

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**  
**MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR ET DE LA**  
**RECHERCHE SCIENTIFIQUE**  
**UNIVERSITE DE GHARDAÏA**

*N° d'enregistrement .../...../.....*



**FACULTE DES SCIENCES ET TECHNOLOGIE**  
**DEPARTEMENT D'AUTOMATIQUE ET D'ELECTROMECHANIQUE**  
**MEMOIRE DE MASTER**

**Domaine : Sciences de la matière**

**Filière : Physique**

**Spécialité : Physique énergétique et énergies renouvelable**

**THEME**

Etude numérique de la convection mixte de l'air à l'intérieur d'une  
cavité avec la présence d'un élément chauffant

**Présenté par:**

**Gairaa Fares et Ouddane Ismail**

**Soutenue publiquement le : .../..../2024**

**Devant le jury composé de :**

<b>Lalmi Djemoui</b>	<b>MCA</b>	<b>Univ de Ghardaia</b>	<b>Président</b>
<b>Aissaoui Faris</b>	<b>MCA</b>	<b>Univ de Ghardaia</b>	<b>Examineur</b>
<b>Akermi Fouzi</b>	<b>MAA</b>	<b>Univ de Ghardaia</b>	<b>Examineur</b>
<b>Bouaraour Kamel</b>	<b>MCA</b>	<b>Univ de Ghardaia</b>	<b>Encadreur</b>

**Année universitaire 2023/2024**

# **Remerciement**

**Mesdames et Messieurs,**

*Avant de conclure cette présentation, je souhaite prendre un moment pour exprimer ma profonde gratitude envers toutes les personnes qui ont contribué à la réalisation de ce travail .Tout d'abord , je voudrais remercier mon encadreur de recherche, Dr.Bouaraour kamel, pour son soutien précieux, ses conseils avisés et sa disponibilité tout au long de ce projet. Votre expertise et vos encouragements ont été déterminants pour la réussite de ce travail, et je vous en suis profondément reconnaissant. Je tiens également à exprimer ma reconnaissance envers les membres du jury pour avoir accepté d'évaluer ce travail. Vos commentaires et critiques constructives sont très précieux pour moi, et j'apprécie le temps que vous avez consacré à cette évaluation .Je ne saurais oublier de remercier mes collègues et amis pour leur soutien moral et leurs encouragements constants. Leur présence et leurs conseils m'ont été d'une grande aide durant ces mois de recherche .Enfin, un grand merci à ma famille pour leur patience, leur compréhension et leur soutien inconditionnel tout au long de ce parcours. Leur encouragement m'a permis de persévérer et de donner le meilleur de moi-même.Merci à toutes les enseignements qui ont participé a notre formation.*

**Merci à tout**

## *DÉDICACE*

*À tous les enseignants de l'Université de **GHARDAIA**,  
pour leur dévouement à transmettre le savoir et leur  
engagement envers l'excellence académique. À mon  
encadrant, **BOUARAOUR KAMEL** pour ses conseils  
précieux, son accompagnement et sa disponibilité.*

## Résumé

Cette étude porte sur la simulation numérique de la convection mixte laminaire de l'air dans une cavité ventilée, contenant un élément chauffant rectangulaire au centre de la paroi inférieure. Les parois sont adiabatiques, et les positions des ouvertures d'entrée et de sortie d'air sont modifiées pour déterminer la meilleure configuration pour refroidir l'élément chauffant, en se basant sur le calcul du nombre de Nusselt. Les équations de conservation de la masse, du mouvement et de l'énergie sont résolues à l'aide des logiciels Gambit et Fluent.

Les résultats montrent que le nombre de Nusselt augmente linéairement avec le nombre de Richardson pour les deux configurations testées. La configuration B s'est révélée plus efficace pour le refroidissement de l'élément chauffant, grâce à une augmentation notable du nombre de Nusselt par rapport à la configuration A. La convection forcée et naturelle a également créé plusieurs cellules rotatives à l'intérieur des cavités.

## Abstract

This study focuses on the numerical simulation of mixed laminar convection of air in a ventilated cavity containing a rectangular heating element located in the middle of the bottom wall. The cavity walls are adiabatic, and the positions of the air inlet and outlet openings are changed to identify the most effective configuration for cooling the heating element, based on the calculation of the Nusselt number. The conservation equations of mass, momentum, and energy are solved using the Gambit and Fluent software.

The results show that the Nusselt number increases linearly with the Richardson number for both tested configurations. Configuration B proved to be more efficient in cooling the heating element, as it showed a significant increase in the Nusselt number compared to Configuration A. Additionally, the combined effect of forced convection induced by the imposed flow and natural convection due to the heating element led to the formation of several rotating cells of varying sizes inside the studied cavities.

الملخص:

تتناول هذه الدراسة المحاكاة العددية للحمل المختلط الصفائحي للهواء داخل تجويف مهوى يحتوي على عنصر تسخين مستطيل يقع في منتصف الجدار السفلي. جدران التجويف معزولة حرارياً، ويتم تغيير مواقع فتحات دخول وخروج الهواء لتحديد التكوين الأكثر فعالية لتبريد عنصر التسخين، وذلك استناداً إلى حساب عدد نسلت. تم حل معادلات حفظ الكتلة والزخم والطاقة باستخدام برمجيات

Fluent و gambit

أظهرت النتائج ان عدد نسلت يزداد بشكل خطي مع عدد ريشاردسون في كلا التكوينين المختبرين وتبين ان التكوين B كان أكثر كفاءة في تبريد عنصر التسخين حيث شهد زيادة ملحوظة في عدد نسلت مقارنة بالتكوين A , بالإضافة إلى ذلك أدى التأثير المشترك للحمل القسري الناتج عن التدفق المفروض والحمل الطبيعي الناتج عن عنصر التسخين الى تكوين عدة خلايا دورانية بأحجام مختلفة داخل التجاويف المدروسة

## LISTE DES FIGURES

Figure	Page
<b>Figure(I-1) :</b> Configurations géométriques pour différentes positions des portes d'entrée et de sortie d'air , étudiée par Bouabdallah [7].....	6
<b>Figure( I .2) :</b> Schéma des cavités, étudiée par Adel [10].....	7
<b>Figure (I.3):</b> Schéma étudiée par Kachi et Boudebous[12].....	8
<b>Figure (I.4) :</b> Géométrie du problème étudiée par Adnani [14] .....	9
<b>Figure (I. 5) :</b> Le modèle physique du domaine étudié par Salaheddin et Chihab Hossem Eddine [18].....	11
<b>Figure (II-1) :</b> Les configurations géométriques A et B.....	16
<b>Figure (II-2) :</b> Dimensions de la configuration A .....	16
<b>Figure (II-3) :</b> Dimensions de la configuration B.....	16
<b>Figure (III.1) :</b> Les configurations géométriques A et B.....	22
<b>Figure (III. 2):</b> Elément du Logiciel Figure.....	23
<b>Figure (III.3) :</b> Démarrage de Gambit.....	24
<b>Figure (III. 4) :</b> Construction de la Géométrie.....	24
<b>Figure (III. 5) :</b> Les sommets initiaux à gambit.....	25
<b>Figure (III.6) :</b> Créer des arêtes droites entre les sommets.....	25
<b>Figure (III.7) :</b> Créer un face à partir d'arêtes.....	26
<b>Figure (III.8) :</b> Créer des maillages structurés sur les des arêtes.....	27
<b>Figure (III.9) :</b> Créer des maillages structurés sur les faces.....	27
<b>Figure (III.10) :</b> Exporter le maillage à Fluent.....	28
<b>Figure(III.11) :</b> Démarrage de logiciel Fluent (choisissez la dimension).....	29
<b>Figure(III.12) :</b> Démarrage de logiciel Fluent.....	29
<b>Figure (III.13) :</b> Importation de la géométrie.....	30
<b>Figure (III.14) :</b> Vérification du maillage importé.....	30

<b>Figure (III.15) : Vérification d'échelle.....</b>	<b>31</b>
<b>Figure (III.16) : Affichage de la grille.....</b>	<b>31</b>
<b>Figure (III.17) : Choix du modèle.....</b>	<b>31</b>
<b>Figure (III.18) : Choix du modèle.....</b>	<b>32</b>
<b>Figure (III.19) : Définition des caractéristiques des matériaux.....</b>	<b>32</b>
<b>Figure (III.20) : Conditions d'opération.....</b>	<b>33</b>
<b>Figure (III.21) : Conditions aux limites (Zone,Type).....</b>	<b>33</b>
<b>Figure (III.22) : Conditions aux limites (Zone 1).....</b>	<b>34</b>
<b>Figure (III.23) : Conditions aux limites (Zone2).....</b>	<b>34</b>
<b>Figure (III.24) : Conditions aux limites (Zone3).....</b>	<b>35</b>
<b>Figure (III.25) : Conditions aux limites (Zone3).....</b>	<b>35</b>
<b>Figure (III.26) : Conditions aux limites (Toutes les zones).....</b>	<b>26</b>
<b>Figure (III.27) : Conditions aux limites (Toutes les zones).....</b>	<b>36</b>
<b>Figure (III.28) : Conditions aux limites(Nombre d'itérations).....</b>	<b>37</b>
<b>Figure (IV.1) : Distribution de la vitesse U pour la configuration A.....</b>	<b>41</b>
<b>Figure (IV.2) : Distribution de la vitesse V pour la configuration A.....</b>	<b>42</b>
<b>Figure( IV.3) : Les lignes de courant pour la configuration A.....</b>	<b>42.43</b>
<b>Figure (IV.4) : Distribution de la température pour la configuration A.....</b>	<b>43</b>
<b>Figure (IV-.5) : La variation du nombre du Nusselt en fonction du nombre de Richardson pour la configuration A.....</b>	<b>44</b>
<b>Figure( IV.6) : Distribution de la vitesse U pour la configuration B.....</b>	<b>45</b>
<b>Figure (IV.7) : Distribution de la vitesse V pour la configuration B.....</b>	<b>45</b>
<b>Figure( IV.8) : Les lignes de courant pour la configuration B.....</b>	<b>46</b>
<b>Figure (IV.9) : distribution de la température pour la configuration B.....</b>	<b>47</b>
<b>Figure (IV.10) : La variation du nombre du Nusselt en fonction du nombre de Richardson pour la configuration B.....</b>	<b>48</b>

## LISTE DES TABLEAUX

Tableau	Page
Tableau ( IV.1) : Propriétés physique de l'air à 298.15 K.....	40
Tableau (IV.2) : Erreur relative sur le nombre du Nusselt.....	40

## NOMENCLATURE

- $\varphi$  : Flux de chaleur (Kg/s)
- $K$  : Conductivité thermique (w/m.K)
- $T$  : Température (K)
- $\rho$  : masse volumique (Kg.m<sup>-3</sup>).
- $c_p$  : chaleur massique (j/Kg.K)
- $q$  : densité volumique (Kg/m<sup>3</sup>)
- $h$  : Coefficient de transfert de chaleur (w/m<sup>2</sup>.K)
- $T_0$  : Température de l'air à l'entrée(K)
- $T_C$  : Température d'élément chauffant. (K)
- $\Delta T$  : différence de température (K)
- $T^*$  : Température adimensionnelles
- $p$  : La pression dans le fluide en mouvement. (Pa)
- $\mu$  : viscosité dynamique de l'air ( Kg/m .s).
- $\lambda$  : conductivité thermique de l'air ( W.m<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>).
- $\alpha$  : diffusivité thermique ( m<sup>2</sup>.s<sup>-1</sup>).
- $\beta$  : le coefficient de dilatation isobare du fluide (K<sup>-1</sup>)
- $U, V$ : composantes de la vitesse adimensionnels
- $u_0$  :vitesse d'entrée (m.s<sup>-1</sup>)
- $u, v$  : composantes de la vitesse dimensionnels (m.s<sup>-1</sup>)
- $Re$  : Nombre de Reynolds
- $Pr$  : Nombre de Prandtl
- $Gr$  : Nombre de Grashof.
- $Nu$  : Nombre de Nusselt .
- $Ri$  : Nombre de Richardson
- $L$ : longueur dimensionnelle de la cavité (m).
- $H$ : hauteur dimensionnelle de la cavité (m).
- $x, y$ : coordonnées d'espace dimensionnelles(m).
- $X, Y$ : coordonnées d'espace adimensionnelles
- $g$  : accélération de pesanteur ( m.s<sup>-2</sup>).

## Les nombres adimensionnels

*Nombre de Nusselt*  $Nu = h \frac{H}{\lambda}$

*Nombre de Prandtl* :  $Pr = \mu \frac{Cp}{\lambda}$

*Nombre de Reynolds* :  $Re = \frac{\rho u_0 H}{\mu} = \frac{u_0 H}{\nu}$

*Nombre de Richardson* :  $Ri = \frac{Gr}{Re^2}$

## Abréviations

2D  
CFD

Bidimensionnel  
Computational Fluid Dynamics

## TABLE DES MATIERES

LISTE DES FIGURES .....	iv
LISTE DES TABLEAUX .....	vii
LISTE DES ABREVIATIONS.....	viii
RESUME EN FRANÇAIS .....	x
RESUME EN ANGLAIS .....	x
RESUME EN ARABE .....	x
<b>INTRODUCTION GENERALE</b>	
<b>CHAPITRE I: ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE.....</b>	<b>3</b>
1- Définition et Contexte.....	3
I.2-Convection Naturelle.....	3
3- Convection Forcée.....	3
I. 4- Les Etudes Numériques.....	3
I.5-Les études expérimentales.....	3
<b>CHAPITRE II : MODELISATION MATHEMATIQUE.....</b>	<b>14</b>
II.1-INTRODUCTION.....	14
II.2-Equations generals.....	14
II.2.1-Equation de continuité.....	14
II.2.2-Equations de conservation de la quantité mouvement.....	15
II.2.1.3-Equation de l'énergie.....	15
II.3-Hypothèses simplificatrices.....	15
II.4-Présentation du problème.....	15
II.5-Formulation du problème.....	16
II.5. 1 - Pour la configuration A.....	17
II.5. 2 - Pour la configuration B.....	17
II.6-Approximation de Boussinesq.....	17
II.7- Formulation Adimensionnelle.....	18
II.7.1- Pour la configuration A.....	19
II.7.2- Pour la configuration B.....	19
<b>CHAPITRE III :MODELE NUMERIQUE.....</b>	<b>21</b>
<b>III .1-INTRODUCTION.....</b>	<b>21</b>
III .2-Principe de code CFD.....	21
III .2-1 Étapes à suivre pour résoudre un problème de CFD.....	21
III.3-Définition du problème.....	21
III .4-Présentation de GAMBIT et Fluent.....	22
III .4.1-GAMBIT.....	22
III .4.1.1- Démarrage de Gambit.....	23
III .4.1.2- Construction de la Géométrie.....	24
III.4.1.3-Maillage de géométrie.....	26
III.4.1.4-Définition de frontières et des domaines fluide et exporter le maillage à fluent.....	28
III .4.2-Fluent.....	29
III .4.2.1-Importation de la géométrie.....	29
III .4.2.2-Vérification du maillage importé.....	30
III.4.2.3- Vérification d'échelle.....	30
III .4.2.4- Affichage de la grille.....	31
III .4.2.5-choix du modèle.....	31
III .4.2.6- Définition des caractéristiques des matériaux.....	32
III .4.2.7-Conditions d'opération.....	32
III .4.2.8-Conditions aux limites.....	33

III .4.2.9- Choix de la méthode.....	35
III.4.2.10- Critère de convergence.....	36
<b>III.5-CONCLUSION.....</b>	<b>37</b>
<b>CHAPITRE IV: RESULTATS ET DISCUSSION.....</b>	<b>40</b>
IV.1. L'effet du maillage.....	40
IV.2. La configuration A.....	41
IV.2.1. La vitesse horizontale.....	41
IV.2.2. La vitesse verticale.....	41
IV.2.3. Les lignes de courant.....	42
IV.2.4 Le champ de température.....	43
IV.2.5. Le nombre du Nusselt pour la configuration A.....	43
IV.3. La configuration B.....	44
IV.3.1. La vitesse horizontale.....	44
IV.3.2. La vitesse verticale.....	45
IV.3.3. Les lignes de courant.....	46
IV.3.4. Le champ de température.....	46
IV.2.5. Le nombre du Nusselt pour la configuration B.....	47
<b>CONCLUSION GENERALE.....</b>	<b>47</b>
<b>REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....</b>	<b>49</b>

# Introduction

---

## Introduction

---

Le phénomène de convection mixte est rencontré dans diverses applications, telles que les échangeurs de chaleur destinés au chauffage ou au refroidissement des fluides visqueux dans les procédés chimiques et les industries alimentaires, les échangeurs de chaleur compacts pour les écoulements de gaz; ainsi que ceux intervenant dans les applications biomédicales.

Pour cela, les transferts de chaleurs par convection mixte ont fait l'objet de nombreux travaux théoriques, expérimentaux et numériques, en raison de son importance dans de nombreux domaines. La convection mixte a fait l'objet de nos recherches.

L'étude du mouvement d'un fluide en convection mixte dans les cavités est fréquemment rencontrée dans la nature et dans différents systèmes industriels. Ce mouvement résulte des interactions complexes au sein de ce milieu (fluide) ou entre différents milieux dès qu'il y a un gradient de température. Une grande variété d'écoulements de fluides, avec ou sans transfert de chaleur et de masse, sont régis par des systèmes d'équations différentielles non linéaires établis à partir des principes généraux de conservation de la physique. Ces systèmes d'équations non-linéaires contiennent de nombreux paramètres qui sont susceptibles d'être la cause de nombreux phénomènes de changements du comportement de l'écoulement du fluide.

Dans le présent travail, on s'intéresse à refroidir un élément chaud qui se trouve à l'intérieur d'une cavité rectangulaire. La cavité est équipée par une ouverture d'entrée d'air sur le côté gauche et une autre ouverture sur son côté droit. La combinaison du mouvement spontané d'air autour de l'élément chauffé, et la convection forcée créée par le jet d'air produit la convection mixte qui favorise le transfert de chaleur. La présente étude est répartie comme suit:

Dans le premier chapitre nous présentons une revue bibliographique détaillée qui résume les différents travaux rapportés dans la littérature relative au sujet considéré dans cette étude. Ceci permettra d'identifier les différents phénomènes et paramètres mis en jeu afin de mettre en évidence les mécanismes de transferts de chaleur et de masse connus à ce jour en convection mixte.

Dans le deuxième chapitre, nous avons élaboré notre modèle mathématique et les hypothèses simplifiées, ainsi que les conditions aux limites appropriées pour les deux configurations choisies, en utilisant un ensemble de lois, telles que les lois de conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie. Nous avons également présenté les équations régissant le phénomène de convection mixte à l'intérieur d'une cavité ventilée équipée d'un élément chauffant sous ses formes dimensionnelles et adimensionnelles.

Dans le troisième chapitre, nous avons réalisé une étude numérique de la convection mixte de l'air à l'intérieur d'une cavité rectangulaire contenant un élément chauffant en bas, en utilisant le programme Fluent, sur deux configurations qui diffèrent uniquement par les emplacements des zones d'entrée et de

## **Introduction**

---

sortie de l'air. L'étude a été effectuée après avoir choisi le maillage approprié avec le programme Gambit, en expliquant en détail toutes les étapes de la simulation.

Le quatrième et dernier chapitre sera consacré à la description des résultats obtenus. L'analyse de ces résultats à travers les contours de la température, les contours de la vitesse, les graphes et lignes de courant devraient permettre d'identifier l'influence des différents paramètres sur la formation et le développement des structures dans ce type d'écoulement. Enfin, ce mémoire se terminera par une conclusion, une synthèse des principaux résultats obtenus, et fera aussi l'objet d'une proposition de perspectives concernant les recherches à mener pour poursuivre ces travaux de mémoire.

# **Chapitre I :**

---

## **Etude Bibliographique**

Plusieurs études numériques et expérimentales, ont été concentrées sur la convection dans des cavités rectangulaires, vue leurs simplicité géométrique et leurs présence dans plusieurs applications industrielles tels que : le refroidissement des composantes électroniques, les pertes de chaleur dans les collecteurs solaires, la ventilation des constructions...

### **I. 1. Définition et Contexte**

La convection mixte désigne le mode de transfert de chaleur qui combine deux types de convection : la convection naturelle et la convection forcée. Dans le contexte d'une cavité contenant un élément chauffant, la convection mixte se manifeste lorsque l'air est chauffé par un élément (comme un radiateur ou un chauffage électrique) et que ce chauffage induit des mouvements d'air tant naturels (dus aux différences de densité) qu'artificiels (induits par des ventilateurs ou des courants forcés).

### **I. 2. Convection Naturelle**

La convection naturelle se produit lorsque la chaleur est transférée par le mouvement naturel de l'air. L'air, en se réchauffant au contact de l'élément chauffant, devient moins dense et donc plus léger. Ce phénomène crée des courants de convection qui entraînent l'air chaud vers le haut et l'air plus frais vers le bas, établissant un mouvement circulaire dans la cavité. Ce processus est régulé par les lois de la thermodynamique et est souvent observé lorsque le chauffage est faible ou l'absence de ventilation forcée est présente.

### **I. 3. Convection Forcée**

La convection forcée, quant à elle, intervient lorsque des mécanismes externes, comme des ventilateurs ou des souffleurs, sont utilisés pour accélérer le mouvement de l'air. Dans une cavité, un ventilateur placé stratégiquement peut augmenter le taux d'échange de chaleur en forçant l'air chaud à se diffuser plus rapidement et en homogénéisant la température de la cavité. Ce type de convection est particulièrement efficace pour améliorer la répartition thermique et augmenter le confort ou l'efficacité énergétique.

### **I. 4. Les Etudes Numériques**

**Najjari et Ben Nasrallah [1]**, ont appliqué la méthode enthalpique pour l'étude de l'ébullition en convection mixte dans une couche verticale poreuse, chauffée sur une distance finie. Le liquide est injecté à l'extrémité supérieure. Les équations du mouvement et d'énergie ont été résolues numériquement par la méthode des volumes finis. Des résultats concernant l'évolution spatio-temporelle de la température, de la pression, des vitesses des fluides ainsi que la quantité de vapeur formée sont présentés et analysés. Les effets de la vitesse d'injection, de l'intensité du chauffage et de la perméabilité sont déterminés. Les résultats montrent que l'ébullition est importante dans le cas où les effets des deux convections, naturelle

et forcée, sont du même ordre de grandeur. Le volume de la vapeur formé est faible pour des valeurs élevées de la perméabilité du milieu poreux ou de la vitesse du liquide à l'entrée.

Des études numériques sont rapportées par **Eeid et al. [2]** pour une convection mixte régulière dans des couches poreuses horizontales bidimensionnelles avec un chauffage localisé par le bas. Le mécanisme d'interaction entre l'écoulement forcé et les effets de flottabilité est examiné pour de larges plages de nombre de Rayleigh (Ra) et de nombre de Peclet (Pe). Le flux externe perturbe considérablement les champs de température et d'écoulement induits par la flottabilité lorsque (Pe) augmente au-delà de l'unité. Pour un nombre de Peclet fixe, une augmentation du nombre de Rayleigh produit des flux de recirculation multicellulaires dans un domaine proche de la source de chaleur. Cela améliore le transfert de chaleur par convection libre. Le transfert de chaleur est généralement dominé par les flux flottants pour ( $Pe < 1$ ) alors que la contribution de la convection libre est faible pour ( $Pe > 10$ ) lorsque ( $Ra \leq 10$ ).

Une étude numérique sur la convection mixte dans un tube incliné est menée par **Kholai et al. [3]**. Les résultats obtenus ont permis d'évaluer l'influence de l'inclinaison et du taux de chauffage pariétal sur le développement des champs thermique et hydrodynamique d'une part et sur l'évolution axiale du nombre de Nusselt d'autre part. Les simulations numériques permettent de tirer les conclusions suivantes :

- L'apparition d'un écoulement secondaire avec un  $Gr = 10^6$ .
- L'augmentation du nombre de Grashof, entraîne une amélioration apparente du transfert de chaleur.
- L'angle de  $30^\circ$  est un angle optimal pour un meilleur transfert de chaleur.

Le comportement de l'air en régime turbulent à l'intérieure d'une cavité trapézoïdale symétrique et différentiellement chauffée est étudié numériquement par **Khalil LASFER et al. [4]**. Pour se faire, nous avons employé le modèle de turbulence k-o de Peng-Davidson-Holmberg. L'investigation a permis de mettre en évidence les effets de l'inclinaison  $\theta$  sur l'intensité de l'écoulement dans la cavité et sur le transfert de chaleur à travers les parois latérales. Pour les valeurs allant de  $90^\circ$  à  $110^\circ$ , il a été montré que malgré l'intensification de l'écoulement, le nombre de Nusselt moyen à travers les deux parois latérales décroît. De même, ils ont remarqué que l'augmentation de la surface d'échange (parois latérales), engendrée par la variation de l'inclinaison à partir de  $90^\circ$  diminue le transfert de la chaleur, sauf pour la paroi froide (pour des  $\theta$  comprises entre  $70^\circ$  et  $90^\circ$ ). D'autre part, nous avons remarqué que le transfert de chaleur gagné est supérieur à celui perdu, pour les valeurs de  $\theta$  comprises entre  $93.5^\circ$  et  $110^\circ$  et vis- versa pour les valeurs de  $\theta$  comprises entre  $70^\circ$  et  $93.5^\circ$ .

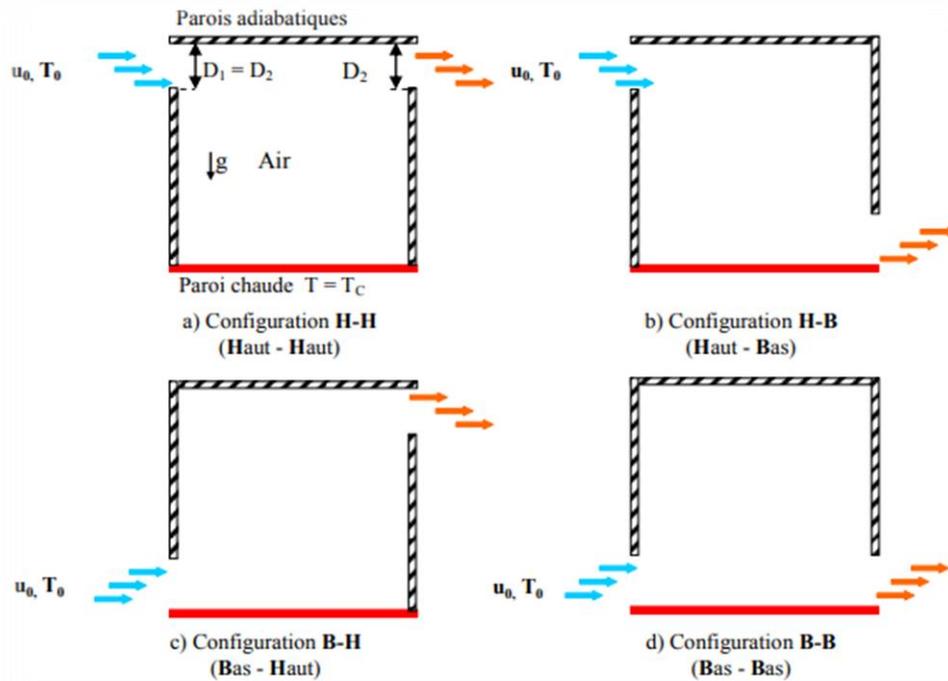
Les mécanismes thermodynamiques de l'écoulement en aval d'une marche horizontale bidimensionnelle en convection mixte ont été analysés numériquement par Barrios et al. [5]. Ils ont constaté que l'écoulement est stationnaire lorsque  $AT$  est inférieur à 4 K, tandis qu'au-delà des instabilités d'origine thermique apparaissent dans la zone de recirculation en déclenchant des rouleaux instationnaires contrarotatifs. Dans le cas où  $AT=5$  K, le comportement temporel de l'écoulement est périodique, tandis

qu'au-delà de cette valeur (pour  $AT = 10$  et  $30$  K), il est apériodique. Finalement, on montre que pour les cas instationnaires, la courbe de tendance du maximum du nombre de Nusselt moyen obéit à la loi  $Nu = C.Re^{2/3}$  avec  $C = 0,093$ .

Une simulation numérique d'un écoulement turbulent de convection mixte le long de la paroi inférieure d'un canal ondulé à l'aide du programme Fluent est menée par G. Halima [6]. L'étude s'appuie sur la méthode des volumes finis pour résoudre les équations  $k-\epsilon$  standard,  $k-\epsilon$  RNG,  $k-\epsilon$  réalisables et les équations RSM. Les résultats ont été comparés avec les résultats de l'expérience de Simon Kuhn. La comparaison entre les résultats prédits pour un mur ondulé avec les résultats prédits pour un mur plat a montré que l'ondulation augmente l'échange thermique mixte. Les forces volumiques entravent le mouvement du flux.

La convection mixte laminaire dans une cavité carrée ventilée est étudiée par Bouabdallah et al. [7] dont l'une des parois (la paroi inférieure) est soumise à une température constante, tandis que les autres parois sont considérées comme adiabatiques (voir la figure 1.1). L'influence du nombre de Richardson sur la structure globale de l'écoulement en fixant le nombre de Grashof  $Gr = 105$ , et en variant le nombre de Reynolds dans une gamme telle que le nombre de Richardson prend les valeurs:  $Ri = 0.1, 1, 2, 5, 10$  et  $20$ . L'effet de nombre de Grashof et l'effet de variation des positions des portes d'entrée et de sortie ont été présentés dans ce travail. Les résultats obtenus dans cette étude montrent que :

- Un régime d'écoulement stationnaire multicellulaire dont la taille et la forme des cellules dépendent fortement du nombre de Richardson, ce dernier qui décrit le régime de la convection (forcé, mixte ou naturelle).
- L'augmentation des nombres de Grashof et de Reynolds simultanément, entraîne l'augmentation du transfert de chaleur, mais à différents pourcentages.
- La position des ouvertures d'entrée et de sortie d'air a une grande influence sur la structure hydrodynamique.



**Figure(I-1)** : Configurations géométriques pour différentes positions des portes d'entrée et de sortie d'air , étudiée par Bouabdallah [7]

Les résultats montrent que la configuration B-B a le plus haut taux de transfert de chaleur, tandis que la configuration H-H a le taux de chaleur moins efficace de transfert dans les trois régimes de convection. Finalement, on peut conclure que les paramètres géométriques ont une influence considérable sur le transfert de chaleur. Aussi, l'augmentation de la valeur du nombre de Reynolds, provoque une amélioration du transfert de chaleur (évacuation de chaleur), donc un bon refroidissement. **Sanvicente et al. [8]** a présenté une étude sur l'analyse des transferts de chaleur et de la dynamique de l'écoulement aux parois dans un canal vertical différentiellement chauffé et à flux imposé. Deux essais de répétabilité en température et vitesse ont été présentés. Les caractéristiques thermiques aux parois (transferts de chaleur, niveaux de températures) se retrouvent avec une très bonne précision d'un essai à l'autre. En revanche, la concordance des résultats concernant la dynamique de l'écoulement est plus nuancée. En effet, si l'effet débitant lié au tirage thermique se retrouve avec un écart tout à fait satisfaisant, certaines caractéristiques moyennes ou instantanées de l'écoulement peuvent être.

L'étude numérique de la convection naturelle au sein d'une cavité carrée avec chauffage et refroidissement variables est menée par **Manar et al. [9]**. L'étude a permis de formuler les conclusions suivantes :

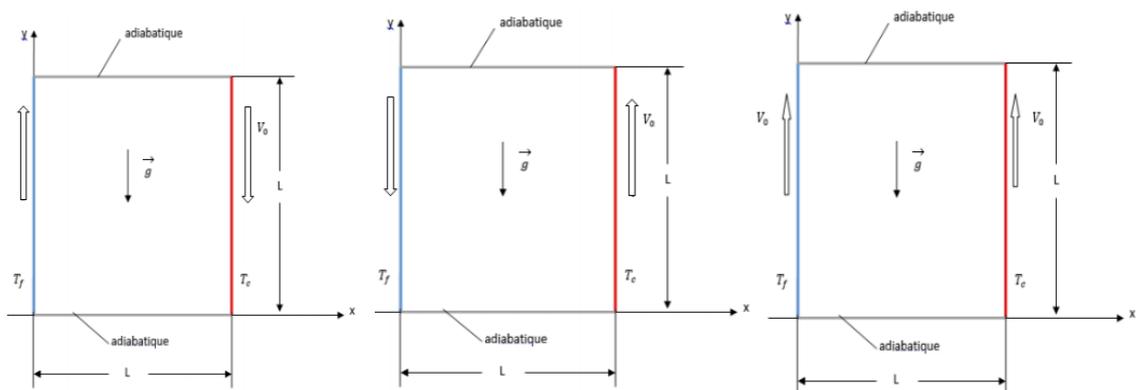
- Toutes les solutions obtenues sont périodiques dans le temps, leurs fréquence est égale au minimum des fréquences des températures  $T_e$  et  $T_f$ ,  $\min(f_c, f_f)$ .

- Les solutions passent par un régime transitoire, caractérisé par un état intermédiaire stationnaire avant d'atteindre le régime établi.
- La durée du régime transitoire dépend de la valeur du nombre de Rayleigh et des fréquences de modulation des températures de chauffe et de refroidissement.

Généralement les valeurs moyennes du transfert thermique et de la fonction courant maximale sont différentes de celles obtenues en régime stationnaire.

Une étude de la convection mixte dans une cavité est menée par Adel [10]. Les parois latérales se déplacent à vitesse constante dans différents cas, tandis qu'une des parois latérales est maintenue à une température froide et une autre est chaude et que le reste des parois reste constant (voir la figure 1.2). Sur la base de l'approximation de Boussinesq, un modèle mathématique a été développé qui décrit le problème. Après avoir simulé la solution avec le logiciel FLUENT. Le paramètre gouvernant le transfert de chaleur est le nombre de Richardson (Ri).

- Pour  $Ri < 1$ , la convection forcée domine le débit et le transfert de chaleur.
- Pour  $Ri > 1$ , la convection naturelle domine l'écoulement
- Pour  $Ri = 1$ , la convection est mixte
- Pour  $Ri < 1$ , lorsque la convection forcée (opposée et auxiliaire) est dominante, et le transfert thermique se fait dans le sens du mouvement des parois.

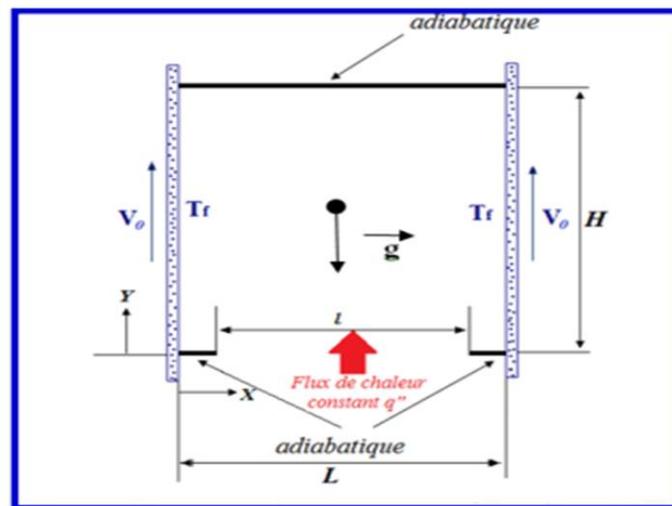


**Figure( I.2) :** Schéma des cavités, étudiée par Adel [10]

Des résultats similaires sont trouvés par **BEN MANSOUR et al.** [11]. D'après les résultats numériques, lorsque  $Re$  est faible, un seul tourbillon primaire central est observé couvrant le domaine de la cavité pour tous les nombres de  $Ri$ . Le taux de transfert de chaleur augmente avec le nombre de Richardson. Une corrélation en termes de taux de transfert de chaleur et de nombre de Richardson a été établie également dans ce cas.

**Kachi et Boudebous**[12] ont étudié numériquement la convection mixte dans une cavité carrée.

l'écoulement est considéré stationnaire et laminaire avec le transfert thermique d'air dus aux forces de flottabilité à l'intérieur de la cavité et le chauffage localisé à la paroi inférieure par le flux de chaleur constant et les parois latérales refroidis iso-thermiquement, alors que les autres parties sont considérées adiabatiques (voir la figure 1.3). Les résultats obtenus mettent en évidence que le passage de la première structure vers la deuxième se traduit d'une manière brusque pour une valeur bien déterminée de ce même nombre et conduit à une bifurcation d'un régime constitué de deux cellules à un autre constitué de quatre cellules.



**Figure (I.3):** Schéma étudiée par Kachi et Boudebous[12]

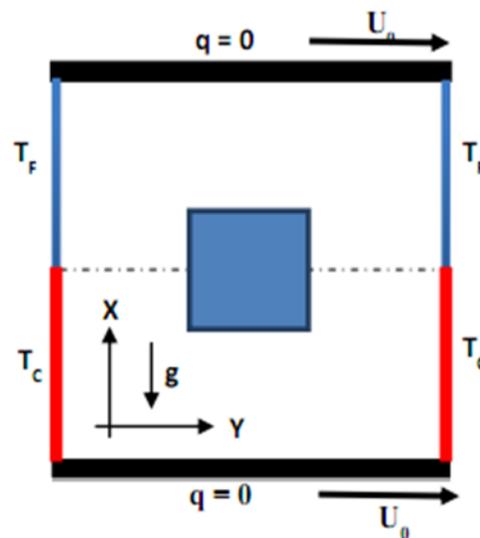
Une étude numérique a été réalisée par **A. Belaid et al.** [13] pour étudier la convection mixte laminaire transitoire conjuguée dans un tube vertical, soumis sur sa zone centrale à un température constant. La solution tient compte de la conduction de la paroi. Ce qui suit est un bref résumé des principaux résultats. On trouve que la force d'inertie qui est en position descendente est stimulée par le nombre de Re et le nombre de Pr, alors que la force de flottabilité qui est en position ascendante est liée au nombre de Gr, et ce sont ces deux forces qui vont influencer sur la nature de la nature de la convection et sur le régime d'écoulement.

Le nombre de Gr à une influence sur le régime d'écoulement (laminaire stable ou transitoire), et que le nombre de Re et le nombre de Pr réagit sur la nature de la convection (convection naturelle dominante, Convection mixte et convection forcée dominante).

L'influence du nombre de Gr et du nombre de Re et le nombre de Pr, se fait par la formation d'une zone de circulation.

**Adnani et al.** [14] a présenté une approche numérique de la convection mixte laminaire qui se développe dans une cavité carrée sous l'hypothèse de Boussinesq (voir figure 1.4). La méthode des volumes finis a été adoptée pour la résolution du système algébrique résultant. L'étude a été menée en fonction du nombre de Richardson et le sens de mouvement des parois latérale.

Les résultats montrent que, dans toutes les situations le transfert de chaleur et le champ d'écoulement augmentent avec l'augmentation du nombre de Richardson. En revanche, aux faibles gradients de températures le transfert thermique varie en fonction du sens du mouvement des parois horizontales et tend vers des situations invariantes indépendamment du sens du mouvement à des valeurs très élevées de Richardson.



**Figure (I.4) :** Géométrie du problème étudiée par Adnani [14]

**ZOUIRI et al. [15]** ont examiné la configuration carrée contenant de l'air comme fluide de travail. Les parois horizontales de l'enceinte sont considérées comme adiabatiques sauf au niveau de la source de chaleur. En effet, 20 à 80% de la surface de la paroi horizontale inférieure est chauffée par une source de chaleur. La source peut maintenir la paroi inférieure à température adimensionnelle égale à 1. Les parois verticales sont maintenues à une température adimensionnelle égale à 0 ce qui permet le refroidissement de l'enceinte à travers ces parois.

La résolution des équations régissant l'écoulement et le transfert thermique a été approchée par la méthode des volumes finis, avec des volumes de contrôle quadrilatéraux et un maillage uniforme. L'algorithme SIMPLER a été adopté pour traiter le couplage pression-vitesse et par conséquent, les champs de vitesse et de température.

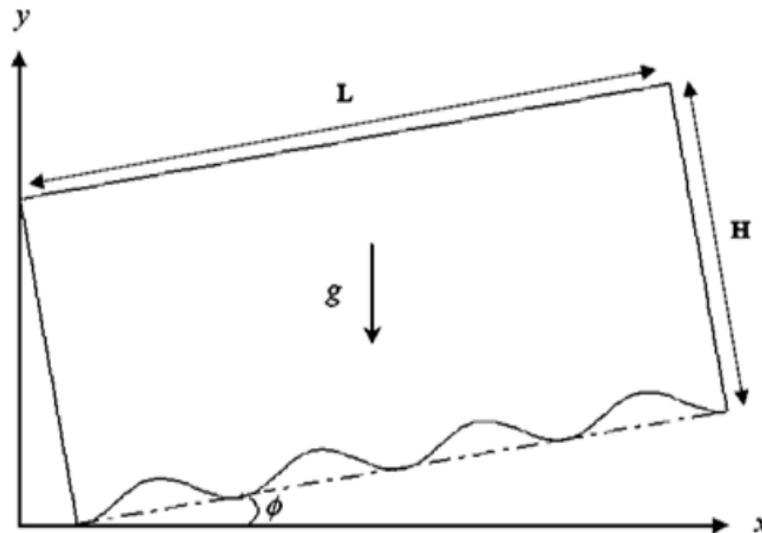
Les résultats obtenus montrent que le fait d'augmenter le nombre de Rayleigh favorise le transfert thermique dans la cavité étant donné l'augmentation des courants de convection et donc, la vitesse. En revanche, il y a diminution de la surface de la cavité exposée aux températures élevées. De même, l'augmentation de la largeur de la source chauffée et donc, la surface d'échange, améliore le transfert thermique et fait augmenter la surface exposée aux températures élevées.

Une étude numérique de la convection mixte dans une cavité carrée a été menée et discutée par **Adnani et al. [16]**. Les résultats indiquent que le transfert de chaleur et le champ d'écoulement augmentent avec

l'accroissement de  $Ri$  pour les deux cas considérés dans cette étude. Par ailleurs, le transfert de chaleur semble plus efficace quand les deux parois se déplacent en opposition de phase.

Une étude numérique de la convection laminaire naturelle dans une cavité carrée chauffée différentiellement est menée par **M.kadri Ahmad [17]**. La paroi droite froide est ondulée et une ailette conductrice horizontale est fixée à sa paroi chaude gauche. Les parois verticales sont à différentes températures isothermes tandis que les parois horizontales sont isolées. La cavité est remplie d'air avec un nombre de Prandtl de 0,71. L'étude est menée pour des nombres de Rayleigh compris entre 1000 et  $10^6$  et des rapports de conductivité thermique compris entre 10 et  $10^5$ . Trois longueurs et positions des ailettes ont été examinées (0,25, 0,5, 0,75) et trois nombres d'ondulations ont été testés. (une, deux et trois ondulations). L'amplitude de l'ondulation et l'épaisseur des ailettes sont restées constantes à 0,05 et 0,04, respectivement. Les équations déterminantes ont été résolues par le code de calcul ANSYS Fluent 16.0 basé sur la méthode des volumes finis. Les résultats ont montré que l'augmentation de la conductivité thermique de la nageoire ou du nombre de Rayleigh entraîne une augmentation du nombre de Nusselt moyen, en particulier lorsque la longueur de la nageoire augmente. Aussi, placer l'ailette contre le haut de la paroi ondulée améliore notamment le transfert de chaleur. L'effet du nombre d'ondulations apparaît lorsque la longueur de l'aileron est supérieure à 0,5. Le nombre de Nusselt moyen augmente lorsqu'une ailette conductrice est ajoutée à la cavité murale ondulée et qu'il n'y a pas d'ailette de 51,23 % et 56,85 % pour les ondulations simples et triples, respectivement, lorsque le nombre de Rayleigh est de  $10^5$  et la longueur de l'ailette est de 0,75.

**Salaheddin et Chihab Hossem Eddine [18]** ont analysé numériquement le flux de convection mixte et le transfert de chaleur dans une cavité rectangulaire et inclinée constituée d'une paroi ondulée avec une paroi mobile. Les parois verticales de la cuve sont isolées thermiquement, alors que le mur de façade est ondulé et exposé à une chaleur uniforme supérieure à la température du mur mobile (voir la figure 1.5). La méthode des volumes finis a été utilisée pour résoudre numériquement les équations gouvernantes. La distribution des lignes d'écoulement et les diagrammes thermiques est étudiée, ainsi que l'évolution du nombre de Nusselt local et moyen en fonction de l'évolution du degré d'inclinaison. Des tests ont été réalisés pour différentes ondulations avec une évolution de l'angle d'inclinaison compris entre ( $20^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $40^\circ$ ). Du nombre de Prandtl est fixé à  $Pr = 6$ , tandis que le nombre de Richardson varie entre 1 et 10.



**Figure (I. 5) :** Le modèle physique du domaine étudié par Salaheddin et Chihab Hossem Eddine [18]

Les résultats de cette étude montrent que le nombre de Nusselt moyen dans l'espace chauffé augmente avec l'augmentation de la valeur du rapport du nombre d'ondulation et avec l'augmentation du nombre de Richardson. Les résultats ont montré également que l'angle d'inclinaison affecte le type de convection mixte.

Les études réalisées, ne concernent pas seulement le régime laminaire, mais s'étalent au régime turbulent, qui est le régime d'écoulement le plus souvent rencontré dans la nature. En plus des travaux expérimentaux de **Cheeswright et al. [19]**, rapporté par **Davidson [20]** pour des cavités à rapport d'aspect égal à 5, on signale ceux de **Tian et Karayiannis [21]**, et ceux de **Betts et Bokhari [22]**, pour des cavités à rapports d'aspects égal respectivement à 1 et 28.68. Ces exemples sont souvent employés pour valider les modèles de turbulence dans des cavités.

Les outils numériques demeurent pour une importance majeure pour l'étude des phénomènes de transfert de chaleur et de masse dans les cavités ventilées, que soit en employant les codes CFD, comme dans l'étude de **M. R. Alchakkif et al. [23]**, qu'ils ont employés le code de champ FLUENT pour étudier le taux de renouvellement d'air d'un local équipé par une grande ouverture vers l'extérieur, ou en employant la simulation des grandes échelles (**LES**), comme dans plusieurs études numériques menées par **Davidson et al. [24-26]** concernant la convection forcée turbulente dans des enceintes rectangulaires ventilées, dans le cas bidimensionnel et tridimensionnel, ou bien en utilisant l'approche **RANS** comme dans cette étude.

## I. 5. Les Etudes Expérimentales

Les études expérimentales sur la convection mixte dans des cavités ventilées sont souvent réalisées

---

dans le but de mieux comprendre les mécanismes de transfert de chaleur et de masse dans des systèmes où coexistent convection naturelle et forcée. Ce domaine de recherche est crucial dans des applications telles que la ventilation des bâtiments, le refroidissement des équipements électroniques, ou encore les systèmes de chauffage et de climatisation.

Les expériences sont réalisées dans des configurations variées : cavités rectangulaires ou carrées, avec différentes conditions aux limites thermiques (chauffage par les parois, refroidissement partiel, etc.). Le comportement du flux d'air ou d'un autre fluide est souvent visualisé grâce à des techniques de traçage, et les transferts de chaleur sont mesurés en fonction de paramètres comme le rapport de Grashof ( $Gr$ ), de Reynolds ( $Re$ ), et le rapport d'aspect des cavités.

**Da Silva et al. [27]** explore les effets de la convection mixte dans une cavité rectangulaire avec des couvercles mobiles et des parois chauffées. Les expérimentations montrent que les couvercles en mouvement introduisent un écoulement forcé qui modifie la structure du champ thermique et fluide à l'intérieur de la cavité. La superposition de la convection naturelle et forcée affecte le transfert de chaleur, en particulier aux régions proches des parois chauffées.

**Mezrhab et al. [28]** examine la convection mixte dans une cavité carrée ventilée en variant la position des ouvertures d'entrée et de sortie. Les résultats montrent que les régimes de convection sont fortement influencés par la position des ouvertures, conduisant à des écoulements asymétriques et des gradients thermiques marqués dans certaines configurations.

L'étude de **Leong et al. [29]** examine les effets d'une source de chaleur localisée dans une cavité ventilée. La source de chaleur induit une convection naturelle, tandis que le flux d'air impose un régime de convection forcée. Les résultats montrent une forte interaction entre les deux types de convection, influencée par la position des ouvertures et de la source de chaleur. **Zhao et al. [30]** s'intéresse à la convection mixte dans une cavité ventilée, où la force de flottabilité influence significativement le flux d'air. Les expérimentations montrent que les gradients thermiques augmentent près des parois chauffées, tandis que l'écoulement forcé favorise la dissipation de chaleur.

Dans l'étude de **Costa et al. [31]**, les chercheurs analysent l'effet du rapport d'aspect de la cavité (rapport hauteur-largeur) sur la convection mixte. Ils constatent que des cavités à haut rapport d'aspect favorisent des régimes dominés par la convection naturelle, tandis que des cavités à faible rapport d'aspect favorisent des régimes dominés par la convection forcée. **Gosselin et al. [32]** examine les effets des conditions aux limites sur la convection mixte dans une cavité ventilée. Les parois chauffées et les configurations d'entrée/sortie d'air sont modifiées pour analyser leur impact sur la répartition des températures et des régimes de convection.

Une étude expérimentale est menée par **Moureh et al. [33]**, qui se concentre sur l'application des principes de convection mixte au stockage des aliments. Les chercheurs montrent que la distribution uniforme de la température est essentielle pour garantir la conservation optimale des produits stockés. Ils utilisent des méthodes expérimentales pour quantifier les transferts de chaleur dans des cavités ventilées mécaniquement. L'étude de **Haidar et al. [34]** analyse la convection mixte dans une cavité ventilée mécaniquement avec chauffage par le bas. Les chercheurs observent que la convection naturelle générée par le chauffage par le bas interagit fortement avec le flux d'air imposé, créant des régimes de convection complexes.

Vue leur rôle dans l'amélioration de transfert de chaleur, une étude expérimentale employant les nanofluides est menée par **Makhmalbaf et al. [35]**. Les chercheurs ont utilisé des nanofluides pour améliorer le transfert de chaleur dans des cavités ventilées. Les résultats montrent que les nanofluides augmentent les transferts thermiques, mais compliquent les régimes d'écoulement, notamment en raison de l'augmentation de la viscosité et de la conductivité thermique des fluides. **Chen et al. [36]** a exploré les méthodes de contrôle actif des régimes de convection dans des cavités ventilées. Les chercheurs montrent que l'intégration de systèmes de contrôle dynamique, tels que la modulation du flux d'air en temps réel, améliore considérablement le transfert de chaleur.

Une recherche expérimentale est menée par **El Alami et al. [37]** où il explore les transferts de chaleur par convection mixte dans des cavités ventilées, en mettant en évidence l'influence des configurations de chauffage des parois et des ouvertures sur les régimes d'écoulement. Les résultats montrent que des régimes de convection complexe apparaissent en fonction des conditions expérimentales.

Une étude qui se concentre sur la convection mixte dans des cavités climatisées est menée par **Abu-Khader et al. [38]**, où des sources de chaleur internes créent des gradients thermiques marqués. Les chercheurs analysent l'influence des flux d'air conditionné sur les écoulements naturels et forcés. Une recherche expérimentale est menée par **Aounallah et al. [39]** où se penche sur la convection mixte turbulente dans des cavités ventilées, en mesurant les écoulements turbulents à l'aide de capteurs thermiques et d'anémométrie. Les résultats montrent que la turbulence amplifie les transferts de chaleur. Une étude qui porte sur l'influence d'un flux d'air forcé par un ventilateur dans une cavité carrée est menée par **Naylor et al. [40]**. Les résultats expérimentaux montrent une augmentation du taux de transfert de chaleur proportionnelle à la vitesse du flux d'air entrant. Des générateurs de vortex sont introduit pour augmenter les transferts thermiques par convection mixte dans des cavités ventilées. Les vortex améliorent le mélange des fluides, augmentant ainsi l'efficacité du transfert de chaleur [41].

## **Chapitre 2 :**

---

# **Modélisation Mathématique**

## Chapitre II :Modélisation Mathématique

### II .1-Introduction

Dans ce chapitre on va formuler notre modèle mathématique, les hypothèses simplificatrices ainsi que les conditions aux limites appropriées à notre configuration.

### II .2-Equations générales

En mécanique des fluides, en supposant que le fluide est un milieu continu, on peut utiliser les lois classiques de conservation qui sont :

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

Pour résoudre complètement un problème de convection mixte revient à déterminer en tout point du domaine d'étude et à tout instant les grandeurs caractéristiques du fluide étudié: pression, température et champ de vitesse.

Nous présentons les équations qui régissent le phénomène de la convection en régime laminaire à l'intérieur d'une cavité fermée. Dans le cas de régime laminaire, les problèmes d'écoulement de fluide peuvent être traités par la résolution de l'équation de quantité de mouvement, l'équation de continuité et l'équation d'énergie. Quand un écoulement est laminaire, les lignes de courants représentent les trajectoires du fluide et sont des courbes fixes dans l'espace qui ne se mélangent pas au cours du mouvement. Les couches fluides glissent les unes sur les autres, sans qu'il y ait passage de particules d'une couche à l'autre. Donc on va aboutir vers la fin à un système d'équations. Pour résoudre toutes les équations considérées dans cette étude, il est nécessaire de spécifier les conditions aux limites aux frontières du domaine d'écoulement.

#### II .2.1-Equation de continuité

C'est l'équation qui exprime la loi de conservation de la masse pour un volume de contrôle matériel. Elle s'exprime mathématiquement sous la forme suivante :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{V}) = 0 \quad (\text{II. 1})$$

## II .2.2-Equations de conservation de la quantité mouvement

Le principe de conservation de la quantité de mouvement permet d'établir les relations entre les caractéristiques du fluide lors de son mouvement et les causes qui le produisent. Il indique que le taux de variation de quantité de mouvement contenu dans le volume de contrôle est égal à la somme de toutes les forces extérieures qui lui sont appliquées. Il s'écrit sous la forme suivante (pour un fluide à propriétés physique constantes):

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \vec{V} \overrightarrow{\text{grad}} \vec{V} = \frac{1}{\rho} \overrightarrow{\text{grad}} P + \nu \Delta \vec{V} - \vec{g} \quad (\text{II. 2})$$

## II .2.3-Equation de l'énergie

L'équation de conservation d'énergie est obtenue à partir du premier principe de la thermodynamique. Ce principe met en relation les différentes formes d'énergie, soit :

$$\rho c_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + \vec{V} \overrightarrow{\text{grad}} T \right) = \beta T \left( \frac{\partial P}{\partial t} + \vec{V} \overrightarrow{\text{grad}} P \right) + P_s + \varphi + \text{div}(K \overrightarrow{\text{grad}} T) \quad (\text{II. 3})$$

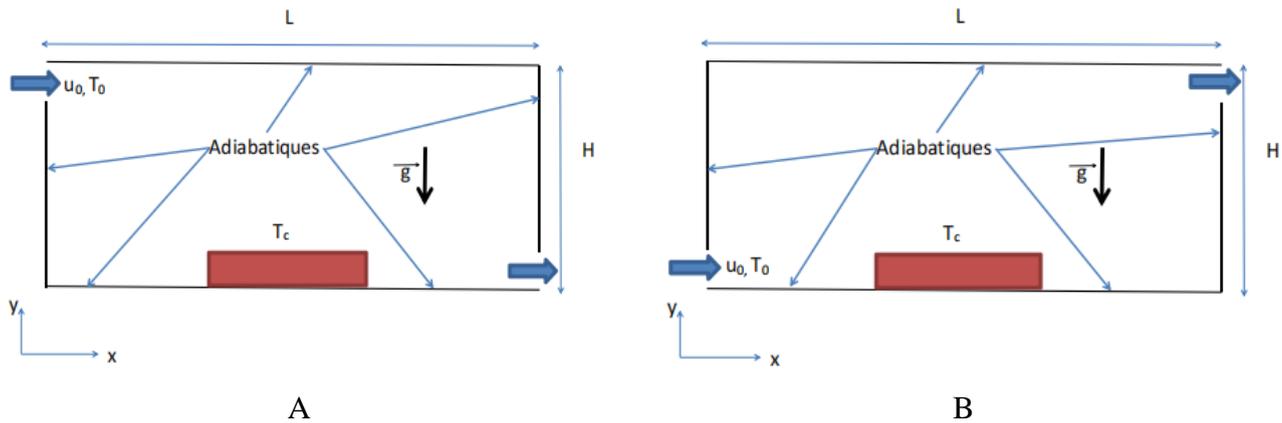
## II .3-Hypothèses simplificatrices

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

- L'écoulement est stationnaire et bidimensionnel.
- Le fluide est incompressible.
- L'écoulement engendré est laminaire.
- Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable.
- Les propriétés physiques du fluide sont constantes hormis la masse volumique qui obéit à l'approximation de Boussinesq dans le terme de la poussée d'Archimède.
- La puissance volumique dissipée est négligeable.

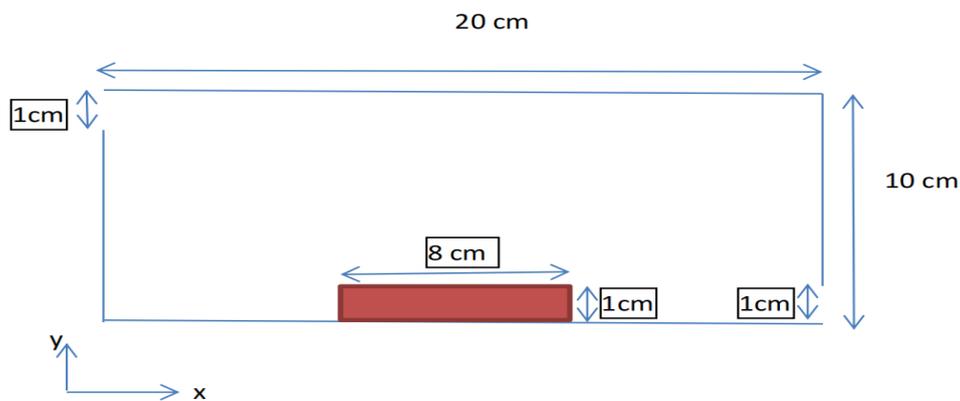
## II.4 - Présentation du problème

Le modèle physique considéré . Il s'agit d'une cavité de longueur L et de hauteur H, que nous proposons de refroidir un élément chauffant à l'intérieur en créant un courant fluide qui s'écoulent à travers une ouverture avec une vitesse fixée  $u_0$  et sorte par une autre. Les deux ouvertures ont la même dimension (H/10). L'élément chauffant est maintenu à une température chaude  $T_c$ , par rapport à la température d'entrée  $T_0$ . Les autres parois de la cavité sont adiabatiques. Les configurations géométriques étudiées sont schématisées sur la figure (II-1).

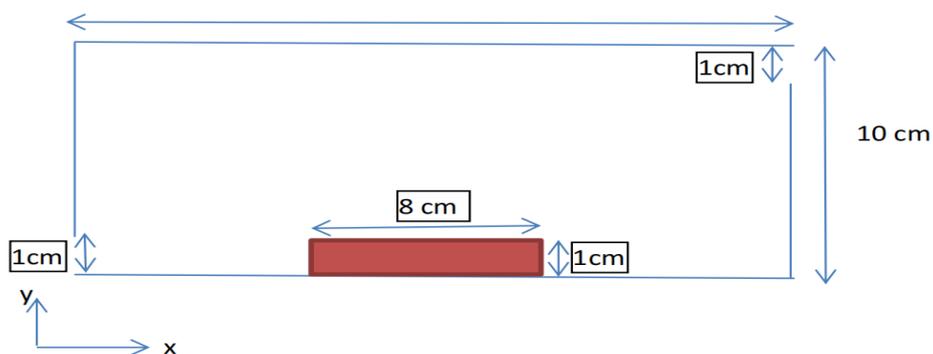


**Figure(II-1):** Les configurations géométriques A et B

La force de flottabilité induite par le gradient de température au sein de la cavité crée un mouvement de convection naturelle qui perturbe l'écoulement forcé causé par la force de cisaillement due à la vitesse imposée. Le résultat de cette compétition dans cette étude donne naissance à une convection mixte. Pour notre étude nous avons choisi deux configurations A et B avec le même rapport d'aspect (hauteur / largeur), et avec les mêmes dimensions de l'élément chauffant. La seule différence réside dans l'endroit d'entrée et de sortie de l'air. Les dimensions des deux cavités, ainsi que les dimensions de l'élément chauffant sont illustrées sur les figures (II-2) et (II-3).



**Figure(II-2):**Dimensions de la configuration A



**Figure(II-3):**Dimensions de la configuration B

## II.5-Formulation du problème

Le système d'équations qui gouverne l'écoulement laminaire en convection mixte et le transfert de chaleur en coordonnées cartésiennes après simplification s'écrit comme suit :

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

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

$$\rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \rho g + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II. 6})$$

$$\rho c_p \left( u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II. 7})$$

Avec les conditions aux limites suivantes:

### II.5.1-Pour la configuration A:

$$\begin{aligned} y = 0; 0 < x < L; u = v = 0; \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \\ y = H; 0 < x < L; u = v = 0; \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \\ y = 1; 6 < x < 14; u = v = 0; T = T_c \\ x = 0; 0 < y < 9; u = v = 0; \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \\ x = 0; 9 < y < H; u = u_0, v = 0; T = T_0 \\ x = 6; 0 < y < 1; u = u_0, v = 0; T = T_c \\ x = 14; 0 < y < 1; u = u_0, v = 0; T = T_c \\ x = L; 0 < y < 1; \frac{\partial u}{\partial x} = 0, v = 0; \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \\ x = L; 1 < y < H; u = v = 0; \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \end{aligned}$$

### II.5.2-Pour la configuration B:

$$\begin{aligned} y = 0; 0 < x < L; u = v = 0; \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \\ y = H; 0 < x < L; u = v = 0; \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \\ y = 1; 6 < x < 14; u = v = 0; T = T_c \\ x = 0; 0 < y < H; u = v = 0; \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \\ x = 0; 0 < y < 1; u = u_0, v = 0; T = T_0 \\ x = 6; 0 < y < 1; u = v = 0; T = T_c \\ x = 14; 0 < y < 1; u = v = 0; T = T_c \\ x = L; 9 < y < H; \frac{\partial u}{\partial x} = 0, v = 0; \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \\ x = L; 0 < y < 9; u = v = 0; \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \end{aligned}$$

## II.6-Approximation de Boussinesq

Pour des configurations d'écoulement dans une enceinte, la résultante des forces externes est

limitée aux forces gravitationnelles de sorte que l'influence de la convection provoquée par des gradients de la température soit évidente. Quand les forces de flottabilité se produisent dans l'écoulement, la conception des propriétés physiques fixes n'assortit plus le comportement de l'écoulement du fluide. L'effet de la convection est pris en considération dans l'équation de quantité de mouvement par la variation de la masse volumique.

Si en prenant un état thermodynamique de référence (masse volumique  $\rho_0$  et température  $T_0$ ), l'équation d'état pour la masse volumique  $\rho$  devient en utilisant le développement de Taylor :

$$\rho = \rho_0 \left( 1 - \frac{T - T_0}{T_0} + \dots \right) \quad (\text{II. 8}).$$

En se limitant à un développement du premier ordre :

$$\rho = \beta (1 - (T - T_0)) \quad (\text{II. 9}).$$

Le terme  $\beta$  de l'équation est le coefficient de dilatation isobare du fluide, soit :

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_{p=cte} \quad (\text{II. 10})$$

En effet, la convection est l'échange d'énergie sous forme de chaleur entre un fluide en mouvement et la surface d'un corps solide ayant une température différente ou entre des parties différentes d'un fluide en mouvement qui n'ont pas la même température, créant une force motrice volumique (dite Archimède) à laquelle s'opposent notamment une force de frottement visqueux. L'approximation de **Boussinesq** consiste à négliger les variations de la masse volumique dans les équations de conservation, sauf son implication comme force motrice dans l'équation de conservation de la quantité de mouvement

La pression dans le fluide en mouvements s'écrit:

$$p = p_m + p_{phy} \quad (\text{II. 11})$$

Avec :  $p_m$  la pression générée par le mouvement.

$p_{phy}$  la pression hydrostatique.

$$\text{Tel que : } \vec{\nabla} p_{phy} = \rho \vec{g} \quad (\text{II. 12})$$

## II.7-Formulation Adimensionnelle

L'emploi de la variable adimensionnelle permet d'exprimer la réalité des phénomènes physiques indépendamment des systèmes de mesure, pour rendre la solution plus générale d'un côté et d'un autre pour réduire le nombre de paramètres d'un problème.

Il est nécessaire d'introduire les grandeurs de référence comme ceci :

$$X = \frac{x}{H}, \quad Y = \frac{y}{H}, \quad U = \frac{u}{V}, \quad V = \frac{v}{V}, \quad P = \frac{p}{\rho u_0^2}, \quad T^* = \frac{T - T_0}{T_C - T_0}$$

Les équations précédentes deviennent respectivement :

$$\frac{dU}{dx} + \frac{\partial V}{\partial y} = 0 \quad (\text{II. 14})$$

$$U \frac{dU}{dX} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{Re} \left( \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II. 15})$$

$$U \frac{dU}{dX} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{1}{Re} \left( \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) + \frac{Gr}{Re^2} T^* \quad (\text{II. 16})$$

$$U \frac{\partial T^*}{\partial X} + V \frac{\partial T^*}{\partial Y} = \frac{1}{RePr} \left( \frac{\partial^2 T^*}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 T^*}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II. 17})$$

Avec les conditions aux limites adimensionnelles suivantes:

### II.7.1-Pour la configuration A:

$$\begin{aligned} Y = 0; 0 < X < 2; U = V = 0; \frac{\partial T^*}{\partial Y} = 0 \\ Y = 1; 0 < X < 2; U = V = 0; \frac{\partial T^*}{\partial Y} = 0 \\ Y = 0,1; 0,6 < X < 1,4; U = V = 0; T^* = 1 \\ X = 0; 0 < Y < 0,9; U = V = 0; \frac{\partial T^*}{\partial Y} = 0 \\ X = 0; 0,9 < Y < 1; U = 1, V = 0; T^* = 0 \\ X = 0,6; 0 < Y < 0,1; U =, V = 0; T^* = 1 \\ X = 1,4; 0 < Y < 0,1; U = V = 0; T^* = 1 \\ X = 2; 0 < Y < 0,1; \frac{\partial U}{\partial X} = 0, V = 0; \frac{\partial T^*}{\partial X} = 0 \\ X = 2; 0,1 < Y < 1; U = V = 0; \frac{\partial T^*}{\partial X} = 0 \end{aligned}$$

### II.7.2-Pour la configuration B

$$\begin{aligned} Y = 0; 0 < X < 2; U = V = 0; \frac{\partial T^*}{\partial Y} = 0 \\ Y = 1; 0 < X < 2; U = V = 0; \frac{\partial T^*}{\partial Y} = 0 \\ Y = 0,1; 0,6 < X < 1,4; U = V = 0; T^* = 1 \\ X = 0; 0,1 < Y < 1; U = V = 0; \frac{\partial T^*}{\partial Y} = 0 \\ X = 0; 0 < Y < 0,1; U = 1, V = 0; T^* = 0 \\ X = 0,6; 0 < Y < 0,1; U =, V = 0; T^* = 1 \\ X = 1,4; 0 < Y < 0,1; U = V = 0; T^* = 1 \\ X = 2; 0,9 < Y < 1; \frac{\partial U}{\partial X} = 0, V = 0; \frac{\partial T^*}{\partial X} = 0 \\ X = 2; 0 < Y < 0,9; U = V = 0; \frac{\partial T^*}{\partial X} = 0 \end{aligned}$$

Les principales paramètres de contrôle du problème étudié tels que  $Pr$ ,  $Re$  et  $Gr$  dénotent, respectivement, les nombres de Prandtl, de Reynolds, et de Grashof qui sont définis par les relations suivantes :

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad , \quad Re = \frac{u_0 H}{\nu} \quad , \quad Gr = \frac{g \beta H^3}{\nu^2} (T_C - T_0)$$

# **Chapitre 3 : Etude Numérique**

---

### **III .1-Introduction**

L'étude de phénomènes thermiques qui accompagnent la propagation de la chaleur et l'analyse du taux de transfert thermique ayant lieu dans un système, représente l'objectif fondamental de la science du transfert de chaleur. Les problèmes de transfert thermique jouent un grand rôle primordiale dans les applications techniques, il existe trois modes de transfert de chaleur: la conduction, la convection et le rayonnement. La conduction se produit dans les solides. La convection se trouve surtout dans les fluides, qui transfèrent la chaleur d'un point à un autre. En remplaçant les particules de fluide (gaz ou liquide). La chaleur générée par le rayonnement peut se produire dans tous les environnements transparents aux ondes électromagnétiques.

### **III .2-Principe de code CFD**

Les logiciels de simulation numérique des écoulements basés sur la méthode des volumes finis peuvent maintenant être considérés comme de véritables « expériences numériques », lorsqu'elles sont faites avec soin. L'avantage des « méthodes numériques » est que toutes les quantités physiques liées à l'écoulement (champ de vitesse, champ de pression, contraintes etc.), sont immédiatement disponibles en tout point de l'écoulement.

Les méthodes CFD (Computational Fluid Dynamics) ont l'avantage de mettre en œuvre les équations générales de la mécanique des fluides avec un minimum des hypothèses. Elles résolvent notamment les équations non-linéaires instationnaires et compressibles.

#### **III .2-1 Étapes à suivre pour résoudre un problème de CFD**

Une fois que nous avons déterminé les caractéristiques importantes du problème que nous avons résoudre, ont suit les étapes ci-dessous :

1. Définir les objectifs de modélisation.
2. Créez la géométrie et la grille du modèle.
3. Configurez le solveur et les modèles physiques.
4. Calculer et surveiller la solution.
5. Examiner et enregistrer les résultats.
6. Si nécessaire, réviser les paramètres numériques ou physiques du modèle.

#### **III -3- Définition du problème**

L'objectif est de réaliser une étude numérique de la convection mixte de l'air entrant dans une cavité rectangulaire contenant un élément chauffant à l'aide du programme Fluent.

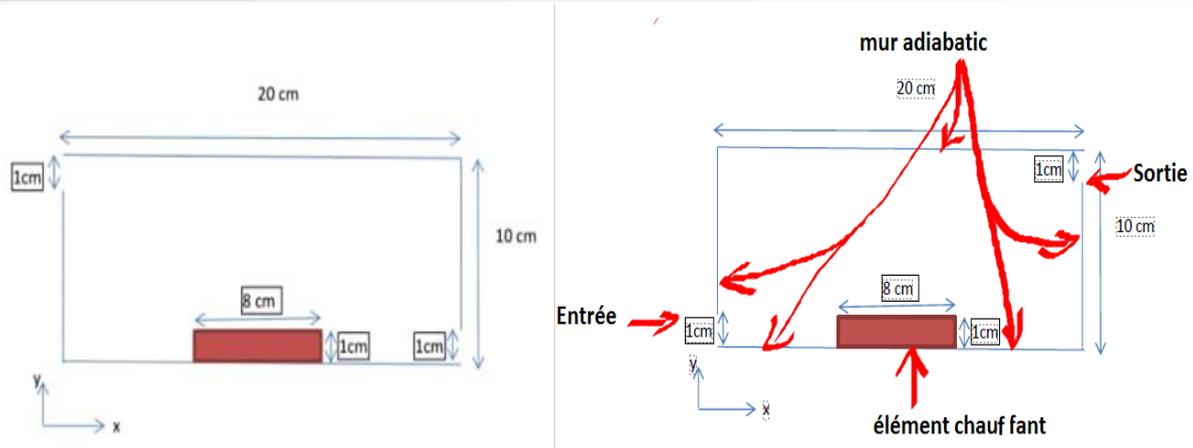


Figure (III.1) : Les configurations géométriques A et B

### III .4-Présentation de GAMBIT et Fluent

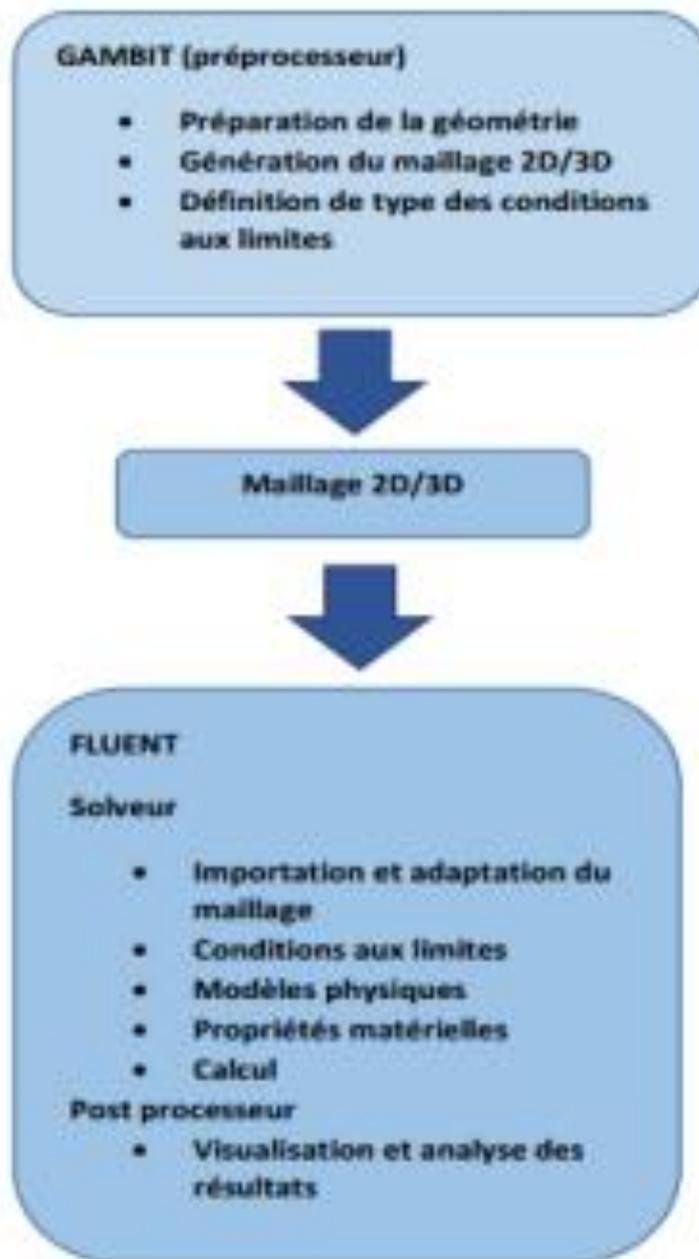
La résolution par le logiciel de simulation numérique des écoulements Fluent nécessite d'abord la présentation du logiciel GAMBIT ou un autre mailleur (ANSYS, AUTOCAD ....).

#### III .4.1- GAMBIT

Le logiciel Gambit est un mailleur 2D/3D; préprocesseur qui permet de mailler des domaines de géométrie d'un problème de CFD (Computational Fluid Dynamics). Il génère des fichiers\*.msh pour Fluent. Les maillages qu'il permet de créer sont ensuite des supports exploitables avec le solveur fluent [30]. Un maillage est une modélisation géométrique d'un domaine par des éléments proportionnés finis et bien définis. Le but d'un maillage est de procéder à une simplification d'un système par un modèle représentant ce système, dans l'optique de calculs ou de représentations graphiques.

Gambit regroupe trois fonctions :

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



**Figure (III. 2):** Élément du Logiciel Figure

### III .4.1.1- Démarrage de Gambit

Ce logiciel est utilisé pour définir et créer le modèle d'étude (surface ou volume) et de le mailler suivant le bon vouloir de l'utilisateur. L'interface principale de l'application Gambit est la suivante :

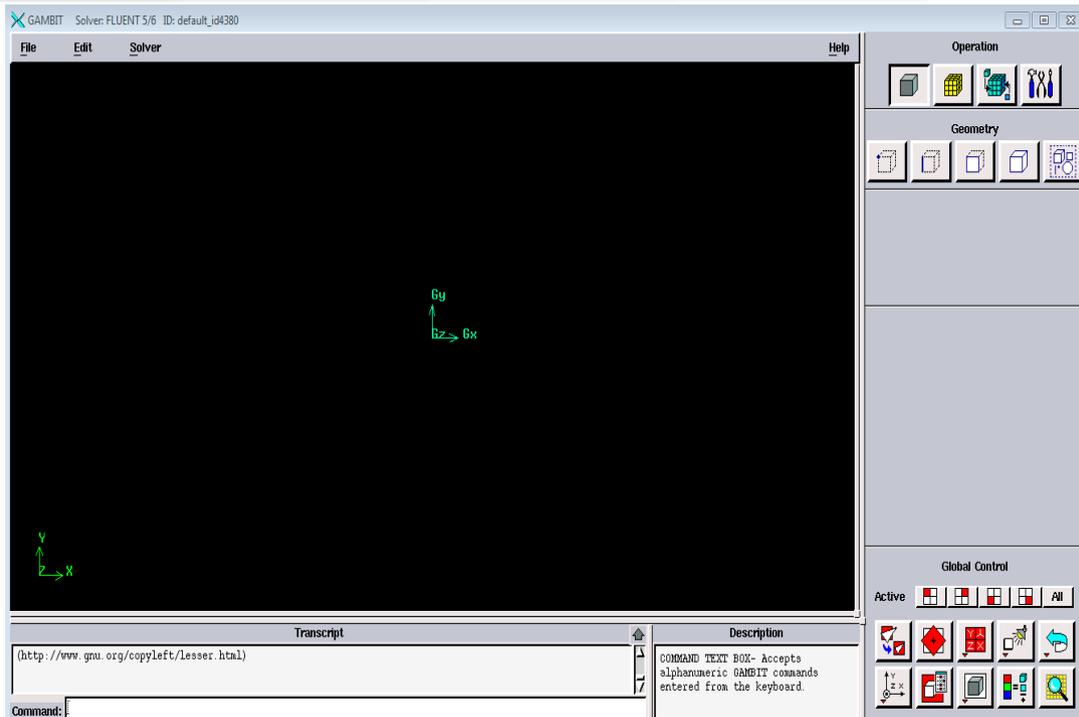


Figure (III.3) : Démarrage de Gambit

### III .4.1.2- Construction de la géométrie

La finalité de la construction de la géométrie est de définir les domaines de calcul qui seront des faces dans un problème 2D et des volumes dans un problème 3D.

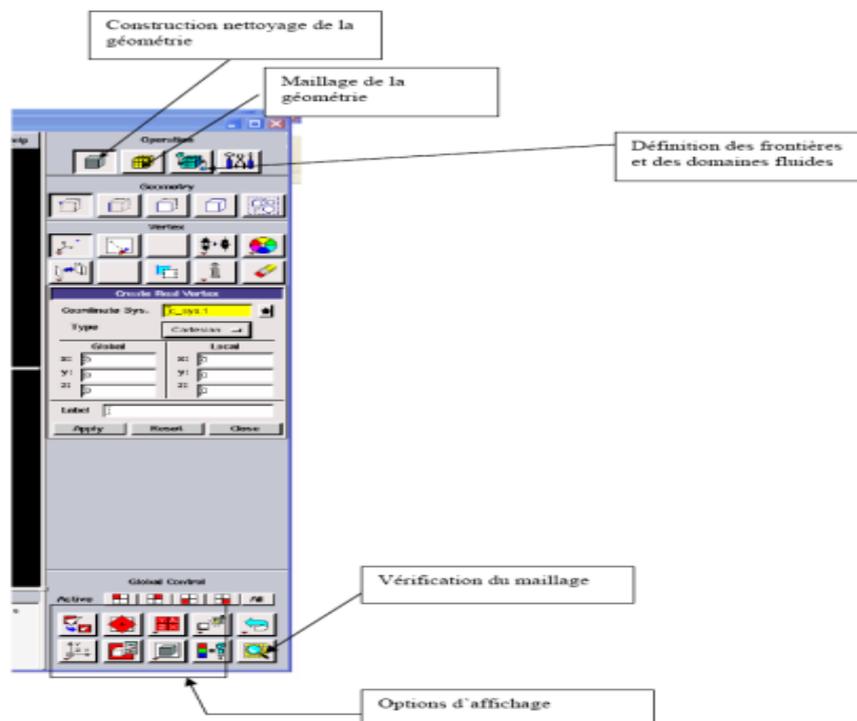


Figure (III. 4) : Construction de la Géométrie

- **Etape 1 : Créer les sommets initiaux**

1. Créez des sommets pour définir la forme géométrique étudiée

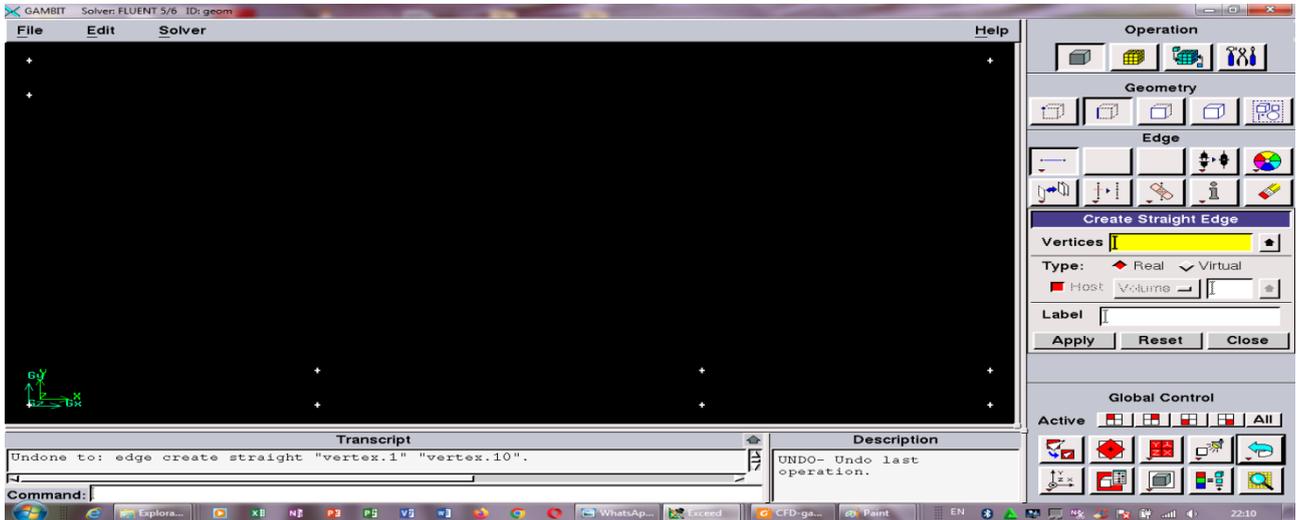
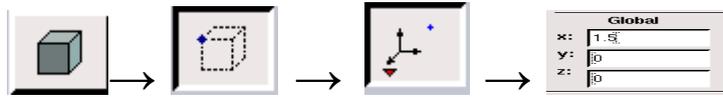


Figure (III. 5) : Les sommets initiaux à gambit

- **Etape 2 : Créer des arêtes droites entre les sommets**

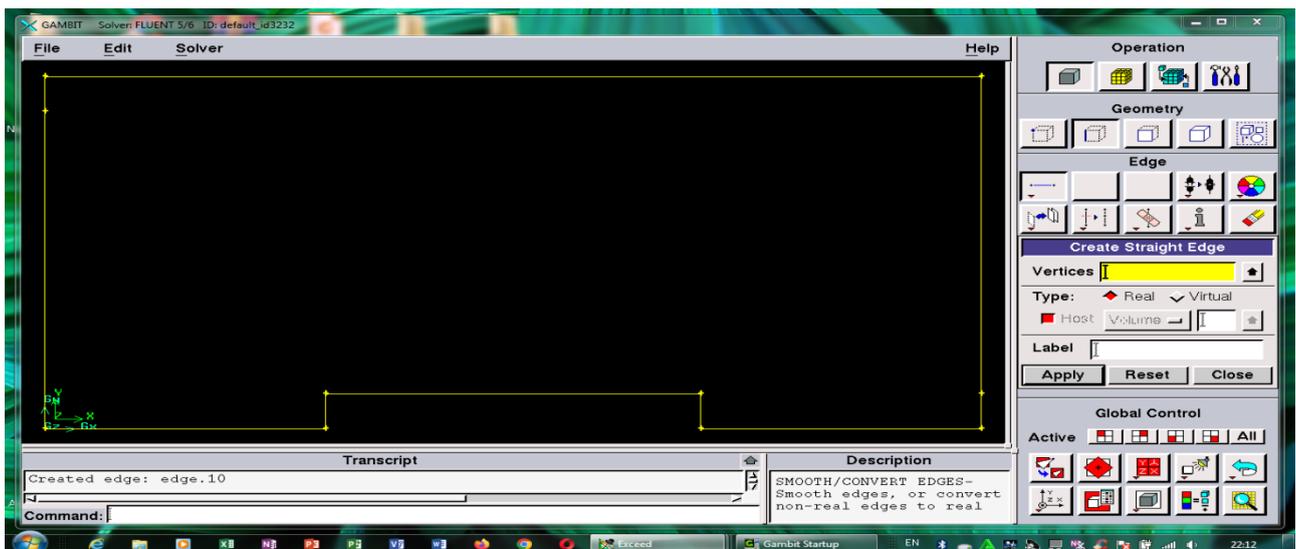
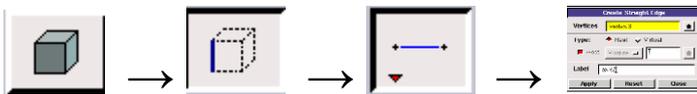


Figure (III.6) : Créer des arêtes droites entre les sommets

- Etape 3 : Créer un face à partir d'arêtes

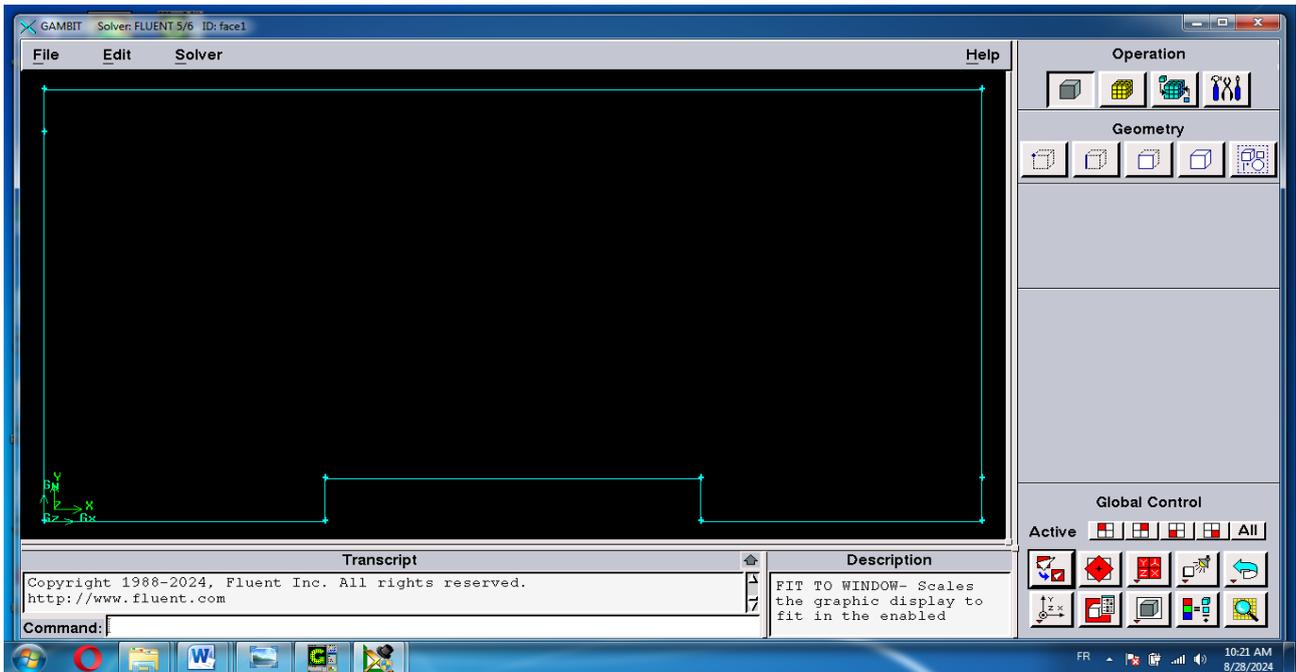
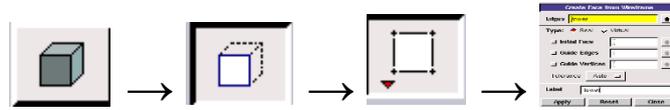
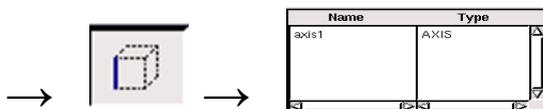


Figure (III.7) : Créer un face à partir d'arêtes

### III.4.1.3-Maillage de géométrie

- Etape 1 :Créer des maillages structurés sur les des arêtes



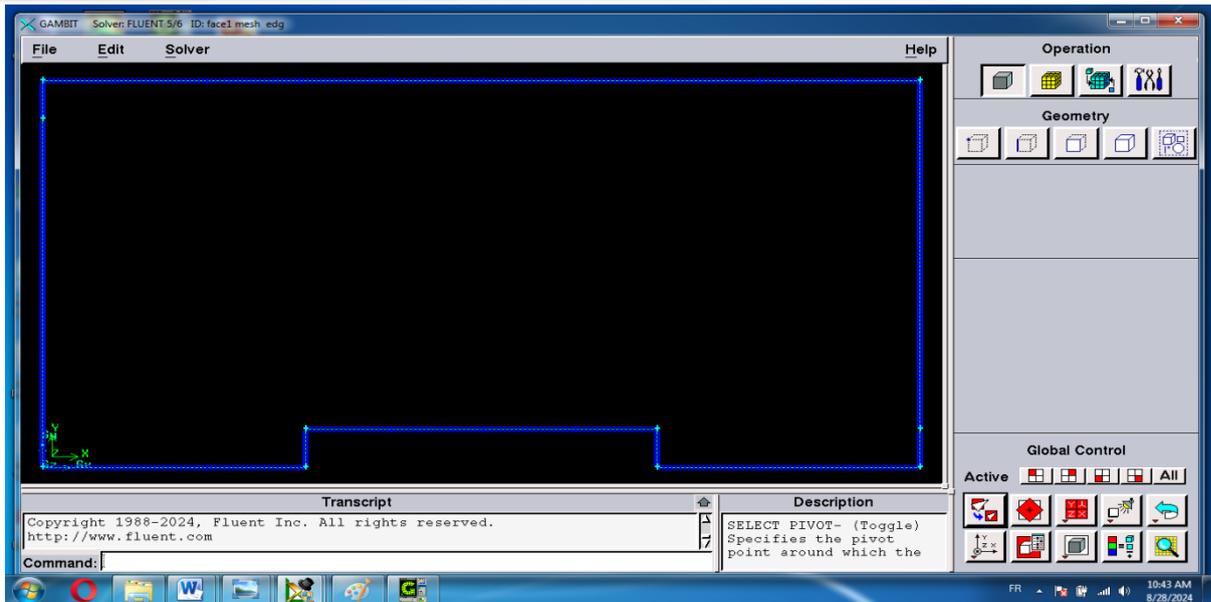


Figure (III.8) : Créer des maillages structurés sur les des arêtes

- **Etape 2: Créer des maillages structurés sur les faces**

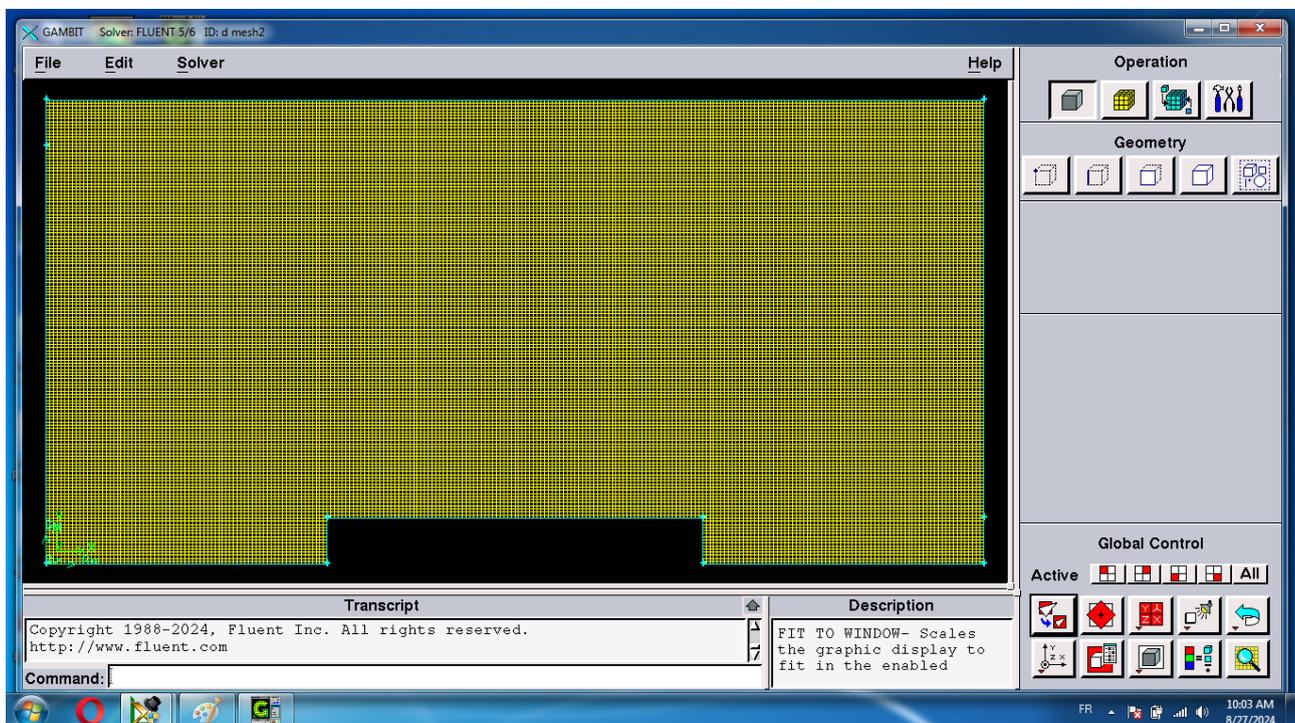
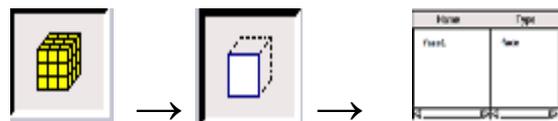
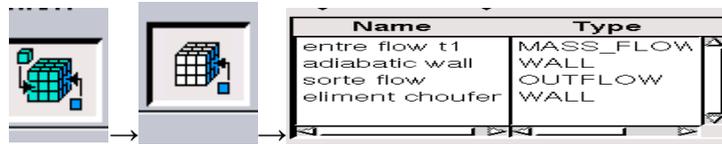


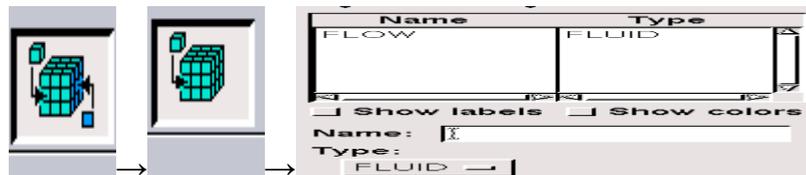
Figure (III.9) : Créer des maillages structurés sur les faces

### III.4.1.4-Définition de frontières et des domaines fluide et exporter le maillage à Fluent

#### Etape 1:définition de frontières



#### Etape 2:Définition des domaines de fluide



#### Etape 3:Exporter le maillage

1-Donner un nom au fichier et sélectionner le maillage “2-D”, puis sauvegarder le fichier Gambit :

**File** → **Save As**

2-Préparez le maillage à lire dans FLUENT 4

**Solver** → **FLUENT 5/6**

3-Exporter le maillage

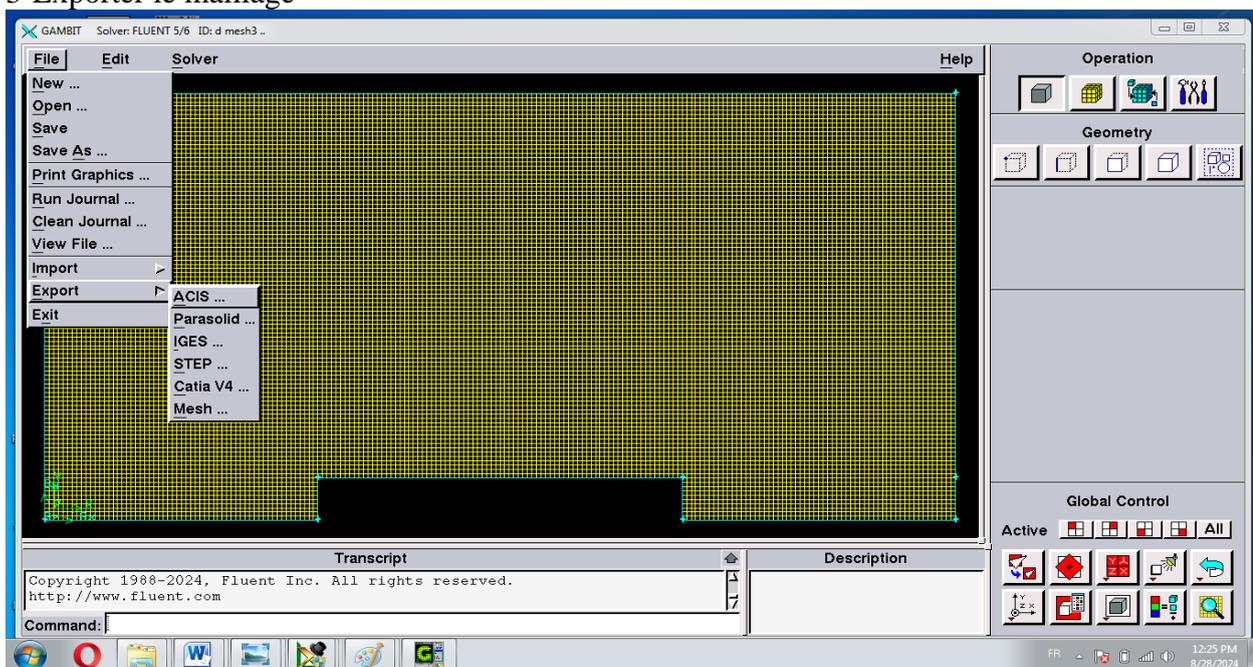
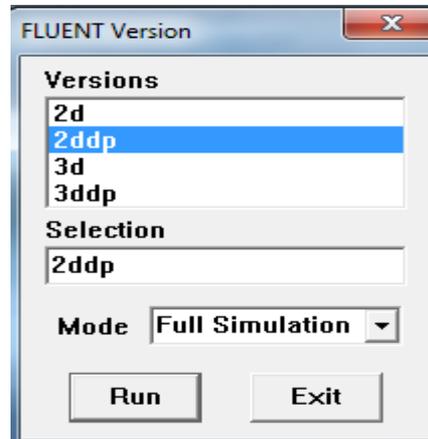


Figure (III.10) : Exporter le maillage à fluent

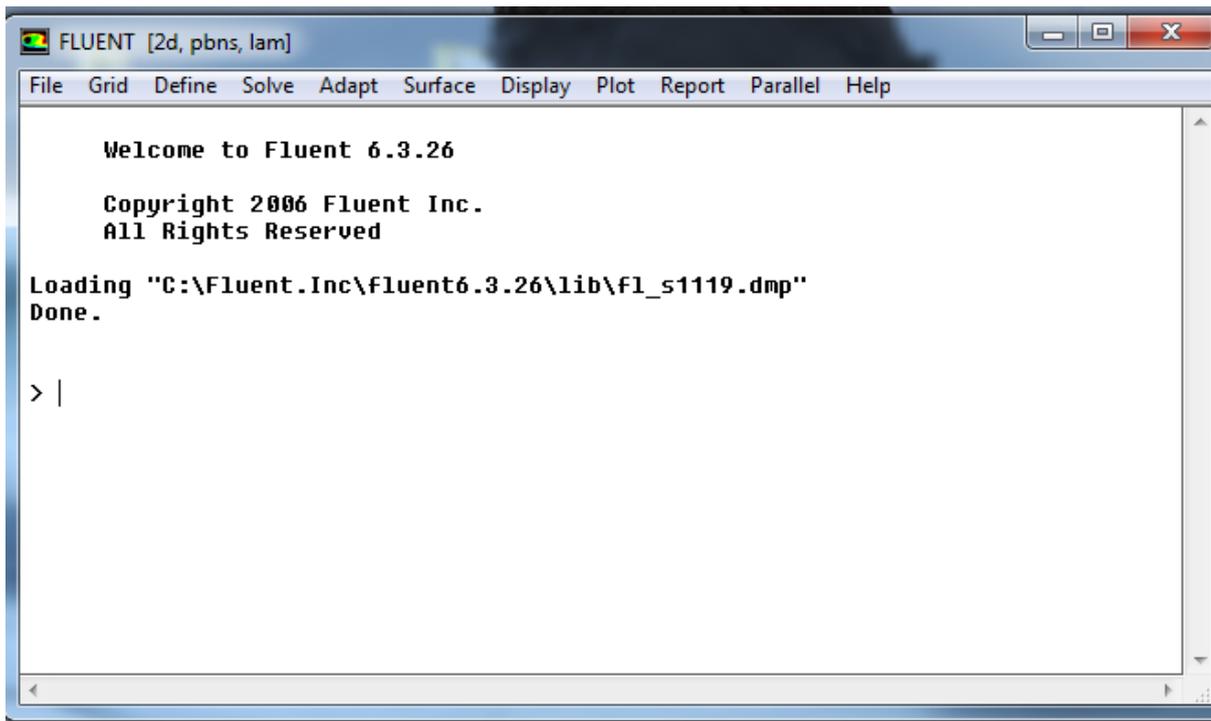
File → Export → Mesh

### III .4.2-Fluent

Démarrage de logiciel Fluent



Figure(III.11) : Démarrage de logiciel Fluent (choisissez la dimension)



Figure(III.12) : Démarrage de logiciel Fluent

#### III 4.2.1-Importation de la géométrie

Pour commencer la simulation il faut importer le fichier (\*.msh) généré sous Gambit.

File→ Read → Case...

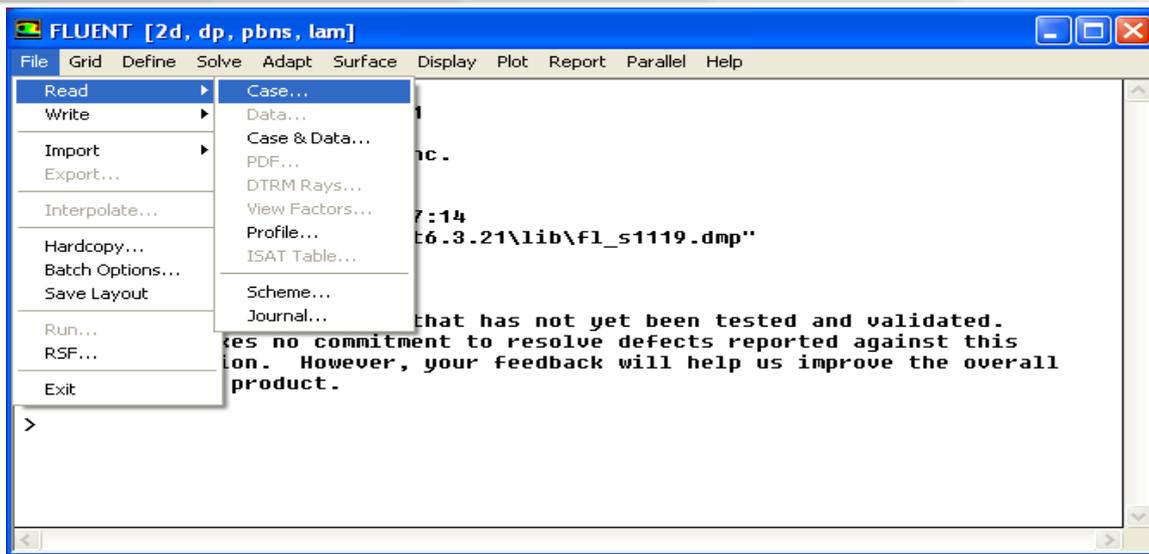


Figure (III.13) : Importation de la géométrie

### III .4.2.2- Vérification du maillage importé

Grid → Check

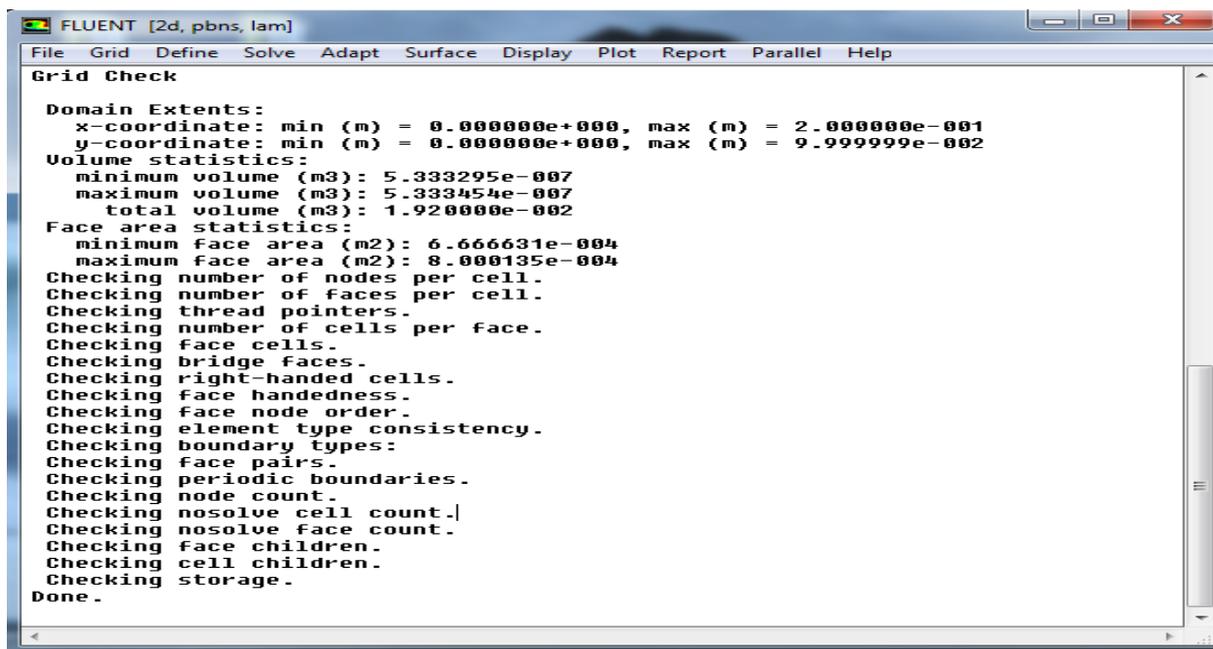


Figure (III.14) : Vérification du maillage importé

### III 4.2.3- Vérification d'échelle

Grid → Scale

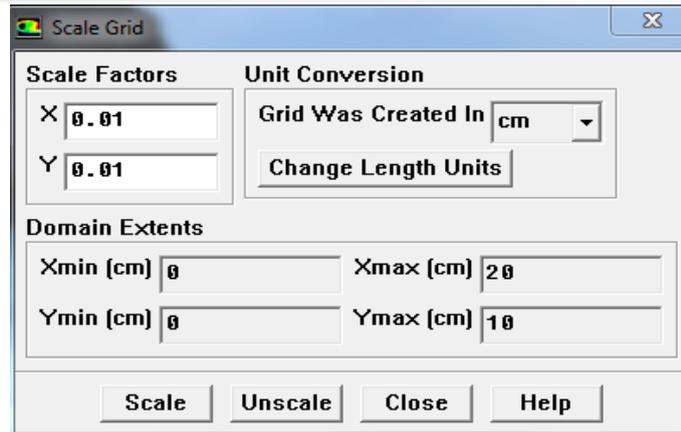


Figure (III.15) : Vérification d'échelle

### III .4.2.4- Affichage de la grille

Display → Grid

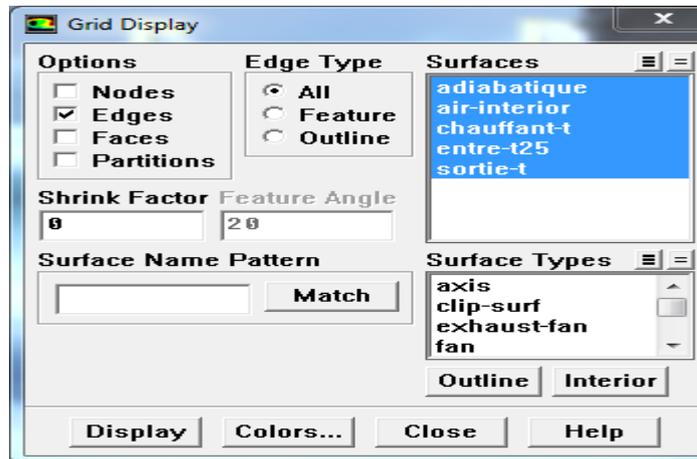


Figure (III.16) : Affichage de la grille

### III .4.2.5-choix du modèle

Define → Models → Energy

On introduit d'abord l'équation d'énergie dans le système des équations à résoudre.

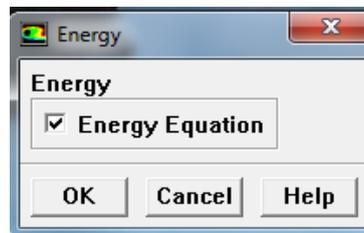


Figure (III.17) : Choix du modèle

**Define → Models →Viscous**

Cette étape va nous permettre de choisir le type du modèle de laminaire, pour résoudre le problème considéré.

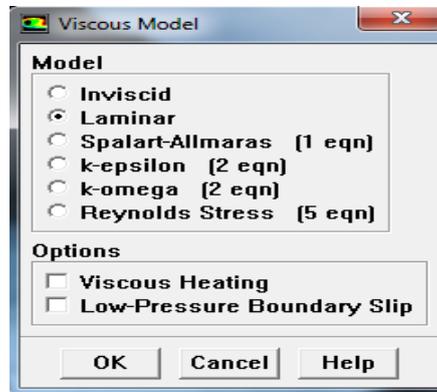


Figure (III.18) : Choix du modèle

**III .4.2.6 - Définition des caractéristiques des matériaux**

**Define → Materials**

Cette tâche va nous permettre de choisir les propriétés du fluide utilisé

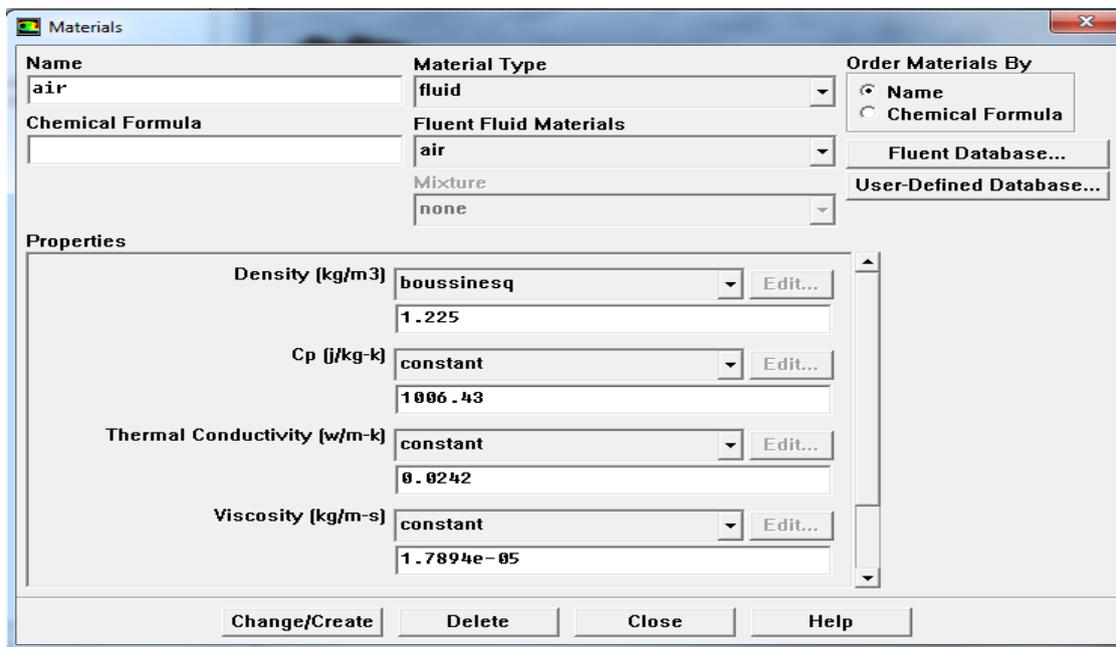


Figure (III.19) : Définition des caractéristiques des matériaux

### III .4.2.7-Conditions d’opération

Define → Operating conditions

Il s’agit là de déterminer les conditions initiales

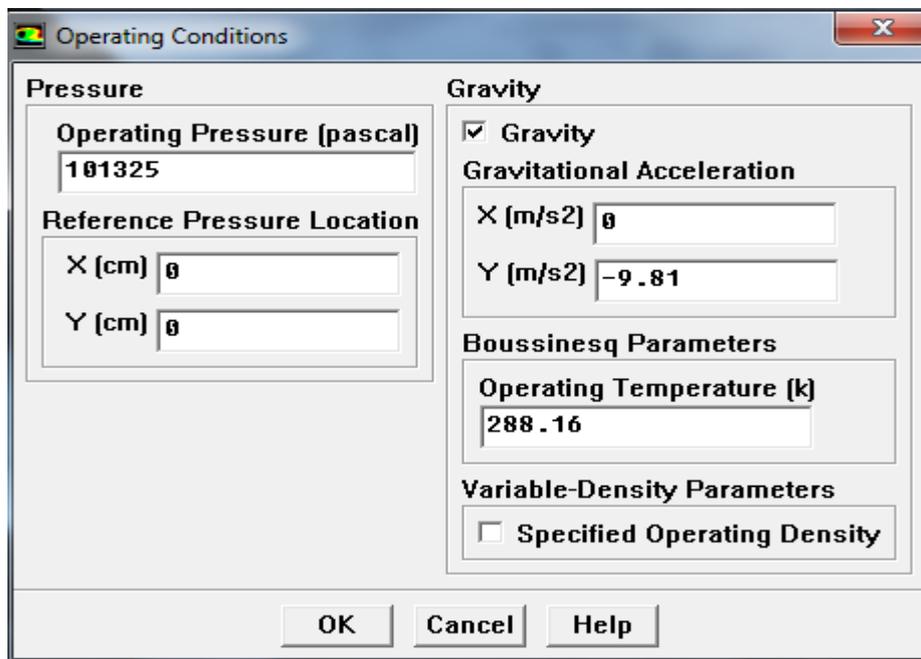


Figure (III.20) : Conditions d’opération

### III .4.2.8-Conditions aux limites

Define → Boundary Conditions

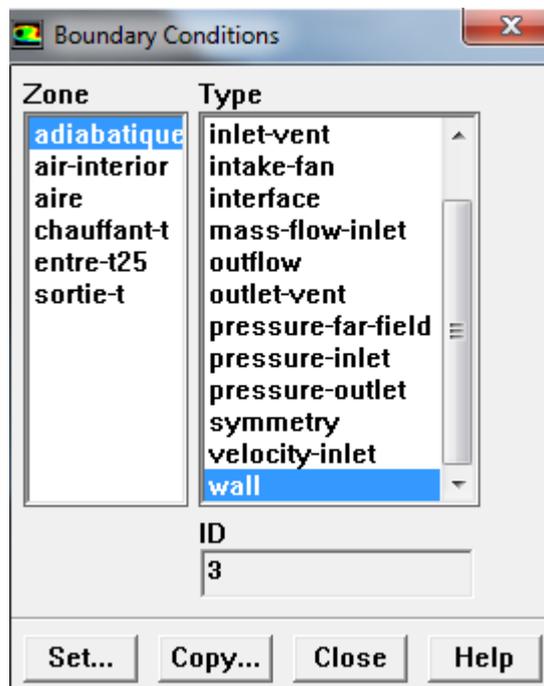


Figure (III.21) : Conditions aux limites (Zone,Type)

Adiabatique → Set

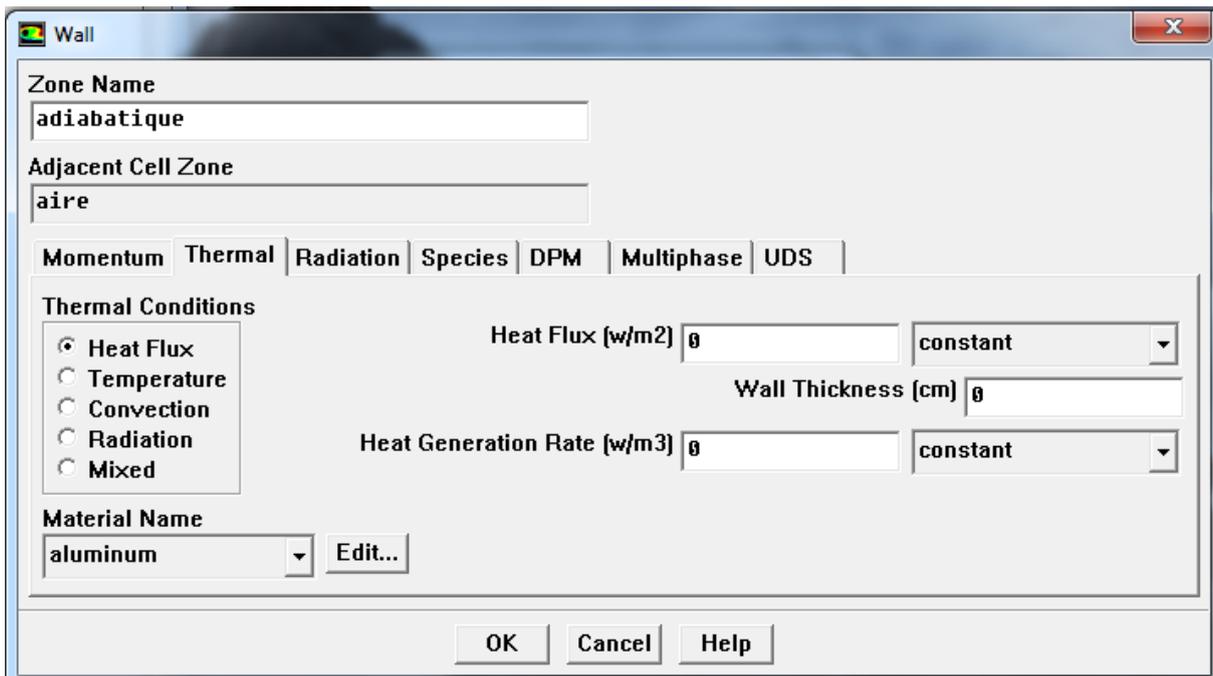


Figure (III.22) : Conditions aux limites (Zone 1)

Chauffant-T → Set

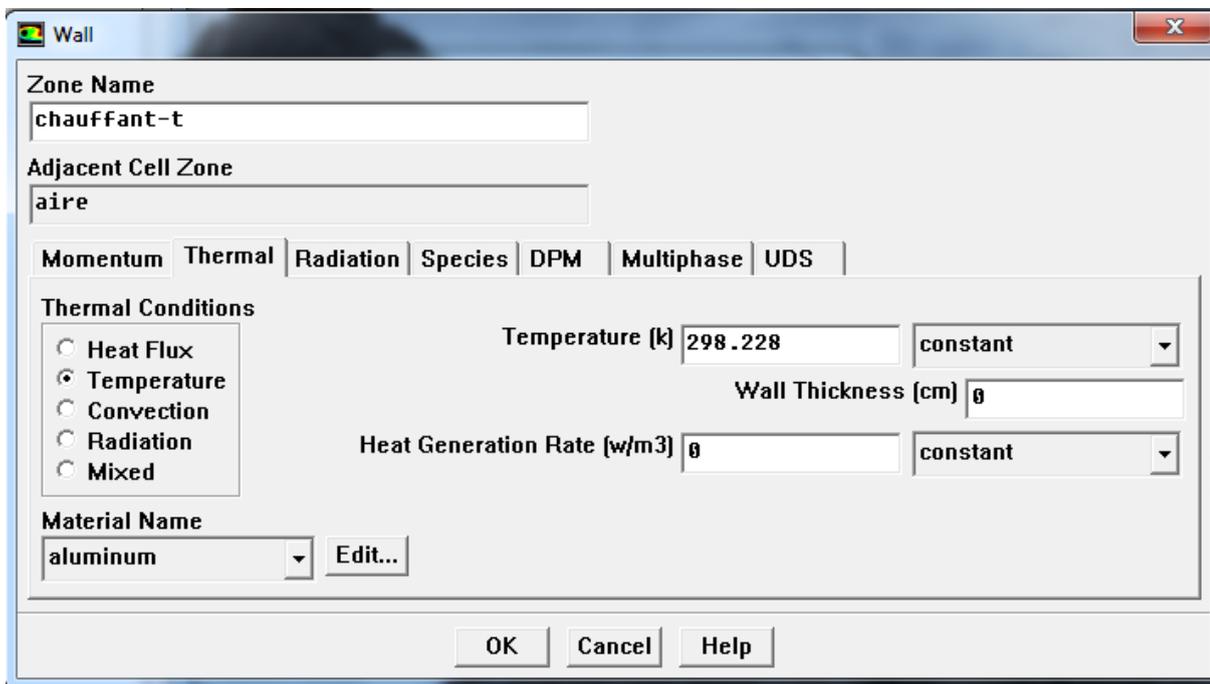


Figure (III.23) : Conditions aux limites (Zone2)

Entré-T25 → Set Set :

- Momentum

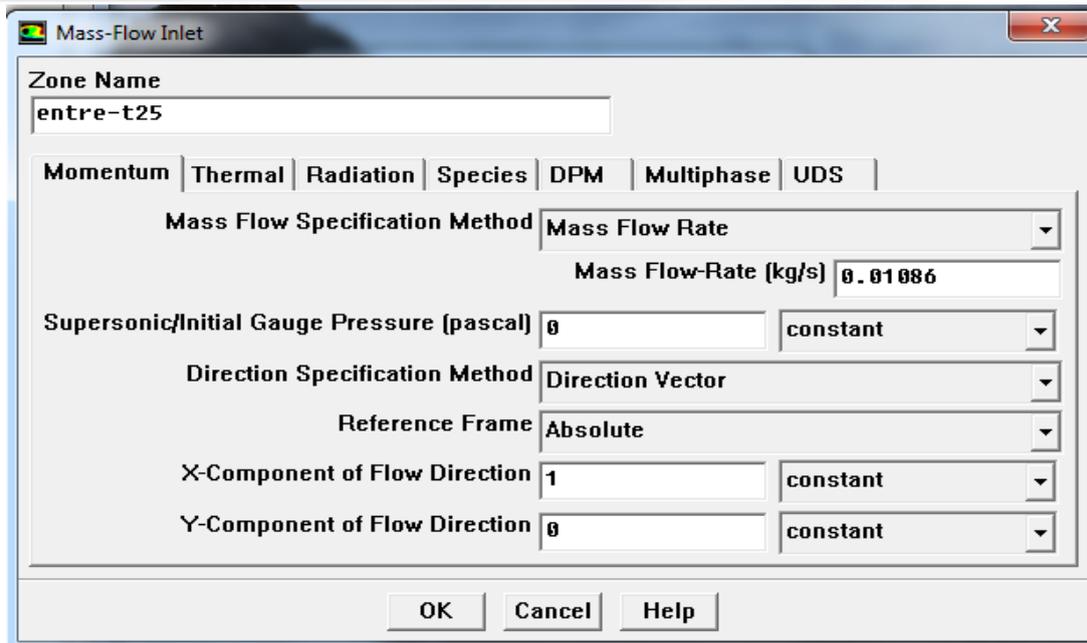


Figure (III.24) : Conditions aux limites (Zone3)

- Thermal

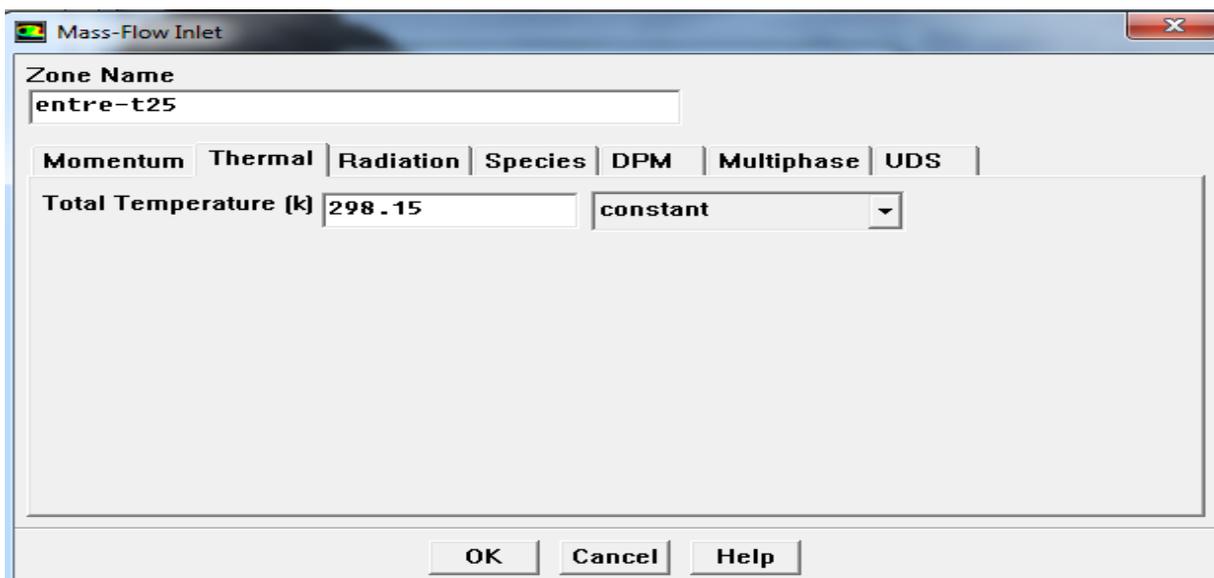


Figure (III.25) : Conditions aux limites (Zone3)

### III .4.2.9-Choix de la méthode

- Solve → Initialize → Initialize

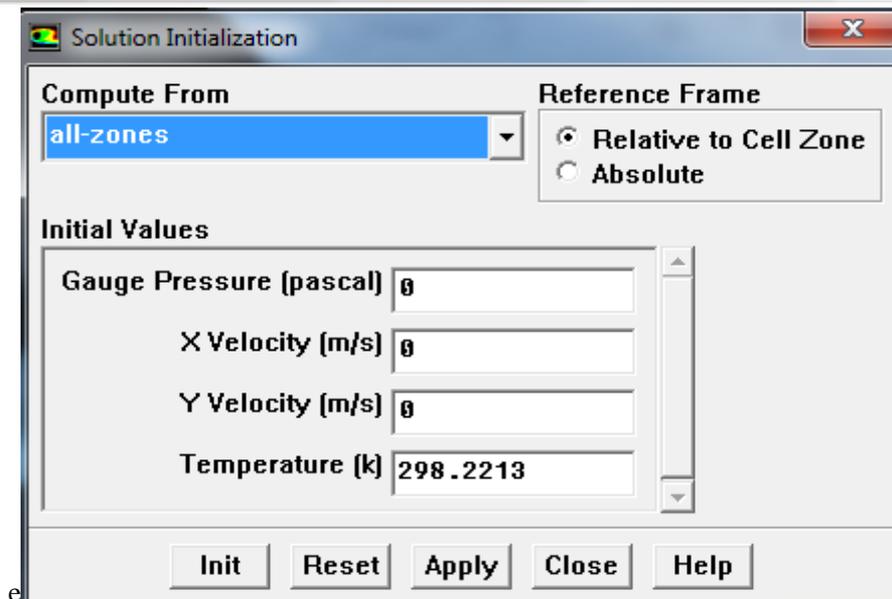


Figure (III.26) : Conditions aux limites (Toutes les zones)

- Solve → Monitors → Residual

Dans cette étape, on fixe les erreurs absolues pour chaque variable et on mentionne le nombre des itérations, avec la possibilité d’affichage simultané de l’évolution des erreurs ou de l’imprimer à la fin des itérations.

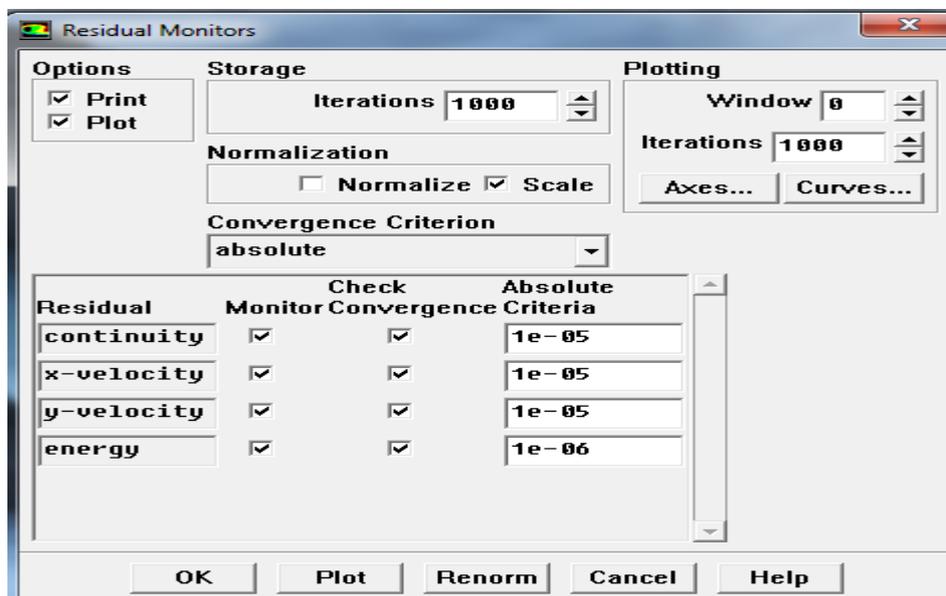


Figure (III.27) : Conditions aux limites (Toutes les zones)

### III.4.2.10- Critère de convergence

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

convergence du processus itératif est déterminée par le concept de résidu.

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

$$\mathbf{a}_p \cdot \phi_p = \sum_{nb} \mathbf{a}_{nb} \cdot \phi_{nb} + \mathbf{b} \quad (\text{III. 1})$$

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

Le résidu normalisé a alors pour expression :

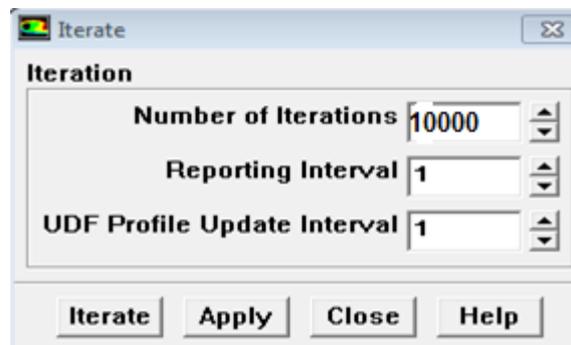
$$\mathbf{R}^\phi = \frac{\sum_{\text{Domaine}} |\sum_{nb} \mathbf{a}_{nb} \phi_{nb} + \mathbf{b} - \mathbf{a}_p \cdot \phi_p|}{\sum_{\text{Domaine}} |\mathbf{a}_p \cdot \phi_p|} \quad (\text{III. 2})$$

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

$$\mathbf{R}^c = \sum_{\text{Domaine}} | \text{taux de création de matière dans le domaine} | \quad (\text{III. 3})$$

**Solve** → **Iterate**

On cliquant sur iterate , on commence les itérations, toute en respectant la séquence d'affichage .



**Figure (III.28) :** Conditions aux limites(Nombre d'itérations)

### III .5-Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons établi la simulation numérique de l'écoulement laminaire d'air à l'intérieur d'une cavité avec la présence d'un élément chauffant à l'aide du code de calcul Fluent. Les équations régissant le phénomène physique sont les équations de Navier-stokes avec l'équation d'énergie. Avant de passer à la résolution itérative des systèmes des équations, il faut générer la configuration à étudier et son maillage par le logiciel Gambit. Pour valider notre modèle, les dimensions du prototype de maillage [2] ont été adoptées. Pour que les résultats soit comparables, il faut que les conditions aux limites soit les mêmes.

## **Chapitre 4 : Résultats et Discussion**

---

## Résultats et discussion

Dans cette étude, le fluide en écoulement est l'air. Le tableau (IV.1) résume les propriétés physiques de l'air à une température de travail de 298.15 K.

**Tableau ( IV.1) :** Propriétés physique de l'air à 298.15 K

Densité (Boussinesq) $\rho(\frac{Kg}{m^3})$	1.225
Chaleur massique $c_p(j/Kg.k)$	1005.459
Conductivité thermique $\lambda (w/m.k)$	<b>0.02625121</b>
Viscosité dynamique $\mu (kg/ms.)$	$1.84e^{-05}$
Coefficient de dilatation thermique $\beta(\frac{1}{K})$	<b>0.00333333</b>

### IV.1. L'effet du maillage

Dans une analyse préliminaire pour déterminer le maillage optimum, nous avons effectué un test de maillage sur les deux configurations. Le nombre des nœuds a été varié comme indiqué au tableau (IV.2). Le maillage est bidimensionnel, structuré et uniforme. Le tableau (IV.2) présente les différents maillages testés. Nous avons constaté que la différence relative pour le nombre du Nusselt pour les deux derniers maillage est de 0.44% .

**Tableau (IV.2) :** Erreur relative sur le nombre du Nusselt

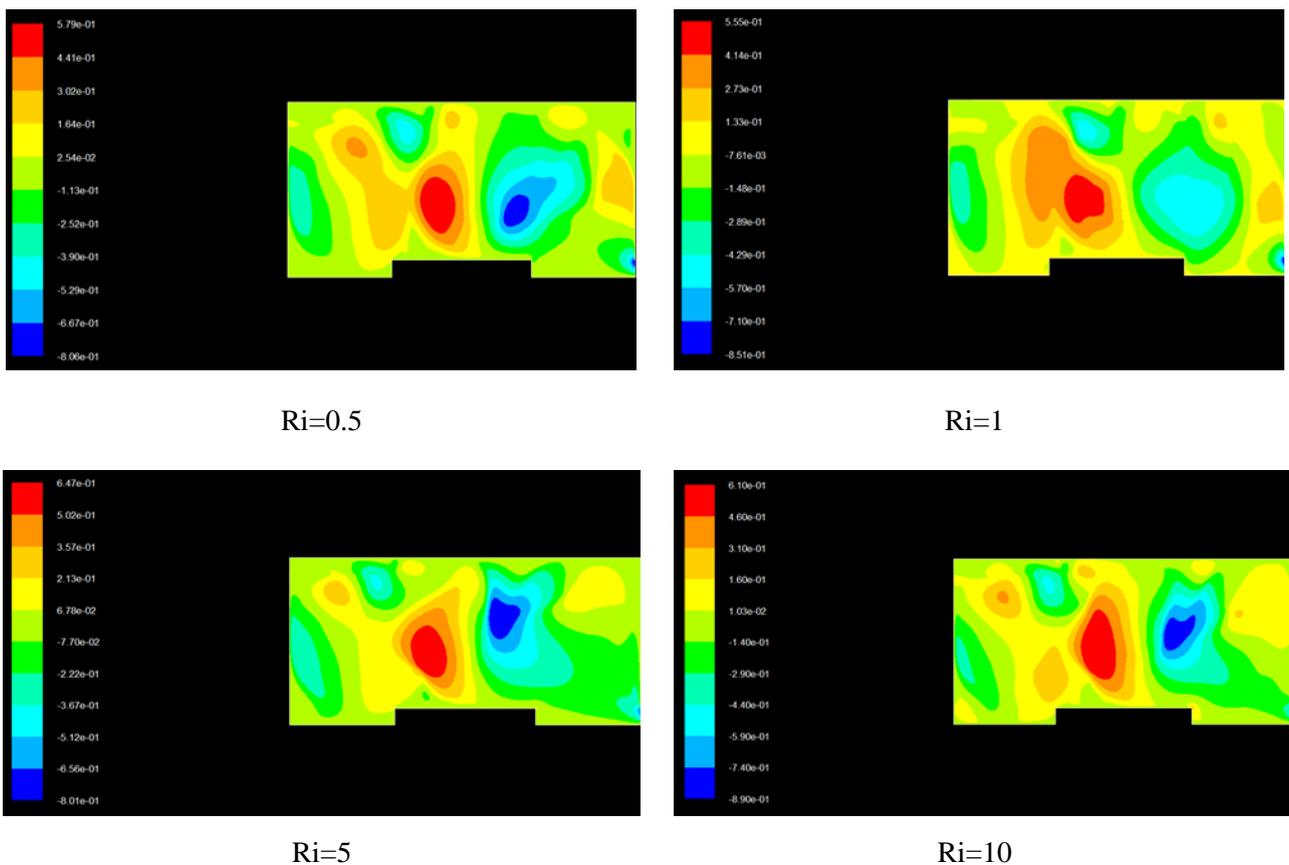
Taille de maillage	Nombres des nœuds	Nombre du Nusselt	Erreur relative
250 x 150	37500	3.054	-
300 x 200	60000	2.561	19.25%
400 x 250	100000	2.793	8.3%

Le choix du maillage optimal est un compromis entre l'erreur la plus petite et une solution stable. Dans notre étude, nous avons opté pour une grille de 400 x 250, vu que l'erreur relative sur le nombre du Nusselt atteint un niveau que nous jugeons suffisant. Nous présentons les principaux résultats numériques du champ de vitesse et de la température sous forme graphiques avec une visualisation des contours de température, des vitesses et des lignes du courant.

## IV.2. La configuration A

### IV.2.1. La vitesse horizontale

La figure IV-1 montre la distribution des contours de la vitesse horizontale pour la configuration A. On remarque que les vitesses les plus élevées sont localisées dans la partie supérieure de la cavité vue la condition au limite imposée à l'entrée. On remarque aussi l'existence des vitesses négatives dans plusieurs zones dans la cavité, qui résultent de l'interaction entre le jet d'air imposé à l'entrée et le flux de la convection naturelle causé par la différence de concentration, surtout près de la paroi horizontale de l'élément chauffant.



**Figure( IV.1) :** Distribution de la vitesse U pour la configuration A

### IV.2.2. La vitesse verticale

La figure IV-2 montre la distribution des contours de la vitesse verticale pour la configuration A. On remarque que les vitesses les plus élevées sont localisées en dessus de l'élément chauffant. On remarque aussi l'existence des vitesses négatives dans plusieurs zones dans la cavité, qui résultent de l'interaction entre la convection naturelle causé par la différence de concentration, et la convection forcée causée par le flux d'air imposé.

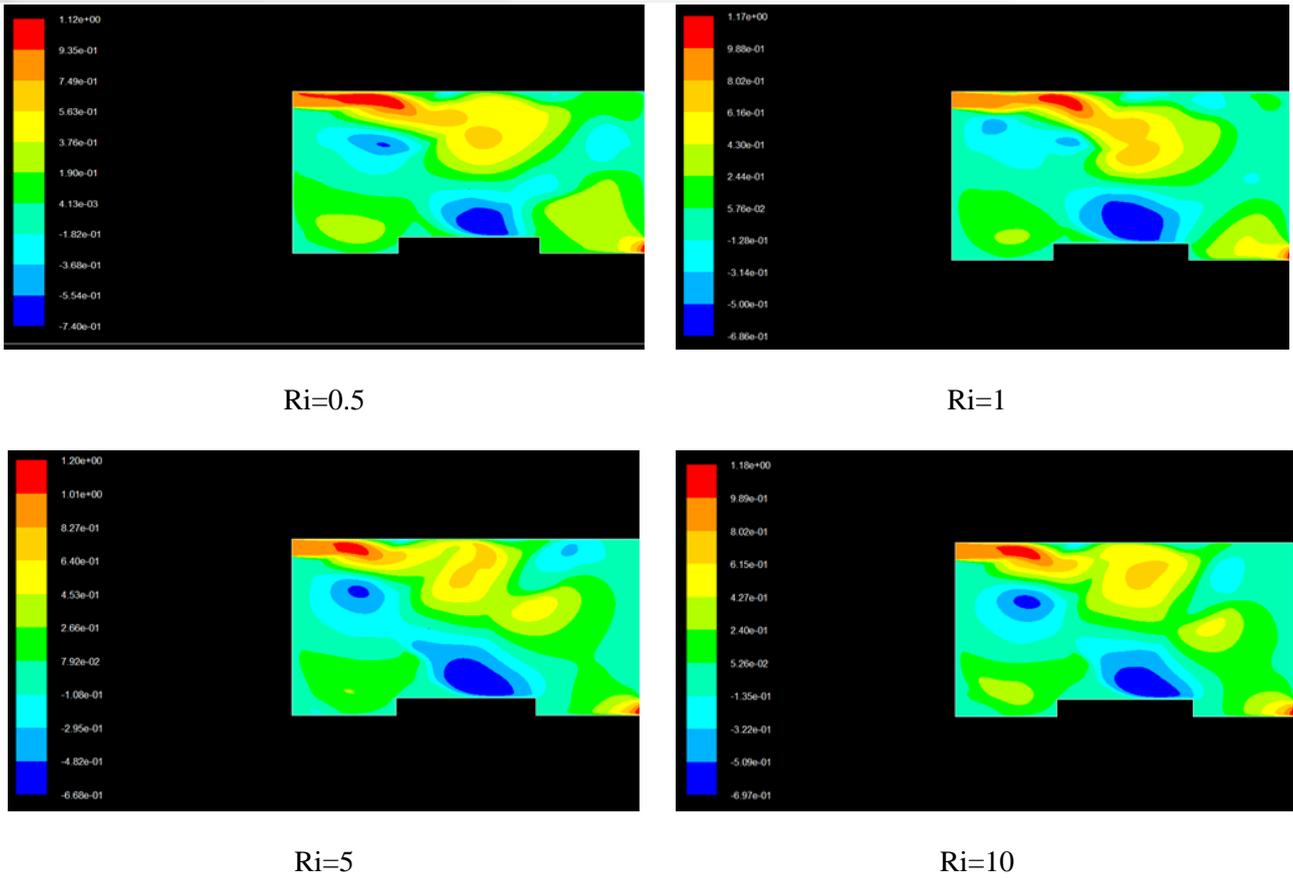
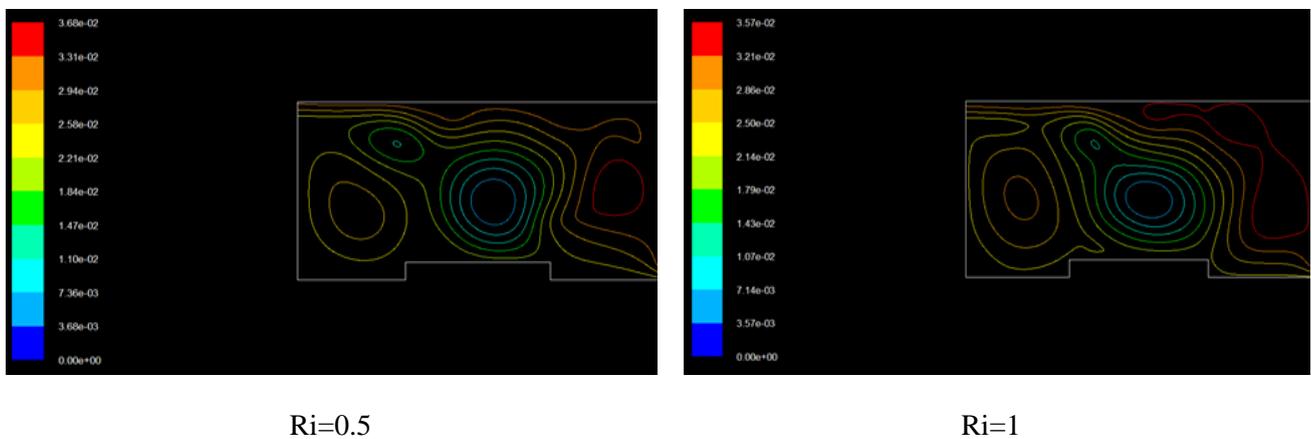
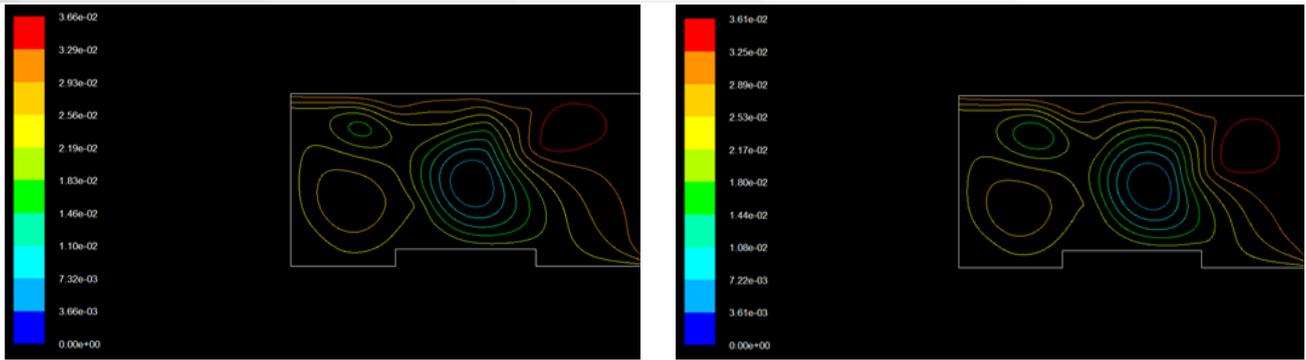


Figure (IV.2) : Distribution de la vitesse V pour la configuration A

### IV.2.3. Les lignes de courant

La figure IV-3 montre les lignes de courant pour la configuration A. On remarque la présence de plusieurs cellules rotatives (tourbillons) à l'intérieur de la cavité. Le nombre des cellules ainsi que le sens de rotation se diffèrent en fonction du nombre de Richardson. Les tourbillons rotatifs et contrarotatifs résultent de l'effet combiné de la convection naturelle dans le sens vertical et le mouvement horizontal imposé par la vitesse horizontale à l'entrée.





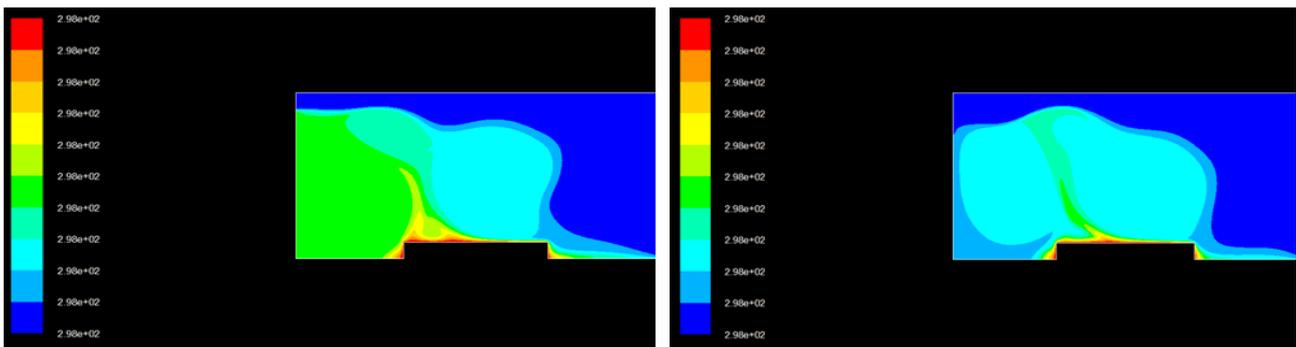
Ri=5

Ri=10

**Figure(IV.3) :** Les lignes de courant pour la configuration A

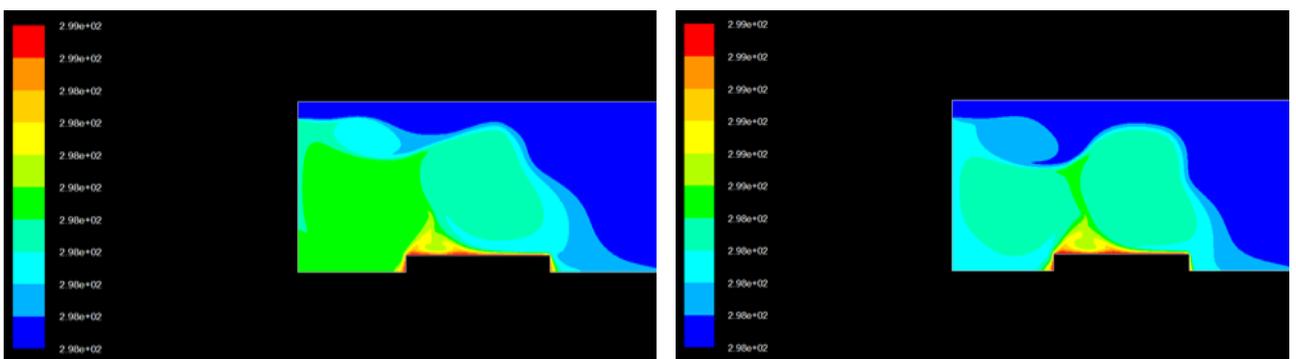
### IV.2.4 Le champ de température

La figure IV-4 montre les contours de la température pour la configuration A. Les contours de la température montrent que les températures les plus élevées se localisent autour de l'élément chauffant à cause de la condition imposée de la température. Le mouvement ascendant de l'air est claire au dessus de l'élément chauffant. Il est est de plus en plus claire pour les grands nombre de Richardson.



Ri=0.5

Ri=1



Ri=5

Ri=10

**Figure (IV.4) :** Distribution de la temérature pour la configuration A

### IV.2.5. Le nombre du Nusselt pour la configuration A

Une représentation graphique du nombre du Nusselt moyen en fonction du nombre de Richardson est donnée par la figure IV-5. Le nombre du Nusselt local qui caractérise le transfert de chaleur aux

niveaux des parois de l'élément chauffant, est défini comme suite :

$$Nu = -\frac{H}{T_c - T_0} \frac{\partial T}{\partial n} \quad (\text{IV. 1})$$

Où  $n$  représente le vecteur normal à la surface.

Le nombre de Nusselt moyen est donné par la relation :

$$\overline{Nu} = -\frac{\int_0^H Nu \cdot dy}{H} \quad (\text{IV.2})$$

On remarque une variation presque linéaire en fonction du nombre de Richardson. Cela est dû à l'effet intensifié de la convection naturelle traduit par l'accroissement du gradient thermique par rapport à la convection forcée.

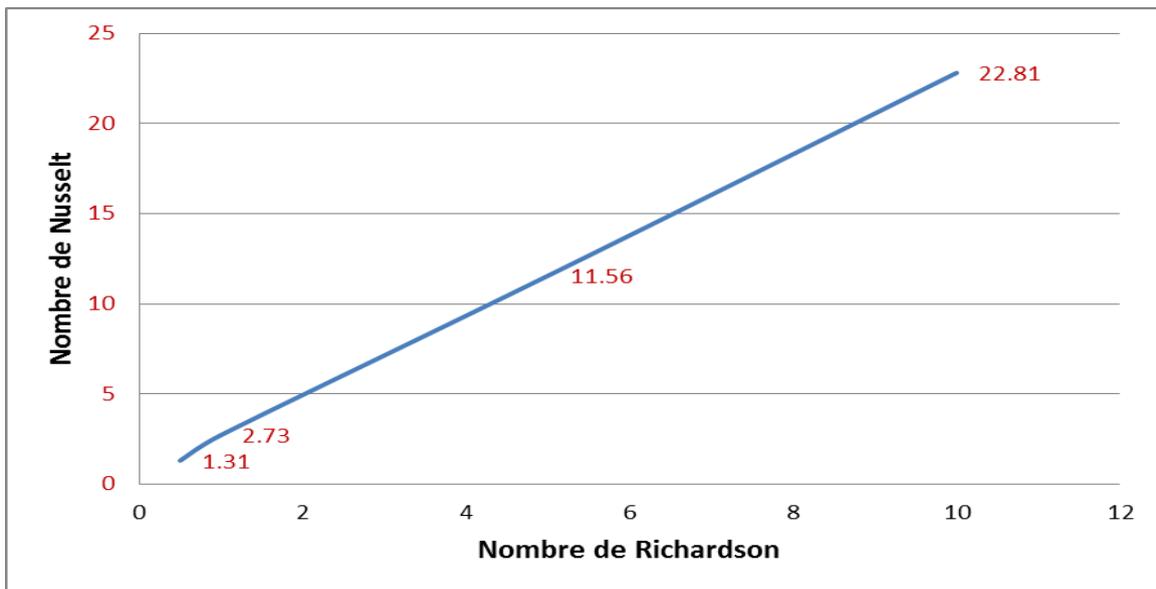


Figure (IV.5) : La variation du nombre du Nusselt en fonction du nombre de Richardson pour la configuration A

### IV.3. La configuration B

#### IV.3.1. La vitesse horizontale

La figure IV-6 montre la distribution des contours de la vitesse horizontale pour la configuration B. On remarque que les vitesses les plus élevées sont localisées dans la partie inférieure gauche de la cavité vue la condition au limite imposée à l'entrée. On remarque aussi pour tout les nombres de Richardson choisis, l'existence des vitesses négatives dans plusieurs zones dispersées, comme pour la configuration A.

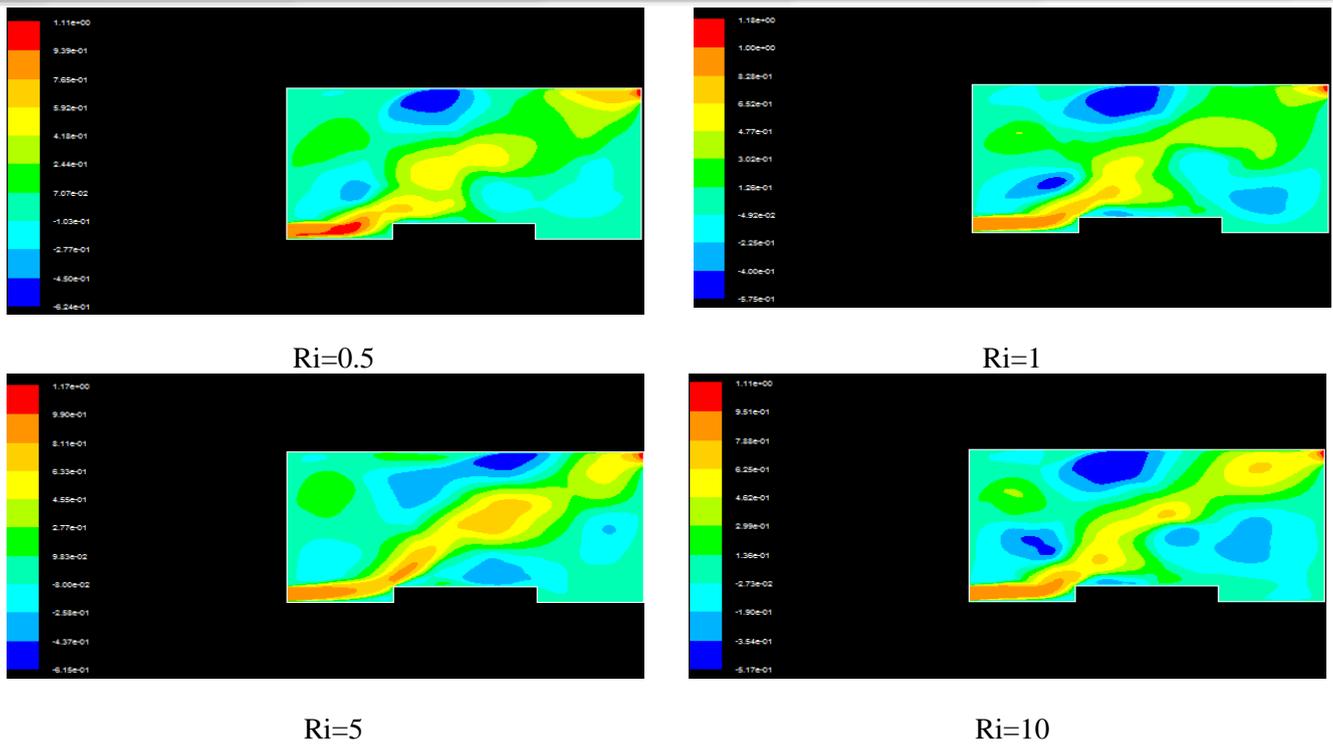


Figure (IV.6) : Distribution de la vitesse U pour la configuration B

### IV.3.2. La vitesse verticale

La figure IV-7 montre la distribution des contours de la vitesse verticale pour la configuration B. On remarque que les vitesses les plus élevées sont localisées à des distances plus loin en dessus de l'élément chauffant par rapport à la configuration A. Cela est dû au flux d'air qui frappe directement l'élément chauffant.

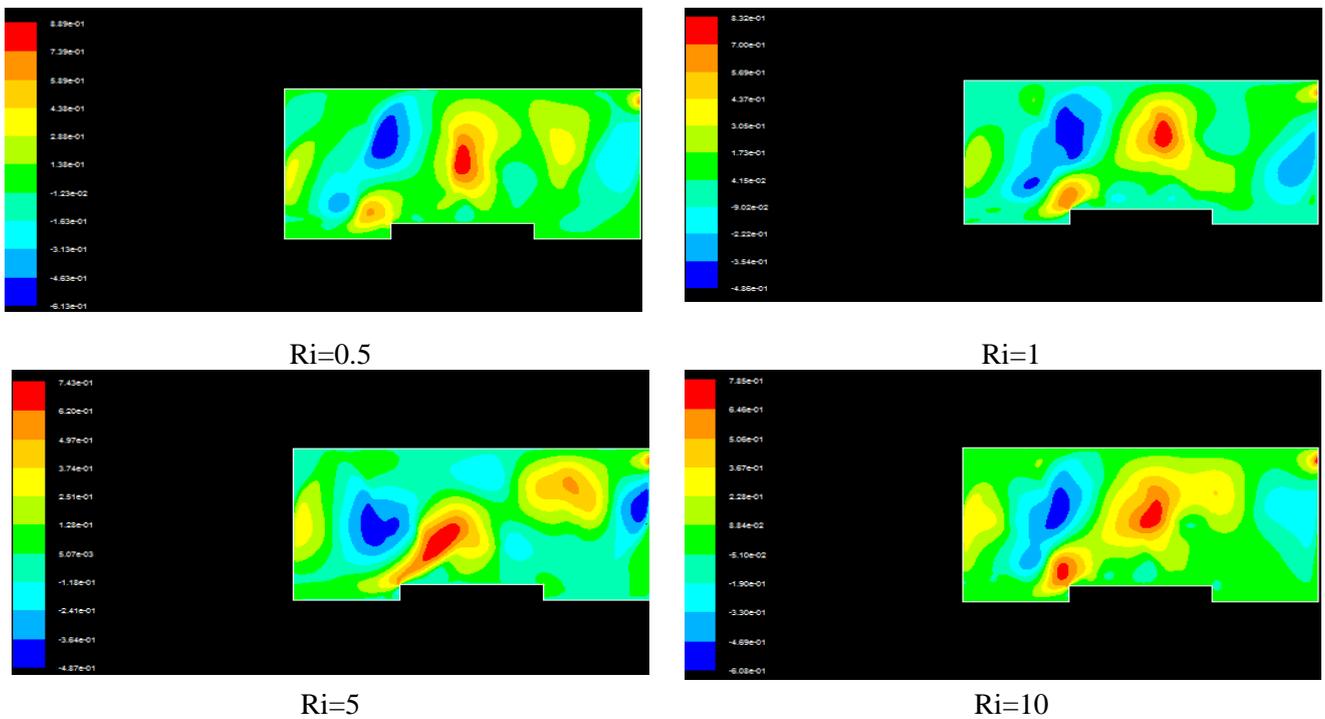
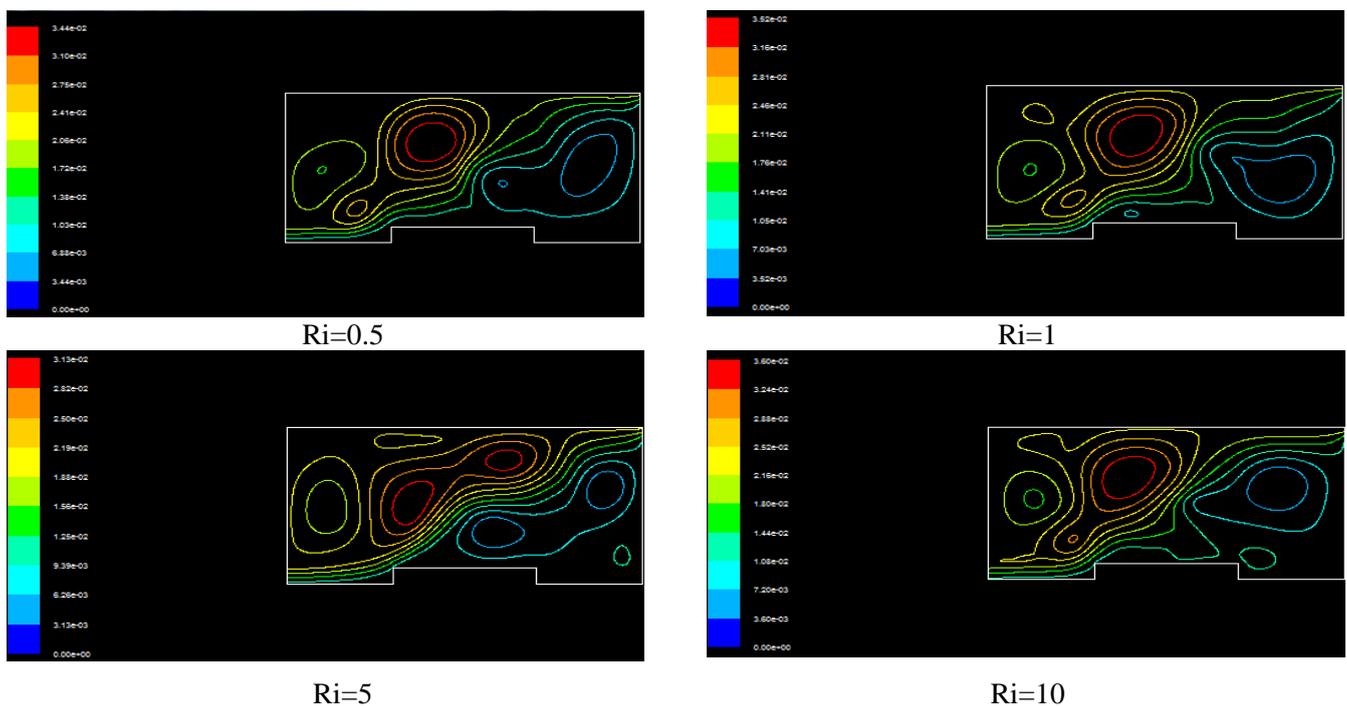


Figure (IV.7) : Distribution de la vitesse V pour la configuration B

On remarque aussi l'existence des vitesses négatives dans plusieurs zones dans la cavité comme pour la configuration A, qui résultent de l'effet combiné de la convection naturelle et la convection forcée.

### IV.3.3. Les lignes de courant

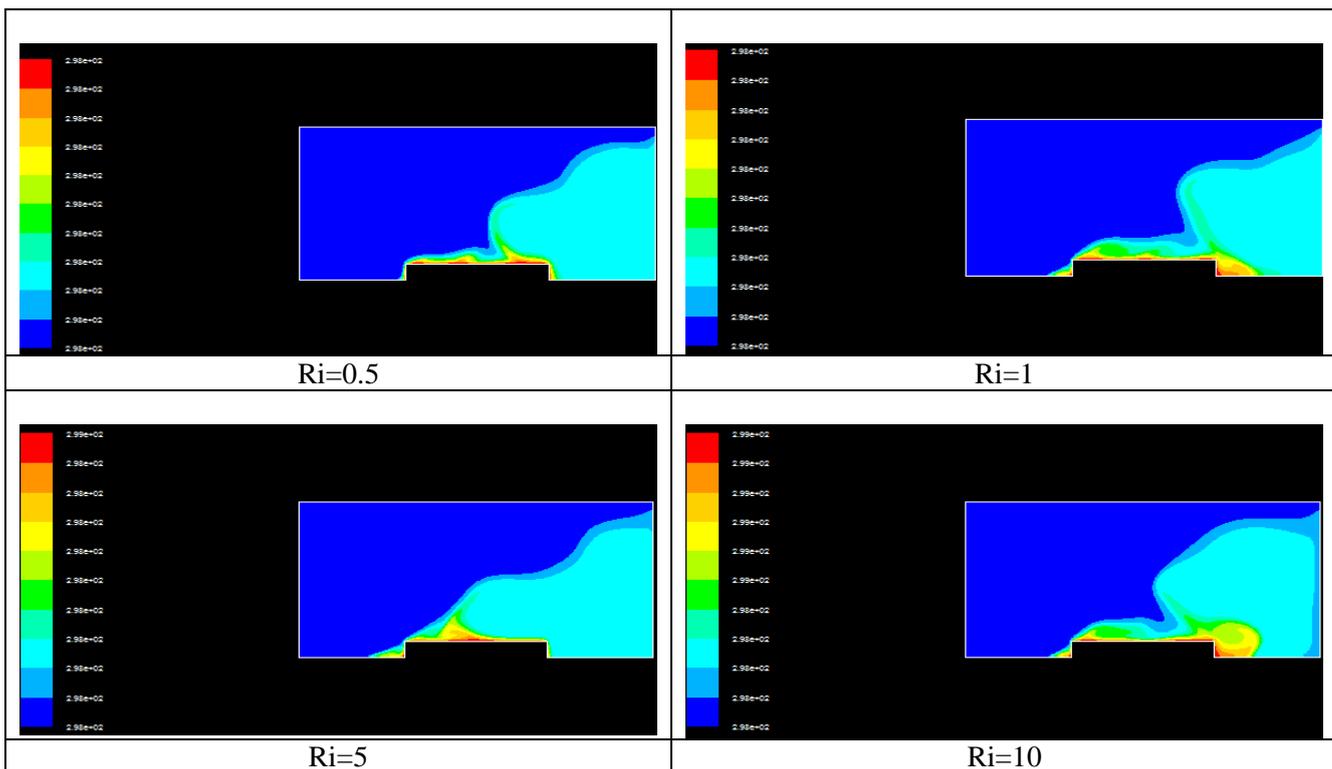
La figure IV-8 montre les lignes de courant pour la configuration B. On remarque la présence de plusieurs cellules rotatives (tourbillons) à l'intérieur de la cavité. Le nombre des cellules ainsi que le sens de rotation se diffèrent par rapport à la configuration A. Cette différence est due essentiellement au changement de l'ouverture d'entrée et de sortie de l'air. Le parcours des particules est clair sur les figures. Ils démarrent depuis l'entrée qui se trouve au coin inférieur gauche dans cette configuration et sort du coin supérieur droit passant au dessous de l'élément chauffant.



**Figure (IV.8) :** Les lignes de courant pour la configuration B

### IV.3.4. Le champ de température

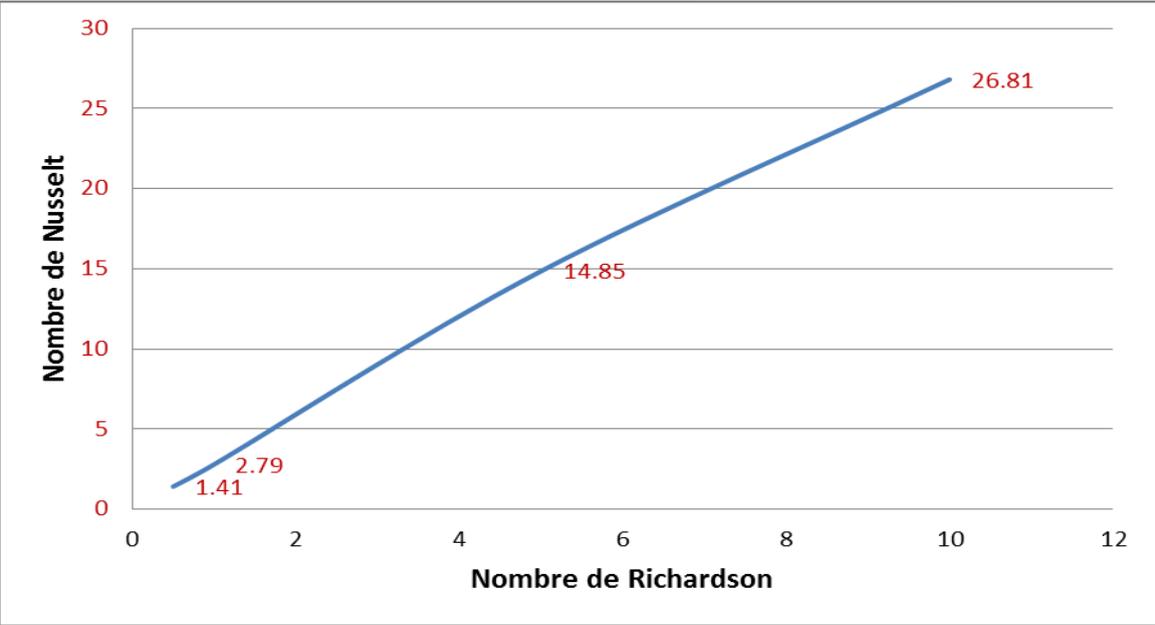
La figure IV-9 montre les contours de la température pour la configuration B. Les contours de la température montrent que les températures les plus élevées se localisent autour de l'élément chauffant à cause de la condition imposée de la température comme pour la configuration A. Le mouvement ascendant de l'air est claire au dessus de l'élément chauffant. Cependant, en augmentant le nombre de Richardson, les isotherms sont de plus en plus déformés en dessus de l'élément chauffant à cause du mouvement ascendant de l'air du à la convection naturelle.



**Figure( IV.9) :** distribution de la température pour la configuration B

#### IV.2.5. Le nombre du Nusselt pour la configuration B

Une représentation graphique du nombre du Nusselt moyen en fonction du nombre de Richardson est donnée par la figure IV-10. On remarque une variation presque linéaire en fonction du nombre de Richardson comme pour la configuration A. Cependant, la valeur des nombres de Nusselt enregistrés sont plus importants que pour la configuration A. Cela est dû à l'effet intensifié de l'effet de la convection forcée à cause du rapprochement de l'ouverture d'entrée par rapport à la configuration A, où l'ouverture d'entrée est un petit peu éloignée. Donc on peut conclure que la configuration B est mieux pour le transfert de chaleur, et par conséquent le refroidissement de l'élément chauffant.



**Figure (IV.10)** : La variation du nombre du Nusselt en fonction du nombre de Richardson pour la configuration B

# **Conclusion**

---

## Conclusion

---

Dans le présent travail, on s'intéresse à l'étude numérique de la convection mixte laminaire d'air dans une cavité ventilée équipée par un élément chauffant à l'intérieur. L'étude consiste à étudier le comportement de l'air à l'intérieur d'une cavité rectangulaire équipée par deux ouvertures pour la rentrée et la sortie de l'air. A l'intérieur de la cavité, on trouve un élément chauffant rectangulaire placé au milieu de la paroi inférieure. Les parois de la cavité sont maintenues adiabatiques, et l'emplacement de l'ouverture d'entrée et de sortie de l'air est changé. L'idée de changer l'endroit d'entrée et de sortie de l'air est de voir la configuration la plus fiable pour le refroidissement de l'élément chauffant à travers le calcul du nombre de Nusselt.

La géométrie étudiée ainsi que les conditions aux limites sont réalisées par le code Gambit 6.2.23. Les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie qui régit le transfert thermique et massique dans la cavité sont résolues numériquement par le code Fluent 6.2.23.

Les dimensions des cavités, des ouvertures et de l'élément chauffant sont arbitrairement choisies. Après une étude préliminaire du maillage étudié, nous avons examiné l'effet de la variation du nombre de Nusselt sur le champ thermique et dynamique à l'intérieur de la cavité. En fixant le nombre de Reynolds à  $Re=100$ , on fait varier le nombre de Grashof tel que le nombre de Nusselt prend les valeurs : 1, 5, 10 et 50.

Pour les deux configurations choisies (A et B), les résultats numériques obtenus ont montré que :

- Le nombre de Nusselt augmente de manière presque linéaire par rapport au nombre de Richardson pour les deux configurations choisies, suite à l'élévation de l'écart de la température entre la température d'entrée et la température de l'élément chauffant.
- Pour tous les nombres de Richardson choisis, nous avons inscrit une nette augmentation du nombre de Nusselt de la configuration B par rapport à la configuration A, qui signifie que la configuration B est mieux pour le refroidissement de l'élément chauffant.
- Suite à l'effet combiné de la convection forcée induite par le flux imposé et la convection naturelle par la présence de l'élément chauffant, nous avons constaté la création de plusieurs cellules rotatives de tailles différentes à l'intérieur des cavités étudiées.

# Références bibliographiques

---

## Références bibliographiques

- [1] M. Najjari et S. Ben Nasrallah, Etude numérique de l'ébullition en convection mixte dans une couche poreuse verticale, *International Journal of Thermal Sciences*. volume 41, issue 10, 2002, pp. 913-925.
- [2] S.K. Eeid, A. F. Hameed et A. L. Ekaid, Mixed convection in porous media heated from below *Journal of Engineering*, volume 14, Issue 1, 2007, pp. 87-69.
- [3] O. Kholai, A. Bellaouar, M. Kadja, Etude numérique de la convection mixte dans un tube incliné . *JITH 2007, France*. 5p. hal-00160479.
- [4] K. Lasfer, M. Bouzaiane et T. Lili, Etude numerique de la convection naturelle turbulente dans une cavite trapezoïdale, 13<sup>ème</sup> Journées Internationales de Thermique, Manuscrit publié dans "JITH 2007, Albi: France.
- [5] H. Barrios, S. Viazzo, C. Rey et S. Poncet, Simulation numerique d'un ecoulement de convection mixte en aval d'une marche, 14 Journées Internationales de Thermique 27-29 Mars, 2009, Djerba, Tunisie.
- [6] G. Halima, Etude numerique de transfert de chaleur convective mixte dans un canal a paroi inferieure ondule, mémoire de magister en genie mécanique .Université Ibn Khldoun de Tiart .2010.
- [7] S. Bouabdallah, A. Medjelled, A. Benchatti et A.Hamini, Convection mixte dans une cavité carrée contenant des portes d'entrée et de sortie d'air, *Revue des Sciences et Sciences de l'Ingénieur*. volume 1, issue 2, 2011, pp. 1-9.
- [8] E. Sanvicente, S. Giroux-Julien, C. Ménézo, H. Bouia et S. Xin, Etude expérimentale des écoulements de convection naturelle en canal vertical différentiellement chauffée, 20<sup>ème</sup> Congrès Français de Mécanique, Besançon, 2011.
- [9] S. Manar, H. Rouijaa, E. A. Semma et M. El Alami, Etude numérique de la convection naturelle au sein d'une cavité carrée avec chauffage et refroidissement variables, *Revue des Energies Renouvelables*, volume 17, issue 2, 2014, pp. 323-334.
- [10] A. Fersaoui, Etude numerique de la convection mixte dans une cavites, Mémoire de Master en Genie Mécanique, Universite Saad Dahleb de BLIDA. 2014.
- [11] N. Ben Mansour, N. Ben-Cheikh, B. Ben-Beya et T. Lili, Etude numérique de la convection mixte dans une cavité cubique entraînée chauffé par le bas, 22<sup>ème</sup> Congrès Français de Mécanique, Lyon, 2015.
- [12] S. Kachi et S. Boudebous, Convection mixte dans une cavite a parois laterales mobiles et dont une partie de la paroi inferieure et soumise a un flux de chaleur fixe, Troisième Conférence internationale sur l'énergie, les matériaux, les énergies appliquées et la pollution Constantine, 2016.
- [13] A. Belaid, O. Kholai, S. Boulkron, T. Arrif, A. Gama et H. Merarda, Etude numérique de la convection mixte transitoire conjuguée dans un tube vertical, *ElWahat pour les Recherches et les Etudes*, volume 10, issue 1, 2017, pp. 27-36.
- [14] A. Massinissa , B. Meziani et O. Ourrad, Convection mixte dans une cavité carrée en présence d'un

bloc soumis à une température froide, Congrès International sur les Energies Renouvelables et le Développement Durable (ERDD-2017), 2017- Tabarka, Tunisie

[15] F. Zouiri, M. A. Oulmane, N. Labsi, Y. K. Benkahla et A. Boutra, Convection naturelle au sein d'une cavité carrée munie d'une source chauffante placée sur sa paroi inférieure, 23<sup>ème</sup> Congrès Français de Mécanique, Lille, 2017.

[16] M. Adnani , B. Meziani et O. Ouerdia, Transfert de chaleur dans une cavité carrée soumise aux différentes conditions aux limites, Congrès Algerien De Mecanique Cam2017. Constantine 2017.

[17] M. Kadri Ahmaed, Etude numerique dela convection naturelle dans une cavite carée a paroi ondulée avec chicame horizontale attachée a la paroi chaude, Thèse de doctorat LMD, Université ibn khaldon – Tiaret, 2018.

[18] K. Salaheddine et K. Chihab Hossem Eddine, Etude numerique de la convection mixte laminaire dans une cavité rectangulaire inclinée a paroi ondulée, Universite Ibn Khaldoun De Tiart. 2021.

[19] R. Cheesewright, J. R. King and S. Ziai, Experimental data for the validation of computer codes for the prediction of two-dimensional buoyant cavity flows. In ASME Winter Annual Meeting, HTD 60, Hemisphere, 1986, pp. 75–81.

[20] L. Davidson, Second-order corrections of the k- $\epsilon$  model to account for non-isotropic effects due to buoyancy, International Journal of Heat Mass Transfer. Volume 33. No. 12, 1990, pp. 2599-2608.

[21] Y. S. Tian et T. G. Karayiannis, Low turbulence natural convection in an air filled square cavity. Part I: the thermal and fluid flow fields. International Journal of Heat and Mass Transfer, volume 43, 2000, pp. 849–866.

[22] P.L. Betts et I.H. Bokhari, Experiments on turbulent natural convection in an enclosed tall Cavity, International Journal of Heat and Fluid Flow, volume 21 , 2000, pp. 675-683.

[23] M. Regard-Alchakkif, C. Francois-Rémi et C. Guarracino, Ventilation naturelle d'un local par une grande ouverture extérieure : calcul a l'aide d'un code de champ, Revue de Génie Thermique, volume 37, 1997, pp. 137-147.

[24] L. Davidson et P.V. Nielson, Large eddy simulations of the flow in a three-dimensional ventilated room, 5<sup>th</sup> International Conference on Air Distributions in Rooms, roomvent, volume 2, Yokohama, Japan, 1996, pp. 161-168.

[25] L. Davidson, LES of recirculating flow without any homogeneous direction: a dynamic one-equation subgrid model, International Symposium on Turbulence Heat and Mass Transfer, Delft University Press, 1997, pp. 481-490.

[26] L. Davidson, P. V. Nielson et C. Topp, Low- Reynolds number effects in ventilated rooms: a numerical study, air distributions in rooms (room vent) , 2000, pp. 307-312.

[27] C. Da Silva et P. Costa, Mixed convection in ventilated cavities with moving lids and heated walls. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2003, volume 46, issue 17, pp. 3321-3331.

[28] A. Mezrhab et M. Khaoua, Experimental investigation of mixed convection heat transfer in a

- ventilated square cavity. *Energy Conversion and Management*, 2006, volume 47, issue 3, pp. 349-367.
- [29] K. C. Leong et L. W. Lai, Mixed convection in a ventilated enclosure with localized heating, *International Journal of Thermal Sciences*, 2009, volume 48, issue 1, pp. 108-115.
- [30] Y. Zhao et S. Richardson, Heat transfer by mixed convection in a ventilated cavity with buoyancy forces. *experimental Thermal and Fluid Science*, 2010, volume 34, issue 6, pp. 720-732.
- [31] V. Costa et A. Oliveira, Influence of cavity aspect ratio on mixed convection in ventilated cavities. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2012, issue 38, pp. 103-110.
- [32] L. Gosselin et M. Lacroix, Experimental analysis of mixed convection in ventilated cavities with various boundary conditions. *Journal of Heat Transfer*, 2013, 135(7), 072001.
- [33] J. Moureh et D. Flick, Mixed convection heat transfer in ventilated cavities applied to food storage, *Applied Thermal Engineering*, 2015, issue 75, pp. 284-292.
- [34] M. Haidar et A. Al-Alili, Experimental investigation of mixed convection in a mechanically ventilated cavity with heating from below. *Experimental Heat Transfer*, 2017, volume 30, issue 1, pp. 50-65.
- [35] A. Makhmalbaf et J. Thome, Experimental study of mixed convection in ventilated cavities using nanofluids. *Journal of Nanotechnology in Engineering and Medicine*, 2020, volume 11, issue 2, 020905.
- [36] J. Chen et S. Wu, Recent advancements in mixed convection heat transfer in ventilated cavities with active control strategies. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2023, volume 191, 122497.
- [37] M. El Alami et R. Coulon, Heat transfer by mixed convection in ventilated cavities: An experimental approach. *Applied Thermal Engineering*, 2009, volume 29, issue 15, pp. 3098-3106.
- [38] M. M. Abu-Khader et O. Badran, An experimental study on mixed convection in air-conditioned cavities with heat sources. *Energy Conversion and Management*, 2011, volume 52, issue 4, pp. 1915-1925.
- [39] M. Aounallah et R. Bouali, Experimental analysis of turbulent mixed convection in ventilated cavities. *Journal of Fluid Mechanics*, 2014, volume 747, pp. 436-460
- [40] D. Naylor et J. Cohen, Mixed convection heat transfer in a square cavity with a fan-forced inlet. *Journal of Heat Transfer*, 2010, volume 132, issue 8, 082601.
- [41] W. Chiu et R. L. Webb, Mixed convection heat transfer enhancement in ventilated cavities using vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2021, volume 177, 12142.

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur Et de La Recherche Scientifique

جامعة غرداية

Faculté des sciences et Technologies  
Département d'automatique et  
d'électromécanique



كلية العلوم والتكنولوجيا  
قسم الآلية والكهروميكانيك

Université de Ghardaïa

غرداية في: 19 NOV 2024

## إذن بالطباعة (مذكرة ماستر)

بعد الاطلاع على التصحيحات المطلوبة على محتوى المذكرة المنجزة من طرف الطلبة التالية أسماؤهم:

1. الطالب (ة): فيسع فارس

2. الطالب (ة): وفاة اسماعيل

تخصص: فيزياء طاقوية وطاقات ممتددة

نمنح نحن الأستاذ (ة):

الاسم واللقب	الرتبة - الجامعة الأصلية	الصفة	الامضاء
هوذا عكرمة	MAA جامعة عزرايم	مصصح (1)	
عيساوت فارس	" " MCP	مصصح (2)	
بوعزور جمال	" " MCA	مؤطر	
الهاكنا الجبوي	MCA جامعة عزرايم	رئيس اللجنة	

الإذن بطباعة النسخة النهائية لمذكرة ماستر الموسومة بعنوان

Etude numérique de la convection Mixte de l'air a l'intérieur d'une Cavity avec la présence d'un element chauffant

إمضاء رئيس القسم

العلمي عبد اللطيف  
رئيس قسم الآلية  
والكهروميكانيك-1  
والكهروميكانيك

