



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
La République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de L'Enseignement Supérieur & la Recherche Scientifique
جامعة عبد الحميد بن باديس - مستغانم
Université Abdel Hamid Ben Badis – Mostaganem
كلية العلوم والتكنولوجيا
Faculté des Sciences et de la Technologie
قسم الهندسة الميكانيكية
Département Génie Mécanique



N° d'ordre : M...../GM/2019

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES MASTER ACADEMIQUE

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Thème

**SIMULATION NUMERIQUE DU TRANSFER DE CHALEUR
DANS UN FOUR RECTANGULAIRE**

Présenté par :

- ❖ MEDJAHED BELKACEM
- ❖ BENAMOR AZZEDDINE

Soutenu le 06/07/2019 devant le jury composé de :

Président	Prof. N.RETIEL	Université de Mostaganem UMAB
Encadreur	Prof. S.HOUAT	Université de Mostaganem UMAB
Examineur	Dr. B.MEDJAHED	Université de Mostaganem UMAB

Année Universitaire : 2018 / 2019

Remerciements

D'abord, louanges Tout à Dieu pour nous avoir permis d'avoir les capacités physiques et mentales, nous permettant de réaliser ce modeste mémoire, et nous l'implorons afin que notre travail soit couronné de succès.

Nous adressons nos vifs remerciements au professeur Samir HOUAT pour nous avoir encadré et de nous avoir apporté ses connaissances et son aide tout au long de la période de ce mémoire. Nous le remercions aussi pour avoir été présent chaque fois que nous avons besoin de lui. Qu'il reçoit nos sincères gratitudee.

Merci Monsieur MEDJAHED pour vos conseils et votre gentillesse permanente.

Nous remercions également l'honorable Prof : N.RETIEL pour avoir accepté de présider mon jury de thèse.

Nous remercions toute personne nous ayant aidé de près ou de loin pour l'achèvement de ce travail.

Nos remerciements à tous nos collègues de la promotion d'étude des énergéticiens

Enfin, un très grand merci à toute nos familles et amis pour leur soutien moral !

Merci à tous !

Dédicaces

Je dédie ce travail

A ma très chère mère qui m'a soutenu durant toute ma vie.

A mon père qui m'a bien construit.

A mes frères et ma sœur.

A toute ma famille.

A tous mes amis sans exception.

MEDJAHED BELKACEM

Résumé

Ce travail porte sur la modélisation et simulation numérique du transfert de chaleur par le couplage entre la convection naturelle et le rayonnement thermique, dans une cavité rectangulaire remplie d'un fluide incompressible, de hauteur h , avec des parois horizontales adiabatiques et partiellement chauffés et des parois verticales soumises à des températures constantes.

Une modélisation en 2D a été menée en utilisant le code Fluent. Notre objectif est de mettre en évidence l'impact du rayonnement sur l'écoulement de convection naturelle ; de ce fait, notre étude est présentée sous trois étapes.

La première est d'étudier l'influence du nombre de Rayleigh sur l'écoulement de la convection naturelle pure.

L'introduction du transfert de chaleur avec le rayonnement est présentée dans la deuxième étape de ce travail avec la variation du nombre d'émissivité.

Dans la dernière partie, l'influence de l'absorptivité du fluide est analysée dans le couplage convection rayonnement en fixant le nombre de Rayleigh.

Dans cette étude, la modélisation du rayonnement est effectuée avec le modèle DO de rayonnement « *Discrete Ordinates Model* ».

Nomenclature

A_p	Coefficient d'absorption	
C_p	Capacité calorifique	[J/Kg.°K]
g	Accélération de la pesanteur	[m. s ⁻²]
H	Hauteur de la cavité	[m]
Q_r	Flux de chaleur radiatif adimensionnelle	
T	Température	[K]
X, Y	Coordonnées cartésiennes adimensionnelle	
x, y	Coordonnées cartésiennes	[m]
X	Composante adimensionnelle de la vitesse suivant x	
Y	Composante adimensionnelle de la vitesse suivant y	
u	Composante de la vitesse suivant la direction x	[m. s ⁻¹]
v	Composante de la vitesse suivant la direction y	[m. s ⁻¹]

Symboles

α	Diffusivité thermique du fluide	[m ² . s ⁻¹]
ρ	Masse volumique du fluide	[Kg. m ⁻³]
P	Température adimensionnelle	
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	[W. m ⁻² . K ⁻⁴]
ε	Valeur d'émissivité	
λ	Conductivité thermique	[W. m ⁻¹ . K ⁻¹]
β	Coefficient de dilatation thermique	
μ	Viscosité dynamique	[N. s. m ⁻²]
ν	Viscosité cinématique	[m ² . s ⁻¹]

Nombres adimensionnels

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

Indices et exposants

c	Chaude
f	Froide

Table des matières

Introduction	1
Chapitre 1 : Etat de l'art et formulation du problème	
1-1 Bibliographie	3
1-2 Formulation du problème	3
1-2-1 Equation generals	3
1-2-2 Hypothèse	4
1-3 Formulation du problème étudié	5
1-3-1 Formulation du problème avec convection pure	5
1-3-2 Formulation du problème avec rayonnement	7
1-3-3 Les conditions aux limites	8
1-4 Conclusion	8
Chapitre 2 : Méthode de résolution	
2-1 La méthode des volumes finis	9
2-2 Logiciels Fluent et Gambit	9
2-3 Les procédures de CFD (Computational Fluid dynamic)	10
Chapitre 3 : Résultats numériques et discussions	
3-1 Validation	14
3-2 Etude du cas de convection pure naturelle	15
3-3 Etude du cas de couplage convection et rayonnement	19
3-3-1 Etude de l'effet de l'émissivité	19
3-3-2 Etude de l'effet de l'absorption du fluide	23
CONCLUSION	26

Introduction

Le transfert de chaleur par convection est l'un des modes de transfert de chaleur que l'on rencontre fréquemment dans de plusieurs applications pratiques telles que dans l'habitat, le refroidissement des composantes électroniques, les capteurs solaires, les échangeurs de chaleur, le refroidissement des réacteurs nucléaire, les foursetc.

Le mécanisme de l'écoulement sur une surface chauffée est divisé en trois groupes distincts: convection naturelle, convection forcée et convection mixte. La convection naturelle désigne le processus de transfert thermique résultant du mouvement des particules élémentaires d'un fluide entre des zones ayant des températures différentes. Ce mouvement entraîne un mélange des particules fluides, qui échangent de l'énergie et de la quantité de mouvement entre elles. Contrairement à la convection forcée, dont le mouvement du fluide est dû à un apport externe d'énergie, la convection naturelle a pour origine les variations de la masse volumique au sein même du fluide, liées aux variations de sa température.

Les phénomènes de convection naturelle ont fait et continuent de faire l'objet de nombreuses activités de recherche avec des géométries différentes notamment les cavités fermées soit carrées, rectangulaires ou autres.

Une des applications industrielles est les fours industrielles ou domestiques qui ont la forme des cavités fermées avec des parois chauffées.

Le four est un outil utilisé pour élever la température d'un produit.il peut être soit un équipement destiné uniquement au chauffage (exemple : réchauffage de l'acier avant déformation plastique, réchauffage de pétrole brut avant distillation) ou un véritable réacteur dans lequel on élabore les produit (exemple : four de fusion de verre, four de vapocraquage de la pétrochimie). On distingue aussi que dans ces équipements tous les modes de transfert de chaleur sont inclus : convection, rayonnement et conduction. Il s'intègre généralement dans une ligne de production complexe dont il est un des éléments.

On trouve des fours dans un très grand nombre d'activités industrielles ce qui rend une approche globale assez délicate.

- Les fours de l'industrie sidérurgique
- Les fours de traitement thermique des métaux
- Les fours de raffinage et de l'industrie chimique
- Les fours de cimenterie
- Les fours de l'industrie verrière
- Les fours des industries céramiques et des produits réfractaires

Dans notre travail on prend notre cavité d'un four de traitement thermique des métaux utilisé pour le réchauffage "*The walking beam furnace*"

The walking beam furnace équipement utilisé pour chauffer un semi produit pour changer sa forme dans le *process* de laminage qui suit. Idéalement le four doit chauffer autant de matière demandée par le laminoir avec une température uniforme avec le moins possible de carburant et de travail.

Il se compose de :

- Chambre réfractaire de matériaux isolants pour retenir la chaleur à haut niveau de température.
- Sole ou longerons mobile pour supporter et déplacer l'acier.
- Bruleurs utilisant gaz ou fuel pour atteindre et maintenir la température dans le four.
- Cheminée avec récupérateur évacuer les gaz brûlés du four.
- Portes de chargement et de déchargement.
- Table à rouleaux, convoyeurs, équipements de chargement et de déchargement.

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 rectangulaire remplie de fluide incompressible, de hauteur h , avec des parois horizontales partiellement chauffées et adiabatiques et des parois verticales soumises à des températures constantes respectivement (T_c et T_f). Une modélisation en 2D est menée en utilisant le code Fluent. 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 effectuée pour le modèle de rayonnement DO « *Discrete Ordinates model* » et pour un « seul nombre de Rayleigh égal à 10^4 .

Chapitre 1 : Etat de l'art et formulation du problème

1-1 Etude Bibliographique

Dans cette partie, on présente quelques travaux de la littérature ou on a essayé de résoudre le problème d'écoulement avec transfert de chaleur par convection thermique dans les cavités fermées d'une part et le couplage convection--rayonnement thermique d'autre part.

Rayen et al [1] ont adopté la convection naturelle qui s'effectue dans une enceinte rectangulaire, les équations sont discrétisées avec la méthode des volumes finis.

Hua et Lauriat [2] ont considéré l'analogie transfert de chaleur et de matière pour la convection naturelle d'un mélange binaire non-dilué de gaz parfait ; les équations de conservation qui représentent le modèle sont discrétisées à l'aide d'une méthode de volumes finis du second ordre.

Mobdi et al [3] ont réalisé une étude de convection naturelle dans une cavité carrée, les équations de l'énergie et de la vorticité sont r  solv  es par la méthode ADI (Alternating Direction Implicite méthode) et l'équation de fonction de courant est r  solv  e par la méthode des différences finies.

1-2 Formulation du problème

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 rectangulaire remplie de fluide incompressible, de hauteur h , avec des parois horizontales partiellement chauffées et adiabatiques et des parois verticales soumises à des températures constantes respectivement (T_c et T_f). Une modélisation en 2D est menée en utilisant le code Fluent. 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.

1-2-1 Equations générales

Equation de continuité

Pour un écoulement incompressible et stationnaire le principe de conservation de la masse mène à l'équation de continuité qui se réduit à :

$$\text{div } \mathbf{V} = 0$$

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 sous forme tensorielle s'écrit alors comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + u_j \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i) = F_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right]$$

j=1-2 indice libre

Ou : $\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i)$: représente le taux de variation de la quantité de mouvement pendant l'unité de temps.

$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j)$: représente le taux net de transport de quantité de mouvement suivant la direction i, par le mouvement du fluide.

F_i : représente les forces du volume suivant la direction i.

$\frac{\partial p}{\partial x_i}$: représente les forces de pression.

$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right]$: représente les forces de viscosité.

Equation de l'énergie

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

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\lambda}{\rho C_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right)$$

Où : u, v Représentent respectivement les composantes de la vitesse horizontale et verticale selon les directions (x, y).

1-2-2 Les Hypothèse

1. Un certain nombre d'hypothèse seront utile dans la modélisation numérique de notre problème
2. Le fluide est permanant et incompressible.
3. Les sources de chaleur interne chaude et froide (Tc et Tf).
4. L'écoulement de l'air au sein de la cavité est laminaire, stationnaire, et bidimensionnel.
5. 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 Bousinesq donnée par expression suivant :

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

Hypothèses concernant le cas du couplage convection-rayonnement

1. Le transfert de chaleur par rayonnement n'est pas négligeable.
2. Le milieu fluide est absorbant.
3. Toutes les parois de la cavité carrée sont grises et diffuses.

Approximation de Bousinesq

Nommée en honneur de Joseph BOUSINESQ professeur de mécanique à l'Université de Lille et à l'Institut industriel du Nord, est une approximation pour des écoulements incompressibles à surface libre dans lesquels existe un gradient de masse volumique vertical entraînant l'absence d'équilibre hydrostatique.

Les flux obéissant à l'approximation de Bousinesq sont fréquents dans la nature : zones frontales entre les masses d'air, zones de discontinuité océanique, vents catabatique, dispersion des gaz polluants denses et ventilation climatisation etc. ce qui rend les calculs physiques plus simple par contre les ondes sonores n'obéissent pas à cette approximation puisqu'elles sont issues de la compression du milieu, donc de variation de masse volumique :

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

1-3 Formulation du problème étudié

1-3-1 Formulation avec la Convection Naturelle pure :

Est un phénomène de la mécanique des fluides, les mouvements du fluide sont provoqués par des gradients de densité dus à la non-uniformité de la température. Les couches chaudes, donc de poids spécifique plus faible, sont soumises à des forces dirigées suivant un mécanisme analogue à celui de la poussée d'Archimède.

A dimensionnalité des équations

L'emploi de la variable adimensionnelle permet d'exprimer la réalité des phénomènes physiques indépendamment des systèmes de mesure pour permettre d'avoir des informations généralisées à une variété de problèmes ayant les mêmes grandeurs de similitudes d'un côté et d'un autre, réduire le nombre de paramètre du problème. En effet, pour faire apparaître les paramètres de contrôle du problème étudié, il est nécessaire d'introduire les grandeurs de référence.

Variables adimensionnelles

$$X = \frac{x}{L} \quad Y = \frac{y}{L} \quad Q_r = q_r / \sigma T_f^4$$

$$U = \frac{u}{\left(\frac{\alpha}{L}\right)} \quad V = \frac{v}{\left(\frac{\alpha}{L}\right)} \quad \theta = \frac{T - T_c}{T_f - T_c} \quad p = \frac{p}{\rho_0 \left(\frac{\alpha}{L}\right)^2}$$

Les équations adimensionnelles deviennent alors :

Equation de continuité :

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0$$

Equation de quantité de mouvement suivant la direction X :

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + Pr \left\{ \frac{\partial}{\partial X} \left(\frac{\partial U}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\frac{\partial U}{\partial Y} \right) \right\}$$

Equation de quantité de mouvement suivant la direction Y :

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + Pr \left\{ \frac{\partial}{\partial X} \left(\frac{\partial V}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\frac{\partial V}{\partial Y} \right) \right\} + Ra \cdot Pr \cdot \theta$$

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

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

$A=L/H$: rapport d'aspect de la cavité.

Nombre de Prandtl : Est un nombre sans dimension, ainsi nommé en hommage au physicien allemand Ludwig Prandtl. C'est le rapport entre la diffusivité de la quantité de mouvement (viscosité cinématique) et celle de la chaleur (diffusivité thermique) :

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda} = \frac{\mu}{\frac{\lambda}{C_p}} = \frac{\frac{\mu}{\rho}}{\frac{\lambda}{\rho C_p}} = \frac{\nu}{\alpha}$$

Nombre de Rayleigh : Ce nombre permet d'avoir une connaissance quantitative du régime de convection qui a lieu dans la cavité 2D. En effet, il met en comparaison deux effets antagonistes : D'une part, le fluide chaud - situé en bas de la cavité - a une certaine propension à s'élever en raison de sa faible densité. D'autre part, il subit un phénomène de friction fluide et thermique (parler de "friction thermique" est malvenu, il s'agit en fait d'un effet visqueux) qui tend à empêcher son ascension.

$$Ra = \frac{\text{poussée d'archimede}}{\text{dissipation}} \qquad Ra = \frac{g\beta}{\nu\alpha} (T - T_0)L_c^3 \quad \text{ou}$$

$$Ra = \frac{g\beta\Delta TL_c^3}{\nu\alpha}$$

1-3-2 Formulation du problème avec rayonnement

Tous les corps matériels (solides, liquides ou gaz), à une température supérieure à 0°K, peuvent émettre par radiation de l'énergie thermique d'en échanger entre eux. Cette transmission se réalise par des ondes électromagnétiques et ne nécessite pas de support matériel (milieu de transport) pour être réalisée. Dans le domaine des basses températures, la convection et la conduction jouent un rôle important. Le flux transmis par rayonnement devient prépondérant aux températures élevées.

L'étude de la convection naturelle en milieux confinés fait, de nos jours encore, l'objet de nombreuses recherches, tant sur le plan fondamental que sur le plan industriel. Dans ce type de problème, les différents modes de transfert thermique (convection, conduction, rayonnement) peuvent intervenir de façon couplée. Toutefois, quand le transfert radiatif est considéré, un problème particulier se pose lorsque le fluide lui-même se comporte comme un milieu semi-transparent, c'est-à-dire qu'il absorbe et émet le rayonnement infrarouge. Il faut alors tenir compte d'une source de chaleur interne au milieu, résultant de la différence entre l'énergie radiative absorbée et celle qui a été émise par chaque élément de volume. Dans cette étude le modèle de rayonnement DO a été utilisé.

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

$$\rho_0 C_p \left[\frac{\partial}{\partial x} (uT) + \frac{\partial}{\partial y} (vT) \right] = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) - \frac{1}{\rho C_p} \nabla q_r$$

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

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{\partial}{\partial X} \left(\frac{\partial \theta}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(\frac{\partial \theta}{\partial Y} \right) - \frac{1}{Pl\phi} \nabla^* Q_r$$

$$Pl = \left[\lambda / 4L\sigma T_f^3 \right] \quad : \text{Nombre de Planck.}$$

1-3-3 Les conditions aux limites

Pour compléter la modélisation de la convection naturelle, le système président nécessite l'imposition de condition aux limites de domaine de résolution.

Condition dynamique : la condition de non glissement est imposée sur toutes les parois de la cavité rectangulaire fermée $U=V=0$.

Condition thermique

- Les parois verticales sont isothermes et différentiellement chauffées. La paroi de gauche est froide et celle de droite est chaude.
- Les parois horizontales sont partiellement chauffées (isothermes) au milieu et adiabatiques dans les deux extrémités. La portion du chauffage est de $1/3L$ = Hauteur de la cavité.

1-4 Conclusion

L'étude bibliographique que nous avons présentée montre que la convection naturelle est fortement contrôlée par paramètres dimensionnels tels que les nombres de Rayleigh et de Prandtl.

Nous avons présenté aussi les équations de la convection naturelle avec l'approximation de Boussinesq et les conditions aux limites thermiques et dynamiques adaptées à notre problème.

Pour cela nous proposons dans ce travail une étude numérique bidimensionnelle de la convection naturelle dans une cavité rectangulaire fermée, associée et non associée au transfert de chaleur par rayonnement.

Chapitre 2 : Méthode de résolution

2-1 La méthode des volumes finis :

Parmi les méthodes numériques utilisées, on cite et la méthode des volumes finis reste la plus utilisée dans la plupart des codes de calcul CFD (Computational Fluid dynamic) par rapport à la méthode des différences finis ou celle des éléments finis.

La méthode des volumes finis est une méthode de discrétisation qui est bien adaptée pour la simulation numérique de divers types de lois de conservation (elliptique, parabolique ou hyperbolique). Elle a été intensivement employée dans plusieurs domaines de technologie, tels que la mécanique des fluides, le transfert de la chaleur et de la masse, la technologie de pétrole ou la rhéologie.

2-2 FLUENT ET GAMBIT

2-2-1 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. 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. Sous Gambit, on peut utiliser plusieurs types de maillages

- Maillage structuré.
- Maillage non structuré.
- Maillage hybride.

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. Près de la paroi, il est nécessaire d'avoir des mailles de très petites tailles pour bien modéliser les écoulements à cet endroit, cette particularité est d'autant plus importante en régime turbulent, on l'appelle "l'inflation".

2-2-2 FLUENT :

Le solveur FLUENT accumule une base de données pour stocker toute les informations (la géométrie, maillage, physique, et méthodes numériques), pour spécifier la nature de l'écoulement (permanent ou transitoire, laminaire ou turbulent et incompressible ou compressible), aussi le Transfert de chaleur

(Conduction, convection et rayonnement...etc.). Et pour introduire les conditions initiales et aux limites du problème étudié ainsi que les paramètres de convergence (nombre d'itérations et la tolérance d'erreur)

2-3 Les procédures de CFD (Computational Fluid dynamic) :

Pensée initiale : Il est très important de définir mathématiquement et physiquement le problème étudié d'une manière très claire avant d'entamer la procédure de résolution numérique avec le logiciel de CFD.

Création de la géométrie : La géométrie du domaine d'écoulement est créée utiliser le logiciel de dessin spécialisé *GAMBIT*

Génération de maillage : L'espace continu du domaine d'écoulement est divisé en cellules discrètes suffisamment petites, la distribution dont déterminent les positions où les variables d'écoulement doivent être calculé et stocké

Spécifications d'écoulement : Les spécifications d'écoulement impliquent de définir les propriétés physiques liquides, les modèles d'écoulement, les conditions aux limites, et les conditions d'écoulement initiaux

Calcul de la solution numérique : Quand toutes les informations exigées pour la simulation ont été spécifiée, le logiciel de CFD exécute des calculs itératifs pour arriver à une solution aux équations numériques représentant l'écoulement.

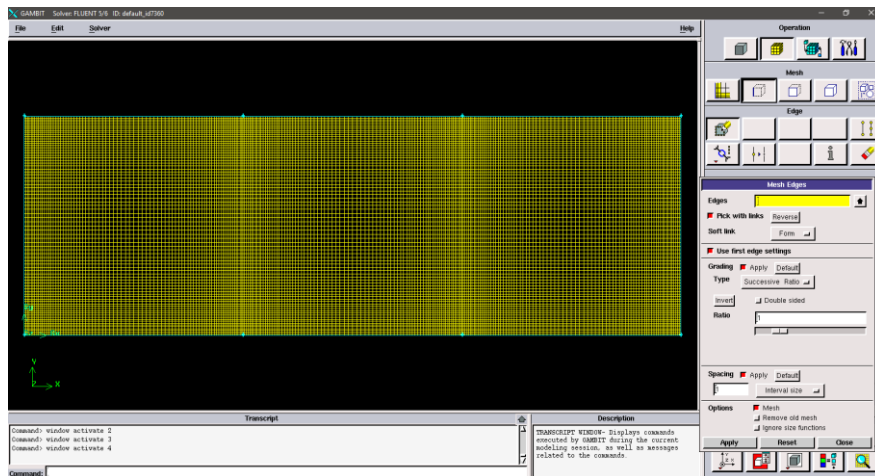
Analyse les résultats : Après avoir obtenu la solution, l'utilisateur peut alors analyser les résultats afin de vérifier que la solution est satisfaisante et déterminer les données d'écoulement. Si les résultats obtenus sont insuffisants, la source d'erreur possible doit être identifiée, qui peut être des spécifications d'écoulement incorrectes, une qualité pauvre de maillage, ou une erreur conceptuelle dans la formulation du problème

Géométrie

Notre géométrie est construite sur Gambit en 2D, vu sa complexité 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, qu'on veut avec trois zone.

Génération de maillage

Dans notre cas on prend un maillage structuré de type bi-exponent avec 0.6 Ratio avec des mailles de très petites tailles pour bien modéliser les écoulements sur les couches aux limites.



Exportation du maillage de gambit :

Une fois que la géométrie a été créée, que les conditions aux limites ont été définies, il faut exporter le maillage, en point. Msh (mesh = maillage en anglais) pour que Fluent soit capable de le lire et de l'utiliser.

Fluent

Fluent est un code CFD commercial très utilisé dans l'industrie. Il permet de résoudre les écoulements fluides (champs de vitesses, de température...), c'est la raison pour laquelle on la choisi pour réaliser notre simulation. Ensuite l'utilisation de Fluent est simple, il suffit de suivre l'ordre des menus en partant de la gauche pour aller vers la droite. Le premier menu que nous allons étudier est le menu **Grid**. La première chose à faire est d'utiliser l'option check afin de vérifier si le maillage importé comporte des anomalies

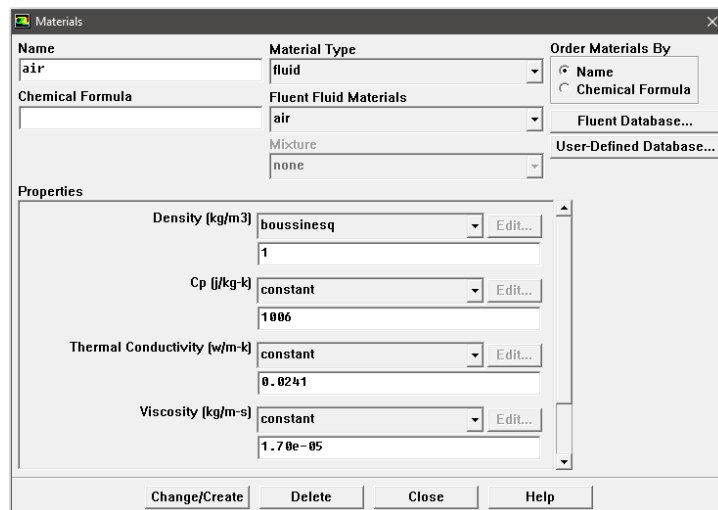
Remarque : il est possible de vérifier tout de suite la forme de la grille en cliquant sur **Display** et ensuite sur **Grid**. On peut de cette façon vérifier que la géométrie correspond bien à ce que l'on veut.

Le second menu que l'on va utiliser est le menu **Define**. La démarche à suivre est de partir des options du haut du menu secondaire et de descendre au fur et à mesure. Nous trouvons donc l'option **Models** qui se décompose aussi en un autre menu.

Solver permet de choisir le type de **Solver** que l'on souhaite utiliser (implicite, explicite, stationnaire, 2D...).

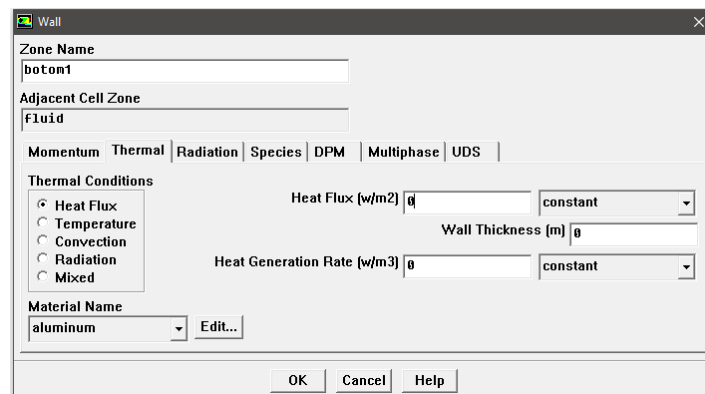
Energy permet de choisir si oui ou non on doit faire intervenir l'équation de l'énergie dans la résolution du système (dès qu'un gradient de température intervient dans les phénomènes il faut utiliser cette équation pour d'une part observer une solution réaliste mais aussi souvent pour faciliter la convergence).

Dans le menu **Models** radiation qui sont à utiliser en fonction de l'énoncé du problème. Vient ensuite le sous menu **Materials** qui permet de choisir le fluide et son caractéristique

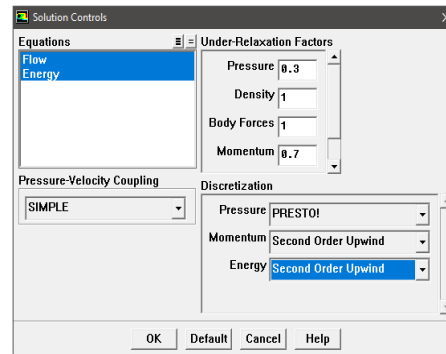
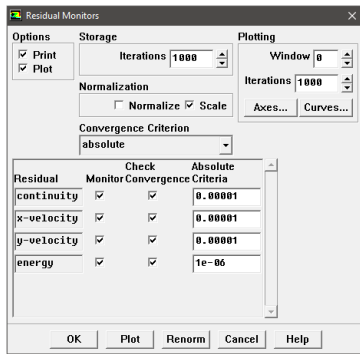


On choisit le fluide **Gravity** et entrer la valeur voulue de la gravité dans le sous menu **operating conditions**.

Vient ensuite le sous menu **boundary conditions** qui permet d'entré les conditions aux limites



Le menu **Solve**. Le premier sous-menu est le menu Control qui comprend tout d'abord l'option solution. C'est grâce à cette option que l'on va pouvoir entrer les différents facteurs de sous-relaxation du système : pression, température etc... Ces facteurs peuvent être modifié au cours de la résolution. Leur principal intérêt est de forcer la solution à converger : en les baissant, on diminue la vitesse de convergence mais on l'améliore (encore que ces constatations soient valables en générales, mais pas nécessairement dans tous les cas).



Une fois que l'on estime que la convergence est atteinte, on peut visualiser les résultats grâce au post-traitement de Fluent. Principalement, on utilise le menu **Display** et les sous-menus **Contours** et

Velocity Vectors.

Pour visualiser des zones précises du maillage (lignes, plans...), le menu **Surface** permet de créer des lignes ou de plans dans la géométrie à partir des points. Ensuite on peut pour les plans, les choisir pour visualiser les contours ou les vecteurs, et pour les lignes, on utilise le menu **Plot**, qui offre la possibilité de faire des graphes en 2D de toutes les variables sur les lignes créées par l'utilisateur. Pour exporter des images, on peut, soit faire une copie d'écran (de loin le plus simple), soit cliquer dans **File**, hard copy et choisir **Tiff** pour créer une image **Tiff** de la fenêtre actuellement affichée (l'utilisateur peut choisir diverse options comme couleur ou noir et blanc...).

Chapitre 3 : Résultats Numériques et Discussions.

3-1 VALIDATION

On a étudié le couplage convection naturelle et rayonnement dans un four de réchauffage des métaux on prend un cas particulier d'une cavité rectangulaire avec plusieurs parois latéraux (parois chaude/froid), le problème est représenté schématiquement sur la figure 3.1. Les parois verticales sont la paroi froide sur la gauche et chaude sur la droite et les parois horizontales sont des parois chaudes entre des parois isolées.

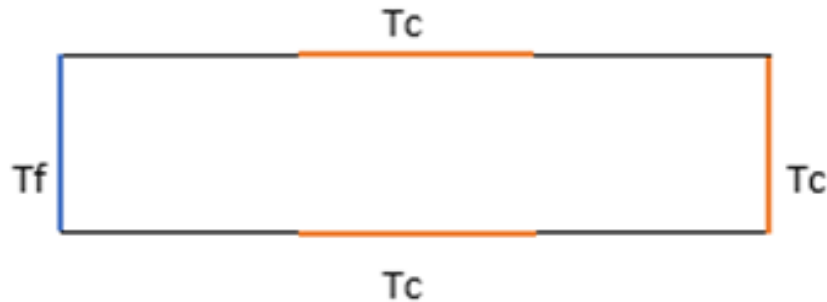


Figure 3.1 : configuration géométrique

Choix de maillage

Pour vérifier le maillage sur les résultats graphiques, on utilise plusieurs maillage (40*120,60*180,80*240,100*300) pour obtenir les résultats graphiques de profil de vitesse les résultats son illustré sur la figure suivant.

On remarque un léger changement en fonction de la variation du nombre de Rayleigh mais pour un meilleur choix de maillage doit être justifier par le temps de calcul et la précision des valeurs de Nusselt ou le flux de chaleur. Donc nous avons opté pour le maillage de (80*240) dans le reste du travaille

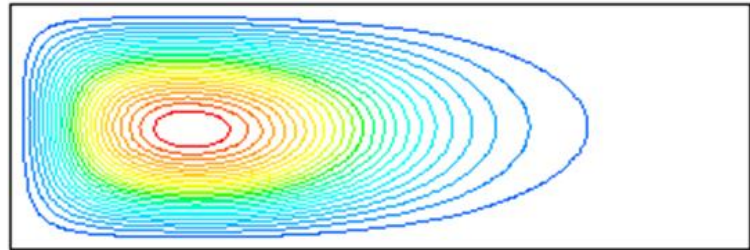
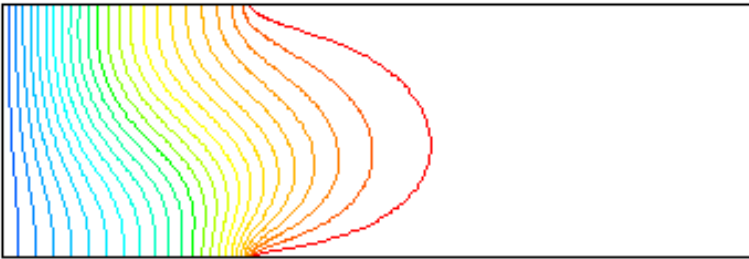
3-2 ETUDE DANS LE CAS DE CONVECTION PUR NATURELLE

L'objectif du travail consiste à calculer l'effet de la convection naturelle pour un nombre de Rayleigh variant de 10^3 à 10^5

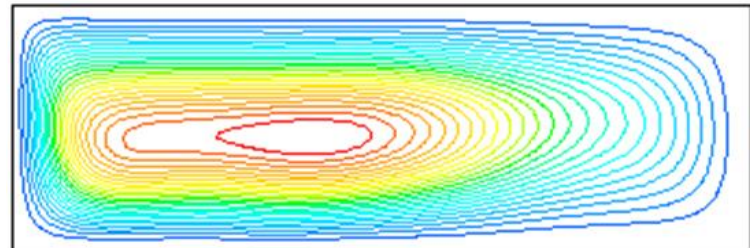
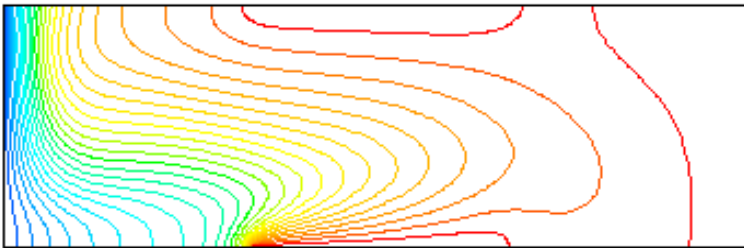
Isothermes

Lignes de courant

$Ra=1.10^3$



$Ra=1.10^4$



$Ra=1.10^5$

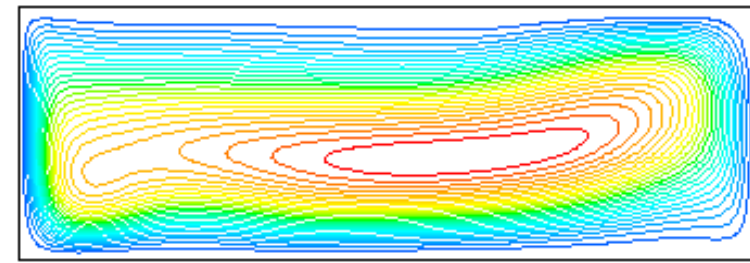
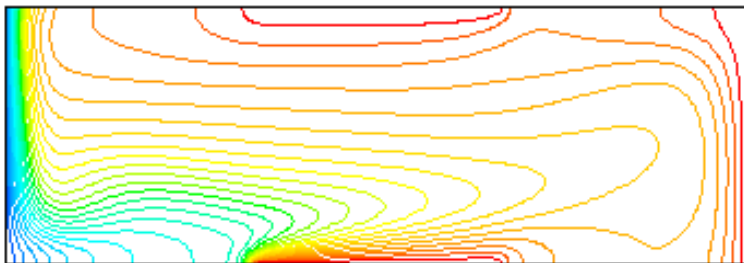


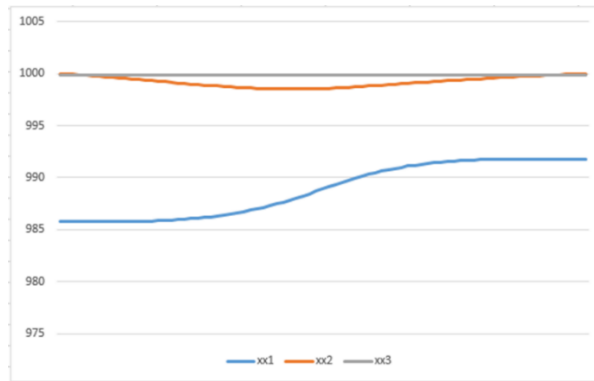
Figure 3.2 : les lignes de courant et les isothermes en fonction de Rayleigh

Profils de vitesse et température sur X et Y

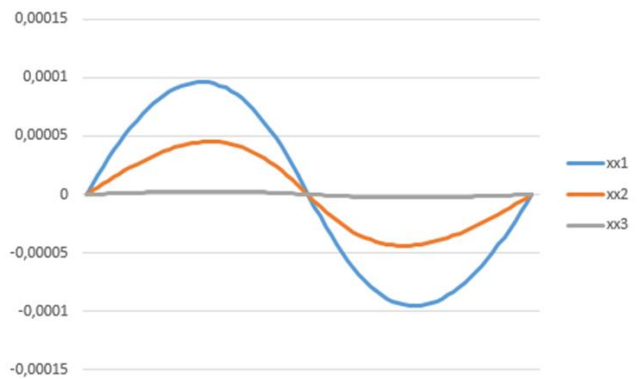
SUR Y Avec X=0.5H, 1.5H, 2.5H

TEMPERATURE

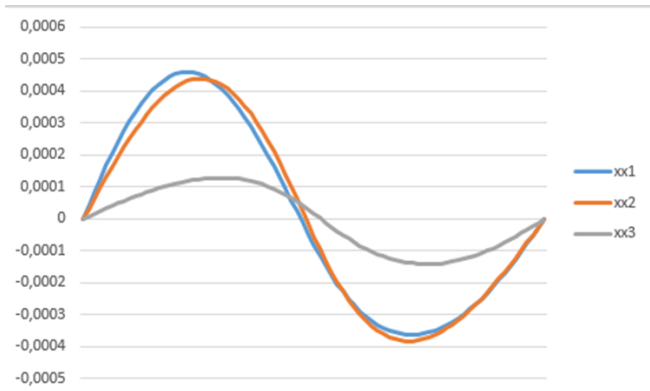
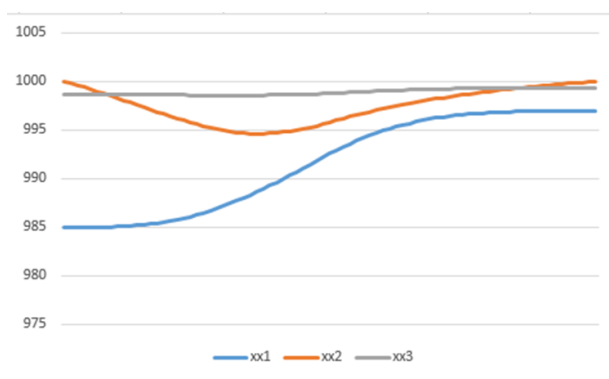
$Ra=1.10^3$



VITESSE



$Ra=1.10^4$



$Ra=1.10^5$

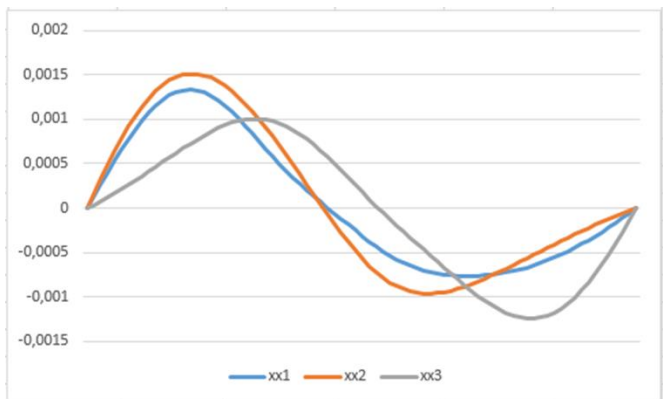
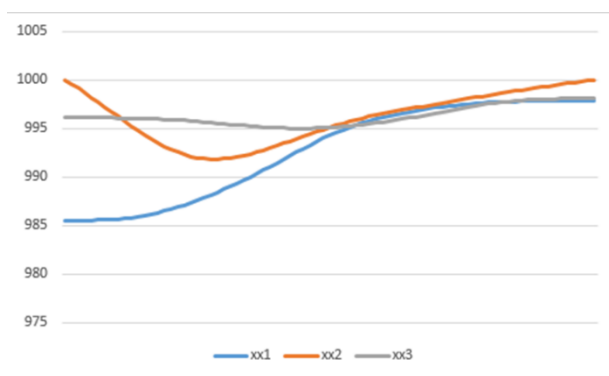


Figure 3.3 : Les profils de vitesse et de température à X=0.5H, 1.5H, 2.5H

Sur X avec $Y=0.5H$

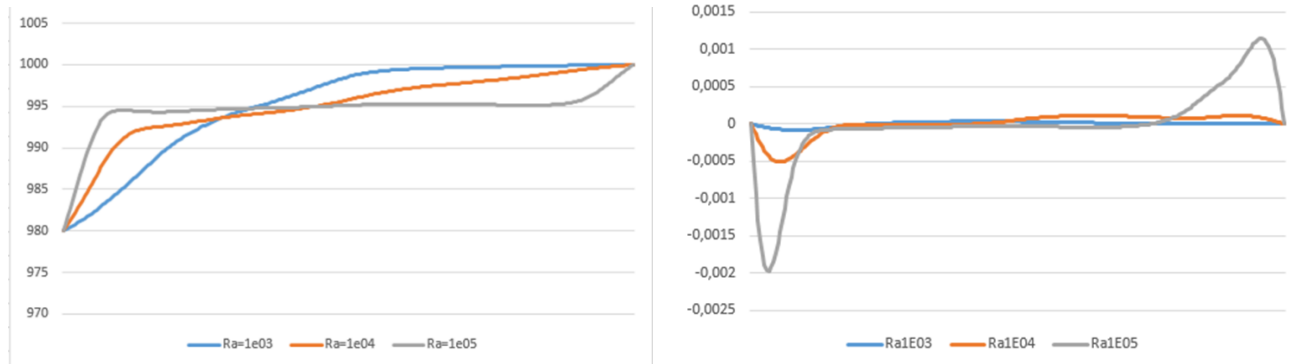


Figure 3.4 : Les profils de vitesse et de température à $Y=0.5H$,

Commentaire :

La géométrie étudiée est de cavité rectangulaire constitué de trois zones, on a effectué la simulation avec un nombre de Prandtl fixe $Pr=0.71$ et un nombre de Rayleigh Ra qui varie entre la valeur de $Ra=1 \cdot 10^3$ et $Ra=1 \cdot 10^5$. Les lignes de courant et de température sont calculées et tracées comme c'est illustré sur des graphes. Nous remarquons

Pour $Ra=1 \cdot 10^3$ les lignes du courant se montrant intensivement vers le côté gauche de la cavité, après avoir changé le Rayleigh a $Ra=1 \cdot 10^4$ il y a une propagation remarquable de ces lignes du courant vers tout la cavité

$Ra=1 \cdot 10^5$ les lignes de courant occupent toute la cavité et deviennent plus serrés au fur et à mesure au niveau des parois quand le nombre de Rayleigh augmente

$Ra=1 \cdot 10^3$: les courbes thermiques occupent le côté gauche de la cavité, en formant des lignes presque parallèle avec les parois latéral froid

$Ra=1 \cdot 10^4$, $Ra=1 \cdot 10^5$ l'influence de l'augmentation de Rayleigh implique la concentration des courbe thermique sur toutes les parois latéraux

Profile de vitesse et température :

On remarque que le profil de température change avec l'augmentation de Rayleigh ce qui implique l'augmentation de l'effet de la convection.

Le profil de vitesse augmente proportionnellement avec l'augmentation de Rayleigh suivie d'une concentration des lignes sur les parois latérales. Ceci traduit une circulation active du fluide dans cette espace.

3-3 Etude du cas de couplage convection et rayonnement

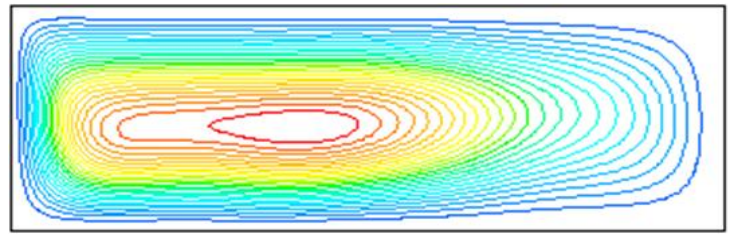
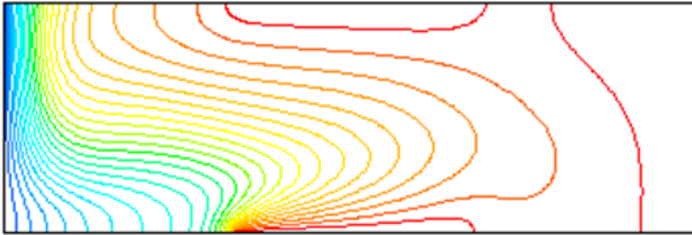
3-3-1 Etude de l'effet de l'émissivité

On a simulé ce cas avec un seul nombre de Rayleigh et avec un nombre d'émissivité varie entre 0 et 1.

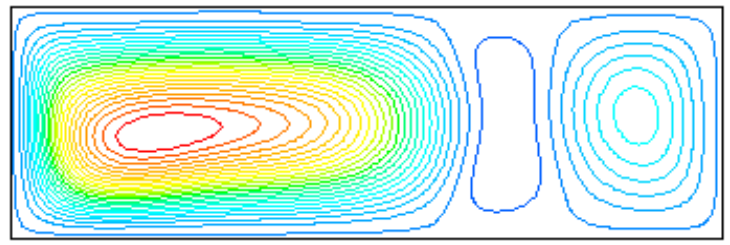
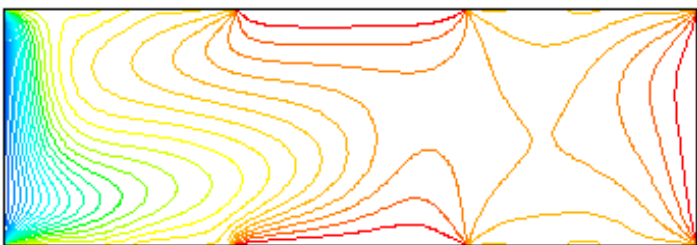
Les isothermes

Lignes de courant

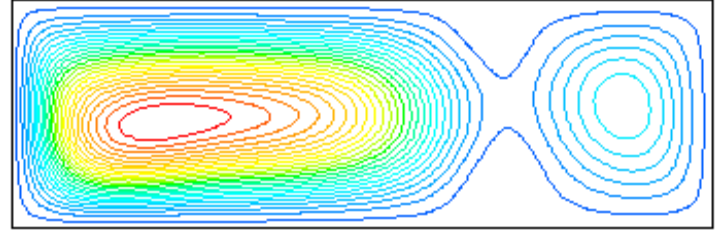
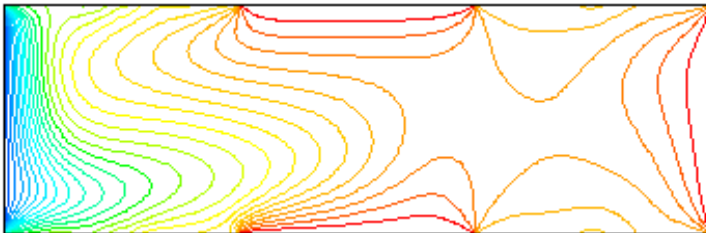
Emissivité $\varepsilon = 0$:



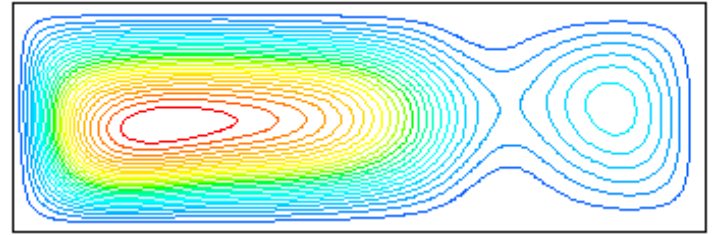
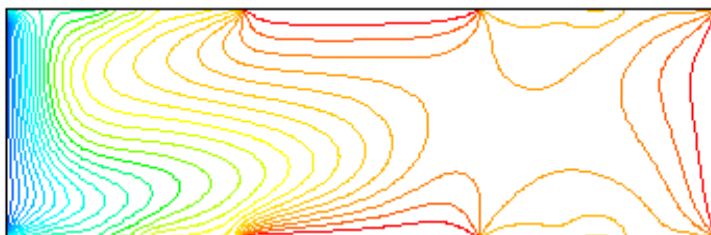
Emissivité $\varepsilon = 0.25$:



Emissivité $\varepsilon = 0.5$:



Emissivité $\varepsilon = 0.75$:



Emissivité $\varepsilon = 1$:

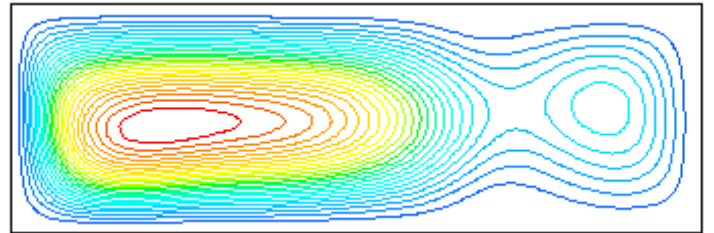
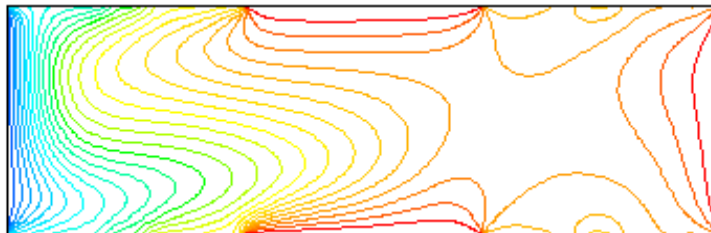


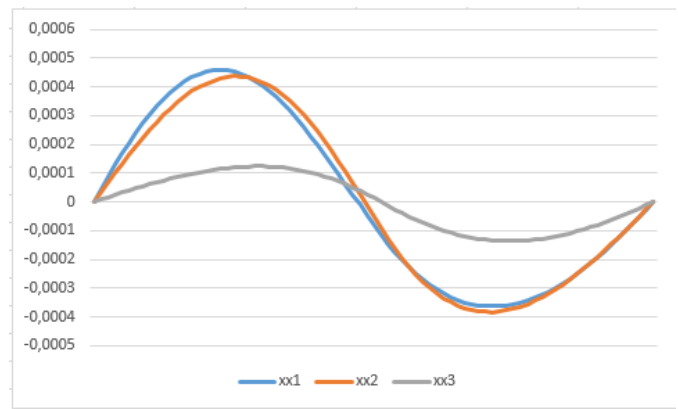
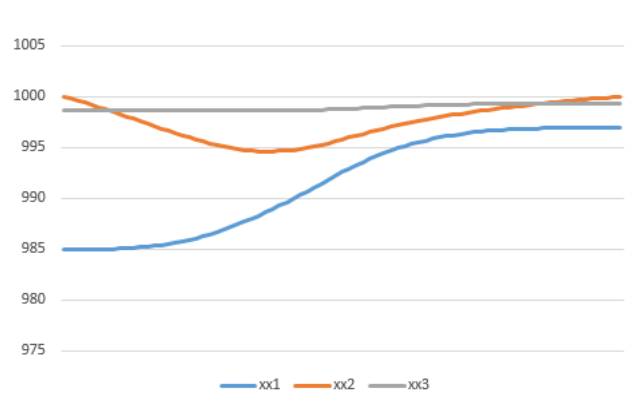
Figure 3.5 : les lignes de courant et les isothermes en fonction de l'émissivité

**PROFILS DE VITESSE ET TEMPERATURE SUR X, Y :
XX=0.5H, 1.5H, 2.5H**

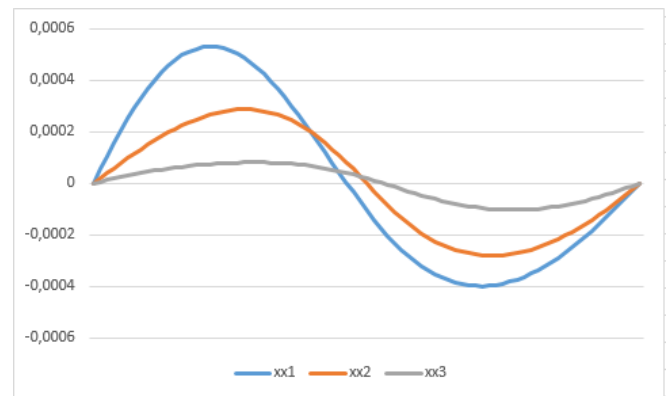
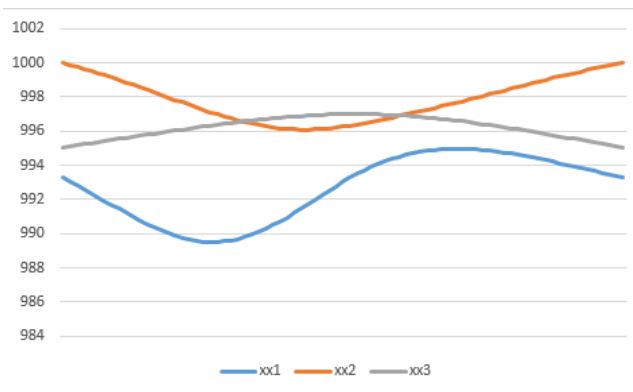
Température

Vitesse

Emissivité $\epsilon = 0$:



Emissivité $\epsilon = 0.25$:



Emissivité $\epsilon = 0.5$:

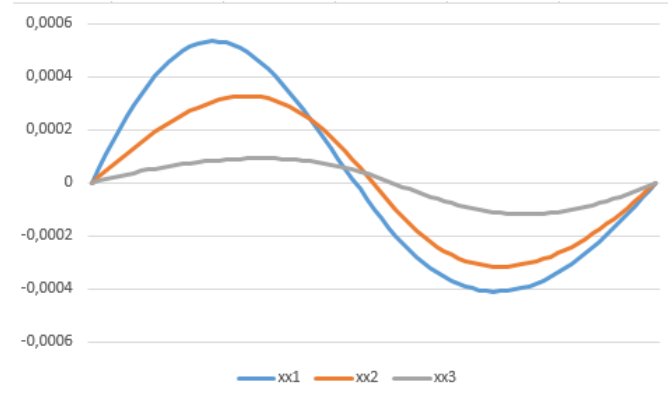
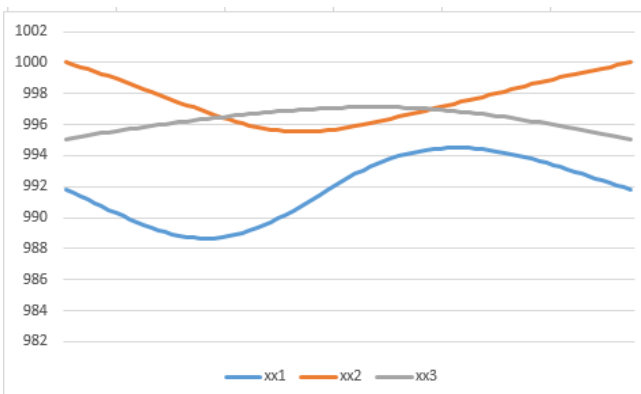
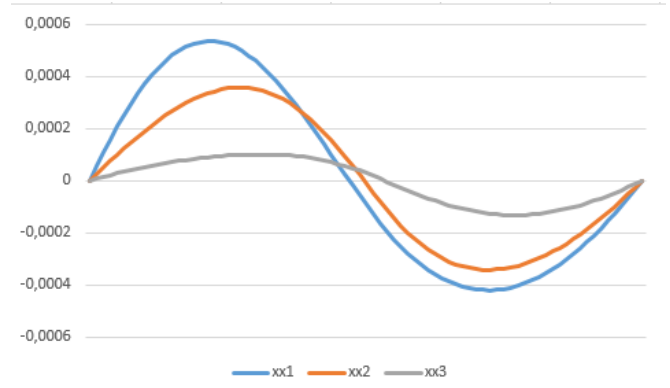
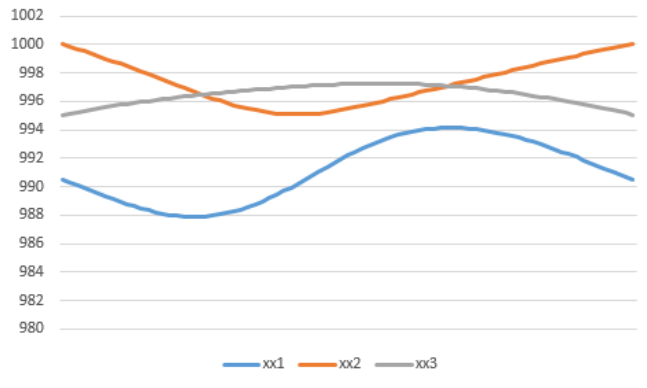
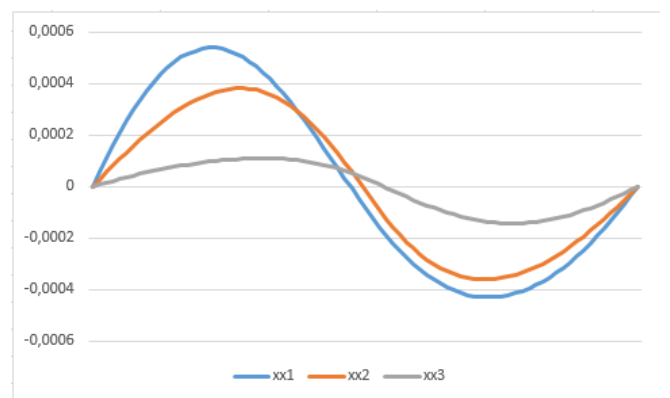
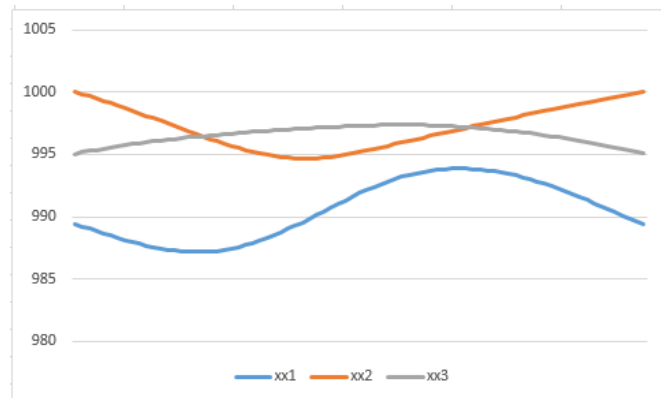


Figure 3.6 : Les profils de vitesse et de température à $X=0.5H, 1.5H, 2.5H$ en fonction de l'émissivité

Emissivité $\epsilon = 0.75$:



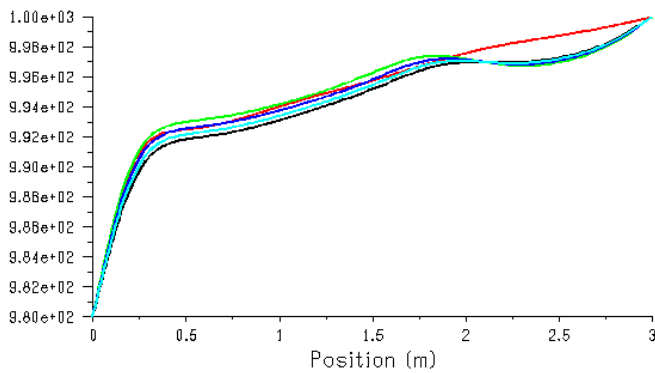
Emissivité $\epsilon = 1$:



Suite : Figure 3.6 : Les profils de vitesse et de température à $X=0.5H, 1.5H, 2.5H$ en fonction de l'émissivité

PROFILS DE VITESSE SUR X à $Y = 0.5H$:

Température



Vitesse

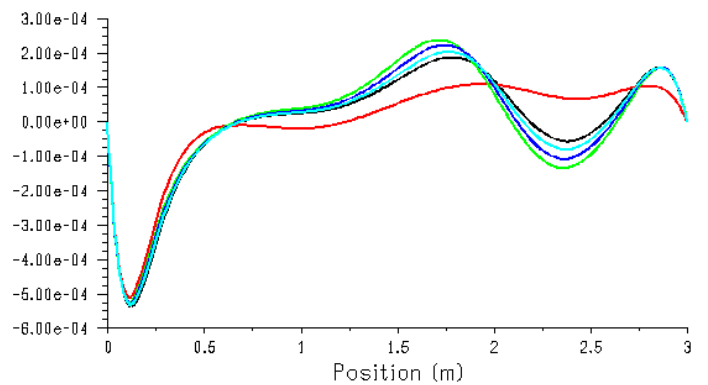


Figure 3.7: Les profils de vitesse et de température à $Y=0.5H$ en fonction de l'émissivité

Commentaire :

On remarque qu'à partir de la première valeur de l'émissivité égale à 0.25, il y'a une apparition d'un deuxième vortex dans le côté droit de la cavité, la zone proche de la paroi verticale chaude. Avec l'augmentation de cette valeur de l'émissivité il en résulte une intersection de deux vortex adjacent.

En remarque aussi que les isothermes se rassemblent vers les parois latérales, avec un léger changement par rapport à l'augmentation de l'émissivité

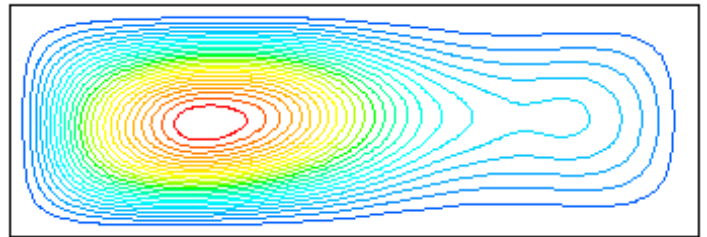
3-3-2 Etude de l'effet de l'absorption du fluide

On effectue cette simulation avec un seul nombre de Rayleigh et on fixe l'émissivité à 0.5 avec le coefficient d'absorption varie entre 0.2 et 0.6.

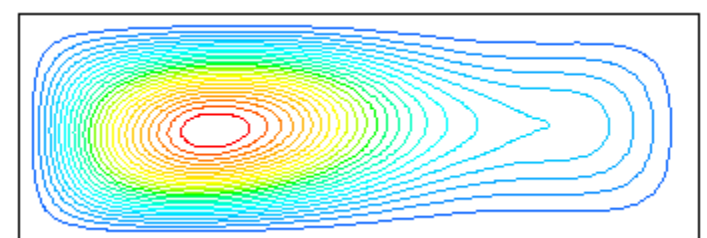
Isothermes

les lignes de courant

Absorption $A_p=0.2$:



Absorption $A_p=0.4$:



Absorption $A_p=0.6$:

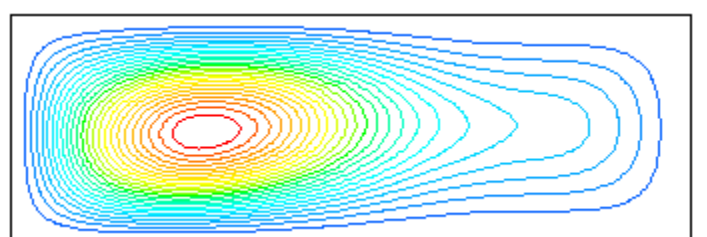


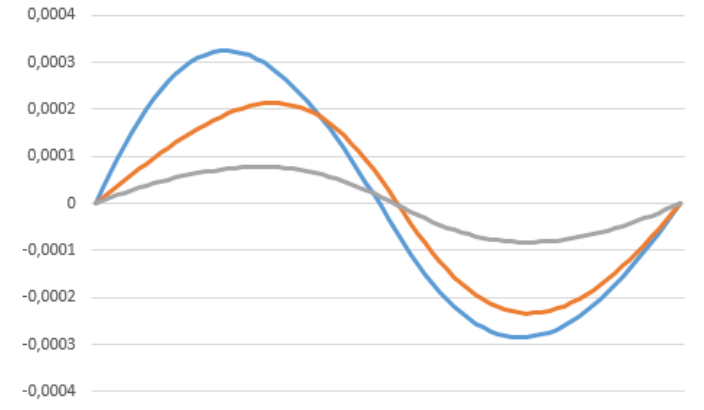
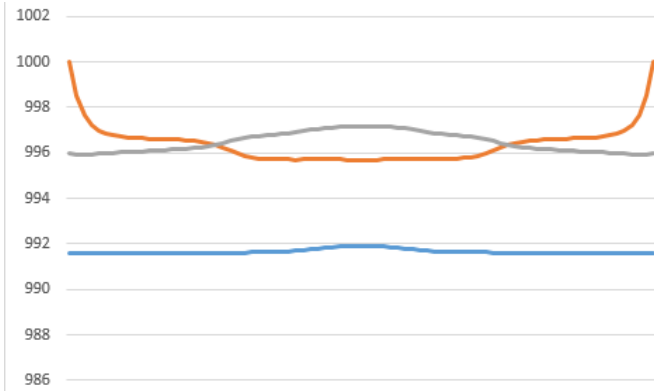
Figure 3.7 : les lignes de courant et les isothermes en fonction de l'absorptivité A_p

**PROJECTION DE VITESSE ET TEMPERATURE SUR X, Y :
X=0.5H, 1.5H, 2.5H**

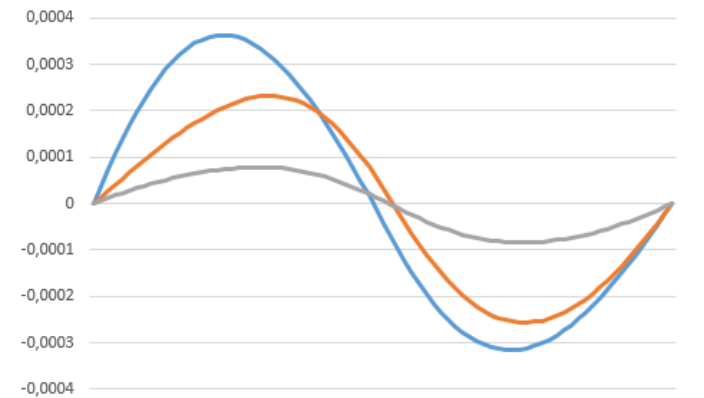
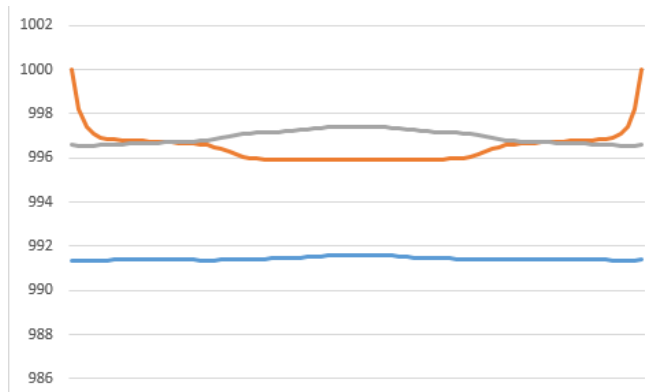
Température

Vitesse

Absorption $A_p=0.2$



Absorption $A_p=0.4$



Absorption $A_p=0.6$

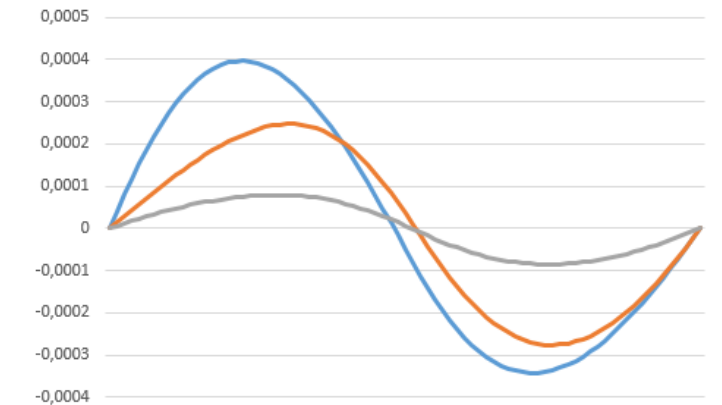
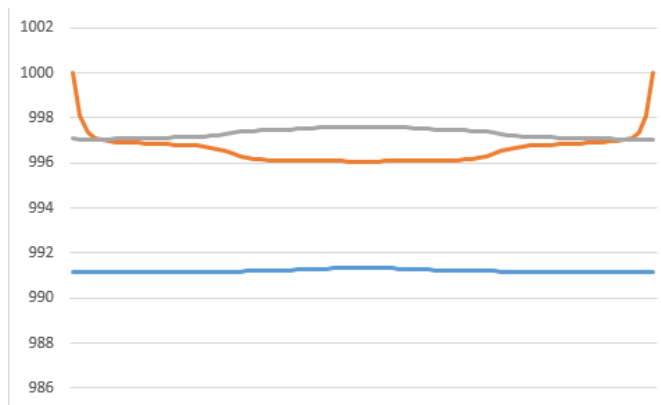


Figure 3.8 : Les profils de vitesse et de température à $X=0.5H, 1.5H, 2.5H$ en fonction de l'absorptivité.

PROJECTION DE VELOCITY SUR X :

Y= 0.5H

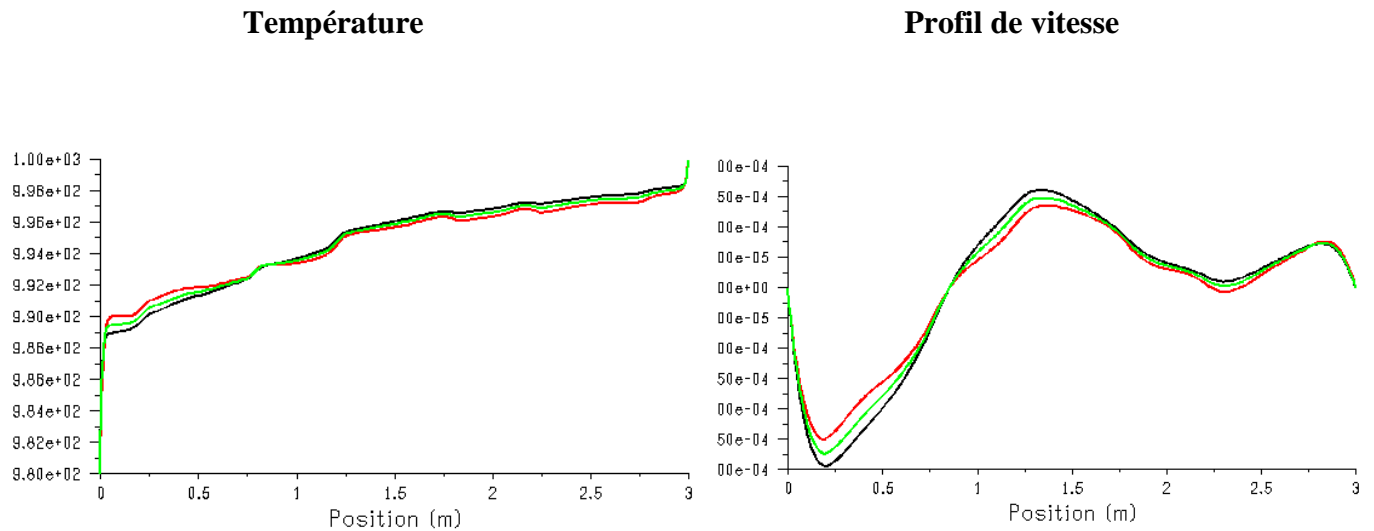


Figure 3.8 : Les profils de vitesse et de température à Y=0.5H en fonction de l'absorptivité

Commentaire

L'effet de la variation d'absorption implique une légère variation sur la courbe thermique et des lignes de courant vers la côté gauche de la cavité, proche de la paroi froide.

La variation du coefficient d'absorption du fluide augment l'absorption de chaleur ce qui crée un mouvement sur la coté froid. Cette influence a augmenté la circulation des lignes des courants sur la coté froid de la cavité

On observe aussi une accélération des profils de vitesse sur le côté gauche de la cavité avec un léger changement sur les profils de la température.

CONCLUSION

Dans le cadre de notre travail, nous avons réalisé une simulation numérique bidimensionnelle de l'écoulement incompressible de convection naturelle dans une cavité fermée. Pour cela le calcul est effectué en 2D en régime stationnaire pour résoudre ce problème. Ce code est basé sur la méthode des volumes finis sous le logiciel fluent.

La mise en forme adimensionnelle des équations gouvernantes fait apparaître des paramètres de contrôle à savoir, les nombre de Rayleigh, le nombre de Prandtl et le cas du couplage convection-rayonnement, tel les nombre d'émissivité et d'absorption, dont nous avons examiné leurs influences sur l'écoulement ainsi que sur le flux de chaleur.

La gamme de variation du nombre de Rayleigh pour laquelle nous avons simulé l'écoulement du fluide et de 10^3 à 10^5 ou nous avons examiné l'influence de la variation de nombre de Rayleigh sur la convection naturelle de l'écoulement.

Dans le cas de rayonnement avec un seul nombre de Rayleigh de 10^4 a été utilisé l'influence de l'émissivité des parois et l'absorptivité du fluide.

Dans la première étape on a varié l'émissivité de 0 à 1 et on a négligé l'absorption du fluide.

La deuxième étape on a varié la valeur d'absorption du fluide de 0.2 à 0.6 avec le nombre d'émissivité fixé à 0.5.

Dans le cas de convection naturelle pure, on a remarqué que l'augmentation de la valeur de Rayleigh augment l'effet de la convection.

Dans le cas de rayonnement, la variation de la valeur d'émissivité se traduit par une augmentation du transfert de chaleur, cette augmentation est due à l'accélération de l'écoulement près des parois latérales.

D'autre coté la variation de valeur d'absorption se traduit par une augmentation du transfert de chaleur, cette fois vers le centre de cavité ce qui explique la participation de l'absorptivité du fluide au rayonnement dans le transfert de chaleur à l'intérieur de la cavité.

Références

- [1]. T.RAYENE et al, « Transferts thermiques et solutaux en convection naturelle instationnaire dans une enceinte rectangulaire contenant un volume d'eau surmonté par de l'air». 31eme journées Internationales de Thermique. Alibi, France du 28-30 Aout 2007.
- [2]. H.SUN, G.LAURIAT, «On the heat and mass transfer analogy for natural convection of non-dilute binary mixtures of ideal gases in cavities». C. R. Mécanique 337(2009) 141- 149.
- [3]. M.MOBEDI et al, « Visualization of diffusion and convection heat transport in a square cavity with natural convection». International Journal of Heat and Mass Transfer 53(2010) 99-109.
- [4] Tutorial Fluent et Gambit, site: www.ansys.com