

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

*Université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou*  
*Faculté du Génie de la Construction*  
*Département de Génie Mécanique*



# *Mémoire de Fin d'Études*

*En vue de l'obtention du diplôme*  
*De master académique en génie mécanique*  
*Option énergétique*

*Thème*

**ETUDE NUMERIQUE DU REFROIDISSEMENT  
D'UNE PLAQUE CHAUFFEE PAR UN JET  
L'IMPACTANT DANS UN CANAL**

*Proposé et dirigé par :*

**Mr M. FERROUK**

*Préparé par :*

**Mr AOUCHICHE Abdenasser**

**Mr HADDADI Ali**

*Promotion 2015-2016*

## REMERCIEMENT

On tient à remercier très chaleureusement nos promoteur Mr A. ABDEDYOU et Mr M. FERROUK qui nous ont guidés et soutenus tout au long de notre travail, et qui n'ont jamais manqué de nous orienter et de nous conseiller. Qu'ils trouvent ici l'expression de notre respect et de notre profonde reconnaissance.

Nos remerciements vont également aux membres du jury pour l'honneur qu'ils nous font en acceptant d'examiner et de juger notre travail.


Nous sommes aussi reconnaissons à tous les enseignants qui nous ont soutenu tout au long de nos études. Qu'ils trouvent ici l'expression de nous sentiments les plus respectueux.

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



## DEDICACES

On dédie ce mémoire à nos chers parents, nos frères et sœurs et à tous nos amis et collègues d'étude.



Remerciement.

Dédicaces.

Sommaire.

Liste des figures.

Liste des tableaux.

Nomenclature.

## **SOMMAIRE**

**Introduction générale.....1**

### **CHAPITRE I : Généralités et Recherche Bibliographique**

**I.1. Introduction.....3**

**I.2. Généralités et notions fondamentales .....3**

#### **I.2.1. Définitions**

**I.2.1.1. Les différents modes de transfert de chaleur.....4**

**I.2.1.1.1. Le rayonnement .....4**

**I.2.1.1.2. La conduction .....5**

**I.2.1.1.3. La convection .....5**

**I.2.2. Types d'écoulements.....6**

• **Ecoulement laminaire.....7**

• **Ecoulement turbulent .....7**

**I.2.3. Généralités sur les jets impactant .....7**

**I.2.3.1 Jet impactant unique .....8**

**I.2.3.1.1 Structure du jet libre.....8**

• **La zone de corps potentiel.....8**

• **La zone de transition .....9**

• **La zone développée .....9**

**I.2.3.1.2 Structure du jet en impact.....9**

• La zone de jet libre .....	10
• La zone d'impact .....	10
• La zone de jet pariétal .....	10
I.2.3.1.3 Le Confinement.....	11
I.2.4. Nombres adimensionnels.....	12
✓ Nombre de Prandtl.....	12
✓ Nombre de Reynolds .....	12
I.3. Recherche bibliographique.....	13
I.4. Conclusion.....	17

## **CHAPITRE II : FORMULATION MATHEMATIQUE**

II.1. Introduction.....	18
II.2. Domaine physique.....	18
II.3. Hypothèses simplificatrices.....	19
II.4. Equation gouvernantes.....	20
II.4.1. Equation de continuité.....	20
II.4.2. Equation de quantité de mouvement.....	20
II.4.3. Equation d'énergie.....	20
II.5. Condition aux limites.....	21
II.6. Mise sous forme adimensionnel des équations gouvernantes .....	22
II.6.1. Equation de continuité .....	22
II.6.2. Equation de quantité de mouvement .....	22
II.6.3. Equation d'énergie.....	23
II.7. Condition aux limites adimensionnelles .....	23
II.8. Calcul des nombres de Nusselt .....	24
II.9. Evaluation de la fonction de courant.....	25
II.10. Conclusion.....	25

## **CHAPITRE III : RESOLUTION NUMERIQUE**

<b>III.1 Introduction .....</b>	<b>26</b>
<b>III.2 Généralisées sur le CFD .....</b>	<b>26</b>
<b>III.3 Description de Gambit et de fluent.....</b>	<b>27</b>
<b>III.3.1 Gambit.....</b>	<b>27</b>
<b>III.3.1.1. Interface de Gambit.....</b>	<b>27</b>
<b>III.3.1.2. Fenêtre d'outils d'opération.....</b>	<b>28</b>
<b>a. Construction de la géométrie.....</b>	<b>28</b>
<b>b. Génération de maillage.....</b>	<b>29</b>
<b>c. Incorporation des conditions aux limites .....</b>	<b>29</b>
<b>d. Boutons d'outils.....</b>	<b>30</b>
<b>III.3.1.3. Fenêtre de contrôle global.....</b>	<b>30</b>
<b>III.3.1.4. Exportation du maillage de Gambit.....</b>	<b>31</b>
<b>III.3.2 Fluent.....</b>	<b>32</b>
<b>III.3.2.1 Interface du code Fluent.....</b>	<b>32</b>
<b>III.4. Les différentes étapes pour l'étude du refroidissement d'une plaque chauffée par un jet impactant dans un canal.....</b>	<b>44</b>
<b>III.4.1. Positionnement de problème.....</b>	<b>44</b>
<b>III.4.2 Création de la géométrie et le maillage sur Gambit .....</b>	<b>45</b>
<b>III.4.3 Implémentation des conditions aux limites.....</b>	<b>45</b>
<b>III.4.4 Les étapes de simulation sous Fluent.....</b>	<b>46</b>
<b>III.5 Conclusion.....</b>	<b>47</b>

## **CHAPITRE IV : Résultats et Interprétation**

<b>IV.1 Introduction.....</b>	<b>48</b>
<b>IV.2 Etude de la sensibilité au maillage.....</b>	<b>48</b>
<b>IV.3 Vérification du code numérique.....</b>	<b>51</b>
<b>IV.4 discussion des résultats.....</b>	<b>55</b>
<b>IV.4.1 Cas de la 1ère configuration.....</b>	<b>55</b>
<b>IV.4.2 Cas de la 2ème configuration.....</b>	<b>61</b>
<b>IV.4.3 Cas de la 3ème configuration.....</b>	<b>66</b>
<b>VI.4.4 Nombre de Nusselt moyen.....</b>	<b>72</b>
<b>IV.4.4.1 Effet du nombre de Re sur Nu moyen.....</b>	<b>72</b>
<b>IV.4.4.2 Effet du l'angle <math>\alpha</math> sur Nu moyen .....</b>	<b>74</b>
<b>IV.4.4.3 Effet du paramètre géométrique d sur Nu moyen.....</b>	<b>76</b>
<b>IV.4.4.4. Taux d'augmentation en pourcentage du Nu moyen.</b>	<b>77</b>
<b>CONCLUSION GENERALE.....</b>	<b>79</b>

# LISTE DES FIGURES

Figure I.1: schématisation d'un écoulement laminaire dans une conduite.....	7
Figure I.2 : schématisation d'un écoulement turbulent dans une conduite.....	7
Figure I.3 : Structure générale du jet libre.....	8
Figure I.4 : Représentation schématique d'un jet impactant une plaque plane.....	10
Figure I.5 : Structures tourbillonnaires primaires et secondaires observées par PI....	11
Figure I.6 : Principe du confinement.....	11
Figure I.7 : Photographies d'un jet impactant une plaque plane et horizontale.....	14
Figure II.1 : Géométries du problème physique considéré.....	19
Figure III.1 : Interface de GAMBIT.....	27
Figure III.2.a: Fenêtre d'outil d'opération.....	28
Figure III.2.b : Détail des principaux menus.....	28
Figure III.3 Construction de la géométrie.....	29
Figure III.4 : Génération de maillage.....	29
Figure III.5: Incorporation des conditions aux limites.....	30
Figure III.6 : Barre d'outils.....	30
Figure III.7 : Fenêtre de control global.....	30
Figure III.8. Enregistrement du fichier.....	31
Figure III.9 : exportation du maillage .....	31
Figure III.10 : Type de résolution.....	32
Figure III.11: Interface Fluent.....	33
Figure III.12: Importation de la géométrie.....	33
Figure III.13 : Vérification du maillage sous Fluent.....	34
Figure III.14: Vérification des unités.....	35
Figure III.15 : Lissage du maillage.....	35



Figure III.16 : paramètres de calculs.....	36
Figure III.17 : Choix du solveur sous Fluent.....	37
Figure III.18 : Choix du modèle de turbulence.....	37
Figure III.19 : Equation de l'énergie.....	38
Figure III.20 : Définition des caractéristiques du fluide.....	38
Figure III.21 : Choix des conditions opératoires.....	39
Figure III.22 : Valeurs des conditions aux limites.....	40
Figure III.23 : Choix d'ordre des équations et l'algorithme.....	41
Figure III.24 : Choix et affichage pendant les calculs des critères de convergence.....	42
Figure III.25 : Initialisation des calculs.....	42
Figure III.26 : Choix du nombre des itérations.....	43
Figure III.27 : Géométrie du problème.....	44
Figure III.28 : création de points de la géométrie.....	45
Figure III.29 : connexion de points de la géométrie.....	45
Figure III.30 : Géométrie et maillage sur gambit.....	45
Figure III.31 : Evolution des résidus des équations de continuité, énergie et quantité de mouvement pour le refroidissement d'une plaque chauffée par un jet impactant dans un canal pour $Re=70$ et $\alpha=90^\circ$ .....	47
Figure IV.1 : Variation du profil de la vitesse longitudinale au milieu du canal en fonction de l'abscisse x pour $Re=70$ et $\alpha=90^\circ$ .....	49
Figure IV.2 : Variation du profil de la vitesse au milieu du canal en fonction de L'abscisse x pour $Re=40$ et $\alpha=60^\circ$ .....	50
Figure IV.3 : Schéma de la géométrie d'une fente de largeur B et de la plaque plane. Tirée de Park et al. (2003).....	52
Figure IV.4 : Comparaison des lignes de courant pour $Re=220$ et $H/B=2$ .....	53
Figure IV.5 : Coefficient de friction avec $Re=220$ , $H/B = 2$ .....	54

Figure IV.6 : Lignes de courant isothermes pour $Re=40$ : (a) $\alpha=90^\circ$ , (b) $\alpha=60^\circ$ et (c) $\alpha=45^\circ$ .....	57
Figure IV.7 : Lignes de courant et isothermes pour $Re=70$ : (a) $\alpha=90^\circ$ , (b) $\alpha=60^\circ$ et (c) $\alpha=45^\circ$ .....	59
Figure IV.8 : vitesse longitudinal à $Y=0.03m$ pour $Re=40$ et $Re=70$ et différentes valeurs de l'angle $\alpha$ .....	59
Figure IV.9 : vitesse transversal à $Y=0.03m$ pour $Re=40$ et $Re=70$ différentes valeurs de l'angle $\alpha$ .....	60
Figure IV.10 : $Nu$ local pour $Re=40$ et $Re=70$ et différentes valeurs de $\alpha$ .....	60
Figure IV.11: Lignes de courant isothermes pour $Re=40$ : (a) $\alpha=90^\circ$ , (b) $\alpha=60^\circ$ et (c) $\alpha=45^\circ$ .....	63
Figure IV.12: Lignes de courant et isothermes pour $Re=70$ : (a) $\alpha=90^\circ$ (b) $\alpha=60^\circ$ et (c) $\alpha=45^\circ$ .....	64
Figure IV.13: profile des vitesses longitudinales pour $Re =40$ et $Re=70$ et différents angles $\alpha$ .....	65
Figure IV.14: profile des vitesses transversales pour $Re= 40$ et $Re= 70$ et différents angles $\alpha$ .....	65
Figure IV.15 : profiles de Nusselt local pour $Re=40$ et $Re=70$ et différents angles $\alpha$ .....	66
Figure IV.16: Lignes de courant et isothermes pour $Re=40$ :(a) $\alpha=90^\circ$ et(b) $\alpha=60^\circ$ et(c) $\alpha=45^\circ$ .....	68
Figure IV.17: Lignes de courant et isothermes pour $Re=70$ :(a) $\alpha=90^\circ$ et (b) $\alpha=60^\circ$ et (c) $\alpha=45^\circ$ .....	70
Figure IV.18: profile des vitesses longitudinales pour $Re=40$ et $Re=70$ et différents angles $\alpha$ .....	71
Figure IV.19: profile des vitesses transversales pour $Re=40$ et $Re=70$ et différents angles $\alpha$ .....	71
Figure IV.20: profile du Nusselt local pour $Re=40$ et $Re=70$ et différents angles $\alpha$ .....	72
Figure IV.21 : nombre de $Nu$ moyen en fonction de $Re$ pour $\alpha=45^\circ$ et $\alpha=60^\circ$ et $\alpha=90^\circ$ et pour les trois configurations (a), (b) et (c) respectivement 1 <sup>er</sup> et 2 <sup>ème</sup> et 3 <sup>ème</sup> configuration.....	73
Figure IV.22 : nombre de $Nu$ moyen en fonction de $\alpha$ et pour les trois configurations. (a) $Re=40$ et (b) $Re=70$ .....	75

**Figure IV.23 : nombre de Nu moyen en fonction de d pour  $\alpha=45^\circ$ ,  $\alpha=60^\circ$  et  $\alpha=90^\circ$   
 (a) Re=40 et (b) Re=70.....76**

# LISTE DES TABLEAUX

Tableau IV.1 : Effet du maillage sur le nombre de Nusselt moyen le long de la plaque chauffée.....	50
Tableau IV.2 : tableau d'augmentation du Nu moyen en pourcentage pour différentes situations de $\alpha$ , Re et d.....	77

# NOMENCLATURE

## ➤ Lettres latin

**$\alpha$**  : Diffusivité thermique. ( $m^2 \cdot s^{-1}$ )

**$cp$**  : Chaleur massique à pression constante. ( $J \cdot kg^{-1}K^{-1}$ )

**$g$**  : Accélération de la pesanteur ( $m \cdot s^{-2}$ ).

**$H$**  : Hauteur du canal. (m)

**$L$**  : un demi de la largeur du canal. (m)

**$L1$**  : largeur de la paroi adiabatique 1,  $L1 = L - d$ . (m)

**$L2$**  : largeur de la paroi adiabatique 2,  $L2 = L - Lp$ . (m)

**$Lp$**  : Largeur de la plaque chauffée. (m)

**$d$**  : largeur de la lamelle qui sépare les deux jets. (m)

**$D$**  : diamètre de la buse de jet. (m)

**$P$**  : pression. (Pa)

**$T$**  : température du fluide en un point donné du système. (K)

**$t$**  : Temps. (s)

**$T0$**  : température de référence. (K)

**$Tc$**  : Température de la plaque chauffée. (K)

**$u$  et  $v$**  : Composantes de la vitesse suivant x et y. ( $m \cdot s^{-1}$ )

**$U$  et  $V$**  : composantes adimensionnelles des vitesses, suivant (X et y). ( $m \cdot s^{-1}$ ).

**$x, y$  et  $z$**  : Coordonnées cartésiennes. (m)

**$S$**  : surfaces d'échange ( $m^2$ ).

### ➤ **Lettres grecques**

**$k$**  : Conductivité thermique du fluide. ( $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ )

**$\mu$**  : Viscosité dynamique. ( $\text{Kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ )

**$\nu$**  : Viscosité cinématique. ( $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$ )

**$\rho$**  : Masse volumique du fluide. ( $\text{Kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )

### ➤ **Nombres adimensionnels**

**Pr** : nombre de Prandtl

**Nu** : nombre de Nusselt

**Re** : nombre de Reynolds

# Introduction Générale

---

## INTRODUCTION GENERALE

---

Dans de nombreuses applications industrielles, les jets impactant sont employés dans le but de contrôler la température de surface d'un corps par convection forcée. Les procédés de traitement thermique des surfaces sont d'une grande importance dans l'industrie ; on citera, parmi de nombreux exemples, le refroidissement thermique de denrées alimentaires, ou la trempe de verre par jet d'air plan, ou le refroidissement des équipements électronique. de part ces propriétés cinématique ,le jet d'air plan impactant , augmente les transferts thermique sur la zone d'impact .ils sont donc naturellement exploitées afin d'améliorer l'efficacité énergétique du traitement thermique .[1]

L'objectif de ce travail est d'étudier numériquement le refroidissement d'une plaque chauffée par un jet impactant dans un canal, et ce en examinant les structures dynamique et thermique de l'écoulement, ainsi que sur l'évolution des profils de nombre de Nusselt pour différentes valeurs des paramètres de contrôle.

Le premier chapitre est consacré à des généralités sur le transfert de chaleur et des notions fondamentales relatives aux jets impactant, ainsi une synthèse bibliographique des différents travaux antérieurs sur ce sujet.

Dans le deuxième chapitre, nous présentons la configuration géométrique du problème à étudier, ainsi que le modèle mathématique des différentes équations de conservation qui régissent le phénomène de jet impactant. Une mise sous forme adimensionnelle des équations et des conditions aux limites appropriées est entreprise afin de faire apparaître quelques groupements adimensionnels avec lesquels la discussion des résultats sera faite.

Le troisième chapitre est consacré à une présentation du logiciel Gambit sur lequel la géométrie du problème considéré sera faite, et du code fluent, avec lequel les équations gouvernantes seront résolues. Un aperçu des étapes suivies, paramètres et application choisies sera présenté.



## INTRODUCTION GENERALE

Dans le quatrième chapitre, nous présentons la validation du code de calcul et une étude de la sensibilité au maillage. Par la suite, nous présentons les principaux résultats découlant de la présente étude en évaluant l'impact des paramètres thermo-physiques tels que, le nombre de Reynolds, l'orientation du jet par rapport à l'horizontale avec un angle  $\alpha$ , et la longueur de la lamelle qui sépare les deux jets,  $d$ , sur les champs dynamique et thermique.

# Chapitre I :

## Généralités et recherches bibliographiques

---

## CHAPITRE I :

### Généralités et Recherche Bibliographique

---

#### I.1. Introduction

Nous présentons dans ce chapitre quelques généralités sur les différents modes de transfert thermique et aussi des généralités sur les jets impactant, et ensuite nous allons aborder l'étude bibliographique sur les différents travaux menés relatifs au refroidissement des parois chaude moyennant des jets impactant.

#### I.2. Généralités et notions fondamentales

Le processus par lequel le transfert de l'énergie s'effectue est désigné par le terme transfert de chaleur. La grandeur transférée, appelée chaleur, ne peut être ni mesurée ni observée directement, mais les effets qu'elle produit sont sujets à l'observation et aux mesures. Le transfert thermique est l'un des modes les plus communs d'échange d'énergie. Il intervient naturellement entre deux zones, ou entre deux systèmes, dès qu'il apparaît entre eux un gradient de température et ce, quel que soit le milieu qui les sépare.

L'étude des transferts thermiques repose sur les concepts de quantité de chaleur, qui est associée au mouvement de translation, de vibration et de rotation des molécules, et des différences de températures qui caractérisent l'intensité de l'énergie transférée. Ces concepts sont définis par la thermodynamique qui ne s'intéresse qu'à des états d'équilibre, négligeant les mécanismes d'échange d'énergie qui y conduisent.

Le potentiel qui provoque le transport et le transfert de l'énergie thermique est la température. Si deux points matériels placés dans un milieu thermiquement isolé sont à la même température, on peut affirmer qu'il n'existe aucun échange thermique global entre ces deux points dits en équilibre thermique (il s'agit bien d'un équilibre thermique car chacun des points matériels émet une énergie thermique nette de même module, mais de signe opposé).

Le transfert de chaleur au sein d'une phase ou, plus généralement, entre deux phases, se fait de trois façons, conduction, rayonnement, et convection. Nous allons, dans ce qui suit, détailler ces trois modes.

## **I.2.1. Définitions**

### **I.2.1.1. Les différents modes de transfert de chaleur 1**

Un transfert de chaleur ou transfert thermique entre deux corps est une interaction énergétique qui résulte d'une différence de température entre les deux corps.

On distingue habituellement trois modes de transfert de chaleur :

- Le rayonnement thermique
- La conduction thermique ou diffusion thermique
- La convection

Ces trois modes sont régis par des lois spécifiques. Cependant, seule la conduction et le rayonnement sont des modes fondamentaux de transmission de la chaleur ; la convection, tout en étant très importante, ne fait que combiner la conduction avec un déplacement de fluide.

En outre il est rare qu'une situation particulière ne concerne qu'un seul mode : le plus souvent deux si non trois modes entrent en jeu. Il sera donc nécessaire de poser correctement les problèmes pour prendre en compte ces différents mécanismes.

#### **I.2.1.1.1. Le rayonnement**

Un point matériel chauffé émet un rayonnement électromagnétique dans toutes les directions situées d'un même côté du plan tangent au point matériel. Lorsque ce rayonnement frappe un corps quelconque, une partie peut être réfléchie, une autre transmise à travers le corps (dit diathermique si tout est transmis), et le reste est quantitativement absorbé sous forme de chaleur.

Si on place dans une enceinte deux corps capables d'émettre un rayonnement thermique, il existe entre ces deux corps à températures différentes un échange de chaleur dû à l'absorption et à l'émission de ces rayonnements thermiques. Cet échange de chaleur est désigné habituellement sous le nom de rayonnement.

Les transferts par rayonnement se poursuivent même lorsque l'équilibre thermique est atteint, mais le débit net de chaleur échangé est nul. Ce type de transfert de chaleur est analogue à la propagation de la lumière, et il ne nécessite aucun support matériel, contrairement aux écoulements. Les gaz, les liquides et les solides sont capables d'émettre et d'absorber les rayonnements thermiques.

Dans de nombreux problèmes de transfert d'énergie thermique, les trois modes de transfert de chaleur coexistent mais, généralement, au moins une des trois formes pourra être négligée, ce qui simplifiera le traitement mathématique de l'appareil de transfert. Nous pouvons dire dès à présent, qu'aux températures ordinaires, le transfert par rayonnement est négligeable, mais il peut devenir notable et prépondérant lorsque le niveau de température augmente.

### **I.2.1.1.2. La conduction**

On sait que la température est une fonction croissante de l'agitation moléculaire dans un corps, qu'il soit solide, liquide ou gazeux. Considérons pour l'instant un corps solide au sein duquel la température varie. L'agitation moléculaire élevée de la zone chaude communiquera de l'énergie cinétique aux zones plus froides par un phénomène appelé conduction de la chaleur.

La conduction est le transfert de chaleur dans lequel l'énergie se transmet par contact direct des molécules sans déplacement de la matière, sous l'influence d'un gradient de température. On distingue deux mécanismes de transmissions de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps : une transmission par les vibrations des atomes ou molécules, et une transmission par les électrons libre. La densité de flux de chaleur transférée par conduction, est proportionnelle au gradient de température,

$$\longrightarrow$$
$$\Phi = -k \text{ grad } (T)$$

Avec  $k$  : conductivité thermique du milieu ( $\text{W.m}^{-1} \text{K}^{-1}$ ).

### **I.2.1.1.3. La convection**

Ce mode d'échange de chaleur demeure le plus important dans le transfert d'énergie qui existe au sein des milieux fluides ou lorsqu'un fluide circule autour d'un solide, il se produit entre deux phases dont l'une est généralement au repos et l'autre en mouvement en présence d'un gradient de température. Par suite de l'existence du transfert de chaleur d'une phase à l'autre, il existe dans la phase mobile des fractions du fluide (ou agrégats) ayant des températures différentes. Le mouvement du fluide peut résulter de la différence de masse volumique due aux différences de températures (on parle alors de convection libre ou naturelle) ou à des moyens purement mécaniques (on parle alors de convection forcée).

Lorsqu'un fluide est en écoulement, une partie du transfert de chaleur dans le fluide se fait également par conduction et, dans le cas d'un fluide transparent, un transfert de chaleur par rayonnement peut accompagner les deux transferts précédents.

En convection on caractérise le flux de chaleur par  $\Phi$  qui est extrait par le fluide de température  $T_o$  d'une paroi de surface  $S$  à la température  $T_p$  par :

$$\Phi = h S (T_p - T_o)$$

Où  $\Phi$  est en Watt,  $S$  en  $m^2$ ,  $T$  en Kelvin et  $h$  désigne le coefficient d'échange entre la paroi et le fluide (en  $W.m^{-2}.K^{-1}$ ).

L'étude du transfert de chaleur par convection permet de déterminer les échanges de chaleur se produisant entre un fluide et un solide.

La quantité de chaleur échangée par unité de temps dépend de plusieurs paramètres :

- La différence de températures entre le solide et le fluide ;
- La vitesse du fluide ;
- La capacité thermique massique du fluide ;
- La surface d'échange ;
- L'état de surface du solide ;
- Sa dimension ...etc.

Comme le transfert d'énergie par convection est très fortement lié au mouvement du fluide, il est nécessaire de connaître le mécanisme de l'écoulement du fluide avant d'examiner celui de l'écoulement de la chaleur. Un de plus importants aspects de l'étude hydrodynamique est d'établir si le mouvement du fluide est laminaire ou turbulent.

### 1.2.2. Types d'écoulements

Les jets impactant sont étroitement associés à l'écoulement du fluide, il est donc primordial de s'intéresser de près aux différents régimes d'écoulement caractérisant le Mouvement du fluide. Le fluide en écoulement peut évoluer soit en régime laminaire ou en régime turbulent, la transition du régime laminaire vers le régime turbulent est caractérisée par le régime dit transitoire.

### - Écoulement laminaire

Dans ce type d'écoulement les couches du fluide ne se mélangent pas et la trajectoire des particules restent parallèles. [2]

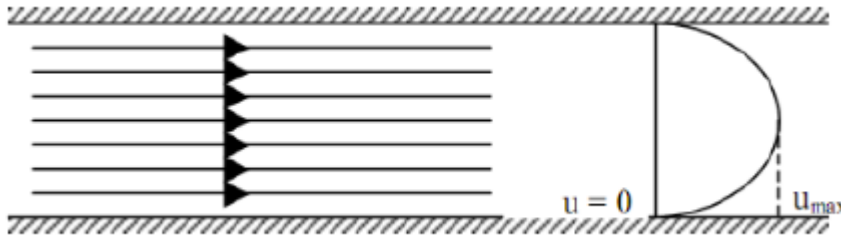


Figure I.1: schématisation d'un écoulement laminaire dans une conduite

### - Écoulement turbulent

Dans le mouvement turbulent, le mécanisme de conduction est favorisé par d'innombrables tourbillons. Les petits volumes du fluide, en se mélangeant avec d'autre, jouent le rôle de porteur d'énergie. Par conséquent un accroissement de turbulence amène une augmentation de la quantité de chaleur s'écoulant par convection. [2].

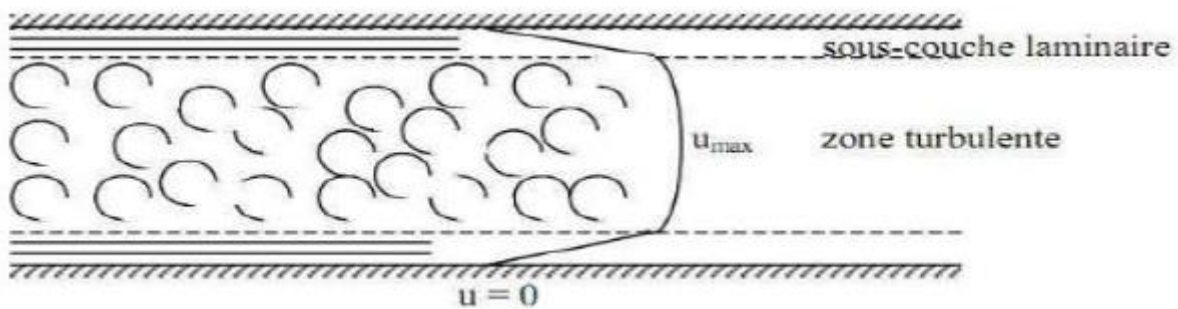


Figure I.2 : schématisation d'un écoulement turbulent dans une conduite

### I.2.3. Généralités sur les jets impactant

La technique de jet impactant trouve de nombreuses applications industrielles et les résultats de sa mise en place dépendent de nombreux paramètres. Ainsi de nombreuses études expérimentales et numériques ont été menées dans le but d'une meilleure compréhension des phénomènes physiques intervenant et régissant l'impact d'un jet. . Nous allons présenter dans ce chapitre une partie des travaux de la littérature qui ont été conduit et qui se sont axés principalement sur les études expérimentales et numériques du jet impactant et les effets résultants sur les échanges thermiques.

### 1.2.3.1 Jet impactant unique

Pour comprendre les structures propres au jet en impact, il convient d'abord de s'intéresser au cas du jet libre.

#### 1.2.3.1.1. Structure du jet libre

Une décomposition classique proposée pour le jet libre est de distinguer trois zones (figure I.3). [3]

**La zone de corps potentiel :** Elle se caractérise par une vitesse en sortie de buse conservée sur l'axe central du jet à l'intérieur de ce qui s'appelle alors le corps potentiel. [3]

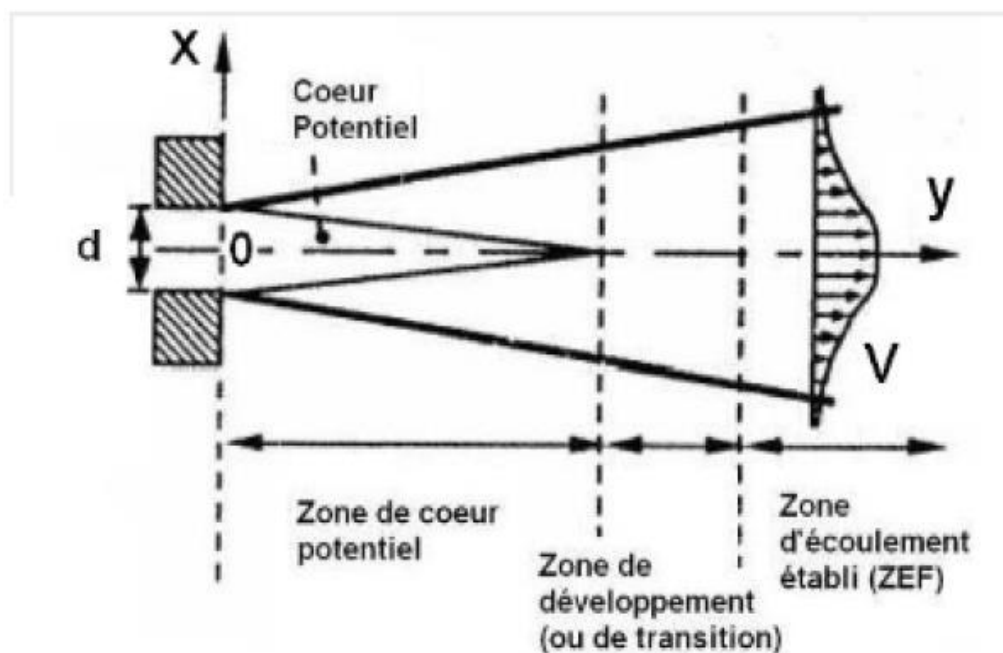


Figure I.3 – Structure générale du jet libre

L'air environnant est entraîné par le jet et réduit ainsi progressivement la vitesse dans le jet jusqu'à atteindre la ligne centrale. L'entraînement de l'air environnant crée une région de mélange et de fort cisaillement. La longueur du corps potentiel est généralement évaluée entre 4 et 7 fois le diamètre hydraulique de l'injecteur, mais ce résultat dépend fortement des profils de vitesse et des taux de turbulence en sortie d'injecteur. La géométrie de l'injecteur influence



nécessairement ces deux paramètres. Par exemple, pour un jet issu d'un tube long circulaire, la longueur du corps potentiel est de l'ordre de 4,5 à 5 fois le diamètre hydraulique. [3]

**La zone de transition** : Cette zone commence lorsque les couches de mélange se rejoignent au centre du jet. On observe alors une baisse de la vitesse axiale due aux fortes contraintes de cisaillement dans cette zone. [3]

**La zone développée** : Les profils de vitesse sont désormais auto semblables et peuvent donc être déduits des profils amont par similitude. Différents auteurs placent le début de cette zone à partir de 8 fois jusqu'à 20 fois le diamètre hydraulique de l'injecteur.

La turbulence dans le jet a deux origines qui sont la turbulence initiale en sortie de buse, et la turbulence générée par les contraintes de cisaillement dans la couche de mélange entre l'air environnant et le jet. Ainsi Cornaro et al. [4] ainsi que Popiel et Boguslawski [5] ont observé des structures tourbillonnaires cohérentes en bordure de jet. Ces structures n'apparaîtraient que pour une couche limite fine et laminaire à l'injection. Seules des traces de ces structures sont observées lorsque la couche limite à l'injection devient turbulente. De plus, le jet devient instable à partir d'environ 1,5 fois le diamètre hydraulique et un phénomène de battement du jet commence à apparaître. [3]

#### 1.2.3.1.2 Structure du jet en impact

Une fois explicitée la structure du jet libre, il apparaît que les caractéristiques d'un jet en impact peuvent se révéler très différentes selon la distance d'impact et donc selon la zone dans laquelle se situe l'impact. Trois régions distinctes sont considérées dans la structure d'un jet en impact (figure I.4). [3]

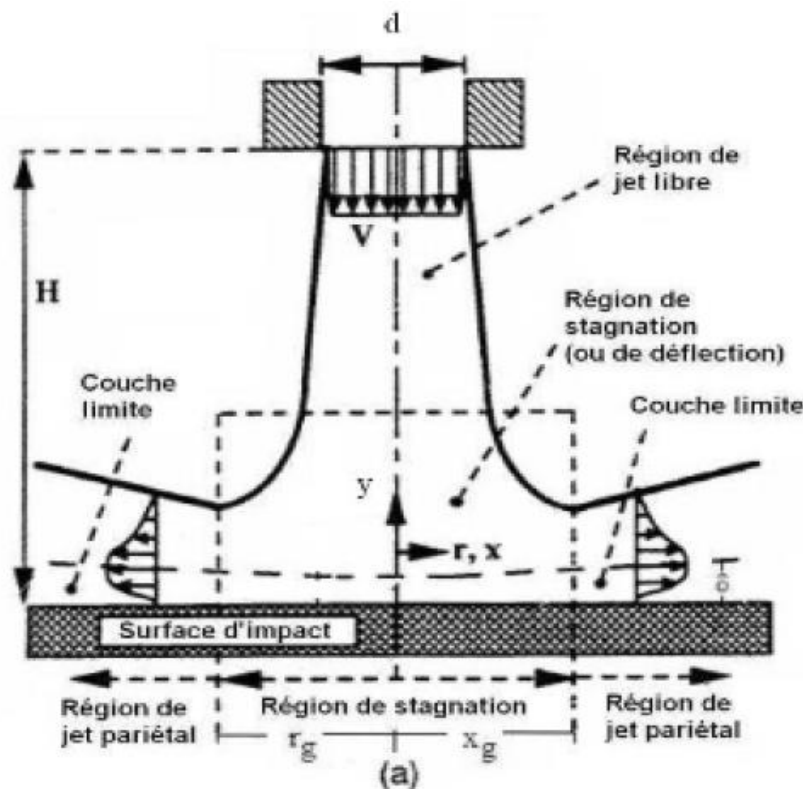


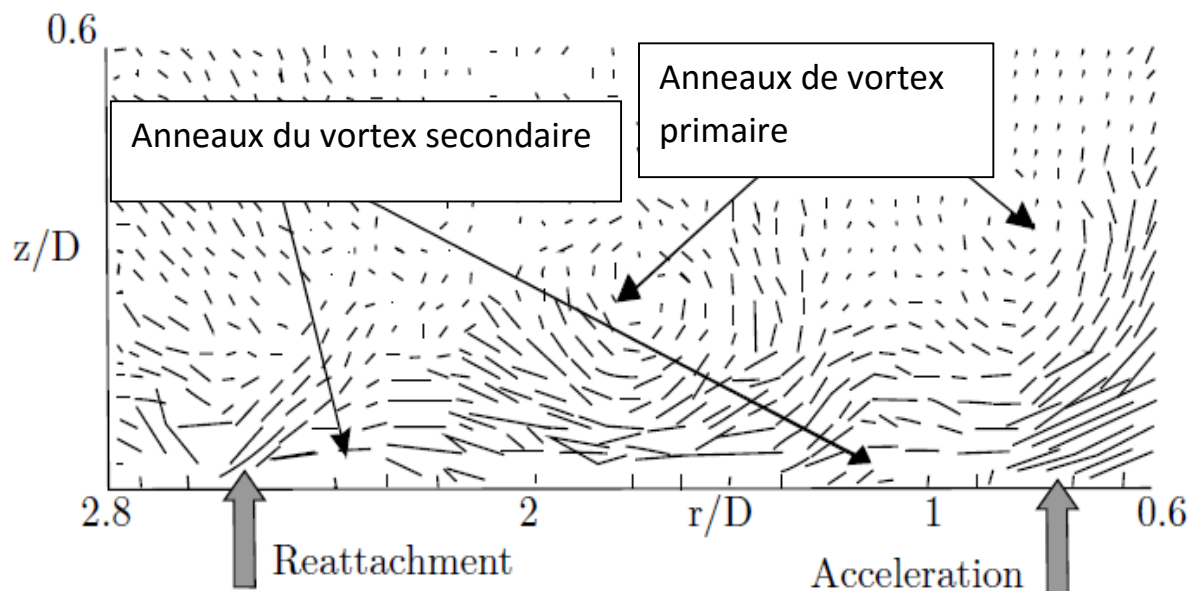
Figure I.4 – Représentation schématique d'un jet impactant une plaque plane

**La zone de jet libre :** Il s'agit de la zone qui possède les caractéristiques énoncées précédemment. Cette région n'est pas affectée par la paroi d'impact et se comporte donc comme le jet libre. Cependant sa longueur va varier selon la distance d'impact.

**La zone d'impact :** Elle se caractérise principalement par une baisse de la vitesse axiale au profit d'une augmentation de la vitesse radiale. On note également que la pression près de la paroi décroît radialement depuis le point de stagnation. L'écoulement le long de la plaque d'impact est donc accéléré depuis le point de stagnation. La fin de cette zone peut être définie comme étant l'endroit où la vitesse radiale est maximale. Lorsque la distance d'impact est petite ( $H/D \leq 4$ ), les structures tourbillonnaires issues du jet libre s'étirent et grossissent [6] (figure I.5). Pour de plus grandes distances d'impact, Cornaro et al. [4] et Méola et al. [7] observent une oscillation dans la zone d'impact du jet qui disloque les structures tourbillonnaires issues du jet libre.

**La zone de jet pariétal :** L'écoulement possède maintenant les caractéristiques d'un jet pariétal. La couche limite se développe le long de la surface d'impact et la vitesse radiale

diminue. Les structures tourbillonnaires observées pour de petites distances d'impact se disloquent dans la zone de jet pariétal [7].



**Figure I.5 – Structures tourbillonnaires primaires et secondaires observées par PIV [8]**

Ces zones sont sujettes à l'influence de plusieurs paramètres comme les conditions de vitesse en sortie d'injecteur, la distance d'impact et la géométrie globale du système. Il convient donc d'étudier les effets de ces paramètres sur les échanges de chaleur.

#### 1.2.3.1.3 Le Confinement



**Figure I.6 – Principe du confinement**

Le confinement consiste à positionner une plaque en sortie d'injecteur (figure I.6). La géométrie de l'injection et donc le confinement joue un rôle significatif sur les vitesses et la turbulence dans la couche de mélange. Ainsi, la longueur du corps potentiel est plus grande d'environ 10% lorsque le jet est confiné car l'entraînement massique et l'expansion du jet sont limités [9, 10]. En effet, l'air ambiant doit longer toute la paroi de confinement avant d'être mélangé au jet. En ce qui concerne la répartition locale du nombre de Nusselt, certains résultats semblent contradictoires entre les différentes études. Ainsi, Ashforthfrost et Jambunathan [9] constatent une diminution du nombre de Nusselt au point de stagnation due au confinement alors que Brevet [11] observe au contraire une augmentation des échanges de chaleur au point de stagnation, augmentation néanmoins suivie d'une diminution à partir de  $r/D = 2$ . Obot et al. [12] relèvent un déplacement vers le point de stagnation des extrema des échanges de chaleur. Aucune influence ne semble persister à partir d'une certaine distance d'impact. Cette distance est évaluée à  $H/D = 12$  pour certains [12] et à  $H/D = 3$  pour d'autres [11]. D'une manière générale, les échanges moyens diminuent faiblement avec la présence d'une plaque de confinement.

#### I.2.4. Nombres adimensionnels

##### ✓ Nombre de Prandtl

Le nombre de Prandtl caractérise l'importance relative de deux mécanismes qui pilote la convection du fluide qui sont, la diffusion de quantité de mouvement (viscosité cinématique,  $\nu$ ) et diffusion de chaleur (thermique,  $a$ ).

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a}$$

Les valeurs du nombre de Prandtl nous renseignent sur les caractéristiques thermo-physiques du fluide choisi.

##### ✓ Nombre de Reynolds

Le régime d'écoulement d'un fluide peut être laminaire ou turbulent. Le passage d'un régime à un autre est caractérisé par le nombre de Reynolds.

$$\text{Re} = \frac{U_{\infty} D}{\nu}$$

Avec  $U_{\infty}$  : vitesse caractéristique du fluide.

### I.3. Recherche bibliographique

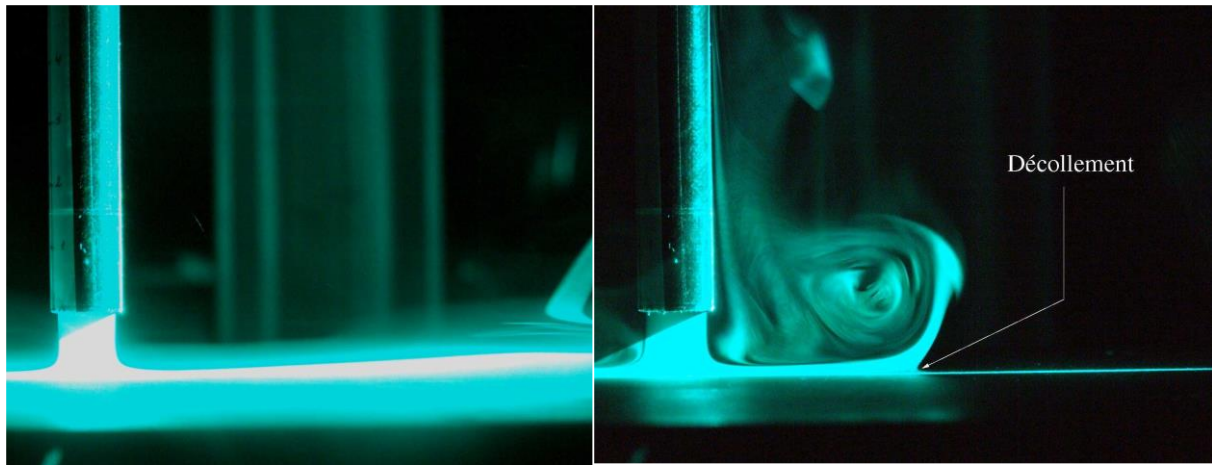
Les jets impactant ont fait l'objet de plusieurs études numériques et expérimentales. Nous allons présenter, dans cette partie, quelques travaux qui ont été réalisés sur la technique d'impacts de jets.

**Souhila DJEDJIG et Ferhat SOUIDI [13]** ont réalisé une étude numérique de la convection mixte lors d'un jet d'air laminaire impactant sur un disque circulaire chauffé constituant la base d'une chambre cylindrique. Le fluide pénètre dans la chambre suivant un axe centrale et la quitte par sa périphérie. L'étude a été faite en faisant varier le nombre de Reynolds et le nombre de Grashoff pour deux rapport de forme  $D/H=0.5$  et 1.

L'écoulement est supposé bidimensionnel et laminaire. Les principaux résultats qui ont découlé ont montré l'apparition de trois zones de recirculations.

**Amine KOCHED et al [14]** ont examiné les structures tourbillonnaires qui apparaissent dans un double jet d'air plan confiné arrivant perpendiculairement sur une paroi plane fixe. Les structures détectées sont caractérisées en terme de leur géométrie et leur dynamique pour mieux comprendre les conditions de leur apparition, la manière dont elles se développent et leur rôle au regard des transferts turbulents dans cette zone. Les auteurs ont utilisé une technique de décomposition en modes orthogonaux propres (POD) et le critère de détection de structures tourbillonnaires  $\lambda_2$  sur des champs de vitesses obtenus par PIV rapide à 2500 images/sec. L'écoulement est turbulent avec un nombre de Reynolds de buse de 13500. Des mesures PIV ont été effectuées dans un plan transversal au plan du jet situé à mi longueur de la buse.

**Zakaria Ghrab et al [15]** ont étudié de nombreuses applications industrielles, les jets sont employés dans le but de contrôler la température de surface d'un corps par convection forcée. Lorsque qu'un jet impacte une plaque horizontale dont la température est supérieure à celle du fluide, la dynamique de l'écoulement qui est en résulte devient complexe, dans la mesure où il se produit une compétition entre les effets de flottabilité engendrés par la différence de température entre la plaque et le fluide, et les effets d'inertie. En pratique, cette compétition se traduit par le décollement de la couche limite cinématique et thermique du fluide sur la plaque, à une distance plus ou moins éloignée de l'axe de la buse. Bien entendu, ce décollement de la couche limite a un effet important sur la quantité de chaleur échangée entre la plaque et le fluide, et donc, sur la qualité du refroidissement de la plaque.



**Figure.1.7 : Photographies d'un jet impactant une plaque plane et horizontale ( $Re=560$  pour les deux expériences). A gauche, la plaque est à la même température que l'air. A droite, la plaque est à une température supérieure de  $20^{\circ}C$  à celle de l'air ; du fait d'un effet de flottabilité généré par cette différence de température, la couche limite décolle à une certaine distance de l'axe de la buse.**

L'objet de cette recherche est donc de parvenir à caractériser le lieu de décollement de la couche limite en fonction de 3 paramètres, à savoir, la différence de température entre la plaque et le fluide, le débit imposé (i.e. le nombre de Reynolds) et la hauteur de la buse par rapport à la plaque. A cette fin, différentes investigations expérimentales sont réalisées : • visualisation par tomographie laser, • vélocimétrie par LDV et tube de Pitôt, • mesure de température par thermocouple. Les résultats obtenus expérimentalement présentent une bonne reproductibilité et nous permettent d'évaluer de manière quantitative l'effet des 3 paramètres étudiés sur le lieu de décollement de la couche limite.

**T. Dairay et al [15]** ont mené des simulations numériques de jets confinés impactant une paroi plane sont réalisées en s'appuyant sur le code « Incompact3d ». Ce code résout les équations de Navier-Stokes incompressibles sur une grille cartésienne à l'aide de méthodes numériques de précision quasi-spectrale. Les problématiques numériques liées au traitement des conditions de sortie, à la précision requise des schémas de discrétisation spatiale et à l'utilisation d'un maillage cartésien pour analyser un écoulement présentant une géométrie de nature cylindrique sont étudiées. Ils présentent ici les résultats d'une étude préliminaire permettant de paramétrer leurs futures simulations numériques directes d'un jet rond en régime turbulent.

Une étude numérique du refroidissement des aubes d'une turbine de turboréacteur par jets impactant a été présentée par **Francis SHUM et KIVAN [16]**. Cette étude vise à mieux comprendre la dynamique complexe du jet impactant ainsi que les transferts thermiques associés. La configuration étudiée est celle d'un jet impactant rond non confiné à un nombre de Reynolds  $Re = 23\ 000$ . La distance entre la sortie de la buse et la plaque est de  $2D$  où  $D$  représente le diamètre de la buse. L'approche numérique de type Simulation aux Grandes échelles (SGE) résolue à la paroi est choisie. Celle-ci permet d'avoir accès aux phénomènes instationnaires et est susceptible, dans le cas d'écoulements aussi complexes, de fournir de meilleurs résultats par rapport aux méthodes statistiques. Les prédictions du code AVBP sont évaluées en les comparant à des données expérimentales ou à des SGE réalisées par d'autres auteurs. Les premiers résultats concernent la dynamique de l'écoulement et sont en accord avec les expériences. Puis l'étude se concentre sur les transferts thermiques en considérant le couplage fluide/structure. Des suggestions sont émises pour expliquer de possibles liens entre les vortex créés et les transferts thermiques locaux.

**Stéphane ABIDE et al [17]** ont présenté une méthode basée sur la décomposition du domaine appliquée à la simulation du refroidissement d'une lamelle solide par un jet plan en impact. Cette technique repose sur l'utilisation d'une matrice d'influence pour assurer la continuité de la température et de la densité de flux à l'interface fluide/solide tout en conservant une précision d'ordre élevé (quatrième ordre compact). L'algorithme est validé sur une étude de la cavité différentiellement chauffée, puis il est utilisé pour calculer la température de surface lors du refroidissement d'une lamelle solide à faible nombre de Reynolds.

**M.R. GUECHI et al [18]** ont examiné l'effet de la pulvérisation d'un jet impactant sur l'amélioration des échanges thermiques à travers le refroidissement des surfaces chauffées. L'objectif de cette étude est de développer un modèle numérique pour prédire le transfert de chaleur avec changement de phase entre une surface chauffée et un jet diphasique impactant. Différentes approches de modélisation en diphasique sont comparées (approche lagrangienne, approches eulériennes). L'influence de la turbulence et de la taille des gouttes formant le spray est analysé. La validation des modèles numériques s'appuie sur une comparaison de nos résultats avec des travaux issus de la littérature.

**Wafa GHOZLANI et al [19]** se sont penchés sur les différents types d'actionneurs fluidiques submillimétriques à savoir: un actionneur à jet synthétique et un oscillateur fluidique. L'actionneur à jet synthétique est caractérisé par un train de vortex produit par l'aspiration et



l'éjection de l'air ambiant à travers un micro-orifice. Récemment, le jet synthétique a été largement étudié en laboratoire comme étant un actionneur pour le contrôle d'écoulement. L'avantage principal du jet synthétique est que le débit massique moyen est nul, ce qui élimine le besoin en installation supplémentaire pour l'alimentation fluidique du dispositif. Quand il est appliqué sur un écoulement transversal, il mène à la création de zones de recirculation fermées et de basse pression qui favorisent l'attachement de la couche limite à la paroi. L'étude de l'interaction entre deux actionneurs à jet synthétique se révèle d'une grande importance. En effet, la direction du jet résultant peut être contrôlée par le déphasage entre les deux actionneurs. Ce point est étudié à travers des calculs CFD et des mesures PIV et fil chaud pour trois déphasages. La méthode originale de création du déphasage à partir d'un seul générateur de pression est aussi décrite dans cet article. L'oscillateur fluidique est un dispositif qui, sans parties mobiles, peut générer deux jets pulsés à ses sorties. On présente ici la conception, la fabrication et la caractérisation du comportement d'un nouvel actionneur dans un environnement au repos grâce à des simulations numériques et des mesures fil chaud.

Une étude expérimentale aérodynamique et thermique de l'impact d'un jet rond unique sur une paroi plane a été menée par **Stéphane ROUX [20]**. Un haut-parleur permet de moduler la vitesse du jet en sortie de buse. Des mesures de vitesse par PIV montrent que le forçage amplifie les structures tourbillonnaires dans la couche de mélange du jet. Selon le forçage, ces tourbillons peuvent être très stables ou donner lieu à des interactions régulières entre tourbillons. Des décompositions triples de vitesse montrent que les contributions moyennes, cohérentes et stochastiques de l'écoulement peuvent être adaptées en fonction de la fréquence et de l'amplitude du forçage acoustique. Les fluctuations de pression associées à ces tourbillons sur la plaque d'impact ont été mesurées et évaluées à l'aide d'un formalisme intégral pour la pression. Les transferts de chaleur moyens par convection entre le jet et la paroi d'impact révèlent deux principaux effets du forçage acoustique sur les variations radiales du nombre de Nusselt pour une petite distance d'impact. L'effet de l'impact du cône potentiel du jet sur la paroi disparaît lorsque le forçage acoustique conduit à une augmentation importante des niveaux de turbulence sur l'axe du jet. Le lobe secondaire de transferts de chaleur est déplacé et atténué par le forçage acoustique. Des mesures de températures pariétales fluctuantes mettent en évidence deux modes de propagation des fluctuations de température sur la plaque d'impact. Le premier est indépendant du forçage acoustique et correspond à une propagation filamentaire. Le second est lié à la convection des tourbillons sur la plaque d'impact et correspond à la propagation radiale de fronts chauds et froids.



## **1.4 Conclusion**

Des notions fondamentales portant sur le phénomène des transferts thermiques et des généralités sur les jets impactant, ont été présentées dans la première partie de ce chapitre. Par la suite une étude bibliographique des principales investigations antérieures ont été passées en revue et une synthèse des différents travaux effectués sur la technique de jets impactant a été détaillée.

# Chapitre II:

## Modélisation mathématique

---

## CHAPITRE II :

# FORMULATION MATHÉMATIQUE

---

### II.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous allons présenter la formulation mathématique du problème de refroidissement d'une plaque chauffée par un jet impactant dans un canal. Les équations aux dérivées partielles, basées sur les principes de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie, décrivant le phénomène physique avec les conditions aux limites appropriées, seront présentées sous leurs formes dimensionnelle et adimensionnelle.

### II.2. Domaine physique

La géométrie du problème physique considérée dans la présente étude est schématisée dans la figure II.1, la géométrie étant bidimensionnelle en coordonnées cartésiennes. Le système consiste en un canal horizontal d'une longueur ( $L$ ) et d'une hauteur ( $H$ ) avec une entrée de longueur ( $D$ ) et d'une lamelle ( $d$ ) qui sépare les deux jets. Trois configurations ont été considérées le long de cette étude et qui sont schématisées sur la figure II.1 avec des longueurs différentes ( $d_1$ ), ( $d_2$ ) et ( $d_3$ ) de la lamelle ( $d$ ) qui sont respectivement 0.01 m et 0.02 m et 0.03 m.

A l'entrée du canal le fluide pénètre avec une distribution de vitesse ( $V$ ) et de température ( $T_0$ ) uniformes. La paroi chaude (dans les trois configurations) est maintenue à une température chaude ( $T_c$ ) constante supérieure à la température d'entrée fluide. Les trois configurations géométriques considérées le long de cette étude vont permettre, entre autre, d'étudier l'effet de l'espacement entre les deux entrées du jet sur le comportement dynamique et thermique qui seront représentés en termes de lignes de courant et les différents coefficients de transfert à savoir les nombres de Nusselt locaux et moyens.

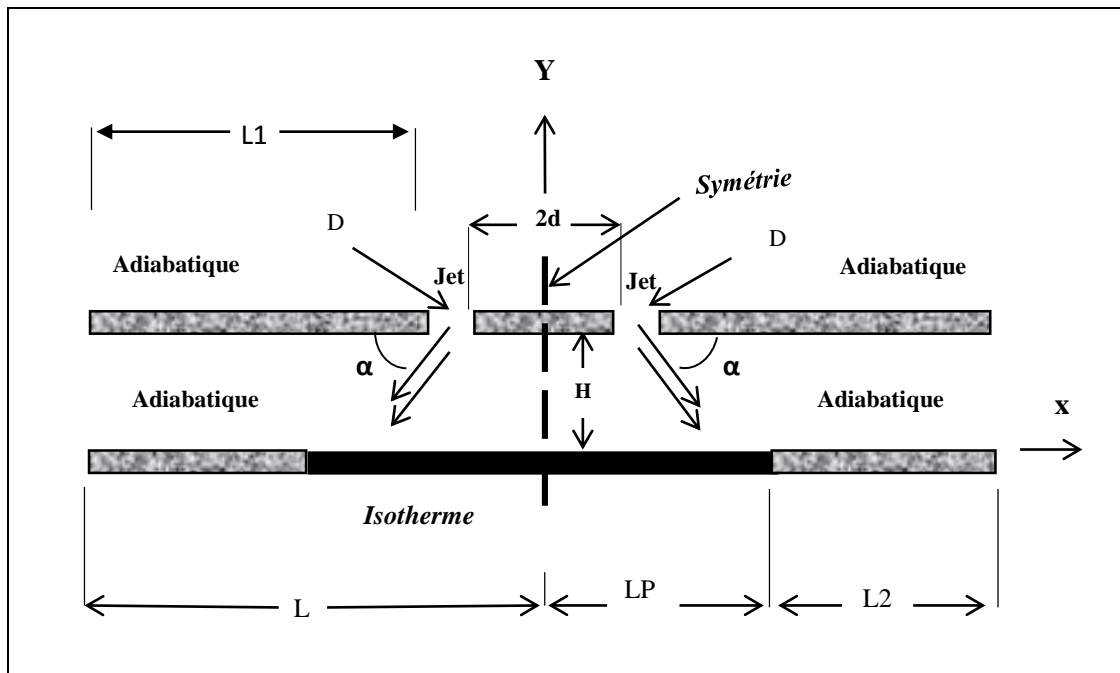


Figure II.1 : Géométries du problème physique considéré

### II.3. Hypothèses simplificatrices

Les équations mathématiques régissant le phénomène de refroidissement d'une plaque chauffée par un jet impactant dans un canal sont d'un degré de complexité élevé à cause de leur caractère non linéaire et couplé. Le traitement de ces équations dans leur état brut s'avère très ardu. Pour cette raison, certaines hypothèses simplificatrices sont, par conséquent, admises le long de cette étude afin de rendre leur résolution possible. On considère à cet effet que :

- Le régime d'écoulement laminaire et permanent.
- Le fluide est considéré newtonien et incompressible.
- L'écoulement est bidimensionnel et en coordonnées cartésiennes.
- Le transfert de chaleur par rayonnement et la dissipation visqueuse sont négligeables.
- Les propriétés thermo physique du fluide sont constantes.
- L'effet de la gravité est négligeable.

## II.4. Equation gouvernantes

Le système d'équation régissant le phénomène de jet impactant à travers la configuration géométrique est basé sur les équations du bilan de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. En se basant sur les hypothèses simplificatrices posées précédemment, l'expression mathématique des équations gouvernantes régissant le phénomène de jet impactant, s'écrit, sous forme dimensionnelle, comme suit :

### II.4.1. Equation de continuité

L'équation de continuité est traduite par la loi de conservation de masse, qui est donnée, en coordonnées cartésiennes, comme suite :

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

Où :  $u$  et  $v$  représente, respectivement, les composantes longitudinale et transversale de la vitesse.

### II.4.2. Equation de quantité de mouvement

Les équations de la conservation de la quantité de mouvement sont données par les équations de Navier-Stokes:

- Suivant la direction longitudinale :

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

- Suivant la direction transversale :

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

### II.4.3. Equation d'énergie

L'équation d'énergie est obtenue par l'application de premier principe de la thermodynamique, elle s'écrit sous la forme suivante :

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

Sachant que  $\alpha = \frac{k}{\rho C_p}$ , l'équation (II.8) se met sous la forme :

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.9})$$

### II.5. Condition aux limites

La solution exacte du système d'équations, obtenu précédemment, nécessite l'incorporation des conditions aux limites appropriées de champs dynamiques et thermiques. Et elles s'écrivent comme suit :

A l'entrée du canal, les profils de vitesses et de températures sont considéré uniformes

$$u (d < x < d+D, y = H) = U_0 \cos \alpha \quad (\text{II.10})$$

$$v (d < x < d+D, y = H) = - U_0 \sin \alpha \quad (\text{II.11})$$

$$T (d < x < d+D, y = H) = T_0 \quad (\text{II.12})$$

A la sortie de canal, on considère que l'écoulement est établi, en conséquence les conditions aux limites des vitesses longitudinales et transversales et de la température, s'écrivent comme suit :

$$\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right) (x = L; 0 < y < h) = \left(\frac{\partial v}{\partial x}\right) (x = L; 0 < y < h) = \left(\frac{\partial T}{\partial x}\right) (x = L; 0 < y < h) = 0 \quad (\text{II.13})$$

Pour la symétrie

$$\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right) (x = 0; 0 < y < h) = \left(\frac{\partial v}{\partial x}\right) (x = 0; 0 < y < h) = \left(\frac{\partial T}{\partial x}\right) (x = 0; 0 < y < h) = 0 \quad (\text{II.14})$$

Au niveau des parois inférieur et supérieur du canal, la condition de non glissement pour le champ dynamique et la condition de parois adiabatique pour le champ thermique, excepté la plaque chauffée, sont retenus, elles s'expriment mathématiquement par :

$$u (0 < x < L, y = 0) = v (0 < x < L, y = 0) = 0,$$

$$u (0 < x < d \text{ et } d+D < x < L, y = H) = 0,$$

$$v (0 < x < d \text{ et } d+D < x < L, y = H) = 0 \quad (\text{II.15})$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right) (0 < x < d \text{ et } d + D < x < l, y = h) = \left(\frac{\partial T}{\partial y}\right) (Lp < x < L, y = 0) = 0 \quad (\text{II.16})$$

Pour la plaque chauffée, la température  $T_c$ , constante, est imposée :

$$T (0 < x < Lp, y=0) = T_c \quad (\text{II.17})$$

## II.6. Mise sous forme adimensionnel des équations gouvernantes

La forme adimensionnelle des équations gouvernantes est utilisée dans le but de généraliser les résultats obtenus, elle permet aussi d'avoir une meilleure interprétation des résultats en faisant apparaître certains groupements adimensionnels, qui seront des paramètres de contrôle de problème étudié. Il y a lieu de préciser que la résolution numérique des équations gouvernantes précédentes est réalisée moyennant le logiciel Fluent qui traite les équations sous leur forme dimensionnelle. Donc cette mise sous forme adimensionnelle va permettre une meilleure discussion des résultats et une meilleure compréhension des données de calculs à travers les valeurs des nombres et groupements adimensionnels, qui sont plus parlantes que les valeurs des grandeurs elles même. Afin de ramener les équations précédentes à une forme adimensionnelle, il est nécessaire de définir les changements de variable suivants :

$$X = \frac{x}{D} ; Y = \frac{y}{D} ; U = \frac{u}{U_0} ; V = \frac{v}{U_0} ; P = \frac{p}{\rho U_0^2} ; \theta = \frac{T - T_0}{T_c - T_0} \quad (\text{II.18})$$

En introduisant les variables adimensionnelles de l'équation (II.22) dans les équations gouvernantes, la forme adimensionnelle équations gouvernantes s'écrit comme suit :

### II.6.1. Equation de continuité

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (\text{II.19})$$

### II.6.2. Equation de quantité de mouvement

- Suivant la direction longitudinale :

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{Re} \left( \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II.20})$$

- Suivant la direction transversale :

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{Re} \left( \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II.21})$$

### II.6.3. Equation d'énergie

La forme adimensionnelle de l'équation d'énergie est donnée par :

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{PrRe} \left( \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (II.22)$$

Après avoir effectué la forme adimensionnelle des équations gouvernantes, on constate l'apparition des nombres adimensionnels, déjà définis et décrits dans le chapitre précédent, tels-que :

$$\text{Le nombre de Reynolds : } Re = \frac{U_0 D}{\nu}$$

$$\text{Le nombre de Prandtl : } Pr = \frac{\nu}{\alpha}$$

### II.7. Condition aux limites adimensionnelles :

La forme adimensionnelle des conditions aux limites décrites à travers les équations (II.10) à (II.21), s'écrivent sous la forme suivante :

A l'entrée du canal :

$$U (d/D < x < d/D + 1, y = H/D) = \cos \alpha \quad (II.23)$$

$$V (d/D < x < d/D + 1, y = H/D) = - \sin \alpha \quad (II.24)$$

$$\theta (d/D < x < d/D + 1, y = H/D) = 0 \quad (II.25)$$

A la sortie du canal :

$$\left( \frac{\partial U}{\partial X} \right) (X=L ; 0 < Y < H/D) = \left( \frac{\partial V}{\partial X} \right) (X=L ; 0 < Y < H/D) = \left( \frac{\partial \theta}{\partial X} \right) (X=L ; 0 < Y < H/D) = 0 \quad (II.26)$$

Aux niveaux des parois inférieur et supérieur du canal

$$U (0 < X < L, Y = 0) = V (0 < X < L, Y = 0) = 0$$

$$U (0 < x < d/D \text{ et } d/D + 1 < X < L, Y = H/D) = 0$$



$$V (0 < X < d/D \text{ et } d/D+1 < X < L, Y = H/D) = 0 \quad (\text{II.15})$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right) \left(0 < X < \frac{d}{D} \text{ et } \frac{d}{D} + 1 < X < L, Y = \frac{H}{D}\right) = 0$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right) (Lp/D < X < L, Y = 0) = 0 \quad (\text{II.16})$$

Pour la plaque chauffée, la température  $T_c$ , constante, est imposée :

$$T (0 < X < Lp/D, Y=0) = 1 \quad (\text{II.17})$$

## II.8. Calcul des nombres de Nusselt

L'étude des transferts de chaleur par jet impactant dans un canal dont la paroi inférieure est une plaque chauffée soumise à une Température  $T_c$ , nécessite la détermination du taux de transfert de chaleur. Ce dernier est donné par le nombre de Nusselt. Il s'exprime comme suit :

$$Nu = \frac{hD}{K} \quad (\text{II.41})$$

Comme à l'interface ( $0 < X < LP, Y=0$ ), la chaleur s'écoule seulement par conduction de la paroi chaude vers le fluide, la densité du flux de chaleur ( $q$ ) peut être calculée à partir de l'équation suivante (loi de Fourier) :

$$q = - \left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{y=0} \quad (\text{II.42})$$

Où  $k$  représente la conductivité thermique du fluide et le signe (-) signifie que la chaleur se transmet dans le sens positif, c'est-à-dire, dans le sens de la diminution de la température. La quantité de chaleur transmise par convection de la paroi chaude vers le fluide, peut être exprimée au moyen de l'équation suivante (Loi de Newton) :

$$q = h.s (T_c - T_0) \quad (\text{II.43})$$

Avec  $h$  représente le coefficient d'échange de chaleur convectif et  $T_c, T_0$  les températures chaude et froide respectivement.

En égalant terme à terme les équations (II.42) et (II.43), on obtient l'expression du coefficient du transfert convectif, donnée par :

$$h = \frac{-k \left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{(0 < X < LP, y=0)}}{(T_c - T_0)} \quad (\text{II.44})$$

$$Nu = \frac{-D(\frac{\partial T}{\partial y})(0 < X < Lp, y=0)}{(Tc - T0)} \quad (II.45)$$

En introduisant les variables adimensionnelles, l'expression du nombre de Nusselt local est donnée par:

$$Nu = -(\frac{\partial \theta}{\partial Y})(0 < X < \frac{Lp}{D}; Y=0) \quad (II.46)$$

Le nombre de Nusselt moyen est exprimé par l'intégrale suivant :

$$Numoy = \frac{1}{Lp} \int_0^{Lp} Nu \, dx \quad (II.47)$$

## II.9. Evaluation de la fonction de courant

L'une des grandeurs retenue dans cette étude afin de présenter est la fonction de courant à travers la visualisation des lignes de courant qui sont un moyen très efficace pour la compréhension du phénomène physique sur le plan dynamique et son impact sur la champ thermique et donc sur les coefficients de transfert. L'expression de la fonction de courant  $\psi$  est obtenue à partir des composantes de la vitesse. Elle est donnée pour un écoulement bidimensionnel comme suit:

$$U = \frac{\partial \Psi}{\partial Y} \quad ; \quad V = -\frac{\partial \Psi}{\partial X} \quad (II.48)$$

## II.10. Conclusion

Nous avons présenté le long de ce chapitre le domaine physique avec les équations gouvernantes régissant le problème de refroidissement d'une plaque chauffée par jet impactant, sous leur forme dimensionnelle et adimensionnelle, avec les conditions aux limites appropriées, qui ont été détaillées. Enfin les nombres de Nusselt moyens et locaux ont été quantifiés.

# Chapitre III:

## Simulation numérique

---

## CHAPITRE III : RESOLUTION NUMERIQUE

---

### III.1 Introduction

Les équations aux dérivées partielles décrivant le phénomène physique lié à l'écoulement du fluide, qui sont définies dans le deuxième chapitre, doivent être résolues pour trouver une solution au problème posé. Pour cette raison, plusieurs techniques peuvent être adoptées. Dans ce travail, nous avons opté pour une approche numérique moyennant le code commercial FLUENT qui est basé sur la méthode des volumes finis pour la discrétisation des équations gouvernantes.

### III.2 Généralisées sur le CFD

La simulation numérique des écoulements appelée communément CFD (Computational Fluid Dynamics) est considérée aujourd'hui comme l'un des outils incontournables de la conception et elle est largement utilisée dans l'ingénierie. Le choix de l'utilisation d'un tel procédé numérique dépendra essentiellement du type et de la complexité du problème à résoudre à savoir: la nature du fluide, le comportement thermodynamique, la modélisation du milieu et la nature du problème (stationnaire ou transitoire).

La CFD «Computational Fluid Dynamics» (soit en français: Dynamique des Fluides Numérique) est un ensemble de méthodes numériques permettant d'obtenir une solution approximative d'un problème de dynamique des fluides et/ou de transfert thermique. Les équations qui interviennent sont celles de la mécanique des fluides, résolues par des méthodes numériques. Cependant, grâce au développement des méthodes numériques et des calculateurs de plus en plus puissants avec une grande capacité de mémoire, la CFD permet d'avoir des solutions très satisfaisantes. Ceci est encore plus vrai dans l'industrie où très souvent on ne s'intéresse qu'aux valeurs moyennes et aux ordres de grandeur d'un problème donné.

### III.3 Description de Gambit et de fluent

#### III.3.1 Gambit

Le logiciel Gambit est un préprocesseur qui permet de réaliser ou d'importer des géométries (surface ou volume) en 2D ou 3D simple ou complexes, il permet de créer plusieurs types de maillage (structuré, non structuré ou hybrides) en coordonnées cartésiennes, polaire, cylindrique ou axisymétriques et de spécifier le types de matériau (fluide ou solide) selon le bon vouloir de l'utilisateur. Le préprocesseur permet aussi de définir les conditions aux limites appropriées aux frontières du domaine de calcul. Il possède en outre de nombreuses possibilités d'extraction qui permettent l'utilisation de ses maillages par des logiciels industriels comme par exemple FLUENT. Les différentes étapes d'utilisation de GAMBIT sont décrites dans ce qui suit :

##### 3.1.1. Interface de Gambit

Après avoir lancé le logiciel, l'interface d'utilisation apparait

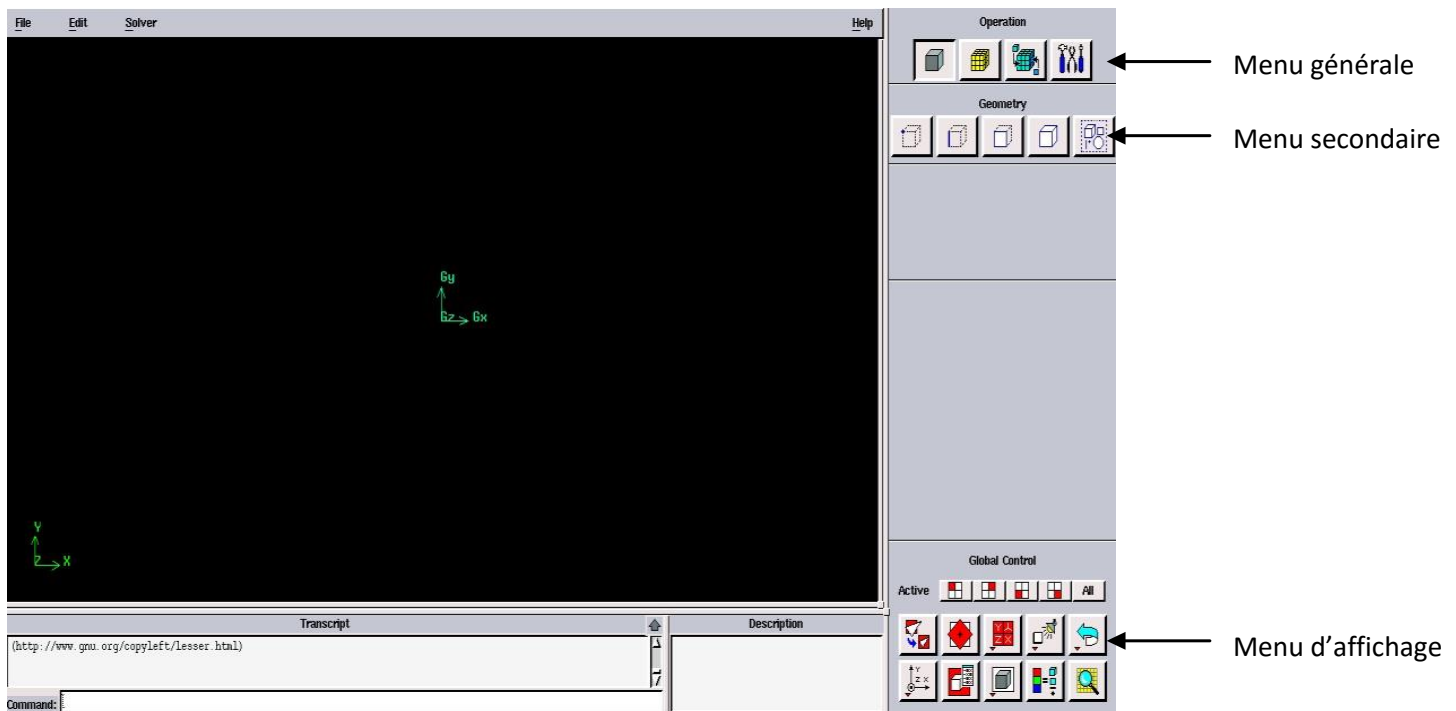


Figure III.1 : Interface de GAMBIT

## 2. Fenêtre d'outils d'opération

Chaque menu de cette fenêtre correspond à une fonction bien définie pour la construction de la géométrie, la génération du maillage et l'implémentation des conditions aux limites.



Figure III.2.a: Fenêtre d'outil d'opération

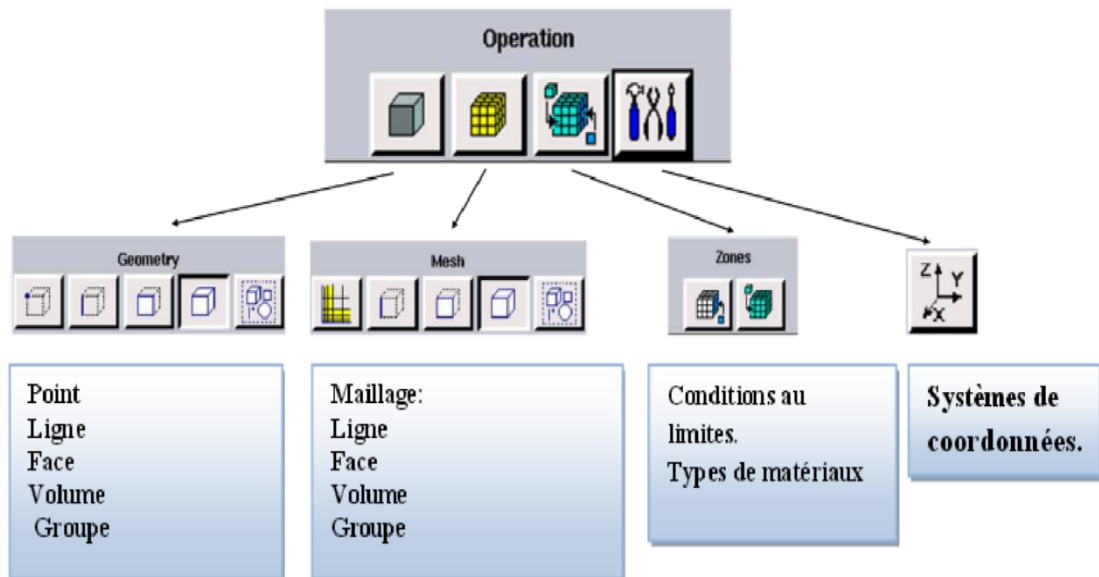


Figure III.2.b : Détail des principaux menus

### a. Construction de la géométrie

Elle est créée à partir de points, de côtés, de surfaces, de volumes ou d'un groupe de tous ces éléments. On peut effectuer des opérations d'union, d'intersection, de séparation d'effacement de décomposition.

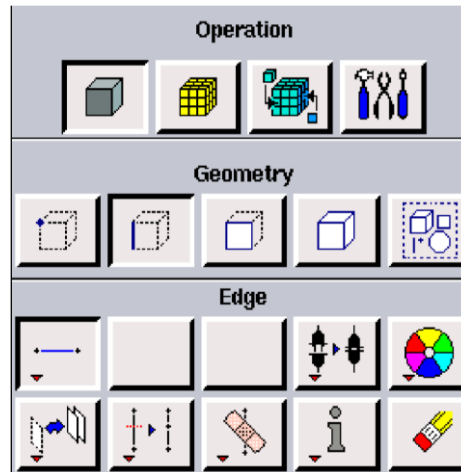


Figure III.3 : Construction de la géométrie

### b. Génération de maillage

Le maillage consiste à diviser le domaine en plusieurs intervalles réguliers appelés volumes de contrôle. Cette fonction permet la génération de tous types de maillage, la manipulation du maillage généré.

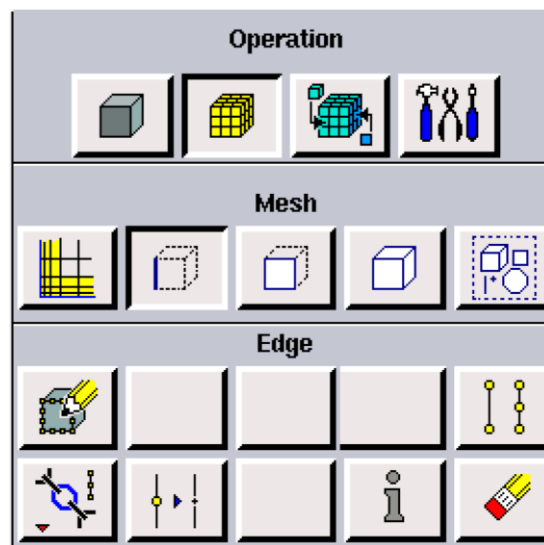


Figure III.4 : Génération de maillage

### c. Incorporation des conditions aux limites

La résolution numérique des équations aux dérivées partielles nécessite l'implémentation des conditions aux limites. Une multitude de conditions aux limites sont intégrées dans Gambit prenant en considération tout type de problème physique selon le problème traité. À noter que l'espace maillé est pris par défaut comme, étant fluide.

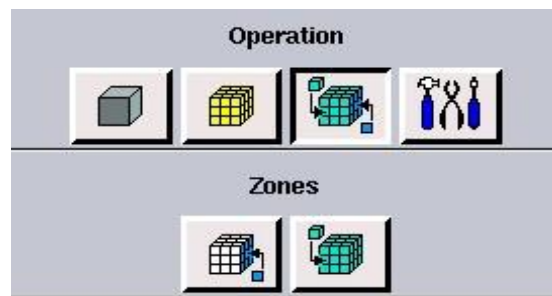


Figure III.5: Incorporation des conditions aux limites

#### d. Boutons d'outils

Ils permettent de spécifier le système de coordonnées ou d'autres opérations spécifiques.



Figure III.6 : Barre d'outils

### 3. Fenêtre de contrôle global

Elle concerne l'orientation, l'affichage, la lumière et la vérification du maillage, c'est un moyen d'une grande utilité de part la possibilité qu'il offre à procéder à une vérification minutieuse du maillage généré avant son exportation vers le logiciel Fluent.

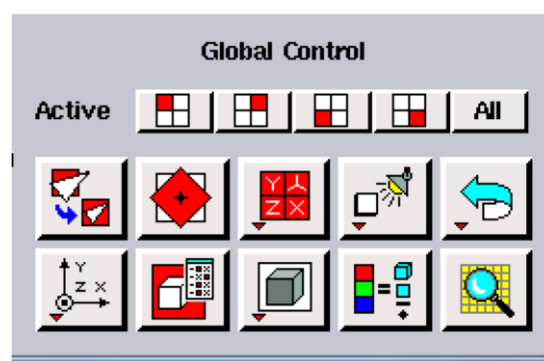


Figure III.7 : Fenêtre de control global



#### 4. Exportation du maillage de Gambit

Une fois que la géométrie a été créée, la génération du maillage et les conditions aux limites ont été définies, il faut exporter le maillage, en format « .msh » pour que fluent soit capable de le lire et de l'utiliser et cela après l'avoir sauvegardé (enregistré), comme suit :

**File---Save As:** Un nom de session, de même sélectionner le répertoire adéquat.



Figure III.8. Enregistrement du fichier

Ensuite il faut suivre le chemin de l'instruction : **File—export—Mesh** et puis **export 2D-Mesh** si le domaine maillé est en 2 dimensions, puis sélectionner le répertoire où stocker le fichier.

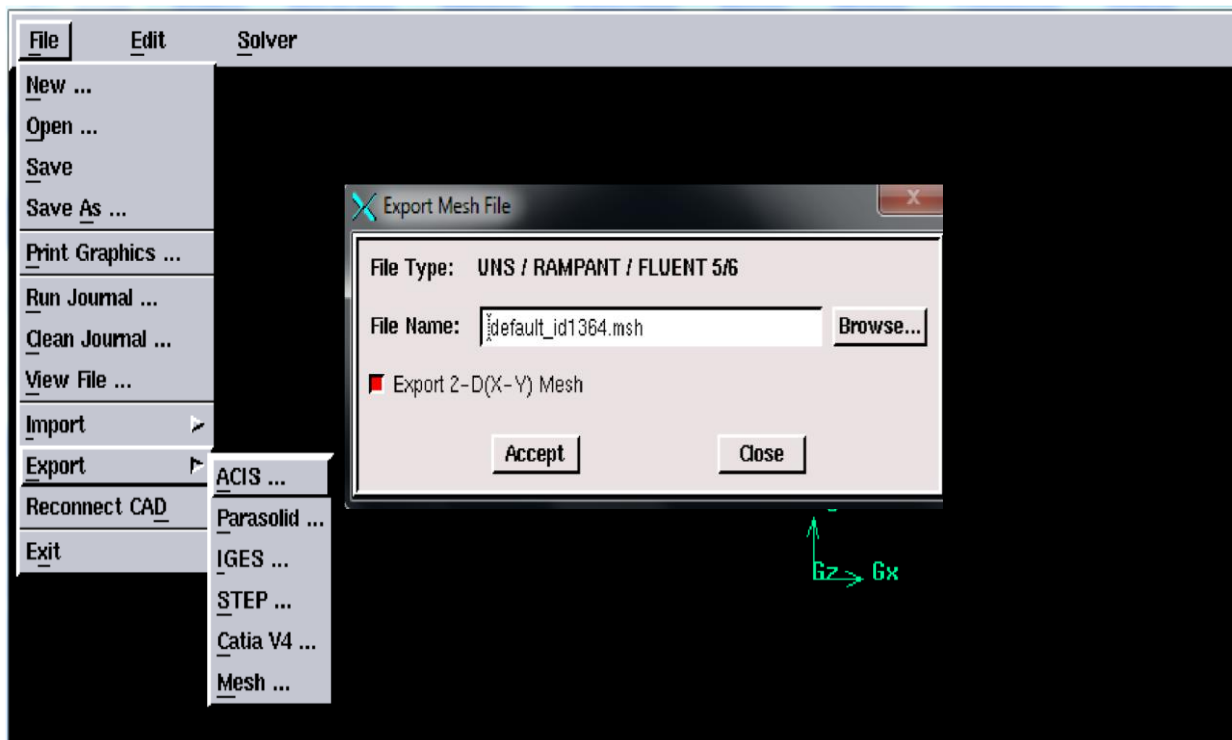


Figure II.9 : exportation du maillage

### III.3.2 Fluent

FLUENT est l'un des codes de calcul les plus répandus utilisés dans la modélisation des écoulements de fluides et dans les transferts de chaleur et de masse pour différents types de géométries. Il est basé sur la méthode des volumes finis dans la discrétisation des équations gouvernantes. Son usage est très varié et il s'adapte à toutes les situations physiques, il permet, entre autre, de simuler les écoulements des fluides compressibles ou incompressibles, stationnaires ou instationnaires, laminaires ou turbulents, écoulements dans les milieux poreux ...etc.

Le logiciel "FLUENT" est écrit en langage C et utilise pleinement la flexibilité et la puissance offertes par ce langage (allocation de l'espace mémoire dynamique). Il facilite à l'utilisateur sa manipulation à travers la simplicité de son interface graphique. Fluent n'est pas limité uniquement par ces propres fonctions, mais il permet à son utilisateur d'injecter sa propre fonction, définir toutes les particularités de son problème et introduire les caractéristiques des matériaux selon le problème traité [21].

#### III.3.2.1 Interface du code Fluent

On peut démarrer 4 versions de Fluent 2D, 3D, 2DDP, 3DDP ayant la même interface, avec :

- **2D** (2 Dimensions).
- **2DDP** (2 Dimensions Double Précision).
- **3D** (3 Dimensions).
- **3DDP** (3 Dimensions Double Précision).

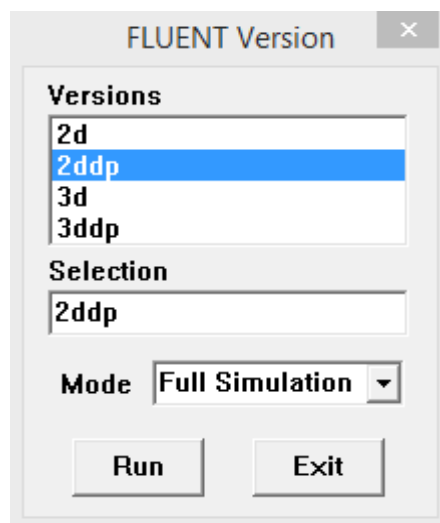


Figure III.10 : Type de résolution



Figure III.11: Interface Fluent

Ensuite l'utilisation de Fluent est simple, il suffit de suivre l'ordre des menus en partant de la gauche pour aller vers la droite.

### 1. Importation de la géométrie (\*.msh)

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

#### File – Read -- Case

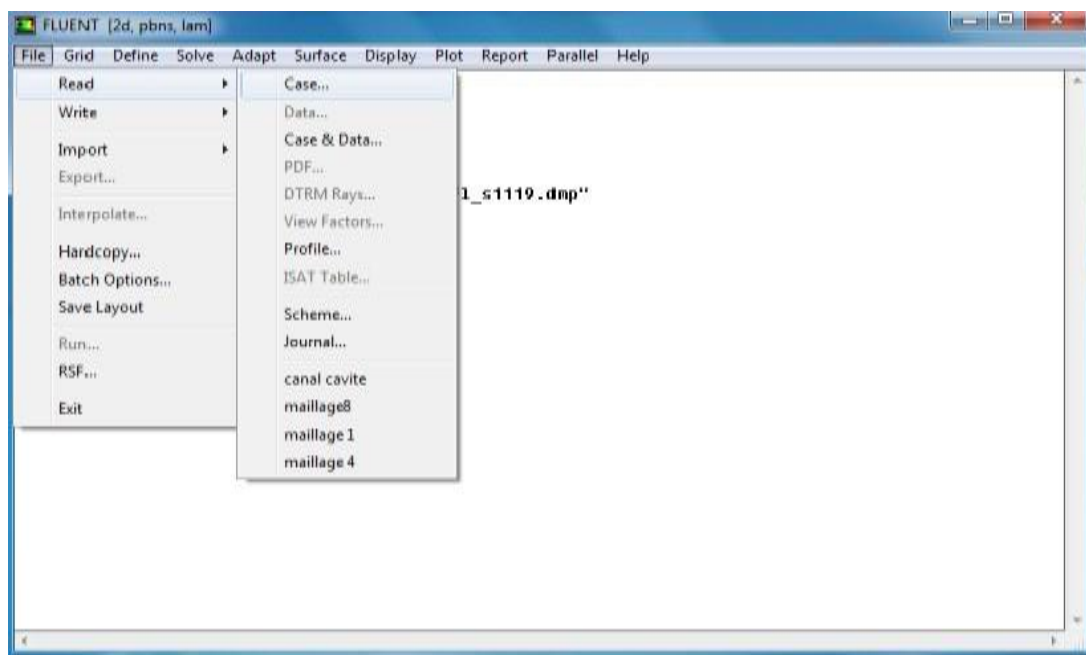


Figure III.12: Importation de la géométrie.

## 2. Vérification du maillage importé

Cette fonction permet de vérifier si le maillage importé ne contient pas des défauts, comme des problèmes de jointure entre les différentes surfaces du maillage : **Grid -- check**

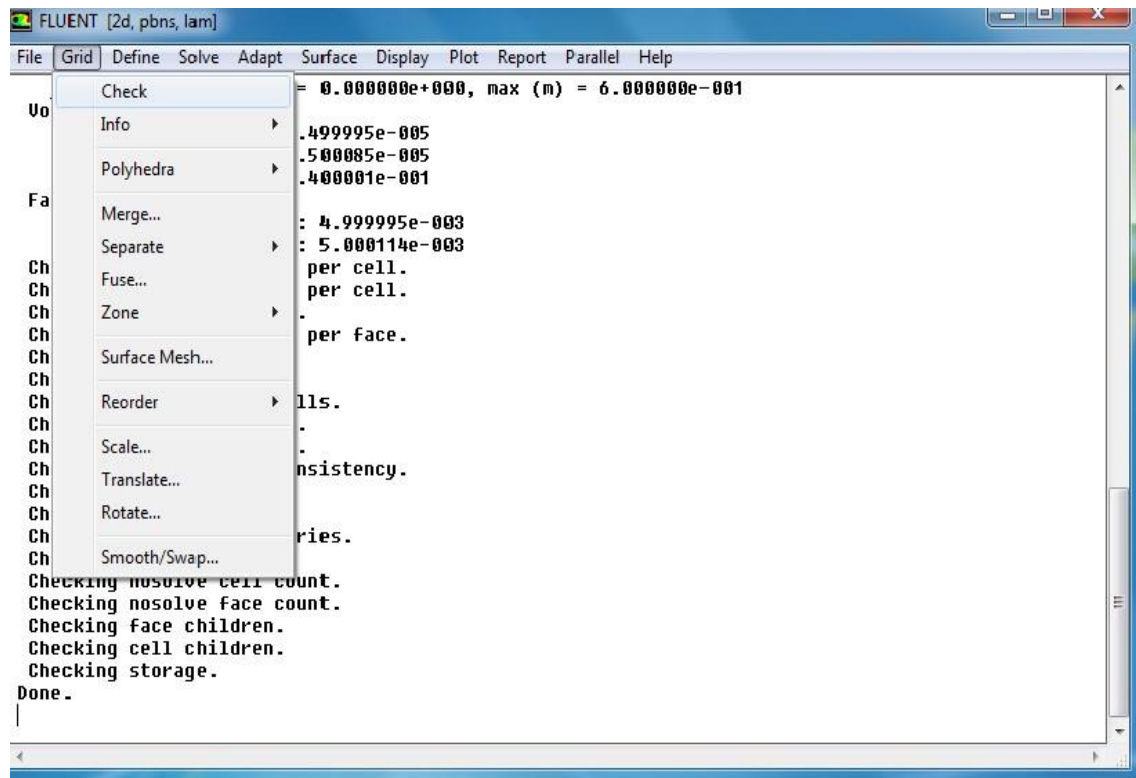


Figure III.13 : Vérification du maillage sous Fluent

## 3. Vérification de l'échelle

Il faut toujours vérifier l'échelle d'étude du maillage. Cette étape est très importante, car suivant les dimensions du domaine, les phénomènes mis en jeu ne sont pas les mêmes : **Grid**

– **Scale**

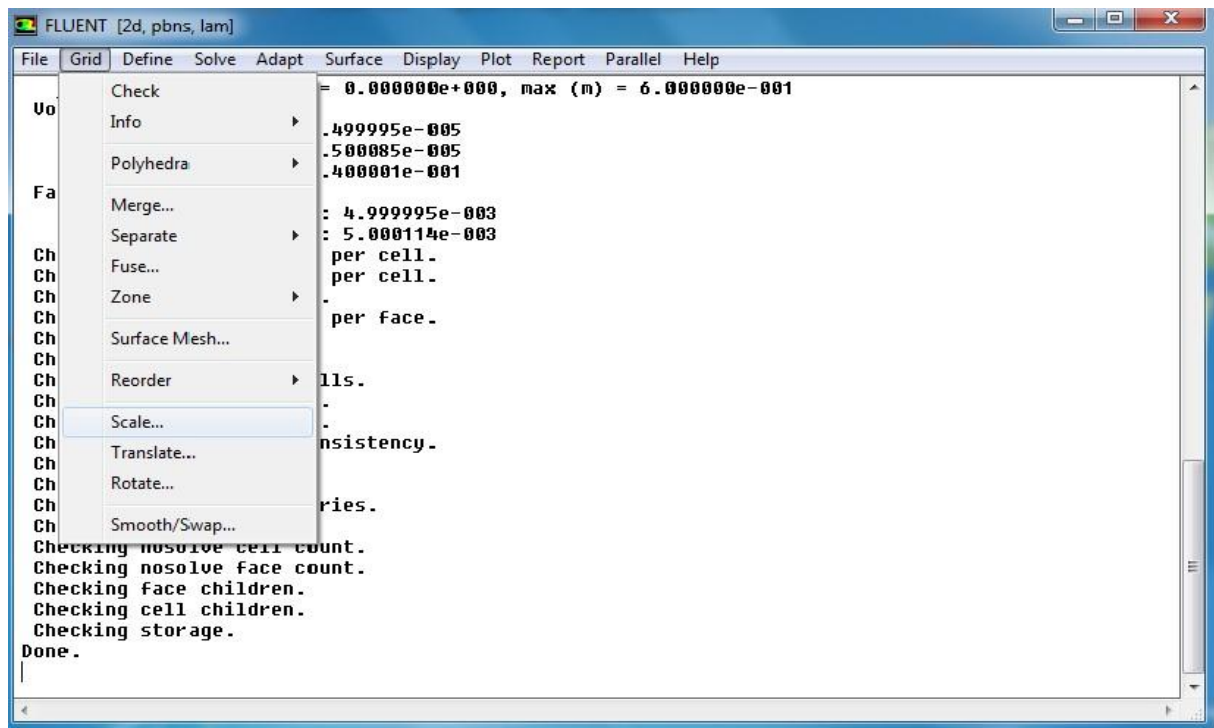


Figure III.14: Vérification des unités.

#### 4. Lissage du maillage (Smooth/Swap Grid)

Pour s'assurer de la qualité du maillage, il est pratique de lisser le maillage, il faut à cet effet cliquer sur le bouton Smooth puis sur le bouton Swap. On répète l'opération jusqu'à ce que FLUENT affiche que zéro faces sont swappées. **Grid -- Smooth/ Swap...**

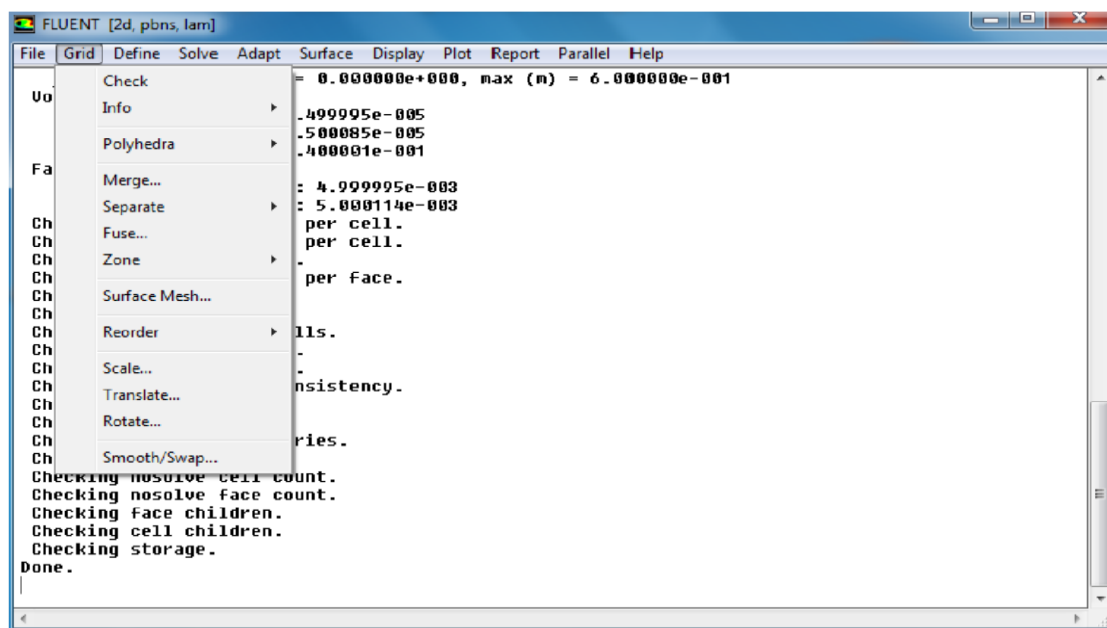


Figure III.15 : Lissage du maillage

Une fois que le maillage vérifié avec l'échelle appropriée, on définira les paramètres de calcul qui se trouve dans le menu **Define**.

### 5. Définition des paramètres de calcul

C'est une option qui se décompose en un autre menu. **Define -- Models**

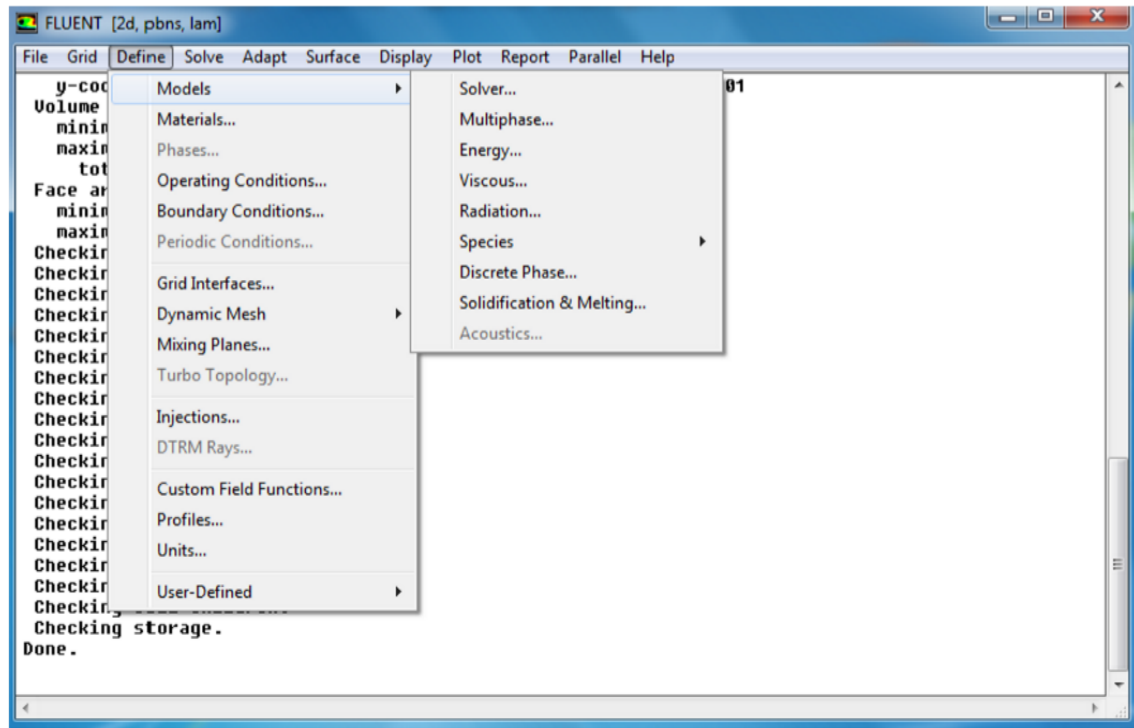


Figure III.16 : paramètres de calculs

#### a. Choix du solveur

Ce menu permet de choisir le type de résolution que l'on veut adopter (schéma implicite, explicite, régime stationnaire ou instationnaire, configuration 2D ou 3D...etc.), sa fonction est définie comme suit :

#### Define -- Models -- Solver

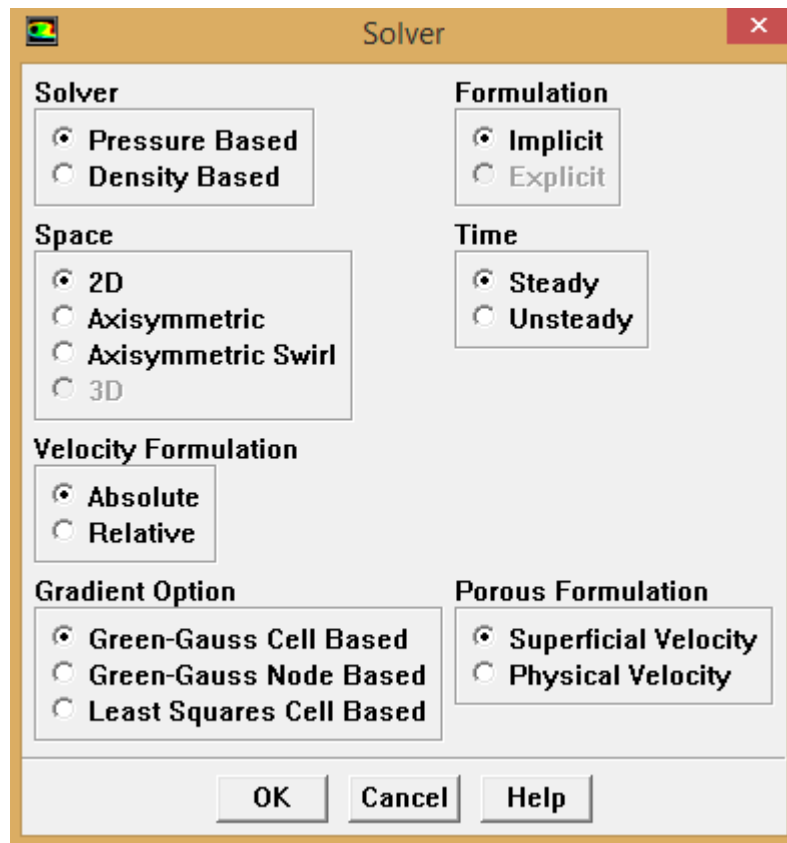


Figure III.17 : Choix du solveur sous Fluent

#### b. Définition du régime d'écoulement

Fluent propose différentes modélisations de l'écoulement qui sont disponibles pour résoudre le problème .parmi lesquels on trouve les écoulements non visqueux, laminaire, turbulents...etc. l'expression de cette fonction est comme suit : **Define -- Models – Viscous**

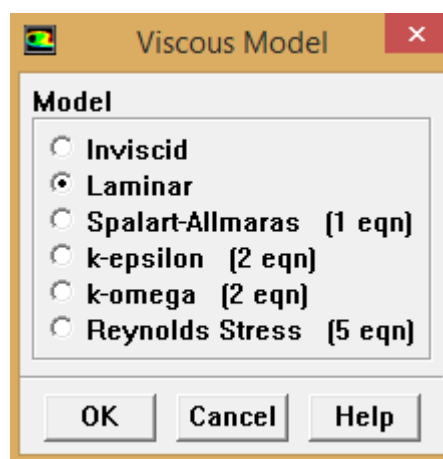


Figure III.18 : Choix du modèle de turbulence.

### c. L'équation de l'énergie

Cette fonction permet d'inclure ou non l'équation d'énergie dans le système d'équation à résoudre, cela dépend du type du problème à traiter (problème uniquement dynamique ou dynamique et thermique). Il y a lieu de noter que dès qu'un gradient de température intervient dans les phénomènes il faut utiliser cette équation pour, d'une part observer une solution réaliste mais aussi souvent pour faciliter la convergence. Le cheminement à suivre sur fluent est le suivant : **Define – Models -- Energie**

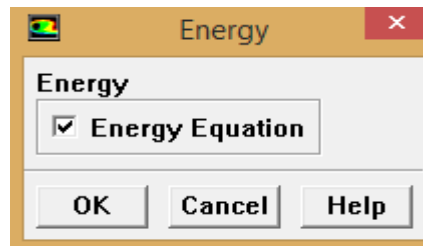


Figure III.19 : Equation de l'énergie.

Le menu **Models** contient d'autres options telles que radiation, qui est à utiliser en fonction de l'énoncé du problème, si les effets du transfert par radiation sont à prendre en compte.

### 6. Définition des caractéristiques du matériau

Permet de choisir le type de fluide à traiter (gaz ou liquide) à partir de la bibliothèque de données de Fluent. **Define – Materials**

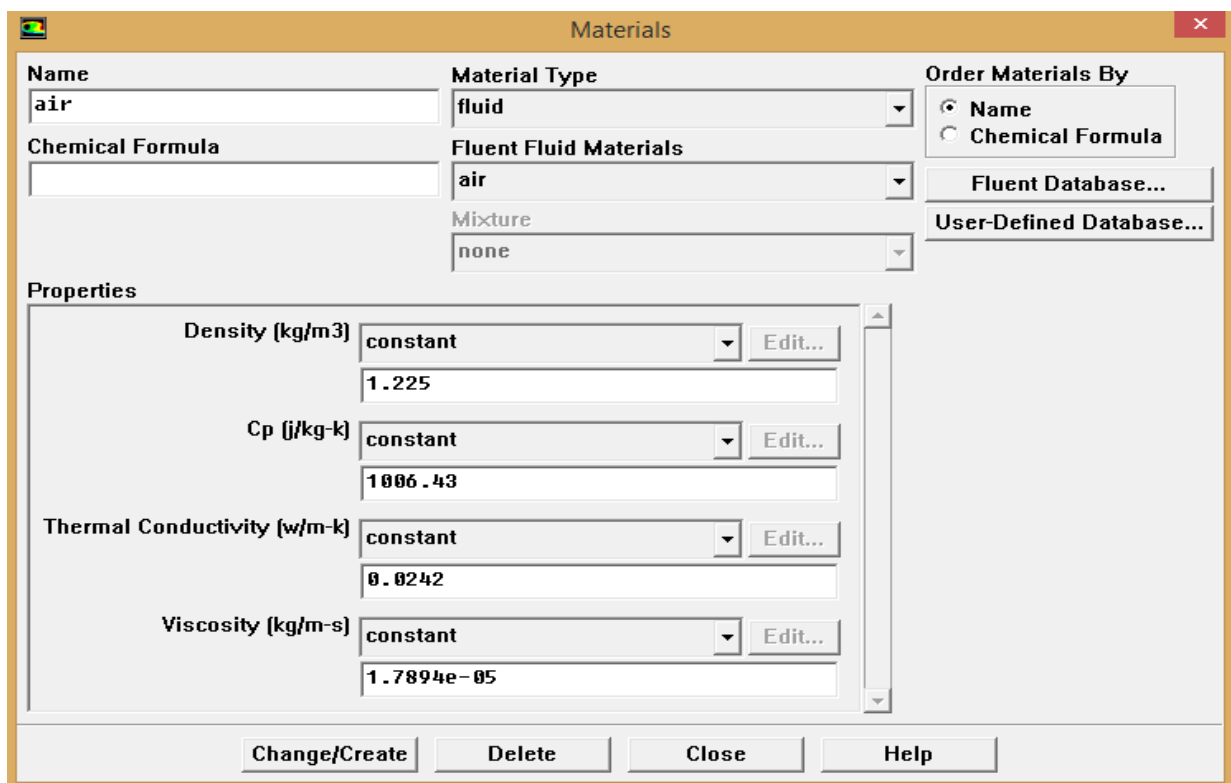


Figure III.20 : Définition des caractéristiques du fluide



### 7. Définition des conditions opératoires

Cette fonction permet de poser les conditions de fonctionnement (pression de référence...).

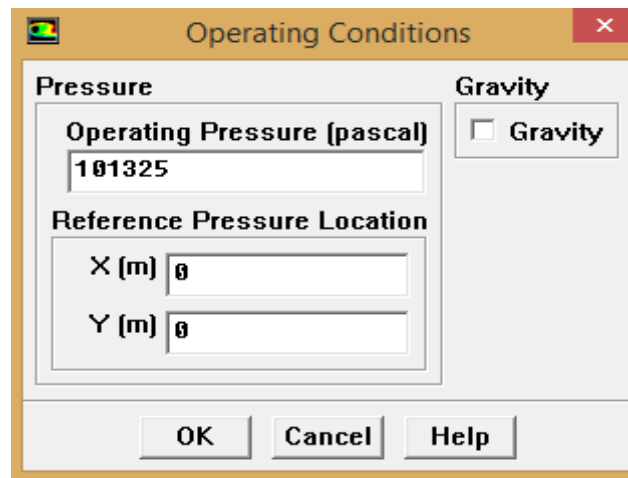
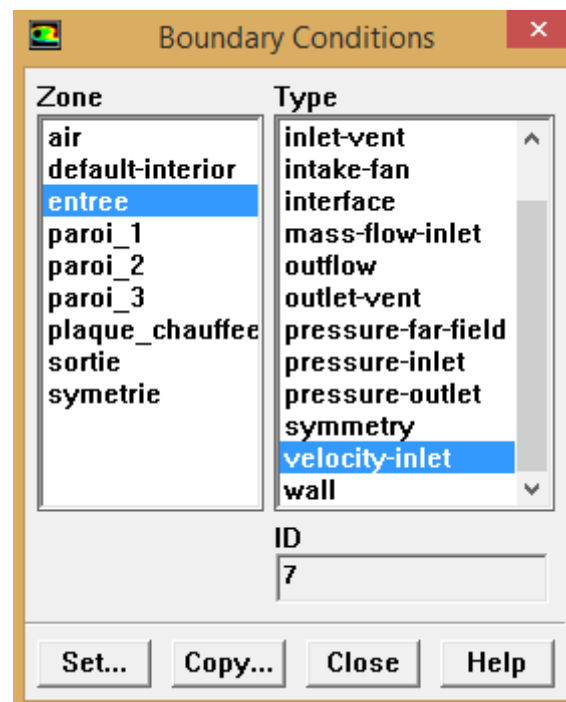
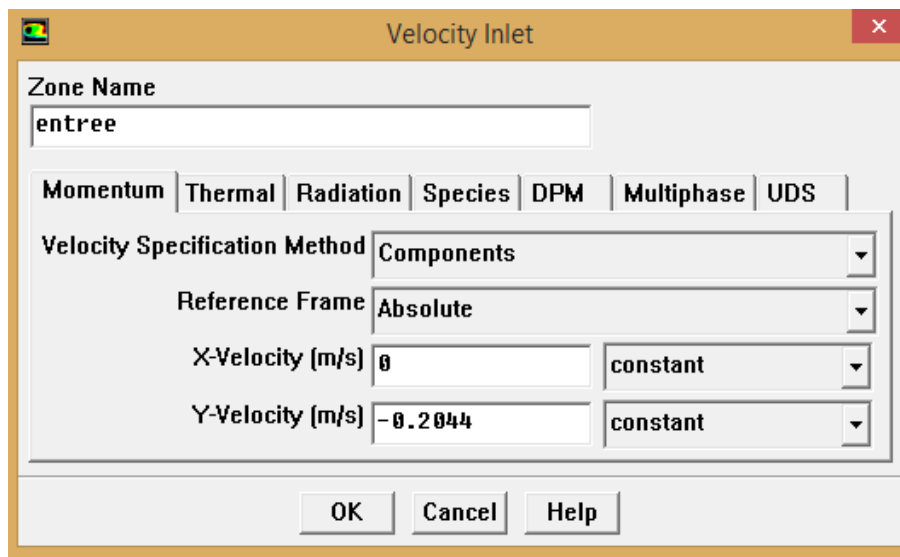


Figure III.21 : Choix des conditions opératoires

### 8. Définition des conditions aux limites

Permet de fixer les valeurs des conditions aux limites du problème à traiter. Les limites physiques sont déjà définies sous Gambit, cependant on doit les expliciter et leur donner une valeur sous fluent.





**Figure III.22 : Valeurs des conditions aux limites.**

Il y a l'option **Solve** qui nous permet de définir les différents paramètres pour initialiser le Solver de Fluent.

### 9. Contrôle de la solution

Le menu Control comprend le sous menu Solution qui nous permet de définir les différents paramètres de résolution à l'instar des facteurs de sous-relaxation. Ces facteurs peuvent être modifiés au cours de la résolution, et sont utilisés pour avoir une meilleure convergence du système itératif. Solve – Control – Solution

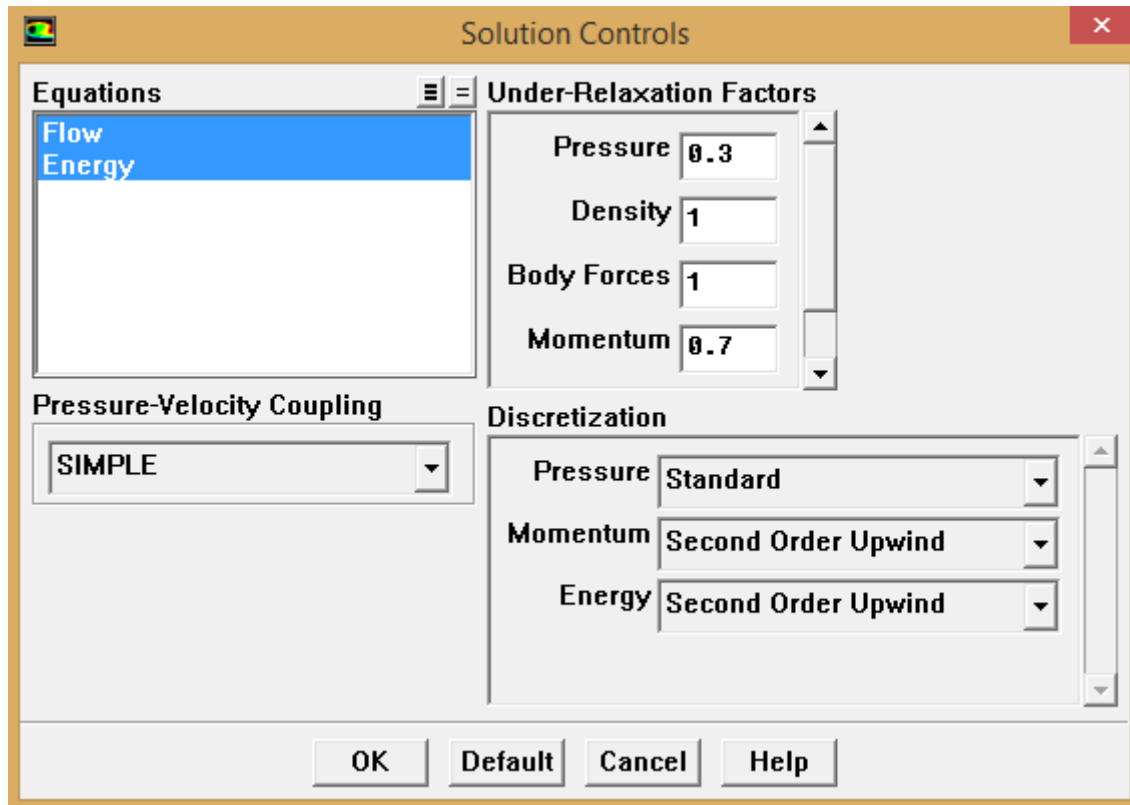


Figure III.23 : Choix d'ordre des équations et l'algorithme.

### 10. Choix des critères de convergence

Il permet d'afficher graphiquement l'évolution des résidus de calcul pour chaque équation de conservation et d'énergie en fonction des itérations consécutives. Pour afficher la convergence à l'écran pendant les calculs sous forme d'un graphe, il faut activer (cocher) l'icône plot, et cela permet d'avoir une vue global de l'évolution de la convergence. Ce sous menu permet aussi de choisir le nombre d'itération que l'on veut exécuter pour résoudre le système et aussi la valeur limite des résidus que l'on veut fixer. La précision et la finesse des calculs dépendent étroitement de la valeur du critère de convergence, il faut qu'il soit suffisamment petit pour assurer une précision adéquate des résultats, sans pour autant avoir un impact sur le temps de calcul. Son expression est la suivante : **Solve -- Monitors -- Residual...**

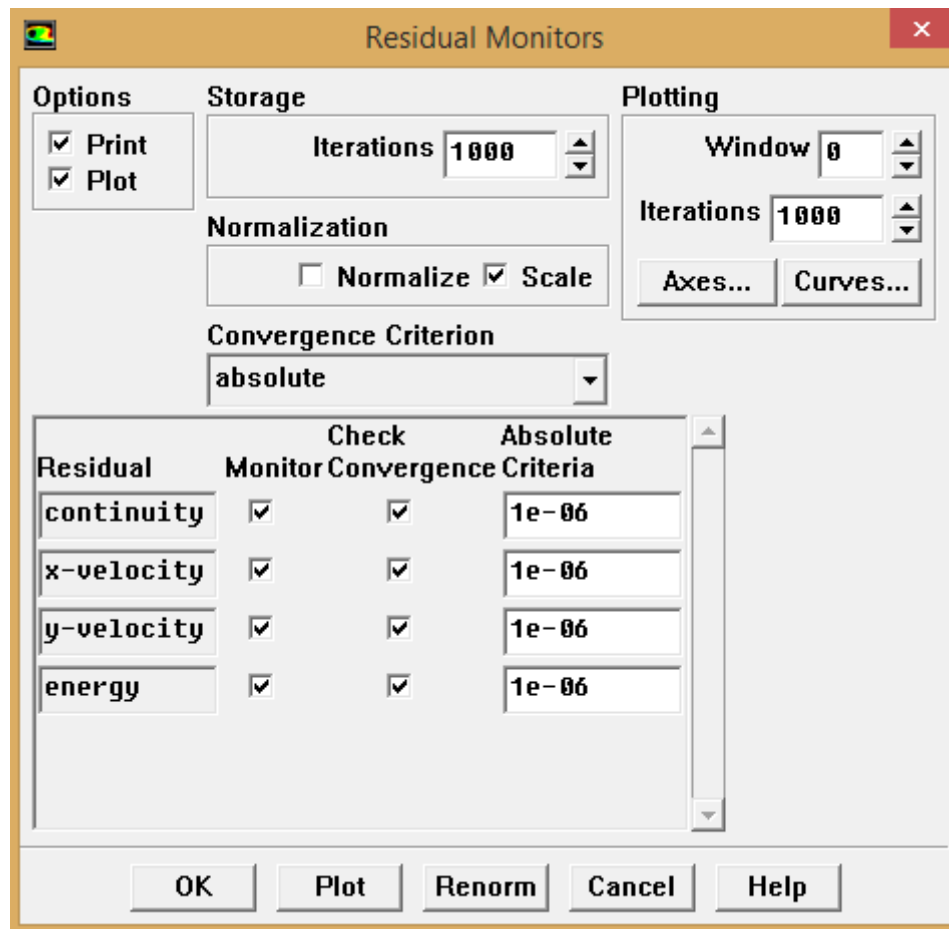


Figure III.24 : Choix et affichage pendant les calculs des critères de convergence.

## 11. Initialisation

Cette fonction permet d'initialiser le calcul. Solve -- **Initialize** -- **Initialize**

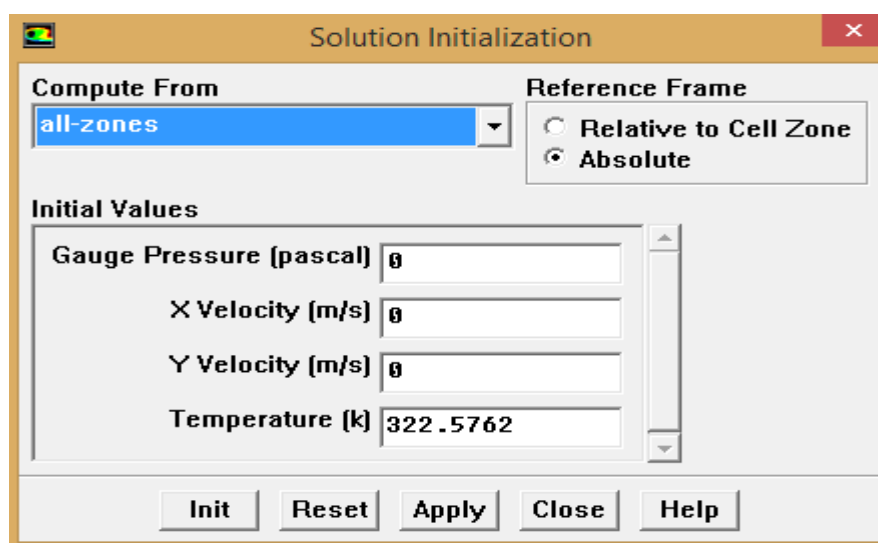


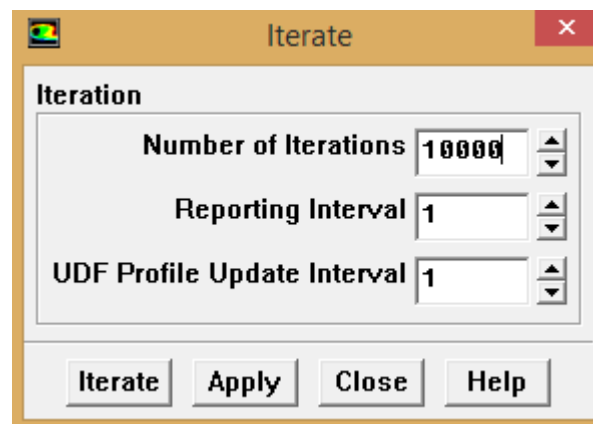
Figure III.25 : Initialisation des calculs.

### 12. Sauvegarde du fichier \*.cas

Il est conseillé qu'une fois le paramétrage est effectué, de sauvegarder le fichier en format \*.cas. S'il y a un bug durant les calculs, il suffit de charger le fichier \*.msh, on n'aura pas à refaire le paramétrage. **File – Write – Case.** Après la réalisation de toutes les étapes précédentes, il ne reste plus qu'à lancer les calculs.

### 13. Lancement du calcul

Le menu Iterate nous permet de choisir le nombre d'itération et lancer le calcul. **Solve -- Iterate...**



**Figure III.26 : Choix du nombre des itérations.**

Une fois que la convergence est atteinte, la visualisation des résultats, peut se faire grâce à des fonctionnalités de post-traitement qu'offre Fluent. Ces fonctionnalités sont principalement :

- **Display**

1. Le menu Contours qui permet d'observer les variations des variables sous forme de ligne de courant, profile de température, vitesse ...etc. **Display -- Contours...**
2. Le second menu vectors, les valeurs sont traduites par des vecteurs, ceci est surtout utile pour la visualisation des vecteurs vitesses. **Display-- Vectors...**

- **Surface**

Pour visualiser des zones précises du maillage (ligne, plans...), l'option Surface permet de créer des lignes ou de plans dans la géométrie à partir des points, ensuite on peut choisir de visualiser les contours ou les vecteurs.

- **Plot**

L'option Plot offre la possibilité de faire des graphes en 2D de toutes les variables sur les lignes créées par l'utilisateur.

- **Report**

L'option Report permet d'avoir des valeurs moyennes ou intégrer sur des surfaces (nombres de Nusselt, coefficients d'échange) et il permet d'effectuer directement l'intégral ou les moyennes sur les surfaces ou ligne choisies (Report puis surface Integrals...).

### III.4. Les différentes étapes pour l'étude du refroidissement d'une plaque chauffée par un jet impactant dans un canal

#### III.4.1. Positionnement de problème :

Dans notre cas, et comme nous l'avons mentionné précédemment, on considère un canal horizontal muni d'une plaque chauffée et isotherme, du côté bas, et d'une entrée du côté haut d'où sort un jet qui impacte la plaque chauffée pour la refroidir, comme la montre la figure (III.27), il y a lieu de préciser que nous avons représenté le cas général, et tous les cas se traiteront exactement de la même manière.

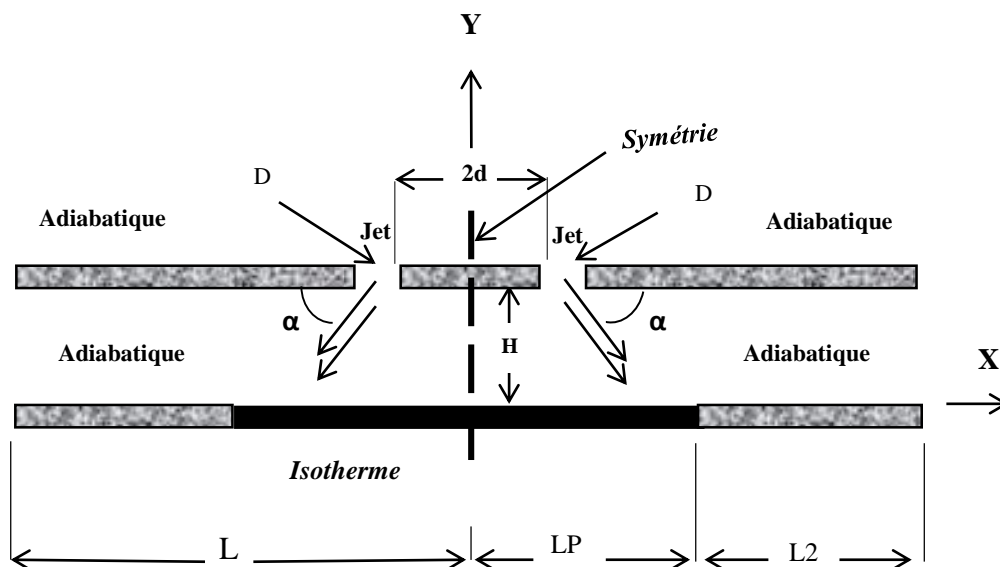


Figure III.27 : Géométrie du problème.

### III.4.2 Création de la géométrie et le maillage sur Gambit

Pour créer la géométrie sous Gambit, il suffit de définir les coordonnées des différents points en deux dimension. et il y a lieu de préciser que pour une raison de symétrie, on a seulement considérer la moitié de la géométrie de notre problème.

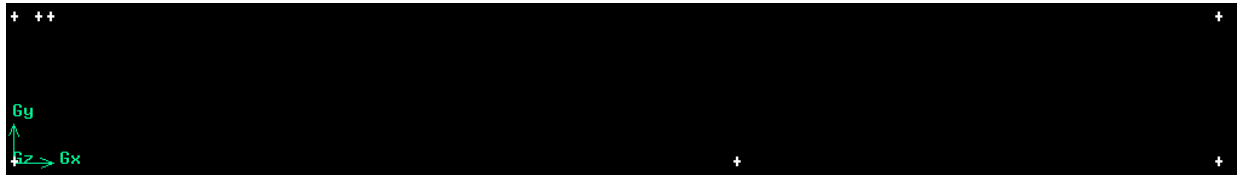


Figure III.28 : création de points de la géométrie

Ensuite en connectant ces points pour avoir des segments, les quels vont définir les frontière de la surface.

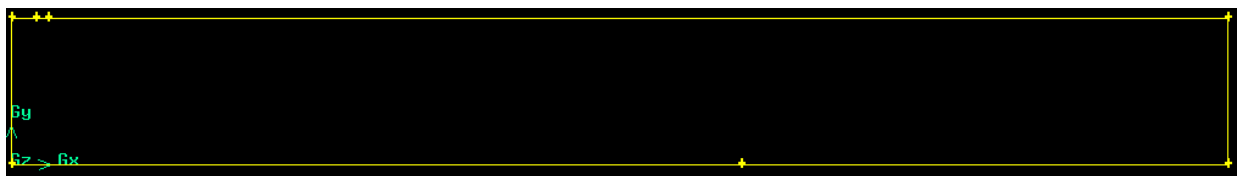


Figure III.29 : connexion de points de la géométrie

Une fois cette étape est réalisée, on procède par la suite à la génération du maillage et au choix de la précision avec laquelle les calculs seront réalisés.

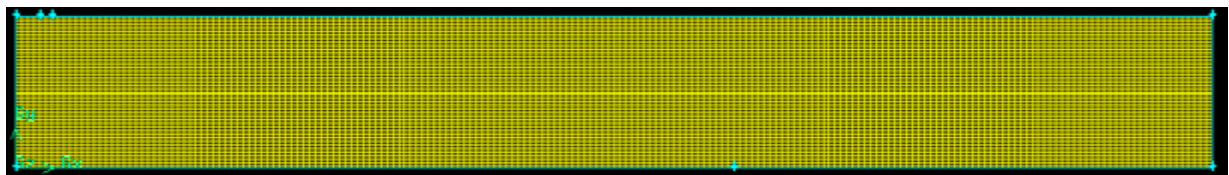


Figure III.30 : Géométrie et maillage sur gambit.

### III.4.3 Implémentation des conditions aux limites

Après avoir défini la géométrie et le maillage, nous spécifions les conditions aux limites qui se traduisent par :

**Velocity inlet:** Correspond à une vitesse imposé à la sortie de la buse du jet, elle matérialise une entrée du fluide dans le volume de contrôle à une vitesse donnée.

**Wall :** Elle matérialise une paroi pour laquelle nous avons introduit une condition de température ou d'un flux de chaleur pour le champ thermique et la condition de non glissement pour le champ dynamique.

**Outflow** : Correspond à la condition de sortie de l'écoulement. Dans notre cas la condition adoptée au niveau de la sortie est celle de l'établissement, elle se matérialise mathématiquement par une valeur nulle de tous les gradients qu'ils soient dynamique ou thermique.

Après la création de la géométrie, le choix du maillage et la définition des conditions aux limites dans GAMBIT, il ne reste plus qu'à enregistrer et exporter le maillage en point «msh »

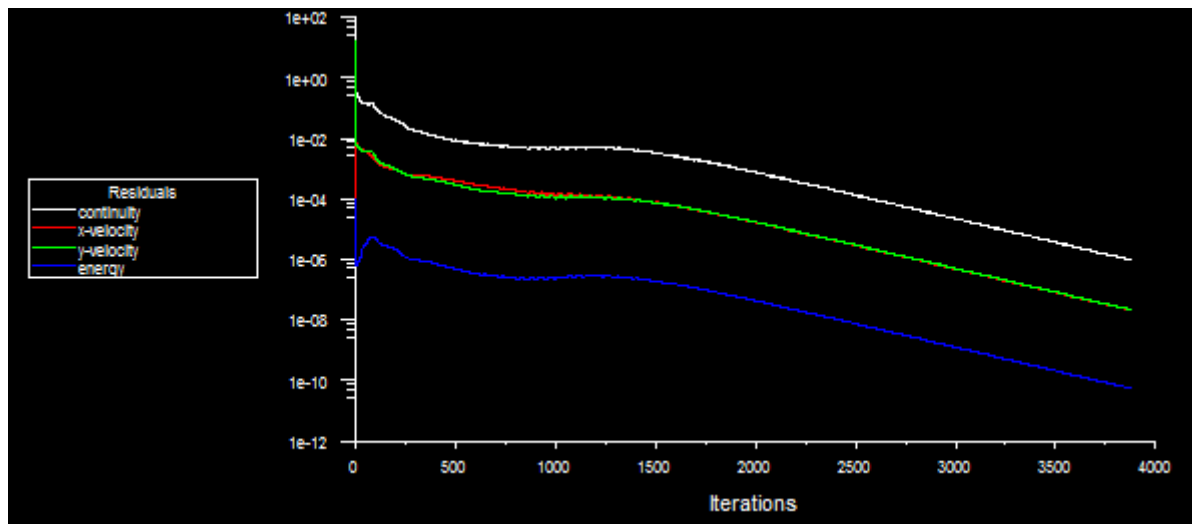
#### III.4.4 Les étapes de simulation sous Fluent

La première étape à réaliser après le lancement de Fluent est de choisir la version 2DDP, puis la fenêtre Fluent apparait, les étapes à suivre sont résumées comme suit :

1. La lecture du fichier : **File**→ **Read** →**Case** puis on sélectionne le fichier du maillage « **msh** » généré sous Gambit.
2. On définit l'unité de longueur qui est dans notre cas le mètre, **Grid** → **Scale**.
3. On Spécifie le mode de l'écoulement en 2D et en régime permanent, **Define** → **Models** → **solver**.
4. On définit le régime d'écoulement laminaire, **Define** → **Models** → **viscous**.
5. On Coche l'équation de l'énergie, **Define** → **Models** → **Energy**.
6. On Définit le modèle du fluide étudié, **Define** → **Material**.
7. On Définit l'état de fonctionnement, **Define**→ **Operating conditions**, sans coché **Gravity**, pour avoir un résultat avec la convection forcée.
8. On Définit les valeurs des conditions aux limites appropriées pour chaque limite du domaine. **Define**→ **Boundray conditions**.
9. On choisit le schéma d'interpolation, **Solver**→ **Controls** →**solution**, pour l'énergie et la vitesse, on choisit **second-Order Upwind**, Pour la pression on choisit **Standard** pour le couplage pression-vitesse on introduit l'algorithme **SIMPLE**
10. On Initialise les différentes variables, **Solver**→**Intilize**→**Initialize**. Puis on choisit le nombre d'itération et on lance les calculs, **Solver**→**Iteration**.

Enfin quand la convergence est atteinte on peut voir les différents résultats comme mentionné déjà précédemment.





**Figure III.31 : Evolution des résidus des équations de continuité, énergie et quantité de mouvement pour le refroidissement d'une plaque chauffée par un jet impactant dans un canal pour  $Re=70$  et  $\alpha=90$**

### III.5 Conclusion

Une description détaillée des procédures de traitement numérique d'un problème physique, allant de la création de la géométrie et la génération du maillage sous Gambit jusqu'à la définition des conditions de résolution et l'implémentation des conditions aux limites et de critères de convergence sous Fluent, a été présenté dans ce chapitre. Par la suite, les étapes suivantes dans notre cas portant sur l'étude de refroidissement d'une plaque chauffée par un jet impactant seront détaillées.

# Chapitre IV:

## Résultats et interprétations

---

## CHAPITRE IV : RESULTATS ET INTERPRETATIONS

---

### IV.1 Introduction

Nous allons présenter, dans ce chapitre, les principaux résultats obtenus à partir de l'étude numérique du refroidissement d'une plaque chauffée, par un jet impactant dans un canal entre deux plaques parallèles. Le chapitre sera scindé en trois parties ; une étude de la sensibilité au maillage, une validation des résultats avec la littérature, et enfin une présentation des différents résultats découlant de la présente étude.

L'objectif principal consiste en l'étude des effets de paramètres de contrôles géométrique et thermo-physique, tel que le nombre de Reynolds ( $Re$ ), l'angle que fait le jet du fluide de refroidissement par rapport à la direction horizontale ( $\alpha$ ), et la distance représentant le positionnement de l'entrée du jet par rapport à l'axe de symétrie ( $d$ ), sur le champ dynamique et thermique. Les résultats seront illustrés et discutés en termes de lignes de courant, d'isothermes, de profil de vitesses, et profil des nombres de Nusselt local et moyen.

### IV.2 Etude de la sensibilité au maillage

Le maillage adopté le long de cette étude est un maillage uniforme et régulier, dans les deux directions, longitudinale et transversale. La taille d'un maillage (nombre de nœuds de calcul) peut avoir un effet significatif sur les résultats. De ce fait, il est très important, lors d'une étude numérique, de procéder à une étude de la sensibilité au maillage afin de s'assurer que les résultats obtenus ne sont, en aucun cas, impacté par le type et la taille de la grille choisie. Nous nous sommes inscrits dans cette optique en menant une étude de la sensibilité au maillage et ce en réalisant plusieurs calculs pour différents maillages. Nous avons considérés cinq grilles de tailles différentes à savoir : 30x160, 40x180, 60x200, 80x220 et 100x240.

La comparaison des résultats obtenus, pour chaque grille considérée, est réalisée, d'une part qualitativement, sur la variation des profils des vitesses longitudinale et transversale (figure IV.1 & IV.2), et d'autre part quantitativement, sur les valeurs du nombre de Nusselt moyen le long de la plaque chauffée et ce pour différentes valeurs du nombre de Reynolds et d'angles de

jet  $\alpha$  (Tableau IV.1). On constate, à travers ces figures, que les profils sont quasi superposés surtout pour le cas de la vitesse transversale. Afin d'avoir une estimation quantifiée de l'effet du maillage, nous avons reporté dans le tableau IV.1 les valeurs du nombre de Nusselt moyen pour différentes grilles et pour différentes valeurs de  $Re$  et  $\alpha$ , on constate à travers ces valeurs que l'écart maximum entre la grille (60\*200) et la grille la plus fine (100\*240), qui est considérée comme référence, est de l'ordre de 2%, ce qui est largement acceptable, donc la grille 60\*200 est retenue pour la suite des calculs.

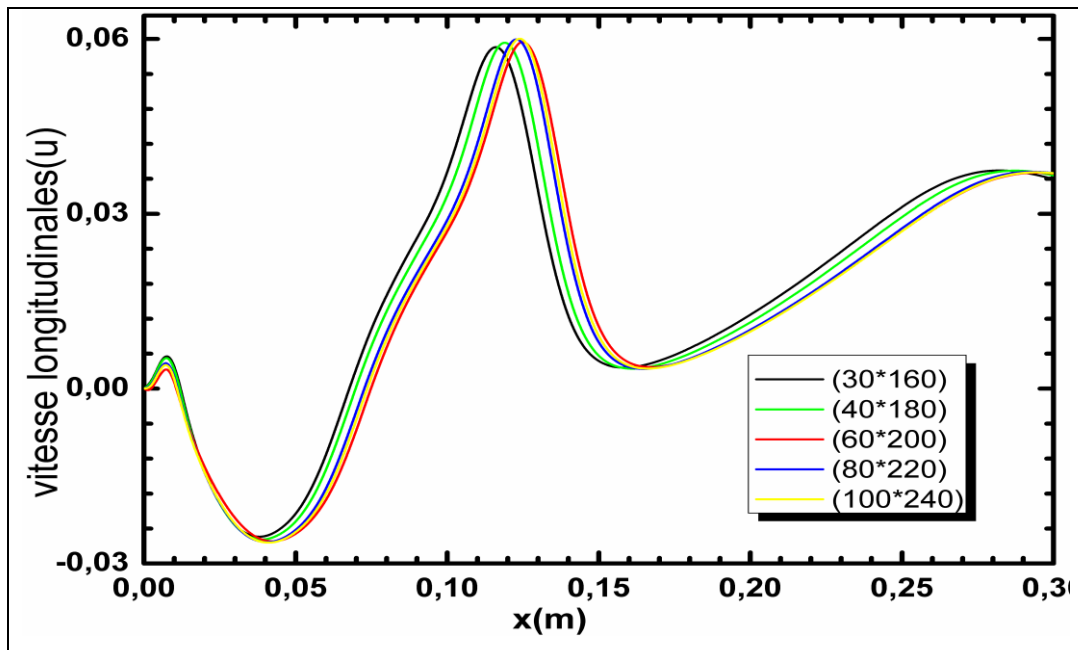


Figure IV.1 : Variation du profil de la vitesse longitudinale au milieu du canal en fonction de l'abscisse  $x$  pour  $Re=70$  et  $\alpha=90^\circ$

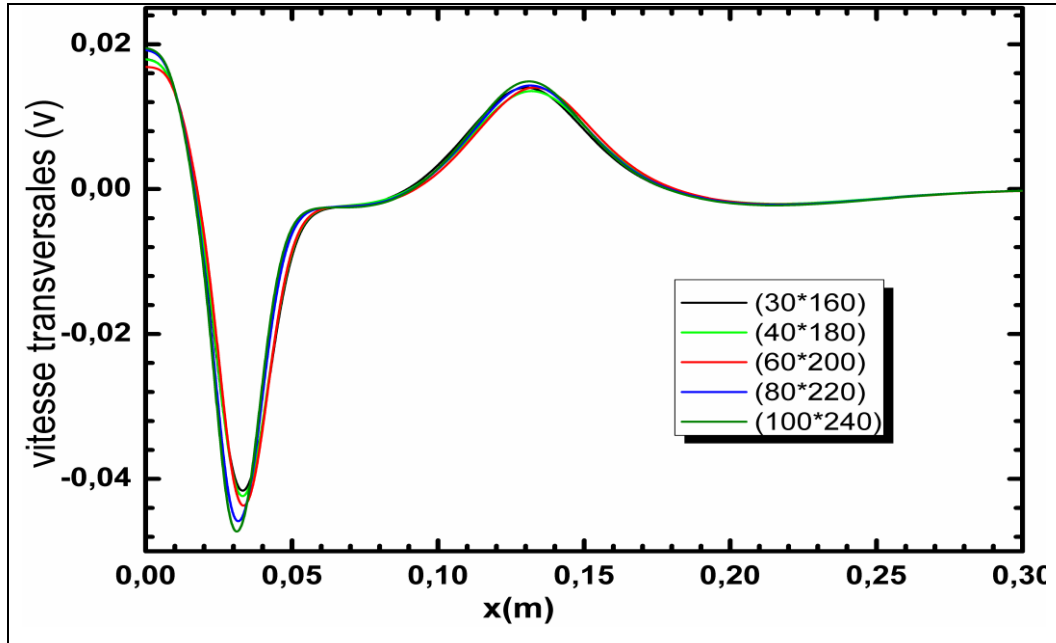


Figure IV .2 : Variation du profil de la vitesse transversale au milieu du canal en fonction de

		(30 x 160)		(40 x 180)		(60 x 200)		(80 x 220)		(100 x 240)	
		Nu moy	Erreur%	Nu moy	Erreur%	Nu moy	Erreur%	Nu moy	Erreur%	Nu moy	Erreur%
<b>Re=40</b>	$\alpha=60^\circ$	14.588	2.06	14.639	1.71	14.660	1.57	14.828	0.44	14.894	
	$\alpha=90^\circ$	15.623	0.57	15.641	0.45	15.720	0.05	15.694	0.16	15.712	
<b>Re=70</b>	$\alpha=60^\circ$	20.349	4.47	20.570	3.43	20.804	2.34	21.115	0.88	21.302	
	$\alpha=90^\circ$	21.433	1.6	21.473	1.43	21.967	0.84	21.694	0.42	21.785	

Tableau IV.1 : Effet du maillage sur le nombre de Nusselt moyen le long de la plaque chauffée

On remarque, à travers les résultats du tableau IV.1, que les écarts, en pourcentage, entre les résultats obtenus avec la grille (80x220) et la grille (100x240), qui est considérée comme grille de référence, ne dépassent en aucun cas 1 %, ce qui est largement acceptable pour notre cas. La déviation entre la valeur du nombre de Nusselt moyen donné par la grille (60x200), comparativement à la grille de référence est de l'ordre de 2 %, ce qui est, aussi, acceptable. Pour cette raison et afin d'avoir un compromis entre la précision des calculs et le temps machine, nous avons opté pour la grille (60x200) pour effectuer l'ensemble des calculs le long de la présente étude.

### IV.3. VERIFICATION DU CODE DE CALCUL

Les résultats numériques utilisés pour la comparaison sont ceux de Park et al. (2003). Les résultats numériques de Park et al. (2003) sont obtenus avec deux codes de calculs et comparés avec une solution de Galerkin indépendante du maillage. Les auteurs ont utilisé un code qu'ils ont développé et qui est basé sur la méthode SUPG, et le code commercial Fluent.

Généralement, les méthodes des volumes finis ou les méthodes des éléments finis utilisent les éléments structurés de la forme d'un parallélépipède pour les géométries simples et les éléments non structurés de la forme d'un triangle pour les géométries complexes. Les équations de conservation sont écrites sous formes algébriques et ensuite discrétisées pour chaque élément du champ d'écoulement. La méthode des différences finies est la base des deux autres méthodes (éléments finis et volumes finis). La précision de la méthode des différences finies dépend de la discrétisation du domaine de calcul et donc du nombre de nœuds utilisé, car les termes dérivés des équations sont en fonction des distance  $\Delta x$ ,  $\Delta y$  et  $\Delta z$  (Munson, 2006). La comparaison des résultats obtenus par les méthodes des éléments finis (méthode SUPG de Park et al. (2003)) et des volumes finis (ANSYS-CFX11) et celle du code ANSYS-CFX11 nous permettra de valider l'utilisation du code commercial fluent.

La comparaison des résultats sera effectuée en considérant un écoulement bidimensionnel en régime laminaire. Nous comparons les coefficients de friction  $C_f$  calculés par ANSYS-CFX11 et les coefficients de friction présentés par Park et al. (2003) obtenus avec leur code basé sur la méthode SUPG, le code commercial Fluent et la méthode Galerkin avec le coefficient de friction obtenu avec le code commercial fluent que nous avons utilisé.

L'expression du coefficient de frottement  $C_f$  est donné par :

$$C_f = \frac{\tau_{wx}}{2\rho U_{in}^2} \quad (II.49)$$

La géométrie utilisée est celle proposée par Park et al. [22] comme l'illustre la Figure IV.3. Un jet rectangulaire arrive perpendiculairement sur une plaque plane et l'écoulement est confiné par une paroi du côté supérieur. Le nombre de Reynolds est de 220 et les grandeurs adimensionnelles de la géométrie sont  $H/B = 2$  et  $L = 100B$ . La longueur  $L$  est considérée suffisamment longue afin d'éviter l'influence des conditions aux limites à la sortie sur l'écoulement du jet.

Pour la simulation avec le code de calculé fluent, le jet d'air est à une température  $T_{in} = 300$  [K] et à une vitesse  $U_{in} = 0,2$  [m/s]. Le jet est appliqué sur une plaque plane à partir d'une fente de largeur  $B=2$  cm. La température de la plaque inférieure est constante et égale à  $T_s = 310$  [K]. Au niveau de la plaque supérieur du canal, les conditions de non glissement et d'adiabacité sont considérées sur le plan dynamique et thermique, respectivement.

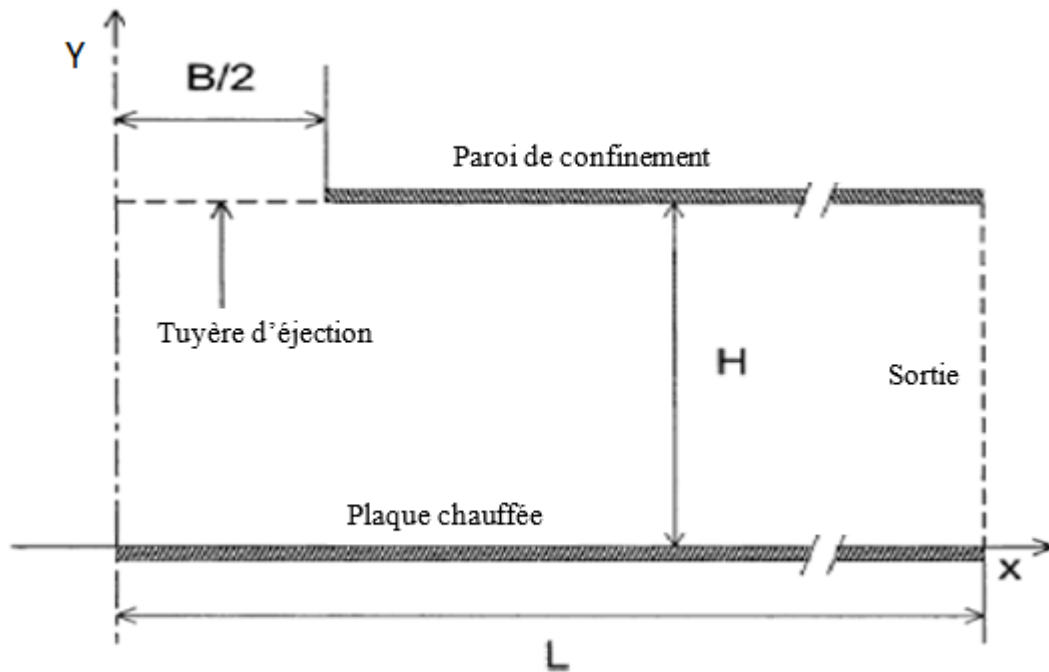
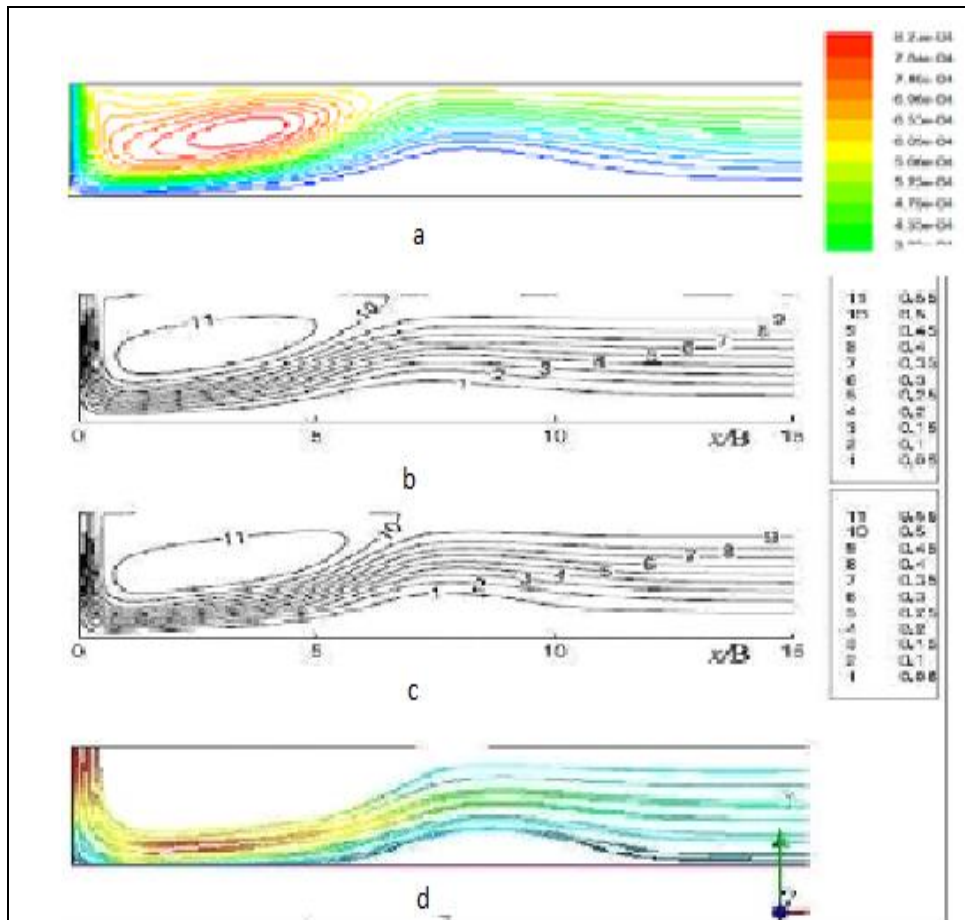


Figure : Schéma de la géométrie d'une fente de largeur  $B$  et de la plaque plane. Tirée de Park et al. (2003)

Nous avons repris les mêmes conditions de calcul qui ont été considérées par les auteurs [22], notamment en ce qui concerne le maillage du domaine d'étude. Nous avons, pour cette raison, considéré un maillage fin au voisinage des paroi et de l'entrée du jet pour être en mesure de mieux quantifier les gradients tel que le gradient de vitesse et par conséquent les contraintes de cisaillement au niveau de la paroi ( $\tau_{wx}$ ).

Les différents codes numériques utilisés par Park et al. [22] sont : Fluent avec le schéma upwind pour la discrétisation des flux convectifs, la méthode des éléments finis avec stabilisation (SUPG) et la méthode des différences finies. La Figure IV.4 représente les distributions des lignes de courants obtenues avec les trois méthodes utilisées. Nous avons adopté les mêmes conditions opératoires en utilisant Fluent, l'objectif de cette démarche, comme il a été mentionné précédemment, est de comparer les résultats de notre étude et ceux

obtenus dans la littérature Park et al [22]. La comparaison des lignes de courant dans la figure IV.4 montre l'existence d'une zone de recirculation et d'un deuxième vortex. Cette comparaison nous permet de conclure que le code de calcul que l'on a utilisé pour la simulation numérique donne le même aspect des lignes de courant que ANSYS-CFX11 [21] et Park et al [22].



**Figure IV.4 : Comparaison des lignes de courant pour  $Re=220$  et  $H/B=2$ ,**  
 (a) la présente étude avec fluent,  
 (b) éléments finis, schéma SUPG (Park et al. 2003),  
 (c) solution Galerkin indépendante du maillage (Park et al. 2003),  
 (d) étude par ANSYS-CFX11 (schéma upwind 1er ordre).

Une autre comparaison est effectuée en reproduisant le profil du coefficient de frottement  $C_f$  le long de la paroi, comme le montre la Figure IV.5. On constate à travers cette figure que la courbe du coefficient de friction obtenue avec ANSYS-CFX11 [21] présente une bonne concordance avec celle obtenue par la méthode de Galerkin. Au point de stagnation, le coefficient de frottement tend vers une valeur nulle du fait de l'absence de contraintes



cisaillement dans cette zone. Les valeurs négatives de  $C_f$  indiquent qu'il y a un changement de direction dans l'écoulement (zone de recirculation), d'où l'orientation des contraintes  $\tau_{wx}$  dans le sens opposé des  $x$ . En comparant avec les résultats de l'article de Park et al [22], nous remarquons que la valeur maximale obtenue par ANSYS-CFX11 [21] passe légèrement au-dessous de la valeur maximale obtenue par la méthode de Galerkin, mais coïncide presque parfaitement avec le maximum de la méthode SUPG.

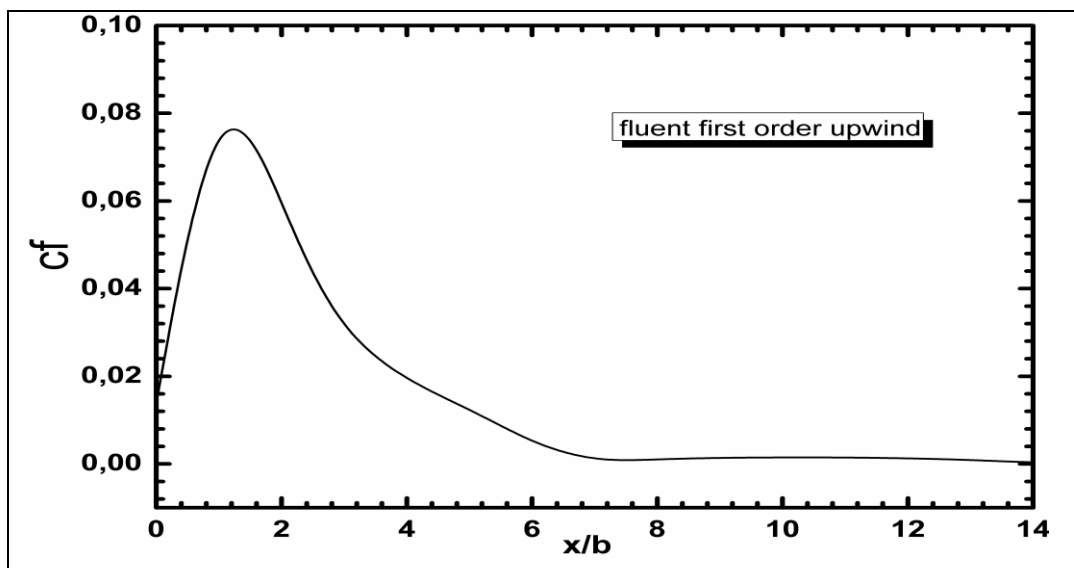
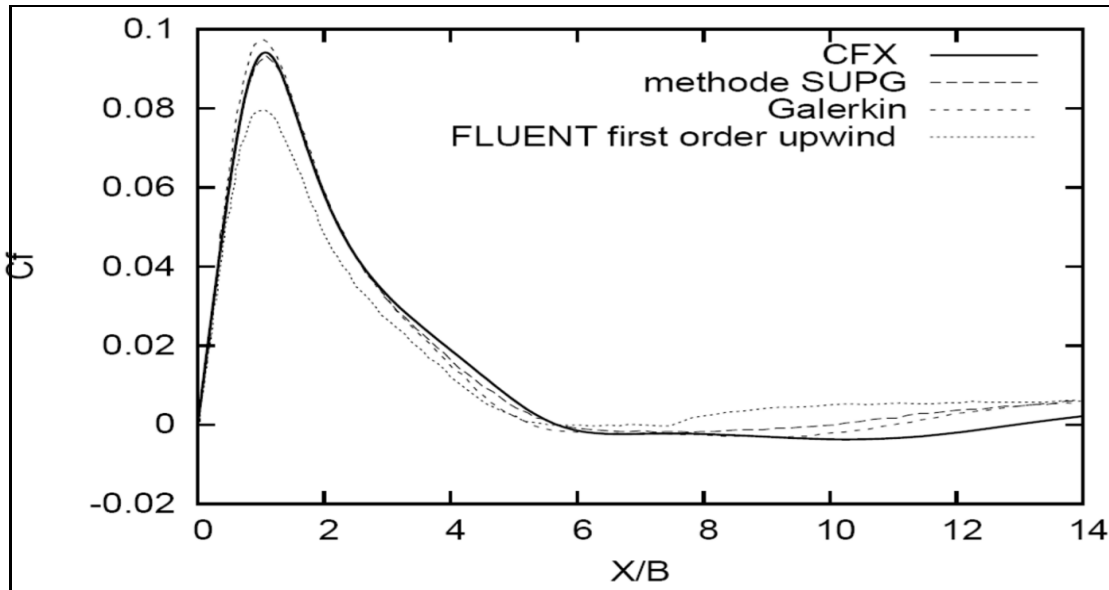


Figure IV.5 : Coefficient de friction  $C_f$  avec  $Re=220$ ,  $H/B = 2$

On remarque à travers ces figures que les résultats obtenus sont globalement en bonne concordance avec ceux donnés par la littérature. En se basant sur ces constatations, on peut clairement conclure que le code qui sera utilisé le long de cette étude pour mener les simulations numériques des transferts thermiques d'un jet impactant sur une paroi chaude a fait l'objet d'une validation en prenant comme référence des travaux antérieurement réalisés dans la littérature.

#### IV.4.Discussion des résultats

La présente étude numérique est réalisée pour deux valeurs du nombre de Reynolds  $Re=40$  et  $Re=70$ . Pour chacune de ces valeurs, trois valeurs de l'angle du jet  $\alpha$  ont été retenues. Le fluide en écoulement est l'air avec un nombre de Prandtl  $Pr=0.71$ . Les résultats obtenus seront représentés en termes de ligne de courant, d'isothermes, de profils de vitesses longitudinales et transversales et aussi de profils des nombres de Nusselt locaux et moyens. Les paramètres géométriques adoptés dans cette partie sont : La hauteur du canal ( $H$ ) et sa longueur ( $L$ ) qui sont respectivement de  $0.06\text{m}$  et  $1\text{ m}$ , le diamètre de la fente ( $D$ ) et la longueur de la lamelle qui sépare les deux entrées ( $d$ ). Trois configurations sont étudiées dans ce travail, la première Configuration concerne le cas où la longueur de la lamelle ( $d$ ) égale à  $0.01\text{m}$ , la deuxième Configuration et la troisième Configuration sont les cas où la longueur de la lamelle ( $d$ ) égale respectivement à  $0.02\text{m}$  et  $0.03\text{m}$ .

##### IV.4.1.Cas de la 1<sup>ère</sup> Configuration

Les figures (IV.6 et IV.7) montrent la distribution des lignes de courant et des isothermes, de jet impactant dans un canal avec la longueur de la lamelle  $d=0.001\text{m}$ , pour différentes valeurs de Reynolds qui sont  $Re=40$  et  $Re=70$ , et différents valeurs de l'angle de jet  $\alpha$  qui sont  $45^\circ$ ,  $60^\circ$  et  $90^\circ$  respectivement .

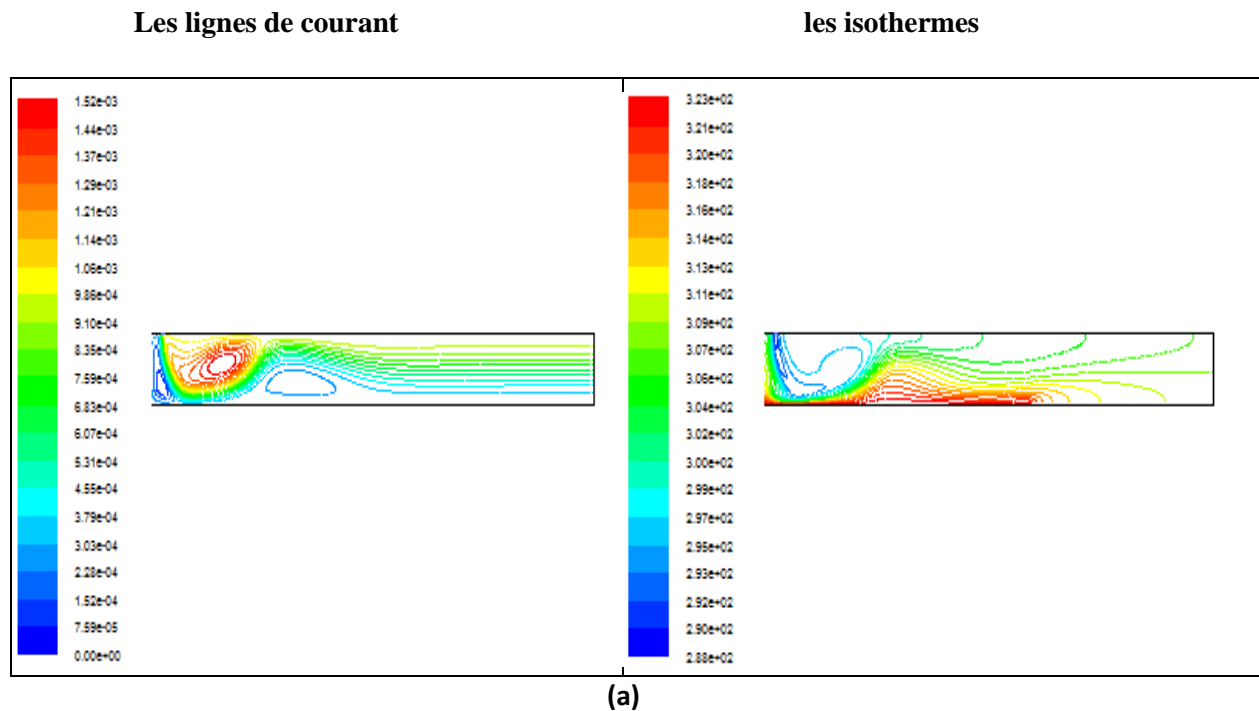
La figure IV.6 (a) nous montre la distribution de lignes de courants et isothermes pour  $Re=40$  et  $\alpha=90^\circ$  avec  $d=0.01\text{m}$  .on peut constater le jet qui impacte la plaque chauffée en laissant apparaître une zone de recirculation de petite intensité, en amont de la zone d'impact qui est due à l'éloignement des deux jets et une autre en aval de la zone d'impact qui est plus importante qui est due principalement à la présence du jet et une troisième au milieu du conduit qui est due au décollement du jet. et ces dernières s'intensifient avec  $Re=70$  dans la figure IV.7 (a). Et du milieu jusqu'à la sortie, on peut observer un écoulement établi, écoulement de poiseuille.

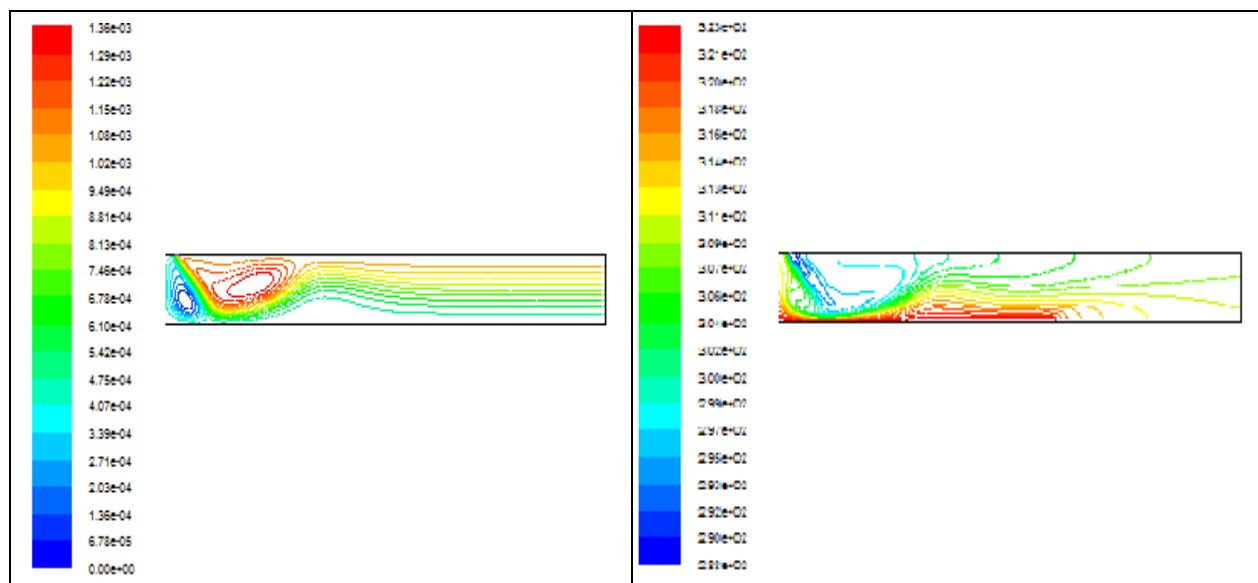
Les isothermes nous renseignent sur la distribution de température dans le conduit, d'ailleurs on constate un bon refroidissement à la zone d'impact, où les isothermes sont entassées, ce qui indique la présence de fort gradient de température.

La figure IV.6 (b) nous montre la distribution de ligne de courant et isothermes pour  $Re=40$  et  $\alpha=60^\circ$  avec  $d=0.01m$ . on peut constater le jet orienter à  $60^\circ$  qui laisse un espace à gauche de la zone d'impact qui favorise la formation d'une zone de recirculation important et le prolongement de la deuxième vers l'avant et la disparition de la troisième mais qui réapparaît dans la figure IV.7 (b), et puis un écoulement établi.

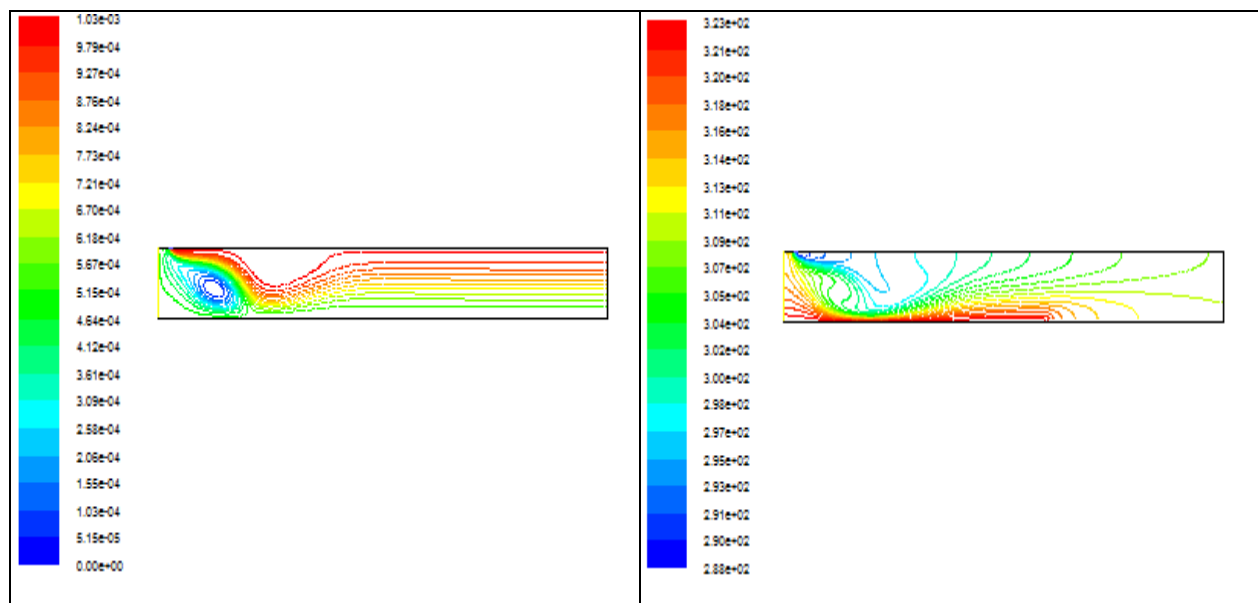
La figure IV.6 (c) avec une orientation de  $\alpha=45^\circ$ , nous montre bien la disparition de la deuxième zone de recirculation, pour laisser apparaitre que la première avec une intensité plus importante et dans la figure IV.7 (c) avec  $Re=70$  on remarque la première zone de recirculation prolongée vers l'avant et la deuxième qui réapparaît.

Les isotherme dans les figures (IV.6 et IV.7) (c) nous montre la distribution de température avec les isothermes proche de la plaque moins entassées, donc présence d'un gradient de température moins fort que le premier cas, alors on peut dire que pour les angles  $\alpha=60^\circ$  et  $\alpha=45^\circ$ , il y a un échange de chaleur moins important, donc un refroidissement moins efficace.





(b)

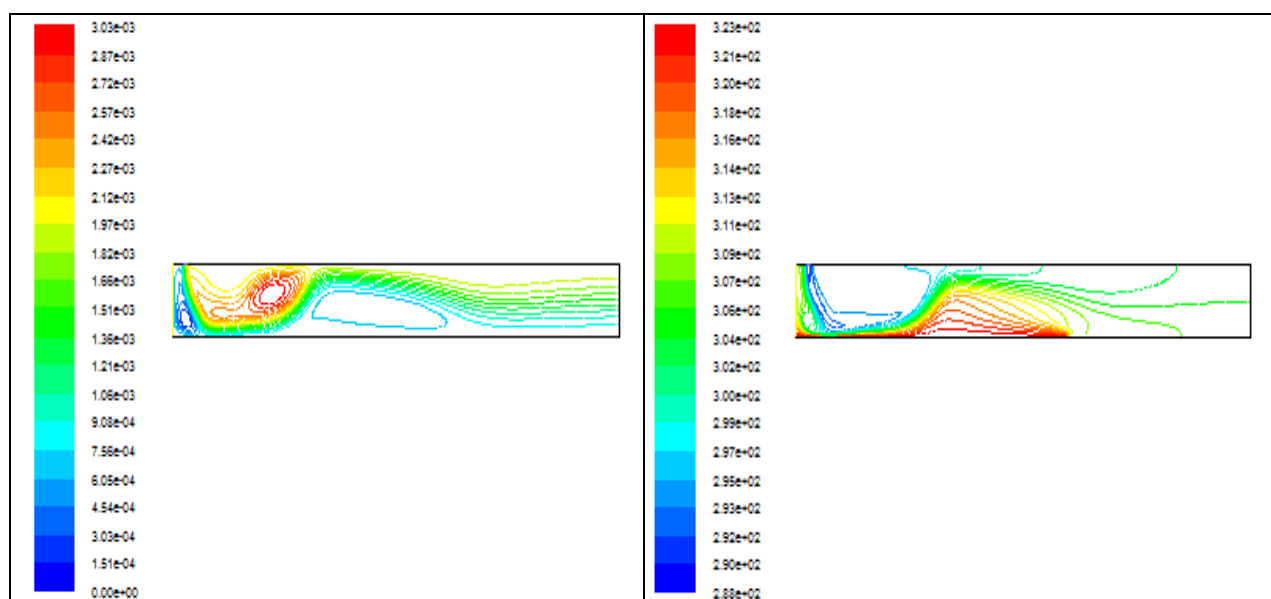


(c)

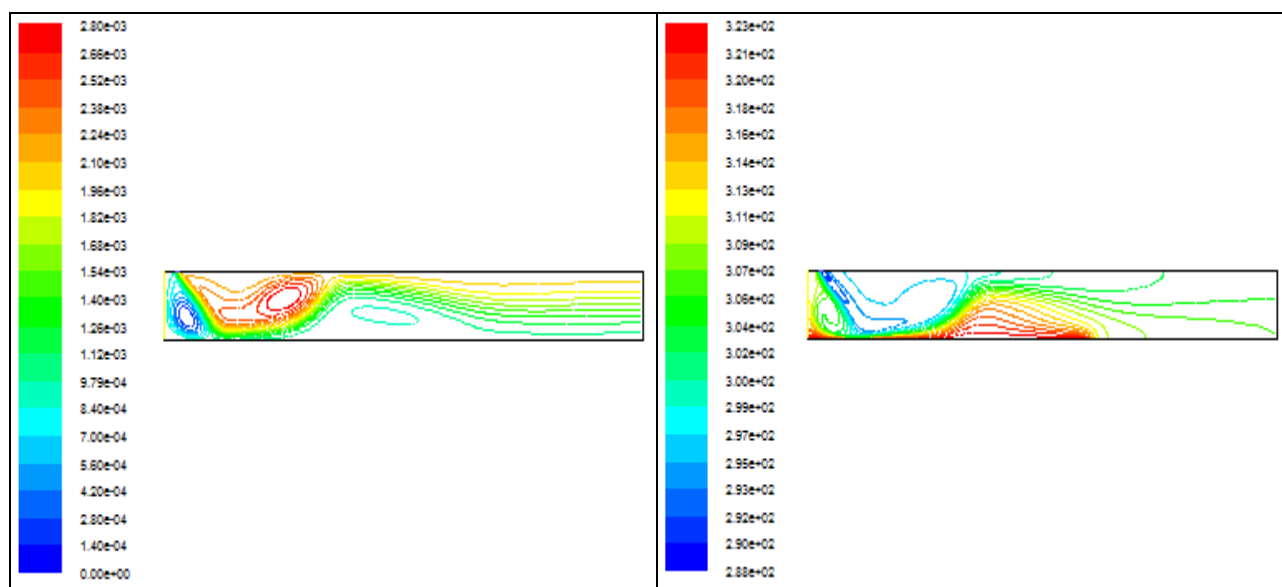
FigureIV.6 : Lignes de courant isothermes pour  $Re=40$  : (a)  $\alpha=90^\circ$ , (b)  $\alpha=60^\circ$  et (c)  $\alpha=45^\circ$

Les lignes de courant

les isothermes



(a)



(b)

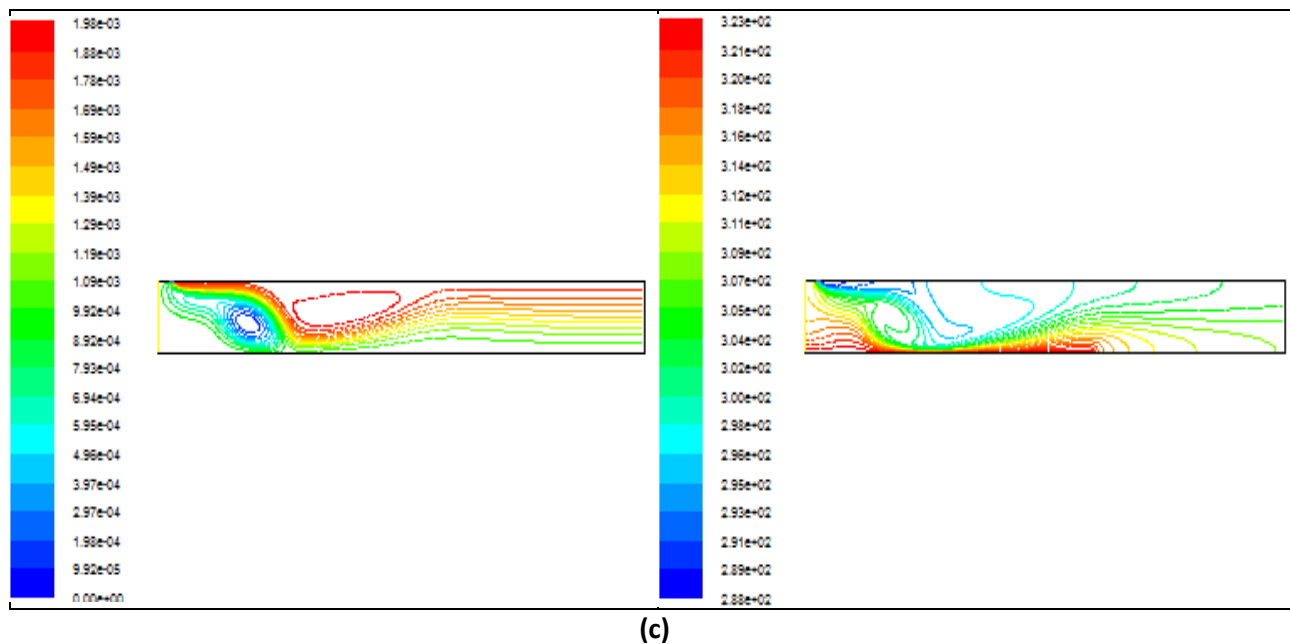


Figure IV.7 : Lignes de courant isothermes pour  $Re=70$ : (a)  $\alpha=90^\circ$ , (b)  $\alpha=60^\circ$  et  
(c)  $\alpha=45^\circ$

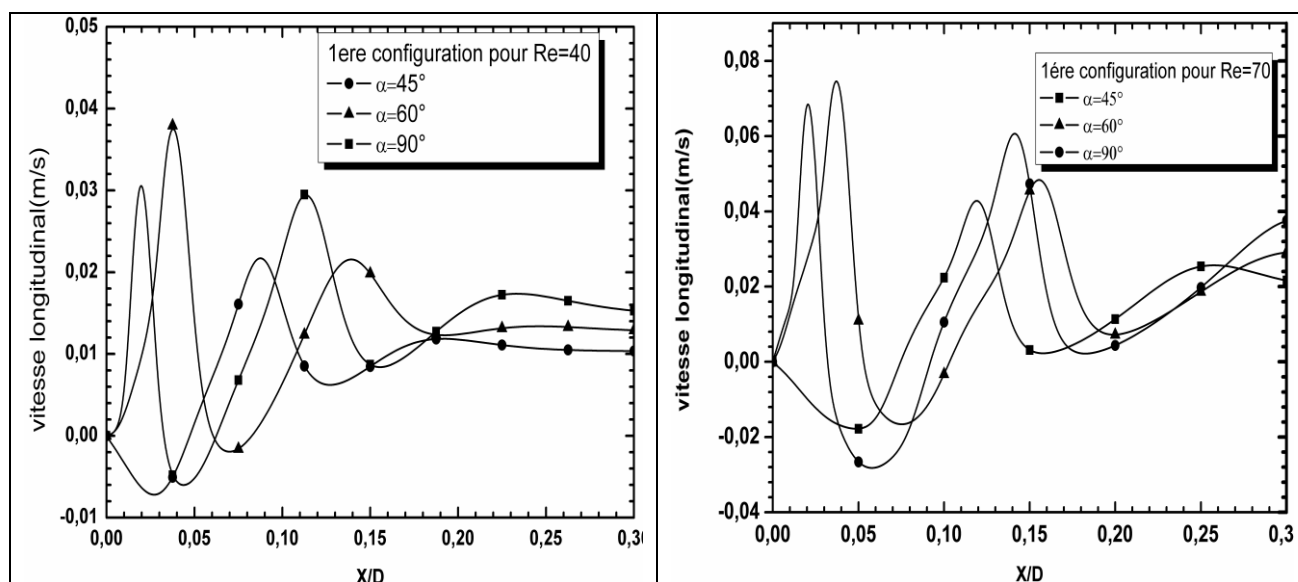


Figure IV.8 : vitesse longitudinale à  $Y=0.03m$  pour  $Re=40$  et  $Re=70$  et différentes valeurs de l'angle  $\alpha$

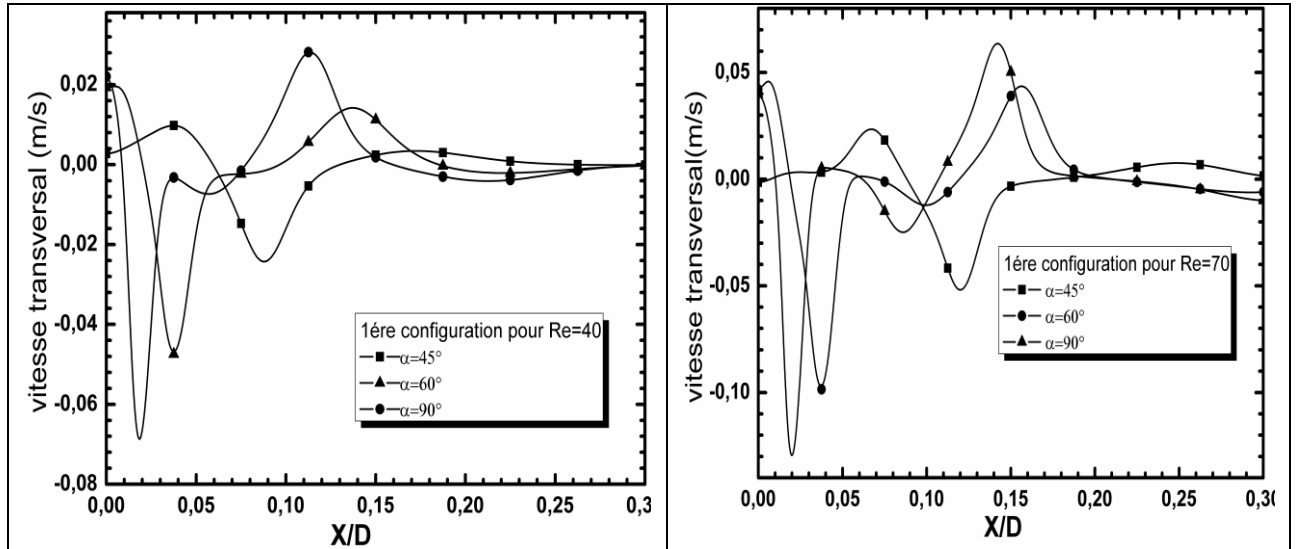


Figure IV.9 : vitesse transversal à  $Y=0.03m$  pour  $Re=40$  et  $Re=70$  différentes valeurs de l'angle  $\alpha$

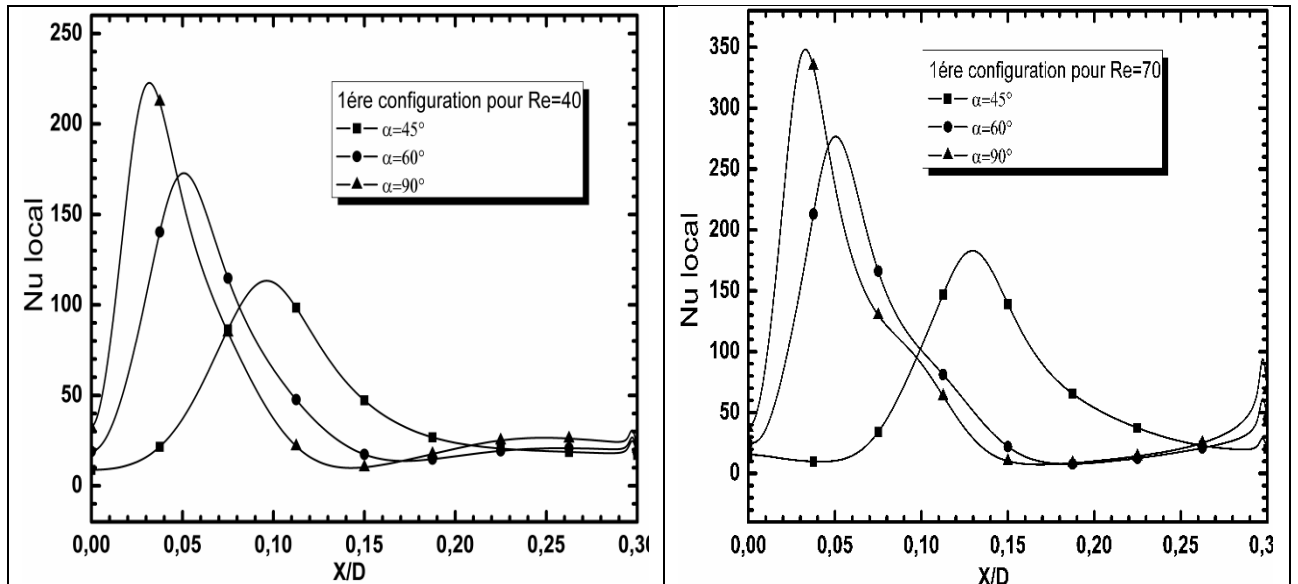


Figure IV.10 : Nu local pour  $Re=40$  et  $Re=70$  et différentes valeurs de  $\alpha$

Les figures (IV.8 et IV.9) montre la variation des profils de vitesses longitudinales et transversales pour  $Re=40$  et  $Re=70$ , et différents angles, à savoir  $\alpha=90^\circ$ ,  $\alpha=60^\circ$  et  $\alpha=45^\circ$  à une position transversale  $Y=0.03m$ , ces figures illustrent clairement l'effet de l'orientation de l'angle du jet  $\alpha$  sur l'intensité de l'écoulement au milieu du conduit avant de voir l'écoulement établi au bout de la plaque.

La figure IV.10 nous montre le profil du nombre de Nu, Nusselt local, pour deux valeurs de Reynolds,  $Re=40$  et  $Re=70$ , et différentes valeurs de l'angle du jet,  $\alpha=45^\circ$ ,  $\alpha=60^\circ$  et  $\alpha=90^\circ$ , et on constate que l'augmentation de l'angle  $\alpha$  conduit à l'augmentation de Nu local, ainsi que

l'augmentation du nombre de Reynolds qui intensifie l'écoulement, à  $Re=70$ , et améliore l'échange convectif. La valeur la plus importante de  $Nu$  local est enregistrée avec  $Re=70$  et un angle  $\alpha=90^\circ$

#### IV.4.2.Cas de la 2<sup>ème</sup> configuration

Les figures (IV.11 et IV.12) montrent la distribution des lignes de courant et des isothermes, de jet impactant dans un canal avec la longueur de la lamelle ( $d$ ) égale à 0.002m, pour différentes valeurs de Reynolds qui sont  $Re=40$  et  $Re=70$ , et différentes valeurs de l'angle du jet  $\alpha$  qui sont  $45^\circ$  et  $60^\circ$  et  $90^\circ$  respectivement.

La figure IV.11 (a) nous montre la distribution de lignes de courants et isothermes pour  $Re=40$  et  $\alpha=90^\circ$  avec  $d=0.02m$ . On peut constater le jet qui impacte la plaque chauffée en laissant apparaître une zone de recirculation d'une intensité supérieure au premier cas, en amont de la zone d'impact qui est due à l'éloignement des deux jets, qui est de  $d=0.02m > d=0.01m$ , et une autre en aval de la zone d'impact qui est plus importante qui est due principalement à la présence du jet, mais dans la figure IV.12 (a) avec,  $Re=70$ , le jet laisse apparaître une troisième zone de recirculation qui est due au décollement de ce dernier. Et du milieu jusqu'à la sortie, on peut observer un écoulement établi, écoulement de poiseuille.

Les isothermes dans les figures (IV.11 et IV.12) (a) nous renseignent sur la distribution de température dans le conduit, d'ailleurs on constate un bon refroidissement à la zone d'impact, où les isothermes sont entassées et prolongées par rapport à la première configuration, ce qui indique la présence de fort gradient de température sur une surface d'échange importante.

La figure IV.11 (b) nous montre la distribution de ligne de courant et isothermes pour  $Re=40$  et  $\alpha=60^\circ$  avec  $d=0.02m$ . On peut constater le jet orienter à  $60^\circ$  qui laisse un espace à gauche de la zone d'impact qui favorise la formation d'une zone de recirculation importante et le prolongement de la deuxième vers l'avant et une troisième de faible intensité qui s'intensifie avec  $Re=70$ , dans la figure IV.12 (b), et puis un écoulement établi.

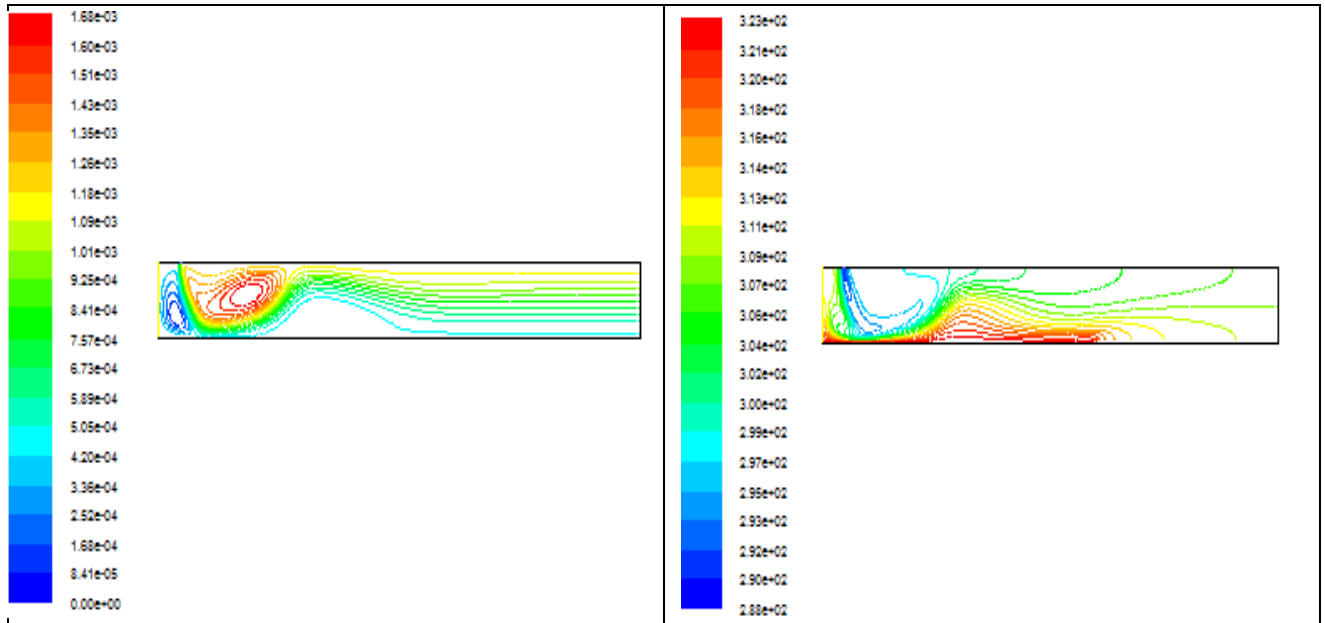
La figure IV.11 (c) avec une orientation de  $\alpha=45^\circ$ , nous montre bien la disparition de la troisième zone de recirculation, pour laisser apparaître que la première avec une intensité plus importante dans la figure IV.12 (c) avec  $Re=70$  et la deuxième avec. Et les isothermes nous montrent la distribution de température avec les isothermes proches de la plaque entassées et plus prolongées vers l'avant, donc présence d'un gradient de température fort sur une surface



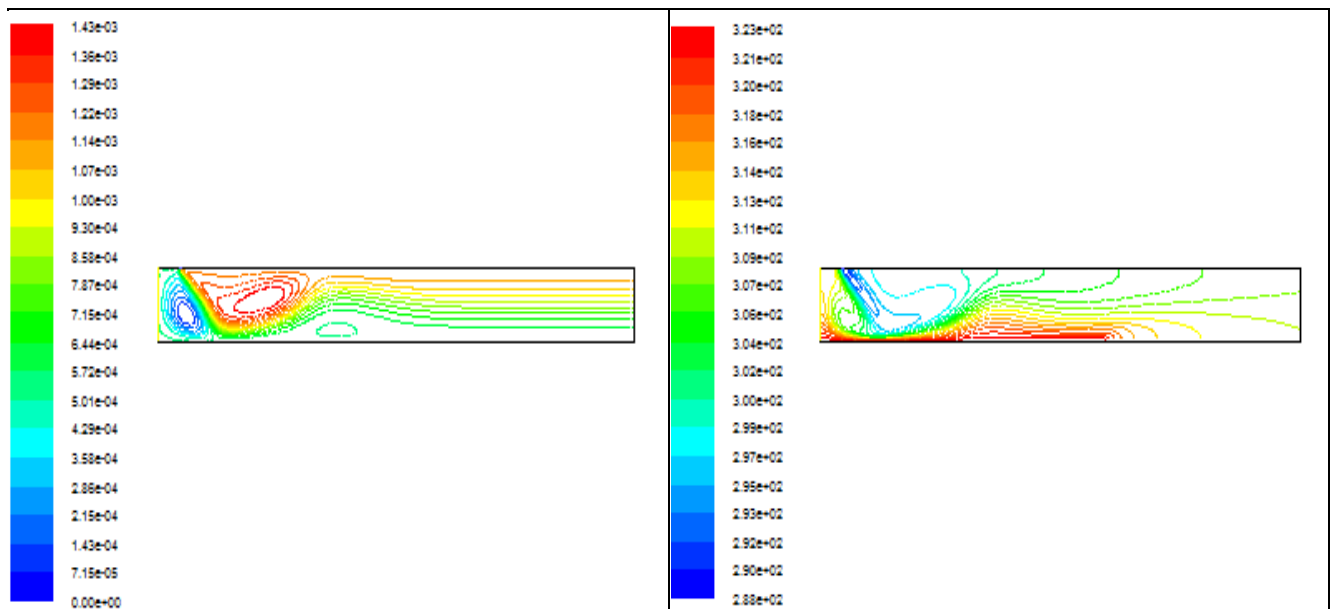
d'échange supérieure que premier cas, alors on peut dire que pour les angles  $\alpha=60^\circ$  et  $\alpha=45^\circ$ , il y a un échange de chaleur moins important que  $\alpha=90^\circ$ , avec un refroidissement plus efficace avec  $Re=70$ , ou les isothermes sont plus entassées.

Les lignes de courant

les isothermes



(a)



(b)

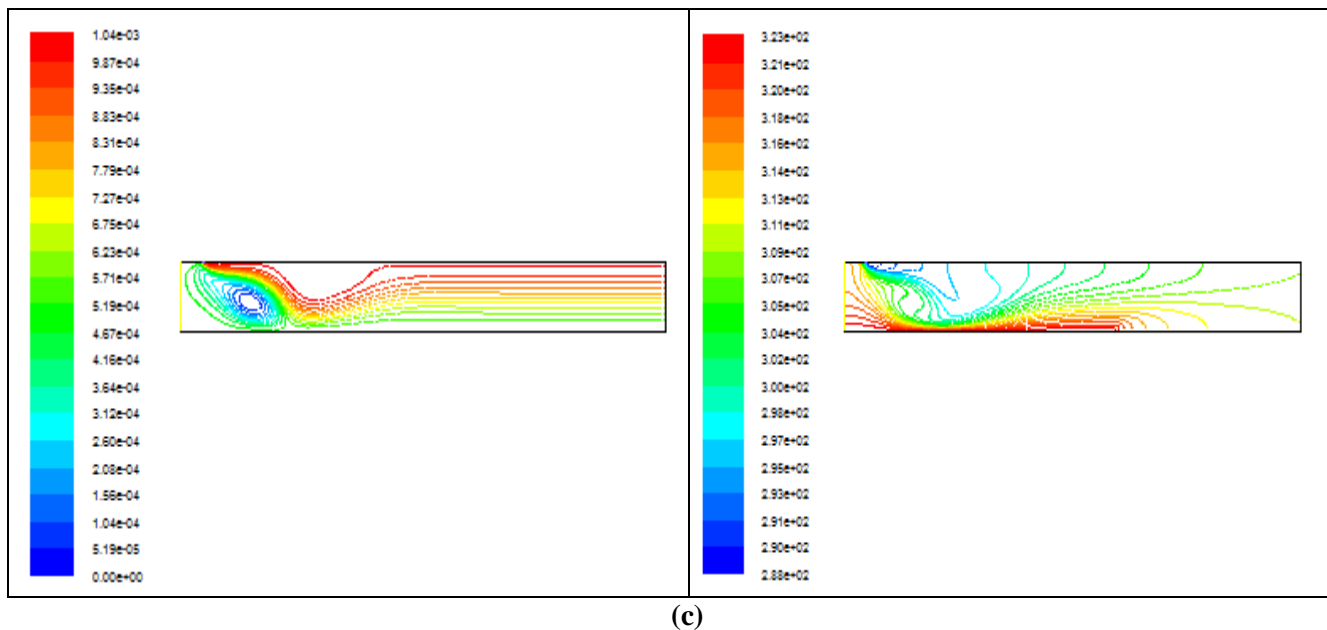
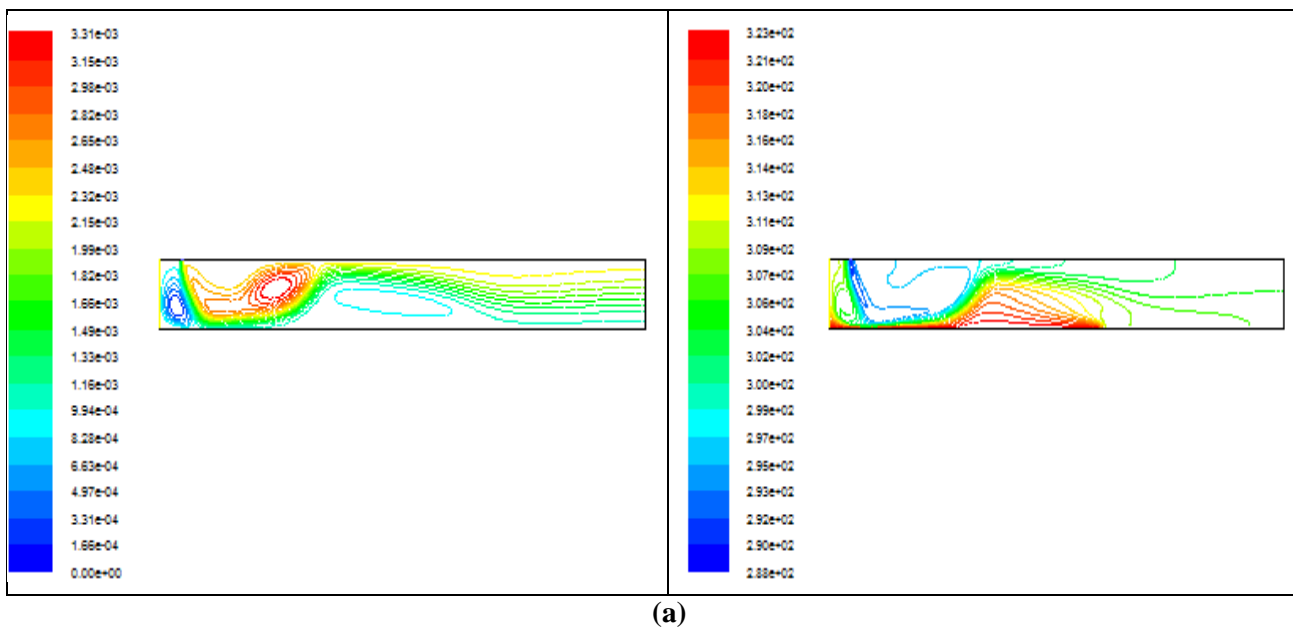
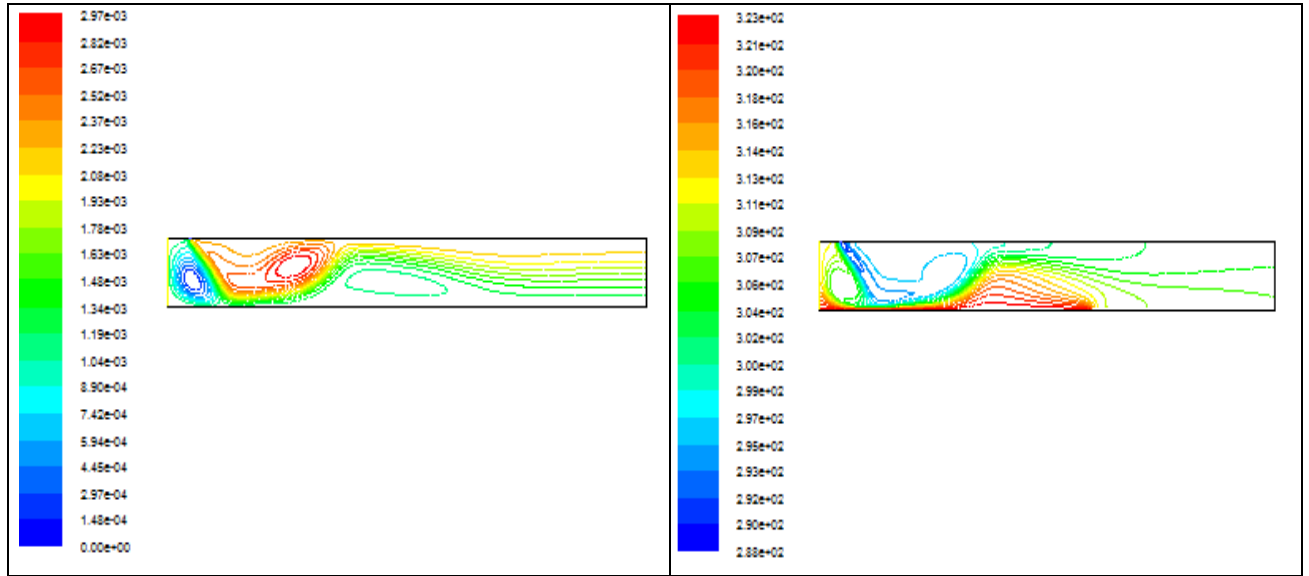


Figure IV.11: Lignes de courant isothermes pour  $Re=40$ : (a)  $\alpha=90^\circ$ , (b)  $\alpha=60^\circ$  et (c)  $\alpha=45^\circ$

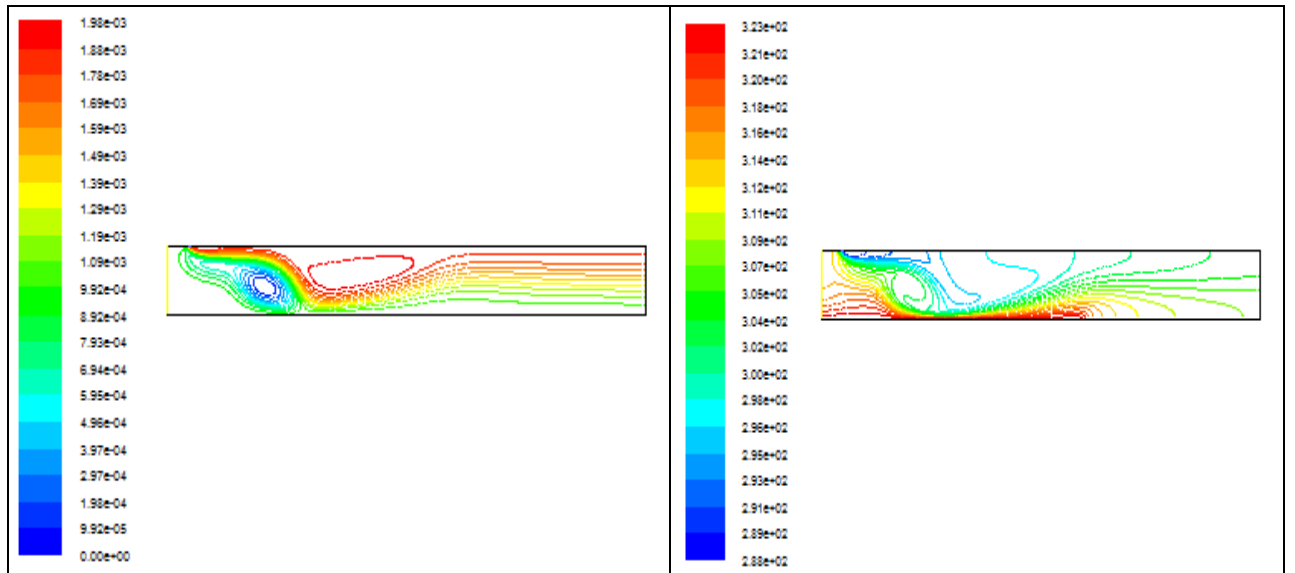
Les lignes de courant

les isothermes





(b)



(c)

**Figure IV.12: Lignes de courant et isothermes pour  $Re=70$  : (a)  $\alpha=90^\circ$  (b)  $\alpha=60^\circ$  et (c)  $\alpha=45^\circ$**

Les figures (IV.13 et IV.14) montrent la variation des profils de vitesses longitudinales et transversales pour  $Re=40$  et  $Re=70$ , et différents angles, à savoir  $\alpha=90^\circ$ ,  $\alpha=60^\circ$  et  $\alpha=45^\circ$  à une position transversale  $Y=0.03m$ , qui présentent les mêmes trait caractéristique de l'écoulement que la première configuration et qui illustrent clairement l'effet de l'orientation de l'angle du jet  $\alpha$  sur l'intensité de l'écoulement au milieu du conduit qui parcourt la majeure partie de la plaque chauffée.

La figure IV.15 nous montre le profil du nombre de Nusselt local pour deux valeurs de Reynolds,  $Re=40$  et  $Re=70$ , et différentes valeurs de l'angle du jet,  $\alpha=45^\circ$ ,  $\alpha=60^\circ$  et  $\alpha=90^\circ$ . On constate que l'augmentation de l'angle  $\alpha$  conduit à l'augmentation de  $Nu$  local, ainsi que l'augmentation du nombre de Reynolds qui intensifie l'écoulement, à  $Re=70$ , et améliore l'échange convectif. La valeur la plus importante de  $Nu$  local est enregistrée avec  $Re=70$  et un angle  $\alpha=90^\circ$  et le nombre de Nusselt local obtenu avec la deuxième configuration est légèrement inférieur au  $Nu$  local obtenu avec la première configuration.

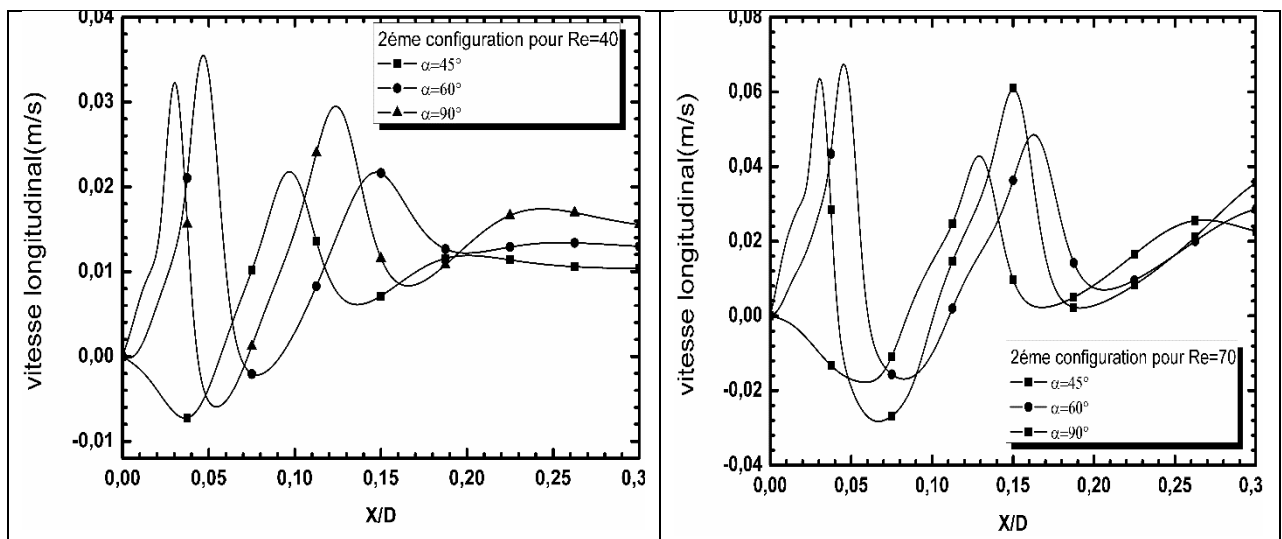


Figure IV.13: profile des vitesses longitudinales pour  $Re=40$  et  $Re=70$  et différents angles  $\alpha$

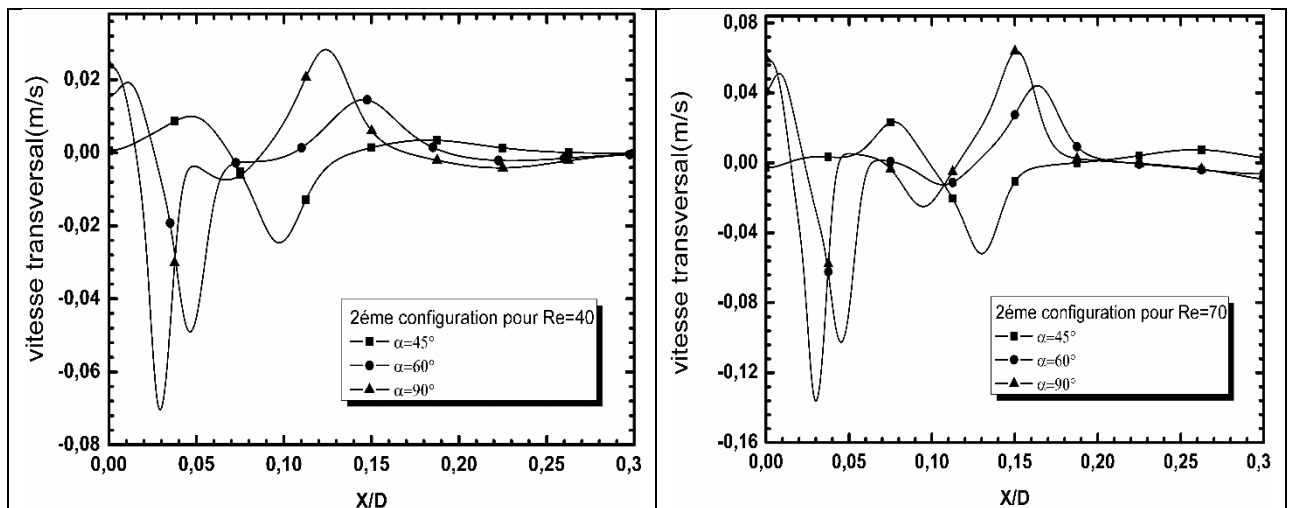


Figure IV.14: profile des vitesses transversales pour  $Re=40$  et  $Re=70$  et différents angles  $\alpha$

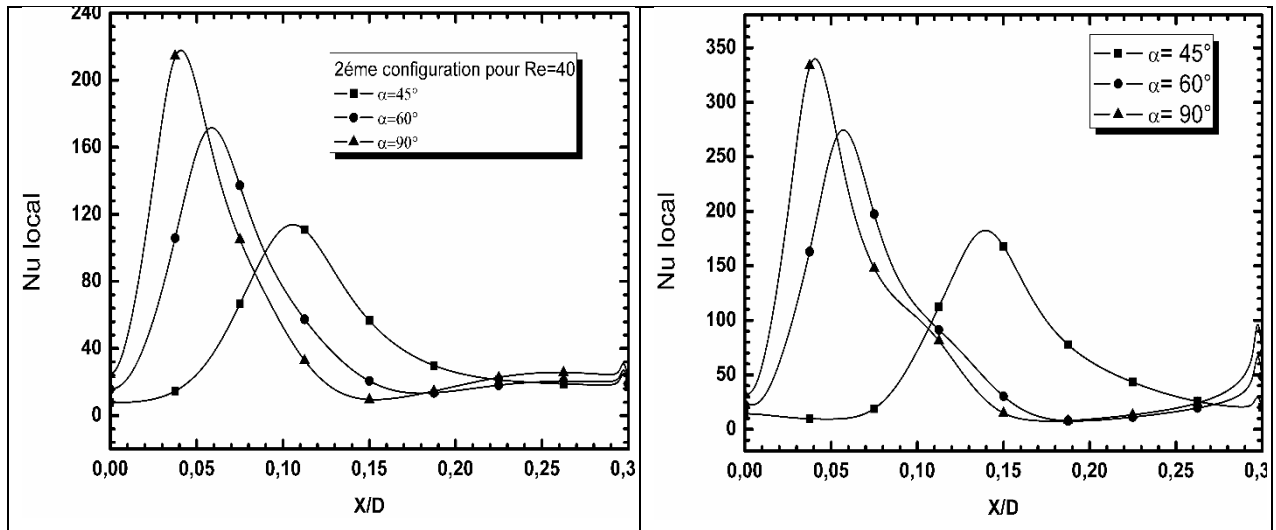


Figure IV.15 : profile de nusselt local pour Re=40et Re=70 et différents angles  $\alpha$

#### IV.4.3.Cas de la 3<sup>ème</sup> configuration

Les figures (IV.16 et IV.17) montrent la distribution des lignes de courant et des isothermes, de jet impactant dans un canal avec la longueur de la lamelle ( $d$ ) égale à 0.003m, pour différentes valeurs de Reynolds qui sont Re=40 et Re=70, et différents valeur de l'angle du jet  $\alpha$  qui sont  $45^\circ$  et  $60^\circ$  et  $90^\circ$  respectivement

La figure IV.16 (a) nous montre la distribution de lignes de courants et d'isothermes pour Re=40 et  $\alpha=90^\circ$  avec  $d=0.03m$ . on peut constater le jet qui impacte la plaque chauffée en laissant apparaitre une zone de recirculation d'une intensité importante, en amont de la zone d'impact qui est due à l'éloignement des deux jets,  $d=0.03m$ , et une autre en aval de la zone d'impact, plus importante, qui est due principalement à la présence du jet et une troisième au milieu du conduit qui est due au décollement du jet et ces deux dernières seront plus grande avec Re=70, dans la figure IV.17, et plus prolongées vers l'avant pour balayer tout la plaque chauffée. et du milieu jusqu'à la sortie, on peut observer un écoulement établi, écoulement de poiseuille.

La figure IV.16 (b) nous montre la distribution de ligne de courant et isothermes pour Re=40 et  $\alpha=60^\circ$  avec  $d=0.03m$ . on peut constater le jet orienter à  $\alpha=60^\circ$  qui laisse un espace à gauche de la zone d'impact qui favorise la formation d'une zone de recirculation importante et le prolongement de la deuxième vers l'avant et la troisième disparaît mais qui réapparaît dans la figure IV.17 avec Re=70 ou l'écoulement est plus intense ; et puis un écoulement établi.

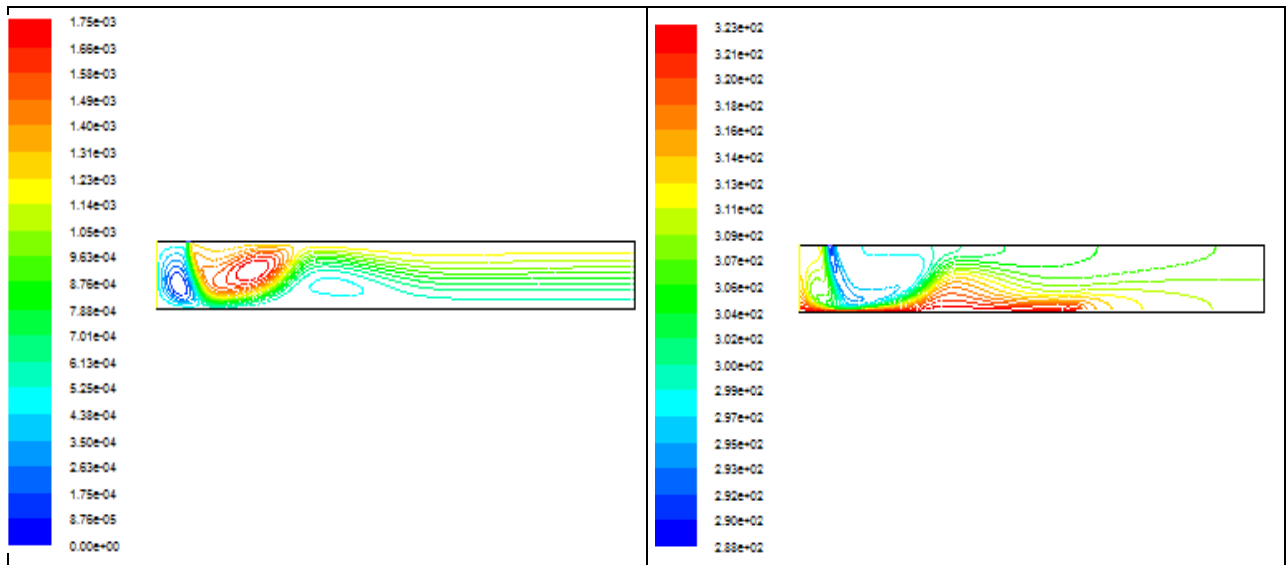
La figure IV.16 (c) avec une orientation de  $\alpha=45^\circ$ , nous montre bien la disparition de la troisième zone de recirculation, pour laisser apparaitre que la première. Dans la figure IV.17 (c) on voit bien la première zone de recirculation apparait avec une intensité plus importante à  $Re=70$  et la deuxième avec.

Les isothermes nous montrent la distribution de température avec les isothermes proches de la plaque entassées et plus prolongées vers l'avant que les deux premières configurations, donc présence d'un fort gradient de température sur une surface d'échange supérieure que les deux premiers cas.

Alors on peut dire que l'échange de chaleur à  $\alpha=90^\circ$  est le plus important dans les trois configurations, avec un refroidissement plus efficace dans la figure IV.17 (a) avec  $Re=70$ , où les isothermes sont plus entassées.

Les lignes de courant

les isothermes



(a)

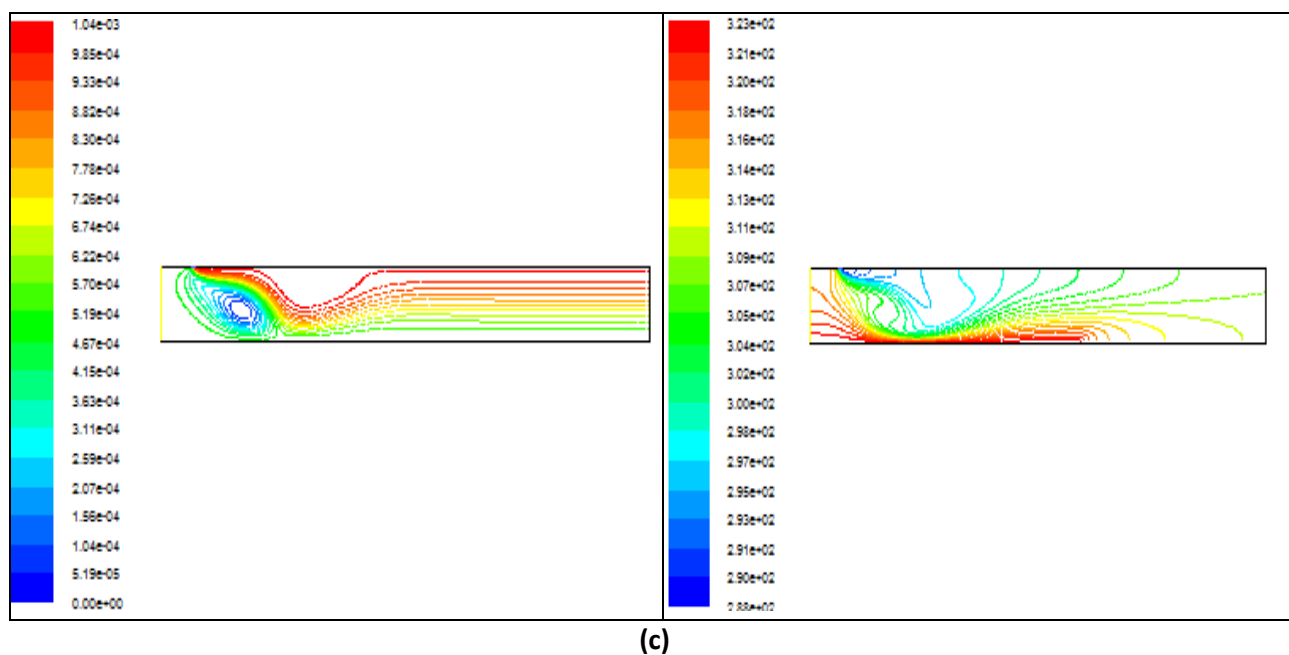
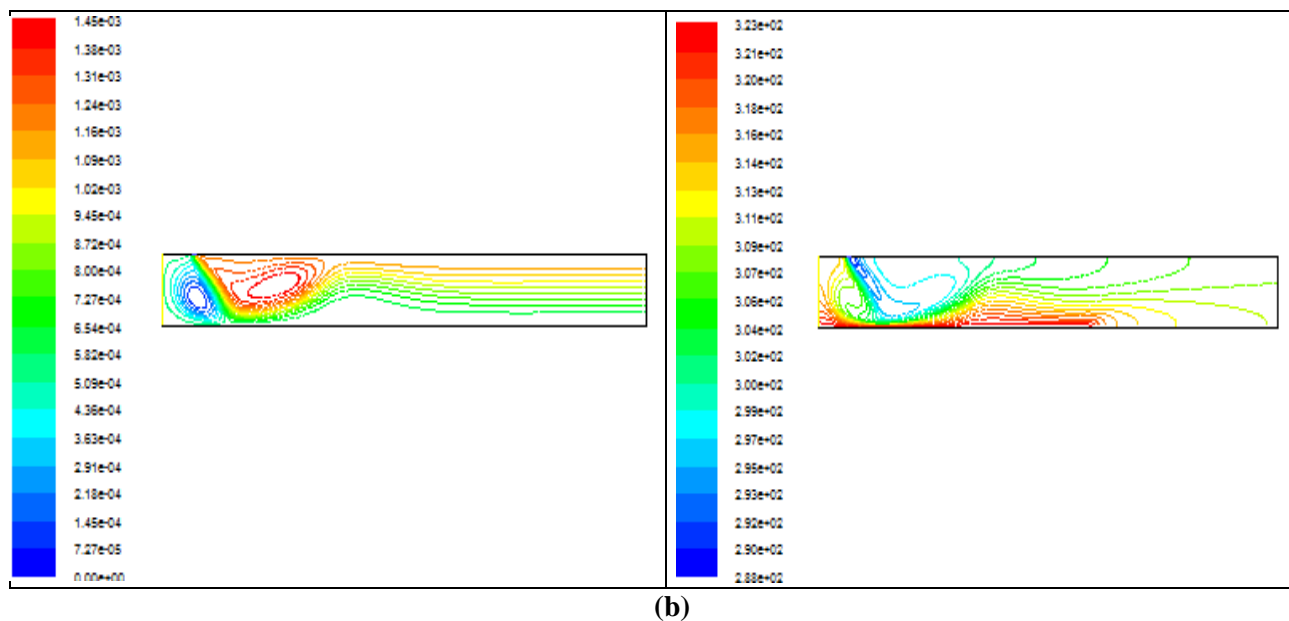
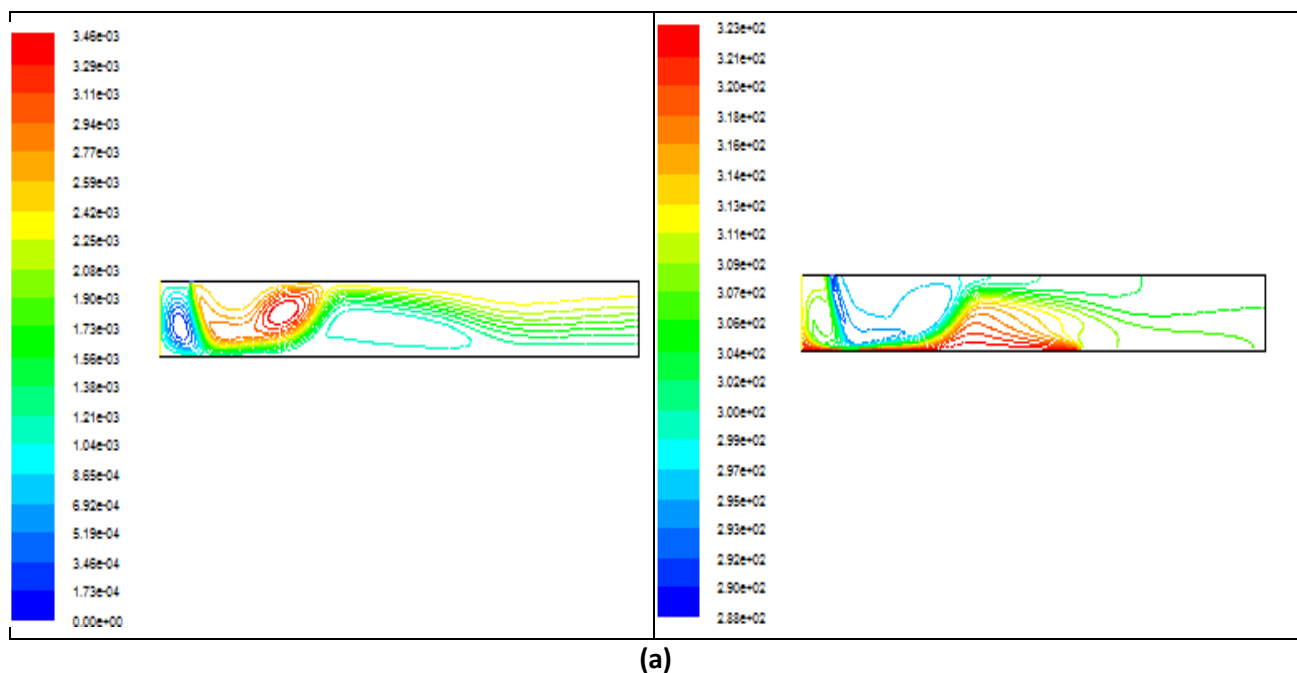


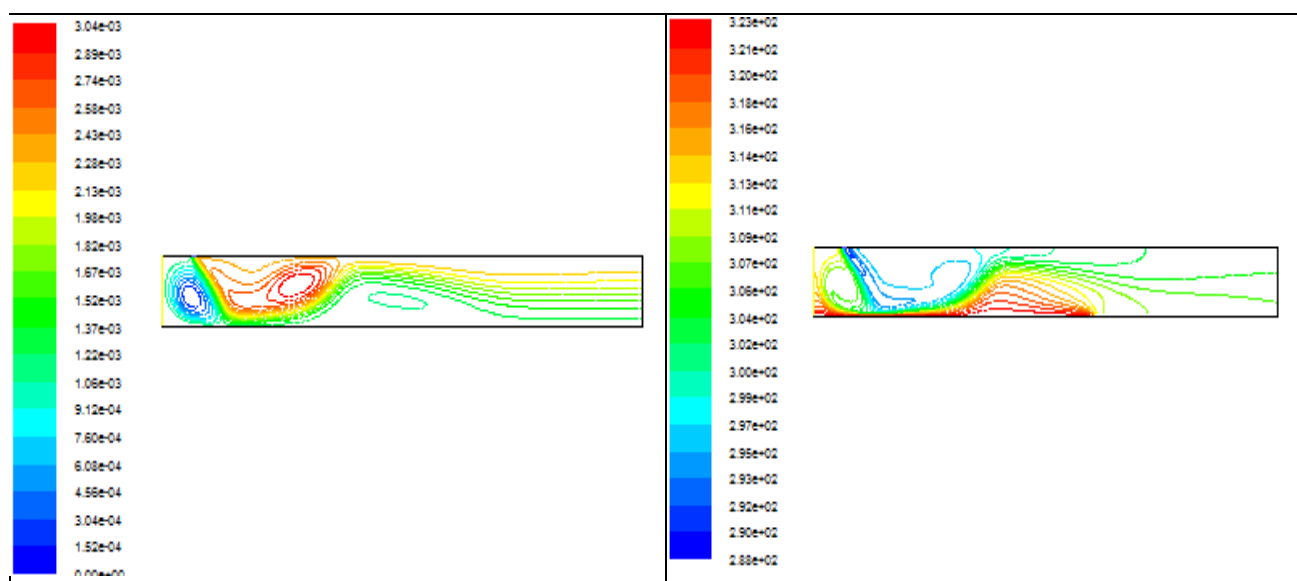
Figure IV.16: Lignes de courant et isothermes pour  $Re=40$  : (a)  $\alpha=90^\circ$  et (b)  $\alpha=60^\circ$  et (c)  $\alpha=45^\circ$

Les lignes de courant

les isothermes

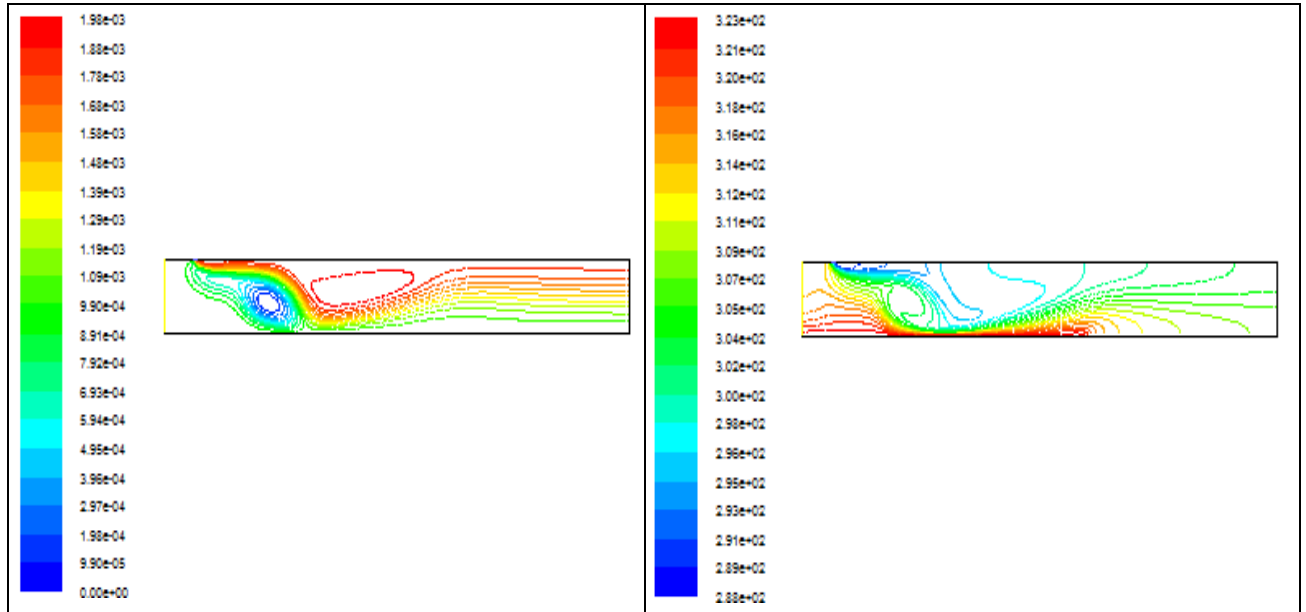


(a)



(b)





(c)

**Figure IV.17: Lignes de courant et isothermes pour  $Re=70$  : (a)  $\alpha=90^\circ$  et (b)  $\alpha=60^\circ$  et (c)  $\alpha=45^\circ$**

Les figures (IV.18 et IV.19) montrent la variation des profils de vitesses longitudinales et transversales pour  $Re=40$  et  $Re=70$ , et différents angles, à savoir  $\alpha=90^\circ$ ,  $\alpha=60^\circ$  et  $\alpha=45^\circ$  à une position transversale  $Y=0.03m$ , qui présentent les mêmes traits caractéristiques de l'écoulement que la première et la deuxième configuration, et qui illustrent clairement l'effet de l'orientation de l'angle du jet  $\alpha$  sur l'intensité de l'écoulement au milieu du conduit qui parcourt toute la plaque chauffée.

La figure IV.20 nous montre les profils du nombre de Nusselt local pour deux valeurs de Reynolds,  $Re=40$  et  $Re=70$ , et différentes valeurs de l'angle du jet,  $\alpha=45^\circ$ ,  $\alpha=60^\circ$  et  $\alpha=90^\circ$ , et on constate que l'augmentation de l'angle  $\alpha$  conduit à l'augmentation de  $Nu$  local, ainsi que l'augmentation du nombre de Reynolds qui intensifie l'écoulement, à  $Re=70$ , et améliore l'échange convectif. La valeur la plus importante de  $Nu$  local est enregistrée avec  $Re=70$  et un angle  $\alpha=90^\circ$  et le nombre de Nusselt local obtenu avec la troisième configuration est légèrement inférieur au  $Nu$  local obtenu avec la première et la deuxième configuration.

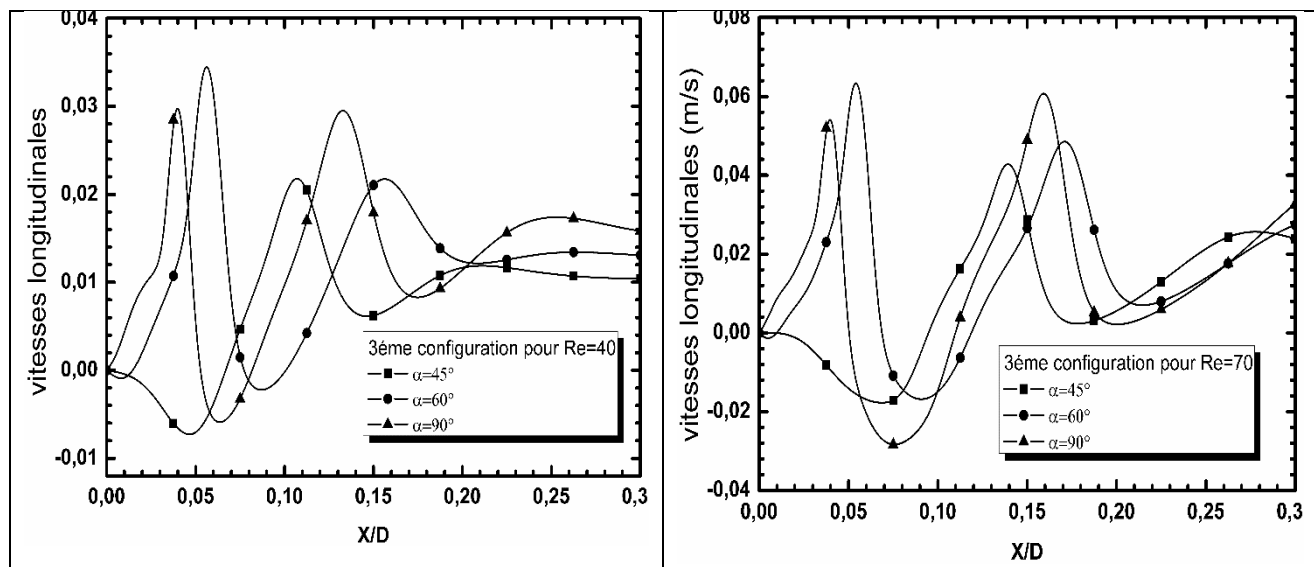


Figure IV.18: profile des vitesses longitudinales pour  $Re=40$  et  $Re=70$  et différents angles  $\alpha$

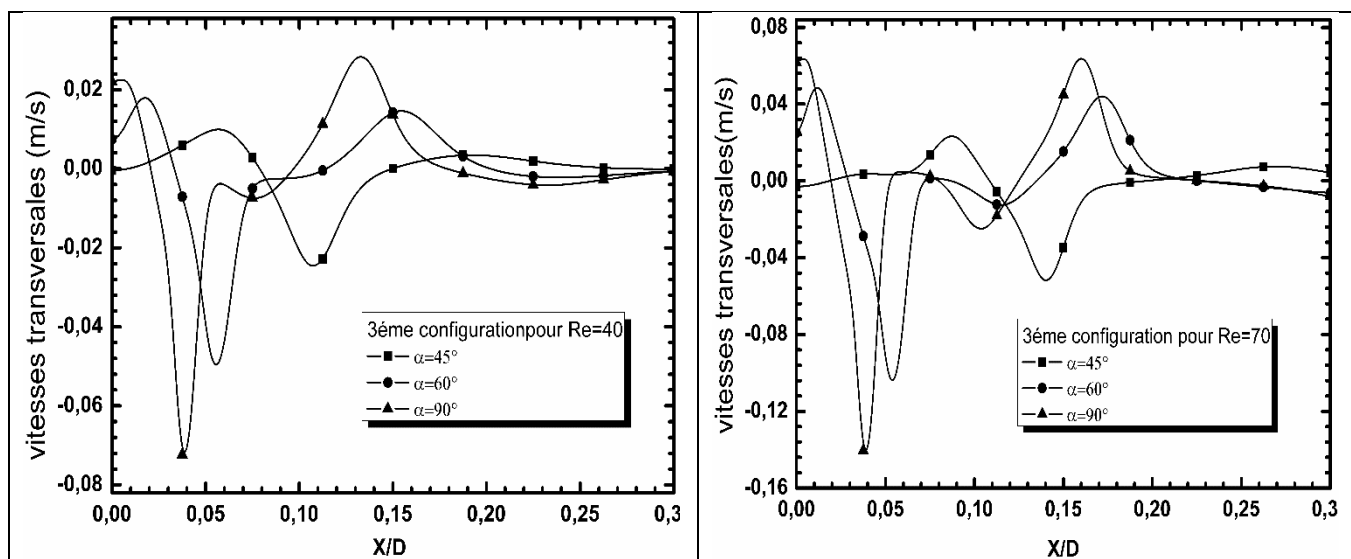


Figure IV.19: profile des vitesses transversales pour  $Re=40$  et  $Re=70$  et différents angles  $\alpha$

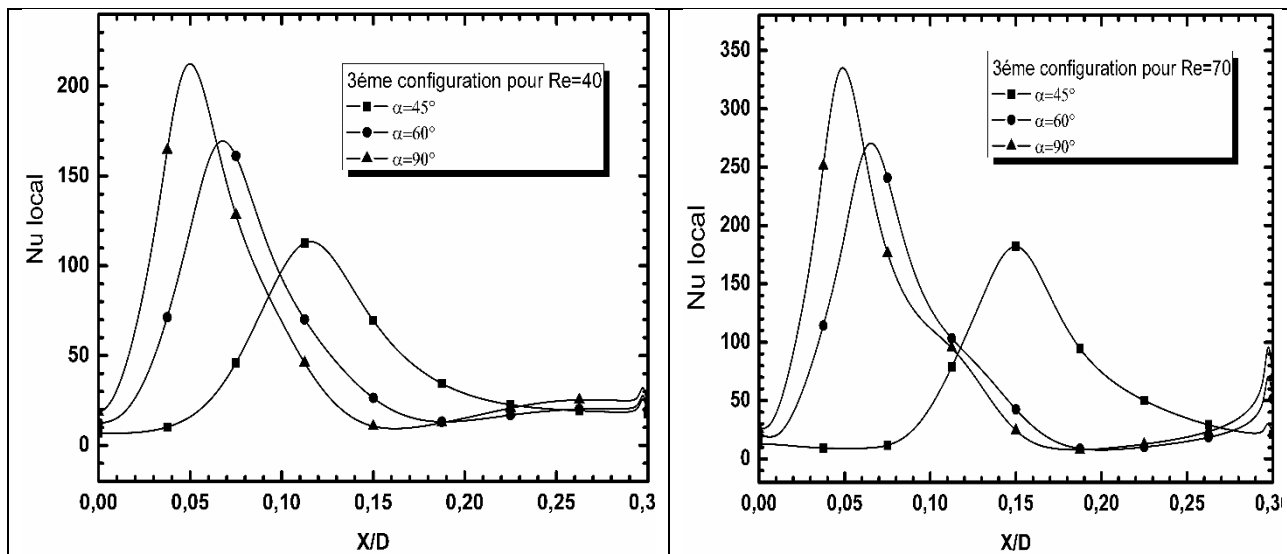
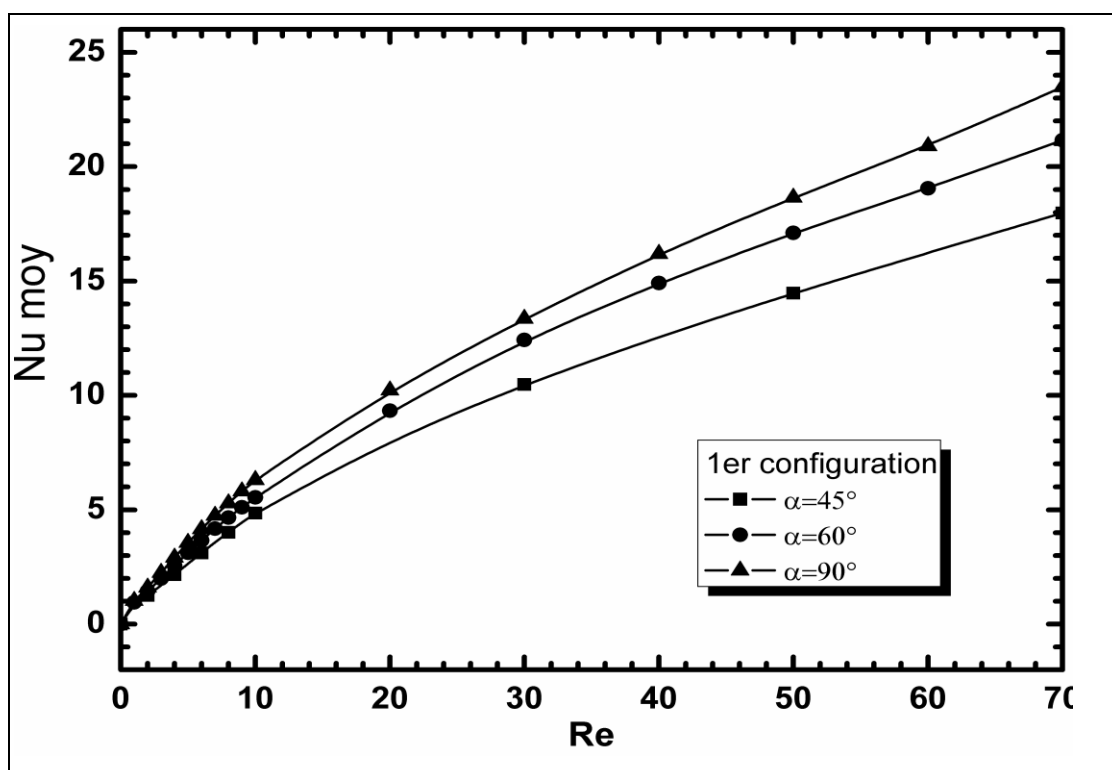


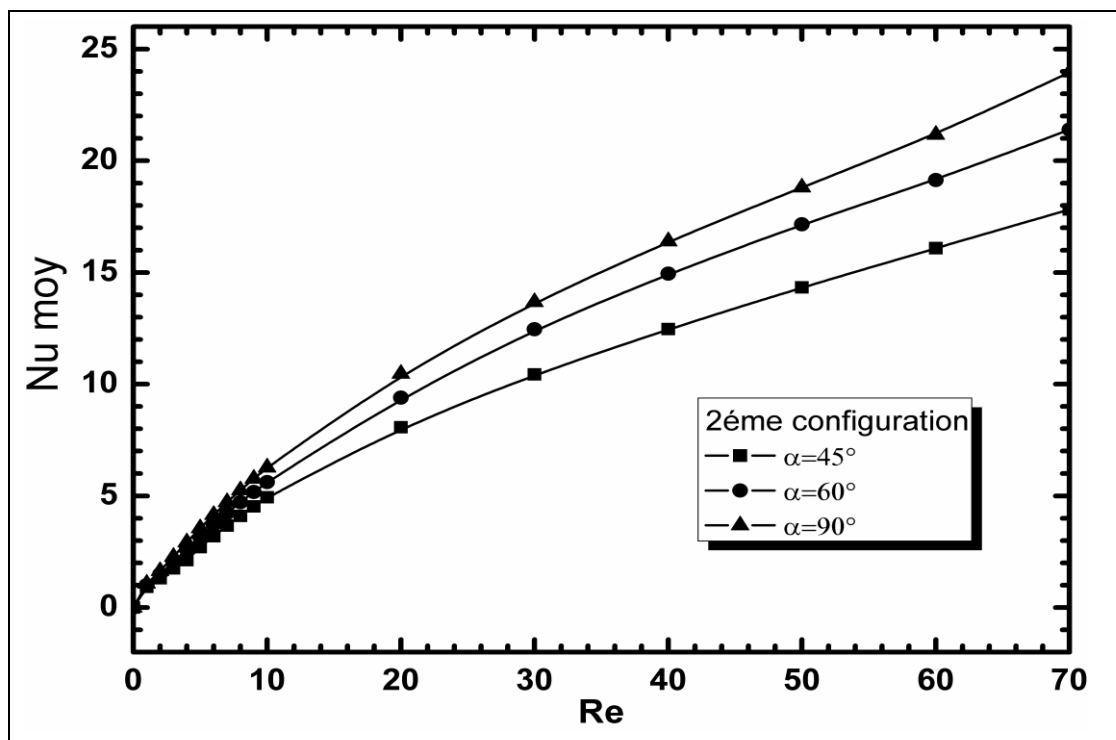
Figure IV.20: profile du Nusselt local pour  $Re=40$  et  $Re=70$  et différents angles  $\alpha$

#### IV.4.4. Nombres de Nusselt moyens

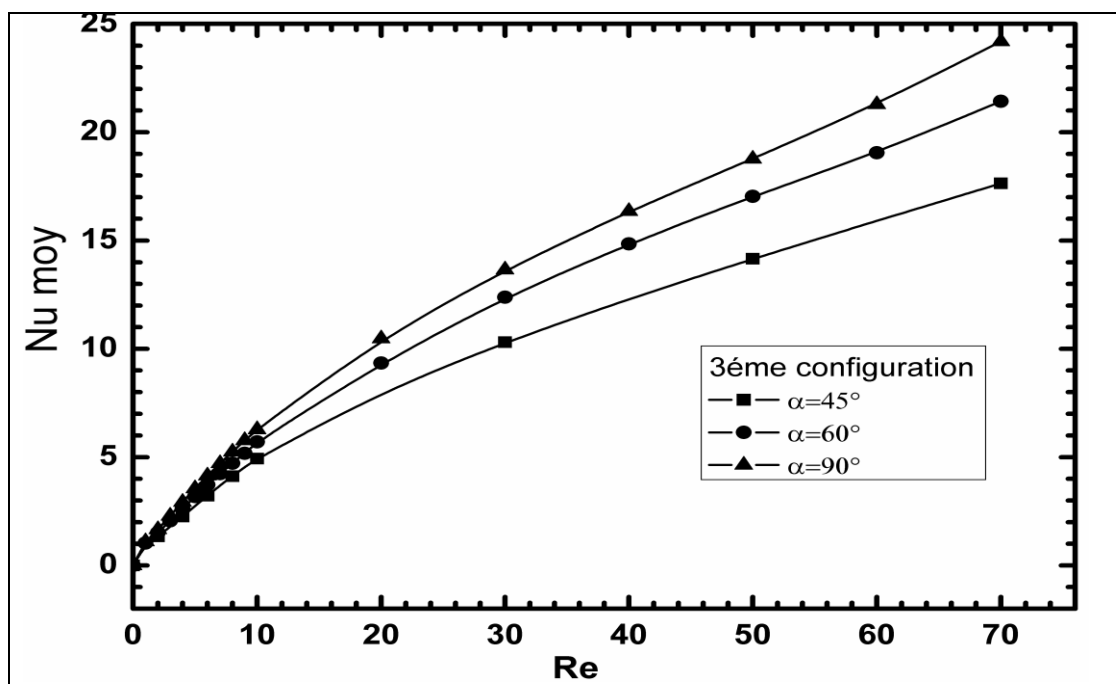
##### IV.4.4.1 Effet du nombre de $Re$ sur $Nu$ moyen



(a)



(b)



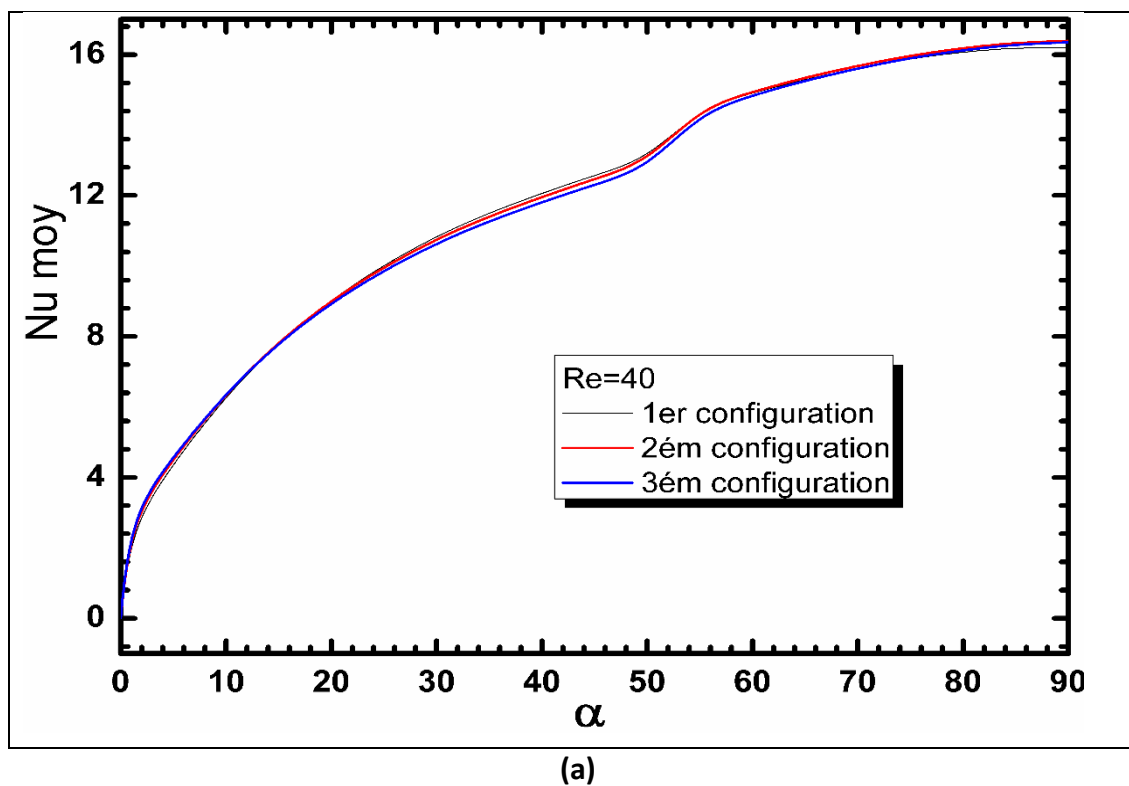
(c)

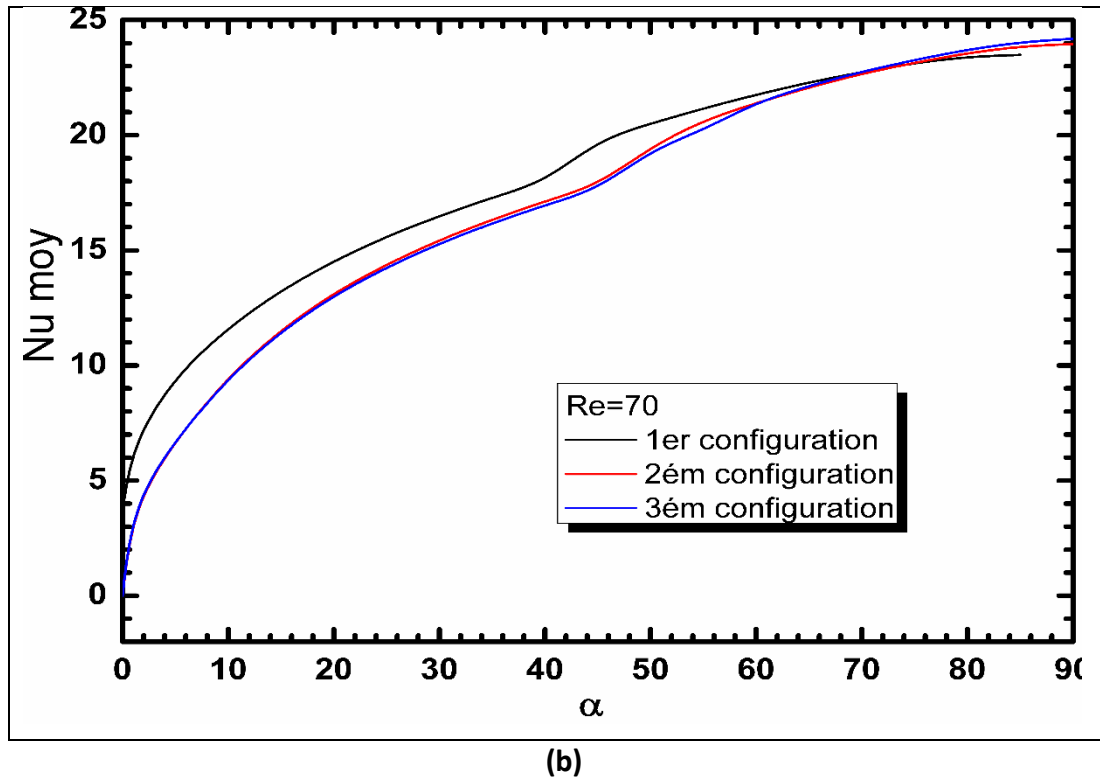
**Figure IV.21 :** nombre de Nu moyen en fonction de Re pour  $\alpha=45^\circ$  et  $\alpha=60^\circ$  et  $\alpha=90^\circ$  et pour les trois configurations (a), (b) et (c) respectivement 1ère et 2ème et 3ème configuration

Les figures IV.21 (a), (b) et (c) montrent la variation du nombre du Nusselt moyen en fonction du nombre de Reynolds pour les trois configurations adoptées dans cette étude et pour

trois angles du jet différent à savoir  $45^\circ$ ,  $60^\circ$  et  $90^\circ$ . On constate à travers ces figures que pour les trois cas, le nombre de Nusselt moyen augmente d'une manière monotone avec l'augmentation du nombre de Reynolds .et cette augmentation est plus importante avec l'augmentation de l'angle du jet, jusqu'à atteindre un maximum avec  $\alpha=90^\circ$  et  $Re=70$  dans la troisième configuration avec  $d=0.03m$ .donc l'augmentation du nombre de Reynolds, qui est traduite physiquement par l'augmentation de la vitesse du jet, contribue à l'amélioration du transfert thermique.

#### IV.4.4.2 Effet du l'angle $\alpha$ sur Nu moyen

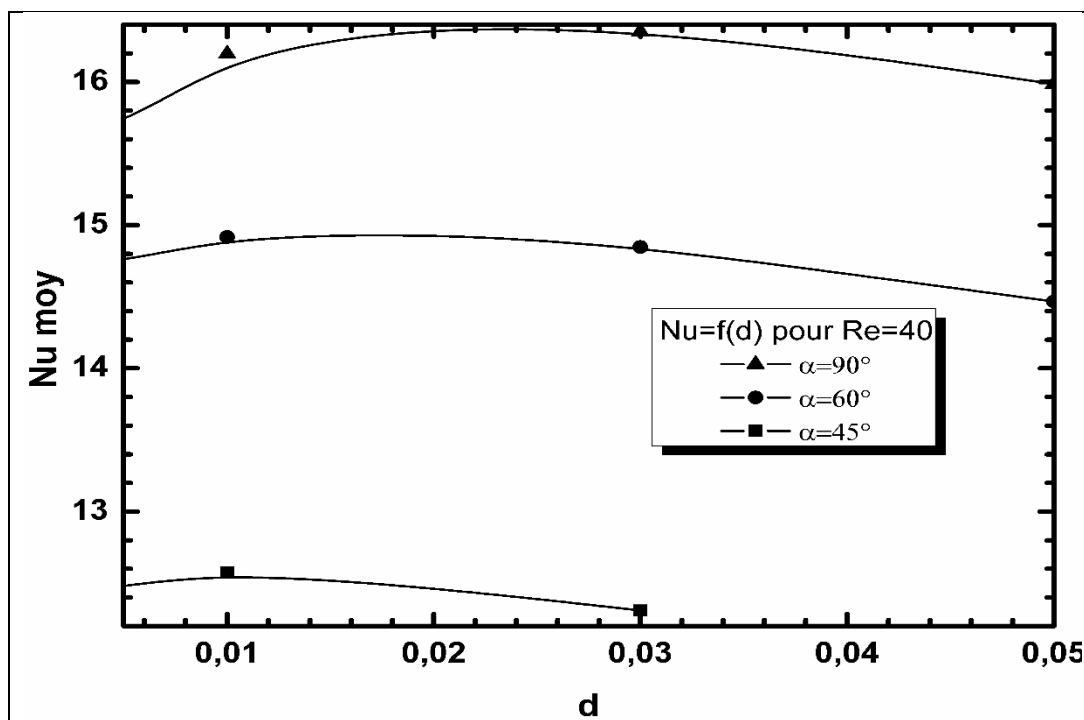




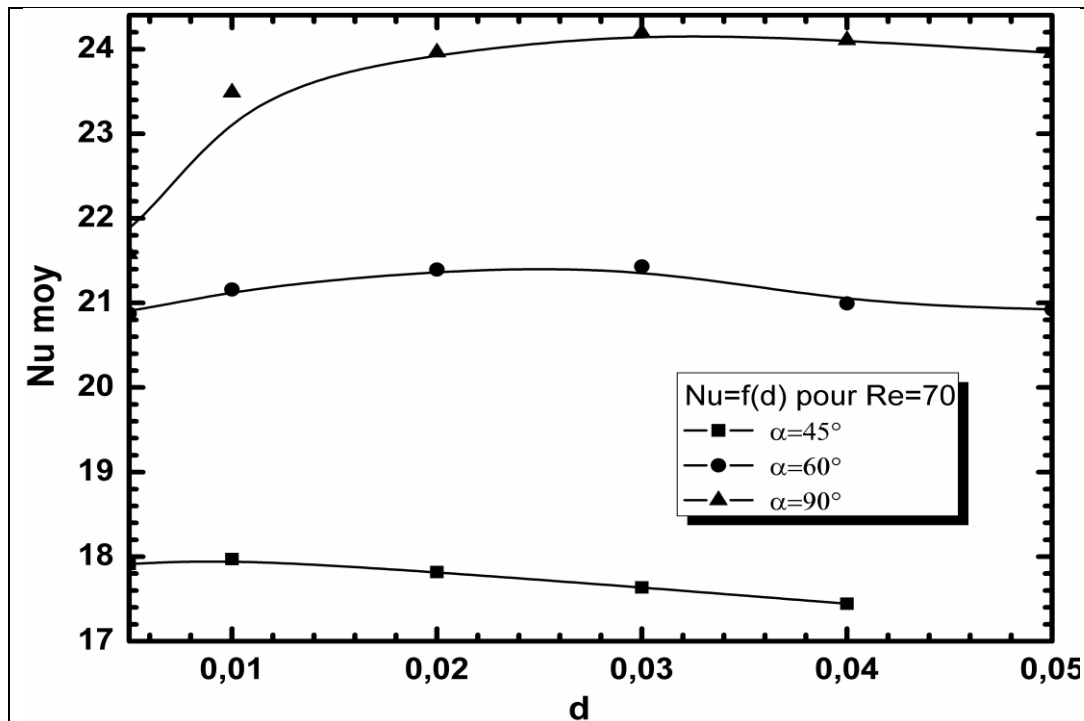
**Figure IV.22 : nombre de Nu moyen en fonction de  $\alpha$  et pour les trois configurations.**

**(a)  $Re=40$  et (b)  $Re=70$**

La figures IV.22 montre la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de l'angle de jet  $\alpha$  avec deux valeurs de nombre de Reynolds, (a) pour  $Re=40$  et (b) pour  $Re=70$  et aussi pour les trois configurations considérées  $d_1, d_2$  et  $d_3$ . on constate à travers la figure (a), pour  $Re=40$ , que les trois courbes associées au trois configuration, qui sont presque à une superposition parfaite, évoluent d'une façon monotone pour les cinquante premiers degrés, et puis il y a brusquement un léger saut, et puis encore une évolution monotone pour atteindre un maximum pour une valeur de  $\alpha=90^\circ$ . pour la figure (b), on peut dire que, pour la même vitesses qui correspond à  $Re=70$ , c'est la première configuration,  $d=0.01m$ , qui réalise une bonne performance, pour les premiers soixante-dix degrés, et puis au-delà de cette valeur, c'est les configuration  $d=0.02m$  et  $d=0.03m$  qui prennent le dessus, avec un maximum de nombre du Nusselt moyen réalisé par la troisième configuration avec un angle de jet de  $\alpha=90^\circ$ . donc on peut dire que l'augmentation de l'angle du jet, qui est traduite physiquement par l'orientation de jet vers la plaque chauffée, pour augmenter la surface d'échange, contribue à l'amélioration de transfert thermique par convection. alors on peut conclure que pour chaque emplacement de la plaque existe un angle de jet approprié pour maximiser la surface d'échange.

IV.4.4.3 Effet du paramètre géométrique  $d$  sur  $Nu$  moyen

(a)



(b)

Figure IV.23 : nombre de  $Nu$  moyen en fonction de  $d$  pour  $\alpha=45^\circ$ ,  $\alpha=60^\circ$  et  $\alpha=90^\circ$ .(a)  $Re=40$  et (b)  $Re=70$

Les figures IV. 23 montre la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction de  $d$ , qui est un paramètre géométrique qui correspond à la moitié de la distance qui sépare les deux entrées du jet, et pour différents angles de jet à savoir  $\alpha=45^\circ$ ,  $\alpha=60^\circ$  et  $\alpha=90^\circ$  et pour deux valeurs de nombre de Reynolds  $Re=40$  et  $Re=70$ . on constate à travers la figure IV(a), pour  $Re=40$ , que la courbe associée à l'angle  $\alpha=45^\circ$  évolue en croissance pour atteindre un pic à  $d=0.01m$  et puis elle décroît pour le reste  $d>0.01m$  ; et la courbe  $\alpha=60^\circ$  évolue de la même manière et son pic est atteint à  $d=0.015m$ , et la courbe  $\alpha=90^\circ$  évolue de la même manière pour atteindre un pic à  $d=0.024m$  ; et la figure IV (b), pour  $Re=70$ , on remarque que les courbes associées aux trois cas différents d'orientation d'angle à savoir  $\alpha=45^\circ$ ,  $\alpha=60^\circ$  et  $\alpha=90^\circ$  subissent les mêmes évolutions, croissante et puis décroissante, et la valeur la plus importante de nombre de Nusselt est atteinte avec l'angle  $\alpha=90^\circ$  et  $d=0.03m$ , qui correspond à la troisième configuration considérée dans notre étude. donc on peut dire que la distance qui sépare les deux jets joue un rôle important dans le refroidissement de la plaque chauffée, où il existe précisément une longueur optimale de paramètre  $d$  pour laquelle le transfert de chaleur est maximal.

#### IV.4.4.4. Taux d'augmentation en pourcentage du Nu moyen

		$\alpha = 45^\circ$		$\alpha = 60^\circ$		$\alpha = 90^\circ$	
		Nu moy	Taux en %	Nu moy	Taux en %	Nu moy	Taux en %
$d=0.01m$	$Re=40$	12.5741	2.1	14.9166	17.48	16.1966	23.99
	$Re=70$	17.9713	31.5	21.1583	41.82	23.4881	47.59
$d=0.02m$	$Re=40$	12.4709	1.29	14.9463	17.64	16.3956	24.92
	$Re=70$	17.8193	0.31	21.3956	42.46	23.9618	48.63
$d=0.03m$	$Re=40$	12.3096	0.00	14.8482	17.09	16.3515	24.72
	$Re=70$	17.6355	30.2	21.4316	42.56	24.1942	49.12

**Tableau IV.2 : tableau d'augmentation du Nu moyen en pourcentage pour différentes situations de  $\alpha$ ,  $Re$  et  $d$**

la figure IV.24 nous montre l'augmentation en pourcentage du Nu moyen pour différentes situations de  $\alpha$  à savoir  $45^\circ$ ,  $60^\circ$  et  $90^\circ$  et différentes valeurs de  $Re$ ,  $Re=40$  et  $Re=70$ , et aussi pour les trois configurations considérées dans notre calcul,  $d=0.01m$ ,  $d=0.02m$  et  $d=0.03m$ . on peut constater que la valeur de Nusselt moyen la plus élevée est réalisée avec la



troisième configuration,  $d=0.03\text{m}$ , pour un  $Re=70$  et  $\alpha=90^\circ$ , en utilisant comme valeur de référence la valeur de Nusselt moyen la plus faible réalisée avec  $d=0.03\text{m}$  et  $Re=40$  et  $\alpha=45^\circ$ . et on remarque bien que pour les mêmes valeur de  $\alpha$  et mêmes valeurs de  $Re$ , la valeur de Nusselt moyen décroît en faisant augmenter la valeur de  $d$  ; sauf pour  $\alpha=90^\circ$ , cette dernière augmente avec l'augmentation de  $d$ , jusqu'à atteindre la plus grande valeur pour  $d=0.03\text{m}$  et  $Re=70$ .

# Conclusion Générale

## CONCLUSION GENERALE

L'étude numérique de refroidissement d'une plaque chauffée par un jet impactant dans un canal a été menée moyennant le logiciel fluent. L'objectif principale de ce travail était d'étudier l'effet des paramètres de control tel que le nombre de Reynolds, l'angle d'inclinaison de jet et la longueur de la lamelle qui sépare les deux entrées de jets, en considérant à cet effet les trois configurations géométriques possibles.

La modélisation du phénomène physique a été effectuée par les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et thermique. La résolution a été abordée moyennant le logiciel fluent qui est basé sur la méthode des volumes finis. Un maillage adéquat a été adopté suite a une étude minutieuse de la sensibilité au maillage. La validation du code du calcul a été faite en comparant nos résultats avec ceux déjà publiés dans la littérature. Les effets du nombre de Reynolds ( $Re$ ) et de l'angle d'inclinaison ( $\alpha$ ) et la longueur de la lamelle ( $d$ ), ont été examinés. Les différents résultats sont présentés en termes de lignes de courant, d'isotherme, de profils de vitesses longitudinales et transversales et de profils des nombres de Nusselt locaux et moyens, les principaux résultats qui ont découlés de cette étude ont permis d'aboutir aux conclusions suivantes.

➤ Il y a une différence marqué entre les trois configurations considérées et leur effet sur les structures dynamiques et thermique est important.

➤ Le taux de transfert de chaleur augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds, ce qui est traduit par des valeurs relativement élevées des nombre de Nusselt locaux au niveau de la plaque chauffée. ainsi qu'une transformation remarquable dans la forme des zones de recirculation dans le conduit.

➤ L'augmentation de l'angle du jet, qui est traduite physiquement par l'orientation de jet vers la plaque chauffée, pour augmenter la surface d'échange, contribue à l'amélioration de transfert thermique par convection. alors on peut conclure que pour chaque emplacement de la plaque existe un angle de jet approprié pour maximiser la surface d'échange

➤ L'augmentation de la longueur de la lamelle conduit à l'augmentation de taux des transferts convectifs qui est traduit par l'augmentation de nombre de Nusselt moyen jusqu'à atteindre un maximum avec une longueur de la lamelle optimale qui correspond à 0.03m au-delà de laquelle le nombre de Nusselt moyen diminue.

➤ Un meilleur taux de transfert de chaleur est obtenu avec la troisième configuration, ou la longueur de la lamelle  $d=0.03m$ , et une orientation de  $\alpha = 90^\circ$  ou le jet impact perpendiculairement a la plaque chauffée, comparativement aux deux autres configurations.

# Bibliographie

## Références bibliographiques

- [1] **T. Dairay, V. Fortuné, E. Lamballais, L.-E. Brizzi** : “Simulations numériques directes d’un jet impactant” 20ème Congrès Français de Mécanique Besançon, 29 août au 2 septembre 2011 ; Institut P’, Département Fluides Thermique Combustion, Université de Poitiers, ENSMA, CNRS (UPR 3346)
- [2] **CHABANE Hakima, HADDAD Mohamed Said**: “étude numérique des échanges thermiques par convection mixte dans un canal cavité». Mémoire de fin d’étude ; GM-UMMTO
- [3] **Daniel Thibault** : “ Etude du refroidissement par impact de jets à travers une paroi mince et avec un écoulement cisailant amont : application aux aubes de turbines”. Engineering Sciences. ISAE-ENSMA Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d’Aérotechnique - Poitiers, 2009.
- [4] **C.Cornaro, A. Fleischer, et R. Goldstein** : “Flow visualization of around jet impinging on cylindrical surfaces,” Exp. Thermal and Fluid Science, vol. 20, no. 2, p. 66–78, 1999.
- [5] **C. Popiel et L. Boguslawski** : “Flow structure of the free round turbulent jet in the initial region,” J. Fluid Mech., vol. 90, p. 531–539, 1979.
- [6] **C. O. Popiel et O. Trass** : “The effect of ordered structure of turbulence on momentum, heat and mass transfer of impinging round jets,” dans 7th Int. Heat Transfer Conference, vol. 6, Washington D.C., 1982, p. 141–146.
- [7] **C. Meola, G. Cardone, C. Carmicino, et G. Carlomagno** : “Fluid dynamics and heat transfer in an impinging air jet,” dans 9th International Symposium on Flow Visualization, Edimbourg, 2000.
- [8] **J. Buchlin**, “Convective heat transfer in impinging gas jet systems : ” VKI for Fluids Dynamics Lecture Series, Aero-Thermal Performance of Internal Cooling Systems in Turbomachines, vol. 3, p. I1–I33, 2000.
- [9] **S. Ashforth-frost et K. Jambunathan** : “Effect of nozzle geometry and semiconfinement on the potential core of a turbulent axisymmetric jet,” dans 10th Int. Comm. in Heat and Mass Transfer, vol. 23, no. 2, Brighton, 1996, p. 155–162.

[10] **S. Ashforth-frost, K. Jambunathan, et C. Whitney** : “Velocity and turbulence characteristics of a semi-confined orthogonally impinging slot jet,” Exp. Thermal and Fluid Science, vol. 14, no. 1, p. 60–67, 1997.

[11] **P. Brevet** : “Étude expérimentale et numérique des transferts thermiques par impact de jet, application aux moteurs aéronautiques,” Thèse, Université de Poitiers, 2001.

[12] **N. Obot, W. Douglas, et A. Mujumdar** : “Effect of semi-confinement on impingement heat transfer,” dans 7th Int. Heat Transfer Conference, Munich, 1982.

[13] **Souhila DJEDJIG, Ferhat SOUIDI** : “Étude numérique d’un jet d’air impactant sur un disque circulaire chauffée ” Séminaire International sur le Génie Climatique et l’Énergétique, SIGCLE’2010.

[14] **Amine KOCHED, Sachin DAHIKAR, Michel PAVAGEAU, Fethi ALOUI** : “Etude expérimentale des structures tourbillonnaires à l’impact d’un double jet plan d’air” Ecole des Mines de Nantes, Département Systèmes Énergétiques et Environnement (DSEE), GEPEA, CNRS-UMR 6144, 4 rue Alfred Kastler, BP20722 – 44307 Nantes Cedex 03 – France

[15] **Zakaria Ghrab, Fabien Candelier, Philippe Caminat et Philippe Bournot** : “Etude d’un jet impactant une plaque chauffée : décollement de la couche limite thermique et cinématique”. UNIMECA – IM2, 60 rue Joliot Curie, Technopôle de Château Gombert, 13 013 Marseille.

[16] **Francis SHUM et KIVAN** : “Simulation numérique des grandes échelles de jets impactant” Dans le cadre d’un stage de fin d’études au sein du département CFD du CERFACS  
Période : 11/02/2013 au 11/08/2013

[17] **Stéphane ABIDE<sup>1</sup>\*, Stéphane VIAZZO<sup>2</sup>, Camille SOLLIEC<sup>3</sup>** : “ Simulation numérique du refroidissement d’une plaque plane par un jet plan impactant”

**1** LAMPS-GME, Université de Perpignan, 52 Avenue Paul Alduy, 66860 Perpignan

**2** M2P2, Aix-Marseille Université, 38 rue F. Joliot-Curie, 13451 Marseille cedex 20

**3** DSEE/GEPEA, Ecole des Mines de Nantes, 4 rue Alfred Kastler, 44307 Nantes.

[18] **M.R. GUECHI, P. DESEVAUX, P. BAUCOUR** : “ Etude numérique du refroidissement d’une surface métallique par pulvérisation (spray cooling) ”Institut FEMTO-ST, Département ENISYS, Parc Technologique, 2 Avenue Jean Moulin, 90000 BELFORT. 20ème Congrès Français de Mécanique ; Besançon, 29 août au 2 septembre 2011

**[19] Wafa GHOZLANI 1\*, Lucien BALDAS 1, Robert CAEN 1, Azeddine KOURTA 2, Henri BOISSON 3 :** “ Etude numérique et expérimentale des actionneurs micro-fluidiques pour le contrôle actif des écoulements”.

*1* Université de Toulouse; INSA, UPS; ICA (Institut Clément Ader); 135, avenue de Rangueil, F-31077 Toulouse, France

*2* Institut PRISME – PolyTech’Orléans, 8 rue Léonard de Vinci, 45072 - Orléans Cedex 2 France

*3* Université de Toulouse; Institut de Mécanique des Fluides de Toulouse, Allée du Prof. Camille Soula, 31400 Toulouse, France

**[20] Stéphane ROUX :** “Contribution expérimentale à l’aérodynamique d’un jet en impact forcé acoustiquement ” Energie électrique. Université de Poitiers, 2011. Français.

**[21] Ridha HANNAT :** “étude numérique des effets de la compressibilité sur les transferts de chaleur dans un système antivibre à air chaud” école de technologie supérieur, université du Québec, Montréal, le 30 juillet 2009.

**[22] Park, T. H., H. G. Choi, J. Y. Yoo et S. J. Kim.** 2003. « Streamline upwind numerical simulation of two-dimensional confined impinging slot jets ». International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 46, no 2, p. 251-262.