

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

Université Mouloud Mammeri - Tizi-Ouzou -
Faculté du génie de la construction
Département de génie mécanique



Mémoire de fin d'études

en vue de l'obtention du diplôme de Master académique

En Génie Mécanique

Option : Énergétique

Thème

*Etude et réalisation d'un banc
d'essais hydrodynamique*

Etudié par :

M. Hadjer Mohamed

M. Tareb Smail

Proposé et dirigé par :

M. H. TEBBICHE

M. M-S. BOUTOUDJ

PROMOTION 2018/2019

Remerciements

Nous tenons à remercier :

Tout d'abord le bon DIEU de nous avoir donné la force et le courage pour réaliser ce travail durant tout ce temps.

Nous tenons à exprimer notre profonde gratitude et nos sincères remerciements à notre promoteur M. TEBBICHE et aussi à notre Co-promoteur M. BOUTOUDJ qui nous ont fait l'honneur de diriger ce travail et leurs précieux conseils furent d'un apport considérable. Aussi nous tenons à leurs reconnaître le temps précieux qu'ils nous ont consacrés.

Nos plus vifs remerciements vont aussi aux membres de jury pour avoir accepté d'honorer par leur jugement notre travail.

On tient à remercier M. OUBRAHIM directeur du LEMM pour son accueil et son soutien et ses conseils durant toute la période de notre travail, sans oublier aussi nos enseignants M. NEBBALJ et M. MOHELLEBJ et tous les enseignants du département de génie mécanique.

Nos sincères sentiments vont à tous ceux qui, de près ou de loin, ont contribué à la réalisation de ce projet. En particulier nos chères familles et nos amis (es).

Dédicaces

« A mes parents...

Les paroles... les mots... les phrases...

Tout ce que je peux vous offrir ne pourra exprimer l'amour et la reconnaissance que je vous porte.

Je vous offre ce modeste travail pour vous remercier pour tous vos sacrifices et pour l'affection dont vous m'avais toujours entourée »

A mes frères et sœurs qui ont toujours été là pour moi...

Mes petites princesses Sara et Maya

Aucun mot ne pourra décrire vos dévouements.

*A toute ma famille Pour leurs soutient
tout au long de mon parcours universitaire*

A mes amis...

Jugurta, samir, Toufik, azzedine

Mon cher binôme Smail

Et tous ceux que je n'ai pas citer...

Merci d'avoir été toujours à mes cotés

Mohamed

Dédicaces

« A mes parents...

Les paroles... les mots... les phrases...

Tout ce que je peux vous offrir ne pourra exprimer l'amour et la reconnaissance que je vous porte.

Je vous offre ce modeste travail pour vous remercier pour tous vos sacrifices et pour l'affection dont vous m'avais toujours entourée »

A mes frères et sœurs qui ont toujours été là pour moi...

Aucun mot ne pourra décrire vos dévouements.

*A toute ma famille Pour leurs soutient
tout au long de mon parcours universitaire*

A mes amis...

Jugurta, Ahmed, Lyes, Madjid, Sami

Mon cher binôme Mohamed

Et tous ceux que je n'ai pas citer...

Merci d'avoir été toujours à mes cotés

smaïl

❖ **Nomenclature**

• **Lettres grecques**

- ❖ τ : contrainte de cisaillement [Pa]
- ❖ μ : coefficient de viscosité de cisaillement [Pa.s]
- ❖ τ_p : contrainte de frottement pariétale [Pa]
- ❖ ν : La viscosité cinématique [m²/s]
- ❖ ρ : la masse volumique [kg/m³]
- ❖ Σ : surface fermée [m²]
- ❖ λ : coefficient de pertes de charges linéaires
- ❖ δ : épaisseur caractéristique de la couche limite hydrodynamique [m]
- ❖ δ_1 : épaisseur de déplacement (de refoulement) [m]
- ❖ δ_2 : épaisseur de quantité de mouvement [m]
- ❖ δ_3 : épaisseur de l'énergie [m]
- ❖ θ : angle de localisation sur une géométrie cylindrique
- ❖ α, β, γ : angles de localisation sur une géométrie cartésienne

• **Lettres latines**

- ❖ A : Aire de la section normale à la force [m²]
- ❖ C : vitesse du son [m/s]
- ❖ C_D : coefficient de trainée moyen
- ❖ C_f : coefficient de frottements de FANNING
- ❖ D : diamètre [m]
- ❖ D_h : diamètre hydraulique [m]
- ❖ F : la force appliquée [N]
- ❖ f : coefficient de pertes de charges régulières (coefficient de Darcy-weisbach)
- ❖ H_r : pertes de charge régulières
- ❖ H_s : pertes de charges singulières

- ❖ K : coefficient de pertes de charges singulière
- ❖ L : longueur [m]
- ❖ L_e : longueur d'établissement de l'écoulement d'un fluide visqueux [m]
- ❖ m : masse [kg]
- ❖ P : pression [Pa]
- ❖ Q : débit volumique [m^3/s]
- ❖ S : surface [m^2]
- ❖ T : température [K]
- ❖ t : variable temps [s]
- ❖ U_e : vitesse de l'écoulement du fluide (extérieur de la couche limite) [m/s]
- ❖ $u(x,y)$: vitesse de l'écoulement dans le plan X,Y [m/s]
- ❖ \vec{V} : vecteur vitesse [m/s]
- ❖ V : volume [m^3]
- ❖ Z : hauteur [m]

- **Nombres sans dimension**

- ❖ Cy : nombre de Cauchy
- ❖ Er : nombre de Euler
- ❖ Fr : nombre de Froude
- ❖ Re : nombre de Reynolds
- ❖ Re_x : nombre de Reynolds local
- ❖ Re_{cr} : nombre de Reynolds critique
- ❖ Wb : nombre de Weber

Listes des figures et des tableaux

<i>Figure (I-1) : Forces agissant sur un système de fluide parfait</i>	5
<i>Figure (I-2) : Formation d'un profil de vitesse par effet des forces de frottement</i>	7
<i>Figure (I-3) : Forces normales et forces tangentielles</i>	8
<i>Figure (I-4) : Profil des vitesses d'un fluide qui s'écoule sur une paroi solide</i>	9
<i>Figure (I-5) : Ecoulement de poiseuille</i>	12
<i>Figure (I-6) : Frottement dans une conduite circulaire lisse</i>	15
<i>Figure (I-7) : Influence de la singularité sur les zones amont et aval</i>	15
<i>Figure (I-8) : Elargissement et rétrécissement dans une conduite</i>	16
<i>Figure (I-9) : Zone de décollement à la sortie d'un réservoir</i>	16
<i>Figure (I-10) : Evolution des lignes de courant dans un coude circulaire</i>	17
<i>Figure (I-11) : Evolution des lignes de courant dans un coude 90°</i>	18
<i>Figure (I-12) : Circuit hydraulique muni d'une pompe pour la mise en mouvement du fluide</i>	18
<i>Figure (I-13) : Hypothèse d'écoulement unidirectionnel</i>	19
<i>Figure (II-1) : Développement de la couche limite hydrodynamique sur une plaque plane</i>	23
<i>Figure (II-2) : Déficit de masse et épaisseur de déplacement δ_1</i>	25
<i>Figure (II-3) : Décollement de la couche limite sur une paroi courbée</i>	26
<i>Figure (II-4) : Ecoulement du fluide dans la veine d'essais</i>	29
<i>Figure (II-5) : Expérience de Reynolds</i>	30
<i>Figure (II-6) : Ecoulement laminaire et écoulement turbulent</i>	31
<i>Figure (II-7) : Etablissement du régime laminaire dans une section circulaire ou entre deux plans parallèles</i>	32
<i>Figure (II-8) : Etablissement du régime turbulent dans une canalisation de section circulaire ou entre deux plans parallèles</i>	33
<i>Figure (II-9) : valeur moyenne de la vitesse locale turbulente</i>	36
<i>Figure (III-1) : Croquis initial du banc d'essais</i>	38
<i>Figure (III-2) : Interface du logiciel SolidWorks™</i>	39
<i>Figure (III-3) : Vue en perspective du banc d'essais hydrodynamique</i>	40
<i>Figure (III-4) : Réservoir principale du banc d'essais</i>	41
<i>Figure (III-5) : Nid d'abeille</i>	41

<i>Figure (III-6) : Convergent curviligne</i>	42
<i>Figure (III-7) : Canal rectangulaire et coudes à 90°</i>	43
<i>Figure (III-8) : Petit convergent rectiligne</i>	43
<i>Figure (III-9) : Pompe centrifuge et sa schématisation en conception sous SolidWorks™</i>	44
<i>Figure (III-10) : Réservoir de remplissage</i>	44
<i>Figure (III-11) : Outils de connexion.....</i>	45
<i>Figure (III-12) : Canal rectangulaire carré</i>	46
<i>Figure (III-13) : Répartition des vitesses dans la section transversale d'une conduite</i>	46
<i>Figure (III-14) : Evaluation de la longueur d'établissement en fonction du nombre de Reynolds</i>	50
<i>Figure (III-15) : Divers procédés d'amélioration d'écoulement dans quelques diffuseurs</i>	52
<i>Figure (III-16) : Longueur du convergent</i>	53
<i>Figure (III-17) : Allure du profil du convergent réalisée sous Matlab™</i>	55
<i>Figure (III-18) : Dimensionnement du convergent curviligne</i>	55
<i>Figure (III-19) : Double tourbillon dans le coude dans un canal rectangulaire, et une conduite circulaire.....</i>	56
<i>Figure (III-20) : Coudes composées de faible distance relative</i>	57
<i>Figure (III-21) : Dimensionnement des deux coudes.....</i>	57
<i>Figure (III-22) : Ligne de courbure du coude</i>	58
<i>Figure (III-23) : Aubes directrices dans les coudes.....</i>	59
<i>Figure (III-24) : Coude vif à angle 45°</i>	59
<i>Figure (III-25) : Nombre et disposition des aubes concentriques réalisées à l'aide du logiciel SolidWorks™.....</i>	61
<i>Figure (III-26) : Schéma du dimensionnement final du banc d'essais hydrodynamique</i>	62
<i>Figure (III-27) : Types de maillage en CFD.....</i>	63
<i>Figure (III-28) : Maillage de la géométrie du coude simple (90°)</i>	63
<i>Figure (III-29) : Maillage de la géométrie de coude 45° avec aubes</i>	64
<i>Figure (III-30) : Convergence de la solution.....</i>	65
<i>Figure (III-31) : Evolution du paramètre de la paroi le long du canal simulé.....</i>	66
<i>Figure (III-32) : champs des vitesses de l'écoulement au niveau du coude droit</i>	67
<i>Figure (III-33) : Profils des vitesses pour un débit 10L/min, coude à 90° sans aubes</i>	67
<i>Figure (III-34) : Profils des vitesses pour un débit 50L/min, coude à 90° sans aubes</i>	68

<i>Figure (III-35) : Profils des vitesses pour un débit 120L/min pour une géométrie du coude 90° sans aubes</i>	68
<i>Figure (III-36) : Profils des vitesses pour un débit 10L/min, coude à 45° muni d'aubes</i>	69
<i>Figure (III-37) : Profils des vitesses pour un débit 50L/min, coude à 45° muni d'aubes</i>	69
<i>Figure (III-38) : Profils des vitesses pour un débit 120L/min, coude à 45° muni d'aubes</i>	70
<i>Figure (IV-1) : Canal rectangulaire</i>	72
<i>Figure (IV-2) : Traçage des coudes (45°) sur une tôle inoxydable</i>	73
<i>Figure (IV-3) : Le coude 45° après découpage et pliage</i>	73
<i>Figure (IV-4) : Hublot en plexiglas placé à l'extrémité du coude</i>	74
<i>Figure (IV-5) : Emplacement des aubes directrices minces à l'intérieur du coude</i>	74
<i>Figure (IV-6) : Soudage du canal avec le coude</i>	75
<i>Figure (IV-7) : Découpage et pliage du petit convergent rectiligne</i>	76
<i>Figure (IV-8) : Allure d'une face étalée sur un plan du convergent curviligne</i>	76
<i>Figure (IV-9) : Découpage du convergent curviligne</i>	77
<i>Figure (IV-10) : Le réservoir de charge contenant le convergent curviligne</i>	77
<i>Figure (IV-11) : Etanchéité du canal au niveau de la face en plexiglas</i>	78
<i>Figure (IV-12) : Réalisation du banc d'essais hydrodynamique</i>	79
<i>Figure (IV-13) : Manomètre digital à pression différentielle</i>	80
<i>Figure (IV-13) : Circuit de commande de la pompe centrifuge</i>	81

Liste des tableaux

<i>Tableau (II-1) : Valeurs moyennes de n et m employées dans les formules du coefficient (C) déterminant la formule de chezy</i>	35
<i>Tableau (III-1) : Conversions des débits et leurs nombres de Reynolds équivalent</i>	49
<i>Tableau (III-2) : Evaluation de la longueur d'établissement de la couche limite en fonction du nombre de Reynolds</i>	50
<i>Tableau (III-3) Nombre normal (z) d'aubes concentriques minces</i>	60

Table des matières

Remerciement	I
Dédicaces	II
Nomenclature	IV
Listes des figures et des tableaux	VI
Table des matières	IX
Introduction générale.....	1

Chapitre I : RAPPELS DE MECANIQUE DES FLUIDES

I.1 Introduction	4
I.2 Fluides	4
I.2.1 Définition	4
I.2.2 Fluide parfait	5
I.2.3 Fluide réel (visqueux)	5
I.2.4 Fluide incompressible	6
I.2.5 Fluide compressible.....	6
I.3 La Viscosité dynamique	6
I.4 La viscosité cinématique	7
I.5 Forces normales et forces tangentielles ⁷	
I.6 Masse volumique	8
I.7 Conditions aux limites sur une paroi solide	8
I.8 Nombres adimensionnels des forces agissant sur un fluide	9
I.8.1 Nombre d'Euler	9
I.8.2 Nombre de Reynolds	10
I.8.3 Nombre de Froude	10
I.8.4 Nombre de Cauchy	11
I.8.5 Nombre de Weber	11
I.9 Equations de Navier-Stokes	11
1.9.1 Ecoulement de poiseuille	12
I.10 Pertes de charges	13
I.10.1 Pertes de charge par frottement	14

I.10.2 Pertes de charges singulières	15
I.10.2.1 Elargissement et rétrécissement dans une conduite	16
I.10.2.2 Sortie d'un réservoir	16
I.10.2.3 Coude	17
I.10.2.4 Ecoulement dans un coude à 90°	17
I.11 Théorème de Bernoulli	18
I.11.1 Hypothèse d'écoulement unidirectionnel	19
I.12 Conclusion	20

Chapitre II : COUCHE LIMITE ET ECOULEMENTS CONFINEES

II.1 Introduction	23
II.2 Couche limite	23
II.2.1 Equations de la couche limite	24
II.2.2 Epaisseur de la couche limite	24
II.2.2.1 Epaisseur de déplacement δ_1	24
II.2.2.2 Epaisseur de quantité de mouvement δ_2	25
II.2.2.3 Epaisseur de l'énergie δ_3	26
II.3 Décollement de la couche limite	26
II.4 Relation de la couche limite avec le nombre de Reynolds pour une plaque plane	27
II.4.1 Couche limite laminaire	27
II.4.2 Couche limite en transition	28
II.4.3 Couche limite turbulente (frontière lisse)	28
II.5 Canaux hydrodynamiques	29
II.5.1 Visualisation de la nature de l'écoulement (expérience de Reynolds)	30
II.5.2 Hypothèse de l'écoulement établi	31
II.5.3 Etablissement de l'écoulement à l'intérieur des conduits (longueur d'entrée)	32
II.5.3.1 Ecoulement laminaire	32
II.5.3.2 Ecoulement turbulent	33
II.6 Vitesse locale en écoulement laminaire et turbulent	34
II.6.1 Écoulement laminaire	34
II.6.1.1 Formules régissant l'écoulement laminaire	34

II.6.1.1.a Formule de Chezy	34
II.6.2 Écoulement turbulent	36
II.7 Conclusion.....	36
 <i>Chapitre III</i> : CONCEPTION, DIMENSIONNEMENT ET SIMULATION NUMERIQUE	
III.1 Introduction	37
III.2 Cahier des charges	37
III.2.1 Cadrage.....	37
III.2.2. Conception	38
III.2.2.1 Définition du logiciel SolidWorks™	38
III.2.2.2 Description globale du banc d'essais hydrodynamique.....	39
a) Réservoir de charge	40
b) Nid d'abeille.....	41
c) Convergent	42
d) Canal rectangulaire.....	42
e) Petit convergent rectiligne.....	43
f) Pompe centrifuge	43
g) Réservoirs de stockage	44
h) Outils de connexions.....	44
III.3 Dimensionnement	45
III.3.1 Canal rectangulaire	45
III.3.1.1 Longueur d'établissement et nombre de Reynolds de l'écoulement ..	47
III.3.1.1.1 Nombre de Reynolds du débit maximal	47
III.3.1.1.2 Longueur d'établissement du fluide au débit maximal.....	48
III.3.1.1.3 Régime laminaire	48
III.3.1.1.4 Transition laminaire-turbulent, et autres débits	49
III.3.1.1.5 Evaluation de la longueur d'établissement en fonction du nombre de Reynolds	49
III.3.2 Le convergent	51
III.3.2.1 Rapport de contraction et la section d'entrée	52
III.3.2.2 Longueur du convergent	52

III.3.2.3 Equation du convergent	53
III.3.3 Coudes et aubes directrices.....	56
III.3.3.1 Coudes	56
III.3.3.2 Ligne de courbure du coude	58
III.3.3.3 Aubes directrices.....	58
III.3.3.4 Corde des aubes directrices	59
III.3.3.5 Nombre et Disposition des aubes.....	60
III.3.4 Dimensionnement global du banc d'essais hydrodynamique	61
III.4 Simulation numérique	62
III.4.1 Procédure de la simulation.....	62
III.4.1.1 Maillage de la géométrie.....	62
III.4.1.1.1 Maillage de la géométrie du coude simple (90°).....	63
III.4.1.1.2 Maillage de la géométrie à coude de 45° avec aubes.....	64
III.4.2 Choix du model de turbulence	64
III.4.3 Définition des conditions aux limites.....	64
III.4.4 Itérations et convergence des résidus	65
III.4.5 Etude de la sensibilité du maillage	65
III.4.6 Résultats et discussion.....	66
III.4.6.1 Champs des vitesses	66
III.4.6.2 Profils de vitesse	67
a) Cas du coude simple.....	67
b) Cas du coude 45° avec aubes.....	68
III.4.7 Interprétation	70
III.5 Conclusion	70

Chapitre IV : REALISATION DU BANC D'ESSAIS HYDRODYNAMIQUE

IV.1 Introduction	72
IV.2 Canal rectangulaire	72
IV.3 Coude et aubes directrices	73
IV.3.1 Soudage du canal avec le coude	75

IV.4 Petit convergent rectiligne	75
IV.5 Convergent curviligne	76
IV.6 Etanchéité du canal	78
IV.7 Finalisation du banc d'essais hydrodynamique	78
IV.8 Outils annexes	79
IV.8.1 Manomètre électronique PCE-910	79
IV.8.2 Commande pour le contrôle de la vitesse de rotation de la pompe.....	80
IV.9 Conclusion	81
Conclusion générale et perspectives	82
Bibliographie	84

Introduction générale

L'étude des écoulements de fluides, liquides ou gaz, revêt une importance capitale dans l'industrie actuelle. Ces écoulements sont en général confinés à l'intérieur des différentes canalisations de formes géométriques multiples. Le problème classique est la présence des phénomènes physiques liés au fluide et des singularités que nous rencontrons souvent dans ces installations. L'ensemble de ces contraintes impose une perte d'énergie à ce fluide, qui empêche par conséquent l'établissement de l'écoulement et crée des décollements au niveau des parois de la canalisation, ce qui cause des écoulements de retour, de fortes vibrations et de nuisances sonores.

Les chercheurs utilisent des dispositifs de mesures qui permettent de faire des expériences afin de réduire les pertes d'énergies ou de les optimiser, mais le problème qui se pose est la réalisation d'un dispositif qui leur assure un établissement de l'écoulement au niveau des veines d'essais pour différentes conditions d'écoulements. Pour cela, il est nécessaire d'adopter une démarche de dimensionnement rigoureuse pour arriver à des résultats expérimentaux représentatifs des phénomènes étudiés.

Le dimensionnement de ces dispositifs est généralement un secret propre aux constructeurs qui ne divulguent pas ces informations pas sur les fiches techniques des installations.

Dans ce travail, nous avons réalisé un banc d'essais hydrodynamique, destiné principalement aux travaux de recherche et en partie à la mise en évidence de certaines expériences académiques, en nous basant sur une étude de conception et de dimensionnement des différents éléments le constituant.

Ce manuscrit est scindé en quatre chapitres :

Le premier chapitre est une étude bibliographique qui porte sur les notions de mécanique des fluides rencontrés généralement dans tous les domaines de recherche en physique et particulièrement en génie mécanique.

Le second chapitre est consacré à l'étude de la physique des écoulements en proche paroi, en particulier les écoulements confinés dans les conduites.

Le noyau du présent travail est présenté au troisième chapitre. Ce dernier traite de la conception et du dimensionnement d'un banc d'essais hydrodynamique. La conception est réalisée sous le logiciel SolidWorks™. Quant au dimensionnement, il est effectué en suivant les recommandations scientifiques données principalement par Idelcik [1]. Une validation préliminaire de la phase du dimensionnement est réalisée à l'aide d'un code de calcul Fluent.

Le quatrième chapitre est une partie pratique où l'on expose les différentes étapes de la réalisation du dispositif.

Le présent travail s'achève par une conclusion générale résumant les contributions du projet de fin d'études, et présentant les perspectives qui en découlent.

Chapitre I

Rappels *de mécanique des fluides*

I.1 Introduction

La mécanique des fluides est la 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.

Le mouvement des liquides et des gaz est régi par les mêmes équations : les équations de Navier-Stokes mais avec la différence que l'on considère en général les liquides comme étant incompressibles et les gaz compressibles.

La mécanique des fluides se compose de deux grandes sous-branches :

- la statique des fluides, ou hydrostatique qui étudie les fluides au repos,
- la dynamique des fluides qui étudie les fluides en mouvement.

Dans ce chapitre on donnera quelques rappels de la dynamique des fluides visqueux extraits de la référence [2].

I.2 Fluides

I.2.1 Définition

Un fluide peut être considéré comme étant une substance formée 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.

On insiste sur le fait qu'un fluide est supposé être un milieu continu ; C'est à dire que 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.

Les fluides peuvent aussi se classer en deux familles relativement par leur Viscosité.

- La famille des fluides "Newtoniens" (comme l'eau, l'air et la plupart des gaz),
- Et celle des fluides "non Newtoniens" (quasiment tout le reste... le sang, les gels, les boues, les pâtes, les suspensions, les émulsions...).

Les fluides "Newtoniens" ont une viscosité constante qui ne peut varier qu'en fonction de la température. Par contre les fluides "non Newtoniens" ont la particularité d'avoir leur viscosité qui varie en fonction de la vitesse et des contraintes qu'ils subissent lorsque ceux-ci s'écoulent.

Dans ce mémoire on s'intéresse seulement aux fluides Newtoniens.

I.2.2 Fluide parfait

En général, un fluide est dit parfait s'il est possible de décrire son mouvement sans prendre en compte les effets de frottements (Fig. I-1).

Soit un système fluide, c'est-à-dire un volume délimité par une surface fermée Σ fictive ou non.

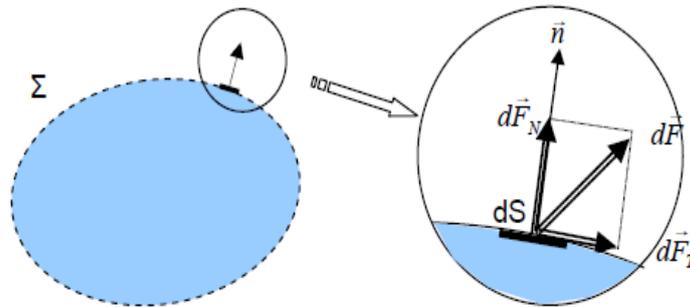


Figure (I-1) : Forces agissant sur un système de fluide parfait [2]

Considérons $d\vec{F}$ la force d'interaction au niveau de la surface élémentaire dS de normale \vec{n}

On peut toujours décomposer en deux composantes :

- une composante $d\vec{F}_T$ tangentielle à dS ,
- une composante $d\vec{F}_N$ normale à dS .

Donc on peut considérer que le fluide est parfait, si la composante tangentielle est nulle.

Remarque :

Un fluide parfait n'est qu'un modèle pour simplifier les calculs, Pratiquement il est inexistant dans la nature.

I.2.3 Fluide réel (visqueux)

Un fluide réel (visqueux) s'agit d'un fluide où entre les « filets fluides » en mouvement les uns par rapport aux autres, il y a du frottement ralentissant le mouvement et occasionnant une perte d'énergie.

Dans un fluide réel, les forces tangentielles du frottement interne qui s'opposent au glissement relatif des couches fluides sont prises en considération. Ce phénomène de frottement visqueux apparaît lors du mouvement du fluide. C'est uniquement au repos, qu'on admettra que le fluide réel se comporte comme un fluide parfait, et on suppose que les forces de contact sont perpendiculaires aux éléments de surface sur lesquels elles s'exercent.

La statique des fluides réels se confond avec la statique des fluides parfaits.

I.2.4 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.).

I.2.5 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.

I.3 La Viscosité dynamique

La viscosité dynamique exprime la proportionnalité entre la force qu'il faut exercer sur une plaque lorsqu'elle est plongée dans un courant et la variation de vitesse des veines de fluide entre les deux faces de la plaque. Elle est exprimée par un coefficient représentant la contrainte de cisaillement nécessaire pour produire un gradient de vitesse d'écoulement d'une unité dans la matière. Son expression est donnée par :

$$F = \mu \cdot s \frac{\Delta V}{\Delta Z} \quad (\text{I-1})$$

Avec:

F : Force de glissement entre les couches en (N),

μ : Viscosité dynamique en (kg/m.s),

S : Surface de contact entre deux couches en (m²),

ΔV : Écart de vitesse entre deux couches en (m/s),

ΔZ : Distance entre deux couches en (m).

On considère un fluide visqueux placé entre deux plaques P1 et P2 tel que la plaque P1 est fixe et la plaque P2 est animée d'une vitesse \vec{V}_2 (Fig. I-2).

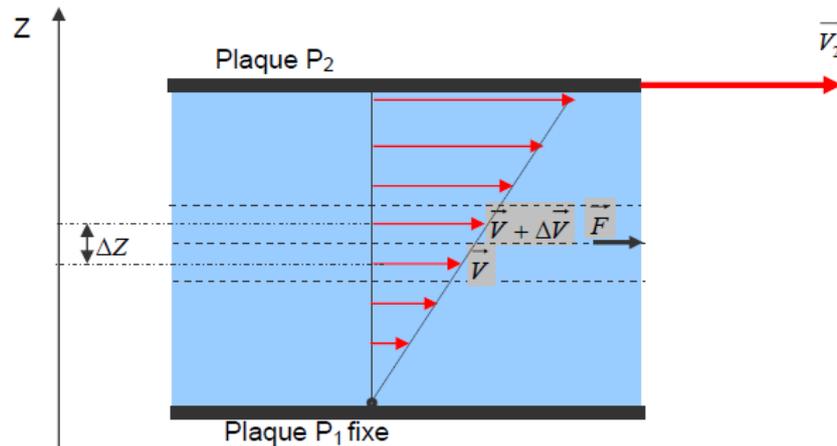


Figure (I-2) : Formation d'un profil de vitesse par effet des forces de frottement [2]

Si on représente par un vecteur, la vitesse de chaque particule située dans une section droite perpendiculaire à l'écoulement, la courbe lieu des extrémités de ces vecteurs représente le profil de vitesse.

Le mouvement du fluide peut être considéré comme résultant du glissement des couches de fluide les unes sur les autres. La vitesse de chaque couche est une fonction de la distance Z .

Le coefficient μ dépend de la nature du fluide, de sa température et éventuellement d'autres grandeurs thermodynamiques, mais il ne dépend pas de l'écoulement.

I.4 La viscosité cinématique

Elle est le rapport de viscosité dynamique et de masse volumique.

La viscosité cinématique caractérise le temps d'écoulement d'un liquide, son expression est donnée par :

$$v = \frac{\mu}{\rho} \quad (\text{I-2})$$

Avec :

μ : viscosité dynamique (kg/m.s),

ρ : masse volumique (kg/m³).

L'unité de la viscosité cinématique est le (m²/s).

I.5 Forces normales et forces tangentielles

- ✚ La force normale est un scalaire positif appelé "effort de pression".
- ✚ La force tangentielle est une « force de frottement » qui s'oppose au mouvement.

Nous adoptons la loi de frottement simple suivante :

$$\tau = \mu \left(\frac{du}{dy} \right)_{y=y_0} \quad \mu > 0 \quad (\text{I-3})$$

Avec :

μ : viscosité de cisaillement.

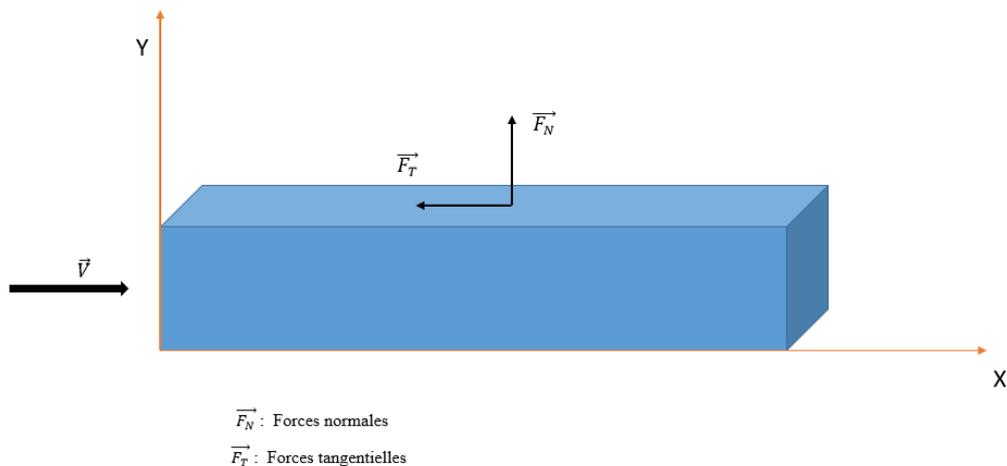


Figure (I-3) : Forces normales et forces tangentielles

1.6 Masse volumique

La masse volumique (ρ) est le rapport $\rho = \frac{m}{V} = \frac{\text{masse}}{\text{volume}}$ [kg/m³] (I-4)

Pour les liquides, le volume est pratiquement insensible aux variations de pression et, dans la majorité des cas, il augmente faiblement quand la température augmente, l'eau faisant exception à cette règle en dessous de 4°C.

1.7 Conditions aux limites sur une paroi solide

Considérons un fluide (visqueux / parfait) en mouvement le long d'une paroi solide (Voir Fig. I-4).

Soit au point M du solide :

- \vec{n} : vecteur unitaire normale à la paroi, dirigé vers le fluide
- \vec{U} : vecteur vitesse du fluide

La condition aux limites à la paroi du solide, impose un écoulement cisailé du fluide, on admet pour un fluide visqueux que la vitesse du fluide \vec{U} à la paroi est nulle, on dit alors qu'il y a adhérence du fluide à la paroi.

Pour un fluide parfait, il y a glissement du fluide le long de la paroi, donc on admet que la condition aux limites à la paroi, diffère entre un fluide visqueux et un fluide parfait.

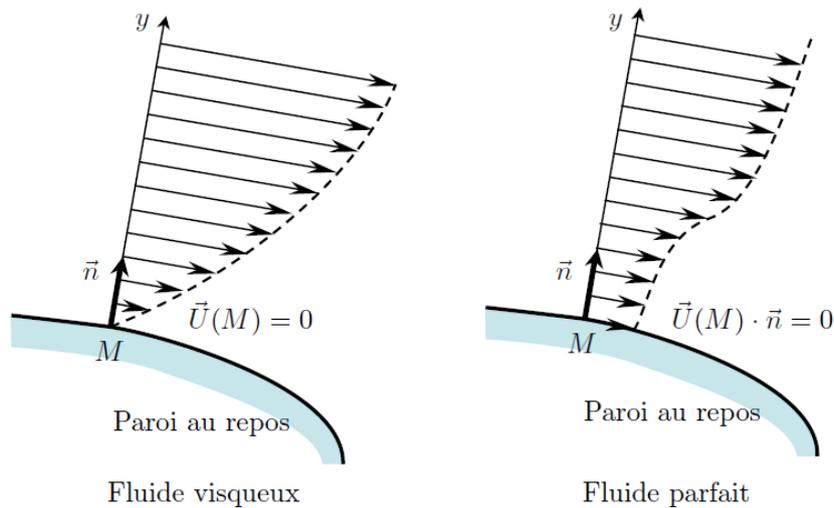


Figure (I-4) : Profil des vitesses d'un fluide qui s'écoule sur une paroi solide

I.8 Nombres adimensionnels des forces agissant sur un fluide

Dans la plupart des problèmes d'écoulement des fluides, la pesanteur, la viscosité et l'élasticité sont prépondérantes, mais pas toujours simultanément.

L'importance relative des différentes forces agissant sur un liquide est calculée par des nombres adimensionnels représentant les rapports entre ces forces. L'analyse dimensionnelle permet de simplifier ces rapports [3]. Les différentes dimensions utilisées sont :

L : longueur (m),

T : temps (s),

ρ : masse volumique (kg/m^3).

I.8.1 Nombre d'Euler

Le nombre de Euler est le rapport entre les forces d'inertie (Ma) et les forces de pression (PA).

$$Er = \frac{Ma}{PA} = \frac{\rho L^3}{P} \frac{L/T^2}{L^2} = \rho \frac{V^2}{P} \quad (\text{I-5})$$

Avec :

M : la masse (kg),

a : l'accélération du fluide (m^2/s),

P : la pression (Pa),

A : la surface d'application de la pression (m^2),

V : vitesse caractéristique de l'écoulement.

Ce rapport est utilisé lorsqu'on calcul les forces (statiques et dynamiques) de l'eau sur une paroi ou un ouvrage [3].

I.8.2 Nombre de Reynolds

Par définition, le nombre de Reynolds est un nombre adimensionnel qui présente le rapport des forces d'inertie aux forces de frottement visqueux [4].

Son expression est :

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \text{ ou } \frac{V D}{\nu} \quad (\text{I-6})$$

Avec :

V : vitesse moyenne en [m/s],

D : grandeur de dimension (diamètre, rayon, ...),

ν : viscosité cinématique du fluide [m^2/s],

ρ : masse volumique du fluide [kg/m^3],

μ : viscosité absolue [Pa s].

Nous pouvons définir un nombre de Reynolds critique Re_{cr}

- Pour $Re > Re_{cr}$ l'écoulement est turbulent
- Pour $Re < Re_{cr}$ l'écoulement est laminaire

Pour l'écoulement dans les conduites, on trouve expérimentalement un nombre de Reynolds critique tel que : $Re_{cr} \approx 2300$.

En réalité, il existe un régime de transition entre les deux régimes laminaire et turbulent qui est caractérisé par : $2300 < Re < 10000$, suivant les conditions de l'écoulement.

I.8.3 Nombre de Froude

Le nombre de Froude est le rapport entre les forces d'inertie (Ma) et les forces de pesanteur (Mg) [3].

$$Fr = \frac{Ma}{Mg} = \frac{(\rho L^3)(L/T^2)}{(\rho L^3)g} = \frac{V^2}{Lg} \quad (I-7)$$

g : l'accélération de la pesanteur,
L : longueur caractéristique de l'écoulement,
V : vitesse caractéristique de l'écoulement.

Ce rapport permet de distinguer le régime fluvial ou torrentiel.

I.8.4 Nombre de Cauchy

Le nombre de Cauchy est le rapport entre les forces d'inertie (Ma) et les forces d'élasticité (EA) [3].

$$C_y = \frac{Ma}{EA} = \frac{(\rho L^3)(L/T^2)}{EL^2} = \frac{\rho V^2}{E} \quad (I-8)$$

Avec : E module d'élasticité.

I.8.5 Nombre de Weber

Le nombre de Weber est le rapport entre les forces d'inertie (Ma) et les forces de tension superficielle (σL) [3].

Avec σ : tension de surface.

$$W_b = \frac{Ma}{\sigma L} = \frac{(\rho L^3)(L/T^2)}{\sigma L} = \frac{\rho L V^2}{\sigma} \quad (I-9)$$

I.9 Equations de Navier-Stokes

Les équations générales de la mécanique des fluides s'appuient sur la conservation de la masse et de l'énergie ainsi que sur l'équation de la quantité de mouvement, ces équations dites : de Navier-Stokes font intervenir les dérivées partielles de la vitesse et de la température, tant spatiales que temporelles, aussi bien au premier ordre qu'au second ordre.

Certes des solutions exactes existent pour des écoulements laminaires simples, mais pour les écoulements réels qui sont turbulents et tridimensionnels les calculs deviennent trop complexes pour être résolus par les calculateurs actuels dans des délais admissibles.

C'est ce qui fait que les solutions numériques ne sont pas exactes et génèrent des erreurs qu'il faut évaluer à l'aide d'expériences et de mesures appropriées [5].

L'équation de Navier-Stokes s'écrit :

$$\rho \frac{d\vec{V}}{dt} = - \overrightarrow{\text{grad } P} + \mu \Delta \vec{V} + \vec{F}_V \quad (\text{I-10})$$

Avec :

\vec{V} : Vecteur vitesse,

\vec{F}_V : Force volumique par unité de volume,

P : la pression.

Cette loi suppose une relation linéaire entre les contraintes de cisaillement et le gradient de vitesse, via la viscosité qui traduit les effets de frottement interne au fluide.

1.9.1 Écoulement de poiseuille

Soit un écoulement laminaire d'un fluide incompressible dans une conduite à section circulaire avec une composante non nulle de la vitesse dans la direction axiale (Fig. I-5).

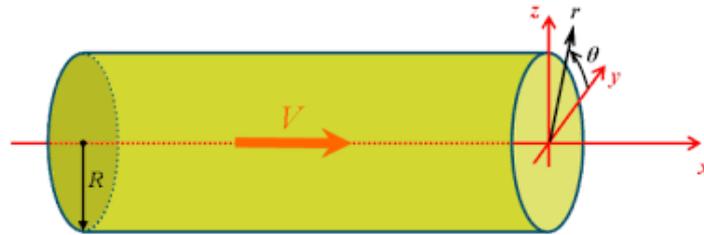


Figure (I-5) : Écoulement de poiseuille [6]

En l'absence de forces de volumes, l'équation de Navier-Stokes (I-10) devient :

$$\frac{d\vec{V}}{dt} = - \frac{1}{\rho} \overrightarrow{\text{grad } P} + \nu \Delta \vec{V} \quad (\text{I-11})$$

La symétrie du problème impose que $\frac{\partial}{\partial \theta} = 0$, les composantes de la vitesse dans le plan (r, θ) étant nulles, on déduit que $\frac{\partial P}{\partial r} = C$. P varie alors uniquement avec Z.

A partir de la continuité, on peut montrer que (V) ne dépend pas de Z, et donc sa dépendance se fait uniquement avec r.

On obtient alors la forme simplifiée de l'équation de Navier-Stokes pour ce problème :

$$\mu \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dV}{dr} \right) = \frac{dP}{dz} \quad (\text{I-12})$$

Qui admet comme solution :

$$V(r) = - \frac{1}{4\mu} \frac{dP}{dz} (R^2 - r^2) \quad (\text{I-13})$$

Qui représente un paraboloïde de révolution.

A partir de l'équation (I-12) on peut montrer que les deux membres ne peuvent être égaux qu'à une constante, on a donc une variation linéaire suivant Z de la pression, de pente égale à :

$$\frac{\Delta P}{L} \quad (\text{I-14})$$

ΔP : représente la différence de pression aux extrémités de la conduite de longueur L.

- Le débit volumique

$$Q = \int_0^{2\pi} d\theta \int_0^R V(r) dr = \frac{\pi R^4}{8\mu} \frac{\Delta P}{L} = \frac{\pi D^4}{128\mu} \frac{\Delta P}{L} \quad (\text{I-15})$$

- On peut déduire aussi la vitesse moyenne (ou débitante) :

$$\bar{V} = \frac{Q}{\pi R^2} = \frac{R^2}{8\mu} \frac{\Delta P}{L} \quad (\text{I-16})$$

I.10 Pertes de charges

La perte de charge désigne la perte irréversible 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.

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 et les variations de direction du fluide.

On distingue deux aspects de pertes de charge :

- Les pertes par frottements ΔH_f ,
- Les pertes singulières ΔH_S .

I.10.1 Pertes de charge par frottement

Les pertes de charge par frottement sont provoquées par la viscosité (autant moléculaire que turbulente) des liquides et des gaz réels, elles prennent naissance lorsqu'il y'a mouvement, et résultent d'un échange de quantité de mouvement entre les molécules (écoulement laminaire) ou entre les diverses particules (écoulement turbulent) des couches voisines du liquide ou du gaz, qui se déplace avec des vitesses différentes. Ces pertes ont lieu à toute la longueur de la conduite [1].

Les pertes de charge dus aux frottements sont données par :

$$\Delta H_f = \frac{128 \nu l Q}{\pi g D^4} \quad (\text{I-17})$$

Cette loi peut être généralisée par la définition d'un coefficient de pertes de charge λ pour les écoulements dans les conduites a surface lisse. Ce coefficient est directement proportionnel au nombre de Reynolds :

$$\Delta H_f = \lambda \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (\text{I-18})$$

Avec :

ΔH : perte de charge,

V : vitesse moyenne,

L : longueur du conduit,

D : diamètre du conduit,

ν : viscosité cinématique du fluide,

λ : Est calculée pour les deux régimes laminaire et turbulent telle que :

- pour le régime laminaire $\lambda = \frac{64}{Re} \quad (\text{I-19})$

avec Re est le nombre de Reynolds.

- Pour le régime turbulent, Blasius a obtenu en corrélant plusieurs résultats expérimentaux [6] (voir Fig. I-6) :

$$\lambda = 0.316 \left(\frac{VD}{\nu}\right)^{-1/4} = 0.316 Re^{-1/4} \quad (\text{I-20})$$

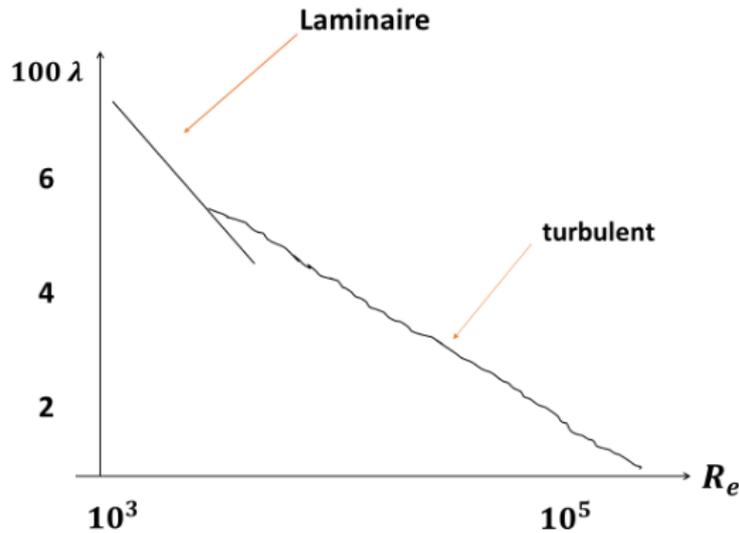


Figure (I-6) : Frottement dans une conduite circulaire lisse [6]

I.10.2 Pertes de charges singulières

Une perte de charge singulière est causée par la présence d'une singularité dans l'écoulement (discontinuité) : élargissement brusque, variation de section, diaphragme, ...etc. La présence d'une singularité affecte l'écoulement de part et d'autre de sa position.

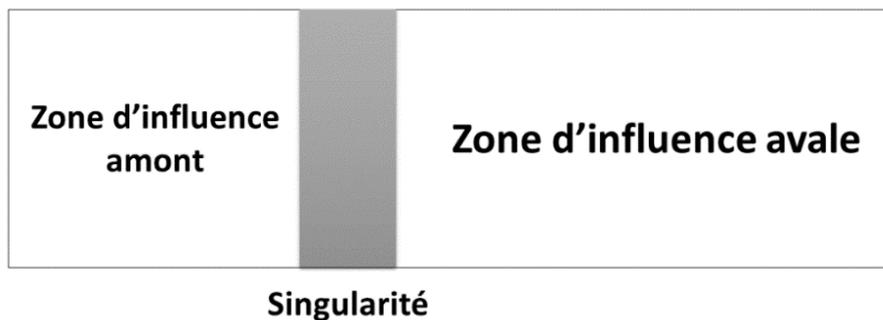


Figure (I-7) : Influence de la singularité sur les zones amont et aval

La singularité cause en général un décollement. Les mesures expérimentales sont en générale faites loin des zones de perturbation. Cela suppose que les singularités sont précédées et suivies d'un tronçon de conduite suffisamment long [6].

I.10.2.1 Elargissement et rétrécissement dans une conduite

La transition entre deux conduites de diamètre différent pour un écoulement en charge provoque une répartition transversale des vitesses longitudinales.

On constate une zone où les veines liquides proches de la paroi se décollent sur une longueur L . Dans cette zone, on observe des recirculations à l'origine de perturbations importantes dans l'écoulement [3] comme le montre la figure (I-8) suivante :

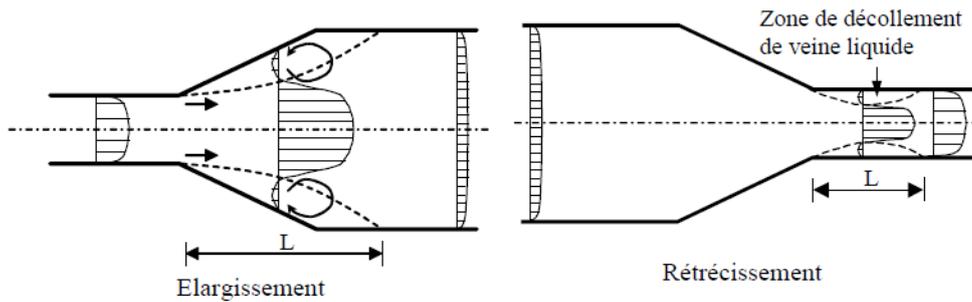


Figure (I-8) : Elargissement et rétrécissement dans une conduite [3]

I.10.2.2 Sortie d'un réservoir

La sortie d'un réservoir provoque également une modification de la répartition de la vitesse et une zone de décollement de la veine liquide. On remarque que les lignes de courant (ligne enveloppe du champ de vitesse) se resserrent au passage de la zone de recirculation. La présence de cette zone a pour effet de diminuer légèrement la section de passage de l'écoulement [3].

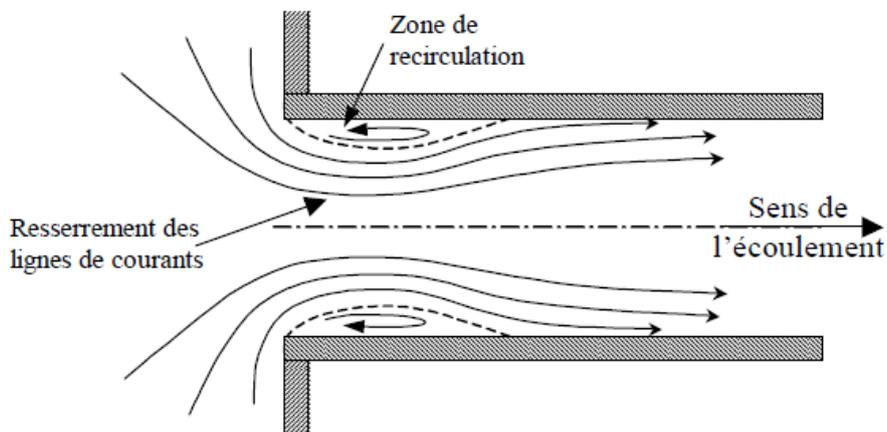


Figure (I-9) : Zone de décollement à la sortie d'un réservoir [3]

I.10.2.3 Coude

En raison de la courbure de la conduite, un mouvement hélicoïdal des lignes de courant peut s'établir. La présence de ce mouvement de rotation persiste sur une longueur en aval du coude (à peu près 50 fois le diamètre de la conduite). Lorsque la courbure est importante, des zones de recirculation peuvent apparaître.

Le mécanisme interne de l'écoulement au travers d'un coude n'est pas encore bien connu malgré le grand nombre de chercheurs qui ont analysé cet élément important [3].

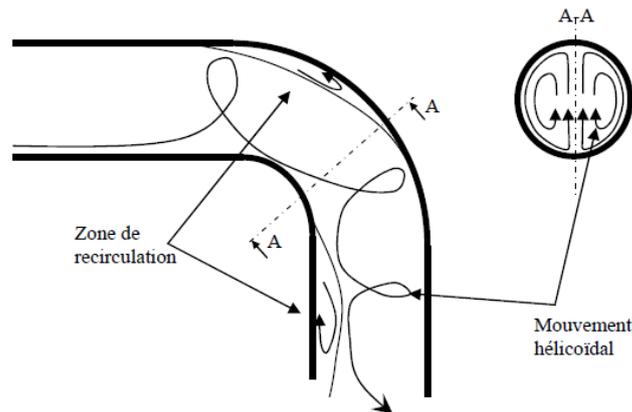


Figure (I-10) : Evolution des lignes de courant dans un coude circulaire [3]

L'apparition d'une force centrifuge et la présence d'une couche limite au voisinage des parois expliquent la naissance d'un écoulement secondaire (transversal) dans la partie coudée, la formation d'un double mouvement de rotation qui se superpose à l'écoulement principal, parallèlement à l'axe du canal et donne aux lignes de courant une forme hélicoïdale [1].

I.10.2.4 Ecoulement dans un coude à 90°

Les phénomènes de divergence conduisent au décollement de la veine des deux parois, de plus le détachement de la veine de la paroi intérieure se renforce d'une tendance à se diriger par inertie vers la paroi extérieure dans la partie coudée. A cause du décollement de la paroi intérieure il se forme une zone de tourbillons qui se propage loin en avant et en travers, réduisant considérablement la section de l'écoulement principale.

Le coefficient de perte de charge global des coudes est évalué comme la somme des coefficients de perte de charge singulière du coude et du coefficient de perte de charge par frottement [1].

$$\Delta H_g = \Delta H_f + \Delta H_s \quad (\text{I-21})$$

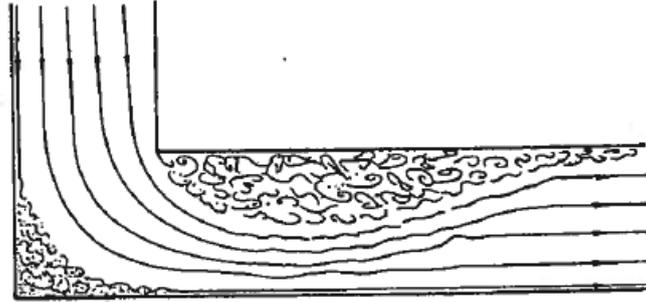


Figure (I-11) : Evolution des lignes de courant dans un coude 90° [1]

I.11 Théorème de Bernoulli

Le théorème de Bernoulli a pour intérêt de calculer la vitesse et la pression en tout point d'une ligne de courant d'un fluide parfait en écoulement incompressible

On suppose une pompe placée sur le circuit du fluide afin d'assurer la mise en circulation du fluide. (Fig. I-12)

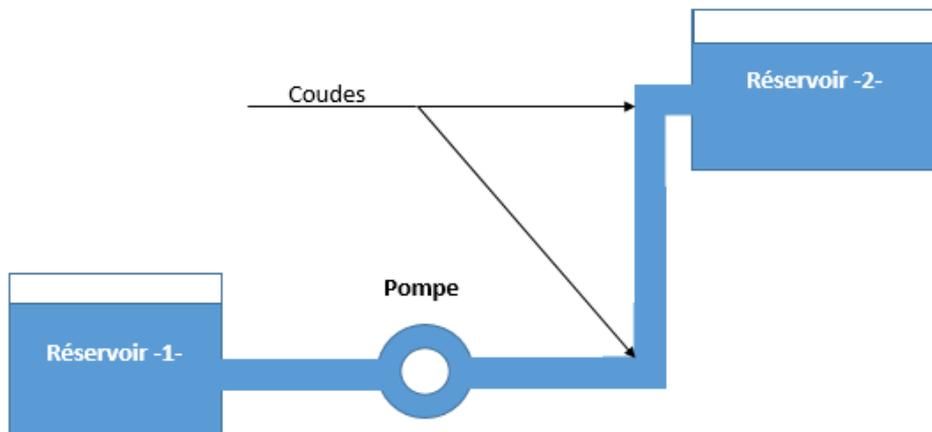


Figure (I-12) : Circuit hydraulique muni d'une pompe pour la mise en mouvement du fluide

Considérons deux points (1) et (2) dans la ligne du courant (Fig. I-12). Nous pouvons écrire que la variation d'énergie entre les deux points :

$$\left(\frac{U^2}{2g} + \frac{P}{\rho g} + Z \right)_1 = \left(\frac{U^2}{2g} + \frac{P}{\rho g} + Z \right)_2 - H_p$$

Avec : H_p l'énergie exprimée en hauteur de fluide, apportée par la pompe au fluide.

Or dans le cas d'un fluide réel l'écoulement dans les conduites est visqueux alors il s'accompagne d'une dissipation visqueuse qui induit des pertes de charges.

Ces pertes de charges se classent en deux sous-ensembles :

- Pertes de charges régulières,
- Pertes de charges singulières.

Les pertes de charges régulières traitent l'effet de la viscosité du fluide dans une conduite de section constante.

Les pertes de charges singulières prennent en compte les modifications de section de l'écoulement (élargissement ou rétrécissement).

Les changements de direction (coudes...) ou bien encore des modifications de section induites par la pression du dispositif hydraulique (pompes, turbines, vannes...) [7].

I.11.1 Hypothèse d'écoulement unidirectionnel

Lorsque le fluide est visqueux l'adhérence de ce dernier aux parois de la conduite entraîne un cisaillement des lignes de courant, et donc un profil de vitesse non uniforme sur la section (Fig. I-13).

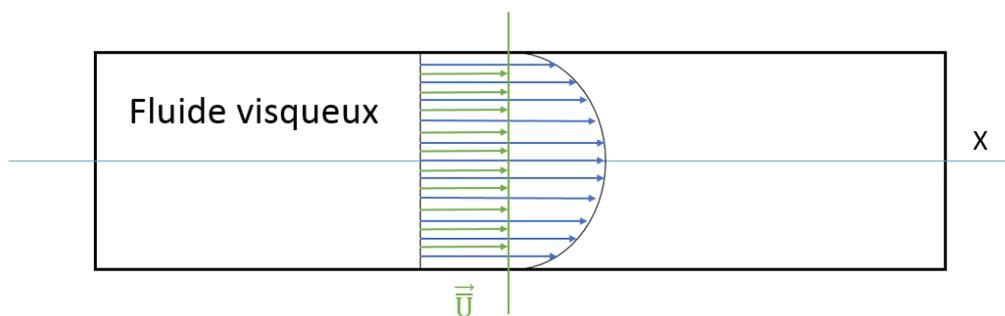


Figure (I-13) : Hypothèse d'écoulement unidirectionnel

Il faut donc raisonner sur les grandeurs moyennes d'altitude, de pression, et de vitesse (\bar{Z} \bar{P} \bar{U}) en prenant compte des pertes de charges, et en supposant que la conduite est équipée de machines réceptrices (ex : turbines) ou génératrices (ex : pompes) mettant en jeu un travail spécifique net W_n .

L'équation de Bernoulli devient :

$$\left(\frac{\overline{U}^2}{2g} + \frac{\overline{P}}{\rho g} + \overline{Z} \right)_1 - \left(\frac{\overline{U}^2}{2g} + \frac{\overline{P}}{\rho g} + \overline{Z} \right)_2 = \sum \pm \frac{W_n}{g} \pm h_r \pm h_s$$

Avec :

- + Si machine réceptrice h_r : pertes de charges régulières
- Si machine génératrice h_s : pertes de charges singulières

On définit aussi la quantité h_f tel que : $h_f = \frac{e_f}{g}$

avec : e_f : quantité qui représente l'énergie dissipé par unité de masse par les forces visqueuses :

$$h_f = h_r + h_s$$

Remarque

Toute la difficulté dans l'application du théorème de Bernoulli généralisé réside dans l'obtention des pertes de charges régulières h_r et singulières h_s en fonction de la géométrie de la conduite, du type d'écoulement (laminaire ou turbulent), de la nature du fluide et de l'état de surface de la paroi solide [7].

I.12 Conclusion

Lorsque le fluide est mis en mouvement à l'intérieur des conduites, il utilise une quantité d'énergie quel que soit sa nature. Mais l'importance est de signaler la différence qui existe lorsqu'on choisit la géométrie des canalisations qui portent pas mal de formes aujourd'hui.

Cette distinction apparait quand on évalue les pertes de charge qui sont occasionnées à cet effet. Donc, il est nécessaire de prévoir des canalisations qui comportent des géométries plus adéquates dans le but de minimiser au maximum les pertes de charge qui se produisent.

Chapitre II

Couches limites et écoulements confinés

II.1 Introduction

Dans la pratique, le plus important pour les écoulements à l'intérieur des conduites soit circulaires ou rectangulaires, est de déterminer les profils de vitesse et les dissipations d'énergie mécanique (pertes de charge) qui conditionnent le dimensionnement des circuits fluides.

Les écoulements internes ont pour caractère particulier l'absence de conditions aux limites à l'infini, ce qui n'est pas le cas des écoulements externes. L'influence des parois se manifeste donc dans toutes les directions, sauf éventuellement aux sections d'entrée et de sortie du fluide.

L'étude de l'écoulement des fluides à l'intérieur des conduits consiste alors à donner une description analytique des phénomènes physiques qui se manifestent à l'intérieur de ces derniers. Parmi ces phénomènes on trouve *la couche limite* qui joue un rôle important sur la forme de l'écoulement.

II.2 Couche limite

La théorie de la couche limite a été établie pour la première fois par *Prandtl (1904)*. Il montra que pour un fluide en mouvement toutes les pertes dues aux frottements ont lieu à l'intérieur d'une couche mince adjacente à la limite du solide (appelé couche limite), et que l'écoulement en dehors de cette couche peut être considéré comme s'effectuant sans frottements.

La vitesse au voisinage de la limite est affectée par la contrainte tangentielle visqueuse à la paroi. En général l'épaisseur de la couche limite augmente par raison de l'action continue de cette contrainte tangentielle visqueuse sur l'écoulement du fluide (Fig. II-1).

Dans le cas d'un fluide réel, la condition d'adhérence introduit un déficit de masse au voisinage de la paroi dans une zone d'épaisseur mince notée (δ). Cette zone mince d'écoulement caractérisée par des déficits en masse et en quantités de mouvement définit la couche limite [4].

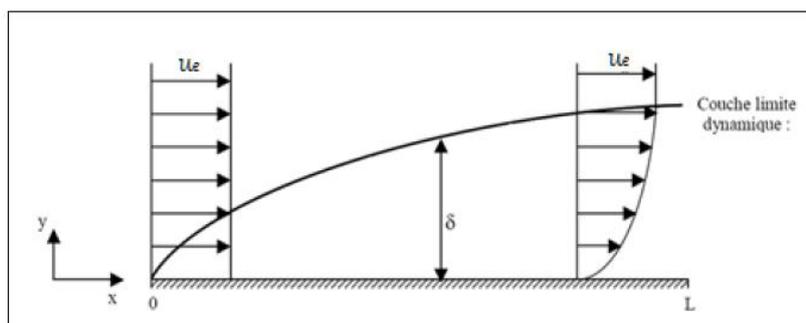


Figure (II-1) : Développement de la couche limite hydrodynamique sur une plaque plane

II.2.1 Equations de la couche limite

Les équations qui régissent l'écoulement de type couche limite sont données ci-après en adoptant les conditions aux limites suivantes :

$$u(x,0) = U(x,0) = 0. \text{ et } u(x,\infty) = U_\infty$$

- **Equation de continuité**

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{II-1})$$

Hypothèses

On suppose que :

- L'écoulement est permanent : $\frac{\partial \vec{U}}{\partial t} = 0$.
- Le fluide est iso-volume : $\text{div}(\vec{U}) = 0$, $\mu = \text{cte}$.
- L'écoulement est bidimensionnel.
- Le régime de l'écoulement est laminaire.

- **Quantité de mouvement**

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{dP}{dx} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (\text{II-2})$$

II.2.2 Epaisseur de la couche limite

La définition de l'épaisseur de la couche limite δ est liée à l'évolution asymptotique de la vitesse tangentielle dans la couche limite vers la vitesse de l'écoulement externe. (Fig. II-1). δ est identifiée comme traduisant la valeur de (y) qui représente la distance transversale comptée à partir de la paroi, pour laquelle :

$$\frac{U}{U_e} = 0.99 \quad (\text{II-3})$$

II.2.2.1 Epaisseur de déplacement δ_1

L'influence majeure de la viscosité est de freiner le fluide près de la surface d'une paroi, causant ainsi un déficit de masse. Ceci se traduit nécessairement par un déplacement vers l'extérieur des lignes de courant. (Fig. II-2) [6].

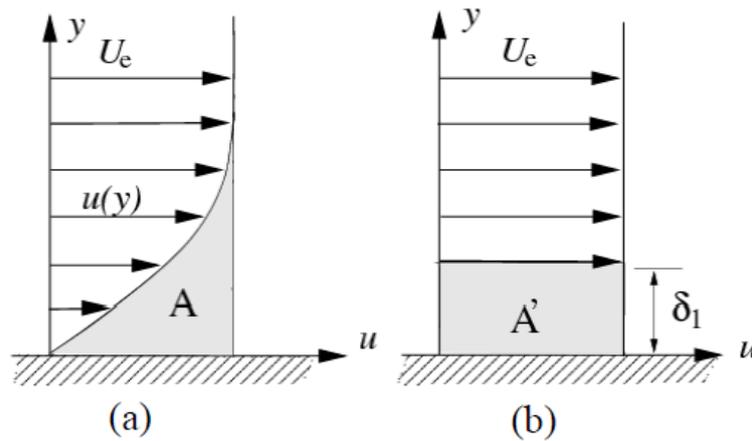


Figure (II-2) : Déficit de masse et épaisseur de déplacement δ_1

A partir de la figure (II-2) on voit que le déficit de masse s'exprime comme :

$$\delta_1 U_e = \int_0^{\infty} (U_e - u) dy \quad (\text{II-8})$$

Avec :

U_e : vitesse d'entrée du fluide

u : vitesse du fluide

Qui peut s'écrire aussi :

$$\int_0^{\delta_1} u dy = \int_0^{\infty} (U_e - u) dy \quad (\text{II-9})$$

II.2.2.2 Epaisseur de quantité de mouvement δ_2

La perte de quantité de mouvement dans la couche limite, par rapport à l'écoulement potentiel est traduite par δ_2 qui est défini comme :

$$\rho U_e^2 \delta_2 = \rho \int_0^{\infty} u(U_e - u) dy \quad (\text{II-10})$$

$$\delta_2 = \int_0^{\infty} \frac{u}{U_e} \left(1 - \frac{u}{U_e} \right) dy \quad (\text{II-11})$$

II.2.2.3 Epaisseur de l'énergie δ_3

$$U_e^2 (U_e \delta_3) = \int_0^\infty U_e^2 u dy - \int_0^\infty u^3 dy \quad (\text{II-12})$$

D'où :

$$\delta_3 = \int_0^\infty \frac{u}{U_e} \left(1 - \frac{u^2}{U_e^2}\right) dy \quad (\text{II-13})$$

II.3 Décollement de la couche limite

A partir des équations de la couche limite (II-1) et (II-2) on peut établir une relation entre la distribution de vitesse et le gradient de pression (dp/dx) au niveau de la paroi :

$$\mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{dp}{dx} \quad (\text{II-14})$$

Au voisinage de la paroi la courbure du profil de vitesse dépend uniquement du gradient de pression. La courbure de ce profil change de signe avec le gradient de pression. On distingue deux cas (Fig. II-3) :

- cas favorable : $\frac{dp}{dx} < 0$
- cas défavorable : $\frac{dp}{dx} > 0$

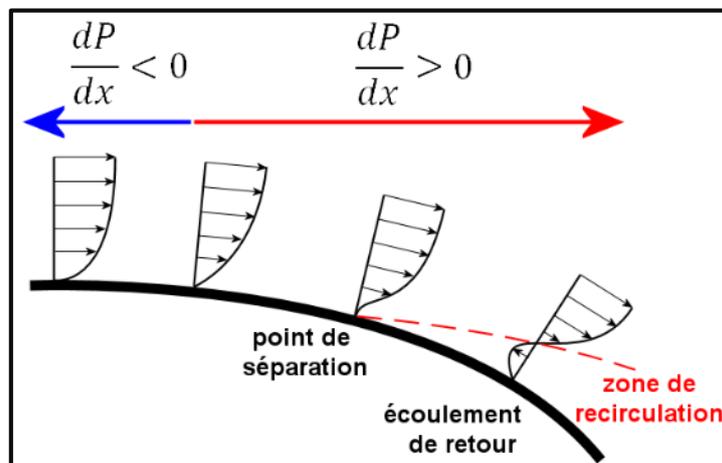


Figure (II-3) : Décollement de la couche limite sur une paroi courbée

- Lorsque l'écoulement extérieur est retardé il y'a décollement donnant lieu à un point d'inflexion dans le profil de vitesse.
- Lorsque le gradient de pression est défavorable, les particules de fluide décélèrent. Leur faible taux d'énergie cinétique les empêche d'aller plus loin dans la région avale où la pression augmente. Dans ce cas la couche limite est déviée transversalement. Les particules de fluide se séparent de la paroi et entrent dans l'écoulement extérieur. En général les particules de fluide derrière le point de séparation suivent le gradient de pression et se déplacent dans le sens opposé à l'écoulement externe.
- Le point de décollement pour lequel la condition $\frac{\partial u}{\partial y} = 0$ est vérifiée, détermine la limite où le mouvement de retour prend naissance [6].

II.4 Relation de la couche limite avec le nombre de Reynolds pour une plaque plane

Pour des plaques planes de longueur L maintenues parallèles au mouvement relatif du fluide on peut appliquer les équations suivantes [4] :

II.4.1 Couche limite laminaire

Re allant jusqu'à environ $500 \cdot 10^3$. Le coefficient de traînée moyen est donné par l'expression suivante :

$$C_D = \frac{1.328}{\sqrt{Re}} \quad (\text{II-15})$$

l'épaisseur de la couche limite δ à une distance x quelconque est donnée par :

$$\frac{\delta}{x} = \frac{5.20}{\sqrt{Re}} \quad (\text{II-16})$$

La contrainte tangentielle visqueuse τ_0 est exprimée à travers :

$$\tau_0 = \frac{0.33 \rho V^2}{\sqrt{Re_x}} \quad (\text{II-17})$$

Avec :

V = vitesse du fluide,

x = distance du bord d'attaque (m),

L = longueur totale de la plaque (m),

Re_x = nombre de Reynolds local.

II.4.2 Couche limite en transition

De l'écoulement laminaire à l'écoulement turbulent sur la surface de la plaque Re de $500 \cdot 10^3$ jusqu'à $20 \cdot 10^6$.

Le coefficient de traînée moyen est donnée par l'expression suivante :

$$C_D = \frac{0.455}{(\log Re)^{2.58}} - \frac{1700}{Re} \quad (\text{II-18})$$

II.4.3 Couche limite turbulente (frontière lisse)

Le coefficient de traînée moyen est donné par l'expression suivante :

$$C_D = \frac{0.074}{Re^{0.2}} \quad \text{pour} \quad 2 \cdot 10^5 < Re < 10^7 \quad (\text{II-19})$$

L'épaisseur de la couche limite est donné par :

$$\frac{\delta}{x} = \frac{0.38}{Re^{0.2}} \quad \text{pour} \quad 5 \cdot 10^4 < Re < 10^6 \quad (\text{II-20})$$

$$\frac{\delta}{x} = \frac{0.22}{Re^{0.167}} \quad \text{pour} \quad 10^6 < Re < 5 \cdot 10^8 \quad (\text{II-21})$$

La contrainte tangentielle visqueuse est donnée par l'expression suivante :

$$\tau_0 = 0.0587 \frac{V^2}{2} \rho \left(\frac{\nu}{xV} \right)^{1/5} \quad (\text{II-22})$$

Avec : ν = Viscosité cinématique.

II.5 Canaux hydrodynamiques

On considère un canal parallélépipède de section S et de longueur L (Fig. II-4).

Pour exprimer la force de frottement qui s'exerce sur le volume parallélépipédique de fluide en écoulement, on écrit la condition d'équilibre qui traduit l'égalité entre les forces de pression statique et la contrainte de cisaillement à la paroi, puisque les forces d'inertie n'ont pas d'effets sur le fluide considéré [8].

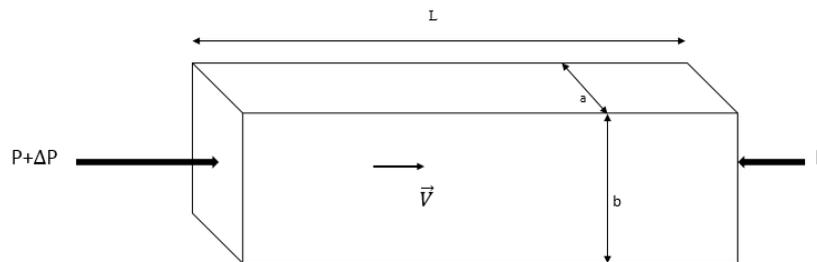


Figure (II-4) : Ecoulement du fluide dans la veine d'essais [8]

La contrainte pariétale est donc :

$$\tau_p = \frac{\Delta P S}{L P} \quad (\text{II-23})$$

Où L est le périmètre mouillé, et S est la section droite.

Le frottement pariétale τ_p peut être déterminé directement par la mesure du gradient de pression le long du canal.

La différence de pression ΔP entre les deux prises distantes de L est liée au coefficient adimensionnel de pertes de charges linéaire par :

$$\Delta P = \frac{1}{2} \lambda \frac{L}{D_h} \rho V^2 \quad (\text{II-24})$$

ou λ représente le coefficient de pertes de charges, V la vitesse débitante, ρ la masse volumique du fluide, D_h le diamètre hydraulique du canal définit par :

$$D_h = \frac{2 a b}{a + b} \quad (\text{II-25})$$

Les deux dernières relations permettent de déduire la relation entre τ_p et λ :

$$\lambda = 8 \frac{\tau_p}{\rho V^2} \quad (\text{II-26})$$

Le frottement peut aussi être caractérisé par le coefficient de frottement pariétale C_f donné par :

$$C_f = \frac{\tau_p}{\frac{1}{2}\rho V^2} \quad (\text{II-27})$$

II.5.1 Visualisation de la nature de l'écoulement (expérience de Reynolds)

Pour visualiser la nature du régime de l'écoulement, Osborne Reynolds¹ à la fin du 19^{ème} siècle a réalisé une expérience en injectant un colorant (KMnO_4) dans l'écoulement du fluide.

La ligne sinusoïdale dans la figure (II-5) indique que l'écoulement est dans une phase transitoire du laminaire au turbulent.

Le nombre de Reynolds est varié en faisant changer le débit. Pour les faibles vitesses le colorant suit une ligne parallèle à l'axe de la conduite, en augmentant le nombre de Reynolds la ligne devient sinusoïdale et aussitôt que la turbulence prend naissance le fil du colorant se diffuse dans le courant de fluide [6].

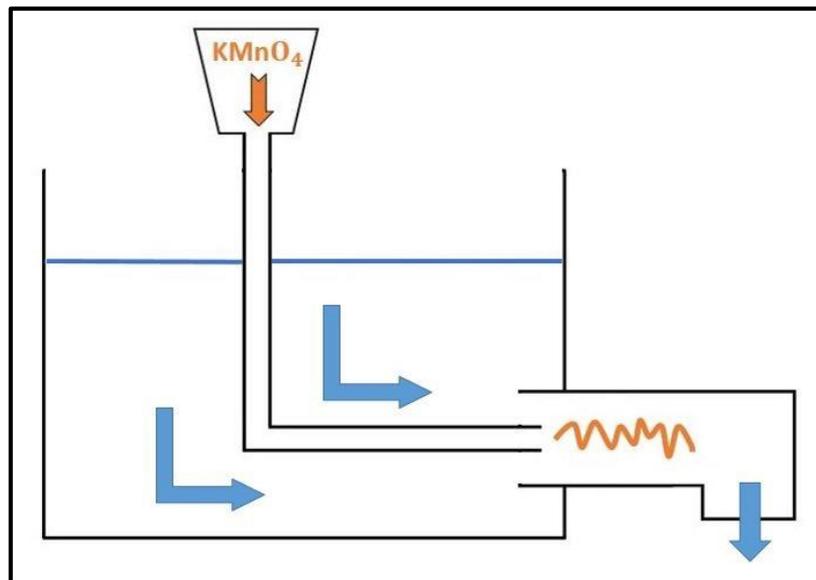


Figure (II-5) : Expérience de Reynolds

¹Osborne Reynolds (1842-1912) : ingénieur et physicien irlandais, qui fit d'importante contribution à l'hydrodynamique, et a la dynamique des fluides, la plus notable étant l'introduction du nombre de Reynolds en 1883. (Voir : Wikipédia)

Dans ce cas, on a superposition d'un mouvement transversal responsable du mélange à l'écoulement principal longitudinal. Cela donne lieu à un échange de quantité de mouvement transversal produisant un profil de vitesse plus aplati par rapport au cas laminaire (Fig. II-6) [6].

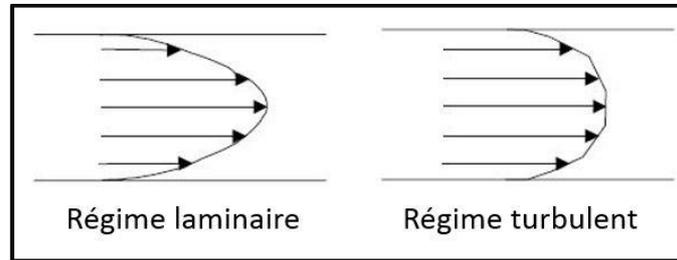


Figure (II-6) : Ecoulement laminaire et écoulement turbulent

II.5.2 Hypothèse de l'écoulement établi

- Soit l'écoulement laminaire et en géométrie cartésienne bidimensionnelle (x, y)
- On considère aussi que le fluide est isochore ($\rho = cste$)

Nous dirons qu'un écoulement est établi si en tout point M (x, y) on a :

$$\frac{\partial U}{\partial x} = 0 \quad (\text{II-28})$$

(x) étant la direction générale de l'écoulement et (y) la direction perpendiculaire. Cette hypothèse signifie que la composante (U) ne dépend que de (y) : il y a invariance des profils de vitesse le long de l'écoulement. une conséquence immédiate de cette définition est que :

$$d^2 U/dx^2 = 0 \quad (\text{II-29})$$

➤ L'équation de continuité $\frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial y} = 0$ (II-30)

On déduit : $\frac{\partial V}{\partial y} = 0$ (II-31)

Soit V indépendant de (y) en tout point. Ceci est incompatible avec les conditions aux limites
Sauf si V est nul partout. Il faut donc que l'on ait : $V = 0$

Et donc en particulier que la canalisation soit rectiligne et de section constante, les génératrices de la paroi étant parallèles à l'axe des x : [6]

$$S_0(x) = S = cste$$

II.5.3 Etablissement de l'écoulement à l'intérieur des conduits (longueur d'entrée)

Lors du passage d'un réservoir à une conduite, le profil de vitesse est initialement quasi-rectangulaire (uniforme). Ce profil modifie par la suite sous l'action des forces de viscosité.

Les couches de fluide qui sont en contacts avec la paroi sont freinées, tandis que la partie centrale se maintient. La répartition uniforme de la vitesse dans la partie centrale s'accélère pour que le débit se conserve [6].

II.5.3.1 Ecoulement laminaire

La couche limite laminaire s'épaissit régulièrement jusqu'à occuper l'ensemble de la veine fluide, ce qui donne naissance au régime établi. Dans la partie centrale, appelée aussi « noyau central » le fluide est l'objet d'une accélération qui compense le freinage subi dans la zone de couche limite (Fig. II-7).

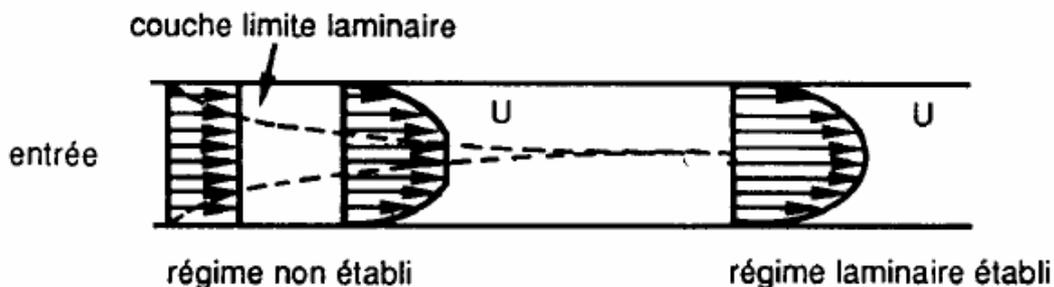


Figure (II-7) : Etablissement du régime laminaire dans une section circulaire ou entre deux plans parallèles [9]

L'épaisseur des couches de fluide freinées augmente de plus en plus jusqu'à atteindre l'axe de la conduite, le profil parabolique s'établit et se stabilise. On définit alors une longueur nécessaire pour l'établissement du profil de vitesse [9].

- Pour l'écoulement laminaire, la longueur de la région d'entrée est donnée expérimentalement par :

$$\frac{L_e}{D} = 0.06 Re \quad (\text{II-32})$$

Avec : L_e : longueur d'établissement de l'écoulement [10].

II.5.3.2 Écoulement turbulent

La couche limite est d'abord laminaire, puis se subdivise comme sur une plaque plane en couche limite turbulente et sous-couche visqueuse. Dans le noyau central on note là encore une accélération du fluide (Fig. II-8) [10].

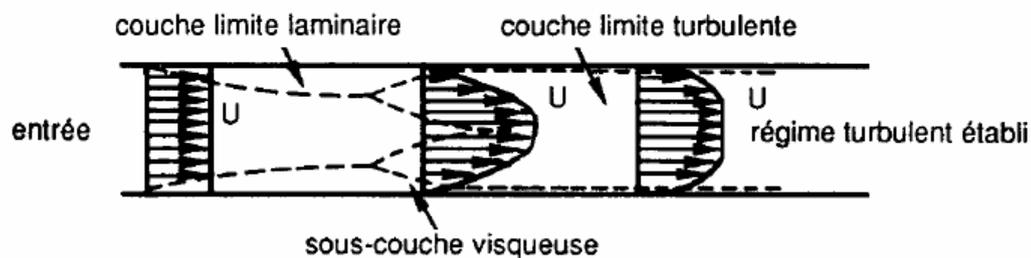


Figure (II-8) : Etablissement du régime turbulent dans une canalisation de section circulaire ou entre deux plans parallèles [9]

- Pour un écoulement turbulent :

$$\frac{L_e}{D} = 4.4 Re^{(1/6)} \quad (\text{II-33})$$

II.6 Vitesse locale en écoulement laminaire et turbulent

II.6.1 Écoulement laminaire

La vitesse locale est indépendante du temps, mais elle peut être variable de point de vue spatial sous l'effet du cisaillement visqueux et de la géométrie.

L'écoulement laminaire se produit généralement pour des valeurs du nombre de Reynolds (Re) inférieures ou égales à 2000 ($Re \leq 2000$).

II.6.1.1 Formules régissant l'écoulement laminaire

II.6.1.1.a Formule de Chezy

Pour un écoulement permanent uniforme, la vitesse moyenne a comme expression :

$$V = C \sqrt{RS} \quad (\text{II-35})$$

Avec :

C : coefficient ($m^{1/2} / s$),

R : rayon hydraulique (aire divisée par le périmètre mouillé),

S : pente de la ligne de charge,

Le coefficient C peut être obtenu de plusieurs formules :

- **Formule de Kutter**
$$C = \frac{23 + \frac{0.00155}{s} + \frac{1}{n}}{1 + \frac{n}{\sqrt{R}} \left(23 + \frac{0.0155}{s} \right)} \quad (\text{II-36})$$

- **Formule de Bazin**
$$C = \frac{87}{1 + m/\sqrt{R}} \quad (\text{II-37})$$

- **Formule de Manning**
$$C = \frac{1}{n} R^{1/6} \quad (\text{II-38})$$

- **Formule de Powell**
$$C = -23.2 \log \left(1.811 \frac{c}{Re} + \frac{\varepsilon}{R} \right) \quad (\text{II-39})$$

Avec n , m : coefficients de rugosité

- Quelques valeurs moyennes de n , m employées dans les formules :

Type du canal	n	m
Ciment très lisse, bois bien raboté	0.010	0.11
Bois raboté, rigoles de bois neuves, fontes revêtus	0.012	0.2
Bon tuyau d'égout vitrifié, bonne maçonnerie de brique, tuyau de béton moyen, bois non raboté, caniveaux de métal lisse	0.013	0.29
Tuyau d'égout de terre de fonte moyen, garniture de ciment moyenne	0.015	0.4
Canaux à même la terre droite et en bon état	0.023	1.54
Canaux à même la terre, d'état moyen	0.027	2.36
Canaux découpés dans le roc	0.04	3.5
Rivières en bon état	0.03	3

Tableau (II-1) : Valeurs moyennes de n et m employées dans les formules du coefficient (C) déterminant la formule de chezy [4]

II.6.2 Écoulement turbulent

La vitesse locale à une moyenne constante, mais elle a une composante fluctuante d'une façon statistique et aléatoire, on adopte alors une approche statistique et on s'intéresse à des quantités moyennes. Cela permet de décomposer la valeur instantanée de la vitesse en une valeur moyenne et une fluctuation ; on définit alors :

$$u = \bar{u} + \dot{u} \quad (\text{II-40})$$

\bar{u} : indique la valeur moyenne de la vitesse,

\dot{u} : indique la fluctuation de vitesse,

$u(t)$: la valeur instantanée de la vitesse.

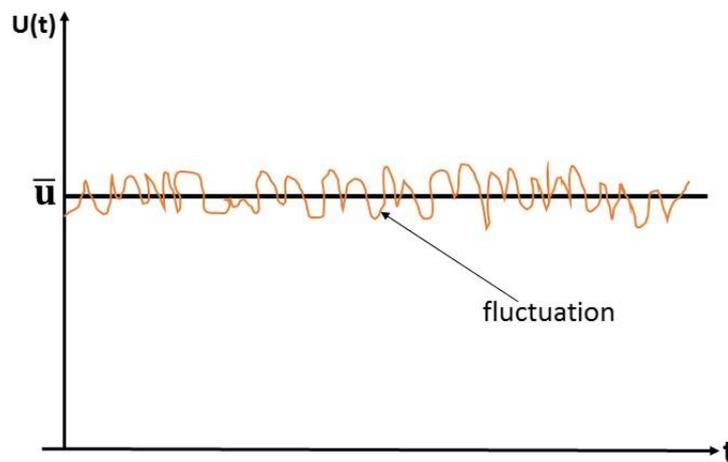


Figure (II-9) : valeur moyenne de la vitesse locale turbulente

$$\bar{u} = \frac{1}{T} \int_{t_0}^{t_0+T} u \, dt \quad (\text{II-41})$$

Mathématiquement cette décomposition procure un avantage considérable dans le traitement des équations du mouvement [6].

II.7 Conclusion

Les écoulements des fluides à l'intérieur des conduits sont d'une importance majeure, en vue de leur présence massive dans tous les domaines technologiques et industrielles. Le problème qui régit ces écoulements est la présence de la couche limite aux parois des conduites, ainsi que la nature du fluide elle-même, qui cause une perte d'énergie cinétique des particules du fluide qui est défini comme la perte de charge du fluide, d'où l'importance de la connaissance des lois qui gouvernent ces écoulements afin de minimiser au maximum ces pertes d'énergie.

Chapitre III

Conception, dimensionnement et simulation numérique

III.1 Introduction

Dans cette partie, nous procédons à la conception, dimensionnement et à la validation numérique d'un banc d'essais hydrodynamique. Le banc consiste en un canal hydrodynamique destiné entre autres, à la mise en place d'expériences relatives aux écoulements hydrodynamiques confinés ou à surface libre (visualisations, mesures électrochimiques, étude de réducteurs de frottement et d'inhibiteurs de corrosion, etc). Il peut aussi servir à la mise en évidence de certaines expériences académiques élémentaires telles que les expériences de Reynolds Osborne, des principes de base d'hydrostatique et du théorème de Bernoulli, ainsi que des mesures de pertes de charge. Le banc d'essais offre aussi la possibilité d'étudier des écoulements de Stokes (rampants) à faibles nombres de Reynolds à l'aide d'un système annexe de réservoirs surélevés, conçu à cet effet.

III.2 Cahier des charges

III.2.1 Cadrage

Cette étape consiste à donner un aperçu du dispositif expérimental à réaliser et à rappeler l'utilité et la finalité du présent projet.

Le fait de réduire, agrandir ou changer la géométrie d'une conduite ou d'un canal hydrodynamique modifie amplement les distributions de vitesse et de pression du fluide qui y circule. La complexité et la diversité des phénomènes physiques rencontrés dans la nature rendent leur exploration expérimentale extrêmement difficile. Une meilleure exploration expérimentale des écoulements autour des géométries simples ou complexes passe en premier lieu par une meilleure maîtrise de la nature d'écoulement dans les veines d'essais expérimentales. En effet, le degré de validité des futures études expérimentales qui y seront effectuées dépendent directement de la robustesse de la présente étude de dimensionnement.

L'élément utile du banc d'essais est un canal horizontal de section carré, de 100 mm de côté et d'une longueur de 2 mètres. Afin de rendre visibles l'écoulement et les maquettes à étudier, la face avant du canal est entièrement en plexiglas transparent.

L'écoulement au sein du canal est sensiblement influencé par la nature d'écoulement à l'aval (Présence d'un coude) comme à son amont (Réservoir) (voir figure III-1). En effet, à l'entrée du canal par exemple, si un fluide entre dans un canal droit, l'écoulement contourne le bord de l'ouverture créant ainsi des poches de recirculation, mais si la forme de cette ouverture est suffisamment arrondie, le courant se détache par inertie de la surface intérieure immédiatement au voisinage de l'entrée. Ce décollement du courant et la formation de tourbillons sont non seulement les principales causes de pertes de pression à l'entrée mais aussi provoquent une perturbation de la distribution du profil de vitesse au niveau de la veine d'essais.

A la sortie du canal, par suite du changement de direction de l'écoulement au niveau du coude, il apparaît de forces centrifuges dirigées du centre de courbure vers la paroi extérieure de la conduite. La vitesse de l'écoulement devient beaucoup plus faible vers la paroi intérieure et plus

élevée vers la paroi extérieure. Cette modification de la distribution du profil de vitesse au niveau du coude influe directement sur l'écoulement en amont, c'est à dire, au niveau de la veine d'essais.

Il en ressort à travers cet aperçu que le choix minutieux des éléments annexes au canal, constituant le banc d'essais, est primordial pour atteindre l'objectif tracé, notamment un écoulement établi au niveau de la veine d'essais quel que soit les conditions d'écoulement choisies.

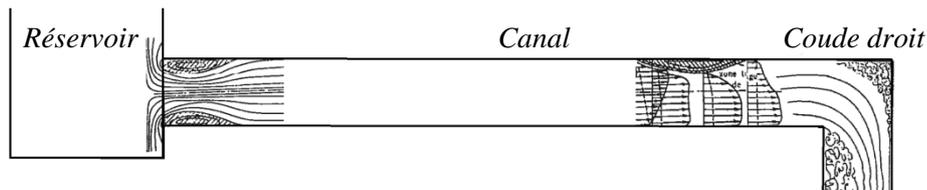


Figure (III-1) : Croquis initial du banc d'essais

III.2.2 Conception

Avant d'entamer la phase de réalisation du banc d'essais proposé, il est nécessaire de passer à travers un ensemble d'étapes intermédiaires. La première étape est la conception, le banc d'essais est composé d'une multitude d'éléments essentiels, connectés entre eux soit par soudage ou par une succession de conduites. Les composants de ce système sont fabriqués de matières différentes telles que le plastique, le plexiglas ou l'acier inoxydable.

Un bref descriptif du logiciel de conception 3D est explicité dans la sous-section section suivante.

III.2.2.1 Définition du logiciel SolidWorks™

SolidWorks™ est un logiciel de conception assisté par ordinateur, appartenant à la société Dassault Systèmes. Il utilise le principe de conception paramétrique et génère trois types de fichiers qui sont liés : la pièce, l'assemblage, et la mise en plan. Toute modification sur l'un de ces trois fichiers sera répercutée sur les deux autres.

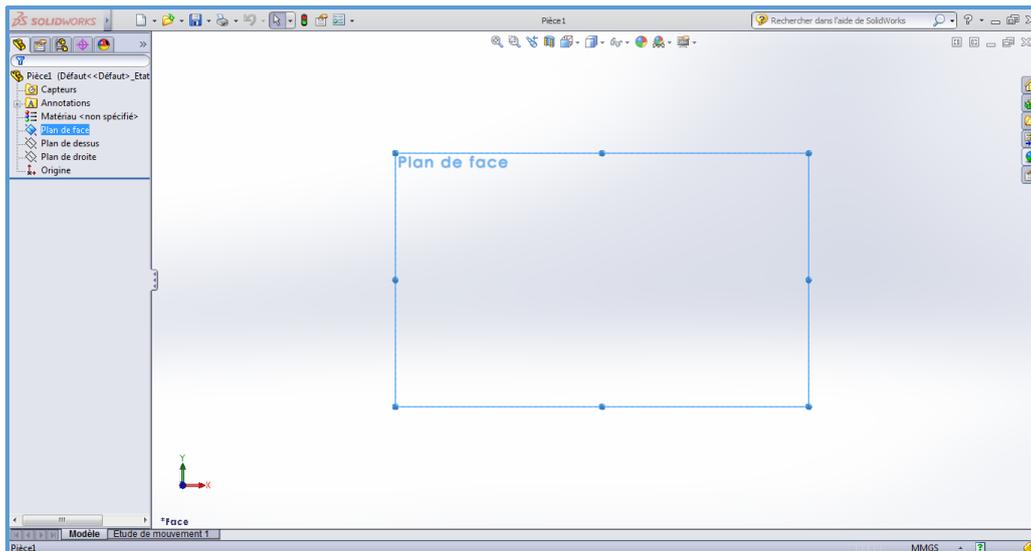


Figure (III-2) : Interface du logiciel SolidWorks™

III.2.2.2 Description globale du banc d'essais hydrodynamique

Le fluide s'écoule du bac de charge vers le canal rectangulaire au moyen d'une pompe centrifuge de type INGCO™ de débit maximum de 120 L/min. La hauteur de fluide dans le réservoir est maintenue constante du fait que l'eau circule en circuit fermé. Le débit est réglé par l'intermédiaire d'une vanne, de 35 mm de diamètre, positionnée entre la sortie de la pompe et le conduit débouchant au réservoir de charge, dont le degré d'ouverture engendre une perte de pression qui freine le fluide. Le débit maximal d'écoulement du fluide correspond à l'ouverture maximale de la vanne. La hauteur constante de fluide dans le bac permet d'assurer un débit stable pour une ouverture de vanne donnée, une fois l'écoulement établi. Un système de régulation automatique de débit par variation de la vitesse de rotation de la pompe est aussi prévu dans l'installation finale de ce banc. Une deuxième vanne de même diamètre permet d'assurer la vidange du circuit mais aussi l'alimentation en eau du bac gradué qui sert à la mesure du volume d'eau, et par conséquent le débit volumique correspondant au laps du temps de remplissage.

L'ensemble du banc d'essais a été conçu en faisant des choix de matériaux et de pièces compatibles avec le fluide qui y circule. Les matériaux doivent être résistants à la corrosion. Les parois du banc d'essais sont, de ce fait, en matériaux plastiques, en tôle inoxydable et en plexiglas. Pour les vannes et la pompe centrifuge, les pièces en contact avec le fluide sont principalement revêtues d'une couche de peinture ou d'anticorrosion.

Le fluide aspiré du bac de charge, d'une contenance de 200 litres, passe à travers un nid d'abeille permettant de limiter les perturbations en entrée de veine d'essais. Le fluide s'écoule ensuite dans un convergent curviligne avec un rapport de contraction de 7 :1 avant d'arriver dans le canal de la veine d'essais. Ce rapport est considéré comme suffisant selon les recommandations de Dean [11], pour garantir la bi-dimensionnalité de l'écoulement. Le nid d'abeille est en

contact direct avec l'entrée du convergent pour éviter la formation de tourbillons de remplissage et limiter les dissymétries possibles dans le profil d'écoulement en aval du convergent.

Le canal est constitué d'une face avant en plexiglas, d'une épaisseur de 10 mm, transparent pour permettre l'utilisation de méthodes optiques (visualisations). Les pertes de charge entre l'entrée et la sortie du canal ainsi qu'au niveau du coude en Π sont relevées à travers un ensemble de prises de pression statiques conçues à cet effet. L'étanchéité est obtenue par l'utilisation d'un joint en plastique et une colle de silicone transparent appliqué sur l'extérieur des extrémités au moment de positionner la plaque sur le canal en U.

Les sous-sections ci-dessous donnent quelques détails supplémentaires sur les différents éléments du banc d'essais et sa conception.

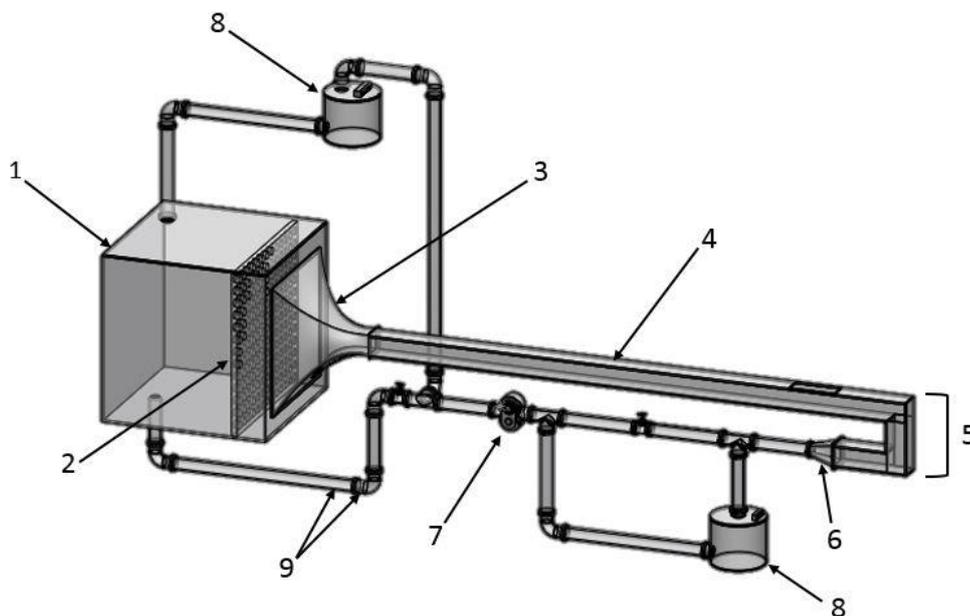


Figure (III-3) : Vue en perspective du banc d'essais hydrodynamique : 1- réservoir de charge 2- nid d'abeille 3- convergent 4- canal rectangulaire 5- coudes 6- petit convergent rectiligne 7- pompe centrifuge 8- réservoirs de remplissage 9- outils de connexion

a) Réservoir de charge

Le réservoir de charge est le premier élément dans le sens de l'écoulement du fluide, il permet de stocker l'eau, pour le faire circuler dans notre système, et comporte aussi un élément que nous allons définir plus tard qui est le nid d'abeille.

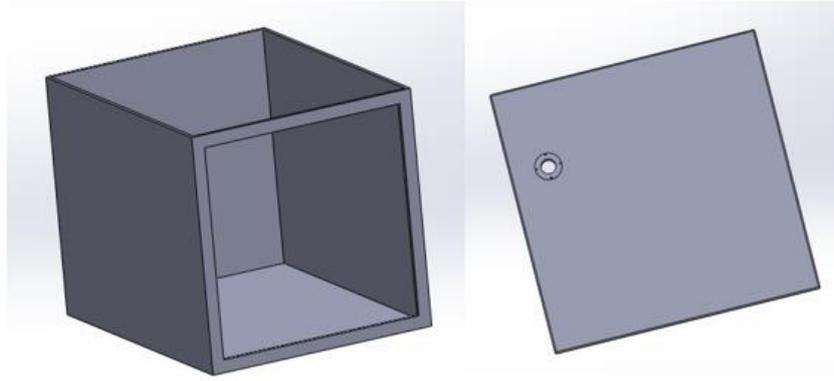


Figure (III-4) : Réservoir principale du banc d'essais

b) Nid d'abeille

Le nid d'abeille est généralement le premier composant que le flux d'eau rencontre dans un circuit, il est inséré à l'intérieur du réservoir principal, son rôle est d'assurer l'uniformisation des filets fluides, il fait aussi office d'un filtre qui permet de stopper les éventuelles intrusions dans la veine d'essais et la pompe. Il est généralement constitué de mailles qui peuvent être de forme rondes, hexagonales ou carrées. La plus optimale mais aussi difficile à réaliser, étant la forme hexagonale.

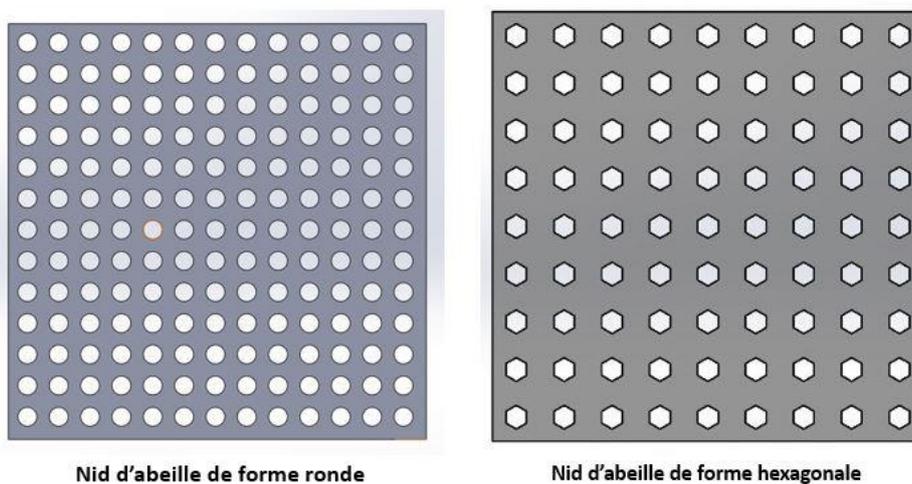


Figure (III-5) : Nid d'abeille

c) Convergent

Sa forme est assez complexe et plusieurs modèles sont possibles mais l'idée est d'avoir un profil qui n'oppose pas une résistance directe au flux comme des angles droits. Les études effectuées sur la forme du convergent donnent des résultats assez similaires sur la forme idéale à obtenir.

Le convergent permet d'éliminer le décollement de la couche limite et l'apparition des écoulements de retour (retour de quelque ligne de courants du fluide en arrière), et aussi d'éviter la génération de la turbulence parasite trop importante en amont de la veine d'essais.

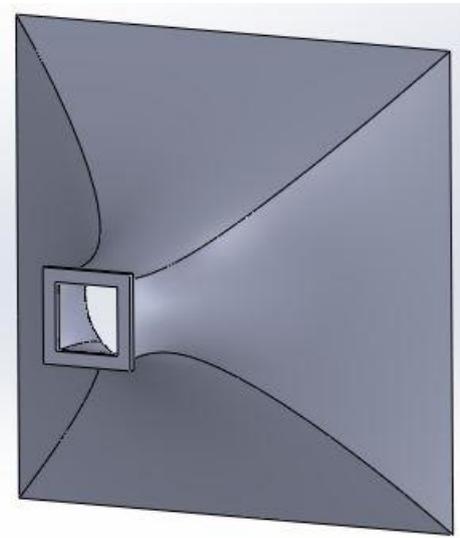


Figure (III-6) : Convergent curviligne

d) Canal rectangulaire

Le fluide s'écoule à l'intérieur d'un canal horizontal de section carrée, fabriqué en plexiglas et en tôle d'une paroi lisse, afin de réduire l'effet de la rugosité à la paroi. A la fin du canal se situe la veine d'essai dont on place les maquettes. Le canal est ensuite coudé après la veine d'essais formant un coude en forme de (II) de rayon 90° (Fig.III-7).

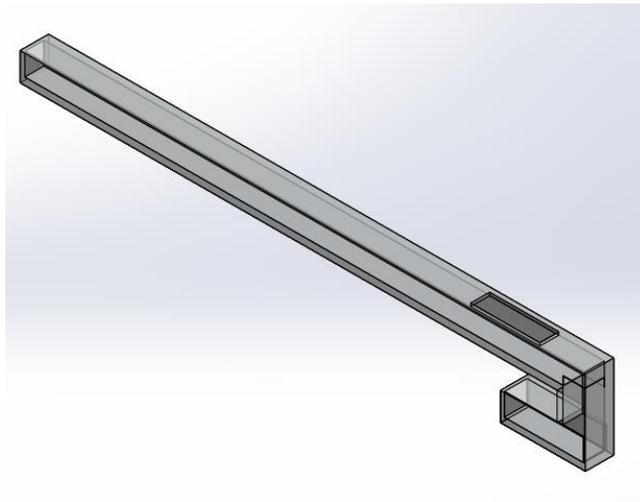


Figure (III-7) : Canal rectangulaire et coudes à 90°

e) Petit convergent rectiligne

A la sortie du coude, on place un petit convergent rectiligne qui joue un rôle important pour minimiser les effets de la turbulence et qui permet aussi de connecter le coude à la canalisation.

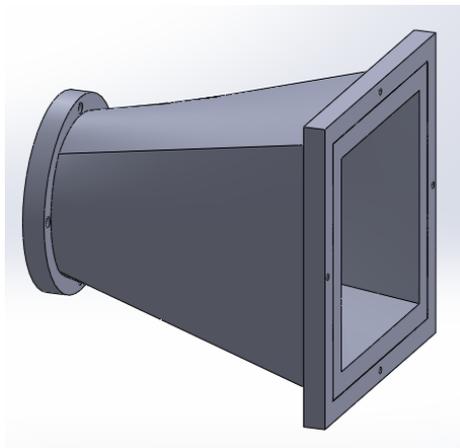


Figure (III-8) : Petit convergent rectiligne

f) Pompe centrifuge

Pour la circulation du fluide on utilise une pompe centrifuge (Fig. III-9) qui débite à 120 L/min, elle est placée à l'aval du convergent rectiligne. L'eau refoulée par cette pompe est directement introduite dans le réservoir principal du circuit fermé.



Figure (III-9) : Pompe centrifuge et sa schématisation en conception sous SolidWorks TM

g) Réservoirs de stockage

Pour permettre l'étude des écoulements rampants et gravitationnels, on utilise deux réservoirs de remplissage situés un en dessus et l'autre en dessous du banc d'essais, ces deux réservoirs sont connectés entre eux avec de conduites circulaires. On met deux vannes à l'amont et l'aval de la pompe pour pomper l'eau directement du premier réservoir vers l'autre.

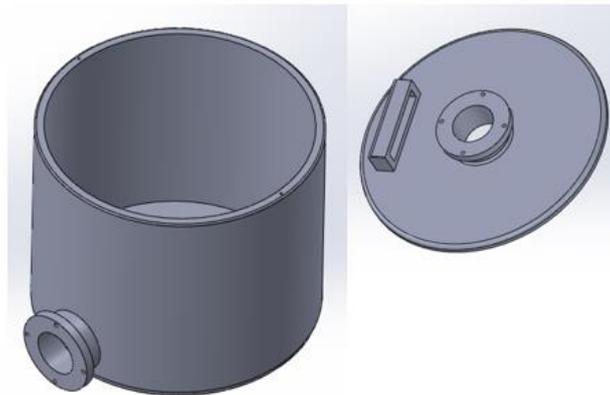


Figure (III-10) : Réservoir de remplissage

h) Outils de connexion

Les éléments de notre système sont connectés entre eux grâce à des conduites circulaires, des coudes et des Tés.



Figure (III-11) : Outils de connexion

III.3 Dimensionnement

Avant de passer à la réalisation de notre banc d'essais, il est nécessaire de dimensionner tous les éléments qui le constituent.

Les éléments qui n'influent pas sur l'écoulement dans la veine d'essais peuvent être choisis par le constructeur selon le cahier des charges proposé. Par contre, les éléments influençant sur la nature de l'écoulement dans le canal, nécessitent pour leur dimensionnement de suivre les recommandations proposées par des normes scientifiques. Pour notre cas d'étude, le dimensionnement se basera principalement sur les recommandations données par Idelcik [1].

Les éléments essentiels à dimensionner dans notre cas sont :

- Le canal comportant la veine d'essai,
- Le convergent, qui se trouve à l'entrée du canal,
- Le coude en Π , qui se situe après la veine d'essais,
- Les aubes directrices qui se situent à l'intérieur du coude.

III.3.1 Canal rectangulaire

Le but du dimensionnement est de réussir à avoir un écoulement du fluide établi à la veine d'essais qui se situe à la fin de notre canal. La section transversale du canal est fixée à $10 \times 10 \text{ cm}^2$. Nous devons trouver la longueur d'établissement du profil de vitesse nécessaire pour différents régimes d'écoulement du fluide.

Soit un canal rectangulaire carré de longueur L et de côté D égal à 10 cm :

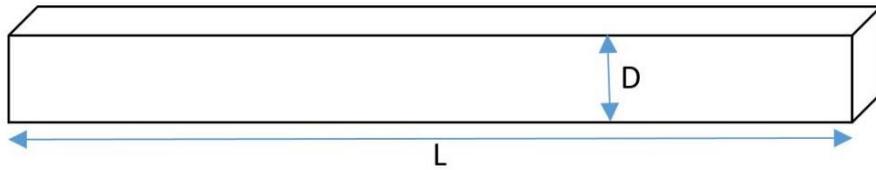


Figure (III-12) : Canal rectangulaire carré

La nature (régime) du mouvement d'un liquide peut être laminaire ou turbulent, le premier régime se caractérise par la stabilité de l'écoulement, dans ce régime-là les filets de courant sont parallèles, ne se mélangent pas, et contournent de manière continue tous les obstacles qu'ils rencontrent sur leur chemin.

Le deuxième régime se caractérise par le déplacement désordonné de masses finies du liquide, se mélangeant fortement entre elles. Le régime du mouvement d'un liquide dépend du rapport entre les forces d'inertie et les forces de viscosité (frottements interne) dans l'écoulement. Ce rapport se caractérise par le nombre sans dimension de Reynolds.

Dans le mouvement d'un courant dans les conduites ou canaux droits, on distingue la portion initiale d'écoulement et la portion d'écoulement stabilisé, par portion initiale. Le profil se stabilise alors après une certaine longueur selon le régime de l'écoulement du fluide.

En régime laminaire, le profil stabilisé des vitesses s'établit suivant une loi parabolique, et en régime turbulent à peu près suivant une loi logarithmique ou exponentielle (Fig. III-13) [1].

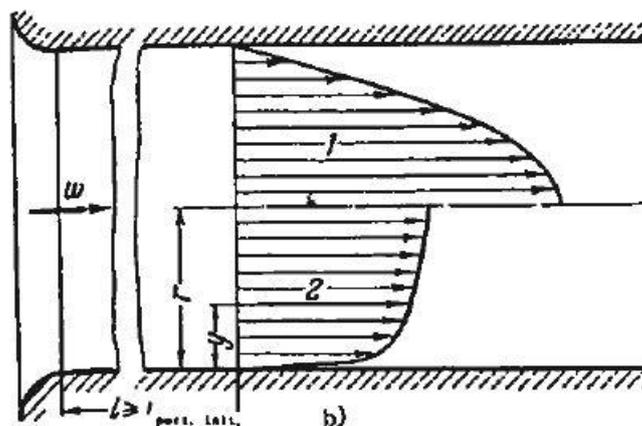


Figure (III-13) : Répartition des vitesses dans la section transversale d'une conduite [1]

III.3.1.1 Longueur d'établissement et nombre de Reynolds de l'écoulement

La longueur d'établissement du fluide est évaluée selon le régime d'écoulement d'après les relations vues déjà en chapitre 2, (Équations II-32 et II-33) :

➤ Pour l'écoulement laminaire : $\frac{L_e}{D} = 0.06 R_e$

➤ Pour un écoulement turbulent : $\frac{L_e}{D} = 4.4 R_e^{(1/6)}$

Avec :

D : Le diamètre hydraulique du canal.

L_e : La longueur d'établissement de l'écoulement développé [10].

III.3.1.1.1 Nombre de Reynolds du débit maximal

La pompe débite 120 L/min, dans ce cas nous devons calculer la vitesse du fluide en m/s pour évaluer le nombre de Reynolds.

On a :

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (\text{III-1})$$

Avec :

ρ : Masse volumique du fluide (kg/m^3),

μ : viscosité du fluide (Pa.s) (Si l'eau est à 20 °C, la valeur de la viscosité sera égale à 10^{-3} Pa.s),

V : Vitesse de l'écoulement du fluide (m/s),

D : Diamètre hydraulique de la canalisation (m).

Remarque :

Pour les canalisations circulaires ou de géométrie quelconque, on utilise les mêmes formules sauf qu'en utilisant le diamètre hydraulique D_h .

Par définition :

$$D_h = \frac{4S}{P} \quad (\text{III-2})$$

Avec :

S : Section de passage offerte au fluide,

P : Périmètre mouillé,

Dans notre cas, on a un canal rectangulaire de section carré donc $D = D_h = 0.1\text{m}$.

- Le débit $120\text{L}/\text{min} = 2\text{L}/\text{s} = 0.002\text{ m}^3/\text{s}$
- Aire du canal est $(0.1 \cdot 0.1 = 0.01\text{m}^2)$

Donc :

$$V = \frac{0.002}{0.01} = 0.2\text{ m/s} \quad (\text{III-3})$$

Le nombre de Reynolds pour un débit de $120\text{L}/\text{min}$ sera :

$$Re = \frac{1000 \cdot 0.2 \cdot 0.1}{0.001} = 20000 \quad (\text{III-4})$$

III.3.1.1.2 Longueur d'établissement du fluide au débit maximal

La longueur d'établissement de l'écoulement du fluide pour le débit maximal délivré par la pompe, est calculée pour un écoulement turbulent en utilisant la formule (II-33) :

$$L_e = D_h \cdot 4,4 \cdot Re^{(1/6)} = 0,1 \cdot 4,4 \cdot (20000)^{(1/6)} = 2.3\text{ m}$$

Donc, pour un débit de $120\text{L}/\text{min}$ la longueur d'établissement du fluide sera à la distance de 2.3 mètres du canal.

III.3.1.1.3 Régime laminaire

Pour Le débit $10\text{ L}/\text{min}$ délivré par la pompe : $Re = 1600$ (régime laminaire). La longueur d'établissement de la couche limite à l'entrée du canal est selon l'équation (II-32) :

$$\frac{L_e}{D} = 0.06 Re \quad \text{donc : } L_e = 9.6\text{ m} \quad (\text{III-5})$$

III.3.1.1.4 Transition laminaire-turbulent, et autres débits

Le nombre de Reynolds de transition entre l'écoulement laminaire - turbulent est égal à 2300. Il est équivalent au débit de (13.8L/min).

On effectuera le même calcul que précédemment pour les différents débits, afin d'aboutir à la dimension idéale avec la prise en compte des limitations géométriques des dimensions du canal :

Soit : $A = 0.01\text{m}^2$ (aire de la section interne du canal)

$$V = \frac{\text{débit } \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)}{\text{aire du canal } \text{m}^2} = (\text{vitesse du fluide en m/s})$$

$$Re = \frac{\rho D}{\mu} V = 100000 \cdot V \quad (\text{III-6})$$

➤ Les débits sont donnés dans le tableau suivant :

Débit (l/min)	Débit (l/s)	Débit (m ³ /s)	Débit(Kg/s)	V(m/s)	Reynolds
10	0.16	0.00016	0.1597	0.016	1600
13.8	0.23	0.00023	0.2295	0.023	2300
20	0.33	0.00033	0.3294	0.033	3300
30	0.5	0.0005	0.4991	0.05	5000
40	0.66	0.00066	0.6588	0.066	6600
50	0.83	0.00083	0.8285	0.083	8300
60	1	0.001	0.9982	0.1	10000
70	1.16	0.00116	1.1579	0.116	11600
80	1.33	0.00133	1.3276	0.133	13300
90	1.5	0.0015	1.4973	0.15	15000
100	1.66	0.00166	1.6570	0.166	16600
110	1.83	0.00183	1.8267	0.183	18300
120	2	0.002	1.9964	0.2	20000

Tableau (III-1) : Conversions des débits et leurs nombres de Reynolds équivalent

III.3.1.1.5 Evaluation de la longueur d'établissement en fonction du nombre de Reynolds

A l'aide des corrélations donnant la longueur d'établissement d'écoulement à différents régimes d'écoulement explicitées précédemment ; nous pouvons facilement déterminer le

domaine adéquat où l'on placera la veine d'essais. Les résultats sont présentés sur le tableau ci-dessous.

Reynolds	Longueur d'établissement L_e (m)	Type du régime
1600	9.6	Laminaire
2300	1.59	Turbulent
3300	1.69	Turbulent
5000	1.81	Turbulent
6600	1.9	Turbulent
8300	1.98	Turbulent
10000	2.04	Turbulent
11600	2.09	Turbulent
13300	2.14	Turbulent
15000	2.18	Turbulent
16600	2.22	Turbulent
18300	2.25	Turbulent
20000	2.29	Turbulent

Tableau (III-2) : Evaluation de la longueur d'établissement de la couche limite en fonction du nombre de Reynolds

- D'après les résultats obtenus des tableaux ci-dessus, on peut tracer une courbe d'évaluation du domaine conseillé pour placer notre veine d'essais.

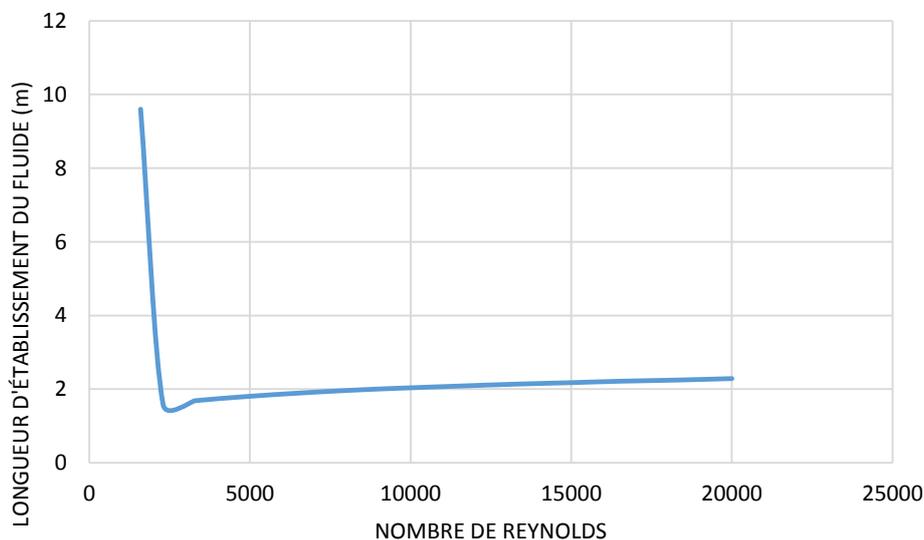


Figure (III-14) : Evaluation de la longueur d'établissement en fonction du nombre de Reynolds

On constate clairement qu'en régime laminaire, la longueur d'établissement est très longue pour être réalisée, pour la diminuer, il est nécessaire d'utiliser un diamètre du canal

réduit, ce qui ne nous convient pas en raison des dimensions des maquettes à introduire dans le canal. Par contre pour le régime turbulent, la longueur d'établissement est acceptable. De ce fait, on est contraint de travailler en régime turbulent en choisissant une longueur du canal comprise entre 1.59m et 2.3m.

III.3.2 Le convergent

Le convergent est un élément important pour le canal hydrodynamique puisqu'il est le dernier élément dans le sens de l'écoulement, après le bac de charge et le nid d'abeille, qui influe sur la qualité de l'écoulement dans la veine d'essais.

La perte de charge d'un tronçon qui se rétrécit peut considérablement diminuer par une transition continue entre la section large et la section étroite à l'aide d'un collecteur, d'un convergent rectiligne ou curviligne. À mesure qu'augmente la régularité de la transition, les pertes dues aux rétrécissements diminuent. Pour un rétrécissement de la section parfaitement régulier, quand l'angle de rétrécissement est très faible, ou que la partie qui se rétrécit est suffisamment longue, ainsi que lorsque cette partie à une génératrice curviligne très allongée, le courant ne décolle pas des parois, et les pertes de pression se réduisent aux pertes par frottement [1].

Idelcik [1] a mis en évidence que le coefficient de perte de charge d'un convergent curviligne continu est déterminé, soit comme le coefficient de perte de charge par frottement d'un diffuseur curviligne, soit plus approximativement, comme le coefficient de perte de charge d'un convergent rectiligne. D'où, on peut utiliser les mêmes recommandations pour les deux cas.

Les conditions d'écoulement dans certains diffuseurs (à grand angles d'ouverture) peuvent être considérablement améliorées, si on empêche à l'avance le décollement ou si on atténue la formation de tourbillons.

Les principales mesures qui favorisent l'amélioration de l'écoulement dans les diffuseurs sont (Fig. III-15) :

- L'aspiration de la couche limite (a),
- Le soufflage de la couche limite (b),
- L'installation d'aubes directrices (c),
- L'installation de parois de séparation (d),
- L'utilisation de parois curvilignes (e),
- L'utilisation de parois étagées (f).

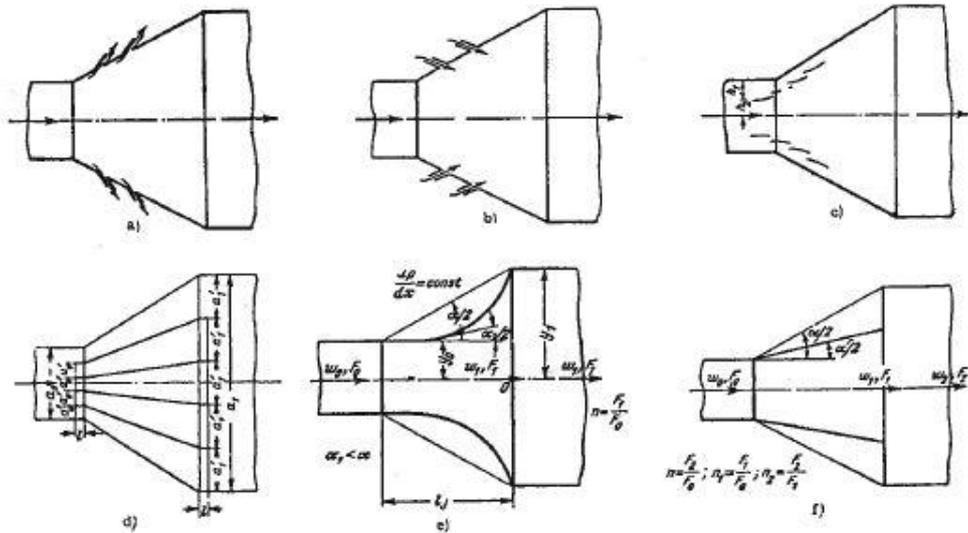


Figure (III-15) : Divers procédés d'amélioration d'écoulement dans quelques diffuseurs [1]

Pour des raisons pratiques, on choisit d'utiliser le procédé (e).

Dans un diffuseur à parois curvilignes, l'accroissement de l'aire de la section se produit plus lentement au début qu'à la fin, de sorte que le changement du gradient de pression est plus continu. Ainsi la cause principale de décollement du courant et, par conséquent, la source principale de pertes sont considérablement diminuées. On constate clairement l'avantage d'utilisation d'un convergent curviligne.

III.3.2.1 Rapport de contraction et la section d'entrée

Pour les écoulements à nombre de Reynolds $Re > 10^4$, et pour garantir la bi-dimensionnalité de l'écoulement, Dean [11] conseille d'utiliser un rapport de contraction pas moins de 1:7. Dans ce cas, on choisit d'utiliser ce rapport pour notre convergent.

La section de sortie du convergent est la même que la section d'entrée du canal rectangulaire, qui est fixé à 10cm, ce qui donne selon le rapport de contraction 1:7 une section d'entrée du convergent égale à 70cm.

III.3.2.2 Longueur du convergent

La longueur du convergent est déterminé géométriquement selon l'angle d'ouverture choisi. Idelcik a mis en évidence deux familles d'angles d'ouverture :

Pour des angles d'ouverture compris entre 25° et 90° , la diminution des pertes atteint, dans ces diffuseurs, 40% des pertes dans les diffuseurs rectilignes. En outre, plus l'angle est grand à l'intérieur des limites indiquées, plus importante est la diminution des pertes.

Pour les petits angles d'ouverture ($\alpha < 15^\circ$ à 20°), les pertes dans les diffuseurs curvilignes deviennent plus grandes que dans les diffuseurs rectilignes. Pour cette raison, il est avantageux de prendre seulement des diffuseurs curvilignes ayant un grand angle d'ouverture.

- Pour notre cas, nous choisissons un angle d'ouverture égale à 70° . Ce qui donne, une longueur du convergent égale à 43cm.

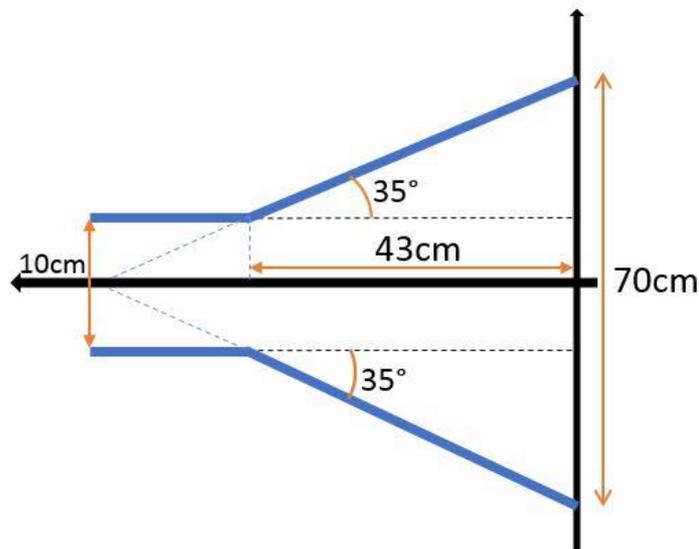


Figure (III-16) : Longueur du convergent

III.3.2.3 Equation du convergent

Le convergent de notre banc d'essais repose sur le critère d'une variation linéique constante de la pression dynamique $dp/dx = \text{const}$, c'est à dire que la vitesse d'écoulement du fluide à l'intérieur du convergent reste quasiment constante et varie d'une façon très faible, ce que l'on peut décrire mathématiquement comme étant [12] :

$$\frac{du^2}{dx} = \text{constante} = A \quad (\text{III-7})$$

Avec :

u : la vitesse moyenne débitante du fluide selon la direction x .

à $x = 0 = x_1$, $u^2 = u_1^2$ donc $B = u_1^2$ et $u^2 = A x + u_1^2$

à $x = x_0$, $u^2 = u_0^2$ donc :

$$u_0^2 = A x_0 + u_1^2 \quad (\text{III-8})$$

$$\frac{u_0^2 - u_1^2}{x_0} = A \quad (\text{III-9})$$

$$\frac{1}{x_0} \left[u_0^2 \left(1 - \frac{u_1^2}{u_0^2} \right) \right] = A \quad (\text{III-10})$$

Or suivant la conservation du débit-volume pour un écoulement de fluide incompressible :

$$s_0 u_0 = s_1 u_1 \quad (\text{III-11})$$

$$u_0 = \frac{R_1^2}{R_0^2} u_1 = \frac{Y_1^2}{Y_0^2} u_1 \quad (\text{III-12})$$

Donc :

$$u_0^2 = \left(\frac{Y_1}{Y_0} \right)^4 u_1^2 \quad (\text{III-13})$$

$$u^2 = A x + B = u_1^2 \left[\frac{1}{x_0} \left[\left(\frac{Y_1}{Y_0} \right)^4 - 1 \right] x + 1 \right] \quad (\text{III-14})$$

$$\frac{1}{x} \left[\frac{u^2}{u_1^2} - 1 \right] = \frac{1}{x_0} \left[\left(\frac{Y_1}{Y_0} \right)^4 - 1 \right] \quad (\text{III-15})$$

$$\frac{1}{x} \left[\left(\frac{Y_1}{Y} \right)^4 - 1 \right] = \frac{1}{x_0} \left[\left(\frac{Y_1}{Y_0} \right)^4 - 1 \right] \quad (\text{III-16})$$

$$Y = Y_1 \left(\left(1 + \left[\left(\frac{Y_1}{Y_0} \right)^4 - 1 \right] \frac{x}{x_0} \right) \right)^{-1/4} \quad (\text{III-17})$$

Avec :

Y_1 : Demi droite de la surface d'entrée du convergent,

Y_0 : Demi droite de la surface de sortie du convergent,

x_0 : Longueur du convergent,

Donc : $Y_1 = 0.35\text{m}$, $x_0 = 0.43\text{m}$, $Y_0 = 0.05\text{m}$.

On utilise un programme Matlab™ pour tracer le profil du convergent (Figure III-17).

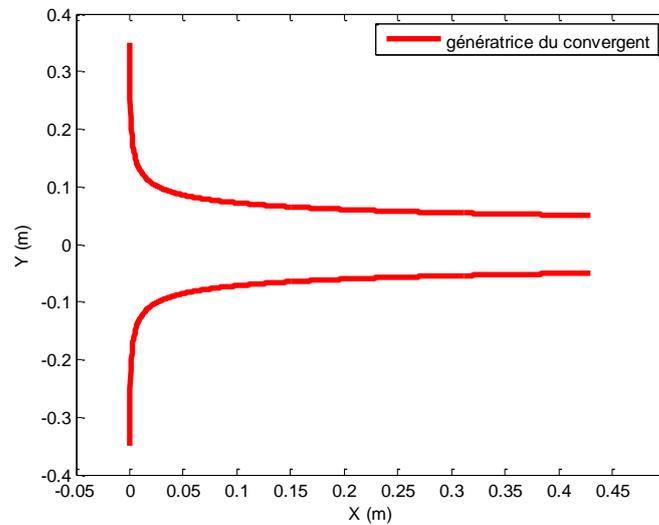


Figure (III-17) : Allure du profil du convergent réalisée sous Matlab™

Remarque :

On doit aussi mentionner que lors du découpage, nous devons utiliser une longueur médiane d'arc égale à 670mm (évaluée à l'aide du logiciel SolidWorks™).

On aboutit alors aux dimensions finales du convergent curviligne suivant :

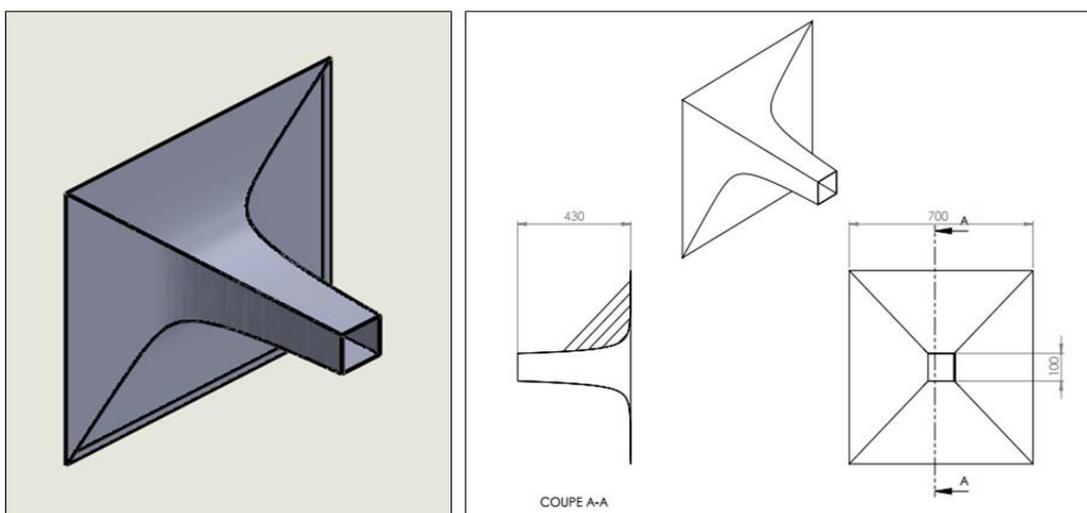


Figure (III-18) : Dimensionnement du convergent curviligne

III.3.3 Coudes et aubes directrices

Le changement de direction du fluide dans les conduites et les canaux hydrodynamiques, cause une apparition de forces centrifuges dirigées du centre de courbure du coude vers la paroi extérieure de ce dernier. D'une autre part, la présence d'une couche limite au voisinage de ces parois, amène à la formation d'un double mouvement de rotation dans la partie coudée du canal. (Fig. III-19)

On peut diminuer considérablement la perte de charge en utilisant une géométrie du coude adéquate, en calculant aussi les dimensions convenables à notre cas.

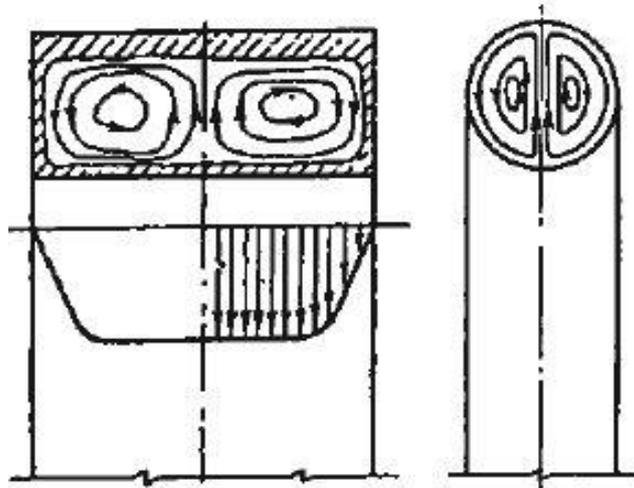


Figure (III-19) : Double tourbillon dans le coude dans un canal rectangulaire, et une conduite circulaire [1]

III.3.3.1 Coudes

La perte de charge des coudes composés (doubles) dépend dans une large mesure de la distance relative (l_0/b_0) entre les deux coudes (Fig. III-20. a). Dans les cas d'un coude en forme de Π , composé de deux coudes brusque sous un angle $\gamma = 90^\circ$ avec une faible distance relative entre les deux ($l_0/b_0 \approx 0$), le décollement de la veine de la paroi intérieure se produit seulement après que l'écoulement ait tourné de 180° (Fig. III-20. b). Pour cette grande valeur de γ , on a le décollement le plus intensif, par suite de quoi le coefficient de perte de charge est maximal.

Avec :

l_0 : Longueur du tronçon rectiligne intermédiaire (tronçon entre les deux coudes) (m),

b_0 : Largeur de la section (m).

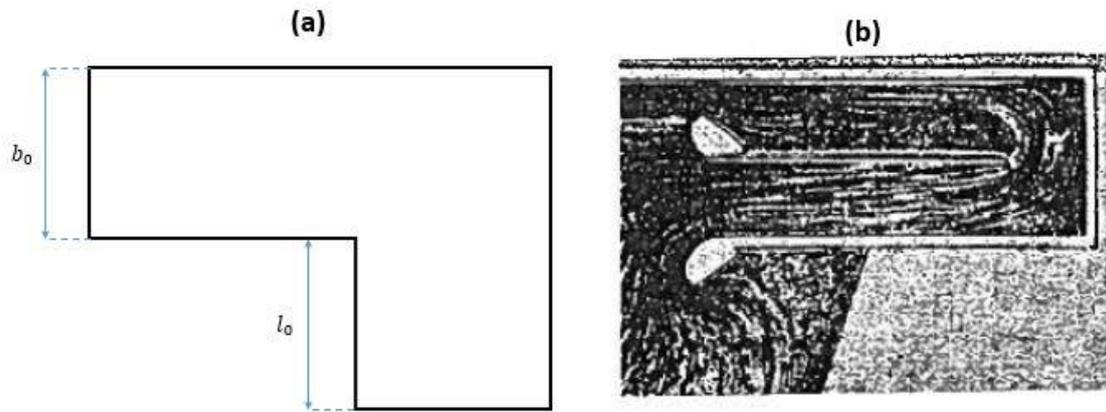


Figure (III-20) : Coudes composées de faible distance relative [1]

Néanmoins, pour une valeur de la distance relative ($l_0/b_0 = 4.5$ et plus) le coefficient de perte de charge total d'un coude en forme de Π se rapproche du double du coefficient de perte de charge d'un coude à angle droit.

Par contre, dans le cas où (l_0/b_0) avoisine 1, le coefficient global d'un coude en forme de Π est minimal.

Compte tenu de ces résolutions et des contraintes d'ordre géométriques, il serait plus intéressant de réduire la distance relative à 1 ou 1.5.

➤ Pour notre cas :

On a, $b_0 = 10$ cm, en prenant : $l_0/b_0 = 1$ ce qui nous donne la valeur de $l_0 = 10$ cm, fait que les recommandations d'Idelcik sont respectées.

Les deux coudes auront les dimensions suivantes :

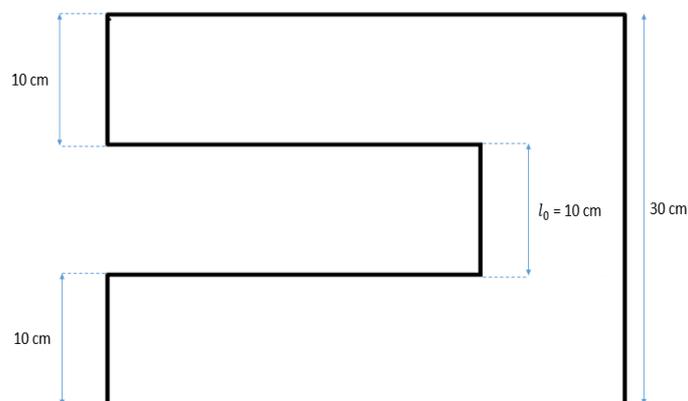


Figure (III-21) : Dimensionnement des deux coudes

III.3.3.2 Ligne de courbure du coude

Dans les coudes à parois parallèles, on installe habituellement des aubes de forme et dimension identiques, qui sont le plus souvent disposées le long de la ligne de courbure du coude. Cette ligne est définie comme la longueur qui lie la paroi intérieure et extérieure de ce coude.

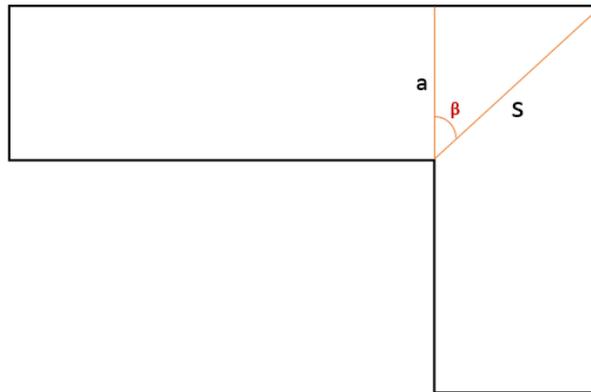


Figure (III-22) : Ligne de courbure du coude

$$\cos \beta = \frac{a}{s} \quad (\text{III-18})$$

$$S = \frac{0.1}{\cos 45} = 141.42 \text{ mm} \quad (\text{III-19})$$

III.3.3.3 Aubes directrices

On peut diminuer la perte de charge d'un coude quelconque, non seulement en arrondissant ou en coupant les parois, mais aussi en installant des aubes directrices. Ces aubes peuvent être profilées, arrondies suivant une portion du cylindre, ou être concentriques (Figure. III-23).

La grille d'aubes installée dans un coude à parois parallèles, fait dévier l'écoulement vers la paroi intérieure, et par un choix correct des dimensions des aubes, de leurs nombres, et de leur angle d'installation, cette déviation de l'écoulement prévient le décollement de la veine des parois et la formation de tourbillons. Par suite, la répartition des vitesses dans la section en aval du coude est meilleure, et la perte de charge diminue [1].

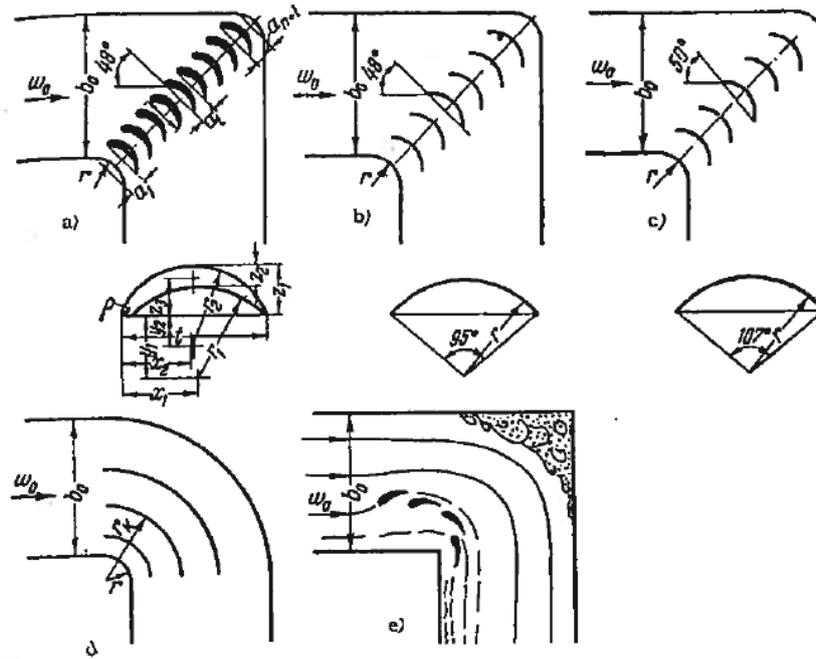


Figure (III-23) : Aubes directrices dans les coudes,
a : profilées, b : minces suivant un arc de 95°, c : minces suivant un arc 107°
d : concentriques, e : coupées [1]

III.3.3.4 Corde des aubes directrices

On peut réduire l'effet de la paroi interne du coude vif à 90°, en utilisant un coude de paroi intérieure à angle vif égal à 45° (fig. III-24)

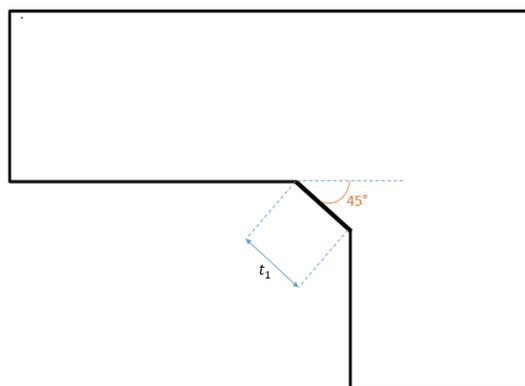


Figure (III-24) : Coude vif à angle 45°

Si la courbe du coude à parois parallèles n'est pas continue (parois à pans coupés), on peut donner à la corde des aubes t_1 une valeur comprise entre 0.15 et 0.6 D_h .

$$t_1 = 0.25 \cdot 0.1 = 25\text{mm.}$$

La corde t_1 d'une aube profilée est égale à la corde d'un arc de cercle de 90° , c'est-à-dire l'arc de courbure interne du coude, est par suite :

$$t_1 = r \sqrt{2} \quad (\text{III-20})$$

III.3.3.5 Nombre et Disposition des aubes

Dans le cas où on cherche en premier lieu à obtenir une répartition uniforme des vitesses immédiatement après le coude, le nombre d'aubes n'est pas diminué (il est normal), mais dans la plupart des cas pratiques, on peut se limiter à un nombre réduit d'aubes (le plus avantageux) choisit d'après les formules suivantes :

$$\text{➤ Le nombre normal d'aubes égal à : } n = 2,13 \cdot \frac{S}{t_1} - 1 \approx 11 \quad (\text{III-21})$$

$$\text{➤ Le nombre avantageux d'aubes égale à : } n \approx 1.4 \frac{S}{t_1} \approx 8 \quad (\text{III-22})$$

Avec : t_1 est la longueur de pans coupé.

On obtient une faible perte de charge, voisine de la perte de charge des coudes avec aubes profilées, en choisissant des aubes minces. Le nombre normal (z) d'aubes concentriques minces disposées le mieux possible dans un coude est déterminé d'après les données de Khanzonkov et Taliev, 1947 :

$\frac{r_0}{b_0}$	0 à 0.1	0.1 à 0.4	0.4 à 1	1
z	3 à 4	2	1	0

Tableau (III-3) Nombre normal (z) d'aubes concentriques minces [1]

D'après l'équation (III-20) on déduit :

$$r_0 = \frac{t_1}{\sqrt{2}} = \frac{0.25}{\sqrt{2}} = 17.64\text{mm} \quad (\text{III-23})$$

$$\frac{r_0}{b_0} = \frac{17.67}{100} = 0.1764 \quad (\text{III-24})$$

D'après tableau (III-3), on obtient un nombre normal d'aubes : $z = 2$.

Donc on placera deux aubes concentriques pour chaque coude et la disposition optimale des aubes dans le coude est déterminée d'après la formule (III-25) suivante [1] :

$$r_i = 1.26 r_{i-1} + 0.07 b_0 \quad (\text{III-25})$$

$$r_1 = 1.26 r_0 + 0.07 b_0$$

$$r_1 = 1,26 \cdot 17,67 + 0,07 \cdot 100 = 29,2642 \text{ mm}$$

$$r_2 = 1,26 \cdot r_1 + 0,07 \cdot b_0$$

$$r_2 = 1,26 \cdot 29,2642 + 0,07 \cdot 100 = 43,8729 \text{ mm}$$

On aboutit alors au dimensionnement final du coude muni de ses aubes directrices :

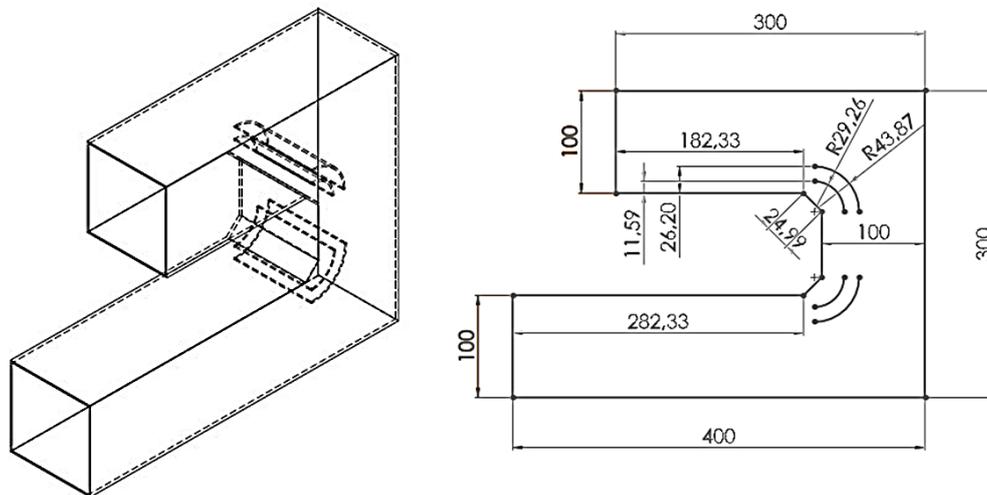


Figure (III-25) : Nombre et disposition des aubes concentriques réalisées à l'aide du logiciel SolidWorks™

III.3.4 Dimensionnement global du banc d'essais hydrodynamique

Les résultats du dimensionnement se résument dans un schéma global du banc d'essais hydrodynamique proposé au départ.

Le banc d'essai se compose alors de :

- Un bac de charge de $L= 400\text{mm}$, $H= 700\text{mm}$ et $l=700\text{mm}$,
- Un convergent curviligne de $L=430\text{mm}$,
- Un canal rectangulaire de section carrée de $L=2000\text{mm}$,
- Un coude à paroi intérieure chanfreinée d'un angle de 45° , et de longueur caractéristique l_0 égale à 100mm ,

- Deux aubes directrices minces, la première de rayon $r_1 = 29.26\text{mm}$ et de corde égale à 46mm et la deuxième de rayon $r_2 = 43.27\text{mm}$ et de corde égale à 67mm .

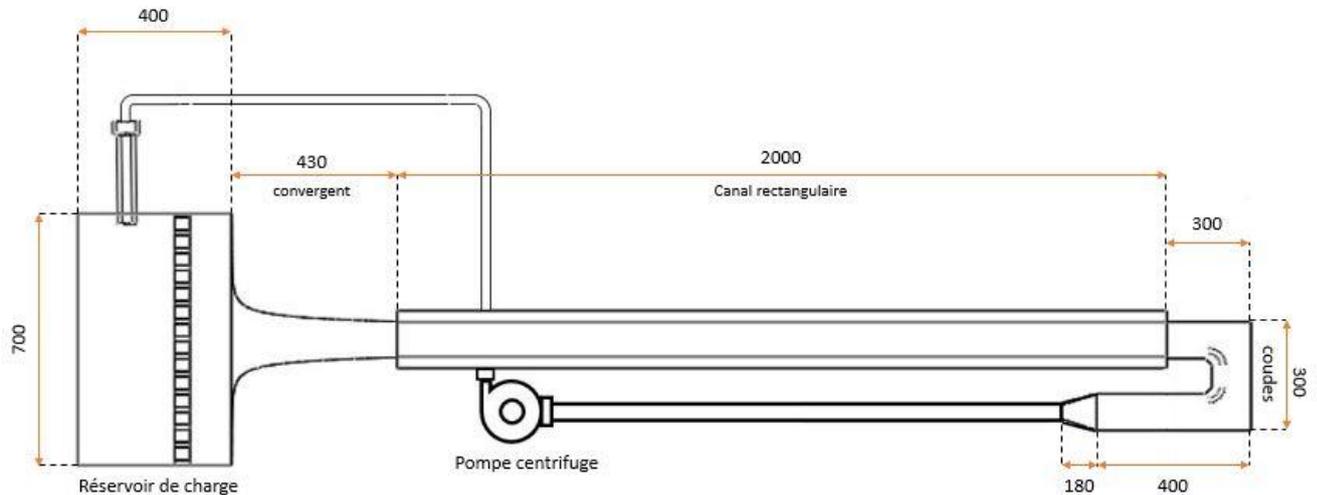


Figure (III-26) : Schéma du dimensionnement final du banc d'essais hydrodynamique

III.4 Simulation numérique

Afin de vérifier la robustesse de l'étude de dimensionnement effectuée dans le respect des exigences tracées préalablement au cahier des charges ; il est intéressant de faire appel à un puissant outil de simulation numérique, en l'occurrence le code de calcul Fluent™.

Des simulations 2D de l'ensemble (convergent + canal + coude) ont été entreprises. L'étude a tenu compte de l'influence de la présence des aubes concentriques sur la distribution de la vitesse au niveau de la veine d'essais à différents débits d'écoulement (10, 50 et 120 L/min).

III.4.1 Procédure de la simulation

III.4.1.1 Maillage de la géométrie

D'une manière générale, existent en CFD trois types de maillage :

- Le maillage structuré pour des géométries non complexes.
- Le maillage non structuré pour des géométries complexes.
- Le maillage hybride utilisé en simulation 2D ou 3D pour des géométries qui comportent un mélange d'éléments constituent la géométrie du problème.

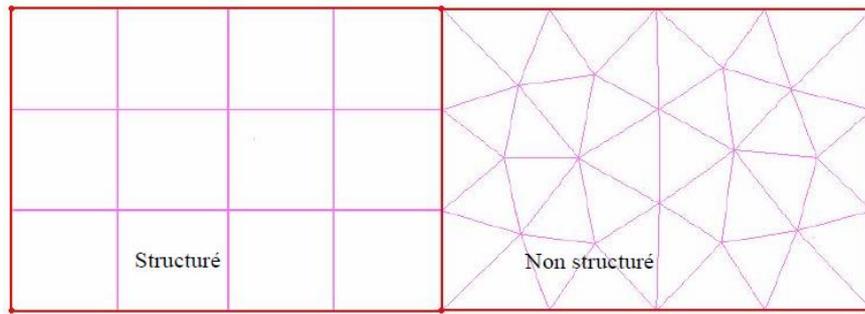


Figure (III-27) : Types de maillage en CFD

Pour notre cas, on utilise un maillage structuré pour tous les éléments de notre banc d'essais, sauf au niveau des aubes, ces dernières sont maillées à l'aide de cellules non structurées.

- Le maillage est réalisé sous Gambit.
- On importe sous Fluent le fichier.msh réalisé des deux géométries du canal (Avec et sans aubes concentriques), pour commencer la simulation.

III.4.1.1.1 Maillage de la géométrie du coude simple (90°)

On génère un maillage structuré pour l'ensemble du système (convergent + canal + coude simple à angle 90°) avec un traitement de couche limite niveau des parois (Fig. III-28).

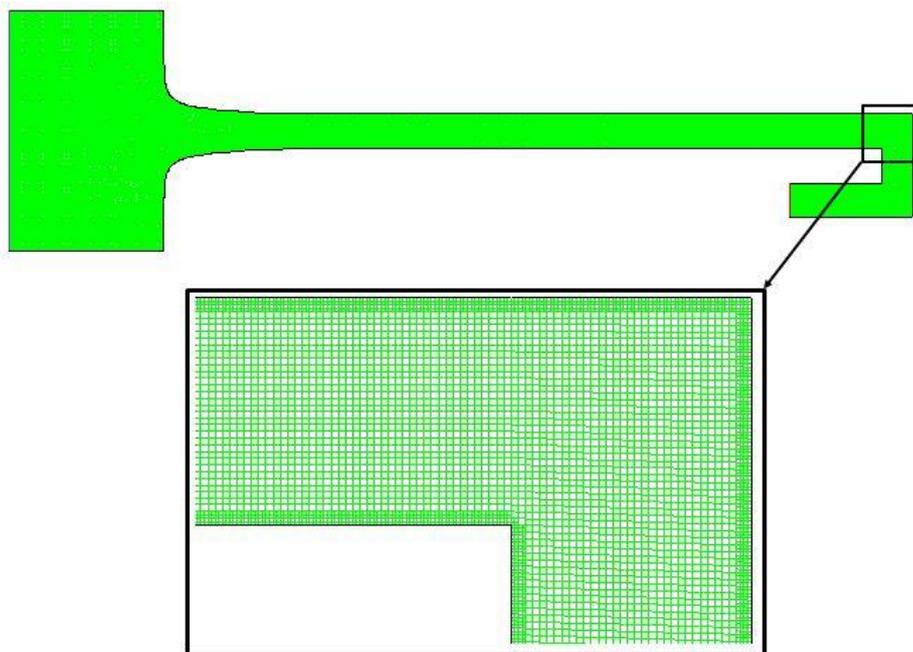


Figure (III-28) : Maillage de la géométrie du coude simple (90°)

III.4.1.1.2 Maillage de la géométrie à coude de 45° avec aubes

On admet un maillage hybride pour l'ensemble de notre système, en effectuant un maillage non structuré aux aubes, et un raffinement aux parois (Fig. III-29).

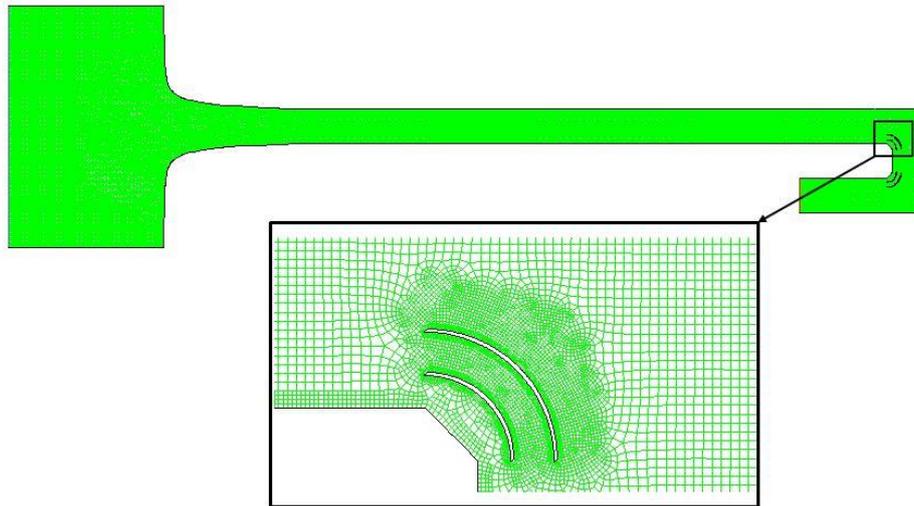


Figure (III-29) : Maillage de la géométrie de coude 45° avec aubes

III.4.2 Choix du model de turbulence

Le logiciel de simulation Fluent™ résout les équations de Navier-Stokes avec une approche RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes). Il offre une multitude de choix de modèles de turbulence. Notons que la qualité des résultats de simulation d'écoulement turbulent est liée directement à la qualité du maillage ainsi qu'au choix du modèle de turbulence. Nous choisissons pour nos simulations le modèle de turbulence $K\omega$ -SST (Shear Stress Transport Model), qui a comme avantage d'avoir un terme supplémentaire de diffusion dans l'équation de transport, pour que la prédiction dans les zones transitoires (à la fois en proche paroi et dans la zone 'far-field') soit bonne.

III.4.3 Définition des conditions aux limites

Le tableau ci-dessous représente les différentes conditions aux limites appliquées au système étudié.

Nom de la C.A.L	Option
Entrée du réservoir	Mass flow Inlet
Parois du convergent	Wall
Parois du canal	Wall
Aubes	Wall
Sortie du coude	Outflow

III.4.4 Itérations et convergence des résidus

On choisit le nombre d'itérations (10^3) pour la convergence de la solution.

- On remarque que la solution converge pour les différents débits à environ [450 à 600] itérations.

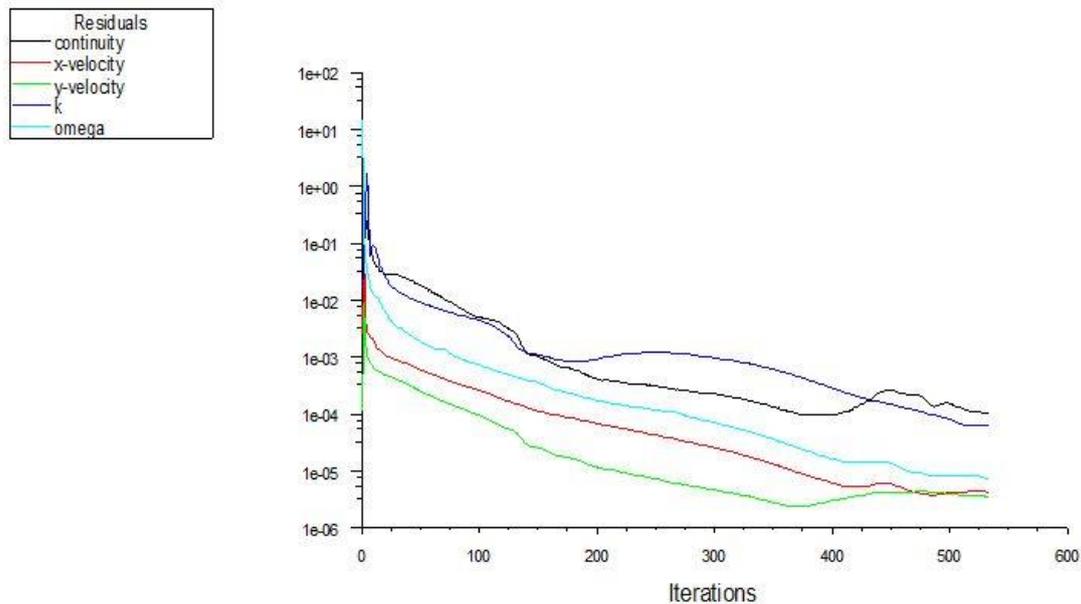


Figure (III-30) : Convergence de la solution

III.4.5 Étude de la sensibilité du maillage

La génération du maillage (2D ou 3D) est une phase très importante dans une analyse CFD, vu l'influence de ces paramètres sur la solution calculée. Sa bonne qualité repose sur son bon traitement dans les régions présentant de forts gradients de pression, de vitesse, de température ou lors d'existence des ondes de choc et dans la prise en compte des couches limites, etc.

Afin de s'assurer que l'utilisation des maillages grossiers ou raffinés n'influe pas sur la qualité des résultats obtenus. Nous avons cherché à trouver la densité de maillage optimale à retenir dans nos simulations, pour ce faire, l'adaptation du maillage est réalisée dans Fluent à l'aide du menu « Adapt » en vérifiant le paramètre de la paroi Y^+ .

$$Y^+ = Y u_\tau / \nu$$

Avec : Y : distance de la paroi jusqu'au centre de la première cellule (m), u_τ : vitesse de frottement à la paroi (m/s) et ν : coefficient de viscosité cinématique (m^2/s).

Il est défini uniquement au niveau de la cellule adjacente aux parois. Le positionnement de la taille de la première cellule en proche paroi varie selon le modèle de turbulence choisi, ici, en choisissant le modèle $K\omega$ -SST, la valeur de Y^+ doit être voisine de 1.

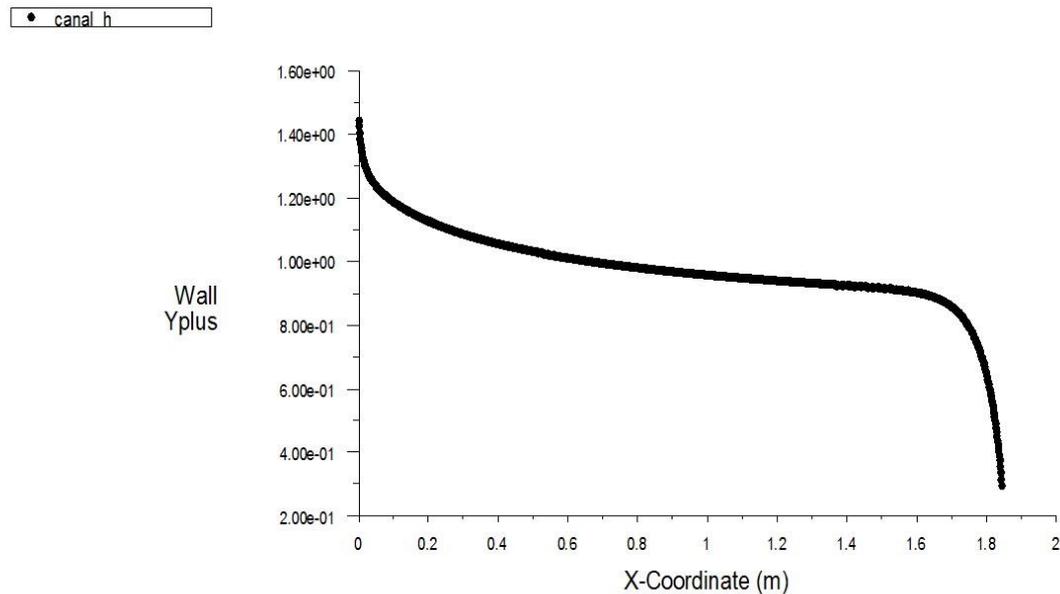


Figure (III-31) : Evolution du paramètre de la paroi le long du canal simulé

III.4.6 Résultats et discussion

III.4.6.1 Champs des vitesses

Les contours de champs des vitesses est donnée à travers la figure (III-32) suivante, avec et sans les aubes concentriques. D'après ces résultats qualitatifs, on remarque nettement la séparation du fluide au niveau de l'arête inférieure du coude simple (sans aubes). Par contre, l'exemple du coude à 45° en présence d'aubes concentriques, montre clairement le recollement du fluide aux parois intérieures et l'établissement de l'écoulement amont.

- Profils des vitesses pour un débit de 50L/min (régime turbulent)

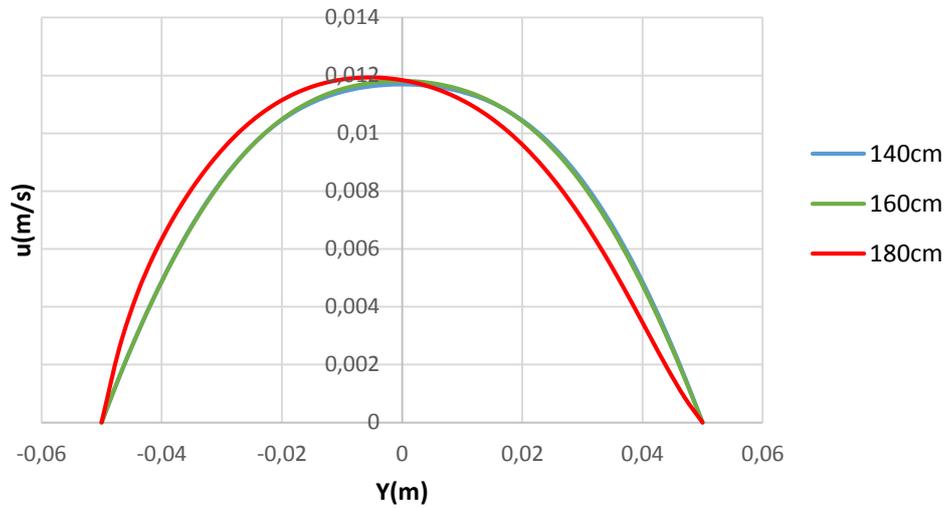


Figure (III-34) : Profils des vitesses pour un débit 50L/min, coude à 90° sans aubes

- Profils des vitesses pour un débit de 120L/min (régime turbulent)

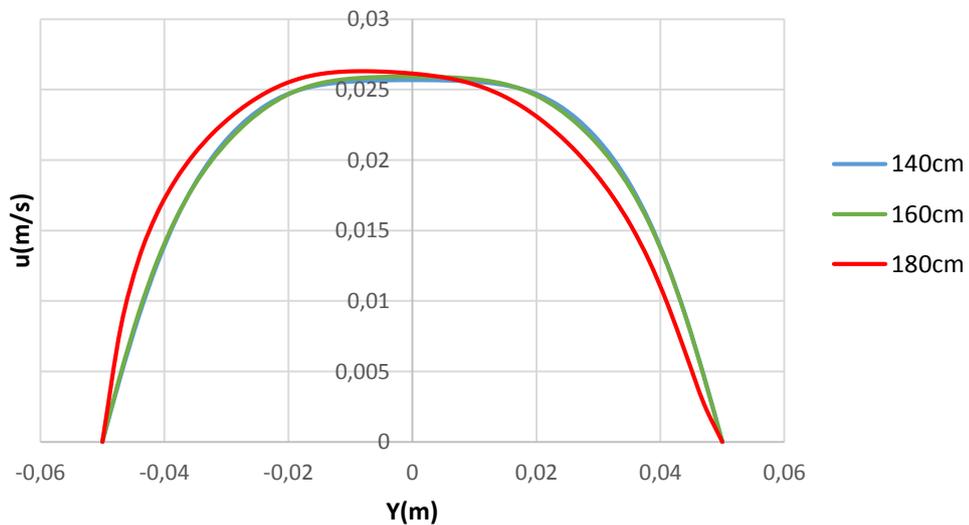


Figure (III-35) : Profils des vitesses pour un débit 120L/min pour une géométrie du coude 90° sans aubes

b) Cas du coude 45° avec aubes :

Les profils des vitesses dans la zone de la veine d'essais à 140 cm, 160 cm et à 180 cm du coude à 45° muni d'aubes, sont donnés par les figures suivantes :

- Profils des vitesses pour un débit de 10L/min (régime laminaire)

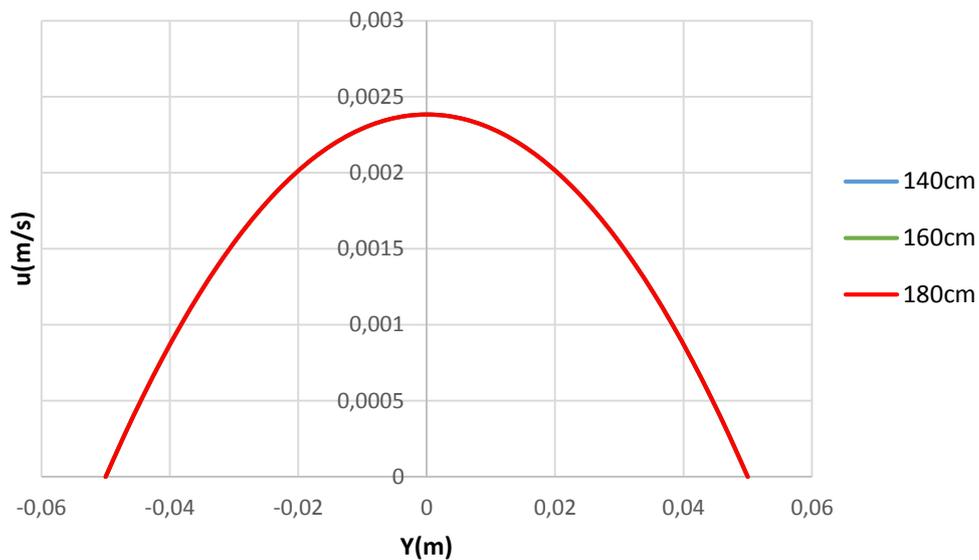


Figure (III-36) : Profils des vitesses pour un débit 10L/min, coude à 45° muni d'aubes

- Profils des vitesses pour un débit de 50L/min (régime turbulent)

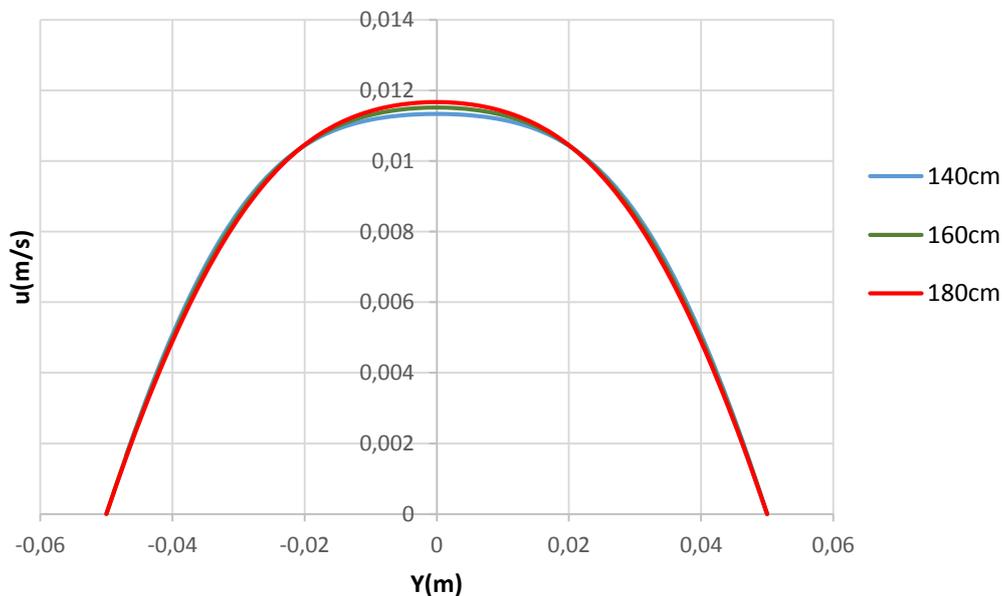


Figure (III-37) : Profils des vitesses pour un débit 50L/min, coude à 45° muni d'aubes

- Profils des vitesses pour un débit de 120L/min (régime turbulent)

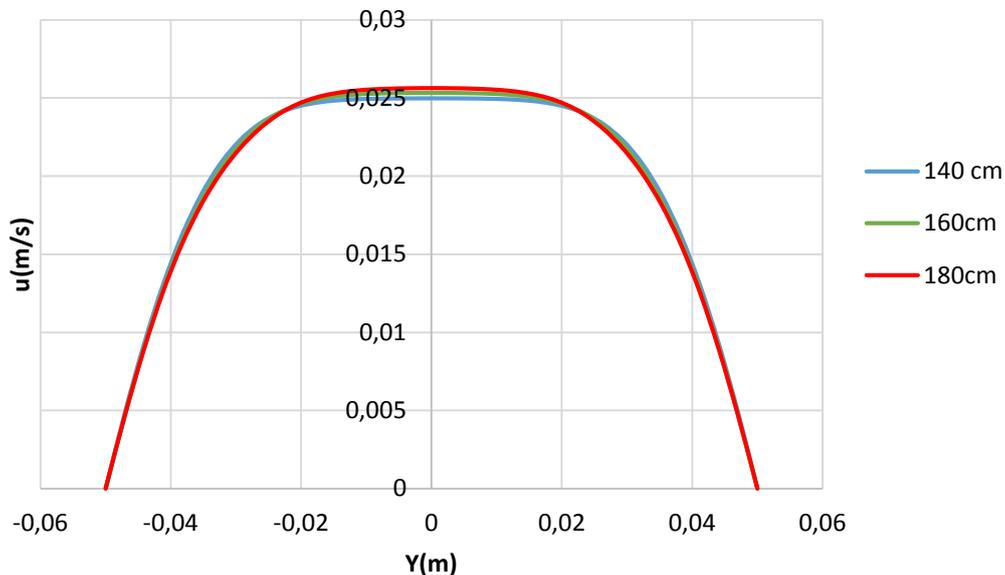


Figure (III-38) : Profils des vitesses pour un débit 120L/min, coude à 45° muni d'aubes

III.4.7 Interprétation

Pour le coude 90° sans aubes, on remarque bien que le profil des vitesses varie d'une façon très apparente en fonction des débits et des distances. Par contre, pour le coude 45° avec aubes, l'écoulement est bien établi, et la variation du profil des vitesses est presque nulle. D'où l'utilisation d'un coude 45° avec aubes est le plus intéressant.

III.5 Conclusion

Dans le cadre du présent chapitre, dans un premier temps, le banc d'essais, sur lequel porte essentiellement le travail de ce mémoire, a fait l'objet d'une étude de conception et de dimensionnement. La validation numérique de l'étude du dimensionnement, à travers la comparaison des évolutions du profil des vitesses au niveau de la veine d'essais, a été réalisée avec succès. Néanmoins, la validation du comportement réel de l'écoulement au niveau de la section expérimentale doit être faite, in-situ, sur le banc expérimental réalisé. La phase de réalisation de différentes composantes du banc d'essais hydrodynamique fait l'objet du prochain chapitre.

Chapitre IV

Réalisation du banc d'essais hydrodynamique

IV.1 Introduction

Le présent chapitre est une application de l'étude du dimensionnement réalisée dans le chapitre précédent. On commence, étape par étape, en choisissant les matériaux à utiliser pour chaque élément dans le cadre des moyens mis à notre disposition, tout en optimisant le temps et les coûts de la réalisation de l'ensemble des éléments de notre banc d'essais.

Un projet repose principalement sur trois composantes, avec lesquelles il faut jongler pour le mener à bien :

- Les ressources : humaines, financières, matérielles ou logicielles,
- Les coûts : en Dinars, mais aussi en temps,
- Les délais de réalisation.

Cette phase de réalisation requiert aussi un travail de planification et d'anticipation et un ensemble de compétences qui incluent entre autres, le soudage et la plomberie.

IV.2 Canal rectangulaire

La première phase de la réalisation a été le canal hydrodynamique. La longueur et la section de passage du canal sont respectivement, de 200 cm et de 10x10 cm². La géométrie finale est conçue par assemblage (Figure IV-1.c) d'un profilé d'une tôle d'acier inoxydable en forme de U (Figure IV-1.b) et d'une plaque de Plexiglas de 16x200 cm². La face en plexiglas est découpée manuellement à l'aide d'un cutteur à lames spéciales (Figure IV-1.a). Les parois internes du canal sont suffisamment lisses pour pallier les effets néfastes des rugosités de parois.

L'aspect ergonomique est aussi pris en considération dans le présent projet. En effet, le canal, une fois fixé sur place, est positionné à l'horizontale en toute sécurité à une hauteur d'environ 1.10 m du sol, permettant ainsi à l'expérimentateur en position assise de travailler en toute aisance.



Figure (IV-1) : Canal rectangulaire

IV.3 Coude et aubes directrices

Le coude est l'élément qui vient juste après le canal rectangulaire. Pour sa construction, nous avons choisi d'utiliser la même tôle utilisée auparavant pour le canal, en appliquant un pliage adéquat tracé, au préalable, avant le découpage sur une surface étalée (Figure. IV-2). Le découpage est effectué à l'aide d'une tronçonneuse à disque fin suivant la trajectoire des flèches illustrées sur l'image. Quant au pliage, il est réalisé sur une table à étau suivant les lignes pointillées.

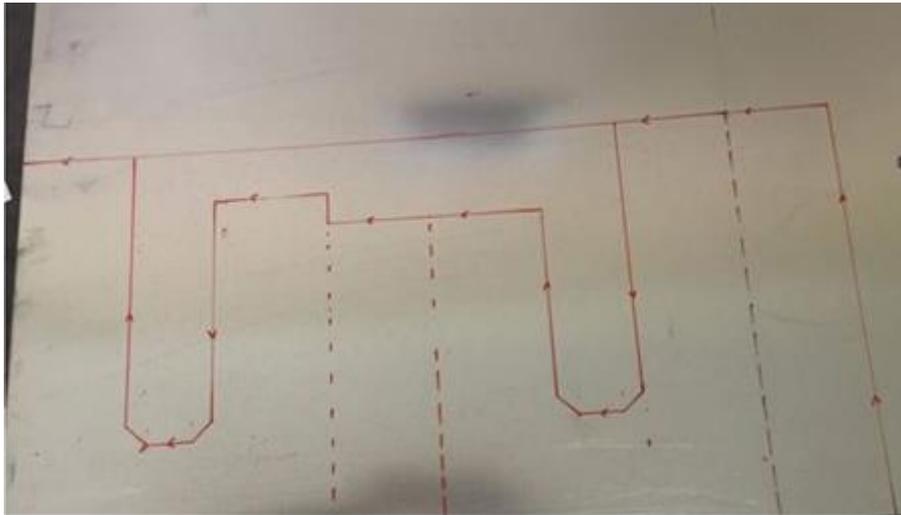


Figure (IV-2) : Tracé des coudes (45°) sur une tôle inoxydable

Le coude après pliage et découpage aura donc la forme finale comme illustrée sur les figures suivantes (Figure IV-3.a.b).



Figure (IV-3) : Le coude 45° après découpage et pliage

Sur la face opposée à l'écoulement du coude 45°, un hublot démontable construit en plexiglas est mis en place. Ce hublot donne sur les aubes concentriques ainsi que sur le petit convergent rectiligne. Hormis son aspect esthétique, il peut aussi être utile pour permettre l'accès à l'intérieur du coude pour y effectuer des travaux de maintenance (Fig. IV-4).



Figure (IV-4) : Hublot en plexiglas placé à l'extrémité du coude

On place aussi les aubes directrices à l'intérieur du coude (Fig. IV-5.a). Nous choisissons maintenant une tôle mince malléable afin d'avoir des aubes de faibles épaisseurs tout en respectant les rayons de courbure décrits au chapitre précédent. Pour permettre leur emplacement aux endroits exacts du coude, les aubes concentriques sont maintenues provisoirement entre elles à l'aide de tiges métalliques minces (Fig. IV-5.b). Les aubes sont par la suite collées définitivement au coude au moyen d'une colle hydrophobe pour aciers.

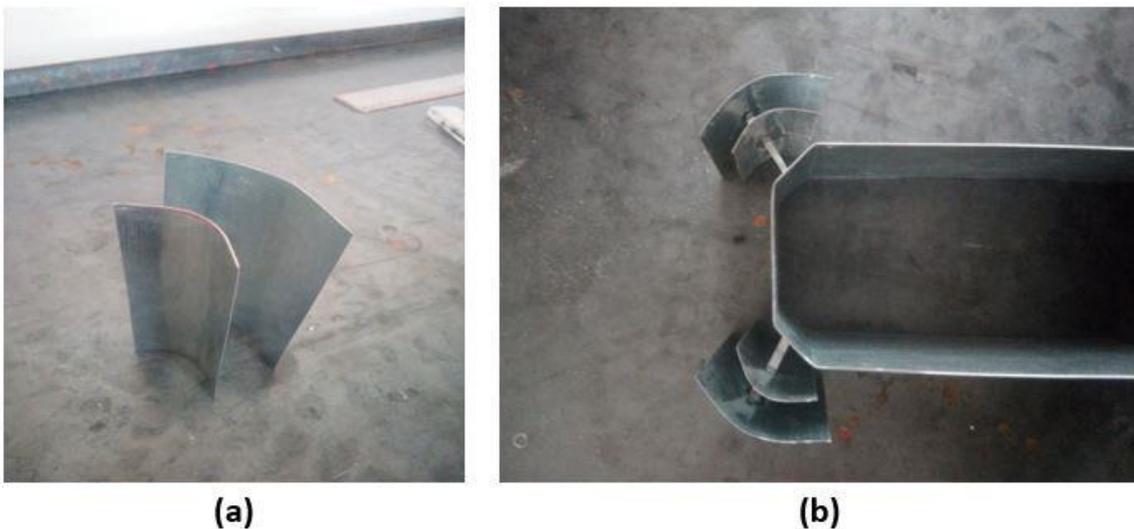


Figure (IV-5) : Emplacement des aubes directrices minces à l'intérieur du coude

IV.3.1 Soudage du canal avec le coude

Après avoir terminé la construction du canal rectangulaire et le coude muni des aubes directrices, nous passons à l'assemblage de ces deux éléments par le soudage. Les prises de pression sont par la suite soudées au canal ainsi qu'au coude, elles permettent d'évaluer les pertes de charge lors des essais (Figure. IV-6).



Figure (IV-6) : Soudage du canal avec le coude

IV.4 Petit convergent rectiligne

Le fluide qui sort du coude doit retourner vers la pompe centrifuge pour le faire circuler en circuit fermé, il est donc nécessaire de mettre un convergent à la sortie du coude évitant ainsi le rétrécissement brusque dans notre système hydrodynamique. On poursuit alors le même procédé que précédemment pour le pliage ainsi que pour le soudage (Fig. IV-7).



Figure (IV-7) : Découpage et pliage du petit convergent rectiligne

IV.5 Convergent curviligne

L'usinage du convergent curviligne nécessite un certain nombre d'étapes afin d'arriver à le fabriquer convenablement, tout en respectant les dimensions finales concernant l'allure du profil. La longueur de l'allure médiane (en bleu sur la figure IV-8) est évaluée à l'aide de l'équation (III-17). Quant aux extrémités du convergent (en rouge), elles sont esquissées à partir de l'allure du convergent profilé tracé sur SolidWorks™. Le profil est imprimé par la suite sur un plan A0 sur échelle (1:1), les contours sont tracés par la suite sur une tôle inoxydable de 1mm d'épaisseur (Fig. 4-9.a). Un gabarit en fer plat servant de guide au moment du soudage du convergent est aussi réalisé (Fig. IV-9.b).

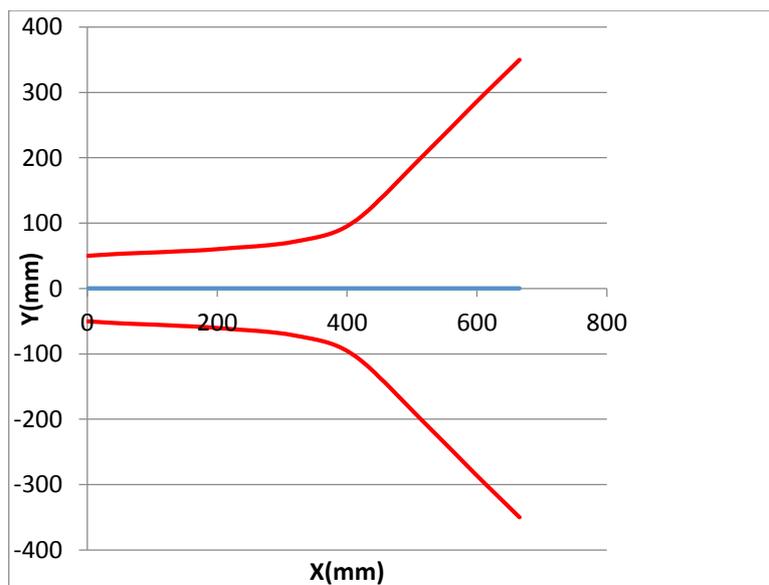


Figure (IV-8) : Allure d'une face étalée sur un plan du convergent curviligne

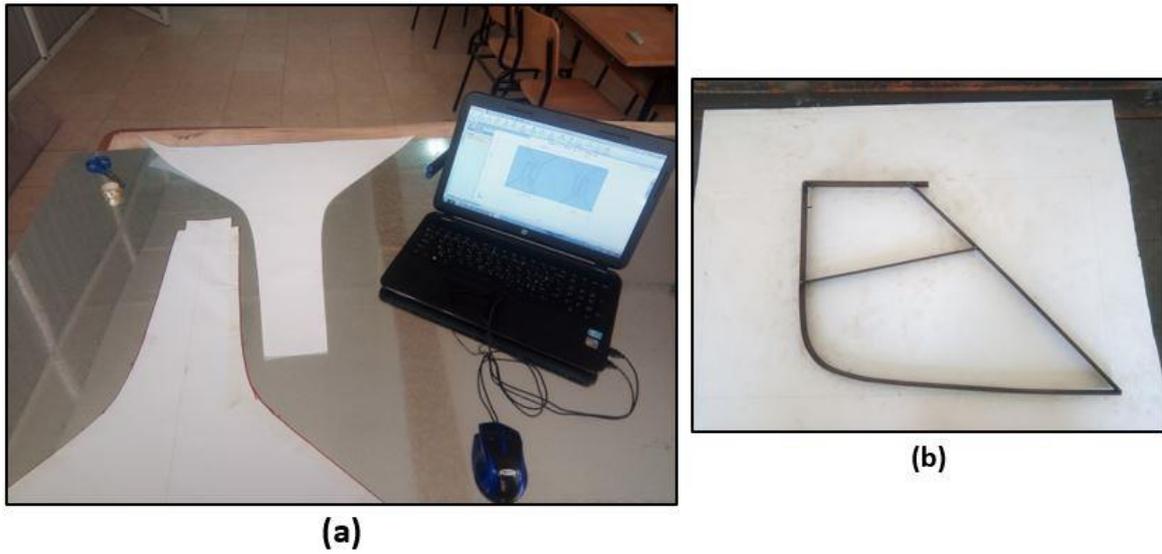


Figure (IV-9) : Découpage du convergent curviligne

Les quatre faces du convergent sont soudées entre elles, le bac de stockage d'une contenance de 200 litres est par la suite soudé au convergent (Fig. IV-10).



Figure (IV-10) : Le réservoir de charge contenant le convergent curviligne

IV.6 Etanchéité du canal

L'étanchéité du canal est assurée par un joint en plastique soutenu par colle en Silicone transparente. L'ensemble (Canal en U + Plaque de Plexiglas) est maintenu à l'aide d'une série de boulons-écrous (Boulon à tête fraisée avec ergot + écrou hexagonal).



Figure (IV-11) : Etanchéité du canal au niveau de la face en plexiglas

IV.7 Finalisation du banc d'essais hydrodynamique

On aboutit maintenant à la finalisation du banc expérimental en le fixant sur un plan de travail horizontal (Figure IV-12). La sortie du petit convergent rectiligne est directement reliée à l'entrée de la pompe centrifuge à l'aide d'une conduite en PVC. La sortie du refoulement de la pompe est quant à elle connectée au bac de charge.



Figure (IV-12) : Réalisation du banc d'essais hydrodynamique

IV.8 Outils annexes

IV.8.1 Manomètre électronique PCE-910

Le manomètre digital PCE-910 (Figure IV-13) a été conçu pour être utilisé dans des conditions adverses. Ce manomètre professionnel est parfait pour mesurer des installations hydrauliques ou pneumatiques et il est livré calibré d'usine. L'instrument de haute pression à contrôle par microprocesseur garantit la plus haute précision et fiabilité.

Les caractéristiques du manomètre digital sont données comme suit :

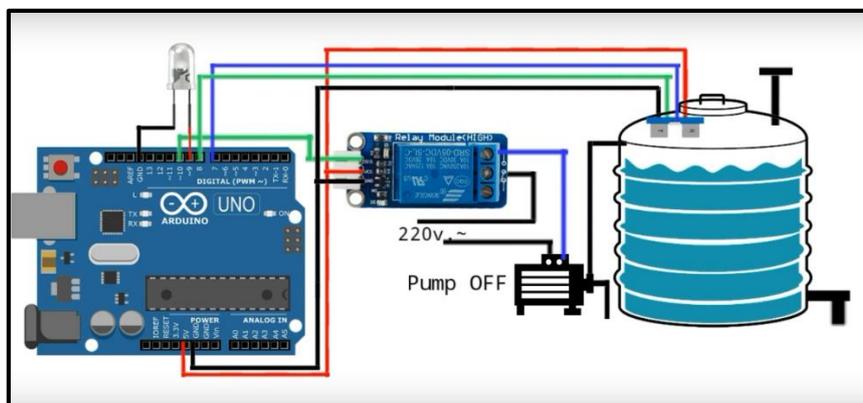
- Plage de mesure : ± 2000 mbar,
- Résolution : 1 mbar,
- Logiciel pour les PCE-P, pour le transfert, l'évaluation et le stockage des données,
- Pression différentielle.



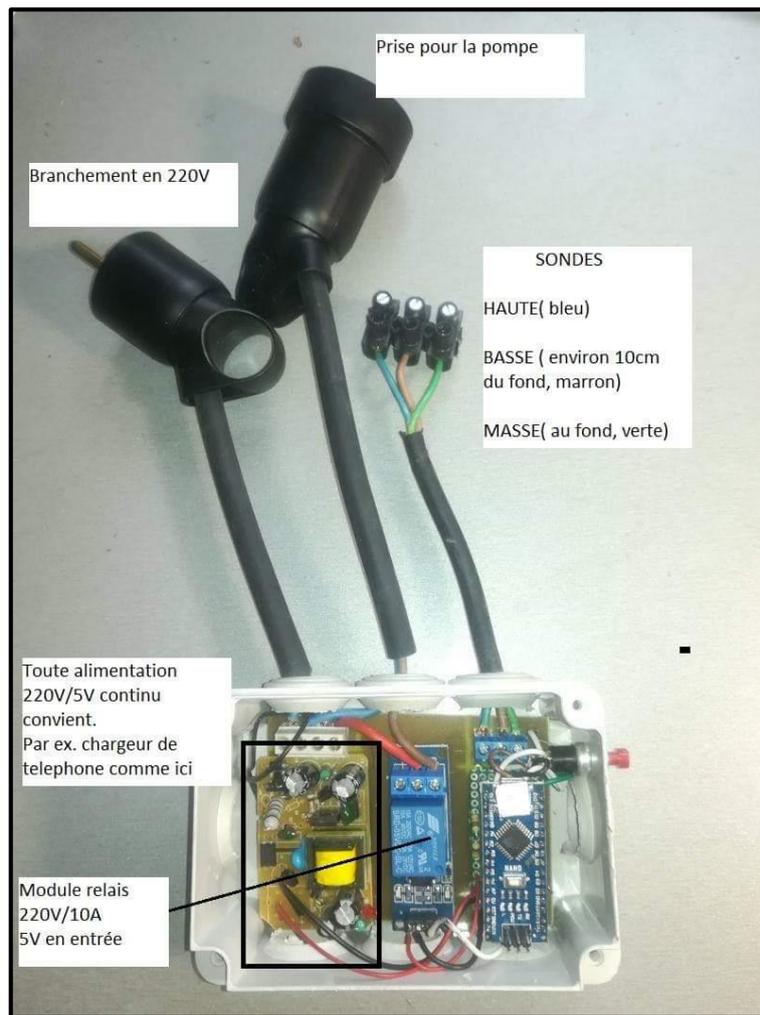
Figure (IV-13) : Manomètre digital à pression différentielle

IV.8.2 Commande pour le contrôle de la vitesse de rotation de la pompe

Pour faire varier le débit délivré par la pompe centrifuge, on admet un circuit électronique utilisant une carte Arduino™ reliée à la pompe centrifuge par un relai. En faisant varier la tension délivrée à la pompe cela fait varier la vitesse de rotation du moteur. Un capteur de niveau est positionné à l'intérieur du réservoir cylindrique gradué permet d'évaluer avec exactitude le temps de remplissage d'un volume donné, à partir de ces valeurs et en répétant l'opération pour divers débits ; une courbe d'étalonnage $V=f(Q_v)$ peut facilement être tracée.



a)



b)

Figure (IV-13) : Circuit de commande de la pompe centrifuge. a) Contrôle du temps de remplissage, b) Contrôle de la vitesse de rotation de la pompe.

IV.9 Conclusion

Ce chapitre représente une récapitulation de tout le travail élaboré pendant ce projet de conception, de réalisation et du dimensionnement. En effet, nous avons décrit les détails techniques ainsi que les étapes de réalisation des différents compartiments constituant le banc d'essais. Nous avons ensuite passé à la présentation de l'assemblage final du banc hydrodynamique et enfin nous avons clôturé ce chapitre par la présentation d'un bref aperçu d'interfaces électroniques permettant le contrôle et la mesure du débit d'eau délivré par la pompe.

Conclusion générale et perspectives

Le présent travail concerne la conception, le dimensionnement ainsi que la réalisation d'un banc hydrodynamique qui se présente sous forme d'un canal fonctionnant en circuit fermé. Le dimensionnement s'est basé sur le calcul des pertes de charges en tenant aussi compte des décollements susceptibles de se produire au niveau des parois du canal.

A l'issue de l'étude de dimensionnement, les caractéristiques des principaux composants du banc d'essais sont résumées dans ce qui suit.

- Le canal est d'une longueur de 200 cm et d'une section de passage de $10 \times 10 \text{ cm}^2$. Ces dimensions sont retenues en tenant compte, à la fois, des contraintes d'encombrement mais aussi des longueurs d'établissements d'écoulements évaluées pour les différents débits d'eau,
- Le convergent d'une longueur de 43 cm à parois curvilignes est considéré comme étant le second élément essentiel du banc d'essais après le canal. L'intérêt d'utilisation de ce type de convergent réside dans le fait que le rétrécissement de l'aire de la section transversale à l'écoulement se produit plus lentement au début qu'à la fin, de sorte que le changement de gradient de pression est plus continu. Ainsi, la cause principale de décollement du courant et, par conséquent, la source principale de pertes de charges sont considérablement diminuées. De ce point de vue, le meilleur convergent est celui dans lequel le gradient de pression reste constant ($dp/dx=cst$) le long du canal.
- L'écoulement à la sortie du canal débouche sur une succession de coudes (coude en Π). L'écoulement dans un coude simple de 90° provoque l'apparition des phénomènes de divergence qui conduisent au décollement du fluide des deux parois (inférieure et supérieure). Ce décollement influe sur la topologie de l'écoulement à l'aval comme à l'amont du coude (veine d'essais). Un contrôle passif est alors appliqué à l'écoulement au niveau du coude en pratiquant un chanfrein de 45° au niveau de l'arête inférieure et en y installant une succession d'aubes concentriques, dont l'espacement, le nombre et la forme ont été évalués avec exactitude.

Une étude comparative des deux géométries du coude (simple / avec chanfrein et aubes) a été entreprise à travers une approche numérique 2D. Les résultats ont permis de confirmer nos attentes à travers la superposition des évolutions de profil de vitesse.

La partie pratique de cette étude est consacrée à la réalisation du banc d'essais expérimental, qui consiste en la fabrication puis en l'assemblage de ses différents éléments.

Ce projet nous a permis de nous familiariser à l'utilisation du logiciel de dessin par ordinateur (SolidWorks™). Ainsi, ce fut là l'occasion pour nous de nous confronter à la conception de pièces très compliquées. Nous avons aussi pu découvrir comment mettre en pratique les connaissances, notamment en mécanique des fluides acquises durant notre cursus.

L'étude doit se poursuivre avec la mise en marche du banc d'essais ainsi que la validation expérimentale à travers la mesure des champs de vitesse au niveau de la veine d'essais. Dans la perspective d'une application hydrodynamique, il est indispensable de développer un système asservi qui régule en permanence la température d'eau à l'aide d'un échangeur de chaleur immergé.

Bibliographie

- [1] IDELCIK, Isaak Evseevič. Memento des pertes de charge : coefficients de pertes de charge singulières et de pertes de charge par frottement. Edition Eyrolles. 1969.
- [2] Ben HAMOUDA, Riadh. Notions de mécanique des fluides : cours et exercices corrigés. UVT, 2009.
- [3] VAZQUEZ. José. Hydraulique générale. Laboratoire Systèmes Hydrauliques Urbains, ENGEES.
- [4] GILES, Ranald V. Mécanique des fluides et hydraulique : cours et problèmes, 475 problèmes résolus. McGraw-Hill, 1978.
- [5] BOUTIER, Alain. Vélocimétrie laser pour la mécanique des fluides. Hermes Science-Lavoisier, 2012.
- [6] DAMOU. Merzak. Mécanique des fluides. OPU, Université de Blida, 2014.
- [7] AMIROUDINE, Sakir et BATTAGLIA, Jean-Luc. Mécanique des fluides : Cours, 70 exercices corrigés. 3e éd. Dunod, 2017.
- [8] BOUTOUDJ, M.S. Réduction de frottements hydrodynamique par des inhibiteurs de corrosion. Thèse de doctorat. Université Mouloud MAMMERRI- Tizi-Ouzou, 2005.
- [9] PADET, Jacques P. Fluides en écoulement : méthodes et modèles. Paris : Masson, 1991.
- [10] TONGPUN, Pimpun, BUMRUNGTHAICHAICHAN, Eakarach, et WATTANANUSORN, Santi. Investigation of entrance length in circular and noncircular conduits by computational fluid dynamics simulation. Songklanakarin Journal of Science and Technology, 2014, vol. 36, no 4, p. 471-475.
- [11] DEAN, Roger Bruce. Reynolds number dependence of skin friction and other bulk flow variables in two-dimensional rectangular duct flow. 1978.
- [12] BAUDUIN, Hadrien. Contribution expérimentale à l'étude d'écoulements internes avec swirl. Thèse de doctorat. Université de Valenciennes et du Hainaut Cambrésis. 2014