

MEMOIRE DE FIN D'ETUDES MASTER ACADEMIQUE

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Thème

**Etude numérique de la ventilation d'un local
pour transformateur de puissance électrique**

Présenté par :

- ❖ Ziani Rachida Rihame
- ❖ Belarabi Mohamed El Amine

Soutenu le 25 / 06 / 2023 devant le jury composé de :

Président	Pr. HOUAT Samir	Université de Mostaganem UMAB
Examineur	Dr. SAHRAOUI Nassim Mahfoud	Université de Mostaganem UMAB
Encadreur	Pr. RETIEL Noureddine	Université de Mostaganem UMAB

Année Universitaire : 2022 / 2023

Remerciement

Au nom d'Allah clément et miséricordieux

Permettez-nous tout d'abord d'exprimer nos vifs et profonds remerciement à notre directeur de mémoire Monsieur le professeur Bteïl Néreddine en sa qualité d'encadrant et ses conseils judicieux, qui malgré ses occupations professionnelles a su apporter une précieuse contribution à ce projet.

Nous tenons à témoigner toute nos reconnaissances à Monsieur le docteur Sahraoui Nassim Mahfeud qui nous a permis d'une manière grandement pédagogique d'acquérir l'essentiel des valeurs scientifiques et traduit par un travail assidu nos simples convictions en action tangible et cohérente lors de nos travaux de recherche.

Beaucoup de remerciements vont à nos professeurs pour les efforts déployés qui ont contribué à notre formation et qui nous aurent permis d'accomplir notre travail.

Ainsi qu'à Monsieur Heuat Samir le président du jury pour l'attention qu'il a porté à notre recherche en acceptant d'examiner notre travail et de l'enrichir par ses propositions.

Enfin un grand merci à mes chers parents de m'avoir encouragé tout au long de mon cursus.

Dédicace

Je dédie ce travail

A ceux qui n'ont jamais cessé de formuler des prières à mon égard de me soutenir et de m'épauler pour que je puisse atteindre mes objectifs à mes parents Nouredine et Latifa.

A mon frère Amdjad, à mes sœurs Ihsene et Arcua.

A toute ma famille.

A monsieur Sahraoui Nassim Mahfoud qui n'a jamais cessé de nous encourager, conseiller et surtout de partager ses connaissances avec nous.

A mon binome Belarabi Mohamed et Amine qui a combattu sa maladie pour pouvoir m'aider à réaliser ce mémoire.

A mes chers amis Hafsia, Marwa, Asma, Zineddine et particulièrement Chehri, W. Gacem, M et Sidahmed. A

A toute personne qui a contribué de près ou de loin pour que ce travail soit possible.

Rihame

Dédicace

Je dédie ce modeste travail

A mes chers parents Houari et Khadidja qui m'ont encouragé tout au long de mon cursus et qui m'ont mis dans les meilleures conditions pour aller loin dans mes études que dieu les gardes pour moi.

A ma très chère sœur Hadjer qui a été toujours à mes côtés.

A mes très chers amis.

A mon très cher binome Liani Rachida Rihame qui m'a soutenu durant toute cette année.

Mohamed

Résumé

Les transformateurs de puissances sont des composants électriques haute-tension essentiel dans l'exploitation des réseaux électriques. On retrouve les transformateurs de puissance dans différents types d'application. Les transformateurs électriques ont le défaut d'être souvent bruyant, de pouvoir prendre feu à cause des huiles utilisées dans le circuit de refroidissement pour dissiper la chaleur de circuit magnétique et des enroulements. L'étude consiste donc à mettre au point un modèle numérique pour étudier le refroidissement du bloc du transformateur.

Le modèle physique et mathématique correspondant est résolu à partir du code commercial Fluent.

Le travail commencera par une démonstration du phénomène suivie d'une validation physique des problèmes de convection mixte, une configuration sur une cavité carrée entraînée pour un nombre de Grashof 10^4 et des nombres de Reynolds 400 et 1000.

Les études ont révélé qu'un maillage de 120×120 est en accord substantiel avec les résultats trouvés dans la littérature.

La modélisation et simulation sera faite pour des nombres de Richardson (0.1, 1, 5, 10) et des nombres de Reynolds de (50, 100, 150, 200).

Les résultats obtenus fourniront la distribution des températures et le champ de vitesse autour du transformateur, ainsi que les lignes de courant et le nombre de Nusselt.

Les résultats indiquent une augmentation du transfert de chaleur avec l'augmentation du nombre de Reynolds.

Mots clés : convection mixte, flux de chaleur, transformateur électrique, profil de température, Fluent, méthodes des volumes finis.

Abstract:

Power transformers are high-voltage electrical components that are essential in the operation of electrical networks. Power transformers are found in various types of applications. However, they have the drawback of being often noisy and prone to catching fire due to the oils used in the cooling circuit to dissipate heat from the magnetic circuit and windings. The study aims to develop a numerical model to investigate the cooling of the transformer block.

The corresponding physical and mathematical model is solved using the commercial code Fluent.

The work will begin with a demonstration of the phenomenon, followed by a physical validation of mixed convection problems, with a configuration on a driven square cavity for a Grashof number of 10^4 and Reynolds numbers of 400 and 1000.

Studies have revealed that a mesh size of 120×120 is in substantial agreement with the results found in the literature.

The modeling and simulation has been carried out for Richardson numbers (0.1, 1, 5, and 10) and Reynolds numbers (50, 100, 150, and 200).

The obtained results will provide the distribution of temperatures and the velocity field around the transformer, as well as the streamlines and the Nusselt number.

The results indicate an increase in heat transfer with an increase in the Reynolds number.

Keywords: mixed convection, heat flux, electrical transformer, temperature profile, Fluent, finite volume methods.

ملخص

محولات الطاقة هي مكونات كهربائية أساسية عالية الجهد في تشغيل الشبكات الكهربائية. توجد محولات الطاقة في أنواع مختلفة من التطبيقات. تتميز المحولات الكهربائية بعيب كونها غالبًا ما تكون صاخبة، فهي قادرة على الاشتعال بسبب الزيوت المستخدمة في دائرة التبريد لتبديد الحرارة من الدائرة المغناطيسية والملفات. لذلك تتكون الدراسة من تطوير نموذج عددي لدراسة تبريد كتلة المحولات.

يتم حل النموذج المادي والرياضي المقابل من الكود التجاري.

سيبدأ العمل بعرض للظاهرة متبوعًا بالتحقق من مشاكل الحمل الحراري المختلط، وتكوين على تجويف مربع مدرب لرقم

كشفت الدراسات أن حجم شبكة 120 * 120 يتوافق بشكل كبير مع النتائج الموجودة في الأدبيات.

تم عمل النمذجة والمحاكاة لأرقام ريتشاردسون (0.1، 1، 5، 10) وأرقام رينولدز (50، 100، 150، 200).

ستوفر النتائج التي تم الحصول عليها توزيع درجة الحرارة ومجال السرعة حول المحول، بالإضافة إلى الانسيابية ورقم نسلت.

تشير النتائج إلى زيادة في انتقال الحرارة مع زيادة عدد رينولدز.

الكلمات المفتاحية: الحمل الحراري المختلط، التدفق الحراري، المحول الكهربائي، ملف تعريف درجة الحرارة، الطاقة، طرق الحجم المحدودة.

Table des matières

Résumé.....	V
Abstract:.....	V
ملخص.....	VI
Table des matières.....	VII
Table des tables.....	X
Nomenclature.....	XI
Nombres adimensionnels.....	XII
Introduction Générale.....	1
Chapitre I: Généralités & étude bibliographique.....	2
I.1.Introduction.....	3
I.2.Les modes de transfert thermique.....	3
I.2.1 Conduction.....	3
I.2.2. Rayonnement.....	4
I.2.3. Convection.....	4
I.2.3.1.Convection naturelle.....	5
I.2.3.2.Convection forcée.....	5
I.2.3.3. Convection mixte.....	5
I.3.Les transformateurs électriques de puissance.....	6
I.3.1. Le mode de fonctionnement d'un transformateur.....	6
I.3.2. Le rôle principal d'un transformateur électrique.....	7
I.3.3 Types de transformateurs.....	7
• Transformateur de type sec.....	7
• Transformateur de type immergé.....	7
I.3.4 La différence entre les deux types.....	8
I.3.5 Quelques incidents enregistrés sur les transformateurs.....	9
I.4 Etude bibliographique.....	9
I.5. Conclusion.....	11
Chapitre II: Géométrie et formulation mathématiques.....	12
II.1 introduction :.....	13
II.2 Description du problème:.....	13
II.3 Hypothèses simplificatrices :.....	13
II.4 formulation mathématiques du problème :.....	14
II.4.1 formulation mathématique adimensionnels:.....	14
II.4.2 conditions aux limites:.....	15

II.5 approximation de Boussinesq :.....	16
II.6 Nombres adimensionnels :.....	17
II.7 conclusion:.....	19
Chapitre III: Résolution numérique	20
III.1 Introduction	21
III.2 Rappel de la méthode des volumes finis :	21
III.3 Procédure de la simulation :	21
III.4 Gambit :.....	21
III.4.1. Interface et étapes de Gambit :.....	22
III.5. Le solveur Fluent :	25
III.5.1 Les étapes de Fluent :	25
III.6 Choix et test de maillage :	30
III.6.1 validation physique.....	32
III.6.2 Etude de maillage	33
III.7 Conclusion.....	35
Chapitre IV: Résultats et discussions.....	36
IV.1 introduction	37
IV.2 Résultats et discussions.....	37
IV.4 Conclusion.....	46
Références	48

Figure I.1: Mode de transfert de chaleur par conduction	4
Figure I.2 : Mode de transfert de chaleur par Rayonnement	4
Figure I.3 : Mode de transfert de chaleur par convection naturelle	5
Figure I.4 : Mode de transfert de chaleur par convection forcé.....	5
Figure I.5 : Mode de transfert de chaleur par convection mixte.....	6
Figure I.6 : Transformateur électrique de type sec	7
Figure I.7 : Transformateur électrique de type immergé.....	8
Figure I.8 Incendie causée par un transformateur électrique.....	9
Figure II.1 : Modèle physique dimensionnel.....	13
Figure II.2 : Modèle physique adimensionnel	15
Figure III.1 : Interface du logiciel Gambit	22
Figure III.2: Construction de la géométrie	23
Figure III.3: Génération du maillage.....	23
Figure III.4 : Incorporation des conditions aux limites.....	24
Figure III.5: Exportation du maillage Gambit.....	24
Figure III.6: Lancement du logiciel de FLUENT	25
Figure III.7: Importation du maillage.....	25
Figure III.8 Caractéristiques du matériau.....	26
Figure III.9 : Choix de Conditions d'opérateur.....	26
Figure III.10: Conditions aux limites	27
Figure III.11: Vitesse d'entrée(condition au limite).....	27
Figure III.12: Choix d'ordre d'equation	28
Figure III.13: Choix de critères de convergence.....	28
Figure III.14: Initialisation de calculs	29
Figure III.15: Choix du nombre d'itérations.....	29
Figure III.16 : Configuration physique pour le cas de convection mixte.....	30
Figure III.17 : Forme de maillage utilisé.....	31
Figure III.18: Etude du maillage pour le cas de la convection mixte (Re=400 et Re=1000 pour $Gr=10^4$).....	32
Figure III.19 : Configuration physique du phénomène étudié.....	33
Figure III.20: Maillage utilisée pour la configuration physique du phénomène étudié..	33
Figure III.21: Etude maillage du phénomène	34
Figure IV.1 : Contour de lignes de courants pour a)Re=50,b) Re=100,c)Re=150,d) Re=200 a Ri=0.1	38
Figure IV.2: Contours de températures pour a)Re=50,b) Re=100,c)Re=150,d) Re=200 a Ri=0.1	39
Figure IV.3 Contour de lignes de courants pour a)Re=50,b) Re=100,c)Re=150,d) Re=200 a Ri=1	40
Figure IV.4 : Contour de température pour a)Re=50,b) Re=100,c)Re=150,d) Re=200 a Ri=1	40
Figure IV.5: Contour de lignes de courants pour a)Re=50,b) Re=100,c)Re=150,d) Re=200 a Ri=5	41
Figure IV.6: Contour de température pour a)Re=50,b) Re=100,c)Re=150,d) Re=200 a Ri=5	41
Figure IV.7:Contour de lignes de courant pour a)Re=50,b) Re=100,c)Re=150,d) Re=200 a Ri=10	42

Figure IV.8:Contour de température pour a)Re=50,b) Re=100,c)Re=150,d) Re=200 a Ri=10	42
Figure IV.9:Vitesse au milieu a Y=0.5 pour Ri=10.....	43
Figure IV.10 : Vitesse au milieu a Y=0.5 pour Ri=0.1	43
Figure IV.11 : Vitesse au milieu a X=0.5 pour Ri=10	44
Figure IV.12: Vitesse au milieu a X=0.5 pour Ri = 0.1	44
Figure IV.13: Température au milieu a X=0.5 pour Ri = 0.1	45
Figure IV.14: Température au milieu a X=0.5 pour Ri = 10.....	45
Figure IV.15: Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynold pour Ri=0.1 et Ri=10.....	46

Table des tables

<u>Tableau 1 : Conditions aux limites du phénomène</u>	<u>15</u>
<u>Tableau 2 : Validation des résultats avec la littérature pour le cas de la convection mixte (Re = 400 et 1000 pour un Gr = 10⁴).....</u>	<u>32</u>

Nomenclature

Symbole	Définition	Unité
g	l'accélération de pesanteur	$[m/s^2]$
C_p	la chaleur spécifique à pression constante	$[J/kg.K]$
H	Hauteur de la cavité carrée	$[m]$
L	Largeur de la cavité carrée	$[m]$
p	la pression	$[Pa]$
ϕ	Source de chaleur	$[W]$
T_f	Température froide	$[K]$
T_c	Température chaude	$[K]$
U	composante adimensionnelle de vitesse suivant X	
V	composante adimensionnelle de vitesse suivant Y	
U_0	la vitesse d'entrée de l'air	$[m/s]$
u	vitesse suivant x	$[m/s]$
y	vitesse suivant y	$[m/s]$
X, Y	coordonnées d'espace adimensionnelles	
x, y	coordonnées d'espace dimensionnelles	$[m]$
v	Volume	$[m^3]$
ρ	Masse volumique	$[kg/m^3]$
μ	Viscosité dynamique	$[kg/m.s]$
ν	Viscosité cinématique	$[m^2/s]$
λ	Conductivité thermique	$[W/m.k]$
Q	Flux de chaleur	$[W/m^2]$
h_c	coefficient d'échange convectif local	$[W/m^2 .K]$
α	la diffusivité thermique	$[m^2 /s]$

β coefficient de dilatation thermique
volumétrique[K⁻¹]**Nombres adimensionnels**

Gr	Nombre de Grashof
Nu	Nombre de Nusselt
Pr	Nombre de Prandtl
Re	Nombre de Reynolds
Ra	Nombre de Rayleigh
Ri	Nombre de Richardson

Introduction Générale

Le transfert de chaleur est un phénomène essentiel qui se produit dans de nombreux domaines scientifiques, tels que l'ingénierie thermique, les systèmes de refroidissement, les processus industriels ou même les phénomènes naturels. La compréhension et l'optimisation du transfert de chaleur révèlent une importance pour améliorer les performances énergétiques des systèmes.

Au fil des progrès scientifiques, les besoins en production et consommation d'énergie ont connu une croissance exponentielle, donc il devient impératif de maîtriser le transfert thermique afin de minimiser les pertes énergétiques et d'améliorer l'efficacité des systèmes. Parmi les différents modes de transfert de chaleur, la convection qui occupe une place prépondérante en raison de son ampleur dans les applications pratiques et les domaines fondamentaux.

La convection combine entre la conduction et le mouvement du fluide, elle permet d'optimiser les échanges de chaleur et peut être observée dans de nombreux systèmes tels que les échangeurs de chaleur, les radiateurs...etc.

Et donc l'amélioration du transfert thermique par convection est une problématique d'importance essentielle pour optimiser les performances de ces différents systèmes.

L'objectif de notre travail est de modéliser numériquement la ventilation d'un local contenant un transformateur de puissance électrique en étudiant les structures de l'écoulement du fluide.

Le logiciel Fluent repose sur un code qui utilise la méthode des volumes finis pour résoudre numériquement les équations de Navier-stokes, nous allons utiliser le logiciel gambit pour construire la géométrie, générer le maillage et appliquer les conditions aux limites.

L'objectif principal de ce travail est de déterminer les contours de températures et lignes de courant, ainsi que les vitesses et températures au milieu.

Le premier chapitre de cette étude comprend des généralités sur le transfert thermique et des transformateurs électriques, ainsi qu'une revue de la littérature sur la convection mixte.

Le deuxième chapitre aborde une description physique géométrique et mathématique du phénomène étudié, en tenant compte les conditions aux limites associés et les hypothèses appropriés.

Dans le troisième chapitre, la méthode de résolution numérique utilisée sera présentée, en particulier la méthode des volumes finis et les deux logiciels utilisés Gambit et Fluent, avec une étude de maillage et validation par rapport à la littérature.

Le quatrième et dernier chapitre, met en avant les résultats majeurs de notre étude, nous analyserons l'impact des nombres de Reynolds et de Richardson sur les différentes structures de l'écoulement ainsi que les profils des vitesses et températures au milieu de la cavité.

Chapitre I:

Généralités & étude bibliographique

I.1.Introduction

Le transfert de chaleur est un phénomène d'échange de chaleur entre deux milieux, qui constituent la base de nombreux processus industriels qui sont présents dans notre vie quotidienne tels que la climatisation, le chauffage, la cuisson et les moteurs thermiques.

Il joue un rôle crucial dans la compréhension des processus thermodynamiques.

Dans cette première partie du travail, nous présenterons les différents types de transfert de chaleur ainsi que quelques généralités sur les transformateurs de puissance électriques, nous analyserons aussi diverses revues de littératures qui se penchent sur les travaux antérieurs relatifs à la convection mixte dans une cavité carrée sous un effet de mouvement forcé.

I.2.Les modes de transfert thermique

Le transfert de chaleur est la science qui étudie l'interaction de l'énergie entre deux objets de températures différentes.

Lorsqu'un objet de haute température transfère de la chaleur à un objet de basse température on dit transfère de chaleur.

On trouve ce phénomène sous trois modes de transfert essentiels : conduction, rayonnement et convection qui est le mécanisme le plus important parmi ces trois derniers.

I.2.1 Conduction

La conduction thermique est un transfert thermique ayant lieu au cœur d'un matériau c'est-à-dire à l'échelle microscopique.

Elle résulte de l'élévation ou de la baisse de température dans une certaine région d'un corps, ceci provoque une différence de température dans l'intégralité du corps. Ainsi la région la plus froide du corps s'échauffe au contact de la région la plus chaude.

En effet on peut considérer la conduction thermique au sein d'un solide comme la transmission de proche en proche de l'énergie microscopique de vibration du réseau cristallin, car le fait que le corps soit chaud se traduit par une agitation microscopique des atomes composant le réseau cristallin. [1]

CONDUCTION

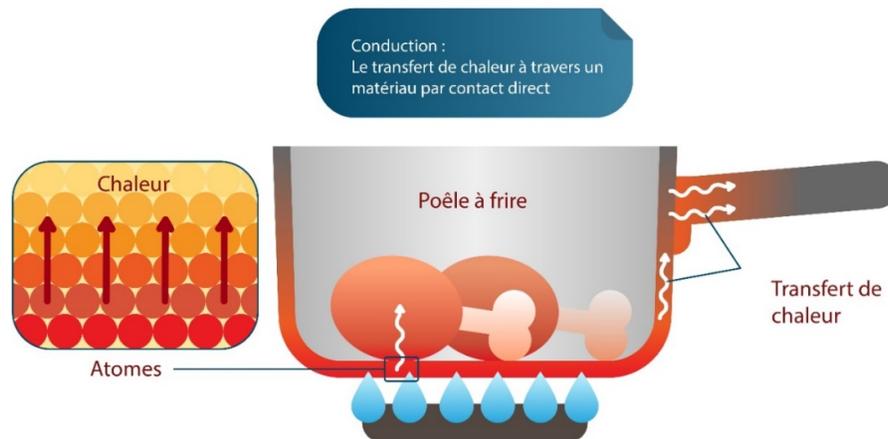


Figure I.1: Mode de transfert de chaleur par conduction

I.2.2. Rayonnement

Le rayonnement est un transfert thermique ne nécessitant pas de milieu matériel par opposition aux autres modes de transfert, en effet ce type de transfert résulte de l'émission des rayons électromagnétiques transportant de l'énergie. Ils sont émis par un corps chaud tel qu'un soleil et échauffant le corps qui les reçoit.[1]

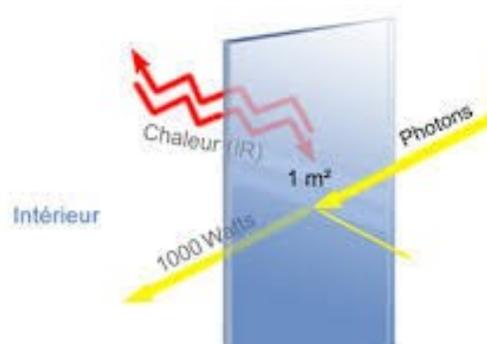


Figure I.2 : Mode de transfert de chaleur par Rayonnement

I.2.3. Convection

La convection caractérise la propagation et le transport de la chaleur par des molécules en mouvement qui viennent se réchauffer au contact d'un corps chaud et véhiculent cette énergie calorifique pour la céder à un corps froid.[2]

Ce phénomène se produit au sein des milieux fluides en écoulement ou entre une paroi solide et un fluide en mouvement.

On distingue deux types de convection :

I.2.3.1. Convection naturelle

La convection naturelle dans laquelle le mouvement du fluide est produit par les différences de densité entre les particules chaudes et celles froides existant dans un fluide, situées dans un champ de forces massiques.

Cette différence de densité, qui est la plupart du temps provoqué par une différence de température crée avec la force de gravité une force de flottabilité, qui par conséquent génère une différence de quantité de mouvement.[3]

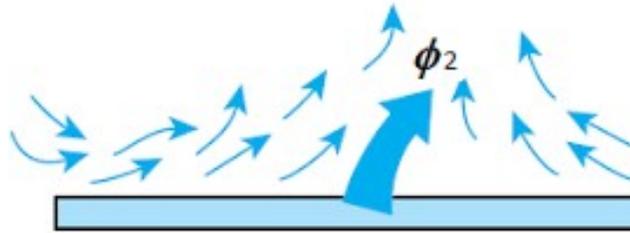


Figure I.3 : Mode de transfert de chaleur par convection naturelle

I.2.3.2. Convection forcée

Elle est obtenue quand le mouvement du fluide est soumis par l'intervention des forces extérieures des moyens mécaniques tels que des ventilateurs ou des pompes. La convection forcée est considérée comme un transfert thermique plus rapide que la convection naturelle.

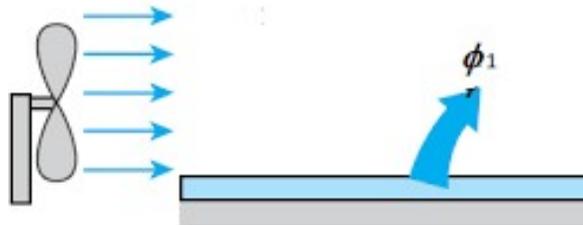


Figure I.4 : Mode de transfert de chaleur par convection forcée

Il existe un troisième type de convection qui est une liaison entre la convection forcée et naturelle appelé la convection mixte.

I.2.3.3. Convection mixte

La convection mixte correspond au couplage des deux modes précédents, le mouvement résulte de la combinaison de la convection forcée et naturelle.

La convection mixte peut être aidée (favorable) lorsque les effets de la convection naturelle et la convection forcée sont dans la même direction et elle est dite défavorable quand ces derniers effets sont de sens opposés.

On peut distinguer ce type de transfert de chaleur dans de nombreux systèmes tels que les échangeurs de chaleur, il est surtout important pour concevoir des systèmes de chauffage et de refroidissements efficaces ainsi que pour prédire les flux de chaleur et les transferts thermiques dans diverses applications industriels.[4]

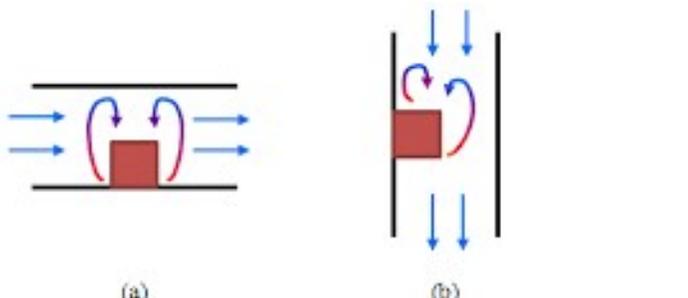


Figure 1.5 : Mode de transfert de chaleur par convection mixte

I.3. Les transformateurs électriques de puissance

Nous nous intéressons dans notre travail aux transformateurs électriques de puissance pour son importance dans la production et le transport de l'énergie électrique. Dans ces transformateurs tous les modes de transfert thermique sont présents et un dysfonctionnement du transfert de chaleur pourra avoir des conséquences graves.

Les transformateurs sont des machines statiques à induction électromagnétique destinés à transformer un système de courant variable d'intensité et de tension généralement différentes mais de même fréquence.

Les transformateurs de puissance sont utilisés dans les zones industrielles pour adapter les niveaux de tension et de courant alternatif entre les différents équipements et appareils, comme les machines de production d'énergie, les moteurs électriques et les équipements de transmission de données.

I.3.1. Le mode de fonctionnement d'un transformateur

Le fonctionnement d'un transformateur électrique est basé sur le principe de l'induction magnétique, le courant passe dans la première bobine (bobine primaire) et génère un champ magnétique autour de lui. Ce champ magnétique induit un courant électrique à l'intérieur de la deuxième bobine, le nombre d'enroulement de chaque bobine détermine si le transformateur augmente ou diminue la tension du courant, le transformateur permet de modifier les valeurs de tension et d'intensité du courant délivré par une source d'énergie électrique alternative. Le transport d'électricité cherche à minimiser les courants et donc augmenter les tensions pour minimiser les pertes joules principalement dans les câbles. [5]

I.3.2. Le rôle principal d'un transformateur électrique

Les transformateurs de puissance jouent un rôle important dans la distribution et la transmission de l'énergie électrique en permettant d'ajuster les niveaux de tension et de courant pour répondre aux besoins de divers appareils et réseaux électriques.

I.3.3 Types de transformateurs

Il existe plusieurs types de transformateurs de puissance électriques, en ce qui concerne les plus connus et les plus utilisés dans le domaine industriel, nous mentionnons deux types :

- **Transformateur de type sec:** C'est une machine électrique refroidi par air pour élever ou abaisser des tensions alternatives, pour les adapter aux conditions de fonctionnement des appareils connectés dans une plage de tension (supérieure ou inférieure), ils ont également les capacités pour séparer galvaniquement les deux niveaux de tension, tout cela en toute sécurité sans affecter la fréquence. Les enroulements d'un transformateur de type sec sont dans un milieu physique d'air, de résine coulée ou complètement fermé.[6]



Figure I.6 : Transformateur électrique de type sec

- **Transformateur de type immergé :** est un type de transformateur de puissance dont les enroulements et le noyau magnétique sont plongés dans un liquide isolant, généralement dans une huile minérale (transformateur minéral) ou une huile végétale (transformateur végétal). Ce fluide agit comme un support mécanique pour les composants internes d'un transformateur ainsi qu'un isolant électrique.



Figure I.7 : Transformateur électrique de type immergé

I.3.4 La différence entre les deux types

En comparant les deux types deux transformateurs sec et immergé on constate qu'il y a une différence notable qui réside dans:

- La maintenance : les transformateurs à huile nécessitent un entretien de l'huile. L'huile doit être échantillonnée mais les transformateurs de type sec ne contiennent pas l'huile.
- L'efficacité : le type sec à une perte d'énergie plus élevée, les transformateurs immergés ont une meilleure efficacité énergétique et par conséquent, une durée de vie plus longue.
- La capacité de tension : les transformateurs secs sont conçus pour les applications de petite à moyennes puissances (tensions inférieures aux types d'huile), les transformateurs à huile supportent des charges plus élevées à des tensions plus élevées.
- La sécurité de l'emplacement : le type sec est utilisé dans les bâtiments car ils sont plus sûrs pour l'environnement et moins inflammables. Les transformateurs à huile sont utilisés dans les installations extérieures en raison de la possibilité d'une fuite d'huile avec un risque d'incendie plus élevé, mais ces unités sans plus respectueuses pour l'environnement.

I.3.5 Quelques incidents enregistrés sur les transformateurs

Dans ce présent travail, nous nous sommes intéressés à la convection mixte dans un local abritant un transformateur électrique de puissance de type immergé pour prédire les risques de surchauffe.

Un transformateur de puissance électrique présente deux dangers majeurs, l'incendie et la pollution des sols. Ces risques sont souvent liés à une fuite des hydrocarbures présents dans un transformateur immergé. Les huiles peuvent se répandre, mais elles peuvent aussi s'associer aux eaux de pluie, ce qui accélère leur propagation dans les sous-sols.

Une fuite d'huile peut aussi faire courir le risque d'incendie. L'huile peut s'enflammer au contact d'une étincelle. Ce qui peut entraîner une surchauffe du transformateur en cas d'une fuite et de perte d'huile. Lorsque la quantité d'huile n'est plus suffisante pour remplir sa fonction de dissipation de la chaleur et d'isolation des composants, le transformateur peut s'enflammer mettant ainsi en danger le système d'installation.



Figure I.8 Incendie causée par un transformateur électrique

I.4 Etude bibliographique

Au fil des dernières années, de nombreux chercheurs ont consacré leurs travaux à l'étude de la convection mixte dans des cavités carrées.

Cette ligne de recherche est motivée par le fait que le transfert de chaleur par convection présente de nombreuses applications industrielles et d'ingénierie.

Parmi les recherches réalisées dans la littérature, de nombreuses études ont été consacrées à l'exploration de la convection mixte dans des cavités de forme géométriques variées. Parmi ces études nous pouvons citer quelques travaux tels:

Prasad et Kossef qui se sont intéressés à l'analyse de la convection mixte dans une cavité entraînée. Leur travail a révélé une découverte intéressante: le transfert de chaleur s'avère être indépendant du nombre de Richardson considérés qui variaient de 0.1 et 1000.[7]

M.Adnani et al ont effectué une étude numérique de la convection mixte dans une cavité carrée en présence d'un bloc froid à l'intérieur de la cavité. L'étude a été faite en fonction du nombre de Richardson et en fonction du sens du mouvement des parois horizontales de la cavité. Les résultats obtenus suggèrent que dans toutes les situations étudiées à mesure que le nombre de Richardson augmente, à la fois le transfert de chaleur et le champ d'écoulement

augmentent, cependant pour de faibles gradients de températures le transfert thermique varie en fonction du mouvement des parois horizontales tendant vers des situations qui deviennent indépendantes de la direction des mouvements à des valeurs enlevées de Richardson.[8]

Une simulation de la convection mixte dans une cavité carrée entraînée chauffée par le bas a été réalisée par les chercheurs **Moallemi et Jang**. Ils ont spécifiquement étudié l'influence du nombre de Prandtl sur l'écoulement et le transfert thermique. Les résultats obtenus ont mis en évidence que le nombre de Nusselt, qui mesure l'efficacité du transfert thermique, augmente à mesure que le nombre de Prandtl augmente.[9]

Une étude numérique de transfert de chaleur par convection mixte dans une cavité entièrement rempli par un milieu poreux a été menée par les chercheurs **Elaproul et al**. Les parois gauche et droite étaient respectivement froides et chaudes et soumises à un déplacement vers le haut à une vitesse constante, et les parois inférieures et supérieures étaient fixes et thermiquement isolées. Ils ont constaté que le nombre de Nusselt moyen diminue à mesure que le nombre de Richardson augmente.[10]

Teimour Behzadi et al, ont effectué une simulation numérique sur le transfert de chaleur par convection mixte dans une cavité carrée ventilée. Le but de cette étude était d'étudier l'effet d'ajouter un milieu poreux et l'effet de nombre de Richardson et du nombre de Darcy sur l'écoulement du fluide. Les résultats obtenus indiquent que lorsque le nombre de Darcy et le diamètre des particules poreuses augmentent, cela entraîne une diminution de taux de transfert de chaleur.[11]

Waheed, s'est intéressé à une étude numérique bidimensionnelle pour une convection mixte dans une cavité rectangulaire dont la paroi supérieure est constamment entraînée. Ils ont découvert que l'augmentation du nombre de Richardson améliore à la fois l'écoulement hydrodynamique et la distribution de la température à l'intérieur de la cavité.[12]

S.Khachi et S.Boudebous ont étudié numériquement l'écoulement d'air en convection mixte laminaire dans une cavité carrée, dont une partie du fond est soumise à un flux de chaleur constant. Les parois latérales de la cavité sont maintenues à une température froide et se déplacent vers le haut à une vitesse constante, en revanche les autres parties sont considérées adiabatique. Les résultats obtenus révèlent l'importance du nombre de Richardson, la transition de la première structure vers la deuxième se produit d'une manière abrupte pour une valeur spécifique de ce nombre, entraînant une bifurcation d'un régime composé de deux cellules vers un autre régime composé de quatre cellules. [13]

Khanafer et al, se sont intéressés à une simulation numérique de la convection mixte dans une cavité avec les parois mobiles. Ils ont découvert que les nombres de Reynolds et les

nombres de Grashof améliorent ou détériorent le processus de transport d'énergie et la force de trainée en fonction de la variation du cycle de vitesse. [14]

Une étude numérique de convection mixte dans une cavité cubique soumise à un double entraînement a été faite par **N.Ouertatani et al.** Dans cette configuration la cavité est chauffée par le haut et refroidi par le bas. Les chercheurs ont constaté que pour des valeurs très élevées de nombre de Reynolds et de nombre de Richardson, le transfert de chaleur est principalement dominé par la convection forcée, en revanche pour de très faibles valeurs des nombres de Richardson et de Reynolds l'écoulement est principalement dominé par la convection naturelle. [15]

Une analyse numérique du flux convectif mixte et de transfert de chaleur dans une cavité carrée entraînée par un couvercle supérieur contenait un bloc triangulaire chauffé avec une condition thermique à flux de chaleur constant a été effectué par le chercheur **Krunal M.Gangawane**. L'auteur a appliqué la méthode des volumes finis et le schéma simple pour résoudre les équations gouvernantes dans une gamme de paramètres pertinents.[16]

Les paramètres comprenaient le nombre de Reynolds avec des valeurs de 1, 50, 100, 500 et 1000. Le nombre de Prandtl avec des valeurs de 1, 50, 100 et le nombre de Grashof avec des valeurs de 0, 100, 1000, 10^4 et 10^5 . L'observation faite indique que l'augmentation du nombre de Reynolds conduit à une amélioration du taux de transfert thermique mesuré par le nombre de Nusselt, mais cette amélioration est observée seulement jusqu'à un seuil de Reynolds située entre 180 et 220. Au-delà de cette plage de valeurs, l'effet du nombre de Reynolds sur le taux de transfert de chaleur semble diminuer.

I.5. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons fourni des généralités sur le transfert de chaleur ainsi que des informations de base sur les transformateurs de puissance électriques. Nous avons également présenté une revue de littérature sur différentes études de recherches portant sur le sujet, en mettant en évidence les différentes configurations étudiées.

Comme il a été mentionné ci-dessus, nous nous sommes intéressés au refroidissement des transformateurs électriques de puissance pour éviter des problèmes de surchauffes. Les transformateurs de puissance ont le défaut d'être souvent bruyants, de pouvoir prendre feu à cause des huiles utilisées dans le circuit de refroidissement pour dissiper la chaleur du circuit magnétique et des enroulements. L'étude consiste donc à mettre au point un modèle numérique pour étudier le refroidissement du bloc du transformateur électrique à l'aide d'un écoulement d'air froid qui traverse le local où se trouve le transformateur et permettre de déterminer les dimensions optimales du local qui abrite le transformateur sans risque de surchauffe et éviter le risque d'incendie.

Dans le chapitre suivant, nous exposerons une description détaillée sur le problème de notre étude et les équations fondamentales qui le régissent à la fois dans leur forme dimensionnelle et adimensionnelle.

Chapitre II:

Géométrie et
formulation
mathématiques

II.1 introduction :

Au sein de ce chapitre, nous allons aborder le problème physique que nous allons étudier en tenant comptes de certaines hypothèses simplifiées, suivi des équations aux dérivées partielles, qui décrivent notre phénomène physique sous leurs formes dimensionnelles et adimensionnelles, accompagnées des conditions aux limites spécifique à la géométrie étudié.

II.2 Description du problème:

Le problème physique est une cavité carrée bidimensionnel de longueur L où qui est fixé à 1mètre, avec un obstacle carré à l'intérieur de dimensions $(0.5 \times 0.5 \text{ m})$ considérée comme une source de chaleur (flux de chaleur constant Q), les parois de la cavité carrée sont immobiles et supposées adiabatiques.

La paroi gauche est chauffée par une température froide constante T_f avec une entrée d'air située à la base de la paroi entraînée par une vitesse constante U de la gauche vers la droite, le fluide s'écoule à travers la cavité et est ensuite évacué par une sortie en haut de la paroi de droite.

Le problème considéré est schématisé sur la figure ci-dessous :

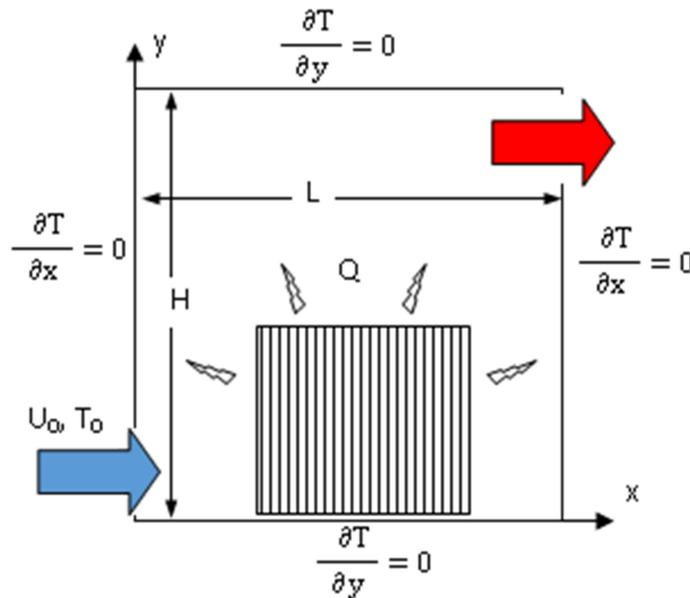


Figure II.1 : Modèle physique dimensionnel

II.3 Hypothèses simplificatrices :

Dans notre tentative de créer un modèle mathématique simplifiée du problème physique, nous avons pris en compte les hypothèses suivantes :

- Le fluide est incompressible et newtonien.
- Ecoulement bidimensionnel
- Les propriétés physiques du fluide (μ , ρ , k) sont supposés constantes.

- Absence du transfert thermique par rayonnement.
- L'écoulement est permanent ($\frac{\delta}{\delta t} = 0$).
- Régime laminaire.
- L'approximation de Boussinesq est valide, cela signifie que les variations de densités sont négligeables dans tous les termes des équations de quantités de mouvement (à l'exception du terme de gravité).

II.4 formulation mathématiques du problème :

En tenant compte des hypothèses simplificatrices, les équations en deux dimensions peuvent être exprimées comme suit :

a. Equation de continuité :

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0$$

b. Equation de quantité de mouvement:

Selon la deuxième loi fondamentale de la dynamique, la variation de la quantité de mouvement d'une particule du fluide par unité de temps est équivalente à la somme des forces extérieures qui agissent sur cette particule. L'équation peut être exprimée suivant les deux axes de la manière suivante :

Suivant l'axe x:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right]$$

Suivant l'axe y:

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left[\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right] + g\beta(T - T_0)$$

c. Equation énergie:

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right)$$

II.4.1 formulation mathématique adimensionnels:

Pour rendre les équations précédentes adimensionnelles, il est nécessaire d'introduire les changements de variables suivantes :

$$U = \frac{u}{U_0}; V = \frac{v}{U_0}; P = \frac{p}{\rho U_0^2}; X = \frac{x}{L}; Y = \frac{y}{L}; \theta = \frac{T - T_i}{\Delta T} \quad \text{avec } \Delta T = \frac{LQ}{k}$$

Les équations sous forme adimensionnelle son écrits comme suit :

a. Equation de continuité :

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

b. Equation de quantité de mouvement :

Suivant l'axe x :

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{Re} \left[\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right]$$

Suivant l'axe y :

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{\text{Re}} \left[\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right] + \frac{\text{Ra}}{\text{Re}^2 \text{Pr}} \theta$$

ou

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{\text{Re}} \left[\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right] + \text{Ri} \theta$$

c. Equation de l'énergie:

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{\text{RePr}} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right)$$

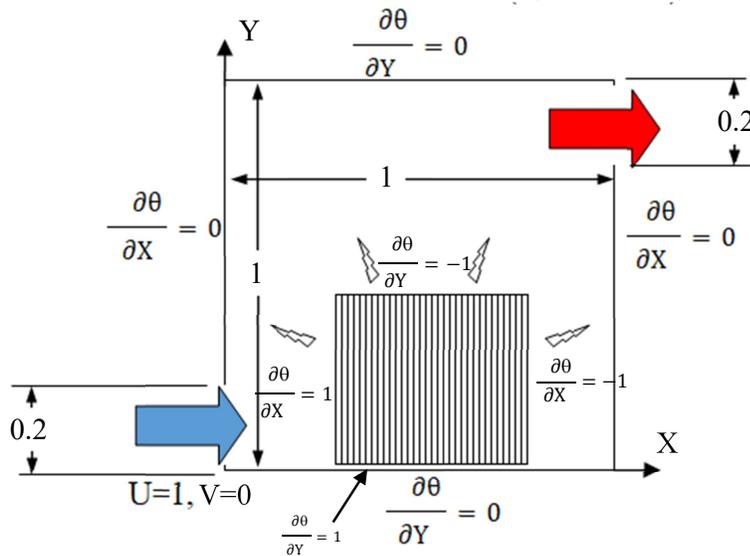


Figure II.2 : Modèle physique adimensionnel

II.4.2 conditions aux limites:

Pour résoudre le système d'équations obtenues précédemment, il est nécessaire de prendre en compte les conditions aux limites appropriées à la géométrie de notre phénomène physique tant pour les champs dynamique que thermique.

Ces conditions aux limites sont formulées comme suit :

	X	Y	Conditions	
			Dynamiques	Thermiques
Entrée	X=0	0 ≤ Y ≤ 0,2	U = U ₀ ; V=0	θ=0
Sortie	X=1	0,8 ≤ Y ≤ 1	$\frac{\partial U}{\partial X} = 0$	$\frac{\partial T}{\partial X} = 0$
Paroi supérieure	0 ≤ X ≤ 1	Y=1	U=0 ; V=0	$\frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0$
Paroi inférieure	0 ≤ X ≤ 1	Y=0	U=0 ; V=0	$\frac{\partial \theta}{\partial Y} = 0$

Paroi droite	X=1	$0 \leq Y \leq 0,8$	U=0 ; v=0	$\frac{\partial \theta}{\partial X} = 0$
Paroi gauche	X=0	$0,2 \leq Y \leq 1$	U=0 ; V=0	$\frac{\partial \theta}{\partial X} = 0$
Paroi supérieure du transformateur	$0.25 \leq X \leq 0.75$	Y=0.6	U=0 ; V=0	$\frac{\partial \theta}{\partial Y} = -1$
Paroi inférieure du transformateur	$0.25 \leq X \leq 0.75$	Y=0.1	U=0 ; V=0	$\frac{\partial \theta}{\partial Y} = 1$
Paroi droite du transformateur	X=0.75	$0,1 \leq Y \leq 0.6$	U=0 ; V=0	$\frac{\partial \theta}{\partial X} = -1$
Paroi gauche du transformateur	X=0.25	$0,1 \leq Y \leq 0.6$	U=0 ; V=0	$\frac{\partial \theta}{\partial X} = 1$

Tableau II.1 : Conditions aux limites du phénomène

II.5 approximation de Boussinesq :

L'approximation de Boussinesq est une hypothèse simplificatrice permettant de résoudre les écoulements non isothermes, et couramment utilisée dans l'étude des écoulements convectionnels.

Cette approximation prend comme hypothèse que les fluides ont une masse volumique constante qui ne dépend que de sa température, cela simplifie les équations de conservations de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie, ce qui facilite la résolution numérique des problèmes de convection.

Dans la pratique, cette hypothèse se traduit par une simplification de l'équation d'état du fluide en linéarisant l'expression de densité (ρ) en fonction de la variation de température (T) de la manière suivante :

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

Où :

(T_0, ρ_0) : l'état thermodynamique des références.

β : le coefficient d'expansion thermique et est défini par :

$$\beta = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)$$

Et pour un gaz parfait :

$$\beta = \frac{1}{T_m}$$

II.6 Nombres adimensionnels :

- **Nombre de Reynolds :**

Le nombre de Reynolds est un paramètre adimensionnel qui caractérise le type d'écoulement d'un fluide, qu'il s'agisse d'un liquide ou un gaz. Il reflète l'équilibre entre les forces d'inertie et les forces visqueuses dans un écoulement.

L'équation utilisée pour calculé le nombre de Reynolds est donnée par :

$$Re = \frac{U_0 \cdot L}{\nu} = \frac{\rho \cdot L \cdot U_0}{\mu}$$

Où :

ρ : La densité du fluide.

L : Une longueur caractéristique de l'écoulement. Pour notre cas, c'est la largeur de la cavité.

U_0 : La vitesse caractéristique de l'écoulement.

μ : La viscosité dynamique du fluide.

- **Nombre de Grashof :**

Le nombre de Grashof est une grandeur adimensionnelle qui permet de quantifier la convection naturelle par rapport à la conduction thermique.

Il se donne par la relation suivante :

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L^3}{\nu^2}$$

Où :

g : L'accélération de la gravité.

β : Coefficient d'expansion thermique.

ΔT : La différence de température entre les parois.

L : Une longueur caractéristique du fluide. Pour notre cas, c'est la largeur de la cavité.

ν : La viscosité cinématique du fluide.

- **Nombre de Richardson :**

Le nombre de Richardson, également connu sous le nom de nombre de Richardson-rock, et est un nombre adimensionnel utilisé dans l'analyse de la convection, il est défini comme le rapport entre le terme convectif et le terme conductif dans l'équation de transport de chaleur.

Il permet d'évaluer l'importance relative de la convection par rapport à la conduction.

Mathématiquement, il peut être exprimé par la relation suivante :

$$Ri = \frac{g \cdot \Delta \rho \cdot L}{\mu \cdot U_0^2}$$

Où :

g : L'accélération due a la gravité.

$\Delta \rho$: La variation de la densité.

- μ : La viscosité cinématique du fluide.
- L : Une longueur caractéristique de l'écoulement. Pour notre cas, c'est la largeur de la cavité.
- U_0 : Une vitesse caractéristique de l'écoulement.

Le nombre de Richardson peut également être exprimé sous la forme :

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2}$$

- **Le nombre de Prandtl :**

Le nombre de Prandtl est un nombre utilisé dans l'étude des écoulements et de transfert de chaleur.

La relation mathématique du nombre de Prandtl Pr est exprimée comme suit :

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$$

Où :

- ν : La viscosité cinématique du fluide.
- α : La diffusivité thermique du fluide.

- **Nombre de Rayleigh :**

Le nombre de Rayleigh est un paramètre adimensionnel qui permet d'évaluer l'intensité des phénomènes de convection naturelle.

La relation mathématique dépend du contexte spécifique de l'écoulement, dans le cas général de la convection naturelle il peut être exprimé comme suit :

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L^3}{\nu \cdot \alpha}$$

$$\text{Et : } Ra = Gr \cdot Pr$$

- **Nombre de Nusselt :**

Le nombre de Nusselt est nombre qui caractérise l'efficacité de transfert de chaleur par convection. Il représente le rapport entre le flux transmis réellement de la plaque vers le fluide et le flux qui serait transmis en régime de conduction pure.

$$\phi_{réel} = -k \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_x = h_c (T_p - T_0)$$

$$\phi_{conductif} = \frac{k(T_p - T_0)}{L}$$

$$Nu = \frac{\phi_{réel}}{\phi_{conductif}} = \frac{h_c \cdot L}{k}$$

Où :

h_c : Coefficient d'échange convectif local.

II.7 conclusion:

Au cours de ce chapitre, nous avons exposé le problème que nous allons examiner, ainsi que les équations fondamentales qui régissent la convection mixte, tant dans leur forme dimensionnelles que dans leur formes adimensionnelles. De plus nous avons détaillé les conditions aux limites appropriées associées à ces équations.

Dans le chapitre suivant, nous détaillerons la méthode de résolution numérique des équations ainsi que tous les outils utilisés pour effectuer cette résolution.

Chapitre III:

Résolution numérique

III.1 Introduction :

Il existe diverses méthodes pour résoudre numériquement les équations différentielles partielles (EDP) qui décrivent le phénomène physique de l'écoulement du fluide défini dans le chapitre précédent de ce mémoire.

Parmi ces méthodes on cite : méthodes des éléments finis, des différences finis et des volumes finis. L'objectif de ces méthodes est de convertir les équations en un système algébrique qui sera discrétisé par le code commercial Fluent.

Dans cette partie du mémoire nous aborderons la méthode de résolution numérique de ces équations en mettant en évidence les différentes étapes nécessaires pour les discrétiser à l'aide des logiciels appropriés.

III.2 Rappel de la méthode des volumes finis :

La méthode des volumes finis est une approche numérique largement employée dans le cadre de la modélisation mathématique et la simulation numérique pour résoudre des équations aux dérivées partielles (EDP).

Cette méthode trouve fréquemment application dans la résolution des problèmes liés à l'écoulement des fluides, au transfert de chaleur, mécanique des solides et à plusieurs autres phénomènes physiques.

La méthode des volumes finis est basée sur les principes de conservation et d'équilibre local, et utilise les schémas numériques pour approximer les dérivées spatiales des équations continus.

III.3 Procédure de la simulation :

La simulation numérique permet de modéliser des phénomènes physiques complexes en utilisant un modèle mathématique qui comprend des équations aux dérivées partielles. Elle implique une série de calculs pour obtenir une représentation numérique des phénomènes étudiés.

La procédure générale pour effectuer une simulation numérique qui peut varier en fonction du problème et de la méthode de résolution utilisée, implique l'utilisation des logiciels couramment utilisés pour la modélisation et la simulation d'écoulements des fluides tels que fluent et gambit.

III.4 Gambit :

Gambit est un logiciel de prétraitement de maillage utilisé dans la modélisation numérique des fluides. Il permet de générer des maillages structurés et non structurés pour des géométries en 2D ou 3D simples ou complexes.

Ce préprocesseur fournit des fonctionnalités telles que la manipulation de la géométrie, la génération de maillage et aussi la définition des conditions aux limites appropriées aux frontières du domaine calculé.

Gambit est largement utilisé pour la conception et l'analyse de systèmes de fluides dans plusieurs secteurs.

III.4.1. Interface et étapes de Gambit :

- **Lancer Gambit :**

Une fois on lance le logiciel, l'interface se présente comme suit :

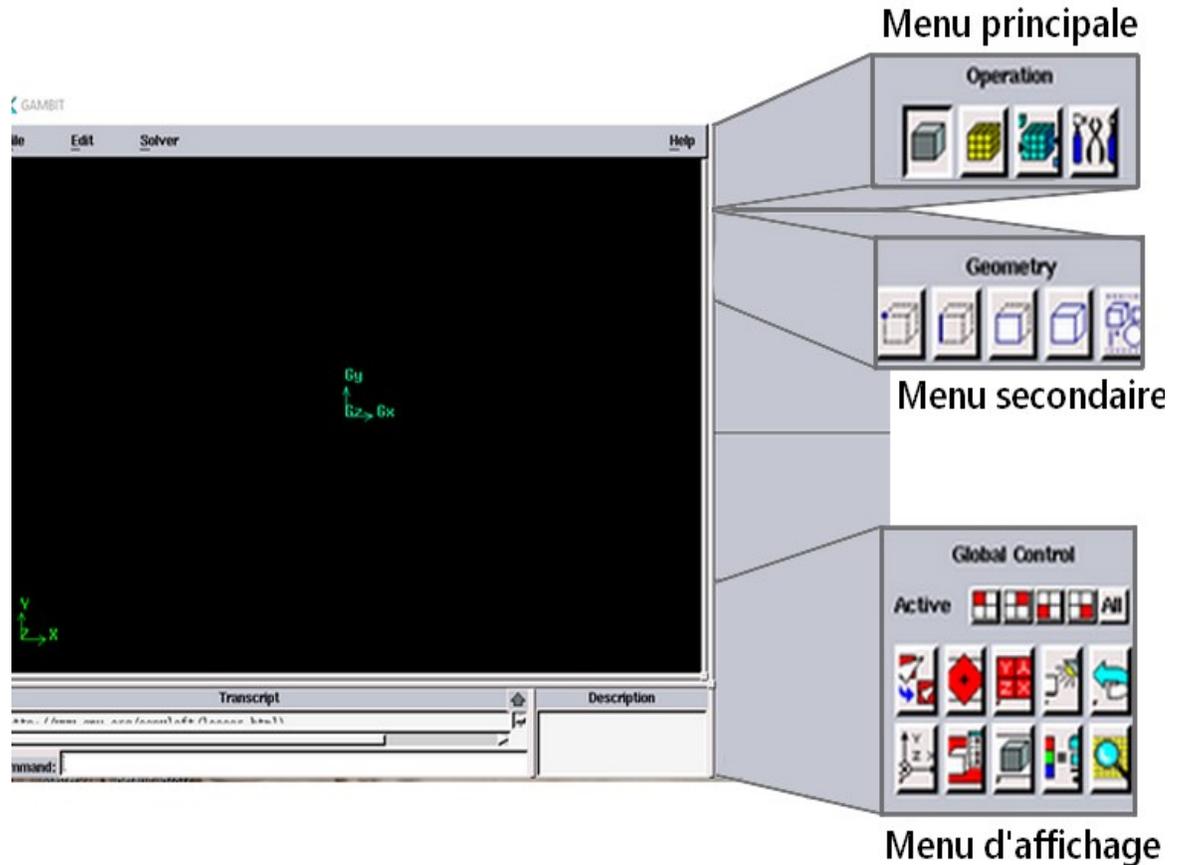


Figure III.1 : Interface du logiciel Gambit

Création de la géométrie :

Afin de créer une géométrie sur gambit 2d de manière fiable, nous avons utilisé la méthode point par point, en les reliant ensuite par des arrêts (edges) dans toutes les directions.

Ensuite nous avons procédé à la création des faces pour enfin obtenir une géométrie souhaitée.

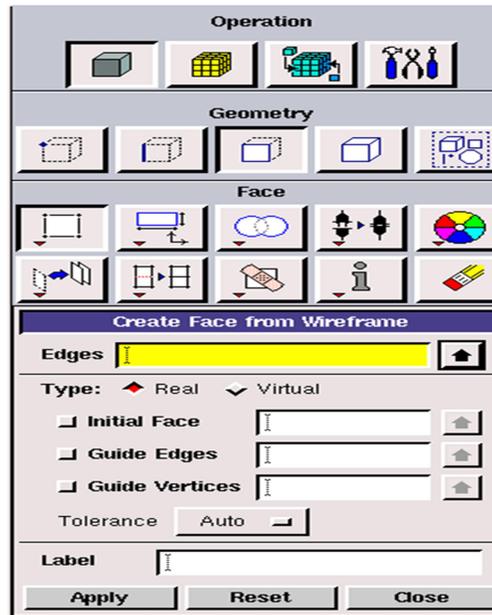


Figure III.2: Construction de la géométrie

- **Génération du maillage :**

Pour notre étude, nous avons adopté une approche de maillage structuré de type bi-exponentiel avec un ratio de 0,6. De plus nous avons varié les tailles de mailles pour but d'obtenir une meilleure caractérisation des écoulements à la couche limite.

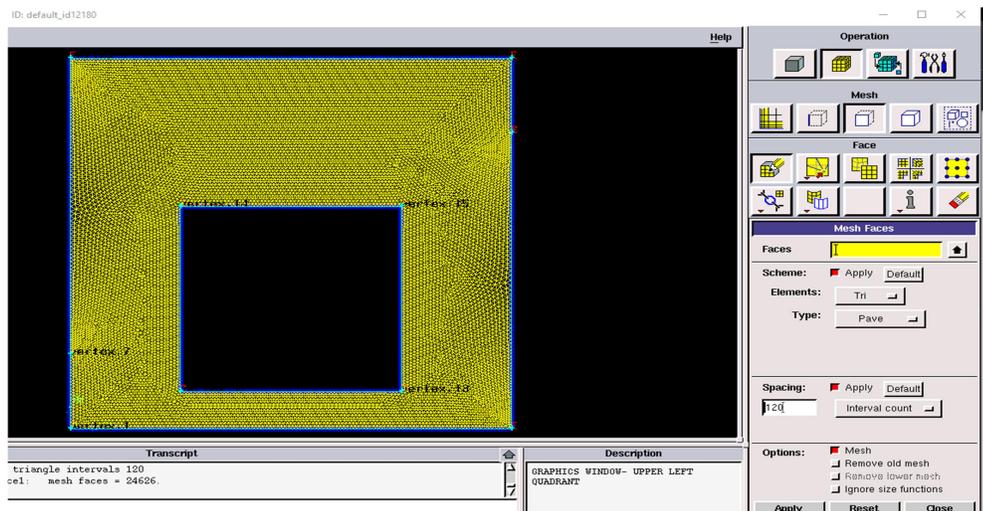


Figure III.3: Génération du maillage.

- **les conditions aux limites :**

Cette figure illustre les diverses conditions que l'on peut appliquer à une cavité carrée afin de simuler un écoulement d'air entrainée.

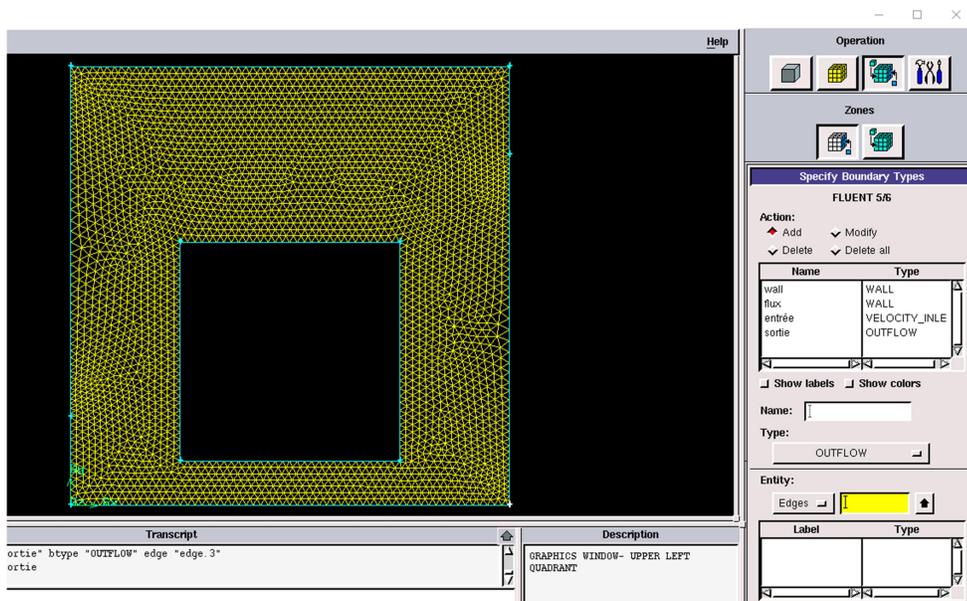


Figure III.4 : Incorporation des conditions aux limites

- **exportation du maillage de gambit :**

Une fois que la géométrie et les conditions aux limites sont définies, le maillage est ensuite exporté vers le solveur Fluent en utilisant l'option (export-mesh) dans le menu File.

Et pour garantir une utilisation correcte de fluent, il est essentiel d'exporter la géométrie au format (2d mesh) afin de pouvoir la lire et l'utiliser ultérieurement après l'avoir enregistrée.

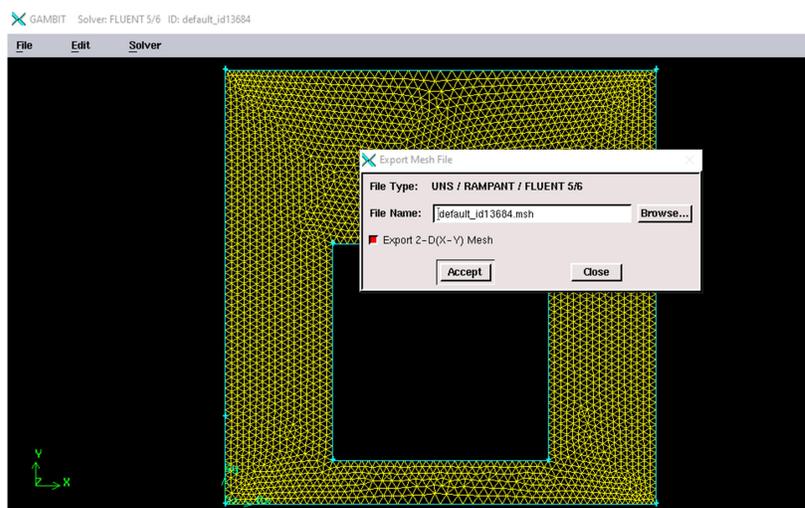


Figure III.5: Exportation du maillage Gambit

III.5. Le solveur Fluent :

Fluent est un logiciel développé par ANSYS dédiée à la simulation numérique des écoulements des fluides, il permet de modéliser et résoudre les différents problèmes liés aux fluides et simulant leur comportement dans des conditions réelles.

Ce logiciel offre plusieurs fonctions telles que la prédiction du comportement du fluide, l'analyse et la visualisation des résultats obtenus.

III.5.1 Les étapes de Fluent :

- **Lancer Fluent :**

Etant donné que la géométrie est en 2D, nous avons opté pour le domaine 2d (2ddp) pour une double précision, il est ainsi distingué de la manière suivante :



Figure III.6: Lancement du logiciel de FLUENT

- **Importation de la géométrie :**

Pour amorcer l'étude nous avons procédé à l'importation du fichier (*.msh) généré à partir du Gambit en suivant l'étape ci-dessous :

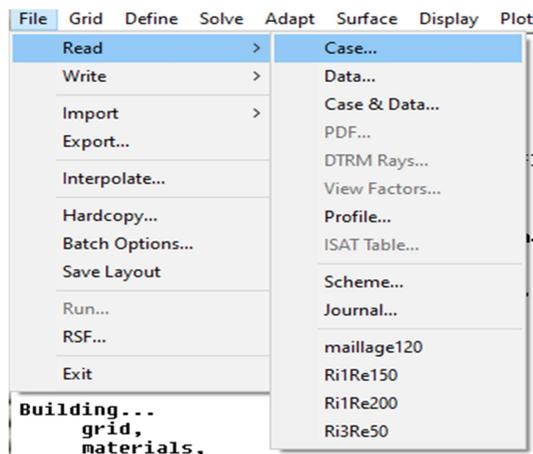


Figure III.7: Importation du maillage

- **Les caractéristiques du matériau :**

Le choix du fluide est déterminé de la manière suivante :

Define-Materials

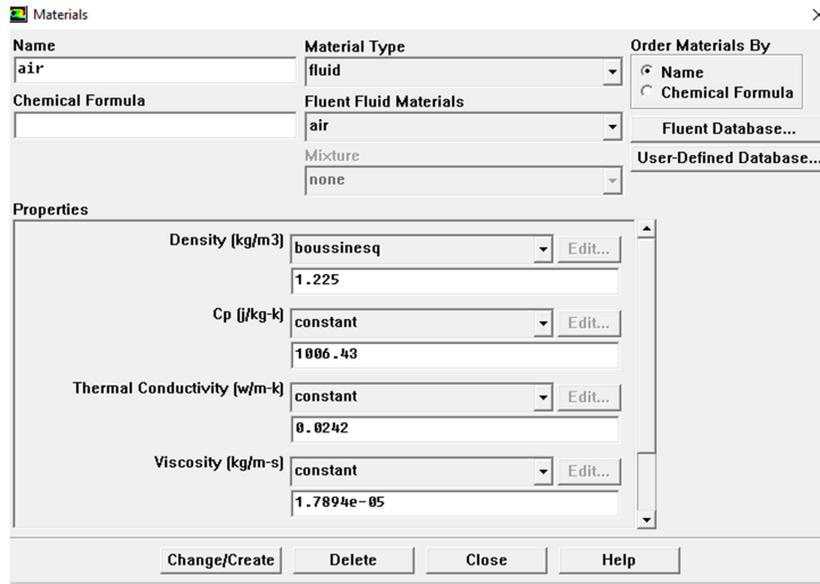


Figure III.8 Caractéristiques du matériau

- **Les conditions opératoires :**

Cette fonction permet de spécifier les conditions de fonctionnement

Define-operating conditions

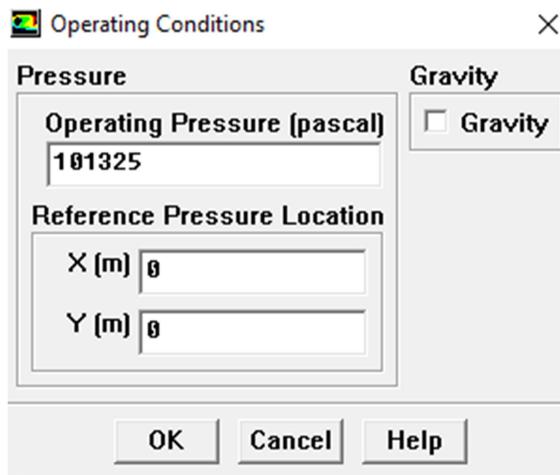


Figure III.9 : Choix de Conditions d'opérateur

- **Les conditions aux limites :**

Il est nécessaire d'établir les valeurs des conditions limites du problème à prendre en compte.

Define-Boundary conditions.

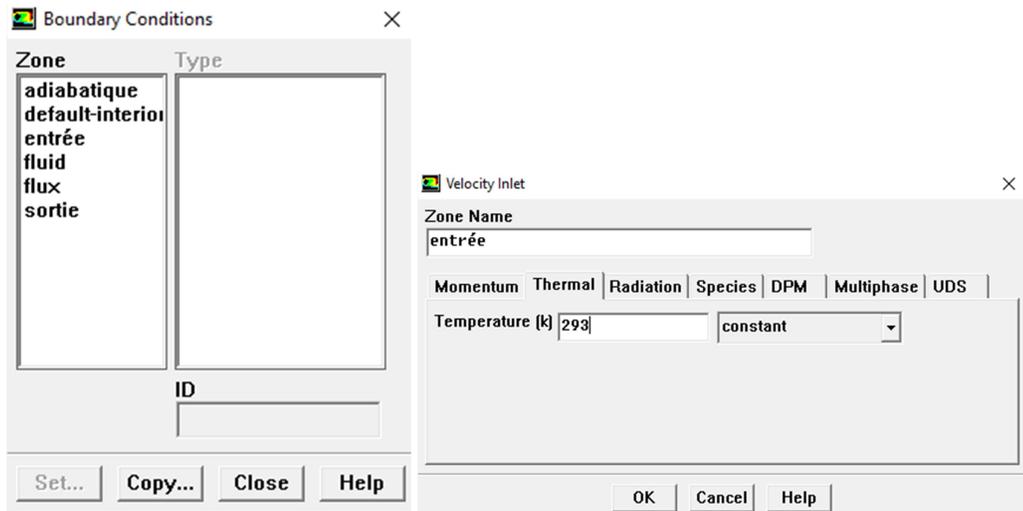


Figure III.10: Conditions aux limites

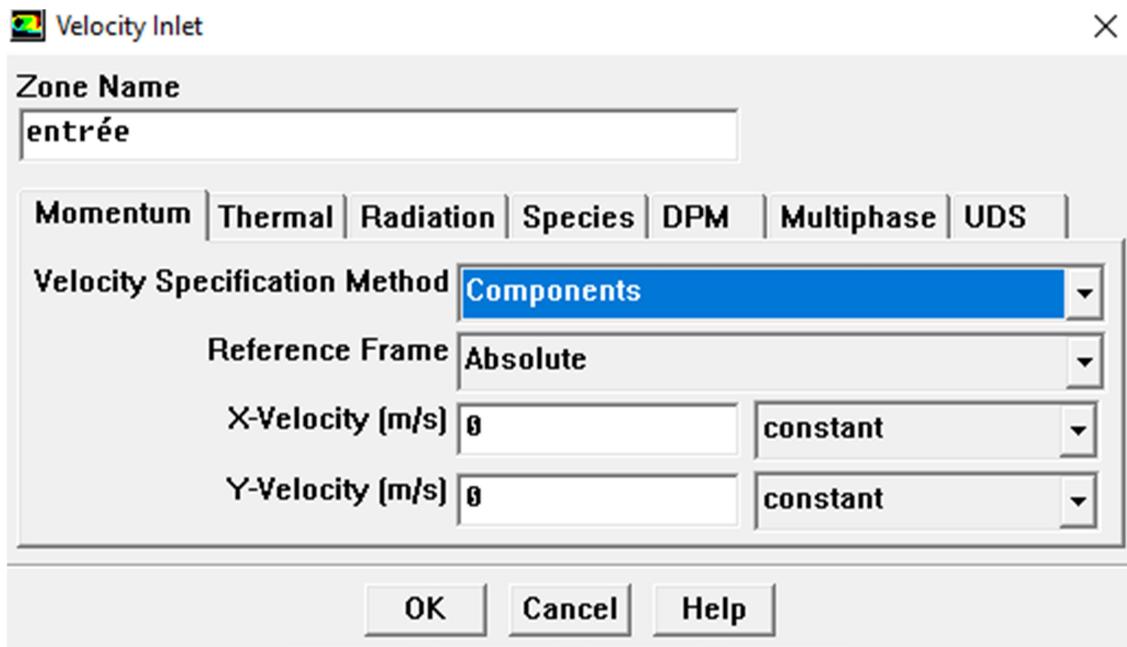


Figure III.11: Vitesse d'entrée(condition au limite)

- **Contrôle de solution :**

Cette étape nous permet d'examiner les schémas de discrétisation, de déterminer l'ordre des équations et de choisir l'algorithme.

Solve-controls-solution

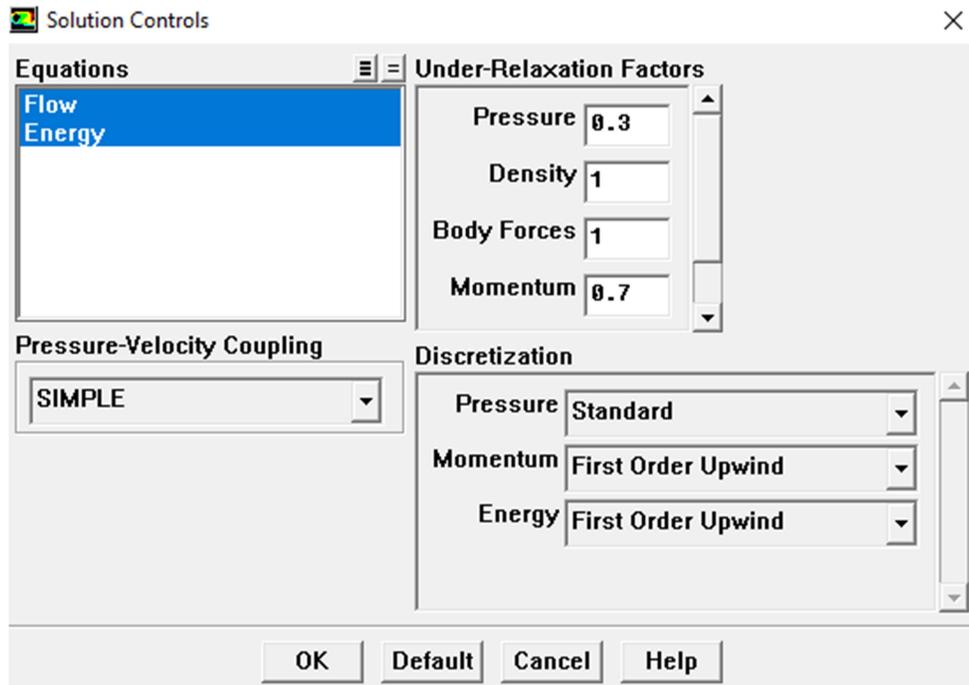


Figure III.12: Choix d'ordre d'équation

- **Choix de critères de convergence :**

Il est important de donner la priorité aux critères de convergence, qui doivent être pris en compte afin de déterminer le moment optimal pour interrompre les calculs.

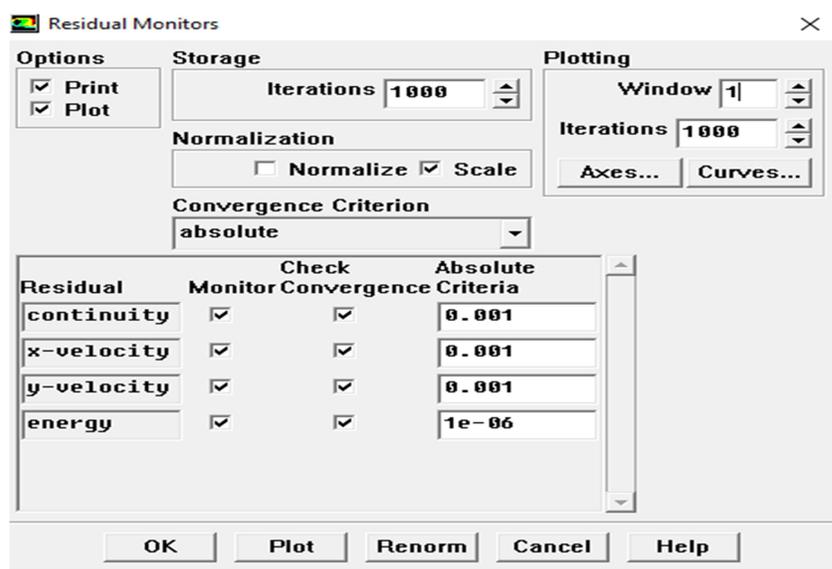


Figure III.13: Choix de critères de convergence

- **Initialisation :**

Cette fonction permet de démarrer le calcul en effectuant une initialisation.

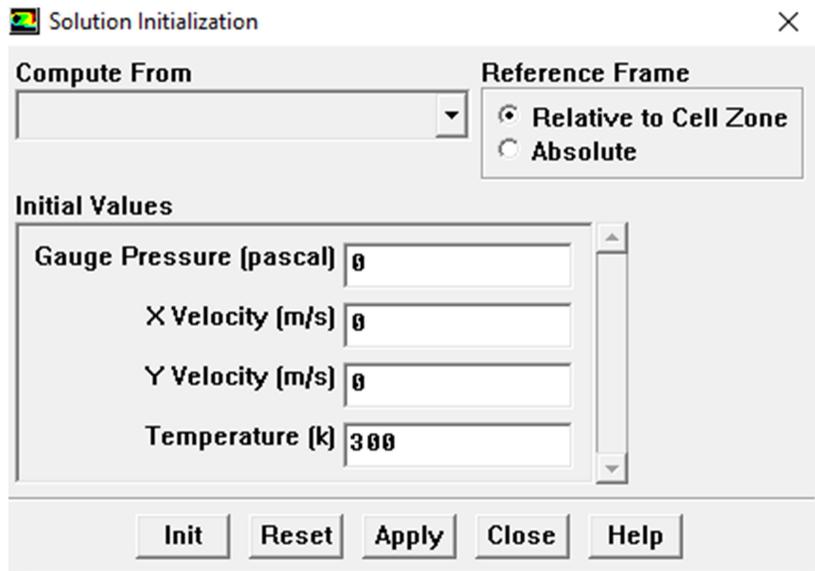


Figure III.14: Initialisation de calculs

- **Lancement du calcul de convergence :**

On choisit le nombre des itérations.

Solve-iterate

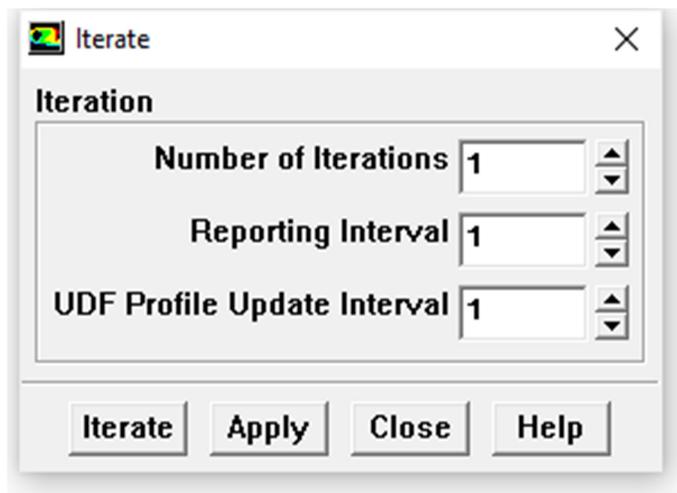


Figure III.15: Choix du nombre d'itérations

Le module de post-traitement de Fluent offre principalement des fonctionnalités pour analyser et visualiser les résultats obtenus ;

- Display :

Permet de visualiser et afficher différentes représentations graphiques des résultats comme les contours (vitesse, température...), les lignes de courants, les profils, etc.

- Surface :

Offre la possibilité de générer la visualisation tridimensionnelle des résultats de la simulation, ainsi que la création des lignes et des représentations graphiques à partir des points.

- Plot :

Cette fonction peut nous donner des graphes tridimensionnels pour toutes les variables.

- Report :

Cette option est utilisée pour extraire des informations sur les résultats de la simulation, y compris les valeurs du nombre de Nusselt.

III.6 Choix et test de maillage :

Nous avons effectué une validation sur une cavité carrée entrainée fermé, dont les parois gauche et droite sont adiabatiques, avec la paroi inférieure froide et la paroi supérieure chaude.

On considère que le nombre de Reynolds Re varie entre 400 et 1000 et nombre de Grashof $Gr=10^4$.

Pour but d'étudier l'influence des maillages, nous avons adopté des maillages de $(40 \times 40$ à $140 \times 140)$ uniformes et serrés au niveau des parois.

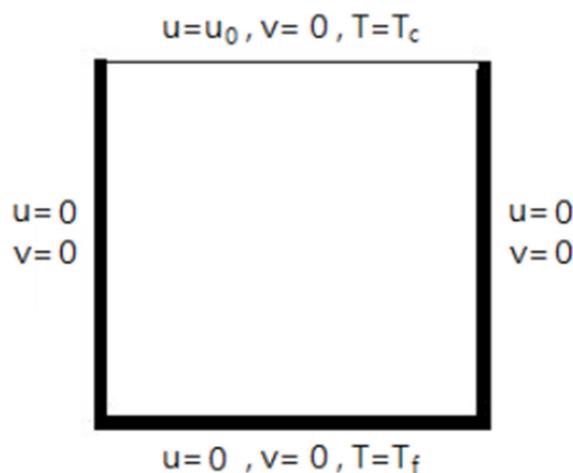


Figure III.16 : Configuration physique pour le cas de convection mixte

Pour effectuer la validation du maillage qui varie entre 40×40 et 140×140 , nous avons calculé la variation du nombre de Nusselt moyen au niveau de la paroi chaude.

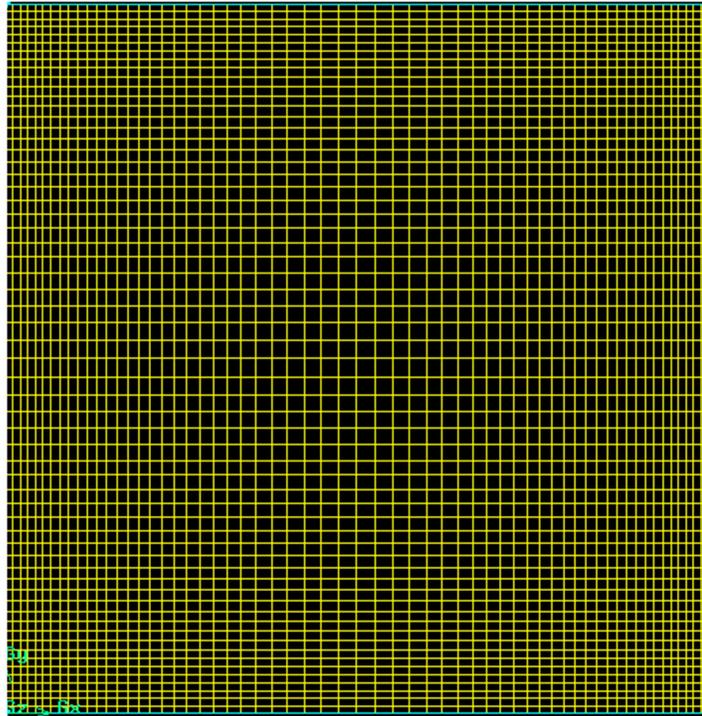


Figure III.17 : Forme de maillage utilisé

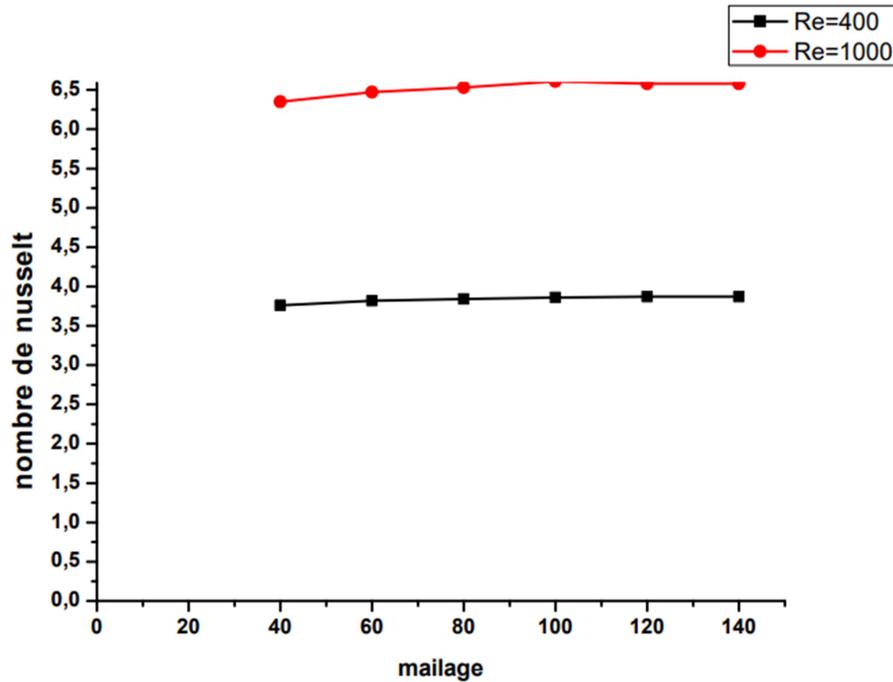


Figure III.18: Etude du maillage pour le cas de la convection mixte (Re=400 et Re=1000 pour $Gr=10^4$)

III.6.1 validation physique

Nous avons confronté nos résultats avec ceux qui ont été recensés dans la littérature.

Re	Nu						
	Gr=10 ⁴						
	Travail présent	Sivakumar et Sivasankaran [17]	Erreur %	Sharif [18]	Erreur %	Iwatsu et al [19]	Erreur %
400	3,87	3,85	0,51	3,82	1,29	3,62	4,04
1000	6,58	6,47	1,69	6,50	1,21	6,29	4,40

Tableau III.2 : Validation des résultats avec la littérature pour le cas de la convection mixte (Re = 400 et 1000 pour un Gr = 10⁴)

Après avoir maintenu le nombre de Grashof à 10⁴ et comparé les résultats pour des nombres de Reynolds de 400 et 1000. Nous avons observé que l'erreur maximale est inférieure à 4.5%. Cette constatation démontre que nos résultats sont en bonne concordance avec ceux présentés dans la littérature.

III.6.2 Etude de maillage

L'étude de maillage est effectuée avec une cavité carrée dont ses parois sont immobiles, avec un obstacle carré à l'intérieur soulevé du plancher de la cavité de dimensions (0.5×0.5) considéré comme une source de chaleur (transformateur électrique de puissance), les parois supérieure et inférieure sont supposés adiabatiques, on trouve une entrée située à la base de la paroi gauche d'une longueur de $(0,2)$ ainsi qu'une sortie en haut de la paroi droite.

On considère que $Ri=1$ et $Re=100$.

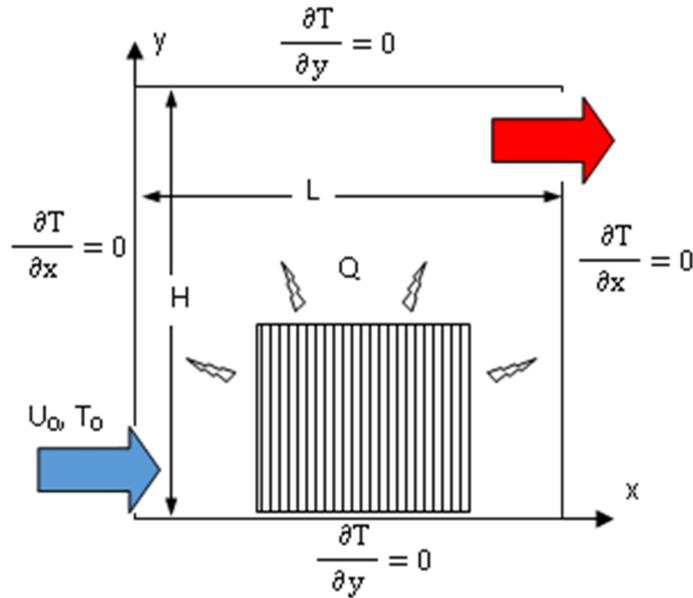


Figure III.19 : Configuration physique du phénomène étudié

Afin d'étudier l'influence du maillage sur la solution numérique, nous avons opté pour l'utilisation de maillages uniformes et serrés sur les parois, avec des tailles en allant de (60×60) à (140×140) .

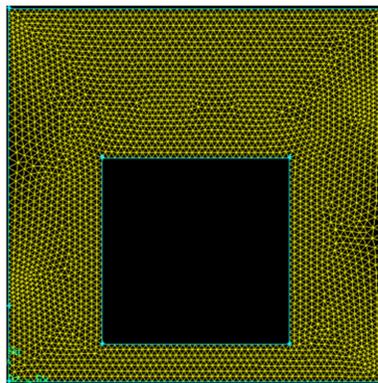


Figure III.20: Maillage utilisée pour la configuration physique du phénomène étudié

La validation du maillage est exécutée en calculant la variation moyenne du nombre de Nusselt sur la paroi chaude, en fonction du nombre de Reynolds.

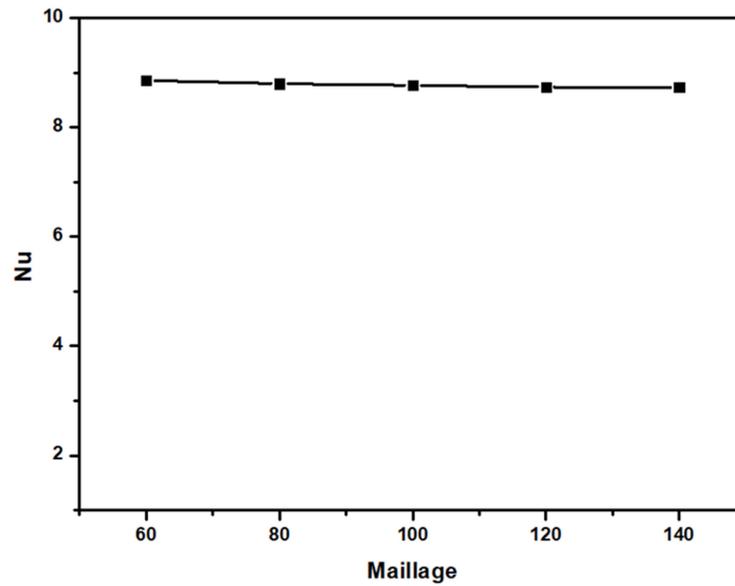


Figure III.21: Etude maillage du phénomène

Après avoir examiné attentivement les résultats de validations pour les deux phénomènes, nous avons décidé d'opter pour un maillage de 120×120 afin de réduire le temps de calcul.

III.7 Conclusion

Dans cette section, nous avons abordé les procédures impliquées dans la résolution d'un problème physique en utilisant les deux logiciels Gambit et Fluent, cela inclut la création de la géométrie, la génération du maillage, l'importation du fichier dans gambit, ainsi que la définition des conditions de résolution numérique et la visualisation et l'analyse des résultats obtenus sous Fluent.

En second lieu, nous avons exposé les résultats d'une étude de maillage portant sur la convection mixte dans une cavité carrée simple, et nous avons effectué une comparaison entre nos résultats et ceux trouvés dans la littérature.

Pour conclure, nous avons présenté une étude de maillage pour la convection mixte sur notre phénomène physique, après évaluation nous avons choisi un maillage de 120×120 afin d'obtenir une résolution numérique satisfaisante.

Chapitre IV:

Résultats et discussions

IV.1 introduction

Après avoir expliqué la méthode de résolution numérique et les outils utilisés, ainsi qu'avoir effectué une étude de maillage dans la section précédente avec une validation des résultats pour le maillage choisi.

Dans ce chapitre, nous aborderons la résolution numérique de notre problème étudié. Notre objectif sera d'analyser l'influence du nombre de Reynolds et de nombre de Richardson sur les différents caractéristique de l'écoulement, notamment les lignes de courant, les isothermes, les profils de vitesse, les profils de température, ainsi que le nombre de Nusselt moyen au niveau de l'obstacle. Ces résultats seront présentés et examinés en détails.

IV.2 Résultats et discussions

Au sein de cette section, nous examinerons le cas présenté dans cette étude, qui concerne spécifiquement la convection mixte dans une cavité carrée entraînée où un flux de chaleur est imposé à travers un obstacle (transformateur de puissance) située au milieu de la cavité, tout en maintenant la paroi gauche à une température froide, tandis que les autres parois sont considérées comme adiabatiques.

Etude de l'influence du nombre de Reynolds

Au départ le nombre de Richardson a été fixé à 0.1 puis à 1, 5 et 10 tandis que le nombre de Reynolds variait entre (50, 100, 150 et 200).

Le maillage utilisé pour cette étude est celui qui a été choisi lors de la phase de la validation, notamment 120×120 .

Les figures de 1 à 8 montrent les contours de température et les lignes de courant pour différents nombres de Reynolds pour des $Ri = 0.1, 1, 5$ et 10. On constate que pour le cas où $Ri = 0.1$ où la convection forcée est prédominante, l'écoulement occupe toute la cavité, se scinde en deux en rencontrant l'obstacle et que les lignes de courant sont symétriques en diagonale. En augmentant le nombre de Reynolds les forces d'inertie augmentent, et on constate la formation de vortex au niveau des parties supérieures et droites de l'obstacle. En augmentant le nombre de Reynolds ce dernier grandit, en plus de la formation de deux vortex au niveau de la partie droite de la cavité (pour $Re = 150$ et 200). Cela est dû au fait qu'en augmentant le nombre de Reynolds pour le cas d'un nombre de Richardson faible, la convection forcée devient dominante.

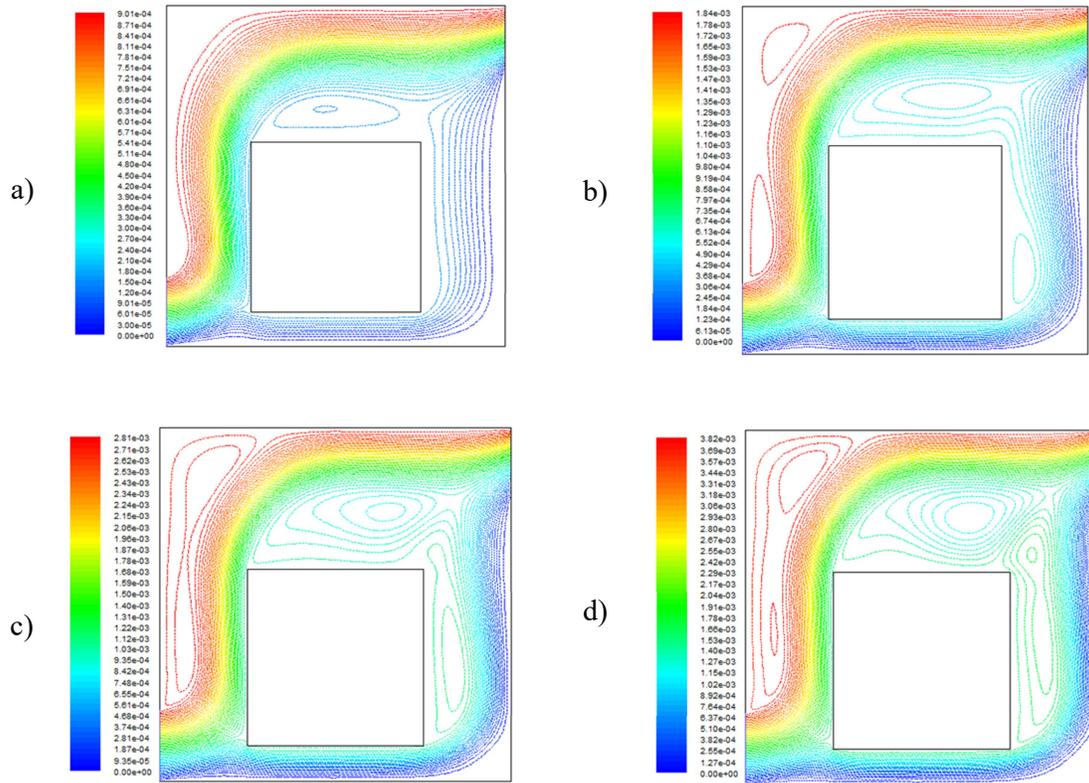


Figure IV.1 : Contour de lignes de courants pour a) $Re=50$, b) $Re=100$, c) $Re=150$, d) $Re=200$ a $Ri=0.1$

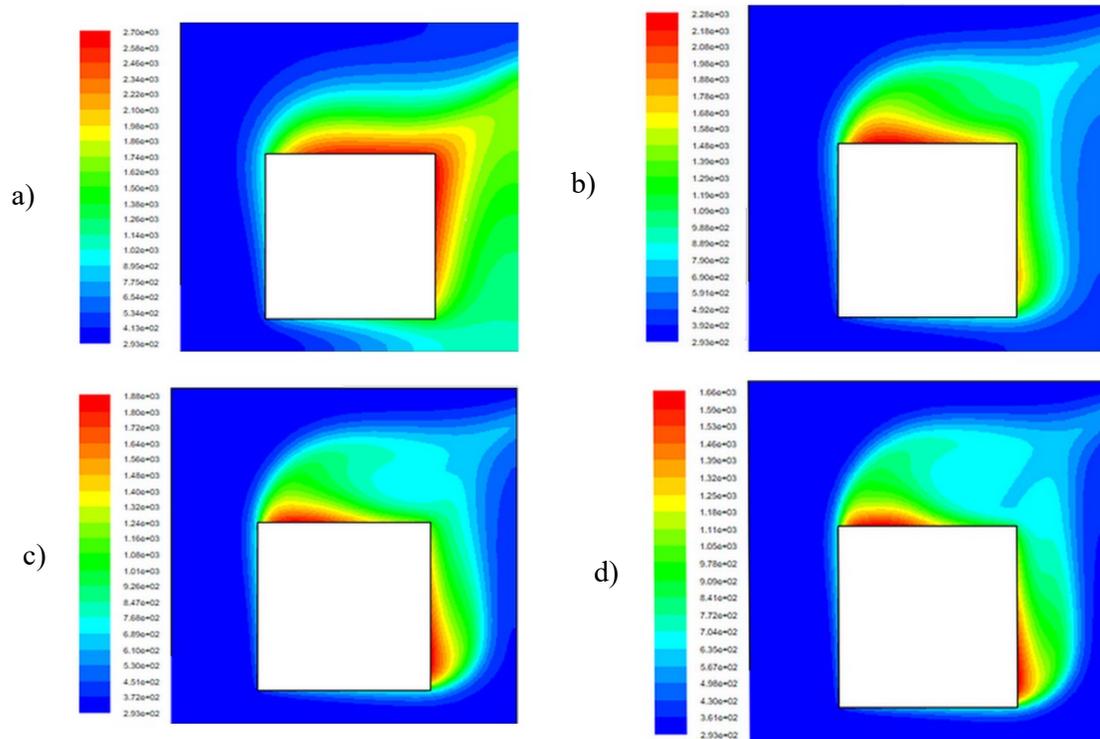


Figure IV.2: Contours de températures pour a) $Re=50$, b) $Re=100$, c) $Re=150$, d) $Re=200$ a $Ri=0.1$

Concernant les contours de températures, la chaleur dégagée par l'obstacle est entraînée vers la sortie par le fluide froid entrant. Pour un nombre de Reynolds de $Re = 50$, le fluide entrant à température froide entoure l'obstacle pour pouvoir évacuer la chaleur vers la sortie de la cavité qui est située sur la partie supérieure droite de la cavité. On note la présence d'isothermes de température moyenne au-dessous de l'obstacle jusqu'à la sortie de cavité. En augmentant le nombre de Reynolds, les isothermes au-dessous de l'obstacle disparaissent du fait de la grande vitesse de l'écoulement qui longe la paroi inférieure et droite de la cavité vers la sortie.

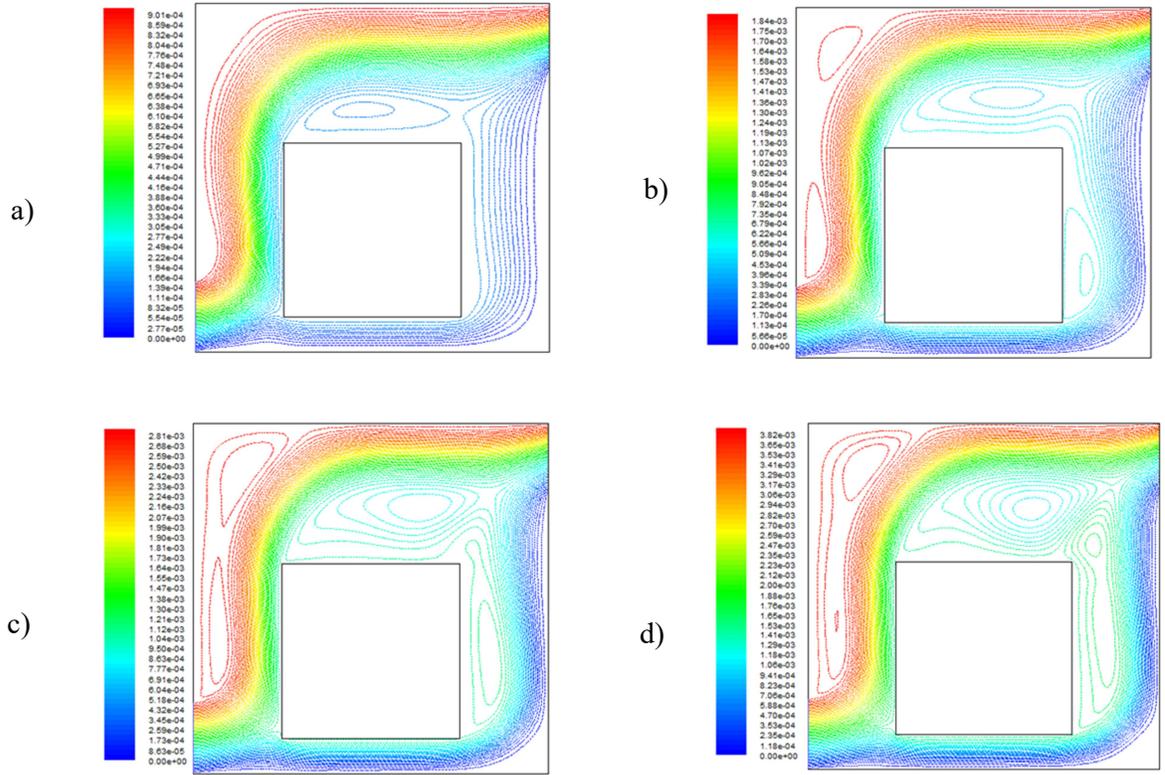


Figure IV.3 Contour de lignes de courants pour a) $Re=50$, b) $Re=100$, c) $Re=150$, d) $Re=200$ a $Ri=1$

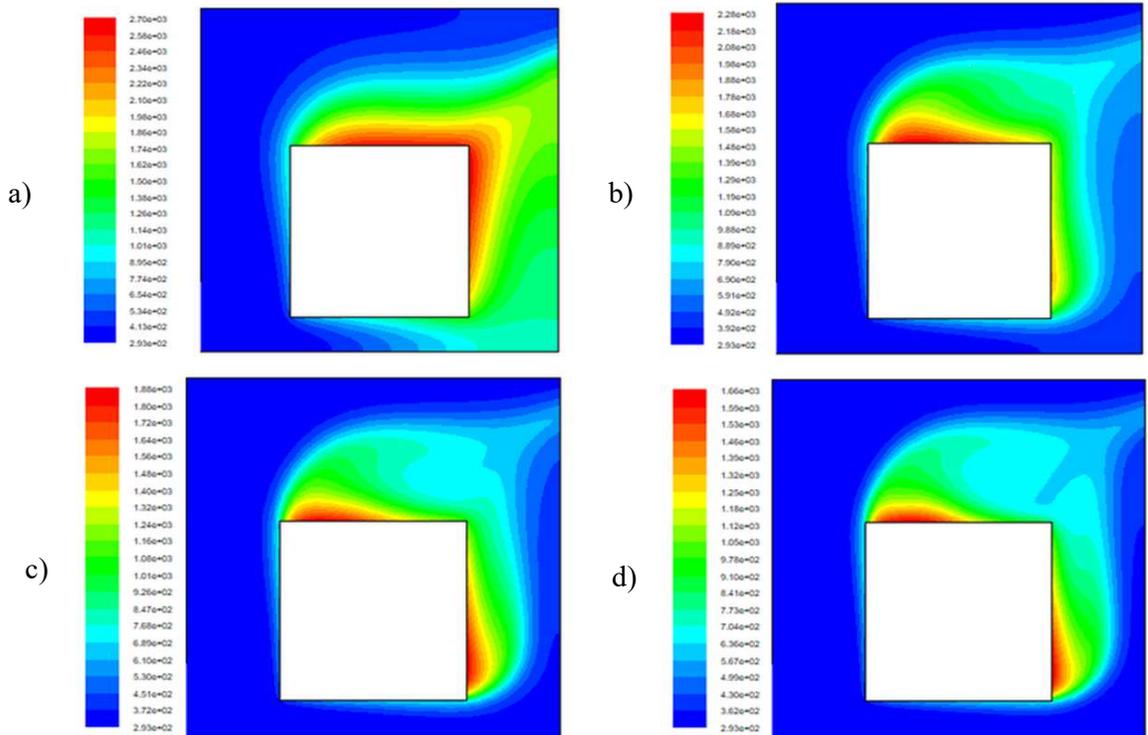


Figure IV.4 : Contour de température pour a) $Re=50$, b) $Re=100$, c) $Re=150$, d) $Re=200$ a $Ri=1$

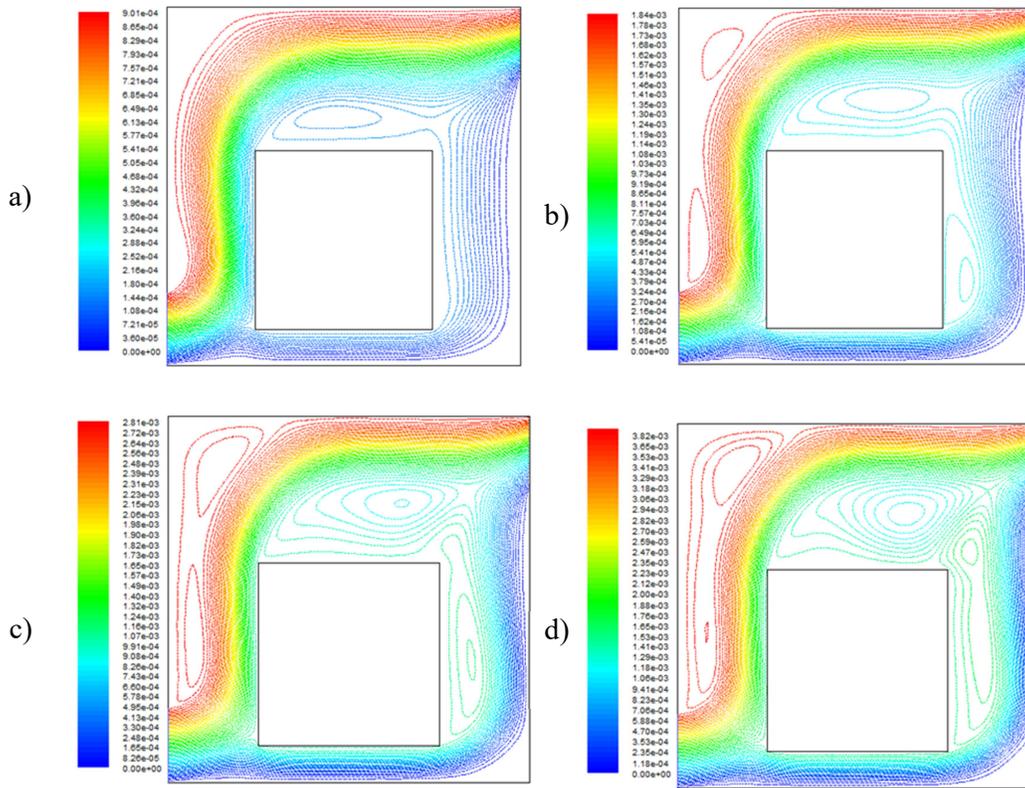


Figure IV.5: Contour de lignes de courants pour a) $Re=50$, b) $Re=100$, c) $Re=150$, d) $Re=200$ a $Ri=5$

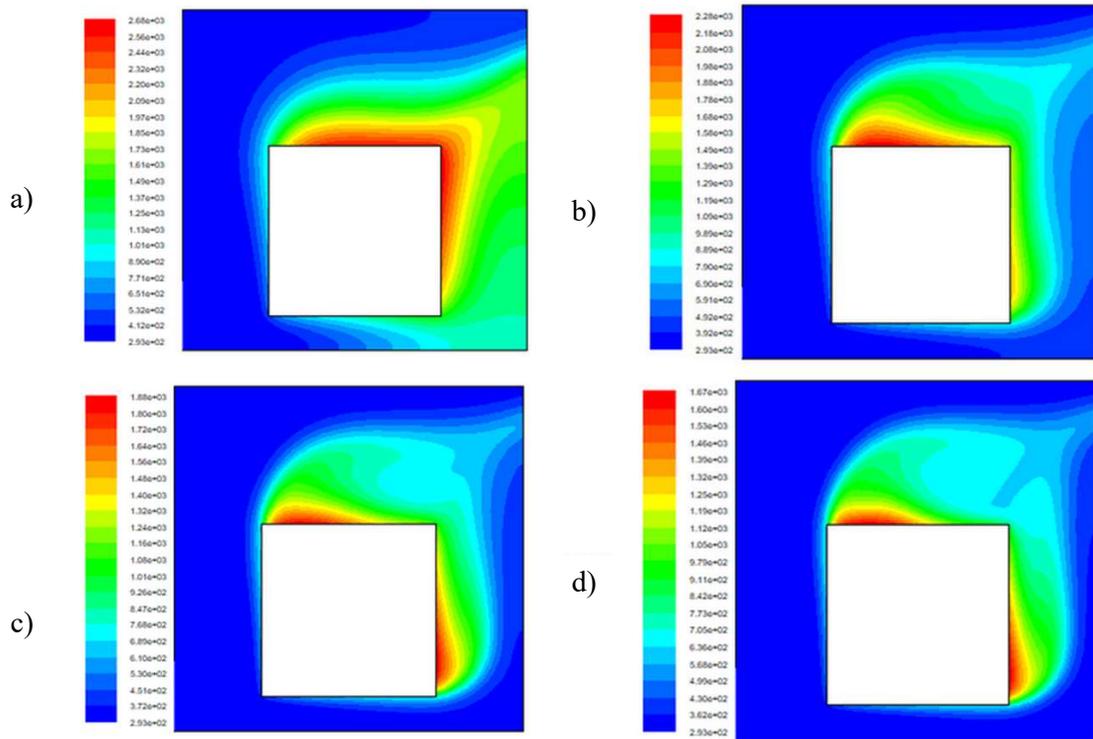


Figure IV.6: Contour de température pour a) $Re=50$, b) $Re=100$, c) $Re=150$, d) $Re=200$ a $Ri=5$

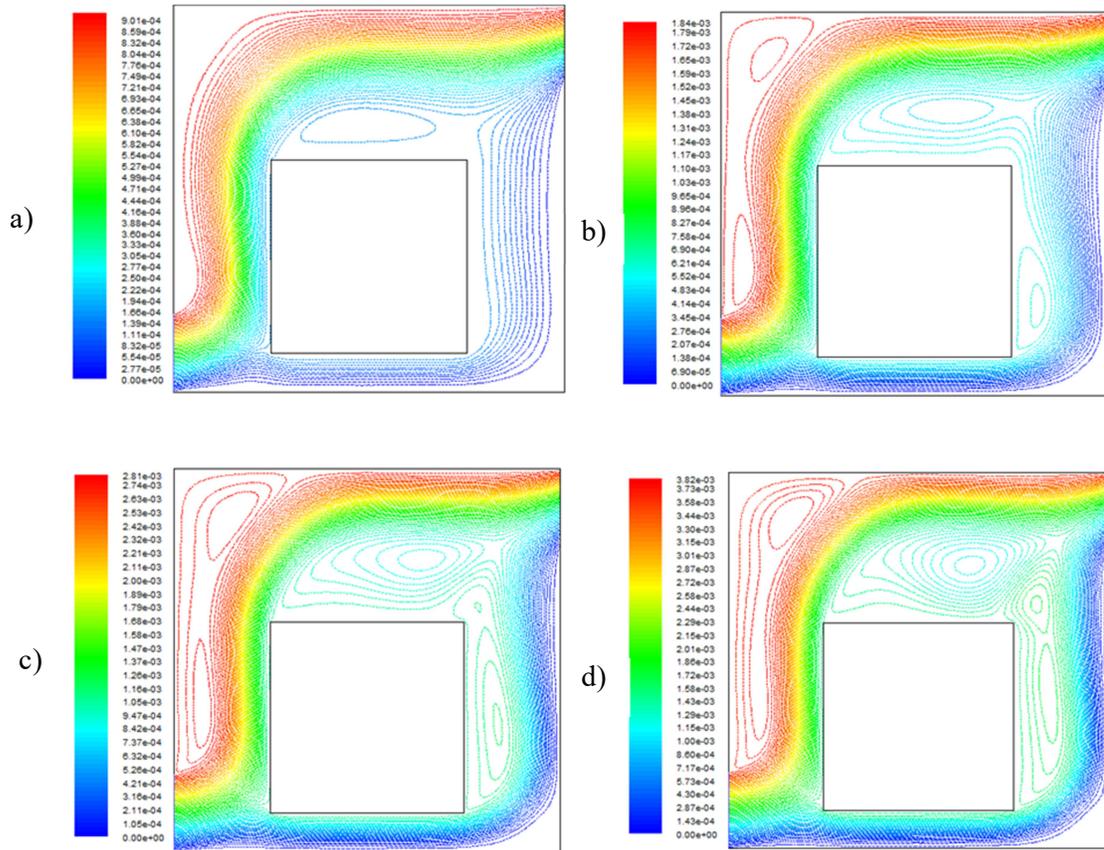


Figure IV.7: Contour de lignes de courant pour a) $Re=50$, b) $Re=100$, c) $Re=150$, d) $Re=200$ a $Ri=10$

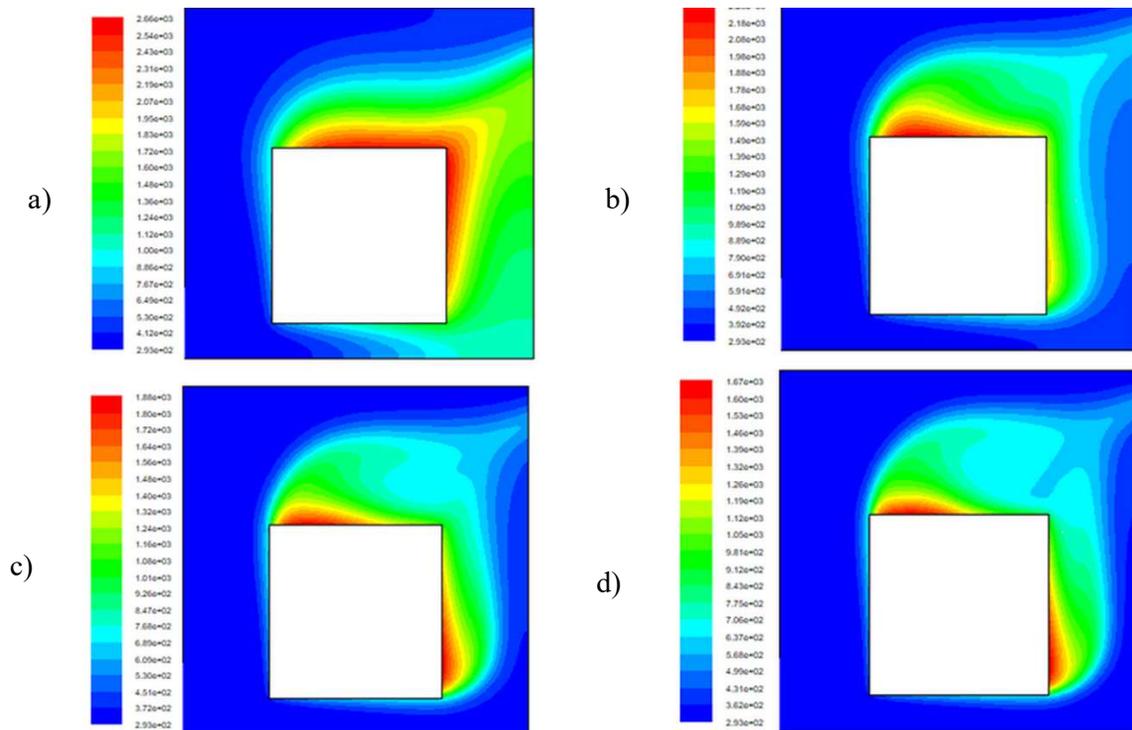


Figure IV.8: Contour de température pour a) $Re=50$, b) $Re=100$, c) $Re=150$, d) $Re=200$ a $Ri=10$

Les figures de 3 à 8 montrent les contours de température et les lignes de courant pour différents nombres de Reynolds pour des $Ri = 1, 3,5$ et 10 . On remarque que pour un nombre de Reynolds de $Re = 50$, l'effet du nombre de Richardson est moindre sur les isothermes et les lignes de courant. Par contre pour des nombres de Reynolds allant de 100 à 200 , les vortex situés près de l'obstacle et ceux situés près de la paroi droite de la cavité s'agrandissent en augmentant le nombre de Richardson pour un nombre de Reynolds fixe. Cela est dû au fait que lorsque l'on augmente le nombre de Richardson, les forces de flottabilité augmentent ce qui met fin à la prédominance de la convection forcée sur la convection naturelle. Concernant les isothermes on constate que la différence est quasi-inexistante lorsque l'on augmente le nombre de Richardson.

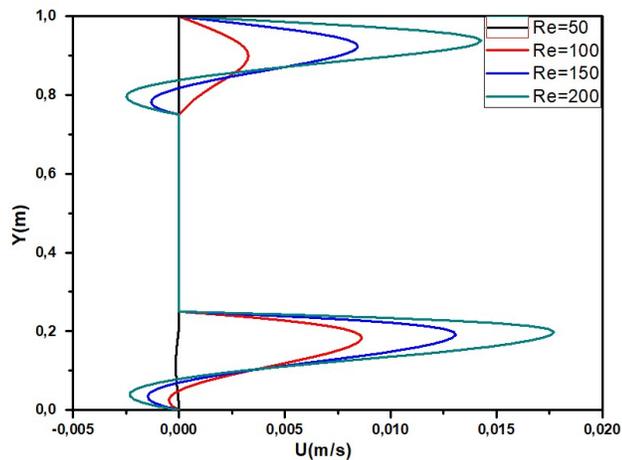


Figure IV.9: Vitesse au milieu a $X=0.5$ pour $Ri=10$

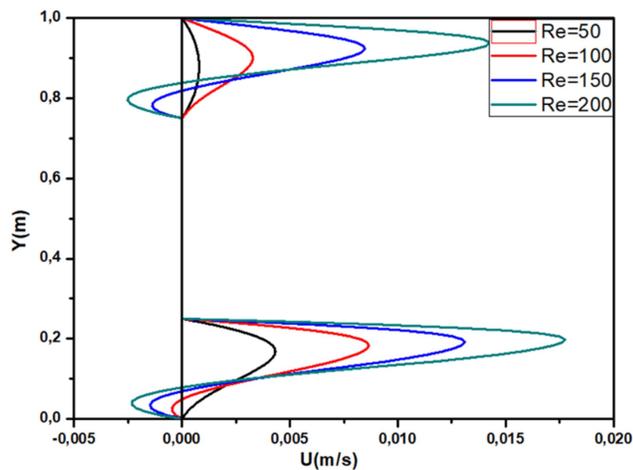


Figure IV.10 : Vitesse au milieu a $X=0.5$ pour $Ri=0.1$

Les figures 9 et 10 montrent les vitesses verticales au milieu pour $X=0.5$, pour $Ri=0.1$ et 10. On constate que pour tous les nombres de Reynolds pour les deux cas, les vitesses pour $Ri = 0.1$ sont plus grande que pour le cas $Ri = 10$, cela est du au fait que pour des Richardson faibles la convection forcée domine et donc les forces d'inertie, par rapport aux forces de flottabilité d'où l'accélération de l'écoulement.

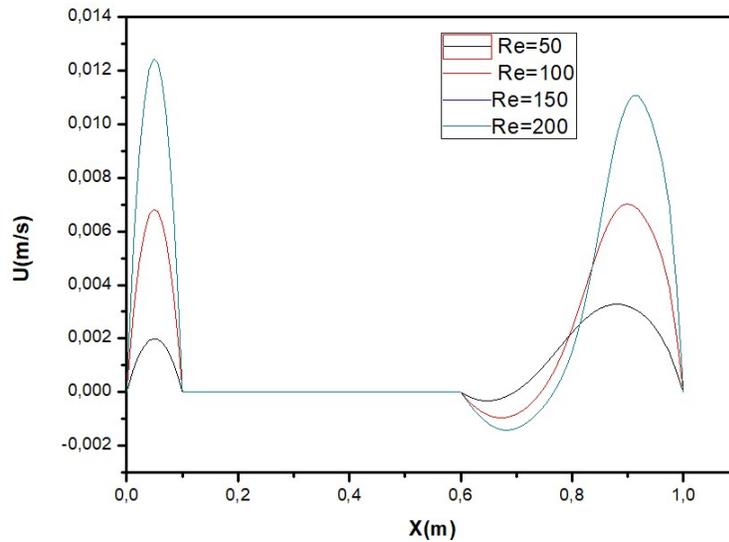


Figure IV.11 : Vitesse au milieu a $Y=0.5$ pour $Ri=10$

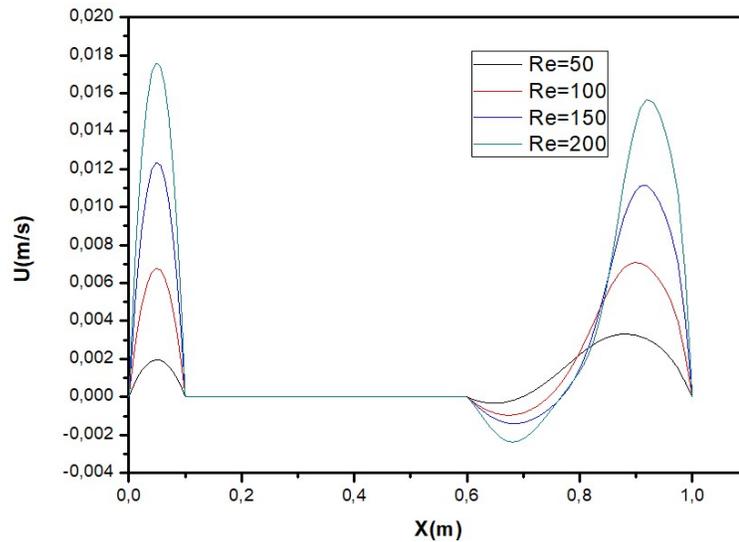


Figure IV.12: Vitesse au milieu a $Y=0.5$ pour $Ri = 0.1$

Les figures 11, 12 montrent les vitesses horizontales au milieu pour $Y=0.5$ pour $Ri=0.1$ et 10. On remarque que les valeurs des vitesses pour les deux cas sont quasi-identiques, sauf pour le cas où $Re = 50$. Lorsque $Ri = 10$ la vitesse est quasi-nulle le long de la ligne $X = 0.5$, tandis qu'on constate le contraire pour un $Ri = 0.1$.

Les figures ci-dessous montrent les températures au milieu pour $Y = 0.5$ pour $Ri=0.1$ et 10. On constate que les valeurs des températures le long de la lignes sont quasi-identiques pour les deux cas, et donc l'effet du nombre de Richardson est inexistant sur les valeurs de la température.

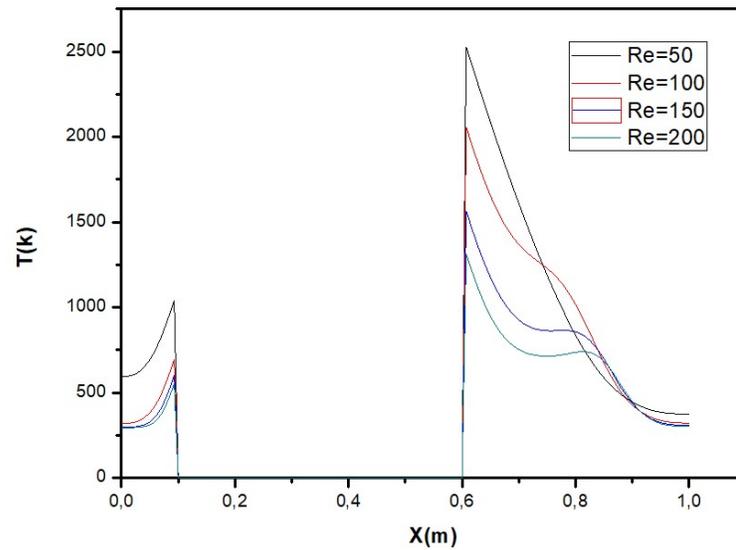


Figure IV.13: Profil de température au milieu à $Y=0.5$ pour $Ri = 0.1$

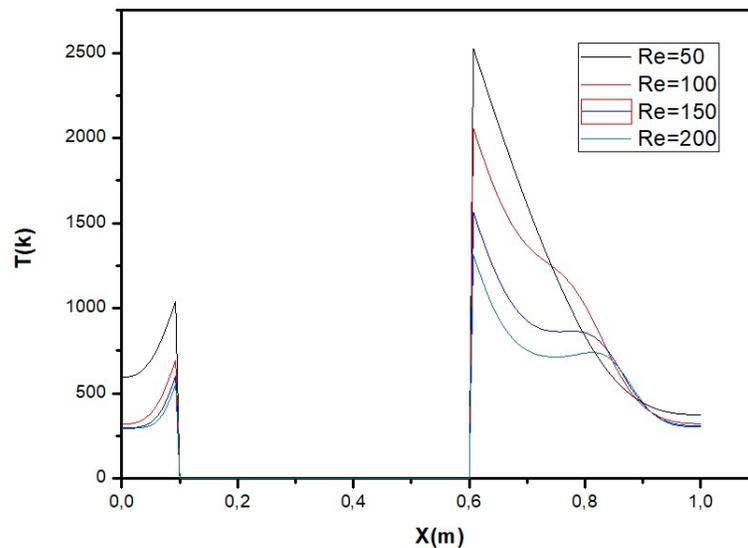


Figure IV.14: Profil de température au milieu à $Y=0.5$ pour $Ri = 10$

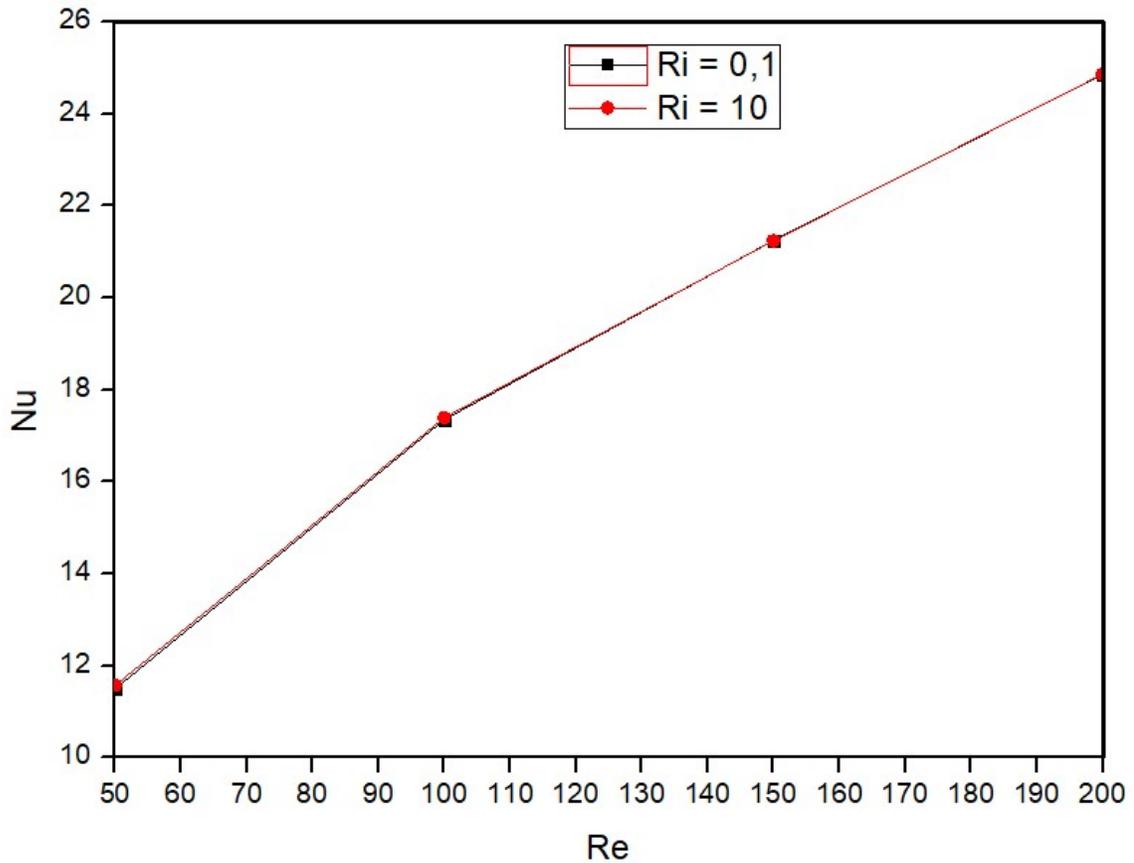


Figure IV.15: Variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynold pour $Ri=0.1$ et $Ri=10$

La figure montrent l'évolution du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds pour des nombre de Richardson de $Ri = 0.1$ et 10 . On remarque que le nombre de Nusselt augmente avec l'augmenation du nombre de Reynolds pour les deux cas, tandis que la variation de ce dernier est la même pour les nombre de Richadson $Ri = 0.1$ et 10 .

IV.4 Conclusion

Dans ce dernier chapitre, nous avons exposé les résultats obtenus par la simulation de notre phénomène physique qui implique l'étude de la convection mixte d'un local ventilé pour un transformateur électrique. Nous avons examiné l'impact des nombres de Reynolds et de Richardson sur les diverses structures de l'écoulement.

Nous avons conclu que l'augmentation du nombre de Reynolds accélère l'écoulement et améliore le transfert thermique, par contre l'augmentation du nombre de Richardson n'as aucun effet sur les structures de l'écoulement et sur le transfert thermique

Conclusion générale

Dans ce mémoire, notre travail consiste en l'étude de la ventilation dans un local abritant un transformateur de puissance électrique, dont le but est d'étudier l'influence des paramètres intervenants sur la structure de l'écoulement et le champ thermique dans ce contexte.

Nous avons appliqué notre étude numérique pour différents nombres de Reynolds et Richardson sur une cavité carrée dont ses parois sont adiabatiques, avec une température froide maintenue à l'entrée de la cavité du côté gauche, contenant un bloc au milieu représentant à la fois un transformateur de puissance électrique et une source de flux de chaleur.

Au cours de ce travail, nous avons élaboré les équations de base qui décrivent l'écoulement, à savoir l'équation de continuité, l'équation de quantité de mouvement, et l'équation de l'énergie. Un code de calcul basé sur la méthode des volumes finis est utilisé pour résoudre ces équations.

L'algorithme SIMPLE a été utilisé pour résoudre les profils de vitesse et de température. Après avoir conçu la géométrie à l'aide du logiciel gambit, nous avons effectué des simulations numériques en utilisant la version 6.3.26 du code commercial Fluent.

Les résultats de notre simulation ont été présentés pour une gamme de nombre de Reynolds allant de 50 à 200, ainsi que pour différents nombres de Richardson ($Ri=0.1, 1, 5, 10$), avec un maillage optimal qui a été choisi à partir de la validation de nos résultats par rapport à la littérature.

Les résultats obtenus montrent que la vitesse et la température augmentent avec l'augmentation du nombre de Reynolds pour des nombres de Richardson fixes, tandis que les températures sont quasi constantes lorsque l'on a fait augmenter les nombres de Richardson, on a trouvé aussi que le nombre de Nusselt augmente avec l'augmentation de nombre de Reynolds et diminue avec l'augmentation du nombre de Richardson. On déduit que l'augmentation du nombre de Reynolds accélère l'écoulement et améliore le transfert thermique, par contre l'augmentation du nombre de Richardson n'a aucun effet sur les structures et sur le transfert thermique.

On conclut que certaines zones de transformateur sont plus exposées aux surchauffes que d'autres, ces zones sont localisées principalement au niveau de la paroi supérieure et la paroi droite, car elles sont situées à l'opposé de l'entrée de l'écoulement.

En perspective, pour éviter cette surchauffe, nous pouvons poursuivre cette étude en prévoyant plusieurs positions d'écoulement d'entrée de la cavité.

Références

- [1] D. DUVAL, Ailettes thermique, 2013, Institut National Des Sciences Appliquée de Rouen, Département Sciences et Techniques Pour l'Ingénieur.
- [2] Analyse thermique des ailettes détermination des profils de températures et des rendements de quelques formes géométriques simple, 2018. UNIVERSITE KASDI MERBAH OUARGLA
- [3] Convection mixte dans une cavité carrée ventilé en présence des milieux poreux, 2018, Université Abderrahmane Mira Bejaia.
- [4] Etude numérique de la convection mixte laminaire dans une cavité rectangulaire incliné à paroi ondulé, 2022, Université Ibn Khaldoun Tiaret.
- [5] Tout savoir sur le fonctionnement d'un transformateur, wekiwi.fr/post/fonctionnement-d-un-transformateur.
- [6] Transformateur de type sec, orionitalia.com/fr/applications/industrielles/transformateur-de-type-sec.
- [7] Prasad, A.K. and Kose , J.R. "Combined forced and natural convection heat transfer in a deep lid-driven cavity flow", *Int. J. Heat Fluid Flow*, 17, pp. 460-467 (1996)
- [8] M. Adnani, B. Meziani, O. Ouerdia, " Convection mixte dans une cavité carrée : étude numérique pour différentes valeurs de Reynolds et de Grashof", 13ème Congrès de Mécanique (11 - 14 Avril 2017), (Meknès, MAROC)
- [9] Moallemi et Jang [7] M.K.Moallemi, K.S.Jang, "Prandtl number effects on laminar mixed convection heat transfer in a lid-driven cavity", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 8, pp 1881- 1892, (1992)
- [10] V. Elaprolu, M. Das, Laminar mixed convection in a parallel two-sided lid-driven differentially heated square cavity fluid with a fluid-saturated porous medium, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 53:1, pp. 88-110, 2008.
- [11] T. Behzadi, Kamel M. Shirvan, S. Mirzakanlari, A. Alaie Sheikhrabat, Numerical Simulation on Effect of Porous Medium on Mixed Convection Heat Transfer in a Ventilated Square Cavity, *International Conference on Computational Heat and Mass Transfer-2015*.
- [12] Waheed, M.A. "Mixed convective heat transfer in rectangular enclosures driven by a continuously moving horizontal plate", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 52, pp. 5055-5063 (2009).
- [13] S.khachi S.Boudebous CONVECTION MIXTE DANS UNE CAVITE A PAROIS LATERALES MOBILES ET DONT UNE PARTIE DE LA PAROI INFERIEURE EST SOUMISE A UN FLUX DE CHALEUR FIXE, *Third International Conference on Energy, Materials, Applied Energetics and Pollution ICEMAEP2016*, October 30-31, 2016, Constantine, Algeria.
- [14] Khanafer, K.M., Al-Amiri, A.M. and Pop, I. "Numerical simulation of unsteady mixed convection in a driven cavity using an externally excited sliding lid", *Euro. J. Mech. B/Fluids*, 26, pp. 669-687 (2007).
- [15] N. Ouertatani, N. Ben Cheikh, B. Ben Beya, T. Lili, A. Campo, "Mixed convection in a double lid-driven cubic cavity", *International Journal of Thermal Sciences*, 48, 2009.
- [16] Krunal M. Gangawane, "Mixed convection characteristics in lid-driven cavity containing heated triangular block", *Chinese Journal of Chemical Engineering* 105, pp 34-57 (2017).

- [17] S. Sivakumar, V., Sivasankaran, S. "Mixed convection in an inclined lid-driven cavity with non-uniform heating on both sidewalls". *J Appl Mech Tech Phy* 55, 634–649 (2014).
- [18] M. A. R. Sharif, "Laminar Mixed Convection in Shallow Inclined Driven Cavities with Hot Moving Lid on Top and Cooled from Bottom," *Appl. Therm. Eng.* 27, 1036–1042 (2007).
- [19] R. Iwatsu, J. M. Hyun, and K. Kuwahara, "Mixed Convection in a Driven Cavity with a Stable Vertical Temperature Gradient," *Int. J. Heat Mass Transfer* 36, 1601–1608 (1993).