République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseigniemment Supérieure
et de la Recherche Scientifique

UNIVERSITÉ Dr Yahia FARES De Médéa
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie de la Matière

Mémoire de Projet de fin d'etude
Pour l'obtention du diplôme Master en Génie Mécanique
Option: Énergétique et Thermique des Systèmes

Modélisation d'un écoulement turbulent séparé dans un canal avec un élargissement brusque sans échange de chaleur en utilisant deux modèles de turbulence

Proposé et dirigé par
Dr ALLICHE Mounir

Co-Encadré par:
Dr KORICHI Abdelkader

Présenté par :
YAGOUB Slimane

2013/2014

Remerciements

AVANT TOUT REMERCIONS <<ALLAH>> DE NOUS AVOIR ACCORDER DES CONNAISSANCES DE LA SCIENCE ET DE NOUS AVOIR AIDE A REALISE CE TRAVAIL

AU TERME DE CE TRAVAIL, JE TIENS A EXPRIMER TOUTE MA RECONNAISSANCE ET REMERCIEMENTS A MON PROMOTEUR MONSIEUR DR ALLICHE MOUNIR, QU'IL A FAIT PREUVE D'UNE GRANDE PATIENCE ET A ETE UN GRAND APPORT POUR LA REALISATION DE CE MEMOIRE.

JE TIENS A REMERCIER PARTICULIEREMENT MONSIEUR DR KORICHI ABDELKADER MON CO-PROMOTEUR POUR SES CONSEILS ET SON SUIVI.

JE TIENS A REMERCIER VIVEMENT LES MEMBRES DU JURY D'AVOIR ACCEPTE DE JUGER CE TRAVAIL ; EN OCCURRENCE DRS. TEKDENTI M. , GUEMANA M. ET BOUKHELEF DJILALI.

MERCIE A TOUS CEUX QUI, A UN MOMENT OU UN AUTRE, NOUS ONT APPORTE LEUR SAVOIR FAIRE EN PARTICULIER MONSIEUR REBHI REDHA ET MADAME SIHAME ZARZI.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

- **Mes chers parents, à l'origine de mon existence et de mon**

  Savoir, qu'ils trouvent ici l'expression de mon grand amour.

- **Mes frères et sœurs**
- **A tout la famille :** Yagoub, Oualha et ainsi que tous mes proche surtout Z-djillali et M-djillali
- **Mes collègues :** Y-boughazia AB-saidani I-bouhla N-saidi DJ-senhadji Y-samrani I-ouanoughi H-benramdhane M-slimani M-attab D-nanouche M-grine

  AB-hamzi M-amour

  H-chablaoui F-hebbiche CH-hebbache A-belghazi

- **Mes chers amis :** O-sebti B-mazari H-halfaoui A-blaifi AB-halfaoui M-hanou H-chraiatte AB-slimani I-allaoui AB-znaini R-allouaoui S-belaiad M-mouaizia
- **Mes chères amies :** So-djillali Sa-djillali A-djillali H-bouthlidjane F-belhoute

SILMANE YAGOUB

SOMMAIRE

INTRODUCTION GENERAL

1–Introduction…….....1

CHAPITRE 1 : GENERALITES SUR LES ECOULEMENT DANS UN CANAL A ELARGISSEMENT BRUSQUE

1.1–L'élargissement brusque.....3

1.2–Etude des caractéristiques dynamiques.....3

1.3–Modèles de turbulence.....5

1.4–Domaine de validation.....6

1.5–Le modèle de k-ε.....10

CHAPITRE 2 : FORMILATION MATIMATIQUE

2.1–Equations.....…….....11

2.2– Fermeture des équations.....…….....12

2.3– Modèles de turbulence.....…….....15

2.4– Modèles de premier ordre.....…….....17

CHPITRE 3 : PRESENTATION DES OUTILS DE SIMULATION

3.1–Introduction.....…….....18

3.2– Le Mailleur ICEM…….....18

3.2.1–Créer la géométrie.....19

3.2.1.1–Créer les points.....19

3.2.1.2–Création des courbes.....23

3.2.2–Créer le bloc.....26

3.2.3–Assigner la distribution nodale le long des bords de bloc.....28

3.2.4–Créer la maille.....30

3.2.5–Écrire la maille à un dossier d'entrée pour CFX pre.....32

3.3–ANSYS CFX.....33

3.3.1–CFX-Pre.....35

3.3.3–CFD-Post.....40

3.3.2–CFX-Solver.....42

CHAPITRE 4 : CONFIGURATION ET VALIDATION

4.1–Introduction.....45

4.2–La configuration géométrique.....42

4.3–La sensibilité au maillage.....46

4.3.1– Maillage avec l'ICEM.....46

4.3.2– Tableau de précision du 1er nœud.....46

4.3.3– Les graphes de Y plus.....47

4.3.4– Tableau les nombres des nœuds.....48

4.3.5– Le graphe du coefficient de frottement.....48

CHAPITRE 5 : RESULTAT ET DISCUSSIONS

5.1–Introduction.....49

5.2–Partie I Cas du choix du modèle de turbulence K−ε.....50

5.2.1–Effet de l'intensité de la vitesse d'entrée.....50

5. 2.1.1–Contour de la vitesse.....50

5.2.1.2–Les graphes de la vitesse.....51

5.2.1.3–Contour de la pression.....55

5.2.1.4–Les graphes de la pression.....57

5.2.1.5–Streamline.....61

5.2.1.6–Le graphe du coefficient de frottement.....62

5 .2.1.7–Les tableaux de rattachement……...63

5.2.2–Effet de la hauteur de la marche……....65

5.2.2.1–Contour de la vitesse……....65

5.2.2.2–Contour de la pression……..66

5.2.2.3–Streamline…….67

5.2.2.4–Tableau de point de rattachement……..……..68

5.3– Partie II - Choix du modèle SST K−ω.....69

5.3.1–Effet de l'intensité de la vitesse.....69

5.3.1.1–Contour de la vitesse……69

5.3.1.2–Les graphes de la vitesse…….....70

5.3.1.3–Contour de la pression……..…71

5.3.1.4-Les graphes de la pression…….....72

5.3.2–Effet de la hauteur de la marche……....73

5.3.2.1–Contour de la vitesse…….....73

5.3.2.2–Contour de la pression…….74

5.3.2.3–Streamline……75

5.3.2.4–Les Tableaux de point de rattachement.....…….76

5.3.2.5–Comparaison.....78

Conclusion général……...79

Référence bibliographique……80

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1: la variation de la longueur recollement en fonction de Re **(Gong et al 1996)**.....4
Figure 1.2: structure d'un écoulement derrière une marche ***(Glockner 2000)***.....8
Figure 2.1: Hiérarchie des modèles de turbulence.....16
Figure 4.1: Illustration de la géométrique en 3D.....45
Figure 4.2 : Illustration des vues de la géomètre.....45
Figures 4.3: Illustration du Maillage.....46
Figures 4.4: Influence du maillage sur le profil de Y plus.....47
Figures 4.5: Influence du maillage sur du coefficient de frottement.....48
Figure 5.1: Champ de vitesse pour différentes vitesses d'entrée.....50
Figure 5.2: Profils de vitesse le long du polyline.....51
Figure 5.3: Profil de vitesse pour des différentes lignes et vitesse d'entrée U=5m/s.....52
Figure 5.4: Profil de vitesse pour différentes lignes et vitesse d'entrée U=11m/s.....53
Figure 5.5: Profil de vitesse pour des lignes différentes et vitesse d'entrée U=15m/s.....54
Figure 5.6: Profil de vitesse pour des lignes différentes et vitesse d'entrée U=25m/s.....55
Figure 5.7: contours de la pression pour différentes vitesses.....56
Figure 5.8: Profil de pression pour différentes vitesses d'entrée polyline.....57
Figure 5.9: Profil de pression pour des lignes différentes et vitesse d'entrée U=5m/s.....58
Figure 5.10: Profil de pression pour des lignes différentes et vitesse d'entrée U=11m/s.....59
Figure 5.11: Profil de pression pour des lignes différentes et vitesse d'entrée U=15m/s.....60
Figure 5.12: Profil de pression pour des lignes différentes et vitesse d'entrée U=25m/s.....61
Figure 5.13: les lingnes du courant pour differentes vitesses d'entrée.....62
Figure 5.14: profil de la variation du coefficient de frottement pour différentesvitesses.....63
Figure 5.15: champ de vitesse pour les hauteurs différentes et vitesses d'entrée U=15m/s.....65
Figure 5.16: champ de pression pour les hauteurs différentes et vitesses d'entrée U=15m/s...66
Figure 5.17: les lignes du courant pour les hauteurs différentes vitesses d'entrée U=15m/s...67
Figure 5.18: champ de vitesse pour les différentes vitesses d'entrée.....69
Figure 5.19: profil de vitesse pour des lignes différentes et vitesse d'entrée.....70
Figure 5.20: champ de pression pour différentes hauteurs et vitesse d'entrée U=15m/s.....71
Figure 5.21: profil de pression pour des lignes différentes et vitesse d'entré U=15m/s.....72
Figure 5.23: champ de pression pour des hauteurs différentes et la vitesse d'entrée U=15 m/s
.....74

Figure 5.24: les lignes du courant pour des hauteurs différentes et la vitesse d'entrée U=15m/s 75
Figure 5.25: comparaison des coefficients de frottement avec l'expérimental.....76
Figure 5.26 : profil de la variation du coefficient de frottement pour leshauteurs différentes et la vitesse d'antrée U= 15m/s.....77

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 4.1 : valeur de 1er nœud pour chaque maillage.....46

Tableau 4.2 : représonte le nombre de nœuds pour chaque maillage.....48

Tableau 5.1 : la valeur de la longueur de rattachement pour differentes vitesses d'entrée et une taille de la marche H=0.02m.....63

Tableau 5.2 *:* la valeur de la longueur de rattachement pour differentes vitesses d'entrée et une taille de la marche H=0.038m.....63

Tableau 5.3 : la valeur de la longueur de rattachement pour differentes vitesses d'entrée et une taille de la marche H=0.045m.....64

Tableau 5.4 : la valeur de la longueur de rattachement pour differentes vitesses d'entrée et une taille de la marche H=0.06m.....64

Tableau 5.5: la valeur de la longueur de rattachement pour chaque taille de la marche et la vitesse d'entrée U=05m/s.....68

Tableau5.6 : la valeur de la longueur de rattachement pour differentes vitesses d'entrée et une taille de la marche H=0.038m.....76

Tableau 5.7: la valeur de la longueur de rattachement pour chaque taille de la marche (U=15m/s).....76

Tableau5.8 *:* tableau de comparaison de la valeur de la longueur de rattachement pour les deux modèles.....77

NOMENCLATURE

K	énergie cinétique turbulente par unité de masse	m^2/s^2
ε	Dissipation tourbillonnaire de turbulence	m^2/s^2
ρ	Masse volumique	kg/m^3
μ_t	**V**iscosité dynamique turbulente	kg/ms
v_t	Viscosité cinématique turbulente	m^2/s
μ	Viscosité dynamique	
t	Temps	S
τ	Tenseur des contraintes	$kg\ /\ ms^2$
v	Viscosité cinématique	m^2/s
Φ_{ij}	Corrélation pression- vitesses	
Fi	Terme source	
δ_{ij}	Symbole kronecher	
$\overline{u_i' u_j'}$	Tension de Reynolds	m^2/s^2
Re	Nombre de REYNOLDS ($\frac{\mu H}{v}$)	
Cf	Coefficient de frottement (Cf = τ_ω/ ($1/2\ \rho_0 U_0$))	
y+	Distance adimensionnelle de la cellule au mur ($\frac{u_t}{v}$*y)	
D_j	Diamètre de centre du jet	m
X_r	Point de recollement	m
CFD	Computationnal Fluid Dynamic	

Résumé :

Notre travail a pour objectif l'analyse du phénomène des écoulements dans les canaux avec élargissement brusque. Il s'agit d'une étude paramétrique par simulation numérique d'un écoulement turbulent tridimensionnel. Dans cette étude, nous concentrons sur l'effet de deux facteurs importants qui sont : la vitesse d'entrée de l'écoulement et la hauteur de la marche.

Pour ce faire, on a utilisé le code CFD Ansys CFX 14.0. Les modèles de turbulence adoptés sont le modèle k-ε et SST k-ω.

L'étude a permis d'identifier la zone la plus touchée et qui est située en aval de la marche. En outre, l'effet des facteurs mentionnés précédemment sur la taille de la zone de recirculation, le point de rattachement et le coefficient de frottement est mis en évidence lors de cette étude.

Mots-clés : CFD, simulation numérique, zone de recirculation, écoulement dans un canal, élargissement brusque, turbulence.

ملخص :

عملنا هو تحليل ظاهرة التدفق في قنوات مع تضخم مفاجئ. هذه دراسة حدودية عن طريق المحاكاة الرقمية لتدفق المضطرب ثلا ثي الأبعاد. ، ونحن نركز في هذه الدراسة على تأثير عاملين مهمين: سرعة تدفق في المداخل وارتفاع المسيرة.

للقيام بذلك، استخدمنا برنامج CFD ANSYS 14.0 CFX نماذج الاضطرابات التي استخدمت هي K-ε و SST K- ω

حددت دراسة المنطقة الأكثر تضررا، والتي تقع في إتجاه المصب مسيرة. وعلاوة على ذلك، فإن تأثير العوامل المذكورة أعلاه على حجم المنطقة التدوير، تبين وجهة التعلق ومعامل الاحتكاك في هذه الدراسة .

الكلمات الرئيسية : CFD ، والمحاكاة العددية، منطقة التدوير، وتدفق القناة، وتوسيع المفاجيء, الاضطراب.

Abstract:

Our work is the analysis of the phenomenon of flow in channels with sudden enlargement. This is a parametric study by digital simulation of a three-dimensional turbulent flow. In this study, we focus on the effect of two important factors: the input flow and the height of the walking speed.

To do this, we used the CFD code Ansys CFX 14.0. Turbulence models adopted are the k-ε and SST k-ω model.

The study identified the most affected area, which is located downstream of the step. Furthermore, the effect of the above factors on the size of the recirculation zone, the point of attachment and the coefficient of friction is revealed in this study.

Keywords: CFD, numerical simulation, recirculation zone, channel flow, sudden enlargement turbulence.

Introduction Générale

Introduction générale :

Durant les dernières décennies, c'est grâce à la capacité grandissante des outils informatiques et au développement rapide des méthodes numériques, qu'il est devenu possible pour les communautés scientifiques et industrielles de prédire et comprendre les caractéristiques des écoulements de fluides.

Ceci est en partie dû au fait que les simulations numériques d'écoulement de fluides nous permettent d'étudier une vaste gamme de paramètres dans une période de temps relativement courte et à un coût considérablement moindre, que de les étudier par les méthodes de recherche classiques (analytiques, expérimentales).

En outre, on peut aussi construire un modèle mathématique permettant la représentation du phénomène physique. Ces modèles utilisent très souvent des systèmes d'équations aux dérivées partielles (EDP) non linéaires dont on ne connait pas de solutions analytiques en général.

Il faut alors résoudre le problème numériquement en transformant les équations continues de la physique en un problème discret sur un certain domaine de calcul (le maillage).

Les différentes étapes pour modéliser un système physique complexe sont :

- Recherche d'un modèle mathématique représentant la physique : Mise en équation.
- Elaboration d'un maillage : Discrétisation des équations de la physique.
- Résolution des équations discrètes.
- Programmation des relations discrètes.
- Simulation numérique et exploitation des résultats.

Dans ce travail, on étudie l'écoulement turbulent d'un fluide incompressible, en aval d'une marche descendante, c'est-à-dire un canal de section rectangulaire présentant un élargissement brusque.

En effet, l'élargissement brusque de la section de passage d'un écoulement est rencontré dans de nombreuses applications industrielles notamment, le refroidissement des équipements électroniques, dans les chambres de combustion, les réacteurs chimiques, les alternateurs, les échangeurs de chaleur, les collecteurs solaires, les turbomachines, etc…

Le but de ce travail est de déterminer les fonctions de courant, les profils de vitesse, le point de rattachement, le profil de pression et le coefficient de frottement, en changeant le rapport d'expansion (les différentes tailles de la section de passage) et la vitesse entrée. On négligera dans cette étude l'effet de l'échange de chaleur à travers les parois (cas adiabatique).

Pour ce faire, on a divisé notre travail en cinq chapitres :

Le chapitre I présente l'intérêt des écoulements turbulent et laminaire dans la géométrie choisie. Il comprend une revue bibliographique détaillée portant sur la modélisation et la simulation sur les écoulements dans les conduites avec élargissement brusque.

De brefs rappels et définitions sur les notions de la mécanique des fluides et le transfert de chaleur, une description de la géométrie du problème traitée et le système d'équations concernant notre phénomène physique, ainsi que les conditions aux limites sont décrites au second chapitre.

Le troisième chapitre donne une présentation générale des outils de simulations utilisés et les hypothèses adoptées.

Dans le quatrième chapitre, on décrit la configuration géométrique et la sensibilité au maillage avec l'ICEM CFD qui sont élaborées dans un environnement ANSYS CFX. En turbulence, on a utilisé le modèle k-ε. Le modèle SST k-w a été aussi testé.

Les résultats sont présentés au chapitre V où ils sont discutés et critiqués. Ces résultats sont comparés avec les données des autres auteurs afin de valider notre simulation.

Enfin, nous terminons notre mémoire par une conclusion générale résumant l'essentiel de notre travail.

Chapitre 01

1.1-L'élargissement brusque :

L'élargissement brusque se démarque comme l'un des cas importants de modèles géométriques considérés bidimensionnels ou tridimensionnels. Quoique étant simple, l'attrait de ce modèle géométrique est que les écoulements sont caractérisés par d'importants phénomènes fondamentaux reliés à la mécanique des fluides : le développement d'une couche limite sur la paroi horizontale en amont, décollent et développement d'une couche de verticale, recollement de la couche de cisaillement sur la paroi horizontale en aval et redéveloppement d'une couche limite en aval du recollement.

Ceci est dû à la présence de ces phénomènes fondamentaux ce qui rend l'élargissement brusque l'objet de plusieurs travaux de recherche au fil des années. De nombreuses études fournissent des données sur l'influence des différents paramètres sur l'écoulement.

1.2-Etude bibliographique concernant les caractéristiques dynamiques :

Plusieurs auteurs ont étudié le comportement de l'écoulement dans l'élargissement brusque. On cite :

Gong et al (1996) [1] ont étudié expérimentalement et théoriquement l'influence du nombre de Reynolds et du rapport d'expansion ER sur la longueur de la zone de recirculation caractérisée par l'abscisse X_r du point de recollement, dans un réacteur de CVD (chemical vapor déposition) qui produit les matériaux monolithiques. Ils ont observé qu'il y a une relation linéaire entre la variation du rapport X_r/D_j (D_j=2 R_j est le diamètre de central du jet) et le nombre de Reynolds quand ce dernier est supérieur à 20, mais la pente de la courbe **(figure 1-1)** augmente avec l'augmentation de ER. Aussi Ils ont trouvé qu'il y a une relation presque linéaire entre X_r/D_j et le rapport d'expansion pour ER>4 et Re<100, et que la pente de cette courbe croît avec le nombre de Reynolds. Ils ont trouvé une relation de corrélation qui détermine la longueur de la zone de recirculation pour un rapport d'expansion plus grand que 2,6. Les résultats de cette corrélation confirment les données expérimentales à ER=15,3 et les données théoriques à ER=2,6 trouvées dans la littérature.

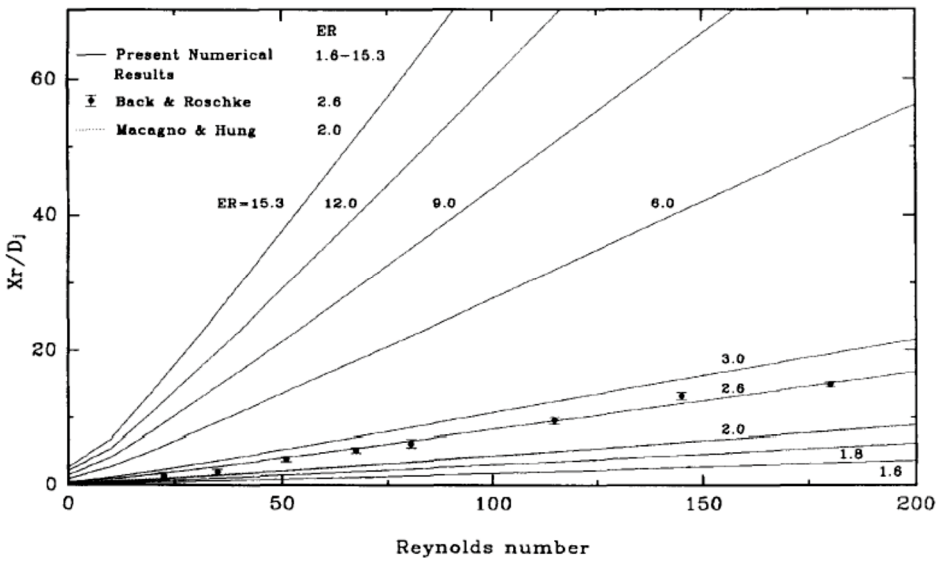


***Figure 1-1** : la variation de la longueur recollement en fonction de Re (Gong et al 1996)*

Dans le but de bien comprendre la structure de l'écoulement à l'expansion, **Chaing et al (1999) [2]** ont effectué une recherche numérique sur l'écoulement laminaire instationnaire au-dessus d'une marche descendante pour des nombres de Reynolds compris dans la gamme de 50-2500, pour voir s'il y a un nombre de Re critique, au-dessus duquel la longueur de la zone de recirculation X_r sur la plaque inférieure du canal diminue. Les résultats ont montré que la longueur de la zone de recirculation croît avec toute la gamme des valeurs de nombre de Re testées. Pour Re ≤400 il n'y a qu'une zone de séparation sur la plaque inférieure, au-delà de cette valeur (Re ≥450) une nouvelle zone de séparation qui contient du fluide en recirculation se forme le long de la plaque supérieure du canal. Le gradient de pression défavorable cause cette recirculation.

Armaly et al (2003) [3] ont utilisé la vélocimétrie laser Doppler (L.D.V) pour mesurer expérimentalement la vitesse longitudinale (U) et la vitesse verticale (V), d'un écoulement laminaire tridimensionnel dans un canal avec élargissement brusque de rapport d'expansion ER=2.La composante de la vitesse longitudinale dans la couche de cisaillement de séparation montre un pic dans sa distribution dans le sens de l'envergure (oz) près de la paroi latérale, formant comme un écoulement de jet qui provoque un impact sur la plaque inférieure de la conduite. Ce jet d'écoulement est responsable du minimum qui se développe dans la distribution dans le sens de l'envergure de la ligne x_u sur la plaque inférieure de la conduite (x_u est la ligne qui localise la position où la composante longitudinale du frottement est égale à zéro).

La taille de la zone de recirculation, se développe à côté de la marche descendante et la paroi latérale, elle augmente avec l'augmentation du nombre de Reynolds. Pour un nombre de Reynolds fixe, le maximum de la courbe décrite par la ligne x_u sur la plaque inférieure se produit à la paroi latérale et pas au centre de la conduite. De grandes valeurs de la composante de vitesse w dans les deux directions négative et positive se développent à côté de la plaque inférieure, rendant difficile la définition de l'endroit spécifique de la région de décollement.

1.3-Modèles de turbulence :

Les modèles de turbulence de fermeture à deux équations sont intéressants pour les applications industrielles dans lesquelles le détail du champ turbulent n'est pas recherché. Ces modèles sont encore très utilisés dans les grands codes industriels en CFD. Les modèles à deux équations sont généralement basés sur le concept de viscosité de la turbulence et de ce fait peuvent être résolus numériquement de façon efficace alors que les modèles aux tensions de Reynolds nécessitent des techniques spécifiques.

De nombreuses études sur les écoulements turbulents ont été menées ces dernières années. La plupart sont des études numériques. Pour une vue générale, on peut se reporter utilement sur la littérature abondante sur le sujet et spécialement les publications de revue.

Dans la simulation numérique des écoulements turbulents, le modèle k-ε a déjà très largement prouvé son efficacité mais présente cependant un certain nombre de faiblesses. Par exemple, tous les schémas de fermeture du modèle k-ε sont basés sur l'hypothèse des nombres de Reynolds de la turbulence élevés, ce qui signifie que l'effet de la viscosité moléculaire est supposé négligeable. Cette hypothèse n'est pas valable dans les zones proches des parois où l'effet de la viscosité moléculaire devient prépondérant.

Deux grandes orientations peuvent alors être dégagées pour apporter une solution à ces limitations.

La première approche consiste à mailler plus finement la zone proche de la paroi afin de reproduire au mieux les phénomènes turbulents. Les modélisations de l'énergie cinétique turbulente et de sa dissipation sont étendues pour inclure l'influence importante de la viscosité moléculaire au voisinage de la paroi. C'est l'objectif des modèles bas Reynolds et de l'approche par **Simulation Numérique Directe.**

La seconde approche consiste à mailler grossièrement le domaine pariétal et à imposer, dans les régions concernées, des valeur aux grandeurs turbulentes déduites de « lois de paroi ».

1.4- Etude bibliographique concernant le Domaine de validation :

Dû au montant considérable d'information provenant des travaux expérimentaux, les écoulements dans des modèles incorporant une marche descendante constituent d'excellents cas de validation numérique pour des algorithmes de simulation, tant en régime permanent qu'en régime instationnaires, et tant en régime laminaire qu'en régime turbulent. À cette fin, plusieurs thèses numériques ont porté sur le modèle géométrique de la marche, dont ceux de, **SAVOIE (1996) [4]** qui a présenté une étude numérique bidimensionnelle basée sur l'équation du transport de la verticité et utilisée pour simuler les écoulements isothermes de fluides visqueux newtoniens et incompressibles sans forces de volume, en régime instationnaire pour la marche descendante. Les résultats de simulations sont comparés avec succès à des résultats expérimentaux où une analyse plus générale démontre les aptitudes de la méthode à simuler ce type d'écoulements. En particulier, les résultats montrent que pour des écoulements à faibles valeurs du nombre de Reynolds (Re = 97), la zone de recirculation est composée d'une seule région de verticité pour la durée totale des simulations.

Pour des écoulements à valeurs plus élevées du nombre de Reynolds (Re = 153 et303), la zone de recirculation est respectivement composée de trois et de quatre régions de verticité durant les stades intermédiaires de l'écoulement, tandis que pour des temps plus élevés, les structures à l'intérieur de la zone de recirculation ne sont pas très bien définies. Les résultats dévoilent aussi que, pour la gamme complète des valeurs du nombre de Reynolds étudiée, la distance qui sépare la paroi verticale et le point de recollement de la région principale de verticité augmente quasi linéairement avec le temps. L'auteur de cette thèse a fait la validation de son code de calcul pour le modèle de la marche descendante en régime permanent. L'accord est excellent entre ses prédictions numériques et les mesures expérimentales pour tous les cas étudiés.

D'autre part, **MARRANO (2001) [5]** a analysé par simulation des grandes échelles (**LES**) pour des écoulements incompressibles, le développant de la turbulence derrière une marche descendante. La vérification et la validation du code de calcul élaboré dans son travail nommé DFMAC est testé avec les résultats de l'écoulement laminaire d'une marche descendante réalisée expérimentalement par **Armaly et al (1983) [6].**

La première partie de la validation consiste à comparer les différentes distributions du profil de vitesse axiale obtenues numériquement avec celles des mesures expérimentales.

Il a constaté que les prédictions du code de calcul sont excellentes pour toutes les positions longitudinales se situant à l'intérieur de la zone de recirculation (les positions *x/H* = 3.57, 4.80 et 6.12) et pour celle correspondant à la zone de recouvrement (la position x/H = 11.84). Pour cette simulation la longueur de rattachement prévue par le code de calcul est de 8.5H, valeur qui est identique à celle obtenue expérimentalement.

La deuxième partie de l'étape de validation du code de calcul consiste à simuler l'écoulement laminaire de la marche descendante pour différents nombres de Reynolds et à mesurer la longueur de rattachement X_r de la zone de recirculation primaire. Il a remarqué une très bonne concordance entre les valeurs numériques et celles de l'expérience et que les valeurs numériques obtenues avec son code sont très proches des valeurs expérimentales et bien meilleures que celles prédites par **Armaly et al (1983).**

Rome (2006) [7] dans sa thèse de doctorat a développé une méthode de raccordement de maillages multi blocs non-conformes. Elle repose sur l'interpolation, non-conservative et implicite des variables des interfaces entre les blocs. La validation numérique 2D a été effectuée sur un ensemble de cas tests, parmi eux le cas de la marche descendante. Il s'agit d'étudier l'écoulement laminaire isotherme autour d'une marche posée dans un canal plan. Le brusque élargissement de la section provoque un gradient de pression inverse qui conduit à une séparation de l'écoulement en plusieurs zones, avec l'apparition d'une recirculation derrière la marche, et quand le nombre de Reynolds augmente, une seconde zone de recirculation apparaît sur la paroi supérieure. Lorsque le régime devient transitoire, la taille des recirculations diminue. Dans le cas de la seconde recirculation, cette diminution continue jusqu'à la disparition totale quand le régime devient turbulent. La recirculation principale est alors de longueur stable. Les résultats obtenus ont été comparés avec ceux **d'Armaly et al (1983)** et montrent la faisabilité et le bien-fondé de l'approche proposée.

Afin de valider son code de calcul, **Glockner (2000) [8]** a choisi la configuration géométrique d'un canal auquel a été rajoutée en amont une marche (**figure I-6**). Le fluide est soumis à un brusque élargissement où l'écoulement se sépare en deux, donnant naissance à des zones de forts cisaillements. Derrière le saut de section se forme une zone de recirculation où l'écoulement se referme pour revenir vers la marche et former ainsi un tourbillon. Elle prend fin au point de recollement à partir duquel la couche limite se redéveloppe. De plus il a observé la présence au pied de la marche d'une seconde zone de recirculation (de sens de rotation opposé à la première) qui n'est pas toujours mise en évidence à la fois par les codes de calcul et par les mesures expérimentales.

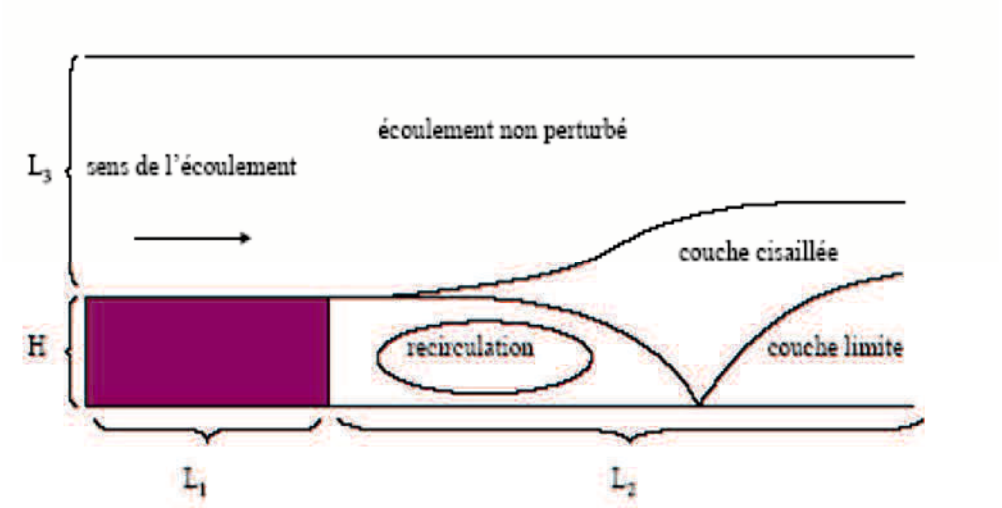


Figure I-2** : structure d'un écoulement derrière une marche **(Glockner 2000)

Dans le but de vérifier la stabilité de la solution stationnaire d'un écoulement laminaire dans un canal avec une expansion soudaine, **Donatien (2001) [9]** a calculé la solution pour Re = 800 en régime transitoire à l'aide de deux formulations espace-temps. Il a observé que l'écoulement après la marche se développe avec la formation d'une série de tourbillons le long des parois solides (en haut et en bas), deux tourbillons principaux sont accompagnés de différents tourbillons de moindres intensités. A mesure que la simulation transitoire progresse, les petits tourbillons se dissipent et les deux tourbillons principaux atteignent un état d'équilibre au temps adimensionnel $\tau = 500$.

Son étude transitoire par les formulations espace-temps (stable et stabilisée), suggère que l'écoulement pour Re = 800 tend asymptotiquement vers une solution stationnaire stable.

N. Boulkroune al. (2005) [10] présentent une étude numérique du phénomène de la convection naturelle laminaire dans un canal vertical présentant un élargissement brusque, dont les parois latérales sont soumises à une température constante, tandis que la paroi constituant l'élargissement brusque est considérée comme adiabatique.

Les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie régissant le phénomène de la convection naturelle ont été discrétises suivant la méthode des différences finies. Nous avons développé un code de calcul pour résoudre le système d'équations obtenues par cette discrétisation. Les résultats sont présentés sous formes des champs hydrodynamique et thermique pour différentes valeurs des nombres de Grashof, et différentes valeurs du seuil de l'élargissement brusque.

Xiaomin Xie el. (2007) [11] ont étudié l'impact des façades de bâtiment et du chauffage au sol sur l'écoulement du vent et le transport de polluant dans la rue canyon. La simulation est faite par CFD. Pour H / W (H représentant la hauteur du bâtiment et W la largeur d'une rue) Variant de 0.1 à 2, les résultats ont démontré que l'écoulement du vent et le transport mécaniquement induits de polluant ont été compliqués prés la flottabilité sous la stratification de la température.

N. Nait Bouda al. (2009) [12] ont traité un écoulement de rattachement séparé au-dessus d'une étape en arrière de revêtement. Deux cas différents d'écoulement entrant sont considérés comme montrer l'influence de la zone externe de l'écoulement sur le processus de rattachement. Il consiste au sujet d'un gicleur de mur (WJ) et d'une couche limite (BL). Si les régions intérieures des deux écoulements sont semblables, les rôles de leurs régions externes respectives sont sensiblement différents. Deux mesures de laser Doppler Vélocimétrie de composants ont été conduites dans le cas de WJ. Les expériences étaient complétées par une étude numérique. La formulation est basée sur la modélisation statistique du second degré dans la basse version de nombres de Reynolds et couplé à l'deux mesuré le modèle d'énergie-flux (RSMKFL2). Le modèle était appliqué alors pour le cas de BL.

Cornelia Wevers et al. (2010) [13] ont mené une étude expérimentale et numérique sur la dispersion des particules de pollution due à une source intérieure dans un hall industriel partiellement ouvert. La simulation est faite par CFD. La confrontation des deux méthodes ont données des résultats convenable pour la mesure, dans la direction du vent 0°, du champ de vitesse des gaz et de la particule. Les simulations montrent des distributions semblables et la majeure partie de la pollution a passé à l'ouverture. Pour la direction du vent 15°, les calculs montrent un écoulement asymétrique.

Par ailleurs, selon **Guezmir Siheme, Benabid Tahar et al. (2013) [14]** l'écoulement turbulent sur une marche descendante est caractérisé par un décollement, une zone de recirculation et un recollement. Ses applications sont très répandues dans l'industrie. Les auteurs ont mené une étude expérimentale et en parallèle une simulation numérique à une fin comparative. Un tube de Pitot est utilisé pour la mesure des profils de vitesse moyenne dans les différentes zones de la marche ainsi que la pression statique. Une visualisation a permis de mettre en évidence les caractéristiques essentielles de cet écoulement.

1.5-Le modèle de k-ε :

C'est le modèle à deux équations de transport (pour k et ε) qui a été le plus largement testé et utilisé.

Le modèle k-ε, , proposé par **Launder et Spalding [15],** est certainement le modèle le plus répandu. Ce modèle est très répandu de par sa simplicité, sa robustesse et sa facilité de mise en œuvre.

Bien que les aspects généraux de généraux des écoulements soient bien simulés, il apparait certaines insuffisances dues notamment à la valeur des constantes et au fait que le modèle est trop diffusif. Les modifications apportées au modèle k-ε sont nombreuses, dont notamment les extensions suivantes :

Le modèles k-ε deux couche de**Chen et Patel [16]** qui, à proximité des parois, utilise un modèle à une équation (pour k) et exprime ε à l'aide d'une longueur caractéristique déterminée par une formule algébrique fonction du nombre de Reynolds local.

Le modèle k-ε bas Reynolds de **Jones et Laundes [17]** qui élargit son domaine de validité aux zones d'écoulement laminaires ou de transition à proximité des parois. Les constantes sont rendues dépendantes du nombre de Reynolds et des termes complémentaires sont ajoutés aux deux équations pour tenir compte du caractère non-isotrope du processus de dissipation.

Le modèle k-ε étendu de **Chen et Kim [18]**, qui ajoute un terme à l'équation du taux de dissipation pour que le transfert d'énergie réponde plus efficacement à la déformation moyenne de l'écoulement, rend le modèle moins diffusif.

Le modèle RNG, développé par le groupe de renormalisation **Yakhot et Smith [19]**, consiste en une estimation au cours du calcul de la constante $C_{\varepsilon 1}$, remplacée dans l'expression de dissipation par une autre constante qui change au cours des itérations. Cette expression ajoute un terme fonction du taux de déformation à l'équation du taux de dissipation le rendant ainsi moins diffusif.

Chapitre 02

On présente dans ce chapitre les principales équations qui seront résolues numériquement lors de la simulation. Elles modélisent mathématiquement :

- L'écoulement du fluide dans le canal étudié
- Le phénomène de turbulence qui l'accompagne.

2.1-Equations :

L'écoulement du fluide (air) en régime turbulent dans des conduites quelconques est régi par les équations de Navier-Stokes. Celles-ci se présentent, dans le cas général, de la façon suivante (en notations tensorielles avec la convention d'Einstein et pour un fluide newtonien incompressible) :

Conservation de la masse (continuité) :

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0 \qquad (2.1.a)$$

Conservation de la quantité de mouvement :

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial \tau} + \frac{\partial \rho u_j u_i}{\partial x_j} = \frac{\partial \rho}{\partial x_j} + \left[\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\right)\right] + f_i \qquad (2.1.b)$$

Où les différentes grandeurs (variables + propriétés) sont des grandeurs instantanées caractérisant l'écoulement turbulent. Ces équations, dans leur forme actuelle, ne sont d'aucune utilité pour la pratique industrielle et sont très lourdes à manipuler. On va donc les transformer et les mettre sous des formes plus simples décrivant les différents champs moyens et non plus les champs instantanés. Nous adopterons, pour commencer l'hypothèse simplificatrice suivante - propriétés physiques constantes (pour la masse volumique intervenant dans les forces de gravité,

L'idée de base dans la simplification des équations (2.1) est de remplacer les grandeurs instantanées φ définies en un point par des grandeurs moyennes non fluctuantes $\overline{\varphi}$ définies, en suivant en cela l'idée de Reynolds (1895), de façon conventionnelle par :

$$\Phi = \lim_{T\to\infty} \frac{1}{T}\int_0^t \varphi(\tau)\, d_t \qquad (2.2)$$

Où t est la période utilisée pour déterminer la moyenne. On peut ainsi rapporter la grandeur instantanée à la grandeur moyenne correspondante en exprimant l'égalité suivante :

$$\varphi = \Phi + \varphi' \qquad (2.3)$$

Oùφ' est la fluctuation caractérisée par une moyenne temporelle $\overline{\varphi}'$ nulle:

$$\overline{\varphi'} = \lim_{T\to\infty} \frac{1}{T} \int_0^T (\varphi(\tau) - \Phi)\, d_r \qquad (2.4)$$

Dans le cas d'un produit de deux grandeurs instantanées, on a la relation suivante :

$$\overline{\varphi\psi} = \Phi\psi + \overline{\varphi'\psi'} \qquad (2.5)$$

En injectant la relation (2.3), pour chacune des variables, dans les équations (2.1) et en cherchant les moyennes sur le temps comme décrit ci-dessus avec le respect des hypothèses énumérées, on obtient un ensemble d'équations, connues sous l'appellation d'équation de Reynolds, décrivant l'évolution moyenne des différentes variables. Ces équations s'écrivent:

Conservation de la masse:

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial \tau} + \frac{\partial \rho_{\ i}}{\partial x_i} = 0 \qquad (2.6.a)$$

Conservation de la quantité de mouvement :

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial \tau} + \frac{\partial \rho U_j U_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\mu\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right) - \rho\overline{u_i' u_j'}\right] + F_i \qquad (2.6.b)$$

On remarque qu'en plus des variables moyennes primitives (Ui, P), ces équations
Font intervenir des inconnues supplémentaires (moments) :

- ***les tensions de Reynolds*** $\rho\overline{u_i' u_j'}$dans l'équation de conservation de la quantité de mouvement;

Ces nouvelles inconnues apparaissent, comme on l'a noté plus haut, suite à la technique statistique utilisée. Elles mettent en évidence le problème de fermeture dont la résolution n'est possible que par une modélisation adéquate des inconnues.

2.2-Fermeture des équations :

Le problème de fermeture consiste donc en un problème de modélisation des moments $\overline{u_i' u_j'}$et$\overline{u_i' t}$. En pratique, plusieurs techniques ont été développées pour traiter ce point. Ce sont les modèles de turbulence spécialement conçus pour chaque problème et optimisés par l'expérience. Nous commencerons par développer le moyen théorique existant pour remédier au problème et nous passerons ensuite aux modèles de turbulence à proprement parler. En théorie, il existe un moyen élégant de fermer le système d'équations de Reynolds. Il s'agit de développer des équations exactes de type "équations de transport" pour les moments inconnus.

Ces équations découlent des équations de Navier-Stokes (2.1) en suivant la démarche mathématique suivante [24]:

1. multiplier l'équation de conservation de la quantité de mouvement pour u_i (2.1.b) par la fluctuation u_j;
2. faire la moyenne;
3. ajouter à l'équation résultante l'équation symétrique obtenue en permutant les indices i et j ;

Après plusieurs manipulations algébriques de mise en forme, on obtient l'équation suivante décrivant l'évolution de $\rho\overline{u_i'u_j'}$;

$$\frac{\partial \rho\overline{u_i'u_j'}}{\partial \tau} + U_k \frac{\partial \rho\overline{u_i'u_j'}}{\partial x_k} = (C_{ij})$$
$$-\left(\rho\overline{u_i'u_k'}\frac{\partial U_j}{\partial x_k} + \rho\overline{u_j'u_k'}\frac{\partial U_i}{\partial x_k}\right)(P_{ij})$$
$$+\left(\overline{f_i'u_j'} + \overline{f_j'u_i'}\right)(G_{ij})$$
$$-\frac{\partial}{\partial x_k}\left(\rho\overline{u_i'u_j'u_k'} + \overline{p'u_i'}\delta_{ik} + \overline{p'u_i'}\delta_{jk} - \mu\frac{\partial\overline{u_i'u_j'}}{\partial x_k} - \mu\overline{u_i\frac{\partial u_i'u_j'}{\partial x_i}} - \mu\overline{u_i'\frac{\partial u_i'}{\partial x_j}}\right)(D_{ij})$$
$$+\overline{p'\left(\frac{\partial u_i'}{\partial x_i} + \frac{\partial u_j'}{\partial x_i}\right)}(\Phi_{ij})$$
$$-2\mu\frac{\overline{\partial u_i'\partial u_j'}}{\partial x_k\partial x_k} - \mu\left(\frac{\overline{\partial u_i'\partial u_k'}}{\partial x_k\partial x_j} + \frac{\overline{\partial u_j'\partial u_k'}}{\partial x_k\partial x_i}\right)(\varepsilon_{ij}) \qquad (2.7)$$

Avec :

(C_{ij}) : Accumulation et transport de $\overline{u_i'u_j'}$ par convection ;

(P_{ij}) : Production de $\overline{u_i'u_j'}$ par l'écoulement moyen ;

(G_{ij}) : Production de $\overline{u_i'u_j'}$ par les forces a distances (gravité, etc) ;

(D_{ij}) : Transport de $\overline{u_i'u_j'}$ par diffusion (turbulente, de pression et visqueuse) ;

(Φ_{ij}) : Corrélation pression- vitesses (ce terme de l'équation sert à redistribuer la génération entre les différentes tensions de Reynolds) ;

(ε_{ij}) : Dissipation de$\overline{u_i'u_j'}$.

Chacun de ces termes joue un rôle non négligeable et ne peut donc pas être négligé sans altérer la précision finale. Ceci est particulièrement vrai pour les termes de production et de dissipation qui gouvernent le processus de transfert d'énergie et qui se retrouvent dans tous les modèles de turbulence utilisant des équations de transport pour modéliser le phénomène. Cette équation décrit l'évolution réelle et exacte de la tension $\overline{u_i'u_j'}$et permet donc,

théoriquement, de fermer le système d'équations gouvernant le problème. Théoriquement (la forme et le contenu de l'équation sont suffisants pour le prouver), car comme on le constate, elle fait apparaître des nouvelles inconnues (de 3ème ordre) et spécialement la corrélation triple apparaissant dans le terme de diffusion : $\overline{u_i' u_j' u_k'}$, Cette dernière doit à son tour être modélisée et on peut suivre la même démarche que lors de l'établissement de l'équation (2. 7), en partant, cette fois, de l'équation (2.7) elle-même. On obtiendra alors une nouvelle équation [25] qui contiendra une corrélation d'ordre plus élevé - corrélation quadruple$\overline{u_i' u_j' u_k' u_l'}$à modéliser pour fermer le système. On peut ainsi continuer jusqu'à l'infini. Cette façon de procéder ne fait que reporter le problème plus loin et il n'est pas encore prouvé qu'elle améliore les résultats finaux. Il ne faut pas oublier, aussi, les autres termes de l'équation (2.7) pour lesquels on ne possède pas encore d'équations générales et qui doivent être modélisés d'une manière approximative. Ce qui contrebalance l'amélioration, si amélioration il y a, obtenue en poussant la modélisation des "corrélations" d'ordre de plus en plus élevé.

Le moyen le plus pratique, à l'heure actuelle, est de modéliser les différents termes de l'équation de transport de $\overline{u_i' u_j'}$(2.7) à partir de l'expérience. En ce faisant, on obtient le modèle de second ordre déjà cité ou modèle RSM (Reynolds Stress Model) [26].

Il existe dans la littérature plusieurs modèles RSM. Ceux-ci restent encore confinés au niveau de la recherche en laboratoire et n'ont pas atteint le stade d'application industrielle.

Ce que nous avons dit jusqu'à présent, ne concerne que les tensions de Reynolds$\overline{u_i' u_j'}$.

$$\frac{\partial \overline{\rho u_i' t'}}{\partial \tau} + U_j \frac{\partial \overline{\rho u_i' t'}}{\partial x_j} = (C_j)$$

$$-\left(\overline{\rho u_i' u_j'} \frac{\partial T}{\partial x_j} + \overline{\rho u_j' t'} \frac{\partial U_i}{\partial x_j}\right) + \overline{f_i' t'} (P_i)$$

$$-\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho \overline{u_i' u_j' t'} + \overline{p' t'} \delta_{ij} - \frac{\lambda}{C_p} \overline{u_i' \frac{\partial t'}{\partial x_j}} - \overline{\mu t' \left(\frac{\partial u_i'}{\partial x_j'} + \frac{\partial u_j'}{\partial x_i'}\right)}\right) (D_i)$$

$$+\overline{p' \frac{\partial t'}{\partial x_i}} (\Phi_i)$$

Avec :

(C_j) : Accumulation et transport de $\overline{u_i' t'}$ par convection ;

(P_i) : Production de $\overline{u_i' t'}$les champs moyens et les forces à distance ;

(D_i) : Transport de $\overline{u_i' t'}$ par diffusion (turbulente, de pression et visqueuse)

(Φ_i) : Corrélation pression- température (même rôle que pour la corrélation pression-vitesses) ;

(ε_i) : Dissipation de $\overline{u_i' t'}$;

Cette équation est identique à l'équation (2.7). Elle fournit les mêmes avantages du point de vue fermeture (évolution exacte du flux $\overline{u_i' t'}$). Et aboutit aux mêmes inconvénients du point de vue de la modélisation. Ici aussi, on a cherché à pousser l'utilisation d'équations de transport pour les corrélations d'ordre élevé [27] et les mêmes conclusions que pour $\overline{u_i' u_J}$restent d'application.

2.3-Modèles de turbulence :

Pour pouvoir utiliser les équations (2.7) et (2.8), il faut les simplifier et c'est là l'objet des modèles de turbulence utilisant des équations de transport pour décrire le phénomène de turbulence. Un modèle de turbulence est donc un moyen pratique et plus ou moins empirique de fermeture du système d'équations (2.6) décrivant le problème, en vue de leur résolution pour des problèmes industriels relativement complexes.

Un modèle de turbulence doit être le plus général possible et il doit satisfaire certains critères:

1. ***Universalité*** : un modèle doit s'appliquer, d'une manière simple, à tous les types d'écoulements et dans toutes les conditions opératoires possibles;
2. ***Réalisabilité:***un modèle doit fournir des résultats plausibles et vérifiables (pourvalidation);
3. ***Invariance****:* un modèle de turbulence doit aboutir à des résultats homologues pour desproblèmes similaires;
4. ***Précision****:* un modèle doit fournir des résultats précis (avec une tolérance acceptable).

Ces critères sont le plus souvent contradictoire et très difficile à regrouper dans un seul modèle. Plus spécialement, le premier critère - l'universalité - ne se retrouve dans aucun modèle de turbulence à l'heure actuelle. Ceci peut se comprendre par le fait que tous ces modèles "actuels" font large usage de l'expérience au travers de constantes plus ou moins empiriques; expérience qui est fonction du problème étudié et des conditions opératoires mises en jeu.

Il existe au niveau pratique, toute une hiérarchie de modèles de turbulence en un point (c'est-à-dire que toutes les grandeurs - moyennes et fluctuations - sont évaluées au même point de l'espace; par opposition aux modèles dits à deux points ou spectraux et qui sont en principe plus capables de décrire la physique de la turbulence. Ces derniers sont très lourds à mettre en

œuvre et ne sont d'utilisation que dans des laboratoires spécialisés). Ces modèles découlent les uns des autres par application de certaines hypothèses simplificatrices (fig. 2. 1).

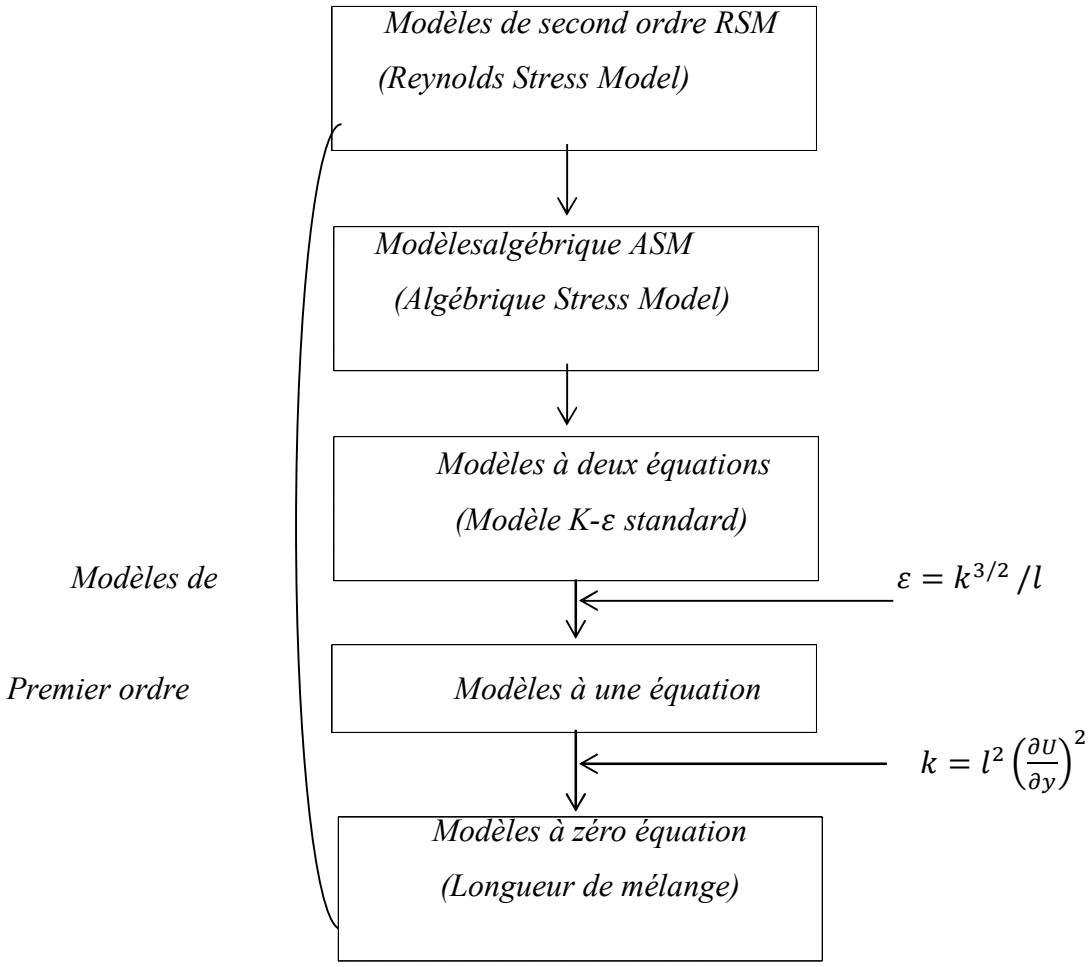


Figure 2.1 : Hiérarchie des modèles de turbulence

La classe au sommet est évidemment la classe des modèles de second ordre basés sur une modélisation des différents termes des équations (2.7) et (2.8) [26]. En descendant d'un degré, on rencontre les modèles dits algébriques (ASM : Algébrique Stress Model) qui découlent des précédents en supposant que le rapport $\frac{\overline{u_i'u_j'}}{k}$ = cte (cette hypothèse reproduit un fait expérimental). Cette catégorie de modèles est constituée d'un ensemble d'équations algébriques simples pour les différentes tensions de Reynolds et flux turbulents, en plus des équations pour l'énergie cinétique de turbulence et de son taux de dissipation [28].

Ces modèles n'ont pas la généralité des précédents et s'appliquent assez bien pour la prédiction d'écoulements secondaires (écoulements dans des conduits de section non circulaire).

On trouve ensuite la catégorie la plus usitée au niveau pratique. Ce sont les modèles à deux équations: une équation pour l'énergie cinétique de turbulence et une autre pour l'échelle de longueur caractéristique. Ces modèles s'obtiennent des précédents par simple application de l'hypothèse d'équilibre local (production = dissipation). L'échelle de longueur peut être avantageusement remplacée par n'importe quelles autres caractéristiques de la turbulence en utilisant l'analyse dimensionnelle [29]. La caractéristique la plus utilisée est le taux de dissipation de l'énergie cinétique de turbulence. Ce qui constitue le modèle k-ε qui nous intéresse et que nous développerons par la suite. Il faut noter que ce genre de modèle fournit de bons résultats dans beaucoup de problèmes pratiques et a été le plus confronté avec les résultats expérimentaux avec plus ou moins de satisfaction.

En remplaçant l'équation de transport, pour décrire l'évolution de l'échelle de longueur introduite ci-dessus, par une équation algébrique, on obtient les modèles à une équation; celle de l'énergie cinétique de turbulence en l'occurrence [30]. Cette classe de modèles ne s'applique qu'à des géométries simples et possède l'inconvénient qu'il faut connaître la répartition de, l'échelle de longueur en se basant pour cela sur l'expérience. Ce qui est souvent très difficile et aléatoire.

Il vient enfin les modèles les plus simples et qui utilisent la notion de longueur de mélange sans aucune autre information. On peut, à la limite, qualifier ces modèles de "modèles expérimentaux" car ils utilisent directement l'expérience pour décrire la turbulence.

On va maintenant s'intéresser davantage aux modèles de premier ordre, en particulier aux modèles à deux équations.

2.4-Modèles de premier ordre :

Dans tous les modèles de premier ordre, on essaie de caractériser localement la turbulence par un ensemble limité de paramètres. Ces paramètres se présentent, en général, sous forme d'échelles et on choisira une échelle de vitesse u et une échelle de longueur l (ou occasion-nellement, une échelle de temps l/u). Ces deux échelles serviront de base à la modélisation de toutes les grandeurs caractérisant la turbulence. On se base en général, dans les modèles de premier ordre, sur l'hypothèse de Boussinesq (1903) concernant l'emploi d'une viscosité fictive pour associer les tensions de Reynolds et les flux de chaleur turbulents aux

champs moyens de vitesse et de température. D'une manière analogue à la formulation en régime laminaire, on écrira (hypothèse de Boussinesq généralisée) :

$$-\rho\overline{u_i'u_j'} = \mu\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}\rho\delta_{ij} \qquad (2.9)$$

On voit ainsi apparaître deux caractéristiques importantes en modélisation de la turbulence : la viscosité turbulenteμ_t. En contraste avec les propriétés physiques μ (viscosité dynamique) du fluide, μ_t ne sont que des propriétés de la turbulence, c'est-à-dire de l'écoulement et de toutes ses caractéristiques (géométries, intensité de la turbulence, etc).

L'introduction de ces deux paramètres ne constitue pas en elle-même un modèle de turbulence.

Le problème revient maintenant à les modéliser; ceci s'effectue sans problème en utilisant les échelles de turbulence (*u*, *l*) introduites plus haut.

On peut, en effet, avec l'aide de l'analyse dimensionnelle, écrire :

$$v_t = \frac{\mu_t}{\rho} \cong u.l \qquad (2.10)$$

Ce qui ramène le problème à un problème d'estimation des échelles *u* et *l* dans tout le domaine d'intérêt; et c'est là l'objet du modèle de turbulence.

Pour finir, il faut signaler que les modèles de premier ordre (viscosité turbulente, conductibilité turbulente) tombent en défaut dans certaines zones d'écoulement; par exemple, là où les tensions possèdent un signe opposé à celui des gradients de vitesse. Dans ce cas, la viscosité turbulente devient négative et on obtient des résultats non plausibles physiquement. Cependant, ce genre de situation ne se rencontre que très rarement dans les problèmes industriels qui nous intéressent ici (on peut le rencontrer dans la turbulence atmosphérique par exemple).

Chapitre 03

3.1-Introduction :

Les écoulements de fluides sont gouvernés par des équations aux dérivées partielles qui représentent les lois de conservation de la masse, du moment et de l'énergie. La CFD (Computational Fluid Dynamics) permet de remplacer ces équations aux dérivées partielles par des équations algébriques qui peuvent être résolues numériquement par des ordinateurs

En effet, la CFD est un ensemble d'outils permettant de prédire quantitativement et qualitativement les écoulements de fluide s avec des outils tels que :

- La modélisation mathématique à l'aide d'équations
- Des méthodes numériques de discrétisation et de résolu
- Des logiciels.

Cette technique permet donc d'effectuer des simulations numériques.

Les logiciels de CFD les plus connus sont:

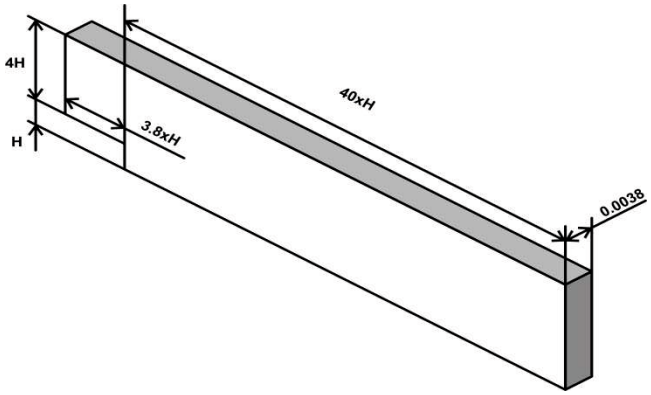
- ANSYS CFX (solveur commercial)
- ANSYS Fluent (solveur commercial)
- OpenFOAM (solveur gratuit)
- ANSYS ICEM-CFD (logiciel de maillage commercial
- Gambit (logiciel de maillage commercial)
- SALOME (logiciel de maillage gratuit)

On présente dans ce chapitre l'outil de simulation utilisé lors de ce travail, en occurrence : le solveur Ansys CFX et le mailleur ICEM. C'est un tutoriel pour la création d'une géométrie simple (plaque à cotés parallèles) puis la génération d'un maillage. On montre aussi la façon d'exporter le projet (géométrie+maillage) en format lisible par CFX.

3.2-Le Mailleur ICEM :

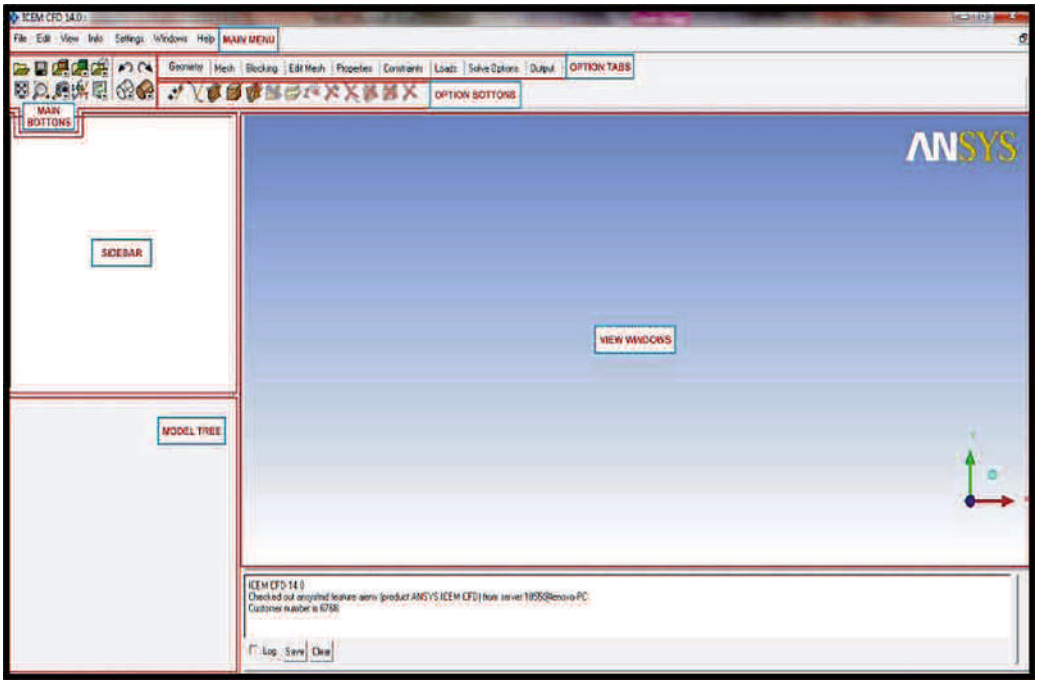
Nomenclature de la géométrie

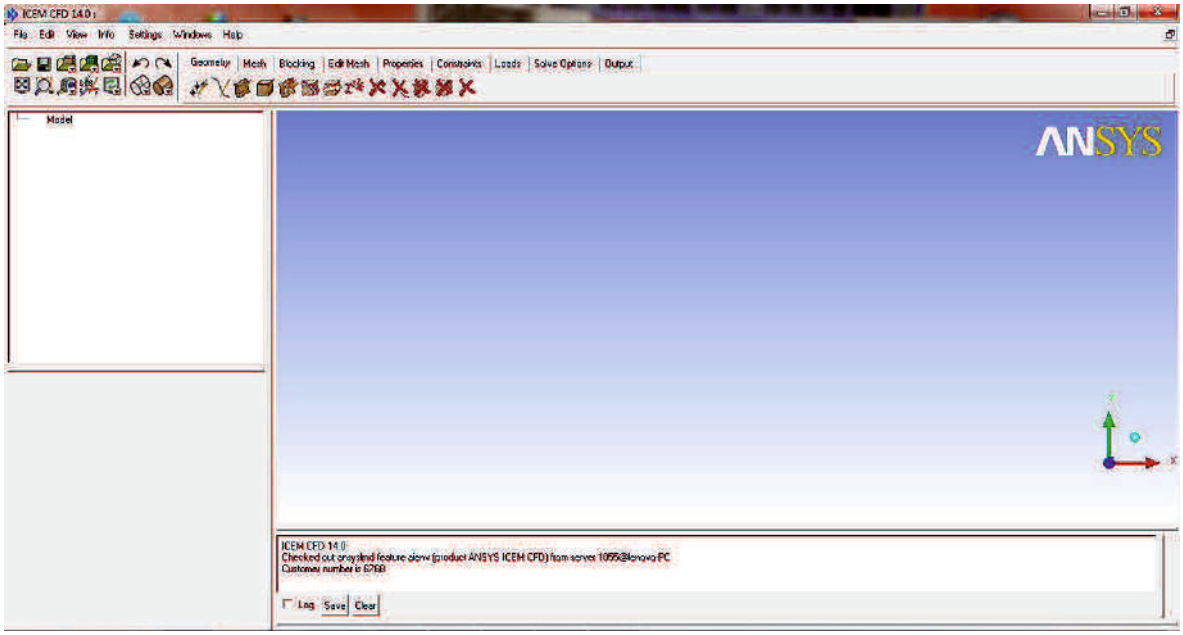
L'image suivante montre la géométrie de base des plans parallèles. Le problème de plans parallèle est un problème 2D, mais est résolu dans CFX en 3D. En soi, notre géométrie finale ressemble à une boite étroite.



Etapes d'utilisation d'ICEM CFD

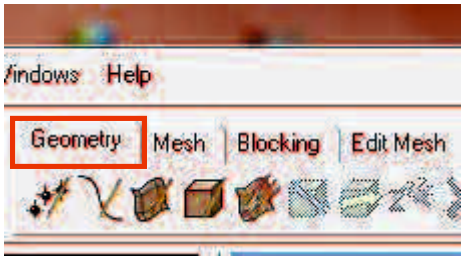
1. Charger ICEM CFD par introduction de la commande (% icem cfd sous LUNIX) ou en cliquant sur sous Windows. On obtient l'interface suivante :





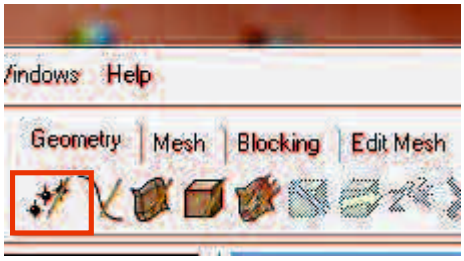
- Quelques noms généraux pour différentes parties de la fenêtre d'ICEM seront employés pour aider à identifier où certaines commandes sont situées. Les différentes pièces font appel le menu principal (boutons principaux), les étiquettes d'option (boutons d'options), la barre latérale (l'arbre modèle) et la fenêtre de vue. Celles-ci sont toutes marquées dans la figure suivante. **3.2.1-Créer la géométrie :**

- La géométrie sera créée dans les unités métriques (**mm** ou **m).** Choisir la « **Geometry** » de l'option **Tabs**.



3.2.1.1-Créer les points :

- Choisir « Create Point » de **l'option buttons.** Le nouveau **sidebar «** Create Point » est ouvert.



- Dans sidebar, choisir «**Explicit Coordinates**» boutonner et retirer «**Part** » est «**GEOM** ».



- Quitter « **Name** » à son défaut de « **pont.00** » et noter que ceci sera automatiquement mis à jour car plus de points sont créés.
- Faire descendre l'écran « Create Point » de **sidebar.**



- Quitter l'arrangement par défaut de « **Create 1 Point** » et écrire les coordonnées suivantes :

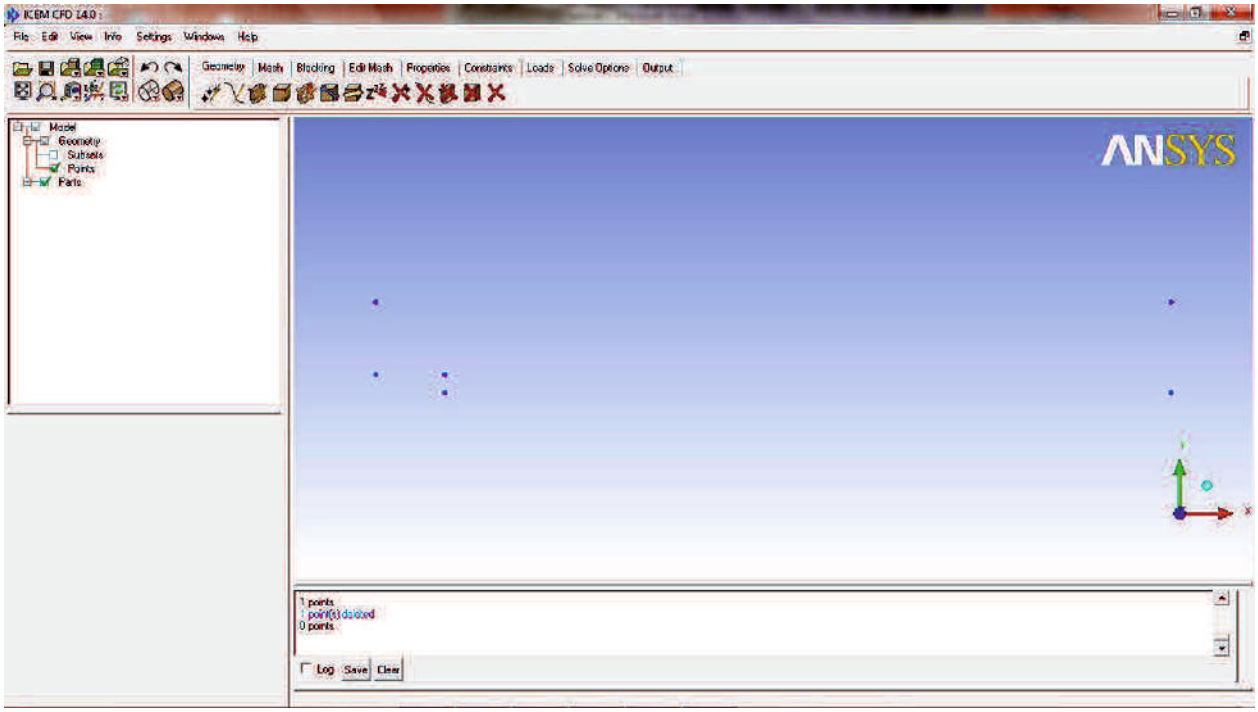
	pnt.00
X	0.1444
Y	0
Z	0

- Cliquer « Apply » et le point indiqué sera créé. On voit le point au centre de l'écran et on peut maintenant observer que le champ « **Name** » est mis à jour. Répéter les étapes ci-dessus pour les 6 points suivants :

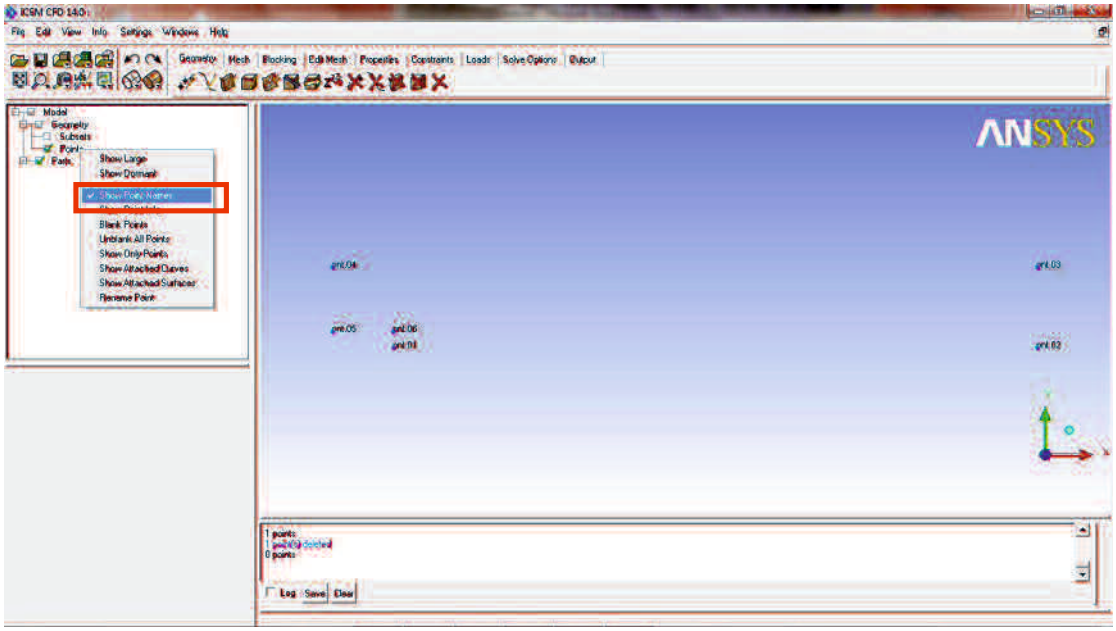
	Pnt.01	Pnt.02	Pnt.03	Pnt.04	Pnt.05
X	1.664	1.664	0	0	1.444
Y	0	0.19	0.19	0.038	0.038
Z	0	0	0	0	0

- Quand tous les points ont été écrits, cliquer « **Dismiss** » dans **sidebar.**
- Afin de regarder tous les points, nous devons modifier le secteur visualisable. Pour obtenir tous les points sur l'écran, choisir « **Fit Windows** » des boutons principaux (vous pouvez devoir cliquer à gauche dans la fenêtre de vue après pressurage « Fin Windows » pour décréter le changement).

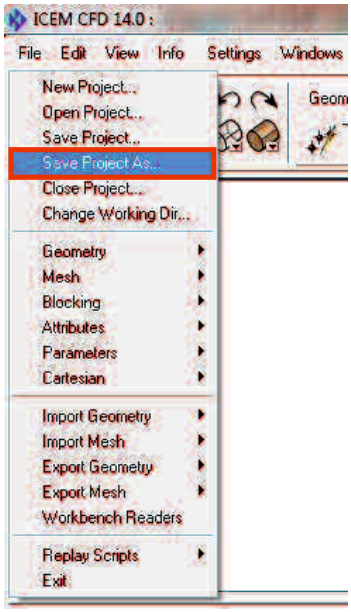




- Nous souhaitons maintenant montrer les noms des points pour une consultation plus facile. Pour faire ceci, choisir « + » à côté du mot la « Geometry » dans l'arbre modèle, puis cliquer droit le mot « Points » et choisi « Show Point Names ».

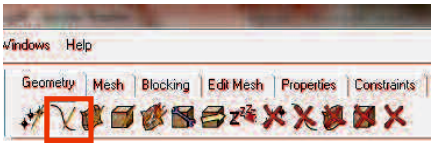


- Nous sauverons maintenant le projet. Choisir « File » du menu principal, et puis choisir « Save Project As ».



3.2.1.2-Création des courbes :

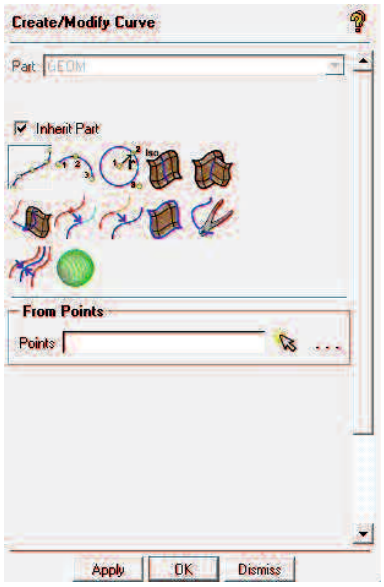
- Choisir « Create/Modify Curve » des boutons d'option. Le nouveau sidebar « Create/Modify Curve » est ouvert.



- Du sidebar choisir « **From Points** » boutonner et retirer « **Part** » est « **GEOM** ». Laisser « **Name** » à son défaut de « **crv.00** » et note, encore, que ceci sera automatiquement mis à jour car plus de courbes sont créées.



- Faire descendre l'écran « Create/Modify Curve ».

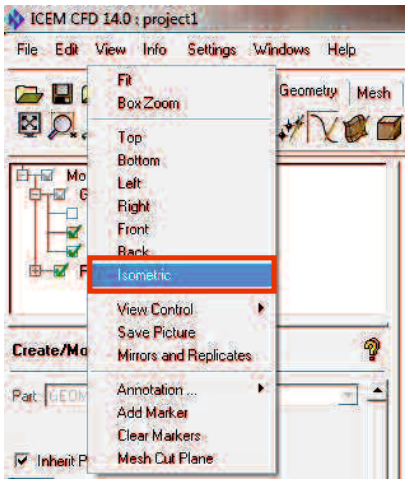


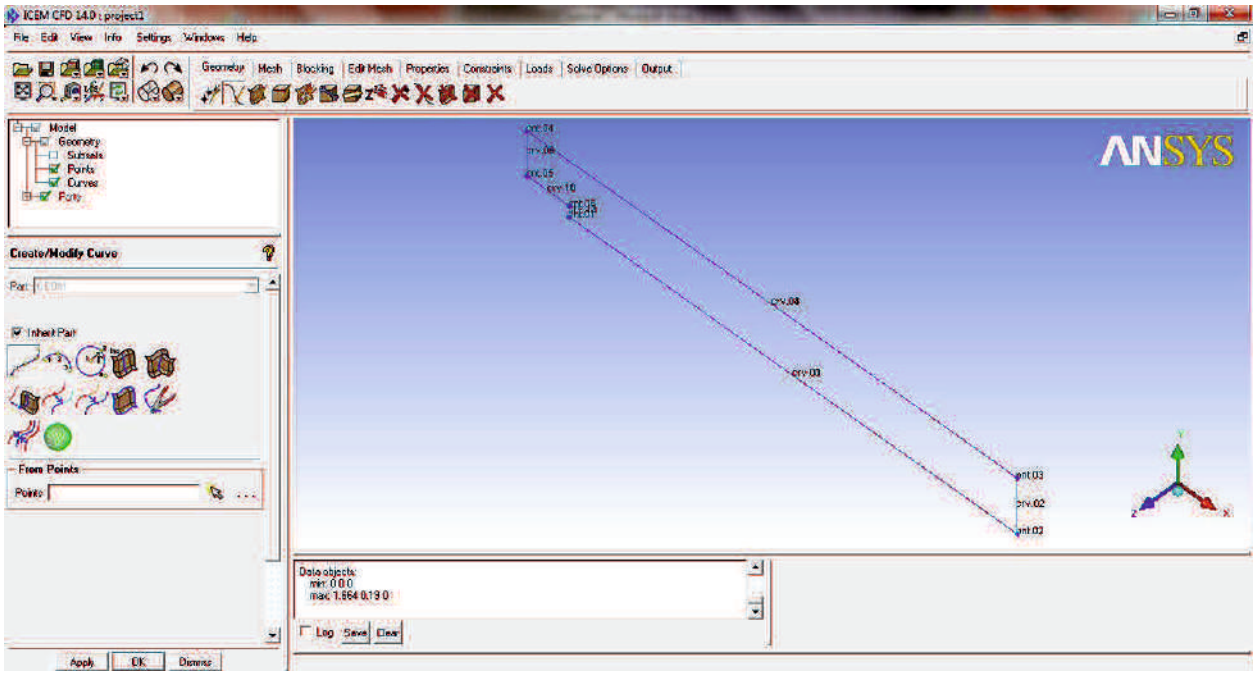
- Avec le bouton de souris gauche choisir les points pnt.00 et pnt.01 and **view window** et cliquer alors bouton de souris moyen. Noter qu'il peut être difficile de choisir les points à partir du courant **view because** les points sont très étroits ensemble, mais vous ne pouvez pas filtrer ou bourdonner avec la souris normalement parce que vous êtes en mode de choix. Afin de laisser le mode de choix presser **F9** sur votre clavier, et puis employer les commandes de souris normalement. Une fois que vous avez ajusté la presse **F9** de vue courante simplement sur votre clavier encore pour retourner au mode de choix.

- Répéter ce processus pour les paires suivantes de points :

crv.01	**pnt.01, pnt.02**
crv.02	pnt.02, pnt.03
crv.03	pnt.03, pnt.04
crv.04	pnt.04, pnt.05
crv.05	pnt.05, pnt.06

- Une fois que toutes les courbes ont été clique créer« **Dismiss** » dans sidebar et choisir « **Fit Window** » des boutons principaux et « **Isometric**» de « View » dans le menu principal pour montrer la géométrie courante comme suit :





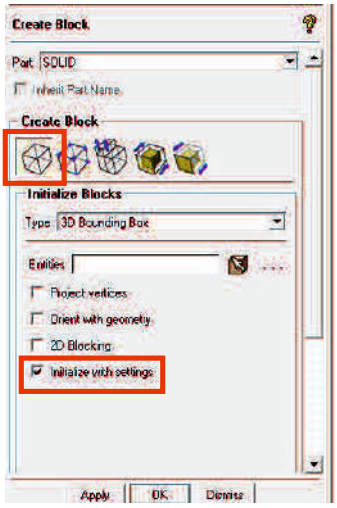
- Vous pouvez maintenant tourner au loin des noms de point et allumer des noms de courbe dedans dans l'arbre modèle par right-clic King le mot « **point**» et sélection « Show Point Names » du menu qui apparaît et alors right-clic King le mot « Curves » et sélection « Show Point Names» du menu qui apparaît.
- Sauver le projet.

3.2.2-Créer le bloc :

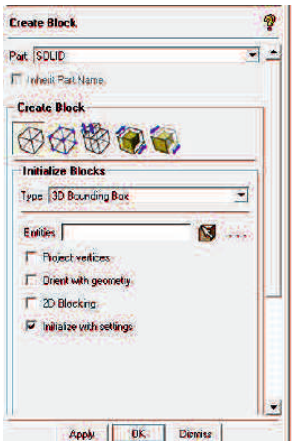
- Choisir « Create Block » des boutons d'option. Le nouveau sidebar « Create Block » est ouvert.



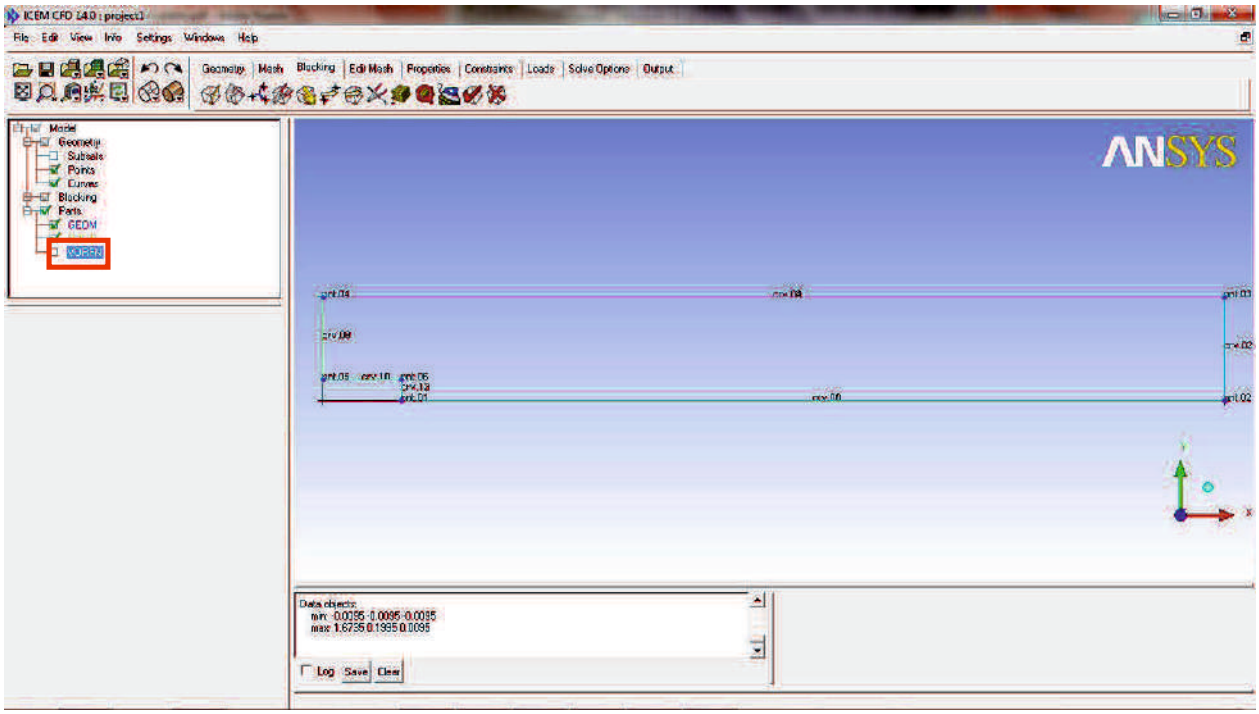
- Du sidebar choisir « Initialize Blocks » boutonner et placer « part » champ à « SOLID » Laisser « Type » champ en tant que son défaut « 3D Bounding Box ».



- Cliquer « Select geometry » bouton.

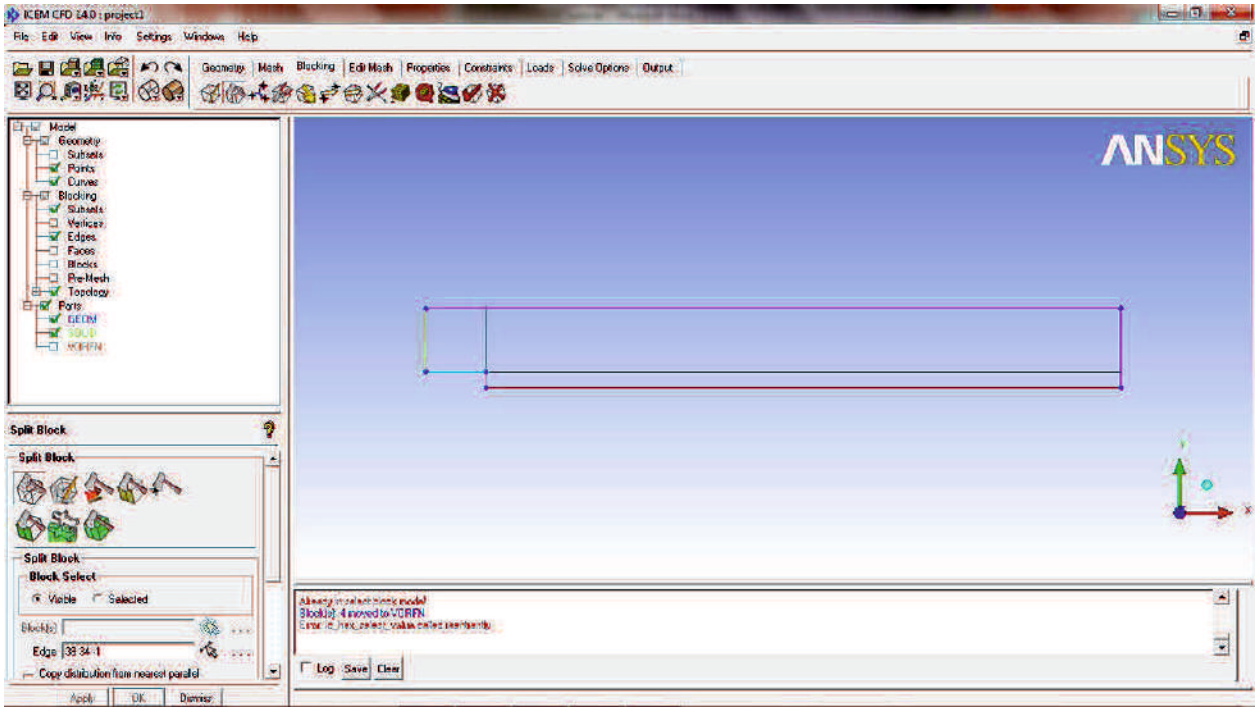


- Dans « view window » choisir les surfaces, appuyer sur le bouton moyen de souris et puis presser « Apply » dans sidebar. Presse « Dismiss » dans sidebar. Dans l'arbre modèle, vous devriez maintenant faire appeler une nouvelle branche « Blocking ». Également dans l'arbre modèle sous « pants », vous devriez faire appeler quelque chose « VORFN ».



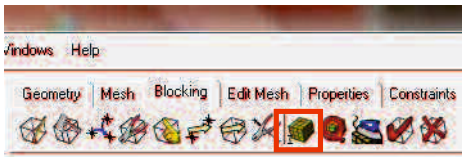
- Choisir « Split Block » des boutons d'option. Le nouveau sidebar « Split Block » est ouvert.



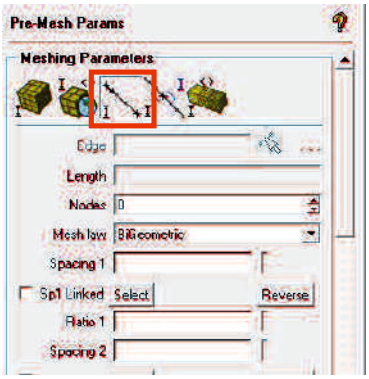


3.2.3-Assigner la distribution nodale le long des bords de bloc :

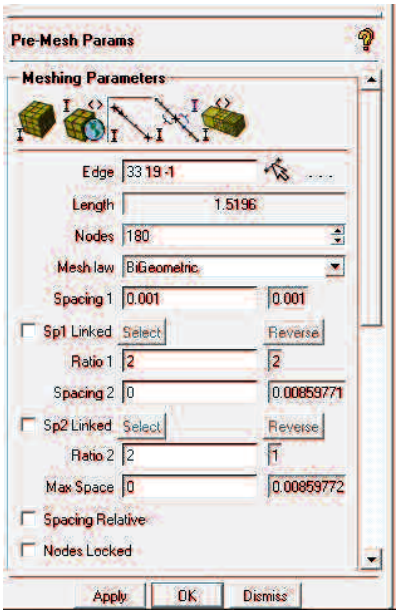
- Choisir « Pre-Mesh Params » des boutons d'option, Le nouveau sidebar « Pre-Mesh Params » est ouvert.



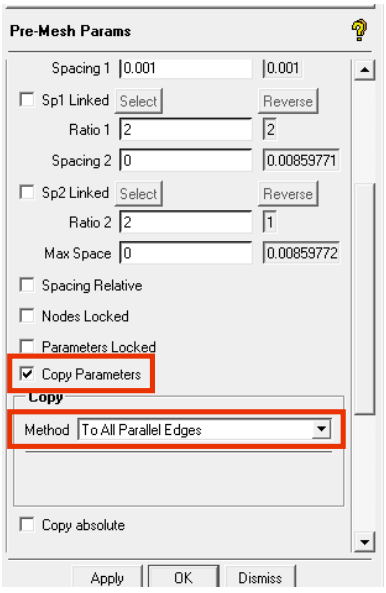
- De la barre latérale choisir « Edge Params ».



- Clique «choisir edge(s) » et puis choisir crv.00 dans view window.



- Dans sidebar encore, écrire 180 dans « Nodes » mettre en place et placer « Mesh law » champ à « BiGeometric » (note que vous pouvez devoir resélectionner crv.00 et introduire le nombre de nœuds une deuxième fois).
- Faire descendre l'écran le sidebar et le choisir « Copy Paramètres » et alors réglé « Method » champ à « To All Parallel Edges ».



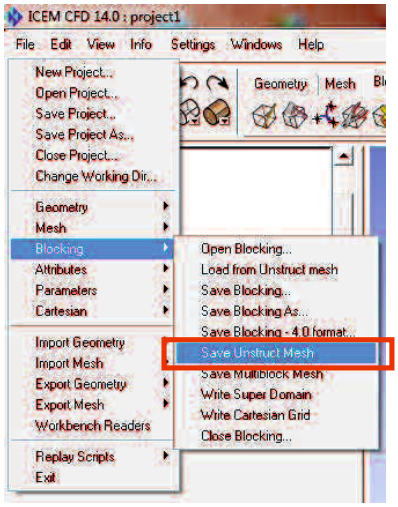
- Presse « Apply » et vous devriez maintenant voir de petits coutils rouges le long de toutes les lignes dans la x-direction (vous devrez bourdonner dedans pour les voir clairement) et en rouge le nombre de nœuds suivant chaque ligne.
- la même étape pour les cvrs :

	Nœuds
cvr.01	25
cvr.02	50
cvr.03	50

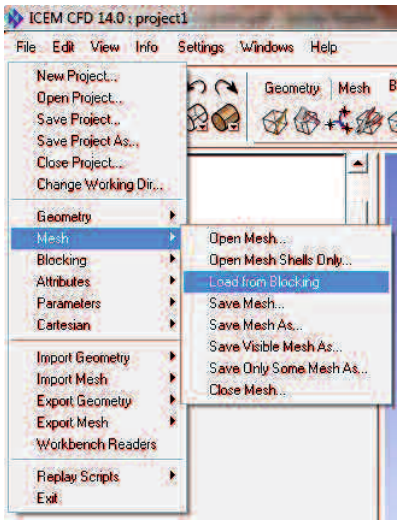
- Sauver le projet.

3.2.4-Créer la maille :

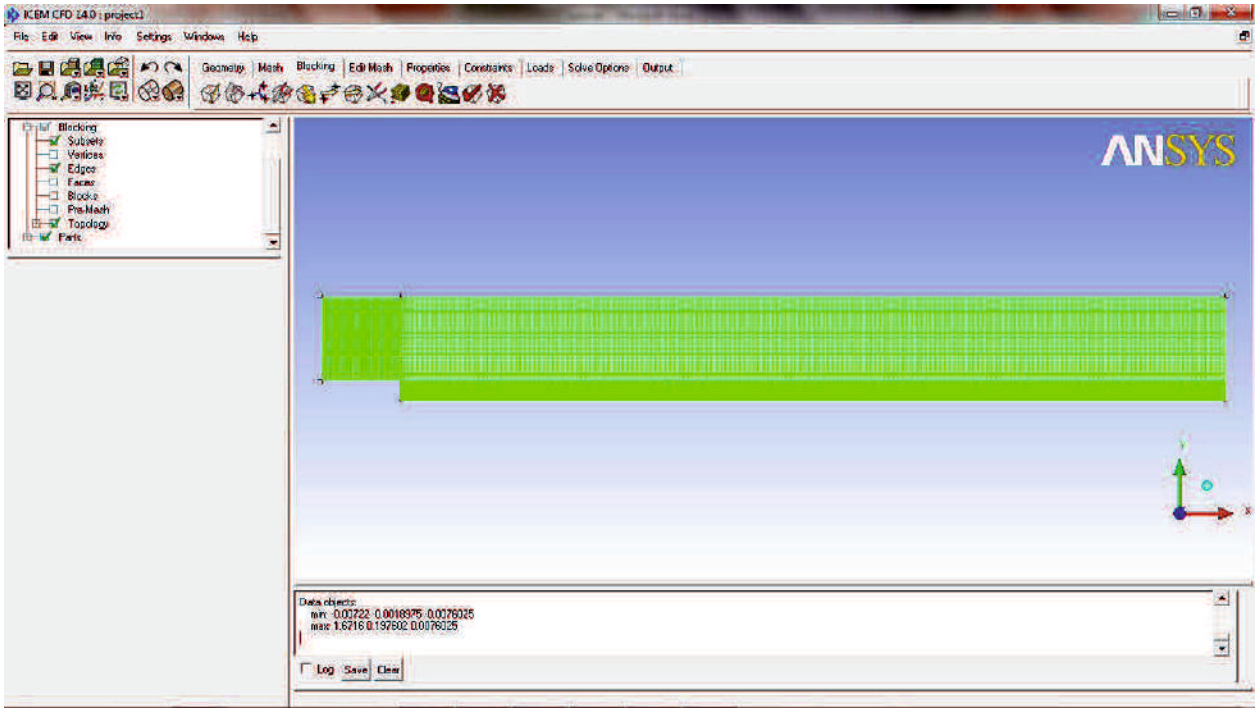
- Choisir le « File » à partir du « main menu », puis choisir « Blocking » et «Save Unstruct Mesh » dans les menus qui apparaissent.

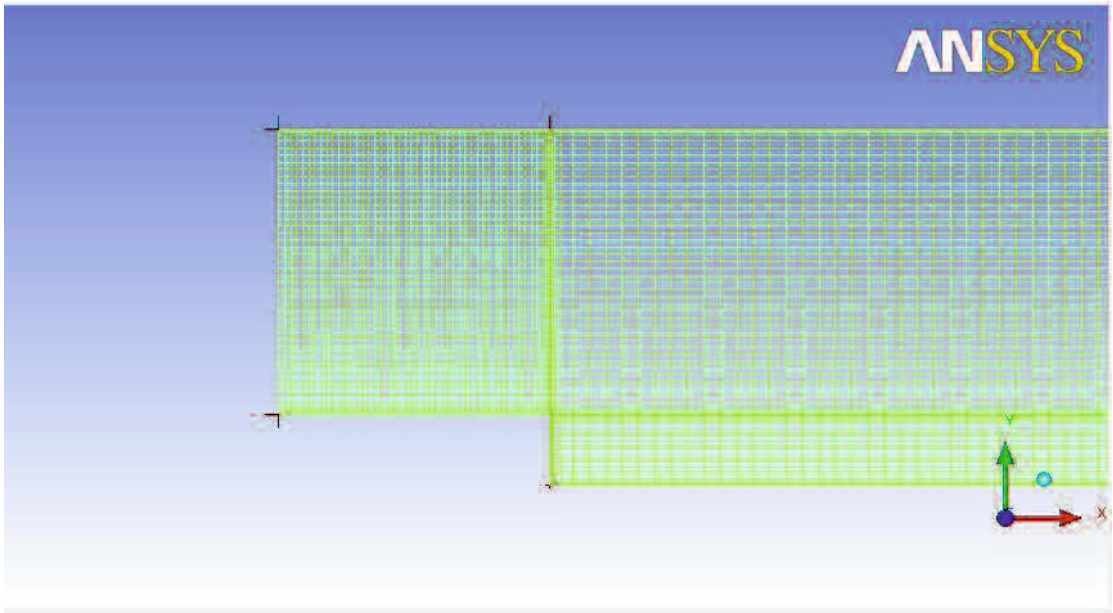


- Nommer le dossier quelque chose signicative comme « plates » et la presse économisent.
- choisir « Dossier » du menu principal, puis choisir « Mesh » et « Load from Blocking » dans les menus qui apparaissent. Attendre un moment tandis que la maille est produite.



- Vous pouvez maintenant voir votre maille dans « view window ». Quand vous bourdonnez dedans il y aura une grille autour de la géométrie.

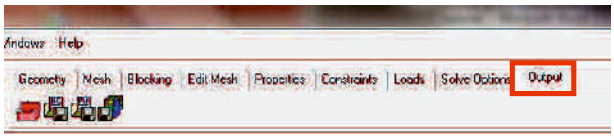




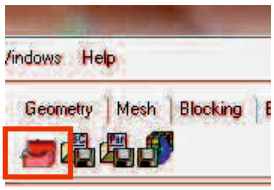
- Enregistrer le projet.

3.2.5-Écrire la maille à un dossier d'entrée pour CFX pre :

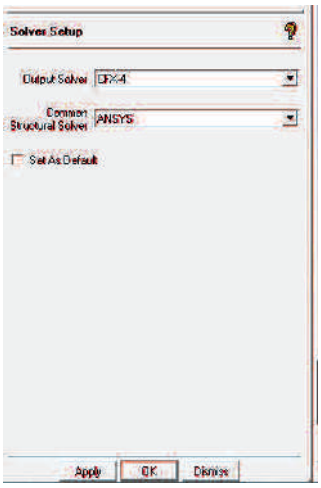
- L'étape finale est de créer un dossier lisible de CFX de la maille d'ICEM. Pour faire ceci, choisir « Output » des étiquettes d'option.



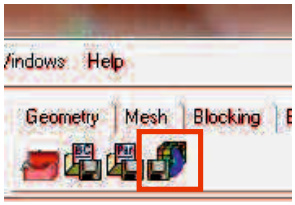
- Choisi « Set solver » des boutons d'option. La barre latérale « Solver Setup » est ouverte.



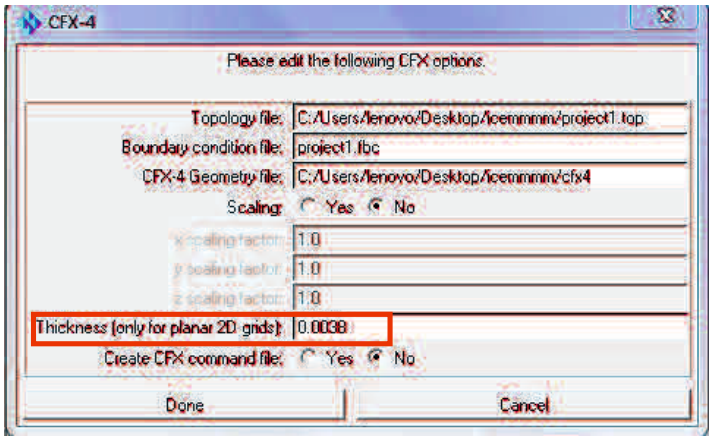
- Dans sidebar, placer « Output Solver » champ à « CFX-4 », « Common Structural Solver » champ à « ANSYS ».



- Clique « Apply » et « Dismiss ».
- Choisir « Write input » des boutons d'option.



- Vous serez incité à sauver le projet en cours, choisir « Yes ».
- Une nouvelle fenêtre avec le titre « CFX4 » apparaîtra. mettre en place et placer « Thichness (onty for planar 2D grids) » à 0.038.



- Clique « Done ».

3.3-Ansys CFX :

Le code CFX est un code de CFD commercial, sans option bidimensionnelle ayant des champs d'applications assez vastes.

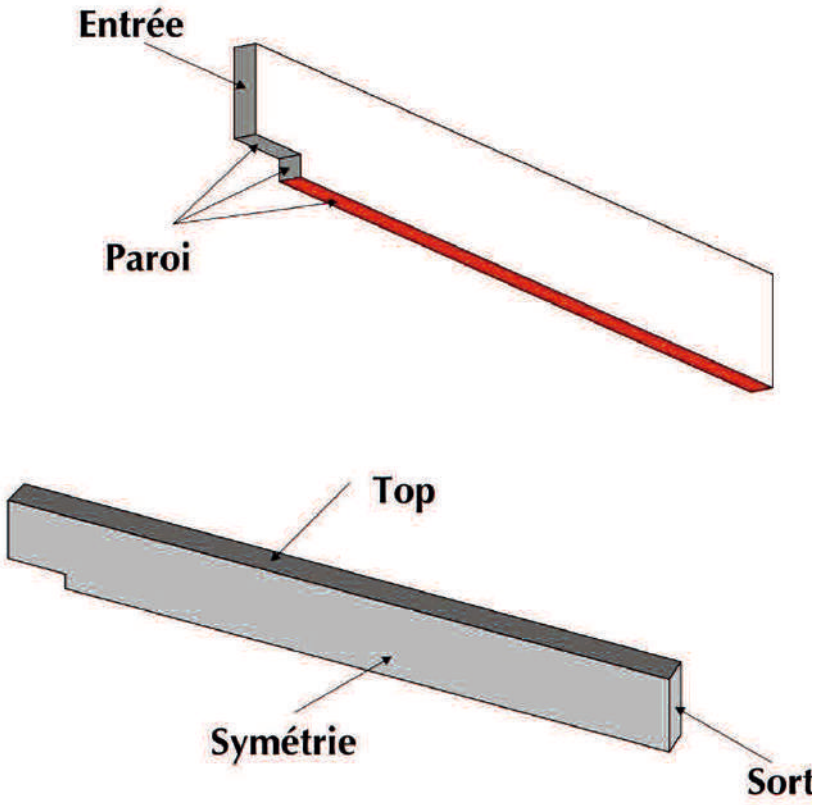
L'un des avantages de CFX est qu'il résout les trois dimensions spatiales, permettant ainsi de simuler des problèmes de géométries qui ne sont pas nécessairement 2D ou simplifiables en deux dimensions. Ceci ouvre la porte à la résolution de problème plus près de la réalité des géomètres industrielles.

Par contre, l'un de ses désavantages est qu'il fonctionne en trois dimensions, nécessitant des maillages avec plus d'éléments qu'un calcul en deux dimensions spatiales, pour obtenir une précision similaire. Ceci a pour effet d'allonger beaucoup les temps de calcul, ou de de réduire la précision des résultats.

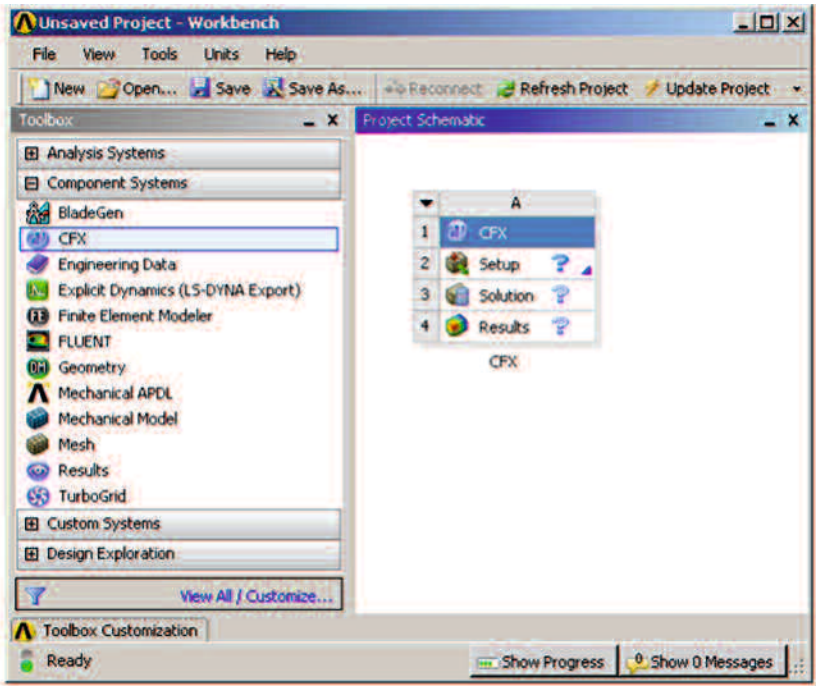
Mettre en place une simulation à l'aide d'ANSYS CFX se fait en trois étapes :

- **CFX-Pre** : pour construire une géomètre et générer son maillage, ainsi que l'incorporation des conditions aux limites.
- **CFX-Solver** : qui résout les équations et affiche les différents résidus à chaque itération.
- **CFX-Post :** où l'on exploite les résultats.

Nous allons présenter la procédure suivie pour réaliser une simulation avec CFX. L'exemple d'application proposé dans ce chapitre est conforme au problème traité dans ce mémoire.

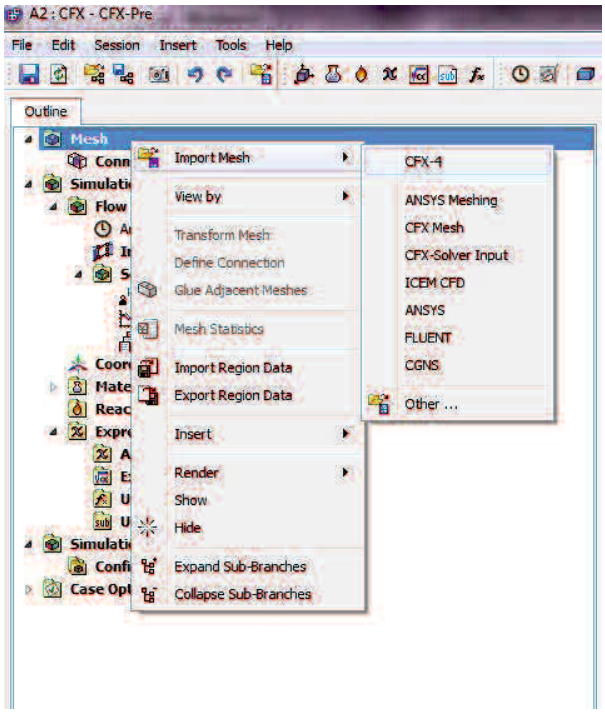


- Cliquer sur la barre d'outils d'analyse (CFX) pour créer le système, puis il faut enregistrer le projet, alors double cliquer dessus l'icône de la configuration ou **(Setup)** pour commencer le travail.



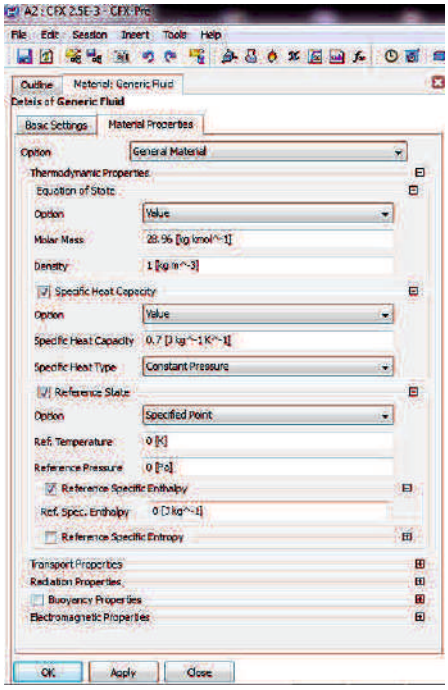
3.3.1-CFX-Pre :(La configuration)

Le premier pas est d'importer le maillage (mesh) déjà préparé précédemment à l'aide du programme **ICEM**

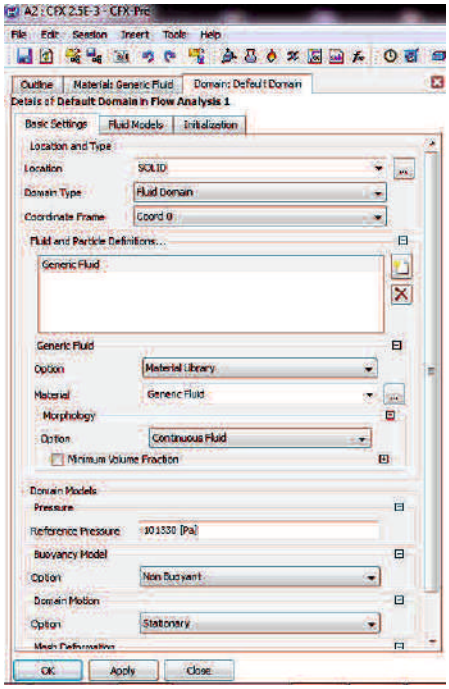


- Avec le bouton gauche de la souris cliquer sur l'icône de Mesh Mesh et choisir **Import Mesh**et**CFX-4** puis on cherche le maillage au format **CFX-4(*geo)**.
- Après import Mesh, cliquer sur le petit triangle à cote de cfx4.geo et modifie le mot de **primitive 3D** au SOLID.
- Puis au bouton gauche de la souris cliquer sur Primitive 2D puis clique sur **Edit Mesh**
- Pour sélectionne les surfaces, dans l'onglet **MoveFace To Options** on crée le nom de la surface.
- Puis cliquer sur l'icône **Start Picking**, et cliquer aussi sur le petit triangle à côte de **SingleSelect** et choisir **Flood Select** puis cliquer sur la surface et cliquer sur Apply. Le même processus pour les reste des surfaces et enfin cliquer sur Ok pour confirmation et passer au l'étape suivante.
- On commence avec **Create a Domain** on crée un domaine que l'on nomme Fluide, Apparaissent alors les détails de ce domaine en trois volets.
- Le premier onglet General Option, permet de définir la localisation du domaine : il faut sélectionner l'ensemble du maillage, le type de domaine

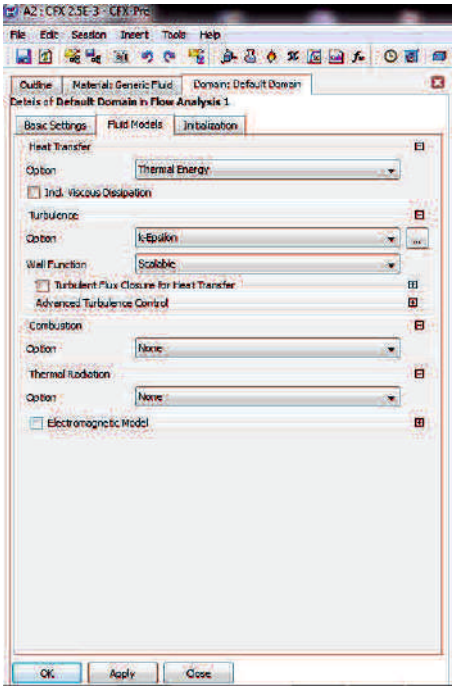
sélectionne Fluid Domain, crée un nouveau type de fluide son nom :<**Generic Fluid**> c'est un gaz



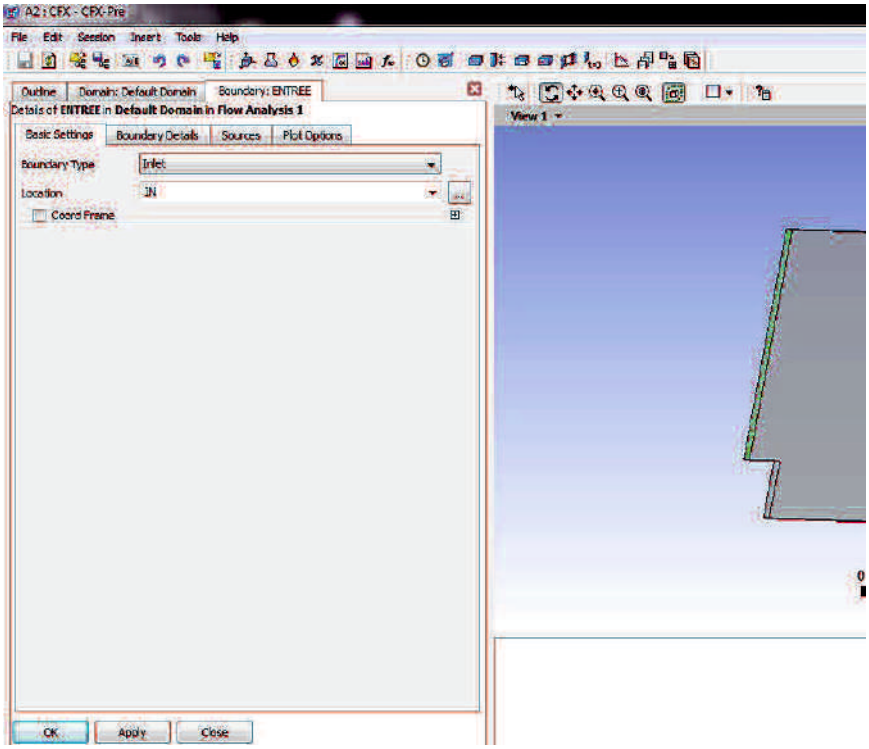
- **Mode de la déclaration le type de fluide :**
- Cliquer sur l'icône d'insert fluid définit : écrit le nom de type, la location : **SOLID** et les autres informations puis clic Ok.



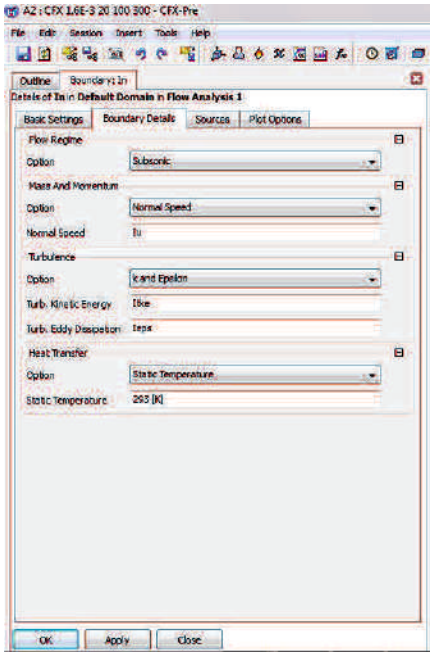
- Le deuxième onglet : inclut deux partis
  - **Partie un** : Fluid Models permet de définir la présence ou non de transfert de chaleur **Heat Transfer** : ici nous choisissons l'option Isothermal avec fluide à 20°C, et le modèle de turbulence **K-Epsilon**



  - **Partie deux** : Puis avec transfert de chaleur **Heat Transfert** et choisit l'option Thermal Energy pour même fluide et même modèle.
  - Les autres options sont laissés intactes.
  - Le dernier onglet Initialisation propose des options que nous n'utiliserons pas ici. On les utilise généralement en cas d'une simulation instationnaire.
  - On valide ces différents choix en cliquant sur Ok.
  - À l'inscription des différentes conditions aux limites avec Create a Boundary Condition.
  - La première que l'on nomme Inlet<**IN**> permet de définir les propriétés aux surfaces d'entrée apparaît alors les détails sur Inlet en différent onglet suivant le type de frontière.
  - Ici on sélectionne dans Basic Settings Type : Inlet <**IN**>.
  - Puis il faut choisir la localisation dans location : il suffit de sélectionner l'ensemble de la face Inlet,

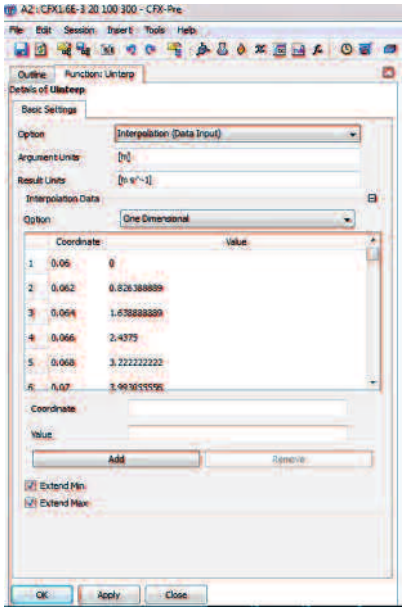


- Dans le volet Baundary Detail, on définit le régime du fluide dans Flow Regime, ici nous sommes en **Subsonic**. On définit aussi la vitesse d'entée dans Mass and Momentum avec l'option **Normal Speed**. On entre alors la valeur de la vitesse d'entrée sous forme d'équation.



- Aussi pour définition de la turbulence, on choisit l'option **K and Epsilon** et pour Heat Transfer choisir l'option **Static Temperature**.
- Les onglets Sources et Plot Options sont laissé intactes.

- Mais avant ça cliquer sur l'icône **User Function**, on crée le nom de la fonction et cliquer sur Ok pour la confirmation.
- Puis compléter les conditions suivantes, dans volet Basic Settings, on définit la fonction de la vitesse, on crée les unités à [m] pour Argument Units et [m s^-1] pour Result Unit smais par rapport Interpolation Data importe coordonnée de la vitesse aussi cocher les deux Extend pour définir la fonction



- Le même processus des restes fonctions :

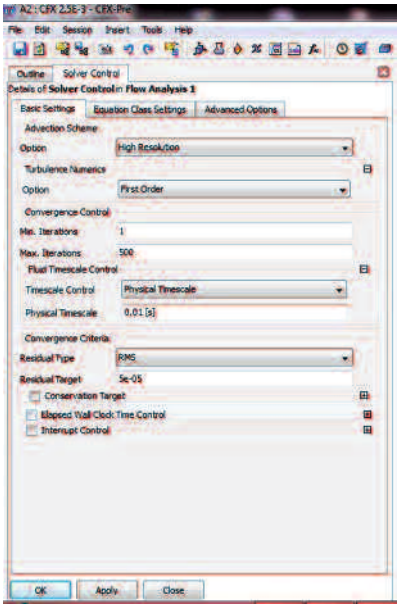
  Ieps: EPSinterp

  Itke : TKEinterp

  Iu: Uinterp

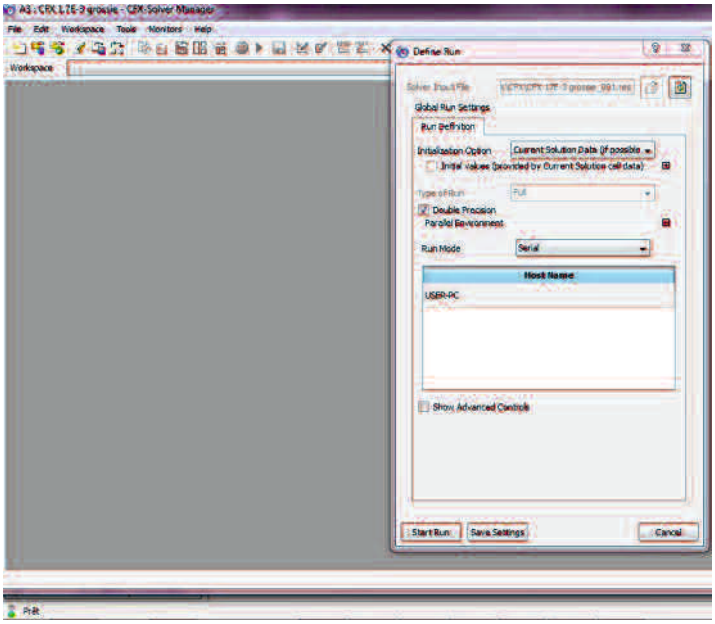
- La seconde condition limite que l'on nomme Outlet <**OUT**> correspondra à la surface de sortie. On sélectionne donc la surface comme l'Inlet
- Dans l'onglet Boundary Details, on définit la pression de la sortie dans Mass and Momentum avec l'option Average Static Pressure, que l'on n'impose nulle **Pression Relative**.
- Et les autres volets sont laissés intacts.
- La troisième condition limite appelé Profil correspond à la paroi que représente le profil.
- Dans Basic Settings, Boundary Type on choisit Wall, et dans location on choisit Profil.
- Dans l'onglet Boundary Details, on définit dans Wall Influence à **Heat Flux** avec l'option **No Slip Wall** et en pression relative aussi avec l'option **SmoothWall**.

- Et les autres onglets sont laissé intactes **Sources et Plot options**.
- La dernière condition limite inclut deux conditions et sont les conditions de symetrie, symetrie1 <**SYM1**> et symetrie2 <**SYM2**>.
- Dans Basic Settings, Boundary Type on choisit Symmetry, et dans location on choisit SYM1 puis SYM2.
- Et le dernier pas dans CFX-Pre, on définit les contrôles de résolution dans Solver Control. Dans l'ongletBasic Settings, on choisit les contrôles de la **Convergence Control** en choisissant dans d'une simulation transitoire un nombre minimal et un nombre maximal d'itération intermédiaire.et dans mêmeonglet on définit aussi le **Fluid Timescale Control**, Timescale Control on choisit **physical Timescale** et Residual Type **<RMS>.**
- Les autres onglets sont laissés intacts **Equation Class Settings et Advanced Options**.



3.3.2-CFX-Solver : (La solution)

- Dans Run Definition, on choisit **Double Precision Parallel Environment** pour préciser l'environnement de résolution.

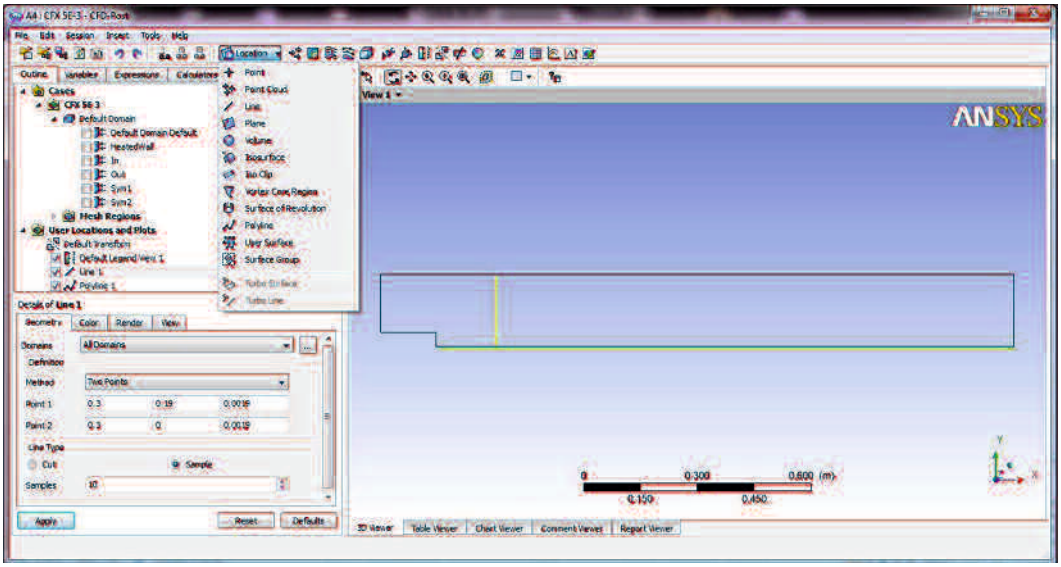


- Enfin, on lance le calcul en cliquant sur l'icône **Start Run**, apparaissent alors différents onglets dont Mass and Momentum et Turbulence permettant de voir l'évolution des résidus de ces quantités, Wall Scale permettant de voir l'évolution du Wall Scale, et User Points qui nous permet de voir l'évolution des Monitor Points choisis.

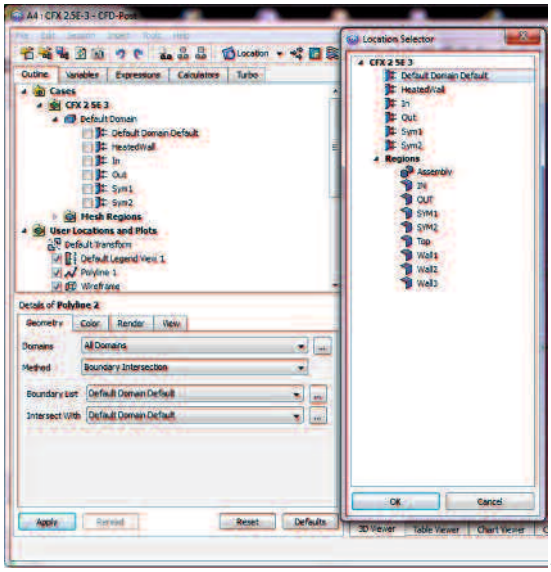


3.3.3-CFD-Post : (La résultats)

- On commence avec location  qui permet de dessiner des lignes, des plans, des volumes et des surfaces par leur cordonnées.
- Dans location, on choisit ligne pour insérer la ligne puis cliquer sur Ok.
- Pour la confirmation de l'opération on insert les cordonnées de la ligne puis cliquer sur Apply.
- Même méthode pour le plan, sauf le plan nécessite les coordonnées du point de passage.



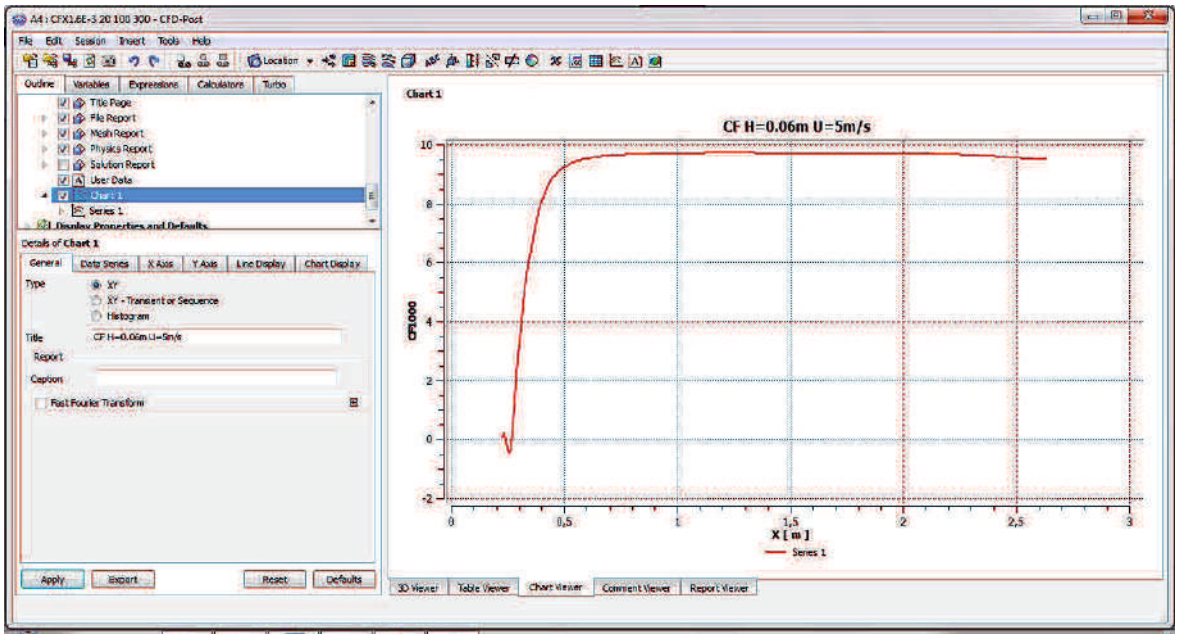
- Dans l'onglet location, on définit la polyline et dans l'onglet method<**Boundary Itersection**> et dans Boundary List on choisit SYM1 ou - SYM2 et pour Intersect With on choisit Wall3ou HeatedWall puis clique sur Apply.


.

- Les autres onglets sont laissés intacts.

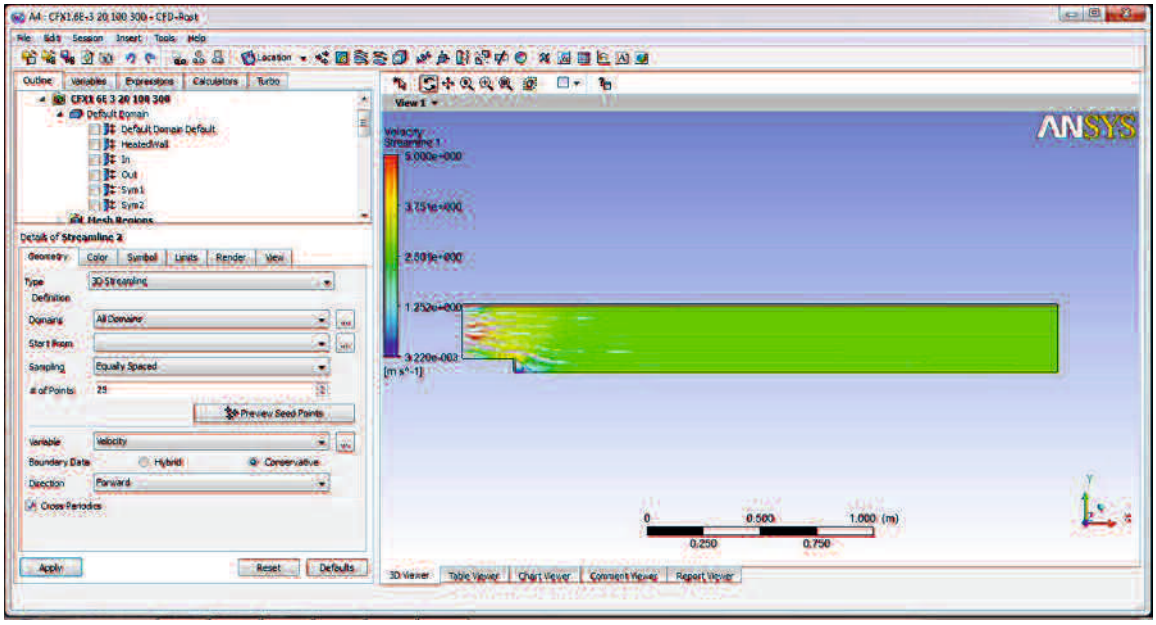
On peut insérer un graphique à l'aide de Chart 

- Dans l'onglet **Chart**, on choisit le Type XY, dans l'onglet Chart line1, on choisit dans location la polyline que l'on a créé. Dans Y Axis on Sélectionne la variable de vitesse, la pression, la dissipation de turbulence ou énergie cinétique de turbulence, et dans Y Axis on sélectionne la variable X relative. En cliquant sur Apply. On exporte le graphique au format*.csv, afin de pouvoir le retraiter.

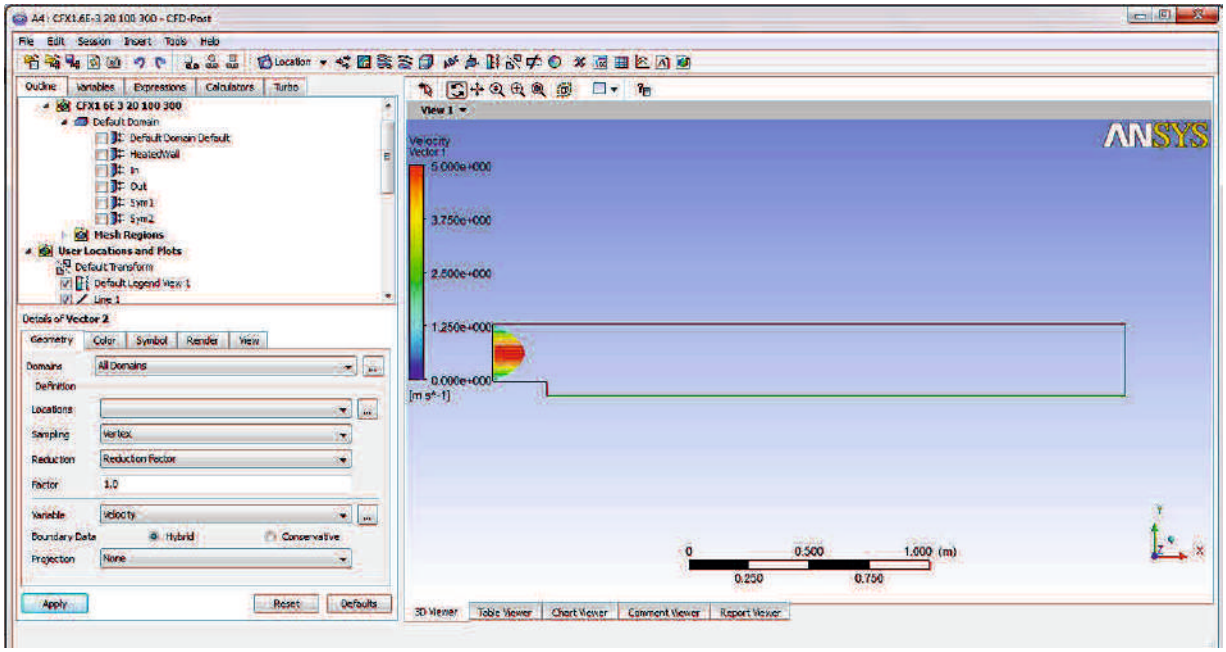


 : On peut afficher les lignes de courant de vitesse à l'aide l'icône streamline.

- Les choix importants se font dans l'onglet Geometry, dans type on choisit surface streamline, dans Start form on choisit plan dont on souhaite voir.
- On modifie le nombre des lignes dans différents points.



: On peut afficher les lignes de vitesse à l'aide de l'icône vector. Les choix les plus importants se font dans l'onglet Geometry. Dans locations, on choisit plane ou ligne.



- Sauvegarder le projet.
- On peut déclarer des variables à l'aide de l'icône variable .

  Cf x1000 = *Wall Shear X / (0.5 * Density * (massFlowAve (Velocity) @In^2)).*

  St x*1000 = Wall Heat Transfer Coefficient / (massFlowAve (Velocity) @In * Density * Specific Heat Capacity at Constant Pressure).*

  *Nu = (Wall Heat Flux *H)/ (Thermal Condactivity*ΔT).*

  Nu_m = *Area Ave (Nu)@Wall.*

Chapitre 04

4.1-Introduction

Dans ce chapitre, on présente la méthodologie suivie pour mener les simulations effectuées dans le cadre de ce travail. Afin de résoudre les équations, on a utilisé le logiciel **ANSYS CFX** sous environnement **Workbench.** Ce logiciel **CFD** utilise l'approche de volumes de control Finis basée sur la méthode des éléments finis. Le maillage a été réalisé à l'aide du logiciel **ICEM**.

Afin de déterminer quel sera le maillage préférable à adopter, il est utile de chercher la distance admissible minimale de la première cellule proche du mur, qui donne un $Y^+ > 30$ dans le cas du choix du modèle de turbulence k-ε.

4.2 – La configuration géométrique :

La configuration géométrique traitée est présentée ci-dessous avec H=0.02, H=0.038, H=0.045 et H=0.06m. Il s'agit d'un canal étroit comportant une marche descendante.

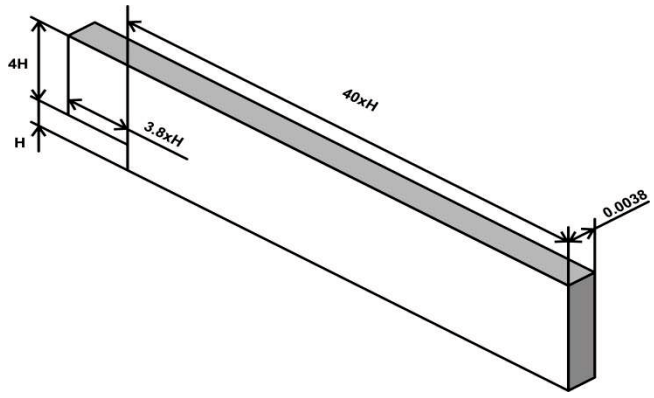


Figure 4.1 *: Illustration de la géométrique en 3D*

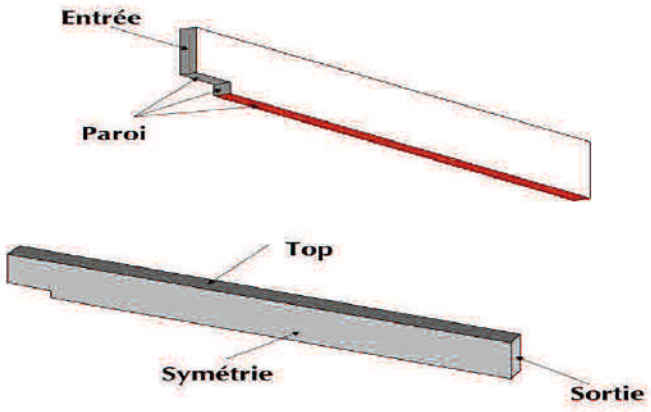
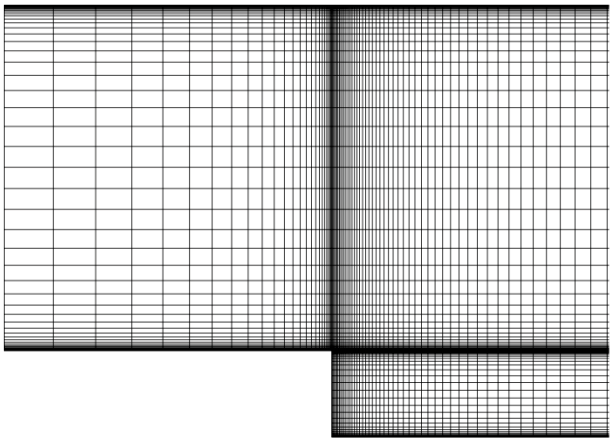


Figure 4.2 *: Illustration des vues de la géomètre*

4.3 – La sensibilité au maillage :

4.3.1 –Maillage avec l'ICEM :

Tout d'abord, on génère le maillage avec logiciel l'ICEM CFD puis on le vérifie par l'ANSYS CFX en examinant le profil de Y plus.



Figures 4.3 *: Illustration du Maillage*

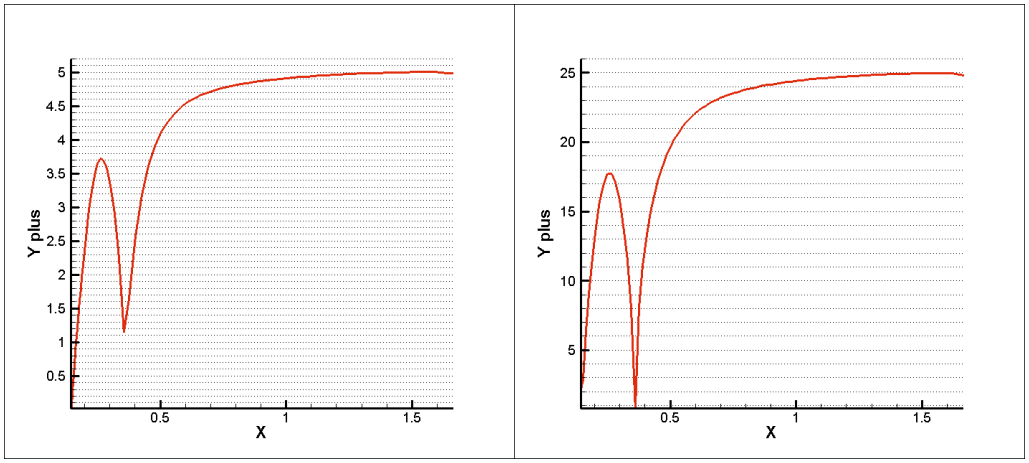
4.3.2-Tableau de précision du 1er nœud :

	Précise de 1er nœud	**Y plus**
Maillage M1	2 e-4	5
Maillage M2	1 e-4	25
Maillage M3	1.2 e-3	30
Maillage M4	1.6 e-3	40

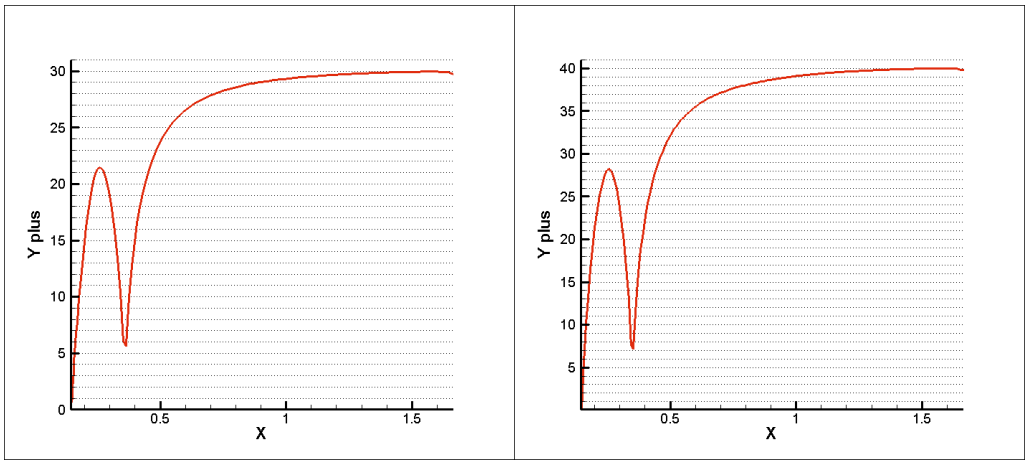
Tableau 1 : *valeur de 1er nœud pour chaque maillage*

4.3.3-Les graphes de Y plus :

Maillage M1 Maillage M2



Maillage M3 Maillage M4



Figures 4.4 *: Influence du maillage sur le profil de Y plus*

Nous choisissons le maillage M4 parce qu'il donne un Y plus = 40 indiquant qu'on est en régime pleinement turbulent (pour le modèle k-ε).

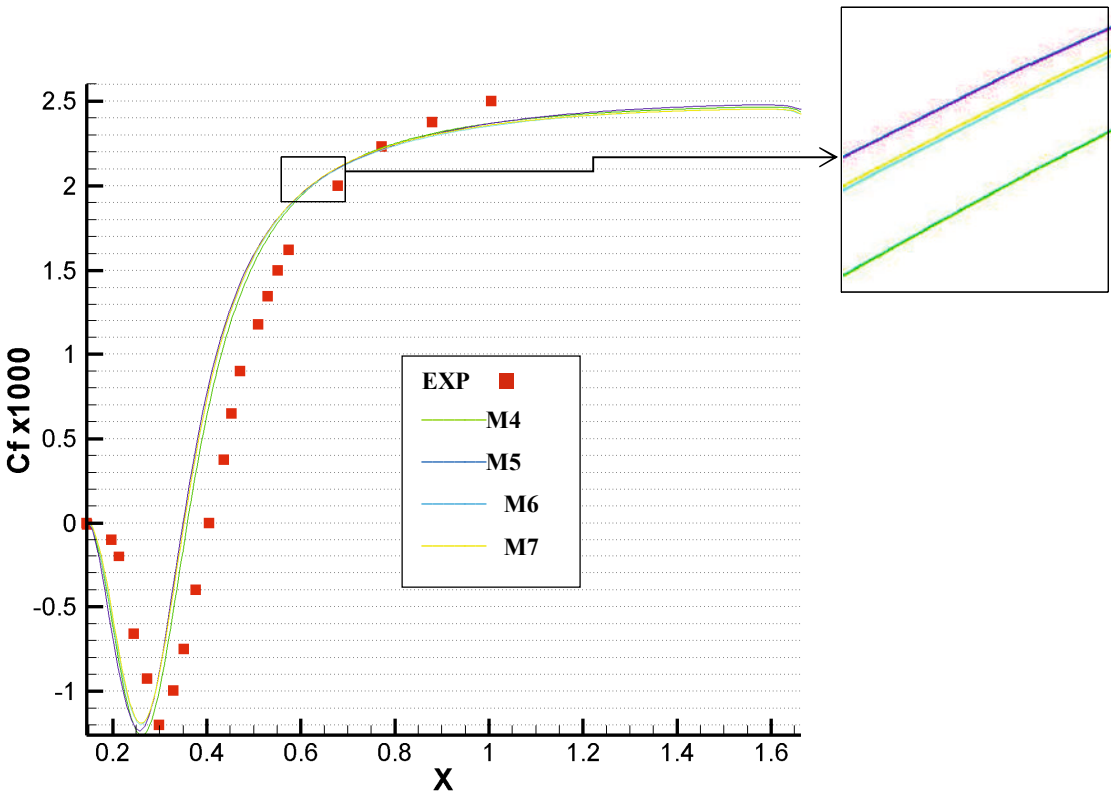
4.3.4-Tableau les nombres des nœuds :

Une 2^{eme} vérification concerne l'effet du maillage sur le coefficient de frottement Cf en le comparant avec des données expérimentales (bibliographie). On a testé les maillages suivants :

	Nombre des nœuds
Maillage M4	26140
Maillage M5	46620
Maillage M6	91200
Maillage M7	127260

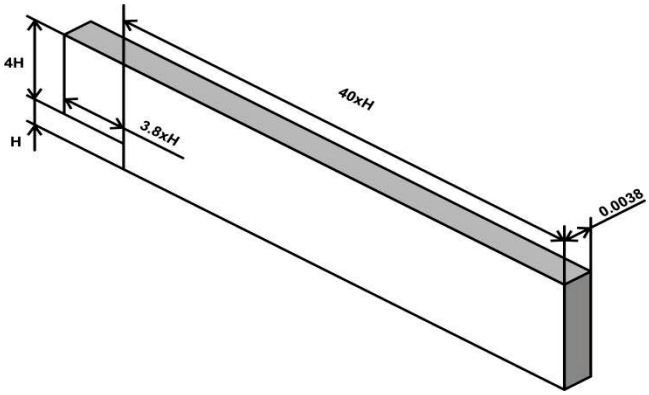
Tableau 2 :*représonte le nombre de nœuds pour chaque maillage*

4.3.5-Le graphe de Cf x1000 :



Figures 4.5 *: Influence du maillage sur du coefficient de frottement*

On remarque que les maillages M6 et M7 permettent d'avoir des solutions qui se convergent et que la solution devient indépendante du maillage. On adoptera alors le maillage M6 pour toute la simulation présentée dans la chapitre suivant.


4H
H
3.8xH
40xH
0.0038

Chapitre 05

5 .1-Introduction :

Dans ce chapitre, nous avons présenté les résultats de simulation numérique d'un écoulement de l'air dans un canal derrière une marche descendante selon la configuration décrite au chapitre 4.

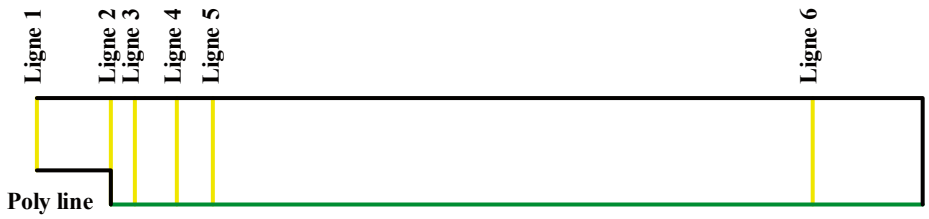
L'étude est faite en utilisant deux modèles

- le modèle de turbulence k-ε
- le modèle SST k$-\omega$

Avec les coefficients donnés au chapitre II.

Par ailleurs, on a utilisé un profil de Poiseuille pour la vitesse d'entrée. L'étude paramétrique sera concentrée sur l'effet de la vitesse d'entrée et de la hauteur de la marche sans présence d'échange de chaleur à travers les parois (cas adiabatique).

On présente dans la figure ci-dessous les différentes positions dans lesquelles on a tracé les différents graphes.



	H = 0.02 m		H = 0.038m		H = 0.045m		H = 0.06m	
Ligne 1	0	0.02	0	0.038	0	0.045	0	0.06
(x, y)	0	0.1	0	0.19	0	0.225	0	0.3
Ligne 2	0.076	0.02	0.144	0.038	0.171	0.045	0.228	0.06
(x, y)	0.076	0.1	0.144	0.19	0.171	0.045	0.228	0.3
Ligne 3	0.1	0	0.19	0	0.225	0	0.3	0
(x, y)	0.1	0.1	0.19	0.19	0.225	0.225	0.3	0.3
Ligne 4	0.15	0	0.285	0	0.337	0	0.45	0
(x, y)	0.15	0.1	0.285	0.19	0.337	0.225	0.45	0.3
Ligne 5	0.2	0	0.38	0	0.45	0	0.6	0
(x, y)	0.2	0.1	0.38	0.19	0.45	0.225	0.6	0.3
Ligne 6	0.8	0	1.52	0	1.8	0	2.4	0
(x, y)	0.8	0.1	1.52	0.19	1.8	0.225	2.4	0.3

5.2-*Partie I Cas du choix du modèle de turbulence K−ε:*

5.2.1-Effet de l'intensité de la vitesse d'entrée :

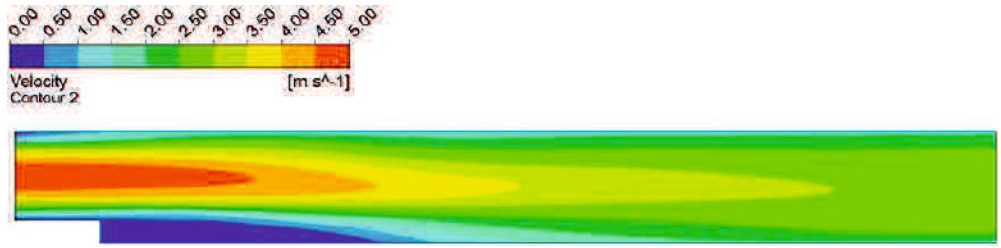
Dans cette partie, on examine l'effet de la vitesse d'entrée sur les propriétés de l'écoulement. On a testé plusieurs valeurs de la vitesse d'entrée, à savoir : U= {5, 11, 15,25} m/s. On suppose un flux de chaleur nul.

D'autre part, l'effet de la hauteur de la marche descendante a été aussi mis en évidence. On a pris H= {0.02, 0.038, 0.045 et 0.06} m respectivement. On présente ici le cas H=0.020m et les autres cas seront présentés en annexe 1 :

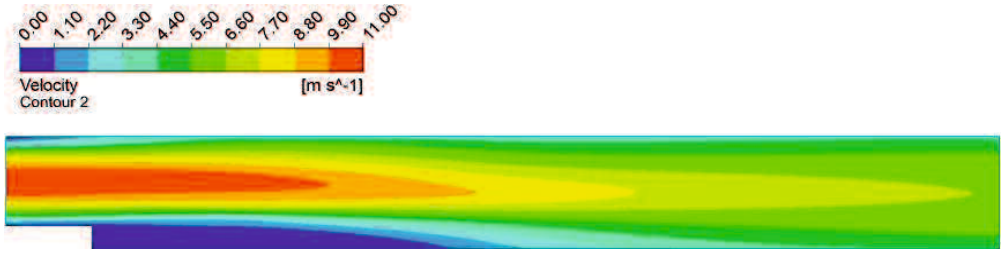
- **Pour H =0.020 m**

5.2.1.1 – Contour de la vitesse :

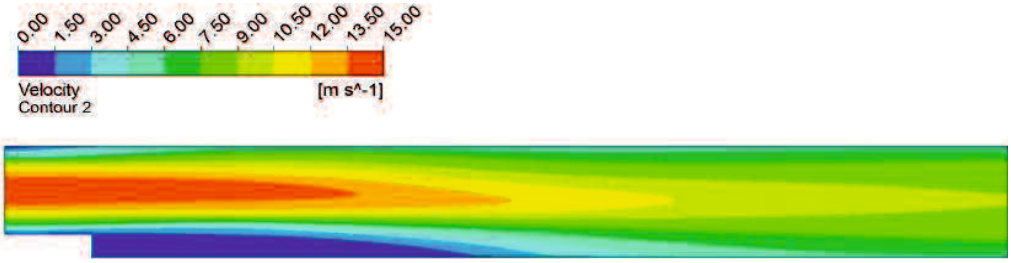
U = 5 m/s



U = 11 m/s



U =15 m/s



U = 25 m/s

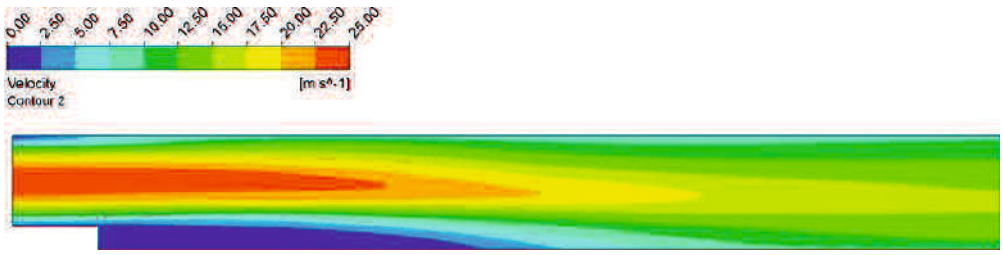


Figure 5.1: Champ de vitesse pour différentes vitesses d'entrée

On remarque bien que plus la vitesse d'entrée est élevé plus la vitesse de sortie est élevée ; elle est de l'ordre de ½ $U_{entrée}$. Tandis que la vitesse est nulle juste derrière la marche c'est-à-dire dans la zone de la recirculation comme le montre la figure (5.1).

On a aussi examiné l'influence de la vitesse d'entrée sur le profil et le comportement de la vitesse dans différentes positions comme le montrent les graphes des lignes [3, 4 et 5].

Le graphe de la ligne [6] montre la récupération de la vitesse, mais la valeur de la vitesse à la sortie n'est pas la même avec l'entrée à cause de l'influence du vortex.

5.2.1.2 Les graphes de la vitesse :

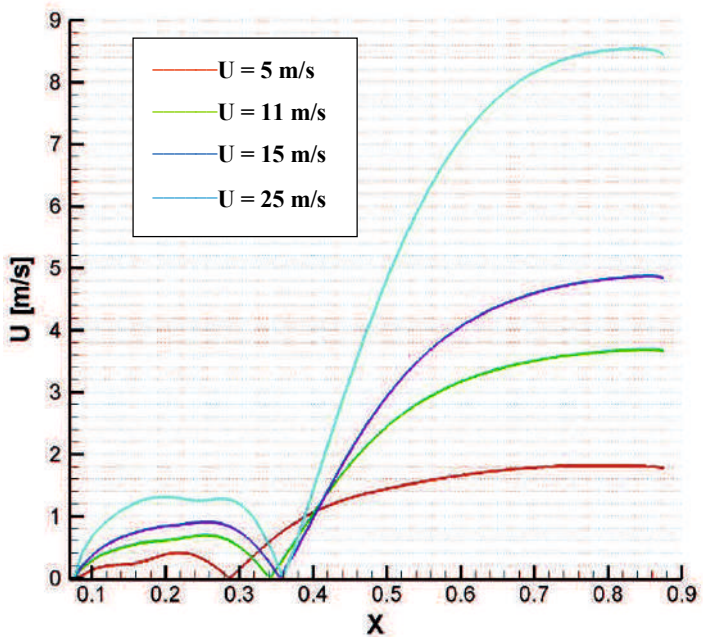
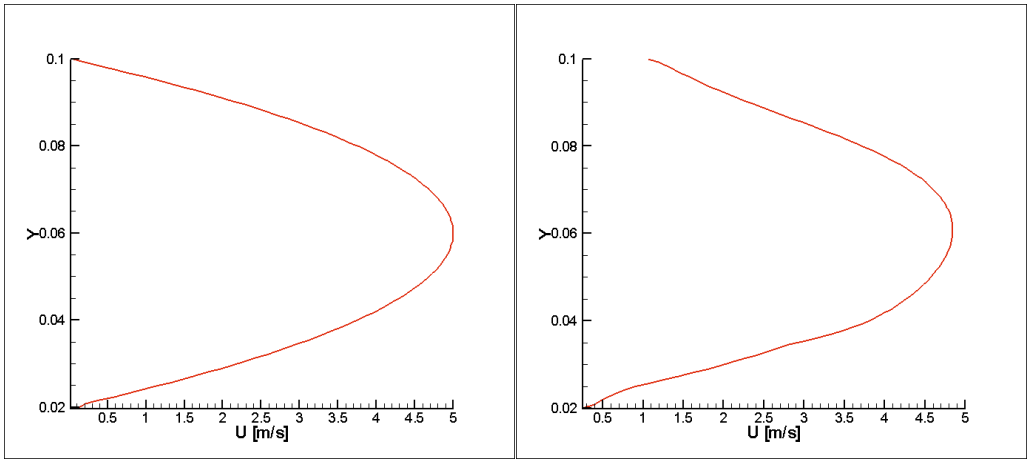


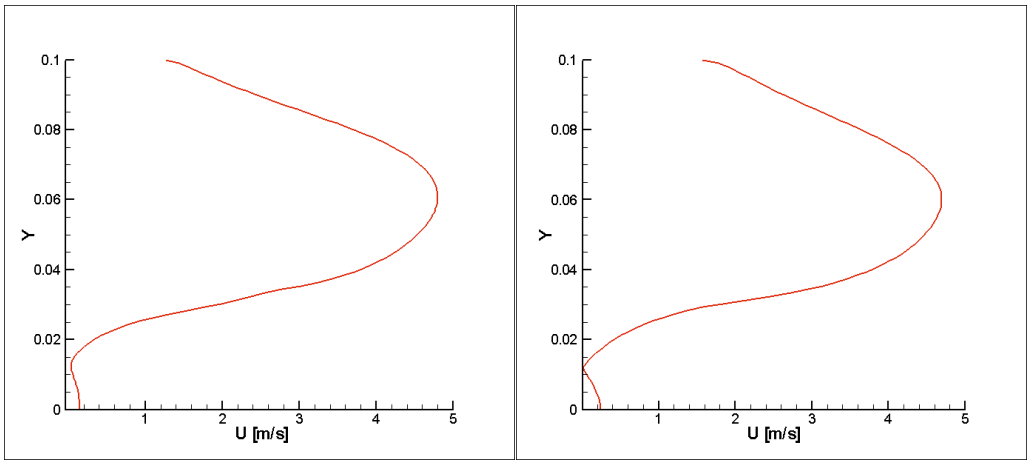
Figure 5.2 : Profils de vitesse le long du polyline

1-Pour U = 5 m/s

Ligne 1 Ligne 2



Ligne 3 Ligne 4



Ligne 5 Ligne 6

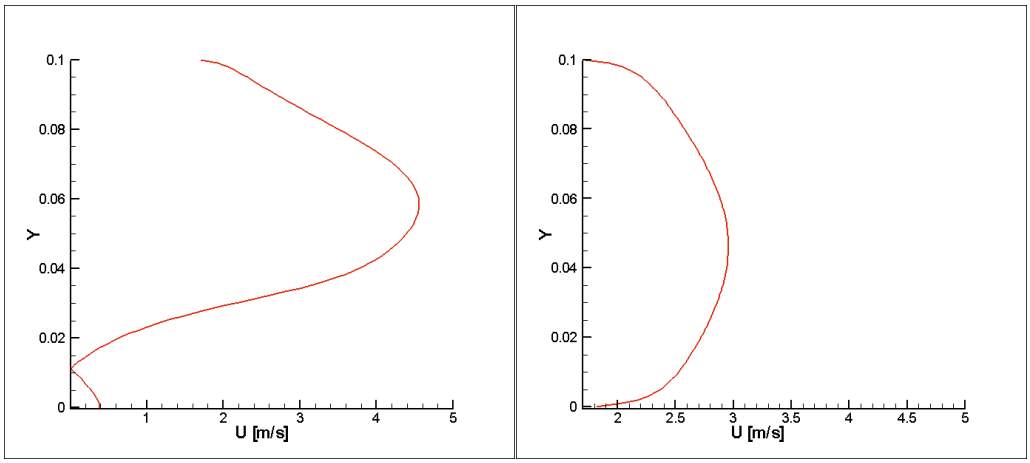
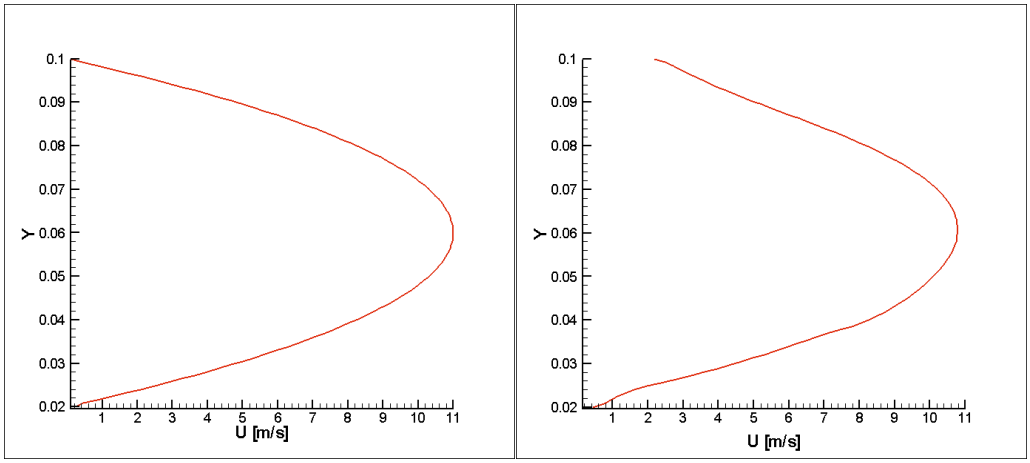


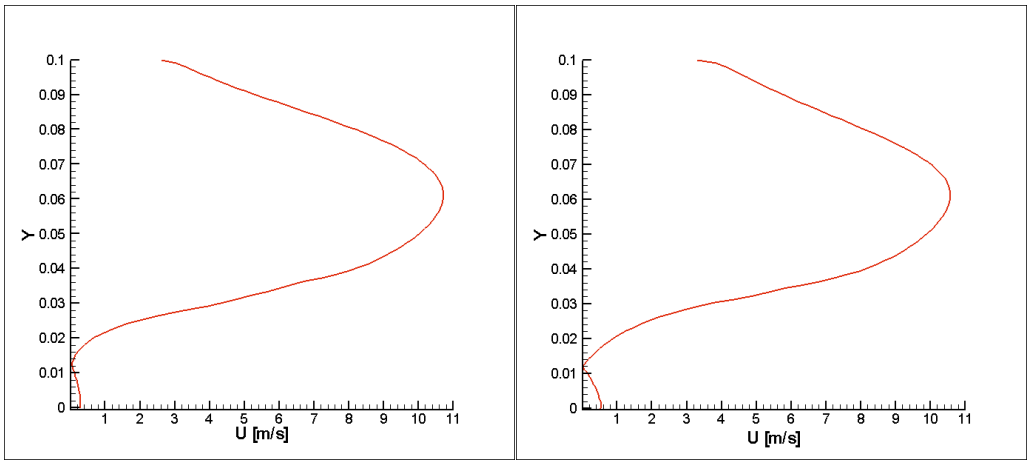
Figure 5.3 : Profil de vitesse pour des différentes lignes et vitesse d'entrée U=5m/s

2-Pour U = 11 m/s

Ligne 1 Ligne 2



Ligne 3 Ligne 4



Ligne 5 Ligne 6

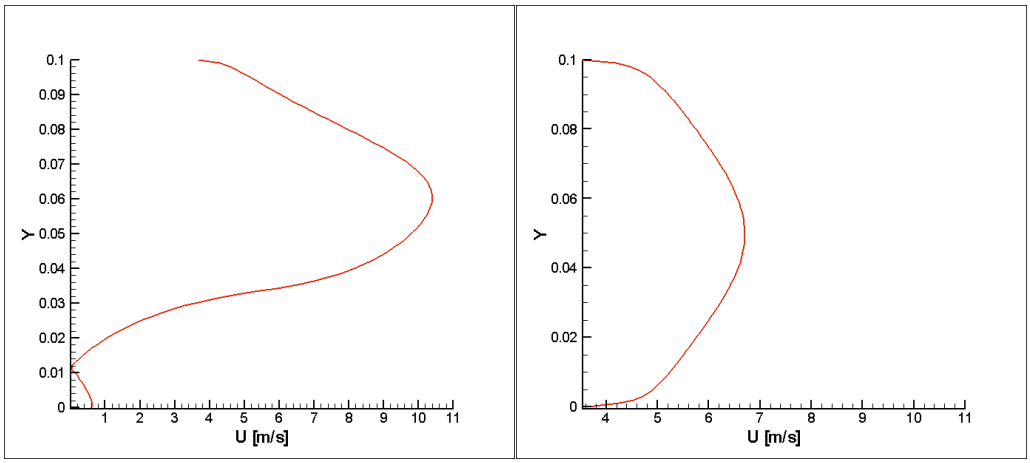
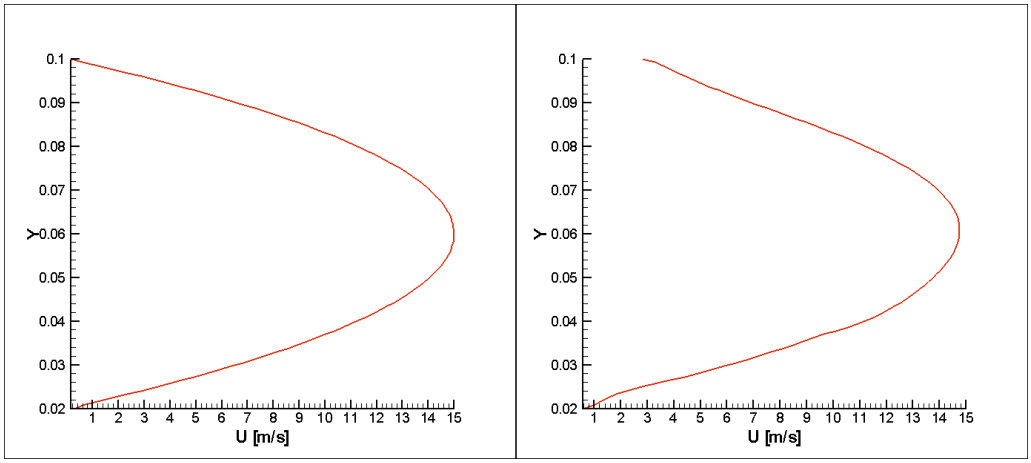


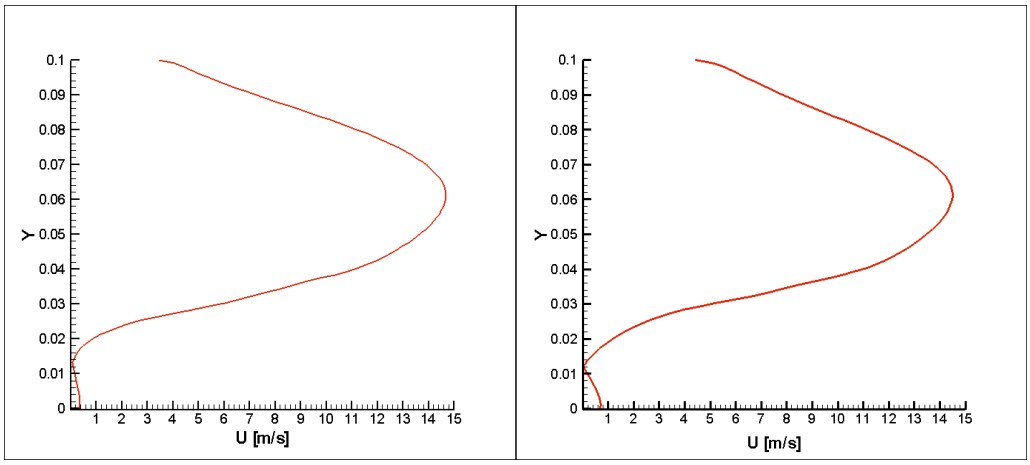
Figure 5.4 : Profil de vitesse pour différentes lignes et vitesse d'entrée U=11m/s

3-Pour U = 15 m/s

Ligne 1 Ligne 2



Ligne3 Ligne 4



Ligne 5 Ligne6

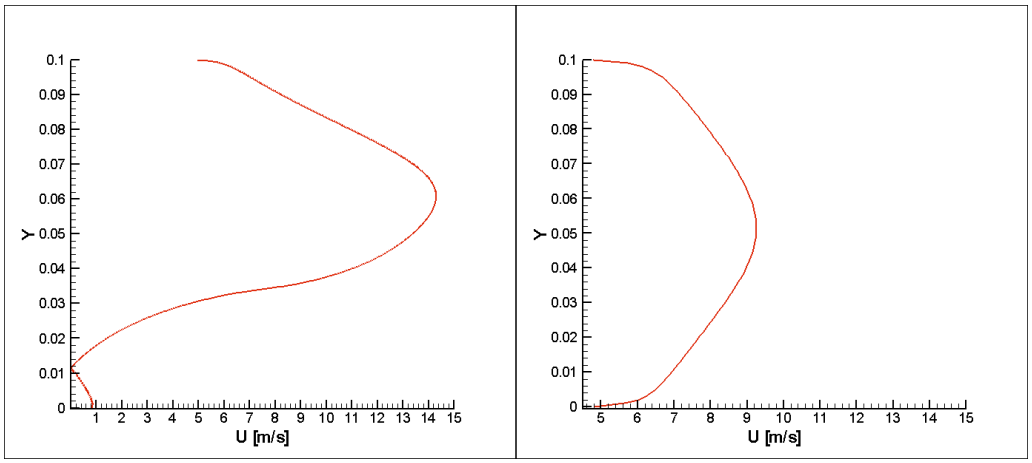
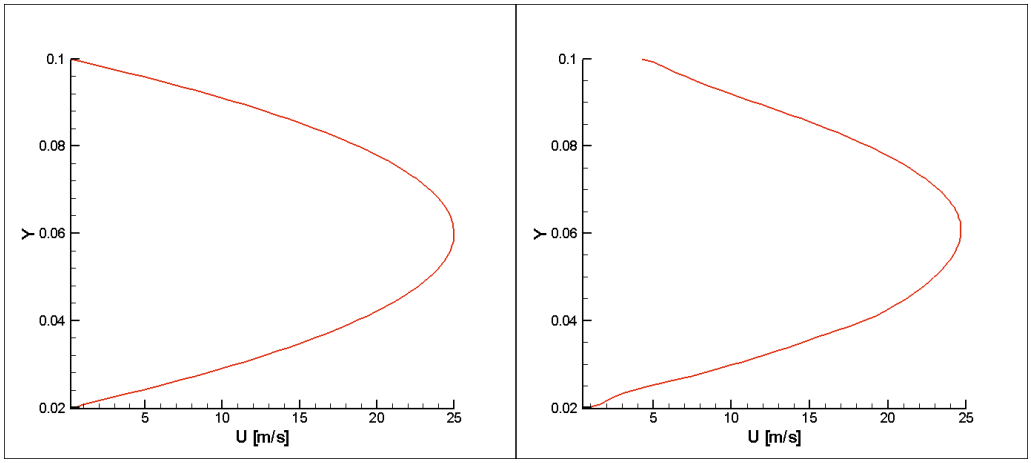


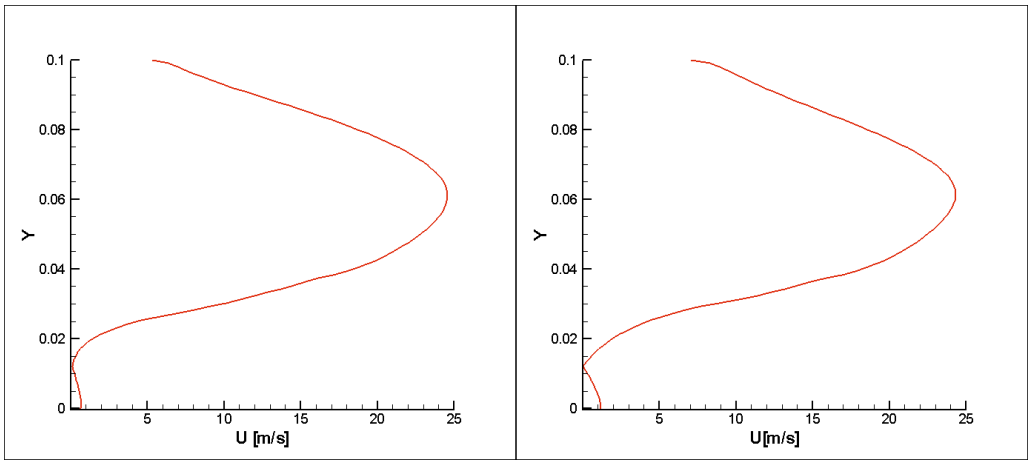
Figure 5.5 : Profil de vitesse pour des lignes différentes et vitesse d'entrée U=15m/s

4-Pour U = 25 m/s

Ligne 1 Ligne 2



Ligne3 Ligne 4



Ligne 5 Ligne 6

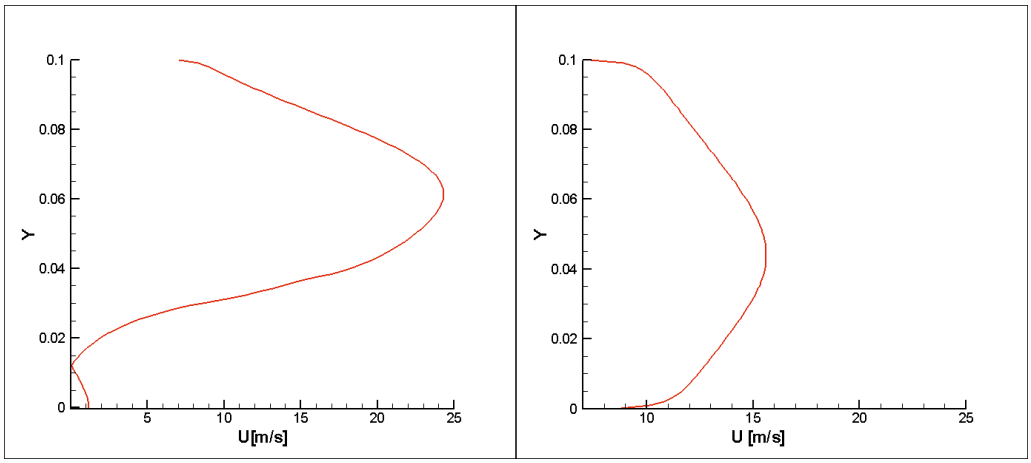


Figure 5.6 : Profil de vitesse pour des lignes différentes et vitesse d'entrée U=25m/s

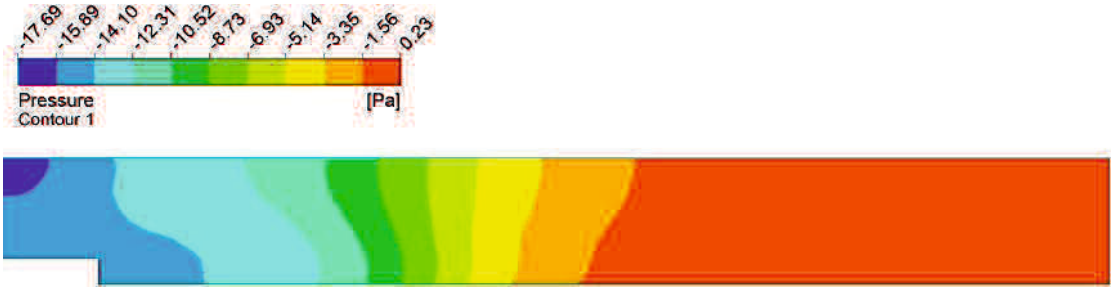
5.2.1.3 Contour de la pression :

On donne sur les figures (5.7) les résultats du présent calcul en ce qui concerne le champ de pression. On voit une dépression ayant lieu dans la zone d'entrée. Nous remarquons ensuite une augmentation progressive dans la pression. En outre, on constate que la pression est affectée par la vitesse c'est-à-dire si on augmente la valeur de la vitesse d'entrée, la pression augmente automatiquement. Par contre, l'augmentation de la hauteur aura un effet inverse.

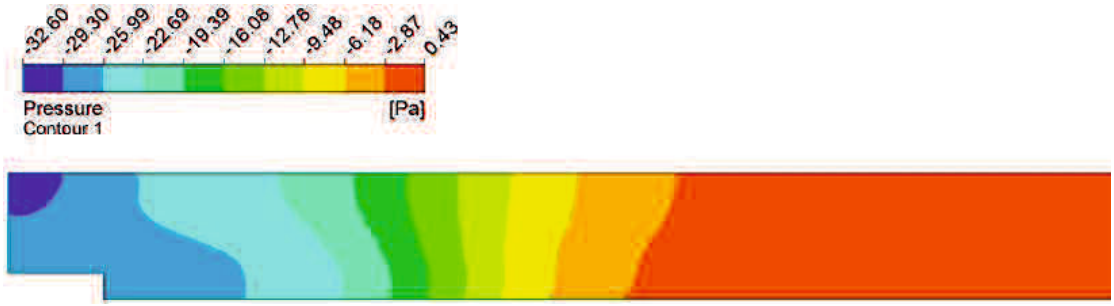
U = 5 m/s



U = 11 m/s



U = 15 m/s



U = 25 m/s



Figure 5.7 : contours de la pression pour différentes vitesses

5.2.1.4 Les graphes de la pression :

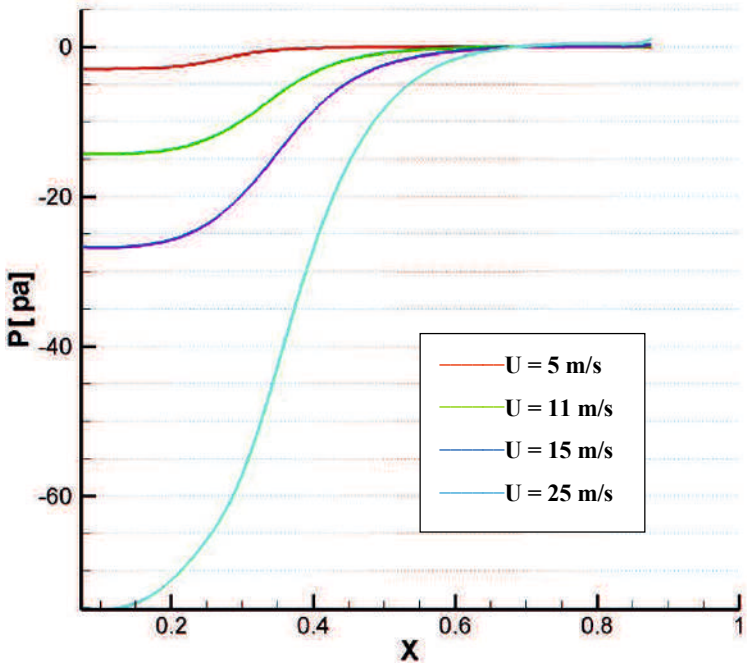
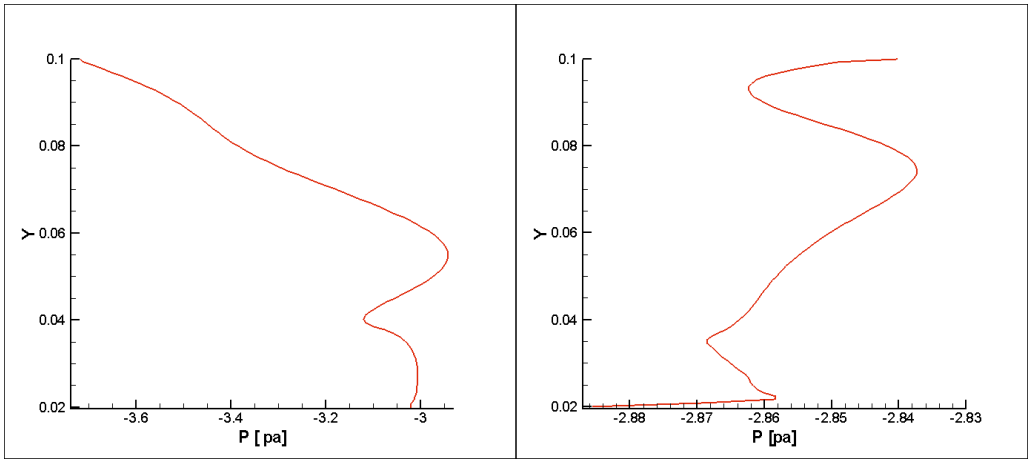


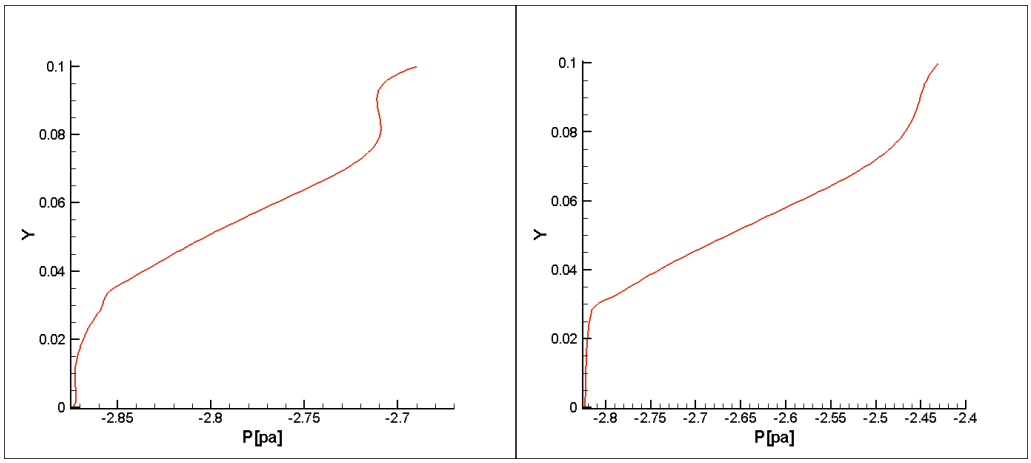
Figure 5.8 : Profil de pression pour différentes vitesses d'entrée (polyline)

1-Pour U = 5 m/s

Ligne 1 Ligne 2



Ligne 3 Ligne 4



Ligne 5 Ligne 6

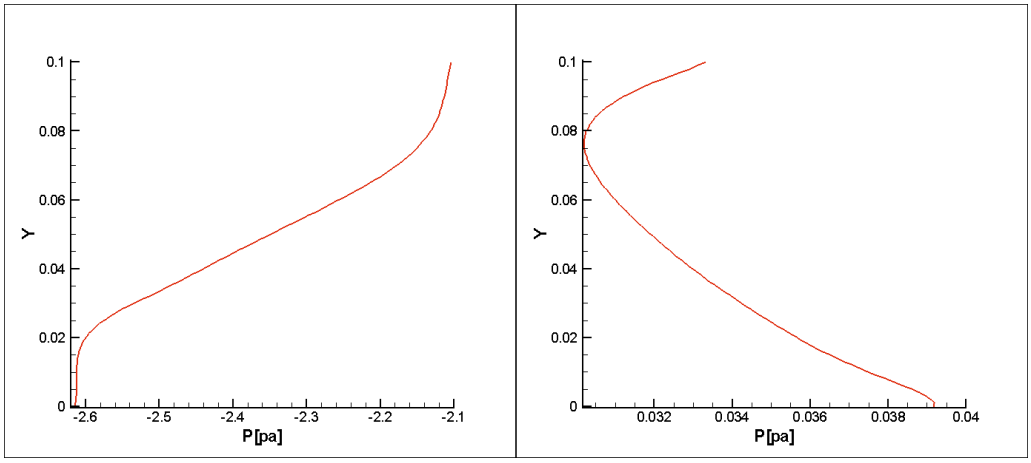
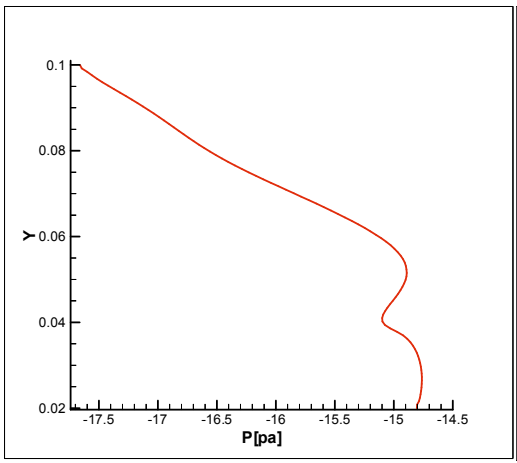


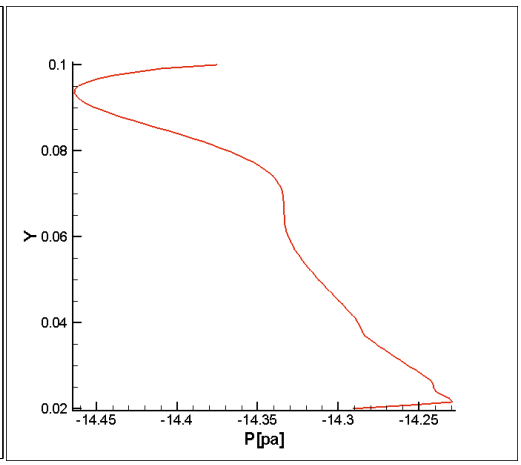
Figure 5.9 : Profil de pression pour des lignes différentes et vitesse d'entrée U=5m/s

2-Pour U = 11 m/s

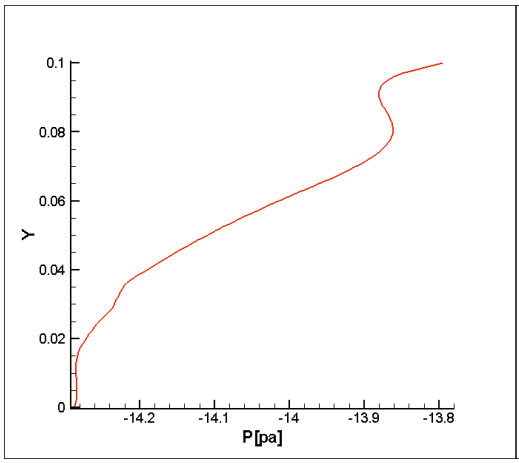
Ligne 1



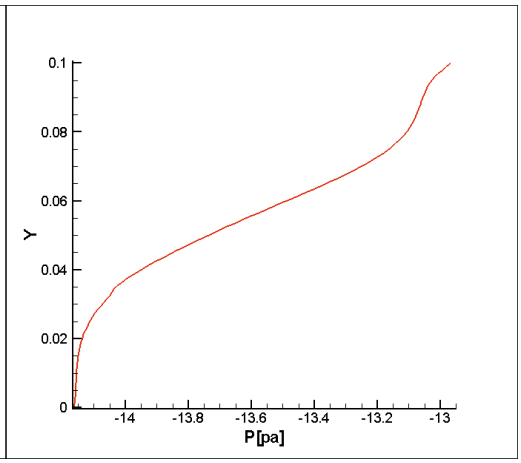
Ligne 2



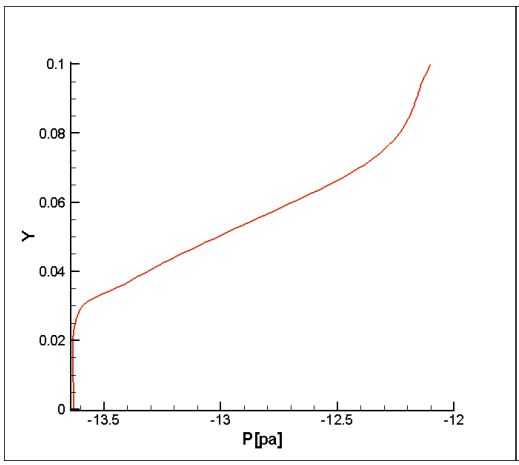
Ligne 3



Ligne 4



Ligne 5



Ligne 6

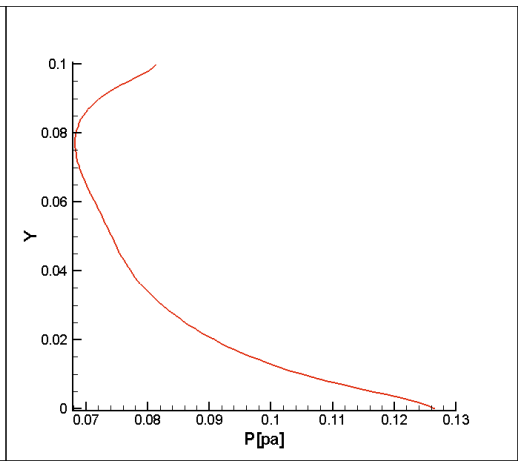
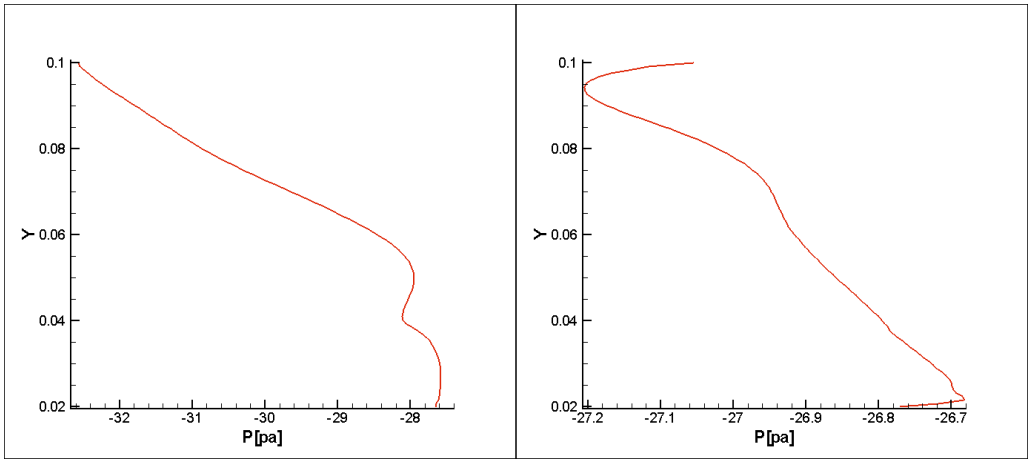


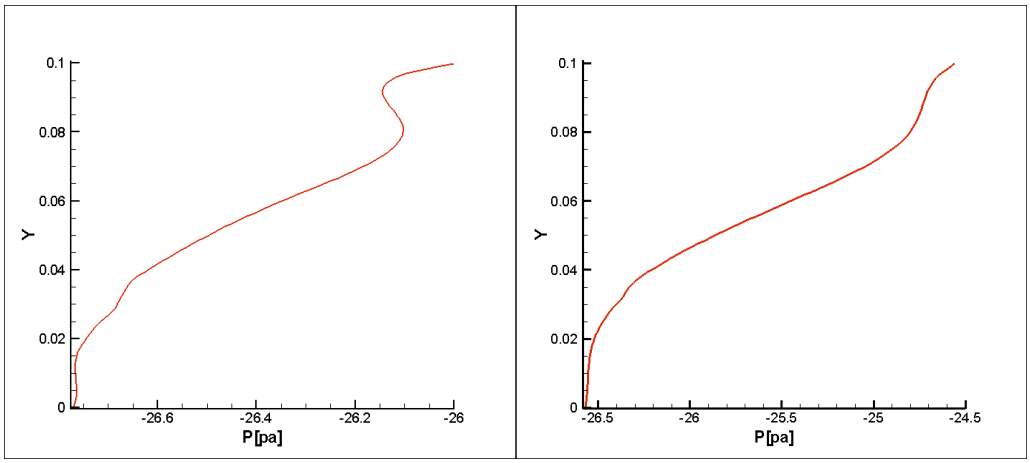
Figure 5.10: Profil de pression pour des lignes différentes et vitesse d'entrée U=11m/s

3-Pour U = 15 m/s

Ligne 1 Ligne 2



Ligne 3 Ligne 4



Ligne 5 Ligne 6

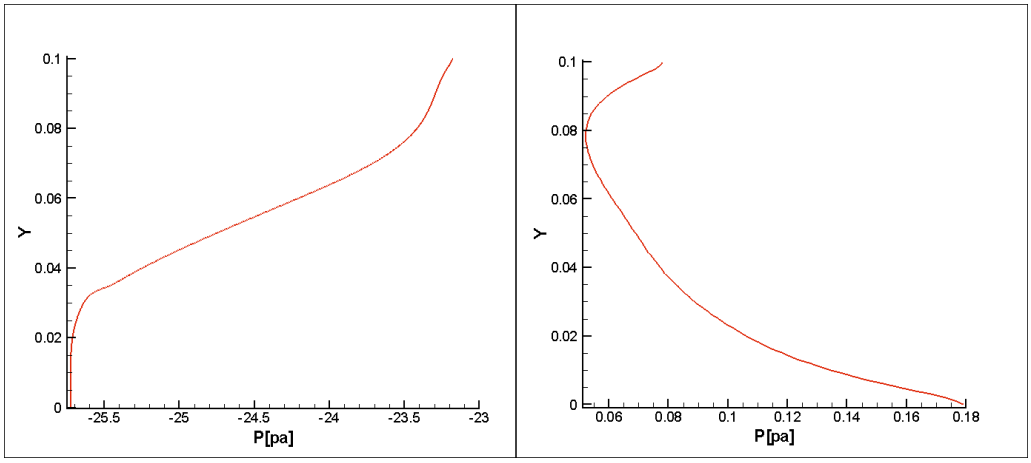
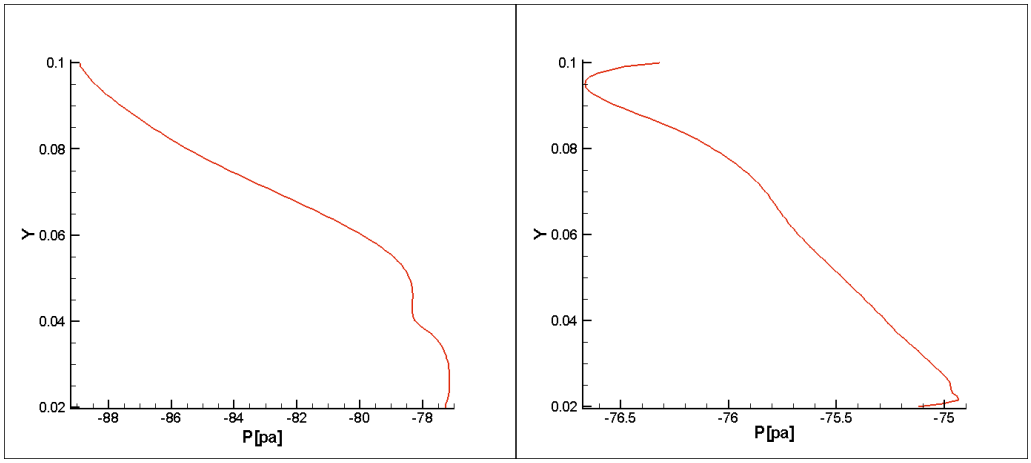


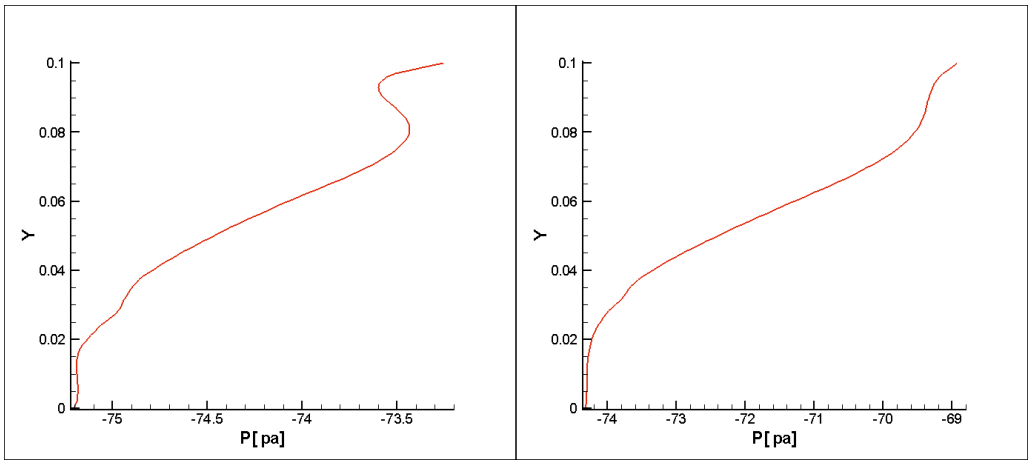
Figure 5.11 : Profil de pression pour des lignes différentes et vitesse d'entrée U=15m/s

4-Pour U = 25 m/s :

Ligne 1 Ligne 2



Ligne 3 Ligne 4



Ligne 5 Ligne 6

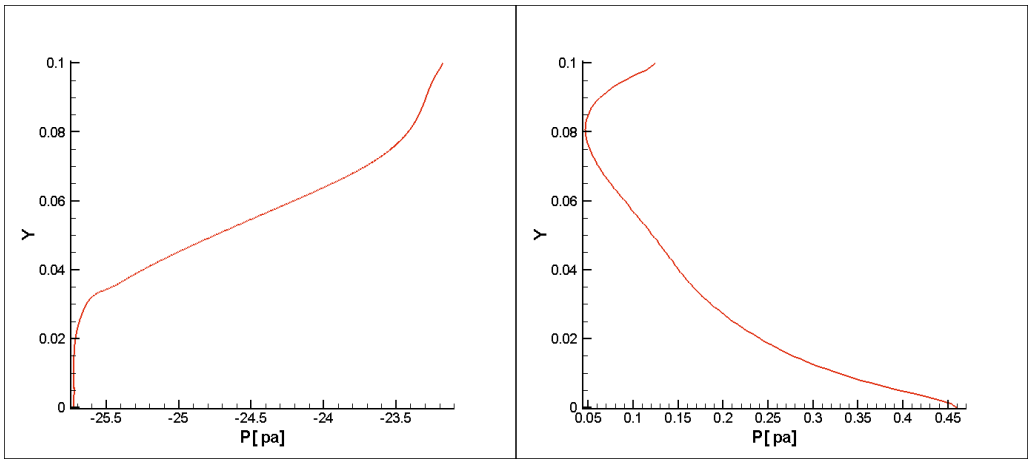
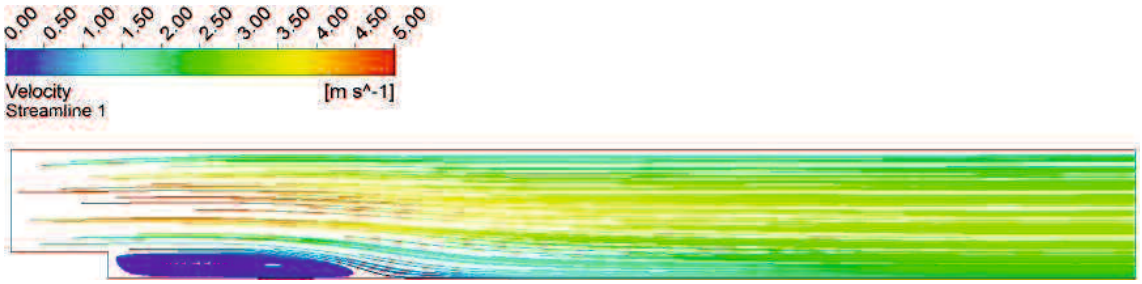


Figure 5.12 : Profil de pression pour des lignes différentes et vitesse d'entrée U=25m/s

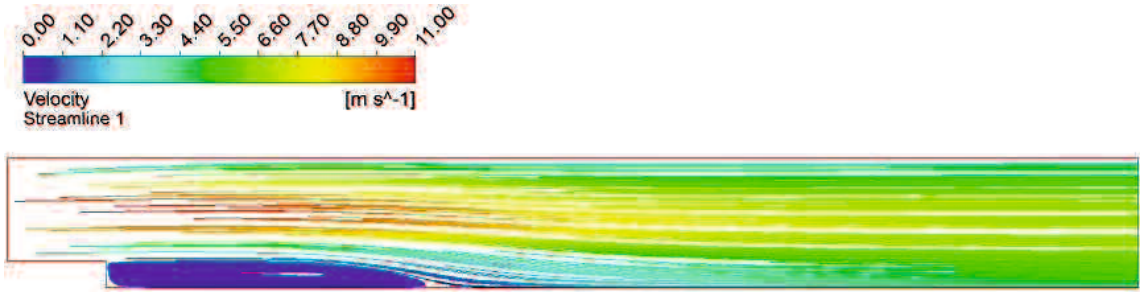
5.2.1.5 Streamline :

Les figures (5.13) illustrent les lignes de courant de la vitesse dans tout le domaine. Une zone de recirculation apparait derrière la marche. L'ampleur d'influence de la vitesse et de la hauteur sur les caractéristiques du vortex, sont indiquées dans les tableaux (1, 2, 3 ,4)

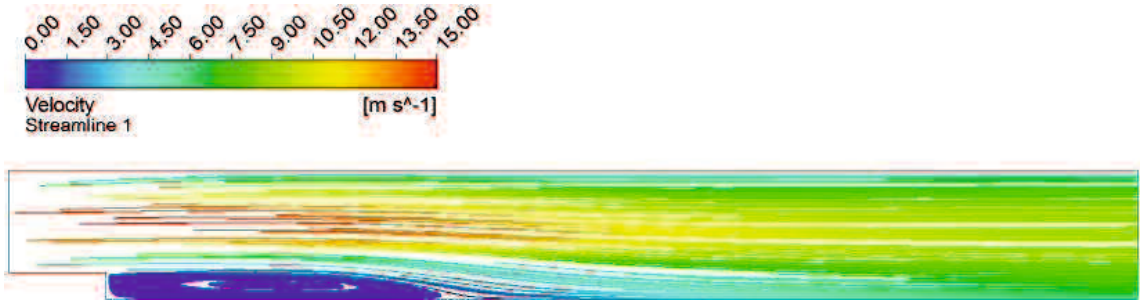
U = 5 m/s



U = 11 m/s



U = 15 m/s



U = 25 m/s

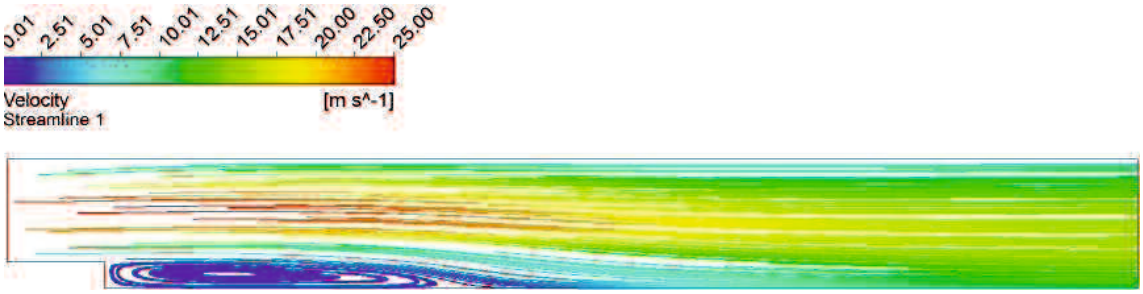


Figure 5.13 : les lingnes du courant pour differentes vitesses d'entrée

5.2.1.6 – Le graphe du coefficient de frottement:

Les figures (5.14) montrent l'évolution du coefficient de frottement en fonction de la vitesse. On remarque qu'il y a une relation inverse entre les deux, c.à.d. que lorsque la vitesse augmente le coefficient de frottement diminue.

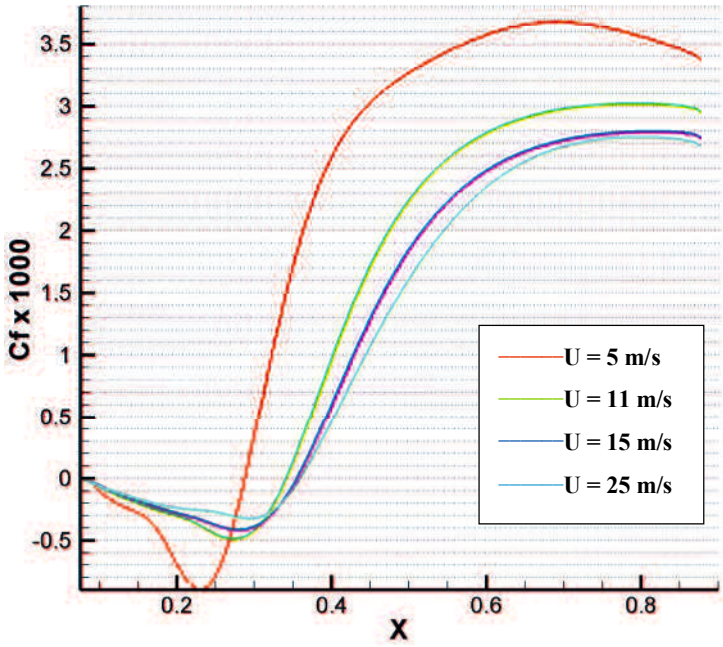


Figure 5.14 :profil de la variation du coefficient de frottement pour différentes vitesses

5 .2.1.7- Les Tableaux des points de rattachement :

	Hauteur (H)	Longueur (L)	Point de rattachement (Xr)
U = 5 m/s	0.02	0.2070	0.2830
U = 11 m/s	0.02	0.2580	0.3340
U =1 5 m/s	0.02	0.2714	0.3474
U =2 5 m/s	0.02	0.2768	0.3528

Tableau5.1*: la valeur de la longueur de rattachement pour differentes vitesses d'entrée et une taille de la marche H=0.02m*

	Hauteur (H)	**Longueur (L)**	**Point de rattachement (Xr)**
U = 5 m/s	0.038	0.1643	0.3087
U = 11 m/s	0.038	0.1746	0.3190
U =1 5 m/s	0.038	0.1797	0.3241
U =2 5 m/s	0.038	0.2084	0.3528

Tableau5.2 *: la valeur de la longueur de rattachement pour differentes vitesses d'entrée et une taille de la marche H=0.038m*

	Hauteur (H)	**Longueur (S)**	**Point de rattachement (Xr)**
U = 5 m/s	0.045	0.2153	0.3863
U = 11 m/s	0.045	0.2031	0.3741
U =1 5 m/s	0.045	0.2060	0.3770
U =2 5 m/s	0.045	0.2082	0.3792

Tableau5. 3 *: la valeur de la longueur de rattachement pour differentes vitesses d'entrée et une taille de la marche H=0.045m*

	Hauteur (H)	**Longueur (L)**	**Point de rattachement (Xr)**
U = 5 m/s	0.06	0.3025	0.5305
U = 11 m/s	0.06	0.3080	0.5360
U =1 5 m/s	0.06	0.3107	0.5387
U =2 5 m/s	0.06	0.3140	0.5420

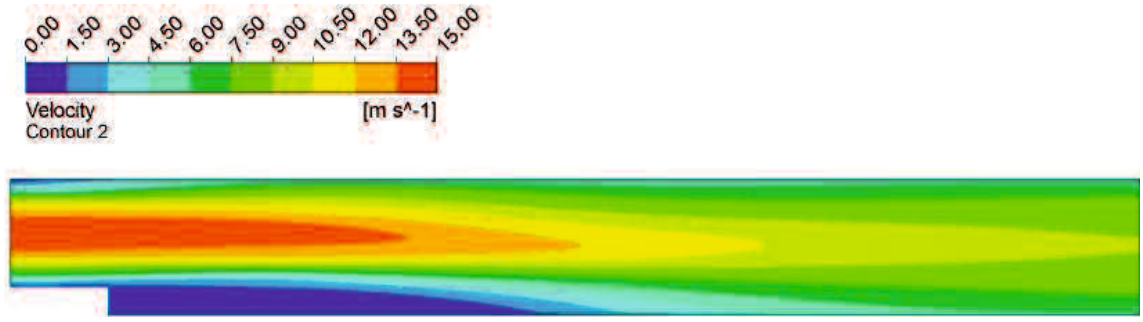
Tableau5.4 *: la valeur de la longueur de rattachement pour differentes vitesses d'entrée et une taille de la marche H=0.06m*

5.2.2 Effet de la hauteur de la marche :

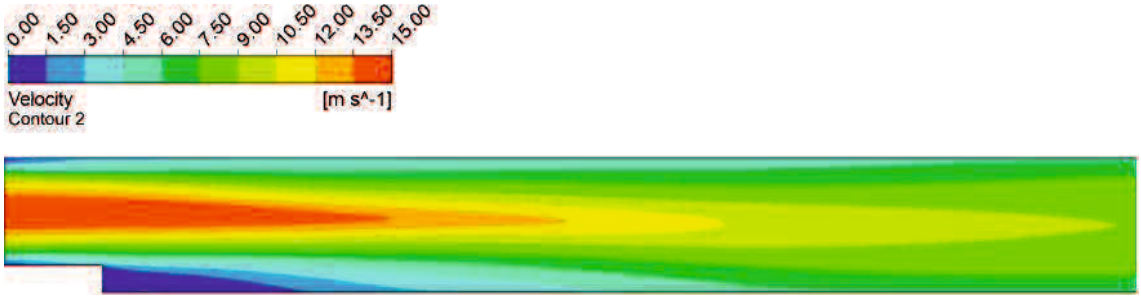
5.2.2.1 Contour de la vitesse :

Pour connaître l'effet de la hauteur de la marche, on essayera plusieurs valeurs de la hauteur avec la vitesse d'entrée constante (15m/s). La figure [5.15] représente les contours de la vitesse pour les différentes hauteurs [0.020, 0.038, 0.045, 0.060] m respectivement.

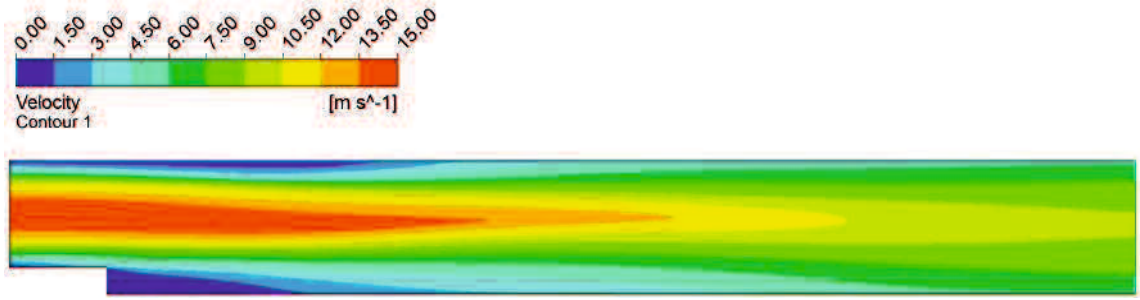
H = 0.02 m



H = 0.038 m



H = 0.045m



H = 0.06m

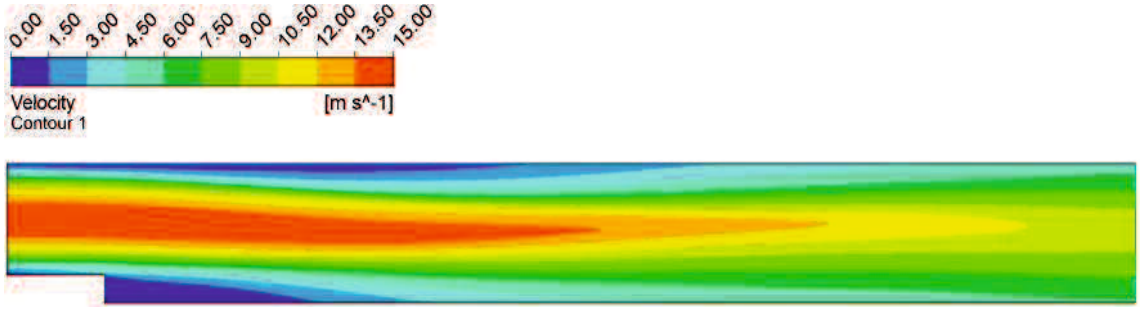


Figure 5.15 : champ de vitesse pour les hauteurs différentes vitesses d'entrée U=15m/s

Les résultats de la figure [5,15] montrent que si on augmente la hauteur de la marche, le champ de vitesse prend plus d'envergure dans la direction de la section de sortie tout en présentant une déformation progressive dans les lignes de courant dans la zone avale de la marche.

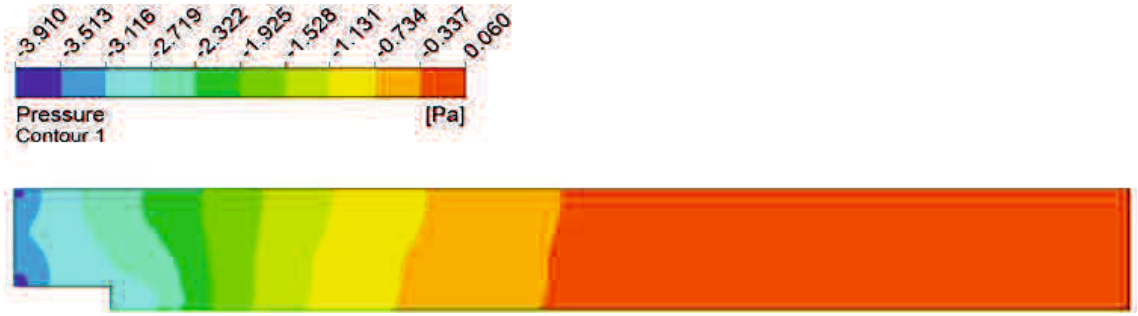
5.2.2.2 Contour de la pression :

La figure [5.16] illustrée la distribution de la pression à différentes positions du canal et révèlent clairement la relation qu'il entretient avec le changement de la hauteur.

H = 0.02 m



H = 0.038 m



H = 0.045 m



H = 0.06 m

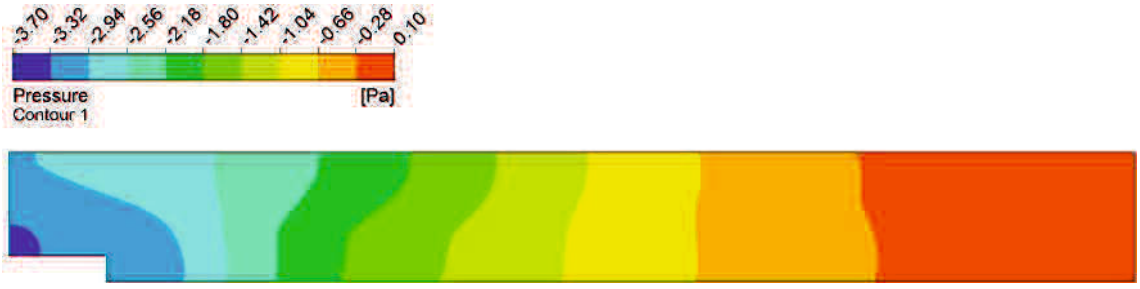
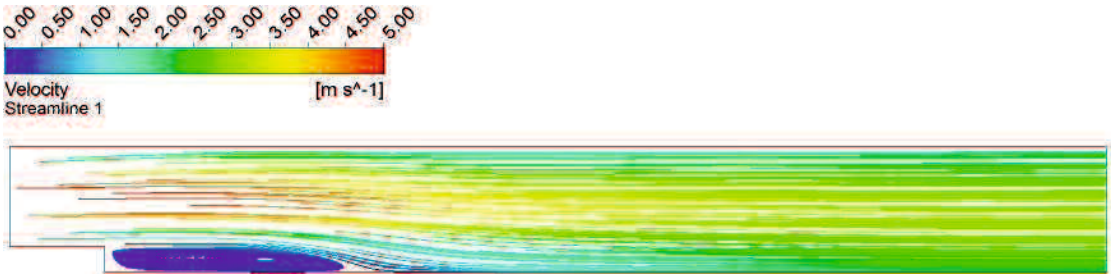


Figure 5.16 : champ de pression pour les hauteurs différentes vitesses d'entrée U=15m/s

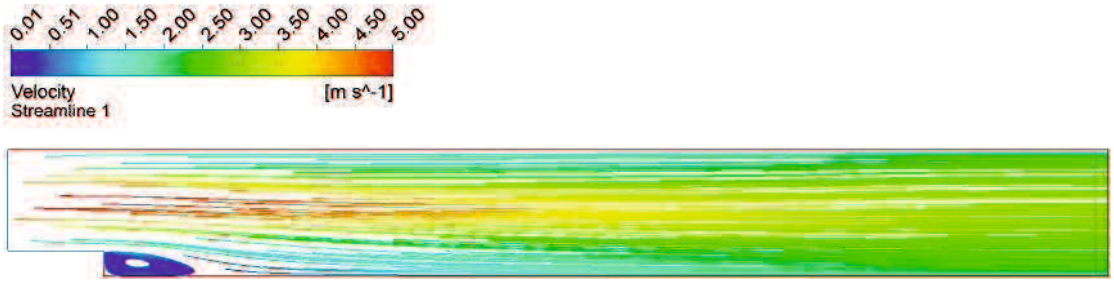
5.2.2.3 Streamline :

La figure [5.17] montre que les tailles des zones de recirculation qui varient avec la hauteur de la marche. Ceci confirme que la taille de la zone de recirculation augmente avec l'augmentation de la hauteur.

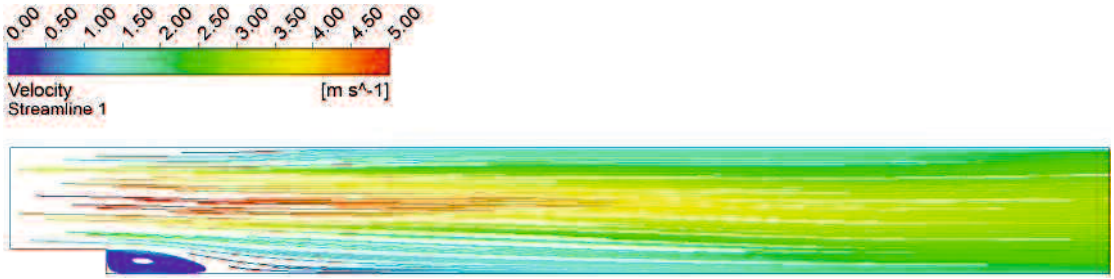
H = 0.02 m



H = 0.038 m



H = 0.045 m



H = 0.06 m

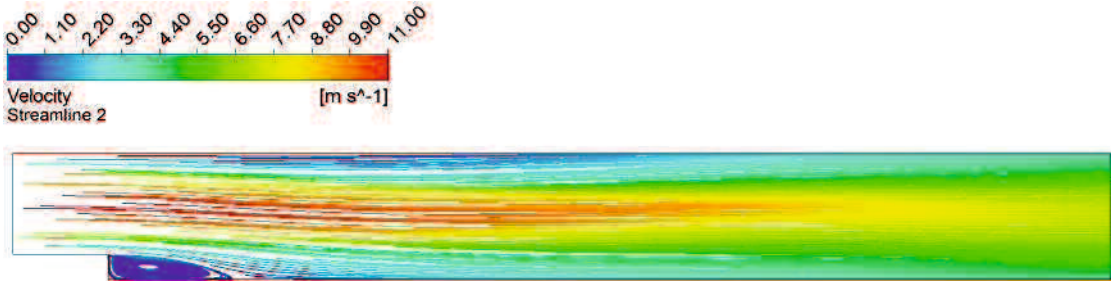


Figure 5.17: les lignes du courant pour les hauteurs différentes vitesses d'entrée U=15m/s

5.2.2.4 Tableau de point de rattachement :

	Hauteur (H)	**Longueur (L)**	**Point de rattachement (Xr)**
U = 5 m/s	0.020	0.2714	0.3474
U = 5 m/s	0.038	0.1797	0.3241
U =5 m/s	0.045	0.2060	0.3770
U =5 m/s	0.060	0.3107	0.5387

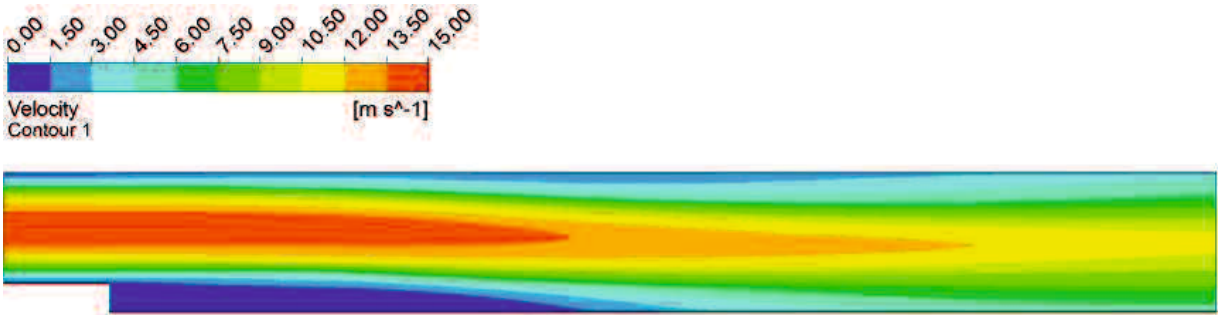
Tableau5.5: *la valeur de la longueur de rattachement pour chaque taille de la marche et la vitesse d'entrée U=05m/s*

5.3-*Partie II - Choix du modèle SST K−ω :*

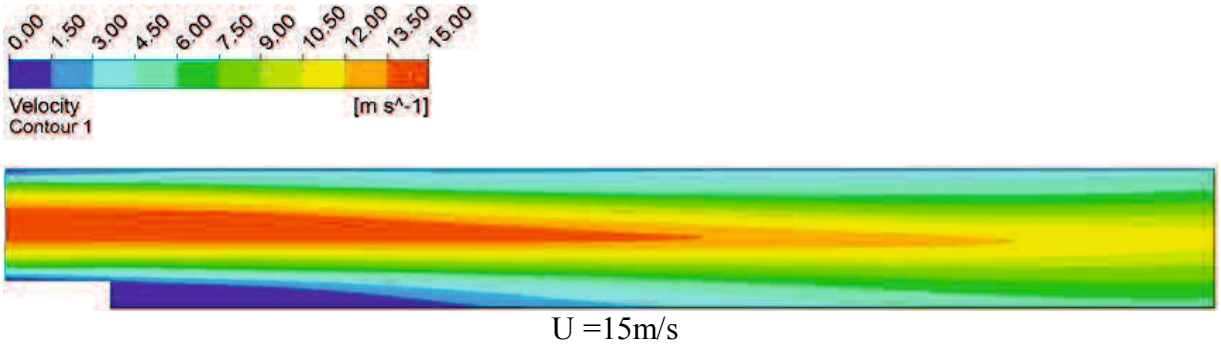
5.3.1- Effet de l'intensité de la vitesse d'entrée

5.3.1.1-Contour de la vitesse :

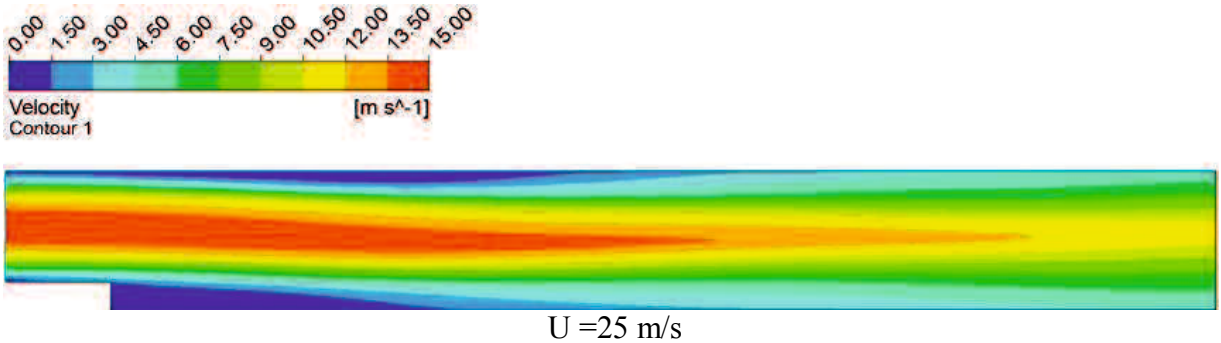
U = 5m/s



U = 11m/s



U =15m/s



U =25 m/s

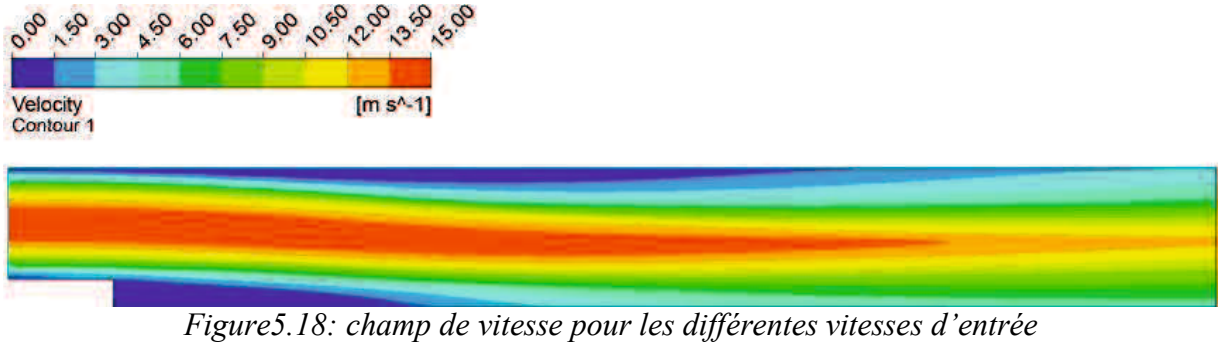


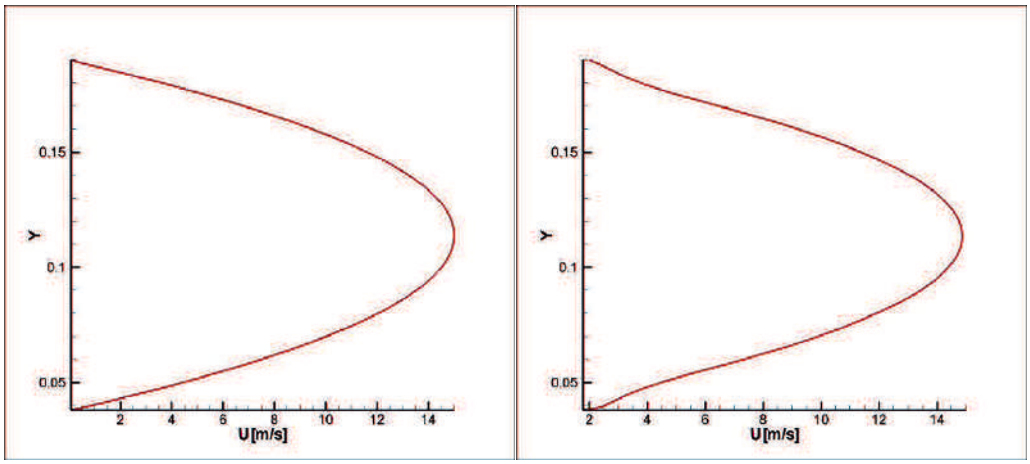
Figure5.18: champ de vitesse pour les différentes vitesses d'entrée

Les figures [5.18] montrent les différentes zones de vitesse où la vitesse est à son maximum à l'entrée et ensuite commence à diminuer, comme indiqué dans les figures [5.19], ceci est dû à l'influence de la zone de la recirculation.

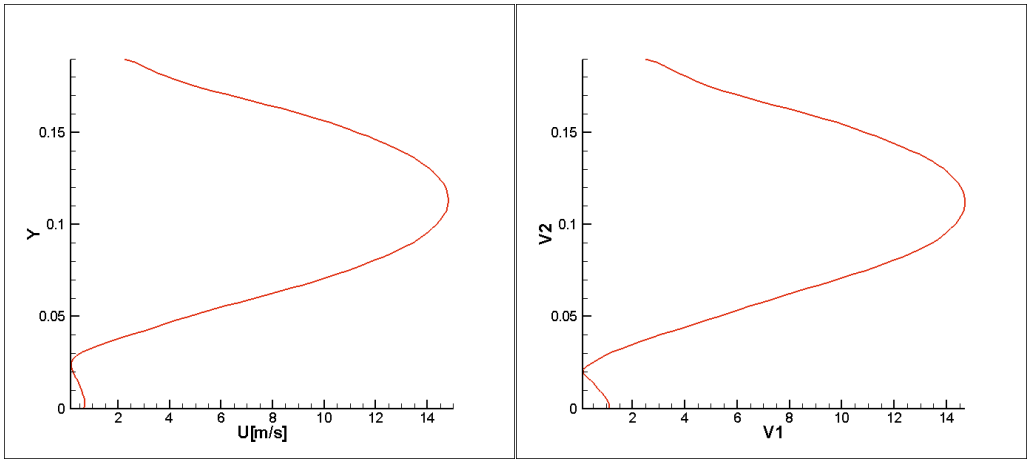
5.3.1.2-Les graphes de la vitesse :

1-pour U = 15 m/s

Ligne 1 Ligne 2



Ligne 3 Ligne 4



Ligne 5 Ligne 6

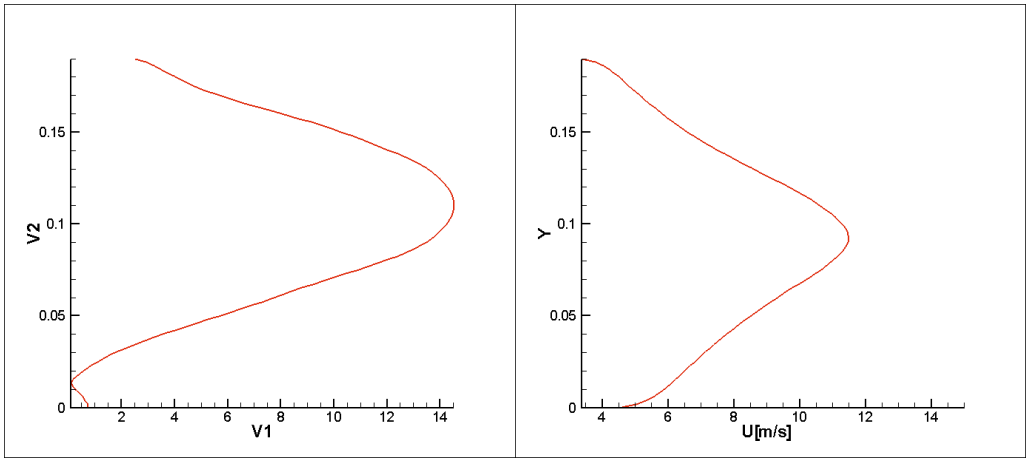


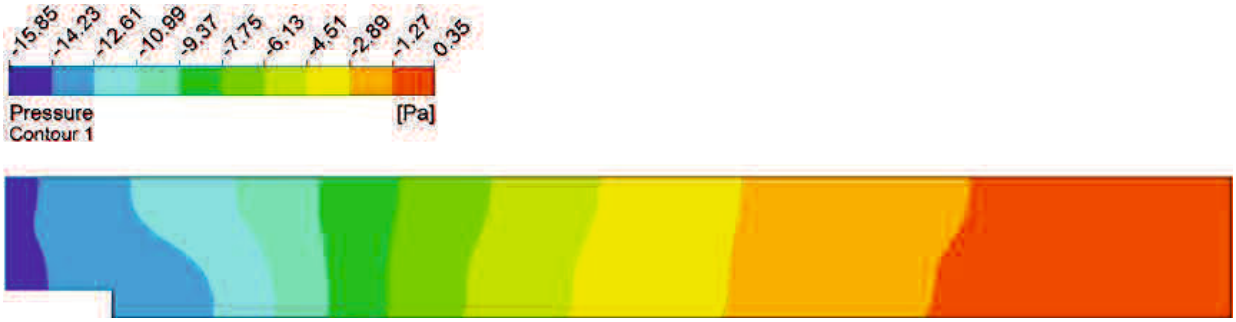
Figure 5.19 : profil de vitesse pour des lignes différentes et vitesse d'entrée U= 15m/s

5.3.1.3-Contour de la pression :

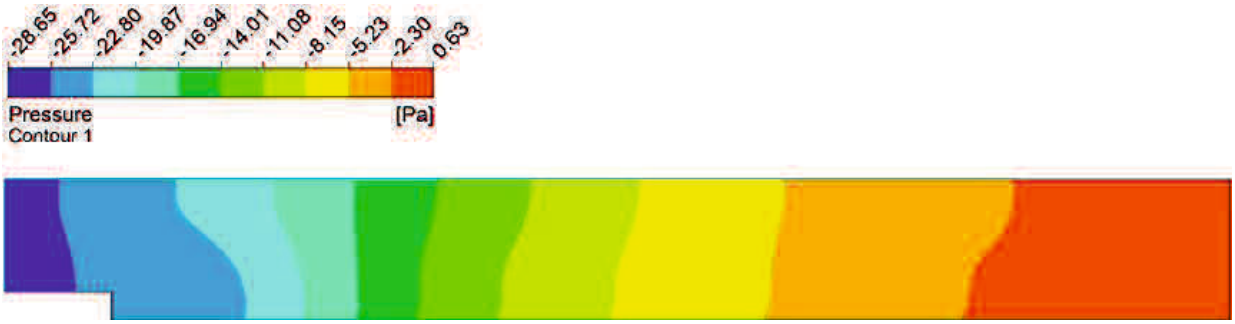
U =5m/s



U =11m/s



U = 15m/s



U =25m/s

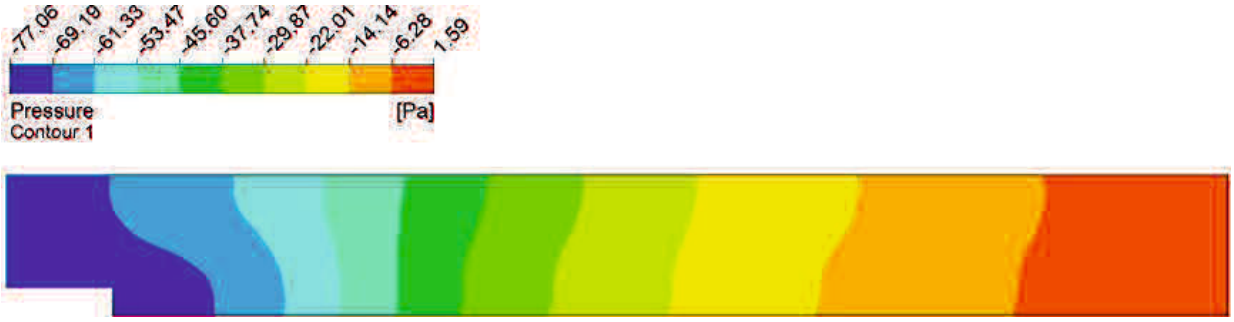


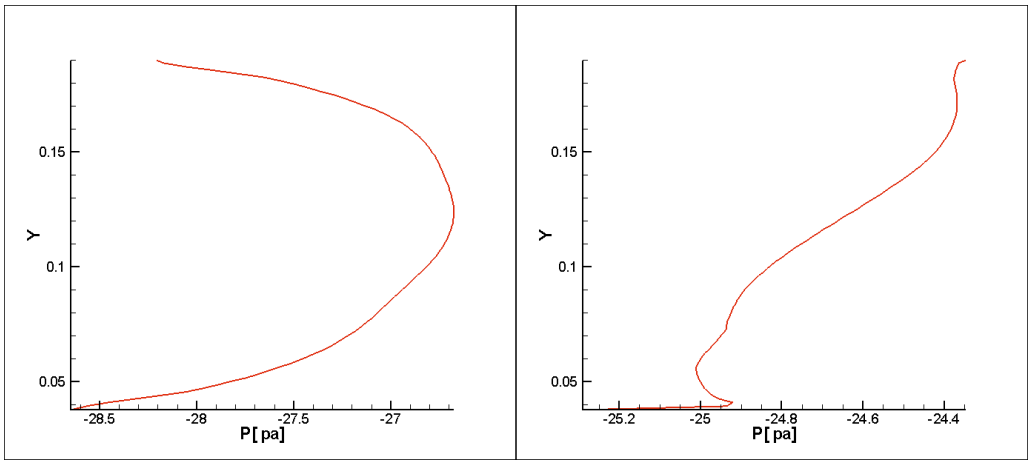
Figure 5.20 : champ de pression pour différentes vitesse d'entrée

Les figures [5.20] montrent que l'augmentation de la vitesse conduit à une diminution de la pression et illustrent des zones de haute pression qui sont en rapport avec la vitesse d'entrée aussi.

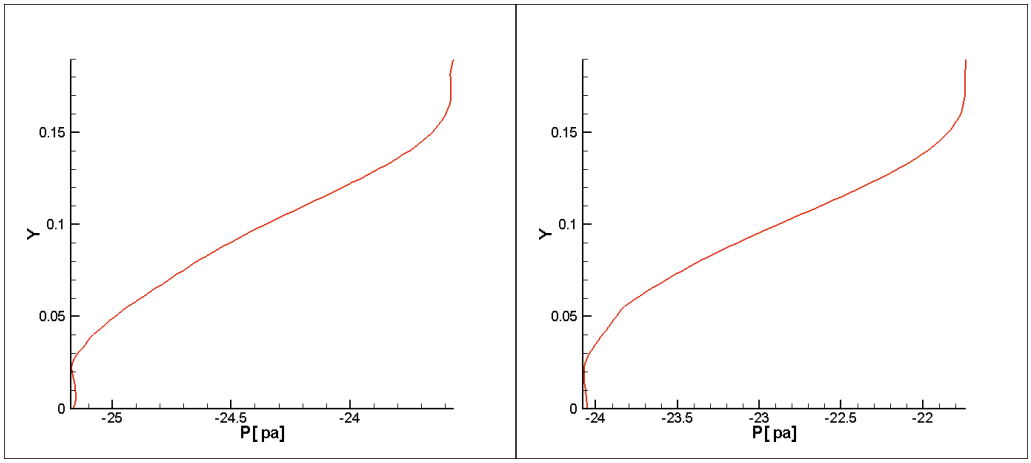
5.3.1.4-Les graphes de la pression :

1-pour U = 15 m/s

Ligne 1 Ligne 2



Ligne 3 Ligne 4



Ligne 5 Ligne 6

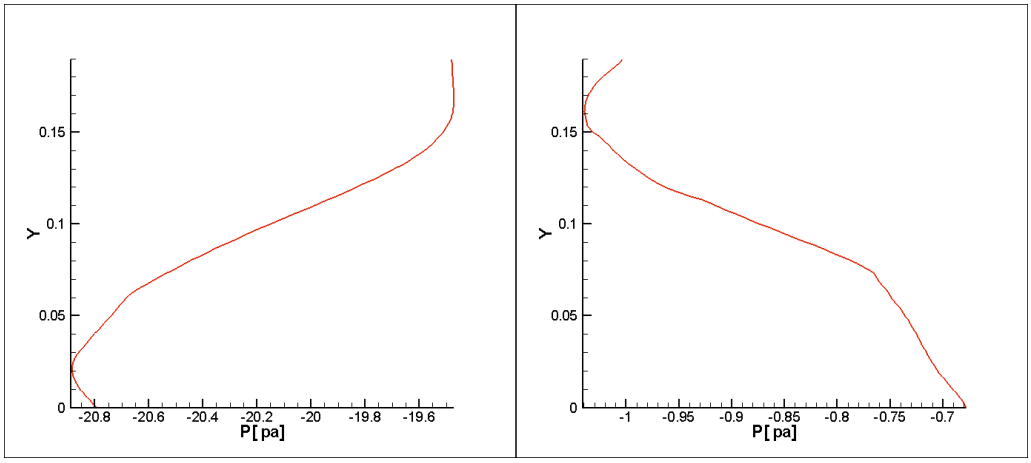


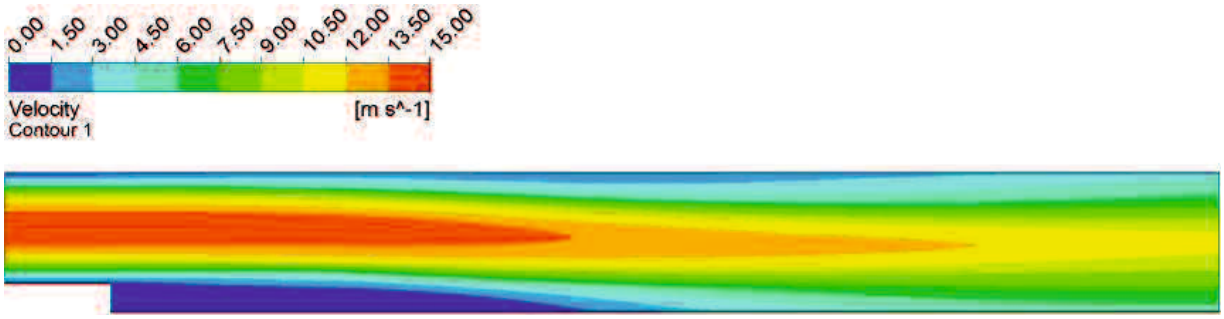
Figure 5.21 : profil de pression pour des lignes différentes et vitesse d'entrée U=15m/s

5.3.2-Effet de la hauteur de la marche :

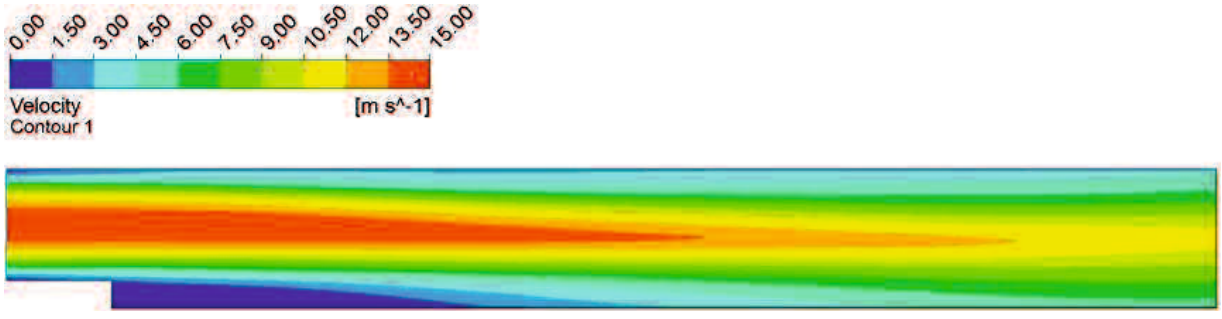
Nous nous sommes intéressés, dans cette partie à l'effet de la hauteur pour une vitesse constante (15 m/s) à l'entrée.

5.3.2.1-Contour de la vitesse :

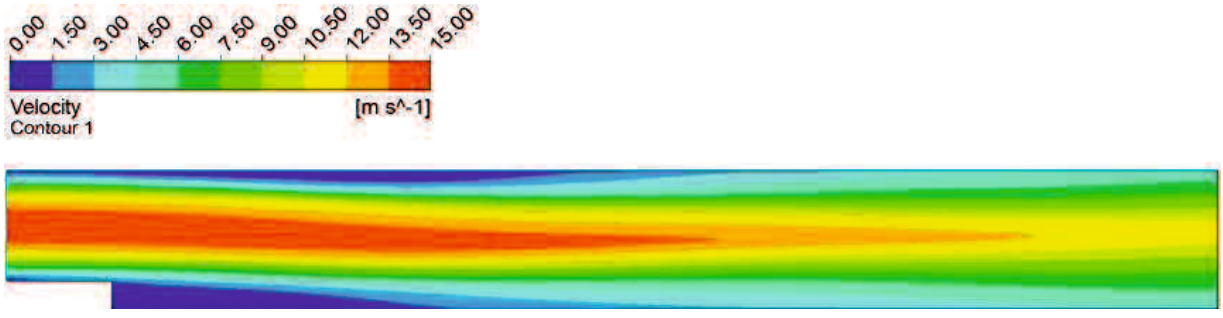
H = 0.02 m



H = 0.038 m



H = 0.045 m



H = 0.06 m

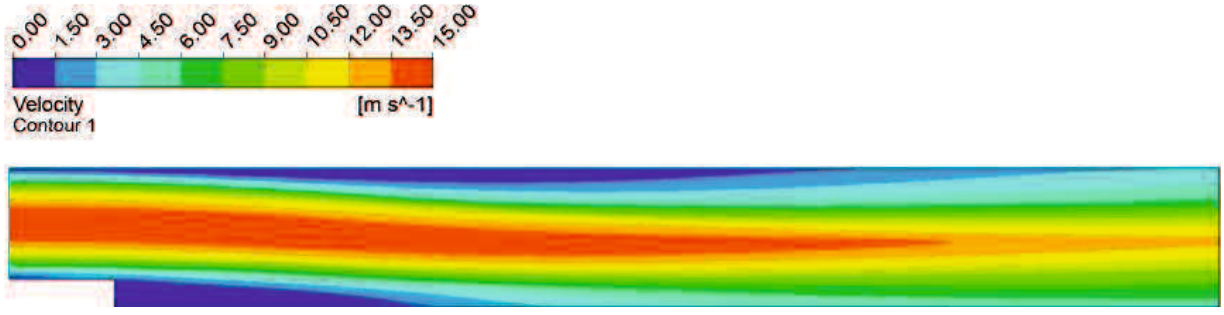
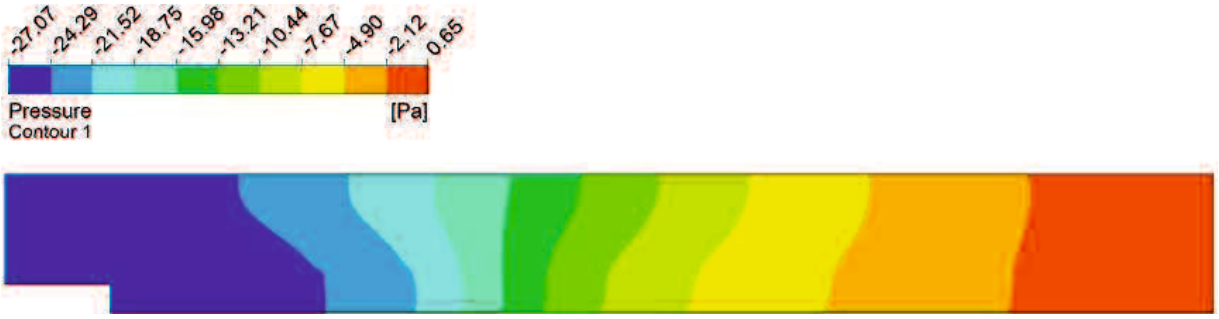


Figure5.22 : champ de vitesse pour des différentes hauteurs et la vitesse d'entrée U =15m/s

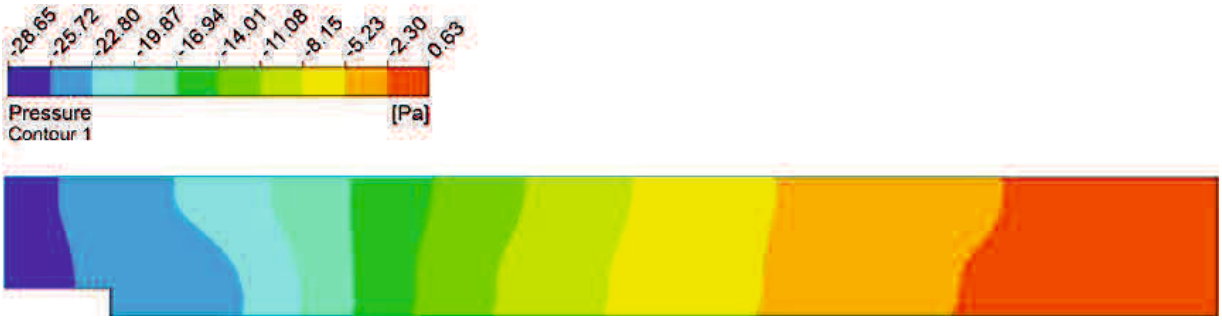
Les figures [5.22] montrent l'influence de la hauteur sur la vitesse, Chaque fois qu'on augmente la hauteur, on remarque l'apparition de zone de stagnation près des parois d'une part, et d'autre part on note que une augmentation de la zone des vitesses élevées.

5.3.2.2-Contour de la pression :

H = 0.02 m



H = 0.038 m



H = 0.045 m



H = 0.06m

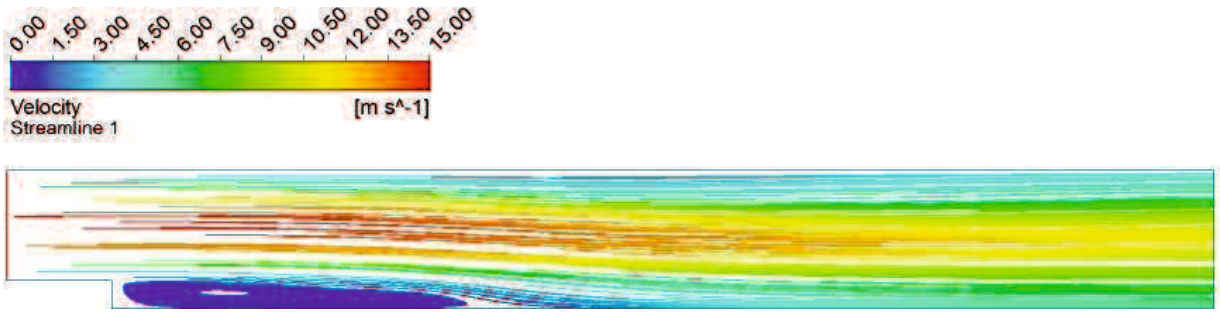


Figure5.23: champ de pression pour des hauteurs différentes et la vitesse d'entrée U=15 m/s

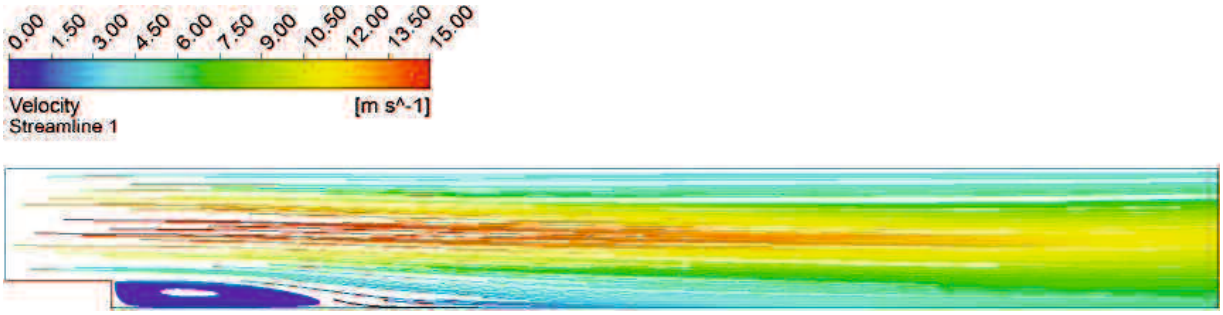
La figure [5.23] montre les contours de la pression résultants pour les hauteurs (0.02, 0.038, 0.045, 0.06) m respectivement. On remarque pour la hauteur (0.02 m) que la pression reste constante à l'entrée du canal jusqu' après la zone de recirculation

5.3.2.3-Streamline :

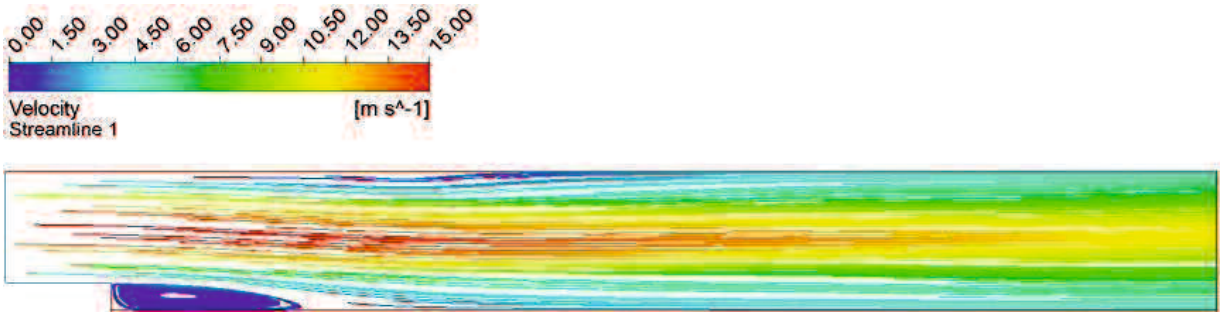
H = 0.02 m



H = 0.038 m



H = 0.045 m



H = 0.06 m

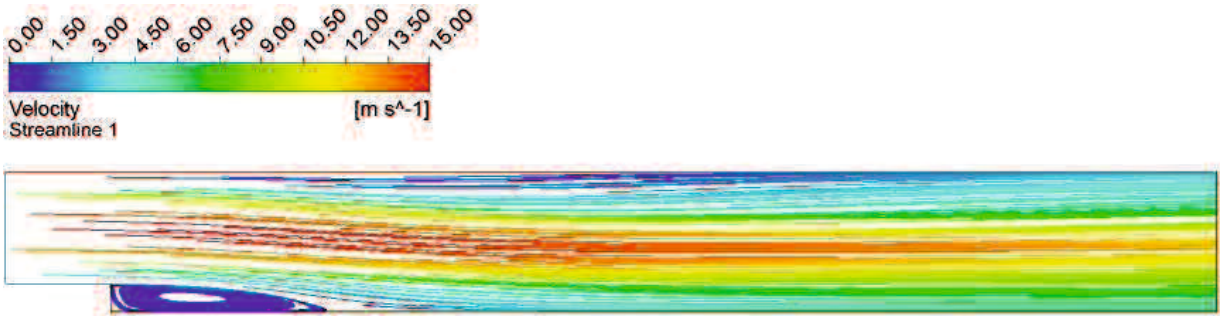


Figure5.24: les lignes du courant pour des hauteurs différentes et la vitesse d'entrée U=15m/s

Nous représentons sur les figures [5.24] le comportement et la structure de l'écoulement derrière la marche descendante. On remarque l'importance de la hauteur et son effet sur l'augmentation de la zone de recirculation.

5.3.2.4-Les Tableaux des points de rattachement :

	Hauteur (H)	Longueur (L)	Point de rattachement (Xr)
U = 05 m/s	0.038	0.2768	0.3960
U = 11 m/s	0.038	0.3337	0.4576
U = 15 m/s	0.038	0.3433	0.4781
U = 25 m/s	0.038	0.4821	0.5038

Tableau5.6 : *la valeur de la longueur de rattachement pour differentes vitesses d'entrée et une taille de la marche H=0.038m*

	Hauteur (H)	Longueur (L)	Point de rattachement (Xr)
U = 15 m/s	0.020	0.2768	0.3528
U =15 m/s	0.038	0.3337	0.4781
U =15 m/s	0.045	0.3433	0.5143
U =15 m/s	0.060	0.4821	0.7101

Tableau5.7: *la valeur de la longueur de rattachement pour chaque taille de la marche (U=15m/s)*

La figure (5.25) présente une comparison entre les modèle étudiée (k-ε et SST k-ω) et le modèle expérimental ,nous remarquons que le graphe de la modèle k-ε plus proche.

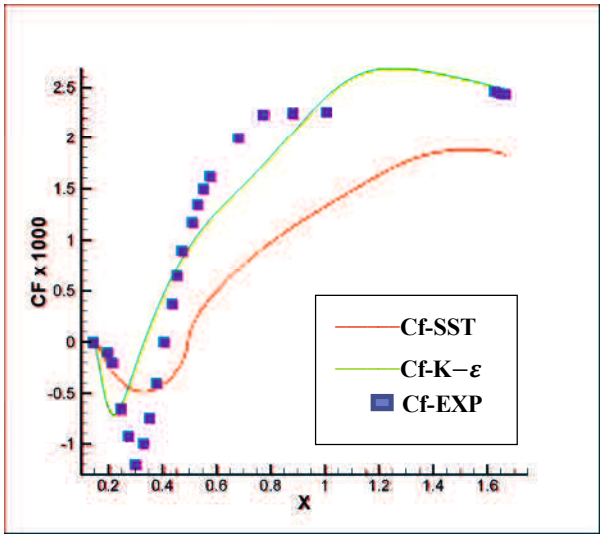


Figure5.25 : comparaison des coefficients de frottement avec l'expérimental

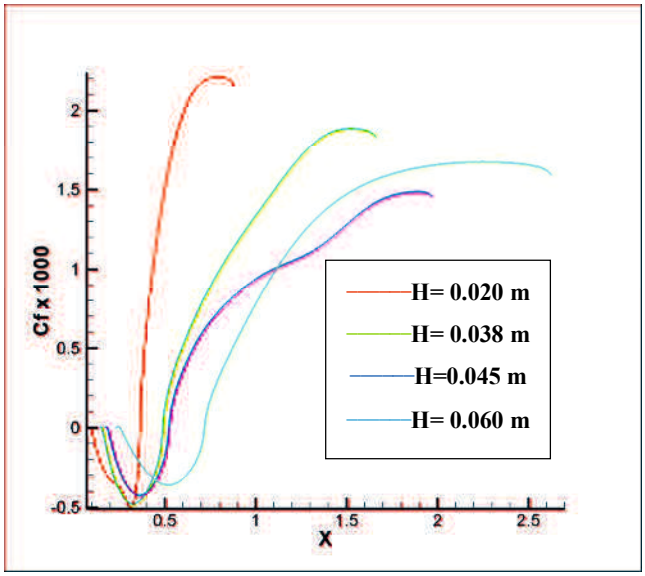


Figure5.26 : profil de la variation du coefficient de frottement pour leshauteurs différentes Et la vitesse d'antrée U= 15m/s

5.3.2.5-Comparison :

Par comparaisin des resultats des deux modèles de turbulence utilisés, on a remarqué quelques points de différence et qui apparaissent clairement dans le champ de pression, le champ de vitesse et la zone de recirculation .

On voit une légère différence dans la zone de recirculation. Pour les champ de pression, nous notons que le modèle SST k-ω donne une pression constante sur une distance plus longue que le modèle k-ε comme indique dans les figures(5.7,5.23) et cela crée une différence de vitesse entre les deux modèles, comme le montre les figures (5.1,5.22).

On donne dans le tableau ci-dessus les caracteristiques de la zone de recirculation derrière la marche descendante pour une vitesse donnée (15m/s à titre d'exemple) pour les deux modèles de turbulence.

15 m/s	Hauteur (H)	Longueur (L)	Point de rattachement (Xr)
$\boldsymbol{k-\varepsilon}$	0.020	0.2714	0.3474
$\boldsymbol{SST\ k-\omega}$	0.020	0.2768	0.3528

Tableau5.8 : tableau de comparaison de la valeur de la longueur de rattachement pour les deux modèles

Conclusion Générale

Conclusion générale :

L'objectif principal de cette étude était l'étude numérique d'un écoulement turbulent incompressible en régime permanent en aval d'un élargissement brusque d'un canal de section rectangulaire avec une paroi sans flux chaleur. On a utilisé deux modèles de turbulence k-ε et SST k-ω.

Par ailleurs, pour faire cette simulation numérique, on a utilisé un code CFD qui est Ansys CFX version 14.0, basé sur la méthode des éléments finis, afin de résoudre les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et les équations de turbulences qui gouvernent notre modèle physique.

Et afin de bien cerner la problématique de brusque élargissement de la section qui provoque un gradient de pression inverse qui conduit à une séparation de l'écoulement, avec l'apparition d'une zone de recirculation derrière la marche, on a étudié l'effet de la section d'entrée et l'effet de vitesse d' entrée.

Apres cette étude, on conclue les principales remarques :

- ✓ L'existence d'une zone de recirculation, comme les contours de la vitesse et la fonction de courant l'ont montré. Sa taille augmente avec l'augmentation de la vitesse d'entrée et la hauteur de la marche pour les deux modèles de turbulence.
- ✓ La valeur minimale du coefficient de frottement croît avec l'augmentation du rapportd'expansion. Cette valeur minimale se localise à l'intérieur de la zone de recirculation.
- ✓ L'abscisse Xr du point de recollement se déplace en aval de la marche lorsque le rapport d'expansion augmente.
- ✓ La valeur du coefficient varie en fonction de la variation de la vitesse. On a remarqué une nette différence selon le modèle de turbulence appliqué.
- ✓ En effet, la courbe du coefficient de frottement pour k-ε est plus proche de la courbe expérimentale.
- ✓ Pour les mêmes conditions d'entrée et la même configuration, on constaté une nette différence dans la taille de la zone de la recirculation si on change de modèle turbulence.

REFERENCE BIBLIOGRAPHIQUES

[1] GONG. S. C, LIU. R. G, CHOU. F. C, CHIANG. A. S. T, ‘‘Chiang Experiment and Simulation of the Recirculation Flow in a CVD Reactor for Monolithic Materials’’ (1996)

[2] CHIANG. T.P., TONY W.H. SHEU, FANG. C.C, ‘‘Numerical investigation of vortical evolution in a backward-facing step expansion flow’’, Applied Mathematical Modelling 23 (1999) 915-932

[3] ARMALY. B.F, LI. A, NIE. J.H; ‘‘Measurements in three-dimensional laminar separated flow’’, International Journal of Heat and Mass Transfer 46, 3573–3582. 2003.

[4] SAVOIE. R, ‘‘Étude numérique d'écoulements de fluides par une méthode vortex : la marche descendante et les cavités sur les ailes de papillons’’, thèse de doctorat, Université de Sherbrooke, Canada, 1996.

[5] MARRANO. R, ‘‘Analyse numérique de l’écoulement turbulent se développant derrière une marche descendante par simulation des grandes échelles’’, thèse de doctorat, Université Montréal, Canada, 2001.

[6] ARMALY. B.F, DURST. F, PEREIRA. J.C.F AND SCHONUNG. B, ‘‘Experimental and therrical investigation of backward-facing step flow’’, J.Fluid Mech 127, 473-496, 1983.

[7] ROME. C, ‘‘Une méthode de raccordement de maillages non-conformes pour la résolution des équations de Navier-Stokes’’, thèse de doctorat, Université Bordeaux I, France, 2006.

[8] GLOCKNER. S, ‘‘Contribution à la modélisation de la pollution atmosphérique dans les villes’’, thèse de doctorat, Université Bordeaux I, France, 2000.

[9] KOUAKOU DONATIEN N'DRI, ‘‘Formulation éléments fini espace-temps pour les équations de Navier-Stokes’’, thèse de doctorat, Université de Montréal, Canada, 2001.

[10] N. Boulkroune, ‘‘Etude numérique de la convection naturelle laminaire dans un canal vertical comportant un élargissement brusque’’. Department de chimie industrielle, article, Université Mentouri Constantine. Algérie, 2005.

[11] XIAOMIN XIE, ‘‘Impact of building facades and groud heating on wind flow and pollutant transport in street cayons’’. Journal of Atmospheric Environment 41 (2007) 9030-9049.

[12] N.Nait Bouda, C. Rey et R.Schiestel, ‘‘Relaxation de l’écoulement derrière une marche descendante -effet de la structure de l’écoulement entrant’ ’article, Institut de

Recherche sur les Phénomènes Hors Equilibre(IRPHE), UMR 6594, CNRS Technopôle de Château Gombert, 49 rue F. Joliot-Curie, 13384 Marseille Cedex 13, (France), (2009).

[13] CORNLIA WEVERS, ‘‘Numerical modelling of pollution dispersion from partly open industrial halls using a Lagrangian particle tracking method’’. The Fifth International Symposium on Computational Wind Engineering (CWE2010) Chapel Hill, Noth Carolina, USA.

[14]GUEZMIR SIHEME^{a}, BENABID TAHAR^{b}‘Etude expérimentale et numérique d’un écoulement en aval d’une marche descendante ‘a. b. Laboratoire de Mécanique des Fluides’’, Faculté de Physique, article, Université Houari Boumediene, B.P. 32, El-Alia, Bab Ezzouar, ALGER, ALGERIE. (2013).

[15] LAUNDER, B.E., & Spalding, D.B., ‘‘The numerical computation of turbulent flows. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering’’, 3, 269-289, 1974.

[**16] Chen, H.C. & Patel, V.C**., ‘‘Near-wall turbulence models for complex flows including separation’’. *AIAAJ,* **vol. 26**, pp.641-648, 1988.

[17] Jones, W.P. & Launder, B.E., ‘‘The prediction of laminar ization with a two-equation model of turbulence’’. *Int. J. Heat Transfer*, **vol. 15**, pp.301-313, 1972.

[18] Chen, Y.S. & Kim, S.W., ‘‘Computation of turbulence flows using an extended k-ε turbulence closure model’’. *NASA Contractor Report,* **n° CR-179204**, 1987.

[19] Yakhot, V. & Smith, L.M., ‘‘The renormalization group, the ε-expansion and derivation of turbulence models’’. *J. Sci. Comput.*, **vol. 7**, pp.35-61, 1992.