

*République Algérienne Démocratique et Populaire*  
Ministère de l'Enseignement Supérieur  
et de la Recherche Scientifique

**Ecole Nationale Polytechnique**



*DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE*

**Projet de fin d'étude**

En vue de l'obtention du

**Diplôme d'Ingénieur d'Etat**

**En Génie Mécanique**

**Thème**

**Analyse aérothermique de systèmes à  
éjection dans une cellule d'essais  
pour moteurs propulsifs**

Proposé et dirigé par :

**Dr.A.Smaïli**

Etudié par :

**Aissam HOUCHI**

*Promotion : juin 2008*

E.N.P. 10, AVENUE HASSEN BADI, EL-HARRACH, 16200 ALGER

## ملخص:

في هذه المذكرة نعرض نموذجا رقميا لغرض التنبؤ بأداء أنظمة الإخراج الهوائية. يتم اعتبار معادلات الحركة (Navier-stokes) ومعادلة الطاقة لوصف على التوالي جريان الغازات عبر نظام الإخراج و المبادلات الحرارية الناتجة. مؤثر الجريان المضطرب ممثل بالنموذج (k-ε). محصلة هذه المعادلات تعطينا نموذجا رياضيا نقوم بمعالجته بواسطة البرنامج فلونت (Fluent) للقيام بالمحاكاة الرقمية لنظام الإخراج لمحرك نفاث. و قمنا بتحليل الأداء الحراري الهوائي من أجل عدة شروط اشتغال مختلفة. و لاحظنا تناسقا جيدا بين النتائج الرقمية و التحليلية.

كلمات مفتاحية : المحاكاة الرقمية، أنظمة الإخراج الهوائية، الجريان المضطرب.

## Résumé :

Dans ce mémoire on propose une méthode numérique pour la prédiction des performances des systèmes à éjection. Pour ce faire, les équations de Navier-Stokes et d'énergie sont considérées pour décrire respectivement l'écoulement des gaz à travers l'éjecteur et les échanges de chaleur résultant. L'effet de la turbulence de l'écoulement est introduit à l'aide du modèle k-ε. Le modèle mathématique résultant est implanté dans Fluent. Les simulations ont été effectuées pour un système d'éjection résultant d'un moteur propulsif placé dans une cellule d'essais. La performance aérothermique de l'éjecteur a été analysée d'une façon détaillée, pour différentes conditions d'opération. De bonnes concordances entre les résultats numériques et ceux obtenus par les méthodes analytiques ont été notées.

**Mots clé:** Simulation numérique, Ejection, Ecoulement turbulent, Modèle k-ε.

## Abstract:

In this memory, we present a numerical method for the prediction of the ejection system performances. The Navier-Stokes and energy equations are considered to describe respectively the gas flow through the ejector and the heat transfers resulting. The effect of the flow turbulence is introduced using the k-ε model. The resulting mathematical model has been solved by Fluent. The simulations have been performed for ejection system resulting from propulsive engine in the cell test. The aerothermal performance of the ejector has been analysed in details, for different operation conditions. Good agreements have been noted between simulation results and those obtained by analytical methods.

**Keywords:** Numerical simulation, Ejection, Turbulent flow, k-ε Model.

## *Remerciements*

Louanges au bon Dieu qui m'a donné la foi et le courage de mener à bien ce modeste travail.

Ce travail a été effectué à l'Ecole Nationale Polytechnique d'Alger sous la direction de Monsieur **A.Smaïli**, Maître de conférences, à qui je désire exprimer ma profonde reconnaissance et mes sincères remerciements. Sans son soutien, le travail accompli, le savoir acquis et l'aventure n'auraient pas été possibles.

Je tiens à remercier Monsieur **Hanchi**, Professeur à l'Ecole Militaire Polytechnique de Bordj El-bahri, Alger, d'avoir accepté de nous aider dans ce travail et de nous avoir donné l'accès à son laboratoire pour utiliser Fluent.

Je remercie vivement Monsieur **BENNOUR** et Monsieur **BENBRAIKA**, d'avoir accepté de juger mon travail.

Je tiens à remercier les enseignants du département de génie Mécanique qui ont participé à ma formation tout au long de ces trois années d'études.

Enfin je remercie toute personne qui a participé de près ou de loin à la réalisation de ce modeste travail.

# Dédicaces

A ceux qui n'ont jamais cessé de m'encourager et  
de me soutenir, à ceux qui leur amour m'a donné  
la volonté d'aller toujours de l'avant,

A mes très chers parents, que Dieu les protège

A mes très chers frères, A mes très chères sœurs,

A toute ma famille,

A tous mes amis

Et A tous mes collègues

Je dédie ce travail

Aissam.

# Tables des matières

Table des matière .....	iv
Nomenclature .....	vii
Liste des tableaux .....	ix
Liste des figures .....	x

<b>Introduction .....</b>	<b>1</b>
---------------------------	----------

## **Chapitre 1 : Généralités**

1.1. Principe de fonctionnement .....	4
1.2. Applications industrielles .....	4
1.2.1. Réfrigération à jet de vapeur .....	4
1.2.2. Augmentation de poussée .....	5
1.2.3. Amélioration de performance de turbine .....	6
1.2.4. Rétablissement de la vapeur du gaz naturel .....	6
1.2.5. Transport des solides .....	7
1.3. Revue bibliographique.....	8
1.4. modèle mathématique .....	11
1.4.1. Equation de continuité .....	11
1.4.2. Equations de conservation de quantité de mouvement .....	12
1.4.3. Modèle k- $\epsilon$ .....	12
1.4.3.1. Equation de transport de l'énergie cinétique turbulente .....	12
1.4.3.2. Equation de transport du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente .....	13
1.4.4. Equations de Conservation de l'Energie .....	14
1.4.5. Equations d'état .....	14

## **Chapitre 2 : Méthode numérique**

2.1. Généralités .....	15
2.2. Présentation de FLUENT et Gambit .....	16
2.3. Le maillage .....	16
2.4. Résolution numérique : - Méthode des volumes finis.....	18
2.5. Discrétisation .....	19
2.5.1. Linéarisation de l'équation discrétisée .....	20
2.5.2. Sous relaxation .....	20
2.6. Discrétisation de l'équation de quantité de mouvement .....	20
2.6.1. Schéma du premier ordre amont .....	21
2.6.2. Schéma du second ordre amont .....	21
2.7. Interpolation de la pression.....	21
2.7.1 Schéma Standard .....	22
2.7.2. Schéma du second ordre .....	22
2.7.3. Schéma PRESTO (option de pression décalée) .....	22
2.8. Discrétisation de l'équation de continuité .....	22
2.9. Couplage Vitesse –Pression .....	22
2.10. Procédure de Résolution .....	23
2.11. Algorithme de calcul .....	24

## **Chapitre 3 : Résultats et discussions - Ecoulement laminaire:**

3.1. Choix du maillage.....	26
3.1.1. Comparaison des résultats de la pression statique à l'axe.....	27
3.1.2. Comparaison des profils de vitesse .....	29
3.2. Comparaison avec Bernoulli.....	32
3.2.1. L'équation de Bernoulli.....	32
3.2.2. Les résultats de fluent .....	33
3.2.3. La comparaison.....	35
3.3. développement de l'écoulement.....	35
- Détermination de la longueur de développement.....	36

## **Chapitre 4 : Résultats et discussions - Ecoulement turbulent:**

4.1. Les données.....	38
4.1.1. Les dimensions.....	38
4.1.2. Le maillage.....	38
4.1.3. Le modèle de la turbulence.....	38
4.1.4. Les propriétés des fluides: $C_p, \mu, k$ .....	39
4.1.5. Les simulations.....	45
4.2. Les résultats : .....	46
4.2.1. La vitesse axiale.....	46
4.2.2. La température .....	48
4.2.3. L'enthalpie totale .....	50
4.2.4. L'entropie .....	51
4.2.5. La pression statique .....	53
4.3. La puissance d'éjection .....	54
4.4. La performance de l'éjecteur .....	55
4.5. Conclusion.....	56
<b>Conclusion générale</b> .....	<b>57</b>
<b>Bibliographie</b> .....	<b>59</b>
<b>Annexe A : Présentation des logiciels Fluent et Gambit</b> .....	<b>63</b>
A.1. Préprocesseur GAMBIT .....	63
A.2. Interface de GAMBIT .....	63
A.3. Code FLUENT .....	65
A.4. Interface du code fluent .....	65
A.5. Procédure de Résolution .....	66
<b>Annexe B : Configuration de Fluent pour un cas turbulent, (<math>V_s/V_p=0.2</math>)</b> .....	<b>69</b>

# Nomenclature

$C_p$	Chaleur spécifique du fluide à pression constante [ $J/Kg \cdot K$ ]
$k$	Conductivité thermique du fluide [ $W/m \cdot K$ ]
$T$	Température statique [K]
Re	Nombre de Reynolds
$L_{ej}$	longueur de l'éjecteur [m]
$L$	longueur de la conduite de cellule d'essais [m]
$d_p$	diamètre de l'entrée primaire [m]
$D$	diamètre total de l'éjecteur [m]
$V_s$	La vitesse du flux secondaire [m/s]
$V_p$	La vitesse du flux primaire [m/s]
$P$	pression statique [ $N/m^2$ ]
$U$	la vitesse axiale [m/s]
$V_m$	la vitesse moyenne [m/s]
$R$	le rayon de la conduite [m]
$A$	la section de passage. [ $m^2$ ]
$Q$	le débit volumique [ $m^3/s$ ]
$L_e$	la longueur de développement de l'écoulement [m]
$\dot{m}$	Le débit massique [kg/s]
$X$	la fraction massique.
$h_t$	l'enthalpie totale [J/kg]
$\dot{W}$	La puissance [W]
$S$	l'entropie [J/kg.K]
$C_D, C_{\epsilon 1}, C_{\epsilon 2}, C_{\mu}$	Constantes dans les modèles de turbulence
$K$	Énergie cinétique turbulente [ $m^2/s^2$ ]



## Lettres Grecques

$\mu$	Viscosité dynamique [kg/m.s]
$\rho$	Masse volumique de l'air [kg/m <sup>3</sup> ]
$\eta$	La performance de l'éjecteur.
$\beta$	Le rapport des débits massiques.
$\psi$	Le rapport de la masse volumique.
$\varepsilon$	Taux de dissipation d'énergie cinétique turbulente en chaleur [m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ]
$\tau$	la contrainte de cisaillement [N/m <sup>2</sup> ].

## Indices

s : secondaire , p : primaire.

in : entrée , out : sortie.

ej : éjecteur .

# Liste des tableaux

Tableau 3.1. Résultats du calcul théorique de $A$ .....	33
Tableau 3.2. Résultats du calcul de $A$ par fluent.....	34
Tableau 3.3. Les valeurs de $(Le/D)$ .....	37
Tableau 4.1. Les propriétés thermo-physiques de l'air.....	39
Tableau 4.2. Les résultats de calcul de $X_s$ et $X_p$ .....	41
Tableau 4.3. Résultats de calcul des $m_i$ et $X_i$ .....	42
Tableau 4.4. calcul de $Cp_g$ pour différentes valeurs de température.....	43
Tableau 4.5. Les résultats de calcul de la puissance à l'entrée et à la sortie.....	50
Tableau 4.6. Les résultats de calcul de l'entropie.....	52
Tableau 4.7. Résultats de calcul de la puissance d'éjection.....	54
Tableau 4.8. Les résultats de la performance de l'éjecteur.....	55

# Liste des figures

Figure 1.1. Cycle de réfrigération à jet de vapeur.....	5
Figure 1.2. Amélioration de performance de cycle de Rankine.....	6
Figure 1.3. Rétablissement de la vapeur du gaz naturel par éjecteur.....	7
Figure.2.1. Maillage simple de 2D.....	17
Figure.2.2. décalage des volumes de contrôles.....	18
Figure.2.3. Volume de contrôle pour la discrétisation de l'équation de transport d'un scalaire.....	19
Figure 2.4. Algorithme de calcul pour un solveur découplé.....	24
Figure 3.1. Schéma représentatif du domaine de calcul.....	26
Figure 3.2. Les maillages utilisés pour le cas laminaire.....	27
Figure 3.3. Evolution de La pression statique le long de la conduite pour $V_s/V_p=0,1$ .....	28
Figure 3.4. Evolution de La pression statique le long de la conduite pour $V_s/V_p=0,5$ .....	28
Figure 3.5. Les profils de vitesse à $x=Le_j / 3$ pour $V_s / V_p = 0.1$ .....	29
Figure 3.6. Les profils de vitesse à $x=Le_j$ pour $V_s / V_p = 0.1$ .....	30
Figure 3.7. Les profils de vitesse à $x=7.66 \times Le_j$ pour $V_s / V_p = 0.1$ .....	30
Figure 3.8. Les profils de vitesse à $x=Le_j / 3$ pour $V_s / V_p = 0.5$ .....	31
Figure 3.9. Les profils de vitesse à $x=Le_j$ pour $V_s / V_p = 0.5$ .....	31
Figure 3.10. Les profils de vitesse à $x=7.66 \times Le_j$ pour $V_s / V_p = 0.5$ .....	32
Figure 3.11. Evolution de La pression statique à l'axe .....	34
Figure 3.12. Les courbes de $V_s/V_p$ en fonction de $A$ .....	35
Figure 3.13. Champ de la vitesse axiale pour $V_s / V_p = 0.125$ .....	35
Figure 3.14. Développement de la vitesse axiale sur l'axe.....	36
Figure 3.15. La courbe $[Le/D = F(Re_m)]$ .....	37

## Liste des figures (suite)

Figure 4.1. Le maillage pour la partie turbulente.....	38
Figure 4.2. Cp de l'air en fonction de température.....	39
Figure 4.3. La viscosité de l'air en fonction de température.....	40
Figure 4.4. La conductibilité de l'air en fonction de température.....	40
Figure 4.5. Cp de l'air et du gaz d'échappement en fonction de température.....	43
Figure 4.6. Evolution des résidus d'itération pour $V_s/V_p=0.2$ .....	45
Figure 4.7. Champ de la vitesse axiale pour $V_s/V_p = 0.5$ .....	46
Figure 4.8. Champ de vitesse axiale pour $V_s/V_p = 0.1$ .....	46
Figure 4.9. La vitesse axiale à l'axe .....	46
Figure 4.10. Les profils adimensionnels de vitesse pour $V_s/V_p=0.33$ .....	47
Figure 4.11. Les profils adimensionnels de vitesse pour $V_s/V_p= 0.125$ .....	47
Figure 4.12. La température statique moyenne .....	48
Figure 4.13. Champ de température statique pour $V_s/V_p = 0.25$ .....	48
Figure 4.14. Champ de température statique pour $V_s/V_p = 0.5$ .....	48
Figure 4.15. Les profils de température pour $V_s/V_p = 0.33$ .....	49
Figure 4.16. Les profils de température pour $V_s/v_p = 0.1$ .....	49
Figure 4.17. L'enthalpie totale moyenne .....	50
Figure 4.18. L'entropie moyenne .....	51
Figure 4.19. Courbe de la variation de, $\Delta \dot{S}$ en fonction de $V_s/V_p$ .....	52
Figure 4.20. Champ de la pression statique pour $V_s/V_p=0.25$ .....	53
Figure 4.21. La pression statique à l'axe .....	53
Figure 4.22. La variation de $\dot{W}_{ej}$ en fonction de $V_s/V_p$ .....	54
Figure 4.23. La performance de l'éjecteur .....	56

# Introduction

Les équipements nécessaires pour le conditionnement d'air, la réfrigération, le séchage (bois, pâte à papier, etc....) et le transport (aérien, terrestre ou naval) jouent un rôle très important dans la vie moderne de nos jours. Cependant, l'énergie qu'il faut dépenser, dans la réalisation de ces équipements et aussi, l'énergie importante que peuvent consommer ces derniers dans les différents types d'applications domestiques ou industrielles, devient de plus en plus un problème très sérieux à surmonter. Ainsi, il est désirable de penser à de nouvelles techniques pouvant utiliser de l'énergie de manière efficace et économique, telle que l'énergie solaire, géothermique et les pertes de chaleurs comme sources directes pour alimenter les différents équipements. Dans cet esprit, on peut, par exemple, remplacer un compresseur mécanique par un compresseur thermique appelé aussi thermocompresseur ou éjecteur [1].

Les éjecteurs sont utilisés dans diverses applications industrielles telle que le pompage, le brassage l'entraînement de fluides, l'augmentation de poussée et la ré-compression de vapeurs. Comme il s'agit d'appareils sans pièces mobiles, ils présentent de nombreux avantages tels que : fabrication simple, flexibilité d'emploi, faible poids, grande sécurité et possibilité d'absorber n'importe quel fluide dans n'importe quelle condition. Le principe de fonctionnement des éjecteurs consiste en deux écoulements : un dit primaire de niveau énergétique très élevé qui entraîne un autre écoulement dit secondaire de niveau énergétique très faible. Les deux écoulements entrent en contact et interagissent dans une conduite constituant la zone de mélange où l'écoulement secondaire est ré-énergisé pour une utilisation ultérieure.

Parmi les applications récentes on les trouve dans les moteurs propulsifs. L'évaluation précise de la performance de ces moteurs dépend énormément des conditions aérothermiques de l'air régnant à l'intérieur de la cellule d'essai. Essentiellement, c'est en fonction de la configuration du système d'échappement que l'on peut contrôler l'écoulement d'air dans la cellule d'essai. L'écoulement du gaz à travers le système d'échappement est principalement assuré par un système à éjection. Par conséquent la configuration optimale du système d'échappement dépend fortement du choix convenable de l'éjecteur.

Donc il est très important de développer une méthode numérique pour la prédiction des performances des systèmes à éjection. Pour ce faire, les équations de Navier-Stokes et d'énergie seront considérées pour décrire respectivement l'écoulement des gaz à travers l'éjecteur et les échanges de chaleur résultant. L'effet de la turbulence de l'écoulement a été introduit à l'aide du modèle k- $\epsilon$ , étant un modèle approprié pour les écoulements internes [2]. Ces équations forment un modèle mathématique dont la résolution relève de la dynamique des fluides.

Les développements théoriques de la dynamique des fluides visent à établir et à résoudre les équations gouvernant les différentes catégories d'écoulements. Les équations de dynamique des fluides newtoniens stationnaires et instationnaires sont connues depuis plus de 150 années. Cependant, la résolution de ces équations à des échelles très réduites telles que la turbulence reste encore un champ de recherche très actif. La dynamique des fluides expérimentale a joué un rôle très important dans la validation et la mise en évidence des limites des différentes approximations des équations gouvernantes.

Le développement de la vitesse d'exécution et de l'espace mémoire des ordinateurs depuis les années 1950 a conduit à l'émergence de la dynamique des fluides numérique (Computational Fluid Dynamics : CFD). Cette branche de dynamique des fluides vient compléter la théorie et l'expérience en fournissant un outil efficace et relativement peu coûteux de simulation des écoulements réels. La branche CFD présente cinq avantages par rapport à l'expérimental [1]:

- ✓ Le temps nécessaire de conception et de développement des modèles numériques très avancés est réduit de manière significative.
- ✓ Elle peut simuler des conditions non reproductibles par les modèles expérimentaux (nombres de Mach et de Reynolds très élevés).
- ✓ Elle prévoit la compréhension de plusieurs détails et informations.
- ✓ Elle est beaucoup moins coûteuse que la soufflerie.
- ✓ Elle consomme très peu d'énergie.

Récemment, il y a des codes de calcul CFD comme le logiciel FLUENT qu'on va l'utiliser pour simuler notre problème. Il est basé sur la méthode des volumes finis pour résoudre les équations régissant les écoulements fluides.

# Chapitre 1

## Généralités

### 1.1. Principe de fonctionnement d'un éjecteur :

Les éjecteurs sont utilisés dans divers systèmes mécaniques. Mais le principe est le même dans tous les cas : un fluide à haute pression (le fluide primaire : jet de déclenchement, jet moteur ou jet d'entraînement) transfère une partie de son énergie à un fluide à basse pression (le fluide secondaire : jet induit ou jet conduit), et le mélange résultant est déchargé à une pression (back-pressure) qui est entre la pression d'entraînement et la pression d'aspiration.

### 1.2. Applications industrielles :

Dû à leur simplicité, fiabilité et l'absence des pièces mobiles, les éjecteurs ont beaucoup d'applications industrielles. Dans cette section, on présente un résumé des principales applications [3] :

#### 1.2.1. Réfrigération à jet de vapeur :

La Figure 1.1 montre un cycle de réfrigération à jet de vapeur. La vapeur d'eau à haute pression, fluide primaire, s'écoule à travers une tuyère convergente divergente dans le système d'éjection. La basse pression à la sortie de la tuyère cause l'aspiration de la vapeur, fluide secondaire, sortant de l'évaporateur. Les deux jets se mélangent dans la section de mélange, puis la pression augmente dans le diffuseur jusqu'à celle du condenseur. À la sortie du condenseur, le liquide saturé est divisé en deux fluides :

- Le premier est dirigé vers l'évaporateur pour produire le froid en se détendant dans la valve.
- Le second fluide est reconduit dans la chaudière en faisant augmenter sa pression par une pompe.

Le réfrigérateur à jet de vapeur a plusieurs avantages par rapport aux systèmes conventionnels à compresseur. Ceux-ci ne contiennent aucune pièce mobile telle que le compresseur (excepté la pompe) et par conséquent aucune condition pour la



lubrification ; et, potentiellement, c'est un système fortement fiable. En outre le réfrigérant est de la vapeur d'eau.

Le premier système de réfrigération à jet de vapeur remonte à 1901, il a été conçu par Leblanc et Parsons [3]. Pendant les années 1930, les unités de réfrigération à jet de vapeur ont éprouvé leur première vague de popularité pour la climatisation de grands bâtiments. Avec le développement des compresseurs, cependant, ces unités ont été supplantées par des systèmes incorporant les compresseurs centrifuges.

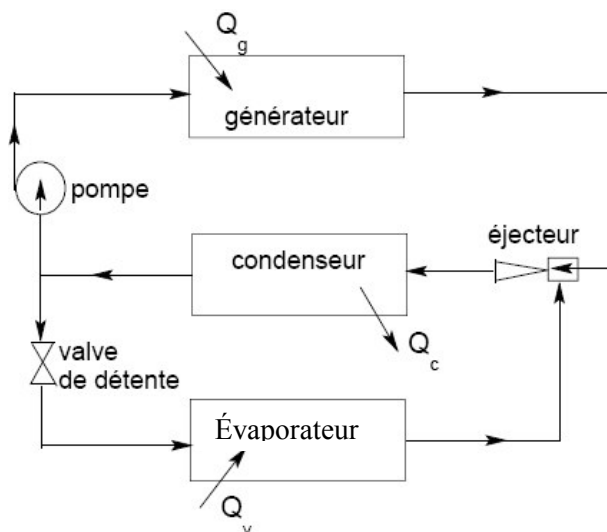


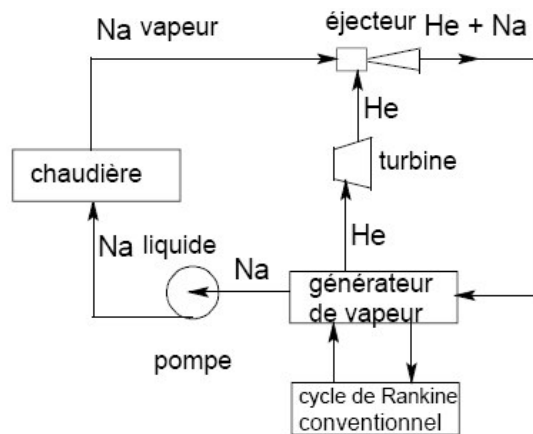
Figure 1.1. Cycle de réfrigération à jet de vapeur

### 1.2.2. Augmentation de poussée :

C'est probablement le domaine le plus recherché parmi les applications d'éjecteur, après la réfrigération. Les éjecteurs sont employés pour augmenter la poussée dans des systèmes de propulsion d'avion de **V/STOL** (*Vertical and/or Short Take-Off and Landing*), (*Décollage et Atterrissage Vertical et/ou Court*). Le critère pour un tel système de poussée est que l'éjecteur doit être moins lourd, assez court et doit fournir une haute augmentation de poussée. La recherche dans ce secteur s'est concentrée sur la réduction de la longueur complète de l'éjecteur pour fournir une performance donnée. Cela a pris deux réductions de formes : la longueur du diffuseur sans causer la séparation de flux à la paroi de diffuseur et pousser le mélange à grande vitesse en utilisant des jets à injection multiples ou en créant un vortex dans la section de mélange.

### 1.2.3. Amélioration de performance de turbine :

Freedman et Lior [4] ont proposé une technique brevetée pour améliorer la performance d'un cycle conventionnel de puissance par l'utilisation d'un éjecteur en tête de cycle (Figure 1.2). Du sodium est chauffé à température élevée, et la vapeur résultant pénètre dans l'éjecteur pour entraîner l'hélium, qui entraîne une turbine secondaire. Le mélange sodium-hélium quittant l'éjecteur est employé pour générer de la vapeur utilisée dans un cycle conventionnel à vapeur (Rankine). Après sa condensation le sodium est pompé de nouveau vers la chaudière. Freedman et Lior ont déclaré que ce système donne une amélioration de 11% dans la performance des cycles conventionnels.

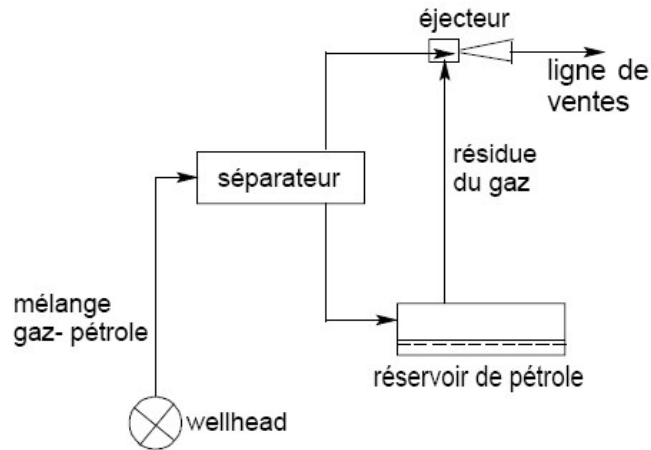


**Figure 1.2. Amélioration de performance de cycle de Rankine**

### 1.2.4. Rétablissement de la vapeur du gaz naturel :

Dutton et Carroll [6] ont proposé un système pour récupérer le gaz naturel des réservoirs de stockage de pétrole. Le système proposé est montré dans la Figure 1.3. Le mélange de gaz / pétrole sortant du Wellhead (la sortie du puits), traverse un séparateur, duquel l'huile va aux réservoirs de stockage et le gaz est fourni directement à la ligne de vente. Une partie du gaz naturel reste avec le pétrole, elle est habituellement perdue dans l'atmosphère. Dans le système proposé l'écoulement primaire du gaz entraîne cette vapeur des réservoirs de stockage par un éjecteur qui pompe l'écoulement combiné dans la ligne de vente.

Un inconvénient de ce système est l'exigence d'une grande pression de l'écoulement primaire de gaz pour une opération efficace ; cette efficacité signifie une augmentation de la contre-pression du wellhead, qui peut avoir comme conséquence un rendement réduit.



**Figure 1.3. Rétablissement de la vapeur du gaz naturel par éjecteur**

### **1.2.5. Transport des solides :**

Cette application consiste à transporter des solides en poudre ou des solutions d'une manière pneumatique ou hydraulique. Une pompe conventionnelle fournit l'écoulement primaire, qui se détend par la tuyère d'éjecteur et entraîne les solides. Avec cet arrangement, les matériaux solides passent par les pipes seulement et n'entrent en contact avec aucune pièce mobile. L'usage et les remplacements fréquents normalement liés au transport des solides sont donc réduits à un coût minimum et un remplacement facile du tube de mélange.

### 1.3. Revue bibliographique:

Dans les applications modernes des éjecteurs reliées à l'énergie, qui commandent des efficacités supérieures, les éjecteurs doivent fonctionner en régime supersonique ce qui complique leur conception et leur mode de fonctionnement.

De nombreux travaux théoriques et expérimentaux ont été menés sur les éjecteurs. En effet, Porter et Squyers [8] ont recensé plus de 1600 références portant sur la théorie et les performances des éjecteurs. Les premières recherches sur les éjecteurs "supersoniques" reviennent à Mellanby [9], Keenan et Neumann [10] et Johannsen [11]. Vient ensuite Fabri et Siestrunk [12] qui, en se basant sur le modèle d'écoulement monodimensionnel isentropique de gaz parfaits, ont développé une théorie de calcul des performances des éjecteurs. Cette étude théorique était accompagnée d'une étude expérimentale. Les travaux de Fabri et Siestrunk constituent une base fondamentale de tous les travaux théoriques sur les performances et les caractéristiques des éjecteurs menés depuis [13 à 24, ...]. Cependant, les effets induits par l'interaction des deux écoulements primaire et secondaire tels que les effets visqueux, la turbulence, la formation d'ondes de chocs et leurs interactions avec les frontières ou les zones de cisaillement, font que de telles études, basées sur la théorie des écoulements unidimensionnels, restent limitées surtout quand on veut les utiliser pour la conception. Ainsi, il devient nécessaire d'utiliser le système complet d'équations de Navier-Stokes afin de pouvoir capter proprement les phénomènes complexes mentionnés précédemment. En effet récemment, certains chercheurs ont considéré les équations de Navier-Stokes avec modélisation de la turbulence pour simuler les écoulements dans les éjecteurs. Leurs travaux se résument comme suit:

Lund et al [25] supposent, qu'à partir d'une certaine distance de la sortie de la tuyère, le jet primaire se détend complètement jusqu'à la paroi de la zone de mélange et reste collé à cette paroi jusqu'à la sortie de l'éjecteur. Ils distinguent alors deux régions: une région visqueuse constituée par le jet complètement détendu et une région non visqueuse à l'extérieur du jet. Ils modélisent la turbulence, dans la zone visqueuse, à l'aide d'un modèle pour le jet basé sur le modèle de Schlichting [26]. Ce modèle est sans doute incomplet car, il ignore complètement la couche limite turbulente formée sur la paroi de la zone de mélange et par conséquent ne peut pas modéliser proprement l'écoulement dans l'éjecteur.

En s'inspirant des travaux de Lund et al [25], Deese et Agarwal [27] utilisent le même modèle pour le jet combiné avec la partie interne du modèle de Baldwin et Lomax [28] pour modéliser la couche limite turbulente sur la paroi de l'éjecteur. Ils définissent alors la viscosité turbulente à injecter dans l'écoulement comme étant le minimum des viscosités données par le modèle du jet et la partie interne du modèle de Baldwin et Lomax. Cette procédure est intéressante car elle met en évidence l'effet de la paroi sur l'écoulement. Cependant, utiliser seulement la partie interne du modèle de Baldwin et Lomax peut engendrer une viscosité énorme qui peut faire diffuser complètement l'écoulement et par conséquent faire disparaître les caractéristiques de l'écoulement dans l'éjecteur telles que les structures de chocs. De plus, numériquement rien ne peut garantir que ce modèle vire, à chaque fois, vers le modèle interne de Baldwin et Lomax proche de la paroi et vers le modèle du jet loin de cette paroi.

Malecki et al [29] ont comparé le modèle de Baldwin et Lomax [28] et le modèle  $k-\varepsilon$ , [30]. Ils montrent alors que la dimension transversale de la couche de cisaillement, à la sortie de l'éjecteur, est beaucoup plus grande dans le cas du modèle  $k-\varepsilon$  que dans le cas du modèle de Baldwin et Lomax. D'où un mélange plus important qui est, bien sûr, une caractéristique du modèle  $k-\varepsilon$ .

De plus, les auteurs montrent les structures de chocs à partir des lignes de nombre Mach, pour des rapports de pressions totales (primaire/secondaire) différents, obtenues par le modèle  $k-\varepsilon$  seulement et ceci sans aucun détail ni aucune information quant à la structure de l'écoulement sur la paroi de l'éjecteur. Il est sûr que le modèle  $k-\varepsilon$  favorise le mélange des écoulements primaire et secondaire cependant, son intégration proche de la paroi reste toujours un problème à résoudre. En effet, utiliser la loi de paroi logarithmique pour compléter le modèle  $k-\varepsilon$  [31, 32] peut ne pas garantir une modélisation correcte de l'écoulement particulièrement dans les éjecteurs où, sur la paroi, on assiste à des problèmes de recirculations [33, 34]. Choi et Soh [34] ont utilisé le modèle de Baldwin et Lomax basé sur la formulation de Thomas [35].

Les résultats obtenus par les auteurs, pour différents rapports de sections, pour un rapport de pressions totales (primaire/secondaire) fixé, et vice versa, sont intéressants et constituent une référence de comparaison pour les travaux sur les éjecteurs.

EL Omari [36], a utilisé seulement le modèle de Baldwin et Lomax. Les résultats obtenus par cet auteur ne présentent pas de structures de chocs. Ceci est du, ou bien parce que le modèle n'est pas adéquat dans la zone centrale du jet et par conséquent se trouve incapable de capter ces structures, ou bien parce que la viscosité artificielle introduite est probablement très élevée.

Finalement, Rebaine [1] a proposé une modélisation des écoulements dans les éjecteurs en résolvant les équations de Navier-Stokes, sous la forme conservative, avec l'utilisation d'autres variables indépendantes modernes dites variables enthalpiques: la pression statique, la quantité de mouvement et l'enthalpie totale spécifique, à l'aide d'une méthode d'éléments finis moderne et très robuste et d'une formulation nouvelle pour la modélisation de la turbulence dans ces écoulements.

Excepté Lund et al [25] qui ont utilisé la méthode des panneaux dans la zone non visqueuse (à l'extérieur du jet) et une méthode intégrale dans la zone visqueuse (dans le jet), le reste des auteurs ci-haut ont résolu les équations de Navier-Stokes en variables conservatives: la densité, la quantité de mouvement et l'énergie totale, à l'aide d'une méthode de volumes finis sur un maillage structuré [27, 29, 34, 36]. Ainsi, on peut dire que la modélisation numérique des écoulements dans les éjecteurs est belle et bien amorcée et que la porte reste grande ouverte à d'autres méthodes numériques et modèles de turbulence pour faire leurs preuves.

L'objectif principal de ce projet est de développer une méthode numérique pour la prédiction des performances des systèmes à éjection. Pour ce faire, les équations de Navier-Stokes et d'énergie seront considérées pour décrire respectivement l'écoulement des gaz à travers l'éjecteur et les échanges de chaleur résultant. L'effet de la turbulence de l'écoulement sera introduit à l'aide du modèle k- $\epsilon$ . Le modèle mathématique résultant sera implanté dans Fluent pour faire les simulations numériques et les post-calculs. Des comparaisons entre les prédictions numériques et des modèles analytiques seront effectuées.

## 1.4. Modèle mathématique :

### Introduction :

La modélisation mathématique d'un écoulement turbulent avec ou sans réaction chimique est classiquement menée à l'aide de la résolution des équations différentielles aux dérivées partielles du type elliptique non linéaire.

L'état d'écoulement d'un fluide est décrit par le champ de vitesse  $\vec{V}$ , la masse volumique  $\rho$ , la pression  $p$  et la température  $T$ . Ces variables sont déterminées en chaque point de l'espace et à chaque instant à l'aide des équations de base suivantes :

- l'équation de continuité qui traduit la conservation de la masse de la particule fluide.
- L'équation de la quantité de mouvement donnée par la seconde loi de Newton appliquée aux particules fluides.
- L'équation d'énergie qui exprime la conservation d'énergie de la particule fluide.
- Les équations de la turbulence sont décrites par le modèle  $\mathbf{k}\text{-}\epsilon$ .
- L'équation d'état thermodynamique (la loi des gaz parfait) du fluide reliant les variables d'état  $p, \rho$  et  $T$ .

### 1.4.1. Equation de continuité :

Pour un écoulement moyen, incompressible et stationnaire l'équation qui exprime la conservation de masse est donnée comme suit :

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1.1)$$

$u_i$  : est la composante du vecteur vitesse  $\vec{V}$  selon la direction  $i$ .

### 1.4.2. Equations de conservation de quantité de mouvement :

Les équations de quantité de mouvement moyennées de Navier Stokes, connues sous le nom de RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) sont pour un fluide compressible et newtonien données par :

$$\rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau}{\partial x_j} \quad (1.2)$$

$\frac{\partial \tau}{\partial x_j}$  : Les forces de viscosité.

$\tau$  : La contrainte de cisaillement.

$$\tau = (\mu + \mu_t) \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (1.3)$$

$$\mu_t = \rho c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$$

$\mu_t$  : est la viscosité turbulente

### 1.4.3. Modèle k-ε :

Le modèle **k-ε** standard est un modèle semi empirique basé sur les équations de transport de l'énergie cinétique turbulente  $k$  et de sa dissipation  $\varepsilon$ . L'équation modélisée de l'énergie turbulente est dérivée de l'équation exacte. Celle de la dissipation est obtenue sur la base d'un raisonnement physique. Dans ce modèle, l'écoulement est supposé complètement turbulent [37].

#### 1.4.3.1. Equation de transport de l'énergie cinétique turbulente :

L'équation de l'énergie cinétique turbulente est donnée comme suite :

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k \quad (1.4)$$



### **Modélisation du terme de production turbulente :**

Ce terme est défini par :

$$G_k = -\overline{\rho u_i' u_j'} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (1.5)$$

$-\overline{\rho u_i' u_j'}$  : Sont les composantes du tenseur des contraintes de Reynolds. Pour les relier à l'écoulement moyen, on a recours au concept de Boussinesq [37] qui permet de les exprimer en fonction des gradients des vitesses moyennes :

$$-\overline{\rho u_i' u_j'} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} (\rho k + \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i}) \delta_{ij} \quad (1.6)$$

### **Modélisation de la viscosité turbulente :**

La viscosité turbulente  $\mu_t$  est obtenue en combinant  $k$  et  $\varepsilon$  comme suit :

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (1.7)$$

Pour la constante  $C_\mu$  :  $C_\mu = 0.09$

### **1.4.3.2. Equation de transport du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente :**

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (1.8)$$

Les constantes usuelles du modèle de turbulence  $k$ - $\varepsilon$  sont données à partir de l'expérience ou de la théorie [2] par :

$$C_{1\varepsilon} = 1.44, \quad C_{2\varepsilon} = 1.92, \quad C_\mu = 0.09, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\varepsilon = 1.3$$

#### 1.4.4. Equations de Conservation de l'Energie :

$$\frac{\partial(\rho u_i e)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} + u_i (\tau_{ij}) \right) \quad (1.9)$$

$$\tau_{ij} = (\mu + \mu_t) \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$$

$$e = h - \frac{p}{\rho} + \frac{u_i^2}{2} \quad (1.10)$$

$k_{eff}$  : Conductivité effective ( $\kappa + \kappa_t$ , où  $\kappa_t$  est la conductivité thermique turbulente).

$(\tau_{ij})$  : Tenseur des contraintes de cisaillement

$T$  : température du mélange.

$h$  : Enthalpie spécifique du mélange.

#### 1.4.5. Equations d'état :

On suppose que le fluide est un mélange homogène de gaz parfaits, ainsi on peut écrire les relations suivantes :

$$p = \rho R T \sum \frac{Y_i}{M_i}$$

$$h = \sum h_i(T) Y_i$$

$$h_i = \int_{T_{ref}}^T c_{p,i} dT$$

$$C_p = C_p(T) = \sum_m C_{p,i}(T) Y_i$$

$C_p$  : est la capacité calorifique du mélange (J /g.K).

$M_i$  : est Masse molaire de l'espèce  $i$  (g/mole).

$Y_i$  : est la fraction massique de l'espèce  $i$ .

# Chapitre 2

## Méthode numérique

### 2.1. Généralités :

Les logiciels de simulation numérique des écoulements par la méthode des volumes finis peuvent maintenant être considérés comme de véritables “expériences numériques” lorsque les simulations sont faites avec soin. L’avantage des “expériences numériques” est que toutes les quantités physiques liées à l’écoulement (champ de vitesse, champ de pression, contraintes etc..), sont immédiatement disponibles. Dans une expérience, l’obtention de ces quantités en tous points du champ est souvent impossible ou très difficile en pratique. En revanche, la simulation numérique directe des équations de Navier-Stokes est encore limitée à des nombres de Reynolds modérés. Le premier travail à accomplir dans la réalisation d’une simulation numérique est la définition d’un maillage adapté à la nature de l’écoulement. En particulier, le maillage doit être fin dans les zones où l’on atteint des gradients physiques très forts. Une connaissance a priori du champ de vitesse tirée d’expériences sur des écoulements similaires est donc utile pour l’établissement du maillage. Le maillage peut être affiné à partir des résultats obtenus en identifiant les zones de l’écoulement dans lesquelles le calcul ne converge pas parfaitement (par exemple les éléments dans lesquels la condition d’incompressibilité n’est pas complètement satisfaite) [38].

La discrétisation des équations de Navier-Stokes et de conservation de la masse est faite sur des éléments quadrangulaires ou triangulaires, réguliers ou non selon la complexité de la géométrie. Elle conduit à un système d’équations non-linéaires couplées. Ce système est résolu de manière itérative.

Les méthodes de CFD ont l’avantage de mettre en œuvre les équations générales de la mécanique des fluides avec un minimum d’hypothèses. Elles résolvent notamment les équations non-linéaires instationnaires et compressibles.

## **2.2. Présentation de FLUENT et Gambit :**

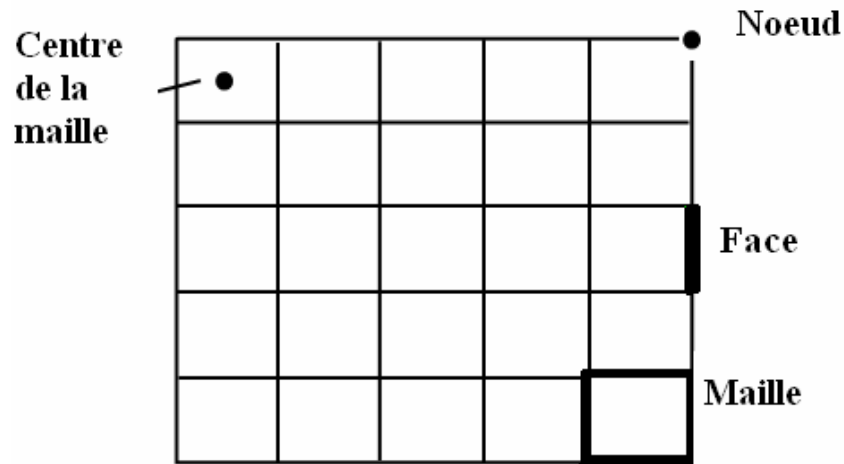
Gambit et FLUENT sont des logiciels, sous licence commerciale, permettant de réaliser des simulations 2D ou 3D en mécanique des fluides allant de la construction du maillage avec Gambit à la résolution des équations de Navier-Stokes et au post-traitement avec FLUENT. Largement répandus dans l'industrie (automobile, aéronautique, espace,...) en raison de leur interface graphique puissante et de l'abondance de leurs options, ils permettent de réaliser des simulations sur tous types de géométries complexes (fixes ou mobiles) associées à des maillages fixes ou adaptatifs et avec des modèles physiques variés (diphasiques, turbulents,...) [38].

FLUENT est un Code de calcul CFD (Computational Fluid Dynamics) capable de simuler des problèmes d'écoulements de fluide. Il est basé sur la méthode des volumes finis pour résoudre les équations régissant les écoulements fluides. GAMBIT est un logiciel de DAO et de génération de maillage.

## **2.3. Le maillage :**

Le domaine d'étude est divisé en grilles. Les variables indépendantes : la pression  $p$ , la température  $T$ , l'énergie cinétique turbulente  $k$  et le taux de dissipation  $\varepsilon$ , sont stockés dans les nœuds formés par l'intersection des mailles, alors que les composantes du vecteur vitesse  $u$  et  $v$ , sont stockés dans les interfaces se trouvant entre deux nœuds adjacents. Pour chaque nœud du maillage, trois différents volumes de contrôle lui sont associés. Un premier, centré, ou volume de contrôle principal, où sont stockées les variables  $p$ ,  $T$ ,  $k$  et  $\varepsilon$ . Les deux autres volumes de contrôle, l'un à droite de la face Ouest de la maille, est associé à la composante  $v$  du vecteur vitesse, et l'autre au dessus de la face sud, est lui associé à la composante  $u$  du vecteur vitesse.

Ce léger décalage entre les trois volumes de contrôles cités ci-dessus permet d'assurer une bonne estimation et une meilleure évaluation des flux de convection et du gradient de pression. Pour capter les changements rapides au niveau des parois solides, un raffinement du maillage est nécessaire, ce qui influe directement sur la distribution et la disposition des volumes de contrôle à établir.



**Figure.2.1:** Maillage simple de 2D

Maintenant on peut commencer à faire le plan par lequel on est arrivé a notre maillage et après faire le dessin manuellement et choisir les points qui forment la grille. On suit les étapes suivantes:

**Etape 1: Définition des coins:** Cette étape consiste à numéroter les coins pour faciliter le travail.

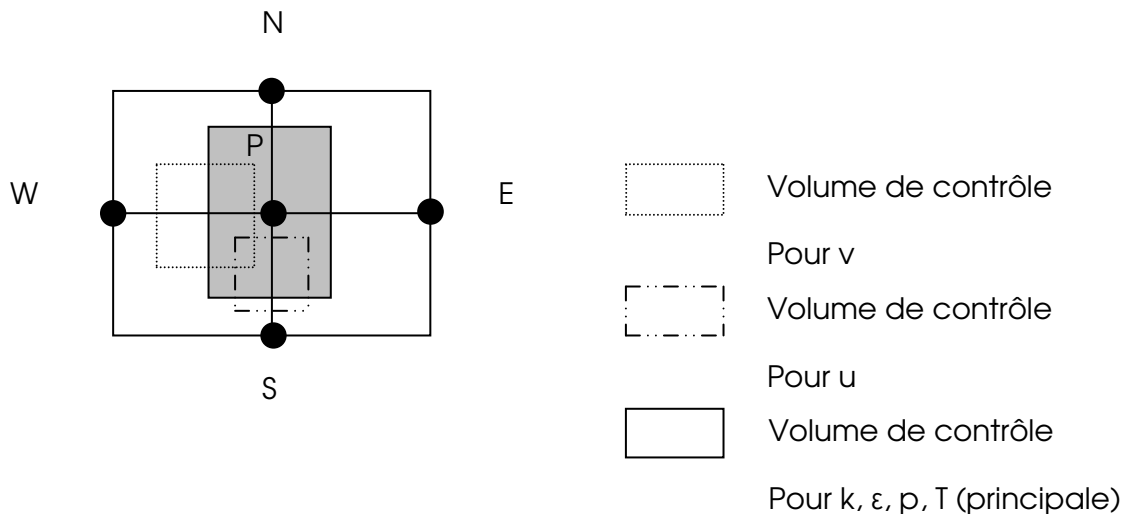
**Etape 2: Définition et maillage des arrêtes:** une fois qu'on a défini les extrémités (les coins) alors on peut définir les arrêtes.

**Etape 3: Définition et maillage des faces:** les faces sont décrites par leurs arrêtes. Selon le type de la face et en fonction des différents paramètres de subdivision, la face est maillée par exemple via une méthode algébrique ou une méthode équivalente construisant un maillage structuré.

**Etape 4: Définition et maillage des blocs:** les blocs sont décrits via leurs faces d'où la possibilité de l'application d'un processus local de maillage.

**Etape 5: construction du maillage global:** cette étape devient automatique puisque les différents sommets ont été numérotés de façon globale lors des étapes précédentes.

Tous les coins, les arrêtes et les faces sont donc traités avant le passage au maillage des différents blocs. Les relations entre coins, arrêtes et blocs doivent être proprement établies.



**Figure.2.2** : décalage des volumes de contrôles

## 2.4. Résolution numérique :

La discrétisation des équations présentées dans le chapitre précédent traduisant l'écoulement monophasique est l'opération de transformer ces équations différentielles en un système d'équations algébriques.

Plusieurs méthodes de discrétisation des équations différentielles aux dérivées partielles sont utilisées actuellement telles que : la méthode des volumes finis, des différences finies et des éléments finis. La méthode utilisée par "Fluent" est celle des volumes finis.

### - Méthode des volumes finis :

La méthode des volumes finis est caractérisée par son avantage à satisfaire la conservation de masse, de quantité de mouvement et d'énergie dans tous les volumes finis ainsi que dans tout le domaine de calcul. Elle facilite la linéarisation des termes non linéaires dans les équations de conservation tel que le terme source par exemple. La méthode consiste à partager le domaine de calcul en plusieurs volumes, où chaque volume entoure un nœud. En utilisant différents schémas d'approximations on peut intégrer les termes des équations différentielles modélisantes sur chaque volume de

contrôle, où les valeurs et les quantités sont stockées aux nœuds du volume de contrôle.

Ces équations algébriques produites expriment la conservation des quantités pour le volume de contrôle et pour tout le domaine de calcul.

## 2.5. Discrétisation :

Le code "Fluent" utilise une technique qui consiste à intégrer les équations différentielles sur chaque volume de contrôle puis de les convertir en équations algébriques [37].

En prenant la (figure.2.3) comme exemple d'un maillage tétraédrique et pour un cas stationnaire du transport d'un scalaire  $\Phi$ , la discrétisation se fera par rapport aux faces des cellules comme suit :

$$\oint \rho \Phi U dA = \oint \Gamma_{\Phi} \nabla \Phi dA + \int_V S_{\Phi} dV \quad (2.1)$$

$\Gamma_{\Phi}$  : Coefficient de diffusion.

L'équation (2.1) exprime que la quantité de  $\Phi$  produite par unité de temps à l'intérieur du polyèdre est égale à la quantité de  $\Phi$  qui sort nette par unité de temps à travers la surface (les N faces) enveloppant le volume de contrôle V, par convection et par diffusion. Pour chaque volume de contrôle on aura :

$$\sum_f^{Nfaces} \rho \cup_f \Phi_f A_f = \sum_f^{Nfaces} \Gamma_{\Phi} (\Delta \Phi)_n A_f + S_{\Phi} v \quad (2.2)$$

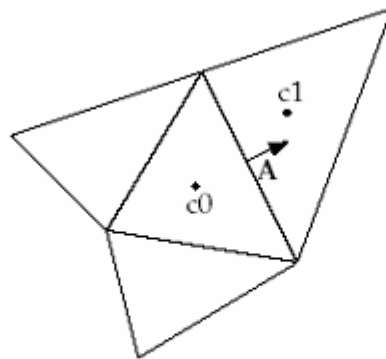


Figure.2.3 *Volume de contrôle pour la discrétisation de l'équation de transport d'un scalaire*

**Remarque** : Les valeurs discrètes du scalaire sont stockées aux centres des cellules. Les valeurs aux faces du terme convectif nécessaires à la résolution de l'équation de conservation de quantité de mouvement sont interpolées par un schéma amont des valeurs aux centres des cellules.

### 2.5.1. Linéarisation de l'équation discrétisée :

La linéarisation de l'équation (2.2) donne :

$$a_p \phi = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (2.3)$$

A l'exception des cellules adjacentes aux limites du domaine, les autres cellules ont un nombre de faces égal au nombre de cellules avoisinantes. Des équations similaires peuvent être écrites pour chaque cellule du maillage. Cela donne des équations algébriques avec une matrice de coefficients dispersés (sparse coefficients matrix). "Fluent" résout ce système linéaire en utilisant un solveur ponctuel implicite d'équations linéaires (Gauss-Seidel).

### 2.5.2. Sous relaxation :

Pour les équations non linéaires, il est nécessaire de contrôler le changement d'un scalaire  $\Phi$  lors de la résolution. La sous relaxation réduit ce changement durant chaque itération. La nouvelle valeur dépend donc de la valeur précédente et de l'écart entre les deux valeurs :

$$\phi = \phi_{old} + \alpha \Delta \phi \quad (2.4)$$

### 2.6. Discrétisation de l'équation de quantité de mouvement :

L'équation différentielle de transport de quantité de mouvement est la suivante :

$$\phi \rho \bar{U} \bar{U} d\bar{A} = -\phi P I d\bar{A} + \phi \bar{\tau} d\bar{A} + \int_V \bar{F} dV \quad (2.5)$$

$-\phi P I d\bar{A}$  : est la force totale de pression sur les N faces du polyèdre, où :

I : est la matrice identité  $\bar{A}$  est le vecteur de surface.



$\vec{A}$ : est la force totale visqueuse sur les N faces du polyèdre.

Où :  $\vec{\tau}$  est le tenseur de contraintes.

$\int_v \vec{F} dV$  : est la force totale de volume sur le volume du polyèdre, où :

$\vec{F}$  : Est le vecteur de force.

### 2.6.1. Schéma du premier ordre amont :

"Fluent" considère pour ce schéma que la valeur stockée au centre d'une cellule est la moyenne de toutes les valeurs de la même cellule. Les valeurs aux faces sont égales à celles des cellules se trouvant à l'amont.

### 2.6.2. Schéma du second ordre amont :

Il y a lieu d'une reconstruction linéaire multidimensionnelle. C'est-à-dire qu'on effectue un développement en série de Taylor des valeurs aux centres des cellules. La valeur sur la face sera :

$$\Phi_f = \Phi + \nabla \Phi \Delta S \quad (2.6)$$

$\Phi$  et  $\Delta \Phi$  ; sont la valeur du scalaire dans la cellule centrale et son gradient.

$\Delta S$ : est le vecteur déplacement de la cellule centrale en amont vers la face centrale.

D'après le théorème de divergence :

$$\nabla \Phi = \frac{1}{V} \sum_f^{N \text{ faces}} \Phi_f A_f \quad (2.7)$$

L'équation (2.7) représente une deuxième approche basée sur le calcul d'un gradient à partir d'un bilan sur un volume de contrôle au lieu de faire la somme des dérivées dans toutes les directions.

## 2.7. Interpolation de la pression :

Les valeurs de la pression sont stockées aux centres des cellules pour obtenir les valeurs des pressions aux faces nécessaires pour la résolution de l'équation de quantité de mouvement, "Fluent" propose plusieurs schémas d'interpolation.

### 2.7.1 Schéma Standard :

L'interpolation s'effectue en utilisant les coefficients de l'équation de quantité de mouvement. Cette procédure fonctionne bien pour de petites variations de la pression entre les centres des cellules. De forts gradients de pression entre les cellules engendrent une sous/sur estimation de la vitesse sur les faces. C'est le cas d'un écoulement tourbillonnaire à grande vitesse.

### 2.7.2. Schéma du second ordre :

C'est le même schéma utilisé pour la quantité de mouvement.

### 2.7.3. Schéma PRESTO (option de pression décalée) :

Il utilise le bilan de masse dans un volume de contrôle décalé pour la face où est calculée la pression décalée. Ce schéma est inspiré de l'idée de la grille décalée valable avec un maillage structuré proposé par Patankar [39].

## 2.8. Discrétisation de l'équation de continuité :

$$\oint \rho U dA = 0 \quad (2.8)$$

Sous forme discrétisée :

$$\sum_f^{N_{faces}} J_f A_f = \sum_f^{N_{faces}} \rho U_n A_f = 0 \quad (2.9)$$

$A_f$  : est l'aire de l'une des N faces enveloppant le volume fini.

$U_n$ : est la composante de vitesse normale à la face.

L'équation de continuité sert comme équation pour la pression. On utilise l'un des algorithmes de couplage vitesse-pression pour introduire la pression qui n'apparaît pas explicitement dans l'équation (2.9).

## 2.9. Couplage Vitesse –Pression :

Le couplage Vitesse-Pression est traité en résolvant les équations de quantité de mouvement et une équation pour la pression dérivée d'une combinaison de

l'équation de continuité et celles de quantité de mouvement. "Fluent" dispose de trois algorithmes de couplage (SIMPLE, SIMPLEC, PISO) [37].

## **2.10. Procédure de Résolution :**

Un fichier de données (extension .cas) est créé suite à la lecture du fichier contenant les détails de la géométrie (extension .msh). Après vérification du maillage, on passe au type de solveur. Pour notre cas, c'est un solveur découplé avec une formulation implicite pour un cas bidimensionnel et un écoulement stationnaire prenant en considération des vitesses absolues. D'autres équations peuvent être ajoutées selon les phénomènes étudiés (transfert de chaleur, combustion, multi phases ...).

Les autres étapes du menu "define" sont les choix du fluide (air), des conditions d'opération (introduction de l'effet de la gravité et de la pression de référence) et l'introduction des conditions aux limites.

Le dernier menu utilisé pour entamer le calcul est le menu "solve". On doit choisir les équations à résoudre, les schémas de discrétisation, les facteurs de sous-relaxations et les critères de convergence. Le calcul est initialisé d'après les conditions aux limites.

Donc on peut résumer la résolution d'un problème dans "Fluent" par les étapes suivantes :

**Etape 1 :** lire le fichier qui porte le maillage sous l'extension (\*.msh).

**Etape 2 :** définir le modèle physique par lequel Fluent va faire le calcul.

**Etape 3 :** définir les propriétés du matériel.

**Etape 4 :** définir les conditions d'opération.

**Etape 5 :** définir les conditions aux limites.

**Etape 6 :** donner une solution initiale.

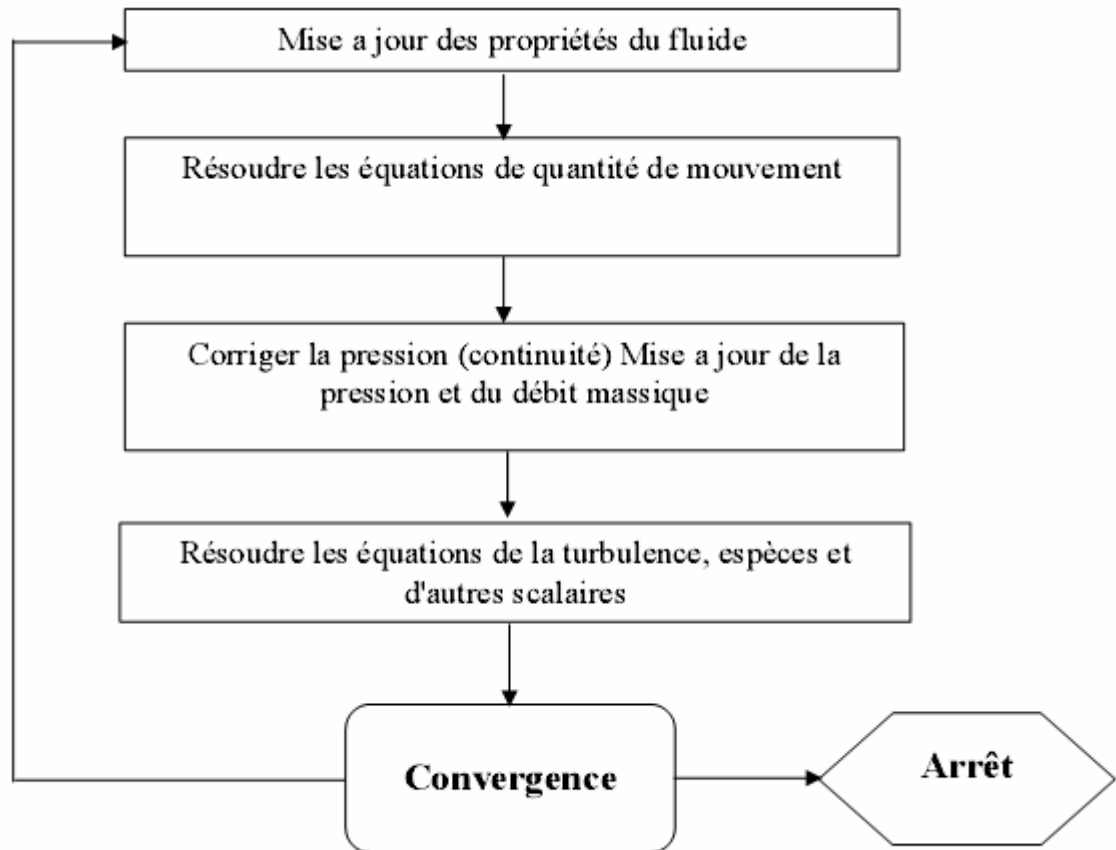
**Etape 7 :** définir les contrôles de résolution.

**Etape 8 :** définir les critères de convergence et les paramètres d'affichage.

**Etape 9 :** compter et afficher les résultats.

**Etape 10 :** Analyse des résultats.

### 2.11. Algorithme de calcul :



*Figure 2.4* Algorithme de calcul pour un solveur découplé.

Pour un solveur découplé, les équations qui gouvernent l'écoulement sont résolues séquentiellement (découplées l'une de l'autre). Un calcul itératif est nécessaire pour des équations non linéaires et interdépendantes. Chaque itération est constituée des étapes suivantes :

- ✓ Mise à jour des propriétés du fluide basée sur la solution actuelle. Au delà du calcul, la mise à jour est basée sur la solution d'initialisation.
- ✓ Chaque équation de quantité de mouvement pour U, V et W est résolue en utilisant les valeurs actualisées des pressions et flux de masse pour la mise à jour du champ de vitesse.

- ✓ Si les valeurs de vitesses obtenues dans l'étape deux ne satisfont pas l'équation de continuité localement, une équation de type poisson pour la correction des pressions, dérivée de l'équation de continuité et des quantités de mouvement linéarisée, sera résolue pour obtenir les corrections des champs de pression, vitesse et flux massique nécessaires pour satisfaire la continuité.
- ✓ Si c'est OK, les équations d'autres scalaires (turbulence, énergies...) sont résolues.
- ✓ Si un couplage d'interphase est inclus, les termes sources dans les équations de la phase continue nécessitent une mise à jour avec les résultats du calcul de trajectoire de la phase discrète.

Dans la résolution par la méthode découplée, chaque équation discrétisée est linéarisée en gardant une forme implicite par rapport à la variable dépendante. Pour une variable donnée, la valeur inconnue dans chaque cellule est déterminée en utilisant une relation qui contient des valeurs inconnues. Aussi dans les cellules voisines, donc, la variable inconnue, associée à une cellule, apparaît dans plus d'une équation et par conséquent le système d'équations pour cette variable doit être résolu simultanément. "Fluent" adopte une variante de l'algorithme de résolution des systèmes linéaires Gauss Seidel en conjonction avec la méthode multi-grid algébrique AMG pour résoudre le système résultant.

## Chapitre 3

### Résultats et discussions: Ecoulement laminaire

#### INTRODUCTION :

Afin de valider la méthode numérique, les résultats de simulation obtenus par Fluent sont comparés avec ceux calculés par l'équation de Bernoulli.

Pour simplifier le maillage on va considérer un domaine de calcul cylindrique simple représenté dans le schéma suivant (Figure .3.1) :

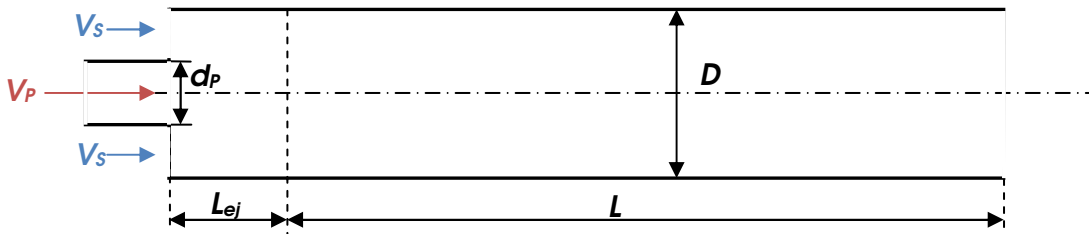


Figure 3.1. Schéma représentatif du domaine de calcul

Avec les données suivantes:

Les dimensions du système sont :  $L_{ej} = 1\text{m}$ ,  $L = 10\text{m}$ ,  $D = 1\text{m}$ ,  $d_p = 0,5\text{m}$

Pour obtenir des nombres de  $Re$  typiquement laminaire nous avons utilisé un fluide dont la densité  $\rho = 1\text{ kg/m}^3$  et la viscosité  $\mu = 1\text{ N/m}^2\cdot\text{s}$  pour les deux flux primaire et secondaire.

On prend : la vitesse du flux secondaire  $V_s = 5\text{ m/s}$

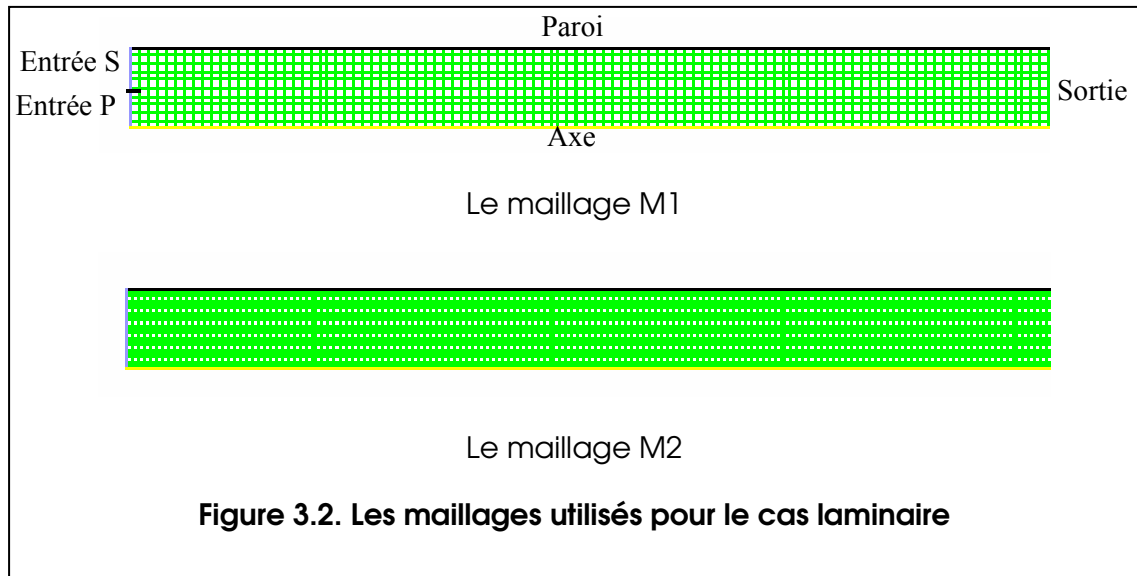
La vitesse du flux primaire  $V_p$  est variable (10, 15, 20, 25, 30, 40, 50 m/s) pour faire les calculs pour différents valeurs du rapport  $V_s / V_p$ .

#### 3.1. Choix du maillage:

Pour un bon choix du maillage on va comparer les résultats pour deux maillages différents et choisir ce qui donne une bonne précision avec un minimum de nombre d'élément. Donc on a proposé les deux maillages suivants:

M1 :  $200 \times 10 = 2000$  éléments.

M2 :  $300 \times 20 = 6000$  éléments.



### 2.1.1. Comparaison des résultats de la pression statique sur l'axe:

On fait sortir les courbes de la variation de la pression statique  $P$  en fonction de la distance  $x$  (selon la longueur de la conduite) pour les deux maillages et déterminer l'écart relatif maximum entre les courbes des deux maillages pour les comparer ; pour deux valeurs différentes du rapport  $V_s/V_p$  (0,1 et 0,5).

**Pour  $V_s / V_p = 0.1$  :**  $\Delta P$  (max) = 41 Pas, avec  $P=5371 \text{ N/m}^2$ .

donc l'écart relatif :  $\Delta P / P = 41 / 5371 = 0,0076 = 0,76 \%$ .

**Pour  $V_s / V_p = 0.5$  :**  $\Delta P$  (max) = 12 Pas, avec  $P=2162 \text{ N/m}^2$ .

donc l'écart relatif :  $\Delta P / P = 12 / 2162 = 0,0055 = 0,55 \%$

**Remarque:** les écarts sont très petits et négligeables donc les résultats des deux maillages sont presque identiques (figures 3.3 et 3.4).

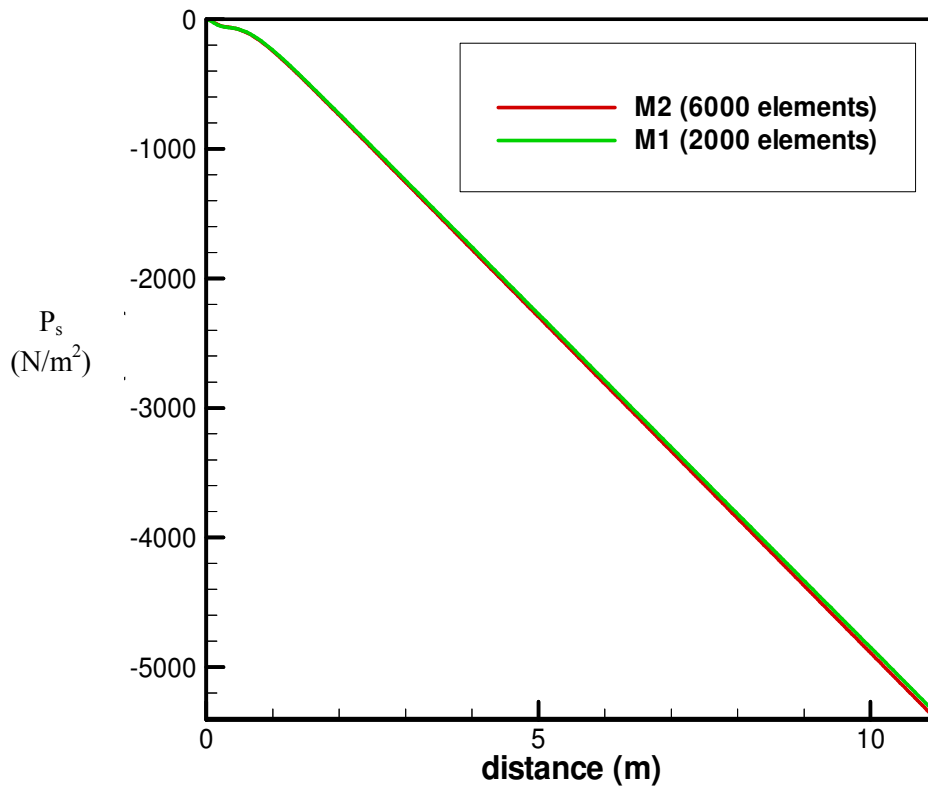


Figure 3.3. Evolution de La pression statique le long de la conduite pour  $V_s / V_p = 0,1$

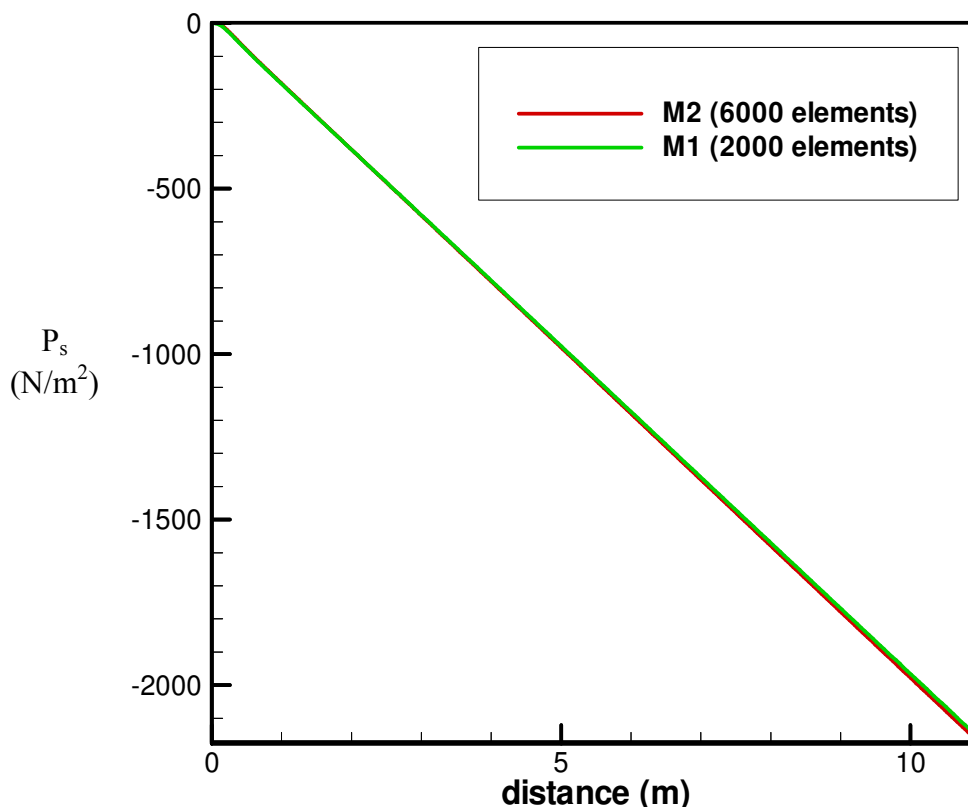


Figure 3.4. Evolution de La pression statique le long de la conduite pour  $V_s / V_p = 0,5$



### 3.1.2. Comparaison des profils de vitesse :

Par la même procédure on compare les profils de vitesse des deux maillages dans trois zones différentes (à  $x = Lej / 3$  , à  $x = Lej$  et à  $x = 7.66 \times Lej$ ) pour deux valeurs de  $Vs / Vp$  , les profils sont sous forme adimensionnelle ( $r/R$  ,  $U/Vm$ ) avec:

$U$ : est la vitesse axiale,  $Vm$  : est la vitesse moyenne.

$R$  : est le rayon de la conduite,  $r$  : coordonnée polaire.

**pour  $Vs/Vp=0,1$  :**

à  $x = Lej / 3$  : l'écart relatif  $\Delta U/U = 1,2 \%$ . (Figure.3.5)

à  $x = Lej$  : l'écart relatif  $\Delta U/U = 0,46\%$ .(Figure.3.6)

à  $x = 7.66 \times Lej$  : l'écart relatif  $\Delta U/U = 0,75\%$ .(Figure.3.7)

**pour  $Vs/Vp = 0.5$  :**

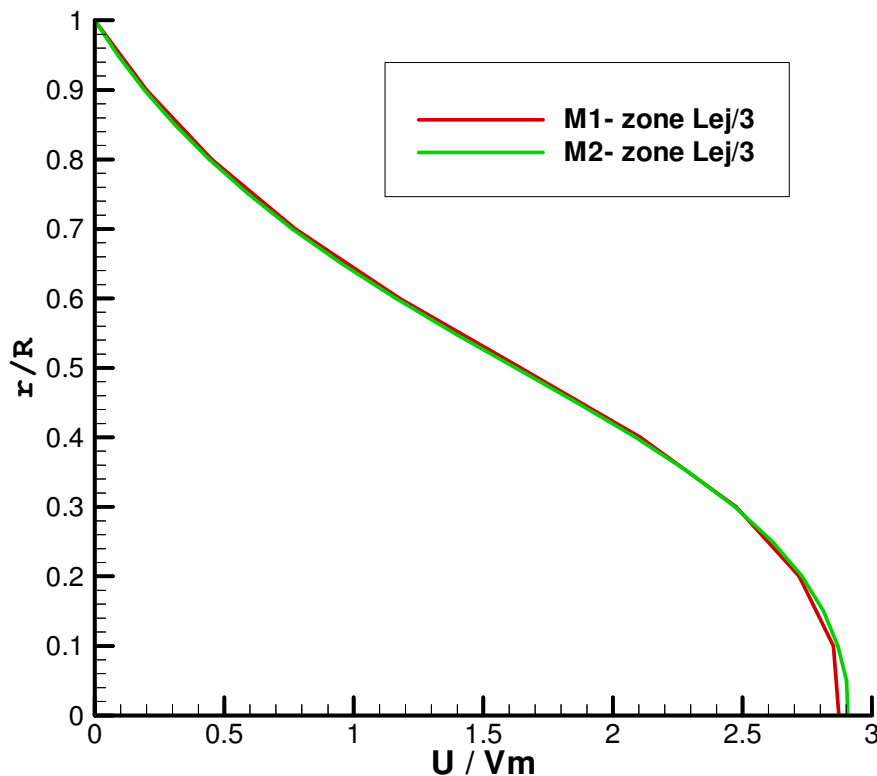
à  $x = Lej / 3$  : l'écart relatif  $\Delta U/U = 0.58 \%$ .(Figure.3.8)

à  $x = Lej$  : l'écart relatif  $\Delta U/U = 0,75\%$ .(Figure.3.9)

à  $x = 7.66 \times Lej$  : l'écart relatif  $\Delta U/U = 0,75\%$ .(Figure.3.10)

**Remarque:**

Les écarts sont négligeables donc les profils pour les deux maillages sont identiques.



**Figure 3.5. Les profils de vitesse à  $x = Lej / 3$  pour  $Vs/Vp = 0.1$**

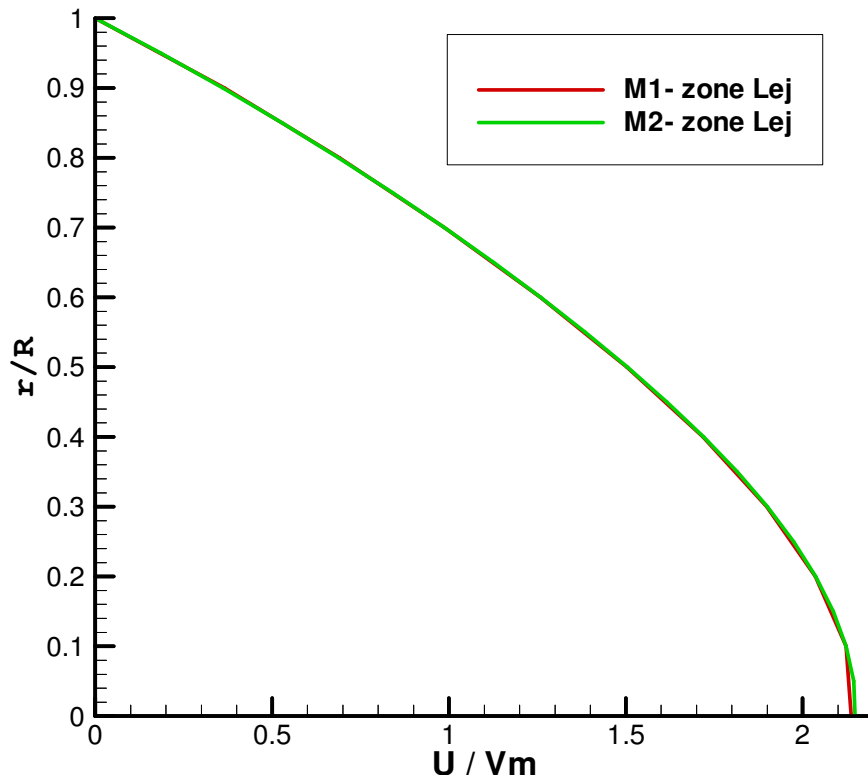


Figure 3.6. Les profils de vitesse à  $x = Le_j$   
pour  $V_s/V_p = 0.1$

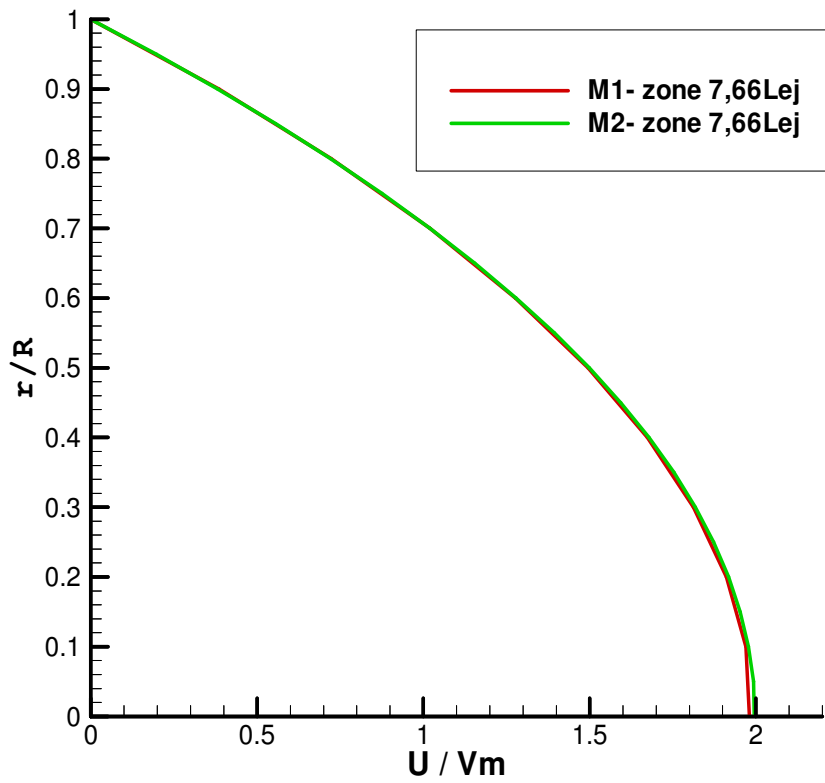


Figure 3.7. Les profils de vitesse à  
 $x = 7.66 \times Le_j$  pour  $V_s/V_p = 0.1$

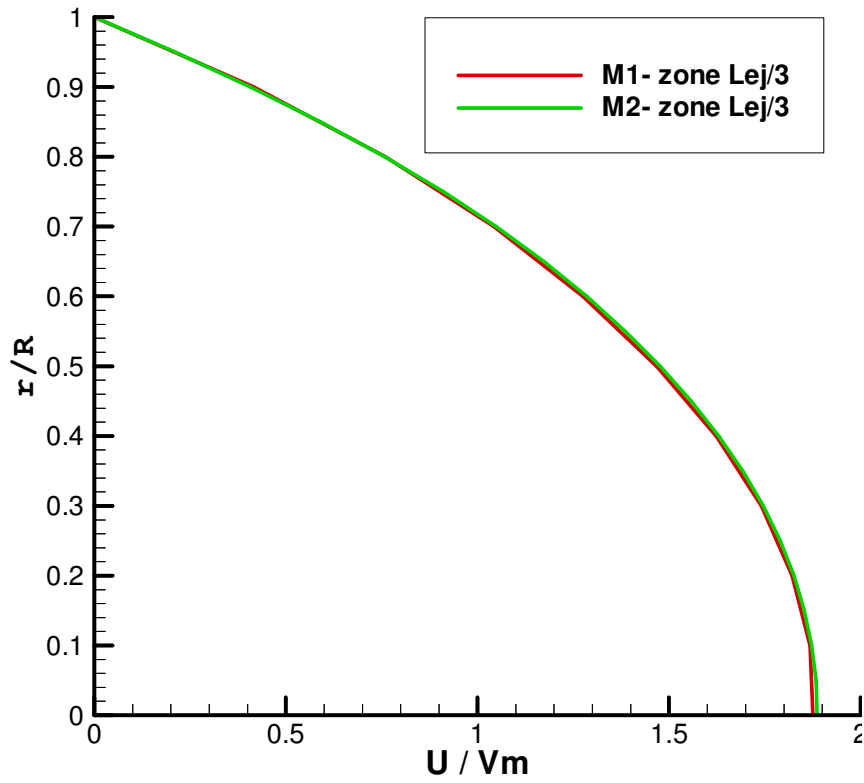


Figure 3.8. Les profils de vitesse à  $x = Lej/3$  pour  $Vs/Vp = 0.5$

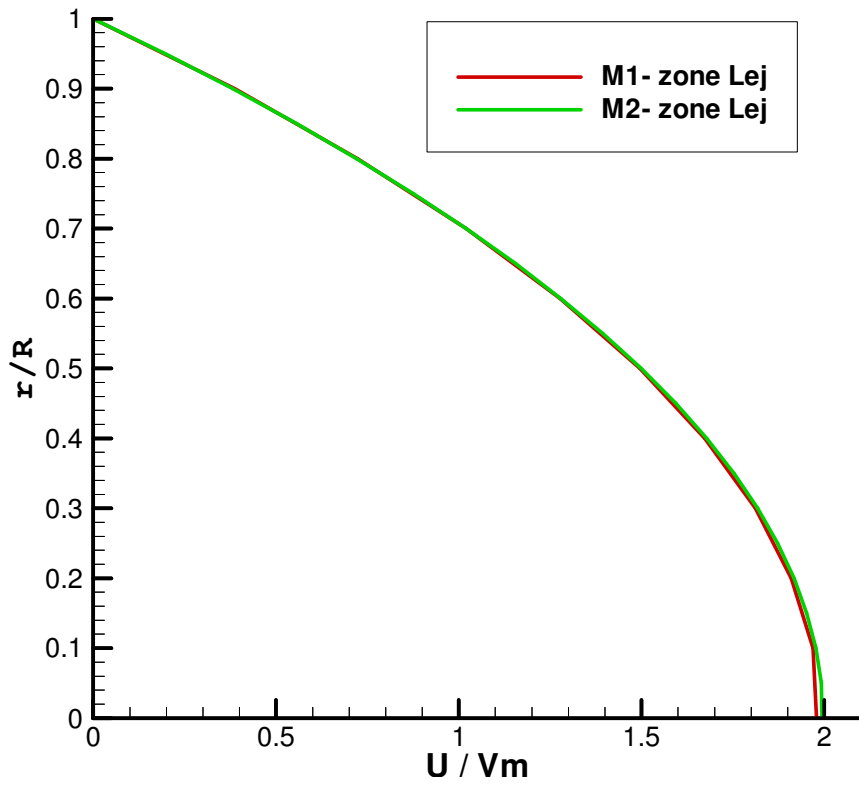


Figure 3.9. Les profils de vitesse à  $x = Lej$  pour  $Vs/Vp = 0.5$

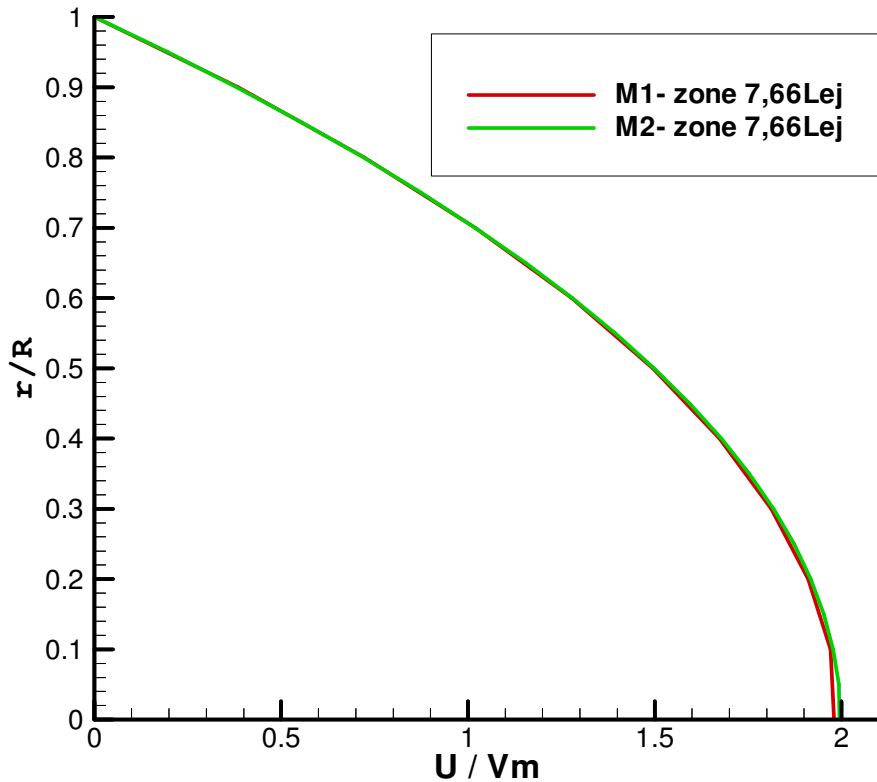


Figure 3.10. Les profils de vitesse à  $x = 7.66 \times Le_j$  pour  $V_s/V_p = 0.5$

**Conclusion :**

Les résultats pour les deux maillages sont très proches (presque les mêmes) donc on prend le maillage qui contient moins de nombre d'éléments c'est le premier M1 (200×10) avec 2000 éléments.

**3.2. Comparaison avec Bernoulli:**

On a tracé la courbe  $V_s/V_p$  en fonction de  $A = \Delta P / (1/2 \rho V_m^2)$  analytique (Bernoulli) et la comparer avec les résultats de fluent .

**3.2.1. L'équation de Bernoulli:**

$$A_s \times V_s \times \left( \frac{P_{in}}{\rho} + \frac{V_s^2}{2} \right) + A_p \times V_p \times \left( \frac{P_{in}}{\rho} + \frac{V_p^2}{2} \right) = A_{tot} \times \alpha \times V_m \times \left( \frac{P_{out}}{\rho} + \alpha \frac{V_m^2}{2} + \frac{\Delta P}{\rho} \right)$$

Avec  $\alpha$ : correction sur la vitesse moyenne

D'après FOX [40], pour un écoulement laminaire  $\alpha=2$

$\Delta P = P_{in} - P_{out}$  (pertes de charge) on prend les résultats de fluent

Avec  $P_{in}=0$  (la pression à l'entrée), la densité  $\rho = 1 \text{ kg/m}^3$ ,

Les sections de passage:  $A_{tot} = \pi/4$ ,  $A_s = 3\pi/16$  (secondaire),  $A_p = \pi/16$  (primaire).

On peut déduire  $P_{out}$  puis calculer  $\Lambda$  :

$$P_{out} = \rho \times \left[ \frac{A_s \times V_s^3 + A_p \times V_p^3}{2 \times A \times \alpha \times V_m} - \alpha \times \frac{V_m^2}{2} - \frac{\Delta P}{\rho} \right]$$

$$\Lambda = \frac{\Delta P}{1/2 \times \rho \times V_m^2}$$

Les résultats des applications numériques sont dans le tableau suivant:

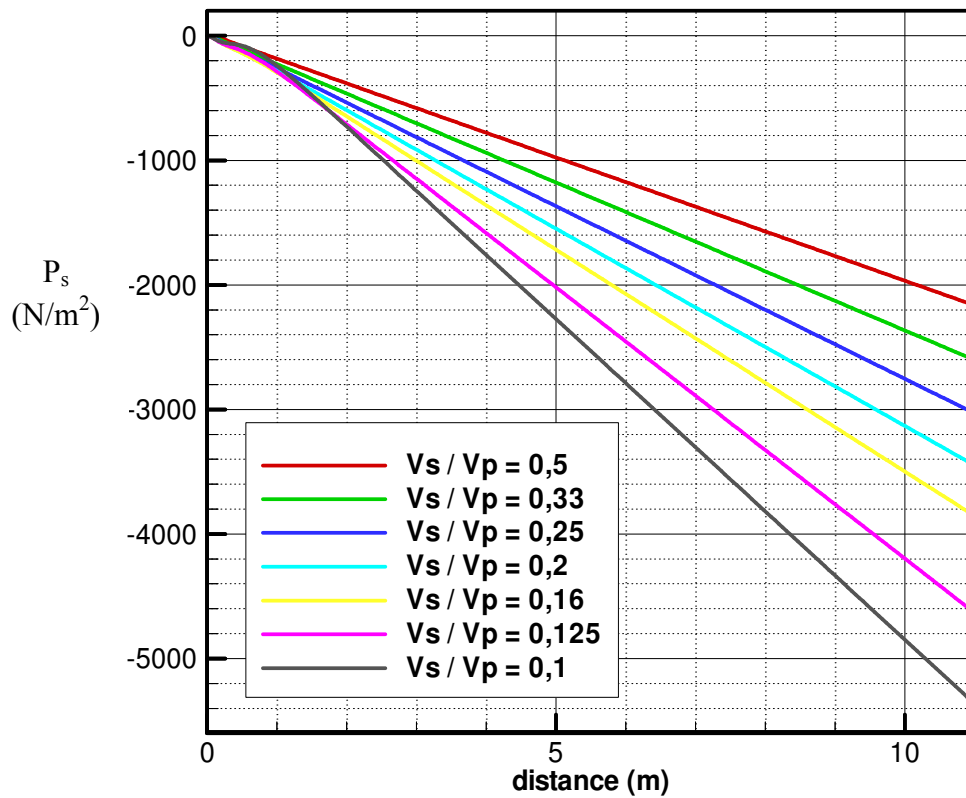
$V_s/V_p$	$V_m$	$P_{out}$	$\Lambda$
0,5	6,25	-2187,3	-112
0,33	7,5	-2626	-93,37
0,25	8,75	-3045	-79,54
0,2	10	-3446	-68,92
0,16	11,25	-3827	-60,47
0,125	13,75	-4526,5	-47,88
0,1	16,25	-5141,8	-38,94

**Tableau 3.1. Résultats du calcul théorique de  $\Lambda$**

La courbe  $V_s/V_p$  en fonction de  $\Lambda$  est représentée dans la figure 3.12.

### 3.2.2. Les résultats de fluent :

La pression statique à l'axe est représentée par les courbes suivantes (Figure.3.11) pour différentes valeurs de  $V_s/V_p$  :



**Figure 3.11. Evolution de La pression statique à l'axe.**

On a  $V_m = \frac{A_p \times V_p + A_s \times V_s}{A_{tot}}$  (conservation du débit  $Q_{tot} = Q_s + Q_p$ )

$\Delta P = P_{out} - P_{in}$  avec  $P_{in} = 0$  donc  $\Delta P = P_{out}$  (la pression à la sortie)

On calcule  $\Lambda = \frac{\Delta P}{1/2 \times \rho \times V_m^2}$  pour différentes valeurs de  $V_s/V_p$ .

Les résultats des applications numériques sont dans le tableau suivant:

$V_s/V_p$	$V_m$ (m/s)	$P_{out}$ (N/m <sup>2</sup> )	$\Lambda$
0,5	6,25	2162,7	-110,73
0,33	7,5	-2601,1	-92,48
0,25	8,75	-3029,3	-79,13
0,2	10	-3446,6	-68,93
0,16	11,25	-3852,5	-60,88
0,125	13,75	-4630	-49
0,1	16,25	-5360	-40,6

Tableau 3.2. les résultats de calcul de  $\Lambda$  par Fluent

### 3.2.3. La comparaison:

Après les calculs on trace les deux courbes  $V_s/V_p$  en fonction de  $\Lambda$  :

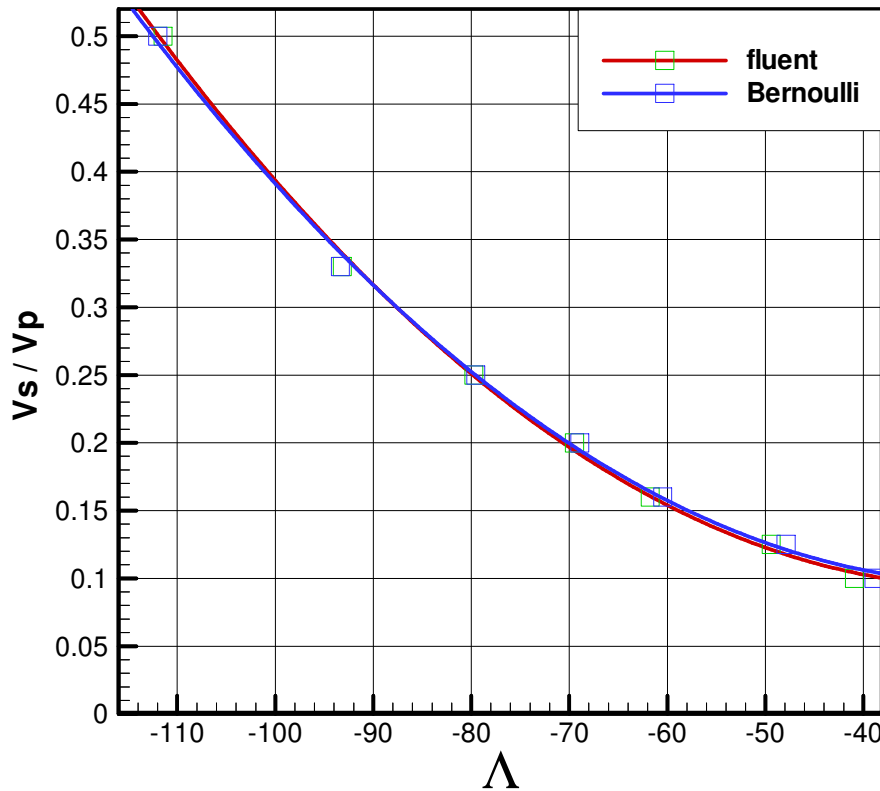


Figure 3.12. Les courbes de  $V_s/V_p$  en fonction de  $\Lambda$

Les deux courbes sont presque identiques donc on peut conclure que le logiciel FLUENT donne des bons résultats comme ceux obtenus à partir de l'équation de Bernoulli.

### 3.3. Développement de l'écoulement:

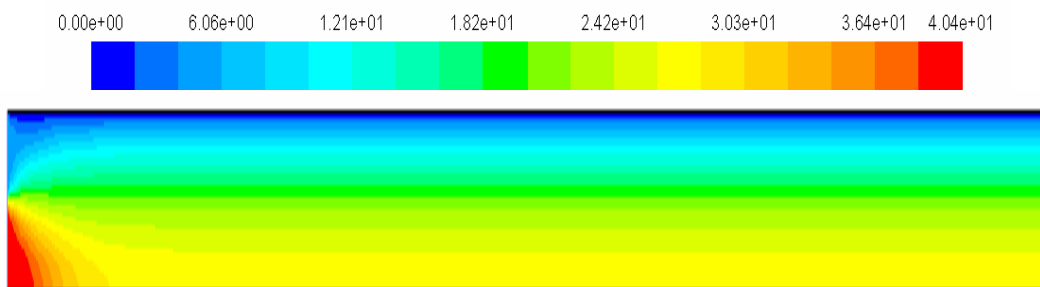


Figure 3.13. Champ de la vitesse axiale pour  $V_s / V_p = 0.125$

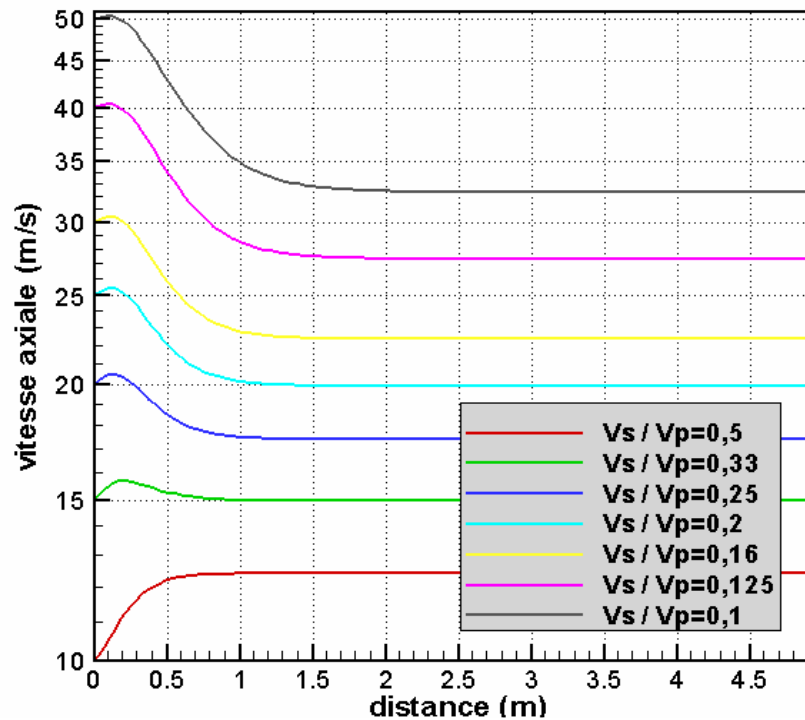


Figure 3.14. Développement de la vitesse axiale sur l'axe

#### Détermination de la longueur de développement:

Dans les conduites, pour un écoulement simple et laminaire la longueur de développement ( $Le$ ) est donnée par la corrélation suivant:  $Le / D = 0,06 Re$

Mais pour notre cas c'est un écoulement à double flux donc on va essayer de trouver une relation entre la longueur de développement du mélange et le nombre de Reynolds moyen ( $Rem$ ) de l'écoulement.

$$Rem = \rho \times Vm \times D / \mu, \text{ avec } \rho = \mu = D = 1 \text{ donc } Rem = Vm \text{ et } Le/D = Le$$

On fait sortir les valeurs de ( $Le$ ) à partir des courbes de la vitesse axiale à l'axe (figure 3.14), ( $Le$ ) est la distance où la vitesse axiale se stabilise à 99%. Puis on trace la courbe de  $Le/D$  en fonction de  $Rem$ .

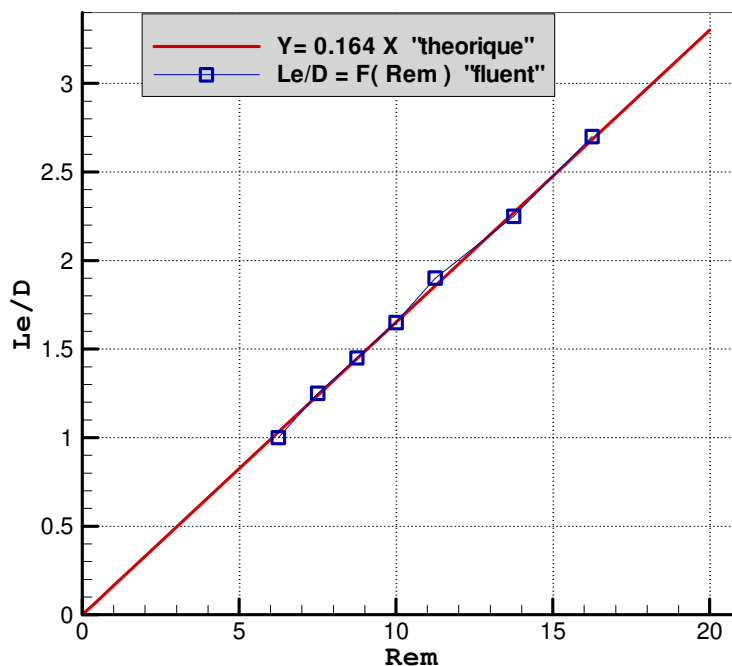
Les résultats sont dans le tableau suivant:



$V_s / V_p$	$V_m$	$Re_m$	$Le / D$	$\frac{\Delta (Le/D)}{\Delta (Re_m)}$
0.5	6.25	6.25	1	0.16
0.33	7.5	7.5	1.25	0.166
0.25	8.25	8.25	1.45	0.166
0.2	10	10	1.65	0.165
0.16	11.25	11.25	1.9	0.168
0.125	13.75	13.75	2.25	0.164
0.1	16.25	16.25	2.6	0.16

**Tableau 3.3. Les valeurs de  $(Le/D)$**

$\frac{\Delta Le/D}{\Delta Re_m} = 0.164$  (la valeur moyenne) donc la courbe ( $y = 0.164 x$ ) est proche de la courbe  $Le/D = F(Re_m)$  et la figure suivante montre bien ce comportement :



**Figure 3.15. La courbe  $(Le/D = F(Re_m))$**

A partir de cette figure on peut arriver à la relation suivante ( $Le/D = 0.164Re_m$ ) comme corrélation de la longueur de développement pour un écoulement laminaire à double flux dans une conduite.

## Chapitre 4

### Résultats et discussions : Ecoulement turbulent

Dans cette partie on fait les simulations pour un cas réel et turbulent avec deux fluides différents; le fluide primaire est un gaz d'échappement chaud d'un moteur propulsif ( $T_p = 640\text{ K}$ ) et le fluide secondaire est de l'air ambiant ( $T_s = 293\text{ K}$ ).

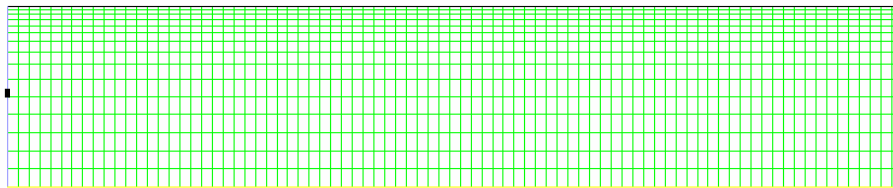
#### 4.1. Les données:

**4.1.1. Les dimensions:** Pour que les simulations donnent des bons résultats il faut que la longueur de la conduite soit supérieure à la longueur de développement théorique ( $L_e$ ) de l'écoulement. ( $L_e$ ) est donné pour les écoulements turbulents par la

corrélation suivant:  $\frac{L_e}{D} = 4,4 \times Re^{1/6}$  ,  $Re = \frac{\rho \times V_m \times D}{\mu}$

On prend  $D= 1\text{m}$ ,  $d= 0,5\text{m}$  et les même valeurs des vitesses utilisées dans la première partie, avec la densité  $\rho = 1,225\text{ kg/m}^3$  et la viscosité  $\mu = 1,8 \times 10^{-5}\text{ N/ m}^2.\text{s}$  Pour la valeur maximale de  $V_m$  (16,25 m/s) on obtient  $Re_m = 1,106 \times 10^6$  et  $L_e (max)= 44.7\text{ m}$  , donc on suppose une longueur de 65m pour la conduite.

**4.1.2. Le maillage:** dans cette partie on utilise un maillage de 25500 éléments et raffiné à la paroi sur toute la longueur de la conduite, avec les mêmes conditions aux limites que la partie laminaire. La figure (4.1) représente une partie de ce maillage:



**Figure 4.1. Le maillage pour la partie turbulente**

#### 4.1.3. Le modèle de la turbulence:

On a utilisé le modèle k-epsilon standard avec ces constantes données par défaut dans fluent. Pour les valeurs de l'intensité de turbulence on prend: **6%** pour l'écoulement primaire et **1%** pour l'écoulement secondaire.

#### 4.1.4. Les propriétés des fluides: $C_p$ , $\mu$ , $k$

Par contre à la première partie on a une différence importante de température entre les deux flux, ce qui donne une température variable dans la conduite, donc il faut introduire les constantes ( $C_p$ ,  $\mu$ ,  $k$ ) sous forme des polynômes en fonction de la température, pour cela on utilise les tables des propriétés thermo-physiques de l'air et on prend les valeurs ( $C_p$ ,  $k$ ,  $\mu$ ) pour quelques températures qui appartient à notre intervalle (290 – 800 K). Puis on trace leurs courbes en fonction de la température et on déduit le polynôme qui convient.

Pour l'air les valeurs sont dans le tableau suivant:

$T$ (K)	$C_p$ (kJ/kg. K)	$\mu \cdot 10^7$ (N.s/m <sup>2</sup> )	$k \cdot 10^3$ (W/m. K)
400	1.014	230.1	33.8
450	1.021	250.7	37.3
500	1.030	270.1	40.7
550	1.040	288.4	43.9
600	1.051	305.8	46.9
700	1.075	338.8	52.4
800	1.099	369.8	57.3

Tableau 4.1. Les propriétés thermo-physiques de l'air

Et voici les courbes en fonction de température:

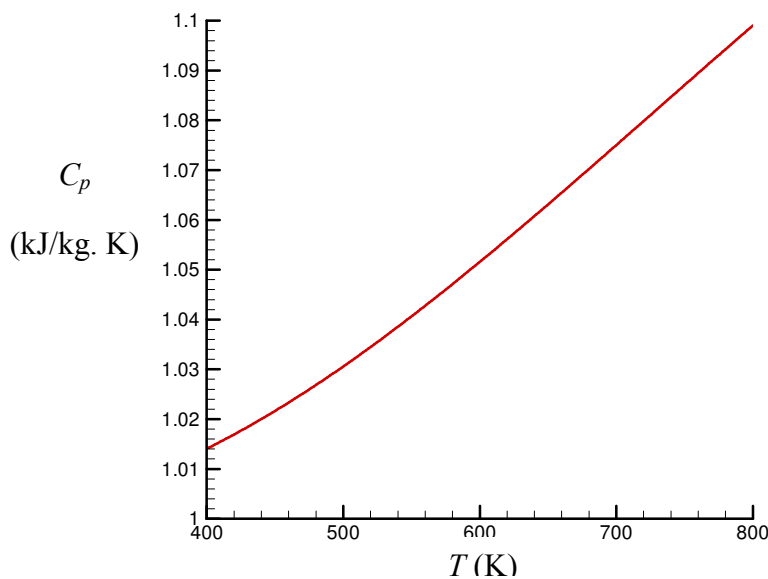
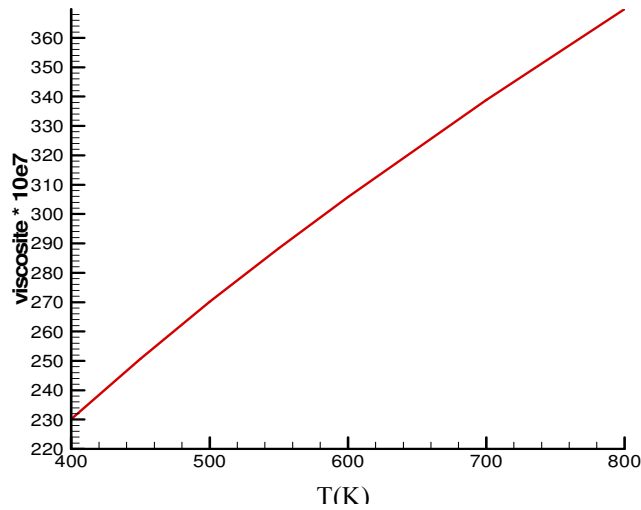
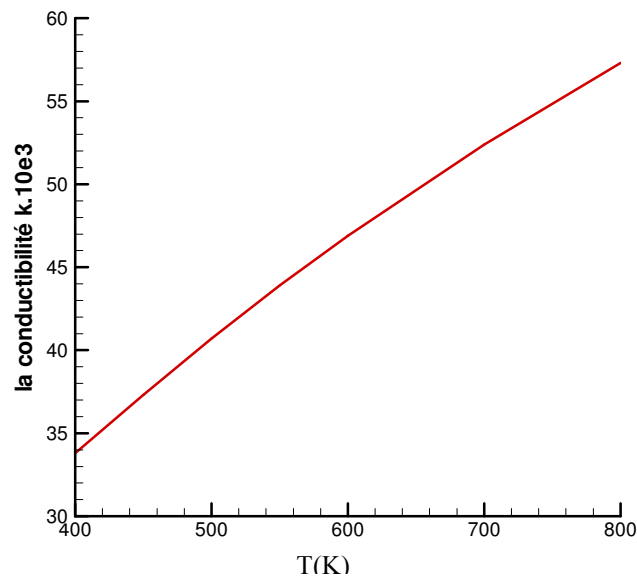


Figure 4.2.  $C_p$  de l'air en fonction de température.



**Figure 4.3. La viscosité (N.s/m<sup>2</sup>) de l'air en fonction de température.**



**Figure 4.4. La conductibilité (W/m. K) de l'air en fonction de température.**

Pour déduire les polynômes approchés des trois courbes on utilise le logiciel teplot ou bien MATHLAB, le dernier donne les résultats suivants:

$$Cp(air) = \begin{bmatrix} 8.852631225051328e+000 \\ 3.020857640084252e-002 \\ 1.530974339735729e-004 \\ -2.196606575073180e-007 \\ 9.464127599383234e-011 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} T^0 \\ T^1 \\ T^2 \\ T^3 \\ T^4 \end{bmatrix} (KJ / kg.K)$$

$$\mu(\text{air}) = \begin{bmatrix} -2.223660645774045e+001 \\ 9.291235872336001e-001 \\ -1.023142164893151e-003 \\ 7.940454711981294e-007 \\ -2.514672030856194e-010 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} T^0 \\ T^1 \\ T^2 \\ T^3 \\ T^4 \end{bmatrix} \cdot (10^{-7} \cdot N \cdot s / m^2)$$

$$k(\text{air}) = \begin{bmatrix} 8.852631225051328e+000 \\ 3.020857640084252e-002 \\ 1.530974339735729e-004 \\ -2.196606575073180e-007 \\ 9.464127599383234e-011 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} T^0 \\ T^1 \\ T^2 \\ T^3 \\ T^4 \end{bmatrix} \cdot (10^{-3} \cdot W / m \cdot K)$$

Mais notre fluide est un mélange d'air ( $\dot{m}_s$ ) et de gaz d'échappement ( $\dot{m}_p$ )

$$\dot{m}_s = A_s \times \rho_s \times V_s \text{ avec } \rho_s = 1.16 \text{ kg/m}^3, V_s = 5 \text{ m/s}, A_s = 3\pi/16$$

$$\dot{m}_s = 3.416 \text{ m}^3/\text{s}.$$

$$\dot{m}_p = A_p \times \rho_p \times V_p \text{ avec } \rho_p = 0.55 \text{ kg/m}^3, A_p = \pi/16, V_p \text{ est variable.}$$

Donc on calcule  $\dot{m}_p$ ,  $\dot{m}_t$  (débit total) et les fractions massiques  $X_p = \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_t}$  et  $X_s = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_t}$

Pour chaque valeur de  $V_p$ , les résultats sont dans le tableau suivant:

$V_p$ (m/s)	$\dot{m}_p$ (kg/s)	$\dot{m}_t$ (kg/s)	$X_p$	$X_s$
10	1.08	4.496	0.24	0.76
15	1.62	5.036	0.32	0.68
20	2.16	5.5776	0.387	0.613
25	2.7	6.116	0.44	0.56
30	3.24	6.656	0.49	0.51
40	4.32	7.736	0.56	0.44
50	5.4	8.816	0.61	0.39

**Tableau 4.2. Les résultats de calcul de  $X_s$  et  $X_p$**

Donc le  $C_p$  du mélange  $C_{p_m} = C_p(\text{air}) \times X_s + C_p(\text{gaz échappement}) \times X_p$

Mais pour la conductibilité et la viscosité du mélange on utilise directement leurs polynômes pour l'air.

- calcul de Cp (gaz d'échappement):

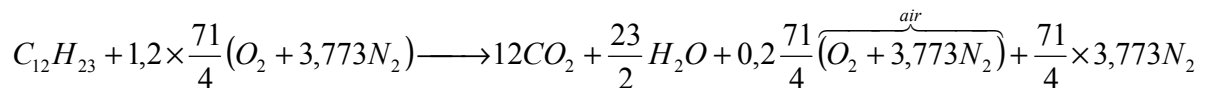
$$Cp_g = \sum_{i=1}^n Cp_i \times X_i$$

$Cp_i$  : La chaleur spécifique du composant ( i ).

$X_i$  : La fraction massique du composant ( i ).

Pour déduire les composants du gaz d'échappement on propose une équation des réactions dans la chambre de combustion, on prend comme combustible le kérosène ( $C_{12}H_{23}$ ) et on considère une combustion complète avec un excès d'air de 0.2 %.

L'équation est la suivante:



Donc on a quatre composants dans le gaz d'échappement (les produits de combustion) sont:  $CO_2$  ,  $H_2O$  ,  $N_2$  et l'air pur. On calcule la fraction massique  $X_i$  de chaque composant dans le tableau suivant:

Le composant	Nombre de mole	La masse molaire	$m_i$	$X_i = \frac{m_i}{m_t}$
$CO_2$	12	44	528	0.2974
$H_2O$	11,5	18	207	0.1166
Air	3,55	28.966	102,829	0.0579
$N_2$	66,97	14	937,58	0.5281
TOTAL			$m_t = 1775,41$	1

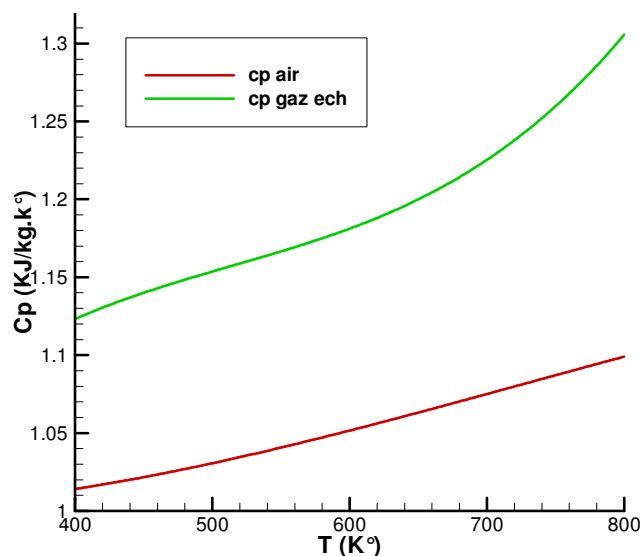
**Tableau 4.3. Résultats de calcul des  $m_i$  et  $X_i$**

Les  $Cp_i$  de chaque composant on les trouve dans les tables des propriétés thermophysique on les prend pour différentes valeurs de température et on les presente dans le tableau suivant:

	$C_p (CO_2)$	$C_p (H_2O)$	$C_p (Air)$	$C_p (N_2)$	$Cp_g = \sum_{i=1}^n Cp_i \times X_i$
400	0.942	2.014	1.014	1.045	1.125558
450	0.981	1.980	1.021	1.050	1.136238
500	1.02	1.985	1.030	1.056	1.152110
550	1.05	1.997	1.040	1.065	1.167763
600	1.08	2.026	1.051	1.075	1.185984
700	1.13	2.085	1.075	1.098	1.221269
800	1.17	2.152	1.099	1.22	1.306795

**Tableau 4.4. calcul de  $Cp_g$  pour différentes valeurs de température**

Ces valeurs de  $Cp_g$  sont décrites par la courbe suivante avec une comparaison avec  $Cp$  de l'air.



**Figure 4.5.  $Cp$  de l'air et du gaz d'échappement en fonction de température.**

Comme on a déjà fait précédemment on déduit le polynôme approché de la courbe par MATHLAB qui donne:

$$Cp_g = \begin{bmatrix} 2.844792572160056e+000 \\ -1.328982105078737e-002 \\ 3.719612362378038e-005 \\ -4.484569169642199e-008 \\ 2.013987527124387e-011 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} T^0 \\ T^1 \\ T^2 \\ T^3 \\ T^4 \end{bmatrix} .(KJ / kg.K)$$

Maintenant on peut calculer  $Cp_m$  (mélange) pour les différentes valeurs de  $Vs/Vp$  par la formule  $Cp_m = Cp(air) \times X_s + Cp_g \times X_p$  ce qui donne :

$$\text{pour } Vs/Vp = 0.5 (Vp = 10 \text{ m/s}): Cp_m = \begin{bmatrix} 1426.53 \\ -3.48335 \\ 8.927e-03 \\ -1.07e-05 \\ 4.826e-09 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} T^0 \\ T^1 \\ T^2 \\ T^3 \\ T^4 \end{bmatrix} (J/kg.K)$$

$$\text{pour } Vs/Vp = 0.33 (Vp = 15 \text{ m/s}): Cp_m = \begin{bmatrix} 1626.53 \\ -4.5156 \\ 1.19e-02 \\ -1.46e-05 \\ 6.438e-09 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} T^0 \\ T^1 \\ T^2 \\ T^3 \\ T^4 \end{bmatrix} (J/kg.K)$$

$$\text{pour } Vs/Vp = 0.25 (Vp = 20 \text{ m/s}): Cp_m = \begin{bmatrix} 1746.56 \\ -5.38 \\ 1.439e-02 \\ -1.76e-05 \\ 7.788e-09 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} T^0 \\ T^1 \\ T^2 \\ T^3 \\ T^4 \end{bmatrix} (J/kg.K)$$

$$\text{pour } Vs/Vp = 0.2 (Vp = 25 \text{ m/s}): Cp_m = \begin{bmatrix} 1841.516 \\ -6.06364 \\ 1.686e-02 \\ -1.996e-05 \\ 8.882e-09 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} T^0 \\ T^1 \\ T^2 \\ T^3 \\ T^4 \end{bmatrix} (J/kg.K)$$

$$\text{pour } Vs/Vp = 0.16 (Vp = 30 \text{ m/s}): Cp_m = \begin{bmatrix} 1931.09 \\ -6.70876 \\ 1.8677e-02 \\ -2.218e-05 \\ 2.01347e-08 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} T^0 \\ T^1 \\ T^2 \\ T^3 \\ T^4 \end{bmatrix} (J/kg.K)$$

$$\text{pour } Vs/Vp = 0.125 (Vp = 40 \text{ m/s}): Cp_m = \begin{bmatrix} 2.0565 \\ -7.6119 \\ 1.9538e-02 \\ -2.529e-05 \\ 1.1274e-08 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} T^0 \\ T^1 \\ T^2 \\ T^3 \\ T^4 \end{bmatrix} (J/kg.K)$$



▪ pour  $V_s/V_p = 0.1$  ( $V_p = 50$  m/s) :  $Cp_m = \begin{bmatrix} 2146.081 \\ -8.2575 \\ 2.3034e-02 \\ -2.751e-05 \\ 1.2281e-08 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} T^0 \\ T^1 \\ T^2 \\ T^3 \\ T^4 \end{bmatrix} (J/kg.K)$

Finalement on introduit les paramètres de chaque polynôme ( $Cp_m$ ,  $\mu$ ,  $k$ ) dans fluent pour définir ces constants sous forme des polynômes en fonction de température comme suit:

**Define** → **materials** : on change (constant) par (polynomial) pour les trois grandeurs  
 → **Edit** : puis introduire les paramètres des polynômes.

- Pour la densité  $\rho$  on la prend variable selon l'équation d'état pour les gaz parfait incompressibles par l'option (incompressible – ideal – gaz) dans fluent.

#### 4.1.5. Les simulations:

Après l'introduction des données dans fluent on fait la simulation pour chaque valeur de  $V_s/V_p$ . Les itérations sont effectuées pour six (6) équations (la continuité, l'énergie, 2 N-S et deux de la turbulence k – epsilon). On fait 2000 itérations pour chaque simulation pour que les résultats soient bien stabilisés sur toute la longueur de la conduite(voire exemple dans la figure 4.6).

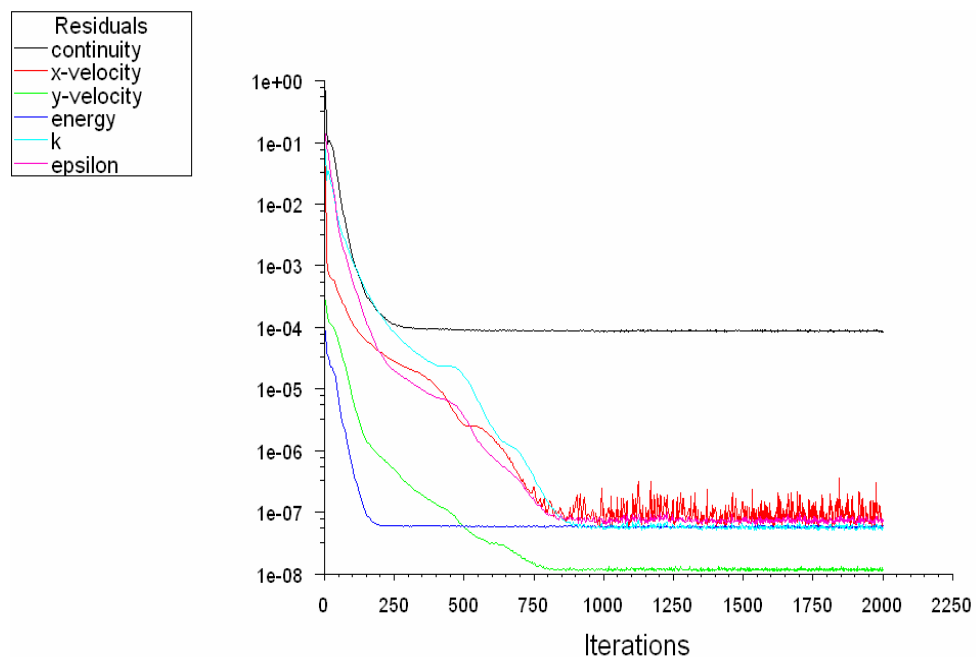


Figure 4.6. Evolution des résidus d'itération pour  $V_s/V_p=0.2$

## 4.2. Les résultats :

### 4.2.1. La vitesse axiale:

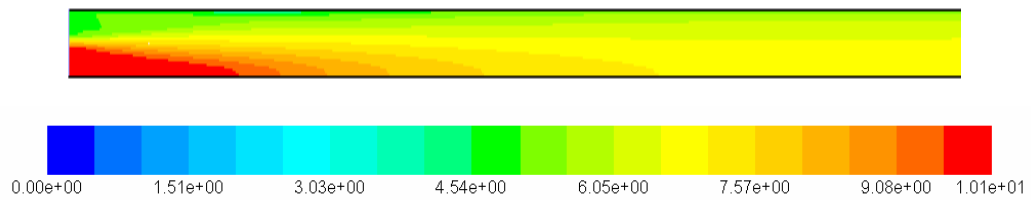


Figure 4.7. Champ de la vitesse axiale pour  $V_s/V_p = 0.5$

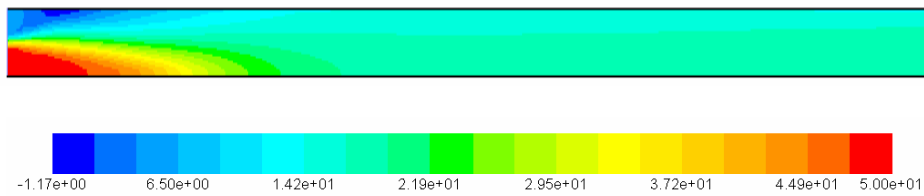


Figure 4.8. Champ de vitesse axiale pour  $V_s/V_p = 0.1$

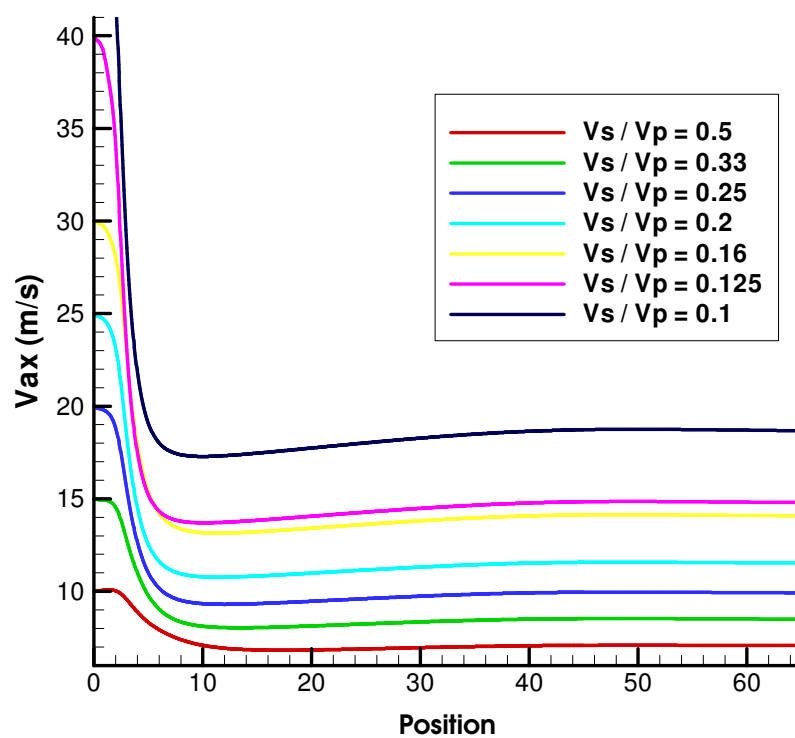


Figure 4.9. La vitesse axiale à l'axe

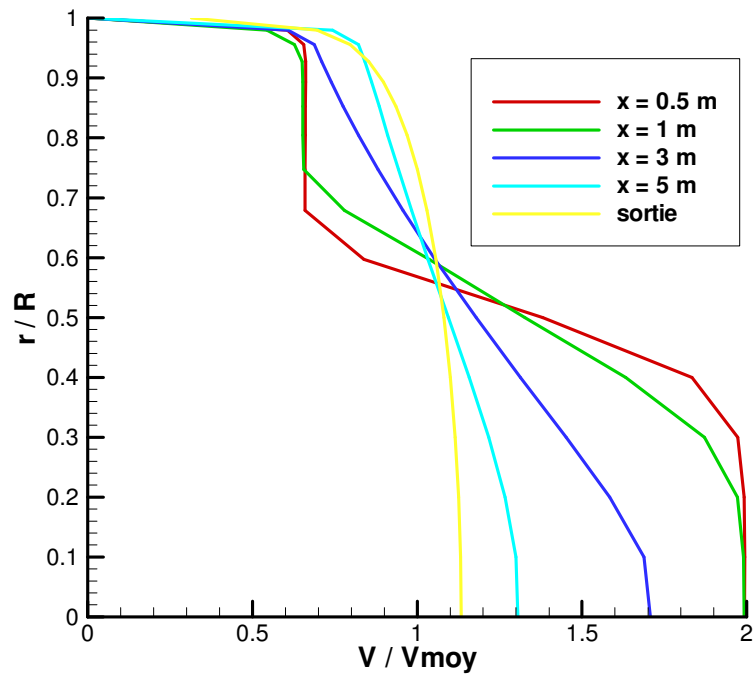


Figure 4.10. Les profils adimensionnels de vitesse pour  $V_s/V_p=0.33$

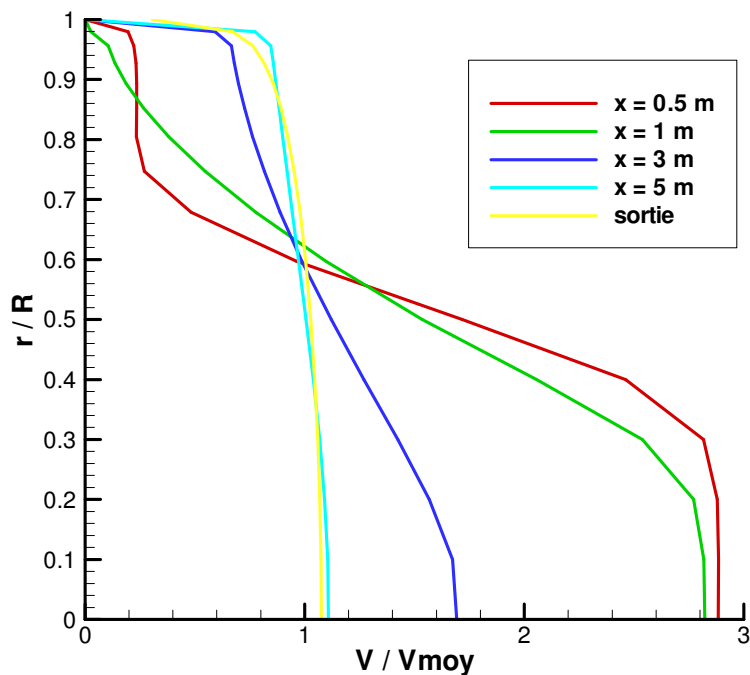


Figure 4.11. Les profils adimensionnels de vitesse pour  $V_s/V_p= 0.125$

D'après ces résultats sur la vitesse axiale on remarque que l'écoulement est bien développé pour toutes les simulations et prend un comportement stable à la sortie.

#### 4.2.2. La température :

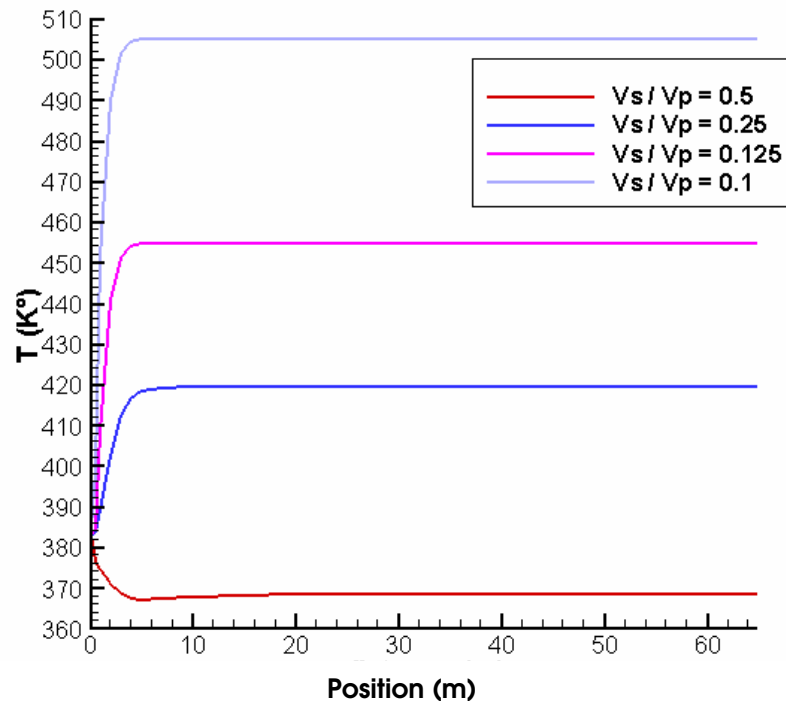


Figure 4.12. La température statique moyenne

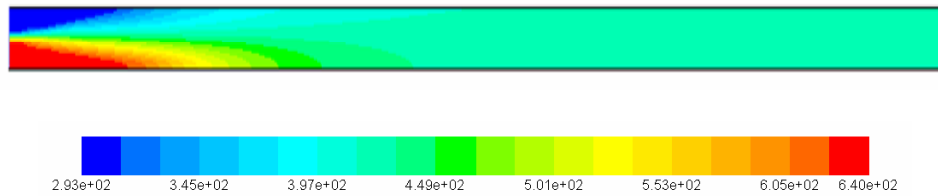


Figure 4.13. Champ de température statique pour  $V_s/V_p = 0.25$

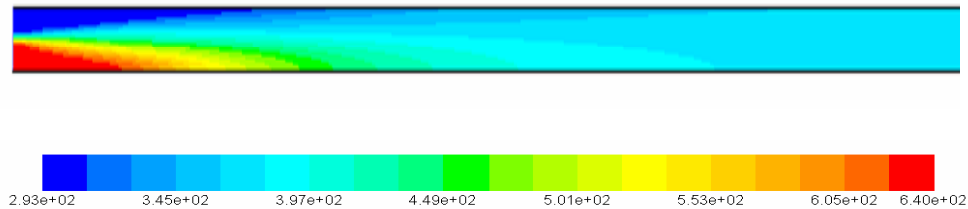


Figure 4.14. Champ de température statique pour  $V_s/V_p = 0.5$

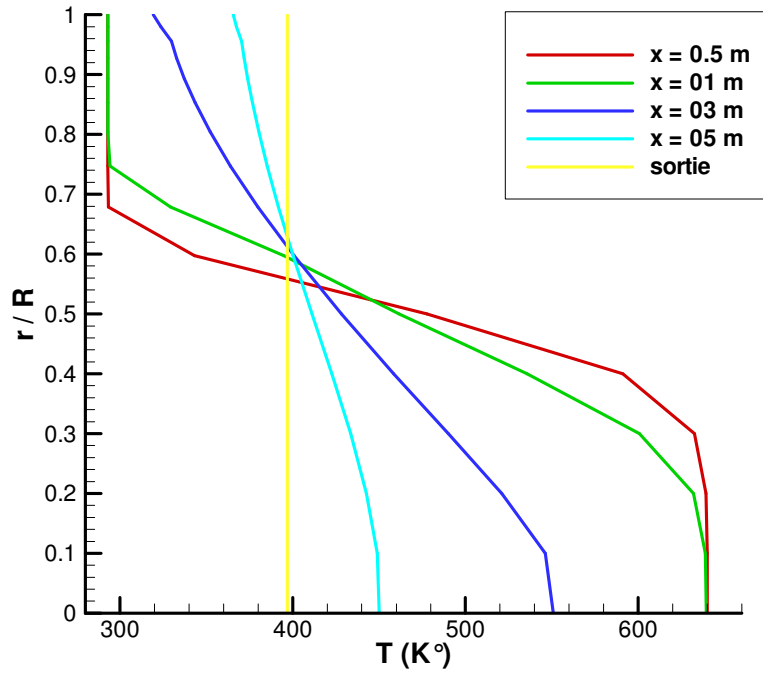


Figure 4.15. Les profils de température pour  $V_s/V_p = 0.33$

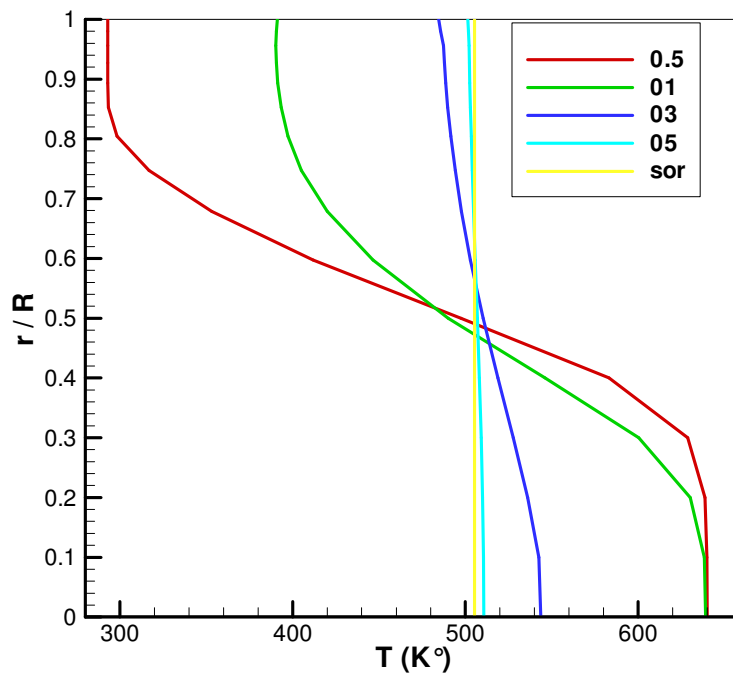


Figure 4.16. Les profils de température pour  $V_s/v_p = 0.1$

### 4.2.3. L'enthalpie totale :

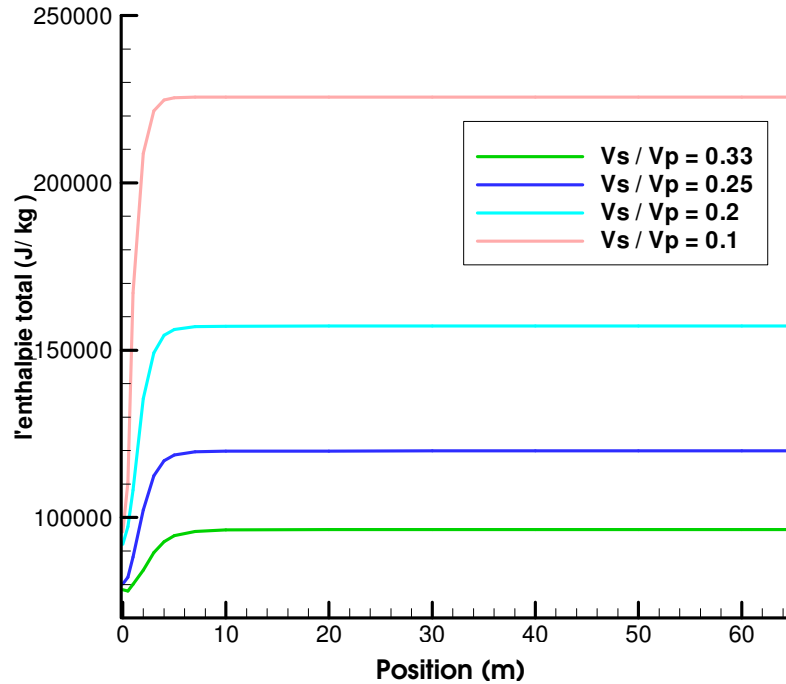


Figure 4.17. L'enthalpie totale moyenne

**Validation :** En utilisant les résultats de l'enthalpie totale trouvés par fluent on peut vérifier la conservation de la puissance à l'entrée et à la sortie de la conduite ( $\dot{W}_{in} = \dot{W}_{out}$ ) tant que :

$$\dot{W}_{in} = \dot{m}_s \times h_{t,s} + \dot{m}_p \times h_{t,p}$$

( $h_{t,s}$  et  $h_{t,p}$ : les enthalpies totales à l'entrée pour le fluide secondaire et le fluide primaire calculées par fluent).

$$\dot{W}_{out} = \dot{m}_t \times h_{t,out} \text{ (l'enthalpie totale à la sortie est calculée par fluent).}$$

Les résultats sont dans le tableau suivant :

$\frac{V_s}{V_p}$	$\dot{m}_s$ (kg/s)	$\dot{m}_p$ (kg/s)	$\dot{m}_t$ (kg/s)	$h_{t,s}$ (J/kg)	$h_{t,p}$ (J/kg)	$h_{t,out}$ (J/kg)	$\dot{W}_{in}$ (Watt)	$\dot{W}_{out}$ (Watt)	$\frac{\Delta \dot{W}}{\dot{W}}$
0.33	3.416	1.62	5.036	7362.9	291748	96459.7	497784	485771	2.4 %
0.25	3.416	2.16	5.576	7611.4	297818	119898	669287	668553	0.11 %
0.2	3.416	2.7	6.116	9336.1	339872	157214	949546	961523	1.2 %
0.1	3.416	5.4	8.816	11699.5	348099	225622	1919700	1989087	1.04 %

Tableau 4.5. Les résultats de calcul de la puissance à l'entrée et à la sortie.

D'après ces résultats on remarque que les écarts relatifs entre  $\dot{W}_{in}$  et  $\dot{W}_{out}$  sont très petits donc la conservation de puissance est vérifiée.

#### 4.2.4. L'entropie :

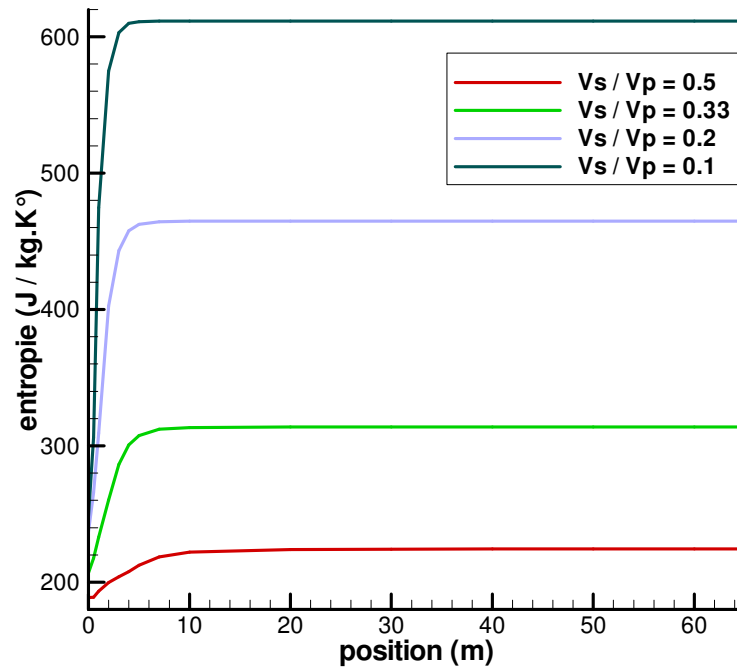


Figure 4.18. L'entropie moyenne

#### La variation de l'entropie en fonction du rapport $V_s/V_p$ :

On va utiliser une autre grandeur  $\dot{S} = \dot{m} \times S$  [W/K] et calculer ( $\Delta \dot{S} = \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in}$ )

tant que :

$$\dot{S}_{out} = \dot{m}_t \times S_{out}$$

$$\dot{S}_{in} = \dot{m}_s \times S_{in,s} + \dot{m}_p \times S_{out,p}$$

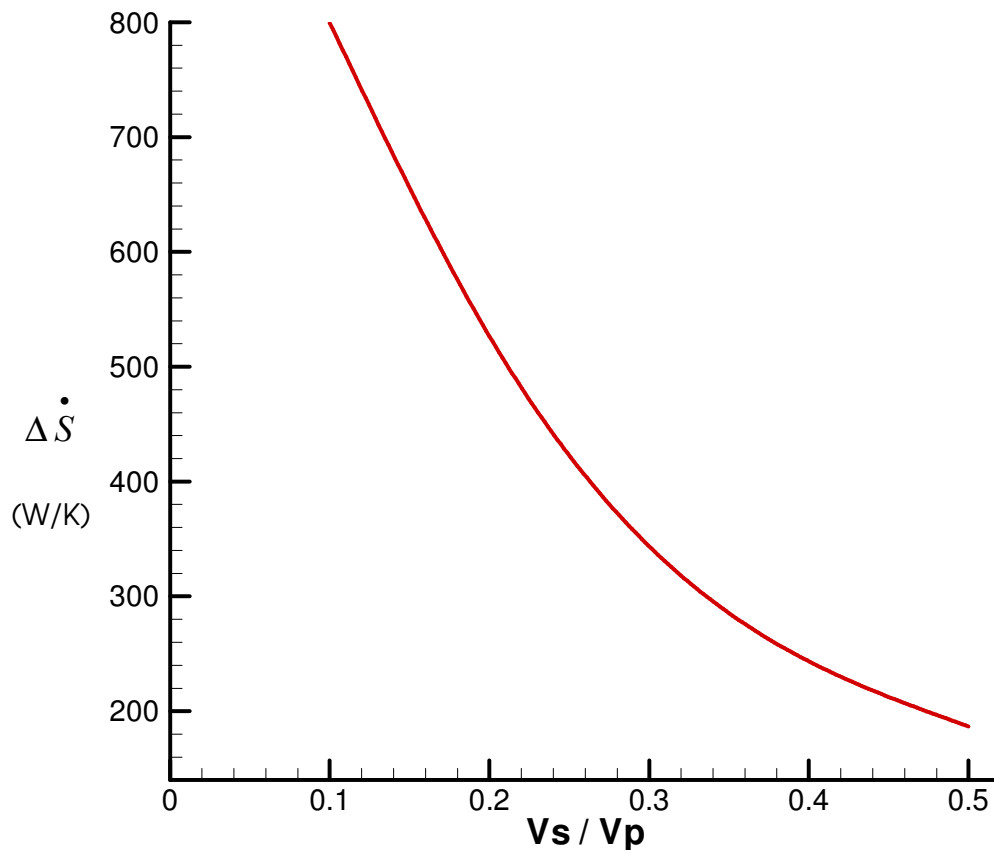
Les valeurs  $S_{out,p}$ ,  $S_{in,s}$  et  $S_{out}$  sont calculées par fluent.

Les résultats sont dans le tableau suivant :

$\frac{V_s}{V_p}$	$S_{in, s}$ (J/kg.K)	$S_{out, p}$ (J/kg.K)	$S_{out}$ (J/kg.K)	$\dot{S}_{in}$ [W/K]	$\dot{S}_{out}$ [W/K]	$\Delta \dot{S}$ [W/K]
0.5	41.53	630.03	224.44	822.29	1009.08	186.79
0.33	45.29	691.26	313.94	1274.55	1581	306.45
0.2	51.7	792.74	464.93	2317	2843.5	526.5
0.1	60	812.54	611.64	4592.6	5392.2	799.54

**Tableau 4.6. Les résultats de calcul de l'entropie.**

Maintenant on trace la courbe de variation de  $\Delta \dot{S}$  en fonction de  $\frac{V_s}{V_p}$



**Figure 4.19. Courbe de la variation de  $\Delta \dot{S}$  en fonction de  $V_s / V_p$**

**Remarques :** il' y a une génération d'entropie qui augmente avec la diminution du rapport  $V_s/V_p$  . Cette entropie générée due au mélange des deux flux (chaud et froid). le mélange ce fait d'une façon irréversible.



#### 4.2.5. La pression statique :

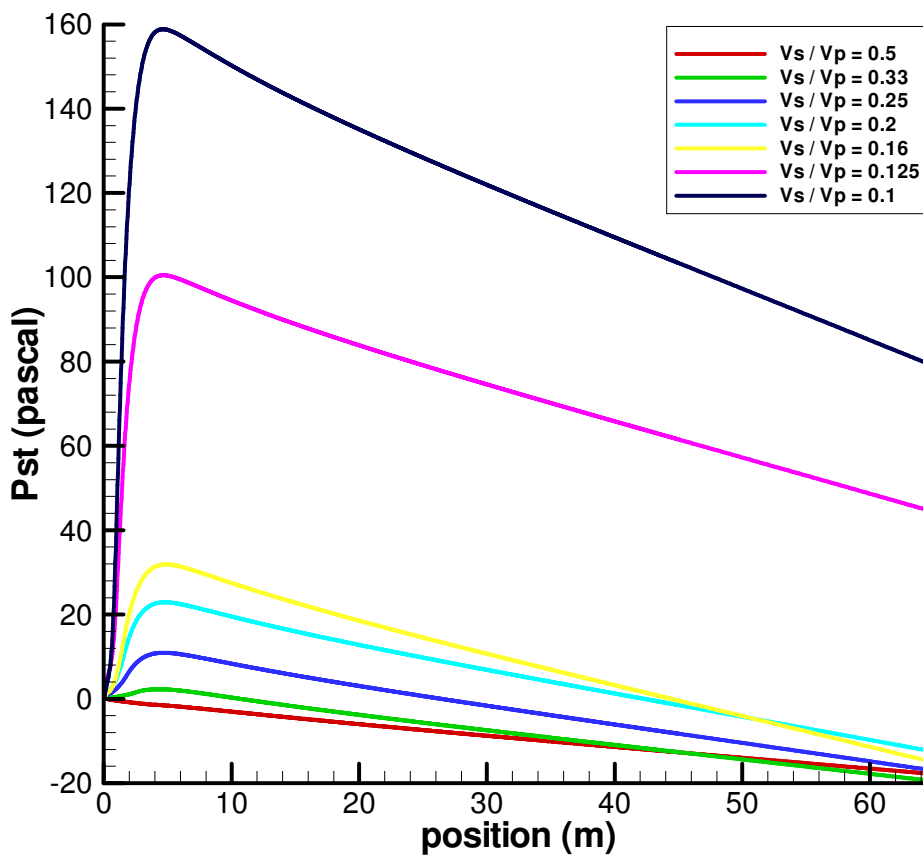
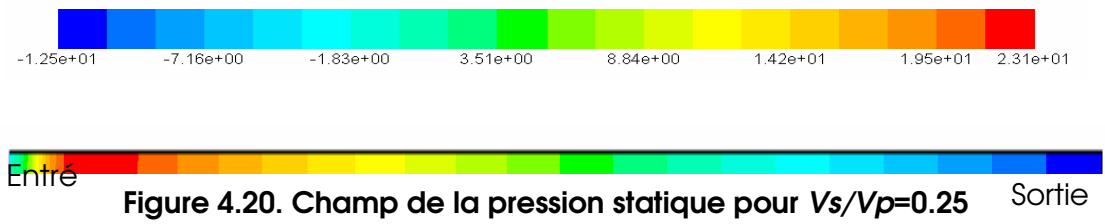


Figure 4.21. La pression statique à l'axe

### 4.3. La puissance d'éjection :

Notre système d'éjection est de 1m de longueur uniquement donc on va prendre la pression d'éjection entre  $x=0$  et  $x=1m$ .

La puissance d'éjection est calculée par la multiplication de la pression statique d'éjection fois le débit volumique qui traverse l'éjecteur.

$$\dot{W}_{ej} = \frac{\dot{m}_t}{\rho_m} \times \Delta P_{ej} \quad \text{avec } \Delta P_{ej} = P_{x=1} - P_{x=0} \text{ (les deux valeurs sont calculées par fluent).}$$

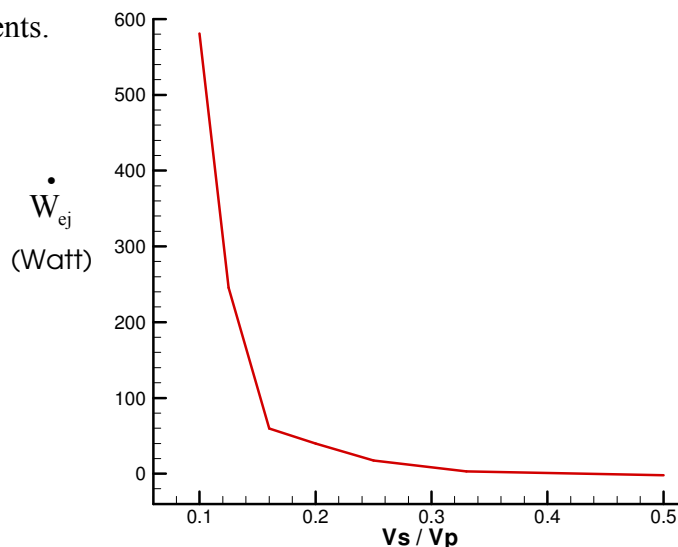
$\rho_m$  Est la densité moyenne dans l'éjecteur, calculée par fluent.

Les résultats sont dans le tableau suivant :

$\frac{V_s}{V_p}$	$\dot{m}_t$ Kg/s	$\rho_m$ Kg/m <sup>3</sup>	$P_{x=1}$ N/m <sup>2</sup>	$P_{x=0}$ N/m <sup>2</sup>	$\Delta P_{ej}$ N/m <sup>2</sup>	$\dot{W}_{ej}$ Watt
0.5	4.496	1.020	- 0.428	- 0.021	- 0.45	- 1.98
0.33	5.036	0.996	0.425	- 0.21	0.635	3.21
0.25	5.5776	0.975	2.29	- 0.74	3.03	17.328
0.2	6.116	0.948	4.4	- 1.76	6.16	39.74
0.16	6.656	0.893	4.83	- 3.2	8.028	59.837
0.125	7.736	0.890	21.57	- 6.9	28.47	245.5
0.1	8.816	0.800	39.12	- 13.6	52.71	580.86

**Tableau 4.7. Résultats de calcul de la puissance d'éjection.**

On remarque que la première valeur est négative donc pas d'effet d'éjection pour  $V_s/V_p=0.5$  cette valeur représente la perte d'énergie due aux pertes de charge par les frottements.



**Figure 4.22. La variation de  $\dot{W}_{ej}$  en fonction de  $V_s/V_p$ .**

#### 4.4. La performance de l'éjecteur :

La performance d'un éjecteur est donnée par la formule suivant :

$$\eta = \frac{\beta}{\psi} \times \left( \frac{P_{t,out} - P_{t,S}}{P_{t,P} - P_{t,out}} \right), [41], \text{ Avec : } \beta = \frac{\dot{m}_S}{\dot{m}_P} \text{ est le taux de débit massique.}$$

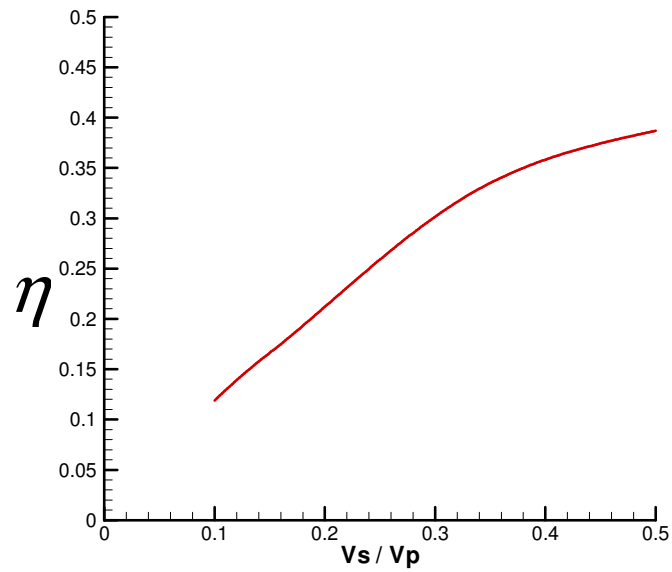
$$\psi = \frac{\rho_S}{\rho_P} : \text{ Le taux de la densité. } \psi = \frac{1.16}{0.55} = 2.11$$

$P_{t,out}$ ,  $P_{t,P}$  et  $P_{t,S}$  sont les pressions totales à la sortie de l'éjecteur, à l'entrée primaire et à l'entrée secondaire (Calculées par fluent).

Les résultats sont dans le tableau suivant :

$\frac{V_S}{V_P}$	$\beta$	$P_{t,S}$	$P_{t,P}$	$P_{t,out}$	$\eta$
0.5	3.163	15.57	26.53	17.82	0.387
0.33	2.109	16.62	58.06	26.75	0.323
0.25	1.581	17.9	102	39.5	0.259
0.2	1.265	19.18	158.28	55.56	0.212
0.16	1.054	20.44	227.24	74.05	0.175
0.125	0.791	24.06	401.15	128.66	0.144
0.1	0.633	26.03	625.91	196.2	0.119

**Tableau 4.8. Les résultats de la performance de l'éjecteur.**



**Figure 4.23. La performance de l'éjecteur**

#### **4.5. Conclusion :**

On remarque que lorsque le rapport,  $V_s/V_p$ , augmente la performance va augmenter. Ceci est bien justifié par la diminution de l'entropie qui représente la diminution des pertes de charge par frottements.

Avec cette augmentation de performance on a une diminution de puissance donc les conditions optimales d'opération seront choisies selon les besoins de l'application.

# Conclusion générale

La simplicité et la fiabilité des éjecteurs, par l'absence des pièces mobiles, justifient leur utilisation dans un grand nombre d'applications. Les études expérimentales ont prouvé que les conditions de fonctionnement affectent d'une façon critique la performance optimale d'un éjecteur. Les légers changements des conditions de fonctionnement ont fait conduire l'éjecteur à fonctionner loin de sa performance optimale. Donc cela reste un domaine d'étude et de recherche très large de par leurs diverses applications.

Dans notre travail on a cité un certain nombre d'applications importantes, comme la réfrigération et l'augmentation de la poussée dans les moteurs propulsifs. Une étude bibliographique nous a permis de nous familiariser et d'acquérir une idée globale sur les éjecteurs et la modélisation numérique des écoulements de fluide à travers ces derniers, qui reste une porte ouverte à d'autres méthodes numériques et modèles de turbulence pour faire leurs preuves.

Nous nous sommes introduits à la formulation mathématique du problème, où les équations de conservation de la quantité de mouvement, l'équation de conservation de l'énergie et les équations de la turbulence ont été posées puis résolues numériquement à l'aide d'un code de calcul CFD dit Fluent.

Nous avons fait une comparaison des résultats de Fluent pour un cas laminaire avec des résultats théoriques obtenue par l'équation de Bernoulli ce qui donne une bonne validation de notre simulations numériques par ce logiciel. En se basant sur les résultats de simulation nous avons mis au point une corrélation permettant de prédire la longueur d'entrée en fonction du nombre de Reynolds.

Nous sommes passés ensuite à l'écoulement turbulent où on a fait plusieurs simulations qui nous ont conduit à faire sortir les caractéristiques de l'écoulement sur toute la longueur de la conduite comme la vitesse, la pression, la température, l'enthalpie,...etc.

En se basant sur ces résultats, nous avons calculé les puissances d'éjection et les performances de l'éjecteur pour différents rapports des débits. La conservation de l'énergie dans la conduite a été vérifiée par les résultats de l'enthalpie totale, une bonne concordance a été remarquée entre la variation de l'entropie et de la performance en fonction de rapport du débit.

# Bibliographie

- [1] Ali REBAINE, " Simulation D'écoulements Internes Compressibles Laminaires et Turbulents Par Une Méthode D'éléments Finis ", *Thèse de Doctorat, Université de Sherbrooke, Québec, Canada, 1997.*
- [2] User's Guide: FLUENT 6.0.
- [3] DA-WEN SUN and I. W. EAMES, "Recent developments in the design theories and applications of ejectors -a review", *Journal of the Institute of Energy, June 1995, 68, pp 65-79*
- [4] FREEDMAN B Z and LIOR N. "A novel high-temperature ejector-topping power cycle". *J Eng Gas Turbines and power*” *Trans ASME*, 1994, 116, pp 1-7.
- [5] SORENSEN P F. "A thermodynamic analysis of the steam ejector, uranium leach, slurry-to-slurry heat exchanger". *Canadian J Chem Eng*, 1985, 63.
- [6] DTTON J C and CARROL B F. "Optimised ejector-diffuser design procedure for natural gas vapour recovery". *J Energy resources tech, Trans ASME*, 1983.
- [7] MINARDI J E, LAWSON M O, SALYER I O, VON OHAIN H P, NEWMAN R K and BOEHMAN L I. "Rankine cycle augmented light-gas-flow turbine studies", *J Energy*, 1981, 5(3), pp 142-145.
- [8] J. L. Porter and R. k Squyers, "A Summary Overview of Ejector Augmenter Theory and Performance", *Vought Corporation Advanced Technology Center, Dallas, Texas, ATC Report No. R-91100/9CR-47A, 1981.*
- [9] A. L. Mellanby, "Fluid Jets and their Applications", *la Trans. of Institution of Chem. Eng.*, Vol. 6, pp. 66-84, 1928.
- [10] J. H. Keenan, E. P. Neumann and F. Lustwerk, "An investigation of Ejector Design by Analysis and Experiment", *la J. Appl. Mech.* Vol. 17, pp.299-309, 1950.

- [11] N. H. Johannsen, "Ejector Theory and Experiments", *la Trans. of Danish Academy of Tech. sciences, Copenhagen*, Vol. 1, 1951.
- [12] J. Fabri and R. Siestrunck, "Supersonic Air Ejectors", *la Advances in Applied Mechanics, Academic Press, New York*, vol. 5, pp. 1-34, 1958.
- [13] W. L. Chow and A. L. Addy, "Interaction between Primary and Secondary streams of Supersonic Ejector Systems and their Performance Characteristics", *AIAA Journal, Vol. 2, No. 4*, pp. 686-695, 1964.
- [14] J. L. Loth, "Theoretical Optimization of Staged Ejector Systems, Part 1", *Arnold Engineering Development Center, Arnold Air Force Station, Tenn.* Report Ko. AEDC - TR-66-2.
- [15] J. L. Loth, "Theoretical Optimization of Staged Ejector Systems, Part 2", *Arnold Engineering Development Center, Arnold Air Force Station, Tenn.* Report NO. AED C-TR-68-80.
- [16] K. E. Hickman, P. G. Hill and Gilbert G.B "Analysis and Testing of Compressible Flow Ejectors with Variable Area Mixing Tubes", *Journal of Basic Engineering*. June, 1972.
- [17] B. H. Anderson, "Computer Program for Calculating the Flow Field of Supersonic Ejector Nozzles", *NASA-Lewis Research Center, Cleveland, Ohio*, Report No. NASA TN D-7602, 1974.
- [18] G. Emanuel, "Optimum Performance for a Single-stage Gaseous Ejector", *AIAA Journal*, vol. 14, No. 9, pp. 1292-1296, 1976.
- [19] C. D. Mikkelsen, M. R. Sandberg and A. L. Addy, "Theoretical and Experimental Analysis of the Constant-Area Supersonic-Supersonic Ejector", *Department of Mechanical and Industrial Engineering, University of Illinois at Urbana Champaign, Urbana III*, Report No. ULU-ENG-76-4003, 1976.
- [20] S. B. Hasinger, "Ejector Optimization", *Air Force Flight Dynamics Laboratory, Wright- Patterson Air Force Base, Ohio*, Report No. AFFDL-TR-78-23.



- [21] J. C. Dutton and B. F. Carroll, "Optimal Supersonic Ejector Designs", *Journal of Fluids Engineering*, vol. 108, pp. 414-420, 1986.
- [22] J. C. Dutton and B. F. Carroll, "Limitation of Ejector Performance Due to Exit Chocking", *Journal of Fluids Engineering*, vol. 110, pp. 91-93, 1988.
- [23] J. Jr. Der, "Improved Methods Of Characterizing Ejector Pumping Performance", *Journal of Propulsion and Power*, vol. 7, Ko. 3, pp. 412-419, 1991.
- [24] Ting-Hsien Lan and Hong-Sen Kou, "Non-uniform Velocity Effect in a Constant-Area Ejector Without a Diffuser", *Applied Energy*, vol. 38, pp. 181-198, 1991.
- [25] S. S. Lund, D. 4. Tavella and L. Roberts, "A Zonal Computational Approach to Thrust Augmenter Optimization", *AIAA 23rd Aerospace Sciences Meeting, Reno, Nevada*, AIAA-85-0110, 1985.
- [26] H. Schlichting, "Boundary Layer Theory", 7<sup>th</sup> ed. McGraw-Hill, New York. 1979.
- [27] J. E. Deese and R. K. Agarwal, "A Numencal Study of Viscous Flow in Inlets and Augmenters", *AIAA 26th Aerospace Sciences Meeting, Reno, Nevada*, AIAA- 88-0187, 1988.
- [28] B. S. Baldwin and H. Lomax, "Thin Layer Approximation and Algebraic Model for Separated Turbulent Flows", *AIAA Paper 78-257*, 1978.
- [29] R Malecki, S. Mityas and W. Lord, "Navier-Stokes Analysis of an Ejector and Mixer-Ejector Operating at Pressure Ratios in the Range 2-4", *AIAA/SAE/ASME/ASEE 26th Joint Propulsion Conference, Orlando, FL*, AIAA- 90-2730, 1990.
- [30] B. E. Launder and D. B. Spalding, "Mathematical Models of Turbulence", *Academic Press*, 1972.
- [31] H. Manouzi and M. Fortin, "A Treatment of Wall Boundaries for Turbulent Flows by the Use of A Transmission Finite element Method" , *Int. Journal for Numerical Methods in Engineering*, vol. 31, pp. 113-126, 1991.

- [32] B. Mohammadi, "Etude du Modèle K-EPSILON de La Turbulence pour les écoulements Compressibles", *Thèse de Doctorat, Université Paris VI, France*, 1991.
- [33] L. P. Brnal and V. Sarohia, "Entrainment and Mixing in Thrust Augmenting Ejectors". *AIAA 21st Aerospace Sciences Meeting, Reno, Nevada*, AIAA-83-0172, 1983.
- [34] Y. H. Choi and W. Y. Soh, "Computational Analysis of the Flow field of a Two-Dimensional Ejector Nozzle", *AIAA/SAE/ASME/ASEE 26th Joint Propulsion Conference, Orlando, FL*, AIAA-90-1901, 1990.
- [35] P. D. Thomas, "Numerical Method for Predicting Flow Characteristics and Performance of Nonaxisymmetric Nozzles, Theory", NASA CR-3 147, 1979.
- [36] M. EL Omari, "Contribution à l'Etude des Ecoulements de Fluides Compressibles dans un Ejecteur", *Thèse de Doctorat, Université de Sherbrooke, Québec, Canada*, 1992.
- [37] Samira NOUI, "Etude Numérique de la Combustion des Gaz dans un Four de Cimenterie", *Thèse de Magistère, Université HADJ-LAKHDAR Batna*, 2006.
- [38] Mahmoud MEKADEM, "Performances Propulsives d'un Birotor Coaxial Contrarotatif : Influence de la distance entre Rotors et de l'angle d'incidence", *Thèse de Magistère, Ecole Militaire Polytechnique, Algérie*. 2007.
- [39] S. V. PATANKAR. "Numerical heat transfer and fluid flow". *Hemisphere. Washington, D, C*. PP 115-120. 1980.
- [40] Fox, T.A. An introduction to engineering fluid mechanics; *E<sup>d</sup> MACMILLAN Education LTD*, 1977
- [41] J. A. C. Kentfield and R. W. Barnest. "The prediction of the Optimum Performance of Ejectors". *Thermodynamics and fluid mechanics group*.

# Annexe A :

## Présentation des logiciels Fluent et Gambit

### A.1. Préprocesseur GAMBIT :

C'est un préprocesseur intégré pour l'analyse en CFD (Computational Fluid Dynamics). Il peut être utilisé pour construire une géométrie et lui générer un maillage. Eventuellement, une géométrie d'un autre logiciel de CAO peut être importée dans ce préprocesseur.

Les options de génération de maillage de gambit offrent une flexibilité de choix. On peut décomposer la géométrie en plusieurs parties pour générer un maillage structuré. Sinon, gambit génère automatiquement un maillage non structuré adapté au type de géométrie construite. Avec les outils de vérification du maillage, les défauts sont facilement détectés.

### A.2. Interface de GAMBIT :

C'est une interface facile à manipuler. Elle est décomposée en plusieurs parties (figure A.1)

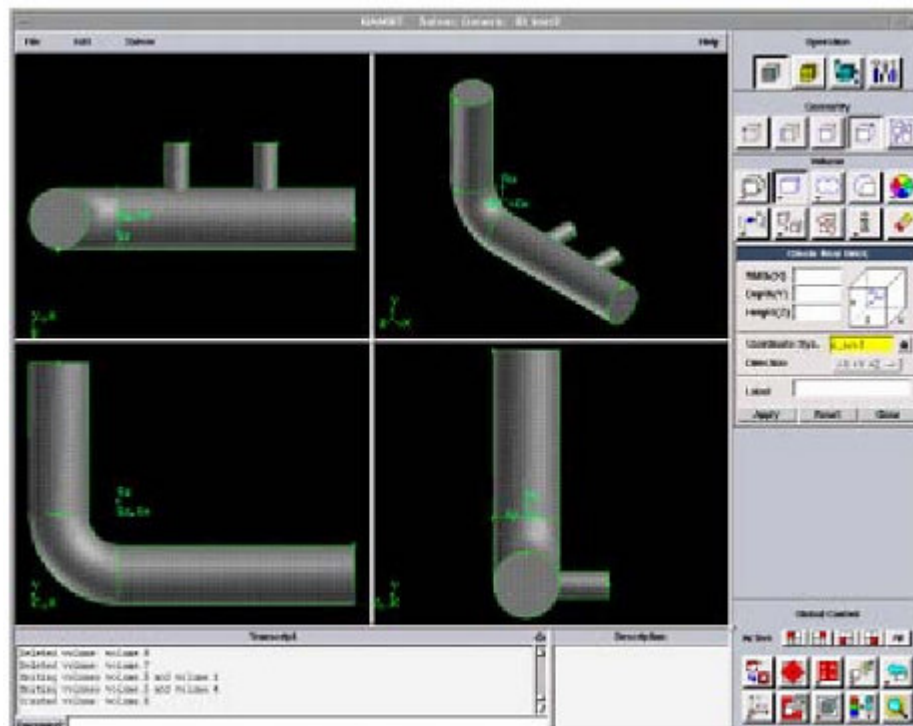


Figure.A.1: Interface de Gambit

**a. Fenêtre d'outils d'opération :**

Chaque bouton de cette fenêtre correspond à une fonction bien définie (figure A.2).

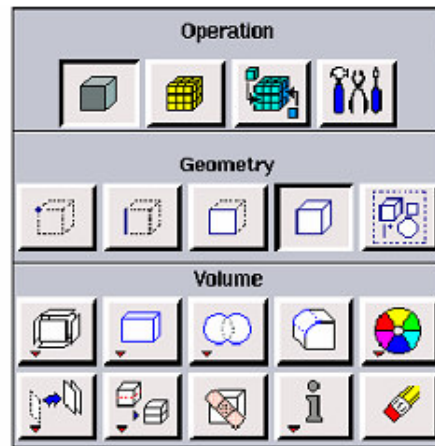


Figure.A.2: fenêtre d'outils d'opération

**a.1. Construction de la géométrie :**

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

**a.2. Génération de maillage :** Cette fonction permet la génération de tous types de maillage, la manipulation du maillage généré et la création d'une couche limite s'il y a lieu.

**a.3. Incorporation des conditions aux limites :** Plusieurs types de conditions aux limites sont disponibles selon le problème traité. A noter que l'espace maillé est pris par défaut comme étant fluide.

**a.4. Boutons d'outils :** Ils permettent de spécifier le système de coordonnées par exemple ou d'autres opérations spécifiques.

**b. Fenêtre de contrôle global :**

Elle concerne l'orientation, l'affichage, la lumière et la vérification du maillage (figure A.3).

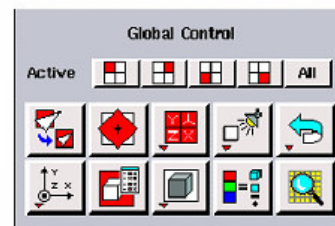


Figure.A.3: fenêtre de contrôle global

**c. fenêtre des descriptions :**

Elle décrit la fonction de l'icône sur laquelle se trouve le curseur de la souris (figure A.4)

#### d. Fenêtre de la liste des commandes :

Elle contient la liste des commandes antérieures. Si nécessaire, on peut ajouter une commande écrite pour être exécutée (figure A.5).



Figure.A.5: fenêtre de la liste des commandes

#### A.3. Code FLUENT :

Fluent est un programme informatique conçu pour la simulation des écoulements de fluide et du transfert de chaleur dans des géométries complexes. Il présente une grande flexibilité d'adaptation avec n'importe quel type de maillage. Il permet le raffinement du maillage en fonction des conditions aux limites, des dimensions et même des résultats déjà obtenus. Cela est très utile dans les régions à gradients importants (couches limites, couches à cisaillement libre).

Fluent est écrit en langage C. il emploie toute la flexibilité et la puissance qu'offre ce langage. Il a une architecture serveur client nécessaire au calcul parallèle sur plusieurs machines.

Fluent dispose d'un outil de graphisme pour l'affichage des résultats et leur exploitation. On peut aussi exporter les résultats vers un autre logiciel de graphisme.

Enfin, l'option UDF permet de résoudre des équations additionnelles ou des termes sources additionnels définis par l'utilisateur.

#### A.4. Interface du code fluent :

On peut démarrer 4 versions de fluent : 2D, 3D, 2DDP, 3DDP ayant la même interface (figure A.6).



Figure A.6

Les fonctions disponibles pour la procédure numérique sont :

**File** : pour les opérations concernant les fichiers : lecture, sauvegarde, importation...

**Grid**: pour la vérification et la manipulation du maillage et de la géométrie.

**Define**: pour définir les phénomènes physiques, les matériaux et les conditions aux limites.

**Solve** : pour choisir les équations à résoudre, les schémas de discrétisation, les facteurs de sous relaxation, les critères de convergence et pour initialiser et procéder au calcul.

**Adapt** : pour l'adaptation u maillage selon plusieurs paramètres.

**Surface** : pour créer des points des lignes et des plans nécessaires à l'affichage des résultats.

**Display et plot** : pour l'exploitation des résultats.

**Report** : pour afficher des rapports contenant les détails des problèmes traité.

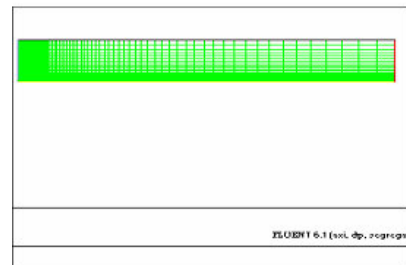
**Parallel** : pour le calcul parallèle.

**Help** : pour l'exploitation du contenu du code.

#### A.5. Procédure de Résolution :

##### Etape 1 :

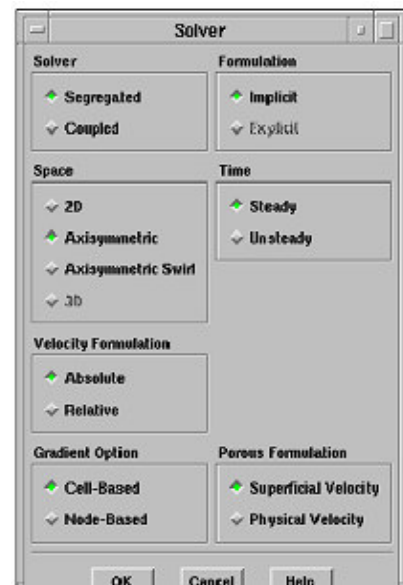
Un fichier de données (extension .cas) est crée suite à la lecture du fichier contenant les détails de la géométrie (extension .msh), après vérification du maillage, on passe au type de solveur.



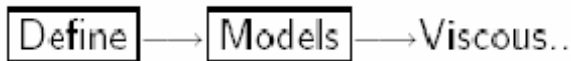
##### Etape 2 :

Menu "define"  →  →

Pour notre cas, c'est un solveur découplé avec une formulation implicite pour un cas axisymétrique et un écoulement stationnaire et une vitesse absolue, valider en cliquant sur OK. D'autres équations peuvent être rajoutées selon les phénomènes étudiés (transfert de chaleur, combustion, multi phases ...).



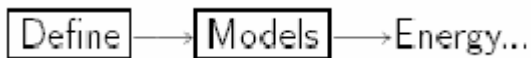
### Etape 3 :



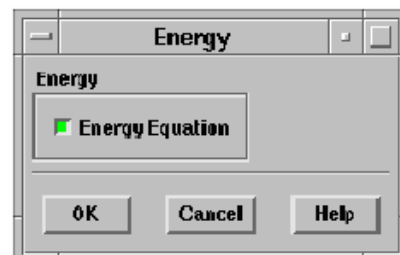
C'est le modèle **k-ε** avec l'option fonction de paroi (wall-function). Cette étape représente une approche pour modéliser l'écoulement près des parois.



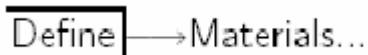
### Etape 4 :



Formulation de l'équation d'énergie.



### Etape 5 :

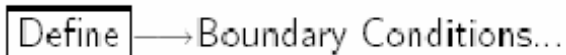


C'est le choix du fluide utilisé avec l'introduction des données concernant les propriétés physiques.

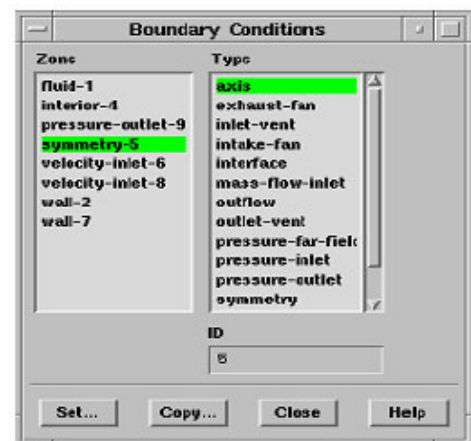
On note qu'il faut cliquer sur le bouton change/create avant de quitter le panneau.



### Etape 6 :

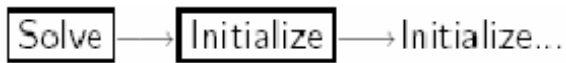


Les conditions aux limites pour chaque frontière seront définies avec la fenêtre Boundary condition, après avoir sélectionné chaque fois, la frontière concernée et faire rentrer les conditions aux limites de cette dernière ensuite valider.

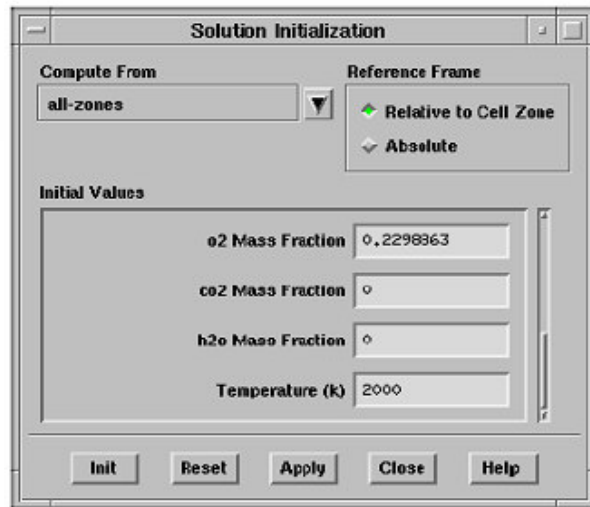


### Etape 7 :

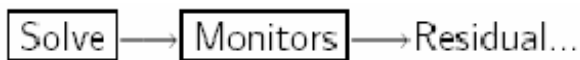
Menu "solve".



Le dernier menu utilisé pour entamer le calcul est le menu "solve". On doit choisir les équations à résoudre, les schémas de discrétisation, les facteurs de sous relaxations et les critères de convergence. Le calcul est initialisé d'après les conditions aux limites.



### Etape 8 :



Faire activer l'option plot dans la fenêtre residual monitor. Lancement des itérations jusqu'à la convergence, enregistrer les résultats pour entamer ensuite la phase sortie graphique.





# Annexe B

## Configuration de Fluent pour un cas turbulent, ( $V_S/V_P = 0.2$ ) :

Version: axi, segregated, ske (axi, segregated, standard k-epsilon)

Release: 6.2.16

### Title:

### Models

Model	Settings
-----	
Space	Axisymmetric
Time	Steady
Viscous	Standard k-epsilon turbulence model
Wall Treatment	Standard Wall Functions
Heat Transfer	Enabled
Solidification and Melting	Disabled
Radiation	None
Species Transport	Disabled
Coupled Dispersed Phase	Disabled
Pollutants	Disabled
Soot	Disabled

### Material Properties

Material: air (fluid)

Property	Units	Method	Value(s)
-----			
Density	kg/m3	incompressible-ideal-gas	#f
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	polynomial	1841.5164 -6.0636401 0.016860001 -1.9958001e-05 8.8816998e-09
Thermal Conductivity	w/m-k	polynomial	0.0088526309 3.0208577e-05 1.530974e-07 -2.1966e-10 9.4641268e-14
Viscosity	kg/m-s	polynomial	-2.22366e-06 9.2912352e-08 -1.023142e-10 7.9404548e-14 -2.5146699e-17
Molecular Weight	kg/kgmol	constant	28.966

L-J Characteristic Length	angstrom	constant	3.711
L-J Energy Parameter	k	constant	78.6
Thermal Expansion Coefficient	1/k	constant	0
Degrees of Freedom		constant	0
Speed of Sound	m/s	none	#f

Material: aluminum (solid)

Property	Units	Method	Value(s)
-----			
Density	kg/m3	constant	2719
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	constant	871
Thermal Conductivity	w/m-k	constant	202.4

### Boundary Conditions

Zones

name	id	type
-----		
fluid	2	fluid
sortie	3	outflow
paroi	4	wall
axe	5	axis
entre-s	6	velocity-inlet
entre-p	7	velocity-inlet
default-interior	9	interior

### Boundary Conditions

fluid

Condition	Value
-----	
Material Name	air
Specify source terms?	no
Source Terms	()
Specify fixed values?	no
Fixed Values	()

Motion Type	0
X-Velocity Of Zone	0
Y-Velocity Of Zone	0
Rotation speed	0
Deactivated Thread	no
Laminar zone?	no
Set Turbulent Viscosity to zero within laminar zone?	no
Porous zone?	no
X-Component of Direction-1 Vector	1
Y-Component of Direction-1 Vector	0
Direction-1 Viscous Resistance	0
Direction-2 Viscous Resistance	0
Direction-1 Inertial Resistance	0
Direction-2 Inertial Resistance	0
C0 Coefficient for Power-Law	0
C1 Coefficient for Power-Law	0
Porosity	1
Solid Material Name	aluminum

sortie

Condition	Value
-----------	-------

-----

Flow rate weighting	1
---------------------	---

paroi

Condition	Value
-----------	-------

-----

Wall Thickness	0
Heat Generation Rate	0
Material Name	aluminum
Thermal BC Type	1
Temperature	300
Heat Flux	0
Convective Heat Transfer Coefficient	0
Free Stream Temperature	300
Wall Motion	0

Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation	0
Y-Component of Wall Translation	0
External Emissivity	1
External Radiation Temperature	300
Wall Roughness Height	0
Wall Roughness Constant	0.5
Rotation Speed	0
X-component of shear stress	0
Y-component of shear stress	0
Surface tension gradient	0
Specularity Coefficient	0

axe

Condition	Value
-----------	-------

-----

entre-s

Condition	Value
-----	
Velocity Specification Method	1
Reference Frame	0
Velocity Magnitude	0
Axial-Velocity	5
Radial-Velocity	0
Axial-Component of Flow Direction	1
Radial-Component of Flow Direction	0
X-Component of Axis Direction	1
Y-Component of Axis Direction	0
Z-Component of Axis Direction	0

X-Coordinate of Axis Origin	0
Y-Coordinate of Axis Origin	0
Z-Coordinate of Axis Origin	0
Angular velocity	0
Temperature	293
Turbulence Specification Method	3
Turb. Kinetic Energy	1
Turb. Dissipation Rate	1
Turbulence Intensity	0.0099999998
Turbulence Length Scale	1
Hydraulic Diameter	0.5
Turbulent Viscosity Ratio	10

is zone used in mixing-plane model? no

entre-p

Condition	Value
-----	
Velocity Specification Method	1
Reference Frame	0
Velocity Magnitude	0
Axial-Velocity	25
Radial-Velocity	0
Axial-Component of Flow Direction	1
Radial-Component of Flow Direction	0
X-Component of Axis Direction	1
Y-Component of Axis Direction	0
Z-Component of Axis Direction	0
X-Coordinate of Axis Origin	0
Y-Coordinate of Axis Origin	0
Z-Coordinate of Axis Origin	0
Angular velocity	0
Temperature	640
Turbulence Specification Method	3
Turb. Kinetic Energy	1
Turb. Dissipation Rate	1

Turbulence Intensity	0.0499999997
Turbulence Length Scale	1
Hydraulic Diameter	0.5
Turbulent Viscosity Ratio	10
is zone used in mixing-plane model?	no

default-interior

Condition	Value
-----	

### Solver Controls

-----

#### Equations

Equation	Solved
-----	
Flow	yes
Turbulence	yes
Energy	yes

#### Numerics

Numeric	Enabled
---------	---------

-----

Absolute Velocity Formulation	yes
-------------------------------	-----

#### Relaxation

Variable	Relaxation Factor
-----	
Pressure	0.3
Density	1
Body Forces	1
Momentum	0.7
Turbulence Kinetic Energy	0.8
Turbulence Dissipation Rate	0.8
Turbulent Viscosity	1
Energy	1

### Linear Solver

Variable	Solver	Termination Type	Residual Criterion	Reduction Tolerance
Pressure		V-Cycle	0.1	
X-Momentum		Flexible	0.1	0.7
Y-Momentum		Flexible	0.1	0.7
Turbulence Kinetic Energy		Flexible	0.1	0.7
Turbulence Dissipation Rate		Flexible	0.1	0.7
Energy		Flexible	0.1	0.7

### Discretization Scheme

Variable	Scheme
Pressure	Standard
Momentum	First Order Upwind
Turbulence Kinetic Energy	First Order Upwind
Turbulence Dissipation Rate	First Order Upwind
Energy	First Order Upwind

### Solution Limits

Quantity	Limit
Minimum Absolute Pressure	1
Maximum Absolute Pressure	5e+10
Minimum Temperature	1
Maximum Temperature	5000
Minimum Turb. Kinetic Energy	1e-14
Minimum Turb. Dissipation Rate	1e-20
Maximum Turb. Viscosity Ratio	100000