



République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université Akli Mohand Oulhadj-Bouira

**Faculté des Sciences et des Sciences Appliquées
Département de Génie Mécanique**

PROJET DE FIN D'ETUDE

Présenté pour l'obtention du Diplôme de Master
En génie mécanique
Option énergétique

THEME

Etude de l'influence des bulles de gaz sur les pertes de charges dans les conduites

Par : **Aït Chalal Fares et Meziani Samir**

Soutenu le 25/ 09/ 2019 devant les jurés :

Président : M_r LAKHAL

Mr LATTARI

Mr LAOUARI

M_r Messai

Université de Bouira

Université de Bouira

Université de Bouira

Université de Bouira

Examineur

Examineur

Examineur

Encadreur

Remerciements

On remercie dieu le tout puissant de nous avoir donné la santé et la volonté d'entamer et de terminer ce mémoire.

Tout d'abord, ce travail ne serait pas aussi riche et n'aurait pas pu avoir le jour sans l'aide et l'encadrement de *Mr Messai* on le remercie pour la qualité de son encadrement exceptionnel, pour sa patience, sa rigueur et sa disponibilité durant notre préparation de ce mémoire.

Notre remerciement s'adresse également à tous nos professeurs pour leurs générosités et la grande patience dont ils ont su faire preuve malgré leurs charges académiques et professionnelles.

Nos profonds remerciements vont également à toutes les personnes qui nous ont aidés et soutenus de près ou de loin.



*Ait Chalal Fares
Meziani Samir*

Dédicace

Je dédie ce projet à :

A nos chères mères

A nos chers pères

Qui n'ont jamais cessé de formuler des prières à mon égard, de me soutenir et de m'épauler pour que je puisse atteindre mes objectifs.

A nos frères et sœurs

Pour ses soutiens moral et leurs conseils précieux tout au long de mes études.

A nos chères grands-mères

Qui je souhaite une bonne santé.

A mes chers amis et collègues

Pour leurs aides et supports dans les moments difficiles.

A toute nos familles

A tous ceux qui, par un mot, m'ont donné la force de continuer.

A toute nos profs

Pour leurs aides dans notre parcours universitaire.



*© Laila Ann
Enage, Sunny Parker*

Ait Chalal Fares

Meziani Samir

Sommaire

Introduction Générale

Introduction générale.....	1
----------------------------	---

Chapitre I : Généralités sur la mécanique de fluide et les écoulements des fluides

I.1. Introduction.....	2
I.2. Définition de la mécanique des fluides.....	2
I.3. Définition d'un fluide	2
I.3.1. Fluide incompressible	3
I.3.2. Fluide compressible	3
I.4. Rappels de mécanique des fluides	3
I.4.1. Unités de pression	3
I.4.2. Dynamique des fluides incompressibles.....	4
I.4.3. Débit-massique	4
I.4.4. Débit-volumique	4
I.4.5. Relation entre Q_m et Q_v	4
I.4.6. Conservation du débit	4
I.4.7. Expression du débit en fonction de la vitesse V	5
I.4.8. Vitesse moyenne	5
I.5. Écoulements permanents ou stationnaires	6
I.6. Le nombre de Reynolds	6
I.6.1. Les différents régimes d'écoulement et nombre de Reynolds.....	7
I.6.2. Cas d'un écoulement laminaire ($Re < 2000$)	8
I.6.3. Cas de l'écoulement turbulent ($Re > 3200$).....	8

I.7. Le théorème de Bernoulli.....	9
I.7.1. Equation de continuité	10
I.7.2. Relation de Bernoulli	11
I.8. Les types d'écoulements	12
I.8.1. Écoulement polyphasique	12
I.8.2. Écoulement de Stokes	13
I.8.3. Écoulement de Poiseuille.....	13
I.8.4. Écoulement à surface libre.....	13
I.9. Les écoulements diphasiques rencontrés	14
I.9.1. Ecoulement à bulles	14
I.9.2. Ecoulement annulaire.....	14
I.9.3. Ecoulement à poche bouchons.....	14
I.10. Les pertes de charges	14
I.10.1. Les pertes de charge linéaires ou régulières	15
I.10.2. Les pertes de charges singulières.....	15
I.11. Les tuyaux	16
I.12. Écoulement dans des conduits	17
I.12.1. Frottement du tuyau sur différents matériaux et surfaces.....	17
I.12.2. Écoulement laminaire et turbulent dans des conduites	17
I.13. Rugosité absolue et rugosité relative	18
I.14. Tuyaux lisses et tuyaux rugueux.....	18

Chapitre II : Les pertes de charges dans les écoulements monophasiques

II.1. Introduction	19
II.2. Nature d'un écoulement et nombre de Reynolds.....	19
II.3. Equations de continuité et d'énergie	20

II.4. Débit Volumique	21
II.5. Notions de masse volumique & densité	21
II.5.1. Masse volumique	21
II.5.2. Densité	21
II.6. Notions de tension de surface	22
II.7. Relations empiriques des pertes de charges	22
II.7.1. Pertes de charges linéaires dans une conduite	22
II.8. Pertes de charge singulières.....	23
II.9. Pertes de charge dues aux variations de section de conduite	25
II.10. Pertes de charge dues aux variations de direction de conduite.....	27
II.10.1. Coude.....	27
II.10.2. Corrélations	28
II.11. Pertes de charge dans les accessoires	30
II.12. Notion de longueur équivalente.....	30
II.13. Problématique.....	30

Chapitre III : Méthodes numériques

III.1. Introduction	32
III.2. Généralités sur l'ANSYS	32
III.3. Présentation du logiciel ANSYS Workbench	33
III.3.1. Le logiciel ANSYS Workbench.....	33
III.3.2. Créer un système d'analyse Fluid Flow	33
III.3.3. Sauvegarder le projet.....	34
III.3.4. Emplacement du fichier sur le disque	34
III.3.5. Partage de données entre différents solveurs	34

III.4. Présentation d' ANSYS DESIGNMODELER.....	35
III.4.1. Définition	35
III.5. Présentation de l' ANSYS MESHING : Maillage	35
III.5.1. Définition	35
III.5.2. Processus de maillage dans ANSYS Meshing	35
III.5.3. Maillages sous ANSYS Meshing.....	36
III.5.4. Maillage structuré (quadra /hexa)	36
III.5.5. Maillage non structuré (tri/tétra)	37
III.5.6. Maillages hybride.....	38
III.5.7. Techniques de génération de maillage	38
III.6. Simulation numérique avec ANSYS FLUENT	39
III.6.1. Introduction	39
III.6.2. Les Différentes étapes à suivre pour la modélisation numérique.....	39
III.6.3. Calcul sous Fluent	39
III.6.4. Description du solveur « Fluent »	40
III.6.5. Méthode des volumes finis sous Fluent	41
III.6.6. Forme générale des équations	42
III.6.7. Choix des paramètres de ANSYS Fluent	44
III.6.8. Conditions aux limites disponibles dans ANSYS FLUENT.....	44
III.7. Choix de la formulation du solveur.....	45
III.8. Choix de la méthode de couplage Pression-Vitesse.....	45
III.9. Algorithme SIMPLE	46
III.10. Séquences de l' algorithme SIMPLE	46
<u>Chapitre IV</u> : Simulation numérique	
IV.1. Introduction.....	48

IV.2. Procédure numérique	48
IV.3. Réalisation du modal d'étude.....	49
IV.3.1. Géométrie.....	50
IV.3.2. Maillage	50
IV.3.3. Configuration	51
IV.3.3.1. Le cas rencontrés.....	52
IV.3.3.1. 1. Les entré.....	52
IV.3.3.2. Le cas idéal.....	58
IV.4. Analyse de cas 4 entrés d'air.....	60
IV.4.1. Pression avant le coude	60
IV.4.2. Pression après le coude	61
IV.4.3. Vitesse avant le coude.....	61
IV.4.4. Vitesse après le coude	62
IV.5. Comparaison entre le cas idéal et le cas de 4 entrées d'air	63
Conclusion générale	
Conclusion générale	64

Liste des figures

Figure I.1. Les différents régimes d'écoulement.....	7
Figure I.2. L'expérience du théorème de Bernoulli	10
Figure I.3. Les écoulements polyphasiques	12
Figure I.4. Les écoulements de stokes.....	13
Figure I.5. Les écoulements de poiseuille	13
Figure I.6. Les écoulements à surface libre.....	13
Figure I.7. Les écoulements diphasiques rencontrés.....	14
Figure I.8.les pertes de charges rencontrées.....	14
Figure I.9. Les tuyaux	16
Figure II.1. L'expérience de l'équation de continuité.....	20
Figure II.2. Mise en évidence de la tension de surface	22
Figure II. 3. Schéma de coefficient de résistance para pour rapport rayon du coude sur diamètre du tube R/d	24
Figure II.4. Divergent - diffuseur - élargissement progressif.....	25
Figure II.5. Abaque pour la détermination du coefficient de singularité d'un élargissement progressif.....	26
Figure II.6. Convergent - rétrécissement progressif.....	27
Figure II.7. Les types des coudes	27
Figure II.8. Une jonction à confluent symétrique	28

Figure II .9. Une jonction à séparation symétrique	29
Figure II.10. Une jonction à confluent latéral	29
Figure II.11. Une jonction à séparation latérale	29
Figure II .12.Coude de cas étudié	31
Figure III.1.Maillage	36
Figure III.2. Maillage structuré	36
Figure III.3. Maillage non structuré	37
Figure III.4. Maillages hybride.....	38
Figure IV.1. Coude réel.....	48
Figure IV.2. Fenêtre Workbench.....	49
Figure IV.3. La géométrie	50
Figure IV.4. Le millage	51
Figure IV.5. Le 1 ^{er} cas de l'entrée.....	53
Figure IV.6. 2 ^{ème} cas de l'entrée	55
Figure IV.7. 3 ^{ème} cas de l'entrée.....	56
Figure IV.8. 4 ^{ème} cas de l'entrée.....	58
Figure IV.9.Cas idéal	59
Figure IV.10. Pression avant le coude suivant X(m)	60
Figure IV.11. : Pression après le coude suivant Y(m)	61
Figure IV .12.Vitesse avant le coude suivant X(m)	62
Figure IV.13. Vitesse après le coude suivant Y(m)	63
Figure IV.14. Comparaison entre le cas idéal et le cas de 4 entrées d'air suivant Y(m)	

à $x=0.27$ m.....63

Liste des tableaux

Tableau (1) : Tableau des différentes équations différentielles.....43

Tableau (2) : les conditions aux limites.....51

Références bibliographiques

[1]: T.B. Benjamin, Wave formation in laminar flow down an inclined plane. J. Fluid Mech. 2, 554-573, 1957.

[2] : Mohamed Maalej. Mécanique des fluides incompressible. Centre de Publication Universitaire (CPU). 2001.

[3]: White, F., 1991, Viscous Fluid Flow, McGraw-Hill, New York. (1974)

[4]: Schlichting, H., 1979, Boundary Layer Theory, 7th ed., McGraw-Hill, New York.

[5] : T. Arts, Lambert de Rouvroit, and A.W. Rutherford: Aero thermal investigation of a highly loaded transonic turbine guide vane cascade. Von Kerman Institute – Belgium, September 1990.

[6] : Lakshminarayana, B., 1986, "Turbulence Modelling for Complex Shear Flows," AIAA J., Vol. 24, No. 12, pp. 1900-1917.

[7] : Mecaflux. MÉCANIQUE DES FLUIDES "simplifiée".

<https://www.mecaflux.com/definition%20pertes%20charge.htm>. 2019

Introduction

Générale

Introduction générale :

Ce travail est consacré à l'étude de l'influence des bulles de gaz sur les pertes de charges dans les conduites. Le rôle des bulles de gaz et son influence est d'une chute de pression à cause des obstacles linéaires ou singulières.

Dans notre cas, on concentre sur les pertes de charge singulières à cause des coudes dans une conduite cylindrique dans la sortie d'une pompe centrifuge ou on est besoin d'une chute de pression car notre fluide sort d'une haute pression de la pompe et on veut la diminué vers la pression atmosphérique pour stocké le fluide dans le réservoir donc on utilise un système composé du plusieurs coudes pour chuter la pression

Dans le premier chapitre, on va concentrer sur les généralités de la mécanique des fluides et on va parler de manière générale sur les pertes de charge rencontré dans les conduites.

Dans le deuxième chapitre, on va parler de manière plus profond sur les pertes de charge rencontrer parle le fluide en passant dans une conduite

dans le troisième chapitre, on fait la présentation de logiciel ANSYS fluent,meching et worckbench.

Dans le quatrième chapitre, on va calculer ces pertes de charges dans un coude en utilisant des lois physique et les méthodes des volumes finis. Après on compare les résultats avec le cas idéal

Chapitre I

Généralités sur la mécanique des fluides

I.1. Introduction :

Ce chapitre porte sur les bases de la théorie de la mécanique des fluides permettant d'acquérir les connaissances essentielles pour une bonne compréhension du fonctionnement des installations.

I.2. Définition de la mécanique des fluides :

La mécanique des fluides est la science des lois de l'écoulement des fluides. Elle est la base du dimensionnement des conduites de fluides et des mécanismes de transfert des fluides. C'est une branche de la physique qui étudie les écoulements de fluides c'est-à-dire des liquides et des gaz lorsque ceux-ci subissent des forces ou des contraintes. Elle comprend deux grandes sous branches:

La statique des fluides, ou hydrostatique qui étudie les fluides au repos. C'est historiquement le début de la mécanique des fluides, avec la poussée d'Archimède et l'étude de la pression.

La dynamique des fluides qui étudie les fluides en mouvement. Comme autres branches de la mécanique des fluides.

On distingue également d'autre discipline liée à la mécanique des fluides : l'hydraulique, l'hydrodynamique, l'aérodynamique, ...Une nouvelle approche a vu le jour depuis quelques décennies: la mécanique des fluides numérique (CFD ou Computational Fluid Dynamics en anglais), qui simule l'écoulement des fluides en résolvant les équations qui les régissent à l'aide d'ordinateurs très puissants : les supercalculateurs. La mécanique des fluides a de nombreuses applications dans divers domaines comme l'ingénierie navale, l'aéronautique, mais aussi la météorologie, la climatologie ou encore l'océanographie.[1]

I.3. Définition d'un fluide :

Un fluide peut être considéré comme étant une substance formé d'un grand nombre de particules matérielles, très petites et libres de se déplacer les unes par rapport aux autres. C'est donc un milieu matériel continu, déformable, sans rigidité et qui peut s'écouler. Les forces de cohésion entre particules élémentaires sont très faibles de sorte que le fluide est un corps sans

forme propre qui prend la forme du récipient qui le contient, par exemple: les métaux en fusion sont des fluides qui permettent par moulage d'obtenir des pièces brutes de formes complexes. On insiste sur le fait qu'un fluide est supposé être un milieu continu : même si l'on choisit un très petit élément de volume, il sera toujours beaucoup plus grand que la dimension des molécules qui le constitue. Par exemple, une gouttelette de brouillard, aussi petite soit-elle à notre échelle, est toujours immense à l'échelle moléculaire. Elle sera toujours considérée comme un milieu continu. Parmi les fluides, on fait souvent la distinction entre liquides et gaz. [2]

I.3.1. Fluide incompressible:

Un fluide est dit incompressible lorsque le volume occupé par une masse donnée ne varie pas en fonction de la pression extérieure. Les liquides peuvent être considérés comme des fluides incompressibles (eau, huile, etc.)[2]

I.3.2. Fluide compressible:

Un fluide est dit compressible lorsque le volume occupé par une masse donnée varie en fonction de la pression extérieure. Les gaz sont des fluides compressibles. Par exemple, l'air, l'hydrogène, le méthane à l'état gazeux, sont considérés comme des fluides compressibles.[2]

I.4. Rappels de mécanique des fluides :

I.4.1. Unités de pression :

Ils existent Plusieurs unités :

- Le pascal (Pa) : unité SI, peu employée en pratique
- Le bar (bar) et son sous multiple le millibar (mbar)
- Le millimètre de mercure ou Torr
- Le millimètre de colonne d'eau ou le mètre de colonne d'eau (m c e).
- L'atmosphère (atm).
- La correspondance entre ces unités est la suivante:
- $1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa} = 1000 \text{ mbar} \approx 750 \text{ mm de mercure} \approx 10,2 \text{ m CE} \approx 0,987 \text{ atm}$

La pression atmosphérique est la pression exercée par l'atmosphère à la surface de la terre.

Au niveau de la mer cette pression est équivalente à celle exercée par une colonne d'environ 760 mm de mercure. Elle varie tous les jours légèrement: elle est néanmoins toujours voisine de 1 bar.

I.4.2. Dynamique des fluides incompressibles :

Définition : Le débit est le quotient de la quantité de fluide qui traverse une section droite de la conduite par la durée de l'écoulement.

I.4.3. Débit-massique :

$$Q_m = \frac{\Delta m}{\Delta t}$$

Δm : Masse de fluide qui a traversé une section droite de la conduite [kg].

Δt : Temps de traversé [s]

Q_m : Débit massique [Kg/s].

I.4.4. Débit-volumique :

$$Q_v = \frac{\Delta V}{\Delta t}$$

ΔV : Volume de fluide qui a traversé une section droite de la conduite [m³]

Δt : Temps de traversée de ΔV [s]

Q_v : Débit-volumique [m³/s].

I.4.5. Relation entre Q_m et Q_v :

La masse volumique est donnée par la relation :

$$\rho = \frac{\Delta m}{\Delta V}$$

D'où : $Q_m = \rho \cdot Q_v$

I.4.6. Conservation du débit :

Considérons un tube de courant entre deux sections S1 et S2. Pendant l'intervalle de temps Δt , infiniment petit, la masse Δm_1 de fluide ayant traversé la section S1 est la même que la masse Δm_2 ayant traversé la section S2.

$Q_{m1} = Q_{m2}$ En régime stationnaire, le débit-massique est le même à travers toutes les sections droites d'un même tube de courant.

Dans le cas d'un écoulement isochore :

$Q_{m1} = Q_{m2}$ en régime stationnaire, le débit-volumique est le même à travers toutes les sections droites d'un même tube de courant.

I.4.7. Expression du débit en fonction de la vitesse V :

Le débit-volumique est aussi la quantité de liquide occupant un volume cylindrique de base S et de vitesse égale à V, correspondant à la longueur du trajet effectué pendant l'unité de temps, par une particule de fluide traversant S.

Il en résulte la relation importante : $Q_v = V \cdot S$

I.4.8. Vitesse moyenne

En général la vitesse v n'est pas constante sur la section S d'un tube de courant ; on dit qu'il existe un profil de vitesse (à cause des forces de frottement). Le débit-massique ou le débit-volumique s'obtient en intégrant la relation précédente :

Dans une section droite S de la canalisation, on appelle vitesse moyenne V_m la vitesse telle

Que : $V_m = \frac{Q_v}{S}$

La vitesse moyenne V_m apparaît comme la vitesse uniforme à travers la section S qui assurerait le même débit que la répartition réelle des vitesses.

Si l'écoulement est isochore, cette vitesse moyenne est inversement proportionnelle à l'aire de la section droite.

Équation de continuité : $Q_v = V_{1m} \cdot S_1 = V_{2m} \cdot S_2 = Cte$

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{S_2}{S_1}$$

Plus la section est faible et plus La vitesse moyenne s'accroît.

I.5. Écoulements permanents ou stationnaires :

Une autre simplification des équations de la dynamique des fluides est de considérer toutes les propriétés du fluide comme étant constantes dans le temps. Ceci s'appelle alors un fluide stationnaire et est une bonne approximation pour de nombreux problèmes, tels que la poussée ou la traînée d'une aile ou un fluide traversant un tuyau. Dans le cas particulier d'un fluide stationnaire, les équations de Navier-Stokes et d'Euler se simplifient donc. Si un fluide est à la fois incompressible, non visqueux et stationnaire, il peut être résolu avec l'écoulement potentiel découlant de l'équation de Laplace. Les problèmes de cette classe ont des solutions qui sont des combinaisons d'écoulements linéaires élémentaires. Lorsqu'un corps est accéléré dans un fluide, s'introduit la notion de masse ajoutée.

I.6. Le nombre de Reynolds:

Dans la mécanique des fluides, le nombre de Reynolds (Re) est une grandeur sans dimension qui est utilisé pour aider à prévoir les modèles d'écoulement similaires dans différentes situations de circulation de fluide. Le concept a été présenté par George Gabriel Stokes en 1851, mais le nombre de Reynolds est nommé d'après Osborne Reynolds (1842-1912), qui a popularisé son utilisation en 1883. Le nombre de Reynolds est défini comme le rapport des forces d'inertie aux forces visqueuses et par conséquent permet de quantifier l'importance relative de ces deux types de forces pour des conditions d'écoulement donnés. Nombres de Reynolds surviennent fréquemment lors de l'exécution de la mise à l'échelle des fluides problèmes de dynamique, et à ce titre peuvent être utilisées pour déterminer la similitude dynamique entre deux cas différents de l'écoulement du fluide. Ils sont également utilisés pour caractériser les différents régimes d'écoulement dans un fluide similaire, tels que l'écoulement turbulent ou laminaire:

L'écoulement laminaire se produit à des nombres de Reynolds faibles, où les forces visqueuses sont dominantes, et se caractérise par un mouvement doux et fluide constante.

L'écoulement turbulent se produit à nombres de Reynolds élevés et est dominé par les forces d'inertie, qui ont tendance à produire des tourbillons chaotiques, des tourbillons et autres instabilités de flux [3].

I.6.1. Les différents régimes d'écoulement et nombre de Reynolds



Figure I.1. Les différents régimes d'écoulement

Les expériences réalisées par Reynolds (1883) lors de l'écoulement d'un liquide dans une conduite cylindrique rectiligne dans laquelle arrive également un filet de liquide coloré, ont montré l'existence de deux régimes d'écoulement : laminaire et turbulent.

En utilisant des fluides divers (viscosité différente), en faisant varier le débit et le diamètre de la canalisation, Reynolds a montré que le paramètre qui permettait de déterminer si l'écoulement est laminaire ou turbulent est un nombre sans dimension appelé nombre de Reynolds Re et donné par :

$$Re = \frac{\rho V_{moy} \cdot D}{\mu} \quad \text{Ou} \quad Re = \frac{V_{moy} \cdot D}{\nu}$$

Avec :

- ρ : masse volumique du fluide
- V_{moy} : vitesse moyenne.
- D : diamètre de la conduite.
- μ : viscosité dynamique du fluide.
- ν : viscosité cinématique ($\nu = \frac{\mu}{\rho}$).
- L'expérience montre que si :
- $Re < 2000$: le régime est laminaire.
- $2000 < Re < 3200$: le régime est intermédiaire.

- $Re > 3000$: le régime est turbulent.

Ces valeurs doivent être considérées comme des ordres de grandeur, le passage d'un type d'écoulement à un autre se faisant progressivement.

I.6.2. Cas d'un écoulement laminaire ($Re < 2000$) :

Dans ce cas on peut montrer que le coefficient λ est uniquement fonction du nombre de Reynolds Re ; l'état de la surface n'intervient pas et donc ne dépend pas de k

(Hauteurs moyennes des aspérités du tuyau), ni de la nature de la tuyauterie.

Avec :

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

I.6.3. Cas de l'écoulement turbulent ($Re > 3200$) :

Les phénomènes d'écoulement sont beaucoup plus complexes et la détermination du coefficient de perte de charge λ résulte de mesures expérimentales. C'est ce qui explique la diversité des formules anciennes qui ont été proposées pour sa détermination.

En régime turbulent l'état de la surface devient sensible et son influence est d'autant plus grande que le nombre de Reynolds Re . Tous les travaux ont montré l'influence de la rugosité et on s'est attaché par la suite à chercher la variation du coefficient en fonction du nombre de Reynolds Re et de la rugosité k du tuyau.

Les diverses équations :

- Equation de karmans-Prandtl pour les conduites lisses :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log_{10} \times Re \sqrt{\lambda} - 0,8$$

- Equation de Karman-Prandtl pour les conduites rugueuses :

$$\frac{1}{\lambda} = 2 \log_{10} \frac{2}{2\varepsilon} + 1,74$$

- Equation de Blasius pour les conduites lisses et $Re < 10^5$:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$$

- Equation de Nikuradsz pour les conduites lisses et $Re > 10^5$:

$$\lambda = \frac{0,221}{Re^{0,237}} + 0,0032$$

- On se base sur l'observation de conduites industrielles et sur tous les essais précédents Colebrook et White et la formule se présente ainsi :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,7D} + \frac{2,51}{Re\sqrt{\lambda}} \right)$$

La formule de Colebrook et White est actuellement considérée comme celle qui traduit le mieux les phénomènes d'écoulement en régime turbulent.

L'utilisation directe de cette formule demanderait, du fait de sa forme implicite, un calcul par approximations successives ; on emploie aussi en pratique des représentations graphiques.

Pour simplifier la relation précédente, on peut chercher à savoir si l'écoulement est hydrauliquement lisse ou rugueux pour évaluer la prédominance des deux termes entre parenthèses dans la relation de Colebrook et White.

I.7. Le théorème de Bernoulli : [4]

L'équation énoncée par le physicien suisse Daniel Bernoulli (1700-1782) décrit la dynamique d'un fluide parfait (non visqueux et incompressible) pour un écoulement permanent (vitesse indépendante du temps).

On considère un volume V d'un fluide de masse m définie par sa section droite d'entrée S_1 et sa section droite de sortie S_2 (avec $S_1 < S_2$).

On effectue le bilan énergétique :

$$\text{En 1 : } E_{c1} + E_{p1} = \frac{1}{2}mv_1^2 + mgz_1$$

$$\text{En 2 : } E_{c2} + E_{p2} = \frac{1}{2}mv_2^2 + mgz_2$$

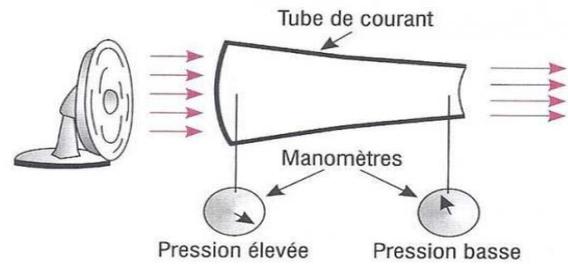


Figure I.2. L'expérience du théorème de Bernoulli

Où E_c est l'énergie cinétique, g est l'intensité de pesanteur, m la masse, E_p l'énergie potentielle de pesanteur et v la vitesse.

d'après le principe de conservation de l'énergie (principe physique selon lequel l'énergie totale d'un système isolé ou pseudo isolé est invariante au cours du temps) on obtient :

$$E_{c1} + E_{p1} = E_{c2} + E_{p2}$$

$$\text{soit } \frac{1}{2}mv_1^2 + mgz_1 = \frac{1}{2}mv_2^2 + mgz_2$$

$$\text{or l'écoulement est horizontal } z_1 = z_2 \quad \frac{1}{2}mv_1^2 = \frac{1}{2}mv_2^2$$

L'équation de continuité implique que si $S_1 < S_2$ alors $v_1 > v_2$. Ce qui contredit l'équation :

I.7.1. Equation de continuité: En prenant la vitesse moyenne

(Section en A) x (Vitesse en A) = (Section en B) x (Vitesse en B) = débit volumique constant

Nous en déduisons la vitesse au point B :

$$(\text{Vitesse en B}) = \frac{(\text{Section en A}) \times (\text{Vitesse en A})}{(\text{Section en B})}$$

Il existe donc une autre forme d'énergie : l'énergie potentielle de pression due au travail des forces pressantes ou énergie élastique: un gaz si il est comprimé aura tendance à retrouver son volume initial.

Elle a comme expression en 1 : $E_{pp1} = p_1 V$

Elle a comme expression en 2 : $E_{pp2} = p_2 V$

ou : P est la pression du gaz

V est le volume du gaz

Pour un écoulement horizontal, on obtient : $\frac{1}{2} m v_1^2 + p_1 V = \frac{1}{2} m v_2^2 + p_2 V$

I.7.2. Relation de Bernoulli :

Le principe de conservation de l'énergie permet d'écrire : $E_{c1} + E_{p1} + E_{pp1} = E_{c2} + E_{p2} + E_{pp2}$

ce qui donne : $\frac{1}{2} m v_1^2 + m g z_1 + p_1 V = \frac{1}{2} m v_2^2 + m g z_2 + p_2 V$

En divisant par le volume V , on obtient l'équation de Bernoulli la plus employée :

$$\frac{1}{2} \rho v_1^2 + \rho g z_1 + p_1 = \frac{1}{2} \rho v_2^2 + \rho g z_2 + p_2$$

Ou $\frac{1}{2} \rho v^2 + \rho g z + p = Cte$

La relation de Bernoulli indique que la pression du fluide et la vitesse des molécules constituant ce fluide varient en sens inverse.

Si, par exemple, pour une altitude h donnée, la vitesse v du fluide augmente, afin que l'égalité de Bernoulli demeure, il est nécessaire que la pression p diminue, ce qui défie l'intuition. Cette propriété est celle qui permet d'avoir une dépression sur l'extrados et donc de faire voler l'avion.

La relation de Bernoulli peut revêtir d'autres formes :

$$\frac{v^2}{2g} + z + \frac{p}{\rho g} = Cte \quad \text{ou} \quad \frac{v^2}{2} + g z + \frac{p}{\rho} = Cte$$

L'écoulement des gaz

Le flux de gaz a de nombreuses similitudes avec l'écoulement du liquide, mais il a aussi quelques différences importantes. Tout d'abord, le gaz est compressible, tandis que les liquides sont généralement considérés comme étant incompressible. Dans "Principes de la dynamique des fluides compressibles" (Prentice-Hall, 2006), l'auteur P. Balachandran décrit fluide compressible,

en déclarant: «Si la densité du fluide sensiblement changée tout au long du champ d'écoulement, le flux peut être traité comme un flux compressible. " Dans le cas contraire, le liquide est considéré comme incompressible. En second lieu, le flux de gaz est à peine affecté par la gravité.

Le gaz le plus couramment rencontré dans la vie quotidienne est de l'air; par conséquent, les scientifiques ont prêté beaucoup d'attention à ses conditions d'écoulement. Vent provoque air de se déplacer autour des bâtiments et autres structures, et il peut également être amené à se déplacer par des pompes et des ventilateurs.

I.8. Les types d'écoulements:

I.8.1. Écoulement polyphasique:L'écoulement polyphasique est une généralisation un modèle utilisé dans l'écoulement diphasique (two-phase flows) à des cas où les deux phases ne sont pas chimiquement liés C'est à dire, lorsque un écoulement de deux phases (ou plus) sont présentes .Dans les mots plus simple: Un écoulement polyphasique est définie comme celle dans laquelle plus d'une phase (par exemple, gaz, liquides et solides) se produit.



Figure I.3. Les écoulements polyphasiques

Les écoulements polyphasiques les plus communs sont:

- Écoulements diphasiques
- Écoulement gaz-liquide
- Écoulement gaz-solide
- Écoulement liquide-liquide
- Écoulement liquide-solide

I.8.2. Écoulement de Stokes : Écoulement stokes est lorsqu'un fluide visqueux s'écoule lentement en un lieu étroit ou autour d'un petit objet, les effets visqueux dominent sur les effets inertiels

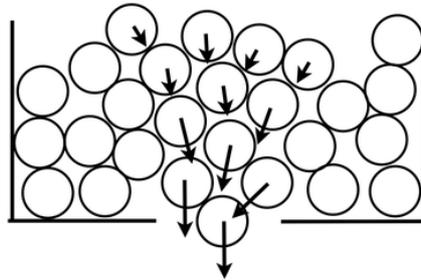


Figure I.4. Les écoulements de stokes

I.8.3. Écoulement de Poiseuille: La loi de Poiseuille décrit l'écoulement laminaire d'un liquide visqueux dans une conduite cylindrique. C'est une loi physique qui donne à la chute de pression dans un fluide s'écoulant à travers un tube cylindrique de longueur

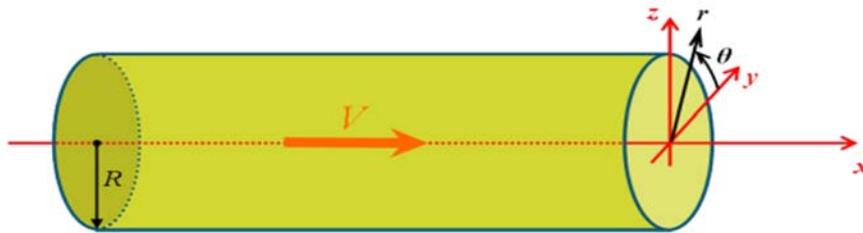


Figure I.5. Les écoulements de poiseuille

I.8.4. Écoulement à surface libre : L'hydraulique fluviale traite essentiellement de l'écoulement de l'eau dans les canaux naturels ou artificiels à surface libre.

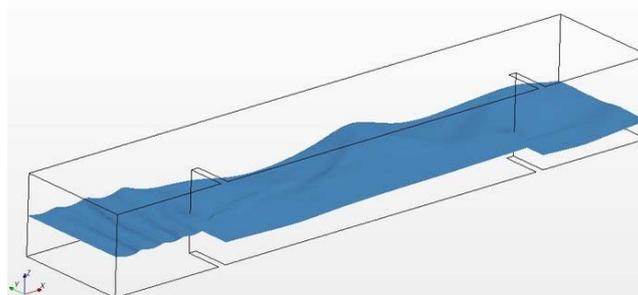


Figure I.6. Les écoulements à surface libre

I.9. Les écoulements diphasiques rencontrés :

I.9.1. Écoulement à bulles : Lorsque le débit de liquide est important, les forces d'inerties qui s'exercent sur le gaz ont pour conséquence la formation de bulles.

I.9.2. Écoulement annulaire : Lorsque le débit de gaz est important, les forces de gravité sont négligeables devant les forces d'inerties. Le liquide mouille complètement la paroi en formant un film annulaire autour de l'écoulement de gaz.

I.9.3. Écoulement à poche bouchons : Pour des vitesses de gaz et de liquides moyennes, la structure présente une succession de poches de gaz et de bouchons de liquide qui contiennent de petites bulles.

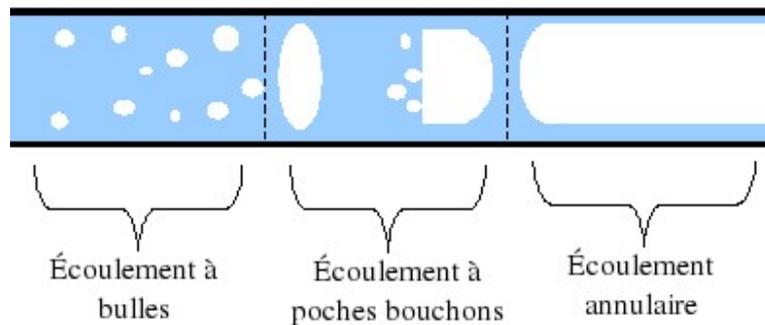


Figure I.7. Les écoulements diphasiques rencontrés

I.10. Les pertes de charges :

Les pertes de charge dans les conduits et réseaux aéraulique ou hydrauliques (air gaz eau) désigne les pertes irréversibles d'énergie de pression, que subit un liquide ou un gaz lors de son passage dans un conduit, un tuyau ou un autre élément de réseau de fluide.



Figure I.8. Les pertes de charges rencontrées

Cette perte d'énergie, liée à la vitesse du fluide (faible vitesse=faible perte de charge), est causée par la transformation en chaleur, des frottements internes provoqués par ?

- la viscosité du fluide (un fluide parfait sans viscosité ne génère pas de perte de charge),
- la rugosité des parois,
- les variations de vitesses
- les variations de direction du fluide

L'unité de la perte de charge est une pression (pascals, bars...) ou une hauteur de colonne d'eau qui produirait une charge hydrostatique (pression hydrostatique) équivalente. Le terme "perte de charge" signifie donc "perte de charge hydrostatique". D'après cette définition nous pouvons déjà dire que les pertes de charges dans les réseaux sont importantes si:

- La vitesse du fluide est élevée et que la rugosité est importante
- La variation de vitesse liée au changement de section est importante et brusque
- le changement de direction est important et brusque

Ces pertes d'énergie seront donc minimum si:

- la vitesse est faible et les surfaces sont lisses
- la variation de vitesse liée au changement de section est faible et progressive
- le changement de direction est faible et progressif

Les pertes de charge sont directement liées à la vitesse du fluide et on distingue 2 types de perte de charge :

I.10.1. Les pertes de charge linéaires ou régulières : représentent les pertes de charge par frottements dans les conduites. Elles sont provoquées par la viscosité du fluide. Elles sont fonction du degré de turbulence

I.10.2. Les pertes de charges singulières : sont le résultat des variations de vitesses et des changements de directions du fluide provoqués par les formes et obstacles que rencontre le fluide en traversant un objet: Cônes, coudes, grilles, raccords, jonctions...

En réalité ces 2 types de pertes de charges ne sont pas toujours séparés, ainsi dans un coude arrondi il y a une part de perte de charge singulière due au changement de direction et une part de perte de charge régulière due aux frottements sur la longueur de conduite formée par le coude. Une addition des 2 pertes de charges peut être nécessaire si les surfaces de frottements sont importantes (un serpentín constitué de coudes par exemple) mais en général, les pertes de charge régulières sont négligées pour les éléments singuliers.

La perte de charge totale est la somme des pertes linéaires et singulières.

I.11. Les tuyaux :

Un tuyau est un élément de section circulaire destiné à l'écoulement d'un fluide, liquide, ou gaz ou d'un solide pulvérulent, au transport de l'énergie de pression à l'échange de l'énergie au travers de la paroi (échangeur thermique, radiateur). Il peut être rigide ou souple. La paroi du tuyau sépare l'intérieur de l'extérieur et permet ces fonctions.



Figure I.9. Les tuyaux

L'écoulement de fluide dans les conduites est courant dans la pratique. L'eau chaude et froide que nous utilisons dans nos maisons est pompée à travers des tuyaux, l'eau dans une ville est distribuée par de vastes réseaux de canalisations, le pétrole et le gaz naturel sont transportés par des centaines de kilomètres pipelines, le sang est transporté dans tout notre corps par les artères et les veines, l'eau de refroidissement d'un moteur est acheminée par des tuyaux vers les tuyaux du radiateur où il est refroidi comme il coule, l'énergie thermique dans un chauffage hydronique est transférée à la circulation d'eau dans la chaudière, puis il est transportés aux endroits souhaités par des tuyaux. Le flux de fluide est classé en externe et en interne, selon que le fluide est forcé de s'écouler sur une surface ou dans un conduit. Les flux interne et externe présentent des caractéristiques très différentes.

I.12. Écoulement dans des conduits:

Les systèmes de tuyauterie servent de manière générale à transporter des fluides. Lors de la traversée d'une conduite, l'énergie de pression du fluide baisse suite aux frottements tandis que l'énergie interne du fluide augmente. La baisse de l'énergie interne du fluide est désignée de manière générale comme étant une perte de charge qui se manifeste par une perte de charge dans le fluide. En ce qui concerne les pertes qui apparaissent, on fait la distinction entre le frottement dans le fluide et le frottement entre le fluide et la paroi ou la résistance.

En rapport avec les pertes, les termes généraux suivants de mécanique des fluides sont abordés:

- écoulement laminaire et turbulent
- frottement du tuyau par différents matériaux et surfaces
- pertes de charge dans des conduites et raccords de tuyauterie
- perte de charge dans des soupapes et robinetteries

I.12.1. Frottement du tuyau sur différents matériaux et surfaces

Dans la pratique, les surfaces des parois de tuyau présentent toujours une certaine rugosité. La rugosité en surface apparaît d'une part lors du processus de fabrication et d'autre part sous l'effet de dépôts en rapport avec l'activité ou de corrosion. Le matériau du tuyau a également une influence décisive sur la rugosité. Dans le cas de l'écoulement laminaire, la rugosité du tuyau n'a qu'une influence très limitée sur la perte de charge, étant donné que les fluides ont des vitesses très faibles dans la zone de la couche limite.

I.12.2. Écoulement laminaire et turbulent dans des conduites

Dans un écoulement laminaire dans des conduites, des particules de fluide se déplacent en couches parallèles sans se mélanger les unes aux autres. La distribution de la vitesse du fluide dans le tuyau n'est pas homogène. Dans la zone périphérique, le fluide est freiné sous l'effet du frottement du tuyau et se déplace plus lentement que l'axe du tuyau. La perte de charge est proportionnelle à la vitesse moyenne du fluide. Dans la pratique, on rencontre rarement un écoulement laminaire marqué.

Dans un écoulement turbulent, les différentes couches de fluide s'entremêlent en tourbillonnant et échangent de l'énergie entre elles. La forme d'écoulement qui se forme est caractérisée par des mouvements tridimensionnels, imprévisibles et non stationnaires. Une couche limite laminaire demeure en partie, mais uniquement dans la zone périphérique du tuyau. La distribution de la vitesse est pratiquement constante dans une large partie de la section du tuyau. À la différence de l'écoulement laminaire, la perte de charge est proportionnelle au carré de la vitesse moyenne du fluide.

I.13. Rugosité absolue et rugosité relative :

La rugosité absolue correspond à la notion habituelle de présence plus ou moins importante d'aspérités sur une surface.

Elle est déterminée par la mesure de l'épaisseur des rugosités des parois des tuyaux.

La rugosité relative $\frac{k}{d}$ est le rapport de la rugosité absolue ζ au diamètre de la conduite D .

Remarque : la rugosité absolue k correspond à la hauteur géométrique moyenne des aspérités d'une canalisation.

Pour les pertes de charge le facteur déterminant est la rugosité relative : $\frac{k}{d}$

I.14. Tuyaux lisses et tuyaux rugueux :

Lorsque les rugosités de la paroi sont moins hautes que l'épaisseur du film laminaire, la nature des irrégularités n'a pas d'influence sur la turbulence et l'on dit que l'écoulement se fait en tuyau lisse.

Lorsque au contraire les irrégularités de la paroi pénètrent dans la région turbulente de l'écoulement elles en accentuent la turbulence et font par conséquent varier la perte d'énergie ; on dit alors que l'écoulement a lieu en écoulement rugueux par suit, l'écoulement turbulent pourra s'effectuer en tuyaux lisses écoulement turbulent lisse, ou en tuyaux rugueux en écoulement turbulent rugueux.

Chapitre II

Les pertes de charges dans les écoulements monophasiques

II.1. Introduction :

La plupart des installations hydrauliques ou thermiques sont conditionnées par le déplacement des fluides dans les conduites. Ce déplacement s'effectue à travers des appareils à l'aide de pompes (pour les liquides), ventilateurs et souffleries (pour les gaz). Le fonctionnement de ces installations demande une grande consommation d'énergie qui est dépensée en général pour :

- transporter un fluide d'un niveau inférieur vers un supérieur
- surmonter la différence de pression entre les appareils
- surmonter les pertes de charges (ou les pertes de pressions) lors du déplacement des fluides dans les conduites et les appareils.

Les pertes de pression ou pertes de charges sont appelées aussi pertes d'énergie dues aux frottements qui apparaissent dans le fluide (effet de la viscosité), entre le fluide et les parois de la canalisation et au niveau des éléments de tuyauterie (raccords coudés, changements de section, vannes, clapets,...) et autres appareils. Le calcul des pertes de charges au cours de l'écoulement des fluides réels est l'un des problèmes essentiels en mécanique des fluides.

Les pertes de charges dans un circuit hydraulique sont de deux types différents :

- Pertes de charges linéaires h_l dues aux frottements dans les conduites.
- Pertes de charges singulières h_s ou locales dans les éléments de tuyauterie. La perte de charge totale est en général une combinaison de deux catégories.

II.2. Nature d'un écoulement et nombre de Reynolds :

Les expériences réalisées par Reynolds en 1883 lors de l'écoulement d'un liquide dans une conduite cylindrique rectiligne ont montré l'existence de deux régimes d'écoulement (régime laminaire et régime turbulent). En utilisant divers fluides à viscosités différentes, en faisant varier le débit et le diamètre de la canalisation, Reynolds a montré que le paramètre qui permettait de déterminer si l'écoulement est laminaire ou turbulent est un nombre sans dimension appelé nombre de Reynolds donné par l'expression suivante:

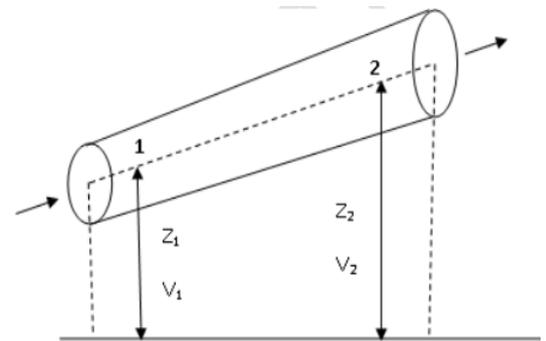
$$Re = V d / \nu$$

- V : Vitesse moyenne d'écoulement à travers la section considérée en (m/s)
- d : Diamètre de la conduite ou largeur de la veine fluide en (m).
- ν : Viscosité cinématique du fluide (m^2 / s).

On considère que l'écoulement est laminaire lorsque $Re < 2320$. Si $Re > 2320$, l'écoulement est turbulent.

II.3. Equations de continuité et d'énergie

L'écoulement dans une conduite d'un fluide incompressible est régi par l'équation de continuité (conservation de masse) et l'équation de Bernoulli (conservation d'énergie).



- l'équation de continuité

$$Q_1 = V_1 S_1 = V_2 S_2 = Cte$$

Figure.II.1.l'expérience de l'équation de continuité

- L'équation d'énergie

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_{l1-2} + h_s$$

Q_v : Débit volumique (m^3 / s)

V : Vitesse moyenne (m/S)

S : Section de la conduite (m^2)

Z : Hauteur par rapport au niveau de référence (m)

P : Pression statique (N/m^2)

h_l : Pertes de charge linéaires (m)

h_s : Pertes de charge singulières (m)

ρ : Masse volumique (Kg/m^3)

g : Accélération de la pesanteur ($9,81m/S^2$)

Remarque:

- L'équation de Bernoulli peut être exprimée en unité de hauteur de charge telle que représentée par l'équation (3), en unité de pression ou en termes d'énergie.
- Pour une canalisation horizontale à section constante, par exemple, les pertes de charges totales ($h_l + h_s$) entre deux sections correspondent à $(P_1 - P_2) / \rho g$.

II.4. Débit Volumique :

Le débit volumique Q_v est le quotient du volume V écoulé pendant un certain temps t par ce temps. C'est aussi le produit de la vitesse u du fluide par sa section de passage S . Dans le cas d'une conduite circulaire, cette section de passage n'est autre $S = \frac{\pi D^2}{4}$ que où D est le diamètre de la conduite cylindrique.

$$Q_v = \frac{V}{t} = u \times S$$

II.5. Notions de masse volumique & densité :**II.5.1. Masse volumique :**

La masse volumique est le rapport d'une masse de matière m par le volume V occupé par cette masse :

$$\rho = \frac{m}{V}$$

II.5.2. Densité :

La densité d est le rapport entre la masse volumique du fluide étudié et celle d'un corps de référence.

Ce corps de référence peut être :

- l'eau dans le cas où le fluide étudié est un liquide ;
- l'air si le fluide étudié est un gaz ($\rho_{air} = 1,205 \text{ kg m}^{-3}$ à 20°C sous 1 atm ;
 $\rho_{air} = 1,293 \text{ kg m}^{-3}$ à 0°C sous 1 atm).

II.6. Notions de tension de surface :

La tension de surface (ou tension superficielle) caractérise le contact entre deux fluides, généralement un liquide et un gaz. Une molécule dans un liquide immobile est soumise aux forces d'attraction de ses proches voisines. Si cette molécule est située au sein du liquide, la résultante de ces forces est nulle. Mais si cette molécule est située en surface du liquide, la résultante est une force dirigée vers l'intérieur du liquide.

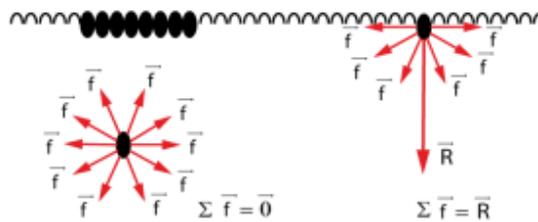


Figure II.2. Mise en évidence de la tension de surface

II.7. Relations empiriques des pertes de charges

II.7.1. Pertes de charge linéaires dans une conduite : Les pertes de charge linéaires dans une conduite droite de longueur L et de diamètre d est donnée par la relation suivante:

$$h_l = \lambda \frac{L V^2}{d 2g}$$

où λ : coefficient de résistance par frottement ou coefficient de pertes de charge linéaires. C'est une constante sans dimension, fonction du nombre de Reynolds de l'écoulement et de la rugosité k de la surface interne de la conduite. La rugosité k indique la hauteur en mm des élévations de la paroi interne.

La relation entre λ , Re et k est représentée pour tout type d'écoulement dans le diagramme de Colebrook et de Nikuradsé.

Lorsque le régime d'écoulement est laminaire où l'effet de la rugosité (frottement contre la paroi) est négligeable, le coefficient de résistance est donné par l'expression :

$$\lambda = 64 / Re$$

Lorsque le régime est turbulent, l'effet de la rugosité devient important. On distingue dans ce cas :

- les tubes considérés hydrauliquement lisses lorsque ($Re < 65d/k$) et ($2320 < Re < 105000$)
- les tubes rugueux lorsque ($65d/k < Re < 1300d/k$) et $Re > 105000$

Remarque : Dans le cas de tube hydrauliquement lisse, le coefficient de frottement λ est généralement calculé selon la formule de **Blasius** :

$$\lambda = 0.3164 / \sqrt[4]{Re}$$

II.8. Pertes de charge singulières

L'expression générale de la perte de charge dans les éléments de tuyauterie est :

$$h_s = \zeta \frac{V^2}{2g}$$

Où ζ : coefficient sans dimension appelé coefficient de résistance. Il est défini expérimentalement pour différents types d'éléments de tuyauterie. Pour un tube coudé, par exemple, le coefficient de résistance dépend du rapport R/d (voir schéma ci-dessous).

- Cas du tube coudé ($R > d$)
Dans le cas d'un tube angulaire (R/d), les coefficients de résistance des pièces coudées s'appliquent de façon approximative.
- Cas du tube angulaire coudé ($R < d$ avec une déviation de 90°)

Pour un tube coudé du type angulaire avec une déviation de 90° .

$$\zeta_{\text{rugueux}} = 1.68$$

$$\zeta_{\text{lisse}} = 1.3$$

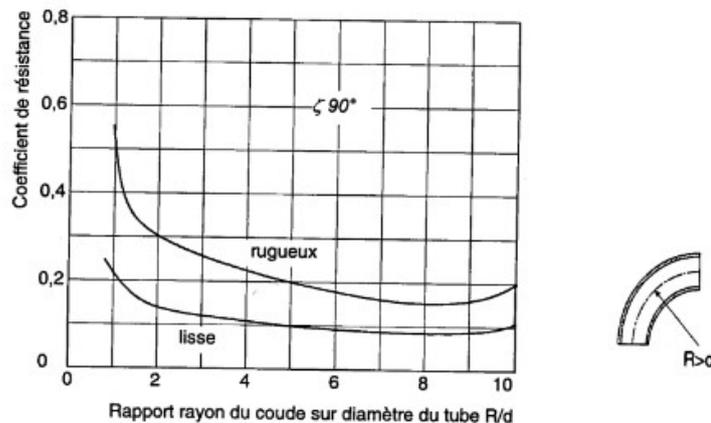


Figure II. 3. Schéma de coefficient de résistance para pour rapport rayon du coude sur diamètre du tube R/d

- Cas de tube angulaire coudé ($R < d$) avec une déviation de 45°

Pour un tube coudé du type angulaire avec une déviation de 45° .

$$\zeta_{lisse} = 0.24$$

$$\zeta_{rugueux} = 0.36$$

Pour un montage composé de plusieurs éléments, la résistance totale est supérieure à la somme des résistances individuelles:

$$\zeta_{totale} = 2\zeta_{sing}$$

- Cas de robinet d'arrêt à siège incliné

Le robinet à siège incliné favorise considérablement l'écoulement par rapport à un robinet à siège droit

$$\zeta_R = 3$$

- Cas de robinet à siège droit

La vanne à manchon est un robinet- vanne qui possède une section de passage entièrement libre.

Les coefficients de résistance peuvent prendre des valeurs entre:

$$\zeta_R = 1.0 - 1.5$$

II.9. Pertes de charge dues aux variations de section de conduite :

Élargissements de section:

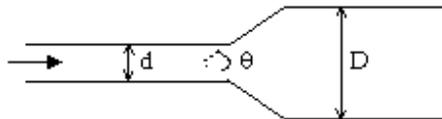


Figure II.4. Divergent - diffuseur - élargissement progressif

Ce phénomène est responsable des pertes de charge dans un élargissement brusque.

Le coefficient de singularité peut alors être calculé à partir de la relation :

$k = (1 - \frac{s}{S})^2$, où s est la section de passage de la conduite de plus faible diamètre et S celle de la conduite de plus grand diamètre.

À l'entrée dans un réservoir, on peut considérer que $k \approx 1$.

Pour limiter les pertes de charge lors d'un élargissement de section, on peut utiliser un divergent (ou diffuseur) c'est-à-dire un élargissement progressif, tel que celui de la figure ci-contre, qui "accompagne" la veine fluide. Le coefficient de singularité peut alors être estimé selon :

$$k = 0.46 \times Re^{-0.06} \times (1 - \frac{s}{S})^{0.5}$$

On peut également utiliser l'abaque ci-dessous.

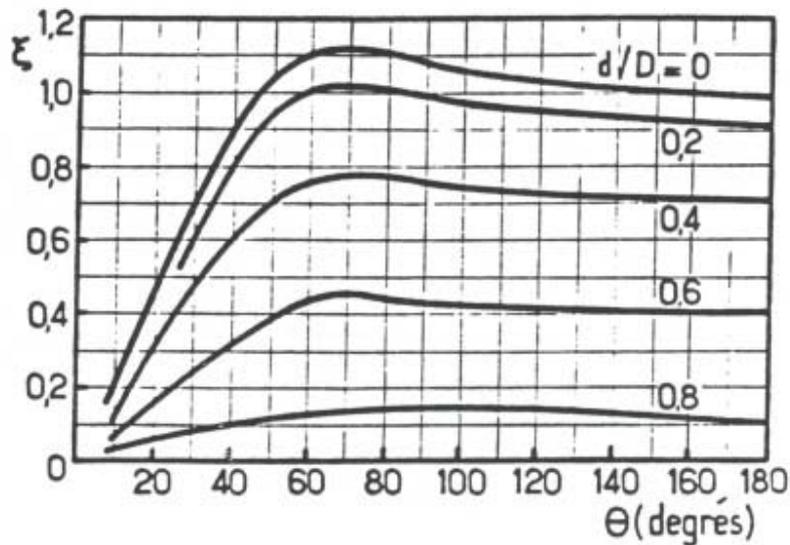


Figure II.5. Abaque pour la détermination du coefficient de singularité d'un élargissement progressif

La vitesse moyenne \bar{u} utilisée pour calculer le nombre de Reynolds, ainsi que les pertes de charge singulières $\Delta P_{fs} = k \times \frac{\rho \bar{u}^2}{2}$, est celle dans la conduite de plus faible diamètre, c'est-à-dire en amont

Rétrécissements de section :

Dans le cas d'un rétrécissement brusque, on observe non seulement un décollement de la veine fluide et des zones de recirculation, mais aussi une contraction de la veine fluide au-delà du rétrécissement. Le coefficient de singularité correspondant peut être calculé à partir de la relation

$$k = \left(\frac{1}{c_c} - 1\right)^2, \text{ ou } c_c \approx 0,59 + 0,41 \times \left(\frac{S}{S'}\right)^3$$

Comme précédemment, pour limiter les pertes de charge lors d'un rétrécissement de section, on peut utiliser un convergent, c'est-à-dire un rétrécissement progressif, tel que celui de la figure ci-contre.

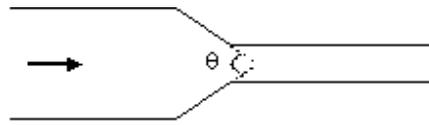


Figure II.6. Convergent - rétrécissement progressif

$$K = \begin{cases} \left(\frac{1}{c_c} - 1\right)^2 \times \sin \theta & \text{si } \theta < 90^\circ \\ \left(\frac{1}{c_c} - 1\right)^2 & \text{si } \theta > 90^\circ \end{cases}$$

La vitesse moyenne \bar{u} utilisée pour calculer le nombre de Reynolds, ainsi que les pertes de charge singulières ($\Delta P_{fs} = k \times \frac{\rho \bar{u}^2}{2}$), est ici aussi celle dans la conduite de plus faible diamètre, c'est-à-dire en aval.

À la sortie dans un réservoir, on peut considérer que $k \approx 0,5$

II.10. Pertes de charge dues aux variations de direction de conduite :

On liste ici quelques corrélations issues de la littérature.

II.10.1. Coude:

Le passage dans un coude peut générer beaucoup de pertes de charge, voici deux exemples :

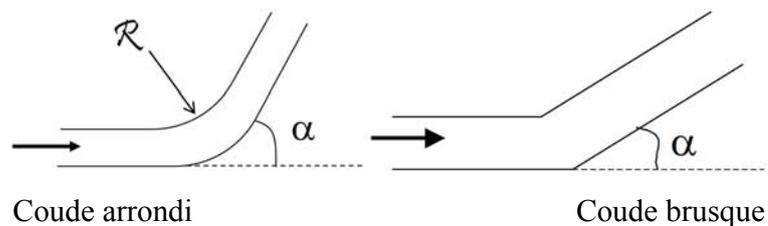


Figure II.7. Les types des coudes

II.10.2. Corrélations :

- Dans le cas d'un coude brusque (c'est-à-dire à angles vifs, comme le montre la figure ci-contre), le coefficient de singularité peut alors être estimé selon :

$$k = 1,3 \times (1 - \cos \alpha)$$

- Si le coude est arrondi, on a :

$$k \begin{cases} \left[0,13 + 1,85 \times \left(\frac{D}{2R} \right)^{3,5} \right] \times \frac{\alpha}{90} & \text{en régime hydroliquement lisse} \\ 0,42 \left(\frac{D}{R} \right)^{0,5} & \text{en régime hydroliquement rugueux} \end{cases}$$

ou : R est le rayon de courbure du coude , α l'angle de coude (en°)

Les relations utiles pour le calcul des coefficients de singularité pour les jonctions de conduites sont données sur la figure ci-dessous.

Pour une jonction à confluent symétrique, les coefficients de singularité sont :

- $k_{13} = 2 + 3 \times \left[\left(\frac{Q_{v1}}{Q_{v3}} \right)^2 - \frac{Q_{v1}}{Q_{v3}} \right]$
- $k_{23} = 2 + 3 \times \left[\left(\frac{Q_{v2}}{Q_{v3}} \right)^2 - \frac{Q_{v2}}{Q_{v3}} \right]$

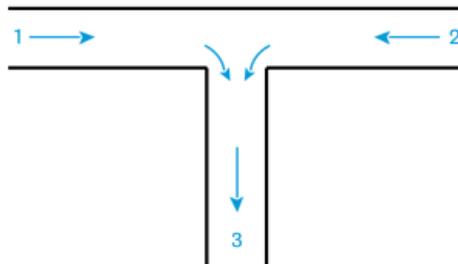


Figure II.8. Une jonction à confluent symétrique

avec la perte de charge à calculer selon : $\Delta P_{fi3} = k_{i3} \times \frac{\rho \times u_3^2}{2}$

Pour une jonction à séparation symétrique, les coefficients de singularité sont :

- $k_{31} = 1 + 0,3 \times \left(\frac{Q_{v1}}{Q_{v3}} \right)^2$

- $k_{32} = 1 + 0,3 \times \left(\frac{Q_{v2}}{Q_{v3}}\right)^2$

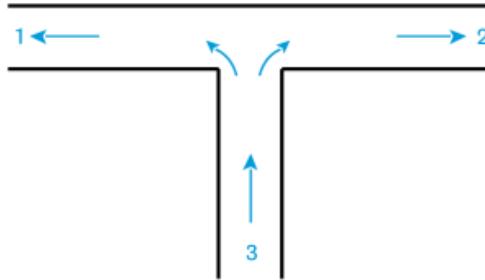


Figure II .9. Une jonction à séparation symétrique

avec la perte de charge à calculer selon : $\Delta P_{f3i} = k_{i3} \times \frac{\rho \times u_3^2}{2}$

Pour une jonction à confluent latéral, les coefficients de singularité sont :

- $k_{12} = 2 \times \frac{Q_{v3}}{Q_{v2}} - \left(\frac{Q_{v3}}{Q_{v2}}\right)^2$
- $k_{32} = 0,6 \times \left[-1 + 5 \times \frac{Q_{v3}}{Q_{v2}} - 2 \left(\frac{Q_{v3}}{Q_{v2}}\right)^2\right]$

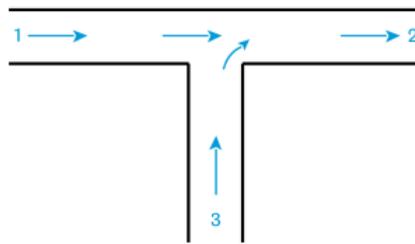


Figure II.10. Une jonction à confluent latéral

avec la perte de charge à calculer selon : $\Delta P_{f2i} = k_{i2} \times \frac{\rho \times u_2^2}{2}$

Pour une jonction à séparation latérale, les coefficients de singularité sont :

- $k_{13} = 1 + \left(\frac{Q_{v3}}{Q_{v1}}\right)^2$
- $k_{12} = 0,4 \times \left(\frac{Q_{v3}}{Q_{v2}}\right)^2$

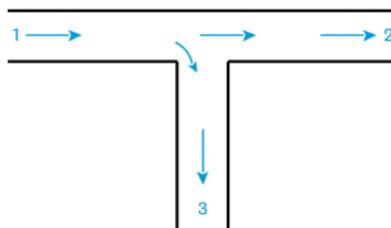


Figure II.11. Une jonction à séparation latérale

avec la perte de charge à calculer selon : $\Delta P_{f1i} = k_{1i} \times \frac{\rho \times u_1^2}{2}$

II.11. Pertes de charge dans les accessoires :

On prend comme accessoires :

- les vannes et robinets (le coefficient de singularité dépend alors non seulement du type de vanne et de sa technologie, mais aussi de l'ouverture de la vanne) ;
- les organes de sécurité et de mesure (clapets, soupapes, débitmètres, ...) ;
- les obstacles (grilles, chicanes, filtres, garnissages, ...).

II.12. Notion de longueur équivalente :

Dans un souci de simplification, on cherche à faire le lien entre pertes de charge régulières et pertes de charge singulières en utilisant la notion de longueur équivalente L_{eq} à une singularité.

La longueur équivalente d'une singularité correspond à la longueur de canalisation droite (de même diamètre nominal que celui de la singularité) qui engendrerait la même perte de charge que la singularité étudiée, pour un même débit. Ainsi, en rapprochant les deux formules :

$$\Delta P_{fs} = f/2 \times (4 \times \rho \times \bar{u}^2) \times \frac{L_{eq}}{D}$$

Divers tableaux et abaques permettent de déterminer la longueur équivalente d'une singularité.

Exemple : Pour une sortie de réservoir, on prend généralement $L_{eq} = 20 \times D$

II.13 Problématique :

Nous avons un coude arrondi de 90° avec les dimensions :

- D = 12 pouces
- L_x = 36 pouces
- L_y = 36 pouces
- V_e = 4.3741 m/s
- P_s = 6800000 Pa

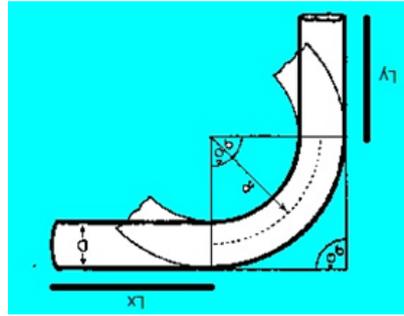


Figure II .12. Coude de cas étudié

Les parois de conduite :

- $U=0$
- $V=0$

Sortie de conduite :

$$\frac{\partial P}{\partial y} = 0$$

L'équation de continuité :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho) + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{v}) = 0$$

Quantité des mouvements :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{v} \cdot \vec{v}) = -\vec{\nabla} p + \vec{\nabla} \cdot (\tau_{i;j}) + \rho \vec{f}$$

Equations de transport pour le modèle standard k-epsilon :

- Pour l'énergie cinétique turbulente k

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + P_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k$$

- Pour la dissipation ϵ :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (P_k + C_{3\epsilon} P_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon$$

Méthode VOF :

$$\begin{aligned} \frac{\partial c}{\partial t} + u \cdot \nabla C &= 0 \\ \rho &= C \rho_1 + (1 - C) \rho_2 \\ \mu &= \frac{C \rho_1 \mu_1 + (1 - C) \rho_2 \mu_2}{\rho} \end{aligned}$$

Chapitre III

Méthodes numériques

III.1. Introduction :

Dans ce chapitre, nous représentons les programmes de la simulation numérique qu'on va utiliser pour faire la géométrie et faire la simulation et faire les calculs, et choisir le maillage qui permet d'optimiser le temps de calcul.

Dans cette partie vous allez choisir le bon programme pour faire la simulation numérique d'une conduite cylindrique et un coude de 90°.

le choix de ces formes géométrique est basé sur un aperçu sur site de centre de stockage et de transfert à Hassi R'mel .pour cela vous aurons essayé de simuler l'écoulement dans une conduite de condensat.

III.2. Généralités sur l'ANSYS :

ANSYS est un logiciel de simulation numérique FEM leader de son marché utilisé dans le développement de produits industriels. Il couvre toutes les étapes nécessaires à une simulation : le traitement géométrique, le maillage, la résolution, le traitement de résultats et l'optimisation. ANSYS offre une plateforme de calcul multi-physique intégrant la mécanique des fluides et des structures, l'électromagnétisme, la thermique ainsi que la simulation de systèmes et de circuits.

Les utilisateurs ANSYS sont de domaines industriels très divers comme la construction de machines, les secteurs de l'énergie, l'automobile, le ferroviaire, l'aérospatial, le médical, la microtechnique, la micro-électronique ou encore les biens de consommation.

CADFEM est centre de compétences ANSYS en Europe et travaille en étroite collaboration avec ANSYS depuis 1985.

Avec ses solveurs spécifiques, ANSYS couvre un large éventail de domaines physiques:

- Mécanique des fluides
- Mécanique des structures

- Electromagnétisme
- Multi-physiques et simulation de systèmes
- Thermique

Les logiciels ANSYS sont des logiciels de simulation numérique mettant souvent en œuvre la méthode des volumes finis.

Sur ANSYS, deux solutions sont possibles pour faire des calculs de structures sur des composites :

- Le module ACP (ANSYS Composite PrepPost) de l'environnement logiciel ANSYS Workbench: réservé aux cas de géométrie complexe en composites. Dans cet environnement, l'utilisateur modélise sa pièce directement depuis une interface en entrant des paramètres nécessaires à l'étude par élément finis. La plate-forme convertit ensuite les requêtes entrées par l'utilisateur en code ANSYS puis lance la résolution.
- Le langage de script APDL (ANSYS Parametric Design Language) de l'environnement logiciel ANSYS Classic.

III.3. Présentation du logiciel ANSYS Workbench

III.3.1. Le logiciel ANSYS Workbench :

ANSYS Workbench est un outil de gestion de projet, il permet de créer des fichiers, le lancement des différents et gérer les interactions entre les différents logiciels utilisés pour la géométrie, le maillage, la simulation proprement dite et le post-traitement à partir d'une fenêtre unique.

III.3.2. Créer un système d'analyse Fluid Flow :

Pour créer un « système d'analyse », c'est-à-dire une chaîne de calcul pour une simulation Fluent :

- Sélectionner avec la souris Fluid Flow (FLUENT) dans le menu de gauche.
- Faire glisser dans la fenêtre principale (Project Schematic).
- Renommer le système d'analyse en double cliquant sur le titre Fluid Flow (Fluent).

A chaque fois qu'on termine une étape de la simulation, l'icône à droite change

Cependant, une analyse peut également être préparée en sélectionnant les logiciels nécessaires à cette analyse dans « Système de composants », puis en les reliant entre eux avec des connecteurs.

Remarque : il existe deux manières de créer les connecteurs entre les logiciels :

- Utilisez la souris pour tracer une ligne (par exemple d'A2 à B2, B3 à C2, etc).
- Ou simplement, dépose le nouveau système sur la cellule du système en amont et le lien sera généré automatiquement.

Il faut préciser si la géométrie va être créée en 2D ou 3D

- Sélectionner la case « Géométrie » dans le tableau du système.
- Faire un clic droit et sélectionner Propriétés.
- Dans la case « Type d'analyse », choisir 2D ou 3D.
- Fermer la fenêtre de propriétés en cliquant sur en haut à droite.

III.3.3.Sauvegarder le projet :

- Créer un répertoire de travail sur le disque.
- File > Save : enregistrer le projet sous un nom « projet.wbpj » dans le répertoire créé.

III.3.4.Emplacement du fichier sur le disque :

On peut à tout moment visualiser les fichiers créés sur le disque pour un projet donné.

- View > Files

Un tableau récapitulatif des différents fichiers créés sur le disque apparaît en bas, qui donne le répertoire et le nom du fichier avec les cellules du projet.

III.3.5.Partage de données entre différents solveurs :

ANSYS Workbench peut être utilisé pour transférer les données entre les solveurs.

III.4. Présentation d'ANSYS DESIGNMODELER :

III.4.1.Définition :

ANSYS Design Modeler est un outil de :

- Pour importer des modèles CAO pour les
- pour simplifier / modifier la géométrie et préparer le maillage

Le logiciel ANSYS Design Modeler permet de réaliser :

- Des tracés 2D (Sketch).
- De créer à partir des sketches des objets 3D (par extrusion ect ...) et de manipuler les objets 3D

III.5. Présentation de l'ANSYS MESHING : Maillage

III.5.1.Définition :

la création de maillage se fait sous le progiciel « AnsysMeshing ». Ce mailleur propose des solutions étendues pour les géométries les plus compliquées et permet d'importer des géométries en 2D ou 3D et de construire le maillage. Il peut générer des fichiers avec une extension .msh pour Ansys Fluent. Le but est de :

- Les équations sont résolues aux emplacements des cellules / nœuds
- Le domaine doit être divisé en cellules discrètes (maillées).

III.5.2.Processus de maillage dans ANSYS Meshing :

ANSYS Meshing regroupe quatre fonctions essentielles :

- Lecture de la géométrie du problème (import de la géométrie CAO).
- Maillage (global ou local).
- Génération et vérification du maillage.
- Définition des frontières du domaine de calcul.

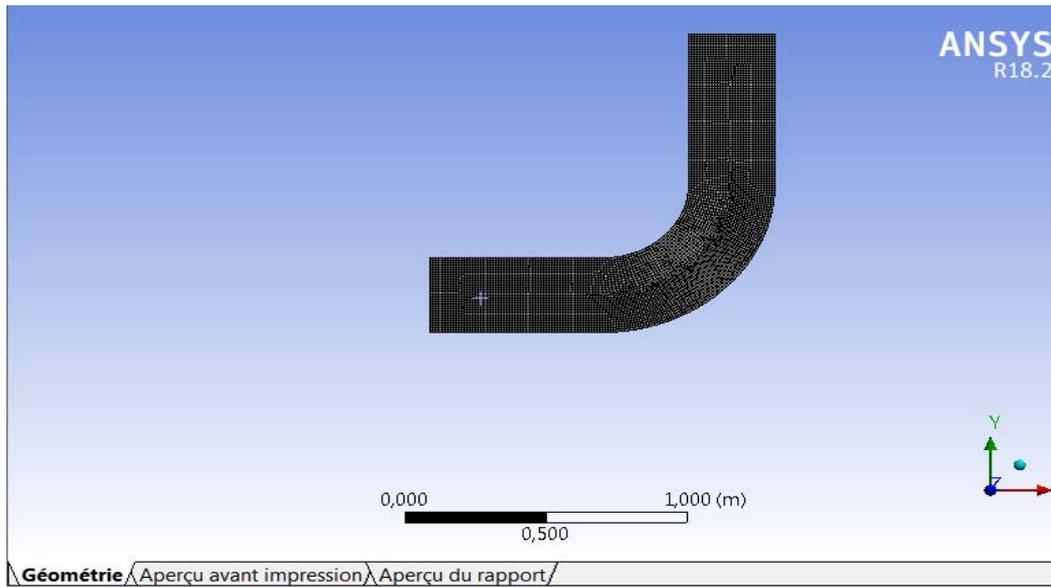


Figure III.1. Maillage

III.5.3. Maillages sous ANSYS Meshing :

la génération du maillage constitue une phase importante sachant que la précision et l'exactitude des résultats numériques en dépendent. Sous ANSYS Meshing , on peut on peut choisir les trois types de maillages suivants :

III.5.4. Maillage structuré (quadra /hexa) :

Il est facile à générer en utilisant une géométrie multi bloc .

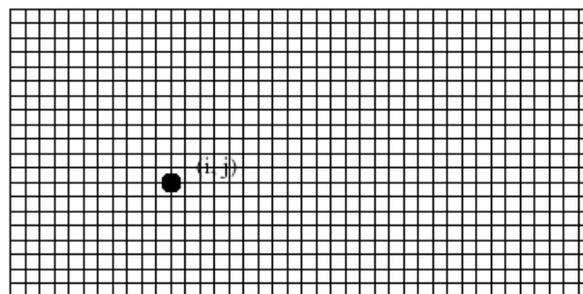


Figure III.2. Maillage structuré

Avantage :

- Economique en nombre d'éléments avec un nombre inférieur de mailles par rapport à un maillage non structuré équivalent.

- Réduit le taux des erreurs numérique car l'écoulement se trouve aligné avec le maillage.

Inconvénients :

- Difficile à générer dans le cas d'une géométrie complexe.
- Qualité du maillage pas toujours satisfaisante pour les géométries complexes.

III.5.5. Maillage non structuré (tri/tétra) :

Les éléments de ce type de maillage sont générés arbitrairement sans aucune contrainte quant à leur disposition.

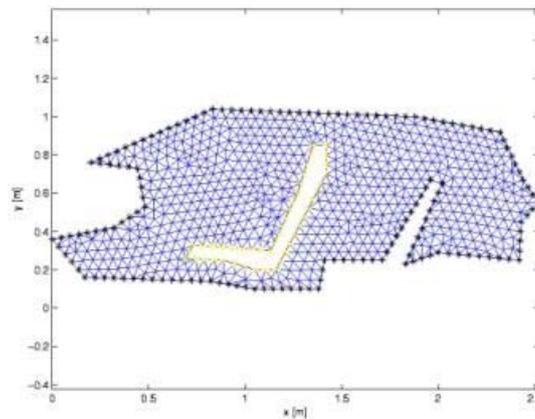


Figure III.3. Maillage non structuré

Avantage :

- Peut-être générer sur une géométrie complexe tout en gardent une bonne qualité des éléments.
- Les algorithmes de génération de ce type de maillage (tri /tétra) sont très automatisés.

Inconvénient :

- Très gourmand en nombre de mailles comparativement au maillage structuré.
- Engendre des erreurs numériques, généralement, plus importantes comparativement au maillage structuré.

III.5.6. Maillages hybride :

C'est un maillage généré par un mélange d'éléments de différents types, triangulaire ou quadrilatéraux en 2D, tétraédriques, prismatiques ou pyramidaux en 3D. Ce maillage est caractérisé par la combinaison entre les avantages du maillage structuré et ceux du maillage non structuré.

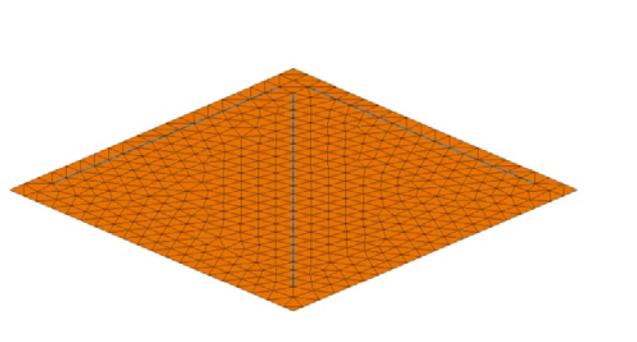


Figure III.4. Maillages hybride

III.5.7. Techniques de génération de maillage :

La génération d'une très bonne qualité de maillage est essentielle pour l'obtention d'un résultat de calcul précis et significatif. Pratiquement, il n'existe pas de règle standard pour la création d'un maillage valable, cependant, les différentes approches permettent d'obtenir une grille à maillage acceptable.

Nous pouvons résumer ces règles comme suit :

- Maintenir une bonne **Qualité** des éléments.
- Assurer une bonne **Résolution** dans les régions à forts gradients.
- Assurer un bon **Lissage** dans les zones de transition entre les parties à maillage fin et les parties à maillage grossier.
- Minimiser le nombre **Totale** des éléments (temps de calcul raisonnable).

On peut se souvenir de ces règles en utilisant la formulation mnémotechnique **QRLT**.

III.6. Simulation numérique avec ANSYS FLUENT :

III.6.1.Introduction :

ANSYS Fluent est un code CFD commercial très utilisé dans l'industrie. Il permet de résoudre par la méthode des volumes finis des écoulements très variés (champs de vitesse, de température... etc.), dans des configurations plus ou moins complexes.

Ce solveur offre toutes les capacités physiques nécessaires pour la modélisation des écoulements fluides, des turbulences, des transferts de chaleur et des réactions chimiques. Le logiciel est utilisé pour des applications industrielles allant de l'écoulement d'air autour d'une aile d'avions, à la combustion à l'intérieur d'un four, des colonnes à bulles aux plates-formes pétrolières, du flux sanguin à la fabrication de semi-conducteurs, de la conception de salles blanches aux usines de traitement des eaux usées.

Des modèles spécifiques sont proposés pour modéliser les phénomènes de combustion interne, d'aéroacoustique ainsi que les turbomachines et le système multiphasique, ce qui élargit son champ d'applications.

III.6.2.Les Différentes étapes à suivre pour la modélisation numérique :

La résolution numérique par ANSYS Fluent d'une manière générale, suit les étapes suivantes :

- Création de la géométrie sous logiciel (Design Modeler).
- Génération de maillage et la définition des conditions aux limites dans ANSYS Meshing.
- Définition du problème sous logiciel ANSYS Fluent.
- Calcul avec ANSYS Fluent pour les différents cas retenus.
- Analyse des résultats obtenus.

III.6.3.Calcul sous Fluent :

Solveur :

- Le menu est tel que les opérations se font de façon organisé étape par étape.
- Importer le fichier de maillage et dimensionner maillage.
- Sélection des modèles physiques.

- Définir les propriétés des matériaux.
- Définir les conditions de calcul.
- Définir les conditions aux limites.
- Fournir une solution initiale.
- Régler les paramètres de solveur.
- Régler les moniteurs de convergence.
- calculer et surveiller la solution.
- Post-Processing.
- Analyse.

III.6.4. Description du solveur « Fluent » :

Fluent est un code de calcul pour modéliser les écoulements des fluides et les transferts thermiques à l'intérieur ou autour des géométries complexes. Ce logiciel très répandu au sein de l'industrie (aérospatiale, automobile, nucléaire, chimique, biomédicales, environnement, météo...etc.), permet de résoudre les problèmes d'écoulement avec des mailles non structurées, pour des géométries complexes, avec relative facilité.

Les types de mailles supportées sont :

- Mailles en 2D, triangulaires ou quadrilatérales.
- Mailles en 3D, tétraédriques/hexaédrique/pyramidales.
- Mailles (hydraulique) mixtes.

Fluent est écrit en langage de programmation C et utilise pleinement la flexibilité et la puissance et la puissance offerte par ce langage (allocation de mémoire dynamique). En outre, il utilise une architecture qui lui permet d'exécuter plusieurs processus simultanément sur le même poste de travail ou sur des postes séparés pour une exécution plus efficace. Fluent s'utilise à travers une interface graphique et utilisateur avancé peut adapter ou augmenter, au besoin, l'interface en écrivant des macros et des fonctions de menu afin d'automatiser certaines procédures.

Ainsi, à titre non exhaustif, Fluent permet les capacités de modélisation suivantes :

- Ecoulements 2D ou 3D.
- Ecoulement stationnaire ou instationnaire.
- Ecoulement incompressible ou compressible (subsonique, transsonique, supersonique ou hypersonique).
- Ecoulement non visqueux, laminaire, ou turbulent.
- Fluide Newtonien et non Newtonien.
- Transfert de chaleur forcé, par conduction, convection ou radiatif.
- Ecoulement avec changements de phases.
- Ecoulement en milieu poreux.

Le logiciel ANSYS FLUENT est basé sur la méthode de modélisation numérique connue pour sa puissance de calcul et facilité de mise en œuvre, méthode des volumes finis.

III.6.5.Méthode des volumes finis sous Fluent :

La méthode des volumes finis utilise des approximations d'intégrales. Toutefois, elle consiste à discrétiser le domaine de l'écoulement en une multitude de volumes de contrôle (hexaèdres, tétraèdres, prismes...etc.) qu'on appelle aussi cellules ou mailles.

Ensuite, cette méthode permet d'effectuer des bilans de masse, de quantité de mouvement et d'énergie sur tous les volumes ainsi que dans tout le domaine de calcul. Son avantage est qu'elle est conservative : tout ce qui sort d'un volume de contrôle entre dans le volume voisin.

ANSYS Fluent utilise une formulation centrée (Co-located), ceci veut dire que toutes les variables sont calculées au même point, au centre de cellules.

ANSYS Fluent utilise la méthode des volumes finis comme procédés de discrétisation des équations qui gouvernent l'écoulement, telle que l'équation de continuité. En utilisant cette technique basée sur l'intégration des équations sur un volume de contrôle, Fluent passe par les étapes suivantes :

- Division du domaine en volumes de contrôle discrets en utilisant une grille (maillage) de calcul

- Intégration des équations sur les volumes de contrôle individuels afin de construire les équations algébriques pour les variables discrètes dépendantes, telles que : vitesse, pression et température.

Les schémas utilisés sont localement et globalement conservatifs. Ils peuvent être appliqués quelle que soit la forme de la cellule et même si les cellules sont des polyèdres convexes quelconques.

Les schémas utilisés sont précis au second ordre en temps et en espace.

- Les termes de diffusion sont discrétisés en utilisant des schémas de différentiation centrée au second ordre.
- Les termes de convection sont discrétisés en utilisant des schémas de différentiation amont de second ordre, QUICK, ou des schémas centrés de second ordre (les schémas amont de 1^{er} ordre et les schémas en puissance sont encore disponibles).

Fluent utilise en plus deux schémas, le schéma MUSCL et le schéma de discrétisation centrée de 2^{ème} ordre pour les équations de quantité de mouvement lorsqu'on utilise le modèle LES ou le modèle DES pour la turbulence.

III.6.6. Forme générale des équations :

Les équations différentielles de conservation décrivant des différentes variables de l'écoulement (u , v , w , k , ε et T) peuvent être écrites sous la forme générale suivante, pour la grandeur scalaire Φ quelconque :

$$\frac{\delta}{\delta t}(\rho\Phi) + \frac{\delta y}{\delta x_j}(\rho U_j \Phi) = \frac{\delta}{\delta x_j} \left[\Gamma_\Phi \frac{\delta \Phi}{\delta x_j} \right] + S_\Phi \quad (1)$$

$\frac{\delta}{\delta t}(\rho\Phi)$: Terme temporel

$\frac{\delta y}{\delta x_j}(\rho U_j \Phi)$: Terme convectif

$\frac{\delta}{\delta x_j} \left[\Gamma_\Phi \frac{\delta \Phi}{\delta x_j} \right]$: Terme diffusif

S_Φ : Terme source

Les termes de l'équation généralisée (1) sont regroupés dans le tableau (1) pour les différentes équations.

Equation	Variable Φ	Coefficient de diffusion	Terme de source
Continuité	1	0	0
Quantité de mouvement	U_i	$\mu_{eff} = \mu + \mu_t$	$\beta_i + \frac{\delta}{\delta x_j} \left[\mu_{eff} \cdot \frac{\delta U_i}{\delta x_j} \right] - \frac{\delta P}{\delta x_i}$
Energie cinétique	K	$\frac{\mu_t}{\sigma_k}$	$\mu_t \cdot C_1 = \rho \varepsilon$
Dissipation d'énergie	ε	$\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}$	$\frac{\varepsilon}{k} = (\mu_t C_1 G - C_2 \rho \varepsilon)$

Tableau (1) : Tableau des différentes équations différentielles

Φ : est la variable dépendante générale qui peut être la vitesse. U, l'énergie cinétique de turbulence k, sa dissipation ε , l'enthalpie h, ou la température, T.

Le terme de convection est le bilan entrée /sortie de la quantité Φ dans le volume de contrôle dû à la convection.

Γ : Est le terme de diffusivité effective.

U_j : Est une composante de la vitesse instantanée.

Les expressions de termes de diffusivité et de source varient en fonction des types d'équations résolues.

Le terme de gradient de pression, qui ne peut être classé ni comme un terme de convection ni comme un terme diffusion est en général inclus dans le terme de source pour les trois équations de la dynamique.

III.6.7.Choix des paramètres de ANSYS Fluent :

Simple précision ou double précision

« ANSYS FLUENT » offre deux modes de calcul

- Mode « **double précision** »
- Mode « **simple précision** »

Dans le mode « double précision » : les nombres à virgule flottante sont représentés en utilisant 64 bits, alors que le mode « simple précision » : utilise une représentation à 32 bits. Le revers de cette précision est que le premier mode requiert beaucoup plus de mémoire. Le mode, « simple précision » est le mode adopté dans cette étude.

III.6.8. Conditions aux limites disponibles dans ANSYS FLUENT :

- face externes
 - Général : pressure inlet, pressure outlet, outflow
 - Incompressible : velocityinlet, outflow
 - Compressible : mass flow inlet, mass flow outlet, pressure farfield
 - Autre: wall, symmetry, axis, periodic
 - Special: inlet vent, outlet vent, intake fan, exhaust fan
- zone cellules
 - Fluide
 - Solide
 - Milieu poreux
 - Echangeur de chaleur
 - Faces internes
 - Fan, interior, porous jump, radiator, wall

III.7. Choix de la formulation du solveur

Sous « FLUENT », on peut choisir entre deux formulations du solveur :

- La formulation basé sur la pression « BP », on séquentielle (implicite) : cette formulation résout les équations de continuité, de quantité de mouvement et quand c'est nécessaire celle de l'énergie, séquentiellement, c'est-à-dire isolées les unes des autres (implicite par défaut). Le solveur isolé est classique pour les écoulements incompressibles à

modérément compressibles. De ce fait, c'est la formulation que l'on a choisi l'utiliser pour notre cas, puisqu'elle nécessite une capacité de mémoire moindre et offre une flexibilité dans la procédure de résolution.

- La formulation couplée basée sur la densité « DBCS » (implicite u explicite) : cette option permet aux équations d'être résolues simultanément, c'est-à-dire, couplées les unes avec les autres. Cependant, les autres scalaires, tels que les quantités de la turbulence, sont traités séparément. Initialement, ce mode a été conçu pour les écoulements compressibles à grande vitesse. Ceci lui confère un avantage pour le traitement des écoulements hautement couplés (forte interdépendance entre la densité, l'énergie et les moments) avec des forces de volumes (ex. flottabilité et forces de rotation). Il faut signaler que le solveur couplé implicite vient au milieu, en terme de besoins en ressources, mais converge plus lentement que la formulation implicite et n'est conseillé que pour les écoulements instationnaires.

III.8. Choix de la méthode de couplage Pression-Vitesse :

Dans le cas où les vitesses sont définis aux nœuds d'un volume de contrôle ordinaire (comme les autres scalaire : pression et température), il est démontré qu'un champ de pression hautement non uniforme agit comme un champ uniforme sur les équations de quantité de mouvement discrétisées, Versteeg (1995).

La solution passe par la définition des vitesses sur une grille décalée « Staggeredgrid » et l'emploi d'algorithmes tels que « SIMPLE » (Semi-ImplicitMethod for a pressure Linked Equations) pour assurer ce lien ou couplage entre la pression et la vitesse. La famille des algorithmes « SIMPLE » est essentiellement une procédure « d'estimation et de correction » pour le calcul de la pression sur la « grille décalée » des composantes de la vitesse « ANSYS FLUENT » propose trois méthodes pour le couplage pression-vitesse (seulement avec la formulation « BP ») :

- Les deux premières, assez similaires, sont la méthode « SIMPLE » et la méthode « SIMPLEC » (SIMPLE Consistent). Cette dernière méthode se différencie de la première par le fait qu'on peut lui assigner un facteur relaxation (correction) de pression proche de

1, ce qui accélère la convergence dans la plupart des cas, mais peut conduire à des instabilités de la solution

- Méthode « PISO » (Pressure-Implicit with Splitting of Operators): Cette méthode fait partie des algorithmes de la famille « SIMPLE ». Elle est recommandée pour les écoulements in stationnaires ou pour les maillages contenant des cellules très obliques « highlyskewed ».

En conclusion, étant donné le non linéarité des équations de conservation après discrétisation, les calculs doivent faire appel aux méthodes itératives. Pour le couplage pression/vitesse, Fluent dispose de trois algorithmes de couplage (SIMPLE, SIMPLEC, PISO et COUPLED) dont le premier sera brièvement décrit ci-dessous :

III.9. Algorithme SIMPLE :

L'algorithme original est écrit par Patankar et Spadling et essentiellement une procédure d'estimation et correction pour calculer la pression dans le maillage décalé.

L'algorithme SIMPLE, acronyme pour « Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equatins » permet de résoudre le système d'équations discrétisées (ANSYS FLUENT). Cet algorithme stipule l'existence d'un relation entre les vitesses corrigées et les pressions corrigées, en vue de vérifier l'équation de conservation de la masse. Le schéma représentatif de ce processus itératif est présenté dans la figure 2.

III.10. Séquences de l'algorithme SIMPLE :

La séquence des opérations de calcul de la méthode SIMPLE est la suivante :

1. Estimer le champ de pression P^* .
2. Résoudre les équations de quantité de mouvement pour en tirer les champs de vitesses u^* , v^* et w^* .
3. Résoudre l'équation de correction de pression P' .
4. Corriger la pression $P=P'+P^*$.
5. Corriger les champs de vitesses u , v et w en utilisant les formules de corrections.

6. Prendre le champ P comme une nouvelle estimation et recommencer la séquence à partir de l'étape 2, jusqu'à la convergence.

Chapitre IV

Simulation numérique

IV.1. Introduction :

Dans ce chapitre on va faire une simulation numérique d'un coude en utilisant le programme ANSYS .tout d'abord, on va faire la géométrie, ensuite le maillage, ensuite la configuration pour définir les propriétés du modèle, les matières utilisés et définir les conditions aux limites et les méthodes du calcul, enfin afficher les résultats qu'on obtient après le calcul,

On va mettre plusieurs essai en changeant le nombre des entrés d'air pour avoir le meilleur résultat pour voire l'influence des bulles d'air sur les pertes de charge et la répartition de ces bulles dans notre conduite

IV.2. Procédure numérique

Cette partie illustre la géométrie et conditions opératoires définies ainsi que la procédure numérique adaptée pour simuler le comportement de l'écoulement gaz-liquide en présence d'un coude (de 90°). En simulation numérique basée sur la méthode des volumes finis, le domaine de calcul est divisé en petits volumes de contrôle constituant un maillage.



Figure IV.1. Coude réel

IV.3. Réalisation du modèle d'étude :

On a un système constitué d'une pompe, des conduite cylindrique et des coudes au but de diminué la pression qui sort de la pompe vers la pression atmosphérique pour stocker notre fluide (condensat) .

On prélève un coude de ce système pour le réaliser sur l'ANSYS pour étudier l'influence des bulles des gaz sur les pertes de charge dans ce coude.

Notre modèle est une conduite cylindrique avec un coude de 90°, pour la réaliser on utilise le programme « Workbench ». Ensuite, on glisse « Mécanique des fluide (Fluent) » de Boîte à outils > Systèmes d'analyse vers « Schéma de projet » après , on le nomme « Coude ».

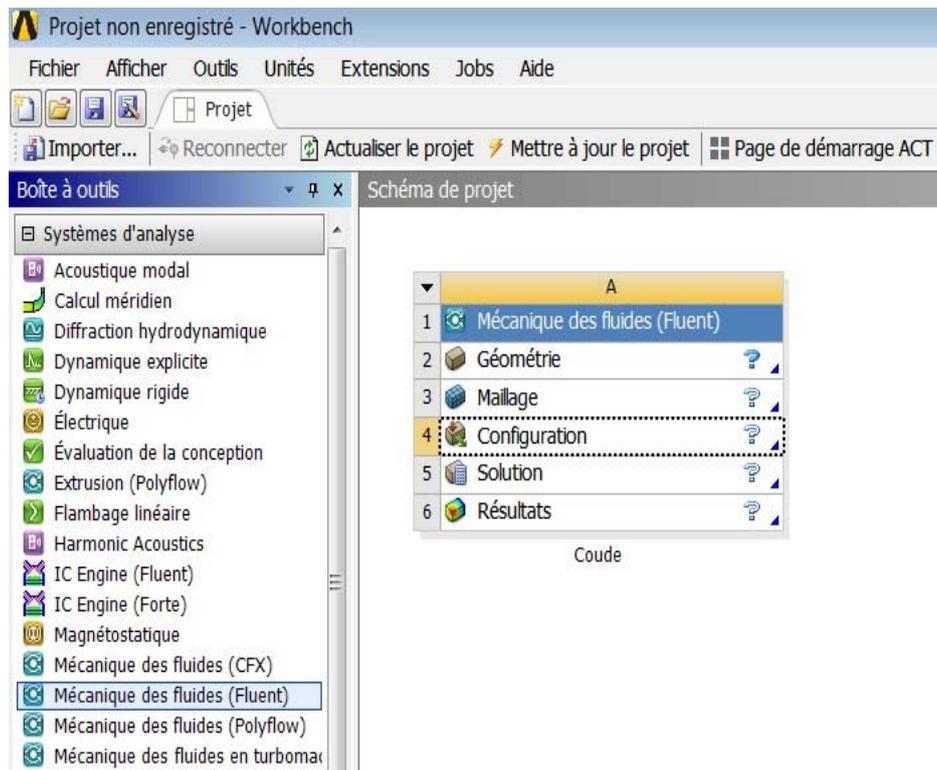


Figure IV.2. Fenêtre Workbench

IV.3.1 Géométrie :

Pour faire la géométrie, on exécute « Géométrie » en double cliquant. Une fenêtre de Design Modeler va s'ouvrir. Notre modèle est construit d'une conduite cylindrique de diamètre de 30,48 cm de la longueur de 115,365 cm horizontal, un coude arrondi de 90° et longueur de 115.365 cm verticale.

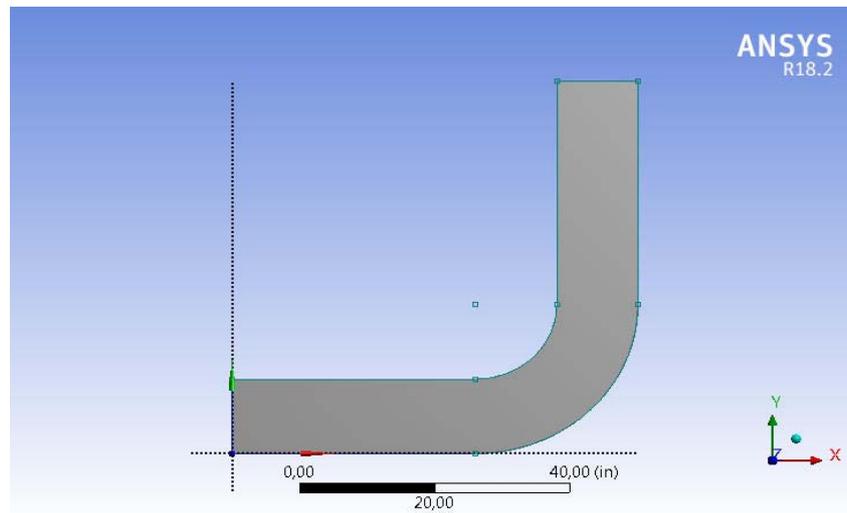


Figure IV.3. La géométrie

IV.3.2 Maillage :

Pour faire notre maillage, on exécute « maillage » en double cliquant. Une fenêtre de Meshing va s'ouvrir. On veut divisé notre géometrie en des petits partie pour utiliser la méthode des volume finis pour faire les calculs ensuite on va nommer les entrés d'air et de notre fluide principale . On choisit la taille maximale des mailles de 10^{-3} , après la génération du maillage on obtient 8044 nœuds.

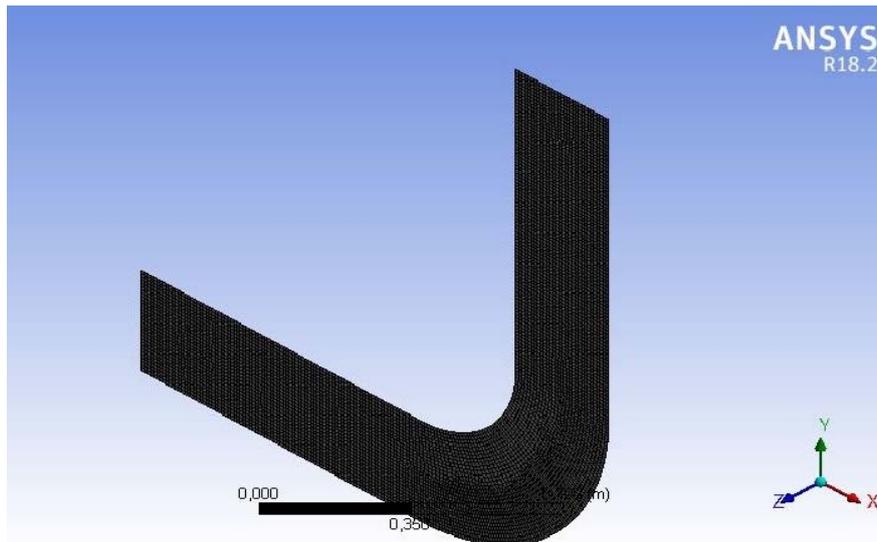


Figure IV.4. Le millage

IV.3.3 Configuration :

Pour faire la configuration, on exécute « Configuration » en double cliquant. Une fenêtre de Fluent va s'ouvrir. On fait cocher « Double précision » et on clique « OK ». Dans « Général » on choisit le type « pressure-based », vitesse formulation « absolute », temps « transient » et l'espace 2D « planar » après on coche la gravité en on met -9.81 selon y. Dans « Models » :

- Multiphase > Volume of fluid > Explicit > Implicit Body force.
- Viscous > K-epsilon (2 eqn) > Realizable > Scalable wall functions.

Dans « Materials » on clique sur « Create/edit » et on ajoute notre fluide principale (heptane C_7H_{16}) après on nomme dans « Phases » la phase 1 comme heptane et la phase 2 comme air après on clique sur Phases > interactions et on coche « surface tension force modeling » dans « surface tension » et on met 0.072 comme un coefficient constant.

Ensuite on va sur « Boundary Conditions » et on applique ces conditions aux limites :

	Inlet_air(velocity-inlet)	Inlet_fuel(velocity-inlet)	Outlet(pressure-outlet)
mixture	Vitesse : 0.3 m/s	Vitesse : 4.3741 m/s	Pression : 680000 pascal
air	Volume fraction : 1	Volume fraction :	/
heptane	/	/	/

Tableau (2) : les conditions aux limites

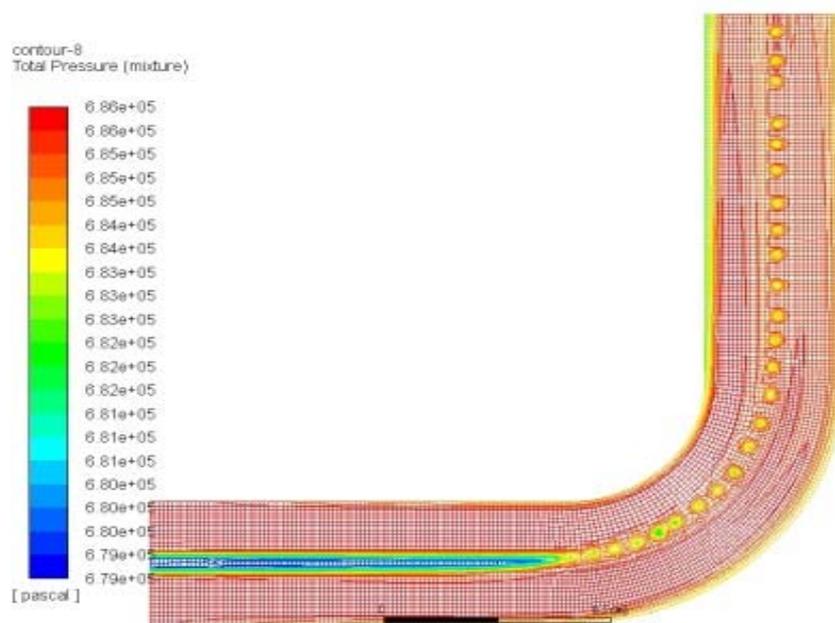
Après on va dans la case « Initialization » et on choisit « Hybrid initialization » comme une méthode et on clique sur « Initialize ».

Enfin, on va sur la case « Run Calculation » et on change le temps de pas vers 0.01 et le nombre de pas vers 100 et on Choisis 50 comme le nombre d'itérations et on clique sur « Calculate ».

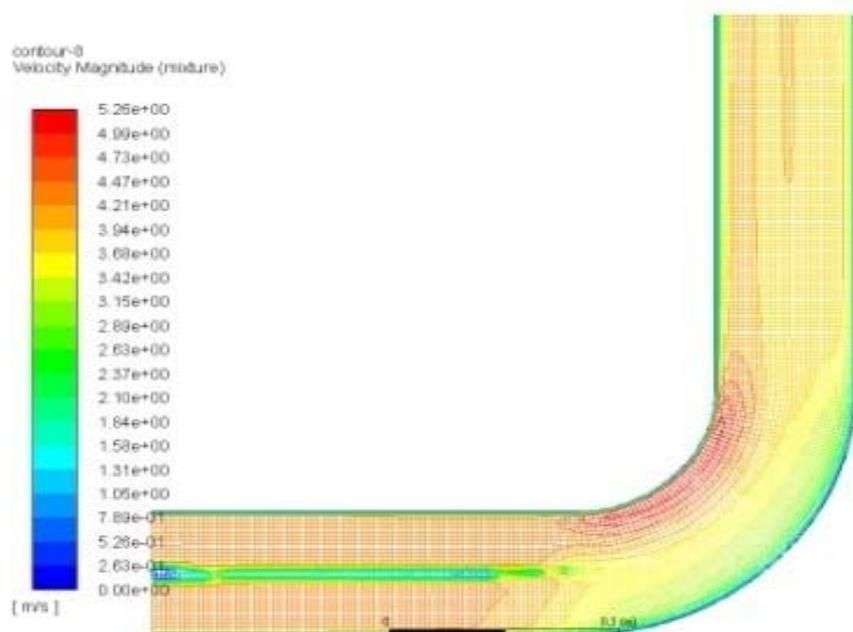
IV.3.3.1. Les cas rencontrés :

IV.3.3.1.1. Les entrées :

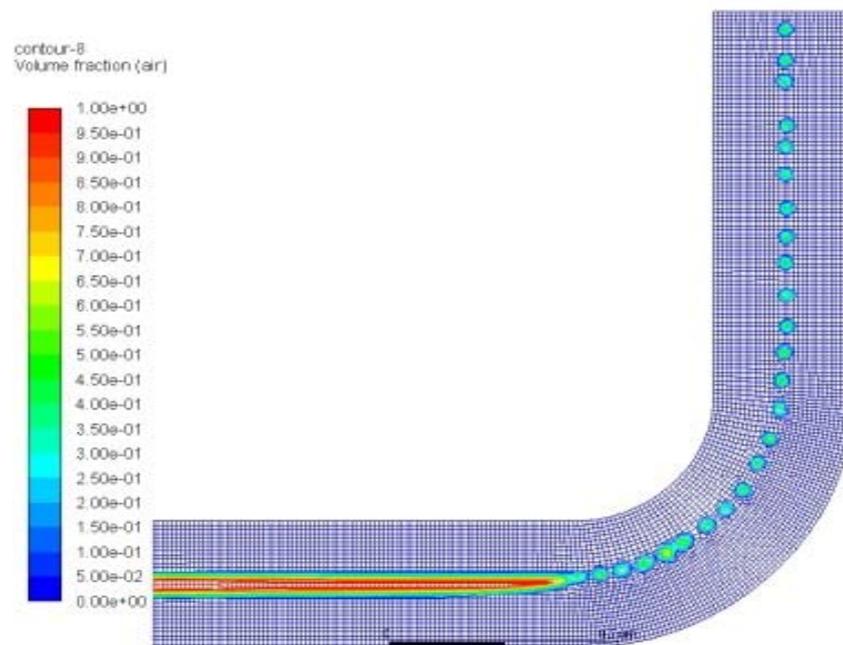
Une seule entrée d'air :



(A)



(B)

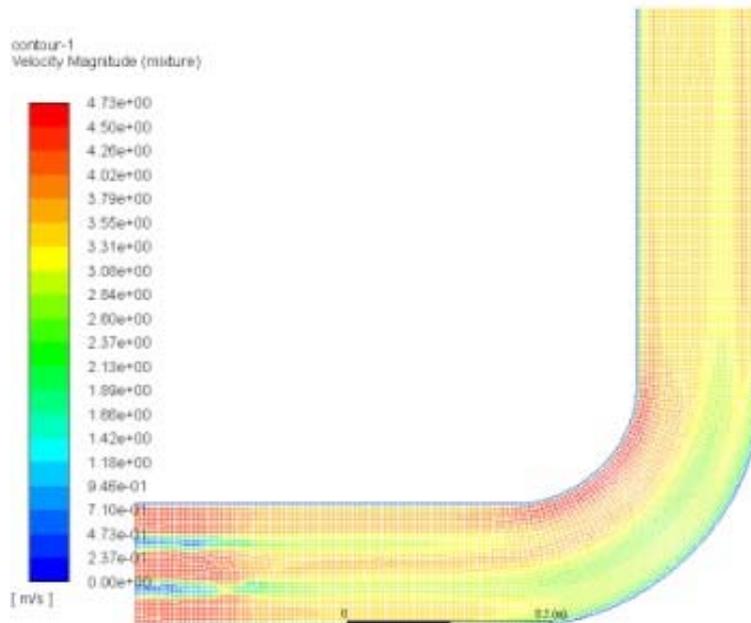


(C)

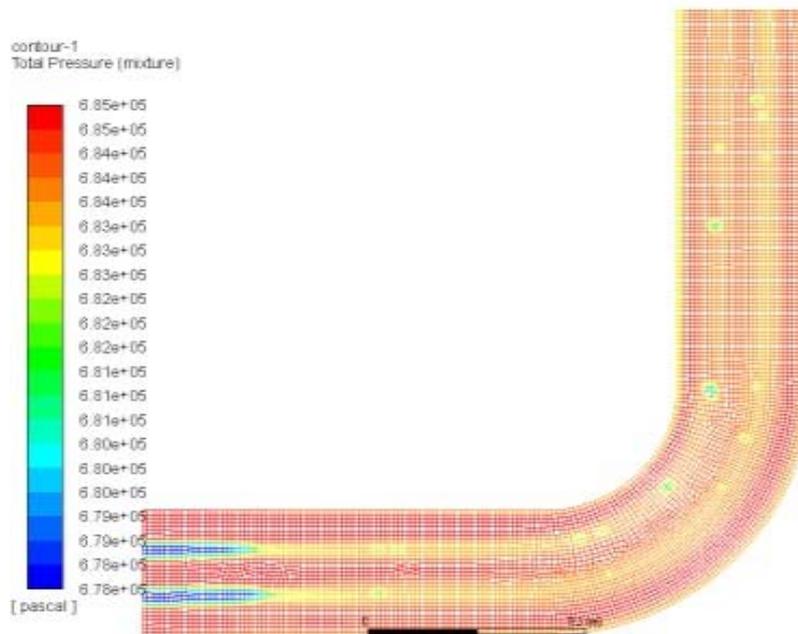
Figure IV.5. cas d'une seule entrée d'air

Observation : on voit dans le 1^{er} cas que les bulles d'air ne collent pas à l'intérieur du conduit ce qu'ils ne causent pas une grande chute de pression qu'elle est le but de cette installation.

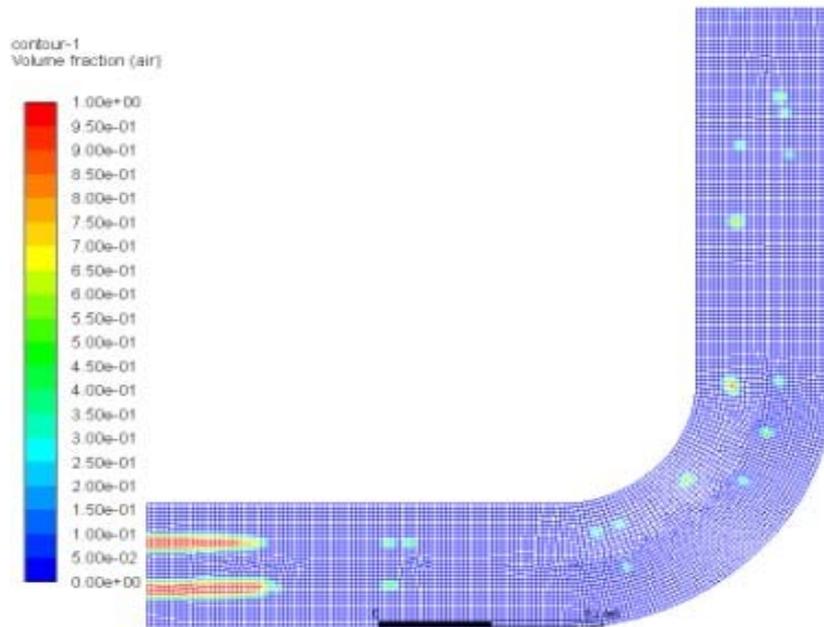
Deux entrées d'air:



(A)



(B)

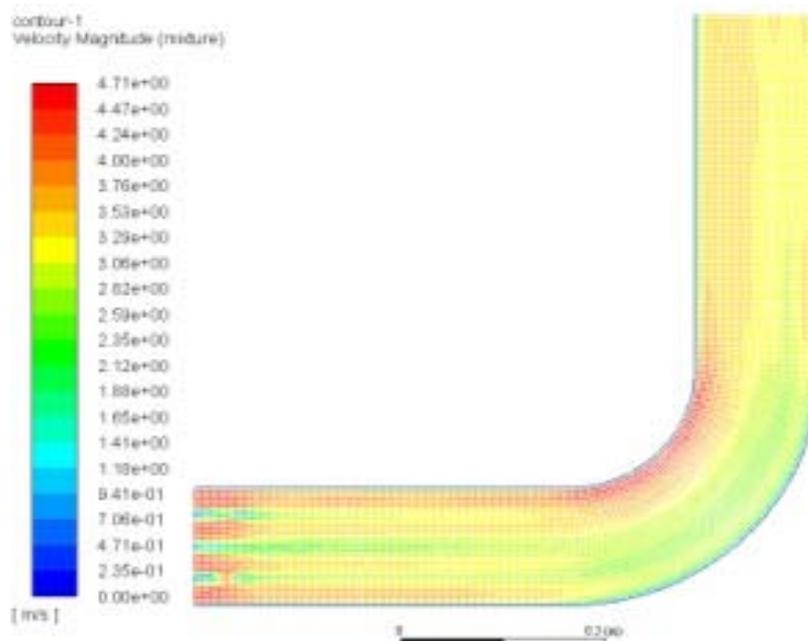


(C)

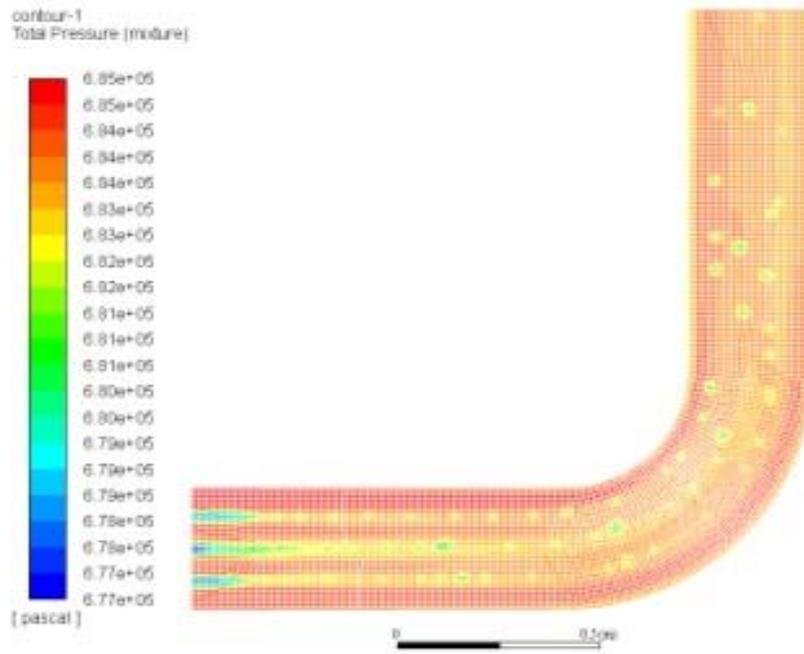
Figure IV.6. 2^{ème} cas de deux entrées d'air

Observation : dans le 2^{ème} cas, on a presque la même chose que le 1^{er} cas mais il y a un petit chute de pression mais elle est pas suffisante.

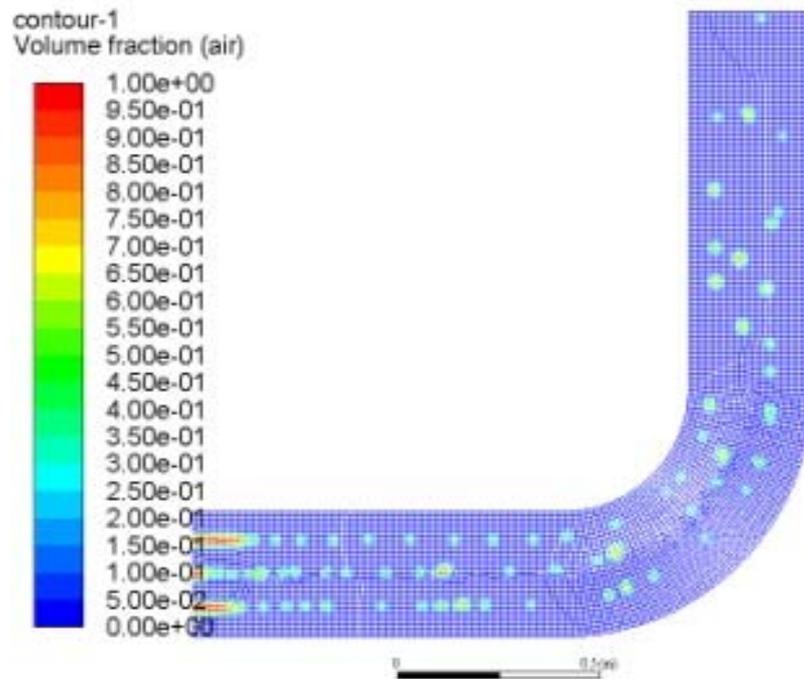
Trois entrées d'air:



(A)



(B)

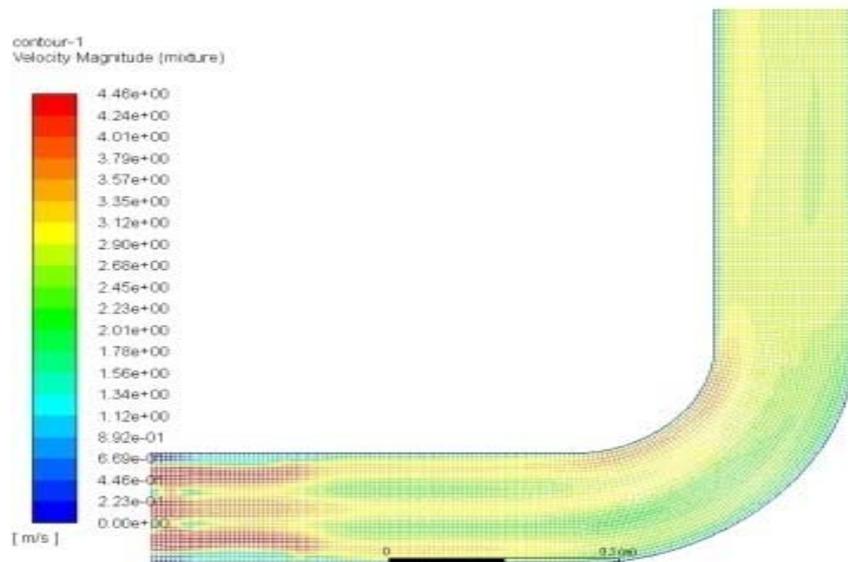


(C)

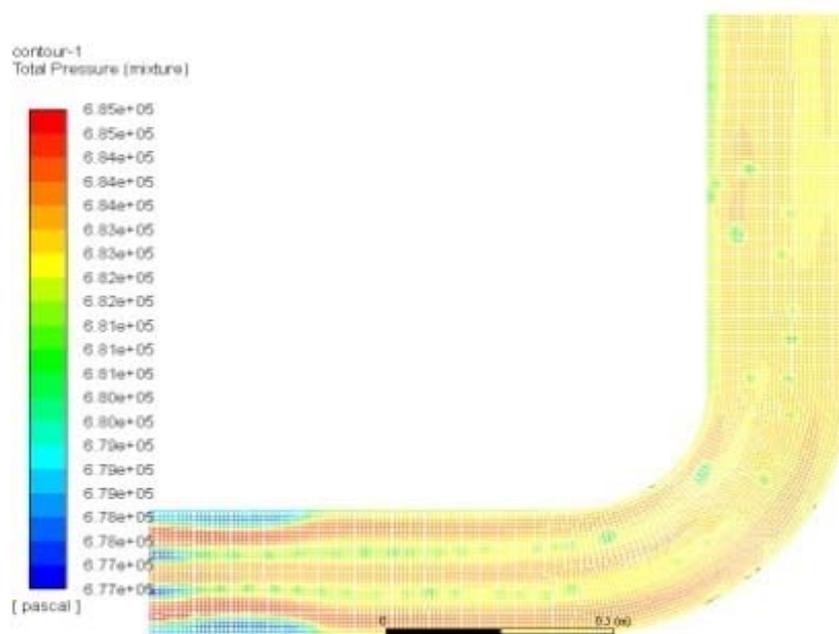
Figure IV.7. cas de 3 entrées d'air

Observation : Dans ce cas, on voit qu'il y a une chute de pression mais les bulles d'air ne collent pas à la surface intérieure de la conduite donc la chute de pression est pas causé par les bulles d'air.

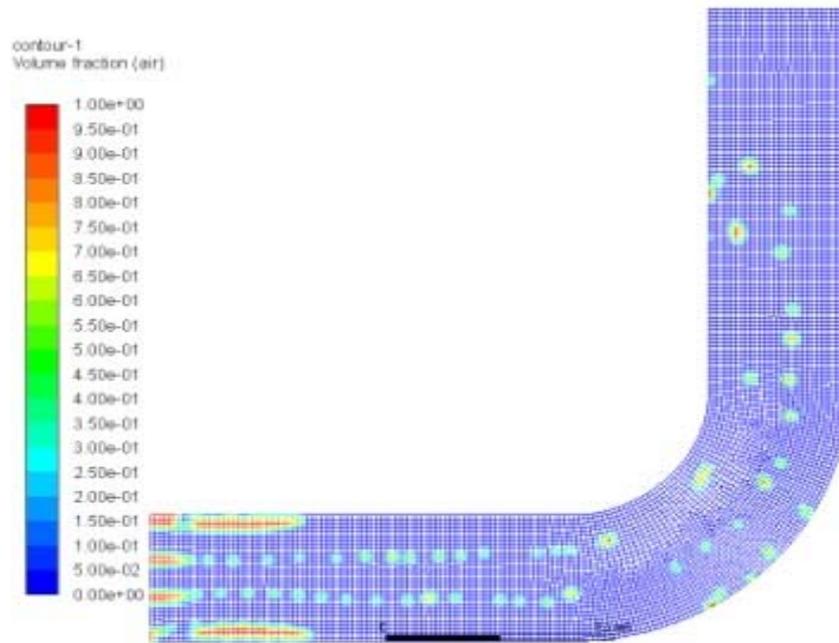
Quatre entrées d'air:



(A)



(B)



(C)

Figure IV.8. cas de quatre entrées d'air

Observation : dans ce cas , on voit qu'il y a une chute de pression et des bulles d'air collées sur les parois intérieures de la conduite donc la chute de pression est causée par les bulles d'air.

Après les résultats qu'on a, on va choisir le 4^{ème} cas (4 entrées d'air) car c'est le cas le plus réaliste et qui affiche le plus l'influence des bulles d'air sur les pertes de pression parce que les bulles d'air collent à la surface intérieure de la conduite.

IV.3.3.2. Le cas idéal :

Le cas idéal a la même géométrie, le même maillage et les mêmes conditions aux limites mais il a une seule entrée de la mixture (air+heptane).

Remarque : On remarque dans le cas idéal qu'il n'y a pas des bulles d'air dans le contour des phases (C) mais d'après les contours de vitesse et de pression on remarque des changements de vitesse et de pression dans le coude, on va concentrer juste sur la pression.

IV.4. Analyse de cas de 4 entrés d'air :

IV.4.1. Pression avant le coude :

Pour la figure (iv) illustre l'évolution de profil de pression de l'entre jusque prêt de coude, on entre pour la positions $Y=0.15$ (milieu) le profil augmenté brusquement dans l'intervalle $x[0;0.1]$ pour la pente d'agrémentation diminue jusque à $x=0.4$ après cette valeur, l'augmentation stabilise (presque linière), pour les deux position prêt de parois, ils presque mettent à la même courbe, ils commencent par des valeurs presque dans l'intervalle $x[0;0.15]$ puis ils augmentent jusque à 6.8 bar puis ils presque stabilisent dans l'intervalle $[0.4;0.7]$ après cette valeur on remarque un phénomène de dilatation pour la position $Y=0.02$ (prêt de la parois inferieur) la courbure augmenté jusque à la valeur maximal 6.81 bar, mais pour la parois supérieur on remarque une perte de pression accusé par des bulles d'air

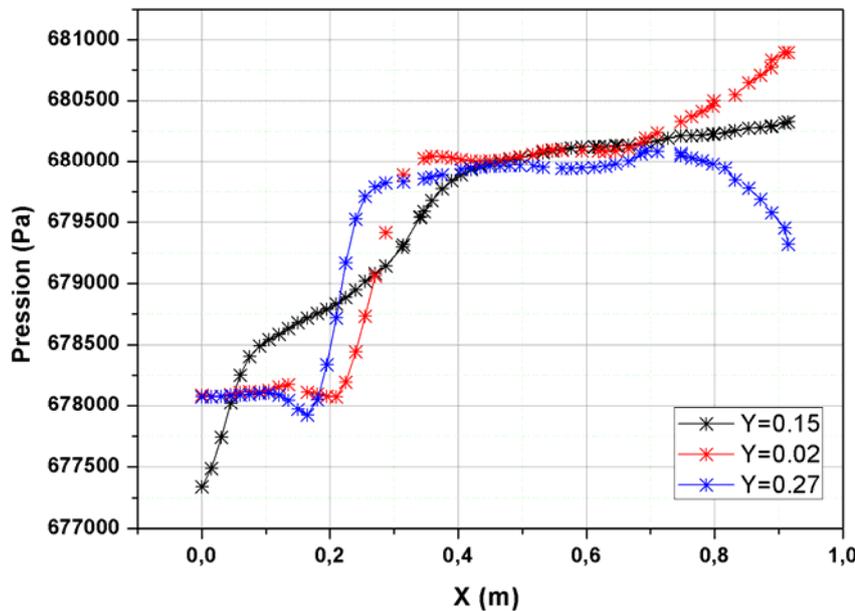


Figure IV.10. : Pression avant le coude suivant X(m)

IV.4.2. Pression après le coude :

A cause de problème de affichage dans le coude ou illustre le profil de pression entre la sortie de coude et la sortie de conduite , pour les position $x= 0.15$ (ou milieu) et $x=0.27$ (pour droite) le profil de pression est de même courbure , ils commencent a déminé de la valeur maximal 680845 Pa $x=0.27$ et 680456 Pa pour $x=0.15$ jusque à une valeur minimal comment (la sortie de canal 6.8bar) mais pour la position $x=0.02$ (gauche) la pression commence par une valeur minimal de 679253 pa après augmenté et stabilise avec les autre courbures la sortie de conduit

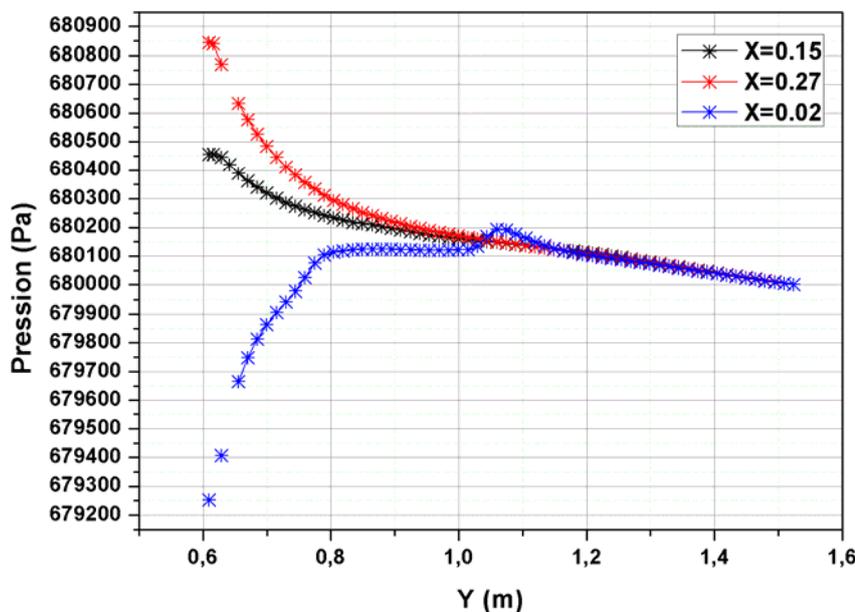


Figure IV.11. : Pression après le coude suivant Y(m)

IV.4.3. Vitesse avant le coude :

Pour la figure (V) il lustre l'évolution de profil de vitesse de l'entre jusque prêt de coude, on entre pour la postions $Y=0.15$ (milieu) le profil diminue dans l'intervalle $x \in [0 ; 0.4]$ après il reste presque constant dans l'intervalle $x \in [0.4 ; 0.6]$ après il diminue une deuxième fois jusqu'à l'enté du coude , pour les deux position prêt de parois, ils presque met a la même courbe ils commencent par des valeurs presque constant dans l'intervalle $x \in [0 ; 0.1]$ puis ils augmentent jusque à 3.2 m/s . Après, on remarque :

- Pour la paroi supérieure : la vitesse diminue de 3.2 m/s à 2.8 m/s dans l'intervalle $x \in [0.35 ; 0.55]$ après elle augmente à 3.6 m/s dans l'intervalle $x \in [0.55 ; 0.7]$
- Pour la paroi inférieure : la vitesse de 3.2 m/s à 2.1 m/s dans l'intervalle $x \in [0.45 ; 0.7]$

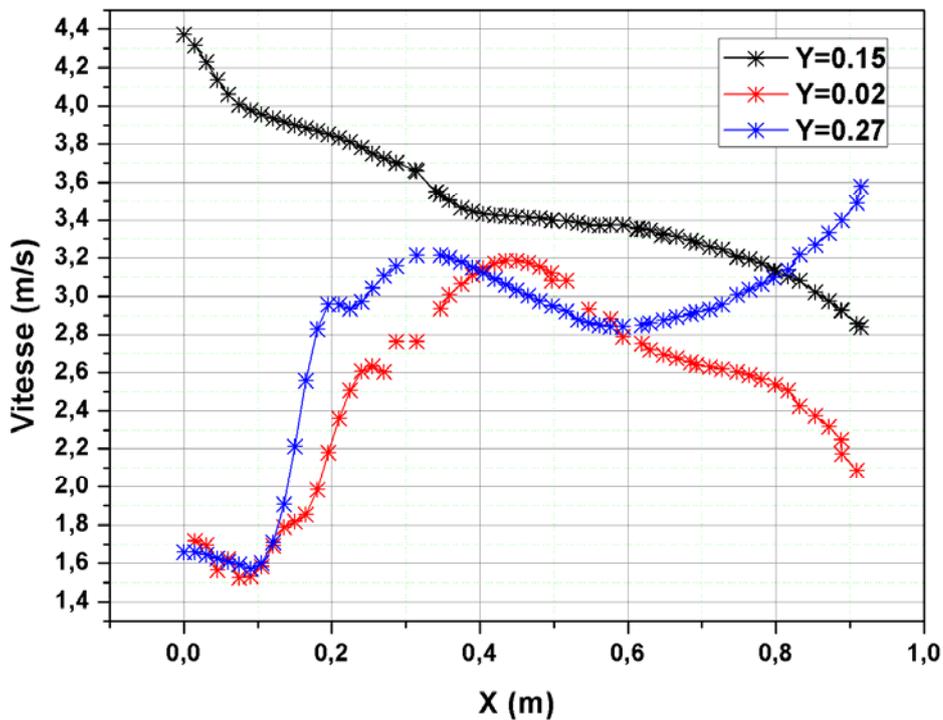


Figure IV .12.Vitesse avant le coude suivant X(m)

IV.4.4. Vitesse après le coude :

A cause de problème de affichage dans le coude ou illustre le profil de vitesse entre la sortie de coude et la sortie de conduite , pour les position $x= 0.15$ (au milieu) et $x=0.27$ (pour droite) le profil de vitesse est de même courbure , augmentation dans l'intervalle de $x \in [0.6 ; 1]$, presque stabilisation dans $x \in [1 ; 1.2]$ ensuite diminue jusqu'à la sortie de conduite . Pour $x=0.02$, la vitesse diminue dans l'intervalle de $x \in [0.6 ; 1.2]$ après elle augmente jusqu'à la sortie de conduite.

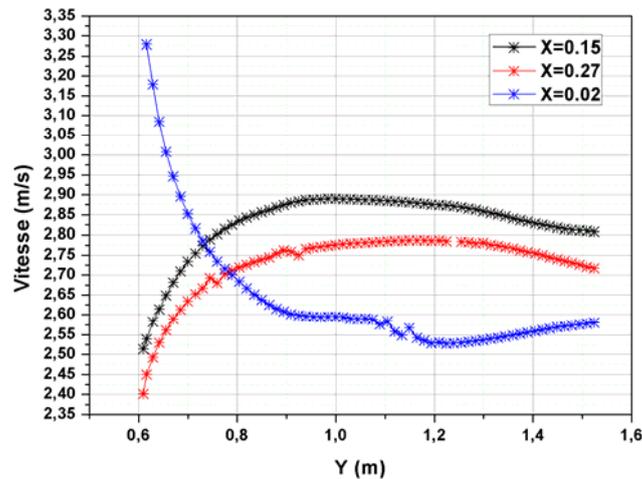


Figure IV.13. Vitesse après le coude suivant Y(m)

IV.5. Comparaison entre le cas idéal et le cas de 4 entrées d'air :

D'après les graphes (x,y) de cas idéal et le cas de 4 entrées d'air dans la sortie de coude on remarque dans le cas idéal à $x=0.27$ que la pression est égale 680003 Pa et dans le cas de 4 entrée d'air on trouve la pression à $x=0.27$ égale à 680850 Pa .Après, les deux graphes stabilisent a la pression du sortie de conduite qui égale 680000 Pa (conditions aux limites) donc les pertes de pression dans le cas idéal égal à 3 Pa et dans l'autre cas , elle égale à 850 Pa. Donc ce dernier a plus grande perte de charge par rapport au cas idéal à cause de phénomène de dilatation de l'air qui résulte des bulles d'air dans la conduite.

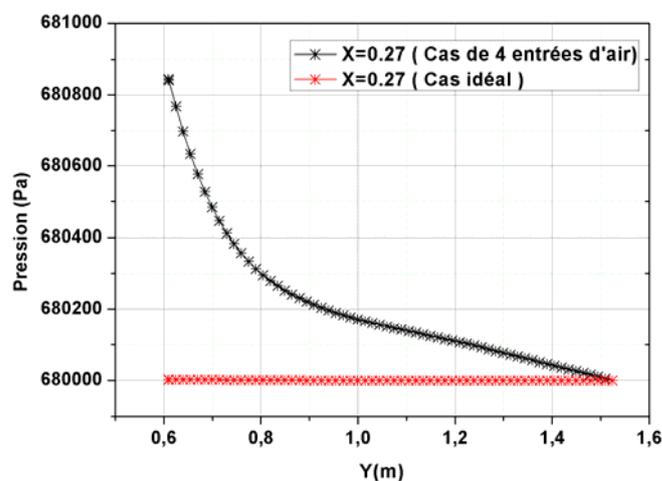


Figure IV.14. Comparaison entre le cas idéal et le cas de 4 entrées d'air suivant Y(m)

à $x=0.27$ m

Conclusion générale

Conclusion générale

Dans ce mémoire, on a mené une étude numérique d'un écoulement diphasique dans une conduite cylindrique pour différents fluides à savoir : un fluide de l'état gazeux et un fluide de l'état liquide, pour lequel on a choisi le modèle de K-Epsilon pour modéliser son comportement.

La modélisation a été menée pour régime d'écoulement turbulent, en utilisant un code de calcul commercial «ANSYS-Fluent®». Pour ce logiciel la résolution numérique des équations de transport se fait sur la base de la méthode des volumes finis.

En premier lieu, nous avons fait la géométrie et le maillage et nous avons défini les limites de notre géométrie. Après, nous avons déterminés les conditions aux limites et initialiser et commencer les calculs.

Par la suite, nous nous sommes attelés à démontrer l'indépendance de la solution calculée par rapport à la résolution du maillage. Un travail de comparaison a été réalisé en comparant nos résultats avec le cas idéal.

Enfin, nous dirons que ce travail nous a permis de maîtriser en première temps « ANSYS-Fluent-» ainsi que voire l'influence des bulles de gaz sur les pertes de charge dans les conduite .

ملخص:

يتم نقل المكثفات (الغاز الطبيعي المكثف) في مركز التخزين والنقل في حاسي الرمل باستخدام المضخات والأنابيب الاسطوانية.

في هذا العمل ، نرى تأثير فقاعات الغاز على خسائر الشحنات في الأنابيب عن طريق إجراء محاكاة رقمية باستخدام برنامج "ANSYS FLUENT" لحالة حقيقية وجدناها عند خروج مضخة لأنبوب أسطواني يحتوي على كوع 90 درجة ويقارنه بالحالة المثالية لرؤية هذا التأثير على ضغط السائل المنقول.

Résumé :

Le transport de condensat (gaz naturel condensé) dans le centre de stockage et de transfert à Hassi R'mel ce fait à l'aide des pompes et des conduites cylindriques.

Dans ce travail on voit l'influence des bulles de gaz sur les pertes des charges dans les conduites par faire une simulation numérique en utilisant logiciel « ANSYS FLUENT » d'un cas réel qu'on a trouvé à la sortie d'une pompe centrifuge d'une conduite cylindrique qui contient un coude de 90° et le compare avec le cas idéal pour voir cette influence sur la pression de fluide transporté.

Abstract:

The condensate transport (condensed natural gas) in the storage and transfer center in Hassi R'mel using pumps and cylindrical pipes.

In this work we see the influence of the gas bubbles on the losses of the charges in the pipes by doing a numerical simulation using software "ANSYS FLUENT" of a real case that we found at the exit of a centrifugal pump of a cylindrical pipe which contains a 90 ° elbow and compares it with the ideal case to see this influence on the fluid pressure transported.