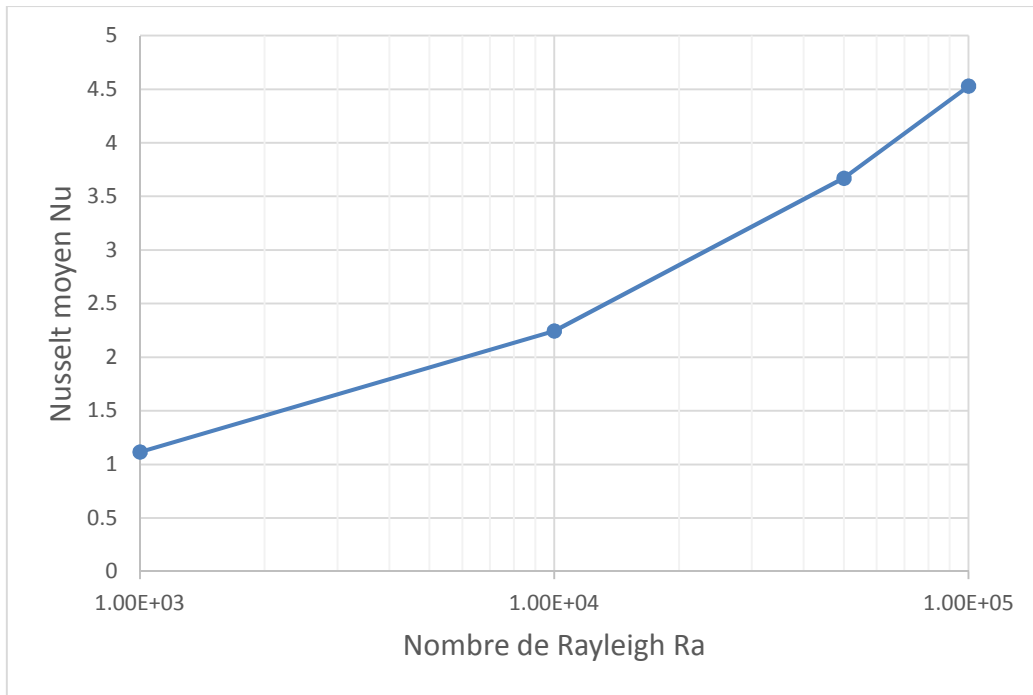


Figure 3.5 : Evolution du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Rayleigh

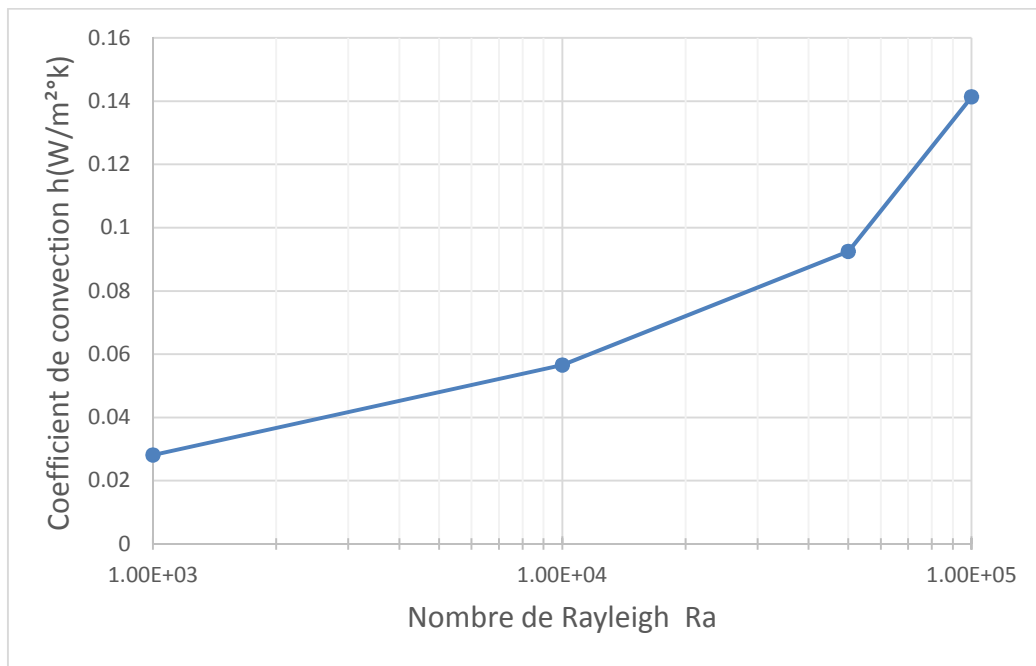


Figure 3.6 : Le coefficient de convection en fonction du nombre de Rayleigh

3-5 Résultats et discussion du couplage convection Naturelle et transfert par rayonnement

Dans cette section, on prendra en considération l'échange de chaleur par rayonnement en association avec le transfert de chaleur par convection. Les hypothèses prises pour cette partie sont illustrées dans le chapitre 1(section 1-3-2).

Deux modèles de calcul sont choisis pour traiter le transfert par rayonnement dans cette simulation : DO « *Discrete Ordinates Model* » et DTRM « *Discrete Transfer Radiation Model* ».

Les paramètres utilisés dans cette simulation sont le nombre de Rayleigh Fixe $Ra=10^4$, Nombre de Prandtl $Pr=0.71$, l'épaisseur optique considéré nul et l'émissivité des parois varie entre 0.1 et 0.5.

3-5-1 Résultats du cas couplage convection-rayonnement avec le modèle DO

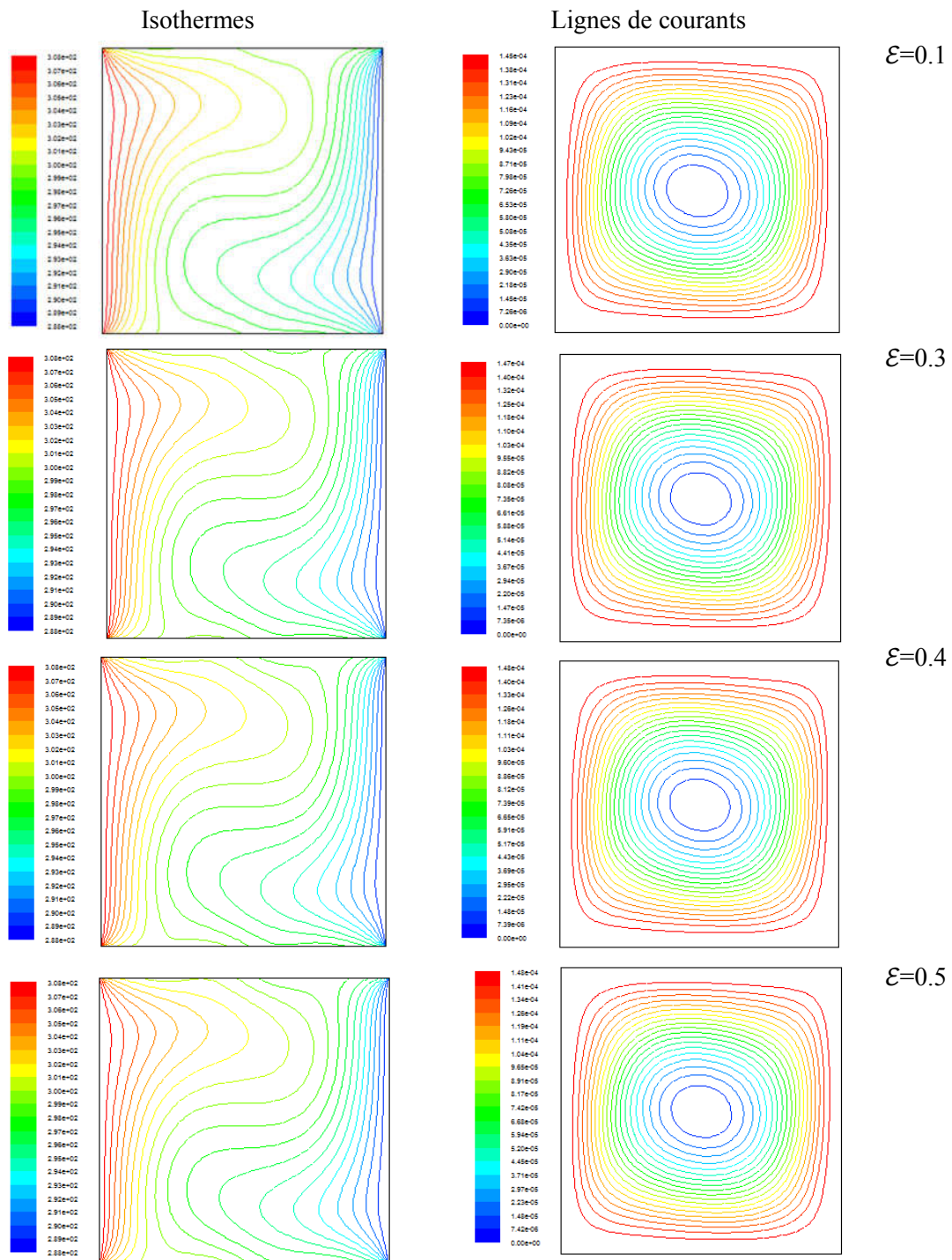


Figure 3.7 : Etude du cas couplage convection-rayonnement DO, pour $\epsilon=0.1$ à 0.5

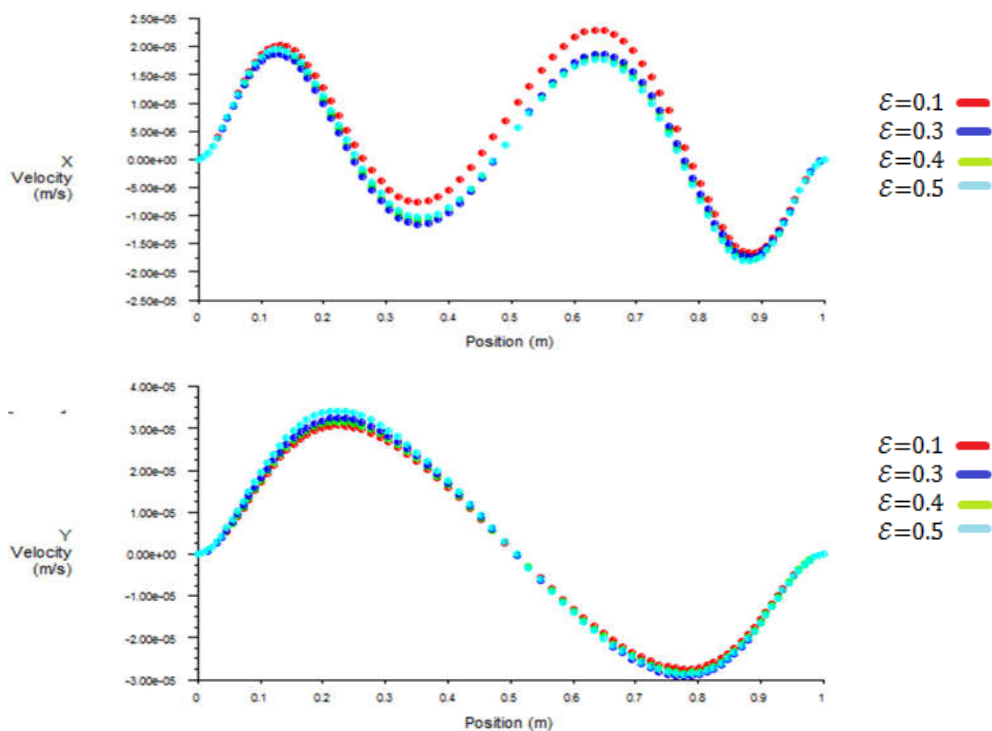


Figure 3.8: les profils de vitesse à X=.05 (haut) et Y=0.5 (bas) (DO)

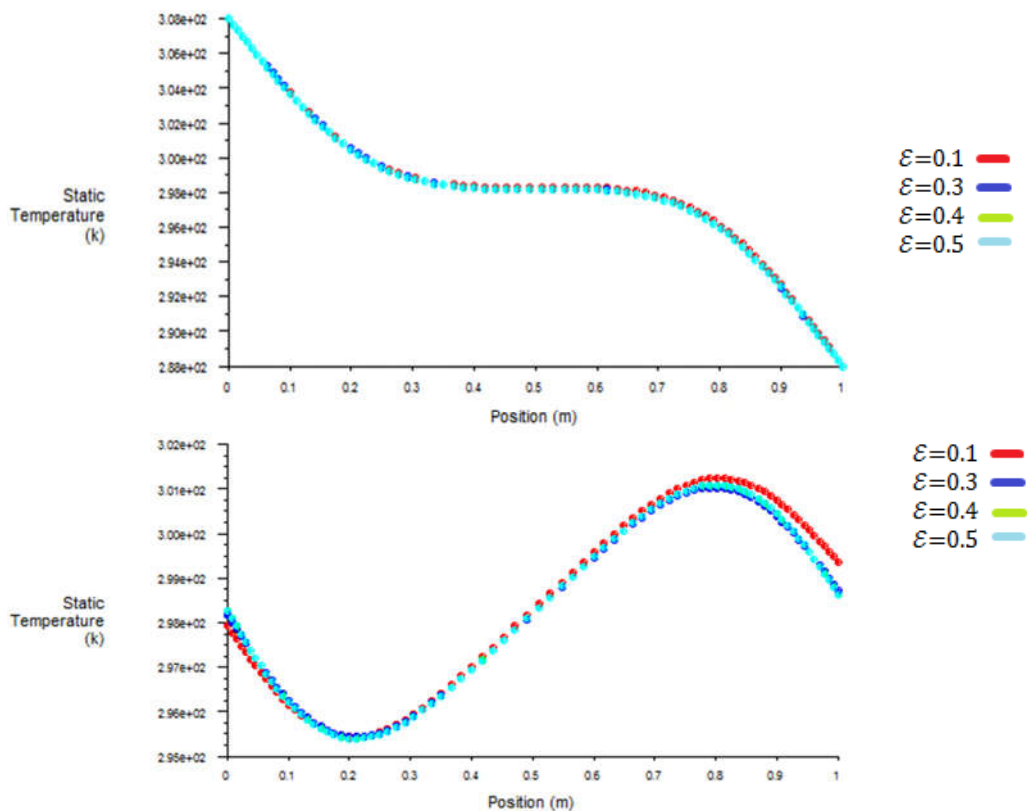


Figure 3.9: les profils de température à X=.05 (haut) et Y=0.5 (bas) (DO)

3-5-2 Résultats du cas couplage convection-rayonnement avec le modèle DTRM

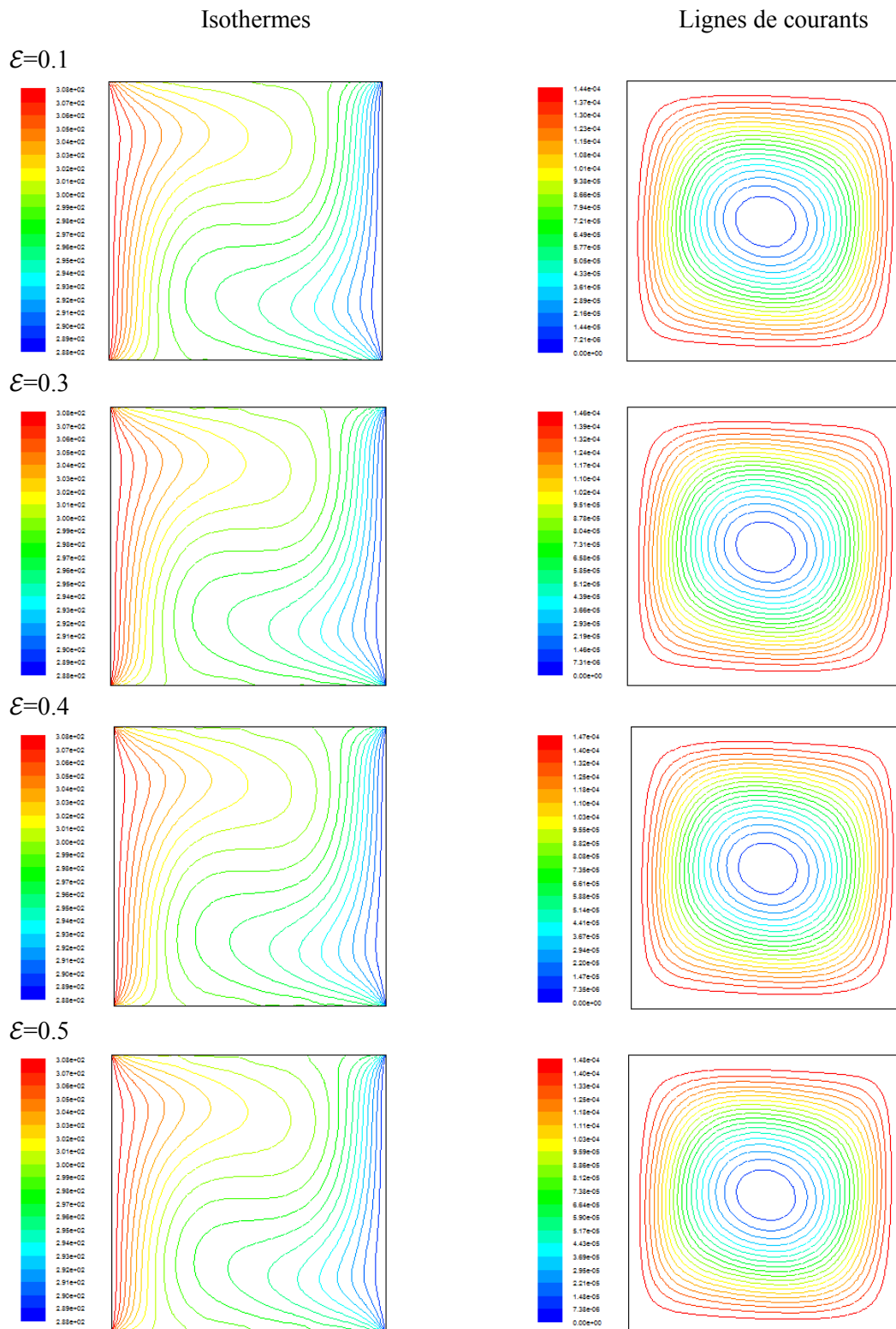


Figure 3.10 : les lignes de courants et les isothermes en fonction de l'émissivité. (DTRM)

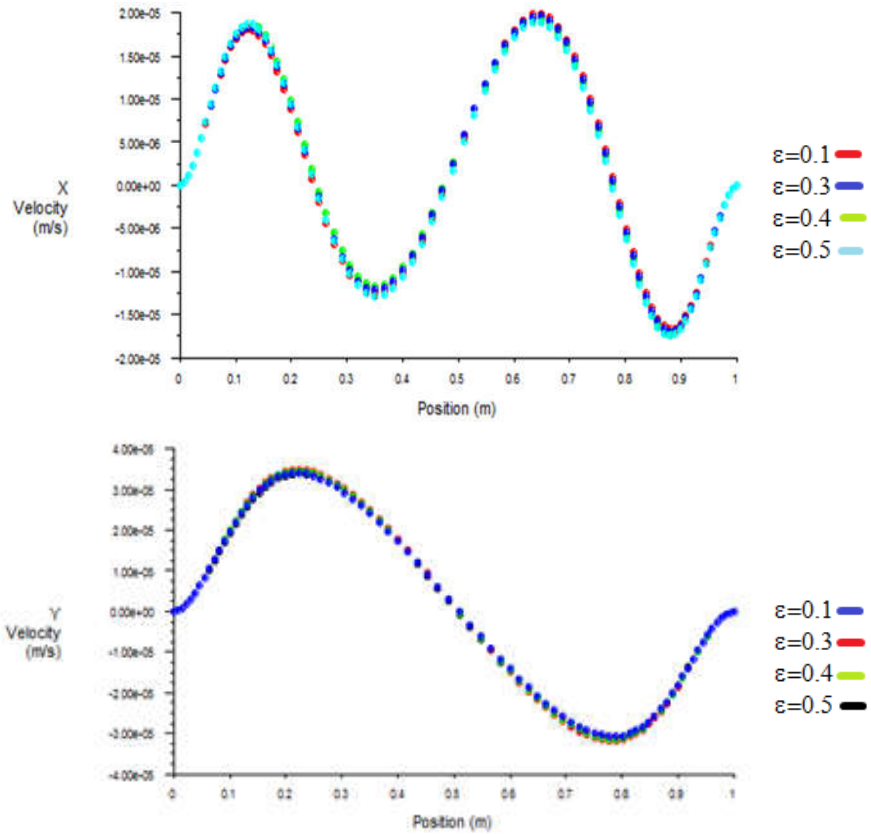


Figure 3.11: les profils de vitesse à $X=0.05$ (haut) et $Y=0.5$ (bas) (DTRM)

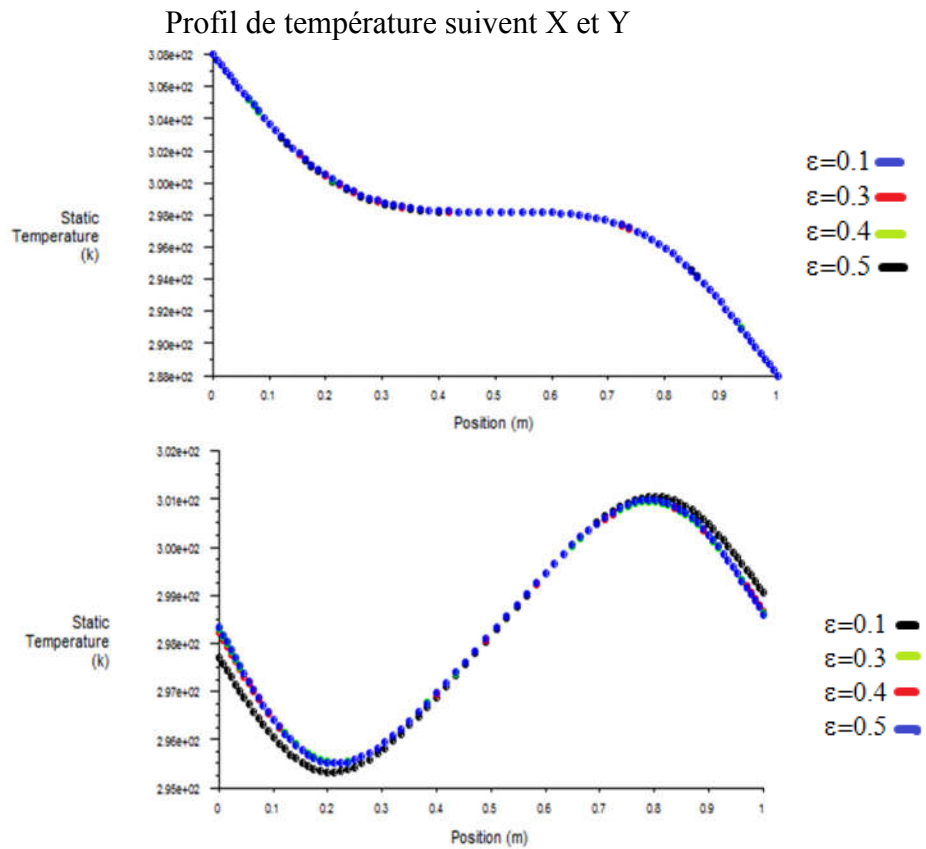


Figure 3.12: les profils de température à $X=0.05$ (haut) et $Y=0.5$ (bas) (DTRM)

-Les commentaires pour le couplage de convection naturelle- rayonnement :

Les lignes de courant et les isothermes pour les deux modèles de calcul du Rayonnement : Do et RDTM sont présentés sur les figures 3.7 et 3.10, et ce pour $Ra = 10^4$, épaisseur optique nul et l'émissivité des parois varie de $\varepsilon=0.1$ à 0.5. On remarque dans toutes les figures l'apparition d'un écoulement monocellulaire du fluide dans le sens des aiguilles d'une montre, qui est dû au mouvement ascendant des particules du fluide sous l'effet de la poussée d'Archimède.

Par contre on voit une augmentation de la stratification des isothermes à l'intérieure de la cavité dans le couplage Convection Rayonnement par rapport à la convection naturelle pure. On remarque aussi que les isothermes s'inclinent dans les régions près des parois adiabatiques horizontales, cela est due à l'importance des flux radiatifs.

Les profils des vitesses figures 3.8 et 3.11 et de températures figures 3.9 et 3.12 au milieu de la cavité respectivement horizontal et vertical, montrent que le rayonnement thermique associé à la convection naturelle réduit considérablement l'écoulement dans la cavité.

L'analyse des résultats obtenus pour le cas étudié avec les deux méthodes de calcul : DO et DTRM et présentés par les figures des profils des vitesses et de température précédentes révèlent un grand rapprochement entre les valeurs.

En conclusion, on peut dire que l'impact du couplage de convection et rayonnement dans la cavité étudiée est très important en comparaison avec la convection naturelle pure.

Conclusion générale

Conclusion

Le travail effectué dans le cadre de ce mémoire a pour but de mieux comprendre les processus de la convection naturelle pure, du rayonnement thermique, et de leur couplage dans une cavité carrée fermée. Les parois verticales sont différentiellement chauffée : (Paroi gauche chaude et paroi droite froide) et les deux parois horizontales sont considérées adiabatique.

Pour le rayonnement, l'émissivité des parois est prise en considération et varie de $\epsilon=0.1$ à 0.5 avec un épaisseur optique nul.

La résolution du problème était réalisée avec la méthode numérique, basée sur la méthode des volumes finies en utilisant un logiciel commercial « Fluent ». Et le e logiciel de maillage « Gambit ».

La gamme de variation du nombre de Rayleigh pour laquelle nous avons simulé l'écoulement du fluide est de 10^3 à 10^5 ou nous avons examiné l'influence de la variation de nombre de Rayleigh sur les structure dynamique et thermique de la convection naturelle pure, ainsi que l'échange thermique.

Dans le cas de rayonnement, le nombre de Rayleigh était fixé à $Ra= 10^4$ pour étudier l'influence de l'émissivité des parois ($\epsilon=0.1$ à 0.5) sur la structure dynamique et thermique. Vu la spécificité du cas étudie notamment l'épaisseur optique nul, deux modèles de calcul de rayonnement ont été choisi et comparait : DO et DTRM.

Les résultats de l'étude ont montré que :

- Dans le cas de la convection naturelle pure, l'augmentation du nombre de Rayleigh augmente l'effet de la convection, notamment augmentation des échanges de chaleur et une accélération de fluide à l'intérieur de la cavité.
- Dans le cas du couplage convection naturelle et rayonnement thermique, une tendance d'homogénéisation de la température à l'intérieur de la cavité est observée avec en réduction de l'écart de température entre les parois adiabatiques. Ce qui diminue la vitesse du fluide au voisinage de ces parois. La comparaison des deux méthodes de calcul DO et DTM ont montré un grand rapprochement des résultats si on tient compte que Le DTRM néglige certaines pertes par rayonnement.

Ce travail pourra être poursuivi par la prise en considération de la participation du fluide dans le rayonnement notamment un épaisseur optique supérieur ou égale à 1. L'utilisation des autres méthodes de calcul de rayonnement et faire une comparaison entre eux pour les différentes hypothèses. L'évaluation d'une manière détaillée les échanges thermiques et les comparer à la convection naturelle pure.

Références

Références

- [1] Moussaoui M.A, Mezrhab A. et Lemonnier D., Modélisation du couplage convection naturelle rayonnement dans une cavité contenant un cylindre. 13èmes Journées Internationales de Thermique. Albi, France du 28 au 30 Août 2007
- [2] Wang W., Xin S., Le Quéré P., Etude numérique du couplage de la convection naturelle avec le rayonnement de surfaces en cavité carrée remplie d'air, C. R. Mécanique, 334 (2006) 48– 57.
- [3] Tan Z., Howell J. R. Combined radiation and natural convection in a two-dimensional participating square medium, International Journal of Heat and Mass Transfer, 34,3 (1991) 785-793.
- [4] Nishimura T., Mitsuhiro S., Nagasawa F., Kawamura Y., Natural convection heat transfer in enclosures with multiple vertical partitions, International Journal of Heat and Mass Transfer, 31, 8 (1988) 1679-1686.
- [5] Abidi A., Kolsi L., Borjini M. N., Ben Aissia H., Etude numérique de la convection naturelle Doublement diffusive dans une cavité cubique : Effets des conditions sur les parois horizontales, 13èmes Journées Internationales de Thermique, Albi, France, 2007.
- [6] Gambit 2.2 Tutorial Guide, site : <https://wp.kntu.ac.ir/mojra/CFD-gambit22tutorial.pdf>.
- [7] ANSYS FLUENT Tutorial Guide, site : www.ansys.com
- [8] Houat S., Bouayed Z.E. The lattice Boltzmann method for Mixed Convection in a Cavity, Energy Procedia 139 (2017) 186–191
- [9] DE Vahl Davis G, Natural convection of air in a square cavity: a benchmark numerical solution, Int. J. Numer. Meth. Fluids, 3,249 (1983).