

République Algérienne Démocratique et Populaire  
Ministère de l'Enseignement Supérieur  
et de la recherche scientifique

UNIVERSITE Abderrahmane MIRA BEJAIA

Faculté de Technologie

Département de Génie Mécanique

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

**MASTER**

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Par :

**CHELGHOU M Kouceila**

**Thème**

---

**Etude et dimensionnement du réseau anti-incendie E.RE.NAV  
Bejaia**

---

Soutenu le 13 octobre 2021 devant le jury composé de:

|     |            |            |
|-----|------------|------------|
| Mr. | Mendil     | Président  |
| Mr. | Benslimane | Rapporteur |
| Mr. | Hamdi      | Examineur  |

**Année Universitaire 2020-2021**

## **Remerciement**

*Je remercie dieu le tout puissant de m'avoir donné la santé et la volonté d'entamer et de terminer ce mémoire.*

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

*Mes remerciements s'adressent à Mr Amriou Hamid pour son aide pratique, ses conseils et sa disponibilité tout au long de la réalisation de ce mémoire.*

*Mes remerciements s'adressent également à tout nos professeurs pour leur générosité et la grande patience dont ils ont su faire preuve malgré leurs charges académiques et professionnelles.*

*Enfin je tiens à exprimer vivement mes remerciements avec une profonde gratitude à toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à sa réalisation, car un projet ne peut pas être le fruit d'une seule personne.*



## Dédicace

*Je dédie ce mémoire à toutes les personnes qui m'ont soutenue durant sa réalisation surtout à :*

*Mes chers et précieux parents pour leur bonté par excellence, qui ont toujours été là pour moi, qui m'ont toujours poussé et motivé dans mes études et qui m'ont donné un magnifique modèle de labeur et de persévérance, de tendresse, d'amour et de force. Je suis fière et reconnaissant de vous avoir comme parents.*

*C'est un moment de plaisir de dédier cet œuvre, à mes chers et irremplaçables sœurs et frère : Nadine, Tess et Amine, en signe d'amour, de reconnaissance et de gratitude pour le dévouement et les sacrifices dont vous avez fait toujours preuve à mon égard.*

*Et finalement, à mes petites mignonnes Nayla et Angy qui m'ont rendu fou par leurs bêtises.*

*Kouceila.*



# Sommaire

|   |             |
|---|-------------|
| <b>Remerciements .....</b>  | <b>i</b>    |
| <b>Dédicaces .....</b>  | <b>ii</b>   |
| <b>Sommaire .....</b>   | <b>iii</b>  |
| <b>Liste des figures .....</b>  | <b>Viii</b> |
| <b>Liste des tableaux .....</b>   | <b>Xi</b>   |
| <b>NOMENCLATURE .....</b>   | <b>Xiii</b> |
| <b>Introduction Générale .....</b>  | <b>1</b>    |
| <b>Chapitre I :Présentation de l’entreprise .....</b>                             | <b>2</b>    |
| I.1. Introduction .....   | 2           |
| I.2. Présentation de l’entreprise E.RE.NAV .....                                  | 2           |
| I.2.1. Définition de l’E.RE.NAV .....   | 2           |
| I.2.2. les chantiers .....  | 2           |
| I.3. Conclusion.....  | 4           |
| <b>Chapitre II : Description et dimensionnement du réseau anti-incendie .....</b> | <b>5</b>    |
| II.1. Introduction .....  | 5           |
| II.2. Description du réseau anti-incendie existant .....                          | 5           |
| II.2.1. Réseau incendie .....   | 5           |
| II.2.1.1. Pompe immergée .....  | 6           |
| II.3. Principe de base de la protection contre l’incendie .....                   | 6           |
| II.3.1. Définition de la NFPA .....   | 6           |
| II.4. Règle de design.....  | 7           |
| II.4.1. Réseau de tuyauterie .....  | 7           |
| II.4.2. Tuyau d’incendie .....  | 7           |
| II.4.3. Vitesse maximale.....   | 7           |
| II.4.4. Vanne.....  | 7           |
| II.4.5. Pompe incendie.....   | 7           |

|   |           |
|---|-----------|
| II.5. Système de pompage .....  | 8         |
| II.5.1. Généralité.....   | 8         |
| II.5.1.1. Définition.....   | 8         |
| II.5.2. Turbopompe.....   | 8         |
| II.5.3. Pompe centrifuge.....   | 9         |
| II.5.3.1. Définition.....   | 9         |
| II.5.3.2. Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge pure.....             | 9         |
| II.5.4. Différents types de pompes centrifuges.....                               | 10        |
| II.6. Conclusion .....  | 11        |
| <b>Chapitre III :Equilibrage du réseau et système de pompage.....</b>             | <b>12</b> |
| III. 1. Introduction .....  | 12        |
| III.2. Historique .....   | 12        |
| III.3. Généralité .....   | 12        |
| III.3.1. Vitesse d'écoulement .....   | 12        |
| III.3.2. Régime d'écoulement.....   | 13        |
| III.3.3. Nombre de Reynolds .....   | 13        |
| III.3.4. Viscosité .....  | 13        |
| III.3.5. Rugosité.....  | 14        |
| III.3.6. Equation de Bernoulli.....   | 14        |
| III.4. Perte de charge .....  | 14        |
| III.4.1. Perte de charge linéaire .....   | 14        |
| III.4.2. Perte de charge singulière.....  | 18        |
| III.5. Equation expérimentale de Hazen-William .....                              | 20        |
| III.5.1. Relation entre le débit et la perte de charge (H) dans une conduite..... | 21        |
| III.7. Système de pompage .....   | 22        |
| III.7.1. Caractéristique des pompes centrifuge.....                               | 22        |
| III.7.2. Puissance absorbée Pa au niveau de l'arbre de la pompe.....              | 27        |
| III.7.3. Détermination de la puissance du moteur électrique (pm).....             | 28        |
| III.7.4. Les caractéristiques de l'installation .....                             | 28        |
| III.8. Conclusion.....  | 29        |
| <b>Chapitre IV : Programme informatique et résultats de calcul .....</b>          | <b>30</b> |
| IV. 1. Introduction .....   | 30        |
| IV.2. Programme informatique .....  | 30        |

|   |           |
|---|-----------|
| IV.2.1. Choix du langage de programmation .....                         | 30        |
| IV.2.2. L'organigramme du programme.....                                | 31        |
| IV.2.3. Mode d'emploi du programmation .....                            | 35        |
| IV.2.4. Validation de la méthode de calcul .....                        | 36        |
| IV.3. Résultats de calcul.....  | 37        |
| IV.3.1. Vitesse d'écoulement .....                                      | 38        |
| IV.3.2. Régime d'écoulement .....                                       | 38        |
| IV.3.3. Perte de charge .....   | 39        |
| IV.4. Système de pompage.....   | 47        |
| IV.4.1. Débit de refoulement.....                                       | 47        |
| IV.4.2. Vitesse spécifique de rotation $N_s$ .....                      | 48        |
| IV.4.3. Diamètre de l'arrête d'entrée réduit .....                      | 48        |
| IV.4.4. Calcul des rendements .....                                     | 48        |
| IV.4.5. Puissance absorbée $P_a$ au niveau de l'arbre de la pompe ..... | 49        |
| IV.4.6. Détermination de la puissance du moteur électrique .....        | 49        |
| IV.4.7. Hauteur totale de l'installation .....                          | 49        |
| IV.5. Discussion .....  | 50        |
| IV.6. Conclusion .....  | 51        |
| <b>Conclusion Générale .....</b>  | <b>52</b> |
| <b>Références Bibliographiques.....</b>                                 | <b>53</b> |
| <b>ANNEXES.....</b>   | <b>55</b> |
| <b>Résumé/Abstract .....</b>  | <b>61</b> |

# Liste des Tableaux

|   |    |
|---|----|
| Tableau III.1 : Valeur du CHW selon le matériau.....  | 21 |
| Tableau III.2 : Les caractéristiques de la pompe LVZ 125/300/3.....                           | 24 |
| Tableau IV.1 : Caractéristique du réseau.....   | 37 |
| Tableau IV.2 : Comparaison du résultat avec ceux de la référence .....                        | 37 |
| Tableau IV.3 : Caractéristique du réseau.....   | 38 |
| Tableau IV.4 : Résultat vitesse d'écoulement.....   | 39 |
| Tableau IV.5 : Nombre de Reynolds et type d'écoulement.....                                   | 39 |
| Tableau IV.6 : Perte de charge avec corrélation d'haaland .....                               | 40 |
| Tableau IV.7 : Perte de charge avec corrélation de Swamee-Jain .....                          | 40 |
| Tableau IV.8 : Perte de charge avec corrélation de Serphides.....                             | 41 |
| Tableau IV.9 : Perte de charge avec corrélation de Stuart W.Churchill .....                   | 41 |
| Tableau IV.10 : Perte de charge avec corrélation de Johann Nikurade.....                      | 42 |
| Tableau IV.11 : Comparaison entre les corrélations .....                                      | 42 |
| Tableau IV.12 : Comparaison des pertes de charge linéaire avec les différentes corrélations . | 43 |
| Tableau IV.13 : Perte de charge .....   | 44 |
| Tableau IV.14 : Perte de charge singulière.....   | 45 |
| Tableau IV.15 : Résultats de vitesse d'écoulement après rectification .....                   | 45 |
| Tableau IV.16 : Nombre de Reynolds après réctification .....                                  | 46 |
| Tableau IV.17 : Calcul des pertes de charge.....  | 47 |
| Tableau IV.18 : Calcul de pertes de charge (H-W).....   | 47 |
| Tableau IV.19 : Calcul des pertes de charge singulière .....                                  | 48 |



# Liste des figures

|  |    |
|--|----|
| Figure I.1 : La direction générale de l'E.RE.NAV .....                               | 2  |
| Figure I.2 : Dock flottant 15000T, Bejaia, « ELHAMMADIOUN BJ 17 ».....               | 3  |
| Figure I.3 : Ballastage et déballastage du Dock flottant ... ..                      | 4  |
| Figure I.4 : Dock à vide .....   | 4  |
| Figure I.5 : Dock en cours de ballastage et d'enfoncement ... ..                     | 4  |
| Figure I.6 : Entrée du bateau sur Dock .....   | 4  |
| Figure I.7 : fin du déballastage .....   | 4  |
| Figure II.1 : Réseau anti-incendie.....  | 5  |
| Figure II.2 : Pompe centrifuge.....  | 8  |
| Figure II.3 : Différents types de turbopompes .....                                  | 9  |
| Figure II.4 : Constitution d'une turbopompe.....                                     | 9  |
| Figure II.5 : Schéma d'une pompe motorisée centrifuge.....                           | 10 |
| Figure II.6 : Pompe centrifuge monocellulaire.....                                   | 10 |
| Figure II.7 : Pompe centrifuge multicellulaire.....                                  | 10 |
| Figure III.1 : Diagramme de Moody.....   | 16 |
| Figure III.2 : Coefficient de perte de charge dans les courbes.....                  | 19 |
| Figure III.3 : $\xi$ des différents types de vannes .....                            | 20 |
| Figure III.4 : La pompe LVZ 125/300/3.....   | 25 |
| Figure III.5 : Les courbes caractéristique d'une pompe.....                          | 28 |
| Figure IV.1 : interaction entre les trois modules (Modèle – Vue – Contrôleur) ... .. | 32 |

|  |    |
|--|----|
| Figure IV.2 : Interface du programme informatique .....                                      | 36 |
| Figure IV.3 : Graphe de comparaison des résultats de calculs .....                           | 38 |
| Figure IV.4 : Comparaison entre les corrélations ... ..                                      | 43 |
| Figure IV.5 : Comparaison entre les deux formules... ..                                      | 44 |
| Figure IV.6 : Graphe représentant la vitesse d'écoulement avant et après rectification ..... | 46 |
| Figure IV.7 : Graphe représentant les pertes de charge avant et après rectification ... ..   | 47 |

# Nomenclature

| Symboles      | Définition   | Unité (SI)        |
|---------------|--|-------------------|
| V             | Vitesse d'écoulement                                   | m/s               |
| $Q_v$         | Le débit volumétrique                                  | m <sup>3</sup> /s |
| D             | Diamètre de la conduite                                | m                 |
| g             | Accélération de la pesanteur                           | m s <sup>-2</sup> |
| Re            | Nombre de Reynolds                                     | -                 |
| p             | Pression   | Pa                |
| H             | La perte de charge totale                              | m                 |
| $\Delta_{HL}$ | Les pertes de charge linéaire                          | m                 |
| H             | Hauteur d'élévation                                    | m                 |
| N             | Vitesse de rotation                                    | Tr/min            |
| $\Delta_{PL}$ | Les pertes de charge linéaire                          | Pa                |
| $\Delta_{HS}$ | Les perte de charge singulière                         | m                 |
| $\Delta_{PS}$ | Les pertes de charge singulière                        | Pa                |
| L             | Représente la longueur de la conduite                  | m                 |
| $C_{HW}$      | Représente le coefficient de rugosité de Hazen-William | -                 |
| P1            | Pression d'aspiration                                  | Bar               |
| P             | Pression de refoulement                                | Bar               |
| DP            | Différence de pression                                 |                   |
| Pm            | La puissance de moteur                                 | KW                |
| $R_h$         | Représente le rayon hydraulique (D/4)                  | M                 |
| $\Sigma H$    | Somme des pertes de charge                             | m                 |

|            |   |             |
|------------|---|-------------|
| $S'$       | Représente les pertes de charge par unité de longueur | -           |
| $k$        | le facteur de conversion pour le système d'unités     | -           |
| $A$        | Surface de section transversale de la conduite        | $m^2$       |
| $K$        | Coefficient propre à chaque tronçon                   | -           |
| $D_0$      | Le diamètre amené de l'entrée sur la roue.            | $m$         |
| $(H)_i$    | Représente les pertes de charge dans le tronçon (i)   | $m$         |
| $\Delta Q$ | Valeur de correction des débits                       | $m^3/s$     |
| $TP$       | Température de pompage                                | $^{\circ}C$ |
| $n_h$      | Le rendement hydraulique                              | -           |
| $n_v$      | Le rendement volumétrique                             | -           |
| $n_m$      | Le rendement mécanique                                | -           |
| $n_s$      | La Vitesse spécifique de la pompe                     | -           |
| $P_a$      | Puissance absorbé                                     | $KW$        |
| $Q_v$      | Débit refoulé   | $m^3/s$     |
| $H_A$      | Hauteur manométrique totale                           | $m$         |
| $P_m$      | Puissance du moteur électrique                        | $KW$        |

### Symboles grecs

|               |   |               |
|---------------|---|---------------|
| $\eta$        | : Rendement de la pompe                   | -             |
| $\rho$        | : Masse volumique de l'eau                | $kg\ m^{-3}$  |
| $\lambda$     | : Coefficient de perte de charge linéaire | -             |
| $\xi$         | : Coefficient de perte charge singulière  | -             |
| $\nu$         | : Viscosité cinématique                   | $m^2\ s^{-1}$ |
| $\varepsilon$ | Coefficient de rugosité                   | $m$           |

### Indices

$i, j$  :  $i^{\text{ème}}$  et  $j^{\text{ème}}$  composantes.

**Abréviations**

|           |  |
|-----------|--|
| E.RE.NAV  | Entreprise de réparation naval                       |
| U.R.NA.B  | Unité de réparation naval Béjaia                     |
| G.A.T. MA | Groupe Algérien de Transport Maritime                |
| EPE-SPA   | Entreprise publique économique- société par action   |
| ERENAWA   | Entreprise de réparation navale de la Wilaya d'Alger |
| SNTM      | Société nationale de transport maritime              |
| CNAM      | Compagnie nationale algérienne de navigation         |
| URNAL     | Unité de réparation naval Alger                      |
| URNO      | Unité de réparation naval Oran                       |
| ISO       | Organisation internationale de normalisation         |
| HMT       | Hauteur Manométrique Totale                          |
| NFPA      | National Fire Protection Association                 |
| BS        | British Standard                                     |
| APR       | Analyse Préliminaire des Risques                     |
| EDD       | Etude De Danger                                      |
| HP        | Haute pression                                       |

# Introduction

Le risque incendie est la principale préoccupation d'E.RE.NAV Béjaïa. Contrairement à d'autres facteurs aggravants, un incendie peut causer des dommages graves et parfois irréparables à la construction et interrompre gravement les activités et les services qui y sont dispensés, ainsi que des dommages aux personnes. Il est donc important de privilégier autant que possible la prévention et la lutte contre les incendies. Par conséquent, tous les efforts doivent être faits pour limiter le risque d'incendie et minimiser ces effets. Bien que le coût de cet effort puisse sembler prohibitif, le coût de l'inaction peut être encore plus élevé !

Dans ce cas, l'entreprise E.RE.NAV s'est doté d'un réseau anti-incendie dans tous ces sièges y compris son dock flottant, qui nécessite une étude pour voir s'il confond aux normes internationales de sécurité.

Quant à notre séquence de travail, elle sera dans le premier cas : l'introduction de l'entreprise, son développement et ses différentes activités industrielles. Ensuite, nous commencerons par la description du réseau de protection incendie existant, les principes de base et les règles générales de conception des installations de protection incendie, et une brève description du système de pompage. Après avoir décrit le réseau, nous nous consacrerons à l'étude du réseau, qui se fait en différentes parties :

- Calcul hydraulique (calcul des pertes de charge, vitesse d'écoulement, régime d'écoulement).
- L'introduction de la méthode de Hazen William.
- L'étude du système de pompage.

Nous terminerons ce modeste travail en développant un programme informatique pour faciliter les calculs hydrauliques, en dérivant ainsi une solution pour que le réseau soit conforme aux normes NFPA 15.

Une étude de la pompe sera ensuite développée pour en déduire le rendement et la puissance absorbée par cette dernière.

Enfin une conclusion générale, qui passera en revue l'ensemble de nos travaux.

# Présentation de l'entreprise

## I.1. Introduction :

Ce chapitre présente l'histoire et le développement d'E.RE.NAV et ses nombreuses activités industrielles. Par suite, nous entamerons la description du dock flottant de l'U.R.NA.B, ainsi qu'un organigramme décrivant différentes orientations de l'unité de Bejaïa.

## I.2. Présentation de l'entreprise E.RE.NAV :



**Figure I.1 :** La direction générale de l'E.RE.NA

### I.2.1. Définition de l'E.RE.NAV :[1]

ERENAV est EPE-SPA créé le 7 avril 1987 au capital de 1 550 MDA. Il s'agit du portefeuille de produits du Groupe Algérien de Transport Maritime « G.A.T. MA » sous tutelle du Ministère des Travaux Publics et des Transports, reconnu pour sa réactivité, ses compétences, sa qualité de travail et le respect des engagements. Elle est située dans les 4 plus grands ports d'Algérie, le littoral est long de 1 200 kilomètres et la position géographique est supérieure. Ces ports sont situés dans des baies relativement peu affectées par les perturbations météorologiques. Par ailleurs, le tirant d'eau est également bénéfique (13 m à Oran, 16m à Arzew, 12m à Bejaïa, 8 m à Alger) : ces atouts permettent d'attirer des navires de gros tonnage, ce qui porte espoir sur des opportunités d'affaires prometteuses.

### I.2.2. Les chantiers :[1]

ERENAV a son siège à Alger et opère à travers ses trois unités à Alger, Béjaïa et Oran. Elle possède un quai flottant de 15 000 tonnes à Béjaïa.

- **URNAB :**

Unité de réparation de Bejaïa Superficie de l'unité : 12 000 m<sup>2</sup> dont 2500 m<sup>2</sup> couverts, située à 250 Km à l'Est d'Alger dans port pétrolier et de commerce.

- **Infrastructures existantes :**

- I. Atelier de Mécanique : Comprend un atelier d'usinage.
- II. Atelier de chaudronnerie.
- III. Atelier d'électricité.
- IV. Atelier de menuiserie.
- V. Dock flottant de 15 000 tonnes (190 x 32 m) :
  - ☼ Etat de fonctionnement : bon,
  - ☼ Propriété : ERENAV,
  - ☼ Valeur brute des équipements : 1 346 millions de Dinars.



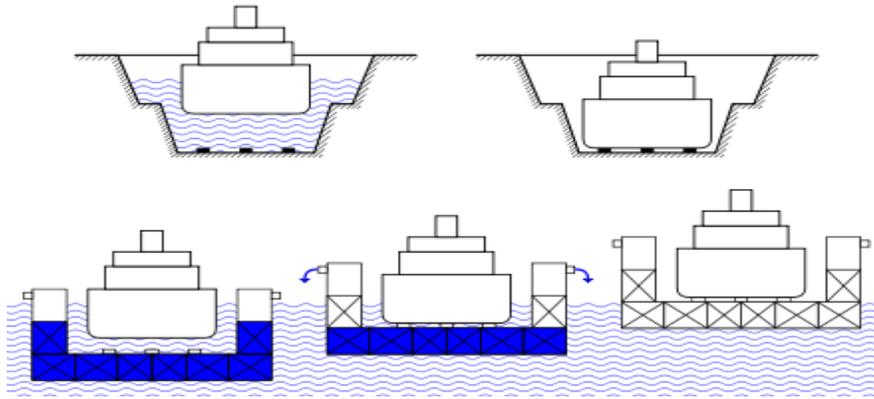
**Figure I.2 :** Dock flottant 15000T, Bejaia, « ELHAMMADIOUN BJ 17 ».

**a. Définition :[2]**

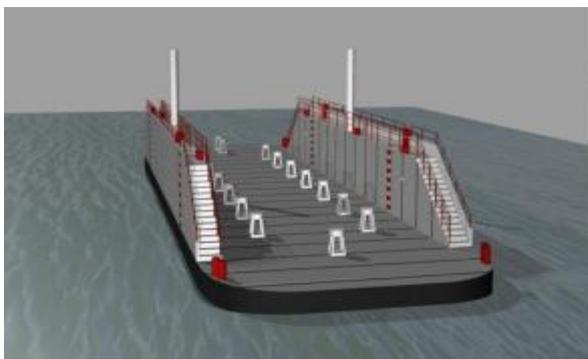
Le dock flottant est une structure métallique particulière. Ce dernier est principalement utilisé pour l'entretien et la réparation de navires. C'est une superstructure flottante, qu'on immerge presque complètement pour accueillir les bateaux, puis s'élève au-dessus de l'eau pour le mettre à sec. Le système est basé sur le principe du ballast. Ce quai est dit : autonome, il n'y a pas de limite à ses dimensions qui peuvent être prévues pour les plus forts tonnages.

**b. Fonctionnement :[2]**

Le dock flottant se compose d'une plate-forme horizontale avec deux caissons longitudinaux des deux côtés. En manipulant l'eau dans le ballast, le composant peut être immergé à une certaine profondeur, de sorte que la profondeur d'immersion de la plate-forme soit inférieure au tirant d'eau du navire.



**Figure I.3 :** Ballastage et le déballastage du Dock flottant.



**Figure I.4 :** Dock à vide.



**Figure I.5 :** Dock en cours de ballastage et d'enfoncement.



**Figure I.6 :** Entrée du bateau sur Dock : positionnement et arrimage.



**Figure I.7 :** Fin du déballastage.

### I.3. Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons présenté l'entreprise E.RE.NAV d'une manière générale. Nous avons procédé à la description des différents chantiers de l'entreprise, ainsi on a parlé du Dock flottant situé au niveau de l'unité de Bejaia, ce qui fera objet des prochains chapitres.



# Description et dimensionnement du réseau anti-incendie

## II.1. Introduction :

Dans ce présent chapitre, on entamera la description du réseau anti-incendie existant, ensuite nous citons les principes de base d'une installation anti-incendie en l'occurrence les règles de conception, et on conclura par la description du système de pompage.

## II.2. Description du réseau anti-incendie existant :

### II.2.1. Réseau incendie :[2]

Le réseau actuel équipé par le dock flottant de l'unité de Bejaïa est comme suite :

- ❖ Une longueur de 165m dans les deux côtés Tribord et Bâbord avec un raccordement de 36m, pour un diamètre de 125 mm (4.9').
- ❖ Des contraintes de 15m (10 contraintes), pour un diamètre de 65 mm (2.55').
- ❖ 28 vannes et 24 nœuds.
- ❖ Approvisionnement en eau de mer.
- ❖ 2 pompes centrifuge (immergées).



**Figure II.1 :** Réseau anti-incendie.

**II.2.1.1. Pompe immergée :**

**i. Définition :[3]**

Les pompes submersibles, comme leur nom l'indique, sont des pompes installées sous l'eau. L'utilisation de pompes submersibles permet de pomper l'eau de puits ou de forages, là où l'utilisation de pompes de surface s'est avérée impossible, notamment lorsque l'on souhaite récupérer l'eau à plus de 8 mètres de profondeur.

Il existe différentes tailles de pompes de forage submersibles. Le choix du modèle dépend du débit, HMT, et de la nature du liquide pompé.

**II.3. Principe de base de la protection contre l'incendie :[5]**

La lutte contre l'incendie utilise toutes les technologies disponibles pour s'adapter au mieux les solutions possibles liées aux risques identifiés :

- ☼ Protection passive (mur coupe-feu, mur anti-explosion).
- ☼ Protection active (eau, mousse, autres systèmes).

La combinaison de ces différentes possibilités détermine le plan d'intervention, afin d'optimiser les moyens de mise en œuvre et le temps de réponse associé.

La grande variété et l'intensité des incendies pouvant survenir dans les installations de traitement des hydrocarbures signifient que la détermination des mesures de protection et des besoins en eau associés n'est pas une science exacte. Par conséquent, nous adoptons les normes suivantes :

- ☼ NFPA (National Fire Protection Association).
- ☼ BS (British Standard).

Dans notre étude, nous allons nous référencier aux normes américaines NFPA.

**II.3.1. Définition de la NFPA :[6]**

La National Fire Protection Association (NFPA) est une organisation internationale à but non lucratif vouée à l'élimination des décès, des blessures, des dommages matériels et des pertes économiques causés par les incendies, les risques électriques et les risques connexes. En 2018, la NFPA prétend avoir 50 000 membres et 9 000 bénévoles travaillant avec l'organisation à travers ses 250 comités techniques.[7]

## **II.4. Règle de design :**

### **II.4.1. Réseau de tuyauterie :[8]**

Le réseau d'eau de lutte contre l'incendie est alimenté par l'eau de mer, garantissant que chaque consommateur s'approvisionne en eau par deux voies différentes. Le tuyau mesure au moins 5" de diamètre de type acier (HP) conforme à la norme NFPA 15.

### **II.4.2. Tuyau d'incendie :[9]**

La pression de service typique des tuyaux d'incendie peut varier de 8 à 20 bars, et selon la norme NFPA 1961 pour les tuyaux d'incendie, sa pression d'éclatement dépasse 110 bars.

### **II.4.3. Vitesse maximale :[9]**

Dans les conduites remplies d'eau, la vitesse d'écoulement maximale est de l'ordre de 3 m/s, ce qui peut empêcher une chute de pression excessive et retarder la corrosion des conduites.

### **II.4.4. Vannes :[9]**

Toutes les vannes doivent être d'un type homologué et conformes aux normes en vigueur dans le domaine des applications de gestion. Le nombre de vannes dépend de l'étendue du réseau. Elles sont positionnées et réparties judicieusement afin d'effectuer d'éventuelles réparations sur le réseau si nécessaire. Cela permet de couper les parties du réseau qui doivent être entretenues sans avoir à condamner l'incendie l'extinction de l'ensemble du système.

### **II.4.5. Pompe incendie :[10]**

Les pompes incendie doivent couvrir 100% de la demande maximale à la pression requise dans tout le réseau. On trouve généralement la combinaison suivante :

- 2 x 100%.
- 2 x (2 x 50%).
- 3 x 50% (combinaison la plus fréquente).

## **II.5. Système de pompage :**

### **II.5.1. Généralité :**

#### **II.5.1.1. Définition :**

Une pompe est une machine dont la fonction est d'assurer l'échange d'énergie mécanique entre le liquide et le rotor qui tourne à vitesse constante autour de l'arbre.[11]

### **II.5.2. Turbopompe :[13]**

Une turbopompe est une machine dans laquelle l'énergie transférée au liquide est principalement de l'énergie cinétique, qui lui est transférée par le rotor. Elles sont toutes rotatives. Ce sont des pompes centrifuges, à hélice (axiale) et hélico-centrifuge.

#### **II.5.2.1. Les pompes centrifuges :[13]**

Le mouvement du liquide est strictement perpendiculaire à l'axe car il pénètre au centre de la roue et est projeté sous l'action conjuguée de la force centrifuge et des pales du rotor.



**Figure II.2 :** Pompe centrifuge.

#### **II.5.2.2. Les pompes axiales :[13]**

Dans ce type de pompes, le fluide est animé d'un mouvement parallèle à l'axe de la pompe.

#### **II.5.2.3. Les pompes hélico-centrifuge :[13]**

Ce type de pompe a une hélice entre deux types extrêmes, centrifuge et hélice. Le mouvement imprimé au liquide est, donc, à la fois centrifuge et axial.

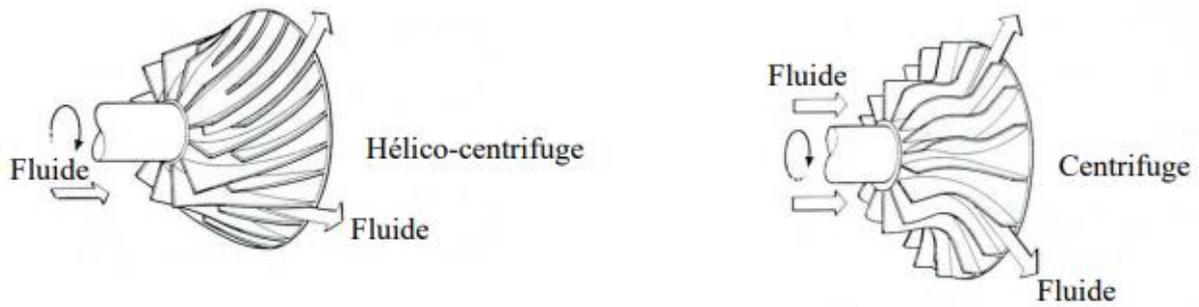


Figure II.3 : Différents types de turbopompes.

#### II.5.2.4. Constitution d'une turbopompe :[13]

On trouve généralement dans une turbopompe :

- La roue.
- Le corps.
- Le diffuseur.
- Le distributeur.

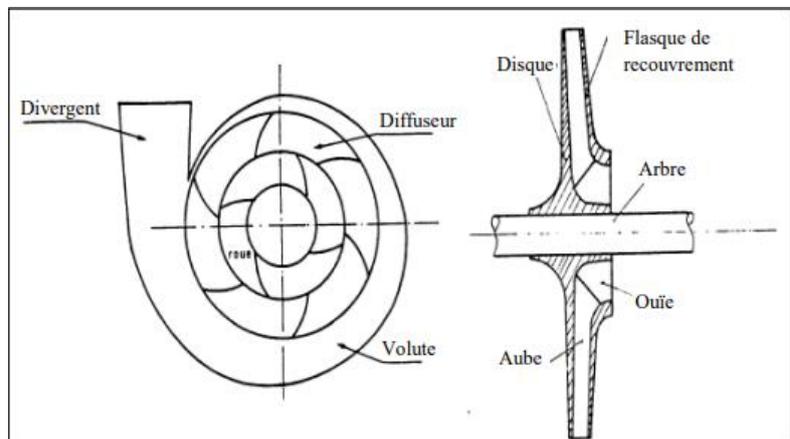


Figure II.4 : Constitution d'une turbopompe.[13]

#### II.5.3. Pompe centrifuge :

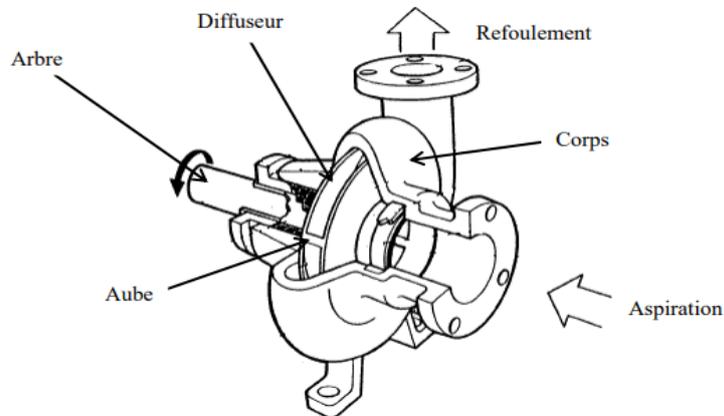
##### II.5.3.1. Définition :[14]

Une pompe centrifuge est une machine rotative qui pompe du liquide en le forçant à travers une roue à aubes appelée roue à aubes. Par l'action de la rotation de la roue à aubes, le fluide pompé est aspiré dans la pompe axialement, puis accéléré radialement, et enfin refoulé tangentiellement, formant un chemin centrifuge, d'où le nom de ces machines.

##### II.5.3.2. Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge pure :[14]

La pompe centrifuge accélère le fluide qui la traverse en lui appliquant un mouvement de rotation, générant ainsi une certaine quantité d'énergie hydraulique.

Cette énergie hydraulique peut être considérée comme la somme de l'énergie cinétique déterminée par le mouvement du liquide dans le tube et de l'énergie potentielle emmagasinée sous forme d'augmentation de pression ou de hauteur (théorème de Bernoulli).

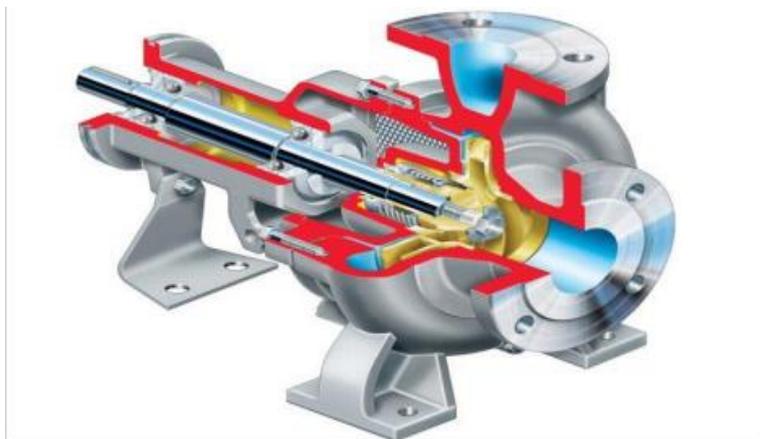


**Figure II.5 :** Schéma d'une pompe motorisée centrifuge.[15]

#### **II.5.4. Différents types de pompes Centrifuges :**

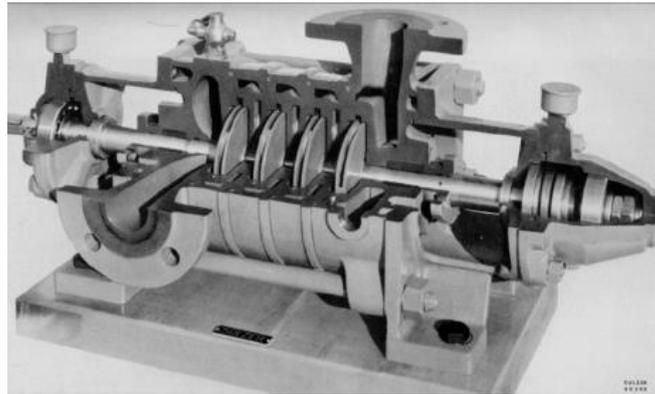
##### **II.5.4.1. Nombre de roue (pompes mono et multicellulaire) :**

###### **a. Pompe monocellulaire :**



**Figure II.6 :** Pompe centrifuge monocellulaire.[13]

**b. Pompe multicellulaire :[13]**



**Figure II.7 : Pompe centrifuge multicellulaire.**

**II.5.4.2. Pompe à axe horizontal et vertical :**

IL existe des pompes à axe horizontal ou vertical. Ces dernières peuvent être dites de surface.

**1. Pompe de surface à axe horizontal :[16]**

Cette disposition est la plus classique et convient généralement aux pompes de surface. La pompe et le moteur sont reliés par un accouplement.

**2. Pompe de surface à axe vertical :**

Disposition utilisée lorsqu'une empreinte peu encombrante est requise et que les performances obtenues par la pompe sont fondamentalement les mêmes que celles de la disposition horizontale.

**3. Pompe immergée à axe vertical :[16]**

Ces pompes sont plus récentes que les précédentes, elles sont destinées aux équipements de puits profond. Elles sont commandées par un moteur en surface ou un moteur immergé.

**II.5.4.3. Types d'effluents à pomper :[13]**

Les pompes mentionnées ci-dessus sont généralement utilisées pour pomper de l'eau propre ou de l'eau à faible charge, et il existe des pompes spécialement conçues pour pomper de l'eau de charge (assainissement, eau pluviales, eau industrielle, ...).

**II.6. Conclusion :**

Dans ce chapitre, nous avons décrit les principes et les règles de dimensionnement d'un réseau anti-incendie conformément à la norme NFPA, et la description du système de pompage, ce qui fera objet de calcul dans les prochains chapitres.



# Equilibrage du réseau et système de pompage

## III.1. Introduction

Un des points importants dans notre projet est le calcul des pertes de charge engendrées par le déplacement du fluide dans le réseau. Le calcul de ces dernières n'est pas un point facile, car il y a la contrainte de la diversité des formules utilisées. Dans ce chapitre, nous présenterons la formule de Hazen-Williams et la méthode de Hardy-Cross, puis nous continuerons à décrire le système de pompage.

## III.2. Historique [18]

Pendant longtemps, les humains ont utilisé des réseaux de canalisations pour transporter des fluides. Le premier tuyau en terre cuite remonte au IIIe millénaire avant J.-C., mais ce n'est qu'au IIIe siècle avant J.-C. que les ingénieurs d'Archimède et d'Alexandre montrèrent des circuits fonctionnant sous charge. C'est-à-dire sous pression et sans surface libre. Le système d'approvisionnement en eau a été progressivement amélioré grâce à l'utilisation de tuyaux métalliques.

## III.3. Généralité [8]

Un réseau de canalisations hydrauliques est un simple système de canalisations reliées les unes aux autres. Dans ce cas, les paramètres géométriques (diamètre, rugosité) et hydrauliques (débit, vitesse, perte de charge) peuvent être différents en plusieurs points du réseau. Pour le calcul hydraulique de la canalisation, on a les paramètres suivants :

### III.3.1. Vitesse d'écoulement : [18]

La vitesse d'écoulement d'un fluide dans une conduite se détermine par la relation suivante :

$$V = \frac{4Q_v}{\pi D^2} \quad (\text{III.1})$$

Avec :

- V : Représente la vitesse d'écoulement dans la conduite, en [m/s] ;
- $Q_v$  : Représente le débit véhiculé dans la conduite, en [m<sup>3</sup>/s] ;
- D : Représente le diamètre de la conduite, en [m].

### III.3.2. Régime d'écoulement :[19]

L'état d'écoulement du fluide dépend de la relation entre la force d'inertie et la force visqueuse dans l'écoulement. Ce rapport est caractérisé par le nombre de Reynolds.

### III.3.3. Nombre de Reynolds :[17]

L'ingénieur britannique Osborne Reynolds (1842-1912) a clarifié le concept d'écoulement de fluide et a montré que trois facteurs déterminent leurs propriétés.

Ces facteurs sont :

- ✓ La vitesse d'écoulement  $V$  du fluide, en [m /s] ;
- ✓ Le diamètre intérieur de la tuyauterie  $D$ , en [m] ;
- ✓ La viscosité cinématique du fluide  $\nu$ , en [m<sup>2</sup>/s] ;

Le nombre de Reynolds ( $Re$ ) est donc obtenu de la manière suivante :

$$Re = \frac{VD}{\nu} \quad (III.2)$$

Avec :

$Re$  : Nombre sans dimension.

- ❖ Si  $Re < 2000$  l'écoulement est laminaire.
- ❖ Si  $2000 < Re < 4000$  l'écoulement est transitoire.
- ❖ Si  $Re > 4000$  l'écoulement est turbulent.

### III.3.4. Viscosité :[17]

Dans un écoulement de fluide réel, les particules près de l'axe de la veine se déplacent plus rapidement que les particules près du bord du tuyau. Ce glissement de particules les unes sur les autres provoquera Frottement interne, ces forces de frottement dans le fluide sont des forces visqueuses. La viscosité est spécifique à tous les fluides, sa La mesure relève du domaine de l'expérimentation, et l'on peut remarquer qu'elle dépend principalement de la température.

### III.3.5 Rugosité :[17]

La rugosité correspond au concept général selon lequel il existe différents degrés de rugosité sur la surface. On peut voir que lorsque la rugosité du tuyau augmente, le frottement sera plus important, donc la perte de charge augmentera. Par conséquent, la chute de pression est fonction du matériau du tuyau.

### III.3.6. Equation de Bernoulli :[20]

Le théorème généralisé de Bernoulli peut exprimer la conservation de l'énergie entre deux points A et B dans un système hydraulique, c'est-à-dire que la somme de diverses formes d'énergie (énergie potentielle, énergie cinétique et énergie de pression) représente la somme des différentes chutes de pression. La formule générale de cette équation s'écrit :

$$\frac{P_A}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} + h_A = \frac{P_B}{\rho g} + \frac{V_B^2}{2g} + h_B + \Delta H \quad (\text{III.3})$$

Avec :

- $P_A$  et  $P_B$ : Représente la pression au point A et B, en [Pa] ;
- $V_A$  et  $V_B$  : Représente la vitesse au point A et B, en [m/s] ;
- $h_A$  et  $h_B$ : Représente la hauteur géométrique au point A et B, en [m] ;
- $\Delta H$  : Représente la perte de charge totale, en [m]

### III.4. Perte de charge :[21]

En hydraulique, la perte de charge correspond à l'énergie dissipée par frottement visqueux, lors de l'écoulement du fluide, elle apparaît comme la hauteur de la colonne d'eau dans l'équation de Bernoulli. Il existe deux types de perte de charge :

#### III.4.1. Perte de charge linéaire :[19]

L'équation de Prony est une équation importante largement utilisée en hydraulique. Il est utilisé pour calculer la perte de charge due au frottement du tuyau. C'est une équation empirique développée par Gaspard de Prony au XIXe siècle [24] :

$$\Delta H_L = \frac{L}{D} (aV + bV^2) \quad (\text{III.4})$$

où  $H_L$  représente la chute de pression causée par le frottement, qui est calculée par le rapport de la longueur du tuyau à son diamètre  $L/D$ , la vitesse d'écoulement  $V$  et deux facteurs empiriques  $a$  et  $b$  tenant compte du frottement.

Cette équation est aujourd'hui supplantée par l'équation de Darcy-Weisbach.

Ce que nous appelons l'équation de Darcy-Weisbach a une longue histoire de développement. Il porte le nom de deux grands (super) ingénieurs hydrauliques du milieu du XIXe siècle, mais d'autres ont également joué un rôle important. Julius Weisbach (1806-1871) est née en Saxe et a proposé en 1845 les équations que nous utilisons aujourd'hui [25] :

$$\Delta P = \lambda \frac{L}{D_h} \cdot \rho \frac{V^2}{2} \quad (\text{III.5})$$

La perte de charge, obtenue en divisant l'expression précédente par «  $\rho g$  » s'exprime en [m] :

$$\Delta H = \lambda \frac{L}{D_h} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (\text{III.6})$$

Avec :

- $\Delta_{HL}$  : Représente la perte de charge linéaire, en [m] ;
- $V$  : Représente la vitesse d'écoulement dans la conduite, en [m/s] ;
- $L$  : Représente la longueur de la conduite, en [m] ;
- $D$  : Représente le diamètre de la conduite, en [m] ;
- $g$  : Représente l'accélération de la pesanteur, ( $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ ) ;
- $\rho$  : Représente la masse volumique du fluide, en [ $\text{kg/m}^3$ ] ;
- $\lambda$  : Représente le coefficient des pertes de charge linéaire, dépend de la rugosité de la paroi de la conduite et du régime d'écoulement.

Darcy (un étudiant de Prony) a publié une nouvelle relation pour le coefficient de Prony en 1857 basée sur un grand nombre d'expériences. Sa nouvelle équation est :

$$\Delta H_L = \frac{L}{D} [(c + d / D^2)V + (d + e / D)V^2] \quad (\text{III.7})$$

Où c, d et e sont des coefficients empiriques pour un type de comportement donné. Darcy a ainsi proposé le concept de rugosité des tuyaux mesurée par le diamètre ; nous utilisons maintenant les diagrammes de Moody's pour illustrer la rugosité relative.

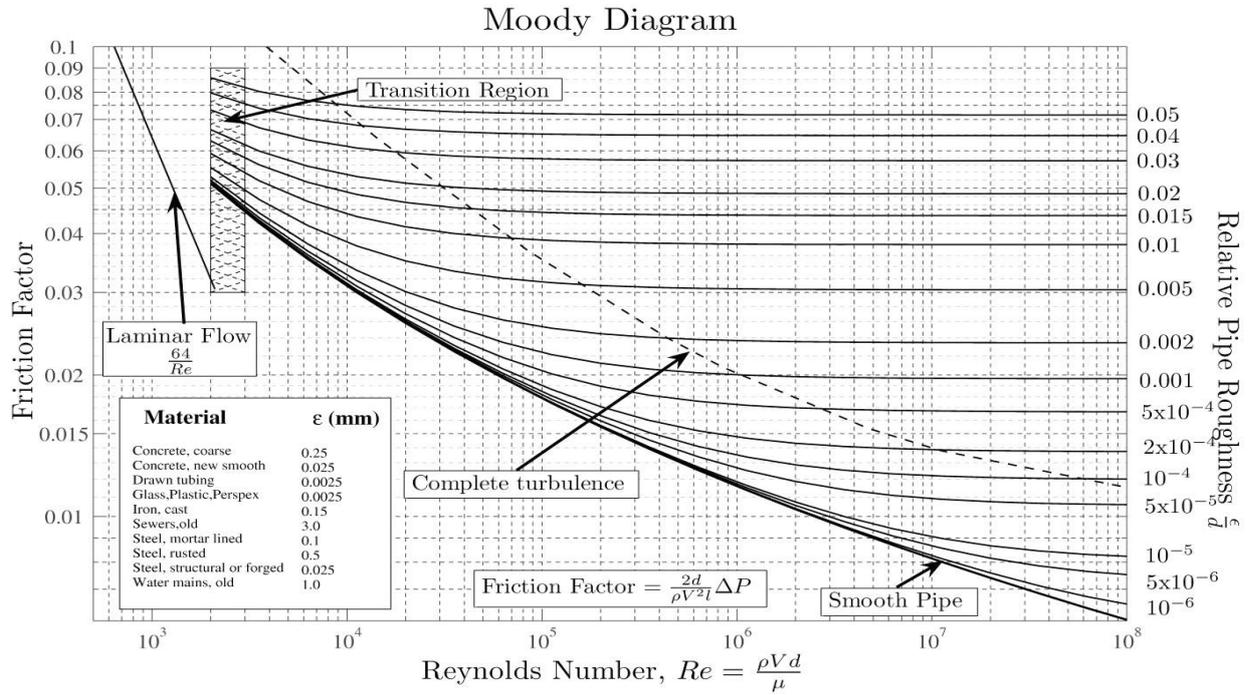


Figure III.1 : Diagramme de Moody [26]

Le coefficient de perte de charge, le plus souvent noté  $\lambda$  (parfois  $f_D$ ), dépend de l'état de l'écoulement (laminaire ou turbulent) et des caractéristiques du fluide. Dans des conditions isothermes, le nombre de Reynolds (le rapport de la force d'inertie à la puissance visqueuse dissipée) est suffisant pour caractériser l'état d'écoulement.

**i. Coefficient de perte de charge linéaire :**

Il existe de nombreuses façons de définir le coefficient de perte de charge. L'un des plus célèbres est le graphique de Moody, qui est un bouclier qui permet de déterminer le coefficient de perte de charge en fonction du nombre de Reynolds et de la rugosité du tuyau.

Ce paramètre peut également être calculé directement à partir de la corrélation qui est à la base du graphique Moody.

Pour un écoulement laminaire dans un tube circulaire, on obtient l'expression de par identification avec la loi de Hagen-Poiseuille :

$$\lambda = \frac{64}{Re} \tag{III.8}$$

Pour un écoulement turbulent dans un tube circulaire  $Re > 4000$ , il y a beaucoup de corrélation, certaines sont simples mais pas précises, d'autres sont plus lourdes mais plus proches de la réalité.

Les différentes corrélations :

La corrélation de Blasius est la plus simple, mais son efficacité est réduite à un comportement parfaitement fluide (conduite parfaitement lisse) [28]:

$$\lambda = 0.316 \times Re^{-0.25} \quad (\text{III.9})$$

La corrélation de blench n'est utilisée que pour des conditions lisses et totalement turbulentes (au-dessus de la ligne pointillée dans le graphique de Moody) [28].

$$\lambda = 0.790 \times \sqrt{\frac{\varepsilon}{D}} \quad (\text{III.10})$$

La corrélation de Colebrook est également appelée équation de Colebrook-White.[28]

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \times \log_{10} \left( \frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} + \left( \frac{\varepsilon}{3.7D} \right) \right) \quad (\text{III.11})$$

La corrélation de Haaland a été proposée par l'Institut norvégien de technologie en 1984 pour calculer le coefficient de frottement dans la formule DARCY-Weisbach pour une conduite circulaire en charge. C'est une approximation de l'équation implicite de Colebrook.

Son efficacité se réduit à la turbulence grossière.[29]

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -1.8 \times \log_{10} \left( \frac{6.9}{Re} + \left( \frac{\varepsilon}{3.7D} \right)^{1.11} \right) \quad (\text{III.12})$$

Corrélation de Swamee–Jain a été établie en 1976 pour calculer clairement le coefficient de frottement d'un écoulement turbulent dans un tuyau circulaire sous pression. Il est destiné à être une solution approximative à la relation implicite de Colebrook. Cependant ils indiquent que l'équation ne s'applique qu'avec des valeurs  $5000 < Re < 10^8$ .

Sa validité se réduit aux écoulements turbulents rugueux. [30]

$$\lambda = \frac{0.25}{\left( \log_{10} \left[ \frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right] \right)^2} \quad (\text{III.13})$$

Corrélation de Serghides. L'erreur absolue maximale du nombre de Reynolds et de la rugosité est de 0,0031%, et 70 points sont comparés dans une large gamme de valeurs.[31]

$$\begin{aligned}
 A &= -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon / D}{3.7} + \frac{12}{\text{Re}} \right) \\
 B &= -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon / D}{3.7} + \frac{2.51A}{\text{Re}} \right) \\
 C &= -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon / D}{3.7} + \frac{2.51B}{\text{Re}} \right) \\
 \lambda &= \left( A - \frac{(B-A)^2}{C-2B+A} \right)^{-2}
 \end{aligned}
 \tag{III.14}$$

Stuart W. Churchill a développé une formule pour les deux régimes, laminaire et turbulent rugueux.[32]

$$\begin{aligned}
 \lambda &= 8 \left( \left( \frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + (A+B)^{-1.5} \right)^{\frac{1}{12}} \\
 A &= \left( 2.457 \ln \left( \left( \frac{7}{\text{Re}} \right)^{0.9} + 0.27 \frac{\varepsilon}{D} \right)^{-1} \right)^{16} \\
 B &= \left( \frac{37530}{\text{Re}} \right)^{16}
 \end{aligned}
 \tag{III.15}$$

La corrélation d'efficacité de Johann Nikuradse est réduite à une turbulence grossière.[36]

$$\lambda = \frac{1}{\left( 2 \log_{10} \left( \frac{D}{\varepsilon} \right) + 1,14 \right)^2}
 \tag{III.16}$$

La rugosité relative est le paramètre dont dépend le coefficient de frottement  $f$  lorsque l'écoulement est dans un état turbulent rugueux. Cette relation est également connue sous le nom de formule Nikuradse pour rendre hommage à son auteur.

### III.4.2. Les pertes de charge singulières :[19]

La chute de pression singulière est principalement due à un accident de canalisation, c'est-à-dire à toute modification géométrique de la canalisation.

La perte de charge singulière peut être déterminée par calcul ou à l'aide d'un tableau (abaque), où une construction graphique à partir de grandeurs simples qui donnera un résultat. [33].

Ces pertes de charge singulière sont caractérisées par un coefficient de pertes  $\xi$ , déterminées par la relation suivante :

$$\Delta H_s = \xi \frac{V^2}{2g}, \text{ où } \rightarrow \Delta P_s = \xi \frac{\rho V^2}{2} \tag{III.17}$$

Avec :

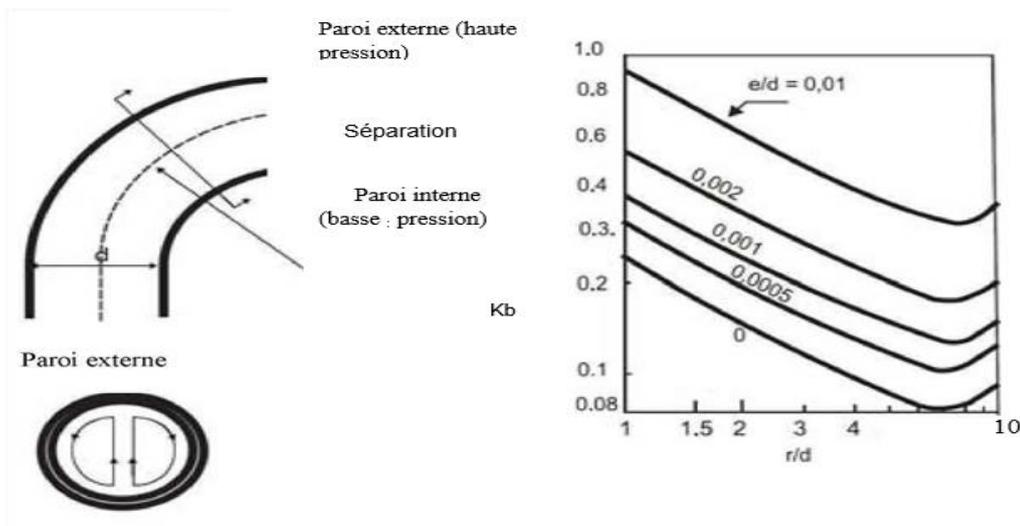
- $\Delta H_s$  : Représente la perte de charge singulière, en [m] ;
- $\Delta P_s$  : Représente la perte de charge singulière, en [Pa] ;
- V : Représente la vitesse de l'écoulement dans la conduite, en [m/s] ;
- $\xi$  : Représente le coefficient des pertes de charge, sa valeur correspond à différents types de composants d'un circuit hydraulique.

Dans la plupart des cas de réseaux complexes, la perte de charge singulière n'est pas importante par rapport à la perte continue.

Dans nos calculs, d'après les noms donnés dans la littérature, nous pensons que la perte de charge singulière représente 10% à 20% de la perte de charge linéaire à travers la section.

**III.4.3. Perte de charge dans les coudes :**

Dans un coude, la pression de l'écoulement du tuyau augmente le long de la paroi externe et la pression diminue le long de la paroi interne. Ce déséquilibre de pression conduit à un écoulement secondaire. Ces mouvements simultanés (écoulement longitudinal et écoulement secondaire) produisent un écoulement en spirale sur une longueur d'environ 100 diamètres. Il se dissipe par friction visqueuse.

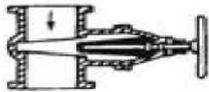


**Figure III.2 :** Coefficients de perte de charge dans les courbes

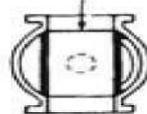
### III.4.4. Perte de charge dans les vannes :

Les vannes sont utilisées pour isoler les composants des autres composants, afin qu'ils puissent être complètement fermés ou complètement ouverts, et le débit est régulé par des aubes de distributeur, des aubes de turbine ou des vannes à pointe de turbine.

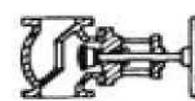
La perte de charge produite par le fluide à travers une vanne ouverte dépend du type de vanne. La figure ci-dessous montre les valeurs  $\xi$  des différents types de vannes.[35]



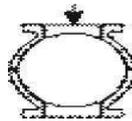
Vanne d'arrêt  $\xi = 0.2$



vanne sphérique  $\xi = 0.05$



clapet de retenue  $\xi = 1$



Vanne papillon  $\xi = 0.6$

Figure III.3 :  $\xi$  des différents types de vannes.

### III.5. Equation expérimentale de Hazen-William :[20]

L'équation de Hazen-William est une formule empirique qui relie le débit d'eau dans le pipeline, les caractéristiques physiques du pipeline et la chute de pression causée par le frottement ; il est utilisé dans la conception des conduites d'eau dans des systèmes tels que les systèmes de lutte contre l'incendie et les réseaux d'approvisionnement en eau. Elle porte le nom d'Allen Hazen et de Stewart Gardner Williams. L'avantage de l'équation de Hazen-Williams est que son coefficient CHW n'est pas fonction du nombre de Reynolds et qu'elle ne prend pas en compte la température ou la viscosité du fluide.

La formule générale de cette équation est donnée par :

$$V = k \times C_{HW} \times R_h^{0.63} \times S'^{0.54} \quad (III.18)$$

Avec :

- V : Représente la vitesse de l'écoulement en [m/s] ;
- $R_h$  : Représente le rayon hydraulique,  $R_h = \frac{D}{4}$  en [m] ;
- S' : Représente la perte de charge par unité de longueur ;

- $k$  : Représente le facteur de conversion pour le système d'unités ( $k = 0,849$  pour les unités SI) ;
- $C_{HW}$  : Représente le coefficient de rugosité de Hazen-Williams.

Le coefficient CHW dépend du matériau des conduites, qui est représenté dans le tableau suivant :

| Conduite                   | Valeur du coefficient CHW |
|----------------------------|---------------------------|
| Fonte                      | 100                       |
| Acier                      | 120                       |
| Fer au Carbon              | 120                       |
| Zingué                     | 120                       |
| Cuivre ou acier inoxydable | 150                       |
| Ciment                     | 140                       |
| Matière plastique, PVC     | 150                       |
| Plomb                      | 130                       |
| Fonte cimenté              | 140                       |
| Amiante                    | 140                       |

**Tableau III.1** : Valeur du CHW selon le matériau [8]

### III.5.1 Relation entre le débit et la perte de charge (H) dans une conduite : [20]

Cette équation, nous permet de prouver la relation entre la perte de charge H et le débit Qv.

En mettant en exponentielle chaque côté de la formule générale de Hazen-Williams par

$$\frac{1}{0.54} \text{ nous aurons : } V^{1.852} = k^{1.852} \times C_{HW}^{1.852} \times R_h^{1.17} \times S' \quad (\text{III.19})$$

Sachant que :

$$S' = \frac{H}{L}$$

Avec :

- ✓ H : Représente la perte de charge, en [m] ;

✓ L : Représente la longueur de la conduite, en [m].

La formule devient :

$$H = \frac{LV^{1.852}}{k^{1.852} \times C_{HW}^{1.852} \times R_h^{1.17}} \quad (\text{III.20})$$

Le rayon hydraulique :  $R = \frac{D}{4}$  (Ce rayon est différent géométrique r).

Et que :  $Q=VA$

Avec :

✓ V : Vitesse de l'écoulement dans la conduite, en [m/s] ;

✓ A : Surface de section transversale de la conduite,  $A = \frac{\pi D^2}{4}$  en [ $m^2$ ].

Après simplification, la formule de Hazen-Williams peut s'écrire :

$$H = \frac{4^{3.02} LQ^{1.852}}{\pi^{1.852} k^{1.852} \times C_{HW}^{1.852} \times D^{4.87}} = \frac{10.679LQ^{1.852}}{C_{HW}^{1.852} \times D^{4.87}} \quad (\text{III.21})$$

Donc :

$$H = KQ^m$$

Où :  $m=1.852$

K : est un coefficient propre à chaque tronçon, puisqu'il dépend de la longueur (L), du diamètre (D), du coefficient de Hazen-Williams ( $C_{HW}$ ) et de l'exposant (m).

$$K = \frac{\beta L}{C_{HW}^{1.852} \times D^{4.87}}$$

Avec :  $\beta = 10.679$

### III.7. Système de pompage :

#### III.7.1. Caractéristique des pompes centrifuge :

La pompe utilisée dans notre système anti-incendie est de type LVZ 125/300/3, ces caractéristiques sont intitulées dans le tableau ci-dessous :

| Paramètre                        | Désignation | Valeur | Unité             |
|----------------------------------|-------------|--------|-------------------|
| Débit                            | Q           | 136    | m <sup>3</sup> /h |
| Hauteur d'élévation              | H           | 80     | m                 |
| Vitesse de rotation              | N           | 1460   | tr/min            |
| Température de pompage           | TP          | 20     | °c                |
| Pression d'aspiration            | P1          | 8      | bar               |
| Pression de refoulement          | P           | 16     | bar               |
| Différence de pression           | DP          | 8      | bar               |
| Diamètre d'aspiration            | D1          | 150    | mm                |
| Diamètre de refoulement          | D2          | 125    | mm                |
| Densité de liquide à TP          | DP          | 1025   | kg/m <sup>3</sup> |
| Puissance consommée par la pompe | Pp          | 46.8   | Kw                |
| Rendement                        | N           | 64.8   | %                 |
| La puissance de moteur           | Pm          | 68     | kw                |

**Tableau III.2 :** Les caractéristiques de la pompe LVZ 125/300/3.

### III.7.1.1. Le débit de refoulement :

Le débit fourni par la pompe est la quantité d'eau qu'elle refoule par unité de temps. Elle s'exprime en litres par seconde (l/s) ou plus pratiquement en mètres cubes par heure (m<sup>3</sup>/h).

Le débit Q est fonction de la vitesse moyenne V du liquide et du diamètre D du tuyau :

$$Q_v = V \times S = V \times \frac{\pi \times D^2}{4} \quad (\text{III.22})$$

Avec :  $Q_v$  en [m<sup>3</sup>/s], V en [m/s] et D en [m]

### III.7.1.2. Calcul de différence de pression :

D'après l'équation de Bernoulli (entre refoulement et aspiration) :

$$H = (P_2 - P_1) / \rho g + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + (H_2 - H_1) + \sum h \quad (\text{III.23})$$

Avec :

- $\sum h$  : La somme des pertes de charge entre la conduite d'aspiration et de refoulement.
- $(H_2 - H_1)$  : Hauteur géométrique.
- $(\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g})$  : Hauteur cinématique.

On néglige :  $\sum h$  et  $(H_2 - H_1)$

Donc :  $(P_2 - P_1) = \rho g H + \rho(V_2^2 - V_1^2) / 2$

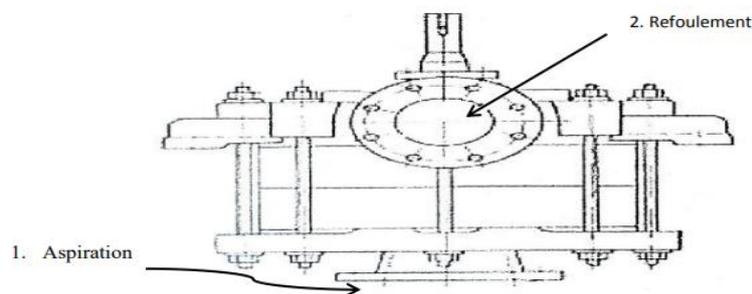
Avec :  $V = Q / S$

- Vitesse à l'entrée de la canalisation d'aspiration :

$$V_1 = Q / S_1 = \frac{4Q}{\pi \times D_1^2}$$

- Vitesse à la sortie de la canalisation de refoulement :

$$V_2 = Q / S_2 = \frac{4Q}{\pi \times D_2^2}$$



**Figure III.4** : La pompe LVZ 125/300/3.

### III.7.1.3. Vitesse spécifique de rotation $n_s$ :

La pompe à vitesse de référence fonctionne à l'eau avec un débit de  $Q = 1 \text{ m}^3 / \text{s}$ , et génère une pression de  $H = 1 \text{ m}$  avec le rendement le plus élevé sous la consommation électrique de 1ch (736 watts). Il est calculé selon la formule suivante : [23]

$$N_s = 3,65 n Q^{1/2} / H^{3/4} \quad (\text{III.24})$$

Où :  $1/\sqrt{0,075} = 0,075^{-1/2} = 3,65$

Avec :

- 0.075 : représente le débit maximal de la pompe ;
- n : la vitesse de rotation de la roue de la pompe (tr/mn) ;
- Q : le débit optimal de la pompe (m<sup>3</sup>/s) ;
- H : la hauteur manométrique correspondante au débit optimal (m).

#### III.7.1.4. Diamètre de l'arrête d'entrée réduit :[23]

$$D_0 = 4,5\sqrt[3]{Q/n} \quad (\text{III.25})$$

Avec :

$D_0$  : Le diamètre amené de l'entrée sur la roue.

#### III.7.1.5. Calcul des rendements :

##### i. Rendement hydraulique :

L'examen du problème des pertes hydrauliques montre que la nature physique des causes de ces pertes n'est pas suffisamment exprimée et ne peut être calculées par des méthodes théoriques, et les recherches expérimentales à cette époque sont également insuffisantes. Dans l'état moderne de la théorie de la pompe centrifuge, un professeur nous a fourni la formule suivante pour calculer et recalculer l'efficacité.[23]

$$n_h = 1 - 0,42 / (\ln D_0 - 0,172)^2 \quad (\text{III.26})$$

##### ii. Rendement volumétrique :

La perte de volume est causée par une fuite à l'intérieur de la pompe et l'espace entre le rotor et le corps de la pompe.[23]

$$n_v = 1 / (1 + 0,68 n s^{-2/3}) \quad (\text{III.27})$$

##### iii. Rendement mécanique :

La perte mécanique est la perte d'énergie causée par le frottement entre les garnitures mécaniques, les paliers lisses, les paliers de butée et la surface extérieure du rotor.[23]

$$n_m = n_g / n_h \cdot n_v \quad (III.28)$$

#### iv. Rendement global :

L'efficacité totale est le produit de l'efficacité hydraulique, de l'efficacité volumétrique et de l'efficacité mécanique. Elle nous indique si la pompe fonctionne sans perte et évalue l'efficacité de la consommation d'énergie.[23]

$$\begin{aligned} n_g &= n_h n_v n_m \\ n_g &= \frac{H \cdot Q}{367 \cdot P_a} \end{aligned} \quad (III.29)$$

#### v. Vitesse de rotation :

La vitesse de rotation est la vitesse maximale de la pompe en tr/min : [23]

$$\begin{aligned} H &= (3,65 / n_s)^{4/3} \\ n &= H^{4/3} n_s / 3.65 \sqrt{Q} \end{aligned} \quad (III.30)$$

Avec :

- H : La hauteur manométrique (m) ;
- Q : Le débit de la pompe (m<sup>3</sup> /s) ;
- ns : La Vitesse spécifique de la pompe ;
- n : la vitesse de rotation de la pompe (tr/ min).

#### III.7.1.6. Les courbes caractéristiques d'une pompe :

Les performances d'une pompe sont représentées par quatre courbes :

- ✓ La courbe hauteur-débit (H, Qv) : représente la variation de la hauteur d'élévation en fonction du débit  $H = f(Qv)$ .
- ✓ La courbe de puissance absorbée en fonction du débit :  $Pa = f(Qv)$ .
- ✓ La courbe de rendement : elle exprime la variation du rendement de la pompe en fonction du débit  $\eta = f(Qv)$ .

- ✓ La courbe de NPSH (Net Pressure Suction Head) : elle représente et définit la pression nécessaire à l'entrée de la roue pour obtenir un bon fonctionnement de la pompe,  $NPSH = f(Q_v)$ . La figure ci-dessous représente les caractéristiques d'une pompe.

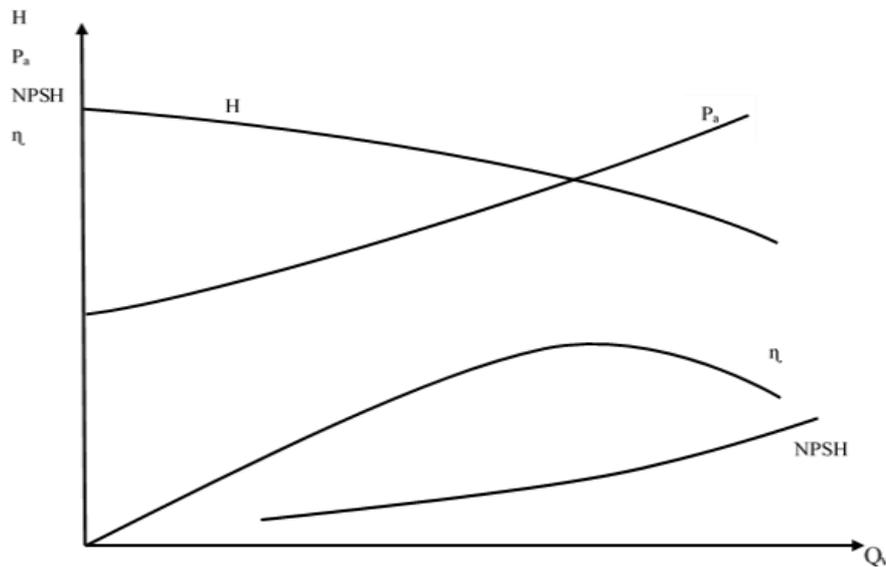


Figure III.5 : Les courbes caractéristiques d'une pompe.

### III.7.2. Puissance absorbée $P_a$ au niveau de l'arbre de la pompe :

La puissance absorbée  $P_a$  de la pompe est la puissance mécanique absorbée par l'arbre ou l'accouplement de la pompe, en kW ou W. Elle est proportionnelle à la puissance 3 de la vitesse de rotation et est déterminée à l'aide d'une formule. [23]

$$P_a = (\rho g H_A Q_v) / \eta_g \quad (\text{III.31})$$

Avec :

- $P_a$  : Puissance absorbée en [W] ;
- $\rho$  : Masse volumique, en [ $\text{Kg}/\text{m}^3$ ] ;
- $Q_v$  : Débit refoulé, en [ $\text{m}^3/\text{s}$ ] ;
- $H_A$  : Hauteur manométrique totale, en [m] ;
- $\eta$  : Rendement de la pompe.

### III.7.3. Détermination de la puissance du moteur électrique (pm) :

La puissance électrique nécessaire au fonctionnement de la pompe est obtenue à partir de sa puissance mécanique, de son rendement et du facteur de sécurité en surcharge, et est donnée par l'expression suivante : [23]

$$P_m = 1.1 g H Q / n_g \quad (\text{III.32})$$

Lors de la sélection d'un moteur, la puissance absorbée par la pompe détermine la puissance délivrée par le moteur. Par conséquent, il faut veiller à ce que le moteur dispose d'une puissance suffisante pour répondre à toutes les conditions de fonctionnement de l'équipement. Dans notre cas, la puissance du moteur que nous avons utilisée était de 68 kW, ce qui était suffisant pour assurer un fonctionnement normal.

### III.7.4. Les caractéristiques de l'installation :

#### III.7.4.1. Hauteur totale, $H_A$ , de l'installation :

L'équation de Bernoulli suppose que la forme énergétique est équivalente à la géométrie apparente, aux formes statiques et dynamiques, et à la hauteur totale  $H_A$  de l'installation, se compose ainsi :

Dans le cas d'un écoulement supposé sans frottement :

- $H_{geo}$  (Hauteur géométrique) La différence dimensionnelle entre le niveau de liquide côté aspiration et côté refoulement. Si la conduite de refoulement arrive au-dessus du niveau du liquide, on se réfère au centre de la section de sortie.
- $\frac{(\rho_a - \rho_e)}{\rho g}$  : C'est la différence de la hauteur manométrique au-dessus du niveau du fluide coté aspiration et coté refoulement, et cela, dans le cas d'un réservoir fermé.
- $\frac{(V_a^2 - V_e^2)}{2g}$  : C'est la différence entre les hauteurs dynamiques dans les réservoirs.

Dans le cas d'un écoulement réel il faut ajouter les pertes de charge :

- $\sum H_v$ : C'est la somme de toutes les pertes de charge linéaires et singulières (résistance à l'écoulement dans les tuyauteries, robinetteries, raccords de tuyauteries, ....etc.).

L'équation de la hauteur totale est :

$$H_A = H_{geo} + \left(\frac{P_a^2 - P_e^2}{\rho g}\right) + \left(\frac{V_a^2 - V_e^2}{2g}\right) + \sum H_v \quad (\text{III.33})$$

La différence des hauteurs dynamiques est souvent négligée ; Donc :

☼ Dans le cas d'un réservoir fermé :

$$H_A = H_{geo} + \left( \frac{P_a^2 - P_e^2}{\rho g} \right) + \sum H_V$$

☼ Dans le cas d'un réservoir ouvert :

$$H_A = H_{geo} + \left( \frac{P_a^2 - P_e^2}{\rho g} \right) + \sum H_V$$

### III.8. Conclusion :

Dans ce chapitre, nous venons de définir le concept de base des pertes de charge de l'installation, et l'équation de Hazen-Williams qui est adaptée pour les calculs des réseaux de protection incendie, ainsi nous avons étudié le système de pompage.

# Programme informatique et résultat de calcul :

## IV.1. Introduction :

Dans ce chapitre, nous traiterons notre travail avec un développement d'un programme informatique qui sera indispensable pour les calculs hydrauliques, avec une étude des pompes qui sera abordé pour déduire le rendement ainsi la puissance absorbée.

## IV.2. Programme informatique :

Comme nous l'avons déjà souligné, l'informatisation des calculs hydrauliques (vitesse d'écoulement, perte de charge...) est essentielle dans ce travail. En utilisant le langage de programmation JAVA, il permet, de décrire la structure des données qui seront exploitées par l'équipement informatique, d'indiquer comment opérer et sur quels algorithmes opérer, et d'afficher l'historique des calculs précédent afin de faire une comparaison.

On a pu développer un programme informatique basés sur des calculs hydrauliques de réseaux, notamment la formule d'Hazan Williams. Ce dernier permet de faire des calculs hydrauliques, ainsi déduire le régime d'écoulement toute en calculant la formule d'Hazen William.

### IV.2.1. Choix du langage de programmation :

Nous préférons le langage de programmation JAVA car il est simple d'utilisation et car contrairement à d'autres langages comme This MATLAB, il est conçu pour les programmeurs non professionnels.

#### ➤ Définition de la JAVA :

Java a été initialement développé par James Gosling chez Sun Microsystems (communément appelé "Sun") en 1995 et a été repris par Oracle en 2009.

Java est un langage de programmation de haut niveau, basé sur des classes et orienté objet, conçu pour minimiser les dépendances d'implémentation. Il s'agit d'un langage de programmation à usage général conçu pour permettre aux développeurs d'applications d'écrire une seule fois, exécuter n'importe où (WORA) [37], ce qui signifie que le code Java compilé peut être exécuté sur toutes les plates-formes prenant en charge Java sans recompilation.[38] Les applications Java sont généralement compilées en bytecode et peuvent être exécutées sur n'importe quelle machine virtuelle Java (JVM), quelle que soit l'architecture informatique sous-jacente.

➤ **Avantage du langage :**

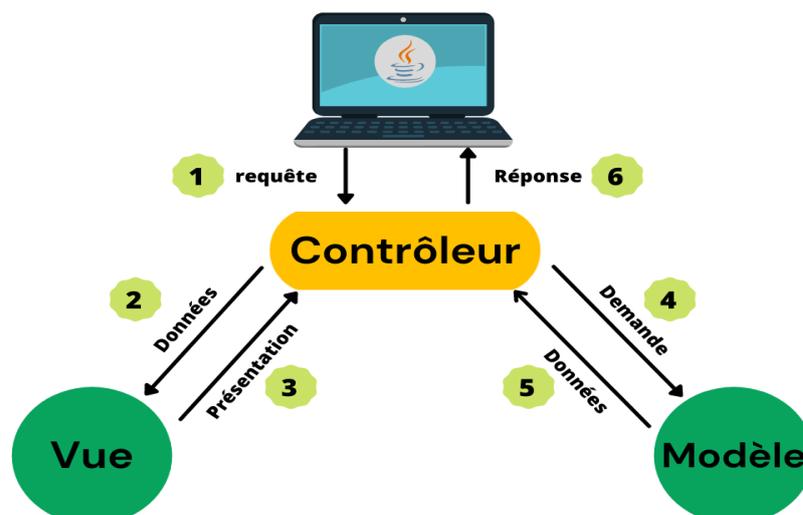
- En particulier, il fournit un grand nombre de fonctions mathématiques directement accessibles, faciles à utiliser et indispensables au fonctionnement normal de nos programmes.
- JAVA nous permet de créer notre propre interface de programme, afin que nous puissions gérer librement les paramètres d'entrée et de sortie.
- Le langage lui-même est très facile à traiter et à comprendre, et grâce à sa syntaxe en temps réel et à son analyse lexicale, les utilisateurs peuvent systématiquement éviter diverses erreurs.

### IV.2.2. L'organigramme de programmation :

Un organigramme est une présentation graphique de l'enchaînement des opérations et des décisions effectuées par un programme informatique. Ceci dit, ce dernier a été réalisé conformément à l'architecture de conception dite MVC (Modèle – Vue – Contrôleur) qui sépare le modèle de données, l'interface utilisateur et la logique de contrôle.

Ces trois types de modules ont des responsabilités différentes (figure1)

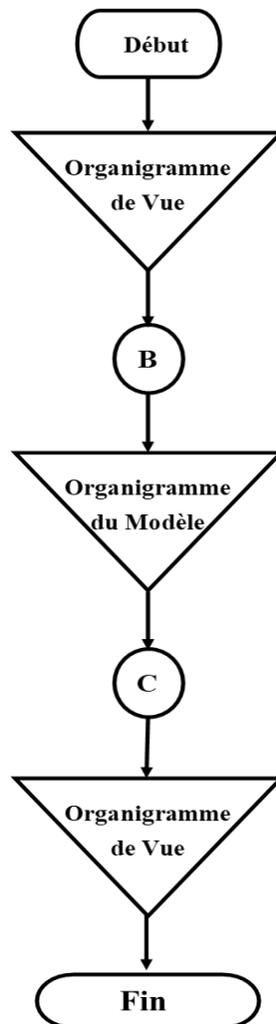
- Un modèle : contient les données à afficher
- Une vue : contient la présentation de l'interface graphique
- Un contrôleur : contient la logique concernant les actions effectuées par l'utilisateur



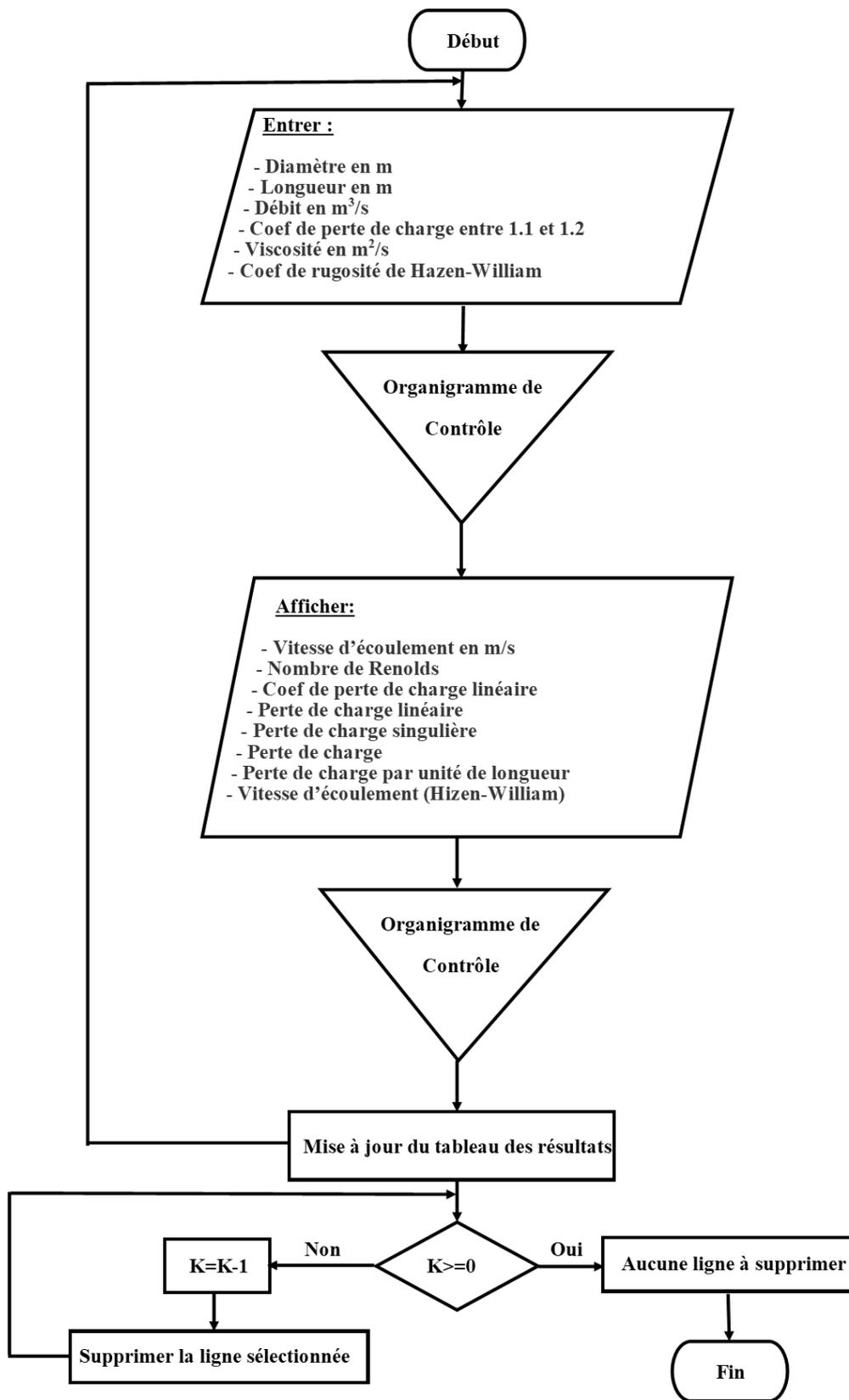
**Figure IV.1 :** interaction entre les trois modules (Modèle – Vue – Contrôleur)

Chaque module du programme informatique proposé est représenté ci-après par un algorithme.

#### IV.2.2.1. Algorithme du contrôleur :



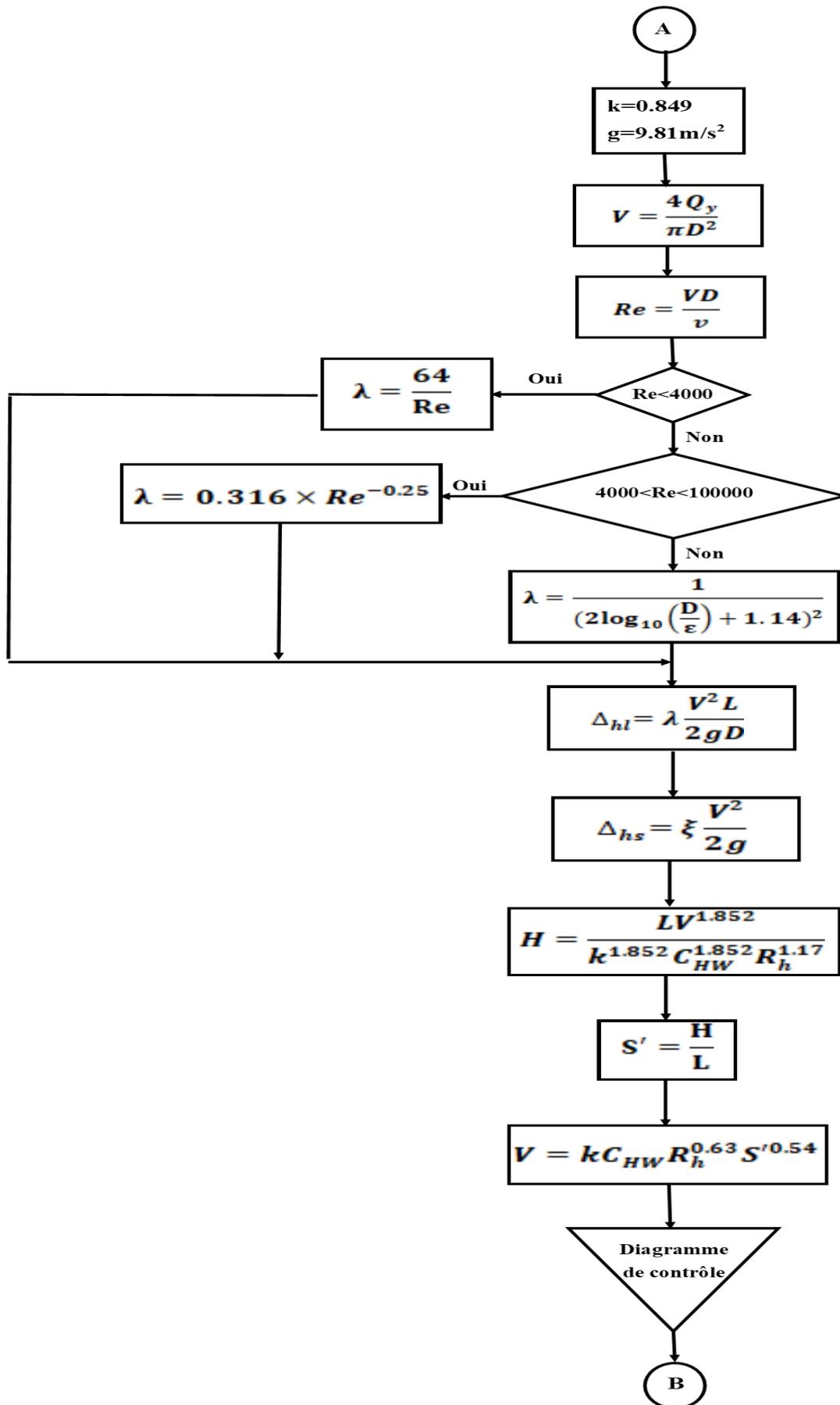
IV.2.2.2. Algorithme de la vue :



Avec :

K : représente l'indice de la ligne sélectionnée

IV.2.2.3. Algorithme du Modèle :



### IV.2.3. Mode d'emploi du programme :

Pour l'utilisation de ce programme il faut :

- Introduire les caractéristiques géométriques : longueur et diamètre ;
- Introduire le débit volumétrique de la pompe ;
- Introduire La viscosité cinématique ;
- Introduire le coefficient de rugosité d'Hazen William ;
- La gestion des pertes de charge singulière consiste à augmenter les pertes de charge linéaire de 10 % à 20 %. Cela équivaut à introduire un coefficient de 1,1 ou 1,2.

Afin de faciliter l'utilisation du programme, nous avons développé une interface qui permet la saisie des données et l'affichage des résultats. La fenêtre correspondante est illustrée dans la figure ci-dessous :

**Figure IV.2 :** Interface du programme informatique.

### IV.2.3. Validation de la méthode de calcul :

Nous vérifions la méthode de calcul et notre programme en comparant avec les résultats de la littérature [20]. En effet, cet ouvrage traite manuellement les calculs hydrauliques de son réseau. Nous saisissons les données de ce dernier dans notre programme, puis comparons nos résultats avec ceux de l'ouvrage. Les caractéristiques du réseau sont les suivantes.

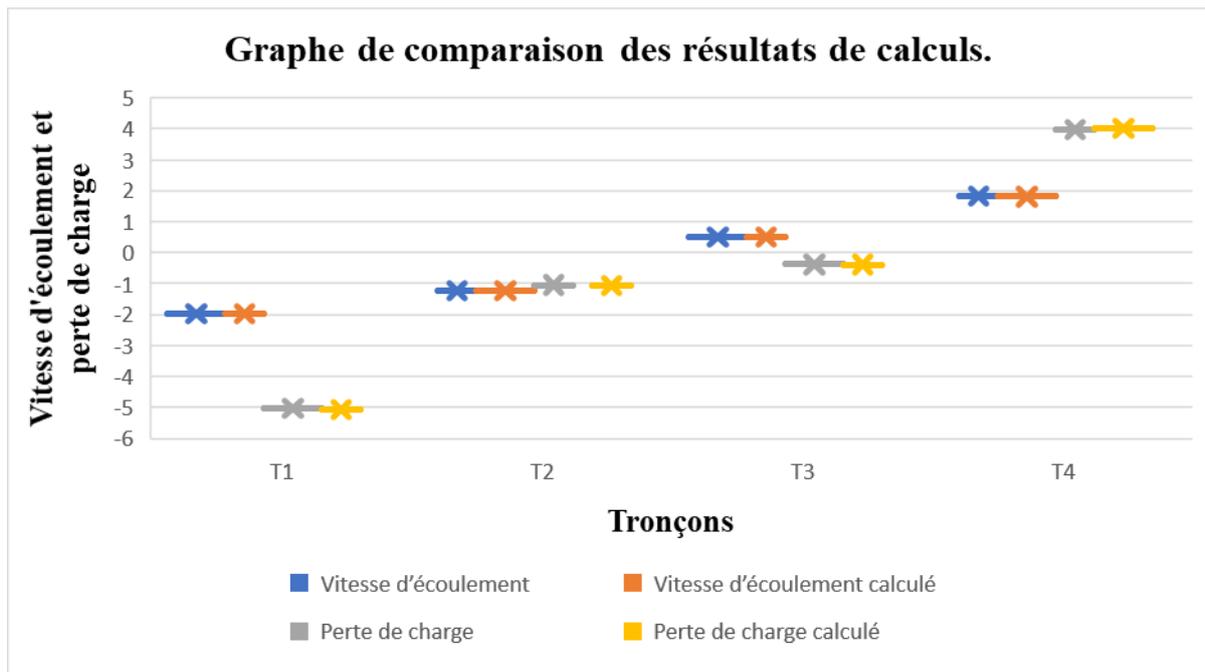
| Tronçon | Longueur | Diamètre | Débit  | CHW |
|---------|----------|----------|--------|-----|
| N1-N2   | 300      | 255      | -0.101 | 120 |
| N2-N3   | 150      | 255      | -0.063 | 120 |
| N3-N4   | 150      | 150      | -0.009 | 120 |
| N4-N5   | 150      | 150      | 0.032  | 120 |
| N5-N1   | 150      | 255      | 0.099  | 120 |

**Tableau IV.1 :** Caractéristique du réseau.

#### i. Résultat de calcul :

| Tronçon | Longueur | Diamètre | Débit  | Vitesse d'écoulement | Vitesse d'écoulement calculé | Perte de charge | Perte de charge calculé |
|---------|----------|----------|--------|----------------------|------------------------------|-----------------|-------------------------|
| N1-N2   | 300      | 255      | -0.101 | -1.97                | -1.978                       | -5.03           | -5.075                  |
| N2-N3   | 150      | 255      | -0.063 | -1.233               | -1.234                       | -1.05           | -1.059                  |
| N3-N4   | 150      | 150      | -0.009 | 0.51                 | 0.509                        | -0.38           | -0.383                  |
| N4-N5   | 150      | 150      | 0.032  | 1.83                 | 1.811                        | 3.97            | 4.01                    |
| N5-N1   | 150      | 255      | 0.099  | 1.93                 | 1.939                        | 2.41            | 2.445                   |

**Tableau IV.2 :** Comparaison du résultat avec ceux de la référence [20]



**Figure IV.3 :** Graphe de comparaison des résultats de calculs.

## ii. Commentaire :

Nous avons comparé nos résultats avec un résultat de référence avec le même niveau de précision, à déduire une correction de  $10^{-3}$ .

Nos résultats sont en bon accord avec les résultats de la référence citée comme représenté sur les figures ci-dessus.

Par conséquent, on peut considérer que la méthode proposée pour calculer la perte de charge et la vitesse d'écoulement est tout à fait efficace.

Ensuite, notre programme peut être utilisé plus largement, c'est-à-dire que la précision du calcul est plus élevée à savoir  $10^{-3}$ .

## IV.3. Résultat de calcul :

Notre réseau comprend :

| Tronçon           | Longueur (m) | Diamètre (mm) |
|-------------------|--------------|---------------|
| T1 (Tribord)      | 165          | 125           |
| T2 (Bâbord)       | 165          | 125           |
| T3 (Raccordement) | 36           | 125           |
| T4 (Contrainte)   | 15           | 65            |

**Tableau IV.3 :** caractéristique du réseau

**IV.3.1. Vitesse d'écoulement :**

| Tronçon | Longueur(m) | Diamètre(mm) | Débit(m <sup>3</sup> /s) | Vitesse d'écoulement(m/s) |
|---------|-------------|--------------|--------------------------|---------------------------|
| T1=T2   | 165         | 125          | 0.0377                   | 3.072                     |
| T3      | 36          | 125          | 0.0377                   | 3.072                     |
| T4      | 15          | 65           | 0.0377                   | 11.362                    |

**Tableau IV.4 :** résultats vitesse d'écoulement**IV.3.2. Régime d'écoulement :**

Le régime d'écoulement d'un fluide dépend du nombre de Reynolds. Quant à ce dernier, il dépend du rapport de forces d'inertie et de la viscosité dans l'écoulement.

- La viscosité cinématique de l'eau de mer est égale au rapport entre la viscosité dynamique de l'eau de mer et la masse volumétrique :

$$\nu = \mu / \rho \quad (IV.01)$$

- La viscosité dynamique de l'eau de mer à 20°C est égale à :

$$\mu = 1.07 \times 10^{-3} \text{ m}^2 / \text{s}$$

- Donc :

$$\nu = (1.07 \times 10^{-3}) / 10^3$$

$$\nu = 1.07 \times 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$$

- **Le nombre de Reynolds :**

| Tronçon | Longueur(m) | Diamètre(mm) | Vitesse d'écoulement(m/s) | Nombre de Reynolds | Régime d'écoulement |
|---------|-------------|--------------|---------------------------|--------------------|---------------------|
| T1=T2   | 165         | 125          | 3.072                     | 358897.544         | Turbulent           |
| T3      | 36          | 125          | 3.072                     | 358897.544         | Turbulent           |
| T4      | 15          | 65           | 11.362                    | 690187.585         | Turbulent           |

**Tableau IV.5 :** nombre de Reynolds et type d'écoulement

**IV.3.3. Perte de charge :****IV.3.3.1. Perte de charge linéaire :****i. Formule de Darcy-Weisbach :****a. Corrélation de D'haaland :**

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -1.8 \times \log_{10} \left( \frac{6.9}{\text{Re}} + \left( \frac{\varepsilon}{3.7D} \right)^{1.11} \right) \quad (\text{IV.02})$$

| Tronçon | Diamètre(mm) | Nombre de Reynolds | Corrélation d'haaland      |               | $\Delta H$ (m) |
|---------|--------------|--------------------|----------------------------|---------------|----------------|
|         |              |                    | $\frac{1}{\sqrt{\lambda}}$ | $\lambda$     |                |
| T1=T2   | 125          | 358897.544         | 7.61491762943              | 0.01724525339 | 10.9493        |
| T3      | 125          | 358897.544         | 7.61491762943              | 0.01724525339 | 2.3889         |
| T4      | 65           | 690187.585         | 7.26680099857              | 0.01893709969 | 28.7542        |

**Tableau IV.6 :** perte de charge avec corrélation d'haaland**b. Corrélation de Swamee–Jain :**

$$\lambda = \frac{0.25}{\left( \log_{10} \left[ \frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{5.74}{\text{Re}^{0.9}} \right] \right)^2} \quad (\text{IV.03})$$

| Tronçon | Longueur(m) | Diamètre(mm) | Nombre de Reynolds | Corrélation de Swamee–Jain<br>$\lambda$ | $\Delta H$ (m) |
|---------|-------------|--------------|--------------------|---|----------------|
| T1=T2   | 165         | 125          | 358897.544         | 0.017487481                             | 11.1031        |
| T3      | 36          | 125          | 358897.544         | 0.017487481                             | 2.4193         |
| T4      | 15          | 65           | 690187.585         | 0.01907604717                           | 28.9652        |

**Tableau IV.7 :** perte de charge avec corrélation de Swamee-Jain.

**c. Corrélation de Serghides :**

$$\begin{aligned}
 A &= -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon / D}{3.7} + \frac{12}{\text{Re}} \right) \\
 B &= -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon / D}{3.7} + \frac{2.51A}{\text{Re}} \right) \\
 C &= -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon / D}{3.7} + \frac{2.51B}{\text{Re}} \right) \\
 \lambda &= \left( A - \frac{(B - A)^2}{C - 2B + A} \right)^{-2}
 \end{aligned}
 \tag{IV.04}$$

| Tronçon | Diamètre<br>(mm) | Corrélation de Serghides |               |               |               | $\Delta H$ (m) |
|---------|------------------|--------------------------|---------------|---------------|---------------|----------------|
|         |                  | A                        | B             | C             | $\lambda$     |                |
| T1=T2   | 125              | 7.69821811421            | 7.58125600897 | 7.58565435535 | 0.0173792949  | 11.03441       |
| T3      | 125              | 7.69821811421            | 7.58125600897 | 7.58565435535 | 0.0173792949  | 2.4075         |
| T4      | 65               | 7.29452858452            | 7.25998044232 | 7.2604460808  | 0.01897029706 | 28.80464       |

Tableau IV.8 : perte de charge avec corrélation de Serghides.

**d. Corrélation de Stuart W. Churchill :**

$$\begin{aligned}
 \lambda &= 8 \left( \left( \frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + (A + B)^{-1.5} \right)^{\frac{1}{12}} \\
 A &= \left( 2.457 \ln \left( \left( \frac{7}{\text{Re}} \right)^{0.9} + 0.27 \frac{\varepsilon}{D} \right)^{-1} \right)^{16} \\
 B &= \left( \frac{37530}{\text{Re}} \right)^{16}
 \end{aligned}
 \tag{IV.05}$$

| Tronçon | Diamètre<br>(mm) | Nombre de<br>Reynolds | Corrélation de Stuart W. Churchill |               |               | $\Delta H$ (m) |
|---------|------------------|-----------------------|------------------------------------|---------------|---------------|----------------|
|         |                  |                       | A                                  | B             | $\lambda$     |                |
| T1=T2   | 125              | 358897.544            | 1.9190517e+21                      | 2.0442276e-16 | 0.01748655073 | 11.10251       |
| T3      | 125              | 358897.544            | 1.9190517e+21                      | 2.0442276e-16 | 0.01748655073 | 2.42236        |
| T4      | 65               | 690187.585            | 9.5904791e+20                      | 5.842285e-21  | 0.01907040643 | 28.9567        |

Tableau IV.9 : perte de charge avec corrélation de Stuart W. Churchill.

**e. Corrélation de Johann Nikuradse :**

$$\frac{1}{\sqrt{f_D}} = 2 \log_{10} \left( \frac{D}{\varepsilon} \right) + 1,14 \quad (IV.06)$$

➤ Donc :

$$\lambda = \frac{1}{\left( 2 \log_{10} \left( \frac{D}{\varepsilon} \right) + 1,14 \right)^2}$$

| Tronçon | Longueur(m) | Diamètre(mm) | Nombre de Reynolds | Corrélation de Johann Nikuradse $\lambda$ | $\Delta H$ (m) |
|---------|-------------|--------------|--------------------|---|----------------|
| T1=T2   | 165         | 125          | 358897.544         | 0.01587851244                             | 10.0815        |
| T3      | 36          | 125          | 358897.544         | 0.01587851244                             | 2.1996         |
| T4      | 15          | 65           | 690187.585         | 0.01842103898                             | 27.9706        |

**Tableau IV.10 :** perte de charge avec corrélation de Johann Nikuradse.

❖ **Comparaison entre les corrélations :**

| Tronçon | Diamètre (mm) | Corrélation Blasius | Corrélation De Haaland $\lambda$ | Corrélation de Serghides $\lambda$ | Corrélation Swamee–Jain $\lambda$ | Corrélation de Stuart W. Churchill $\lambda$ | Corrélation de Johann Nikuradse $\lambda$ |
|---------|---------------|---------------------|----------------------------------|------------------------------------|-----------------------------------|--|---|
| T1=T2   | 125           | 0.013               | 0.01724525339                    | 0.017487481                        | 0.0173792949                      | 0.01748655073                                | 0.01587851244                             |
| T3      | 125           | 0.013               | 0.01724525339                    | 0.017487481                        | 0.0173792949                      | 0.01748655073                                | 0.01587851244                             |
| T4      | 65            | 0.011               | 0.01893709969                    | 0.01907604717                      | 0.01897029706                     | 0.01907040643                                | 0.01842103898                             |

**Tableau IV.11 :** Comparaison entre les corrélations.

## ❖ Comparaison des pertes de charge linéaire avec les différentes corrélations :

| Tronçon | Diamètre (mm) | Corrélation De Haaland $\Delta H$ (m) | Corrélation de Swamee–Jain $\Delta H$ (m) | Corrélation Serghides $\Delta H$ (m) | Corrélation de Stuart W. Churchill $\Delta H$ (m) | Corrélation de Johann Nikuradse $\Delta H$ (m) |
|---------|---------------|---------------------------------------|---|--------------------------------------|---|--|
| T1=T2   | 125           | 10.9493                               | 11.1031                                   | 11.03441                             | 11.10251  | 10.0815  |
| T3      | 125           | 2.3889                                | 2.4193                                    | 2.4075                               | 2.42236   | 2.1996   |
| T4      | 65            | 28.7542                               | 28.9652                                   | 28.80464                             | 28.9567   | 27.9706  |

Tableau IV.12 : Comparaison des pertes de charge linéaire avec les différentes corrélations.

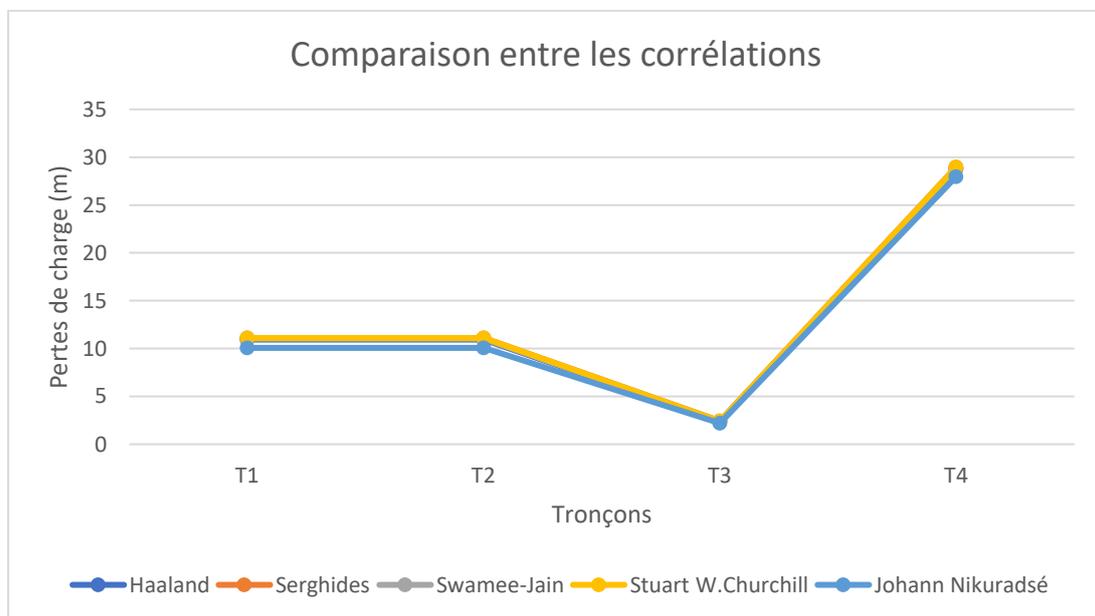


Figure IV.4 : Comparaison entre les corrélations.

Commentaire :

D'après le graphique, les différentes corrélations donnent presque les mêmes pertes de charge dans les tronçons T3 et T4, et nous avons constaté qu'elle se superpose dans T1 et T2.

On peut dire que la formule Nikuradse est la formule la plus précise, car chaque fois que le diamètre augmente, la perte de charge diminue plus que les autres corrélations. C'est actuellement la corrélation la plus couramment utilisée.

ii. Equation de Hazen William :

$$V^{1.852} = k^{1.852} \cdot C_{HW}^{1.852} \cdot R_h^{1.17} \cdot S'$$

$$S' = \frac{H}{L}$$

Donc :

$$H = \frac{10.679 \times LQ^{1.852}}{C_{HW}^{1.852} \cdot D^{4.87}}$$

(IV.07)

| Tronçon | Diamètre(mm) | S'    | $\Delta H$ (m) |
|---------|--------------|-------|----------------|
| T1=T2   | 125          | 0.088 | 14.53          |
| T3      | 125          | 0.088 | 3.17           |
| T4      | 65           | 2.133 | 31.995         |

Tableau IV.13 : perte de charge.

iii. Interprétation et Comparaison des résultats :

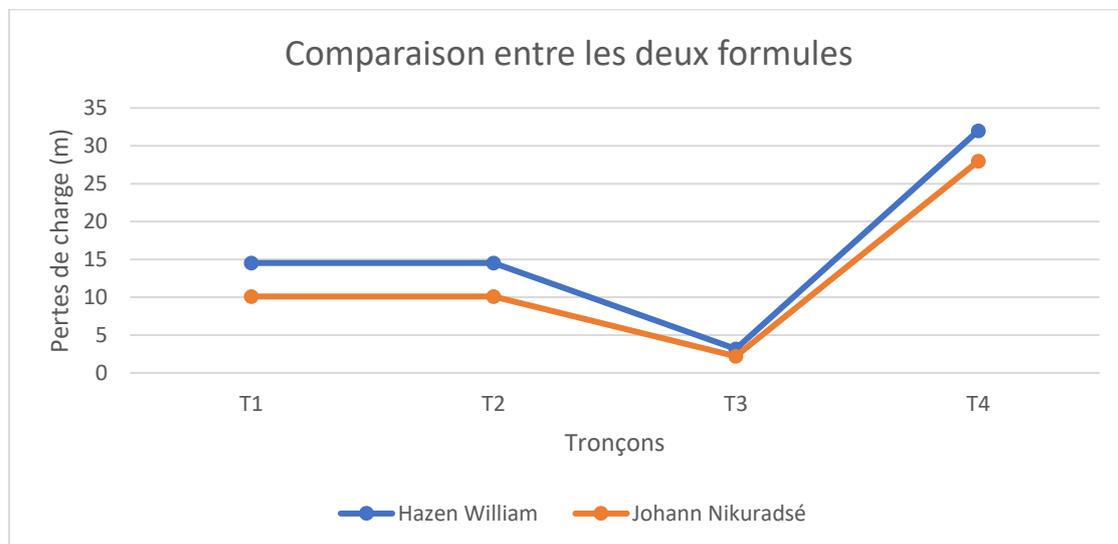


Figure IV.5 : Comparaison entre les deux formules.

La formule de Darcy-Weisbach est la plus précise car elle prend en compte plusieurs paramètres, dont la rugosité et la température, tandis que la formule de Hazen Williams est plus simple et ne dépend que du débit car ces autres paramètres sont des données.

### IV.3.3.2. Calcul des pertes de charge singulière :

En fixant le coefficient de perte de charge unique à  $S = 1,1$  (car ça revient à une majoration de 10% à 20% des pertes de charge linéaire) et puisque ces pertes sont calculées pour des canalisations en acier, le coefficient Hazen-Williams est  $CHW = 120$ .

| Tronçon | Diamètre (mm) | $\Delta H_s$ (m) (Hazen William) | $\Delta H_s$ (m) (Darcy-Weisbach) |
|---------|---------------|----------------------------------|-----------------------------------|
| T1=T2   | 125           | 15.983                           | 11.08965                          |
| T3      | 125           | 3.487                            | 2.41956                           |
| T4      | 65            | 35.1945                          | 30.76766                          |

**Tableau IV.14** : perte de charge singulière

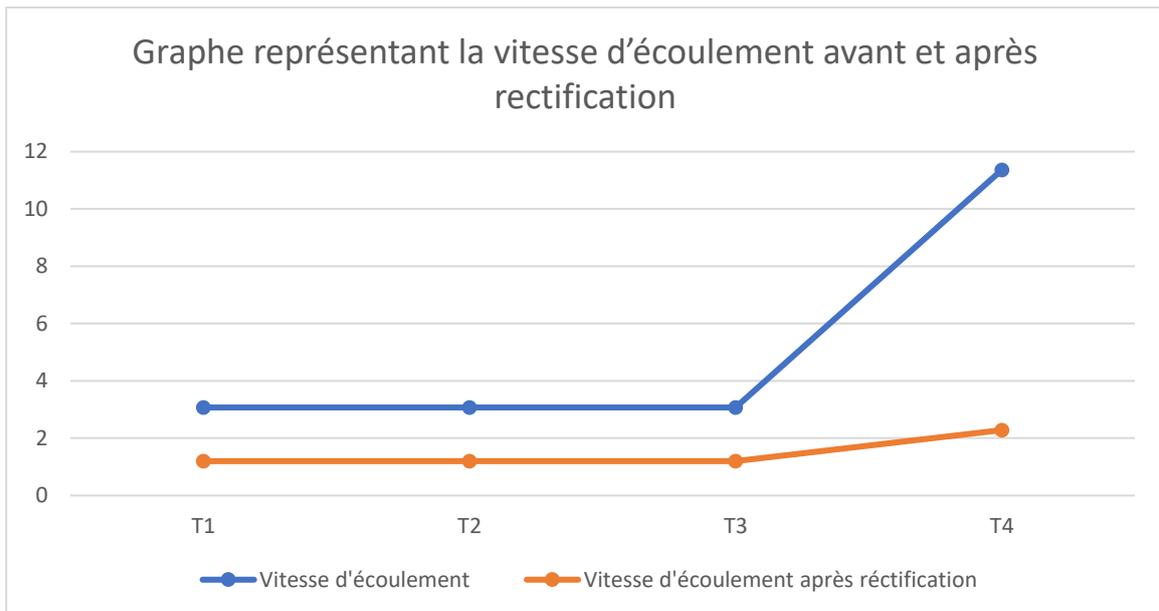
#### ⌚ Remarque :

Après avoir étudié notre réseau, une correction doit être apportée au réseau, et cela, au niveau du diamètre de la tuyauterie qui est à 125mm et 65mm. Selon la norme NFPA 15[8], une correction doit être apportée si la vitesse d'écoulement est supérieure à 3m/s (ce qui est le cas de notre réseau) et ça dans le but de réduire les pertes de charge dans le réseau. Puisque la

vitesse d'écoulement et le diamètre sont reliés par le débit :  $Q = V \frac{\pi D^2}{4}$ . On va fixer le diamètre des trois tronçons (T1, T2, T3) à 200mm (8") selon la norme NFPA 15, et à 145mm le tronçon T4.

| Tronçon | Diamètre (mm) | Longueur | Vitesse d'écoulement après correction(m/s) |
|---------|---------------|----------|--|
| T1=T2   | 200           | 165      | 1.2  |
| T3      | 200           | 36       | 1.2  |
| T4      | 145           | 15       | 2.283                                      |

**Tableau IV.15** : résultats de vitesse d'écoulement après rectification



**Figure IV.6 :** Graphe représentant la vitesse d'écoulement avant et après rectification

✓ **Déduction du régime d'écoulement après rectification :**

| Tronçon | Longueur(m) | Diamètre(mm) | Vitesse d'écoulement(m/s) | Nombre de Reynolds | Régime d'écoulement |
|---------|-------------|--------------|---------------------------|--------------------|---------------------|
| T1=T2   | 165         | 125          | 1.2                       | 224310.965         | Turbulent           |
| T3      | 36          | 125          | 1.2                       | 224310.965         | Turbulent           |
| T4      | 15          | 65           | 2.283                     | 309394.435         | Turbulent           |

**Tableau IV.16 :** nombre de Reynolds après rectification

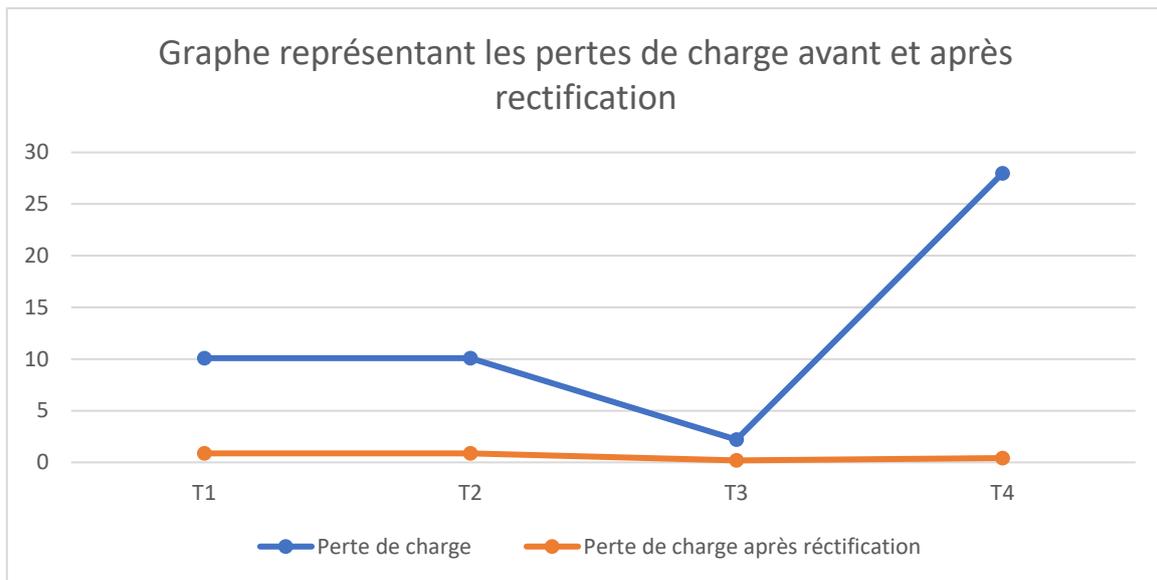
On remarque que le régime reste turbulent rugueux, mais le nombre Reynolds s'est réduit.

✓ **Calcul des pertes de charge :**

Dans notre calcul, on va utiliser la méthode de Nikuradsé pour le calcul du coefficient de perte de charge linéaire, et aussi on va calculer ces pertes avec la méthode de Hazen William.

| Tronçon | Diamètre (mm) | Longueur (m) | Corrélation de Nikuradse $\lambda$ | $\Delta H$ (m) |
|---------|---------------|--------------|------------------------------------|----------------|
| T1=T2   | 200           | 165          | 0.01436279                         | 0.869673       |
| T3      | 200           | 36           | 0.01436279                         | 0.18974699     |
| T4      | 145           | 15           | 0.01537493                         | 0.42252197     |

**Tableau IV.17 :** Calcul des pertes de charge.



**Figure IV.7 :** Graphe représentant les pertes de charge avant et après rectification

✓ **Formule de Hazen William :**

| Tronçon | Diamètre(mm) | Longueur (m) | S'    | $\Delta H$ (m) |
|---------|--------------|--------------|-------|----------------|
| T1=T2   | 200          | 165          | 0.009 | 1.47           |
| T3      | 200          | 36           | 0.009 | 0.321          |
| T4      | 145          | 15           | 0.043 | 0.641          |

**Tableau IV.18 :** Calcul de pertes de charge

✓ **Calcul de perte de charge singulière :**

Tenant compte du coefficient des pertes charge singulières,  $S=1,1$  nous déterminerons la perte de charge totale :

$$\begin{aligned}\Delta_{HS} &= 1.1 \times \Delta_{HL} \\ \Delta_{HS} &= 1.1 \times 0.869673 = 0.9566403\end{aligned}\quad (\text{IV.08})$$

| Tronçon | Diamètre (mm) | Longueur (m) | Darcy-Weisbach $\Delta H$ (m) | $\Delta H$ (m) (Hazen-William) |
|---------|---------------|--------------|-------------------------------|--------------------------------|
| T1=T2   | 200           | 165          | 0.9566403                     | 1.617                          |
| T3      | 200           | 36           | 0.208721689                   | 0.3531                         |
| T4      | 145           | 15           | 0.464774167                   | 0.7051                         |

**Tableau IV.19 :** Calcul des pertes de charge singulières

**IV.4. Système de pompage :****IV.4.1. Débit de refoulement :**

Vitesse à l'entrée de la canalisation d'aspiration :

$$\begin{aligned}V_1 &= \frac{Q}{S_1} \\ V_1 &= \frac{4Q}{\pi D_1^2} = \frac{4 \times 0.0377}{\pi 0.125^2} = 2.133 \text{ m/s}\end{aligned}\quad (\text{IV.09})$$

Vitesse à la sortie de la canalisation de refoulement :

$$\begin{aligned}V_2 &= \frac{Q}{S_2} \\ V_2 &= \frac{4Q}{\pi D_2^2} = \frac{4 \times 0.0377}{\pi 0.150^2} = 3.072 \text{ m/s}\end{aligned}\quad (\text{IV.10})$$

$$(P_2 - P_1) = \rho g H - \rho (V_2^2 - V_1^2) / 2$$

$$(P_2 - P_1) = 1000 \times 9.81 \times 80 - 1000(3.072^2 - 2.133^2) / 2$$

$$\text{Donc : } (P_2 - P_1) = 782356.2525 \text{ Pa} = 7.8 \text{ bar}$$

La différence de pression obtenue est d'environ 7.8 bar. Si nous le comparons avec les valeurs du tableau des paramètres de la pompe, c'est presque la même chose.

C'est-à-dire ( $P_{ref} - P_{asp} = 8 \text{ bar}$ ) cette petite différence est causée par la méthode de calcul.

#### IV.4.2. Vitesse spécifique de rotation $N_s$

$$\begin{aligned} N_s &= 3,65 n Q^{1/2} / H^{3/4} \\ N_s &= 3.65 \times 1460 \times (0.0377^{1/2} \times 80^{3/4}) \\ N_s &= 38.68 \end{aligned} \quad (\text{IV.11})$$

#### IV.4.3. Diamètre de l'arrête d'entrée réduit :

$$\begin{aligned} D_0 &= 4,5 \sqrt[3]{Q/n} \\ D_0 &= 4,5 \sqrt[3]{0.0377/1460} = 133 \text{ mm} \end{aligned} \quad (\text{IV.12})$$

#### IV.4.4. Calcul des rendements :

##### i. Rendement hydraulique :

$$\begin{aligned} n_h &= 1 - 0,42 / (\ln D_0 - 0,172)^2 \\ n_h &= 1 - 0,42 / (\ln 0.133 - 0,172)^2 = 0.912 \\ \text{Donc :} \\ n_h &= 91.2\% \end{aligned} \quad (\text{IV.13})$$

##### i. Rendement volumétrique :

$$\begin{aligned} n_v &= 1 / (1 + 0,68 n_s^{-2/3}) \\ n_v &= 1 / (1 + 0,68 \cdot 38,68^{-2/3}) \\ n_v &= 0,943 = 94,3\% \end{aligned} \quad (\text{IV.14})$$

##### i. Rendement mécanique :

$$\begin{aligned} n_m &= n_g / n_n \cdot n_v \\ n_m &= 0,648 / 0,912 \cdot 0,943 \\ n_m &= 0,753 = 75,3\% \end{aligned} \quad (\text{IV.15})$$

**i. Rendement global :**

$$n_g = n_h n_v n_m$$

$$n_g = \frac{H \cdot Q}{367 \cdot P_a}$$

$$n_g = \frac{80.136}{367.46.8} = 0.6334 = 63.34\% \quad (\text{IV.16})$$

La valeur d'efficacité totale obtenue est d'environ 63.34%, ce qui est en fait inférieur à la valeur donnée dans les paramètres de la pompe ce qui explique une diminution du rendement de la pompe qui peut être causé par l'un des facteurs suivants :

- La cavitation.
- L'augmentation de la perte de charge due aux dépôts dans l'eau qui se fixent sur la surface de la pompe et de la tuyauterie.
- L'usure due au sable et autres particules dans l'eau.
- Une alimentation électrique défectueuse.

$$H = (3.65 / n_s)^{4/3}$$

$$n = H^{4/3} n_s / 3.65 \sqrt{Q}$$

$$n = 80^{4/3} \times 38.65 / 3.65 \sqrt{0.0377} = 1459.958 \text{tr} / \text{min} \quad (\text{IV.17})$$

**IV.4.5. Puissance absorbée Pa au niveau de l'arbre de la pompe :**

$$P_a = (\rho g H_A Q_v) / n_g$$

$$P_a = (1000 \times 9.81 \times 80 \times 0.0377) / 0.6334 \quad (\text{IV.18})$$

$$P_a = 46.711 \text{Kw}$$

**IV.4.6. Détermination de la puissance du moteur électrique (pm) :**

$$P_m = (1.1 \rho g H_A Q_v) / n_g$$

$$P_m = (1.1 \times 1000 \times 9.81 \times 80 \times 0.0377) / 0.6334 \quad (\text{IV.19})$$

$$P_m = 51.382 \text{Kw}$$

#### IV.4.7. Hauteur totale, $H_A$ , de l'installation :

Dans notre cas, la hauteur manométrique totale est :

$$H_A = H_{geo} + \sum H_V \quad (IV.20)$$

Calcul de la hauteur géométrique :

$$\begin{aligned} H_{geo} &= H_{asp} + H_{ele} + P_{ser} \\ H_{geo} &= 1.7 + 80 + 81.98 = 163.68m \end{aligned} \quad (IV.21)$$

Avec :

- $H_{geo}$  : Représente la hauteur géométrique, en [m] ;
- $H_{asp}$  : Représente la hauteur d'aspiration, en [m] ;
- $H_{élé}$  : Représente la hauteur d'élévation, en [m] ;
- $P_{ser}$  : Représente la pression de service à la sortie des diffuseurs :

$P_{ser} = 8\text{bar} = 81,98 \text{ mCE}$ . Puisque  $1 \text{ bar} = 10,197 \text{ mCE}$ .

➤ **Calcul de la hauteur manométrique totale :**

$$\begin{aligned} H_A &= H_{geo} + \sum H_V \\ \sum H_A &= 163.68 + 2.35161496 = 166.03161496m \end{aligned} \quad (IV.22)$$

#### IV.5. Discussion :

Après avoir fait notre étude sur le réseau anti incendie, on a déduit que la vitesse d'écoulement ainsi les pertes de charge dans ce dernier sont bien très élevées, et le diamètre de la tuyauterie ne confond pas avec les dernières normes de la NFPA 15 qui a récrit que « le diamètre minimum d'une réseau anti-incendie est de 200mm (8'') » et « si la vitesse d'écoulement dépasse les 3m/s, il faut augmenter le diamètre ».

Comme nous pouvons le constater après avoir changé le diamètre de notre conduite, (200mm pour les tronçons T1, T2, T3 et 145mm pour T4), nos résultats sont bel et bien au-dessous de ceux exigés par la norme NFPA 15, ce qui signifie que les diamètres proposés conviennent au réseau.

Par conséquent, les pertes de charge dans le réseau est relativement faible, ce qui signifie que le diamètre initialement sélectionné qui est de l'ordre de 200 mm convient aux conduites du réseau.

#### **IV.6. Conclusion :**

Ce présent chapitre a passé en revue l'intégralité de l'étude du réseau ainsi la solution apportée afin qu'il soit conforme aux normes de la NFPA 15, et l'élaboration d'un programme informatique pour les calculs hydrauliques. Ensuite, une étude du système de pompage a été envisagé.

## Conclusion

Ce modeste mémoire, en l'occurrence l'étude du réseau anti-incendie effectuée au sein de l'entreprise E.RE.NAV Béjaïa, plus précisément le réseau du dock flottant, met en évidence les principes et les règles de dimensionnement du réseau conformément à la norme NFPA, ainsi qu'une brève description du système de pompage.

Cette étude nécessite une évaluation des conséquences possible, autrement dit prévenir la conformité à la fois aux besoins de protection et d'extinction d'incendie.

Ensuite, une introduction au concept des pertes de charge et l'équation de Hazen William est importante pour les calculs du réseau, cela résulte d'une étude hydraulique du réseau.

Le calcul manuel s'avère assez complexe, par conséquent l'informatisation de ces derniers est la méthode la plus envisageable, à cet effet nous avons développé un programme informatique en langage java. Ce dernier et la méthode de calculs ont été comparé à des résultats référencés.

Une fois la vérification terminée, nous serons en mesure d'apporter un réel changement du réseau étudié, c'est-à-dire les résultats obtenus vont nous permettre d'amener une rectification au sein du réseau afin de le rendre conforme aux normes de la NFPA 15.

Concernant les calculs de vérification des pompes, les résultats obtenus démontrent une correspondance aux caractéristiques fournies par le fabricant.

Pour conclure, cette modeste étude du réseau anti-incendie au sein de l'entreprise E.RE.NAV Béjaïa complète et englobe une étude hydraulique, ainsi même en prenant en compte le dimensionnement du réseau et du système de pompage, néanmoins le facteur humain est plus important lorsqu'un incendie se déclare.

Cette étude n'est qu'une infime partie qui permettra de desceller d'éventuel problèmes,

## Référence bibliographique.

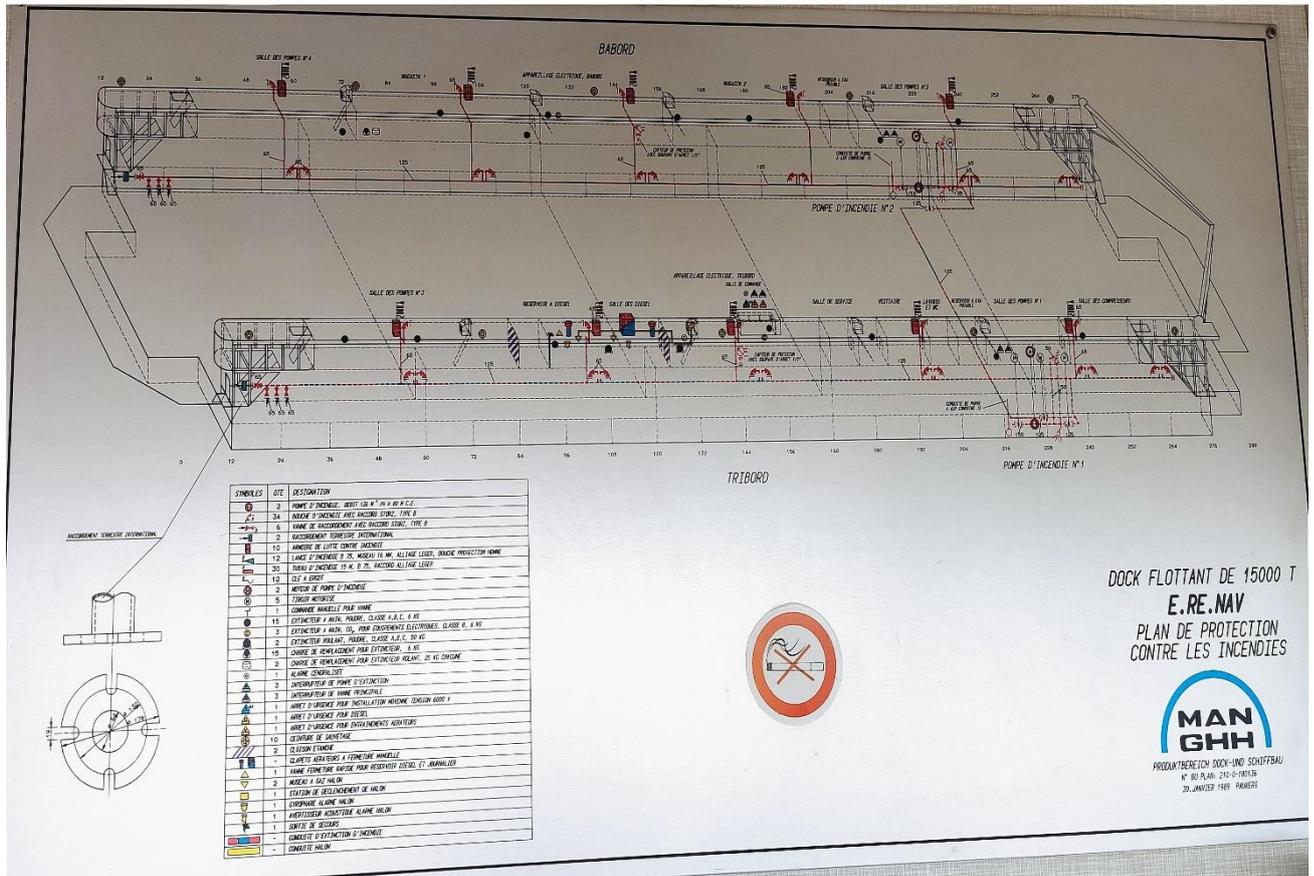
- [1] : Document interne à l'entreprise E.RE.NAV.
- [2] : Document interne du dock flottant Bejaia.
- [3] : Techni pompe, Aout 2015, <https://www.technipompe.fr/pompes-immergees-c1.php>.
- [4] : NFPA 10, « Standard for portable fire extinguishers », édition 2012.
- [5] : NFPA 24. « Standard for the Installation of Private Fire Service Mains and Their Appurtenances » Edition 2002.
- [6] : A propos de la NFPA. National Fire Protection Association. December 23, 2018.
- [7] : Présentation de la NFPA. Association nationale de protection contre les incendies. 24 juillet 2019.
- [8] : NFPA 15. « Standard for Water Spray Fixed Systems for Fire Protection ». Edition 2001.
- [9] : "Pression d'éclatement". Archivé de l'original le 3 août 2018.
- [10] : NFPA 20 « Standard for the Installation of Stationary Pumps for Fire Protection » Edition 2003.
- [11] : Dupont. A. « Hydraulique urbaine, Tome II : Ouvrage de transport, élévation et distribution des eaux ». Edition Eyrolles. 1979.
- [12] : François Avellan. « Cours de turbomachine hydraulique-Machines hydraulique I ». Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne-IMHEF- Laboratoire de Machine hydraulique, Suisse. 2001.
- [13] : « Machines tournantes- les pompes centrifuges- technologie et fonctionnement des pompes centrifuges ». IFP ENSPM Formation Industrie T029 A. 2000.
- [14] : Association scientifique pour l'eau et l'environnement. « Les stations de pompage d'eau ». 6eme édition TEC& DOC.ISBN : 2-00-018038-9
- [15] : Ait. Ben Oumar, pompes centrifuges, janvier 2002
- [16] : KSB Aktiengesellschaft. « Documentation KSB- Détermination des Pompes Centrifuges ». 5eme édition révisée et entendue 2005. ISBN 3-00-018038-9.
- [17] : Michel Roques. « Contrôle industriel et régulation automatique- Mécanique des Fluides ». BTS CIRA, 2005.
- [18] : A. Pimenov, Kh. Tagui-zade. « Hydraulique Générale ». Edition Office des publications universitaires : 08-1993.

- [19] : I-E Idel'cik. « Mémento des pertes de charge » (traduit du russe). Edition Eyrolles, 1969.
- [20] : François G. Brière. « Distribution et collecte des eaux ». Presses Internationales Polytechnique : 2009.
- [21] : P.L. Viollet, J.P. Chabard, P.Esposito, D. Laurence. « Mécanique des fluides appliquée écoulement incompressibles dans les circuits, les canaux et rivières, autour des structures et dans l'environnement ». Pesse de L'école Nationale des Ponts et Chaussées, 1998.
- [22] : Cross H., 'Analysis of the flow in networks of conduits or conductors', Bulletin n° 286, Univ. of Illinois, Engg. Exp. Station, Urbana, Illinois (1936)
- [23] A.A Lomakin, les pompes centrifuges et axiales, Moscou. 1966, édition machinostroinie
- [24] Michel Carlier Hydraulique générale et appliquée. : Editeur(s) Eyrolles, EDF. Direction des études et recherches d'Electricité de France (EDF). (1998)
- [25] Mays, Larry W. Hydraulic Design Handbook, McGraw Hill . (1999)
- [26] Moody, L. F. Friction factors for pipe flow. Transactions of the ASME, Vol. 66. .(1944)
- [27] Rouse, H. History of Hydraulics in America, 1776-1976. (1976)
- [28] Ion Paraschivoiu, Michel Prud'homme, Luc Robillard et Patrick Vasseur, Mécanique des fluides, Montréal, Presses internationales Polytechnique, 2003
- [29] S. E. Haaland, « Simple and Explicit Formulas for the Friction Factor in Turbulent Flow », Journal of Fluids Engineering, vol. 105, no 1, mars 1983
- [30] P. K. Swamee et A. K. Jain, « Explicit equations for pipe-flow problems », Journal of the Hydraulics Division, vol. 102, no 5, 1976
- [31] T. K. Serghides, « Estimate friction factor accurately », Chemical Engineering, vol. 91, no 5, 1984
- [32] Churchill, S. W. "Friction factor equations spans all fluid-flow ranges.", Chem, 1977
- [33] N,H,C Hwang and Carlos Hita, "Fundamentals of Hydraulic Engineering Systems", Prentice Hall Inc, Englewood Cliffs, New Jersey. (1987)
- [34] J.Dubois, "Comportement hydraulique et modélisation des écoulements de surface" (en français), Communication LCH n°8, EPLF, Lausann. (1998)
- [35] A, Piqueras. "Evacuacion de Broza" (en Castillan), ESHA Info n°9 Eté ,( 1993)
- [36] Willi Bohl et Wolfgang Elmendorf, Technische Strömungslehre, Wurtzbourg, Vogel Fachbuch, 2008.
- [37] « Écrire une fois, courir n'importe où?" . Hebdomadaire informatique . 2 mai 2002
- [38] "1.2 Objectifs de conception du langage de programmation Java™". Oracle. 1er janvier 1999



# ANNEXES

# Annexe A : Schéma du système anti-incendie du dock flottant Bejaia.



## REMARQUE

PRESSION DE REGIME: 8,0 BARS

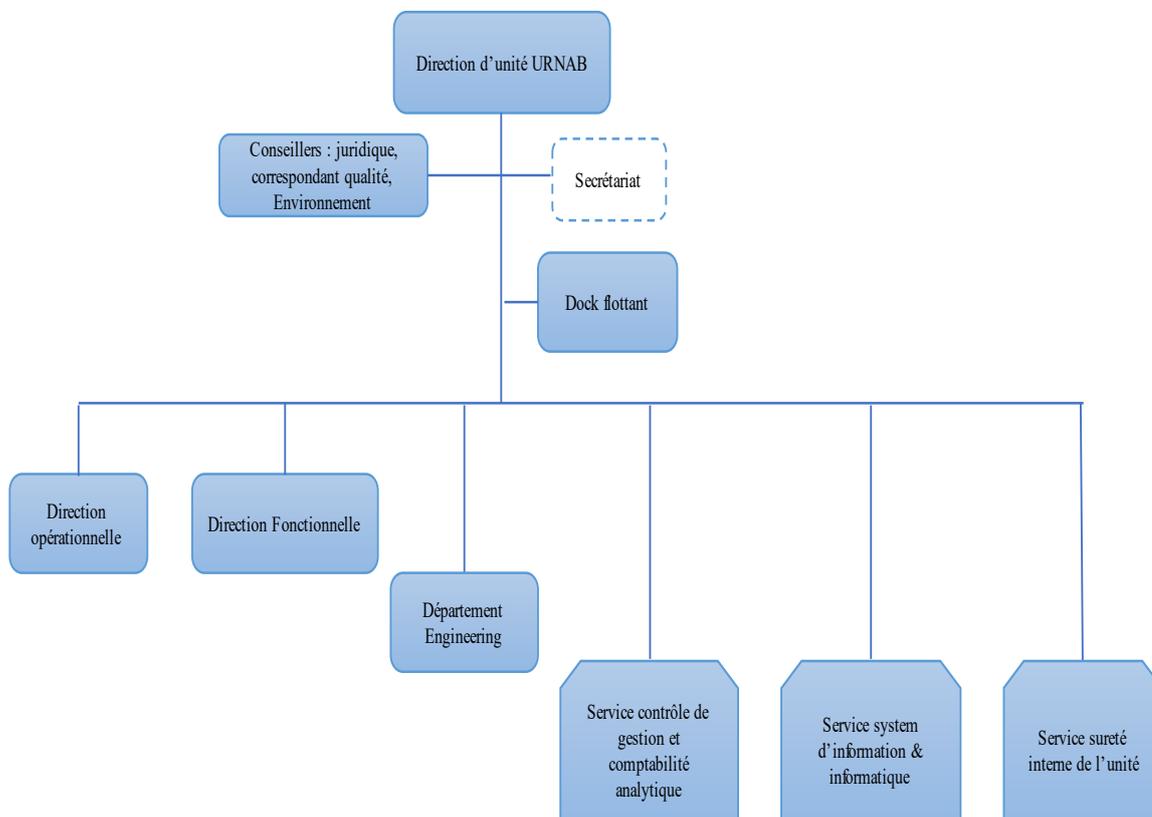
PRESSION D'EPREUVE: 12,0 BARS

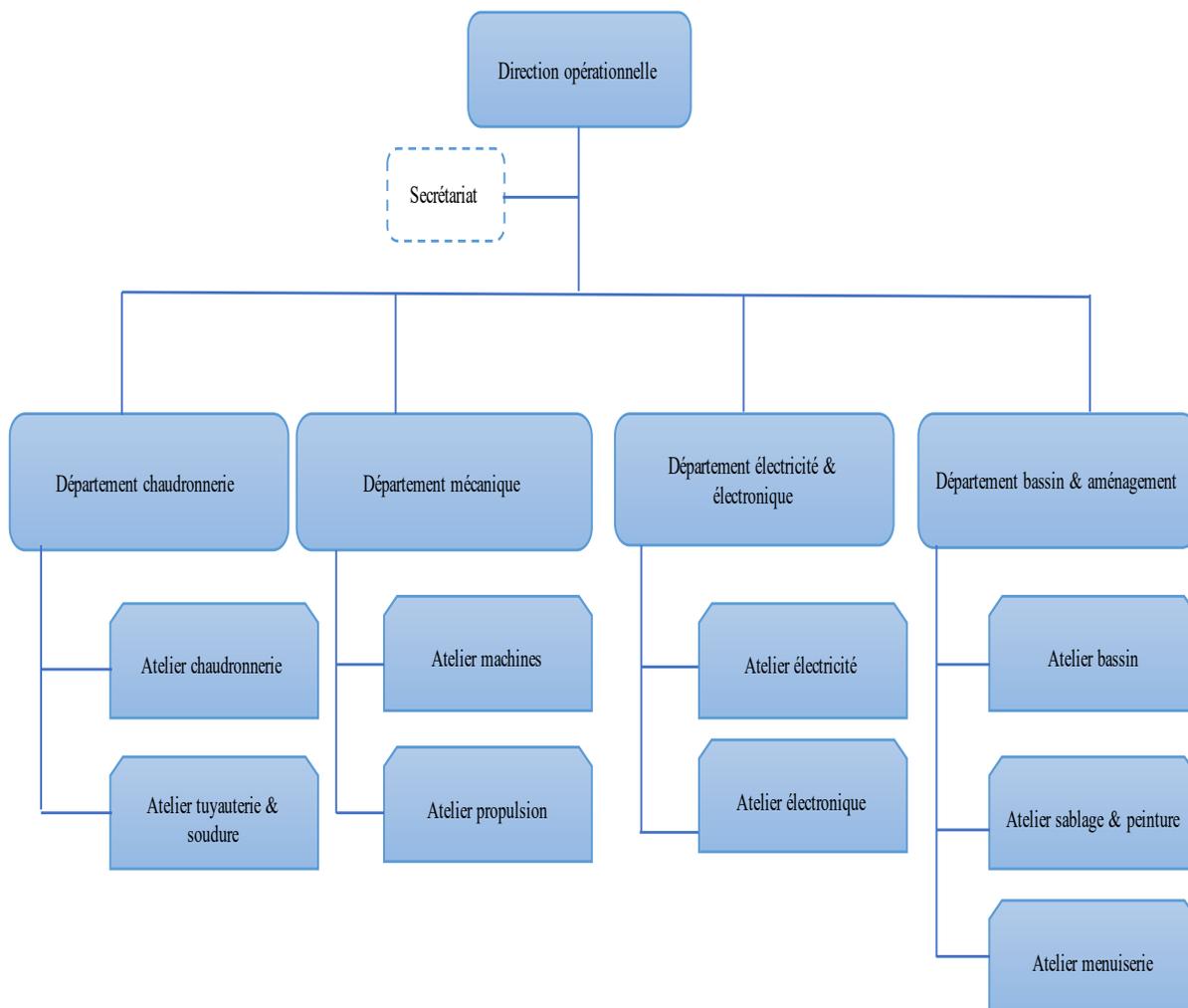
## BEMERKUNGEN

ARBEITSDRUCK : 8,0 BAR

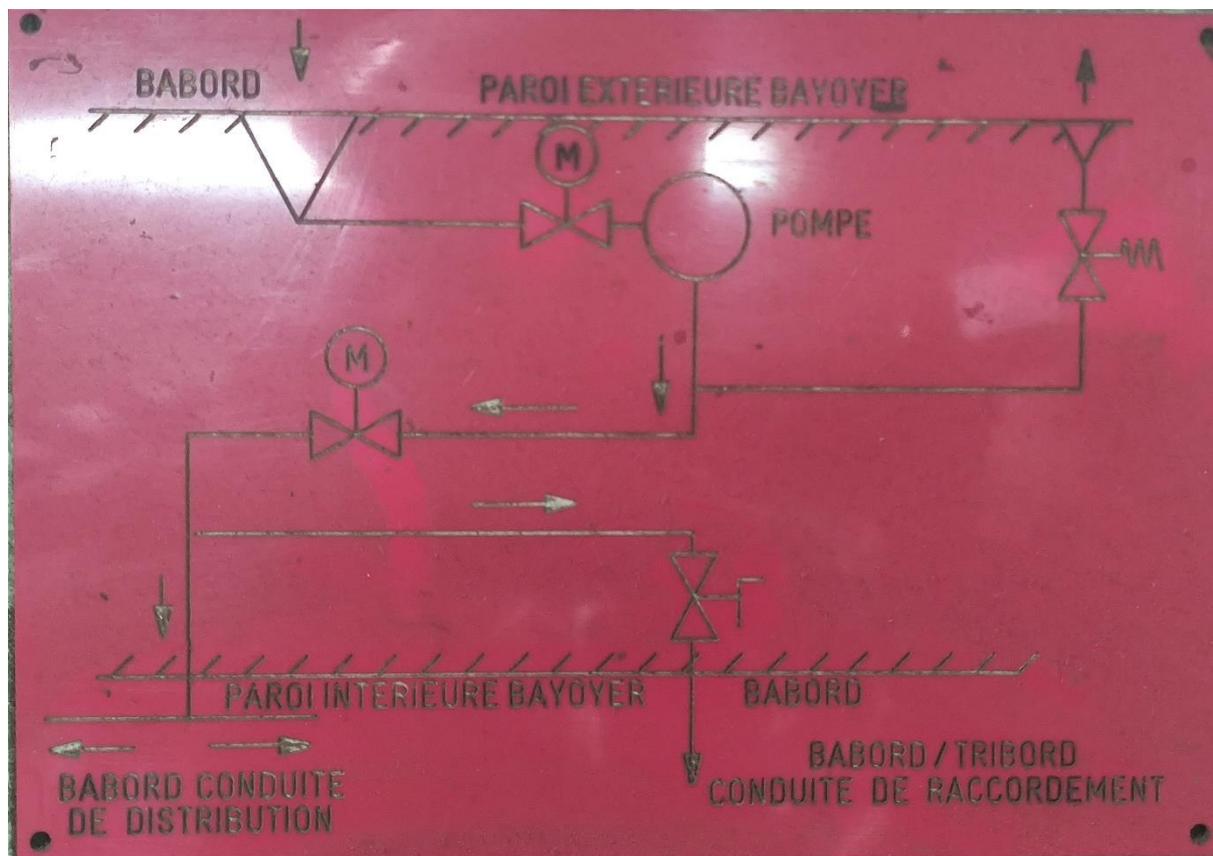
PRUEFDRUCK : 12,0 BAR

| SYMBOLE   | QTE | DESIGNATION  | BENENNUNG   |
|---|-----|--|---|
|    | 2   | POMPE D'INCENDIE, DEBIT 136 M <sup>3</sup> /H A 80 M C.E.                          | FEUERLOESCHPUMPE, LEISTUNG 136 M <sup>3</sup> /H, 80 M FOERDERHOEHE |
|    | 2   | MOTEUR DE POMPE D'INCENDIE   | MOTOR FUER FEUERLOESCHPUMPE   |
|    | 2   | VANNE D'ARRET DN 150   | SCHIEBER DN 150   |
|    | 4   | VANNE D'ARRET DN 125   | SCHIEBER DN 125   |
|    | 5   | TIROIR MOTORISE  | MOTORANTRIEB FUER SCHIEBER  |
|   | 1   | SOUPAPE TELECOMMANDEE A COMMANDE MANUELLE  | HANDANTRIEB FUER SCHIEBER   |
|  | 2   | VANNE D'ARRET DN 65  | SCHIEBER DN 65  |
|  | 2   | VANNE DE RACCORDEMENT POUR CONDUITE D'AMENEE UNIQUEMENT AVEC RACCORD STORZ, TYPE B | SCHIEBER MIT STORZ KUPPLUNG, TYP B                                  |
|  | 34  | BOUCHE D'INCENDIE AVEC RACCORD STORZ, TYPE B                                       | FEUERLOESCH- ECKVENTIL MIT STORZ KUPPLUNG, TYP B                    |
|  | 2   | SOUPAPE D'ARRET 1/2"   | INTERNATIONALER FEUERLOESCHANSCHLUSS                                |
|  | 2   | RACCORDEMENT TERRESTRE INTERNATIONAL   | ELEKTRISCHER DRUCKGEBER 1/2"  |
|  | 2   | MANOMETRE AVEC TRANSMETTEUR 1/2"   | SICHERHEITSVENTIL   |
|  | 2   | SOUPAPE DE SURETE  | FEUERLOESCHSCHRANK  |
|  | 10  | ARMOIRE DE LUTTE CONTRE INCENDIE, ALIMENTATION EN EAU ET MOUSSE                    |   |

**Annexe B : Organigramme de l'URNA Béjaïa :**



## Annexe C : Schéma de conduite coté bâbord.



**Annexe D : Rugosité des matériaux.**

| <b>Matériau</b> | <b>Condition</b>             | <b>Rugosité absolue en mm</b> |
|-----------------|------------------------------|-------------------------------|
| Acier           | Feuille de métal neuve Acier | 0.05                          |
|                 | inoxydable Commercial, neuf  | 0.002                         |
|                 | Rivé                         | 0.046                         |
|                 | Rouillé                      | 3.0                           |
|                 |                              | 2.0                           |
| Fer             | Fonte, neuve Forgé, nouveau  | 0.26                          |
|                 | Galvanisé, nouveau           | 0.046                         |
|                 | Fonte asphaltée              | 0.15                          |
|                 |                              | 0.12                          |
| Cuivre          | Tube étiré                   | 0.002                         |
| Plastique       | Tube étiré                   | 0.0015                        |
| Verre           | Lisse                        | 0.001 - 0.002                 |
| Béton           | Lisse Rugueux                | 0.04                          |
| Caoutchouc      | Lisse                        | 0.012.0                       |
| Bois            | Défoncé                      | 0.5                           |

## **Résumé :**

### **Etude et dimensionnement du réseau anti-incendie du dock flottant Bejaia**

Toute entreprise a pour objectif d'une part l'amélioration de la sécurité de ses employés et d'autre part la réduction des conséquences de tout danger qui menace ces derniers. A cet effet, l'incendie est le plus grand risque connu, Malgré l'existence de plusieurs systèmes d'extinction d'incendie.

Ce modeste mémoire met en évidence la problématique de protection incendie dans l'installation du dock flottant de Bejaia. L'objectif principal de ce travail est en premier lieu l'étude et le dimensionnement du réseau de protection incendie et en deuxième lieu l'étude du système de pompage. Puis pour mieux mettre en lumière cette étude, nous avons divisé son développement en trois étapes principales. D'abord une introduction globale en vue de comprendre le dispositif hydraulique et envisager d'éventuel problèmes. En outre, Le corps du mémoire vise à étudier et déterminer la taille du réseau notamment en déduire les calculs hydrauliques effectués. Enfin, une élaboration d'un programme informatique pour les calculs hydrauliques. Les calculs et l'analyse des résultats effectués permettront de résoudre le problème du réseau et de le rendre conforme à la norme NFPA 15.

**Mots clés : Dock flottant (1), NFPA 15 (2), Bejaia (3), E.RE.NAV (4), Réseau (5), Anti-incendie (6), dimensionnement (7).**

## **Abstract**

### **Study and dimensioning of the fire-fighting network of the Bejaia floating dock**

The objective of any company is on the one hand to improve the safety of its employees and on the other hand to reduce the consequences of any danger that threatens them. For this purpose, the fire is the greatest known risk, Despite the existence of several fire extinguishing systems.

This modest thesis highlights the problem of fire protection in the installation of the floating dock in Bejaia. The main objective of this work is firstly the study and sizing of the fire protection network and secondly the study of the pumping system. Then to better highlight this study, we have divided its development into three main stages. First a general introduction to understand the hydraulic system and consider possible problems. In addition, the body of the thesis aims to study and determine the size of the network, in particular to deduce the hydraulic calculations carried out. Finally, the development of a computer program for hydraulic calculations. The calculations and analysis of the results performed will resolve the network problem and bring it into compliance with NFPA 15.

**Keywords : Floating dock (1), NFPA 15 (2), Bejaia (3), E.RE.NAV (4), Network (5), Fireproof (6), Sizing (7).**