

N° Ordre...../DGM/FT/UMBB/2022

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
CIENTIFIQUE
UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA BOUMERDES



Faculté de Technologie
Département de Génie Mécanique

Mémoire de Fin d'Études

En vue de l'obtention du diplôme de MASTER en :

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

THEME

**Dimensionnement des pompes et installation
hydraulique**

Présenté par :

TAOURIRT Aimen

TIGRINE Mohamed rafik

Promoteur :

M^r MANSOURI.K

Promotion 2021-2022

Remerciements

En premier lieu, nous remercions le bon dieu de m'avoir accordé courage et patience pour mener à terme ce travail.

Nous tenons également à exprimer nos plus vifs remerciements et notre gratitude à notre promoteur : Mr Mansouri.K pour ses orientations et ses conseils le long de l'élaboration de ce projet.

Nous tenons aussi à remercier mr belaiz.J et tout l'équipe de la société SNVI.

Nous remercions aussi destinés aussi aux membres du jury de nous avoir fait l'honneur d'examiner notre travail.

Nous remercions très chaleureusement tous ces les personnes ayant contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.



Dédicace

Je dédie ce modeste travail en signe de respect et de reconnaissance en témoignage de ma profonde affection à:

- Ma chère mère qui m'a protégé pendant toute ma vie, et qui a fait tout pour que je devienne ce que je suis.*
- Mon père qui m'a tant aidé et encourager.*
- Tous mes frères et sœurs.*
- Toute la famille*
- Tous mes amis*
- Toute personne qui a contribué de près ou de loin à ma réussite.*



Liste des tableaux :

Chapitre II

Tableau II.1 : Avantages et inconvénients des turbopompes.

Tableau II.2: Avantages et inconvénients des différentes pompes.

Tableau II.3 : Les avantages et les inconvénients des pompes à piston.

Tableau II.4 : Avantages et inconvénient des pompes immergées

Chapitre III

Tableau III.1 : Régime d'écoulement turbulent.

Chapitre VI

Tableau VI.1 : Les frais d'investissement de chaque conduite.

Tableau VI.2 : Les pertes de charges régulières d'aspiration.

Tableau VI.3 : Les pertes de charges d'aspiration singulière.

Tableau VI.4 : Les pertes de charges total d'aspiration.

Tableau VI.5 : Les pertes de charges régulières de refoulement.

Tableau VI.6 : Les pertes de charges singulières de refoulement.

Tableau VI.7 : Les pertes de charges total de refoulement.

Tableau VI.8 : Les pertes de charges total de la conduite.

Tableau VI.9 : La hauteur manométrique total de chaque diamètre.

Tableau VI.10 : La puissance de la pompe.

Tableau VI.11 : La puissance électrique de chaque pompe.

Tableau VI.12 : Les frais annuel d'exploitation.

Tableau VI.13 : Les frais total de chaque diamètre.

Listes des figures :

Chapitre I

Figure I.1 : Localisation SNVI Rouiba.

Chapitre II

Figure II.1: Transformation de l'énergie mécanique en énergie hydraulique.

Figure II.2: Symbole de la pompe hydraulique.

Figure II.3: Roues mobiles de machines centrifuges, hélico centrifuge et axiale.

Figure II.4: Fonctionnement de quelques pompes volumétriques rotatives.

Figure II.5: Pompes à palettes libres.

Figure II.6: Pompes à palettes flexibles.

Figure II.7: Pompes à engrenages extérieurs

Figure II.8: Pompes péristaltiques.

Figure II.9 : Pompe à piston à double effet.

Figure II.10: une pompe immergée.

Chapitre III

Figure III.1 : Différents régimes d'un écoulement.

Figure III.2 : Régime d'écoulement.

Figure III.3 : Théorème de Bernoulli dynamique de fluide.

Figure III.4: La rugosité relative dans une conduite.

Figure III.5 : Diagramme de Moody.

Figure III.6 : La perte de charge singulière.

Figure III.7 : Quelques valeurs du coefficient de perte de charge singulière ζ .

Chapitre VI

Figure VI.1 : Schéma installation hydraulique

Figure VI.2 : Les diamètres disponibles.

Figure VI.3 : La loi du coefficient de perte de charge singulière du coude.

Figure VI.4 : Quelques valeurs du coefficient de perte de charge singulière ζ .

Figure VI.5 : Diagramme perte de charge régulière en fonction de diamètres.

Figure VI.6 : Diagramme puissance de la pompe en fonction de diamètres .

Figure VI.7 : Caractéristiques électrique d'un panneau PV (LONGI SOLAR model LE6-72PH 360M).

Liste des indices

ρ : Masse volumique [ρ]... [$\frac{kg}{m^3}$]

V : Vitesse [v] [$\frac{m}{s}$]

D : Diamètre [m]

F inst : Coût d'installation de la station de pompage.... [**DA**]

F exp : Frais d'exploitation de la Conduite.... [**DA**]

g : Accélération de la pesanteur..... [$\frac{m}{s^2}$]

Hg : Hauteur géométrique de refoulement..... [**m**] .

Hmt : Hauteur totale d'élévation..... [**m**] .

i : Taux d'annuité %

K1 : Coût en DA/ml d'un mètre linéaire de la conduite en tenant compte des frais de pose.... [**DA/m**]

K2 : Coût d'un KWh d'énergie électrique.... [**DA/Kw**].

L : Longueur de la conduite..... [**m**]

N : Nombre d'années d'amortissement

p : Puissance réelle de fonctionnement en [**W**]

Q : Débit volume refoulé..... [$\frac{m^3}{s}$]

t : Temps de fonctionnement..... [**h**] .

Vo : Vitesse de l'écoulement..... [$\frac{m}{s}$]

γ : Viscosité Cinématique..... [$\frac{m^2}{s}$]

ζ : Rugosité absolue de la canalisation..... [**m**]

η : Rendement de pompage %

Résumé

Cette étude consiste à dimensionner une pompe d'alimentation et l'installation hydraulique avec une meilleure performance et minimiser le coût pour l'alimentation d'eau. Pour cela, le circuit l'eau potable doit être dimensionné connu, selon le système d'approvisionnement approprié; Dans notre cas précis , nous utilisons différentes pompes et des conduites de distribution à partir d'un réservoir souterrain jusqu'aux points d'utilisation

Pour assurer la fiabilité de la conduite, nous choisissons avec soin la pompe adéquate. Dans la première partie de notre étude, nous allons choisir le diamètre qui permettra de transférer le débit de besoin ; et la deuxième consiste en une étude comparative des résultats et le choix économique de diamètre des conduites et la consommation théorique de la pompe.

ملخص

تتكون هذه الدراسة من تحديد حجم مضخة التغذية والتركييب الهيدروليكي بأداء أفضل وتقليل تكلفة إمدادات المياه. لهذا ، يجب تحديد أبعاد دائرة مياه الشرب ، وفقاً لنظام الإمداد المناسب ؛ في حالتنا الخاصة ، نستخدم مضخات وخطوط توزيع مختلفة من خزان تحت الأرض إلى نقاط الاستخدام. لضمان موثوقية الخط ، نختار بعناية المضخة المناسبة.

في الجزء الأول من دراستنا، سنختار القطر الذي سيسمح بنقل معدل التدفق المطلوب ؛ والثاني عبارة عن دراسة مقارنة للنتائج . والاختيار الاقتصادي لقطر الأنبوب والاستهلاك النظري للمضخة.

Abstract

This study consists of sizing a feed pump and the hydraulic installation with better performance and minimizing the cost for the water supply. For this, the drinking water circuit must be dimensioned known, according to the appropriate supply system; In our specific case, we use different pumps and distribution lines from an underground reservoir to the points of use.

To ensure the reliability of the line, we carefully choose the right pump. In the first part of our study, we will choose the diameter that will allow the required flow rate to be transferred; and the second consists of a comparative study of the results and the economic choice of pipe diameter and the theoretical consumption of the pump.

Mot clé :

- bresse
- Dimensionnement
- Pompe
- Installation Hydraulique

SOMMAIRE

Remerciement.....	II
Dédicace.....	III
Liste des tableaux.....	IV
Liste des figures.....	V
Liste des indices.....	VI
SOMMAIRE.....	VII
Introduction générale.....	VII

Chapitre I : Présentation de la société SNVI

I.1. Présentation de la société SNVI (SONACOM)	1
I.2. Historique de la société SNVI	3
I.3. Organisation de la société SNVI	4
I.4. Les réalisations de la société SNVI	5
I.5. Production VIR	7

Chapitre II : Généralité sur les pompes

II.1. Introduction.....	8
II.2. Pompe hydraulique.....	8
II.3. Types des pompes	9
II.3.1. Les turbopompes.....	9
II.3.1.1. Principe de fonctionnement d'une turbopompe.....	10
II.3.1.2. Avantages et inconvénients des turbopompes.....	11
II.3.2. Les pompes volumétriques et principe de fonctionnement	11
II.3.2.1. Pompes volumétriques rotatives.....	12
II.3.2.2. Avantages et inconvénients des pompes volumétriques.....	15

II.4. Conclusion.....	20
-----------------------	----

Chapitre III : Les écoulements et perte de charge

III.1. Introduction.....	21
III.2. Rappel bibliographique.....	21
III.2.1. Écoulement laminaire et écoulement turbulent.....	21
III.2.2. Théorème de Bernoulli.....	23
III.3. Les Pertes de charge.....	24
III.3.1. Un peu de théories.....	25
III.3.2. Notion sur les pertes de charge.....	25
III.3.3. Les types de perte de charge.....	26
III.3.3.1 Perte charge réparties (régulières).....	26
III.3.3.2. Pertes de charge Locales (singuliers).....	30
III.4. Détermination du choix économique de la conduite.....	32
III.5. Détermination du coût total annuel d'installation.....	34
III.5.1. Frais d'investissement de la Conduite.....	34
III.5.2. Frais d'exploitation (Fonctionnement).....	34
III.5.3. Calcul de la hauteur manométrique (Hmt).....	35
III.6. Conclusion.....	35

Chapitre VI : Choix économique et dimensionnement de la pompe

VI.1 Introduction.....	36
VI.2 Le besoin d'eau.....	37
VI.3 Le diamètre économique.....	37
VI.4. Le coût des conduites de différent diamètre.....	38

VI.5. Le frais d'exploitation des conduit pour chaque diamètre.....	38
VI.5.1. Calcule des perte de charge.....	38
VI.5.2. Calcule de la hauteur manométrique totale (Hmt).....	42
VI.5.3 Calcule de la puissance électrique.....	43
VI.6. Le coût total.....	44
VI.7. Le choix économique.....	45
VI.8. Solution proposée pour diminuer les frais d'exploitation.....	46
Conclusion générale.....	48

Introduction générale :

Les pompes sont des appareils permettant un transfert d'énergie entre le fluide et un dispositif mécanique convenable.

Suivant les conditions d'utilisation, ces machines communiquent au fluide soit principalement de l'énergie potentielle par accroissement de la pression en aval, soit de l'énergie cinétique par la mise en mouvement du fluide.

L'énergie requise pour faire fonctionner ces machines dépend donc de nombreux facteurs rencontrés dans l'étude des écoulements :

- Les propriétés du fluide : masse volumique, viscosité, compressibilité.
- Les caractéristiques de l'installation : longueur, diamètre, rugosité, singularités.
- Les caractéristiques de l'écoulement : vitesse, débit, hauteur d'élévation, pression.

Notre étude consiste à renouveler le circuit de pompage d'eau potable, dans la société nationale des véhicules industriels Rouïba (**SNVI** filière **VIR** et **FMR**), où il y a une ancienne installation sujette à rénovation.

Notre projet concerne une société comprenant 2000 travailleurs, ce qui nécessite la réalisation de 160 points d'utilisation, et pour cela nous allons déterminer le débit d'écoulement et utiliser la formule de Bresse qui permet de choisir le diamètre des canalisations, une étude économique du réseau de distribution pour ce projet d'une durée vie de 10 ans.

Ce travail a pour objet d'étudier le dimensionnement d'une installation hydraulique. Le manuscrit est subdivisé en quatre chapitres.

Le premier chapitre présente la société qui est l'objet de notre étude ; donc nous avons choisi notre lieu de stage PFE (la société nationale **SNVI**).

Le deuxième chapitre présente des généralités sur les pompes, types de pompes, domaine d'utilisation leur avantages et inconvénient.

Le troisième chapitre présente les caractéristiques détaillées et toutes les formules et les théorèmes de calculs de diamètre économique et perte de charge, la puissance consomméeetc.

Le quatrième chapitre contient deux parties : l'une consiste le dimensionnement et le choix économique des conduites et l'autre le dimensionnement des pompes que nous allons choisir.

- Enfin nous terminons par une conclusion.

Chapitre I

Présentation de la société SNVI

I.1. Présentation de la société SNVI (SONACOM) :

La Société Nationale des Véhicules Industriels, ex **SONACOME** pour Société Nationale des Constructions Mécaniques, est une Entreprise Publique Economique constituée en société par actions depuis **mai 1995**, produit et commercialise des véhicules industriels.

L'Entreprise a pour vocation, la conception, la fabrication, la commercialisation et le soutien après-vente d'une importante gamme de produits.

Au capital social de **2.200.000.000 DA**, détenu en totalité par l'État algérien (**100 %** des actionnaires), **la SNVI** construit des camions et camions - tracteurs, autocars, des autobus, des équipements de carrosserie industriels et des équipements ferroviaires.

La société **S.N.V.I** donne référence à la Société Nationale des Véhicules Industriels, j'ai choisi d'y faire mon stage en **PFE** vu que c'est penché du côté mécanique.

Elle est décomposée en trois parties indépendantes qui se partagent la même entité et qui sont : La Fonderie pour fabrication des pièces, La Carrosserie pour montage des accessoires et suppléments, et la plus importante **V.I.R.** Dont les bâtiments de mécanique de montage camion et autobus, le bâtiment pour emboutissage et le bâtiment forge, ainsi que l'administration et un bon nombre d'ateliers.



Chapitre I :Présentation de la société SNVI



Figure I.1 : Localisation SNVI Rouiba.

Son siège social est situé à : **Z.1 Rouïba, Route nationale n° 5 - BP 153 - Wilaya d'Alger**. Elle dispose d'une usine de fabrication de véhicules « poids lourds » à **Rouïba** (30 Km à l'est d'Alger), d'une usine de production de toutes carrosseries tractées à Tiaret, en plus de succursales implantée à Hussein Dey au centre de la capitale et Sidi Moussa (à l'ouest d'Alger), Constantine; Oran ; Ouargla ; Tizi-Ouzou ; Tlemcen ; Bechar ; Annaba ; Sétif.

I.2. Historique de la société SNVI:

- **De 1957 à 1966** : Implantation de la société française Berliet sur le territoire algérien par la construction en **juin 1957** d'une usine de montage de véhicules "poids lourds" à **30 km** à l'est d'Alger, celle de Rouïba.
- **De 1960 à 1980** : En **1967**, fut créée **la SO.NA.CO.ME**. Le schéma d'organisation adopté pour cette société nationale regroupant en son sein dix (**10**) entreprises autonomes.
Elle participe au rallye Paris - Dakar de **1980**, catégorie camions.
Pour sa participation unique avec ses **3** camions et elle remporte la première, deuxième et quatrième place au classement.
- **De 1981 à 1994** : La **S.N.V.I** devient une entreprise publique socialiste (**EPS**).

Chapitre I :Présentation de la société SNVI

L'Entreprise Nationale de Véhicules Industriels est née à l'issue de la restructuration de la **SONACOME** et le décret de sa création lui consacre un statut d'entreprise socialiste à caractère économique régit par les principes directif a la gestion socialiste des entreprise **GSE**.

- **De 1995a 2011** : Le mois de **Mai 1995**, la **S.N.V.I** a changé de statut juridique pour devenir une Entreprise Publique Économique régie par le droit commun : la **S.N.V.I** est alors érigée en Société Par Actions (**SPA**), au capital sociale de **2, 2** milliard au de Dinars.

La **S.N.V.I** devient un groupe industriel.

- **De 2011 à 2015** : Le mois d'Octobre 2011, la **S.N.V.I** a changé de statut juridique pour devenir un Groupe Industriel composé d'une Société Mère et de quatre filiales (**Fonderie Rouïba - Véhicules Industriels Rouïba, carrosserie industriels Rouïba**).
- **Depuis Février 2015 à ce jour** : Suite à la réorganisation du Secteur Public Marchand de l'État en date du **23 Février 2015**, l'**EPE FERROVIAL** et toutes ses participations ont été rattachées au Groupe **SNVI** comme 5ème Filiale.

Le Groupe **SNVI** est constitué ainsi de cinq (**05**) Filiales de production.

I.3. Organisation de la société SNVI:

L'Entreprise Nationale des Véhicules Industriels est organisé par un groupe constitue de :

1. Une Société mer composée de :

- Directions Centrales.
- Direction Centrale Commerciale et son réseau.
- Division Rénovation Véhicules Industriels - DRVI.

Les missions principales de la société Mère **SNVI** se sont concentrées essentiellement vers :

a) L'exercice de contrôle des filiales et la gestion de portefeuille de participations dans les **JV** suivantes :

- ✓ **ZF Algérie** : (SNVI 20 % / 80 % ZF Allemagne)

Chapitre I :Présentation de la société SNVI

- ✓ **SAPPL - MB** : Société Algérienne pour la Production de Poids Lourds de marque Mercedes - Benz à Rouïba avec DAIMLER (partenaire technologique), (SNVI 34% / EPIC EDIV (MDN) 17% / AABAR 49%).
- ✓ **SAFAV - MB** : Société Algérienne pour la Fabrication de Véhicules de Marque Mercedes Benz à Tiaret avec DAIMLER (partenaire technologique), (SNVI 17% / EPIC EDIV (MDN) 34% / AABAR 49%).
- ✓ **RAP** : Renault Algérie Production, (SNVI 34% / Fonds National d'Investissement 17% / Renault 49%).
- ✓ **CITAL** (Société d'assemblage et de maintenance de rames de tramway) :
(FERROVIAL 41 % / EMA 10 % / ALSTOM France 43 % / ALSTOM Algérie 6 %)

b) L'élaboration et la mise en œuvre de la politique financière.

c) La définition de la politique de rémunération et du développement de la Ressource Humaine du Groupe.

d) Continuer également à assurer le business actuel en rapport avec :

- La commercialisation des véhicules industriels neufs .
- La rénovation des véhicules industriels à Sidi Moussa.
- Les activités du Transport, Dédouanement et Transit.
- La formation spécialisée avec son centre déployé sur le site de Rouïba.

2. Une Filiale Fonderies de Rouïba (**FOR**) produit pour les structures de la **SNVI**, pour la sous-traitance et pour différents clients , des pièces bruts , en fonte lamellaire et fonte sphéroïdale ainsi que des pièces en aluminium.

3. Une filiale véhicules industriels de Rouïba **VIR** produisant des camions de **6.6** à **26** tonnes de poids total en charge , des tracteurs routiers , des autocars et des autobus en mettant en œuvre diverses et technologies telles : l'emboutissage , le taillage d'engrenages, la rectification , le forgeage et les traitements thermiques ...

4. une filiale carrosseries industriels de Rouïba (**CIR**) produisant des équipement tracte et porte ainsi que des caisses pour chasse mécanisée pour minibus et minicar.

5. Une Filiale Carrosseries Industrielles de Tiaret (**CIT**) spécialisée dans la conception et la fabrication de carrosseries industrielles portées et tractés dans les gammes

Chapitre I :Présentation de la société SNVI

suivantes : Plateaux , Bennes , Citernes à eau ,citerne hydrocarbure, cocottes a ciments , porte engins , Fourgons frigorifiques /standards normes et véhicules spéciaux .

6. une filiale Constructions de Matériels et Équipements Ferroviaires (**FERROVIAL**) à Annaba L'Entreprise Publique Économique de Constructions de Matériels et Équipements Ferroviaires a été créée en **1983** à la suite de la restructuration de la Société mère **SN.METAL** : Elle a été transformée en société par actions en **1989** au capital social de **2.254.100.000 DA**.

I.4. Les réalisations de la société SNVI :

L'entreprise Nationale des Véhicules Industriels, a pour vocation la conception, la fabrication, la commercialisation et le soutien après-vente d'une gamme de produits composée de :

✚ **Gamme camion** : L'offre la plus complète du marché, du porteur au tracteur routier et tout-terrain. Véhicules caractérisés par des moteurs plus puissants, à faible consommation de carburant et d'une technologie fiable.

On peut en citer :

- ✓ **Porteurs** : K66 (Plateau , ...) , K120 (Benne tisseuse , ...) , C260 (Malaxeur , ...) , 8260 (Frigo , ...) , B400 (Benne , ..) .
- ✓ **Tracteurs routiers** : TB400 (Plateau céréaliier, ...), TC260 (Tracteur routier, ...).
- ✓ **Tous terrains** : M120 (Transport de personnes, ...) , M230 (Double cabine , ...) .
- ✓ **Militaire** : M120 (Transport de troupes , Lutte contre incendie , ...) , M230 (Lance-missiles, M260 (Plateau long , ...),K66 (Nacelle , ...) , K120 (CCI , ... , C260 (6x4 BER) , B260 (VAM , ...) , B400 (benne entrepreneur , ...) , Minibus 38 L6 .

✚ **Gamme Cars et Bus** : Les Autocars et Autobus **SNVI** sont destinés au transport de ligne, scolaire ou à une utilisation périurbaine, ils sont des véhicules compacts, performants et rentables, l'entreprise produit des autocars et des autobus depuis plus de **25 ans** ; cette maîtrise de la production a amené l'entreprise à développer dans les années **80** une gamme de produits dérivés que sont les minicars et minibus, toujours selon le même concept.

Chapitre I :Présentation de la société SNVI

On peut en citer :

- Autocar Interurbain Safir
- Autocar Numidia et Fennec
- Minicar Atakor
- 25 L4 : Double commandes de conduite
- Autobus 100 L6 El - madina et 100 L6 amélioré
- 100 V8F Télé-centre mobile et aéroport

✚ **Gamme carrosseries industrielle** : L'entreprise dispose aussi d'une gamme de carrosseries industrielles proposées en plusieurs versions adaptées aux secteurs d'activité et aux besoins plus divers.

Tel que les : **Malaxeurs, Citernes, Bennes, Portes - engins. Sans oublier la gamme matériels et équipement ferroviaire.**

I.5. Production VIR :

La société nationale créée en juillet **1970**, le Complexe des Véhicules Industriels de Rouïba, érigée en filiale le 1er janvier **2011**, faisant partie du groupe industriel **SNVI** et est l'unique fabricant de véhicules industrie en Algérie.

Le complexe produit les camions de **6,6 à 26** tonnes de poids total en charge, les tracteurs routiers, les autocars et des autobus mettant en œuvre des technologies et des techniques d'élaboration telles que, l'estampage à chaud (forge), l'emboutissage, l'usinage, le taillage d'engrenage, la rectification et les traitements thermiques. avec une capacité de production atteignant les **4 500** véhicules / ans.

La filiale véhicules industriels de Rouïba est composée de 5 centres de production :

- Un Centre Forge : produit des bruts de forge,
- Un Centre d'Usinage Mécanique : produit des ponts, des essieux, des directions et d'autres de liaison.

Chapitre I :Présentation de la société SNVI

- Un Centre de Tôlerie Emboutissage pour la production de longerons pour cadres châssis, de cabines et d'autres pièces de liaison.
- Un Centre de Montage de Camions : à deux lignes d'assemblage.
- Un Centre de Montage d'Autocars et d'autobus : assemblage cars et bus et fabrication pièces en polyester et sellerie.

En plus d'une Unité Etudes et Recherche (**UER**), qui a pour missions l'innovation, l'amélioration de la qualité et le lancement de nouveaux produits, ainsi que l'acquisition et la maîtrise de nouvelle technologie.

Chapitre II:
Généralités sur les pompes.

Chapitre II : Généralités sur les pompes

II.1. Introduction :

Ce chapitre est consacré à l'étude technique des pompes. Ce dernier est un appareil servant à aspirer et à refouler des liquides. Il existe plusieurs types de pompes, chacune correspondant à la nature et à la disposition spécifique des pièces mobiles internes, quel que soit le type. [1]

II.2. Pompe hydraulique : [1]

Les pompes sont des dispositifs d'aspiration, de refoulement et de compression de liquides, elles permettent la conversion de l'énergie mécanique de rotation (ou de translation) en énergie hydraulique. En pratique, il s'agit généralement d'augmenter la pression du fluide. [1]

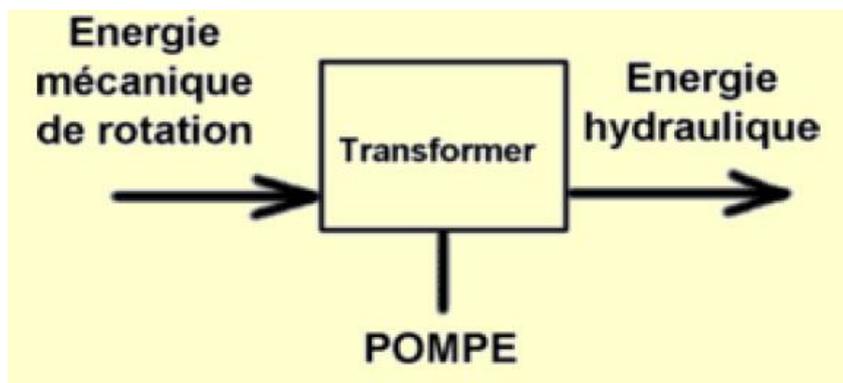


Figure II.1: Transformation de l'énergie mécanique en énergie hydraulique.

Une pompe hydraulique est une machine destinée à augmenter l'énergie d'un liquide pour élever sa pression et le déplacer dans un circuit. Son rôle se limite à aspirer le fluide du réservoir et à le pomper. La pompe assure le débit. C'est donc un générateur de flux. Le mouvement du liquide est provoqué par l'augmentation de l'énergie qui lui est communiqué par la force Centrifuge.

Une pompe se caractérise par :

- son débit.
- sa cylindrée.
- son rendement.
- Son sens de rotation.
- Sa vitesse de rotation.

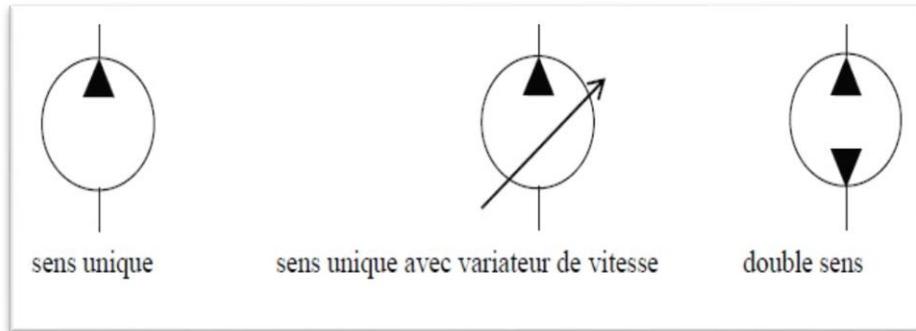


Figure II.2: Symbole de la pompe hydraulique.

II.3. Types des pompes :

Les pompes véhiculant des liquides se divisent en deux catégories principales :

- Les turbopompes.
- Les pompes volumétriques.

II.3.1. Les turbopompes:

Une turbopompe est une machine dans laquelle l'énergie transférée au liquide est principalement de l'énergie cinétique, qui lui est transférée via le rotor.

Ce sont des pompes centrifuges, des pompes à hélice (axiales) et des pompes hélico-centrifuge

✓ **Les pompes centrifuges:**

Le mouvement du liquide est strictement perpendiculaire à l'axe lorsqu'il entre au centre de la roue et est projeté vers l'extérieur par l'action combinée de la force centrifuge et des pales du rotor. [3]

✓ **Les pompes axiales :**

Dans ce type de pompe, le fluide est entraîné par un mouvement parallèle à l'arbre de la pompe. [3]

✓ **Les pompes hélico-centrifuge :**

Ce type de pompe a une roue intermédiaire entre les deux types extrêmes, centrifuge et à hélice ; par conséquent, le mouvement imprimé au liquide est à la fois centrifuge et axial [2]

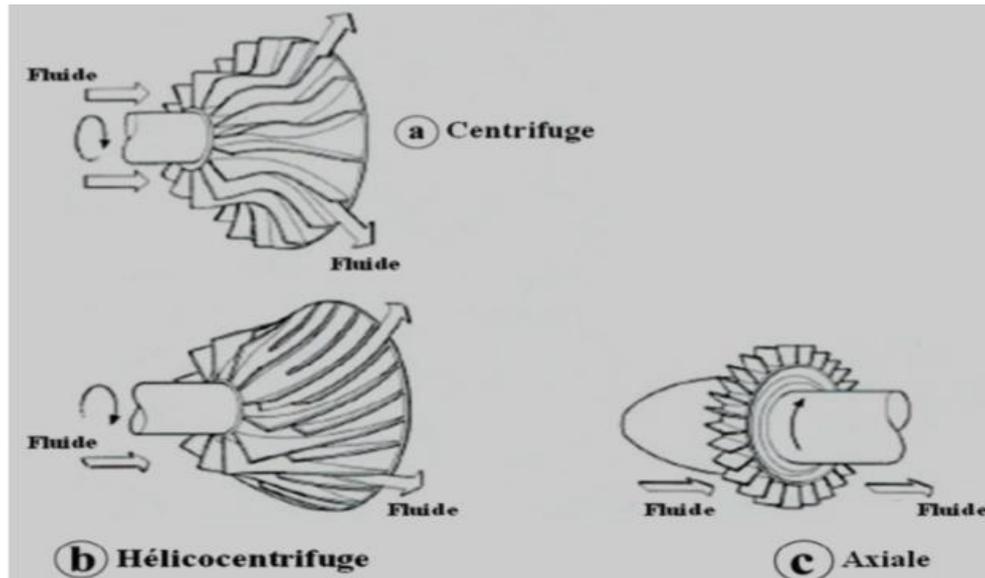


Figure II.3: Roues mobiles de machines centrifuges, hélico centrifuge et axiale.[4]

II.3.1.1. Principe de fonctionnement d'une turbopompe :

Le mouvement du liquide est provoqué par l'augmentation de l'énergie qui lui est conférée par la force centrifuge. Les turbopompes sont des machines tournantes qui, grâce au rotor aux aubes bien orientées, ajoutent de l'énergie cinétique et utilisent la force centrifuge pour éjecter le liquide environnant sur la volute. La majeure partie de l'énergie cinétique est convertie en pression motrice à l'aide de la sortie et du diffuseur.

✓ **Selon le nombre d'étages :**

- Monocellulaire : avec une seule roue sur l'arbre.
- Multicellulaire : avec plusieurs roues sur l'arbre déposées en série.

✓ **Selon la disposition de l'axe de la pompe :**

- Pompe verticale.
- Pompe horizontale.

Chapitre II : Généralités sur les pompes

II.3.1.2. Avantages et inconvénients des turbopompes :

les avantages	Les inconvénient
<ul style="list-style-type: none">• A caractéristiques égales, elles sont plus compactes que les machines volumétriques.• Leur rendement est souvent meilleur que celui des volumétrique.• Elles sont adaptées à une très large gamme de liquides.• Leur débit est régulier et le fonctionnement silencieux.• En cas de colmatage partiel ou d'obstruction de la conduite de refoulement, la pompe centrifuge ne subit aucun dommage et l'installation ne risque pas d'éclater. La pompe se comporte alors comme un agitateur...	<ul style="list-style-type: none">• Impossibilité de pomper des liquides trop visqueux.• Production d'une pression différentielle peu élevée.• Elles ne sont pas auto-amorçages.

Tableau II.1 : Avantages et inconvénients des turbopompes.

II.3.2. Les pompes volumétriques et principe de fonctionnement : [5]

La pompe volumétrique se compose d'un corps de pompe complètement fermé à l'intérieur duquel un élément mobile est déplacé en translation ou en rotation étroitement régulée. L'écoulement est causé par des changements dans le volume occupé par le liquide.

Leur fonctionnement est basé sur l'exécution de mouvements circulaires. Le fluide de volume V emprisonné dans un espace donné (réceptif initial) est contraint par un système mécanique de se déplacer de l'entrée vers la sortie de la pompe.

Ce volume retiré de la ligne d'aspiration crée une pression négative qui pousse le fluide vers la pompe par aspiration. Cet effet rend la pompe volumétrique auto-amorçant. S'il s'agit d'un liquide, la pression d'aspiration ne doit pas être inférieure à la pression de vapeur saturante, sinon le liquide va bouillir. Obtenir le débit théorique moyen proportionnel à la vitesse de rotation ou de translation.

Chapitre II : Généralités sur les pompes

Les pompes volumétriques sont caractérisées par une grande diversité d'emploi et une grande variété de réalisations technologiques. On se limitera ici, à la présentation de quelques types à cette grande famille de machines tournantes :

- Les pompes volumétriques alternatives.
- Les pompes volumétriques rotatives.

II.3.2.1. Pompes volumétriques rotatives :

Ces pompes sont constituées par une pièce mobile animée d'un mouvement de rotation autour d'un axe, qui tourne dans le corps de pompe et crée le mouvement du liquide pompé par déplacement d'un volume depuis l'aspiration jusqu'au refoulement.

Les principaux types de pompes volumétriques sont les suivants : à palettes, engrenages, lobes, vis, ... etc.

La figure (II.4) ci-après, nous illustre la façon dont quelques pompes volumétriques rotatives fonctionnent :

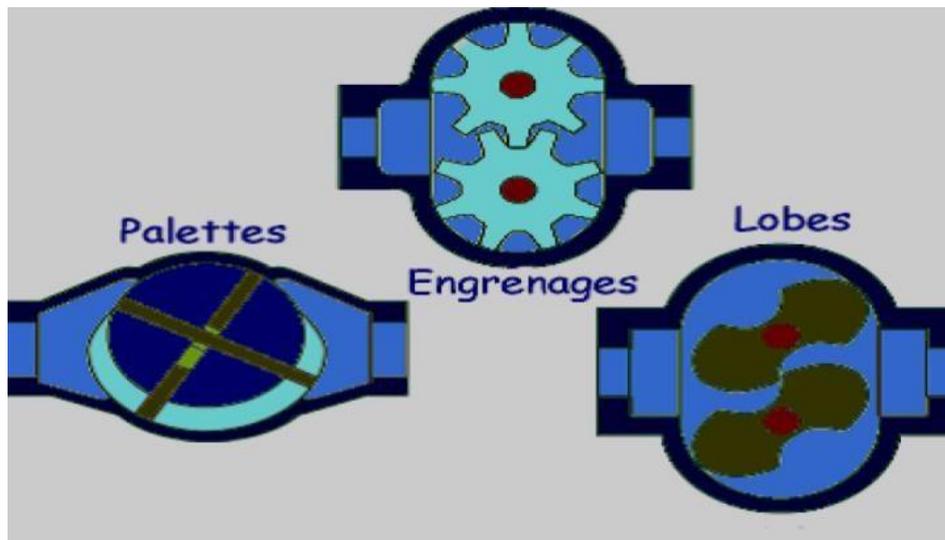


Figure II.4: Fonctionnement de quelques pompes volumétriques rotatives. [4]

✓ Pompes à palettes :

• Pompes à palettes libres :

Un cylindre fixe communique avec les orifices d'aspiration et de refoulement. A l'intérieur se trouve un cylindre plein, le rotor, tangent à l'intérieur du corps de pompe, dont l'axe est excentré par rapport à l'axe du corps de pompe. Le rotor comporte de 2 à 8 fentes

Chapitre II : Généralités sur les pompes

dont deux diamétralement opposées, dans lesquelles coulisse le plateau et le ressort appuie sur le volume de paroi entre le cylindre et le plateau, aspirant ainsi le liquide d'un côté et le refoulant de l'autre (**Figure (II.5)**).

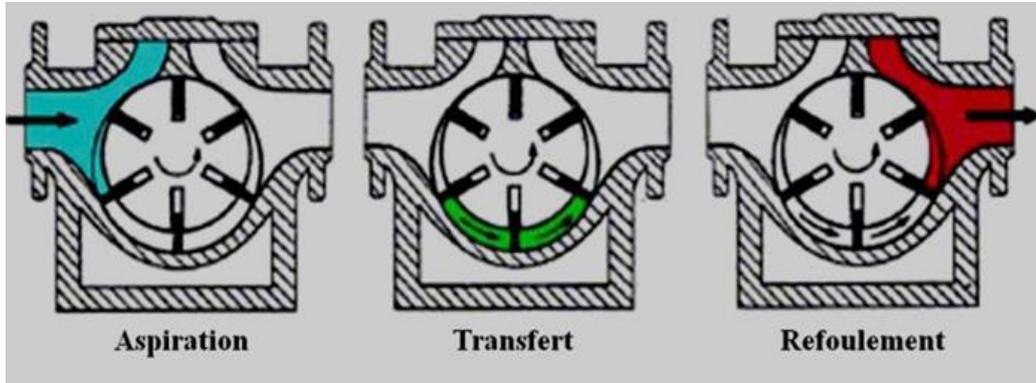


Figure II.5: Pompes à palettes libres. [5]

- **Pompes à palettes flexibles :**

L'ensemble rotor-palettes est en élastomère. Il entraîne le liquide jusqu'au refoulement où les palettes sont fléchies par la plaque de compression et permettent l'expulsion du liquide (**Figure II.6**).

Comme toutes les pompes à palettes, ces pompes n'entraînent ni brassage, ni laminage, ni émulsion du produit. Elles peuvent également pomper des particules solides. Les caractéristiques, débit, vitesse, pression sont sensiblement identiques aux précédentes. [2].

Dans la figure suivante, nous avons les différentes étapes de transfert du liquide à l'intérieur des pompes à palettes flexibles :



Figure II.6: Pompes à palettes flexibles. [5]

Chapitre II : Généralités sur les pompes

✓ Pompes à engrenages extérieurs :

Il existe de nombreuses variantes de ce type de pompe, qui diffèrent les unes des autres par leur disposition ou leur forme d'engrenage.

Dans tous les cas, le principe consiste à aspirer le liquide dans l'espace entre deux dents consécutives et à le refouler vers la section d'évacuation (**Figure II.7**).

Les pompes à engrenages peuvent avoir des dents droites, hélicoïdales ou à chevrons. La dernière solution a l'avantage de rendre le mouvement plus uniforme.

Ces pompes peuvent tourner rapidement (2000 à 3000 tr/min), elles sont relativement silencieuses et peuvent atteindre une pression moyenne à un refoulement d'environ 20 à 50 bar. [5]

Ci-dessous, nous avons un schéma représentant le mode de fonctionnement de la pompe à engrenage externe

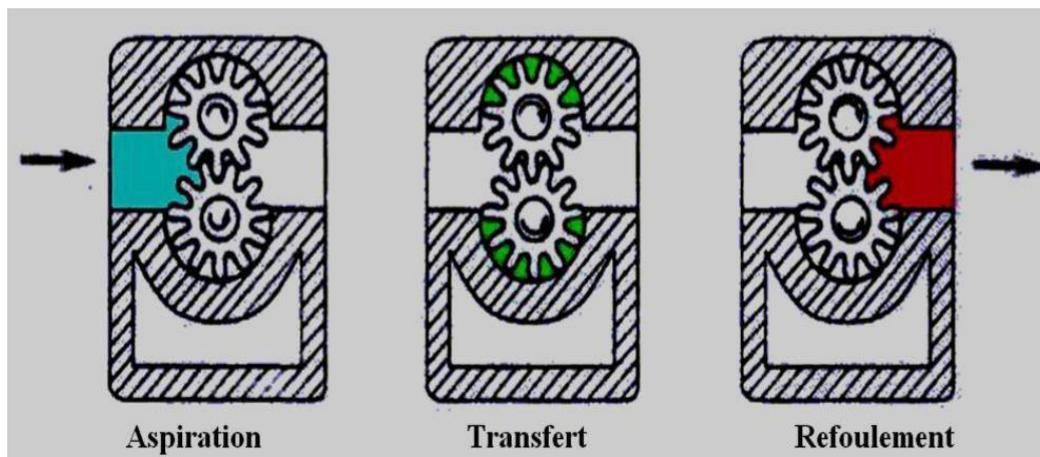


Figure II.7: Pompes à engrenages extérieurs.

✓ Pompes à lobes :

Le principe reste le même que celui d'une pompe à engrenages externes classique à ceci près que les dents ont une forme bien spécifique et qu'il n'y a que deux ou trois dents (lobes) par engrenage. Les rotors ne sont jamais en contact et, pour ce faire, sont entraînés par des engrenages externes. De ce fait, le pouvoir d'aspiration reste faible. [4]

Chapitre II : Généralités sur les pompes

✓ Pompes péristaltiques :

Son principe de fonctionnement est plutôt simple : un tuyau souple est écrasé par des galets, le fluide est alors repoussé sans turbulence, ni cisaillement (**Figure II.8**).

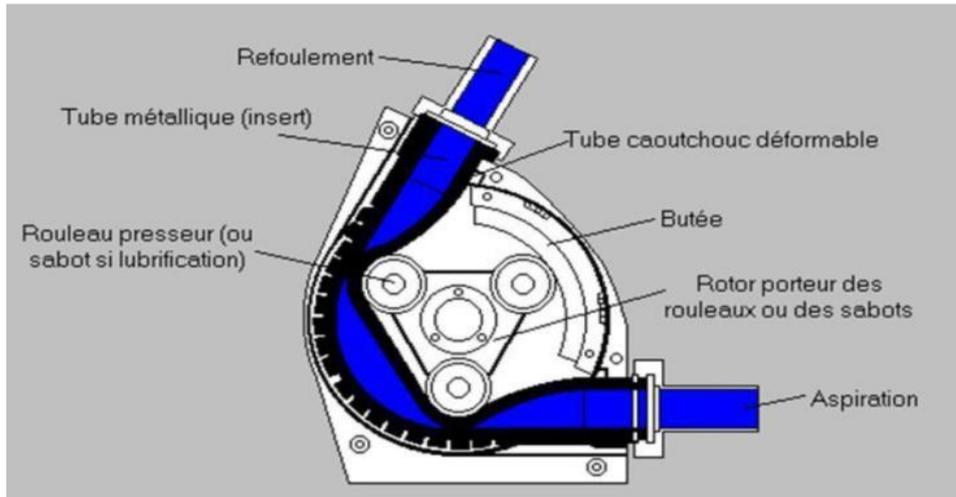


Figure II.8: Pompes péristaltiques. [4]

II.3.2.2. Avantages et inconvénients des pompes volumétriques :

Le tableau suivant nous donne les avantages et inconvénients de quelques différentes pompes volumétriques :

Type de pompé	Avantages	Inconvénient
Pompés à engrenages extérieur	<ul style="list-style-type: none"> • Silencieuse. • Les quatre paliers permettent une bonne tenue mécanique. • Pompe réversible si les pignons sont droits. Meilleure répartition des efforts si pignons à chevrons. • Étanchéité par tresse ou garniture mécanique. 	<ul style="list-style-type: none"> • Souvent plusieurs boîtiers d'étanchéité. • Surtout pas de particules solides dans cette pompe. • Pas de produits abrasifs. • Nombreuses pièces
	<ul style="list-style-type: none"> • Pas de contact entre les lobes. 	<ul style="list-style-type: none"> • Nécessite des engrenages

Chapitre II : Généralités sur les pompes

<p>Pompes à lobes</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Pompe réversible. Facile à nettoyer. • Possibilité d'adjoindre un by-pass. • Pompage de produits chargés 	<p>d'entraînement extérieurs. Encombrement, assez important.</p> <ul style="list-style-type: none"> • Nécessite deux boîtiers d'étanchéité. • Impose
<p>Pompes péristaltiques</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Pompage de produits chargés et abrasifs. Silencieuse. • Entretien facile. • Pompe doseuse. • Pas de boîtier d'étanchéité ni de garnitures. • Fonctionnement à sec. 	<ul style="list-style-type: none"> • Pulsations importantes au refoulement. • Débit limité. • Températures d'utilisation assez faibles.
<p>Pompes à palettes libres ou Plaquées</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Possibilité d'une enveloppe de réchauffage. • Pas de brassage, ni de laminage, ni d'émulsion. • Débit régulier. • Marche de la pompe réversible. Rattrapage automatique du jeu par l'avancée des palettes. • Possibilité d'adjoindre un by-pass simple. • Étanchéité par garniture mécanique. 	<ul style="list-style-type: none"> • Fuites internes avec produits • Très liquides. Légères pulsations suivant la vitesse. • Pression d'utilisation limitée

Chapitre II : Généralités sur les pompes

Pompes à palettes flexible	<ul style="list-style-type: none">• Pompage de produits moyennement abrasifs ainsi que de particules solides molles.• Pas de brassage, ni d'émulsion, ni de laminage. Pompe réversible. Débit régulier.• Silencieuse.• Étanchéité par garniture mécanique.• Maintenance simple.	<ul style="list-style-type: none">• Petits débits.• Pressions de refoulement faibles.• Ne doit pas tourner à sec.• Le liquide doit être compatible avec le matériau impulsé.
-----------------------------------	---	---

Tableau II.2: Avantages et inconvénients des différentes pompes. [5]

✓ **Les pompes volumétriques alternatives : [5]**

Ces pompes sont caractérisées par le fait que la pièce mobile est animée d'un mouvement alternatif. Ses principaux types sont les suivants :

- A membrane
- A piston.

• **Pompes à membranes :**

Le déplacement du piston est remplacé par la déformation alternée d'une membrane en matériau élastique (caoutchouc, élastomère...). Ces déformations créent des phases d'aspiration et de refoulement dans toute pompe alternative. Actuellement, les pompes à membrane sont constituées de deux membranes, ce qui rend possibles les pompes à double effet. Ils ont l'avantage de pouvoir pomper presque n'importe quel liquide.

Chapitre II : Généralités sur les pompes

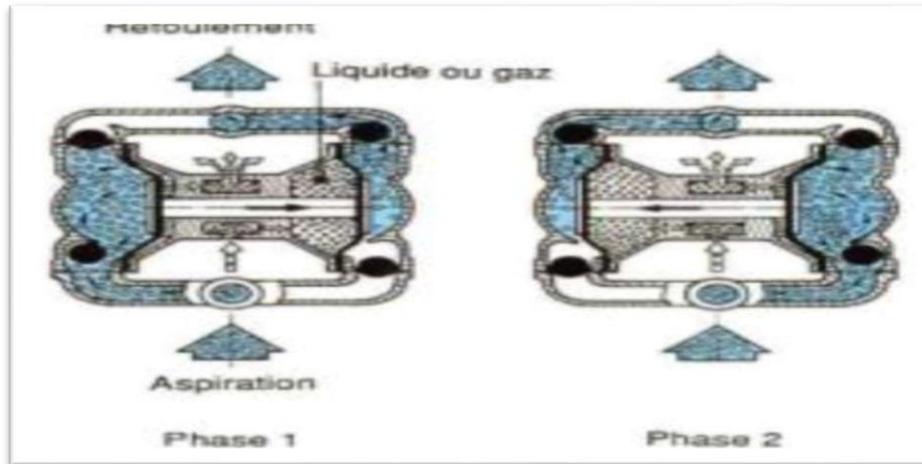


Figure II.9 Pompe à piston à double effet. [4]

○ **Avantages et inconvénients des pompes à piston:**

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> • Fonctionnement à sec sans dommage. • Bon rendement (> 90 %). • Pression au refoulement très importante. • débit réglable. 	<ul style="list-style-type: none"> • Débit limité. • Viscosités assez faibles. • Pompage de particules solides impossible. • Bon fonctionnement que si étanchéité parfaite entre le cylindre et le piston. • Pulsations importantes au refoulement.

Tableau II.3 : Les avantages et les inconvénients des pompes à piston. [4]

✓ **pompes immergées :**

Une pompe immergée c'est une pompe verticale mono ou multicellulaire centrifuge avec roues radiales ou semi-axiales. Les roulements de guidage et les bagues d'usure garantissent la résistance à l'usure en assurant la constance et la fiabilité des caractéristiques hydrauliques dans le temps. Sur demande, les pompes sont disponibles en bronze ou en acier inoxydable pour les applications en eau de mer ou avec des liquides agressifs.

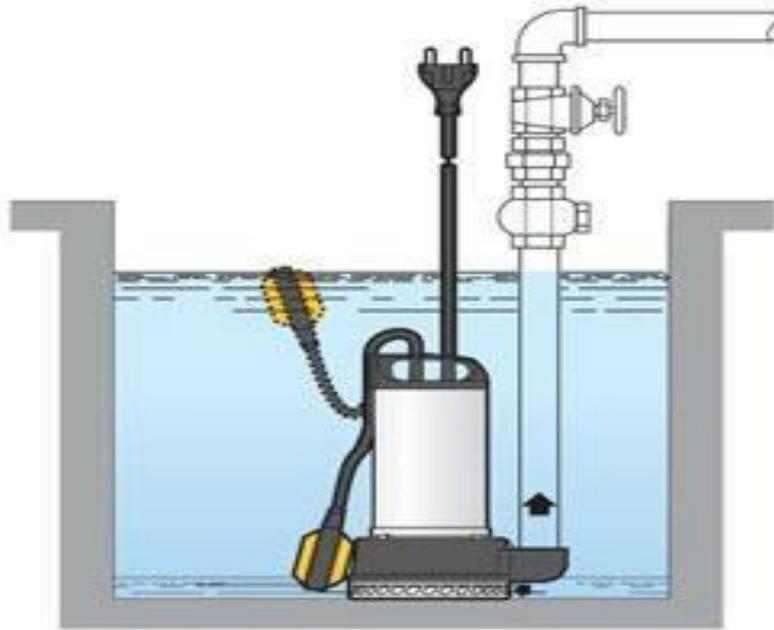


Figure II.10: une pompe immergée.

○ **Domaines d'applications :**

Les pompes submersibles sont utilisées dans les systèmes de protection contre les incendies et les stations de pompage ainsi que pour le pompage de l'eau primaire des puits. Ils peuvent être utilisés pour transporter de l'eau purifiée et des stations d'épuration, des pompes sont utilisées pour alimenter les systèmes d'irrigation et les systèmes d'eau utilisés dans les activités agricoles.

○ **Avantages et inconvénients des pompes immergées :**

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none">• Très efficace, écoulement régulier,• Capacité constante.• Offre une vaste gamme de capacités et de pressions.• Silencieuse.• Bonne durabilité.	<ul style="list-style-type: none">• Prématurée des pièces.• Couteuse et parfois difficile à réparer.

Tableau II.4 : Avantages et inconvénient des pompes immergées.

II.4. Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons défini les principales pompes, ainsi on a vu le principe de fonctionnement, domaine d'utilisation, les avantages et les inconvénients de chaque type de pompes.

Chapitre III

Les écoulements et perte de charge

III.1. Introduction :

Nous allons commencer ce chapitre par des notions de base de la mécanique des fluides afin de se familiariser avec les différents termes tels que les propriétés du fluide réelle en insistant sur l'écoulement dans les conduites (écoulements en charge) très rencontrés en industrie.

III.2. Rappel bibliographique :

III.2.1. Écoulement laminaire et écoulement turbulent : [6]

Etudier l'écoulement d'un fluide réel revient à résoudre l'équation fondamentale de la dynamique (équation de **Navier-Stokes**):

$$\rho \frac{d\vec{v}}{dt} = -\nabla p + \mu \Delta \vec{v} + \rho g \dots \dots \dots \text{III.1.1}$$

Mais en pratique, cette équation ne peut se résoudre analytiquement qu'en introduisant des hypothèses de travail qui permettront de résoudre cette équation dans le cadre de régimes d'écoulement particuliers : le régime **laminaire** et le régime **turbulent**.

- On dit qu'un écoulement est **laminaire** lorsque le mouvement des particules fluides se fait de façon régulière et ordonnée.
- L'écoulement est **turbulent** lorsque le déplacement est irrégulier et que des fluctuations aléatoires de vitesse se superposent au mouvement moyen du fluide. En régime **turbulent**, on devra utiliser des relations empiriques généralement déterminée expérimentalement.
- Des études plus fines ont montré qu'il existe encore une subdivision entre :
 - ✓ les écoulements turbulents lisses.
 - ✓ les écoulements turbulents rugueux.

L'une des premières analyses de la transition d'un régime **laminaire** vers la turbulence est basée sur des observations d'écoulements dans une conduite cylindrique effectuées par

O. Reynolds en **1883**.

Chapitre III : Les écoulement et perte de charge

Le montage expérimental schématisé sur la figure **III.1**, comporte un réservoir de liquide sous pression débouchant sur un conduit cylindrique. Un tube mince permet l'injection de colorant.

Lorsque l'écoulement est **laminaire**, le filet décolorant reste mince, régulier et parallèle à la paroi du cylindre.

En écoulement **turbulent**, le colorant est rapidement dispersé.

Dans cette situation, une mesure de la composante de vitesse axiale montre que celle-ci fluctue de façon aléatoire dans l'espace et dans le temps.

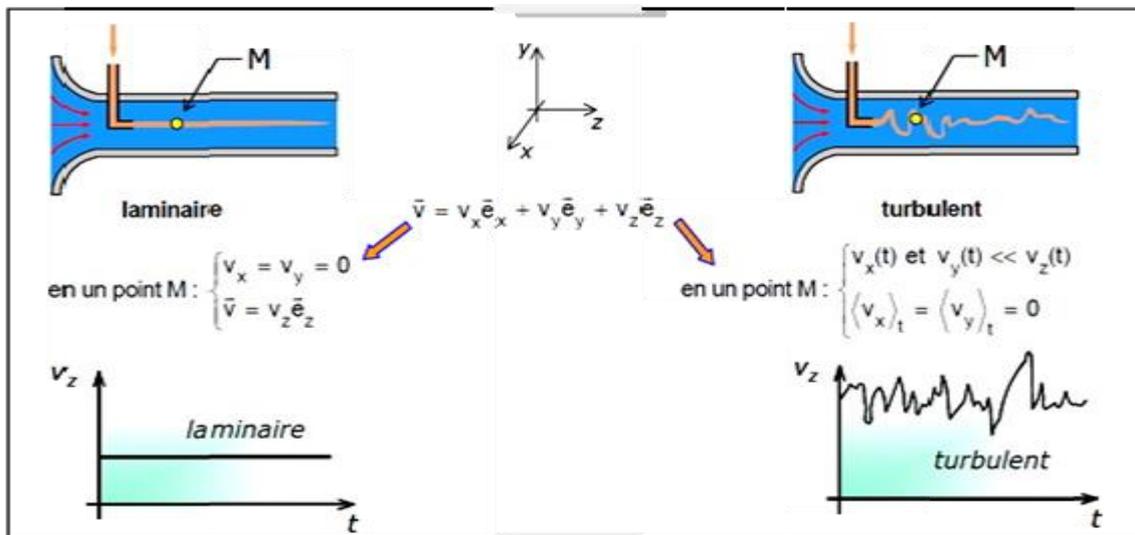


Figure III.1 : Différents régimes d'un écoulement

À partir de ces observations, les travaux de Reynolds ont alors permis de montrer que la transition du régime laminaire au régime turbulent (Figure **III.1**) n'est pas seulement conditionnée par le débit mais dépend d'un ensemble de paramètres qu'il convient de regrouper pour former une quantité sans dimension qu'on appellera « **nombre de Reynolds** », équation **III.1**.

Ce nombre prend en compte la vitesse moyenne de l'écoulement **V**, le diamètre **D** de la conduite (ou tout autre paramètre de longueur caractérisant l'écoulement), ainsi que les propriétés intrinsèques du fluide (masse volumique **ρ** et viscosité **μ**) :

$$R_e = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{v D}{\nu} \dots\dots\dots (\text{III.1})$$

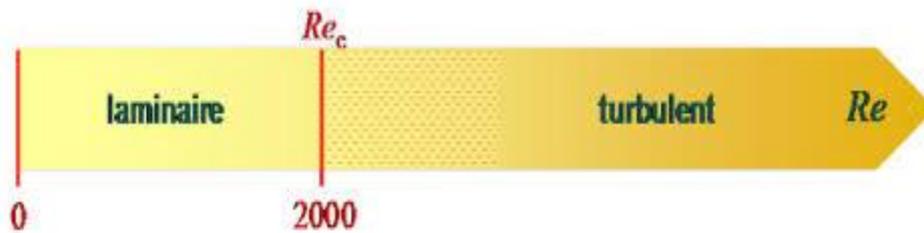


Figure III.2 : Régime d'écoulement

Ce nombre sans dimension présente une valeur seuil :

- Pour $Re < 2000$, l'écoulement reste laminaire
- Dans un intervalle de Re de 2000 à 3000
- Aux nombres de Reynolds plus élevés $Re > 3000$, l'écoulement devient turbulent.[6]

III.2.2. Théorème de Bernoulli :[7]

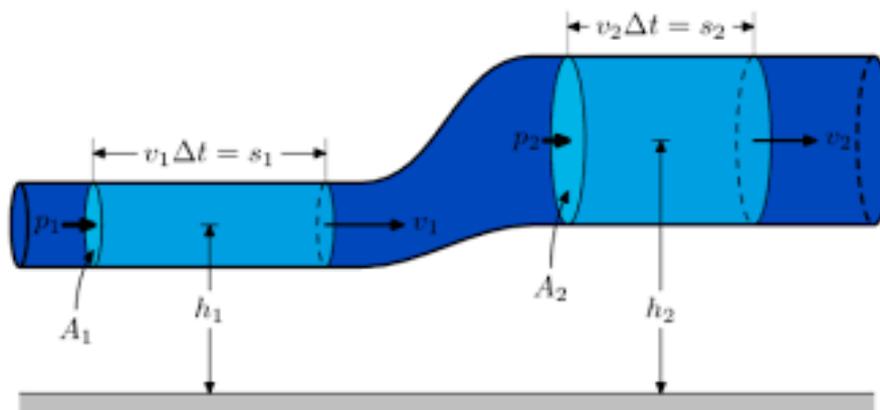


Figure III.3 : Théorème de Bernoulli dynamique de fluide

On considère un écoulement permanent d'un fluide parfait, entre les sections S1 et S2, entre lesquelles il n'y a aucune machine hydraulique, (pas de pompe, ni de turbine).

Soit m la masse et V le volume du fluide qui passe à travers la section S1 entre les instants t et $t+\Delta u$. Pendant ce temps la même masse et le même volume de fluide passe à travers la section S2.

Tout se passe comme si ce fluide était passé de la position (1) à la position (2).

Chapitre III : Les écoulement et perte de charge

En appliquant le théorème de l'énergie cinétique à ce fluide entre les instants t et $t+\Delta t$ (la variation d'énergie cinétique est égale à la somme des travaux des forces extérieures : poids et forces pressantes), on obtient :

$$\rho \frac{v^2}{2} = \rho g z + p = cst \dots\dots\dots(\text{III.2})$$

- **Cas d'un écoulement (1) → (2) sans échange de travail :**

Lorsque, dans un écoulement d'un fluide parfait, il n'y a aucune machine (ni pompe ni turbine) entre les points (1) et (2) d'une même ligne de courant, la relation de Bernoulli peut s'écrire sous l'une ou l'autre des formes suivantes :[7]

$$\frac{1}{2}\rho(v_2^2 - v_1^2) + \rho g(z_2 - z_1) + (p_2 - p_1) = 0$$

Ou
$$\frac{1}{2g}(v_2^2 - v_1^2) + (z_2 - z_1) + \frac{(p_2 - p_1)}{\rho g}$$

- **Cas d'un écoulement (1) →(2) avec échange d'énergie :**

En peut généralise l'équation de Bernoulli en y faisant apparaitre y faisant apparaitre le perte de charge régulière a la manière suivant :[6]

$$p_1 + \rho g z_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 = p_2 + \rho g z_2 + \frac{1}{2}\rho v_2^2 + \Delta h r \dots\dots\dots(\text{III.3})$$

$\Delta h r$: le perte de charge entre les points (1) et (2)

III.3. Les Pertes de charge : [8]

Le transport des fluides dans des canalisations, a l'état liquide comme à l'état gazeux, est l'une des activités consommant le plus d'énergie dans le monde.

Pensons par exemple au transport du gaz naturel ou du pétrole sur des milliers de kilomètres, aux réseaux d'adduction d'eau, a la circulation de fluides dans l'industrie, aux circuits d'aération et de ventilation . . .

Dans toutes ces applications, il est nécessaire de fournir au fluide de l'énergie (par une pompe, un compresseur, un ventilateur, ou la gravité. . .

Ces pertes d'énergie sont appelées les pertes de charge. Savoir estimer correctement ces pertes de charge est d'une importance capitale dans le dimensionnement des circuits ou des fluides circulent.

Chapitre III : Les écoulement et perte de charge

III.3.1. Un peu de théories : [9]

L'écoulement de fluides peut être décrit par des relations qui tiennent compte de l'interaction entre la pression et la vitesse. La charge H comporte les éléments suivants

$$H = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} \dots\dots\dots(III.4)$$

Où :

Z : est la hauteur de la particule considérée par rapport à un niveau de référence fixé [m].

$p / (\rho g)$: la hauteur de pression [m].

$V^2 / (2g)$: la hauteur de vitesse [m] .

- Pour un fluide parfait, la charge H reste constante le long du chemin de la particule.
- Pour un fluide réel, par contre, H diminue dans la direction de l'écoulement, $dH / dx < 0$.

Ceci est dû à la nature visqueuse du fluide qui dissipe une partie de l'énergie mécanique. Ainsi, l'écoulement lui - même conduit à une perte d'énergie mécanique et ce phénomène constitue la perte de charge.

Selon l'origine des pertes de charge, on distingue, de les pertes de charge réparties ΔHR , et d'autre part, les pertes de charge locales ΔHL , les premières sont une conséquence de la viscosité du fluide et de la rugosité des parois, les secondes sont dues aux mouvements internes de l'écoulement et comme leur nom l'indique, elles ne se manifestent qu'en des endroits bien précis (singularités).

La perte de charge totale ΔHT entre deux sections correspond à la somme $\Delta HT = \Delta HR + \Delta HL$.

Ce chapitre traite des deux types de pertes de charge dans des conduites en charge,.

III.3.2. Notion sur les pertes de charges : [10]

- ❖ La pression d'un fluide réel diminue tout au long d'une canalisation dans laquelle il s'écoule, même si elle est horizontale et de section uniforme.
- ❖ La pression d'un fluide réel diminue après le passage à travers un coude ou une vanne ou un rétrécissement ou un élargissement.

Chapitre III : Les écoulement et perte de charge

Un fluide réel en mouvement subit des pertes d'énergie dues aux frottements sur :

- ❖ Les parois de la canalisation : pertes de charge systématiques ou régulières ou linéaires.
- ❖ Les accidents de parcours : pertes de charge singulières ou accidentelles.

Ces pertes de charge dépendent de la forme, des dimensions et de la rugosité de la canalisation, de la vitesse d'écoulement et de la viscosité du liquide, la valeur absolue de la pression dans le liquide n'intervient pas.

La différence de pression $\Delta p = p_1 - p_2$ entre deux points (1) et (2) d'un circuit hydraulique provient de :

- ❖ Pertes de charge réparties (régulières).
- ❖ Pertes de charge locales (singulières).

III.3.3. Les types de perte de charge :

III.3.3.1 Perte charge réparties (régulières) :

Ces pertes sont causées par le frottement intérieur qui se produit dans les liquides, elles se rencontrent dans les tuyaux lisses aussi bien que dans les tuyaux rugueux, entre deux points séparés par une longueur **L**, dans un tuyau de diamètre **D** apparaît une perte de pression exprimée. [11]

Dans une conduite de section constante, cette perte de charge est :

- Proportionnelle à la longueur **L** de la conduite.
- Inversement proportionnelle au diamètre **D** de la conduite
- Approximativement proportionnelle au carré de la vitesse du fluide.
- Augmente avec la viscosité du fluide.
- Dépend de la nature et de l'état de la surface des parois internes de la conduite

Chapitre III : Les écoulement et perte de charge

La **rugosité absolue** représente l'épaisseur moyenne des aspérités de surface du matériau composant la conduite. On la note ε , et on l'exprime le plus souvent en millimètres.



Pour une conduite d'un diamètre D donné, on appelle **rugosité relative** le rapport ε/D .

Figure III.4: La rugosité relative dans une conduite.

➤ **Expression de perte charge réparties. [12]**

Le long d'un filet fluide, sans viscosité et incompressible, en mouvement permanent, l'expression reste constante et porte le nom de charge.

$$X = p + \frac{1}{2}\rho v^2 + \rho g z \dots\dots\dots(\text{III.5})$$

Pour une conduite de section constante on a:

$$\frac{dX}{dx} = \frac{dPg}{dx} \dots\dots\dots(\text{III.6})$$

Dpg/dx : La perte de charge par unité de longueur.

Si le fluide, tout en restant incompressible, est visqueux, la charge ne reste plus constante le long du filet. On définit alors la perte de charge unitaire par:

$$J_f = -\frac{dx}{\rho g dx} \dots\dots\dots(\text{III.7})$$

Pour faciliter la comparaison entre les écoulements, on emploie un coefficient sans dimension, appelé coefficient de perte de charge linéaire (ou unitaire) défini par.

$$\lambda = -\frac{dx}{dx} \frac{D}{\frac{1}{2}\rho v^2} \dots\dots\dots(\text{III.8})$$

$\frac{1}{2}\rho v^2$: la pression dynamique.

En combinant les relations (III.7) et (III.8), nous aurons:

$$J_f = \frac{\lambda v^2}{D 2g}$$

Chapitre III : Les écoulement et perte de charge

La perte charge répartie Δh_R devise pare la longueur ΔL du traçons concerné est appelée pente de frottement $J_f = \Delta H_R / \Delta L$.

La perte de charge dans une conduite de longueur L de diamètre constant D est donc:

$$\Delta h_R = \lambda \frac{L v^2}{D 2g} \quad [\text{m}] \dots\dots\dots \text{(III.9)}$$

Ainsi, dans le cas d'un fluide visqueux, lorsqu'on suit le filet dans le sens du mouvement.

Δh : Une énergie dissipée par frottement.

➤ **Coefficient de perte de charge répartie :**

- **Cas de l'écoulement laminaire : $Re < 2000$**

Dans ce cas on peut montrer que le coefficient λ est uniquement fonction du nombre de Reynolds Re , l'état de la surface n'intervient pas et donc λ ne dépend pas de la rugosité k (la hauteur moyenne des aspérités du tuyau), ni de la nature de la tuyauterie.

$$\lambda = \frac{64}{Re} \dots\dots\dots \text{(III.10)}$$

- **Cas de l'écoulement turbulent : $Re > 3000$**

Le coefficient de perte de charge λ est déterminé à partir de mesures expérimentales. Différentes formules ont été proposées pour sa détermination, la plupart de ces formules sont restreintes car valables seulement dans des domaines bien particuliers du nombre de Reynolds.

La formule de **Colebrook** est actuellement considérée comme celle qui traduit le mieux les phénomènes d'écoulement en régime turbulent, elle est présentée sous la forme suivante :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log \left[\frac{\epsilon}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} \right] \dots\dots\dots \text{(III.11)}$$

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

Pour simplifier la relation précédente, on peut chercher à savoir si l'écoulement est hydrauliquement lisse ou rugueux pour évaluer la prédominance des deux termes entre parenthèses dans la relation de **Colebrook**. [8].

Chapitre III : Les écoulement et perte de charge

- ✓ **Régime pratiquement lisse** : pour l'écoulement turbulent hydraulique lisse et $3000 < R_e < 10^5$ on applique la formule de blasius qui égale :

$$\lambda = (100R_e)^{-0.25} = 0.316R_e^{-0.25} \dots\dots\dots(III.12)$$

- ✓ **Régime pratiquement rugueux** : pour l'écoulement turbulent hydraulique rugueux et $R_e > 10^5$ on applique la Formule de blench.

$$\lambda = 0.79 \sqrt{\frac{\epsilon}{d}} \dots\dots\dots(III.13)$$

REGIME TURBULANT		
<u>LISSE :</u> (Paroi hydraulique lisse)	<u>TRANSITOIRE</u>	<u>RUGUEUX</u> (Paroi hydraulique rugueux)
Equation : pour $R_e < 10^5$ $\lambda = \frac{0.316}{R_e^{0.25}}$ Formule de blasius	Cette zone, aussi appelée ZONE TRANSITOIRE , délimite la fin du régime turbulent lisse et le début du régime turbulent rugueux. Elle a été étudiée par WHITE et COLEBROOK . A grande majorité d'écoulements étudiés se situent habituellement dans cette zone	Equation : pour $Re > 10^5$ $\lambda = 0.79 \sqrt{\frac{\epsilon}{d}}$ Formule de blench

Tableau III.1 : Régime d'écoulement turbulent.

➤ **Diagrammes de Moody :**

Dans ce cadre, la détermination des pertes de charge régulières ne peut pas s'obtenir à partir d'une formulation analytique ; on a donc recours à des abaques construits sur la base de mesures expérimentales : concernant l'écoulement en conduite cylindrique on utilise classiquement le « **diagramme de Moody** » (**Figure III.5**).

L'utilisation de ce diagramme s'appuie sur une généralisation de la notation de coefficient de perte de charge régulière. Que l'écoulement soit laminaire ou turbulent

Chapitre III : Les écoulement et perte de charge

lequel dépend à la fois du nombre de Reynolds Re et de la rugosité relative $\epsilon_r = \epsilon/D$ (la rugosité absolue ϵ correspond concrètement à la dimension moyenne des aspérités que l'on peut trouver sur la paroi de la conduite), le **diagramme de Moody** permet alors, connaissant Re et ϵ_s , la détermination de $\lambda(Re, \epsilon_r)$, et le calcul des pertes de charge régulières quel que soit le type d'écoulement.

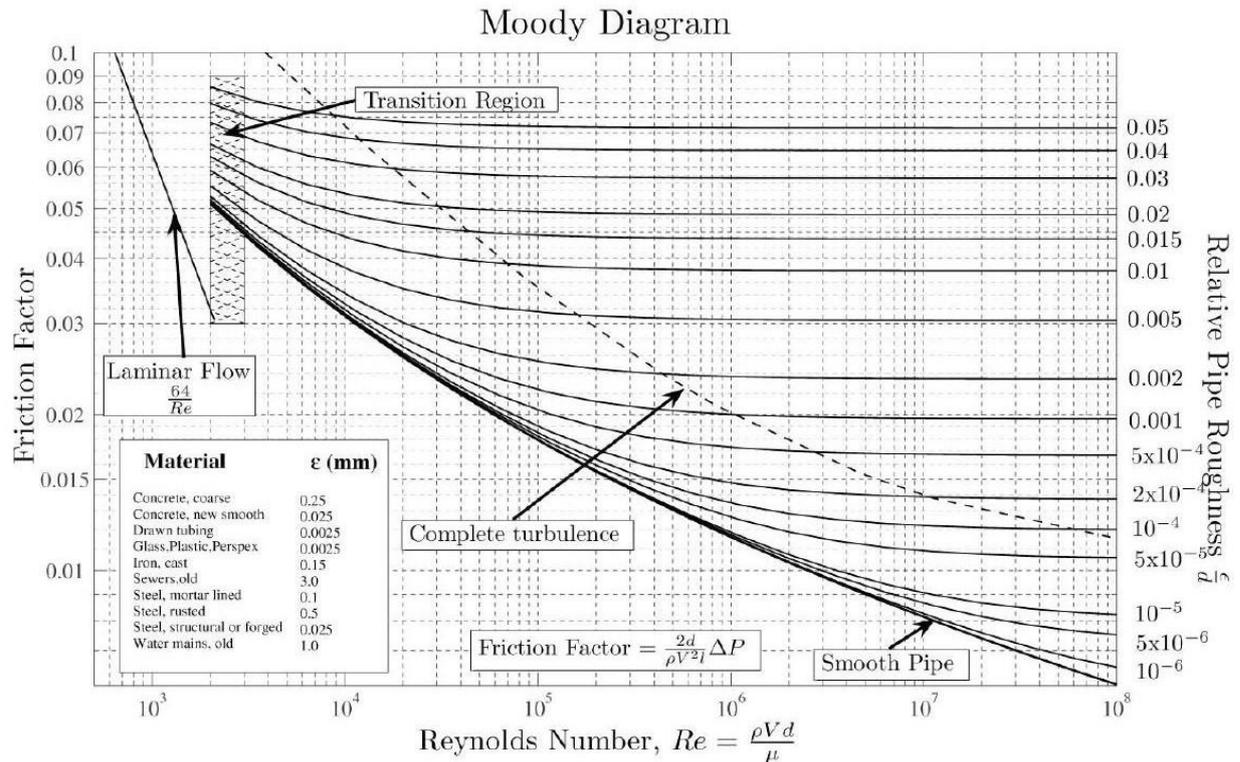


Figure III.5 : Diagramme de Moody.

Détermine le nombre de Reynolds et on lit à l'intersection de la courbe et de la verticale :

- On voit qu'au-delà de la courbe « Complete turbulence », le coefficient ne dépend plus que de la rugosité et est indépendant du nombre de Reynolds.
- La ligne « Smooth Pipe » correspond à la limite du diagramme en régime turbulent : les conduites ne sont plus rugueuses sur cette ligne.

III.3.3.2. Pertes de charge Locales (singuliers) :

Dans un réseau hydraulique, on appelle singularités tout changement de géométrie se produisant localement. Il s'agit par exemple de modifications du diamètre de la conduite

Chapitre III : Les écoulement et perte de charge

(rétrécissements ou élargissements), de changements de direction (coudes), de vannes, de clapets, d'embranchements, etc.

Ces singularités génèrent des dissipations d'énergie qui se traduisent par des Pertes de charge

Il n'en est plus de même pour des singularités complexes comme une vanne ou un clapet.

Dans ce cas, il faut faire appel à l'expérience pour estimer leur impact sur l'écoulement. d'une manière générale, il est possible d'écrire une perte de charge singulières sous la forme suivante :[6]

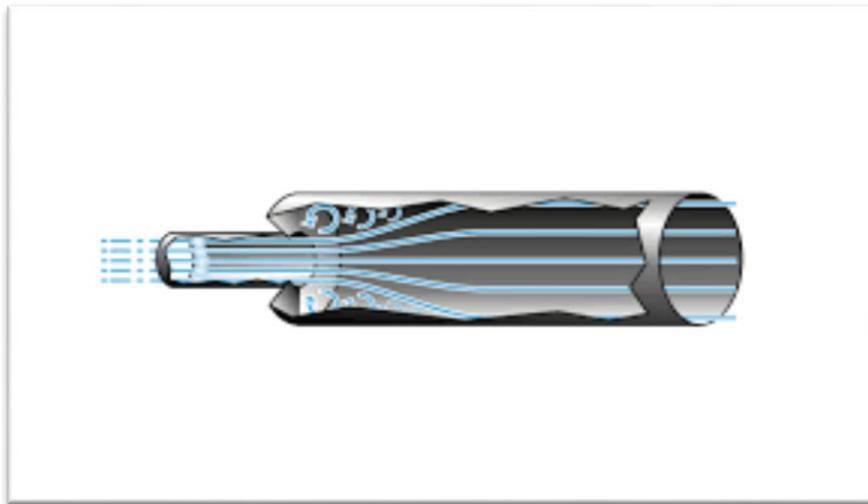


Figure III.6 : La perte de charge singulière.

En calculant la perte de charge singulière par la relation **III.14** suivante :

$$\Delta h_s = \zeta \frac{1}{2} \rho v^2 \dots\dots\dots \text{(III.14)}$$

ζ : Coefficient perte de charge singulière (sans dimension).

v : la vitesse moyenne incidente de fluide arrivant sur l'obstacle [m/s]

Il est propre `a chaque type de singularités, en présences de plusieurs Singularités, on doit additionner les pertes de charges apportées par chacun Pour obtenir la perte de charge singulières totale :

Chapitre III : Les écoulement et perte de charge

$$\Delta h_s = \sum \zeta_i \frac{1}{2} \rho v^2 \dots \dots \dots \text{(III.15)}$$

La figure III.7 ci-dessous montre quelques singularités typiques avec les coefficients de perte de charge associés. D'autres exemples sont également donnés en annexe.

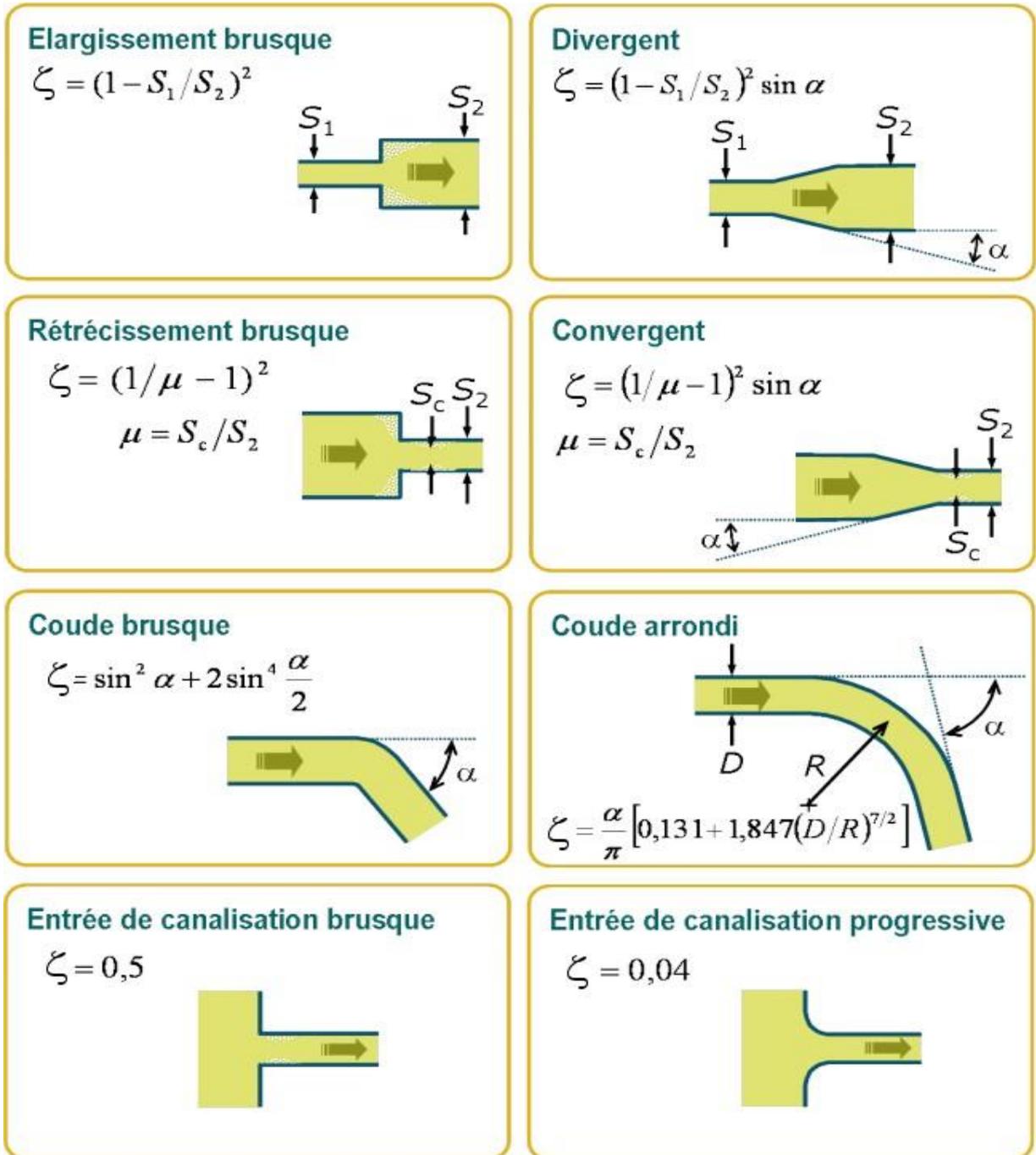


Figure III.7 : Quelques valeurs du coefficient de perte de charge singulière ζ

III.4. Détermination du choix économique de la conduite: [11]

Pour élever un débit Q à une hauteur géométrique H donnée on peut, à priori, donner à la canalisation un diamètre quelconque car, en faisant varier la puissance du groupe élévatoire, on peut toujours obtenir le débit Q imposé dans un tuyau de diamètre donné.

Si on adopte donc un grand diamètre, le prix de la canalisation sera élevé, par contre la perte de charge sera faible, on économise donc sur le prix du groupe et le prix de l'énergie nécessaire au pompage.

Si au contraire on adopte un petit diamètre, il y a donc intérêt à choisir le diamètre qui permettra d'obtenir le prix de revient minimal de l'ensemble de l'installation en exploitation (par exemple le prix du m^3 d'eau élevé, compte tenu de l'amortissement de la canalisation et du groupe élévatoire et de la consommation d'énergie) en fonction du diamètre D .

Actuellement, le diamètre économique est déterminé par une des relations suivantes :

Formule de Bresse: [10]

$$N = \frac{1000 Qv}{75\eta} \left(H + \frac{64 b_1 Qv^2 l}{\pi^2 D^5} \right) \dots \dots \dots \text{III.16.1}$$

- Qv : le débit [m^3/s]
- H : la hauteur géométrique [m]
- j : la perte de charge [m]
- η : le rendement %

D'où :

$$p = K \cdot D \cdot l + \frac{1000 K' Qv}{75\eta} \left(H + \frac{64 b_1 Qv^2 l}{\pi^2 D^5} \right) \dots \dots \dots \text{III.16.2}$$

On obtient la condition donnant la solution la plus avantageuse en annulant la dérivée de P par rapport à D . mais seulement de $b_1 \cdot k' \cdot k$ et η , (b_1, k', k c'est des constants).

En supposant b_1 constant et en annulant la dérivée dP/dD il vient :

$$D = \sqrt[3]{\frac{8}{\pi}} \sqrt[6]{\frac{1000 b_1 k'}{15 k \eta}} \sqrt{Qv} \dots \dots \dots \text{III.16.3}$$

Chapitre III : Les écoulement et perte de charge

On constate que le coefficient de $\sqrt{Q_V}$ ne dépend ni de H ni de ,

Ces quatre paramètres n'interviennent d'ailleurs qu'à la racine sixième, de sorte qu'ils n'est pas nécessaire de chercher à les évaluer avec une très grande précision.

En donnant à b_1 , k' , k et η les différentes valeurs usuelles , on trouve pour le coefficient de $\sqrt{Q_V}$ un nombre variant de **1.35** à **1.76**, on peut donc prendre comme moyenne **1.5** ce qui donne : [10]

$$D = 1,5\sqrt{Q_V} \dots\dots\dots \text{(III.16)}$$

Bonnin : Suppose que le coefficient de $\sqrt{Q_V}$ est égale **1** ce qui donne :

$$D = \sqrt{Q_V} \dots\dots\dots \text{(III.17)}$$

Formule remarquable simple et qui est encore utilise de nos jours pour une évaluation rapide est évalué en m^3/s et D en m

Il résulte de cette formule que le vitesse moyenne la plus économique dans un conduit de refoulement sera :

$$v = \frac{4Q}{\pi D^2} \dots\dots\dots \text{(III.18)}$$

III.5. Détermination du coût total annuel d'installation : [14]

III.5.1. Frais d'investissement de la Conduite:

Le frais d'investissement c 'est le prix de revient (fourniture et pose) d'une canalisation de diamètre D et de longueur L est représenté par l'expression **III.19** :

$$F_{inv} = KI.L.a \text{ (DA)} \dots\dots\dots \text{(III.19)}$$

KI : Coût en DA/ml d'un mètre linéaire de la conduite en tenant compte des frais de pose [DA/m] ;

a : Annuité d'amortissement donnée par la formule :

Chapitre III : Les écoulement et perte de charge

$$a = \frac{i}{(i+1)^n} + i \dots\dots\dots (III.20)$$

i: Taux d'annuité $\approx 8\%$, **N** : Nombre d'années d'amortissement (**n=10ans**)

III.5.2. Frais d'exploitation (Fonctionnement) :

Le Frais d'exploitation dépend de la puissance et le rendement de la pompe utilisée, et donnée par la formule **II.21** suivante :

$$F_{exp} = K_2 \cdot p \cdot t \dots\dots\dots (III.21)$$

K2 : coût d'un KWh d'énergie électrique [**DA/Kw**].

p : puissance réelle de fonctionnement en **KW** .

t : nombre d'heures de fonctionnement par jour .

III.5.3. Calcul de la hauteur manométrique (Hmt) : [13]

La pompe est calculée pour transporter et élever un débit **Q** donné à une hauteur Géométrie donnée, toutefois au cours du transport dans les canalisations des résistances (pertes de charge) apparaissent.

La hauteur manométrique totale (**Hmt**) d'une pompe est la différence de pression en **mètres** entre les orifices d'aspiration et de refoulement. Plusieurs situations se présentent à une installation :

$$Hmt = \frac{P_{aval} - P_{amont}}{\rho g} + \sum \Delta h_T \dots\dots\dots (III.22)$$

III.6. Conclusion :

Dans ce chapitre les différentes lois et formules que nous avons énoncée, nous permettrons de faire le meilleur choix des matériaux de canalisations et des pompes hydrauliques.

Chapitre VI :
Choix économique
et
dimensionnement de la pompe

Chapitre VI : Choix économique et dimensionnement de la pompe

VI.1 Introduction

Le réseau d'eau potable est un ensemble d'installations hydrauliques qui permet de véhiculer l'eau potable depuis le réservoir jusqu'aux abonnés. Cet ensemble peut comporter :

- Réservoir(s)
- Conduites de différents diamètres et natures
- Accessoires et pièces spéciales (statiques ou dynamiques) : Vannes, Coudes,
- Cônes de réduction, ventouses ... etc
- Branchements etc
- Ouvrages annexes (regards, bouches à clé etc...)

Schéma installation hydraulique:

Il y a deux coté du schéma réduite installation, cote d'aspiration 1 à 2. Est coté refoulement 3 à 4

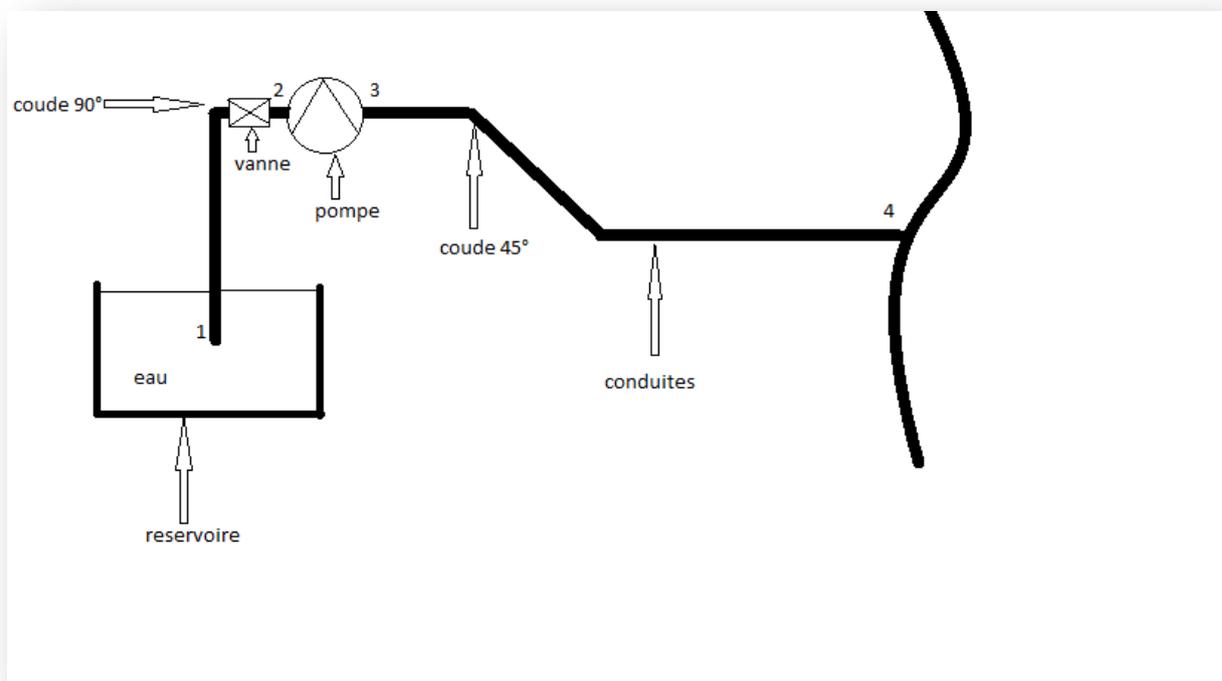


Figure VI.1 : Schéma réduite installation hydraulique:

Chapitre VI : Choix économique et dimensionnement de la pompe

VI.2 Le besoin d'eau :

Pour 2000 personnes dans la société, nous suggérons de définir 160 points d'utilisation, chacun avec un débit de 0,1 litre par seconde, nous obtenons donc un débit maximum de $0,016 \text{ m}^3/\text{s}$

$$\frac{160 * 0.1}{1000} = 0.016$$

VI.3 Le diamètre économique :

Le calcul du diamètre économique est basé sur les loi de Bresse et Bonnin et donne [9]:

- **Loi de Bresse** : $D_{\text{eco}} = 1.5 \sqrt{Qv} = 1.5 \sqrt{0.016} = 0.19 \text{ m}$ III.16
- **Loi de Bonnin** : $D_{\text{eco}} = \sqrt{Qv} = \sqrt{0.016} = 0.127 \text{ m}$ III.17

Après avoir vu le tableau des fournisseurs (**Figure VI.2**) des conduites PEHD et en comparaison avec les résultats **du calcul du diamètre économique**, nous avons trouvé les diamètres disponible **PN10** cités ci-dessous dans le marché :

- **Ø160 avec ep=9.5mm**
- **Ø180 avec ep= 10.7mm**
- **Ø200 avec ep=11.9mm**

Diamètre mm	(10 atm.) 1,0 MPa	
	Épaisseur (mm)	Longueur
25	2	100
32	2,4	100
40	3	100
50	3	100
63	3,8	100
75	4,5	50
90	5,4	50
110	6,6	13
125	7,4	13
140	8,3	13
160	9,5	13
180	10,7	13
200	11,9	13
225	13,4	13
250	14,8	13
280	16,6	13
315	18,7	13
355	21,1	13
400	23,7	13
450	26,7	13
500	29,7	13
560	33,2	13
630	37,4	13

Figure VI.2 : Les diamètres disponibles.

Chapitre VI : Choix économique et dimensionnement de la pompe

VI.4. Le cout de conduite de chaque diamètre :

Pour connaître les prix des tuyaux nous sommes allés chez de nombreux fournisseur de PEHD, et ils étaient les suivants :

- Ø160 , PN10 : 4491.34 DA/ml
- Ø180 , PN10 : 5675.9 DA/ml
- Ø200, PN10 : 7003.03 DA/ml

D'après les formules III.19 et III.20 en utilisant Excel, nous obtenons le **Tableau VI.1** suivant :

D ex(m)	K1(Da/mL)	L(m)	a	Finv (Da)
0,16	4491,34	314	0,117	1650028.49
0,18	5675,9	314	0,117	2085212,14
0,2	7003,03	314	0,117	2572773,16

Tableau VI.1 : Les frais d'investissement de chaque conduite.

VI.5.Les frais d'exploitation de chaque diamètre :

VI.5.1.Calcul de perte de charge :

- **Dans la phase d'aspiration** on a : 1 crépine, 1 vanne, 1 coude 90°
- ✓ On a la formule de pertes de charges régulières III.9, nous faisons les calculs par Excel et obtenons les résultats suivants :

D ex(m)	Re	λ	L (aspiration)	v(m/s)	Din(m)	g	ΔH aspiration Reguliere(m)
0,16	163489,81	0,0157	8	1,025	0,141	9,81	0,04
0,18	145323,52	0,0161	8	0,81	0,158	9,81	0,02
0,2	130073,52	0,0166	8	0,65	0,176	9,81	0,01

Tableau VI.2 : Les pertes de charges régulières d'aspiration.

Remarque : Le coefficient de perte de charge régulière (λ) est calculé par la loi de Blasius III.12 en régime turbulent car le nombre de Reynolds (**Re**) est supérieur à 3000 et la conduite est pratiquement lisse.

Chapitre VI : Choix économique et dimensionnement de la pompe

- Nous utilisons les formules de perte charges singulières **III.14** et **III.15**, et obtenons les résultats au **Tableau VI.3** :

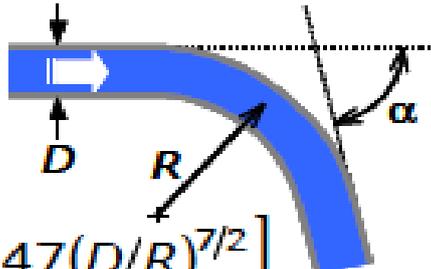
Dex(m)	Re	R0(90°)	ζ (c 90°)	ζ (vanne)	ζ (crépine)	ζ totale As	ΔH aspiration singulière
0,16	163489,8	0,23	0,176	2	2,5	4,676	0,250
0,18	145323,5	0,27	0,170	2	2,5	4,670	0,156
0,2	130073,5	0,3	0,170	2	2,5	4,670	0,100

Tableau VI.3 : Les pertes de charges d'aspiration singulière.

Remarque :

- Le coefficient de perte de charge singulière du **coude 90°** est calculé par la Formule de **Weisbach** suivante (**figure VI.3**) :

Coude arrondi



$$K = \frac{\alpha}{\pi} \left[0,131 + 1,847(D/R)^{7/2} \right]$$

Figure VI.3 : La loi du coefficient de perte de charge singulière du coude.

- Le coefficient de perte de charge singulière de la crépine et la vanne est donné par le tableau suivant **Figure VI.4** :

Chapitre VI : Choix économique et dimensionnement de la pompe

	K usuel	Variations de K
Vanne à sièges parallèles	0,12	0,08 à 0,2
Vanne à sièges obliques		0,15 à 0,19
Vanne d'angle		2,1 à 3,1
Vanne à pointeau		7,2 à 10,3
Robinet à soupape droit		4 à 10
Robinet à soupape d'équerre		2 à 5
Robinet à flotteur	6	
Robinet à boisseau		0,15 à 1,5
Clapet de retenue à battant	2 à 2,5	1,3 à 2,9
Clapet de pied (crépine exclue)	0,8	
Raccordement par manchon		0,02 à 0,07

Figure VI.4 : Quelques valeurs du coefficient de perte de charge singulière ζ .

○ **Les pertes de charges totales d'aspiration :**

Les pertes de charges totales d'aspiration est la somme des pertes de charges régulière plus singulière voir le **Tableau(VI.4)** :

Dex(m)	ΔH aspiration Régulière(m)	ΔH aspiration singulière	ΔH total d'aspiration
0,16	0,0477	0,2504	0,2981
0,18	0,0272	0,1561	0,1834
0,2	0,0162	0,1005	0,1167

Tableau VI.4 : Les pertes de charges totales d'aspiration.

Chapitre VI : Choix économique et dimensionnement de la pompe

- ***Dans la phase de refoulement*** on a : **9 coudes 90°, 7 coudes 45°, 2 vannes.**
- ✓ On a la formule de pertes de charges régulières **III.9**, nous appliquons cette formule à la partie de refoulement et nous obtenons le **Tableau VI.5** :

Dex(m)	λ	L (m)	Re	v(m/s)	Di(m)	g	ΔH refoulement régulière(m)
0,16	0,0157	306	163489,81	1,025	0,141	9,81	1,8262
0,18	0,0161	306	145323,52	0,81	0,1586	9,81	1,0442
0,2	0,0166	306	130073,52	0,65	0,1769	9,81	0,6198

Tableau VI.5 : Les pertes de charges régulières de refoulement.

- Nous utilisons la formules de perte charges de singulières **III.14** et **III.15** a la partie de refoulement, et obtenons les résultats au **Tableau VI.6** :

Dex(m)	Re	R0(90°)(m)	R0(45°)(m)	ζ (c 90°)	ζ (45°)	ζ (vanne)	K total	ΔH refoulement singulière
0,16	163489,81	0,23	0,15	0,17683	0,1678	2	6,7662	0,3623
0,18	145323,52	0,27	0,17	0,17049	0,1652	2	6,6908	0,2237
0,2	130073,52	0,3	0,2	0,17049	0,1471	2	6,5643	0,1413

Tableau VI.6 : Les pertes de charges singulières de refoulement.

- **Les pertes de charges totales de refoulement :**

Les pertes de charges total de refoulement est la somme des pertes de charges régulière plus singulière voir le **Tableau VI.7** :

Dex(m)	ΔH refoulement régulière(m)	ΔH refoulement singulière	ΔH total de refoulement
0,16	1,826	0,362	2,1885
0,18	1,044	0,223	1,2679
0,2	0,619	0,1413	0,7611

Tableau VI.7 : Les pertes de charges total de refoulement.

Chapitre VI : Choix économique et dimensionnement de la pompe

VI.5.2. Calcul de la hauteur manométrique totale (Hmt) :

- En appliquant l'équation de Bernoulli **III.2** entre les points 1 et 2 du coté d'aspiration, la relation de Bernoulli peut s'écrire sous l'une ou l'autre des formes suivantes :

$$p_1 + \rho g z_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 = p_2 + \rho g z_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 + \Delta h_{asp} \dots \dots \dots (1)$$

- En appliquant **III.2** entre les points 3 et 4 à la phase de refoulement, ça donne la formule (2) :

$$p_3 + \rho g z_3 + \frac{1}{2} \rho v_3^2 = p_4 + \rho g z_4 + \frac{1}{2} \rho v_4^2 + \Delta h_{ref} \dots \dots \dots (2)$$

- La hauteur manométrique totale (**Hmt**) d'une pompe est la différence de pression en **mètres** entre les orifices d'aspiration et de refoulement. Plusieurs situations se présentent à une installation. ...**formule III.22**

- (1)=(2) :

$$Hmt = \frac{p_4 - p_1}{\rho g} - z_1 + \Delta h \dots \dots \dots \text{III.22}$$

$$\Delta h = \Delta h_{asp \text{ total}} + \Delta h_{ref \text{ total}}$$

Le Tableau **VI.8** : il représente la somme des pertes charges des deux phases aspiration et refoulement.

Dex(m)	ΔH total d'aspiration	ΔH total refoulement	Δh
0,16	0,29	2,188	2,486
0,18	0,183	1,267	1,451
0,2	0,116	0,761	0,877

Tableau VI.8 : Les pertes de charges totales de la conduite.

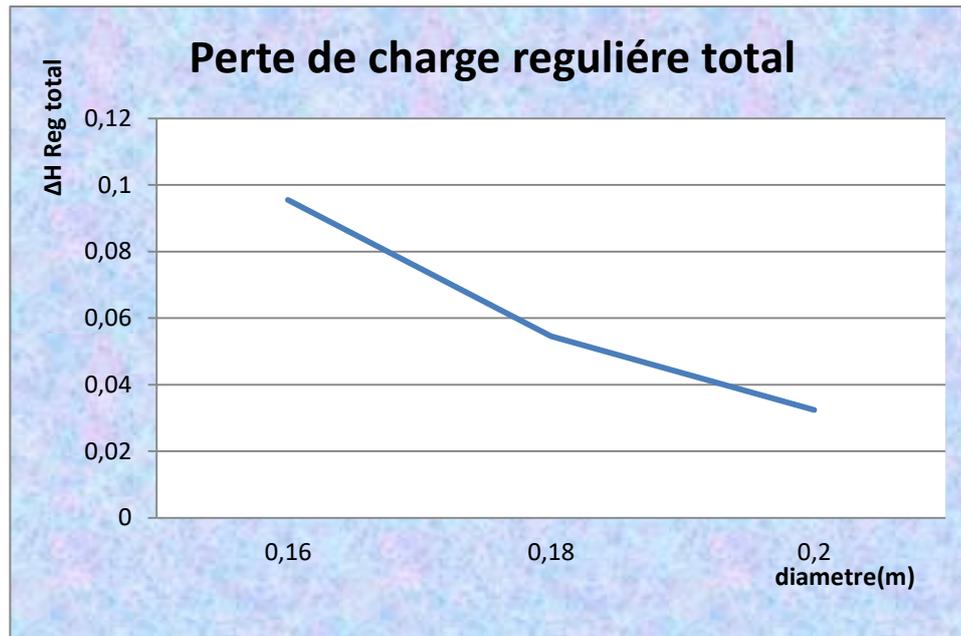


Figure VI.5 : Diagramme des pertes de charges régulières en fonction de diamètre.

Remarque : Nous constatons que les pertes de charges régulières diminuent quand le diamètre de la conduite augmente.

➤ **Calcul La hauteur manométrique totale de chaque diamètre (Hmt) :**

En utilisant la formule **III.22** pour faire le calcul par Excel qui donne ce résultat (voir **tableau VI.9**)

On a $z_1 = -4$ m, car le niveau d'eau au réservoir était **4 m** sous niveau d'installation, et :

- **p1= 1 bar** (pression atmosphérique).
- **p4=4bar** (la pression dans les conduites).

De(m)	P4(bar)	P1 (bar)	Z1(m)	Δh	Hmt(m)
0,16	4	1	-4	2,4867	6,4870
0,18	4	1	-4	1,4514	5,4517
0,2	4	1	-4	0,8779	4,8782

Tableau VI.9 : La hauteur manométrique totale de chaque diamètre.

Chapitre VI : Choix économique et dimensionnement de la pompe

VI.5.3 Calcul de la puissance électrique :

- **Calcul de la puissance de la pompe :**

La formule habituellement utilisé pour calculer la puissance hydraulique d'une pompe (**watt**) sera la multiplication du débit (m^3/s) avec la HMT (**m**). En utilisant Excel, nous calculons la puissance hydraulique de la pompe pour chaque diamètre par la formule suivante :

$$P = \rho \cdot g \cdot Hmt \cdot Qv$$

De(m)	ρ (Kg/m ³)	$g(\frac{m}{s^2})$	Hmt(m)	$Qv(\frac{m^3}{s})$	Puissance (Watt)
0,16	1000	9,81	6,487	0,066	4251,03
0,18	1000	9,81	5,451	0,066	3572,57
0,2	1000	9,81	4,878	0,066	3196,76

Tableau VI.10 : La puissance de la pompe.

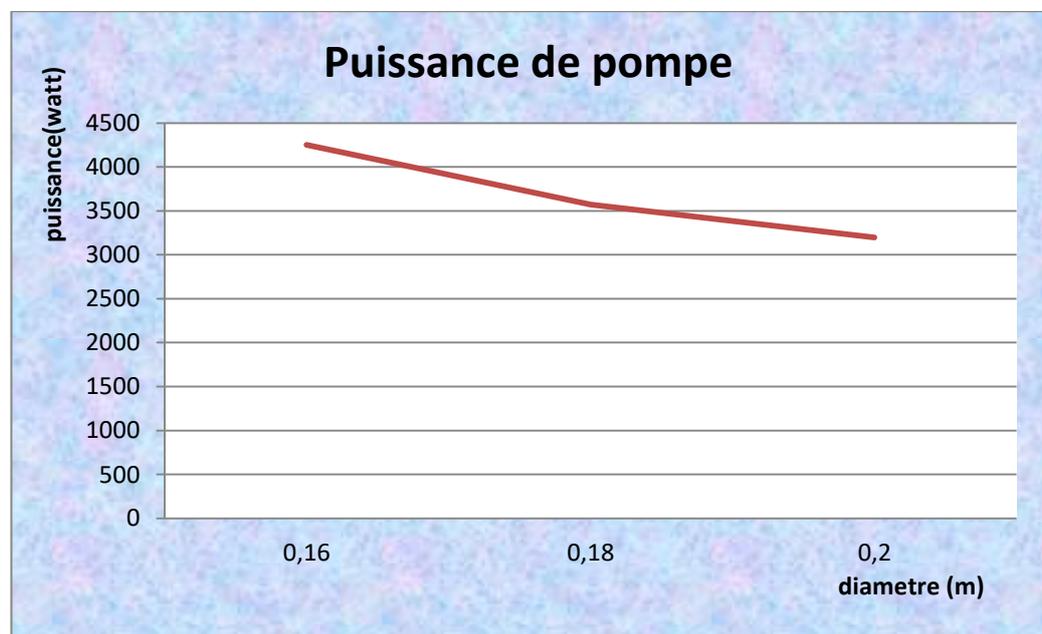


Figure VI.6 : Diagramme puissance hydraulique de la pompe en fonction de diamètres.

Remarque:

Lorsque la section de la conduite est minimale la puissance de la pompe sera maximale, donc il faut maximiser la section d'écoulement pour diminuer la puissance de la pompe.

Chapitre VI : Choix économique et dimensionnement de la pompe

- **Calcul de la puissance électrique :**

La puissance électrique est le taux, par unité de temps, auquel l'énergie électrique est transférée par un circuit électrique. L'unité **SI** de puissance est le watt, un joule par seconde.

<u>De(m)</u>	<u>P(Watt)</u>	<u>η</u>	<u>Puissance ele (Watt)</u>
<u>0,16</u>	<u>4251,03</u>	<u>0,8</u>	<u>5313,79</u>
<u>0,18</u>	<u>3572,57</u>	<u>0,8</u>	<u>4465,72</u>
<u>0,2</u>	<u>3196,76</u>	<u>0,8</u>	<u>3995,95</u>

Tableau VI.11 : La puissance électrique de chaque pompe.

- **Calcul des frais d'exploitation :**

D'après la formule **III.21**, en utilisant Excel nous calculons les frais d'une décade (**10 ans**) nous obtenons le **Tableau VI.12** suivant :

<u>De(m)</u>	<u>p élec (kwh)</u>	<u>K2</u> <u>(DA/kwh)</u>	<u>temp(h)</u>	<u>F exp(Da)</u>
<u>0,16</u>	<u>5.31</u>	<u>4.179</u>	<u>87600</u>	<u>1945277,51</u>
<u>0,18</u>	<u>4.46</u>	<u>4.179</u>	<u>87600</u>	<u>1634813,85</u>
<u>0,2</u>	<u>3.99</u>	<u>4.179</u>	<u>87600</u>	<u>1462839,14</u>

Tableau VI.12 : Les frais annuel d'exploitation.

VI.6. Le cout total :

Le cout total est la somme des frais d'investissement des conduites et d'exploitation pendant **10 ans** (voir **Tableau VI.13**) :

<u>De(m)</u>	<u>Finv(DA)</u>	<u>F exp(Da)</u>	<u>Frais total (DA)</u>
<u>0,16</u>	1650028.49	1945277,51	3595306.00
<u>0,18</u>	2085212.14	1634813,85	3720025.99
<u>0,2</u>	2572773.16	1462839,14	4035612.30

Tableau VI.13 : Les frais total de chaque diamètre.

Chapitre VI : Choix économique et dimensionnement de la pompe

VI.7. Le choix économique :

Après comparaison entre les frais totales de chaque diamètre nous déduisons que le diamètre **D=160 mm** est le choix économique le plus favorable, car l'investissement et exploitation avec des conduites de ce diamètre est moins coûteux que les autres conduites **PN10 PEHD**.

VI.8. Solution proposée pour diminuer les frais d'exploitation :

Nous avons trouvé en tableau **III.13** que les frais d'exploitation de la pompe est très chère car elle consomme une grande énergie électrique, donc nous allons proposer de faire un système photovoltaïques pour essayer de minimiser ces frais.

Définition :

La production d'électricité photovoltaïque s'exprime en watt-crête (**WC**), cela représente la puissance électrique maximale délivré par un système photovoltaïque dans des conditions d'ensoleillement standard de **1000 w/m²** a **25 C°**.**[15]**

- **Pour calculer la puissance crête nous utilisons la formule suivante :**

Journalier d'énergie électrique (**P élé max**)/heures de soleil moyennes (**PSH**)= taille de système solaire(**Pc**)

La pompe que nous avons choisie dans notre étude et qui est utilisée pour le transport d'eau potable, et nous avons la moyenne journalière d'utilisation de la pompe : **5.2 h/jour**.

D'après le **Tableau VI.11** on a la puissance électrique de la pompe que nous avons est égale à = **5313,79 watt**.

- Donc : $P \text{ élé max} = 5313.79 * 3600 * 5.2.$
- $P \text{ élé max} = \mathbf{79579468.8 \text{ Wh/jour}}$

En utilisant **PSH** pour déterminer combien de KW votre panneau devrait fournir, par exemple région (Rouïba, Alger) **PSH=5.17**.

$$P_C = \frac{79579468.8}{5.17} = \mathbf{15392547.2 \text{ Wh}}$$

Chapitre VI : Choix économique et dimensionnement de la pompe

Electrical Characteristics										
Model Number	LR6-72PH-360M		LR6-72PH-365M		LR6-72PH-370M		LR6-72PH-375M		LR6-72PH-380M	
Testing Condition	STC	NOCT								
Maximum Power (Pmax/W)	360	266.7	365	270.4	370	274.1	375	277.8	380	281.5
Open Circuit Voltage (Voc/V)	47.9	44.7	48.0	44.8	48.3	45.1	48.5	45.3	48.7	45.5
Short Circuit Current (Isc/A)	9.70	7.82	9.74	7.85	9.84	7.93	9.90	7.98	9.99	8.05
Voltage at Maximum Power (Vmp/V)	39.2	36.2	39.3	36.3	39.4	36.4	39.6	36.6	39.8	36.8
Current at Maximum Power (Imp/A)	9.18	7.36	9.29	7.45	9.39	7.53	9.47	7.59	9.55	7.66
Module Efficiency(%)	18.6		18.8		19.1		19.3		19.6	
STC (Standard Testing Conditions): Irradiance 1000W/m ² , Cell Temperature 25 °C, Spectra at AM1.5										
NOCT (Nominal Operating Cell Temperature): Irradiance 800W/m ² , Ambient Temperature 20 °C, Spectra at AM1.5, Wind at 1m/S										

Temperature Ratings - STC		Mechanical Loading	
Temperature Coefficient of Isc	+0.057%/ °C	Front Side Maximum Static Loading	5400Pa
Temperature Coefficient of Voc	-0.286%/ °C	Rear Side Maximum Static Loading	2400Pa
Temperature Coefficient of Pmax	-0.370%/ °C	Hailstone Test	25mm Hailstone at the speed of 23m/s

Figure VI.7 : Caractéristiques électrique d'un panneau PV (LONGI SOLAR model LE6-72PH 360M).[16]

Pour calculer le nombre de panneaux nous divisons la puissance crête sur l'énergie max qui est produit par un panneau (voir **Figure VI.7**) :

$$N(\text{le nombre de panneaux}) = 4275.7/360 = 11.88$$

N=12 panneaux.

Conclusion générale :

Notre travail consiste de dimensionnée la pompe dans une installation hydraulique et le choix économique de diamètre des conduites pour l'alimentation en eau potable répondant au besoin de **2000** employés de **SNVI**, filière **VIR** et **FMR**, et ainsi que pour voir les performances de la pompe tel que : le débit, la hauteur nominal, le rendement...

Dans la partie de calcul, nous avons calculé les couts totaux de chaque pompe dépendant du diamètre des conduites et nous avons fait le bon choix économique le moins chère pendant **10 ans** d'utilisation de cette installation.

En guise de suggestion, et après avoir constaté que les frais d'exploitation sont élevés, nous avons proposé d'utiliser l'énergie solaire afin de réduire le cout.

Enfin le domaine des installations hydrauliques reste très vaste et pour réaliser plus de développement, il faudra lancer une recherche en tenant compte de tous les angles du problème, et ceci afin d'aboutir à des performances meilleures, et une bonne longévité à des couts minimales.

Références bibliographie

- [1] : « Pompes Volumétriques », ENPSSPM Formation industrie-IFP Training, Juillet 2005.
- [2] : Pascal BIGOT, « Les Pompes ».
- [3] :« Machines tournantes- les pompes centrifuges- technologie et fonctionnement des pompes centrifuges ». IFP ENSPM Formation Industrie T029 A, 2000.
- [4] :« Les Pompes », TOTAL Manuel de Formation : EXP-PR-EQ070 Révision 0.1, Dernière Révision : Mai 2007.
- [5] : Bernard DE CHARGERIE et Robert REY, « Pompes volumétrique pour liquides ». Techniques d'ingénieur, Juillet 2009.
- [6] : ELAZIOUTI ABDELKADER, « Dynamique des fluides », cours, 2015-2016.
- [7] :RIADH BEN HAMOUDA, « Notion de MDF », cours et exercice.
- [9] : Comolet (1982), Daily et Harleman (1966). Hug (1975), Ideičik (1986), Schlichting (2005) et Ward-Smith (1980).
- [10] : M.CARLIER« hydraulique générale et appliquée », Editions Eyrolles, 1986.
- [12] : Dr. Messaoudi Laïd cours ANNEE UNIVERSITAIRE 2005 / 2006 université de batna.
- [14] : Université Mohamed Khider – Biskra, Algérie, 2005.
- [15] : Sylvain Brigand (installations solaires photovoltaïque).

Les sites web :

- [16] : (ENF Ltd) 'ENF solar' :<https://www.ensolar.com/pv/panel-datasheet/crystalline/34680>.
- [8] :https://savoir2018.ensam.eu/moodle/pluginfile.php/38665/mod_folder/content/0/pertes%20de%20charge.pdf?forcedownload=1 .
- [11] :<http://www.estusmba.ac.ma/coursenligne/GTE%201%20S2%20M5%201%20Mdf%20COURS%20S24%20Ouazzani.pdf>.
- [13] :<http://www.ac.nancymetz.fr/enseign/physique/PHYS.term/Mecaflu/Poly.mecaflu.PDF> J. CARBONNET, M. ROQUES académie de Nancy-Metz

