

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE AMMAR TELIDJI – LAGHOUAT

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

Promotion N° 12 / Univ. Lagh.
N°.... / 2022/ Mécanique



MEMOIRE

Présenté pour Obtenir le Diplôme de MASTER en Génie Mécanique

Option : Energétique

THÈME

**Effet de la Position de la Source de Chaleur
sur Transfert de Chaleur et de Masse dans
un Box Ventilé**

Par :

ZOUNBOT Abdelkader & GRINAT Ali

Devant le jury composé de :

Président :	Pr. Mohamed TEGGAR	Université de Laghouat
Encadreur :	Pr. Saïd BOUABDALLAH	Université de Laghouat
Examineur :	Dr. Mohammed BELHADJ	Université de Laghouat

Année Universitaire : 2021/2022

تأثير موضع مصدر الحرارة على انتقال الحرارة والمادة في صندوق جيد التهوية

الملخص :

في هذا العمل ، أجرينا دراسة عددية لانتقال الحرارة والمادة في تجويف مربع. يحتوي التجويف على فتحتين لمدخل ومخرج الهواء ومصدر للحرارة والمادة في (الوسط ، أعلى ، أسفل ، يمين ويسار). تم تنفيذ الحل العددي باستخدام برنامج Fluent-ANSYS الذي يعتمد على طريقة الحجم المنتهية. تم عرض ومناقشة تأثير معاملات التدفق ، مثل حجم التجويف وسرعة التهوية. توافق جيد بين النتائج التي تم الحصول عليها ونتائج الأدبيات. يتم عرض النتائج في شكل خطوط متساوية الحرارة لمجالات درجة الحرارة ، وخطوط تركيز ISO لحقول المادة وملامح السرعة. أظهرت النتائج التي تم الحصول عليها وجود علاقة قوية بين معدل نقل الحرارة (رقم نسلت) ومعدل انتقال المادة وسرعة المروحة.

الكلمات المفتاحية: نقل الحرارة ، نقل المادة ، طريقة الحجم المنتهية ، التجويف ، التهوية.

Effet de la position de la source de chaleur sur transfert de chaleur et de masse dans un box ventilé

Résumé :

Dans ce travail, on a mené une étude numérique du transfert de chaleur et de masse dans une cavité carrée. La cavité est équipée de deux ouvertures d'entrée et de sortie d'air et une source de chaleur et de masse au (centre, haut, bas, gauche, et droite). La résolution numérique a été faite en utilisant le logiciel Fluent-ANSYS qui est basé sur la méthode des volumes finis. L'influence des paramètres de l'écoulement, tels que la dimension de la cavité et la vitesse de ventilation ont été présentés discutés. Un bon accord entre les résultats obtenus et ceux de la littérature. Les résultats sont présentés sous forme des lignes isotherme pour les champs de température, des lignes isoconcentration pour les champs de masse et des profils de vitesses et température. Les résultats obtenus montrent une forte dépendance entre le taux de transfert de chaleur et de masse et la vitesse de ventilation.

Mots clés: Transfert de chaleur, transfert de masse, méthode des volumes finis, cavité, ventilation.

Effect of the position of the heat source on heat and mass transfer in a ventilated box

Abstract:

In this work, a numerical study of heat and mass transfer in a square cavity was conducted. The cavity is equipped with two air inlet and outlet openings and a heat and mass source at the (centre, top, bottom, left, and right). The numerical solution was done using the Fluent-ANSYS software which is based on the finite volume method. The influence of flow parameters, such as cavity size and ventilation velocity were presented and discussed. A good agreement between the results obtained and those of the literature. The results are presented in the form of isotherm lines for the temperature fields, isoconcentration lines for the mass fields and velocity and temperature profiles. The results obtained show a strong dependence between the heat transfer rate and mass transfer rate and the ventilation rate.

Key words: Heat transfer, mass transfer, finite volume method, cavity, ventilation.

Remerciements

Tout d'abord, nous remercions le grand Dieu qui nous éclaire de la
bonne façon.

Nous remercions Prof. Saïd BOUABDALLAH d'avoir créé les
conditions pour nous.

Il nous a guidés tout au long du processus de réalisation de ce travail.

Nous apprécions particulièrement ses encouragements, ses conseils qui
ont contribué à ce travail.

Nous remercions notre ami KROBBA AHMED

Nous tenons également de remercier les membres du jury et tous les
professeurs du département Génie Mécanique.

Dédicaces

Nous dédions ce modeste travail:

Par ALI :

À mes parents (BEN Tayeb et Ben Ferrah Fatna).

À ma fiancée et chère Oumssoud.

À mes frères (Amel, Abbas, Ahmed, Oumelkhir).

Pour famille et tous chers amis.

Par Abdelkader:

À parent (Mohamed et Sofrani Zohra).

**À mes frères (brahim, moussa, soumia, maamar,
saida ,mabrok).**

Pour famille et tous chers amis.

SOMMAIRE

Résumé.....	i
Abstract	i
ملخص.....	i
Remerciements	ii
Dédicaces.....	iii
SOMMAIRE.....	iv
Nomenclature.....	vi
INTRODUCTION.....	1

Chapitre I. Définitions & Revue Bibliographique

1. Définitions	3
1.1 La convection	3
1.2 Champ de l'écoulement	4
1.2.1 Champ de température	4
1.2.2 Champ de la fonction de courant (lignes de courants)	4
1.2.3 Régime stationnaire.....	4
1.2.4 Ecoulement bidimensionnel	4
1.2.5 Fluide Newtonien.....	4
1.2.6 Régime laminaire	5
1.2.7 Fluide incompressible.....	5
1.2.8 Approximation de Boussinesq.....	6
1.3 Refroidissement par convection forcée.....	6
1.3.1 Convection forcée.....	6
1.3.2 Radiateurs	8
1.3.3 Refroidissement par air.....	8
2. Revue bibliographique.....	10

Chapitre II. Problème Physique & Formulation Mathématique

1. Configuration géométrique.....	16
2. Equations gouvernantes	17
2.1 Equation de conservation de la masse	17
2.2. Conservation de la quantité de mouvement	17
2.3. Equation d'énergie.....	18
3. Hypothèses simplificatrices	18
4. Equations adimensionnelles du problème étudié.....	19
5. Nombres adimensionnels	21
5.1. Nombre de Rayleigh.....	21
5.2. Nombre de Prandtl.....	21

5.3. Nombre de Nusselt	21
5.4. Nombre de Reynolds	21
5.5. Nombre de Richardson	22
5.6. Nombre de Schmidt	22
5.7. Nombre de Sherwood	22
6. Conclusion du chapitre II	23

Chapitre III. Méthodes Numériques & Simulations

1. Introduction	24
1.1. Méthodes des différences finies	24
1.2 Méthodes des éléments finis	25
1.3 Méthodes des volumes finis	25
2. Discrétisation des équations de transport	25
3. Présentation d'ANSYS Workbench 2015	28
3.1 ANSYS Inc	28
3.2 ANSYS -Fluent	29
3.3 Simulation CFD	30
3.3.1 Geometry	30
3.3.2 Maillage	32
3.3.3. Configuration	33
3.4. Solution	34
3.4.1 Les étapes principales	34
3.5 La manière de calculs de nombre de Nusselt	36
3.6 Résultats	37
4. Conclusion	38

Chapitre IV: Résultats et Discussions

1. Présentation des résultats	39
2. Effet de l'espacement du maillage	40
3. Comparaison des résultats avec les travaux antérieurs	45
4. Effet du Nombre de Rayleigh	45
5. Effet du Nombre de Reynolds	55
Conclusion générale et perspectives	70
Références bibliographiques	71

Nomenclature

- C_p : Chaleur spécifique à pression constante ($J\ kg^{-1}\cdot K^{-1}$)
- dx : Distance entre deux points consécutifs du maillage suivant x (m).
- dy : Distance entre deux points consécutifs du maillage suivant y (m).
- g : Accélération de la pesanteur ($m\ s^{-2}$).
- L : Longueur de la cavité (m).
- H : hauteur de la source (m).
- h : Coefficient convectif de transfert de la chaleur ($W\cdot m^{-2}\ K$)
- k : conductivité thermique ($W\ m^{-1}\ K^{-1}$)
- i : Indice des nœuds dans la direction x (-).
- j : Indice des nœuds dans la direction y (-)
- C_i : concentration de l'entrée ($Kg\ m^{-3}$)
- C_h : concentration de la source ($Kg\ m^{-3}$)
- T : Température (K).
- T_H : Température de la source (K).
- T_i : Température de l'entrée (K).
- U, V : Composantes de la vitesse adimensionnelles (-).
- u, v : Composantes de la vitesse dimensionnelles ($m\ s^{-1}$).
- X, Y : Coordonnées cartésiennes adimensionnelles (-).
- x, y : Coordonnées cartésiennes dimensionnelles (m).

SYMPOLES GRECS

- α : Diffusion thermique fluide ($m^2\ s^{-1}$)
- β : Coefficient d'expansion thermique (K^{-1})
- μ : Viscosité dynamique ($kg\ ms^{-1}$).
- ν : Viscosité cinématique ($m^2\ s$).
- θ : Température adimensionnelle (-).
- ρ : Masse volumique ($kg\ m^{-3}$).
- ψ : Fonction de courant dimensionnelle ($Kg\ s^{-1}$).

INDICES

E : Nœud considéré du côté Est du nœud P.

W : Nœud considéré du côté Ouest du nœud P.

N : Nœud considéré du côté Nord du nœud P.

S : Nœud considéré du côté Sud du nœud P.

P : Nœud considéré du maillage.

e : La face Est du volume de contrôle considéré.

w : La face Ouest du volume de contrôle considéré.

n : La face Nord du volume de contrôle considéré.

s : La face Sud du volume de contrôle considéré.

NOMBRES ADIMENSIONNELS :

Ra: Nombre de Rayleigh.

Pr: Nombre de Prandtl.

Nu_{moy}: Nombre de Nusselt moyen.

Re : Nombre de Reynolds.

Sh_{moy} : Nombre de Sherwood moyen.

Sc : Nombre de Schmidt.

Ri : Nombre de Richardson.

Gr : Nombre de Grashof

INTRODUCTION

Le transfert de chaleur est un processus d'une grande importance dans le domaine de l'industrie et des technologies. Bien qu'il se manifeste sous diverses formes (rayonnement, conduction et convection), cette dernière est la plus visée dans certains domaines bien spécifiés tels que le refroidissement des processeurs et des composants électroniques, les radiateurs et les échangeurs de chaleurs des procédés industriels, etc.

L'amélioration du transfert de chaleur par convection est l'objet principal de plusieurs travaux, et pour se faire, un grand nombre de chercheurs ont mené une multitude d'essais numériques et expérimentaux portant sur la description des phénomènes géométriques gérant la convection, l'effet de la nature des systèmes dans lesquels elle a lieu (géométrie spécialement), et les propriétés des fluides impliqués (propriétés physico-chimiques).

Le transfert et de masse c'est le résultat du déplacement d'une masse vers un emplacement, ce qui signifie généralement un torrent de composants ou de pièces. Le transfert de masse se produit dans de nombreux processus, tels que l'absorption, l'évaporation, l'adsorption, le séchage, la filtration et la distillation. Le transfert de masse est utilisé dans différentes disciplines scientifiques et par de multiples mécanismes. Le terme est couramment utilisé en génie physique comme diffusion moléculaire et convection dans les espèces chimiques au sein des systèmes physiques.

Dans le présent travail, nous étudions le transfert de chaleur et de masse dans une cavité ventilée contenant une source de chaleur. Notre objectif est de comprendre l'effet de la ventilation sur la température et concentration. Dans ce contexte, nous avons préparé un modèle propre par logiciel FLUENT-ANSYS et mener une étude paramétrique en regardant les paramètres thermomécaniques et géométriques. Les simulations numériques sont effectuées pour les nombres de Rayleigh ($2,54 \cdot 10^7 \leq Ra \leq 8,57 \cdot 10^7$) avec différentes de nombre de Reynolds.

Le travail présenté dans ce mémoire est organisé en quatre chapitres :

- Dans le premier chapitre, nous allons présenter des définitions de la convection, et des méthodes de refroidissement. Ainsi une revue bibliographique des travaux antérieurs en relation avec le sujet.

- Dans le deuxième chapitre on présentera la model physique et la géométrie choisi, qui consiste à une cavité ventilée contenant une source de chaleur, et également la formulation mathématique de problème constitue par les équations gouvernante de problème de convection mixte.
- Le troisième chapitre présente la méthode numérique de résolution (méthodes des différences finies (MDF). méthodes des éléments finis (MEF). méthode des volumes(MDF) finis) et une brève présentation des séquences de simulation à l'aide des logiciels FLUENT-ANSYS.
- Le dernier chapitre est consacré à la présentation des résultats et leurs discussions. Les résultats obtenus sont présentés sous formes des : nombre de Nusselt moyen, le nombre de Sherwood moyen, champs de température par des lignes isothermes, champs dynamique par des lignes de courant, et champ de masse par des lignes isoconcentration. Enfin une conclusion de cette étude est présentée.

Chapitre I. Définitions & Revue Bibliographique

1. Définitions

1.1 La convection

La convection est un mode de transport d'énergie par l'action combinée de la conduction, de l'accumulation de l'énergie et du mouvement du milieu. La convection est le mécanisme le plus important de transfert d'énergie entre une surface solide et un liquide ou un gaz. Le transfert d'énergie par convection d'une surface dont la température est supérieure à celle du fluide qui l'entoure s'effectue en plusieurs étapes. D'abord la chaleur s'écoule par conduction de la surface aux molécules du fluide adjacentes. L'énergie ainsi transmise sert à augmenter la température et l'énergie interne de ces molécules du fluide, ensuite les molécules vont se mélanger avec d'autres molécules situées dans une région à basse température et transférer une partie de leur énergie. Dans ce cas l'écoulement transporte le fluide et l'énergie, l'énergie est, à présent, emmagasinée dans les molécules du fluide et elle est transportée sous l'effet de leur mouvement (Figure I.1) [1].



Figure I.1. Phénomène de convection thermique

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

Les effets de convection naturelle sont familiers. On peut les observer quotidiennement dans l'Eau que l'on chauffe dans un récipient, dans les panaches de certaines cheminées d'usines, la circulation atmosphérique, les vents et les tempêtes sont aussi des effets de la convection naturelle. Pour formaliser la convection naturelle, il faut décrire le couplage des champs de température, de pression et de vitesse à partir des équations de conservation de quantité de mouvement, de la masse et de l'énergie.

1.2 Champ de l'écoulement

1.2.1 Champ de température

Une ligne isotherme est une ligne qui passe par tous les points ayant les mêmes températures, l'ensemble de ces isothermes appelé champ de température, les isothermes sont obtenues après la résolution de l'équation de l'énergie.

1.2.2 Champ de la fonction de courant (lignes de courants)

Les lignes de courant sont des courbes qui ont été défini pour décrire l'écoulement des fluides et sa structure hydrodynamique, par leur définition les lignes de courant sont des courbes tangentes en chacun des points au vecteur de vitesse dans ce point. La fonction de

courant peut être défini part:
$$\begin{cases} \psi = \frac{\partial u}{\partial y} \\ \psi = -\frac{\partial u}{\partial x} \end{cases} \quad (\text{I.1})$$

1.2.3 Régime stationnaire

On dit que le régime de l'écoulement est stationnaire ou permanent si les variables décrivent le mouvement ne dépendent pas du temps.

1.2.4 Ecoulement bidimensionnel

On dit que l'écoulement est bidimensionnel si l'écoulement est fait dans deux dimensions de l'espace (x, y) et avec la vitesse u a deux composantes u (u, v).

1.2.5 Fluide Newtonien

Un fluide est dit newtonien lorsque le tenseur des contraintes visqueuses est une fonction linéaire du tenseur des déformations **(I.2)**. Le facteur de proportionnalité se nomme viscosité et celle-ci est indépendante du taux de cisaillement.

Pour la plupart des fluides usuels dans des conditions standard, ce modèle est très satisfaisant. On peut définir ce fluide par une relation simple:

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (I.2)$$

τ : La contrainte de cisaillement exercée par le fluide [Pa].

μ : La viscosité du fluide - une constante de proportionnalité [Pa .s].

$\frac{du}{dy}$: Le gradient de vitesse perpendiculaire à la direction de cisaillement [s⁻¹].

1.2.6 Régime laminaire

On dit que l'écoulement est laminaire, lorsque le mouvement de particules fait d'une façon régulière et ordonnée, l'écoulement soit laminaire et régulier quand la vitesse soit faible. Le nombre adimensionnel Reynolds, nous aide à connaître la nature de l'écoulement, il est correspond au caractéristique du fluide et de la forme géométrique qui la gouverne, ce nombre est limitée par des corrélations dépend à la forme géométrique.

1.2.7 Fluide incompressible

On dit qu'un fluide incompressible si sa densité varie faiblement avec la pression ou la température, on peut donc prendre $\rho = \rho_0$ pour un fluide incompressible et la utiliser dans les équations du mouvement. Cependant dans un certain nombre de situations cette hypothèse n'est pas justifiée, ainsi dans un écoulement de convection naturelle on va prend $\rho = \rho_0$ sauf dans le terme de gravité ($-\rho\mathbf{g}$)

1.2.8 Approximation de Boussinesq

Elle consiste à considérer que les variations de la masse volumique sont négligeables aux niveaux de tous les termes des équations de quantité de mouvement sauf au niveau du terme des forces de volume (gravité). ρ Varie linéairement avec la température T (développement de TYLOR du premier ordre). Elle est donnée par la relation suivante:

$$\rho = \rho_0[1 - \beta(T - T_0)] \quad (I.3)$$

Avec T_0 : La température de référence.

ρ_0 : La densité volumique mesurée a T_0

1.3 Refroidissement par convection forcée

1.3.1 Convection forcée

Différentes techniques de refroidissement ont été développées pour augmenter le transfert thermique incluant la convection naturelle, la convection forcée, la conduction, le rayonnement et le transfert de chaleur par changement de phases. Le refroidissement par convection forcée a été le mode le plus utilisé pour le déplacement de la chaleur. Nous parlons de la convection forcée quand l'écoulement est provoqué par des moyens externes, tels qu'un ventilateur, une pompe, ou les vents atmosphériques. Dans les conditions naturelles, la convection est due au vent qui est lui-même la résultante du gradient local de la pression atmosphérique. Le fluide échange de la chaleur avec des parois, mais son mouvement est pratiquement peu influencé par les différences de températures [2]. Le transfert thermique à partir d'une surface à la température T_s d'un fluide à la température T_∞ par la convection (voir figure 1.3) est exprimé par la loi de Newton de refroidissement comme [2].

$$Q = h.A(T_s - T_\infty)$$

Q : Flux de transfert de chaleur convectif (W);

Où : h : Coefficient convectif de transfert de la chaleur ($W \cdot m^{-2}K$);

A : Surface d'aire disponible pour la convection (m^2).

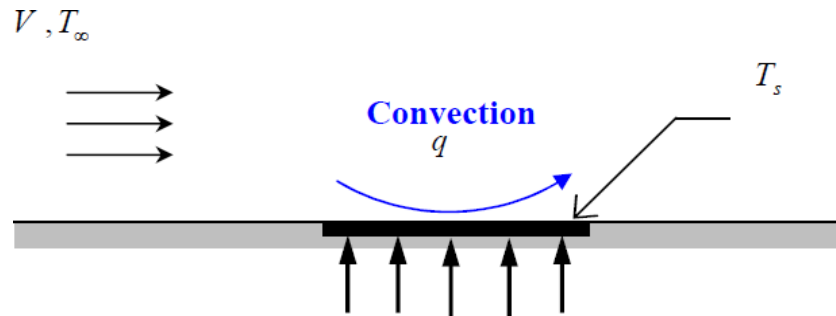


Figure I.2 : Convection forcée appliquée à une plaque plane [3].

Dans le transfert de chaleur par le refroidissement à air, peut être accomplie en premier lieu par l'amélioration du coefficient de transfert de chaleur convectif.

L'augmentation du coefficient de transfert de la chaleur h , peut être accomplie par une des manières suivantes [4,10]:

- Augmentation du débit massique d'écoulement d'air ;
- Augmentation de la surface d'aire globale d'échange thermique. Dans le transfert thermique convectif, l'augmentation du déplacement de la chaleur est basée sur la surface d'aire de refroidissement disponible ;
- Combinaison des deux méthodes présentées.

Toutes ces techniques offrent quelques avantages mais également vient à un prix. L'augmentation de débit massique d'air exige des dispositifs plus puissants, et résultent dans une augmentation du bruit acoustique, aussi bien le coût, le poids et le volume global du système. L'augmentation de la surface de dissipation thermique peut être réalisée en incluant des radiateurs à l'intérieur du système. En général, il est plus efficace d'augmenter la surface et de réduire la vitesse. En fait, ce saut dramatique vers l'avant du refroidissement par air a été réalisé principalement par le développement des radiateurs de rendement élevé [5].

1.3.2 Radiateurs

Les radiateurs sont souvent utilisés dans beaucoup d'industries pour augmenter la quantité de chaleur évacuée par convection libre ou forcée. Les radiateurs sont des dispositifs qui mettent en valeur la dissipation thermique d'une surface chaude, facilitant la distribution rapide de la chaleur à l'intérieur du composant électronique. Ces radiateurs sont conçus de sorte que leur chaleur relâchée soit le maximum possible et leur surface soit aussi grande que possible. Ils peuvent être trouvés divers dispositifs électroniques tels que les microprocesseurs et les cartes vidéo à haute performance [6].

Les radiateurs sont fabriqués en substrats solides ayant habituellement une conductivité thermique élevée, tels que le silicium, le cuivre ou l'aluminium. Une des conceptions de radiateur les plus simples et les plus rentables actuellement utilisées est le radiateur en aluminium extrudé [5,7]. Plusieurs formes de radiateurs possibles sont présentées sur la figure I.4.

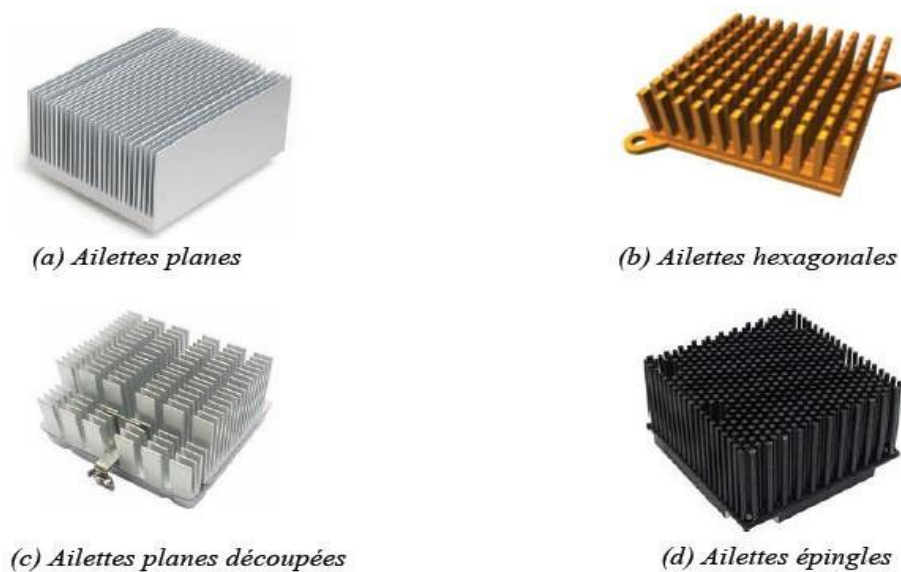


Figure I.3. Quelques configurations de radiateurs [3].

1.3.3 Refroidissement par air

Le refroidissement par air, forme deux catégories, le refroidissement passif (par convection naturelle) qui est habituellement utilisé pour des puissances et densités basses des puces, l'autre, est le refroidissement actif (par convection forcée) qui est utilisé dans la plupart des situations connues [7].

Pour des systèmes où la convection forcée est le mécanisme de refroidissement principal, la sélection du ventilateur joue un rôle important. Les ventilateurs utilisent

le moment de rotation du moteur pour faire sortir un écoulement volumétrique d'air à une pression donnée [8]. Plusieurs types de ventilateurs existent ; à propulseur, à tube axial et à palettes axiales (Fig. I.4) [3].

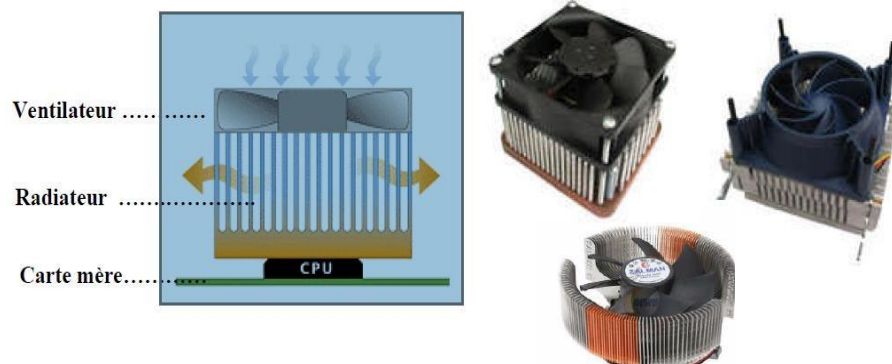


Figure I.4. Quelques formes de ventilateurs [3].

Le choix de ventilateur est généralement conduit par les caractéristiques du système. L'écoulement d'air requis, la différence de pression du système, les restrictions d'acoustique et la fiabilité du ventilateur sont les paramètres principaux affectant le choix de ventilateur [9]. Des courbes de ventilateurs sont données par le fabricant qui donne l'évolution de la pression statique en fonction du débit d'air (Fig. I.5).

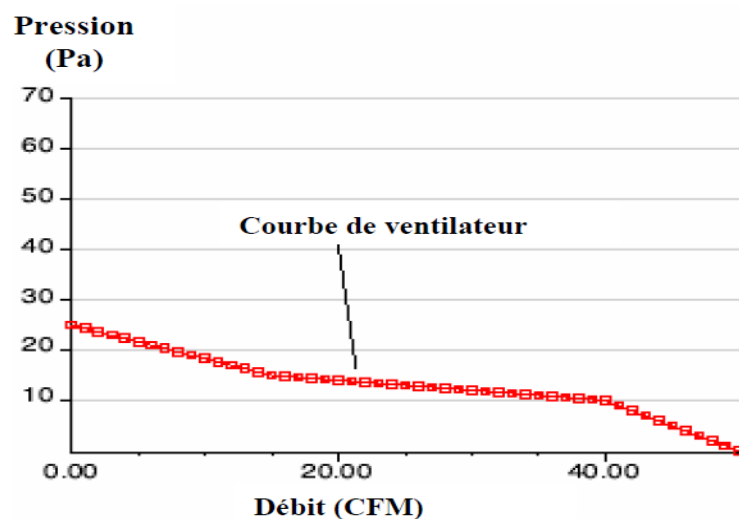


Figure I.5: Caractéristiques de l'écoulement et de la pression d'un ventilateur axial typique [3].

2. Revue bibliographique

Najam et al. (2003) [11] a fait une étude numérique de la convection mixte instationnaire laminaire dans un canal horizontal bidimensionnel contenant du chauffage des blocs montés périodiquement sur sa paroi inférieure tandis que sa paroi supérieure est maintenue froide à une température constante. Le débit est supposé être entièrement développé et des conditions périodiques sont utilisées dans le sens longitudinal du canal. Les paramètres régissant la problème sont le nombre de Reynolds ($0.1 \leq Re \leq 200$), le nombre de Rayleigh ($10^4 \leq Ra \leq 10^6$) et la hauteur relative des blocs ($0.25 \leq B = h'/H' \leq 0.5$). L'effet de l'écoulement forcé sur les cellules de convection naturelle est étudié pour différentes valeurs de paramètres. Les conditions correspondant au déplacement de ces cellules et à l'instabilité de l'écoulement sont déterminées. L'écoulement forcé pleinement développé réduit considérablement le transfert de chaleur à travers la surface froide du canal à relativement grand Re .

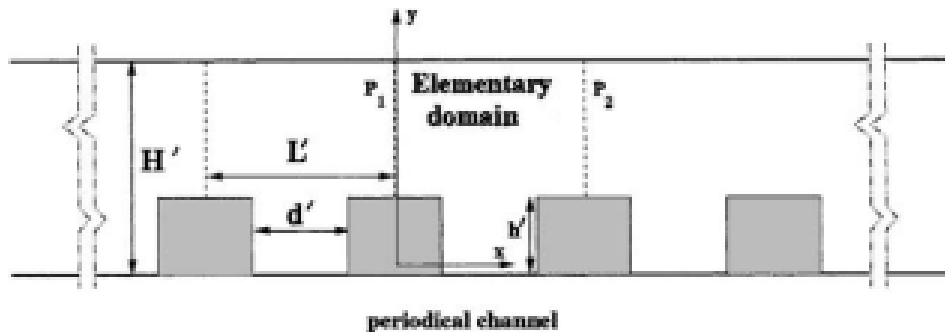


Figure I.6. Configuration géométriques du problème étudié par Najam et al. (2003) [11]

Yeong-Ley and Jen-Chieh. (2003) [12] ont étudié l'analyse numérique a été réalisée pour étudier les performances de la convection mixte dans un conduit horizontal avec deux blocs chauffants montés sur la plaque inférieure et des chicane disposées sur la plaque supérieure. Les effets de la hauteur sans dimension du baffle H_b , la distance sans dimension entre le bloc et le déflecteur D , et le nombre de déflecteurs N sur la structure d'écoulement et de chaleur les caractéristiques de transfert ont été étudiées pour le système à différents nombres de Reynolds Re

et rapport du nombre de Grashof au carré du nombre de Reynolds $Gr=Re^2$. Avec les deux déflecteurs installés à $D1=0$ et $D2=0$, les résultats montrent que l'augmentation maximale de la moyenne Le nombre de Nusselt du deuxième bloc chauffé dépasse 320 % pour $Hb1 = Hb2 = 0.4$, $Pr = 0,7$,

$100 \leq Re \leq 1000$ et $0 \leq Gr/Re^2 \leq 10$, tandis que l'augmentation maximale est d'environ 130% pour le premier bloc chauffé. Lorsqu'un seul déflecteur est situé entre les deux blocs, les performances de transfert de chaleur des premier et deuxième blocs chauffés peuvent être considérablement promu. Cependant, seules les performances de transfert de chaleur du second élément chauffé peut être amélioré, car le déflecteur est installé derrière le deuxième bloc chauffé.

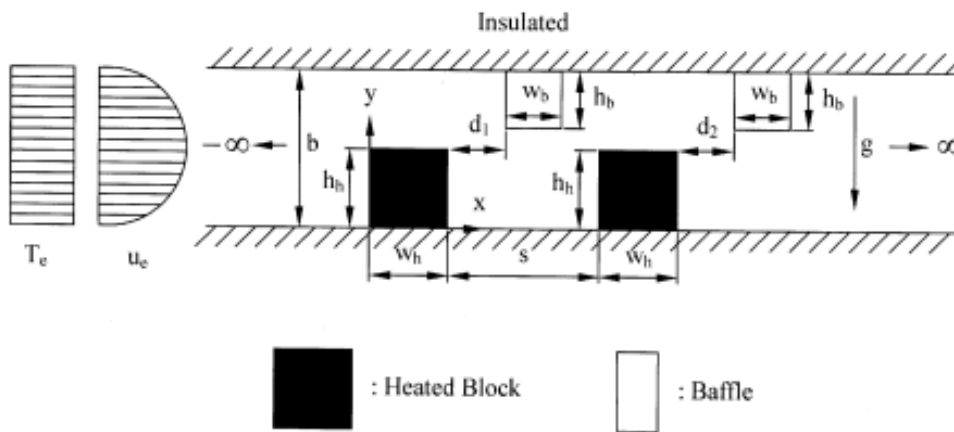


Figure 1.7. Model physique utilisé par *Yeong-Ley and Jen-Chieh. (2003) [12]*

Rahman et al. [13] ont réalisé une étude numérique pour analyser les effets du nombre de Reynolds et de Prandtl sur les caractéristiques de flux convectif mixte et de transfert de chaleur à l'intérieur d'une cavité ventilée en présence d'un obstacle circulaire solide générateur de chaleur placé au centre (figure I.3). La méthode des éléments finis résiduels pondérés de Galerkin est utilisée pour résoudre les équations régissant la masse, la quantité de mouvement et l'énergie. Les résultats sont présentés en termes de lignes de courant, d'isothermes, de nombre de Nusselt moyen, la force de traînée et la température moyenne du fluide dans la cavité pour différentes combinaisons des paramètres de contrôle, à savoir le nombre de Reynolds, le nombre de Prandtl et le nombre de Richardson. Les résultats indiquent que le champ thermique, le taux de transfert de chaleur, la force de traînée et la température moyenne du fluide dans la cavité dépendent paramètres mentionnés.

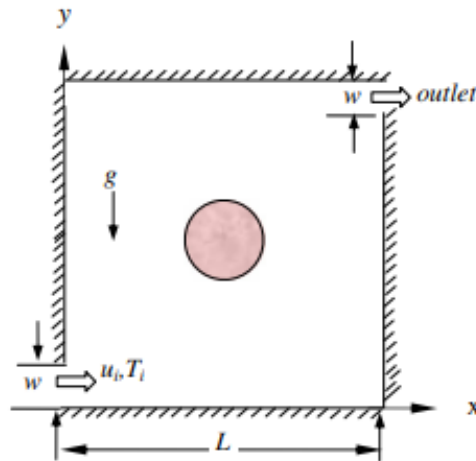


Figure I.8. Model physique utilisé par Rahman et al. [13]

Radhakrishnan [14] rapport des résultats d'une étude expérimentale et numérique de la convection mixte à partir d'un élément générateur de chaleur dans une cavité ventilée. Des expériences ont été menées pour des radiateurs de deux tailles différentes, situés au centre d'un parallélépipède qui a une entrée d'air et un orifice de sortie. Un ventilateur induit en sortie permet de créer un flux, facilitant ainsi les études dans l'ensemble régime de

convection mixte. Après une étude paramétrique détaillée, des corrélations ont été développées pour le nombre de Nusselt moyen et la température adimensionnelle maximale apparaissant dans l'élément générateur de chaleur. Les expériences ont été étayées par une analyse de l'écoulement du fluide et du transfert de chaleur pour une géométrie qui correspond exactement à celle utilisée pour les expériences. Un bon accord entre les expériences et les résultats numériques confirme l'adéquation de l'approximation bidimensionnelle et le modèle de fermeture de turbulence utilisé. Sur la base des résultats numériques, la position de la source de chaleur a été modifiée afin d'améliorer les performances de transfert de chaleur et les expériences ont été répétées pour cette nouvelle position. Ainsi, une expérimentation combinée et l'investigation numérique réduira considérablement l'effort requis pour optimiser les performances thermiques dans les problèmes de ce classer.

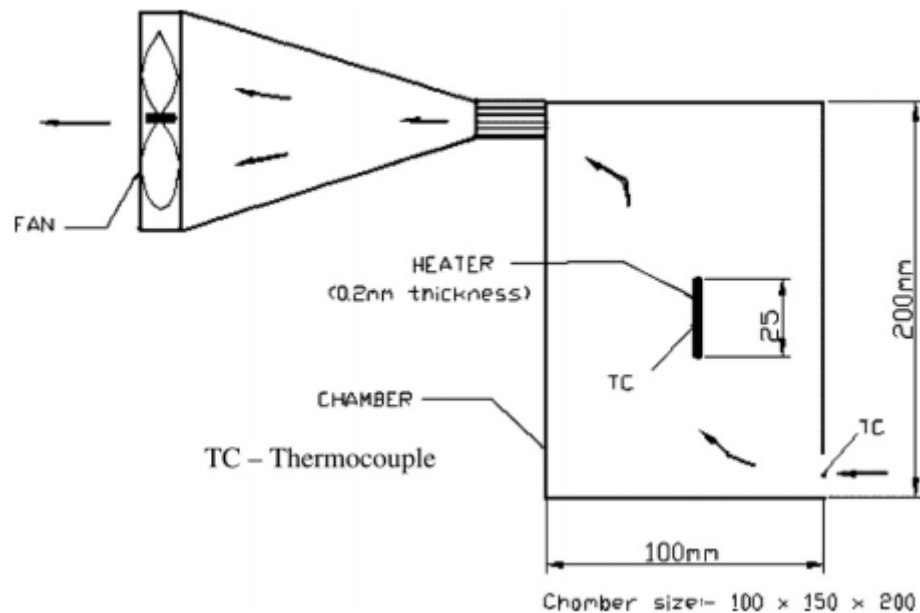


Figure I.9. Model physique utilisé par Radhakrishnan [14]

Biswas [15] a étudié la gestion thermique dans une enceinte ventilée en convection mixte en divisant l'en- 15 élément chauffant du pneu en plusieurs segments égaux et en les positionnant de manière appropriée sur les parois latérales verticales, 16 à savoir au bas, au milieu ou en haut. Les analyses de performance du chauffage segmentaire et du

chauffage total sont 17 menées pour différents nombres de Richardson (0,01 à 100) et de Reynolds (50 à 200). Neuf configurations de position – 18 Les durées de chauffage bi-segmentaire révèlent que l'amélioration significative du transfert de chaleur pourrait être obtenue à partir de 19 chauffages bi-segment. Les emplacements optimaux des segments de chauffage pour un transfert de chaleur maximal dépendent de Re et $20 Ri$. L'étude indique également la tendance croissante à l'amélioration du transfert de chaleur avec un plus grand nombre d'appareils de chauffage 21 segments.

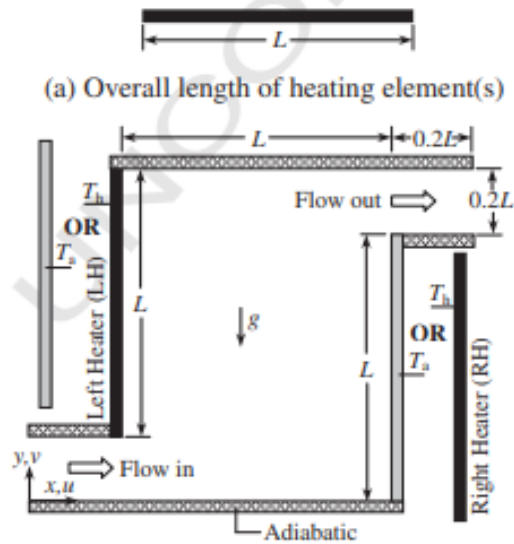


Figure I.10. Model physique utilisé par Biswas [15]

Radhakrishnan et al [16] Ils ont réalisé une étude expérimentale et numérique de l'écoulement des fluides et du transfert de chaleur dans un conteneur où plusieurs éléments chauffants disposés en quinconce. Des expériences ont été réalisées pour $Re = 1800-4500$ et pour des nombres de Grashof $Gr = 2,5 \times 10^4$ à 3×10^5 . Ils ont donné la distribution de la température. Aperçu de la gestion de l'alimentation entre les radiateurs, de sorte que le radiateur "plus froid" puisse y être chargé maximiser la dissipation totale de chaleur, pour la surchauffe spécifiée, pour tous les appareils de chauffage. La solution optimale obtenue a finalement été vérifiée numériquement en réalisant des expériences. Méthode La surface de réponse s'est avérée efficace pour améliorer le transfert de chaleur global pour une température cible donnée.

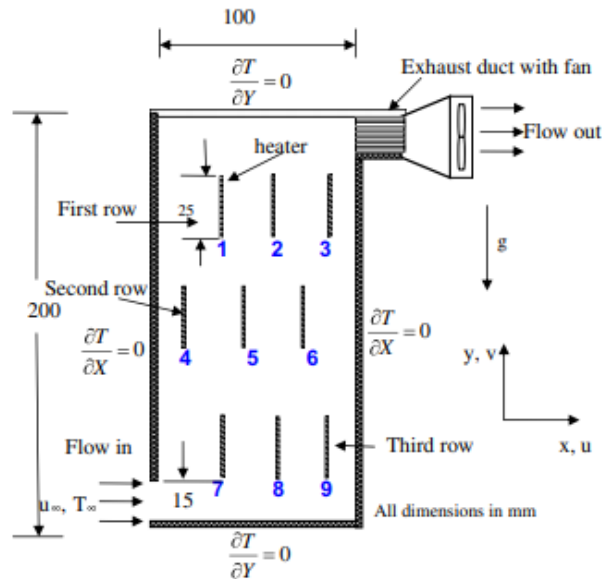


Figure I.11. Model physique utilisé par Radhakrishnan [16]

Chapitre II. Problème Physique & Formulation Mathématique

Dans ce chapitre on va transformer le problème physique à un problème mathématique pur, pour cela on limite le problème dans une forme géométrique, et on donne les équations générales gouvernant (équation de continuité, équation de quantité de mouvement et équation d'énergie), puis on les applique sur la géométrie considérée après simplification par des hypothèses imposées, et borne le problème avec les conditions des frontières. Les équations obtenus sont des équations dimensionnelles on les dépose en forme adimensionnelle, pour faire la résolution par une méthode numérique.

1. Configuration géométrique

Nous nous intéressons dans ce mémoire à étudier le transfert de chaleur et de masse dans une cavité ventilés contenant des sources de chaleur. Pour cela nous considérons le problème schématisé sur la [Figure II.1](#). Une cavité 2D contenant une source de chaleur dans différents position dans la cavité et deux ouverture d'entrée et de sortie d'air à gauche bas pour l'entrée et à droite en haute pour la sortie d'air. Les conditions aux limites sont également montrées sur la [Figure II.1](#).

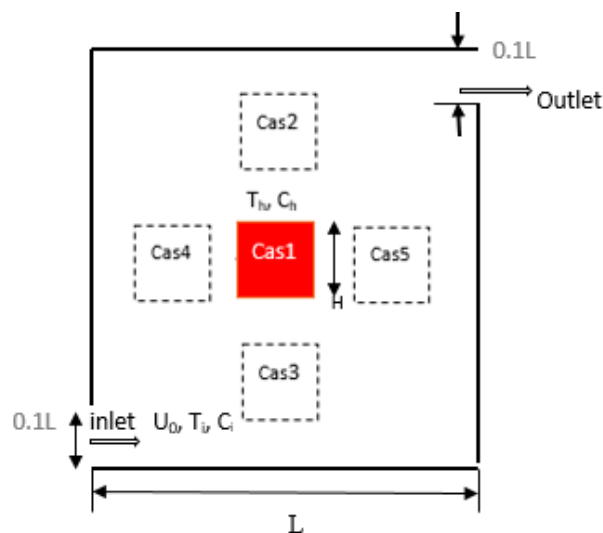


Figure II.1. Schéma de problème physique.

2. Equations gouvernantes

L'analyse de la convection thermique se fait par l'application des trois lois Fondamentales de conservation (conservation de la masse, de la quantité de mouvement, et Del 'énergie).

2.1 Equation de conservation de la masse

D'après le principe de la conservation de masse de fluide que l'on suit reste constante Dans son mouvement, on peut écrire notre équation de continuité se forme indiciel:

$$\left(\frac{\partial \rho}{\partial \tau}\right) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (\text{II.1})$$

($j = 1, 2, 3$: indice de sommation).

2.2. Conservation de la quantité de mouvement

Cette équation est déduite de la deuxième loi de la dynamique, qui stipule que appliqués la Variation de la quantité de mouvement d'une particule fluide est égale à la somme des forces extérieures sur cette particule. Elle s'écrit sous forme tensorielle comme suit:

$$\frac{\partial}{\partial \tau} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = f_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (\text{II.2})$$

(i : indice de direction, = 1 à 3).

(j : indice de somme, = 1 à 3).

Avec :

$\frac{\partial}{\partial \tau} (\rho u_i)$ Représente le taux de variation de la quantité de mouvement.

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

f_i Représente les forces du volume suivant la direction i .

$\frac{\partial p}{\partial x_i}$ Représente les forces dues à la pression.

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

2.3. Equation d'énergie

L'équation de l'énergie est obtenue en appliquant le premier principe de la thermodynamique pour un fluide Newtonien incompressible qui s'énonce que la variation d'énergie totale (somme de l'énergie cinétique et de l'énergie interne) est égale à la somme de la puissance des efforts extérieurs et le transferts de chaleur, elle s'écrit comme suit :

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\mathbf{u}_j T) = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2} + \mathbf{q} + \mu \Phi \quad (\text{II.3})$$

$$\alpha = \frac{K}{\rho C_p} \quad (\text{II.4})$$

Avec :

α : La diffusivité thermique.

K : La conductivité thermique.

ρ : La masse volumique.

C_p : La chaleur spécifique à pression constante

\mathbf{q} : La génération de chaleur par unité de volume (densité de chaleur volumétrique).

μ : La viscosité dynamique du fluide.

Φ : La dissipation visqueuse.

3. Hypothèses simplificatrices

Pour simplifier la résolution du problème physique, des hypothèses simplificatrices sont introduites au niveau de la modélisation. Nous nous limitons donc aux hypothèses couramment retenues dans les études de la convection naturelle :

- Le régime d'écoulement est laminaire et stationnaire.
- L'écoulement est bidimensionnel (2D).
- Le fluide est newtonien
- Le fluide est incompressible.
- Le transfert de chaleur par rayonnement négligeable.
- L'approximation de Boussinesq est valide.
- Les propriétés physiques du fluide à l'intérieur de la cavité sont supposées constantes (sauf qui satisfait l'approximation de Boussinesq).

4. Equations adimensionnelles du problème étudié

Compte tenu des hypothèses émises précédemment, les équations du modèle Mathématique sous forme dimensionnelle sont les suivantes:

- **Equation de continuité**

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{II.5})$$

- **Equation de la conservation de la quantité de mouvement projetée suivant x**

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \vartheta \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.6})$$

- **Equation de la conservation de la quantité de mouvement projetée suivant y**

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + g\beta(T - T_f) + \vartheta \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.7})$$

- **Equation de conservation d'énergie**

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\lambda}{\rho c_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.8})$$

- **Conditions aux limites sous forme adimensionnelles**

Suivant x

$$\text{A } X=0 \quad 0 < Y < 0.1L \quad T = T_i = 300K ; U = U_i, V = 0 ; C = C_i \text{ (entrée)} \quad (\text{II.9a})$$

$$\text{A } X=0 \quad 0.1L < Y < L ; U = V = 0 \quad , \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad , \quad \frac{\partial C}{\partial x} = 0 \quad \text{(paroi adiabatiques)} \quad (\text{II.9b})$$

$$\text{A } X=L \quad 0.9L < Y < L \quad U = U_{\text{out}} V=0, \quad C = C_{\text{out}}, T = T_{\text{out}} \quad \text{(sortie)} \quad (\text{II.9c})$$

$$\text{A } X=L \quad 0 < Y < 0.9L ; U = V = 0 \quad , \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad , \quad \frac{\partial C}{\partial x} = 0 \quad \text{(paroi adiabatiques)} \quad (\text{II.9d})$$

$$\text{A } \text{ pour } \begin{cases} X = \frac{7L}{16} \\ X = \frac{9L}{16} \end{cases} \quad \frac{7L}{16} < Y < \frac{9L}{16} \quad U=V=0 \quad T=T_h(350) ; C=C_h$$

(Paroi vertical de source au centre) (II.9e)

$$\text{A } \text{ pour } \begin{cases} X = \frac{7L}{16} \\ X = \frac{9L}{16} \end{cases} \quad \frac{21L}{32} < Y < \frac{25L}{32} \quad U=V=0 \quad T=T_h(350) ; C=C_h$$

(Paroi vertical de source en haut) (II.9f)

$$A \quad \text{pour} \quad \begin{cases} X = \frac{21L}{32} \\ X = \frac{25L}{32} \end{cases} \quad \frac{7L}{16} < Y < \frac{9L}{16} \quad U=V=0 \quad T=T_h=(350) ; C=C_h$$

(Paroi vertical de source à droite) (II.9g)

$$A \quad \text{pour} \quad \begin{cases} X = \frac{7L}{16} \\ X = \frac{9L}{16} \end{cases} \quad \frac{7L}{32} < Y < \frac{11L}{32} \quad U=V=0 \quad T=T_h=(350) ; C=C_h$$

(Paroi vertical de source en bas) (II.9h)

$$A \quad \text{pour} \quad \begin{cases} X = \frac{7L}{32} \\ X = \frac{11L}{32} \end{cases} \quad \frac{7L}{16} < Y < \frac{9L}{16} \quad U=V=0 \quad T=T_h=(350) ; C=C_h$$

(Paroi vertical de source à gauche) (II.9j)

Suivant Y

$$A \quad \text{pour} \quad \begin{cases} Y = 0 \\ Y = L \end{cases} \quad 0 < X < L : U=V=0, \frac{\partial T}{\partial Y} = 0, \frac{\partial C}{\partial Y} = 0 \quad (\text{paroi adiabatique}) \quad (\text{II.9k})$$

$$A \quad \text{pour} \quad \begin{cases} Y = \frac{7L}{16} \\ Y = \frac{9L}{16} \end{cases} \quad \frac{7L}{16} < X < \frac{9L}{16} \quad : U=V=0, T=T_h, C=C_h$$

(Paroi horizontal de source au centre) (II.9l)

$$A \quad \text{pour} \quad \begin{cases} Y = \frac{21L}{32} \\ Y = \frac{25L}{32} \end{cases} \quad \frac{7L}{16} < X < \frac{9L}{16} \quad : U=V=0, T=T_h=(350), C=C_h$$

(Paroi horizontal de source en haut) (II.9m)

$$A \quad \text{pour} \quad \begin{cases} Y = \frac{7L}{16} \\ Y = \frac{9L}{16} \end{cases} \quad \frac{21L}{32} < X < \frac{25L}{32} \quad : U=V=0, T=T_h=(350), C=C_h$$

(Paroi horizontal de source à droite) (II.9n)

$$A \quad \text{pour} \quad \begin{cases} Y = \frac{7L}{32} \\ Y = \frac{11L}{32} \end{cases} \quad \frac{7L}{16} < X < \frac{9L}{16} \quad : U=V=0, T=T_h=(350), C=C_h$$

(Paroi horizontal de source en bas) (II.9o)

$$A \quad \text{pour} \quad \begin{cases} Y = \frac{7L}{16} \\ Y = \frac{9L}{16} \end{cases} \quad \frac{7L}{32} < X < \frac{11L}{32} \quad : U=V=0, T=T_h=(350), C=C_h$$

(Paroi horizontal de source à gauche) (II.9p)

5. Nombres adimensionnels

Nous a permis la mise en évidence de quatre paramètres de contrôle qui caractérisent le problème étudié à savoir, respectivement, le nombre de Rayleigh (**Ra**), le nombre de Prandtl (**Pr**), le nombre de Reynolds (**Re**), le nombre de Nusselt (**Nu**), le nombre de Schmidt (**Sc**), le nombre de Richardson (**Ri**), et le nombre de Sherwood (**Sh**).

5.1. Nombre de Rayleigh

C'est un nombre sans dimension, caractérisant aussi le transfert de chaleur au sein d'un fluide. Ce nombre est utilisé en mécanique des fluides. Inférieur à une valeur critique de 2000, le transfert s'opère par conduction, au-delà de cette valeur, c'est la convection libre qui devient importante. On le définit de la manière suivante

$$\mathbf{Ra} = \frac{\rho \beta g \Delta T H^3}{\alpha \mu} \quad (\text{II.10})$$

5.2. Nombre de Prandtl

C'est un nombre adimensionnel. Il représente le rapport entre la diffusivité de quantité de mouvement (ou viscosité cinématique) et la diffusivité thermique. On le définit de la manière suivante

$$\mathbf{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (\text{II.11})$$

5.3. Nombre de Nusselt

Le coefficient moyen de transfert de chaleur pour la convection naturelle peut être représenté sous forme adimensionnelle par le nombre de Nusselt. Les nombres de Nusselt local et moyen sont calculés à l'interface solide-fluide et à la paroi froide par les relations suivantes

$$\left\{ \begin{array}{l} \mathbf{Nu} = \frac{hd}{k_f} \\ \mathbf{Nu}_m = \int_0^1 \mathbf{Nu}(y) dy \end{array} \right. \quad (\text{II.12})$$

5.4. Nombre de Reynolds

Si $\mathbf{V} < \mathbf{V}_c$ on est en régime laminaire et si $\mathbf{V} > \mathbf{V}_c$ on est en régime turbulent. En fait, le régime d'écoulement ne dépend pas seulement de la vitesse, il dépend également de la nature du fluide caractérisé par sa viscosité et du diamètre du tube. Un de ces trois caractéristiques prises séparément ne peut à elle seule déterminer la nature de l'écoulement, Reynolds a groupé ces trois caractéristiques dans le nombre R, le nombre de Reynolds.

$$\mathbf{Re} = \frac{v d}{\nu} \quad (\text{II.13})$$

5.5. Nombre de Richardson

C'est un nombre sans dimension utilisé surtout en thermodynamique. Ce nombre est en fait le rapport entre l'énergie potentielle gravitationnelle d'une parcelle du fluide et son énergie cinétique. Ce nombre porte le nom de Lewis Fry Richardson, un physicien et mathématicien anglais. On le définit de la manière suivante

$$\mathbf{Ri} = \frac{g\beta\Delta TL_c}{v^2} = \frac{Gr}{Re^2} \quad (\text{II.14})$$

Avec :

g - accélération de la pesanteur [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

β - coefficient d'expansion thermique [$1/\text{K}$]

L_c - longueur caractéristique [m]

ΔT - Différence de température [K]

v - vitesse du fluide [m/s]

Gr - Nombre de Grashof

Re - Nombre de Reynolds

5.6. Nombre de Schmidt

C'est un nombre sans dimension qui représente le rapport entre la diffusivité de quantité de mouvement ν (ou viscosité cinématique) et de la diffusivité massique. Il est utilisé pour caractériser les écoulements de fluides dans lesquels interviennent simultanément viscosité et transfert de matière. Ce nombre porte le nom d'Ernst Heinrich Wilhelm Schmidt, un ingénieur allemand.

On le définit de la manière suivante

$$\mathbf{Sc} = \frac{\nu}{D} \quad (\text{II.15})$$

Avec :

ν - viscosité cinématique en $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

D - coefficient de diffusion massique en $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$

5.7. Nombre de Sherwood

C'est un nombre sans dimension utilisé pour caractériser les transferts de masse entre un fluide et une interface. Il représente le rapport entre le transfert de masse par convection et le transfert par diffusion. Ce nombre porte le nom de Thomas Kilgore Sherwood, ingénieur chimiste

américain. On le définit de la manière suivante :

$$Sh = 2 + 0.6Re^{\frac{1}{2}} Sc^{\frac{1}{3}} \quad (II.16)$$

Avec :

Re : Nombre de Reynolds

Sc : Nombre de Schmidt

6. Conclusion du chapitre II

A la fin de ce chapitre, nous aboutissons au modèle mathématique. Ce dernier est alors constitué d'un système d'équations, complété par des conditions aux limites. Il s'agit d'un système complexe formé par des équations, qui sont issues de la thermodynamique et de la mécanique des fluides. Les équations de bilan sont donc connues mais:

La résolution analytique de ces équations de bilan n'est pratiquement jamais réalisable.

Les non-linéarités visibles dans les équations sont principalement à l'origine des difficultés pour obtenir une solution analytique.

Donc, l'utilisation des méthodes numériques s'avère indispensable pour la résolution du système d'équations obtenu. Dans notre étude, on a utilisé les logiciels FLUENT-ANSYS. basé sur la méthode des volumes finis pour résoudre les différentes équations. Cette méthode est exposée dans le chapitre suivant

Chapitre III. Méthodes Numériques & Simulations

1. Introduction

Dans la réalité, les systèmes et phénomènes physiques les plus intéressants sont aussi les plus complexes à étudier. Ils sont souvent régis par un grand nombre de paramètres non linéaires interagissant entre eux (la modélisation de la pollution atmosphérique, la turbulence des fluides et les écoulements dans les conduites ...). Les modèles mathématiques sont déterminées d'après le phénomène physique. Ces modèles utilisent très souvent des systèmes d'équations aux dérivées

Partielles (EDP) non-linéaires dont on ne connaît pas de solutions analytiques en général. Il faut alors résoudre le problème numériquement en transformant les équations continues de la physique en un problème discret sur un certain domaine de calcul (le maillage). Pour la discrétisation de ce problème, on utilise des méthodes numériques qui sont disponibles dans la littérature, il existe trois grandes familles de méthode :

- Méthodes des différences finies (MDF).
- Méthodes des éléments finis (MEF).
- Méthodes des volumes finis (MVF).

1.1. Méthodes des différences finies

La variable inconnue est décrite par plusieurs valeurs dans les points d'un maillage. Le développement de l'inconnue en séries Taylor tronquées est utilisé pour approximer les dérivées de l'inconnue, dans chaque point du maillage, par différences finies en utilisant les inconnues voisines. En remplaçant les dérivées dans les équations différentielles par différences finies on obtient un système d'équations algébriques pour les valeurs de l'inconnue dans chaque point du maillage.

1.2 Méthodes des éléments finis

Dans la méthode des éléments finis, on utilise des fonctions linéaires ou quadratiques sur chaque élément, pour décrire la variation locale de l'inconnue. Les équations différentielles sont exactement vérifiées par la solution exacte. En remplaçant l'approximation de dans les équations différentielles, on constate que ces-dernières ne vérifient pas exactement, et un résidu est défini dans ce cas pour mesurer l'erreur. Le résidu est minimisé en le multipliant par une fonction de Pondération et en l'intégrant. Le résultat de l'intégration est un ensemble d'équations algébriques pour les coefficients des fonctions d'approximation. Cette méthode est particulièrement bien adaptée aux problèmes d'équilibre, elle permet de traiter des géométries complexes contrairement aux différences finies mais elle demande un grand coût de temps de calcul et de mémoire.

1.3 Méthodes des volumes finis

La méthode des volumes finis consiste à intégrer les équations aux dérivées partielles sur des volumes entourant chaque point du maillage. Cette méthode, même si elle ne fournit qu'une précision du premier ordre, possède des qualités qui en font l'une des plus adaptées à l'étude des écoulements turbulents. En effet, celle-ci est très robuste et permet de traiter des équations comportant des termes sources complexes et non linéaires. De plus, elle a l'avantage de satisfaire la conservation de la masse sur chaque volume de contrôle. Enfin, elle peut être utilisée avec des maillages relativement grossiers, ce qui permet la mise en œuvre de code pour un coût raisonnable. Comme la plupart des codes commercialisés tels que: PHOENICS, STAR-CD, CFX3D, FLUENT ...etc. Le code ANSYS utilise la méthode des volumes finis pour la modélisation numérique. Les principes fondamentaux de la méthode des volumes finis sont brièvement rappelés ici.

2. Discrétisation des équations de transport

Les équations précédentes peuvent être écrites sous la forme généralisée suivante

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \varphi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\varphi \frac{\partial \varphi}{\partial x_j} \right) + S_\varphi \quad (\text{III.1})$$

Ou encore:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho U \varphi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho V \varphi) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho W \varphi) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_\varphi \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma_\varphi \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\Gamma_\varphi \frac{\partial \varphi}{\partial x} \right) + S_\varphi \quad (\text{III.2})$$

Considérons le volume de contrôle sur la figure (III.1).

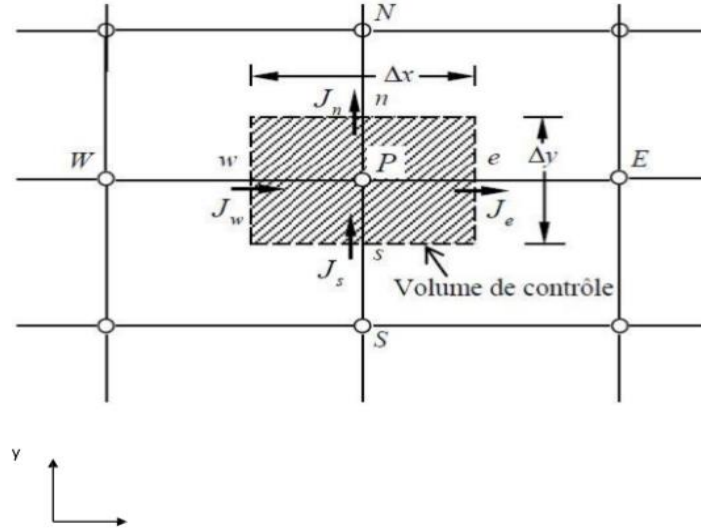


Figure III.1. Volume de contrôle pour un écoulement bidimensionnel.

L'intégration de l'équation (III.2) sur le volume de contrôle de la (figure (III.1)) donne :

$$J_e - J_w + J_n - J_s = \iint S_\varphi dV \quad (\text{III.3})$$

où les indices **e**, **w**, **n**, **s**, indiquent que les quantités correspondantes sont évaluées aux faces est, ouest, nord et sud du volume de contrôle, respectivement, et les quantités J_e, J_w, J_n, J_s sont les flux totaux intégrés sur les faces du volume de contrôle, où leurs expressions sont donnés par :

$$\begin{aligned} J_e &= \int_s^n (\rho U \varphi - \Gamma_\varphi \frac{\partial \varphi}{\partial x})_e dy = [(\rho U)_e \varphi_e - \frac{\Gamma_{\varphi,e}}{\Delta x_{EP}} (\varphi_E - \varphi_P)] \Delta y_{ns} \\ J_w &= \int_s^n (\rho U \varphi - \Gamma_\varphi \frac{\partial \varphi}{\partial x})_w dy = [(\rho U)_w \varphi_w - \frac{\Gamma_{\varphi,w}}{\Delta x_{WP}} (\varphi_P - \varphi_W)] \Delta y_{ns} \\ J_n &= \int_w^e (\rho V \varphi - \Gamma_\varphi \frac{\partial \varphi}{\partial y})_n dx = [(\rho V)_n \varphi_n - \frac{\Gamma_{\varphi,n}}{\Delta x_{NP}} (\varphi_N - \varphi_P)] \Delta y_{ew} \\ J_s &= \int_w^e (\rho V \varphi - \Gamma_\varphi \frac{\partial \varphi}{\partial y})_s dx = [(\rho V)_s \varphi_s - \frac{\Gamma_{\varphi,s}}{\Delta x_{PS}} (\varphi_P - \varphi_S)] \Delta y_{ew} \end{aligned} \quad (\text{III.4})$$

La tâche la plus difficile dans l'évaluation de J_e, J_w, J_n et J_s est celle de l'approximation des quantités $\varphi_e, \varphi_w, \varphi_n$ et φ_s .

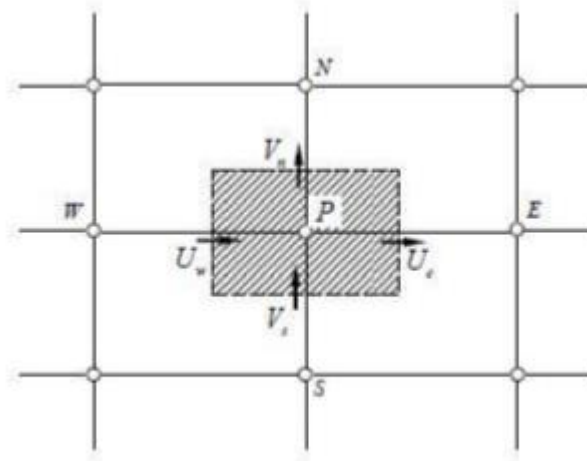


Figure III.2. Volume d'intégration de l'équation de continuité.

De la même façon, l'intégration de l'équation de continuité sur le volume de contrôle de la figure (III.2) conduit à :

$$\mathbf{F_e} - \mathbf{F_w} + \mathbf{F_n} - \mathbf{F_s} = \mathbf{0} \quad (\text{III.5})$$

Où $\mathbf{F_e}$, $\mathbf{F_w}$, $\mathbf{F_n}$ et $\mathbf{F_s}$ sont les flux de masse de l'écoulement à travers les faces du volume de contrôle définis par :

$$\begin{aligned} \mathbf{F_e} &= (\rho \mathbf{U})_e \Delta y_{ns} \\ \mathbf{F_w} &= (\rho \mathbf{U})_w \Delta y_{ns} \\ \mathbf{F_n} &= (\rho \mathbf{V})_n \Delta y_{ew} \\ \mathbf{F_s} &= (\rho \mathbf{V})_s \Delta y_{ew} \end{aligned} \quad (\text{III.6})$$

L'intégration du terme source est obtenue en supposant qu'est uniforme sur le Volume de contrôle.

$$\iint_v S_\varphi dV \cong S_u + s_p \varphi_p \quad (\text{III.7})$$

Effectuons l'opération ((III.3)- (III.5)* φ_p) et remplaçons le terme source par son expression

(III.7) dans l'équation (III.3), après quelques manipulations, on obtient :

$$(J_w - F_w \varphi_p) + (J_n - F_n \varphi_p) - (J_s - F_s \varphi_p) = (S_U - S_U \varphi_p) \quad (\text{III.8})$$

(III.7) On utilise de nouvelles notations D (D représente la diffusion) définies par :

$$\begin{aligned} D_e &= \frac{\Gamma_e}{\delta x_e} \Delta y_{ns} \\ D_w &= \frac{\Gamma_w}{\delta x_w} \Delta y_{ns} \\ D_n &= \frac{\Gamma_n}{\delta y_n} \Delta y_{ew} \\ D_s &= \frac{\Gamma_s}{\delta y_s} \Delta y_{ew} \end{aligned} \quad (III.9)$$

L'équation discrétisée complète peut alors s'écrire sous la forme :

$$a_p \varphi_p = \sum_{i=N,S,E,W} a_i \varphi_i + b \quad (III.10)$$

Où :

$$\begin{aligned} a_E &= D_e A(|P_e|) + F_e \mathbf{0} \\ a_W &= D_w A(|P_w|) + F_w \mathbf{0} \\ a_N &= D_n A(|P_n|) + F_n \mathbf{0} \\ a_S &= D_s A(|P_s|) + F_s \mathbf{0} \\ a_p &= a_E + a_W + a_N + a_S - S_p \\ b &= S_U \end{aligned} \quad (III.11)$$

Est le nombre de Peclet défini pour les différentes faces par :

$$P_e = \frac{F_e}{D_e} \quad ; \quad P_w = \frac{F_w}{D_w} \quad ; \quad P_n = \frac{F_n}{D_n} \quad ; \quad P_s = \frac{F_s}{D_s} \quad (III.12)$$

La fonction $A(|P|)$ est choisie en fonction du schéma de discrétisation désiré.

3. Présentation d'ANSYS Workbench 2015

3.1 ANSYS Inc

Fondée en 1970, ANSYS, Inc. développe et commercialise dans le monde entier logiciel de simulation et technologies largement utilisés par les ingénieurs, les concepteurs, les chercheurs et les étudiants dans une variété d'industries et de disciplines. Cercles académiques. ANSYS, Inc. se spécialise développement de solutions ouvertes et flexibles, permettant aux utilisateurs d'analyser directement les données sur leurs ordinateurs de bureau, tout en ayant une plate-forme commune qui prend en charge le rapide, efficace développement de produits compétitifs, de la phase conceptuelle jusqu'aux essais finaux et aux Validation.

ANSYS Workbench donne accès à certaines applications aux ingénieurs sans connaissance du CFD. Avec l'importance croissante des calculs couplés (fluide/structure interaction), cet aspect déjà bien établi dans la gamme de produits ANSYS est d'autant plus Important.

3.2 ANSYS -Fluent

Le calcul numérique a été effectué à l'aide du code "Fluent ». Fluent est un code CFD (anonyme de : Computationnel Fluide Dynamics) qui permet prédiction des flux de fluides en résolvant des équations d'équilibre basées sur la méthode du volume fini et systèmes de discrétion existant dans sa base de données. Fluent permet de simuler tous les flux de fluides, incompressible ou compressible, impliquant des phénomènes physiques complexes tels que les multi phases les flux, les turbulences, le transfert de chaleur, les réactions chimiques, etc.

Le logiciel Fluent dispose de très bonnes interfaces qui permettent une simulation facile. Mise en place d'un la simulation à l'aide d'ANSYS Fluent se fait en trois étapes :

- ANSYS- Fluent-Pre : lorsque vous installez la géométrie de la maille, vous choisissez le mode, le modèle, les conditions illimites....
- ANSYS- Fluent-Solver : qui résout les équations et affiche les différents résidus à chaque itération.
- ANSYS- Fluent -Post: où les résultats sont exploités. La séquence logique du processus d'analyse à l'aide du logiciel ANSYS est affichée dans la figure ci-dessous.

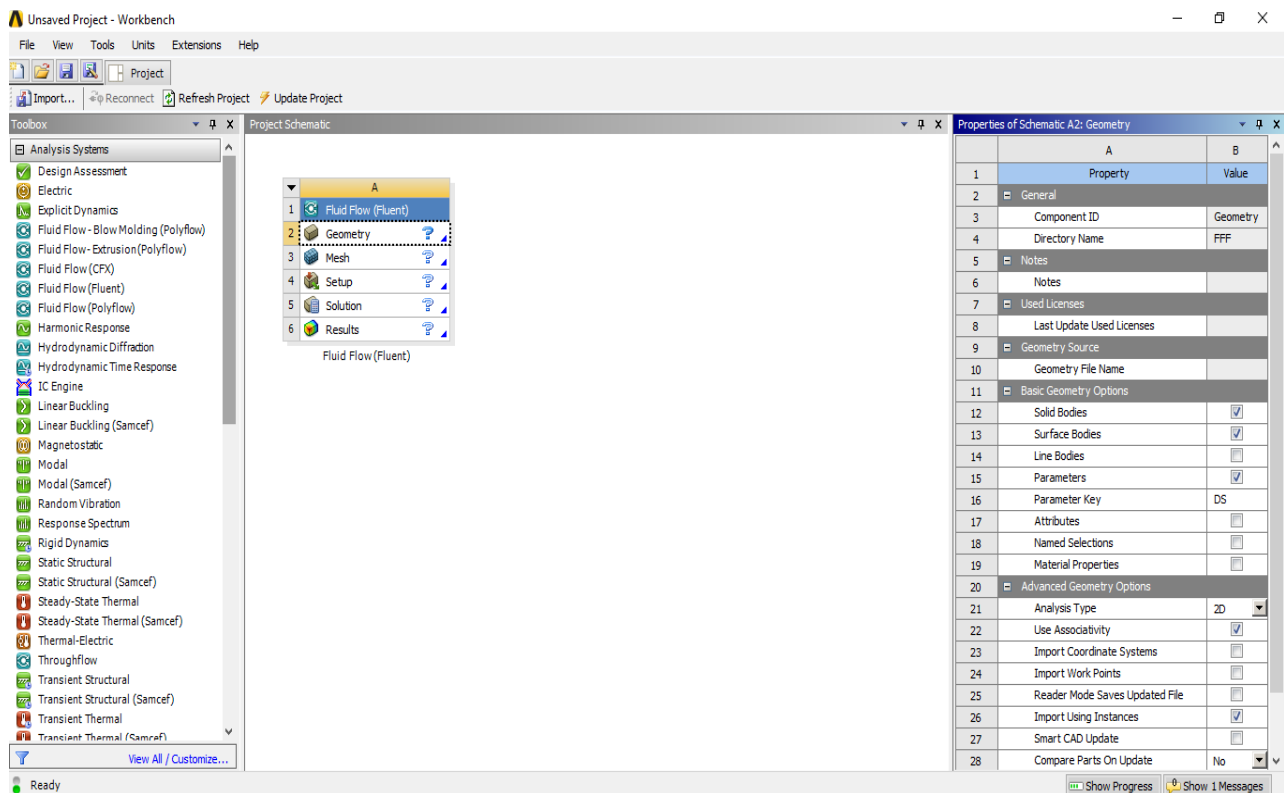


Figure III.3. Interface graphique ANSYS Workbench.

3.3 Simulation CFD

3.3.1 Géométrie

Sélectionnez Géométrie sous Schéma de projet dans ansys workbench. Cliquez avec le bouton droit sur Géométrie et sélectionnez Propriétés. Sélectionner le type d'analyse 2D sous Options de géométrie avancées dans propriétés de Schéma A2 : Géométrie. Cliquez avec le bouton droit sur Géométrie dans Le schéma de projet et sélectionnez pour lancer Nouvelle géométrie design modeler. Sélectionnez Unités>Millimeter comme unité de longueur dans le menu Design Modeler.

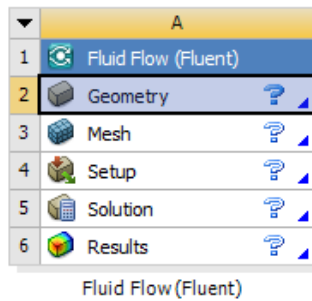


Figure III.4. Sélection de la géométrie

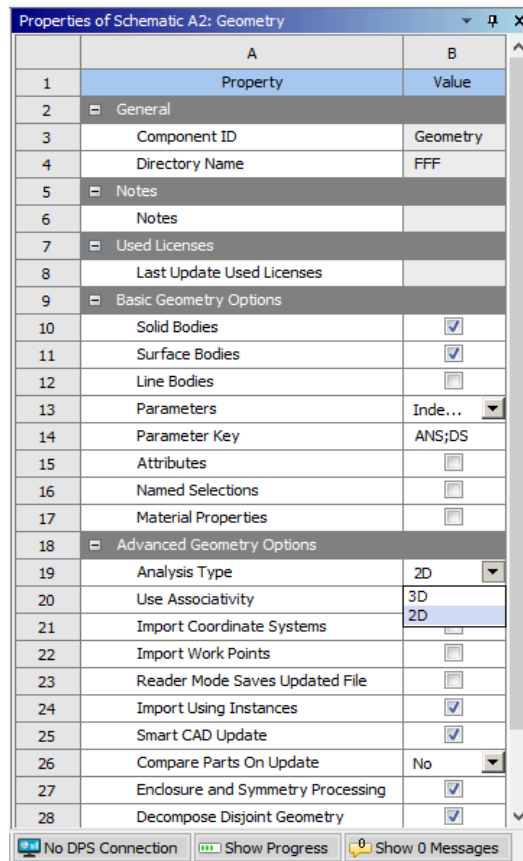


Figure III.5. Sélection du type d'analyse 2D

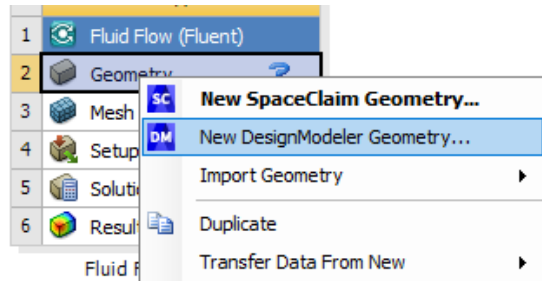


Figure III.6. Lancement de Design Modeler

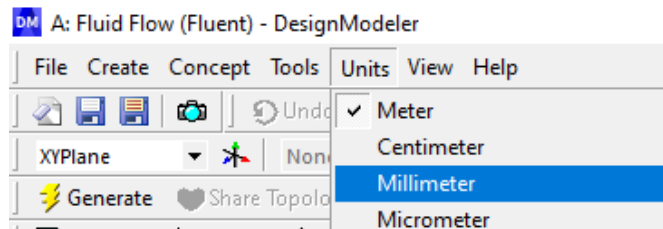


Figure III.7. Sélection de l'unité de longueur

Le figure III.8 présente de vue 2D de la géométrie étudiée et est une cas des quatre cas (haut, bas, gauche, et droite).

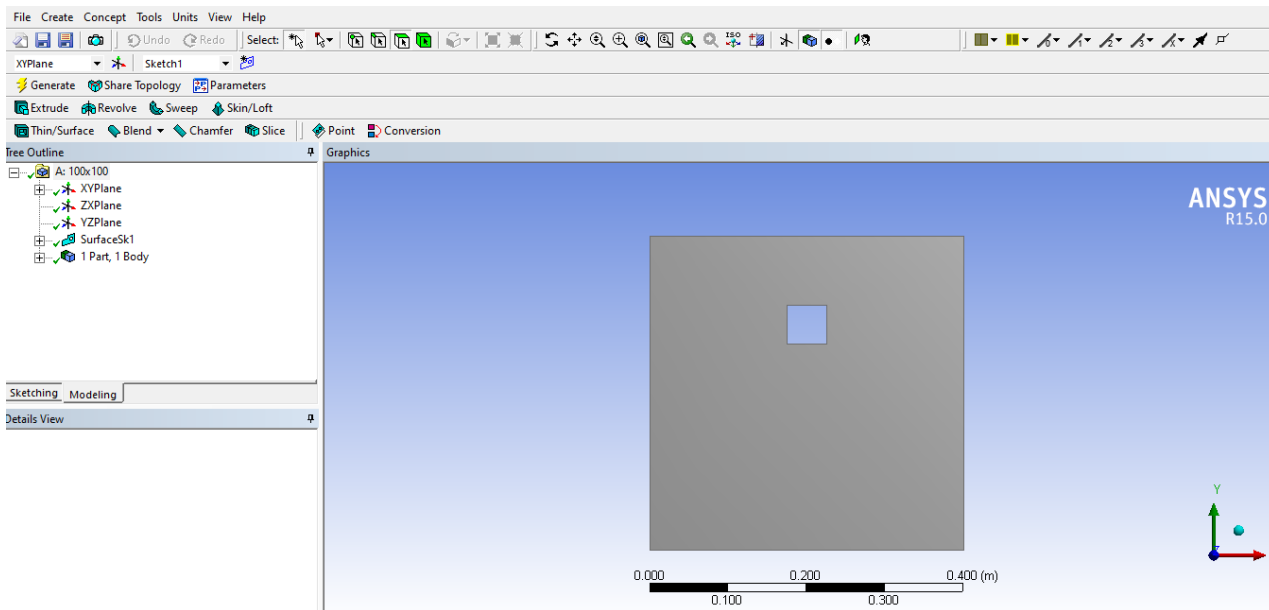


Figure III.8. Vue 2D de la géométrie étudiée.

3.3.2 Maillage

Le choix du maillage est un point essentiel dans la précision et l'exactitude des résultats numériques, pour ce faire, on doit déterminer les paramètres optimaux et choisir une stratégie de maillage qui répond à nos objectifs, Parmi ces paramètres, on peut citer :

- le nombre de mailles.
- la distance entre les mailles (concentration des mailles).
- la forme de la maille.
- les paramètres de déformation pour le cas du maillage déformable.

Le figure III.9 présente de vue 2D du maillage étudiée et est une cas des quatre cas (haut, bas, gauche, et droite)

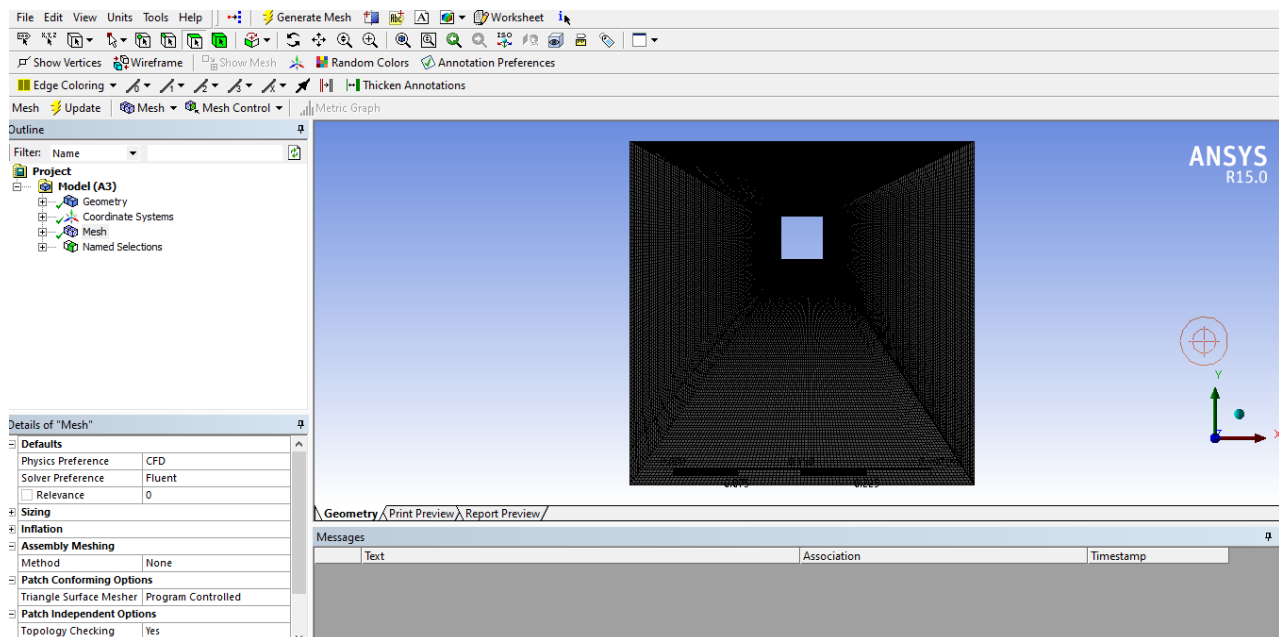


Figure III.9. 2D vue du maillage étudié

3.3.3. Configuration :

FLUENT offre deux modes de calcul "double précision (dp)" et "simple Précision". Pour la plupart des cas, le solveur simple précision sera suffisamment exact, mais certains types de problèmes nécessitent l'utilisation de la version double précision.

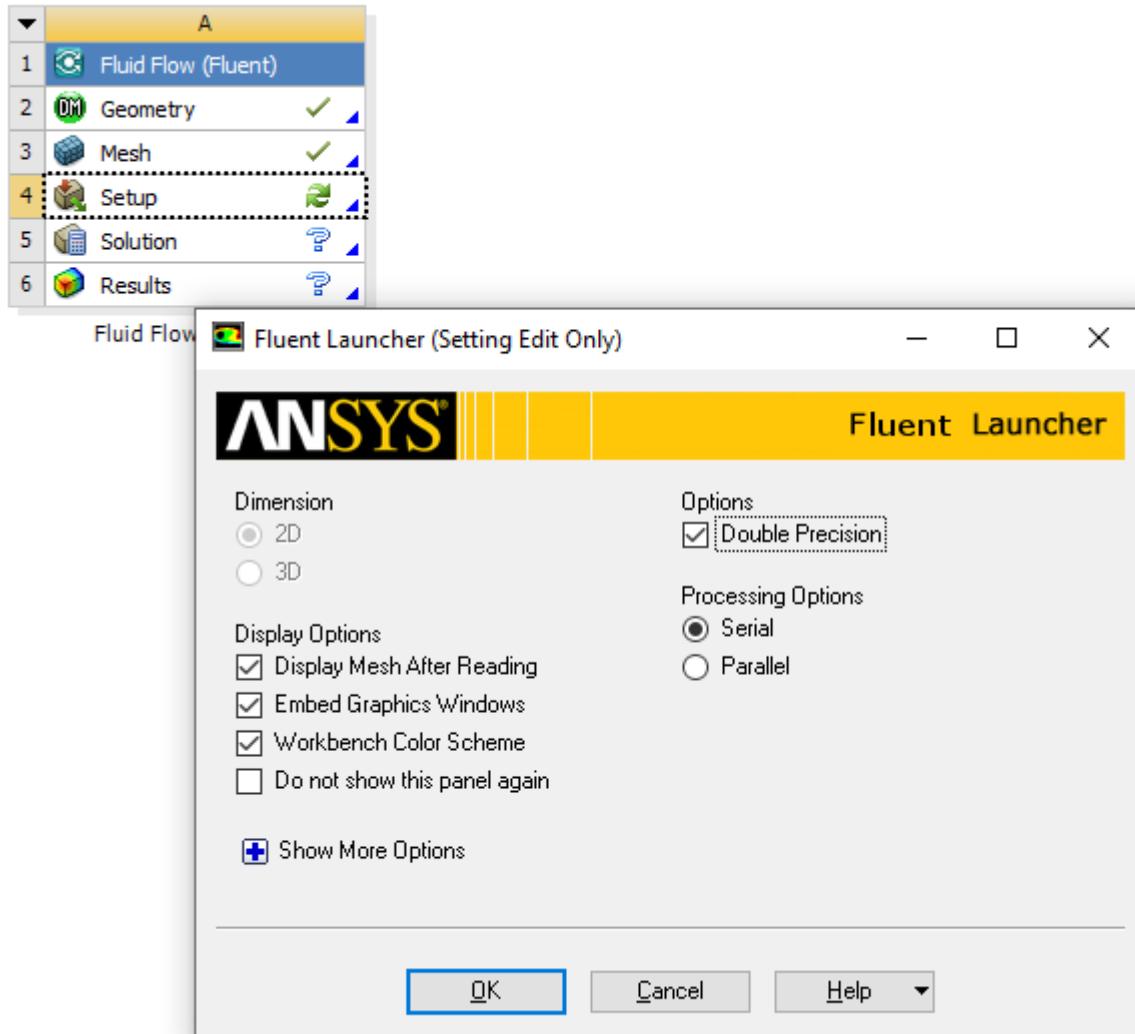


Figure III.10. 2D vue du Configuration étudié.

3.4. Solution

Ansys FLUENT est un logiciel de calcul pour modéliser les écoulements des fluides et les transferts thermiques dans des géométries complexes. Il peut résoudre des problèmes d'écoulement avec des mailles non structurées, qui peuvent être produites pour des géométries complexes, avec une relative facilité. Les types de mailles supportées sont :

- Des mailles en 2D, triangulaires ou quadrilatérales.
- Des mailles en 3D tétraédriques/hexaédriques/pyramidales.
- Des mailles (hybrides) mixtes.

Le figure III.11 présente de vue 2D du solution (FLUENT) étudiée et est une cas des quatre cas (haut, bas, gauche, et droite)

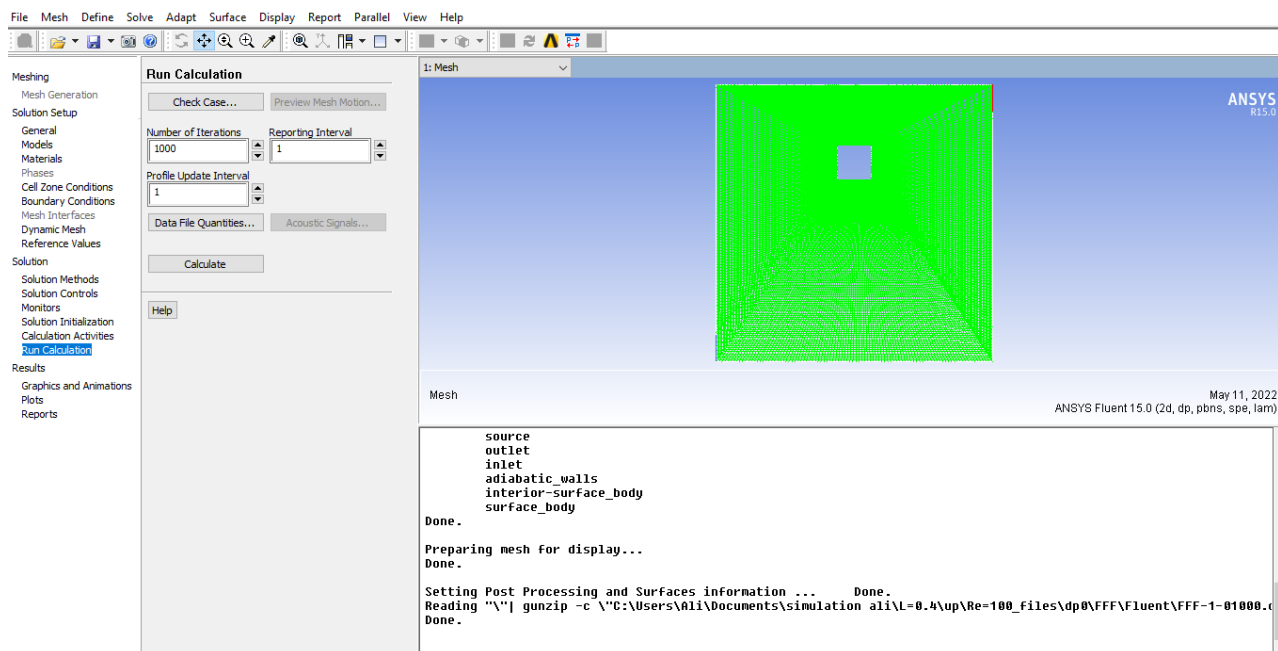


Figure III.11. 2D vue du Solution (FLUENT) étudié.

3.4.1 Les étapes principales

- ❖ L'énergie est «On » et pour le modèle visqueux (laminaire) Figure (III.12)
- ❖ Choix de «species transport » et choisie mixture material «méthane-air ». Figure (III.13)
- ❖ conditions limites → Entrer les conditions .
- ❖ Méthodes → Régime (simple).
- ❖ initialize → initialisation standard(tous zones) → initialize.
- ❖ exécuter le calcul → nombre d'itérations → calcul Figure (III.14)

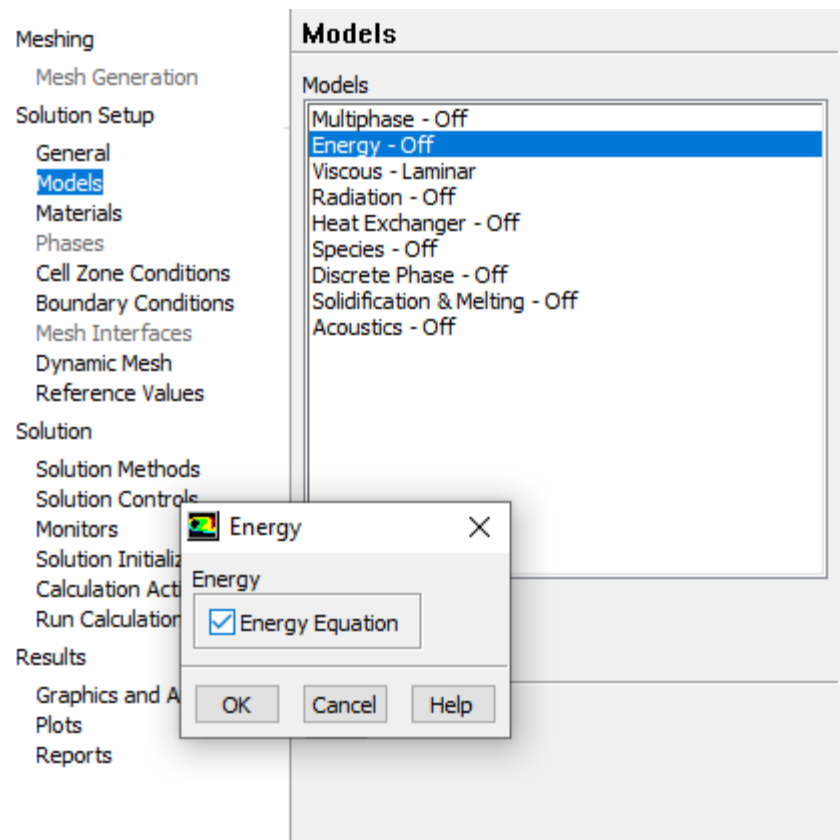


Figure III.12 Choix de L'énergie est «On » et pour le modèle visqueux (laminer)

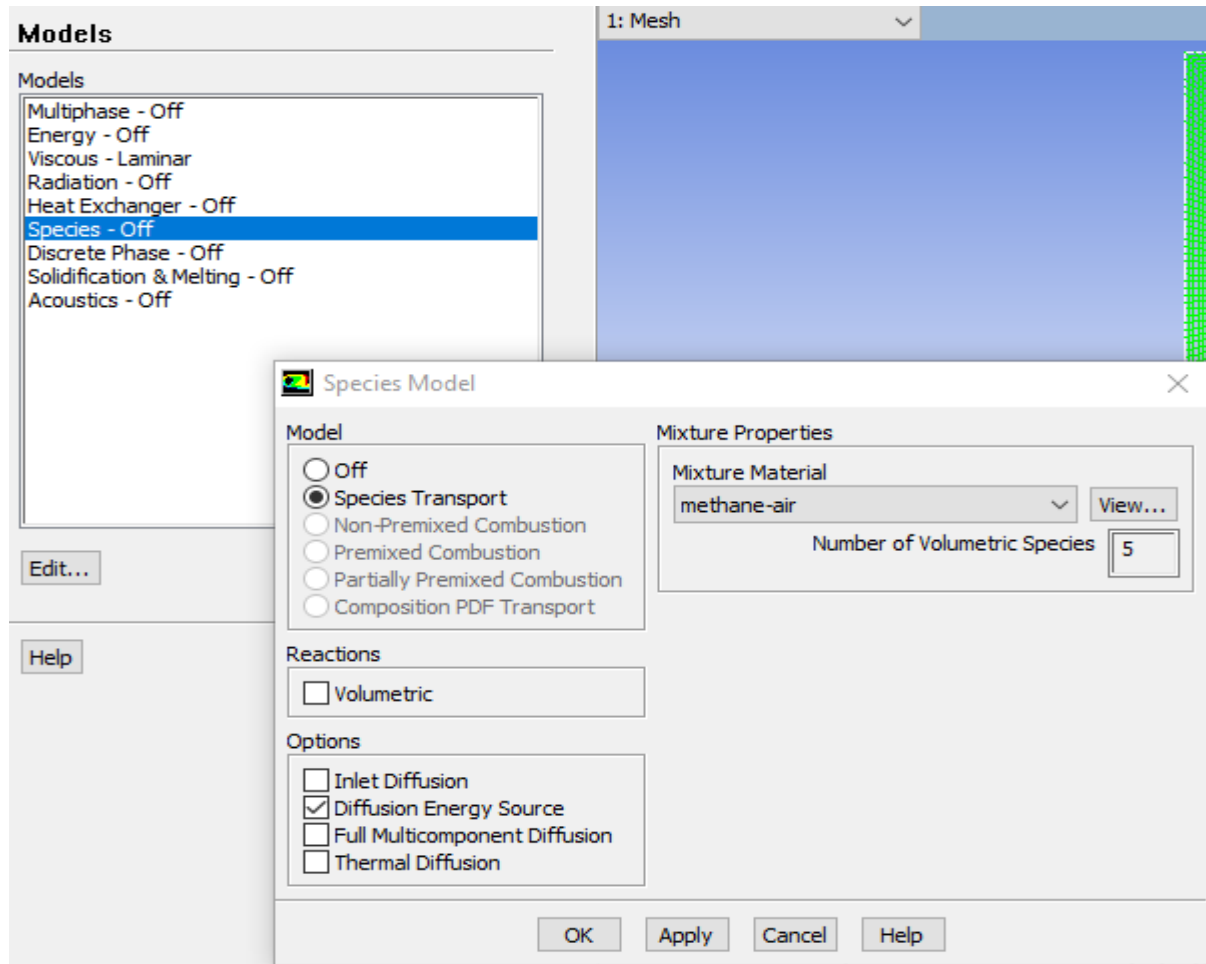


Figure III.13. Choix de «species transport » et choisie mixture material «méthane-air ».

3.5 La maniere de caculs de nombre de Nusselt

- Choisée Reports → Report type (Area-Weighted Average).
 → Field variable (Wall fluxes, Surface Nusselt Number).
 → Surfaces (source).

Après choisée compute.

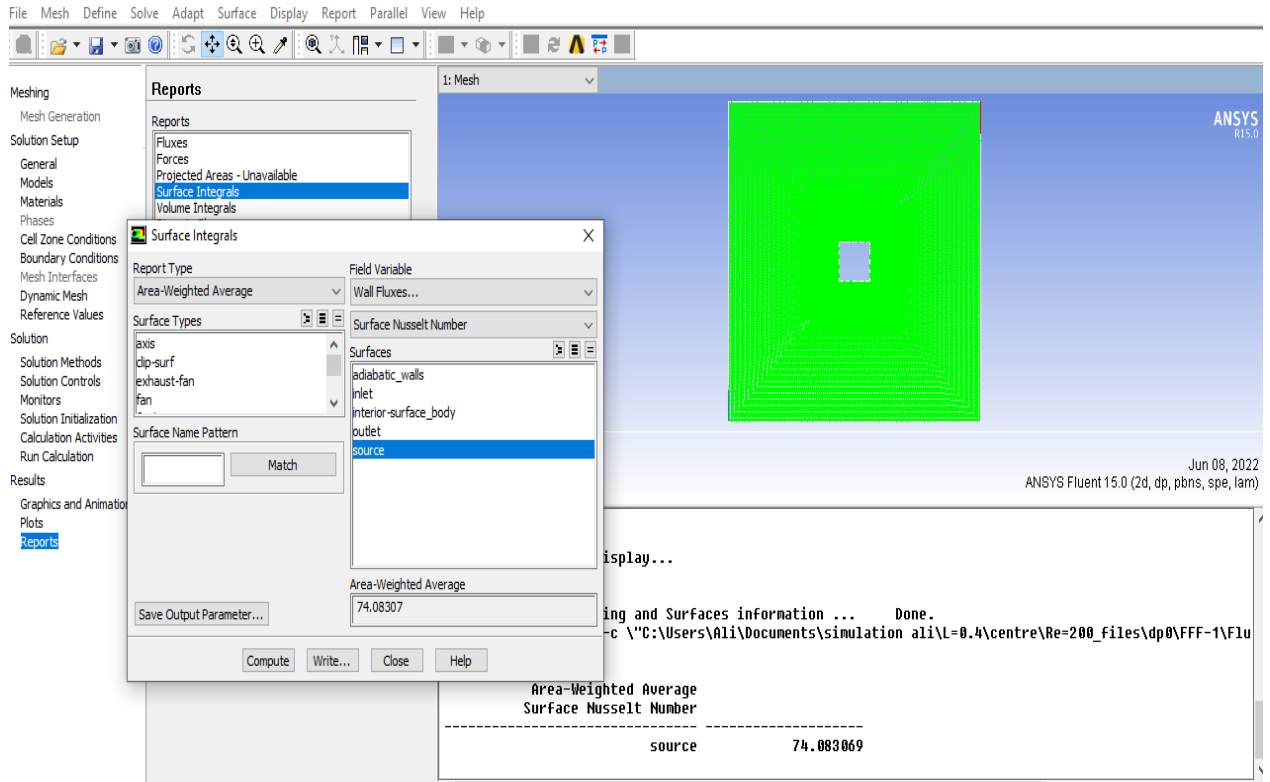


Figure III.14. La manière de calculs de nombre de Nusselt.

3.6 Résultats

Les résultats sont présentés: sous forme

- Champ de température (isothermes)
- Champ de masse (isocentration)
- Profil de vitesse et de température.
- Champ dynamique (lignes de courant)
- Nombre de Nusselt

4. Conclusion

A travers ce chapitre, nous avons présenté brièvement la méthode des volumes finis, les étapes de discrétisation du modèle mathématique, ainsi que la résolution des équations algébriques.

Une résolution numérique bidimensionnelle des équations de conservation de la masse, de quantité de mouvement et de l'énergie a été mise en œuvre pour simuler la circulation de l'air et le champ de température dans l'enceinte. La résolution est effectuée par le logiciel ANSYS, basé sur la méthode des volumes finis. Les résultats obtenus sont présentés dans le chapitre suivant.

Chapitre IV:

Résultats et Discussions

1. Présentation des résultats

Dans ce chapitre; nous allons nous intéresser à la présentation et discussion des résultats obtenus de la simulation en utilisant le logiciel ANSYS.

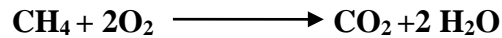
Nous verrons en premier lieu, l'effet de l'espacement du maillage sur le calcul numérique, puis nous faisons une comparaison de nos résultats obtenus avec ceux disponibles dans la littérature. Ensuite, on va étudier l'influence de plusieurs paramètres sur le champ de l'écoulement et de taux de transfert de chaleur et de masse dans la cavité. Tels que:

- La dimension de la cavité du nombre de Rayleigh ($Ra = 2.54 \times 10^7$, $Ra = 5 \times 10^7$, $Ra = 8.57 \times 10^7$).
- La vitesse de ventilation $Re = 100, 200$, et 300
- La position de la source de chaleur : haut, bas, gauche et droite (Figure II.1).
- Le taux de transfert de chaleur et de masse.

Les résultats obtenus de la simulation numérique sont présentés sous forme de :

- Profils des composantes de vitesse et de température.
- Lignes isothermes
- Lignes de courant (lignes équi-fonction de courant)
- Nombre de Nusselt moyen pour le taux de transfert de chaleur
- Nombre de Sherwood pour le taux de transfert de masse

Le fluide entrant dans la cavité c'est l'oxygène de même proportions de l'air. Les propriétés thermo physiques à $T = 300$ K. La source de chaleur émet le méthane de un-demi de la quantité de matière de l'oxygène pour que l'équation de la réaction chimique soit équilibrée. Les propriétés de méthane sont données sur la base de données de l'ANSYS.



2. Effet de l'espacement du maillage

Le choix du maillage a une grande influence sur la précision des résultats et le temps de calcul. Pour explorer l'effet de l'espacement du maillage sur les solutions numériques, nous avons testé quatre maillages raffinés autour de la source : 60 x 60, 100x 100, 120x120, et 140 x140 nœuds, et nous tenons un box carré de différentes dimensions : $L = 0.4\text{m}$ qui correspond au nombre de Rayleigh ; ($Ra = 2.54 \times 10^7$), $L = 0.60\text{m}$ qui correspond au nombre de Rayleigh

($Ra = 5 \times 10^7$) et $L = 0.8$ qui correspond au nombre de Rayleigh ($Ra = 8.57 \times 10^7$).

Le [Tableau IV.1](#), représente les valeurs des composantes de vitesses maximales $V_{x\max}$, $U_{y\max}$ au centre de la cavité, ainsi le nombre de Nusselt moyenne et le nombre de Sherwood moyenne ceci pour la situation de la présence de la source de chaleur au centre de la cavité (cas de référence). Nous constatons bien que les valeurs calculées pour différents maillages sont très proches surtout pour le nombre de Rayleigh vaut 8.57×10^7 .

Tableau IV. 1. Caractéristiques de l'écoulement pour différents maillage et pour différents Nombre de Rayleigh (source au centre de la cavité).

	Maillage	U_{\max} (m/s)	V_{\max} (m/s)	Nu_{moy}	Sh_{moy}
L= 0.40 m (Ra=2.54x10⁷)	60x60	0.57338	0.63257	8.2868	18.861
	100x100	0.66812	0.66786	6.8625	19.024
	120x120	0.75618	0.71076	7.05148	19.991
	140x140	0.48528	0.82585	6.58469	18.449
L= 0.60 m (Ra =5x10⁷)	60x60	0.57155	0.59266	11.649	15.846
	100x100	0.42739	0.65697	11.857	16.226
	120x120	0.69743	0.58676	9.9745	14.409
	140x140	0.7573	0.70372	6.0700	17.179
L= 0.80 m (Ra=8.57x10⁷)	60x60	0.59531	0.60372	11.7413	16.652
	100x100	0.66043	0.64872	13.3257	14.954
	120x120	0.80	0.69739	10.7701	13.541
	140x140	0.56433	0.88767	9.45966	15.742

Sur les [Figures IV.1-2](#), nous avons illustré les profils de la composantes de la vitesse, de température au centre de la cavité, pour différents maillages et pour le nombre de Rayleigh vaut $Ra = 2.54 \times 10^7$. Nous constatons que les profils en rouge et vert correspondant les deux maillages 120 x120 et 140x140 sont très proches. Les profils sont commencés par une pulsation pour une zone ou la vitesse devient zéro (condition de non glissement à la paroi), puis une autre pulsation due à la variation de la vitesse des particules dans la cavité. Ainsi, pour les profils de température ; on constate deux zone de variation de température et une zone de la source ou la température se manifeste fixe dans le zone de la source et ceci due à la condition isotherme de la source une température chaude $T = 350K$

Sur les [Figures IV.3-4](#), nous avons illustré les profils de la composantes de la vitesse, de température au les quatre positions de la source de chaleur (haut, bas, gauche, et droite) de source dans la cavité, pour le même maillage et pour le nombre de Rayleigh vaut $Ra= 2.54 \times 10^7$. Nous constatons bien que les profils en rouge et vert correspondant les deux position (haut, et droite) sont très proches. Les profils sont commencés par une pulsation

pour une zone où la vitesse devient zéro (condition de non glissement à la paroi), puis une autre pulsation due à la variation de la vitesse des particules dans la cavité. Ainsi, pour les profils de température ; nous constatons deux zones de variation de température et une zone de la source où la température se manifeste fixe dans la zone de la source et ceci due à la condition isotherme de la source une température chaude $T = 350\text{K}$

En référence de travail de Gupta et al. 2018 qui ont utilisé le maillage 100×100 nœuds comme domaine de calculs, et le compromis entre la précision des résultats et le temps de calculs nous avons pris le maillage 120×120 nœuds dans le long de travail.

Le **Tableau IV.2**, présente les valeurs des composantes de vitesses maximales $V_{x\max}$, $U_{y\max}$, le nombre de Nusselt moyenne et le nombre de Sherwood moyenne ceci pour la situation de la présence de la source de chaleur aux différentes positions de la source de chaleur : haut, bas, gauche et droite. Nous constatons bien que les valeurs calculées pour le même maillage (100×100) sont très proches surtout pour le nombre de Rayleigh vaut 8.57×10^7 .

Tableau IV. 2. Caractéristiques de l'écoulement pour différents Nombre de Rayleigh et pour différentes positions de la source : haut, bas, gauche et droite.

	Positions de la source	U_{\max} (m/s)	V_{\max} (m/s)	Nu_{moy}	Sh_{moy}
L= 0.40 m (Ra=2.54x10⁷)	Haut	0.564583	0.6612676	4.563585	17.6226
	Bas	0.441467	0.5050080	4.397016	18.5552
	Droite	0.388045	0.4498709	3.052689	18.2883
	Gauche	0.412532	0.4752626	4.152642	17.3115
L= 0.60 m (Ra =5x10⁷)	Haut	0.478233	0.5425556	3.732496	18.0236
	Bas	0.403463	0.5026711	6.641418	18.7247
	Droite	0.410310	0.5316993	5.16346	16.3871
	Gauche	0.326987	0.5214454	7.66706	18.3560
L= 0.80 m (Ra=8.57x10⁷)	Haut	0.478568	0.7946066	3.256542	18.5018
	Bas	0.384132	0.5593269	4.760437	18.7574
	Droite	0.423525	0.545263	5.63827	19.7836
	Gauche	0.445532	0.5683887	4.15105	19.0996

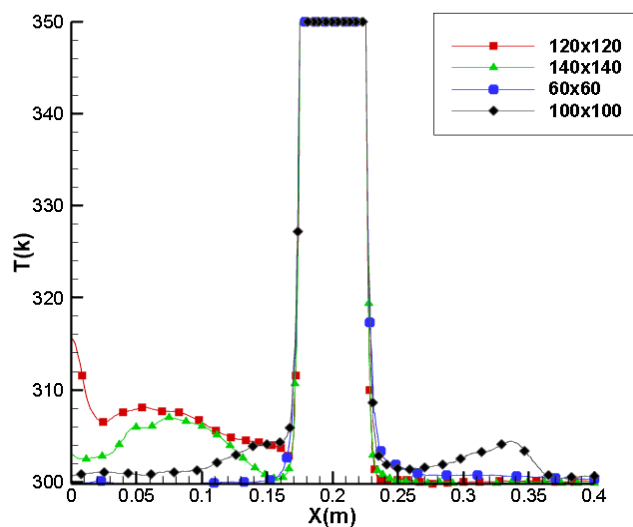


Figure IV.1. Profils de température au centre de la cavité ($X, Y=0.5 L$), pour différents maillages, pour le cas (source au centre), ($Ra= 2.54 \times 10^7$).

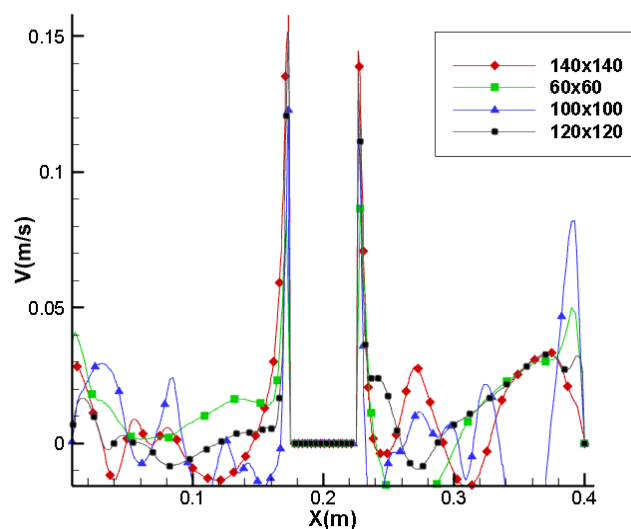


Figure IV.2. Profile de composante de vitesse, a) V , pour différents maillages, pour le cas (source au centre), ($Ra=2.54 \times 10^7$).

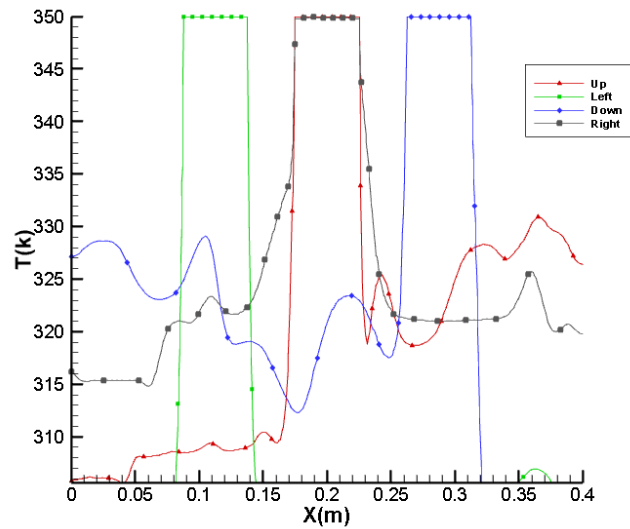


Figure IV.3. Profils de température au centre de la cavité ($X, Y=0.5 L$), pour même maillage 100×100 , pour les cas (source au (haut, bas, gauche, et droite)), ($Ra= 2.54 \times 10^7$).

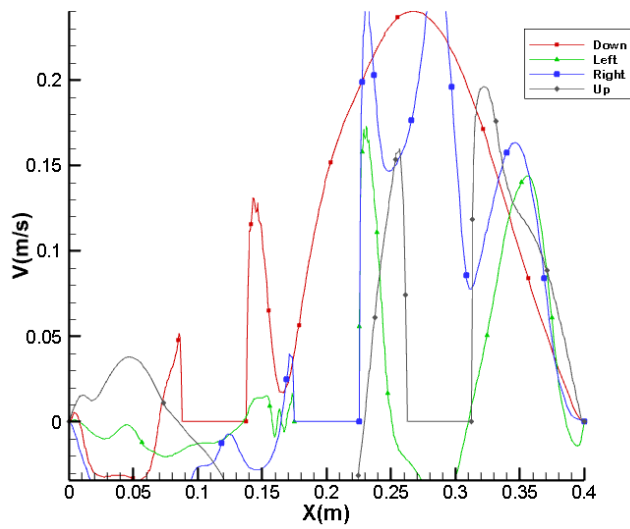


Figure IV.4. Profil de composante de vitesse V , pour même maillage 100×100 , pour les cas (source au (haut, bas, gauche, et droite)), ($Ra=2.54 \times 10^7$)

3. Comparaison des résultats avec les travaux antérieurs

Afin de valider nos résultats numériques obtenus par le logiciel ANSYS, nous avons fait une comparaison de nos résultats de la simulation avec des travaux numériques disponibles dans la littérature. Alors, une comparaison a été faite avec le travail numérique de Gupta et al. 2018, et le travail de KROBBA & CHORANA. Dans les mêmes conditions : cavité carré avec une source de chaleur et pour les mêmes conditions aux limites de température et de concentration, de fluide ($Pr = 0.7$), les parois adiabatique et pour différents maillage.

Sur le [Tableau IV.3](#), nous donnons une comparaison du taux de transfert de masse estimé par le nombre de Sherwood moyenne Sh_{moy} . Quatre maillage sont testés dans la comparaison : maillage 60x60, 100x100, 120x120, et 140x140 nœuds. L'analyse des résultats nous montre un bon accord entre les résultats.

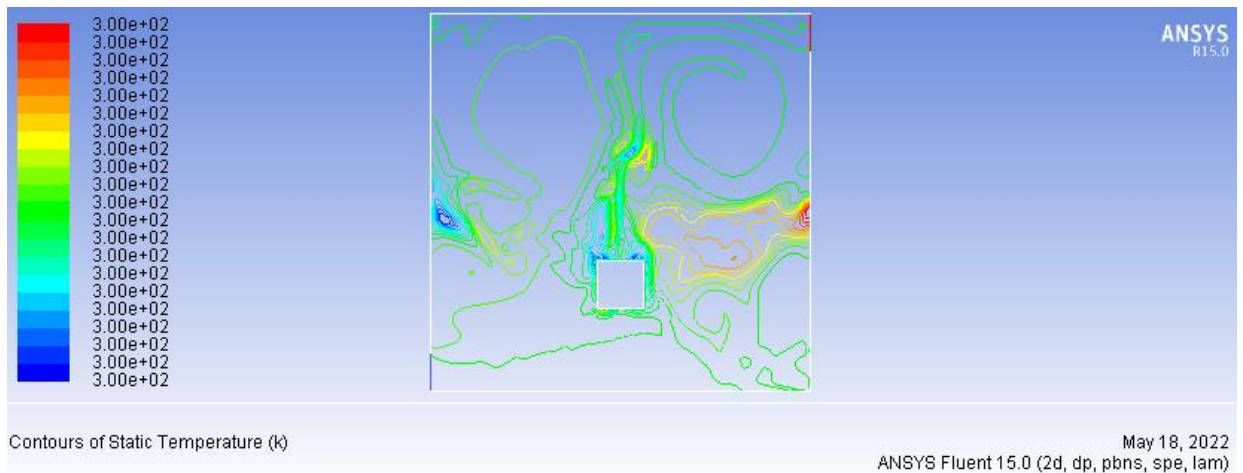
Tableau IV.3. Comparaison du taux de transfert de chaleur et de masse avec les résultats de Gupta et al.2018, et KORBBA et CHOURANA (2021)

Nombre de Sherwood		Moyenne			
Gupta et al 2018 Cas 1 (Centre)	KROBBA & CHORANA Cas 1 (Centre)	Présent travail			
		Cas3 (Bas)	Cas2 (Haut)	Cas 5 (Droite)	Cas 4 (Gauche)
12.00160	11.9324	11.8356	12.1253	12.0362	12.1023

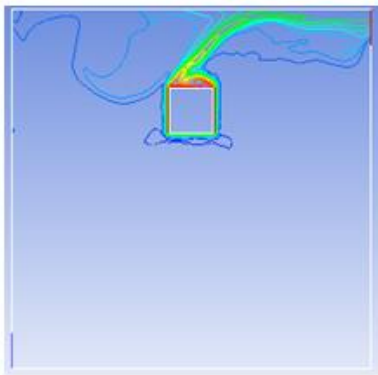
4. Effet du nombre de Rayleigh

Dans cette session, nous allons étudier l'effet du nombre de Rayleigh sur la convection forcée dans la cavité. La source de chaleur se trouve en quatre position de la cavité et nous faisons varier la dimension de la cavité et de la source pour trois valeurs et les positions de la source (Haut, Bas, Droite, et Gauche), et ceci le régime de l'écoulement de convection mixte et reste toujours laminaire.

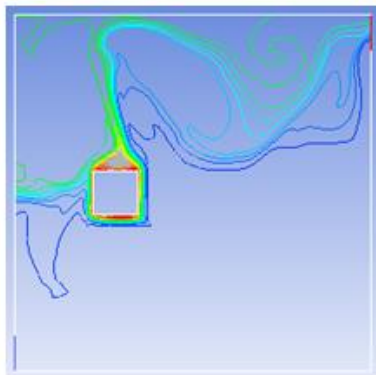
Le [Tableau IV.4](#). représente le Nombre de Nusselt et de Sherwood en fonction de Ra (cas $Re = 300$) et pour la position de source (Bas). Nous constatons que bien les valeurs des nombres de Nusselt ont augmenté avec l'augmentation du nombre de Rayleigh et les valeurs de nombre du Sherwood diminuant progressivement avec l'augmentation de nombre de Rayleigh. C'est dire le taux de transfert de chaleur augment avec l'augmentation de la dimension de la cavité.



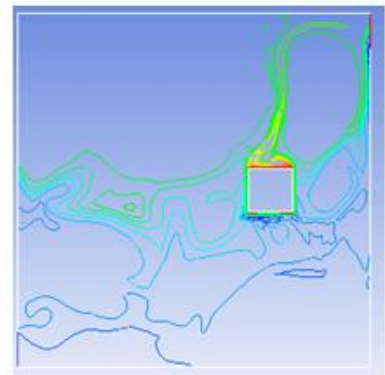
a) Bas



b) Haut

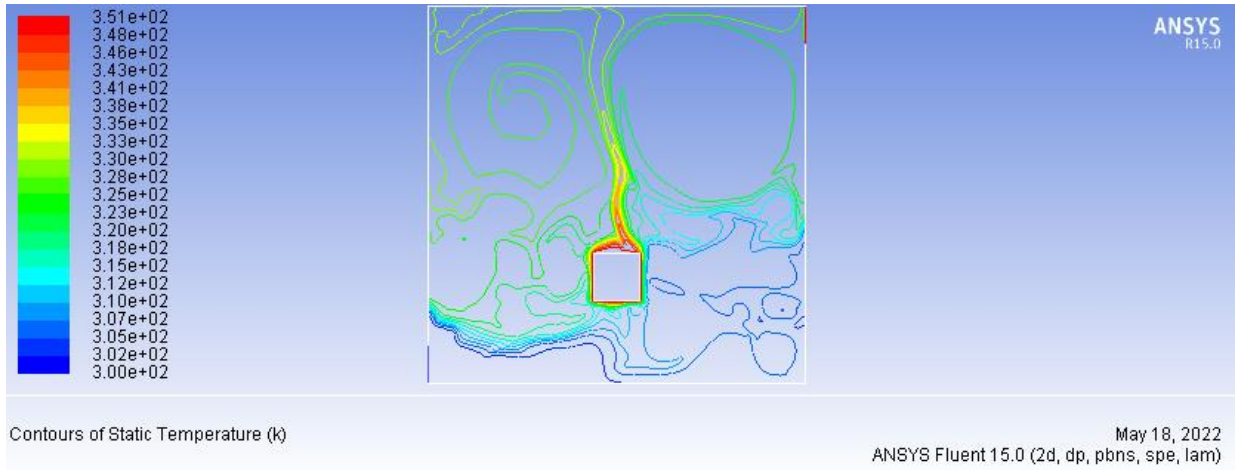


c) Gauche

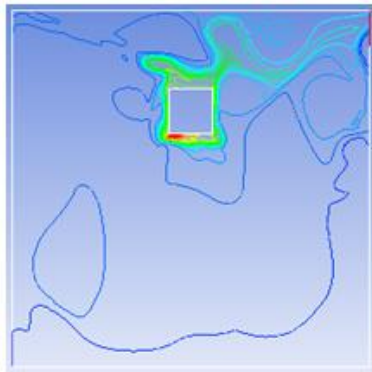


d) Droite

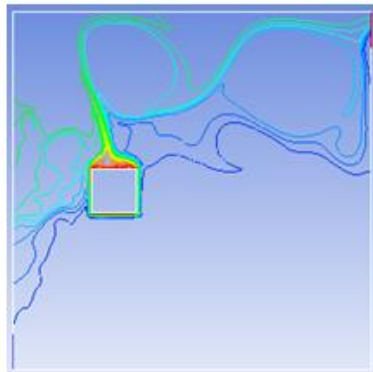
Figure IV.5. Lignes Isothermes pour différents positions de la source et nombre de Rayleigh, $Ra = 2.54 \times 10^7$.



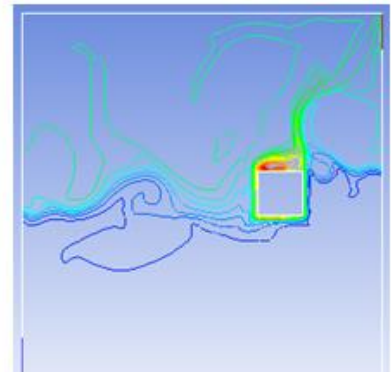
a) Bas



b) Haut

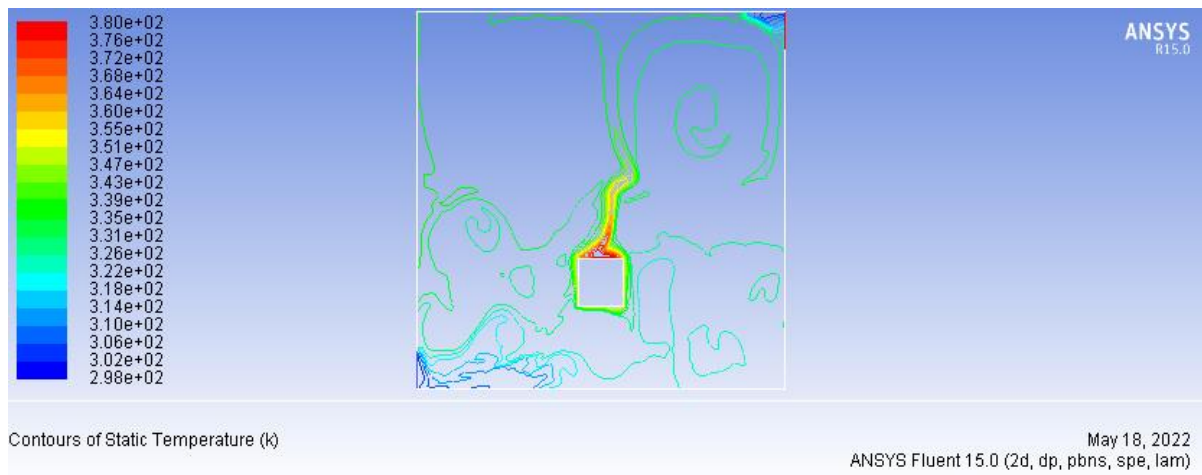


c) Gauche

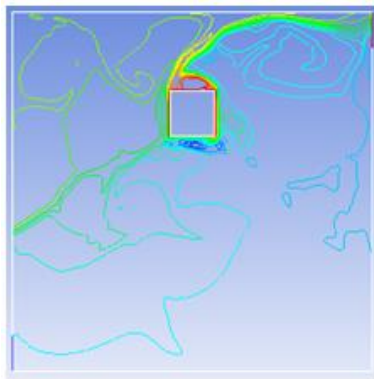


d) Droite

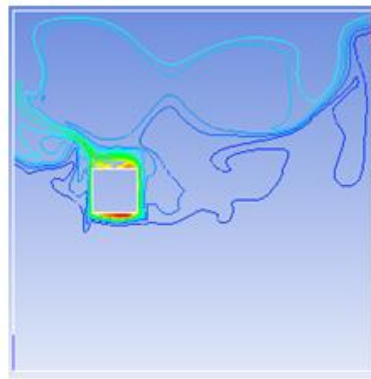
Figure IV.6. Lignes Isothermes pour différents positions de la source et nombre de Rayleigh, $Ra = 5 \times 10^7$.



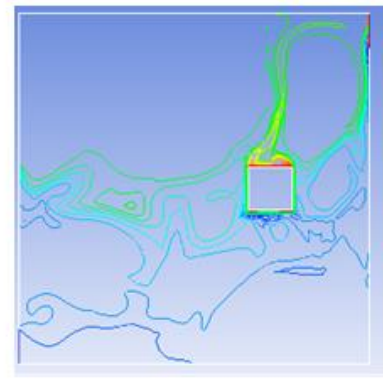
a) Bas



b) Haut

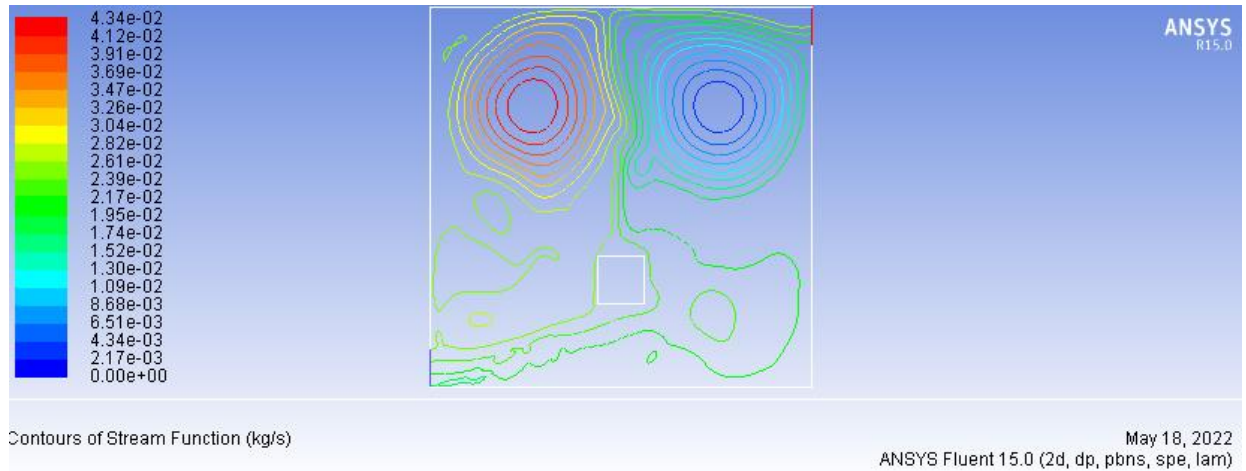


c) Gauche

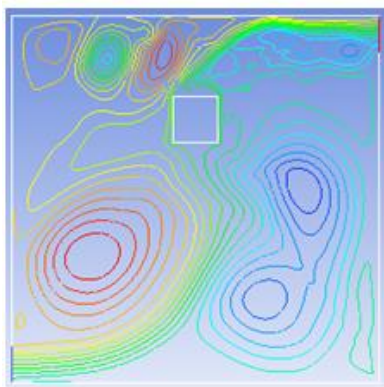


d) Droite

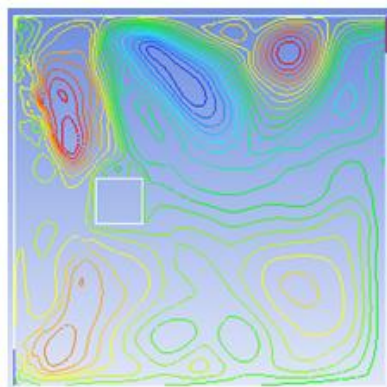
Figure IV.7. Lignes Isothermes pour différents positions de la source et pour le nombre de Rayleigh, $Ra=8.57 \times 10^7$



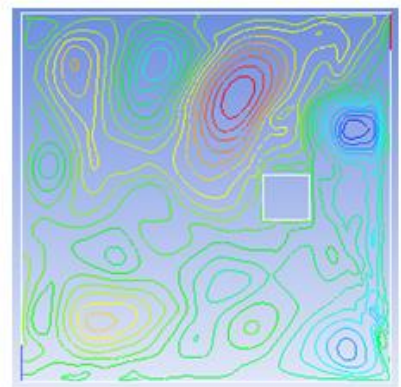
a) Bas



b) Haut

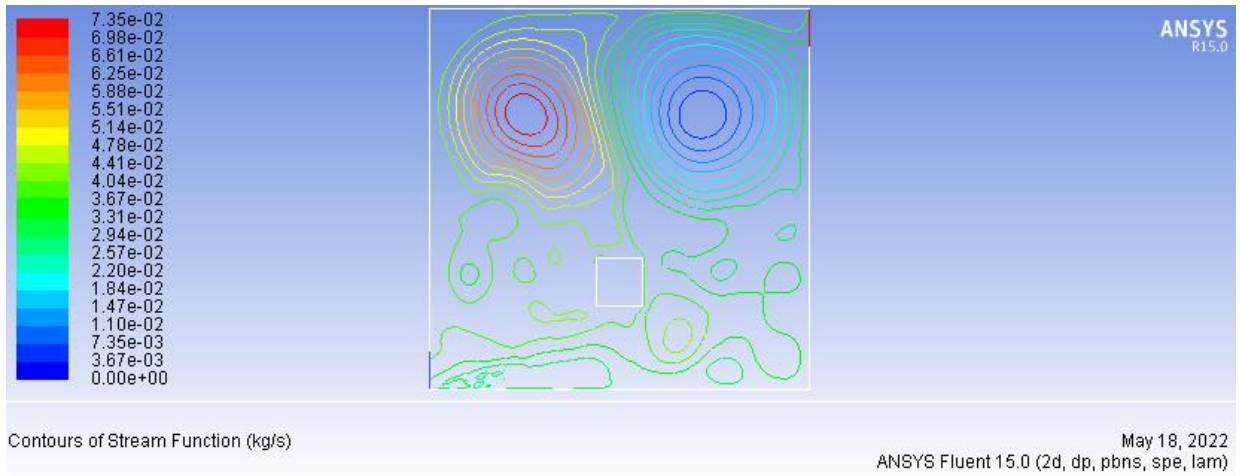


c) Gauche

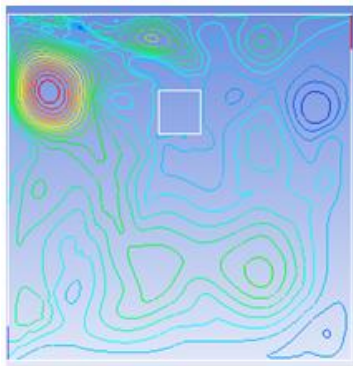


d) Droite

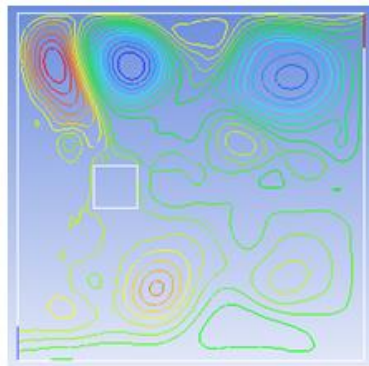
Figure IV.8. Lignes de courant pour différents positions de la source et pour le nombre de Rayleigh, $Ra=2.54 \times 10^7$.



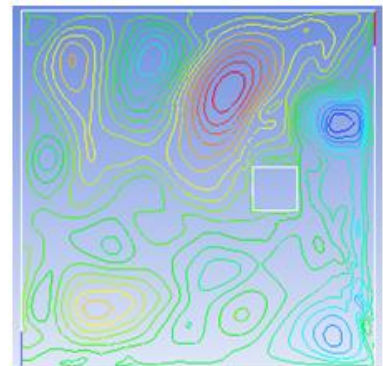
a) Bas



b) Haut

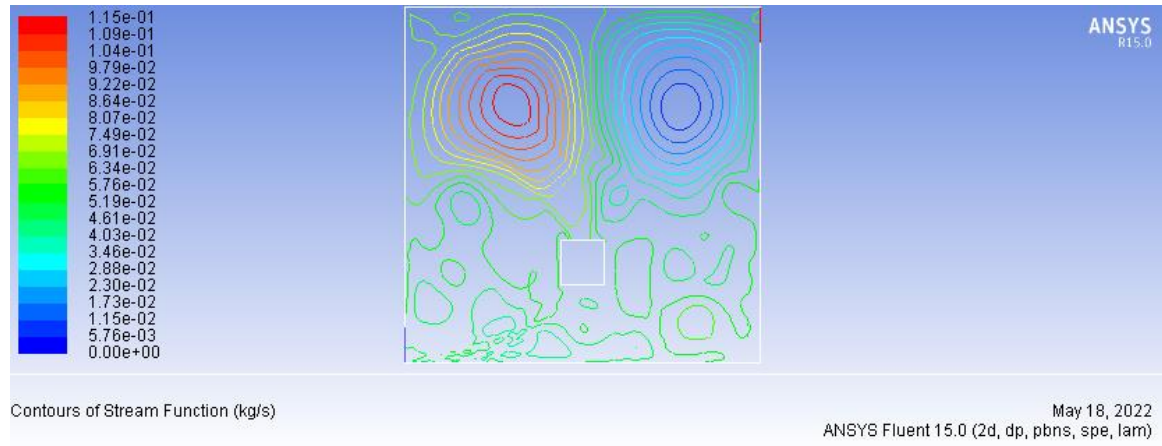


c) Gauche

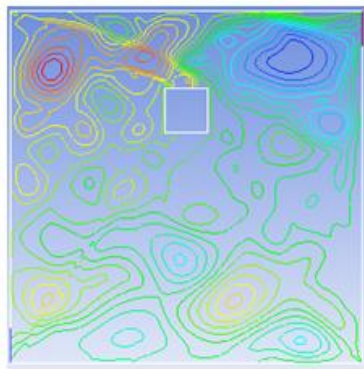


d) Droite

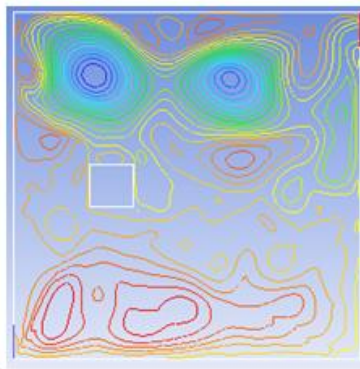
Figure IV.9. Lignes de courant pour différents positions de la source et pour le nombre de Rayleigh, $Ra= 5 \times 10^7$.



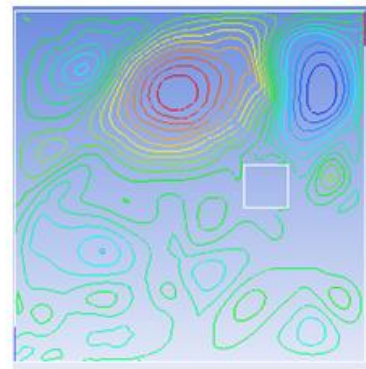
a) Bas



b) Haut



c) Gauche



d) Droite

Figure IV.10. Lignes de courant pour différents positions de la source et pour le nombre de Rayleigh, $Ra=8.57 \times 10^7$

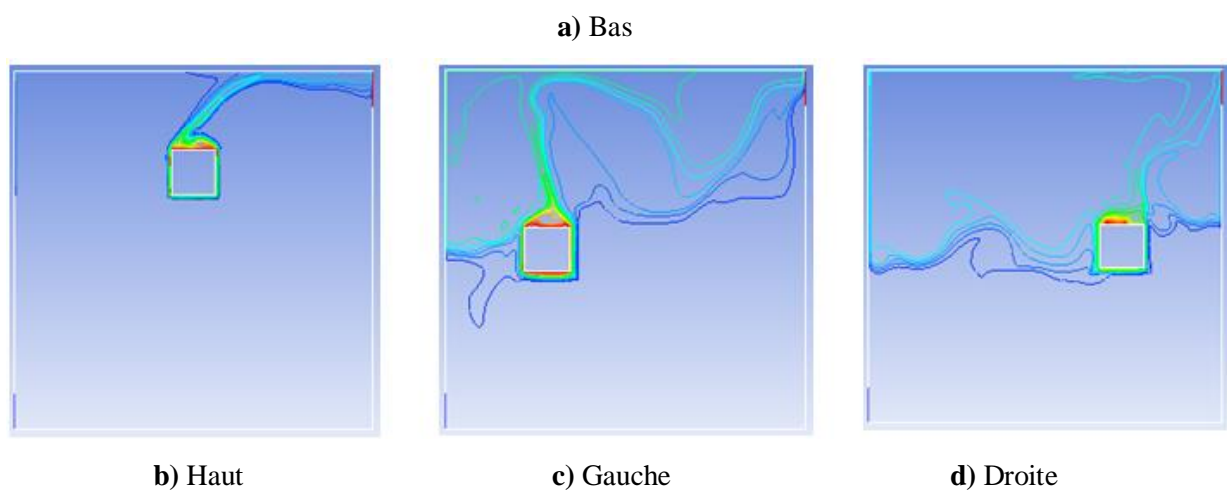
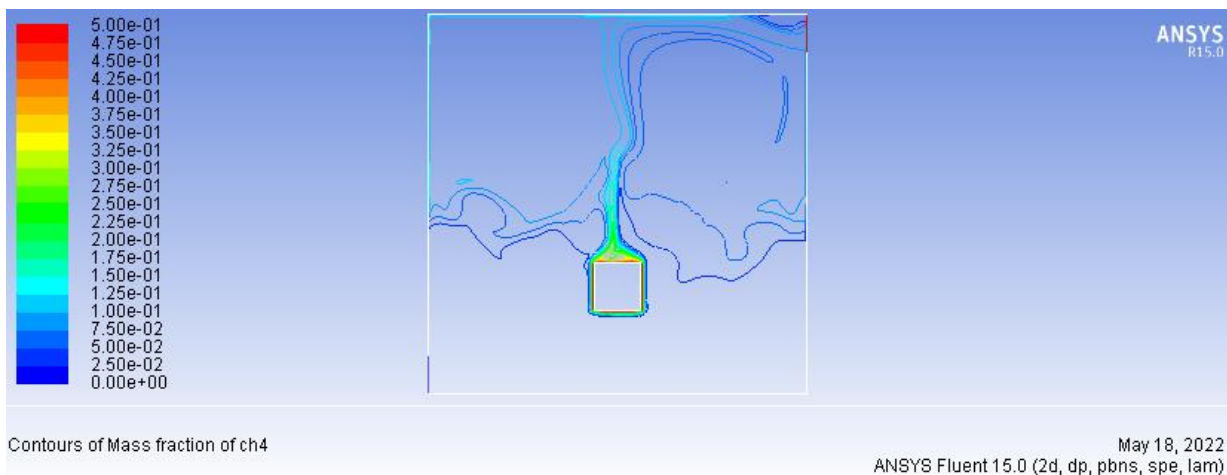
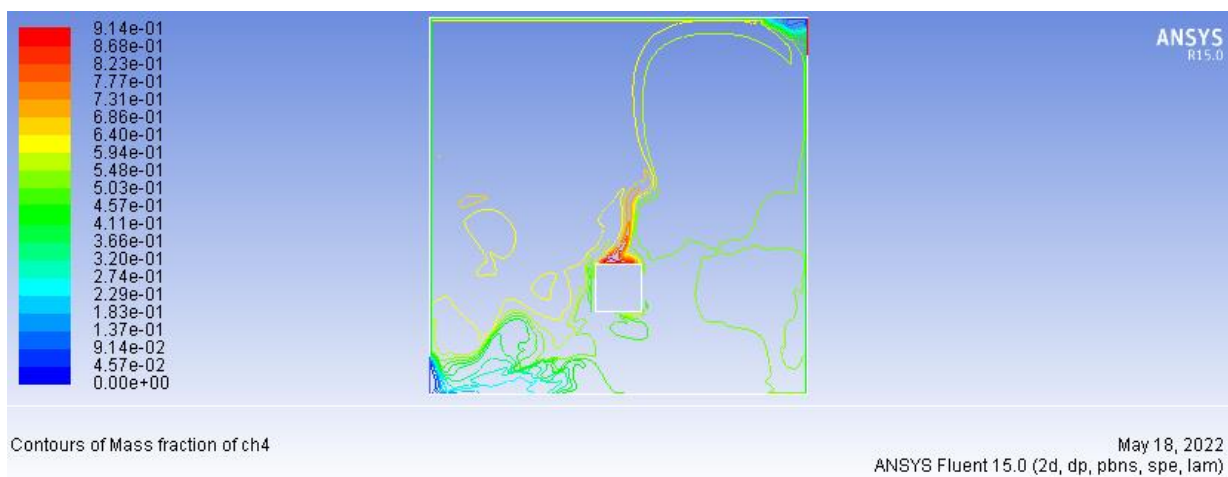
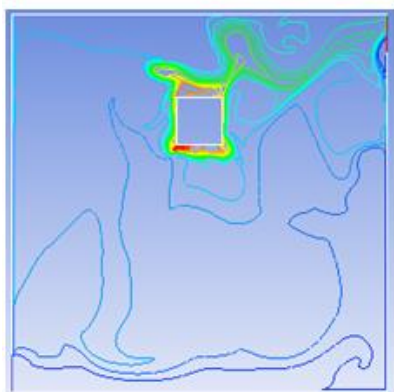


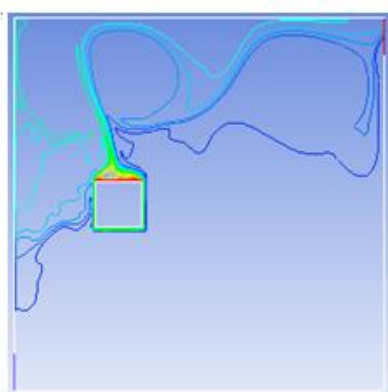
Figure IV.11. Lignes isoconcentration, pour positions de la source de chaleur et pour le nombre de Rayleigh, $Ra=2.54 \times 10^7$



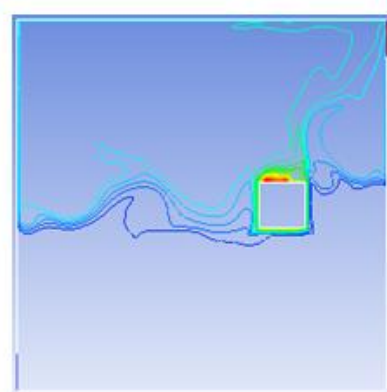
a) Bas



b) Haut

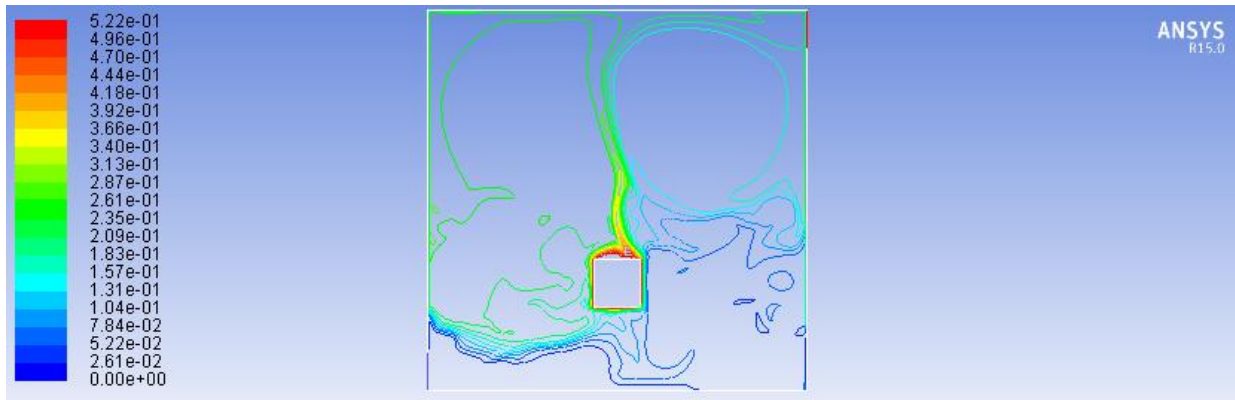


c) Gauche



d) Droite

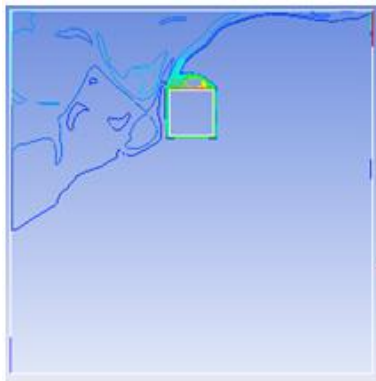
Figure IV.12. Lignes isoconcentration, pour positions de la source de chaleur et pour le nombre de Rayleigh, $Ra=5 \times 10^7$



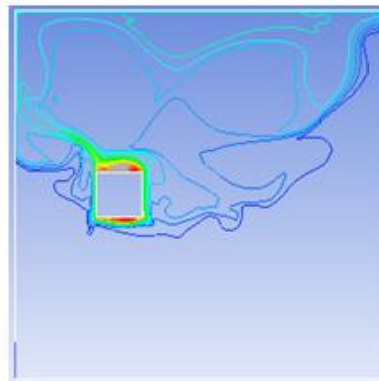
Contours of Mass fraction of ch4

May 18, 2022
ANSYS Fluent 15.0 (2d, dp, pbns, spe, lam)

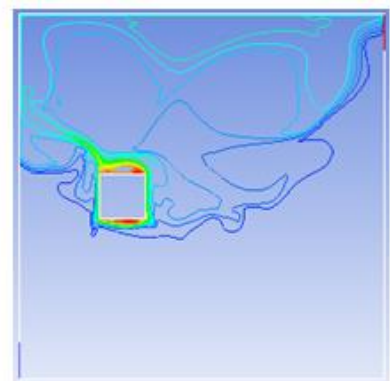
a) Bas



b) Haut



c) Gauche



d) Droite

Figure IV.13. Lignes isoconcentration, pour positions de la source de chaleur et pour le nombre de Rayleigh, $Ra=8.57 \times 10^7$

Tableau IV.4. Nombre de Nusselt et de Sherwood en fonction de Ra (cas $Re = 300$) et pour la position de source (Bas).

Ra	2.54×10^7	5×10^7	8.57×10^7
Nu_{moy}	6.8625	11.857	13.3257
Sh_{moy}	19.024	16.226	14.954

5. Effet du nombre de Reynolds

Afin d'étudier l'effet de la vitesse de ventilation de la cavité contenant la source de chaleur, nous avons pris les nombres de Reynolds allant de 100, 200, et 300 pour la même dimension de la cavité ($Ra = 2.54 \times 10^7$).

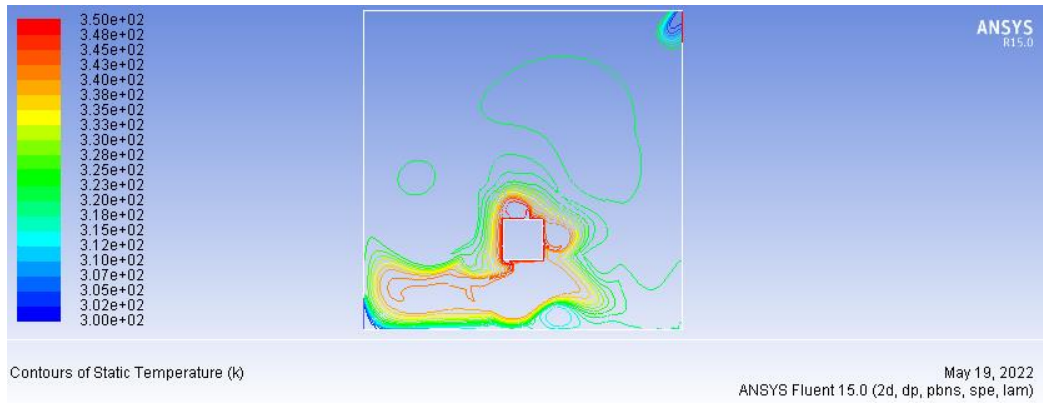
Sur les Figures IV.(14,15,16,17), nous avons présenté le champ thermique par les lignes isothermes dans la cavité 2D, pour différentes positions de la source (Haut, Bas, Droite, et Gauche), et pour différents nombres de Reynolds correspondant aux vitesses de ventilations différentes. Nous constatons bien que l'augmentation du nombre de Reynolds augmente la zone de refroidissement qui se manifeste par la couleur bleue correspondant aux températures faibles.

Sur les Figures IV.(18,19,20,21), nous avons présenté le champ dynamique par les lignes de courant ou lignes équi-fonction de courant dans la cavité 2D, pour différentes positions de la source (Haut, Bas, Droite, et Gauche), et pour différents nombres de Reynolds correspondant aux vitesses de ventilations différentes. Nous remarquons que l'augmentation du nombre de Reynolds donne une modification de la structure de l'écoulement de telle sorte que le jet de refroidissement augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Également les cellules de convection naturelle se changent à la cellule moins intense pour des valeurs de Reynolds élevées.

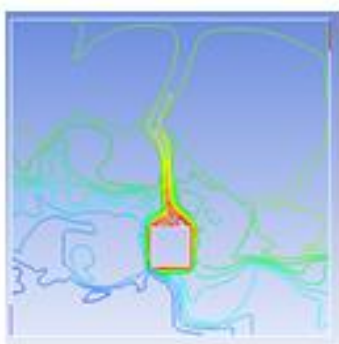
Sur les Figures IV.(22,23,24,25), nous avons présenté le champ de masse par les lignes isoconcentration dans la cavité 2D, pour différentes positions de la source (Haut, Bas, Droite, et

Gauche), et pour différent nombre de Reynolds correspond à des vitesses de ventilations différentes. Nous constatons que la répartition du méthane dans la cavité suit bien le jet d'air entrant et la concentration se faiblesse dans la zone de vitesse élevées. Alors ;

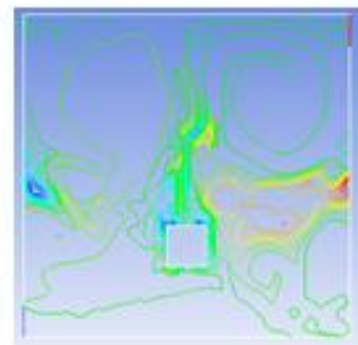
D'après la prestation des trois champs thermique, dynamique et de concentration, nous concluons une bonne concordance et la répartition des concentrations de température et de vitesse dans la cavité avec les positions des sources.



Re=100

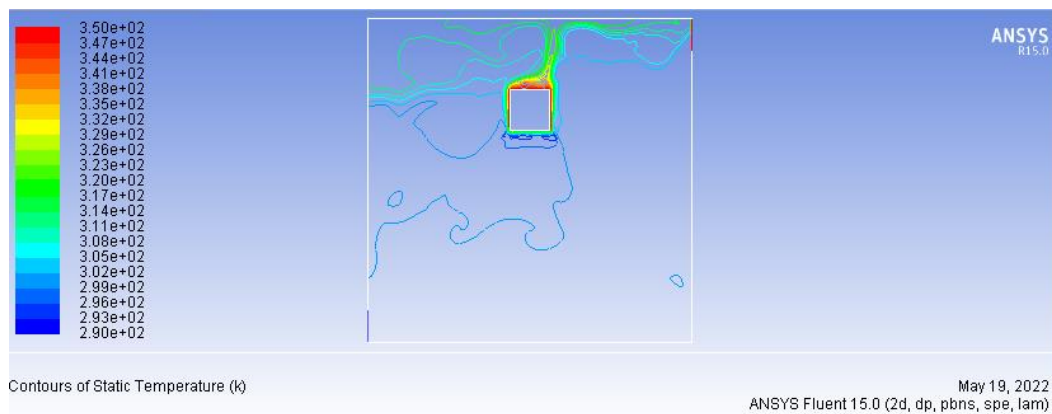


Re=200



Re=300

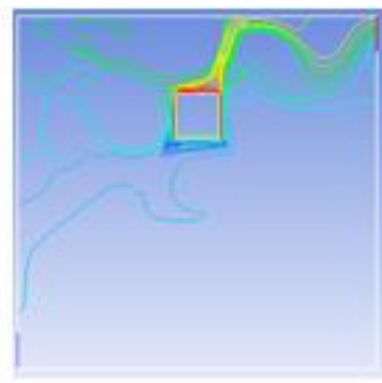
Figure IV.14. Lignes Isothermes pour différents le nombre de Reynolds et pour le cas de la source positionnée en bas ($Ra = 2.54 \times 10^7$)



Re=100

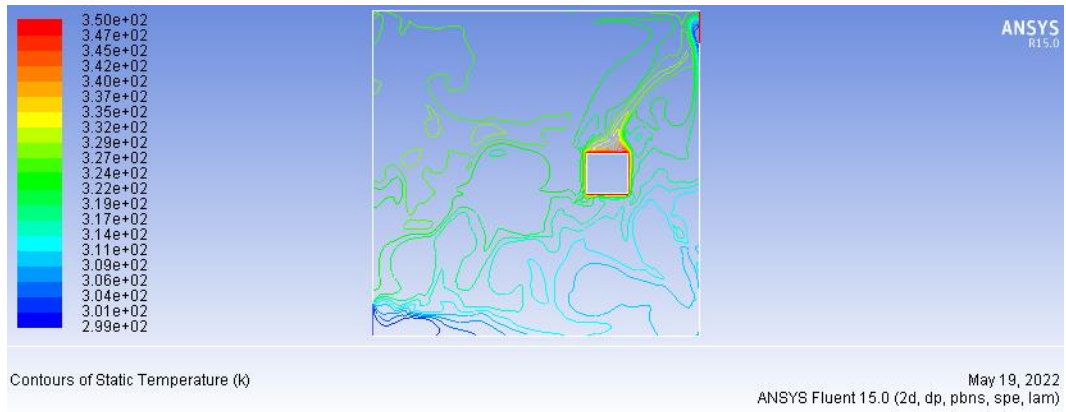


Re=200



Re=300

Figure IV.15. Lignes Isothermes pour différents le nombre de Reynolds et pour le cas de la source positionnée en haut ($Ra = 2.54 \times 10^7$)



Re=100

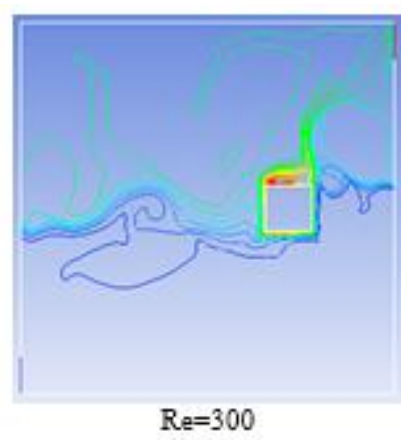
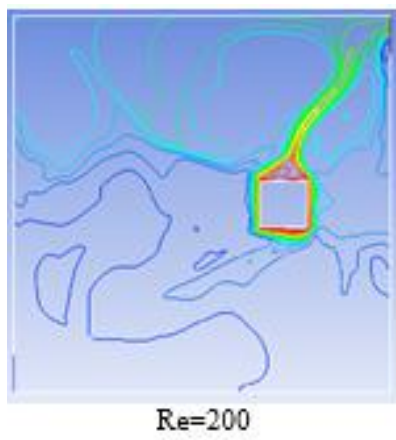
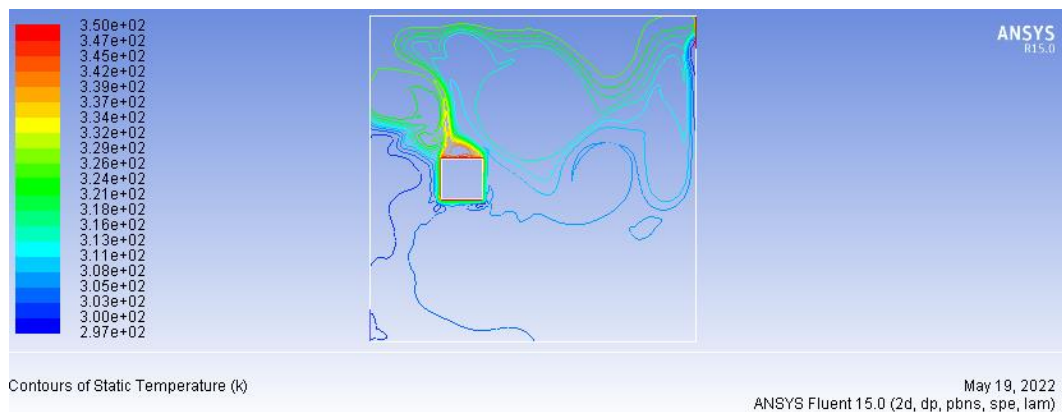
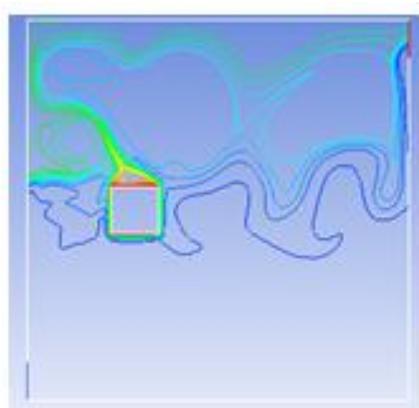


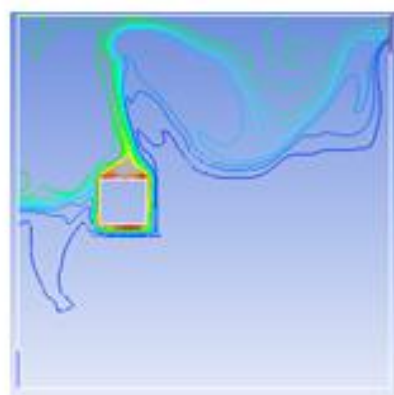
Figure IV.16. Lignes Isothermes pour différents le nombre de Reynolds et pour le cas de la source positionnée à droite ($Ra = 2.54 \times 10^7$)



Re=100

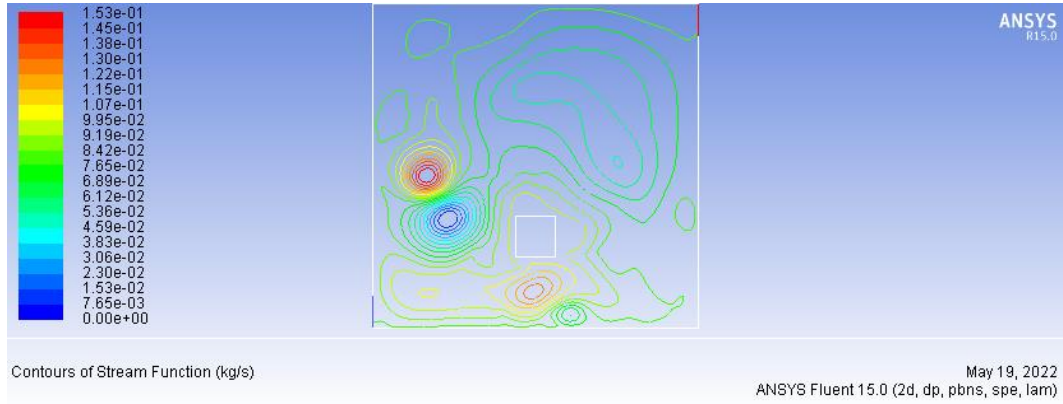


Re=200

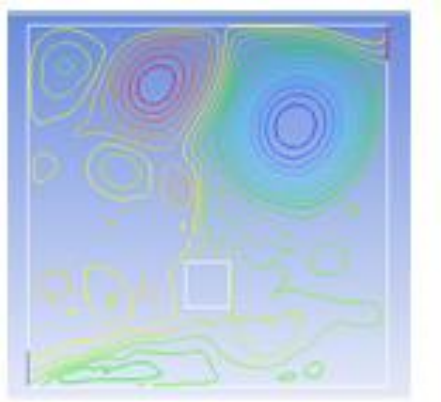


Re=300

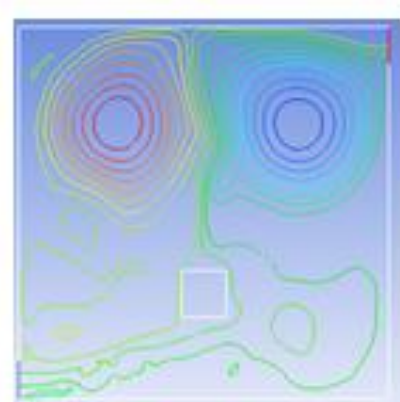
Figure IV.17. Lignes Isothermes pour différents le nombre de Reynolds et pour le cas de la source positionnée à gauche ($Ra = 2.54 \times 10^7$)



Re=100

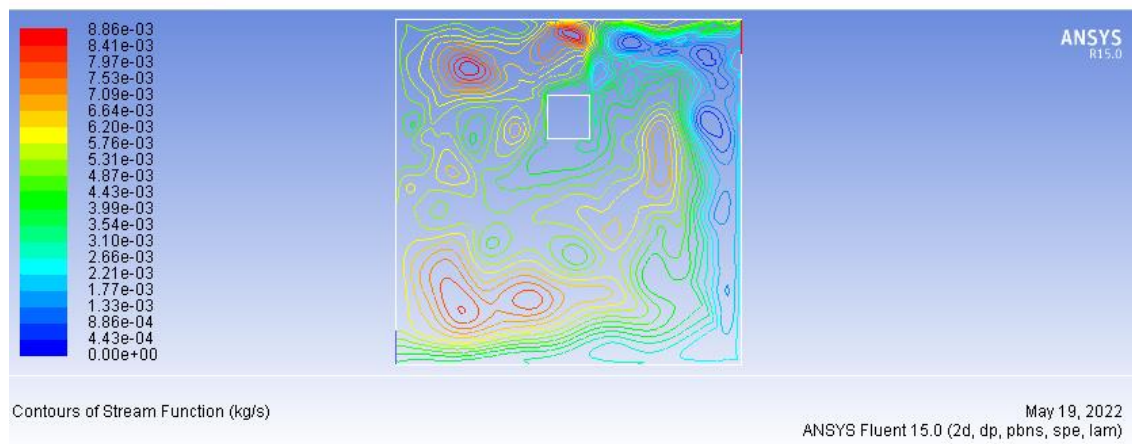


Re=200

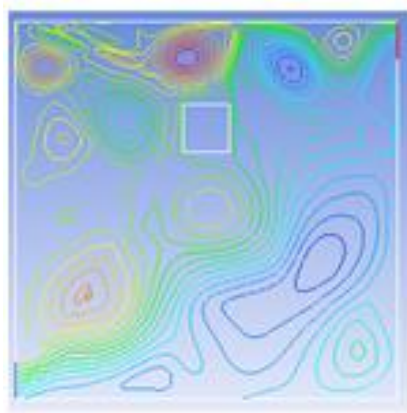


Re=300

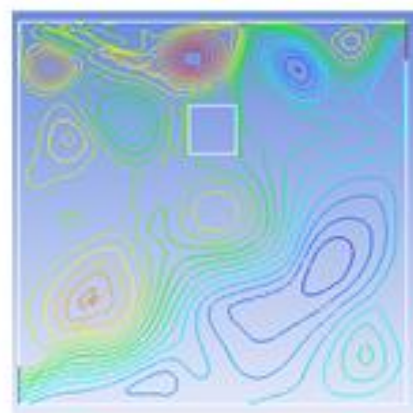
Figure IV.18. Lignes de courant pour différents le nombre de Reynolds et pour le cas de la source positionnée en bas($Ra = 2.54 \times 10^7$)



Re=100

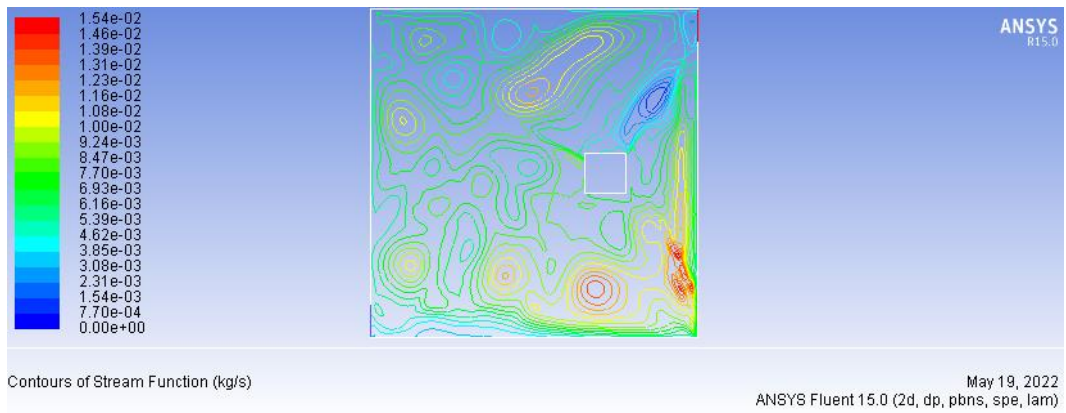


Re=200

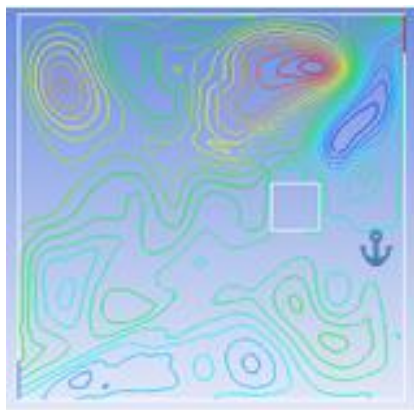


Re=300

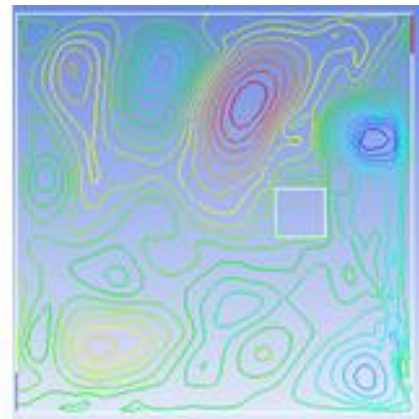
Figure IV.19. Lignes de courant pour différents le nombre de Reynolds et pour le cas de la source positionnée en haut ($Ra = 2.54 \times 10^7$)



Re=100

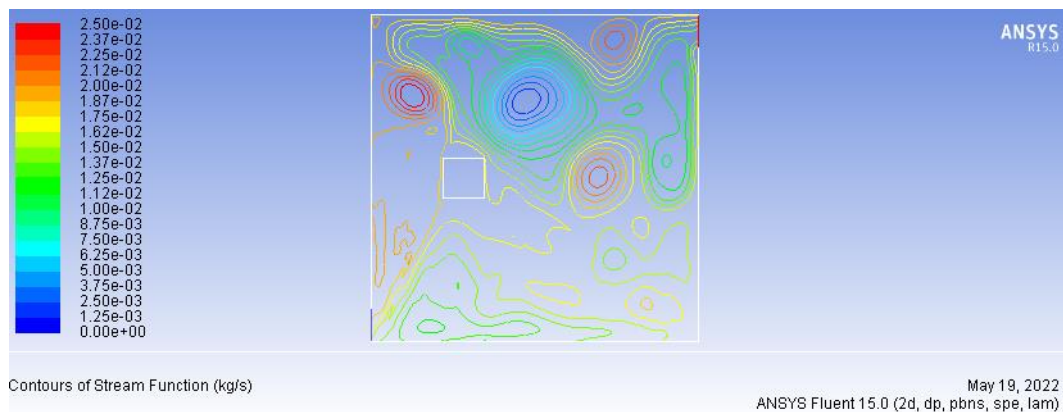


Re=200

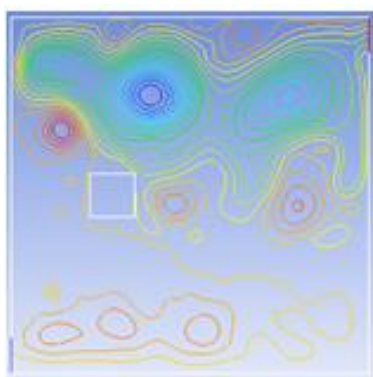


Re=300

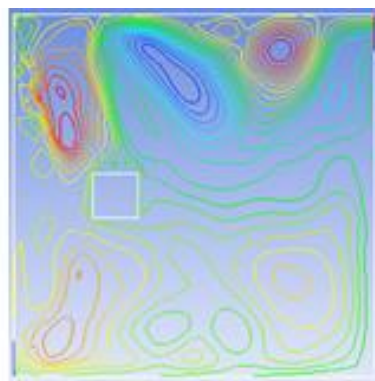
Figure IV.20. Lignes de courant pour différents le nombre de Reynolds et pour le cas de la source positionnée à droite ($Ra = 2.54 \times 10^7$)



Re=100

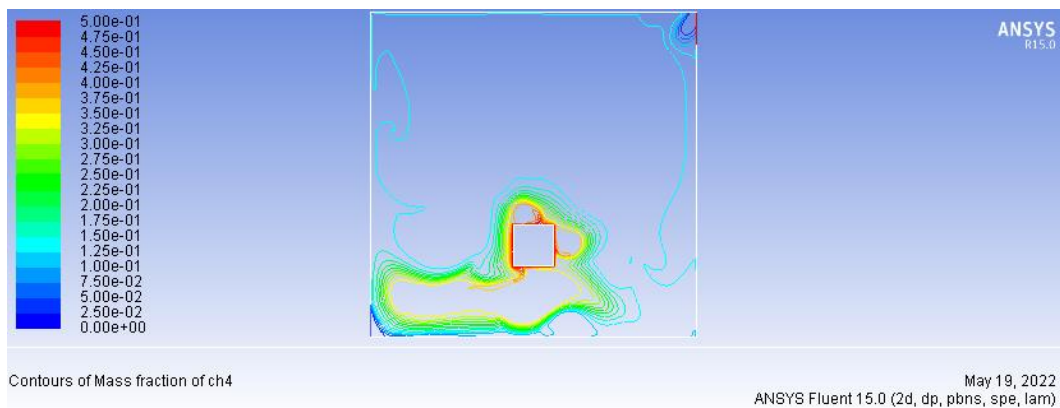


Re=200

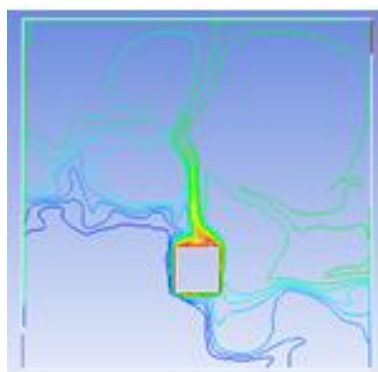


Re=300

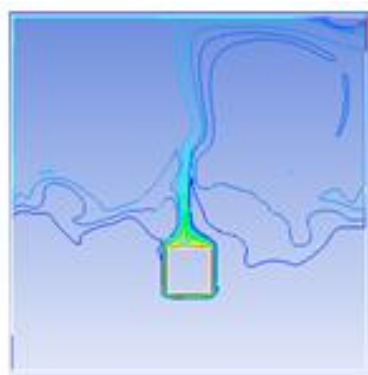
Figure IV.21. Lignes de courant pour différents le nombre de Reynolds et pour le cas de la source positionnée à gauche ($Ra = 2.54 \times 10^7$)



Re=100

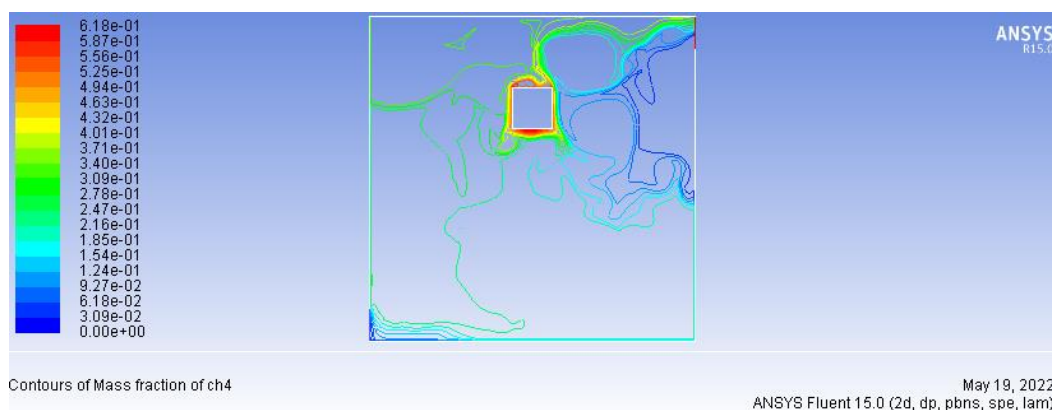


Re=200

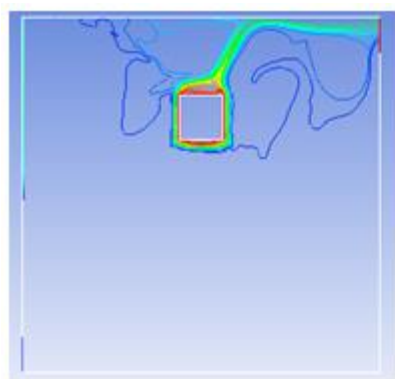


Re=300

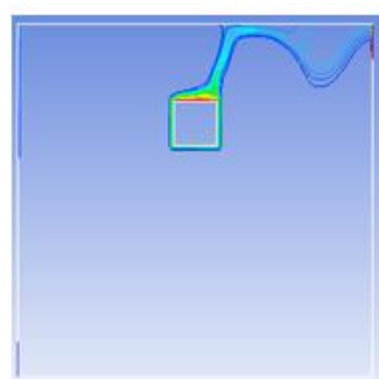
Figure IV.22. Lignes isoconcentration pour différents le nombre de Reynolds et pour le cas de la source positionnée en bas ($Ra = 2.54 \times 10^7$)



Re=100

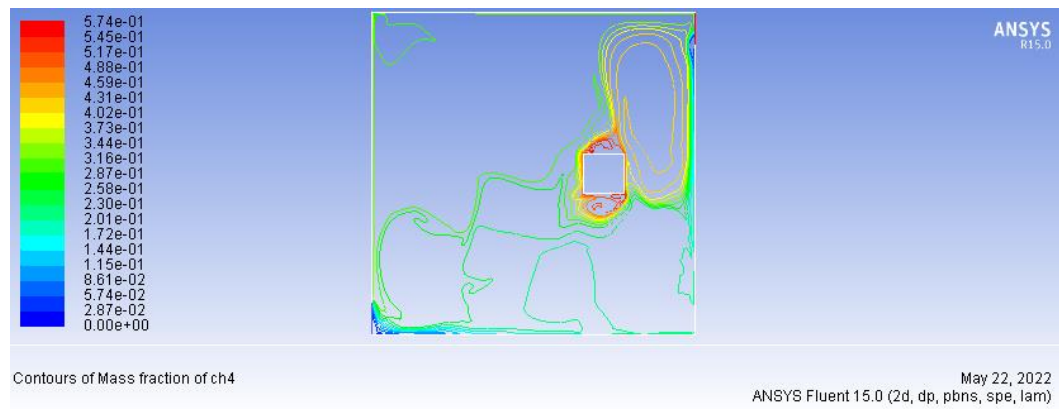


Re=200

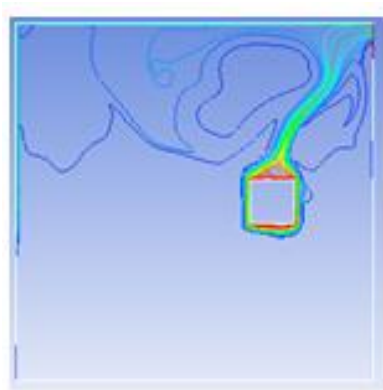


Re=300

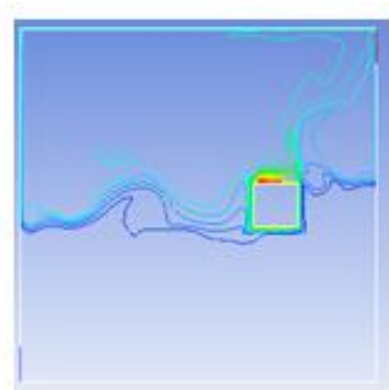
Figure IV.23. Lignes isoconcentration pour différents le nombre de Reynolds et pour le cas de la source positionnée en haut ($Ra = 2.54 \times 10^7$)



Re=100

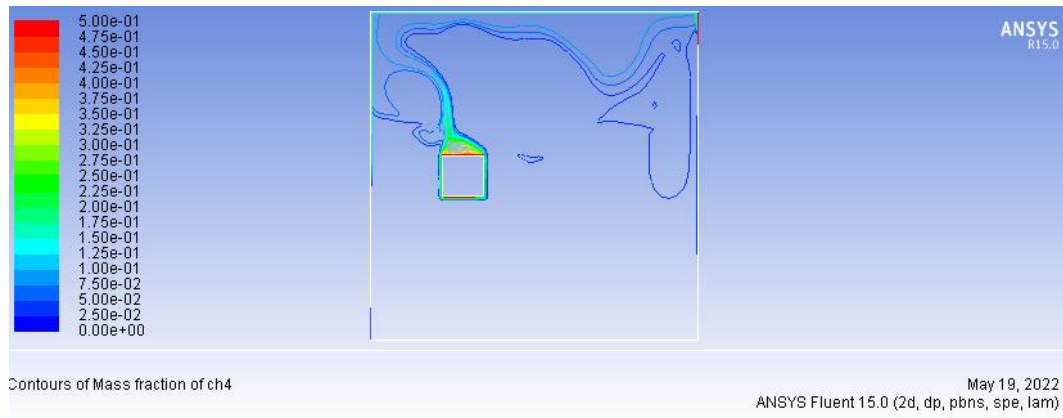


Re=200

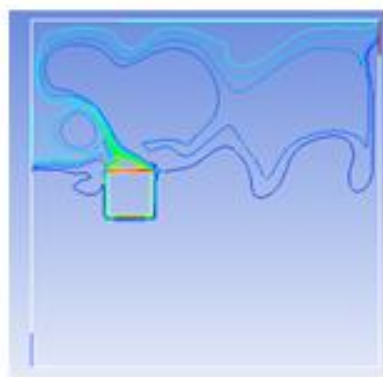


Re=300

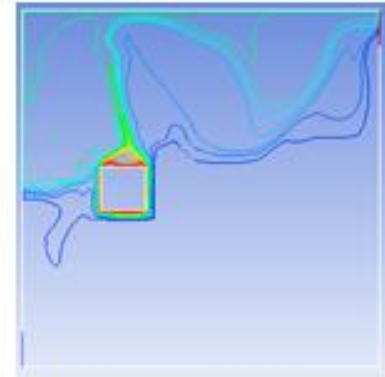
Figure IV.24. Lignes isoconcentration pour différents le nombre de Reynolds et pour le cas de la source positionnée à droite ($Ra = 2.54 \times 10^7$)



Re=100



Re=200



Re=300

Figure IV.25. Lignes isoconcentration pour différents le nombre de Reynolds et pour le cas de la source positionnée à gauche($Ra = 2.54 \times 10^7$)

Sur le **Tableau IV.5**, nous avons présenté les valeurs de nombre de Nusselt moyen (Nu_{moy}) et le Nombre de Sherwood moyen (Sh_{moy}), pour différent nombre de Reynolds.

Nous remarquons que l'augmentation du nombre de Nusselt, et Sherwood avec l'augmentation du nombre de Reynolds, alors de la vitesse de ventilation c'est-à-dire la vitesse de l'écoulement accélère le transfert de chaleur et de masse.

Tableau IV.5. Nombre de Nusselt moyen (Nu_{moy}) et Sherwood moyen (Sh_{moy}) pour différent le nombre de Reynolds.

Re	100	200	300
Nu_{moy}	4.6229	5.3319	6.8622
Sh_{moy}	9.4241	12.3702	19.024

Conclusion générale et perspectives

Dans ce travail, une étude numérique de l'effet de la position de la source de la chaleur sur le transfert de chaleur et de masse dans un box ventilé a été présentée.

Les simulations numériques ont été faites en utilisant le logiciel ANSYS. L'effet de la dimension de la cavité et de la vitesse de ventilation sont présentés et discutés pour différents nombre de Rayleigh et différents nombre de Reynolds.

- Les résultats obtenus sont en bon accord avec ceux de la littérature (Gupta et al. 2018).
- Les champs thermique, dynamique et de concentration, donne une bonne concordance de la répartition des concentrations de température et de vitesse dans la cavité avec les variables de l'écoulement.
- Plus la vitesse de ventilation augmente plus le taux de transfert de chaleur augmente. Plus la vitesse de ventilation augmente le taux de transfert de masse augmente.
- La position de la source dans la cavité (haut, bas, gauche, et droite) montre une forte dépendance du champ de température, de concentration et de vitesse: haut, bas, gauche et droite.

Dans le futur travail, nous voulons étudier le champ 3D de température de concentration et de vitesse qui est donnera plus d'informations sur la structure de l'écoulement, le taux de transfert de chaleur et de masse.

Références bibliographiques

- [1] Mizat A. et Zitouni T. “simulation numérique de la convection naturelle dans une cavité partiellement chauffée remplie par un nanofluide”. Mémoire le Master énergétique, Université Ammar Telidji, LAGHOUAT, 2020.
- [2] Frank P. Incropera, David P. Dewitt. “Fundamentals of Heat and Mass Transfer”. Third edition, John Wiley & Sons, New York, 1996.
- [3] Mokhtar Saidia Leïla “Simulation numérique de la convection forcée dans un conduit à rangées de plaques chauffées ” Mémoire magister université Hassiba Benbouali, CHLEF 2009.
- [4] Annradha Sanyla. “Numerical Study of heat transfer from Pin Fin heat Sink using steady and pulsated impinging jets”. Master of Science thesis, Indian Institute of Science, 2006.
- [5] Ben Jones, Mark Kimber. “Numeric solver for multimode heat transfer in a high temperature heat sink”, 2000.
- [6] Stephen A. Solovitz, Ljubisa D. Stevanovic. “Microchannels Take Heatsinks to the Next level”. http://powerelectronics.com/thermal_management/liquid_cooling/Power_microchannels_heatsinks_next/index3.html, 2006.
- [7] Emre Öztürk. “CFD analyses of heat sinks for CPU cooling with Fluent”. Master of Science thesis, Middle East Technical University, Turkey, Sept, 2004.
- [8] Timothy J. Y. K.Vafai. “Convective cooling heated obstacle in a channel”, International Journal of Heat and Mass transfer vol 41 pp 3131-3148, 1998.
- [9] Wu-S.Fu T B.H.Tong. “Numerical investigation of heat transfer characteristics of the heated blocks in the channel with transversally oscillating cylinder”, International Journal of Heat Transfer vol 4 7pp 341-351, 2004.
- [10] Krobba A. Chorana N. “Transfert de chaleur et de masse conjugué dans un box ventilé”. Mémoire Master énergétique, Université Ammar Telidji, LAGHOUAT, 2021.

- [11] M. Najam , A. Amahmid, M. Hasnaoui , M. El Alami “Unsteady mixed convection in a horizontal channel with rectangular blocks periodically distributed on its lower wall”, international journal of heat and fluid flow 24 (2003) 726-735
- [12] Yeong-Ley Tsay, Jen-Chieh Cheng and Tsai-Shou Chang, “Enhancement of heat transfer from surface-mounted block heat sources in a duct with baffles”, Numerical Heat Transfer, Part A: Applications: An International Journal of Computation and Methodology, 43:8, 827-841.
- [13] M.M. Rahman et al “Effects of Reynolds and Prandtl number on mixed convection in a ventilated cavity with a heat-generating solid circular block”, Centre of Research UMPEDAC, Level 4, Engineering Tower Faculty of Engineering, University of Malaya, 50603 Kuala Lumpur, Malaysia 2011.
- [14] T.V. Radhakrishnan “An experimental and numerical investigation of mixed convection from a heat generating element in a ventilated cavity”, Department of Mechanical Engineering, Indian Institute of Technology Madras, Chennai 36, India 2007.
- [15] Nirmalendu Biswas “Thermal management of heating element in a ventilated enclosure, Thermal management of heating element in a ventilated enclosure”, Department of Mechanical and Industrial Engineering, UIC, Chicago 60607, USA, 2015.
- [16] T.V. Radhakrishnan et al “Optimization of multiple heaters in a vented enclosure – A combined numerical and experimental study”, Department of Mechanical Engineering, Indian Institute of Technology Madras, Chennai 600 036, India.
- [17] WIKIPEDIA <https://fr.m.wikipedia.org/wiki/air> (7-05-2019).