

**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 : INSTALLATIONS ÉNERGÉTIQUES ET TURBOMACHINES

PAR :

**BEZGHICHE MASSINISSA**

**BOUDRAHAM SOFIANE**

**Thème**

---

**Etude du process d'enfûtage en butane et en propane**

**NAFTAL GPL Béjaïa**

---

Soutenu le 30/06/2019 devant le jury composé de:

Mr. MENDIL Fatah

Président

Mr. DJERRADA Abed Rehman

Rapporteur

Mr. SAHI Adel

Examineur

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2018-2019

# *Remerciements*

*Nous tenons tout d'abord à remercier Dieu qui nous a donné la santé, la volonté et le courage d'accomplir ce travail.*

*Nos vifs remerciements, à Mr DJERRADA Abed RAHMAN, notre promoteur, pour son aide, ces critiques constructives, ses explications et suggestions pertinentes et pour la qualité de ses orientations tout au long de ce travail et pour avoir apporté tant de soins à la réalisation de ce mémoire.*

*Nous remercions infiniment Mr CHIBAN Fares, qui nous a accueilli au sein de l'entreprise NAFTAL ou nous avons effectué notre stage, et qui a fait le nécessaire pour nous mettre à l'aise.*

*Nous remercions également les membres du jury qui nous font honneur en acceptant d'examiner et de juger notre travail.*

## *Dédicaces*

*A mes chers parents, aucune dédicace ne saurait exprimer mon respect, mon amour éternel et ma considération pour les sacrifices que vous avez consenti pour mon instruction et mon bien être.*

*Je vous remercie pour tout le soutien et l'amour que vous me portez depuis mon enfance et j'espère que votre bénédiction m'accompagnera toujours.*

*A ma chère sœur pour ses encouragements permanents, et son soutien moral,*

*A toute ma famille et mes amis pour leur soutien tout au long de mon parcours universitaire,*

*Que ce travail soit l'accomplissement de vos vœux tant allégués, et le fruit de votre soutien infaillible,*

*Merci d'être toujours là pour moi.*

*MASSINISSA*

## *Dédicaces*

*Je dédie cet événement marquant de ma vie à la mémoire de ma mère CHAABANI.Sadika disparu trop tôt, j'espère que du monde qui est sien maintenant, elle apprécie cet humble geste comme preuve de reconnaissance de la part d'un fils qui a toujours prié pour le salut de son âme. Que dieu l'accueille dans son vaste paradis.*

*A mon cher père, pour tous les sacrifices, son amour, sa tendresse, son soutien et ses prières tout au long de mes études,*

*A mes chères sœurs pour leurs encouragements permanents, et leursoutien moral,*

*A mes chers frères, Aziz, Youcef, Bouzid, Salim et Mehrez, pour leur appui et leur encouragement,*

*A toute ma famille pour leur soutien tout au long de mon parcours universitaire,*

*Que ce travail soit l'accomplissement de vos vœux tant allégués, et le fruit de votre soutien infailible,*

*Merci d'être toujours là pour moi.*

*SOFIANE*

# **Table des matières**

## Table des matières

Liste des figures

Liste des tableaux

Nomenclature

Introduction Générale..... 1

### Chapitre I : Généralités et Définitions sur la mécanique des fluides et pertes de charges

I.1 Introduction :	3
I.1 Généralités sur les fluides :	3
I.1.1. Définition d'un fluide :	3
I.1.1.1. Fluides newtoniens :	3
I.1.1.2. Fluides non newtoniens :	3
I.2. Caractéristiques d'un fluide :	4
I.2.1. Masse volumique :	4
I.2.2. Viscosité :	4
I.2.3. Vitesse d'écoulement :	5
I.3. Combustible :	6
I.3.1. Les hydrocarbures :	6
I.4. Gaz de Pétrole Liquéfié (GPL) :	6
I.4.1. Les GPL butane et propane :	7
I.4.2. Caractéristiques des composants des GPL :	8
I.4.3. Point d'ébullition et la masse volumique :	9
I.4.4. Tension de vapeur :	9
I.5. Ecoulement des fluides dans une conduite :	10
I.5.1. Equation de Bernoulli généralisée :	10
I.6. Différents types d'écoulement :	11
I.6.1. Nombre de Reynolds :	11
I.6.2. Ecoulement laminaire ou turbulent dans une conduite :	12
I.6.3. Ecoulement laminaire :	12
I.6.4. Ecoulement turbulent :	12
I.7. Pertes de charges dans une conduite :	13

I.7.1. Définition :	13
I.7.2. Les pertes de charges linéaires :	14
I.7.3. Les pertes de charges singulières :	15
I.7.4. La rugosité :	17
I.7.5. Modèles de calcul du coefficient des pertes de charges linéaires( $\lambda$ ):	19
I.7.6. Modèles proposés pour un fluide newtonien :	19
Conclusion :	23

## **Chapitre II : Description du réseau de transport GPL et des différents équipements**

II.1 Introduction :	22
II.1. Réseau du transport du GPL :	22
II.1.1. Description et implantation du pipeline :	22
II.1.2 .Terminal départ (poste de chargement marin) :	23
II.1.3.Les poste de chargement comprend :	23
II.1.4. Pipeline :	24
II.1.5. Caractéristique de l'acier la canalisation :	24
II.1.6. Réservoirs de stockages :	24
II.1.7.Type de réservoir :	25
II.1.8. Pompes :	26
II.1. 9. Boosters :	26
II.1.10. Manifolds :	26
II.2. Généralités sur les pompes. ....	26
II.2.1. Définition :	26
II.2.2. Différents types de pompes et leur classification :	27
II.2.3. Les pompes volumétriques :	27
II.2.4. Principe de fonctionnement :	28
II.2.5. Avantages et inconvénients des pompes volumétriques :	29
II.2.6. Les pompes hydrodynamiques ou turbopompes :	29
II.3. Les pompes centrifuges :	30
II.3.1. Classification des pompes centrifuges :	31
II.3.2. Le principe de fonctionnement des pompes centrifuges :	32
II.3.3. Théorie des pompes centrifuges :	34

II.3.3.1. Critères généraux de définition des pompes :	34
II.3.3.2. Type de pertes dans une pompe centrifuge :	34
II.3.3.3. Le rendement :	34
II.3.3.4. Les grandeurs impliquées dans l'utilisation des pompes centrifuges :	35
II.3.3.5. Courbe caractéristique d'une pompe (courbe HMT) :	35
II.3.3.6. Point de fonctionnement d'une pompe centrifuge :	35
II.3.3.7. Définition du NPSH :	35
II.3.3.8. Avantages et inconvénients d'une pompe centrifuge :	37
Les avantages de ces pompes :	37
II.3.3.9. Cavitation :	37
II.3.3.10. Choix d'une pompe :	39
Conclusion:	40

### **Chapitre III : Calculs hydraulique**

III. Introduction :	41
III.1. Etude du pipeline (navire-capacité) :	41
III.1.1. Description du travail :	41
III.1.2. Propane :	42
III.1.3. Les différents tronçons (A -A'), (A'-B), (B-C), (C-C'), (C'-D) :	43
III.1.4. Comparaison entre les différents modèles de calcul :	43
III.1.5. Flexible :	44
III.1.6. Calcul des pertes de charges pour le flexible :	44
III.2. Étude du pipeline :	47
III.2.1. Rugosité du pipeline :	47
III.2.2. Caractéristiques du propane :	48
III.2.3. Caractéristiques de la canalisation.....	48
III.2.4. Les accessoires de canalisation :	49
III.2.5. Calcul pour un débit constant de 62.5 T/h.....	50
III.2.5.1. Application :	50
III.3. Étude du pipeline (capacité de stockage - bras de chargement) :	54
III.4. partie turbomachine.....	58
III.4.1. Description de la pompe :	58
III.4.2. Calcul de vérification hydraulique :	58



III.4.3. Hauteur manométrique : .....	59
III.4.4. Pression développée par la pompe : .....	59
III.4.6. Puissance absorbée : .....	60
III.4.7. NPSH: (Net Positive Suction Head). .....	60
III.4.7.1 Calcul du NPSH disponible : .....	60
III.5. Butane : .....	60
III.5.1. Comparaison entre les différents modèles de calcul : .....	61
III.5.1.1: flexible .....	62
III.5.1.2. Étude du pipeline : .....	64
III.5.1.3. Caractéristiques du butane : .....	65
III.5.2. Caractéristiques de la canalisation : .....	65
III.5.2.1. Calcul pour un débit constant de 62.5 T/h .....	65
Application : .....	65
III.6. Étude du pipeline (sphère – hall d’emplissage) : .....	69
III.7. partie turbomachine .....	75
III.7.1. Description de la pompe : .....	75
III.7.2. Calculs de vérification hydraulique : .....	75
III.7.3. Hauteur manométrique : .....	75
III.7.4. Pression développée par la pompe : .....	76
III.7.5. Puissance utile : .....	76
III.7.6. Puissance absorbée : .....	76
III.7.7. NPSH: (Net Positive Suction Head). .....	76
Conclusion générale : .....	78

Références bibliographiques

Annexes

Résumé

# Liste des figures

## Liste des figures

---

Figure I.1: Tensions de vapeur du butane et propane à la température ambiante. [5] .....	10
Figure I.2: Représentation graphique des charges d'un écoulement dans une conduite. [6] ...	11
Figure I.3: Représentation d'écoulement laminaire. [6] .....	12
Figure I.4: Représentation de l'écoulement turbulent. [6] .....	13
Figure I.5: Représentation des pertes charge linéaires et pertes de charges singulières. [6]...	14
Figure I.6: Différents types de perte de charge singulière. ....	16
Figure I.7: Paroi rugueuse d'une conduite. [2].....	17
Figure II.1: localisation du pipeline port de Bejaïa-ce Bejaïa. [1] .....	22
Figure II.2 : présentation d'une sphère de GPL. [1] .....	25
Figure II.3 : présentation d'une citerne de stockage GPL [1].....	25
Figure III.4 : Schéma démontrent la classification des pompes. [16] .....	27
Figure II.5: Schémas d'une pompe à piston (volumétrique). ....	27
(Clapet d'aspiration1 ; Clapet de refoulement2). [6] .....	27
Figure. II.6 : Représentation des domaines respectifs des trois types de pompes hydrodynamiques. [17].....	30
Figure II.7: Schéma d'une pompe centrifuge monocellulaire. [17].....	31
Figure II.8: Pompe centrifuge multicellulaire (multi-étages) [17].....	32
Figure II.9 : Évolution de la vitesse et la pression dans la pompe. [18].....	33
Figure II.10: Diagramme thermodynamique d'états. ....	38
Figure II.11:Effets de la cavitation.....	39
Figure III. 1 : Présentation des différents tronçons aux sections différentes du pipeline.....	43
Figure III.2: schéma du flexible utilisé. ....	44
Figure III.3 : schéma de la canalisation pipeline utilisé.....	47
Figure III.4 : Evolution de la pression du propane en fonction de la longueur du pipeline (navire –capacité du stockage). ....	53
Figure III .5: Différents tronçons du pipeline en phase aspiration à partir de la capacité.....	54
Figure III.6: Différents tronçons du pipeline en refoulement par la pompe.....	56
Figure III.7: Présentation des différents tronçons aux sections différentes du pipeline.....	61
Figure III.8 : schéma du flexible utilisé .....	62
Figure III.9: Schéma de la canalisation pipeline utilisé. ....	64
Figure III.10: Evolution de la pression du butane en fonction de la longueur du pipeline (navire – sphère du stockage). ....	69
Figure III.11 : Différents tronçons du pipeline en aspiration à partir de la sphère. ....	69
Figure III.12 : Différents tronçons du pipeline au refoulement vers le hall d'emplissage.....	73

# Liste des tableaux

Tableau I.1: Caractéristique des composants des GPL. [5].....	8
Tableau I.2: Point d'ébullition et masse volumique des GPL.....	9
Tableau I.3: Rugosité absolue pour quelques types de matériaux. [7].....	18
Tableau I.4: Corrélations de calcul de $\lambda$ pour un fluide newtonien en régime turbulent [6]..	20
Tableau I.5: Corrélations de calcul de $\lambda$ dans une conduite intermédiaire, pour un fluide newtonien. [8].....	21
Tableau I.6: Corrélations de calcul de $\lambda$ dans une conduite intermédiaire, pour un fluide newtonien. [6].....	22
Tableau I.7: Corrélations de calcul de $\lambda$ dans une conduite rugueuse, pour un fluide newtonien. [6].....	23
Tableau II.1 : Caractéristiques du pipeline GPL. [1] .....	24
Tableau II.2: Différents types de pompes volumétriques. [6].....	29
Tableau III.1: Tableau contenant quelques données au point de départ. ....	42
Tableau III.2: Comparaison entre les différents modèles de calcul .....	43
Tableau III.3: Les données du flexible (4Ø,6Ø) .....	44
Tableau III.4: Rugosité équivalente des tubes .....	47
Tableau III.5 : caractéristiques du propane à 0 (°c). ....	48
Tableau III.6 : caractéristiques du pipeline. ....	48
Tableau III.7 : Méthode de calcul du coefficient de frottement k pour certains accessoires. ..	49
Tableau III.8: Résultats des calculs pour le régime aux niveaux des tronçons (6Ø, 4Ø, 2Ø)..	51
Tableau III.9 : Résultats des calculs pour le régime aux niveaux des tronçons 2Ø, 4Ø, 6Ø, 4Ø.	
Tableau III.10: Nouvelles données en aspiration .....	54
Tableau III.11: Résultats des calculs pour le régime aux niveaux des tronçons 3Ø, 6Ø, 8Ø, .	55
Tableau III.12: Résultats des calculs pour le régime aux niveaux des tronçons 4Ø, 6Ø. ....	57
Tableau III.13: Tableau contenant quelques données au point de départ. ....	60
Tableau III.14: Comparaison entre les différents modèles de calculs.....	61
Tableau III.15: caractéristiques du Butane.....	65
Tableau III.16: Caractéristiques du pipeline .....	65
Tableau III.17: Résultats des calculs pour le régime au niveau des tronçons 6Ø, 4Ø, 2Ø . ....	66
Tableau III.18 : Résultats des calculs pour le régime au niveau des tronçons (2Ø, 4Ø, 6Ø, 4Ø,)	
Tableau III.19 : Nouvelles données en aspiration .....	70
Tableau III.20: Résultats des calculs pour le régime aux niveaux des tronçons 8Ø, 4Ø, 6Ø, 3Ø	
Tableau III.21: Résultats des calculs pour le régime aux niveaux des tronçons 2Ø, 3Ø. ....	74

# **Nomenclature**

## Nomenclature

---

<b>Symboles</b>	<b>Définition</b>	<b>Unité (SI)</b>
S	Section	(m <sup>2</sup> )
D	Diamètre	(m)
G	Accélération de la pesanteur	(m. s <sup>-2</sup> )
H <sub>mt</sub>	Apport en hauteur manométrique totale	(m)
H <sub>ppe</sub>	Apport en hauteur de la pompe	(m)
Δh	Perte de charge	(m)
L	Longueur de la conduite	(m)
N	Vitesse de rotation	(tr.min <sup>-1</sup> )
NPSH	Hauteur nette d'élévation	(m)
P	Pression	(Pa)
Ḗ	Puissance	(w)
Q <sub>v</sub>	Débit volumique	(m <sup>3</sup> . s <sup>-1</sup> )
V	Vitesse d'écoulement	(m. s <sup>-1</sup> )
Z	Altitude	(m)
T	Température	(°C)
K <sub>e</sub>	Rugosité équivalente	(mm)
P <sub>ref</sub>	Pression de refoulement	(Pa)
P <sub>asp</sub>	Pression d'aspiration	(Pa)
H <sub>ref</sub>	Hauteur de refoulement	(Pa)
H <sub>asp</sub>	Hauteur d'aspiration	(m)
V <sub>ref</sub>	Vitesse de refoulement	(m)
V <sub>asp</sub>	Vitesse d'aspiration	(m)

## Nomenclature

---

Symboles grecs	Définition	Unité(SI)
$\varepsilon$	Rugosité absolue	(m)
$\eta$	Rendement	/
$\lambda$	Coefficient de perte de charge linéaire	/
$\mu$	Viscosité dynamique	(Pa.s)
$\nu$	Viscosité cinématique	(m <sup>2</sup> . s <sup>-1</sup> )
$\xi_2$	Coefficient de perte de charge singulière	/
$\pi_1$	Pouvoir manométrique	/
$\pi_2$	Coefficient de débit	/
$\rho$	Masse volumique	(kg/m <sup>3</sup> )

### Nombres adimensionnelles

He  
Re

### Définition

Nombre de Hedstrom  
Nombre de Reynolds

### Indices

disp  
e  
lin  
req  
sing  
GPL

### Définition

Disponible  
Relatif à l'entrée de la pompe  
Linéaire  
Requis  
Singulière  
Gaz Pétrole Liquéfié



## Nomenclature

---

### Abréviation

tot  
srt  
filtr  
red  
elrg  
cd  
Tr  
Y filtr  
Clp  
Clp  
r

### Définition

totale  
sorties  
filtres  
rédaction  
élargissement  
code  
T rédaction  
Y filtre  
clapet  
clapet anti retour  
réservoir

# **Introduction générale**

# Introduction générale

---

## Introduction Générale

Dans les industries du pétrole, de la pétrochimie et du gaz naturel, les processus les plus utilisés sont la production, la transformation ainsi que le transport. Ces processus nécessitent une source d'énergie et un effectif matériel et humain.

Parmi les activités les plus importantes de NAFTAL (GPL), le transport des hydrocarbures par canalisation, d'une longueur de 2.606 km sur la grande jetée du large du port de Béjaïa appartenant à l'entreprise de gestion de la zone industrielle du port, soit de la station de départ qui est reliée avec l'installation du bras de chargement marin avec celle existante de NAFTAL, autrement dit le terminal départ auquel sera implanté le poste de déchargement marin qui est un poste mixte huilier gazier, jusqu'au centre emplisseur 061 Bejaïa ou sera implanté la zone de stockage GPL Vrac existante (Sphères et Citernes).

NAFTAL, comme toutes autres entreprises, cherche toujours à améliorer toutes ses activités sans exception. Le transport maritime fait partie de ces activités, donc elle est obligée de l'améliorer, d'autant plus que ce dernier est devenu indispensable dans l'industrie mondiale.

LE déchargement marin et transport des GPL se fait dans des bacs de stockage fixe, dans les conditions imposées par les règlements vigueur concernant le transport du GPL par transvasement. Toute opération de chargement se fait à l'aide d'un engin de transport GPL (citerne routière, wagons-citernes, bateau-citerne) ou encore dans un récipient mobile dénommé ci-après bouteilles.

Notre mémoire est composé de quatre chapitres :

Dans le premier chapitre, nous allons présenter des Généralités et Définitions sur la mécanique des fluides et pertes de charges.

Le deuxième chapitre nous allons présenter la description du réseau de transport GPL et des différents équipements.

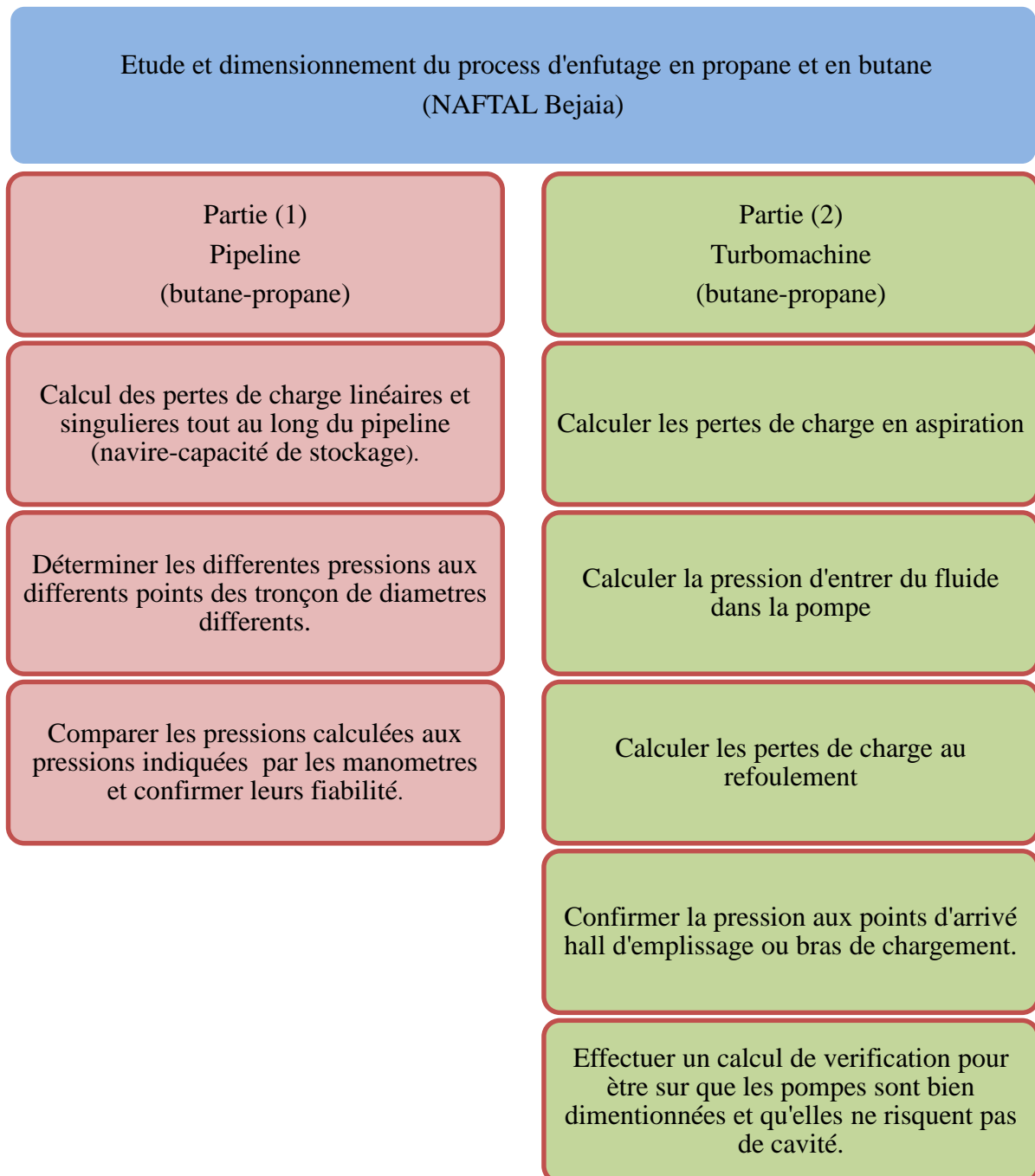
Le troisième chapitre est consacré aux différents calculs hydrauliques à effectuer pour les deux fluides (propane, butane).

Nous finaliserons notre étude avec une conclusion générale qui résume les résultats obtenus durant cette étude.

# Introduction générale

## Problématique :

Notre travail consistera à effectuer un calcul de vérification pour le dimensionnement du réseau de transport GPL, et aussi vérifier la hauteur minimum pour la quelle les pompes de l'industrie évitent la cavitation. La résolution de cette problématique est présentée dans l'organigramme si dessous



# **Chapitre I**

## **Généralités et Définitions sur la mécanique des fluides et pertes de charges**

# Chapitre I :Généralités et Définitions sur la mécanique des fluides et pertes de charges

---

## I.1 Introduction :

Notre objectif dans ce chapitre est d'illustrer et de donner quelques définitions et généralités en mécanique des fluides, pertes de charge dans une canalisation.

## I.1 Généralités sur les fluides :

### I.1.1. Définition d'un fluide :

Un fluide peut être considéré comme étant une substance formée d'un grand nombre de particules matérielles, très petites et libres de se déplacer les unes par rapport aux autres. C'est donc un milieu matériel continu, déformable, sans rigidité et qui peut s'écouler. Les forces de cohésion entre particules élémentaires sont très faibles de sorte que le fluide est un corps sans forme propre qui prend la forme du récipient qui le contient. On insiste sur le fait qu'un fluide est supposé être un milieu continu(même si l'on choisit un très petit élément de volume, il sera toujours beaucoup plus grand que la dimension des molécules qui le constituent).

Les fluides peuvent être classés en deux grandes familles, fluides newtoniens et fluides non newtoniens. [2]

#### I.1.1.1. Fluides newtoniens :

Un fluide newtonien est un fluide dont la viscosité ne dépend pas des contraintes qui lui sont appliquées. Autrement dit sa viscosité ne varie pas quand on l'agite. Elle peut néanmoins dépendre d'autres facteurs tels que la température. Plus le fluide est chaud moins celui-ci est visqueux, car les molécules sont plus agitées et par conséquent les liaisons entre elles sont moins fortes. A l'inverse plus le fluide est froid, plus il se solidifie, car ses molécules se figent et leurs liaisons sont donc plus fortes. (Comme l'eau, l'air, le miel et la plupart des gaz.....) [2]

#### I.1.1.2. Fluides non newtoniens :

Dans un fluide non-newtonien, la viscosité ne dépend pas seulement de la température mais aussi d'une contrainte appelée contrainte de cisaillement. La viscosité dépend aussi, chez certains types de fluides non newtoniens, de la durée pendant laquelle cette contrainte est appliquée. (Comme le sang, les gels, les boues, les pâtes, les suspensions, les émulsions...)on distingue plusieurs types de comportement non-newtonien :

# Chapitre I : Généralités et Définitions sur la mécanique des fluides et pertes de charges

---

- Fluides rhéofluidifiants.
- Fluides rhéoépaississants.
- Fluides thixotropes.
- Fluides antithixotropes ou rhéopexes.
- Fluides de Bingham. [2]

## I.2. Caractéristiques d'un fluide :

### I.2.1. Masse volumique :

La masse volumique est une grandeur physique qui caractérise la masse d'un matériau par unité de volume.

Elle est déterminée par le rapport :

$$\rho = \frac{M}{V} \quad (\text{I.1})$$

Avec :

$\rho$ : masse volumique [ $\frac{kg}{m^3}$ ]

M : masse du fluide [kg]

V : volume occupé par le fluide [ $m^3$ ]. [2]

### I.2.2. Viscosité :

La viscosité peut être définie comme l'ensemble des phénomènes de résistance à l'écoulement se produisant dans la masse d'une matière, pour un écoulement uniforme et sans turbulence. Plus le fluide est visqueux plus il s'écoule lentement, l'énergie dissipée par l'écoulement sera importante. [2]

- **Viscosité dynamique :**

La viscosité dynamique  $\mu$  est une grandeur physique qui caractérise la résistance à l'écoulement laminaire d'un fluide incompressible, elle est le rapport de la contrainte de cisaillement  $\tau$  au gradient de vitesse d'écoulement du fluide  $\gamma$ .

# Chapitre I : Généralités et Définitions sur la mécanique des fluides et pertes de charges

---

Donnée par :

$$\mu = \frac{\tau}{\gamma} \quad (\text{I.2})$$

- **Viscosité cinématique :**

La viscosité cinématique  $\nu$  est le rapport de la viscosité dynamique  $\mu$  et de la masse volumique  $\rho$ . Elle représente la capacité de conservation des particules du fluide et quantifie sa capacité à s'épancher.

Elle est donnée par la relation :  $\nu = \frac{\mu}{\rho}$  (I.3)

Avec :

$\nu$ : viscosité cinématique [ $\frac{m^2}{s}$ ]

$\mu$  : viscosité dynamique [Pa.s]

$\rho$  : masse volumique [ $\frac{kg}{m^3}$ ]. [2]

### I.2.3. Vitesse d'écoulement :

La vitesse d'écoulement d'un fluide est la vitesse à laquelle il se déplace dans une conduite.

Elle est déterminée par la relation suivante :

$$V = \frac{Q_V}{S} = \frac{4Q_V}{\pi d^2} \quad (\text{I.4})$$

$V$  : Vitesse moyenne d'écoulement [m/s].

$Q_V$  : Débit volumique [ $\frac{m^3}{s}$ ].

$S$ :Section de la conduite [ $m^2$ ].

$D$  : diamètre de la conduite [m]. [2]



# Chapitre I : Généralités et Définitions sur la mécanique des fluides et pertes de charges

---

## I.3. Combustible :

Un combustible est un composé chimique qui, avec un comburant (comme le dioxygène) et de l'énergie, se consume dans une réaction chimique générant de la chaleur : la combustion.

Un carburant est un combustible qui alimente un moteur à combustion interne.

- Les combustibles solides (charbon, bois, paille...)
- Les combustibles liquides (GPL, FOD, fioul lourd et produits assimilés), tous issus du pétrole brut et parfois, pour une très faible part, de la biomasse (dérivés d'huiles végétales).
- Les gaz combustibles, le gaz naturel constituant, à lui seul, une source d'énergie primaire importante. [3]

### I.3.1. Les hydrocarbures :

Un hydrocarbure (HC) est un composé organique constitué exclusivement d'atomes, de carbone (C) et d'hydrogène (H). Leur formule brute est donc de forme  $(C_nH_m)$ , sachant que n et m sont 2 entiers naturels.

- **Les hydrocarbures saturés.**
- **Les hydrocarbures insaturés.** [4]

## I.4. Gaz de Pétrole Liquéfié (GPL) :

Le gaz de pétrole liquéfié ou GPL est un mélange d'hydrocarbures légers stocké à l'état liquide et issu du raffinage du pétrole (40 % des ressources mondiales) et plus généralement du traitement du gaz naturel (60 % des ressources mondiales). Le GPL est composé d'environ 80% de butane ( $C_4H_{10}$ ) et 20% de propane ( $C_3H_8$ ). C'est un carburant dit propre, issu du raffinage du pétrole brut. Son utilisation présente des avantages par rapport au gazole en permettant de réduire de :

- 50% les émissions d'oxyde d'azote,
- 50% celles des monoxydes de carbone,
- 90% celles des hydrocarbures et particules.

# Chapitre I : Généralités et Définitions sur la mécanique des fluides et pertes de charges

---

Le GPL est stocké dans le réservoir à l'état liquide et sa température d'auto-inflammation est de 420°C (225°C pour l'essence). [4]

## I.4.1. Les GPL butane et propane :

Le butane et le propane font partie de la chaîne organique des alcanes (saturés). Le gaz butane et propane sont appelés GPL ou gaz de pétrole liquéfiés. En anglais Liquefied Petroleum Gas. Il faut noter que l'appellation GPL est réservée au butane et au propane car ce sont les deux seuls produits gazeux à la pression atmosphérique est à 15 °C à pouvoir être liquéfiés à faible pression 1.7 bar à 7.5 bar (0.17 Mpa à 0.75 Mpa -Méga pascal). Leur avantage est de concentrer sous un volume réduit (et un emballage plus léger que celui du type gaz comprimé) une réserve d'énergie importante. En effet, 23 à 26 litres de gaz liquide fournissent 178 à 179 kWh. [6]

a) **Le Butane** : Le butane est un hydrocarbure saturé de la famille des alcanes et de formule brute  $C_4H_{10}$ . Il existe sous deux formes isomères, le *n*-butane et l'isobutane ou 2-méthylpropane. Le *n*-butane est obtenu par distillation sous pression du G.P.L (gaz de pétrole liquéfié) ainsi que par la purification du gaz naturel. Ce dernier est donc considéré comme fluide non newtonien.[4]

### • Utilisation :

Le butane est un gaz principalement utilisé comme combustible à usage domestique (gazinière, chauffe-eau) et également d'appoint et aussi comme carburant, notamment pour le chauffage (radiateur à gaz pour l'intérieur des locaux d'habitation, commerces et ateliers ainsi que pour le plein air). Il est généralement conditionné en bouteille de 13 kg.

b) **Le propane** : Le propane est un alcane linéaire de formule  $C_3H_8$ . On parle de biopropane s'il est d'origine non fossile (synthétisé à partir de biomasse dite « renouvelable »).

Il est essentiellement aujourd'hui dérivé d'autres produits pétroliers par des processus de thermochimie de gaz ou de pétrole, mais commence aussi à être dérivé du biogaz. Généralement vendu à l'état liquide, sous forme de GPL notamment (c'est l'un de ses constituants principaux). Un additif, l'éthanthiol, est utilisé comme odorant pour signaler les fuites éventuelles. [4]

# Chapitre I : Généralités et Définitions sur la mécanique des fluides et pertes de charges

---

- **Utilisation :**

Il est couramment utilisé comme source d'énergie chimique par combustion dans les moteurs à combustion interne, chaudières, barbecue et comme carburant aussi.

## II.4.2. Caractéristiques des composants des GPL :

**Tableau I.1:** Caractéristique des composants des GPL.[5]

<b>fluide</b>	<b>propane</b>	<b>Butane</b>
Formule chimique	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>
Tension de vapeur à 10°C (kg/cm <sup>2</sup> )	6,2	1,5
Point d'ébullition à 760 mm Hg (°C)	-42	-0,5
Densité du liquide à 15°C	0,51	0,58
Litres de gaz obtenus à partir d'un litre du Liquide	272,7	237,8
Densité de la vapeur à 15°C	1,86	2,45
Pouvoir calorifique supérieur (kcal/kg)	11 980	11 586
Temperature d'auto inflammation (°C)	480	420
kg d'air comburant par kg de gaz	15,8	15,6
Nombre d'octane	96	89
Limite d'explosion (%)	2,2 à 9,4	1,9 à 8,5

# Chapitre I : Généralités et Définitions sur la mécanique des fluides et pertes de charges

## I.4.3. Point d'ébullition et la masse volumique :

Le point d'ébullition et la masse volumique des GPL sont représentés dans le tableau I.2

**Tableau I.2:** Point d'ébullition et masse volumique des GPL.

	Point d'ébullition (°C)	Masse volumique du liquid (kg/m <sup>3</sup> ) à 15°C	Masse volumique du gaz (kg/m <sup>3</sup> ) à 15°C
	Butane	0	585
Propane	-42	515	1,85

- 1 litre de butane liquide libère 239 litres de gaz (15°C – 1bar)
- 1 litre de propane liquide libère 311 litres de gaz (15°C – 1bar)

Ces caractéristiques physiques confèrent à cette énergie un avantage certain du point de vue du stockage et du transport.[5]

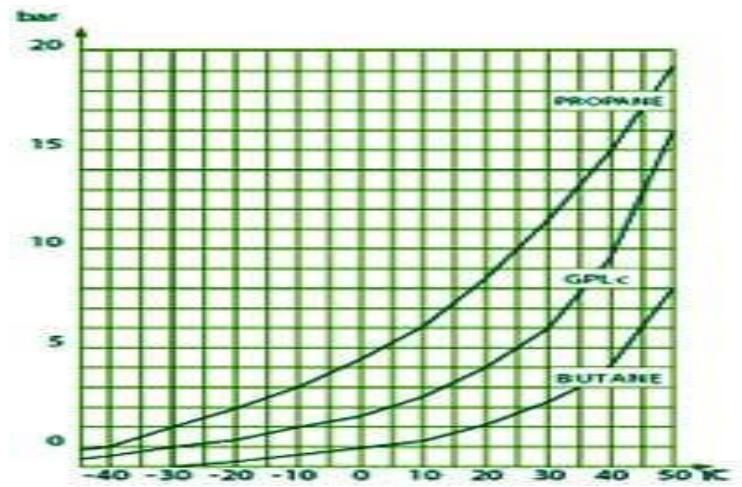
## II.4.4. Tension de vapeur :

La pression qui règne dans les récipients (tension de vapeur) dépend :

- de la température initiale du liquide.
- du soutirage éventuel effectué.

Le graphe (figure I-1) donne les tensions de vapeur relatives en fonction de la température ambiante.

# Chapitre I : Généralités et Définitions sur la mécanique des fluides et pertes de charges



**Figure I.1:** Tensions de vapeur du butane et propane à la température ambiante. [5]

Il faut donc une température supérieure à :

- 0°C pour obtenir un débit gazeux en butane.
- 40°C en propane. [5]

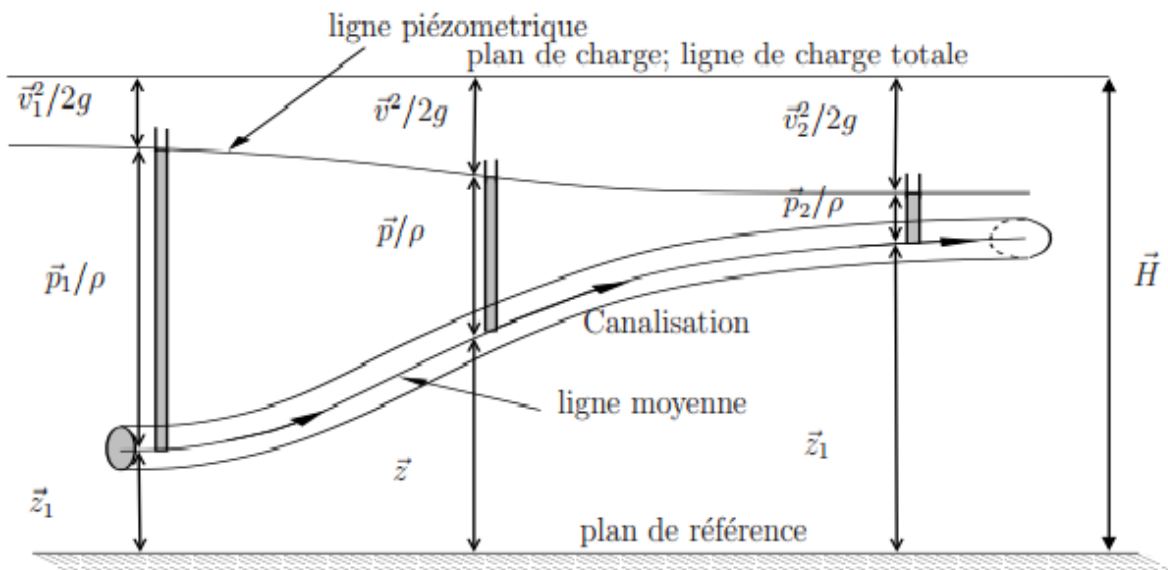
## I.5. Ecoulement des fluides dans une conduite :

### I.5.1. Equation de Bernoulli généralisée :

Un fluide peut être considéré comme étant formé d'un grand nombre de particules matérielles, très petites et libres de se déplacer les unes par rapport aux autres. Un fluide est donc un milieu matériel continu, déformable, sans rigidité et qui peut s'écouler. Parmi les fluides, on fait souvent la distinction entre liquides et gaz.

- La figure I.2 présente graphiquement une canalisation qui ne comporte pas de pompe (Sans échange d'énergie), en tout segment (a)-(b) :

# Chapitre I : Généralités et Définitions sur la mécanique des fluides et pertes de charges



**Figure I.2:** Représentation graphique des charges d'un écoulement dans une conduite. [6]

$$\frac{P_1}{\rho \cdot g} + Z_1 + \frac{1}{2 \cdot g} \cdot U_1^2 = \frac{P_2}{\rho \cdot g} + Z_2 + \frac{1}{2 \cdot g} \cdot U_2^2 + \Delta H \quad (I.5)$$

## I.6. Différents types d'écoulement :

### I.6.1. Nombre de Reynolds :

Le nombre de Reynolds (Re) est un nombre sans dimension utilisé en mécanique des fluides.

Il a été mis en évidence en 1883 par Osborne Reynolds. Il caractérise un écoulement, en particulier la nature de son régime (laminaire, transitoire, turbulent). Le nombre de Reynolds représente le rapport entre l'inertie de l'écoulement et la viscosité d'une masse de fluide, donc c'est le rapport entre les forces d'inertie et les forces de viscosité.

$$Re = \frac{\rho \times U \times D}{\mu} = \frac{U \times D}{\nu} \quad (I.6)$$

$\rho$  = masse volumique du fluide

$U$  = vitesse moyenne

$D$  = diamètre de la conduite

$\nu$  = viscosité cinématique

$\mu$  = viscosité dynamique du fluide. [6]

# Chapitre I : Généralités et Définitions sur la mécanique des fluides et pertes de charges

---

## I.6.2. Écoulement laminaire ou turbulent dans une conduite :

On distingue 2 types d'écoulements, laminaire ou turbulent selon  $Re$ :

- $Re < 2000$  : écoulement laminaire.
- $2000 < Re < 3000$  : écoulement 'critique' ou 'transitoire'.
- $Re > 3000$  : écoulement turbulent. [6]

## I.6.3. Écoulement laminaire :

En mécanique des fluides, l'écoulement laminaire est le mode d'écoulement d'un fluide où l'ensemble de ce dernier s'écoule plus ou moins dans la même direction, sans que les différences locales se contrarient (par opposition au régime turbulent, fait de tourbillons qui se contrarient mutuellement).

L'écoulement laminaire est généralement celui qui est recherché lorsqu'on veut faire circuler un fluide dans un tuyau (car il crée moins de pertes de charge), ou faire voler un avion (car il est plus stable, et prévisible par les équations). [6]

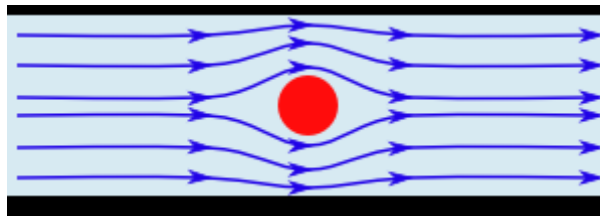


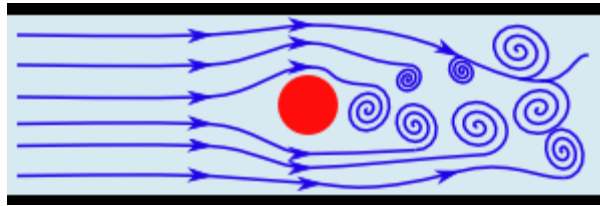
Figure I.3: Représentation d'écoulement laminaire. [6]

## I.6.4. Écoulement turbulent :

La turbulence désigne l'état de l'écoulement d'un fluide, liquide ou gaz, dans lequel la vitesse présente en tout point un caractère tourbillonnaire : tourbillons dont la taille, la localisation et l'orientation varient constamment. Les écoulements turbulents se caractérisent donc par une apparence très désordonnée, un comportement difficilement prévisible et l'existence de nombreuses échelles spatiales et temporelles. De tels écoulements apparaissent lorsque la source d'énergie cinétique qui met le fluide en mouvement est relativement intense devant les forces de viscosité que le fluide oppose pour se déplacer. [6]

# Chapitre I : Généralités et Définitions sur la mécanique des fluides et pertes de charges

---



**Figure I.4:** Représentation de l'écoulement turbulent. [6]

## I.7. Pertes de charges dans une conduite :

### I.7.1. Définition :

En mécanique des fluides, la perte de charge correspond à la dissipation, par frottements, de l'énergie mécanique d'un fluide en mouvement. Les équations des pertes de charge distinguent :

- les pertes de charges linéaires.
- les pertes de charges singulières.

Cette dissipation d'énergie s'exprime couramment sous la forme d'une variation de pression. Elle apparaît dans l'équation de Bernoulli comme une hauteur de colonne du fluide équivalente à cette variation de pression. [6]



# Chapitre I : Généralités et Définitions sur la mécanique des fluides et pertes de charges

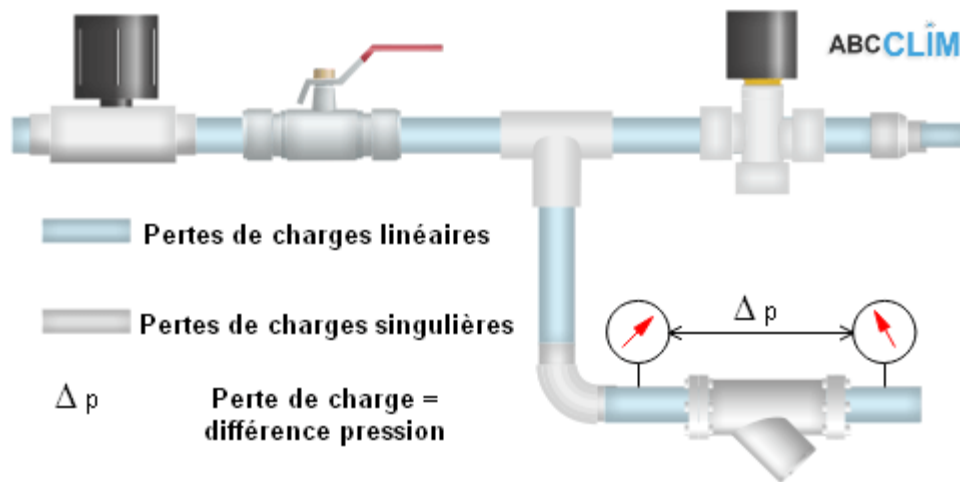


Figure I.5: Représentation des pertes charge linéaires et pertes de charges singulières.[6]

## I.7.2. Les pertes de charges linéaires :

Les pertes de charges linéaires sont principalement du à la viscosité du fluide qui aura tendance à « coller » aux parois des conduites et des tuyaux, le liquide, freiné lors de son déplacement s'écoule alors de manière turbulente.

Entre deux points séparés par une longueur (L), dans un tuyau de diamètre(D) apparaît une perte de pression ( $\Delta P$ ). Exprimée sous la forme suivante.

Perte de charge exprimée en Pascal (Pa):

$$\Delta P_{lin} = \lambda \times \rho \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2} \quad (I.7)$$

Perte de charge exprimée en mètres (m) :

$$\Delta H_{lin} = \lambda \times \frac{L}{D} \times \frac{V^2}{2 \times g} \quad (I.8)$$

Avec :  $\lambda$  est le coefficient de frottement (coefficient de perte de charge linéaire).

On constate que les pertes de charges linéaires des éléments suivants :

- La perte de charge est logiquement directement proportionnelle à la longueur de la canalisation : elle augmente quand la longueur de canalisation augmente.

# Chapitre I :Généralités et Définitions sur la mécanique des fluides et pertes de charges

---

- Quand le diamètre diminue, la perte de charge augmente considérablement. Le liquide a plus de difficultés à s'écouler donc les frottements augmentent pour un débit identique.
- Plus le débit augmente (vitesse plus élevée), plus les forces de frottements augmentent pour un diamètre identique. [6]

## I.7.3. Les pertes de charges singulières :

Les pertes de charge singulières sont essentiellement dues aux accidents de canalisations, c'est-à-dire toute modification géométrique de la conduite. On peut y compter les changements de direction (coudes, raccords en T), les variations de section, les vannes ou robinets, les appareils de mesure,...etc. La perte de charge singulière d'un accident peut se déterminer par calcul ou à l'aide de tables (abaques) où une construction graphique à partir de grandeurs simples donnera un résultat.

- Différence de pression(Pa) : 
$$\Delta P_{\text{sin}} = \xi_s \rho \frac{V^2}{2} \quad (\text{I.9})$$

- Perte de charge exprimée en mètre : 
$$\Delta H_{\text{sin}} = \xi_s \rho \frac{V^2}{2g} \quad (\text{I.10})$$

Avec :  $\xi_s$  est appelé coefficient de perte de charge singulière (sans dimension).

La détermination de ce coefficient est principalement du domaine de l'expérience. Quelques singularités typiques avec les coefficients de pertes de charges :

# Chapitre I : Généralités et Définitions sur la mécanique des fluides et pertes de charges

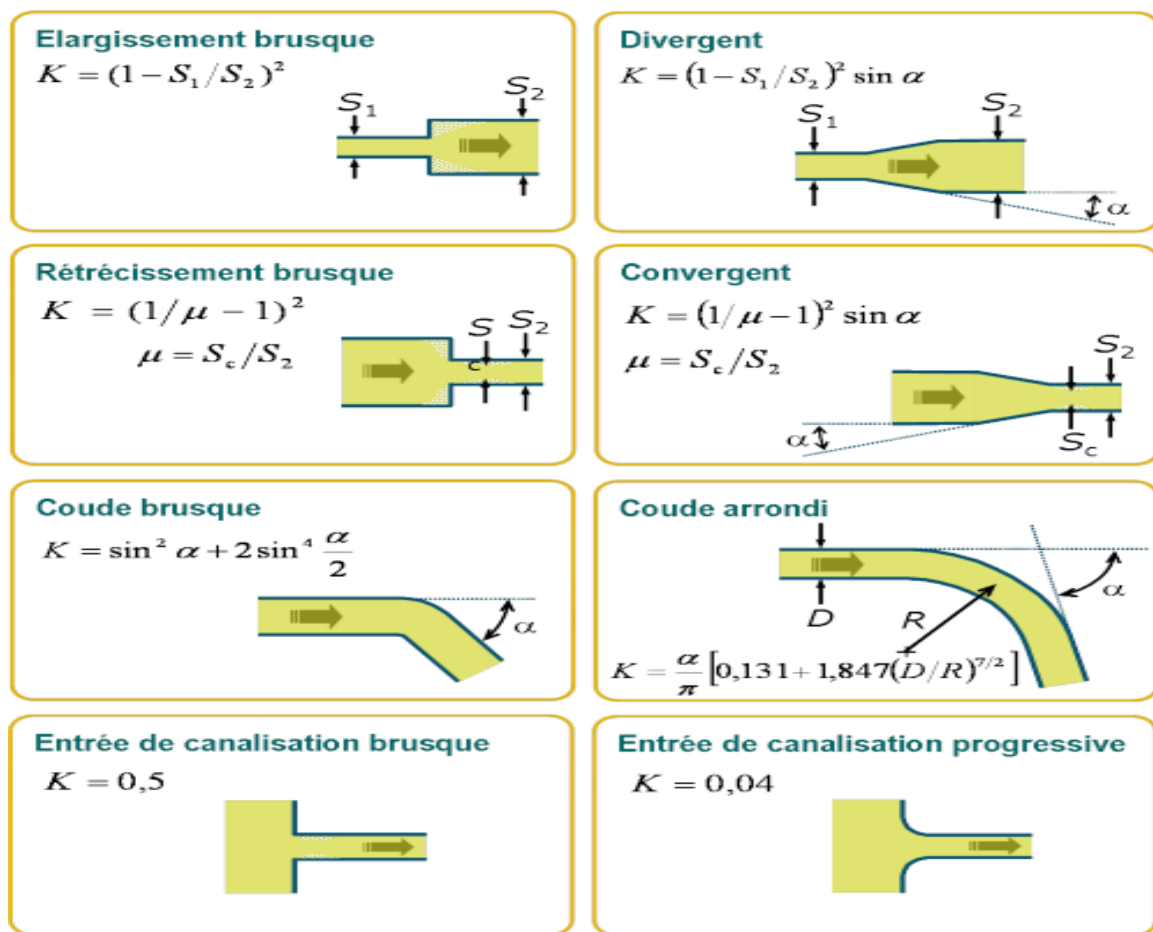


Figure I.6: Différents types de perte de charge singulière.

a) Les pertes de charge singulières sont classées en 2 catégories :

- Celles qui sont à valeur constante quel que soit le diamètre du réseau utilisé, tel que les changements de section (réductions, entrées et sorties de canalisations).
- Celles qui varient en fonction du diamètre de réseaux dont la perte de charge est due essentiellement par frottement et turbulence se produisant comme par exemple dans une vanne.[7]

b) Méthode des pourcentages forfaitaires :

On peut estimer les pertes de charge singulières, pour de grandes longueurs des conduites (plus de 100 km) à l'aide de la méthode suivante [7] :

$$\Delta H_{\text{sin}} = (0.01 \div 0.02) \times \Delta H_{\text{lin}} \quad (\text{I.11})$$

# Chapitre I : Généralités et Définitions sur la mécanique des fluides et pertes de charges

## II.7.4. La rugosité :

La rugosité est un paramètre essentiel dans le calcul des pertes de charges linéaires dans les conduites, elle donne un renseignement sur l'état des parois en contact avec le fluide et agit sur les frottements de surface. La rugosité des conduits est un facteur déterminant dans le choix des matières de tuyaux lors de l'étude d'un réseau hydraulique ou aéraulique.

[2]

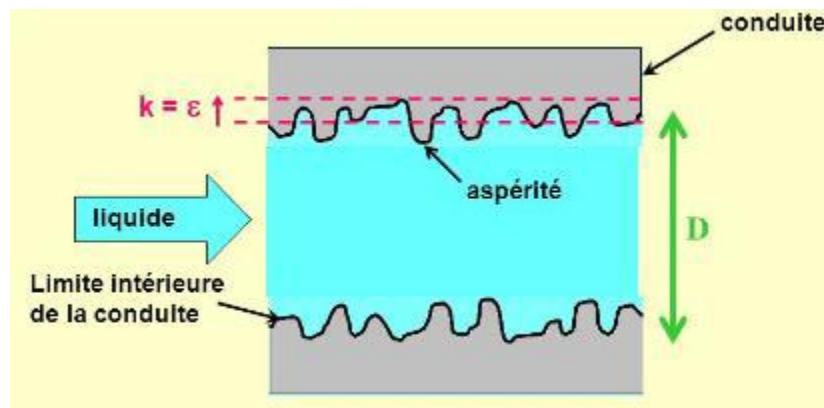


Figure I.7: Paroi rugueuse d'une conduite.[2]

- a) **La rugosité absolue** : est la hauteur moyenne des aspérités ( $\epsilon$ ) exprimée généralement en (mm).
- b) **La rugosité relative** : ( $\frac{\epsilon}{D}$ ) est le rapport entre la **rugosité absolue** et le diamètre de la conduite (sans dimension).

# Chapitre I :Généralités et Définitions sur la mécanique des fluides et pertes de charges

---

**Quelques valeurs de rugosité absolue pour différents matériaux :**

**Tableau I.3:**Rugosité absolue pour quelques types de matériaux. [7]

Matériau	Condition	Rugosité absolue en mm
Acier	Feuille de métal neuve	0.05
	Acier inoxydable	0.002
	Commercial, neuf	0.046
	Rivé	3.0
	Rouillé	2.0
Fer	Fonte, neuve	0.26
	Forgé, nouveau	0.046
	Galvanisé, nouveau	0.15
	Fonte asphaltée	0.12
Cuivre	Tube étiré	0.002
Plastique	Tube étiré	0.0015
Béton	Lisse	0.04
	Rugueux	0,9 - 1,5
Caoutchouc	Lisse	0.012.0
Bois	Défoncé	0.5

# Chapitre I :Généralités et Définitions sur la mécanique des fluides et pertes de charges

---

## I.7.5. Modèles de calcul du coefficient des pertes de charges linéaires( $\lambda$ ):

Pour le calcul du coefficient de frottement plusieurs formules sont proposées, elles dépendent du régime d'écoulement, la nature du fluide, et la rugosité des conduites ( $Re, \mu, \frac{\varepsilon}{D}$ ). [7]

## I.7.6. Modèles proposés pour un fluide newtonien :

a. Pour un écoulement laminaire dans une conduite ( $Re < 2000$ )

On utilise la formule de Hagen-Poiseuille :  $\lambda = \frac{64}{Re}$

b. Pour un écoulement turbulent dans une conduite ( $Re > 3000$ ). [6]

Plusieurs corrélations ont été proposées, on les présente dans les tableaux ci-dessous :

# Chapitre I : Généralités et Définitions sur la mécanique des fluides et pertes de charges

**Tableau I.4:** Corrélations de calcul de  $\lambda$  pour un fluide newtonien en régime turbulent [6].

Condition d'utilisation	Corrélation	Auteur et référence
Régime pleinement turbulent	$\lambda = 0.790 \frac{\varepsilon}{D}$	Blench [8]
Re > 3000	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -1.8 \log_{10} \left( \frac{6.9}{Re} + \left( \frac{\varepsilon}{3.7D} \right)^{1.1} \right)$	Haaland [9]
	$\lambda = \frac{0.25}{\left( \log_{10} \left[ \frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right] \right)^2}$	Swamee-Jaim [10]
	$\lambda = \left( A - \frac{(B-A)^2}{C-2B+A} \right)^{-2}$	Serghides Serghides [11]
4000 > Re > 10 <sup>8</sup> 10 <sup>-6</sup> > Re > 10 <sup>-2</sup>	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = a \left( \ln \left( \frac{d}{q} \right) + \delta \right)$	Gaudar-Sonnad [12]
Tous les régimes	$\lambda = 8 \left( \left( \frac{8}{Re} \right)^{12} + (A' + B')^{-1.5} \right)^{\frac{1}{12}}$	Stuart W. Churchill [13]

$$A = -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{12}{Re} \right); B = -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51A}{Re} \right); C = -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51B}{Re} \right)$$

$$a = \frac{2}{\ln_{10}}; b = \frac{\varepsilon}{3.7}; c = \frac{\ln(10)Re}{5.02}; s = b.d \ln(d); q = s^{\left(\frac{s}{s+1}\right)}; g = bd + \ln\left(\frac{d}{q}\right);$$

$$z = \ln\left(\frac{q}{g}\right).$$

# Chapitre I : Généralités et Définitions sur la mécanique des fluides et pertes de charges

Deux différentes possibilités sont disponibles pour calculer  $\delta$  :

$$1. \delta_1 = z \frac{g}{g+1}; \quad 2. \delta_2 = \delta_1 \left[ 1 + \frac{\frac{z}{2}}{(g+1)^2 + \left(\frac{\varepsilon}{3}\right)(2g-1)} \right]$$

c. Certains auteurs précisent le champ d'application des corrélations de calcul de  $\lambda$ , en fonction du produit  $(Re \cdot \frac{\varepsilon}{D})$  Caractérisant la rugosité des conduites.

.C.1 Pour  $Re \cdot \frac{\varepsilon}{D} < 65$  (conduite lisse), on résume les corrélations dans le tableau ci-dessous :

**Tableau I.5:** Corrélations de calcul de  $\lambda$  dans une conduite intermédiaire, pour un fluide newtonien. [8]

Condition d'utilisation	Corrélation	Auteur et référence
$2300 < Re < 10^5$	$\lambda = \frac{0.1364}{Re^{\frac{1}{4}}}$	Blasius [8]
$2300 < Re < 10^6$	$\lambda = 0.0054 + \frac{0.396}{Re^{0.3}}$	Hermann [14]
$10^5 < Re < 5 \cdot 10^6$	$\lambda = 0.0032 + 0.221 Re^{-0.237}$	Nikuradze [14]
$Re > 10^6$	$\frac{1}{\lambda} = 2 \log (Re \sqrt{\lambda}) - 0.8$	Prandtl et V.Kerman [14]



# Chapitre I : Généralités et Définitions sur la mécanique des fluides et pertes de charges

**C.2** Pour  $65 < Re \cdot \frac{\epsilon}{D} < 1300$  (conduite intermédiaire), on les résume dans le tableau ci-dessous:

**Tableau I.6:** Corrélations de calcul de  $\lambda$  dans une conduite intermédiaire, pour un fluide newtonien.  
[6]

Condition d'utilisation	Corrélation	Auteur et référence
$65 < Re \cdot \frac{\epsilon}{D} < 1300$	$\frac{1}{\lambda} = -2 \log_{10} \left( \frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{\epsilon}{3.7D} \right)$	Colebrook [8]
	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1.8 \log_{10} \left( \frac{Re}{Re \left( \frac{\epsilon}{10D} \right) + 7} \right)$	Altchoul [14]
	$\lambda = \frac{1 + \frac{8}{Re \cdot \frac{\epsilon}{D}}}{(2 \log_{10} (3.71 \frac{\epsilon}{D}))^2}$	Citri [14]
$Re_1 < Re < Re_2$	$\lambda = 0.11 \left( \epsilon + \frac{68}{Re} \right)^{0.25}$	Altchoul [14]

Avec :  $Re_1 = \frac{59.5}{\epsilon \left( \frac{8}{7} \right)}$  ;  $Re_2 = \frac{665 - 765 \log(\epsilon)}{\epsilon}$

# Chapitre I : Généralités et Définitions sur la mécanique des fluides et pertes de charges

C.3 Pour  $Re \cdot \frac{\varepsilon}{D} > 1300$  (Conduite rugueuse), on les résume dans le tableau ci-dessous :

**Tableau I.7:** Corrélations de calcul de  $\lambda$  dans une conduite rugueuse, pour un fluide newtonien. [6]

Condition d'utilisation	Corrélation	Auteur et référence
$Re \cdot \frac{\varepsilon}{D} > 1300$	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \cdot \log_{10} \left( \frac{D}{\varepsilon} \right) + 1.14$	Nikuradze [14]
	$\lambda = 0.0055 + 0.15 \left( \frac{\varepsilon}{D} \right)^{\frac{1}{3}}$	Moody [14]
	$\lambda = \frac{0.25}{(\log_{10}(3.71 \frac{D}{\varepsilon}))^2}$	Erk [14]

## Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons donné différentes définitions concernant la mécanique des fluides et pertes de charges en général, puis nous avons donné les différents modèles de calcul du coefficient de pertes de charges linéaires.

# **Chapitre II**

## **Description du réseau de transport GPL et des différents équipements**

# Chapitre II :Description du réseau de transport GPL et des différents équipements

## II.1 Introduction :

Notre objectif dans ce chapitre est d'expliquer brièvement comment se fait le transport des GPL et de donner quelques définitions sur les équipements et sur les pompes en particulier.

### II.1. Réseau du transport du GPL :

#### II.1.1. Description et implantation du pipeline :

Le pipeline GPL : port de Bejaïa – CE Bejaïa assure le transport du butane et propane liquide, il s'étend sur le territoire de commune de Bejaïa.

Le pipeline commence du port de Bejaïa et est rattaché au centre emplisseur de Bejaïa.

L'alimentation en GPL se fait par cabotage, les bateaux sont chargés à partir des raffineries de Skikda

Le pipeline GPL assure l'approvisionnement du centre emplisseur de Bejaïa, la capacité de transfert est de 85 T/h pour le butane et 65T/h pour le propane. [1]

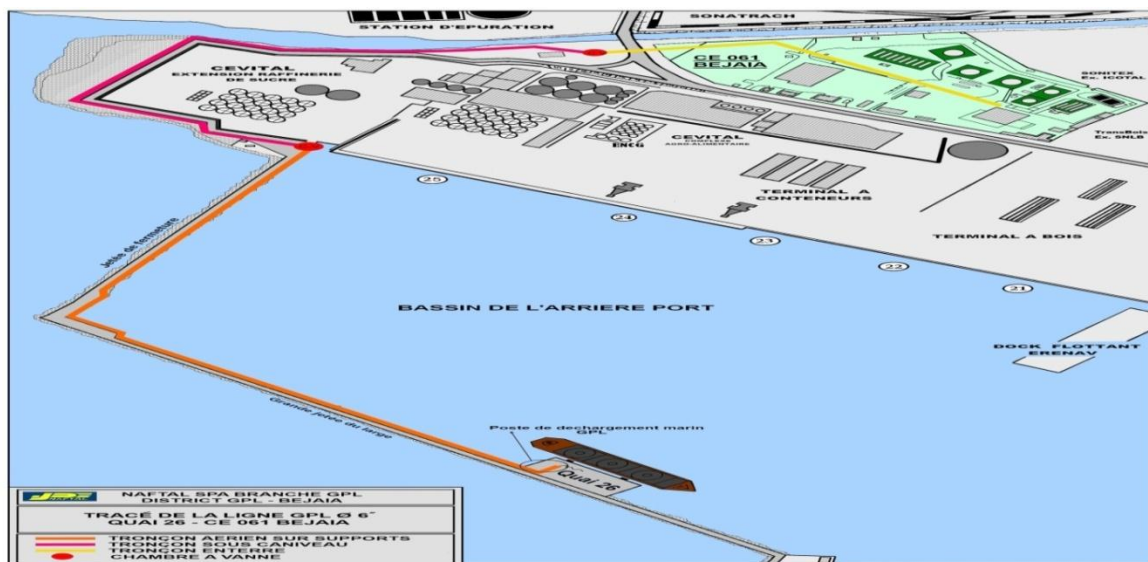


Figure II.1: localisation du pipeline port de Bejaïa-ce Bejaïa. [1]

## **Chapitre II :Description du réseau de transport GPL et des différents équipements**

---

### **II.1.2 .Terminal départ (poste de chargement marin) :**

Le terminal départ situé au centre de la jetée sud du port de Bejaia est constitué d'un poste de chargement GPL. Le transfert du produit se fait par les pompes du bateau ravitailleur ainsi qu'un bras de chargement installé au niveau de port.

Le terminal départ est doté d'un poste de control (agents de sécurité industrielle portuaires) et une équipe chargée des opérations de transfert. [1]

### **II.1.3.Les poste de chargement comprend :**

- Une vanne de sectionnement
- Purge
- Mise à la terre
- Une soupape de sécurité
- Un flexible de raccordement
- Réseau de lutte incendie avec une pompe incendie de 80m<sup>3</sup>/h (pompage de l'eau de mer)
- Un canon à eau
- Deux extincteurs à poudre polyvalent à chariots (150kg chacun). [1]

## Chapitre II :Description du réseau de transport GPL et des différents équipements

### II.1.4. Pipeline :

Un pipeline est un mode de transport des matières fluides réalisé au moyen de conduites constituant généralement un réseau.

**Tableau II.1 : Caractéristiques du pipeline GPL. [1]**

Section	Diamètre	Longueur (m)	Pression max de service	Pression max de service admissible	Epaisseur (mm)	Acier
Port de Bejaïa – chambre à vannes	6Ø"	1250m	37,5 bars	60 bars	7,1	API5L PSL2
Chambre à vanne –centre emplisseur de Bejaïa	6Ø"	1276m	37,5 bars	60 bars	7,1	API5L PSL2

### II.1.5. Caractéristique de l'acier la canalisation :

La caractéristique de l'acier utilisée pour la canalisation de transfert du GPL est de type acier neuf inoxydable, de nuance (X<sub>42</sub>). [1]

### II.1.6. Réservoirs de stockages :

Des réservoirs de structure sphérique et citerne sont très souvent utilisés pour stocker le GPL. Les capacités de ces réservoirs sont de l'ordre de dizaines de milliers de bouteille de GPL. Souvent ils sont équipés d'un système de mesure de niveau qui permet de déterminer la quantité de GPL contenue dans le réservoir. [1]

## Chapitre II :Description du réseau de transport GPL et des différents équipements

---

### II.1.7.Type de réservoir :

a) **Sphère** : Les sphères sont en général utilisées pour stocker les gaz liquéfiés sous pression, par exemple butane.

La pression régnant dans la sphère est la pression de vapeur saturante du produit stocké, augmentée de l'éventuelle pression d'inertes dans le système.

Certaines sphères sont équipées d'une boucle de circulation sur un échangeur relié à un groupe frigorifique, pour maintenir la pression dans les limites choisies et enlever les calories en excès (chaleur du soleil, produit chaud venant d'une unité, déchargement de camions...



**Figure II.2** : présentation d'une sphère de GPL. [1]

b) **Citerne** : Un cigare (capacité de stockage ) est un réservoir, de forme cylindrique horizontale, servant à stocker du propane liquide sous pression.



**Figure II.3** : présentation d'une citerne de stockage GPL [1]

## Chapitre II :Description du réseau de transport GPL et des différents équipements

---

### II.1.8.Pompes :

Les pompes permettent d'établir un flux de GPL lorsque la différence de pression entre les éléments fournisseurs et les éléments récepteurs sont négative ou nulle. [1]

### II.1. 9. Boosters :

Une pompe booster, permet d'augmenter la pression de 1 à 5 bars, de tout fluide ou gaz déjà sous pression à l'amont des pompes principales en gardant le même débit, cette augmentation a pour rôle d'évite la cavitation à l'intérieur des pompes. Cette pompe va augmenter la pression manométrique d'un fluide de manière semblable à un compresseur. [1]

### II.1.10. Manifolds :

C'est un équipement constitué d'un jeu de vannes qui permet de diriger les fluides vers des points déterminés. Il contient plusieurs entrées et plusieurs sorties également, il sert généralement au regroupement et à l'acheminement des hydrocarbures, notamment :

- Le remplissage par pipe-line.
- Le remplissage et la vidange sélective de réservoirs.
- Le transport d'un réservoir à un autre. [1]

## II.2. Généralités sur les pompes.

### II.2.1. Définition :

Les pompes sont des appareils permettant un transfert d'énergie entre un fluide et un dispositif mécanique. Suivant les conditions d'utilisation, ces machines communiquent au fluide soit principalement de l'énergie potentielle par accroissement de la pression en aval, soit principalement de l'énergie cinétique par la mise en mouvement du fluide.

Une pompe permet ainsi de vaincre entre les deux extrémités du circuit :

- Une différence de pression.
- Une différence d'altitude.
- Une perte de charge due à la longueur de la canalisation et ces divers accidents (coudes, vannes, etc.) [15]



## Chapitre II :Description du réseau de transport GPL et des différents équipements

### II.2.2. Différents types de pompes et leur classification :

Les pompes sont classées, selon leurs principes de fonctionnement en deux groupes :

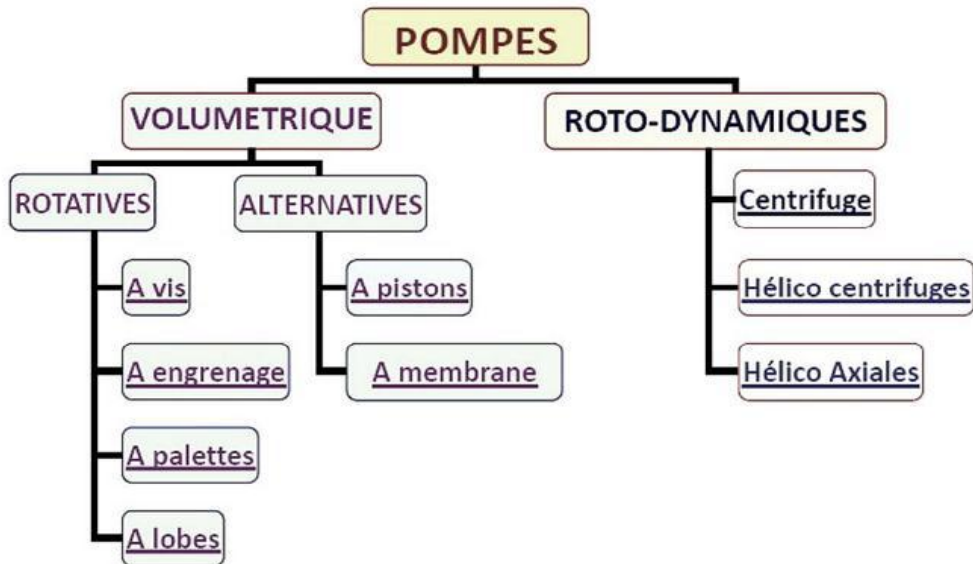


Figure III.4 : Schéma démontrent la classification des pompes. [16]

### II.2.3. Les pompes volumétriques :

Les pompes volumétriques se composent d'un élément mobile se déplaçant dans un corps fixe parfaitement ajusté. Le fluide est déplacé par un mouvement entre l'orifice d'aspiration et l'orifice de refoulement dû à la diminution de la pression en amont. Elles transportent le fluide grâce à un changement de volume à l'intérieur d'une ou plusieurs cavités. Nous montrons un aperçu sur une pompe à piston.

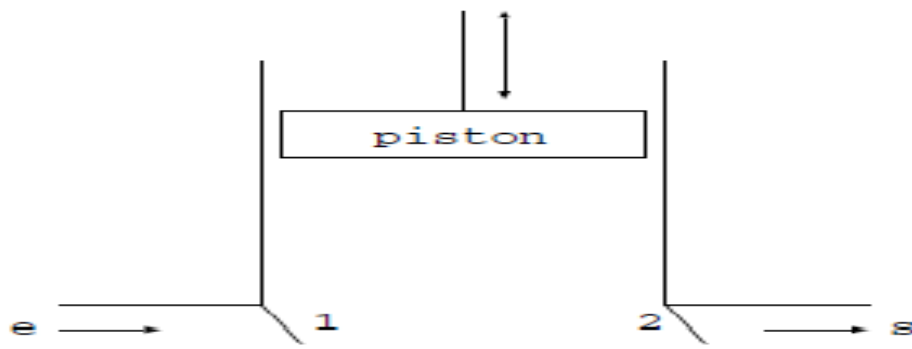


Figure II.5: Schémas d'une pompe à piston (volumétrique).

(Clapet d'aspiration1 ; Clapet de refoulement2).[6]

## Chapitre II :Description du réseau de transport GPL et des différents équipements

---

### II.2.4. Principe de fonctionnement :

Une pompe volumétrique se compose d'un corps de pompe parfaitement clos à l'intérieur du quel se déplace un élément mobile rigoureusement ajusté. Leur fonctionnement repose sur le principe suivant:

- exécution d'un mouvement cyclique
- pendant un cycle, un volume déterminé du liquide pénètre dans un compartiment avant d'être refoulé à la fin.

Ce mouvement permet le déplacement du liquide entre l'orifice d'aspiration et l'orifice de refoulement. [6]

#### On distingue généralement:

##### a) Pompes volumétriques rotatives :

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

#### On trouve des :

- Pompes à palettes libres
- Pompes à engrenages extérieures
- Pompes à rotor hélicoïdal excentrée
- Pompes péristaltiques

##### b) Pompes volumétriques alternatives :

Une pompe volumétrique alternative se compose aussi d'un corps de pompe parfaitement clos, à l'intérieur duquel se déplace un élément mobile rigoureusement ajusté ; mais la pièce mobile est animée d'un mouvement alternatif. [6]

#### On trouve des :

- Pompes à piston.
- Pompes doseuses.

## Chapitre II :Description du réseau de transport GPL et des différents équipements

On présente quelques types de pompes volumétriques dans le tableau ci-dessous :

Tableau II.2: Différents types de pompes volumétriques.[6]

Pompe volumétrique	Type de pompe	Plage des débits	Plage des pressions
Pompes volumétriques rotatives	Pompe à palettes libres	Jusqu'à 100 m <sup>3</sup> /h	De 4 à 8 bars
	Pompe à engrenages extérieurs	Jusqu'à 300 m <sup>3</sup> /h	De 5 à 30 bars
	Pompes à rotor hélicoïdal excentrée	Jusqu'à 500 m <sup>3</sup> /h	De 20 à 6bars
	Pompes péristaltiques	Jusqu'à 50 m <sup>3</sup> /h	Jusqu'à 15 bars
Pompes volumétriques alternatives	Pompe à piston	De l'ordre de 80 m <sup>3</sup> /h	Jusqu'à 25 bars
	Pompes doseuses	Quelques (m <sup>3</sup> /h)	Jusqu'à 300 bars

### II.2.5. Avantages et inconvénients des pompes volumétriques :

La pompe volumétrique est très avantageuse avec sa construction robuste, sa possibilité de pomper des liquides très visqueux, son rendement élevé, et sa capacité à fournir des faibles débits sous pression élevée. Néanmoins malgré ces avantages cette pompe présente de nombreux inconvénients, elle demeure plus lourde et plus encombrante, elle refoule un débit pulsé ce qui nécessite l'installation d'appareils spéciaux (anti coup de bélier), elle lui est impossible d'obtenir de gros débits sous faible pression, elle présente un danger de surpression dans le circuit de refoulement, et son coût d'achat et de maintenance est très élevé. [17]

### II.2.6. Les pompes hydrodynamiques ou turbopompes :

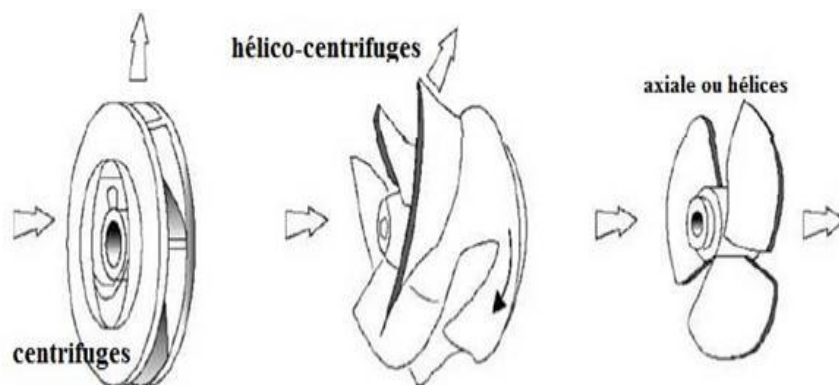
Les turbopompes sont actuellement parmi les plus employées. Les principales raisons de ce choix sont les suivantes : ces appareils étant rotatifs et ne comportant aucune liaison

## Chapitre II :Description du réseau de transport GPL et des différents équipements

articulée, leur entraînement, par un moteur électrique ou à combustion interne, ne présente aucune difficulté. D'autre part, l'encombrement de la turbopompe est environ huit fois moins important que celui des pompes volumétriques, et peut être encore réduit en adoptant une disposition à axe vertical. Un poids plus faible permet aussi de réaliser d'appréciables économies sur les bâtiments abritant les installations. De plus, les frais d'entretien d'une turbopompe sont peu élevés. [17]

Suivant le type de rotor et son mode d'action il faut distinguer dans la catégorie des turbopompes :

- Les pompes centrifuges.
- Les pompes hélices.
- Les pompes hélico-centrifuges.



**Figure. II.6 :** Représentation des domaines respectifs des trois types de pompes hydrodynamiques.[17]

### II.3. Les pompes centrifuges :

Une pompe centrifuge est une machine rotative qui pompe un liquide en le forçant au travers d'une roue à aube, ou d'une hélice appelée impulseur (souvent nommée improprement turbine). C'est le type de pompe industrielle le plus commun. Par l'effet de la rotation de L'impulseur, le fluide pompé est aspiré axialement dans la pompe, puis accéléré radialement, et enfin refoulé tangentiellement. [17]

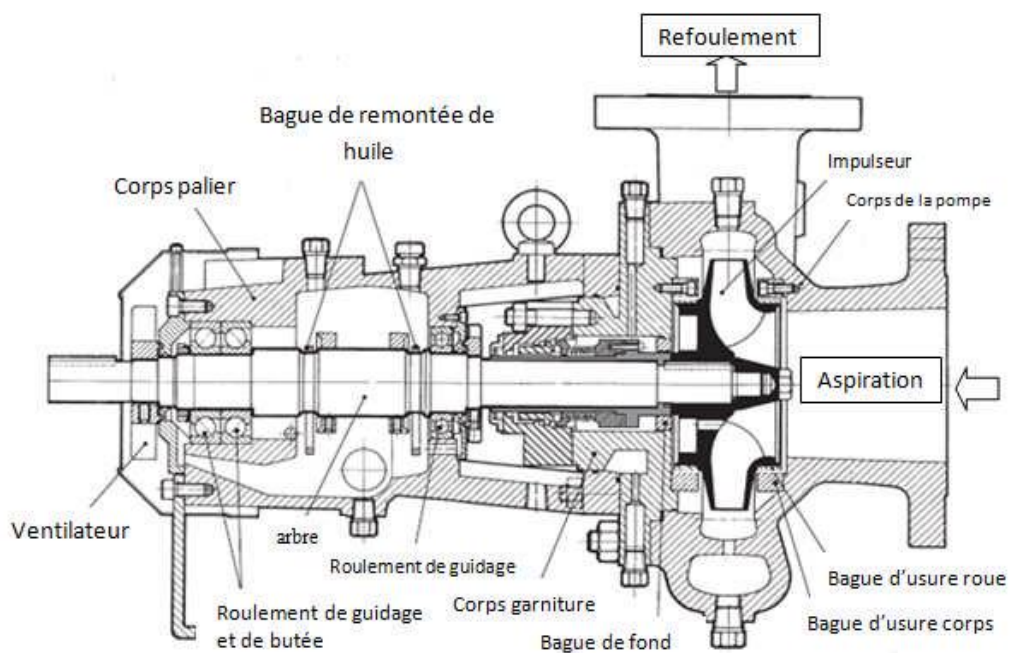
## Chapitre II :Description du réseau de transport GPL et des différents équipements

### II.3.1. Classification des pompes centrifuges :

- **Pompe centrifuge monocellulaire :**

Les pompes centrifuges mono-cellulaires parfois nommées pompes roto dynamiques disposent d'une roue (aube mobile) entraînée par un moteur asynchrone. La roue fournit une énergie cinétique au fluide.

La pompe centrifuge est le type de pompe le plus répandu en raffinerie et dans domaine du transport par canalisation. Leur fonction est d'assurer un débit souhaité mais dans des conditions de pression imposées par les procédés, avec des contraintes particulières à l'installation, l'environnement et la fiabilité. La pompe centrifuge la plus simple est la pompe monocellulaire. [17]



**Figure II.7:** Schéma d'une pompe centrifuge monocellulaire. [17]

Cette pompe est composée d'éléments statiques et d'éléments tournants. On distingue dans les éléments statiques :

- Le corps de la pompe sur lequel se trouvent les tubulures et brides d'aspiration et de refoulement, et la volute et les pieds de fixation sur le châssis.
- Le corps de garniture fermant l'arrière du corps de la pompe, est traversé par l'arbre et reçoit le système d'étanchéité (tresse ou garnitures mécaniques).

## Chapitre II :Description du réseau de transport GPL et des différents équipements

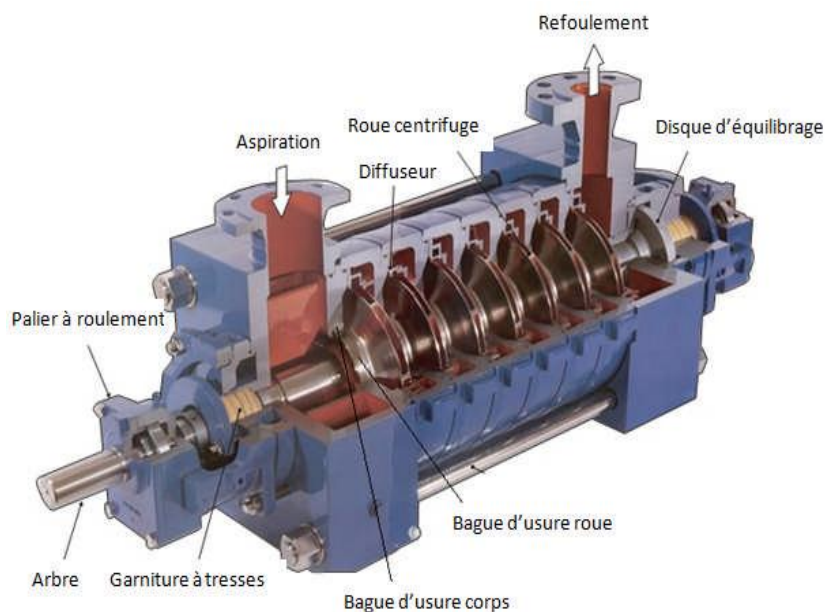
- Le corps du palier dans le quel sont montés les roulements ou des paliers à coussinet et qui contient le système de lubrification.

Les éléments tournants composés de l'arbre sur lequel sont montés les roulements, l'impulseur, le moyen d'accouplement et les pièces tournantes de la garniture mécanique.

L'impulseur et la volute sont celles qui sont directement impliquées dans la fonction de pompage de la machine, à travers elles, se produisent les variations de vitesses et de pression du liquide. [17]

- **Pompes centrifuges multicellulaires :**

Il existe également des pompes multi-étages avec un nombre de roues définies par une hauteur manométrique voulue.



**Figure II.8:** Pompe centrifuge multicellulaire (multi-étages) [17]

### II.3.2. Le principe de fonctionnement des pompes centrifuges :

Le principe de base des pompes centrifuges repose sur la mise en rotation du fluide à pomper en le faisant circuler dans une roue tournante à une vitesse plus ou moins élevée ( $N$  entr.mn-1).

## Chapitre II :Description du réseau de transport GPL et des différents équipements

Le fluide est admis au centre de la roue avec une pression dite pression d'aspiration. Lors de sa mise en rotation et de son déplacement vers la périphérie de la roue sa vitesse et son énergie cinétique augmentent. La pression dynamique qui en résulte augmente.

À la périphérie de la roue, le fluide est canalisé vers la tuyauterie de refoulement par le biais d'une volute, et son ralentissement transforme une partie de la pression dynamique acquise

( $P_d = \rho v^2 / 2$ ) en pression statique ( $P_s$ , en pascals).

Certaines pompes disposent en plus d'un diffuseur, dont le but est de diriger les veines fluides vers la volute en minimisant les pertes de charge. [18]

Le schéma ci-dessous montre l'évolution de la vitesse et de la pression d'aspiration dans la pompe

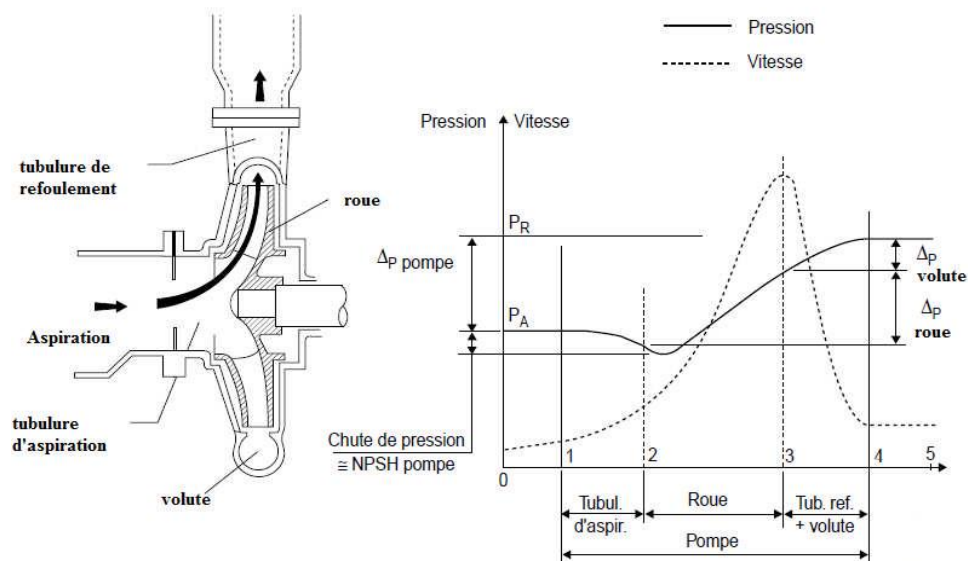


Figure II.9 : Évolution de la vitesse et la pression dans la pompe. [18]

Du schéma ci-avant on peut noter que :

La pression d'aspiration dépend de l'installation et la volute comportant une section de passage croissante, permet un ralentissement du liquide et la transformation de l'énergie de vitesse en énergie de pression.

## Chapitre II :Description du réseau de transport GPL et des différents équipements

---

### II.3.3. Théorie des pompes centrifuges :

#### II.3.3.1.Critères généraux de définition des pompes :

Les critères les plus importants sont :

- **La vitesse de rotation  $n$  [tr/min]** : c'est le nombre de tours qu'effectue la pompe par unité de temps.

$$N = 2\pi. n/60[\text{rd/sec}] \quad (\text{II.12})$$

- **Le débit  $Q$  [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]** : c'est le volume qu'une pompe peut ou doit fournir par unités de temps.

$$Q = v. S[\text{m}^3/\text{s}] \quad (\text{II.13})$$

- **La hauteur  $H$ [m] produite par la pompe** : cette hauteur est la différence entre la hauteur totale du liquide au refoulement ( $H_R$ )et la hauteur totale à l'aspiration ( $H_A$ )

$$H = H_R - H_A[\text{m}] \quad (\text{II.14})$$

- **La puissance utile est absorbée** : La puissance disponible au niveau de l'arbre d'entrainement de la roue de la pompe est la puissance absorbée de cette pompe. La puissance transmise au fluide est appelée puissance hydraulique utile.[18]

$$p_u = \rho. g. H_{man} Q \quad (\text{II.15})$$

$$p_a = U. I. \cos\phi \quad (\text{II.16})$$

#### II.3.3.2. Type de pertes dans une pompe centrifuge :

- Pertes mécaniques.
- Pertes par fuites.
- Pertes hydrauliques.

#### II.3.3.3. Le rendement :

Le rendement de la pompe c'est le rapport entre la puissance hydraulique (reçue par le liquide) et la puissance mécanique fournie à la pompe. Ce rendement varie en fonction du débit. Le constructeur est représenté le rendement de la pompe par une courbe sur l'arbre connaissant la puissance hydraulique. Le meilleur rendement de la pompe détermine le débit nominal pour lequel correspondent la hauteur nominale et la puissance nominale.



## Chapitre II :Description du réseau de transport GPL et des différents équipements

---

### ➤ Rendement globale : [18]

$$\eta_g = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q_V}{P_a} \quad (\text{II.17})$$

$$\eta_g = \frac{p_u}{p_a} \quad (\text{II.18})$$

### II.3.3.4. Les grandeurs impliquées dans l'utilisation des pompes centrifuges :

Les constructeurs fournissent les caractéristiques des pompes en fonction du débit (souvent en  $m^3/h$ ) pour des conditions données (nature du fluide, vitesse du moteur). Une caractéristique de la pompe dépend uniquement de la construction de la pompe.

Les caractéristiques fournies sont:

- La HMT (Hauteur Manométrique Totale) : permet le choix de la pompe pour une courbe de réseau imposée.
- Le (NPSH) requis permet en fonction des caractéristiques du circuit d'aspiration de connaître la valeur limite de débit avec laquelle la pompe peut fonctionner sans risque de cavitation.
- Le rendement renseigne sur la zone de débit où le rendement est maximal.
- La puissance consommée pour un débit donné permet de connaître le coût de fonctionnement de la pompe. [18]

### II.3.3.5. Courbe caractéristique d'une pompe (courbe HMT) :

La courbe de HMT d'une pompe est généralement donnée par le constructeur. Elle peut être mesurée expérimentalement si on dispose des mesures de pression à l'aspiration et au refoulement de la pompe. [18]

### II.3.3.6. Point de fonctionnement d'une pompe centrifuge :

L'intersection entre la courbe du réseau (courbe caractéristique du circuit) et la courbe  $H_{MT}$  (courbe caractéristique de la pompe) donne le point de fonctionnement de la pompe, c'est-à-dire le débit de circulation et la  $H_{MT}$  délivrée par la pompe. [18]

### II.3.3.7. Définition du NPSH :

Pour éviter le phénomène de cavitation, il faut disposer à l'aspiration de la pompe d'un excédent de pression par rapport à la Tension de Vapeur ( $P_v$ ) du liquide pompé. [19]

## Chapitre II :Description du réseau de transport GPL et des différents équipements

En appliquant le théorème de Bernoulli entre la surface libre du bac et l'entrée de la pompe, nous aurons :

- Le **NPSH Disponible ( $NPSH_D$ )** : C'est le NPSH dont dispose la pompe dans l'installation, il résulte uniquement des conditions d'installation et de fonctionnement. Il est calculé à partir des pressions sur la surface du liquide, de la hauteur géométrique, de la perte de charge dans la tuyauterie et des propriétés du liquide.

En appliquant le théorème de Bernoulli entre la surface libre du bac et l'entrée de la pompe, nous aurons :

$$\frac{P_0}{\rho \cdot g} + \frac{V_0^2}{2 \cdot g} + Z_0 = \frac{P_e}{\rho \cdot g} + \frac{V_e^2}{2 \cdot g} + Z_e + \Delta H_{asp} \quad (\text{II.19})$$

$V_0$ : Vitesse d'écoulement dans la capacité de stockage.

$Z_0$ : Hauteur de la surface de fluide dans capacité de stockage.

$P_0$ : Pression du fluide à l'aspiration de la pompe.

$V_e$ : Vitesse d'écoulement à l'aspiration de la pompe.

$Z_e$ : Hauteur à l'entrée de la pompe.

$$NPSH_{dis} = \left( \frac{P_0}{\rho \cdot g} + Z_0 - \Delta H_{asp} \right) - \frac{P_v}{\rho \cdot g} \quad (\text{II.20})$$

$P_v$ : Pression de vapeur saturante du liquide pompé.

- Le **NPSH Requis ( $NPSH_R$ )** : Correspond au NPSH minimum requis par la pompe pour un fonctionnement sans difficultés d'aspiration ni risque de dégradations liées à la cavitation, il dépend uniquement de la conception de la pompe Il est recommandé d'ajouter à la valeur du constructeur une marge de sécurité pour se prémunir d'éventuelles modifications des conditions d'installation ou de fonctionnement.

Pour un fonctionnement correct en toute sécurité la relation doit être :  **$NPSH_D > NPSH_R$**

Un  **$NPSH_D$**  nettement supérieur au  **$NPSH_R$**  signifie de bonnes qualités d'aspiration. [19]

## Chapitre II :Description du réseau de transport GPL et des différents équipements

---

### II.3.3.8. Avantages et inconvénients d'une pompe centrifuge :

#### Les avantages de ces pompes :

- Facilité d'entretien (peu d'éléments mobiles).
- Cout d'achat moins élevé pour des performances identiques.
- Entraînement direct (moteur électrique ou à combustion) possible grâce au couple élevé.
- Vibrations limitées (une fondation légère et meilleure marché suffit).
- Débit continu (même fluides pollués et élément solides).

#### Elles comportent aussi quelques inconvénients :

- Rendement moins élevé en cas de faibles débits volumes et de grande hauteur de refoulement.
- Conviennent moins pour les fluides visqueux (surtout en cas de faibles débits volumes).

### II.3.3.9. Cavitation :

Lorsque la pression statique d'un liquide descend en dessous de sa pression de vapeur saturante, il se vaporise : c'est le phénomène de la cavitation.

$$\frac{P_e}{\rho \cdot g} \leq \frac{P_v}{\rho \cdot g} \quad (\text{II.21})$$

La cavitation s'apparente au phénomène d'ébullition bien que la transformation thermodynamique mise en jeu soit différente. Contrairement à l'ébullition qui est due à une augmentation de température à pression constante, la cavitation résulte d'une baisse de pression à température quasi constante. Le phénomène de cavitation se manifestera par la formation, au sein de l'écoulement, de bulles, poches, tourbillons ou torches de vapeur (figure II.17). Lorsque les bulles se contractent vers un rayon infiniment petit, elles implosent dans un effondrement plutôt

violent provoqué par une pression élevée au centre de la bulle. L'effondrement est suivi d'une impulsion de pression localisée qui peut donner naissance à des micro-jets, petits mais puissants. Ces deux effets peuvent endommager les surfaces. [21]

## Chapitre II :Description du réseau de transport GPL et des différents équipements

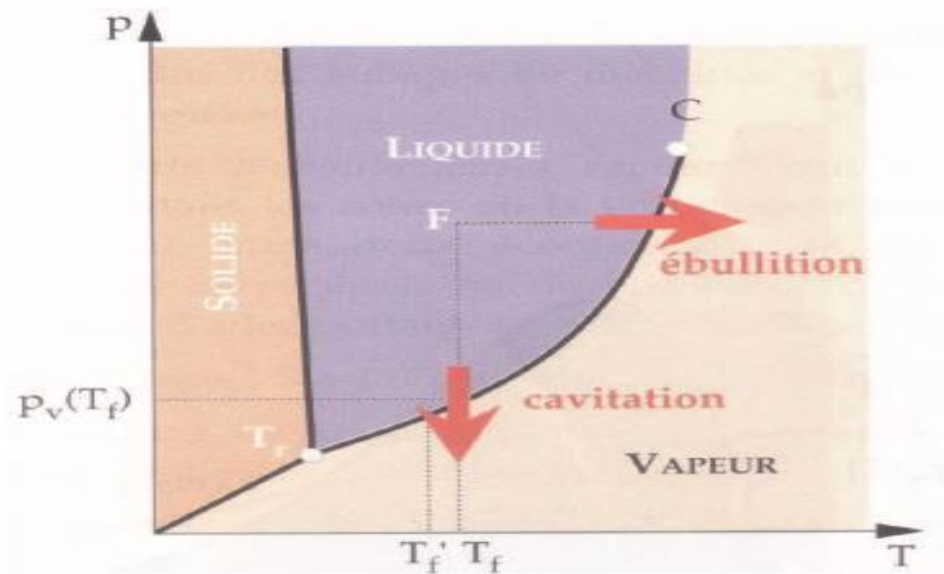


Figure II.10: Diagramme thermodynamique d'états.

### Conséquences de la cavitation :

Les conséquences de ce phénomène sont :

- **Érosion de cavitation** : les implosions des poches de cavitation, qui se produisent près des parois métalliques, altèrent progressivement la structure.
- **Bruit de cavitation** : un bruit de bétonnière ou concasseur qui révèle la présence de microbulles dans l'écoulement.
- **Perte de performances** : pour des poches encore plus développées, les pompes subissent des chutes de leurs performances (Hauteur totale d'élévation, rendement, puissance).
- **Vibration** : entraînant une usure prématurée des paliers et de la butée et, à la limite, une rupture de l'arbre due au balourd hydraulique créé par un remplissage inégal en liquide de chaque canal. [20]

## Chapitre II :Description du réseau de transport GPL et des différents équipements



Figure II.11:Effets de la cavitation

### II.3.3.10. Choix d'une pompe :

Le choix d'une pompe par rapport à une autre est multiple et se basera sur plusieurs critères qui sont :

- Nature du produit transporté.
- Fiabilité assurant un bon fonctionnement sans perte de rendement  
( $NPSH_{disp} \geq NPSH_{requis}$ ).
- **Hydraulique** : la hauteur de refoulement, le débit, la forme des courbes caractéristiques, le nombre de groupes de pompage, la zone de débit de fonctionnement de la pompe.
- **Mécanique** : les valeurs de la vitesse de rotation, du couple, de la puissance absorbée et du rendement sont à prendre en considération pour choisir le type du moteur.
- **Installation et montage** : Les conditions d'aspiration et d'amorçage, l'encombrement du groupe (lié à la direction horizontale ou verticale de l'axe) ainsi que la simplicité de montage et de démontage.
- **Économique** : le prix d'investissement, la durée de vie, le coût d'exploitation, la facilité d'entretien, donc la disponibilité des pompes ont une grande influence sur la rentabilité de l'ensemble de l'installation.[21]

## Chapitre II :Description du réseau de transport GPL et des différents équipements

---

### **Conclusion:**

Dans ce chapitre nous avons évoqué comment se fait le transport des GPL depuis le navire jusqu'aux différentes capacités de stockage, puis nous avons donner quelques définition sur les pompes.

# Chapitre III

## Calculs hydrauliques

## Chapitre III : Calculs hydraulique

---

### III. Introduction :

Dans ce chapitre, notre travail consistera à effectuer un calcul de vérification dans l'enceinte de l'entreprise (NAFTAL, Bejaia), tout en s'assurant que notre réseau de transport GPL est bien dimensionné. Pour cela, il est nécessaire de calculer les pressions de refoulement des pompes (navire) pour un débit et température constants. On déterminera ces pressions en s'appuyant sur des formules et équations avec lesquelles nous pourrions calculer toutes les pertes de charges qui peuvent influencer sur toute la canalisation. Par la suite, nous utiliserons l'équation de Bernoulli pour définir les différentes pressions de refoulement dans les différents tronçons de sections différentes en tenant compte de la pression de départ. Une fois que notre fluide aura atteint la capacité de stockage, on procédera au calcul des pertes de charges ainsi que des pressions d'aspiration et refoulement par les pompes de l'entreprise dans le but d'effectuer un petit calcul de vérification pour s'assurer que ces dernières ont été bien dimensionnées et que leur fonctionnement est sans faute.

### III.1. Etude du pipeline (navire-capacité) :

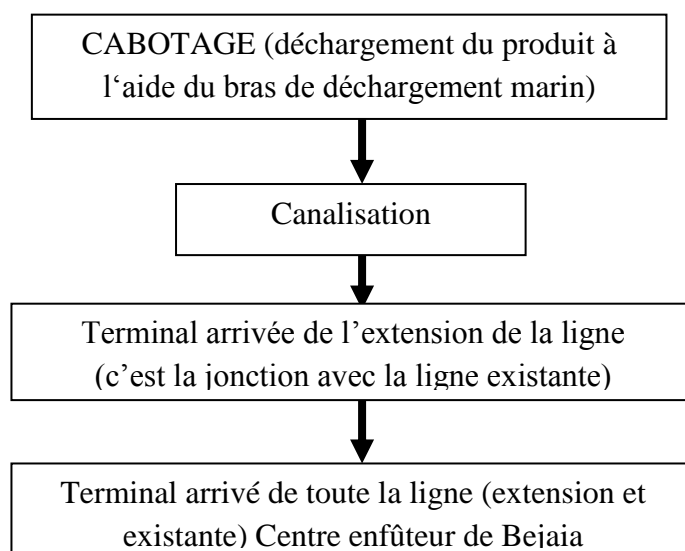
#### III.1.1. Description du travail :

Pour étudier les systèmes de chargement il est impératif de connaître le profil du flexible et le profil des canalisations (pipe-line), afin de déterminer les pertes de charge, pour ensuite déterminer la pression du fluide à l'entrée du réservoir, à dénommé « cigare ou citerne » pour le propane et « sphère » pour le butane.



## Chapitre III : Calculs hydraulique

### ➤ Schéma du procédé



**Schéma III.1 :** Petit schéma démontrant la procédure du chargement.

Une fois que la canalisation ait subi les testes réglementaires d'exploitation, le gaz GPL est transféré à partir du cabotage (bateau) par l'intermédiaire du bras de déchargement marin au pipeline, qui se dirigera vers le terminal arrivée du centre emplisseur de Bejaia.

### III.1.2. Propane :

**1<sup>ere</sup> partie : pipeline (navire-capacité de stockage) :**

**Les donnés au point de départ sont :**

**Tableau III.1:** Tableau contenant quelques données au point de départ.

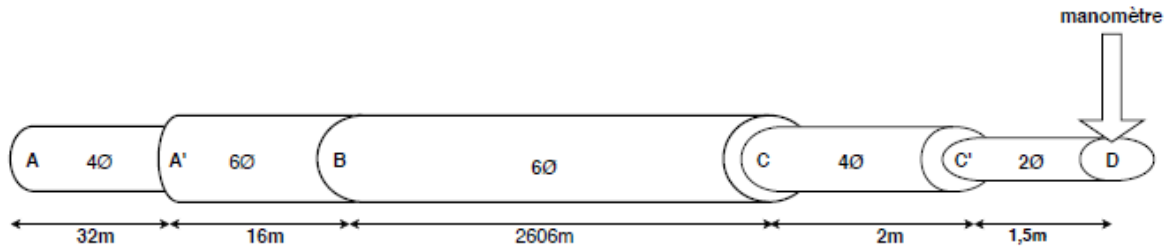
Pression (bar)	Débit (T/h)	Masse volumique (kg/m <sup>3</sup> )	Viscosité dynamique (Pa. s)	Temperature T (°C)
12,7	62,5	505,7	$1,25 \cdot 10^{-4}$	0

**NOTE :** viscosité dynamique (ANNEXE A)

## Chapitre III : Calculs hydraulique

### III.1.3. Les différents tronçons (A -A'), ( A'-B), (B-C), (C-C'), (C'-D) :

La figure si dessous represente la canalisation ou pipeline, responsable du transport du fluides propane , depuis le nvire jusc au 1<sup>er</sup> manomètre de pression.



**Figure III. 1 :** Présentation des différents tronçons aux sections différentes du pipeline.

### III.1.4. Comparaison entre les différents modèles de calcul :

Pour calculer les pressions de refoulements associées au débit constant, nous devons d'abord procéder à divers calculs. Autrement dit nous allons d'abord calculer les pertes de charges de la canalisation, les vitesses d'écoulements, les sections de chaque tronçon, ....etc. et tous cela en s'appuyant sur les données de base et les caractéristiques du propane.

**Résultats du calcul pour les régimes de fonctionnement avec différents modèles comparé à la pression affiché par le 1<sup>er</sup> manomètre :**

**Tableau III.2:** Comparaison entre les différents modèles de calcul

$Qv$ (m <sup>3</sup> /s)	V (m/s)	Re	Pipe-line	modèle	$\lambda$	$\Delta H_{tot}$ (m)	$P_{ref}$ (bar)	$H_{ref}$ industrie (m)	$P_{ref}$ manomètre (bar)
0,034	17,49	3538570,4	20"	Holland	0,013	60,408	9,735	64.5	9.5
				Swamee – Jaim	0,012	55,749	9,966		
				Blench	0,0003	12,589	12,09		
				Moody	0,016	49,889	10,25		

## Chapitre III : Calculs hydraulique

D'après la comparaison entre les différentes formules, nous allons d'abord exclure les deux formules de Blench et Moody car les résultats obtenus sont loin comparés aux autres. Nous allons retenir la relation de Halland, puisque elle donne de meilleurs résultats.

### III.1.5. Flexible :

#### Système des flexibles :

Le système des flexibles canalise le produit GPL.

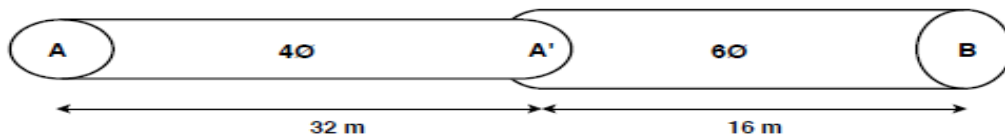
#### Les données du flexible

**Tableau III.3:** Les données du flexible (4Ø,6Ø)

Flexible	Diamètre en (m)	Longueur en(m)	PMS (bar)	PE (bar)
4Ø"	0.100	32	25	37,5
6Ø"	0.150	16	25	37.5

### III.1.6. Calcul des pertes de charges pour le flexible :

#### Pour le fluide propane



**Figure III.2:** schéma du flexible utilisé.

#### Calcul Partie flexible 4Ø" :

Pour un débit constant  $Q_m = 62,5 \text{ T/h}$

$$Q_m = \rho \cdot q_v \quad (\text{IV.1})$$

$$q_v = \frac{Q_m}{\rho} \quad (\text{IV.2})$$

$$q_v = \frac{62,5 \times 10^3 / 3600}{505,7} = 0,034 \text{ m}^3 \cdot \text{s}$$

$$\text{Et } q_v = V \cdot S \quad (\text{IV.3})$$

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \times 0.100^2}{4} = 0,0078 \text{ m}^2$$

## Chapitre III : Calculs hydraulique

**Vitesse moyenne :**

$$V = \frac{q_v}{S} = \frac{0,034}{0,008} = 4,373 \text{ m. s}$$

**Nombre de Reynolds :**

$$Re = \frac{\rho.V.D}{\mu} \quad (IV.4)$$

$$Re = \frac{505,7 \times 4,373 \times 0,100}{1,25 \times 10^{-4}} = 1769285,21$$

Le résultat de  $Re$  calculé est égale à  $1769285,21 > 3000$  donc le régime est turbulent. Alors pour calculer le coefficient de pertes de charge linéaires  $\lambda$ , on va utiliser la formule de Haaland.

**Pertes de charges linéaires :**

$$\Delta H_{lin} 4\emptyset = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2.g} \quad (IV.5)$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -1.8 \log_{10} \left( \frac{6.9}{Re} + \left( \frac{\varepsilon}{3.7D} \right)^{1,1} \right) \quad (IV.6)$$

$$\lambda = 0,012$$

$$\Delta H_{lin} 4\emptyset = 3,119 \text{ m}$$

**Calcul de la nouvelle pression au point A' pour le flexible 4\emptyset'' :**

En appliquant le théorème de Bernoulli

$$\frac{P_A}{\rho.g} + Z_A + \frac{1}{2.g} \cdot V_A^2 = \frac{P_{A'}}{\rho.g} + Z_{A'} + \frac{1}{2.g} \cdot V_{A'}^2 + \Delta H \quad (IV.7)$$

$$P_{A'} = P_A - (\Delta H_{lin} 4\emptyset'' \cdot \rho.g)$$

$$P_{A'} = 12,543 \text{ bar}$$

On a le flexible 4\emptyset'' relié au flexible 6\emptyset'' donc on a un élargissement de section brusque.

**Pertes de charges singulières :**

$$\Delta H_{sing}(4\emptyset'' - 6\emptyset'') = K_s \frac{V^2}{2.g} \quad (IV.8)$$

$$\text{Avec: } K_s = \left( 1 - \frac{S_{4\emptyset}}{S_{6\emptyset}} \right)^2$$

**Section du flexible 6\emptyset'' :**

$$S_{6\emptyset''} = 0,0176 \text{ m}^2$$

**La vitesse d'écoulement :**

$$V_{6\emptyset''} = \frac{q_v}{S_{6\emptyset}} \quad (IV.9)$$

## Chapitre III : Calculs hydraulique

---

$$V_{6\emptyset''} = 1,943 \text{ m.s}$$

$$\Delta H_{\text{sing}}(4\emptyset'' - 6\emptyset'') = 0,300 \text{ m}$$

**Nombre de Reynolds :**

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \quad (\text{IV.10})$$

$$Re = \frac{505,7 \times 1,943 \times 0,150}{1,25 \times 10^{-4}} = 1179523,47$$

$Re > 3000$  donc le régime est turbulent.

**Calcul du coefficient  $\lambda$  :**

$$\lambda = 0,012$$

**Pertes de charges linéaires:**

$$\Delta H_{\text{lin}6\emptyset''} = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (\text{IV.11})$$

$$\Delta H_{\text{lin}6\emptyset''} = 0,252 \text{ m} \quad \Delta H_{\text{tot}} = 3,672 \text{ m}$$

**La nouvelle pression au point B pour le flexible (4 $\emptyset''$ , 6 $\emptyset''$ ) :**

En appliquant le théorème de Bernoulli :

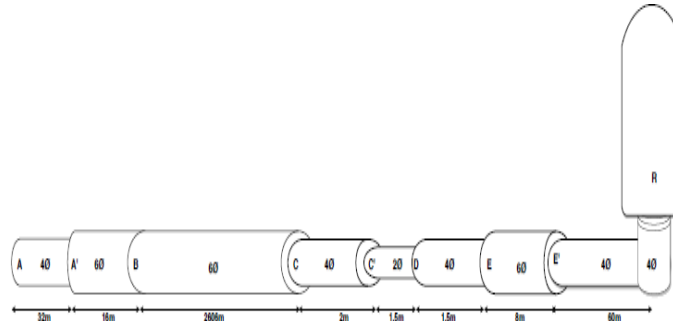
$$P_B = P_A - (\Delta H_{\text{tot}} \rho \cdot g)$$

$$P_B = 12,232 \text{ m}$$

## Chapitre III : Calculs hydraulique

### III.2. Étude du pipeline :

La figure IV.3 présente les différents tronçons et sections du réseau GPL qui transporte le propane depuis le navire jusqu'à la capacité de stockage.



**Figure III.3 :** schéma de la canalisation pipeline utilisé.

#### III.2.1. Rugosité du pipeline :

Pour le calcul des pertes de charge, on doit tenir compte de la rugosité de la conduite, Pour cela, le tableau(IV.2) illustre quelques valeurs de rugosité :

**Tableau III.4:** Rugosité équivalente des tubes

Type de conduite	État du tube	Rugosité équivalente $\varepsilon$ (mm)	Valeur moyenne (mm)
Sans soudure	Conduite nouvelle et nettoyée	0,01 – 0,02	0,014
	Nouvelle et propre	0,001 – 0,003	0,002
Avec soudure	Avec quelques traces de corrosion	0,1 – 0,2	0,15
	Après quelques années d'exploitation	0,15 – 0,3	0,2
	Corrosion moyenne	0,3 – 0,7	0,5
	Vieille et corrodé	0,8 – 1,5	1
	Fortement corrodé ou encrassé	2 – 4	3

## Chapitre III : Calculs hydraulique

### III.2.2. Caractéristiques du propane :

Le propane possède les caractéristiques suivantes :

**Tableau III.5 :** caractéristiques du propane à 0 (°c).

Fluide	Température (°c)	Masse volumique $kg/m^3$	Viscosité dynamique ( $pa.s$ )
Propane	0	505,7	$1,25 \times 10^{-4}$

### III.2.3. Caractéristiques de la canalisation

Pour calculer les pertes de charges le long de la canalisation, nous avons les grandeurs suivantes :

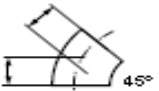

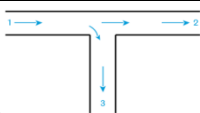
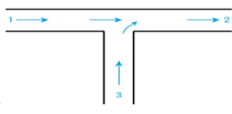
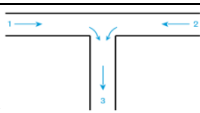
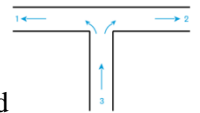
**Tableau III.6 :** caractéristiques du pipeline.

Longueur L(m)	Epaisseur (m)	Diamètre 6Ø'' (m)	Nuance
2606	0,007	0,150	X <sub>42</sub>

## Chapitre III : Calculs hydraulique

### III.2.4. Les accessoires de canalisation :

**Tableau III.7 :** Méthode de calcul du coefficient de frottement k pour certains accessoires.

Accessoires	K-Coefficient de perte de charge singulière			Formules
Clapet anti-retour abattant entièrement ouvert	3Ø"	4Ø"	6Ø"	Pris comme normes
	0,23	0,22	0,8	
Coude 45 degrés avec rayon spécifique selon le diamètre de la conduite 	Rayon de courbure r			
	3Ø"	4Ø"	6Ø"	
	0,051	0,064	0,095	
Coude 90degres avec rayon spécifique selon le diamètre de la conduite 	0,114	0,152	0,229	
Jonction T Standard 	K calculé selon les sections forment la jonction T			$X_{1,2} = \frac{V_2}{V_1}$ $K_S = 1 + \frac{1}{X_{1,2}^2}$
Jonction T Standard 				$X_{3,2} = \frac{V_3}{V_2} \Rightarrow D = \left(\frac{D_3}{D_2}\right)^2$ $A = 1 - 0,66D + 0,26.D^2$ $K_S = \left(1 + \frac{2.D}{X} - \frac{1}{X^2}\right)$
Jonction T Standard 				$X_{1,3} = \frac{V_1}{V_3}$ $K_S = 3 - \frac{3}{X} + \frac{2}{X^2}$
Jonction T Standard 				$X_{1,3} = \frac{V_1}{V_3}$ $K_S = 0,5 + \frac{2}{X_{1,3}^2}$



## Chapitre III : Calculs hydraulique

---

### III.2.5. Calcul pour un débit constant de 62.5 T/h

#### III.2.5.1. Application :

Les étapes de calcul du coefficient de perte de charge :

**Calcul de la vitesse :**

$$V = \frac{Q_V}{S_{60}} = \frac{4 \cdot Q_V}{\pi \cdot D^2} \quad (\text{IV.12})$$

$$V = 1,943 \text{ m/s}$$

**Calcul du nombre de Reynolds :**

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu}$$

$$\text{Re} = 1179523.47$$

$\text{Re} > 3000$  donc le régime est turbulent.

La formule de Haaland nous donne les résultats suivants :

**Calcul du coefficient de perte de charge linéaire :**

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -1.8 \log_{10} \left( \frac{6.9}{\text{Re}} + \left( \frac{\varepsilon}{3.7D} \right)^{1.1} \right)$$

$$\lambda = 0.012$$

## Chapitre III : Calculs hydraulique

Après le calcul des pertes de charges pour la canalisation, on a obtenu le tableau de résultats suivants :

**Tableau III.8:** Résultats des calculs pour le régime aux niveaux des tronçons (6Ø", 4Ø", 2Ø")

Q <sub>v</sub> (m <sup>3</sup> /s)	V (m/s)	Re	λ	Pipeline	Pertes de charges linéaires (m)	Pertes de charges singulières (m)		Pertes de charges totales (m)
						ΔHsing		
0,034	1,943	1179523.47	0.012	6Ø"	41,207843	ΔHsing (90°)	0,0323756	60,40889
						ΔHsing (90°) tot	0,4532586	
						ΔHsing (45°)	0,0832614	
						ΔHsing (45°) tot	1,9150129	
						ΔHsing (45°)srt	0,0832614	
						ΔHsing (45°)srt tot	0,1665228	
						ΔHsing (filtr)	0,1925598	
6Ø" a 4Ø"	-	ΔHsing red	0,2960915					
4,373	1769285,21	0,012	4Ø"	0,2401550	-	-		
17,49	3538570,41	0,012	2Ø"	6,187347	ΔHsing	6,0776488		

**La nouvelle pression au point C :**

On applique le théorème de Bernoulli :

$$\frac{P_B}{\rho \cdot g} + Z_B + \frac{1}{2 \cdot g} \cdot V_B^2 = \frac{P_C}{\rho \cdot g} + Z_C + \frac{1}{2 \cdot g} \cdot V_C^2 + \Delta H \quad (\text{IV.13})$$

$$P_C = P_B - (\Delta H_{lin} + \Delta H_{sin}) \cdot \rho \cdot g$$

$$P_C = 10,370 \text{ bar}$$

**Calcul de la nouvelle pression au point C' :**

$$P_{C'} = P_C - (\Delta H_{lin} + \Delta H_{sin}) \cdot \rho \cdot g$$

$$P_{C'} = 10,343 \text{ bar}$$

## Chapitre III : Calculs hydraulique

**Calcul de la nouvelle pression au point D :**

$$P_D = P_{C'} - (\Delta H_{lin} + \Delta H_{sin}) \cdot \rho \cdot g$$

$$P_D = 9,735 \text{ bar}$$

**Remarque :**

Notre résultat est assez proche de la pression indiquée par le manomètre, néanmoins il n'est pas tout à fait exacte et cela peut s'expliquer à cause de l'inexactitude de nos calculs qui est due au manque de données au niveau de l'entreprise est à certains coefficients de pertes de charges pris comme étant des normes.

Ensuite, on continue notre calcul des pertes de charge, pour calculer la nouvelle pression au réservoir :

**Tableau III.9 :** Résultats des calculs pour le régime aux niveaux des tronçons 2Ø", 4Ø", 6Ø", 4Ø".

$Q_v$ (m <sup>3</sup> /s)	$V$ (m/s)	Re	$\lambda$	Pipe- line	Perte de charge linéaire (m)	Perte de charge singulière (m)		Pertes de charge totales (m)
0,0343	17,49	3538570,41	0,012	2Ø"	6,187347	-		80,948
				2Ø"à4Ø"		$\Delta H_{sing}$	2,514256519	
	4,373	1769285,21	0,012	4Ø"	0,1801163	-	-	
				4Ø"à6Ø"	-	$\Delta H_{sing}$	0,140988769	
	1,943	1179523,47	0,012	6Ø"	0,1260569	$\Delta H_{sing}$	0,04236317	
						$\Delta H_{sing}(T)$	0,250327825	
				6Ø"à4Ø"	-	$\Delta H_{sing}$	1,167394182	
	4,373	1769285,21	0,012	4Ø"	7,2046521	$\Delta H_{sing}$	0,779867454	
						$\Delta H_{sing}$	1,949668635	
						$\Delta H_{sing}$	0,779867454	
						$\Delta H_{sing}$	0,974834317	
						$\Delta H_{sing}$ (45°)	0,222923718	
						$\Delta H_{totsing}$ (45°)	1,560466029	
						$\Delta H_{sing}$ (90°)	0,127703585	
$\Delta H_{sing}$ (90°)	0,893925093							

## Chapitre III : Calculs hydraulique

### Calcul des nouvelles pressions :

On applique le théorème de Bernoulli

$$\frac{P_D}{\rho \cdot g} + Z_D + \frac{1}{2 \cdot g} \cdot V_D^2 = \frac{P_E}{\rho \cdot g} + Z_E + \frac{1}{2 \cdot g} \cdot V_E^2 + \Delta H \quad (\text{IV.14})$$

$$P_E = P_D - (\Delta H_{\text{lin}} + \Delta H_{\text{sin}}) \cdot \rho \cdot g$$

$$P_E = 9,601 \text{ bar}$$

$$P_{E'} = P_E - (\Delta H_{\text{lin}} + \Delta H_{\text{sin}}) \cdot \rho \cdot g$$

$$P_{E'} = 9,573 \text{ bar}$$

$$P_R = P_{E'} - (\Delta H_{\text{lin}} + \Delta H_{\text{sin}}) \cdot \rho \cdot g \quad P_R = 8,715 \text{ bar}$$

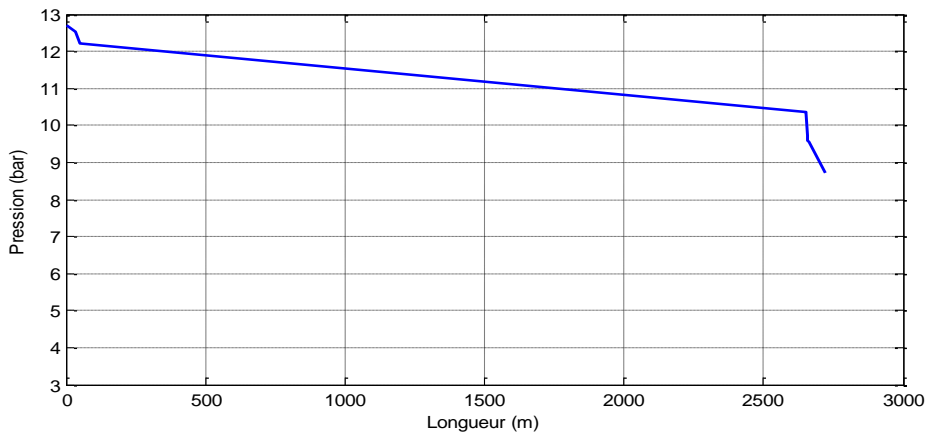
Pour confirmer notre pression au point d'arriver on effectue ce petit calcul de vérification :

$$P_R + \Delta H_{\text{tot}} = P_A$$

$$P_A = 12,73 \text{ bar}$$

On prend la pression au point d'arriver (entrée du réservoir), on lui rajoute la perte de charge totale du circuit, on vérifie si le résultat obtenu est proche de la pression au point de départ.

**Remarque :** Donc notre calcul de perte charge est correcte puisque on obtient une pression équivalente à la pression au point de départ.



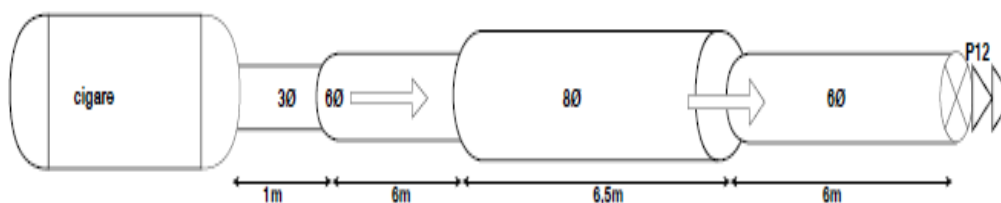
**Figure III.4 :** Evolution de la pression du propane en fonction de la longueur du pipeline (navire – capacité du stockage).

## Chapitre III : Calculs hydraulique

**Discussion :** On constate d'après la (figure VI.4), que notre pression au point de départ diminue au fur et à mesure que le fluide s'écoule le long de la canalisation, elle démarre de (12.7 bar pour 0m) et finit dans les environs de (9 bar pour environs 2700m).

### III.3. Étude du pipeline (capacité de stockage - bras de chargement) :

#### a. En aspiration par la pompe P<sub>12</sub> :



**Figure III .5:** Différents tronçons du pipeline en phase aspiration à partir de la capacité.

#### ❖ Les données :

**Tableau III.10:** Nouvelles données en aspiration

Pression (bar)	Débit (m <sup>3</sup> /h)	Masse volumique (Kg/m <sup>3</sup> )	Viscosité dynamique (Pa. s)	Température T (°C)
9	60	480.2	1,46.10 <sup>-4</sup>	15

#### ❖ Sortie du réservoir :

Pour un débit constant  $Q_v = 60 \text{ m}^3 / \text{h}$  et pour une température constante  $T = 15^\circ \text{C}$

$$q_v = 0,0166 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\text{Et } q_v = V \cdot S \Rightarrow S = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$S = \frac{\pi \cdot 0,08^2}{4} = 0,0050 \text{ m}^2$$

## Chapitre III : Calculs hydraulique

Vitesse moyenne :

$$V = \frac{q_v}{S} = 3,317 \text{ m}^3/\text{s}$$

Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} = \frac{480,2 \cdot 3,317 \cdot 0,08}{1,1 \cdot 10^{-4}} = 872887,764$$

Re > 3000 donc le régime est turbulent.

Ensuite, on calcul les pertes de charge :

**Tableau III.11:** Résultats des calculs pour le régime aux niveaux des tronçons 3Ø", 6Ø", 8Ø",

QV (m <sup>3</sup> /h)	V (m/s)	Re	λ	Pipeline	Perte de charges linéaires (m)	Pertes de charges singulières (m)		Pertes de charges totales (m)
						ΔHsing		
60	3,317	872887,76	0,012	3Ø"	0,0935874	ΔHsing	0,28045891	2,46047
						ΔHsing (90°)	0,07291939	
				3Ø" à 6Ø"	-	ΔHsing	0,09605528	
	0,943	465540,14	0,012	6Ø" à 8Ø"	-	ΔHsing (T)	0,04514178	
						ΔHsing (Y 6Ø")	0,4129862	
						ΔHsing (90°6Ø")	0,00589981	
						ΔHsing (tot90°6Ø")	0,01179962	
	0,530	349155,10	0,012	8Ø"	0,0066703	ΔHsing (TR8Ø"à6Ø")	0,01890293	

**Les nouvelles pressions en aspiration par la pompe P<sub>12</sub> :**

En appliquant le théorème de Bernoulli

$$\frac{P_A}{\rho \cdot g} + Z_A + \frac{1}{2 \cdot g} \cdot V_A^2 = \frac{P_B}{\rho \cdot g} + Z_B + \frac{1}{2 \cdot g} \cdot V_B^2 + \Delta H \quad (\text{IV.15})$$

$$P_B = P_A - (\Delta H_{lin} + \Delta H_{sin}) \cdot \rho \cdot g$$

$$P_B = 8,978 \text{ bar}$$

$$P_C = (P_B - Z_B \cdot \rho \cdot g) - (\Delta H_{lin} + \Delta H_{sin}) \cdot \rho \cdot g$$

## Chapitre III : Calculs hydraulique

$$P_C = 9,137 \text{ bar}$$

$$P_D = P_C - (\Delta H_{lin} + \Delta H_{sin}) \cdot \rho \cdot g$$

$$P_D = 9,135 \text{ bar}$$

$$P_E = P_D - (\Delta H_{lin} + \Delta H_{sin}) \cdot \rho \cdot g$$

$$P_E = 9,113 \text{ bar}$$

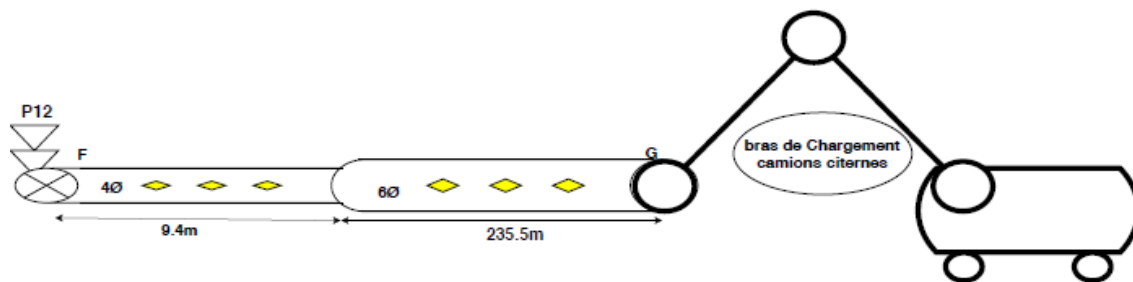
On effectue un petit calcul de vérification

$$(\Delta H_T \cdot \rho g) + P_E = P_A$$

$$P_A = 9,028 \text{ bar}$$

La somme de la pression au point d'entrée de la pompe plus la perte de charge nous donne une pression équivalente à la pression au point de départ. Donc notre pression au point d'arriver à la pompe est correcte.

### b. Phase refoulement par la pompe P<sub>12</sub>



**Figure III.6:** Différents tronçons du pipeline en refoulement par la pompe P<sub>12</sub>

**Pour un débit constant :**

$$Q_V = 60 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$q_v = 0,0166 \text{ m}^3/\text{s}$$

**Vitesse moyenne :**

$$V = \frac{q_v}{S} = 2,123 \text{ m/s}$$

## Chapitre III : Calculs hydraulique

**Nombre de Reynolds :**

$$Re = 698310,211$$

Re > 3000 donc le régime est turbulent.

**Ensuite, on calcul les pertes de charge au refoulement :**

**Tableau III.12:** Résultats des calculs pour le régime aux niveaux des tronçons 4Ø", 6Ø".

QV (m <sup>3</sup> /h)	V (m/s)	Re	λ	Pipeline	Perte de charge linéaire (m)	Pertes de charge singulière (m)		Pertes de charge totales (m)
						ΔHsing (clp)	ΔHsing (T)	
60	2,123	698310,21	0.012	4Ø"	0,2731702	ΔHsing (clp)	0,18380155	2,34763
						ΔHsing (T)	0,45950388	
						ΔHsing cd (90°)	0,07708965	
	4Ø" a 6Ø"	-	ΔHsing (elrg)	0,25244349				
	0,943	465540,14	0,012	6Ø"	0,8745730	ΔHsing	0,00998428	
						ΔHsing cd (°90)	0,15260771	
ΔHsing						0,0453831		

**Les nouvelles pressions au refoulement :**

On appliquant le théorème de Bernoulli

$$\frac{P_E}{\rho \cdot g} + Z_E + \frac{1}{2 \cdot g} \cdot V_E^2 = \frac{P_F}{\rho \cdot g} + Z_F + \frac{1}{2 \cdot g} \cdot V_F^2 + \Delta H$$

$$P_F = P_E - (\Delta H_{lin} + \Delta H_{sin}) \cdot \rho \cdot g$$

$$P_F = 14,953 \text{ bar}$$



## Chapitre III : Calculs hydraulique

---

$$P_G = P_F - (\Delta H_{lin} + \Delta H_{sin}) \cdot \rho \cdot g$$

$$P_G = 14,842 \text{ bar}$$

Le manomètre de pression indique 14,8 à 15 bar au niveau du bras de chargement, donc notre calcul est correcte.

Pour en être sûre on effectue un petit calcul de vérification :

$$P_G + (\Delta H_{totref} \cdot \rho g) = 15,002 \text{ bar}$$

Donc notre calcul est juste.

### III.4. Partie turbomachine

#### III.4.1. Description de la pompe :

La pompe d'exportation est de type centrifuge à cylindre vertical à 4 étages, compris dans un corps ou un cylindre d'aspiration vertical qui descend jusqu'à 6,76 mètres au-dessous du plancher de la chambre de la pompe.

Le produit passe à travers un filtre d'aspiration avant de pénétrer le cylindre à travers la tuyauterie d'aspiration de 6Ø", le produit remplit le cylindre et pénètre la pompe submergée à travers le secteur d'aspiration au fond du cylindre. Quatre étages d'impulser font monter le produit qui sort par la tuyauterie de refoulement de 4Ø".

La garniture mécanique empêche les fuites externes et aide à supporter l'extrémité supérieure de l'arbre vertical. Le produit en provenance de la pompe est circulé au fur et à mesure que la garniture s'ouvre pour refroidir et lubrifier la garniture mécanique. Le fluide de rinçage des garnitures s'écoule vers l'extérieur à partir de la chambre des garnitures à travers un tubage vers la tuyauterie d'aspiration de la pompe.

#### III.4.2. Calcul de vérification hydraulique :

Les données d'exploitation réelles sont :

- Vitesse de rotation : 2934 (tr/min)
- Pression de refoulement : 15 (bar)
- Débit volumique : 60 (m<sup>3</sup>/h)

## Chapitre III : Calculs hydraulique

### III.4.3. Hauteur manométrique :

L'équation de BERNOULLI s'écrit entre l'admission et le refoulement de la pompe par :

$$H = \left[ \frac{(P_{\text{ref}} - P_{\text{asp}})}{\rho g} \right] + \left[ \frac{(V_{\text{ref}}^2 - V_{\text{asp}}^2)}{2g} \right] \quad (\text{IV.16})$$

$P_{\text{asp}}$  : Pression d'aspiration.

$P_{\text{ref}}$  : Pression du refoulement.

$\left[ \frac{(V_{\text{ref}}^2 - V_{\text{asp}}^2)}{2g} \right]$  : Hauteur cinématique.

$$V = \frac{Q_V}{S} = \frac{4Q_V}{\pi D^2} \quad (\text{IV.17})$$

AN :

$$V_{\text{asp}} = \frac{4,0,016}{3,14 \times 0,15^2} = 0,943 \text{ m/s}$$

$$V_{\text{ref}} = \frac{4,0,016}{3,14 \times 0,1^2} = 2,123 \text{ m/s}$$

D'où

$$H = \left[ \frac{(15,10^5 - 9,113,10^5)}{480,2 \times 9,81} \right] + \left[ \frac{(2,123^2 - 0,943^2)}{2 \times 9,81} \right]$$

$$H = 127,435 \text{ m}$$

### III.4.4. Pression développée par la pompe :

$$P = \rho \cdot g \cdot H \quad (\text{IV.19})$$

$$P = 480,2 \times 9,81 \times 127,435 = 6,003 \text{ bar}$$

### III.4.5. Puissance utile :

$$P_U = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q_V \quad (\text{IV.20})$$

$$P_U = 6,003 \times 0,016 = 9,990 \text{ kw}$$

## Chapitre III : Calculs hydraulique

### III.4.6. Puissance absorbée :

$$P_a = \frac{\rho g H Q_V}{\eta_g} \quad (IV.21)$$

$$P_a = \frac{480,2 \times 9,81 \times 127,435 \times 0,016}{0,78}$$

$$P_a = 12,827 \text{ kw}$$

### III.4.7. NPSH: (Net Positive Suction Head).

#### III.4.7.1 Calcul du NPSH disponible :

$$NPSH_{dis} = \left( \frac{P_0}{\rho g} + Z_0 - \Delta H_{asp} \right) - \frac{P_v}{\rho g} \quad (IV.22)$$

$P_0$ : Pression à l'aspiration

$Z_0$  : Hauteur de la pompe à l'aspiration

$P_v$ : Pression de vapeur saturante du liquide pompé

$\Delta H_{asp}$  : Pertes de charge à l'aspiration

$$NPSH_{dis} = \left( \frac{9.10^5}{480,2 \times 981} + 4 - 1.061 \right) - \frac{8,289 \times 10^5}{480,2 \times 9,81}$$

$$NPSH_{dis} = 18,032 \text{ m}$$

### III.5. Butane :

2<sup>eme</sup> partie : pipeline (navire-sphère) :

Les données au point de départ sont :

**Tableau III.13:** Tableau contenant quelques données au point de départ.

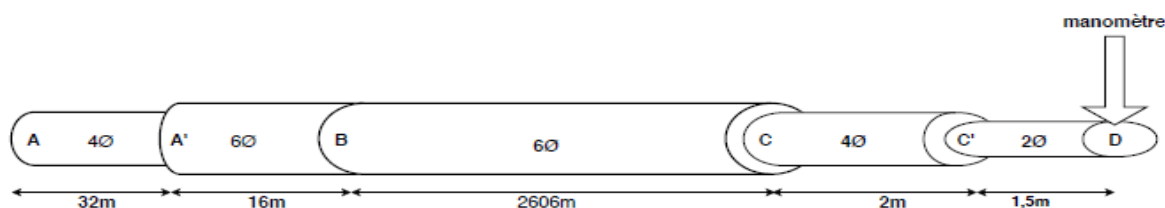
Pression (bar)	Débit (T/h)	Masse volumique (kg/m <sup>3</sup> )	Viscosité dynamique (Pa.s)	Température T (°C)
8	84,8	576,2	1,1. 10 <sup>-4</sup>	-1

**NOTE :** Viscosité dynamique (ANNEXE B)

**Les tronçons (A -A'), (A'-B), (B-C), (C-C'), (C'-D) :**

## Chapitre III : Calculs hydraulique

La figure ci dessous represente la canalisation ou pipeline, responsable du transport du fluide butane, depuis le nvire jusq au 1<sup>er</sup> manomètre de pression.



**Figure III.7:** Présentation des différents tronçons aux sections différentes du pipeline.

### III.5.1. Comparaison entre les différents modèles de calcul :

Pour calculer les pressions de refoulements associées au débit constant, nous devons d'abord procéder à divers calculs. Autrement dit nous allons d'abord calculer les pertes de charges de la canalisation, les vitesses d'écoulements, les sections de chaque tronçon, ....etc. et tous cela en s'appuyant sur les données de base et les caractéristiques du butane.

**Résultats du calcul pour les régimes de fonctionnement avec différents modèles comparé à la pression affiché par le 1<sup>er</sup> manomètre :**

**Tableau III.14:** Comparaison entre les différents modèles de calculs

$Q_v$ ( $m^3/s$ )	$V$ ( $\frac{m}{s}$ )	Re	Pipe- line	modèle	$\lambda$	$\Delta H_{tot}$ (m)	Pref (bar)	Href (m)	Href industrie (m)	Pref manomètre (bar)
0,0408	20,83	5455832,2	20"	Holland	0,0108	74,88	5,247	75,234	70,76	5
				Swamee - Jaim	0,0101	75,02	5,261	74,981		
				Blench	0,0003	17,34	8,522	17,298		
				Moody	0,0106	69,96	5,547	69,924		

## Chapitre III : Calculs hydraulique

D'après la comparaison entre les différentes formules, nous allons retenir la relation de Halland, Puisque elle donne de meilleurs résultats.

### III.5.1.1: flexible

Calcul des pertes de charges pour le flexible :

**Pour le fluide butane :**

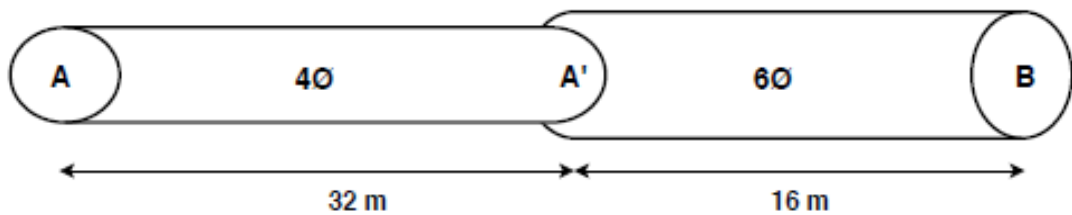


Figure III.8 : schéma du flexible utilisé

**Calcul Partie flexible 40'' :**

**Pour un débit constant :**

$$Q_m = 84,8 \text{ T/h}$$

$$Q_m = \rho \cdot q_v$$

$$q_v = \frac{Q_m}{\rho}$$

$$q_v = \frac{84,8 \times 10^3 / 3600}{576,2} = 0,040 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{Et } q_v = V \cdot S \Rightarrow S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,100^2}{4} = 0,0078 \text{ m}^2$$

**Vitesse moyenne :**

$$V = \frac{q_v}{S} = \frac{0,034}{0,0078} = 5,207 \text{ m/s}$$

**Nombre de Reynolds :**

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} = \frac{576,2 \times 5,207 \times 0,100}{1,1 \times 10^{-4}} = 2726533,17$$

## Chapitre III : Calculs hydraulique

Le résultat de Re calculé est égale à 2726533,17 > 3000 donc le régime est turbulent, alors pour calculer le coefficient de pertes de charge linéaires  $\lambda$ , on va utiliser la relation de Haaland.

**Pertes de charge linéaires:**

$$\Delta H_{\text{lin}} 4\emptyset'' = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (\text{IV.25})$$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -1.8 \log_{10} \left( \frac{6.9}{\text{Re}} + \left( \frac{\varepsilon}{3.7D} \right)^{1.1} \right)$$

$$\lambda = 0,012$$

$$\Delta H_{\text{lin}} 4\emptyset'' = 4,423\text{m}$$

**Calcul de la nouvelle pression au point A' :**

On applique le théorème de Bernoulli :

$$\frac{P_A}{\rho \cdot g} + Z_A + \frac{1}{2 \cdot g} \cdot V_A^2 = \frac{P_{A'}}{\rho \cdot g} + Z_{A'} + \frac{1}{2 \cdot g} \cdot V_{A'}^2 + \Delta H \quad (\text{IV.26})$$

$$P_{A'} = P_A - (\Delta H_{\text{lin}} 4\emptyset'' \cdot \rho \cdot g)$$

$$P_{A'} = 7,750 \text{ bar}$$

On a le flexible 4 $\emptyset''$  relié au flexible 6 $\emptyset''$  donc c'est un élargissement de section brusque

**Pertes de charges singulières :**

$$\Delta H_{\text{sing}}(4\emptyset'' - 6\emptyset'') = K_s \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad \text{Avec} \quad K_s = \left( 1 - \frac{S_{4\emptyset}}{S_{6\emptyset}} \right)^2$$

**Section du flexible 6 $\emptyset''$  :**

$$S_{6\emptyset} = 0,017\text{m}^2$$

**La vitesse d'écoulement :**

$$V_{6\emptyset} = \frac{q_v}{S_{6\emptyset}} = 2,314 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_{\text{sing}}(4\emptyset'' - 6\emptyset'') = 0,426 \text{ m}$$

## Chapitre III : Calculs hydraulique

**Nombre de Reynolds :**

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} = \frac{576,2 \times 2,314 \times 0,150}{1,1 \times 10^{-4}} = 1817688,78$$

$Re > 3000$  donc le régime est turbulent.

**Calculer le coefficient  $\lambda$  :**

$$\lambda = 0,012$$

**Pertes de charges linéaires:**

$$\Delta H_{lin} 6\emptyset'' = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

$$\Delta H_{lin} 6\emptyset'' = 0,343 \text{ m}$$

$$\Delta H_{tot} = 4,4188 \text{ m}$$

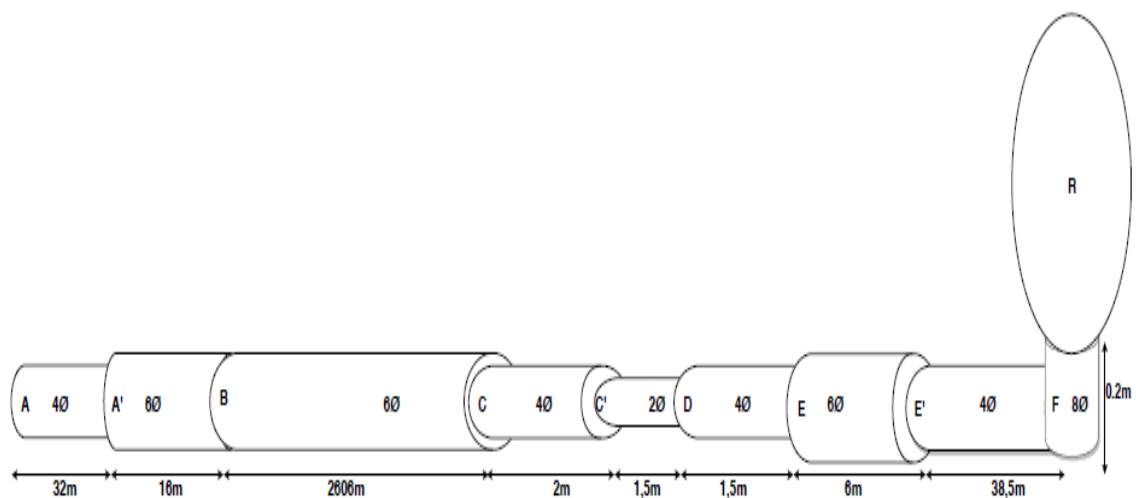
**Calcul de la nouvelle pression au point B :**

On applique le théorème de Bernoulli

$$P_B = P_A - (\Delta H_{tot} \rho \cdot g) \Rightarrow P_B = 7,706 \text{ bar}$$

**III.5.1.2. Étude du pipeline :**

La figure IV.9 présente les différents tronçons et sections du réseau GPL qui transporte le butane depuis le navire jusqu'à la sphère.



**Figure III.9:** Schéma de la canalisation pipeline utilisé.

## Chapitre III : Calculs hydraulique

### III.5.1.3. Caractéristiques du butane :

Le butane possède les caractéristiques suivantes: (viscosité dynamique ANNEXE B)

**Tableau III.15:** caractéristiques du Butane

Fluide	Masse volumique ( $kg/m^3$ )	Viscosité dynamique (pa.s)
Butane	576,2	$1,1 \cdot 10^{-4}$

**NOTE :**(viscosité dynamique ANNEXE B)

### III.5.2. Caractéristiques de la canalisation :

Pour calculer les pertes de charge le long de la canalisation, nous des posons les grandeurs suivantes:

**Tableau III.16:** Caractéristiques du pipeline

Longueur L(m)	Epaisseur (m)	Diamètre 6Ø" (m)	Nuance
2606	0,007	0,150	X <sub>42</sub>

#### III.5.2.1. Calcul pour un débit constant de 62.5 T/h

##### Application :

Les étapes de calcul du coefficient de pertes de charge en utilisant le modèle de Haaland seront comme suite:

##### Calcul de la vitesse d'écoulement :

$$V = \frac{Q_V}{S_{6\phi}} = \frac{4 \cdot Q_V}{\pi \cdot D^2} \quad (IV.27)$$

$$V = 2,314 \text{ m.s}$$

##### Calcul du nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \quad (IV.28)$$

$$Re = 1817688,78$$

$Re > 3000$  donc le régime est turbulent.

La formule de Haaland nous donne les résultats suivants :



## Chapitre III : Calculs hydraulique

Calcul du coefficient de perte de charge:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -1.8 \log_{10} \left( \frac{6.9}{Re} + \left( \frac{\varepsilon}{3.7D} \right)^{1,1} \right)$$

$$\lambda = 0.012$$

On obtient le tableau des résultats suivants

**Tableau III.17:** Résultats des calculs pour le régime au niveau des tronçons 6Ø", 4Ø", 2Ø".

Q <sub>v</sub> (m <sup>3</sup> /s)	V (m/s)	Re	λ	Pipeline	Perte de charge linéaire (m)	Perte de charges singulière (m)		Perte de charge totale (m)
						ΔHsing		
0,04	2,314	1817688,78	0,012	6Ø"	55,7067	ΔHsing (90°)	0,04590808	65,77112
						ΔHsing (90°tot)	0,64271317	
						ΔHsing (45°)	0,11806331	
						ΔHsing (45 °tot)	2,47932941	
						ΔHsing (45° srt)	0,11806331	
						ΔHsing (45°srt tot)	0,23612661	
						ΔHsing (filtr)	0,27304664	
	6Ø" a 4Ø"	-	ΔHsing (red)	0,41985284				
	5,207	2726533,17	0,012	4Ø"	0,33187	-	-	
	8,132	3408166,45	0,012	2Ø"	0,77567	ΔHsing	0,53967266	

**Calcul de la pression au point C :**

En appliquant le théorème de Bernoulli :

$$\frac{P_B}{\rho \cdot g} + Z_B + \frac{1}{2 \cdot g} \cdot V_B^2 = \frac{P_C}{\rho \cdot g} + Z_C + \frac{1}{2 \cdot g} \cdot V_C^2 + \Delta H \quad (IV.30)$$

$$P_C = P_B - (\Delta H_{lin} + \Delta H_{sin}) \cdot \rho \cdot g$$

$$P_C = 4,332 \text{ bar}$$

## Chapitre III : Calculs hydraulique

**Calcul de la nouvelle pression au point  $P_{C'}$  :**

$$P_{C'} = P_C - (\Delta H_{lin} + \Delta H_{sin}) \cdot \rho \cdot g$$

$$P_{C'} = 4,290 \text{ bar}$$

**Calcul de la nouvelle pression au point D :**

$$P_D = P_{C'} - (\Delta H_{lin} + \Delta H_{sin}) \cdot \rho \cdot g$$

$$P_D = 4,215 \text{ bar}$$

**Remarque :** Le manomètre de pression indique une pression de 4bar en ce point du tronçon de diamètre 50mm, donc notre calcul est juste.

En suite, on continue notre calcul des pertes de charge, pour calculer la nouvelle pression au réservoir :

**Tableau III.18 :** Résultats des calculs pour le régime au niveau des tronçons (2Ø", 4Ø", 6Ø", 4Ø")

$Q_v$ ( $m^3/h$ )	V (m/s)	Re	$\lambda$	Pipeline	Pertes de charge linéaire (m)	Pertes de charge singulière (m)		Perte de charges totales (m)
60	8,132	3408166,45	0,012	2Ø"à4Ø"	-	$\Delta H_{sing}(\varnothing 2', \varnothing 4)$	0,377363	6.76018
	5,205	2726533,17	0,012	4Ø"	0,2486571	$\Delta H_{sing}(4Ø', 6Ø')$	0,19460158	
				4Ø"à6Ø"	-	$\Delta H_{sing}(4Ø', 6Ø')$	0,19460158	
	2,313	1817688,78	0,012	6Ø"	0,1285539	$\Delta H_{sing}(6Ø'')$	0,060009371	
						$\Delta H_{sing}(T)(\varnothing 6')$	0,409154801	
						$\Delta H_{sing}T(6Ø', 4Ø)$	1,653667323	
	5,205	2726533,17	0,012	4Ø"	6,3822197	$\Delta H_{sing} \text{ claptn}(4Ø'')$	1,104717964	
				4Ø"à8Ø"		$\Delta H_{sing}(4Ø', 8Ø')$	0,226087488	
	1,301	1363958,05	0,012	8Ø"	0,0010229	$\Delta H_{sing} r(8Ø')$	0,086393665	

## Chapitre III : Calculs hydraulique

---

**On Calcule les nouvelles pressions :**

En appliquant le théorème de Bernoulli :

$$\frac{P_D}{\rho \cdot g} + Z_D + \frac{1}{2 \cdot g} \cdot V_D^2 = \frac{P_E}{\rho \cdot g} + Z_E + \frac{1}{2 \cdot g} \cdot V_E^2 + \Delta H$$

$$P_E = P_D - (\Delta H_{lin} + \Delta H_{sin}) \cdot \rho \cdot g$$

$$P_E = 4,180 \text{ bar}$$

$$P_F = P_E - (\Delta H_{lin} + \Delta H_{sin}) \cdot \rho \cdot g$$

$$P_F = 4,130 \text{ bar}$$

$$P_G = P_F - (\Delta H_{lin} + \Delta H_{sin}) \cdot \rho \cdot g$$

$$P_G = 3,599 \text{ bar}$$

$$P_R = P_G - (\Delta H_{lin} + \Delta H_{sin}) \cdot \rho \cdot g$$

$$P_R = 3,582 \text{ bar}$$

**Remarque :** Notre pression à l'entrée de la capacité est très proche de la pression indiquée par le manomètre en ce point (3,5bar), on peut donc dire que notre calcul est correct.

Pour confirmer notre pression un point d'arriver à l'entrée de la sphère, on va effectuer un petit calcul de vérification :

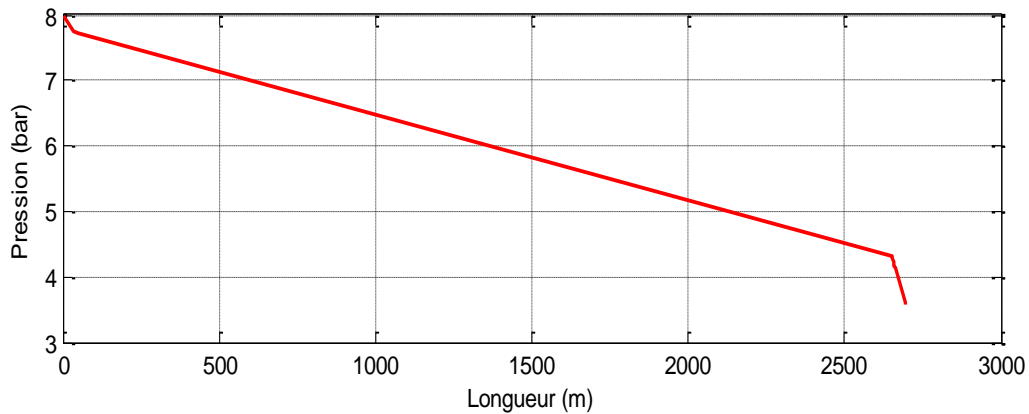
$$\Delta H_{tot} = \Delta H_{lin(tot)} + \Delta H_{sin(tot)} = 78,155 \text{ m}$$

$$P_A = P_R + (\Delta H_{lin} + \Delta H_{sin}) \cdot \rho \cdot g$$

$$P_A = 7,973 \text{ bar} \approx 8,000 \text{ bar}$$

Donc notre calcul de pertes de charge est juste puisqu'on obtient une pression équivalente à la pression au point de départ.

## Chapitre III : Calculs hydraulique

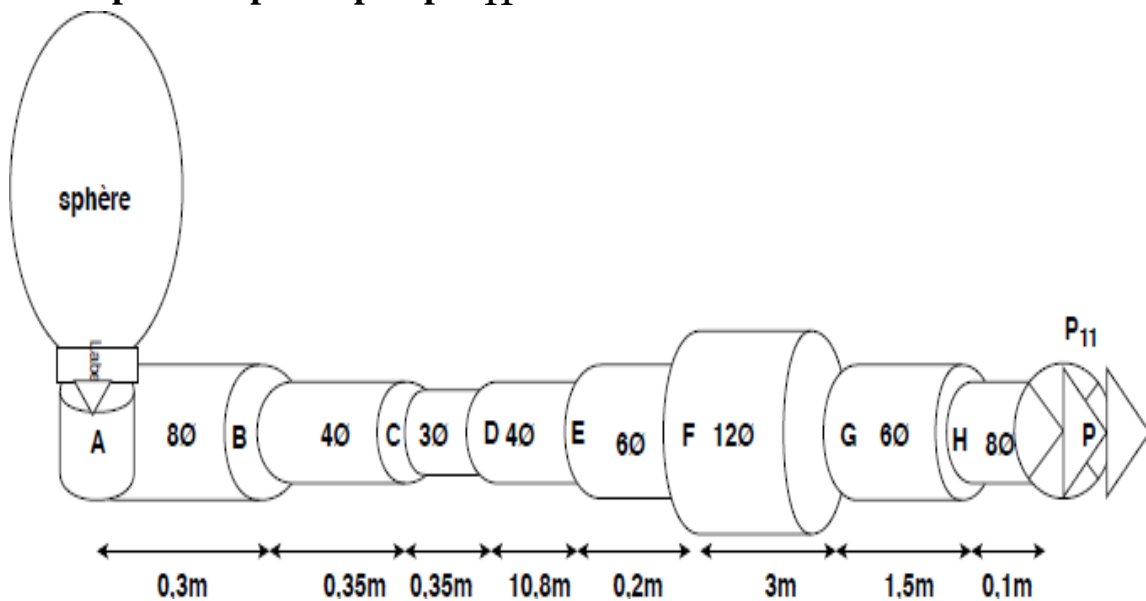


**Figure III.10:** Evolution de la pression du butane en fonction de la longueur du pipeline (navire – sphère du stockage).

**Discussion :** On constate d'après la (figure VI.10), que notre pression au point de départ diminue au fur et à mesure que le fluide s'écoule le long de la canalisation, elle démarre de (8 bar pour 0m) et finit dans les environs de (3.5 bar pour environs 2700m).

### III.6.Étude du pipeline (sphère – hall d'emplissage) :

#### a- Phase aspiration par la pompe $P_{11}$ :



**Figure III.11 :** Différents tronçons du pipeline en aspiration à partir de la sphère.

## Chapitre III : Calculs hydraulique

### Les données:

Tableau III.19 : Nouvelles données en aspiration

Pression (bar)	Débit ( $m^3/h$ )	Masse volumique ( $\frac{kg}{m^3}$ )	Viscosité dynamique (Pa.s)	Température T ( $^{\circ}C$ )
5	35	580	$1,26 \cdot 10^{-4}$	20

### Sortie du réservoir :

Pour un débit  $Q_v = 35m^3/h$

$$q_v = 0,0097m^3$$

$$q_v = V \cdot S$$

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,2^2}{4} = 0,0314 m^2$$

### Vitesse moyenne :

$$V = \frac{q_v}{S} = 0,309 m/s$$

### Nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} = \frac{580 \times 1,114 \times 0,2}{1,26 \times 10^{-4}} = 285051,506$$

$Re > 3000$  donc le régime est turbulent.

Ensuite, on doit calculer le coefficient de pertes de charges, pour calculer la nouvelle pression en aspiration.

## Chapitre III : Calculs hydraulique

**Tableau III.20:** Résultats des calculs pour le régime aux niveaux des tronçons 8Ø, 4Ø, 6Ø, 3Ø

Q <sub>v</sub> (m <sup>3</sup> /h)	V (m/s)	Re	λ	Pipeline	ΔH <sub>lin</sub>	ΔHsing		ΔH tot
35	0,309	285051,50	0,012	8Ø"	0,000108	ΔHsing (8Ø" sortie r)	0,00244311	0,51361
	0,309	285051,50	0,012	8Ø" à 4Ø"	-	ΔHsing (8Ø", 4Ø")	0,03046331	
	1,238	570103,01	0,012	4Ø"	0,003754	-	-	
				4Ø" à 3Ø"	-	ΔHsing (4Ø", 3Ø")	0,03055356	
	1,935	712628,76	0,012	3Ø"	0,011367	ΔHsing (cd °90 3Ø")	0,03402444	
				3Ø" à 4Ø"	-	ΔHsing (3Ø", 4Ø")	0,02346768	
	1,238	570103,01	0,012	4Ø"	0,115843	ΔHsing (cd °45 4Ø")	0,07110051	
				4Ø" à 6Ø"	-	ΔHsing (4Ø", 6Ø")	0,012102	
	0,550	380068,67	0,012	6Ø"	0,000292	-	-	
				6Ø" à 12Ø"	-	ΔHsing T (6Ø", 12Ø")	0,01347872	
	0,137	190034,33	0,012	12Ø"	0,000152	-	-	
				12Ø" à 6Ø"		ΔHsing T (12Ø", 6Ø")	0,01640804	
	0,550	380068,67	0,012	6Ø"	0,001757	ΔHsing (y 6Ø")	0,14053003	
				6Ø" à 4Ø"	0,001071	ΔHsing (6Ø", 4Ø")	0,00469054	

## Chapitre III : Calculs hydraulique

---

### Calcul des nouvelles pressions en aspiration :

En appliquant le théorème de Bernoulli :

$$\frac{P_A}{\rho \cdot g} + Z_A + \frac{1}{2 \cdot g} \cdot V_A^2 = \frac{P_B}{\rho \cdot g} + Z_B + \frac{1}{2 \cdot g} \cdot V_B^2 + \Delta H$$

$$P_B = P_A - (\Delta H_{lin} + \Delta H_{sin}) \cdot \rho \cdot g$$

$$P_B = 3,056 \text{ bar}$$

$$P_C = (P_B - Z_B \cdot \rho \cdot g) - (\Delta H_{lin} + \Delta H_{sin}) \cdot \rho \cdot g$$

$$P_C = 3,054 \text{ bar}$$

$$P_D = P_C - (\Delta H_{lin} + \Delta H_{sin}) \cdot \rho \cdot g$$

$$P_D = 3,050 \text{ bar}$$

$$P_E = P_D - (\Delta H_{lin} + \Delta H_{sin}) \cdot \rho \cdot g$$

$$P_E = 3,038 \text{ bar}$$

$$P_F = P_E - (\Delta H_{lin} + \Delta H_{sin}) \cdot \rho \cdot g$$

$$P_F = 3,037 \text{ bar}$$

$$P_G = P_F - (\Delta H_{lin} + \Delta H_{sin}) \cdot \rho \cdot g$$

$$P_G = 3,036 \text{ bar}$$

$$P_H = P_G - (\Delta H_{lin} + \Delta H_{sin}) \cdot \rho \cdot g$$

$$P_H = 3,028 \text{ bar}$$

## Chapitre III : Calculs hydraulique

---

$$P_p = P_H - (\Delta H_{lin} + \Delta H_{sin}) \cdot \rho \cdot g$$

$$P_p = 3,027 \text{ bar}$$

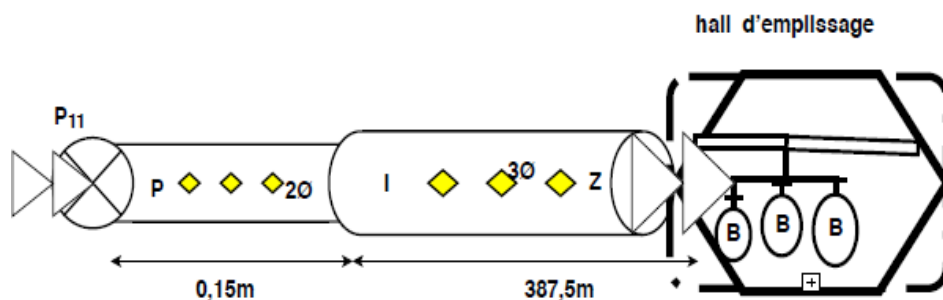
On effectue un calcul de vérification à l'entrée de la pompe  $P_{11}$  en aspiration :

$$P_A = P_p - (1 \cdot \rho \cdot g) + (\Delta H_{asp} \cdot \rho \cdot g)$$

$$P_A = 3 \text{ bar}$$

Après le calcul de vérification on trouve la même pression qu'au point de départ dans la sphère donc notre calcul est correct.

**b- Au refoulement par la pompe  $P_{11}$  :**



**Figure III.12 :** Différents tronçons du pipeline au refoulement vers le hall d'emplissage.

**Pour un débit constant :**

$$Q_v = 35 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$q_v = 0,0097 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$q_v = V \cdot S$$

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,2^2}{4} = 0,0019 \text{ m}^2$$

**Vitesse moyenne :**

$$V = \frac{q_v}{S} = 4,953 \text{ m/s}$$



## Chapitre III : Calculs hydraulique

**Nombre de Reynolds :**

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} = \frac{580 \times 1,114 \times 0,2}{1,26 \times 10^{-4}} = 1140206,02$$

Re > 3000 donc le régime est turbulent.

Ensuite, on doit calculer les pertes de charge, pour calculer les nouvelles pressions au refoulement :

**Tableau III.21:** Résultats des calculs pour le régime aux niveaux des tronçons 2Ø", 3Ø".

QV (m <sup>3</sup> /h)	V (m/s)	Re	λ	Pipeline	Perte de charges Linéaire (m)	Pertes de charge singulière (m)		Perte de charges totales (m)
35	4,953	1140206,02	0.012	2Ø"	0,05188485	-	-	14,4646836
				2Ø"à3Ø"	-	$\Delta H_{sing}$ (2Ø"3Ø")	0,19453328	
	1,935	712628,765	0,012	3Ø"	12,5852833	$\Delta H_{sing}$ (clapet 3)	0,04580829	
						$\Delta H_{sing}$ cd (90°)	0,88463549	
					$\Delta H_{sing}$ (45°)	0,70253836		

On Calcul la nouvelle pression de refoulement par la pompe P<sub>11</sub>, puis on effectue un petit calcul de vérification en appliquant le théorème de Bernoulli :

$$\frac{P_p}{\rho \cdot g} + Z_p + \frac{1}{2 \cdot g} \cdot V_p^2 = \frac{P_I}{\rho \cdot g} + Z_I + \frac{1}{2 \times g} \cdot V_I^2 + \Delta H$$

$$P_I = P_p - (\Delta H_{lin} + \Delta H_{sin}) \cdot \rho \cdot g$$

$$P_I = 14,997 \text{ bar}$$

$$P_Z = P_I - (\Delta H_{lin} + \Delta H_{sin}) \cdot \rho \cdot g$$

$$P_Z = 14,176 \text{ bar}$$

$$P_Z + (\Delta H_{totref} \cdot \rho \cdot g) = 14,178 \text{ bar}$$

**Remarque:** Le manomètre de pression dans le hall d'emplissage indique une pression de 13.5 à 14 bar, donc notre calcul est juste.

## Chapitre III : Calculs hydraulique

### III.7.Partie turbomachine

#### III.7.1.Description de la pompe :

La pompe d'exportation est de type centrifuge à cylindre horizontal à 4 étages, compris dans un corps ou un cylindre d'aspiration horizontal qui est au-dessous du plancher de la chambre de la pompe.

#### III.7.2. Calculs de vérification hydraulique :

Les données d'exploitation réelles sont :

- Vitesse de rotation : 1800(tr/min)
- Pression de refoulement : 15bar
- Débit volumique : 35(m<sup>3</sup>/h)

#### III.7.3.Hauteur manométrique :

L'équation de Bernoulli s'écrit entre l'admission et le refoulement de la pompe par :

$$H = \left[ \frac{(P_{\text{ref}} - P_{\text{asp}})}{\rho g} \right] + \left[ \frac{(V_{\text{ref}}^2 - V_{\text{asp}}^2)}{2g} \right] \quad (\text{IV.31})$$

$P_{\text{ref}}$  : Pression du refoulement.

$P_{\text{asp}}$  : Pression de l'aspiration

$\left[ \frac{(V_{\text{ref}}^2 - V_{\text{asp}}^2)}{2g} \right]$  : Hauteur cinématique.

$$V = \frac{Q_V}{S} = \frac{4Q_V}{\pi D^2}$$

$$V_{\text{asp}} = \frac{4 \times 0,0097}{3,14 \times 0,1^2} = 1,238 \text{ m/s}$$

$$V_{\text{ref}} = \frac{4 \times 0,0097}{3,14 \times 0,05^2} = 4,953 \text{ m/s}$$

D'où

$$H = \left[ \frac{(15 \cdot 10^5 - 3,027 \times 10^5)}{580,9,81} \right] + \left[ \frac{(4,553^2 - 1,238^2)}{2,9,81} \right]$$

$$H = 211,590 \text{ m}$$

## Chapitre III : Calculs hydraulique

---

### III.7.4.Pression développée par la pompe :

$$P = \rho \cdot g \cdot H \quad (\text{IV.33})$$

$$P = 580 \times 9,81 \times 211,590 = 12,039 \text{ bar}$$

### III.7.5.Puissance utile :

$$P_U = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q_V \quad (\text{IV.34})$$

$$P_U = 12,039 \times 0,0097 = 11,704 \text{ kw}$$

### III.7.6.Puissance absorbée :

$$P_a = \frac{\rho g H Q_V}{\eta_g} \quad (\text{IV.35})$$

$$P_a = \frac{580 \times 9,81 \times 211,590 \times 0,0097}{0,75}$$

$$P_a = 15,606 \text{ kW}$$

### III.7.7.NPSH: (Net Positive Suction Head).

#### Calcul du NPSH disponible :

$$\text{NPSH}_{\text{dis}} = \left( \frac{P_0}{\rho g} + Z_0 - \Delta H_{\text{asp}} \right) - \frac{P_V}{\rho g} \quad (\text{IV.36})$$

$P_0$ : Pression à l'aspiration

$Z_0$  : Hauteur de la pompe a l'aspiration

$P_V$ : Pression de vapeur saturée du liquide pompé

$\Delta H_{\text{asp}}$  : Pertes de charge à l'aspiration

$$\text{NPSH}_{\text{dis}} = \left( \frac{3 \cdot 10^5}{580 \cdot 9,81} + 1 - 0,5136 \right) - \frac{2,064 \cdot 10^5}{580 \cdot 9,81}$$

$$\text{NPSH}_{\text{dis}} = 16,936 \text{ m}$$

.

## Chapitre III : Calculs hydraulique

---

### Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons effectué les calculs nécessaires pour prouver que le réseau de transport des GPL était bien dimensionnés, et c'est le cas. Ensuite nous avons calculé les hauteurs minimum requises aux pompes pour éviter la cavitation. Quelque fois nos calculs ne sont pas tout à fait exacte à 100%, notre marge d'erreur se situe entre 0,2 à 0,5%, et cela est parfois due au manque de données fournis par l'entreprise, ou encore aux normes prises pour le calcul des coefficients de pertes de charge singulières par exemple, ou aux longueurs prises pour le calcul des pertes de charge linéaires.

# **Conclusion générale**

## Conclusion générale

---

### Conclusion générale :

Durant notre stage au sein de l'entreprise NAFTAL-Bejaïa et tout au long de notre travail « Étude du procès d'enfutage en butane et en propane » nous avons acquis d'innombrables connaissances sur le transport du gaz pétrole liquéfié par canalisation pipeline.

Notre mémoire en dit long sur le travail qu'on a pu fournir, en effet nous avons présenter quelques généralités et définitions sur les notions de base en mécanique des fluides, pertes de charge et turbomachines.

Pour une première étape, nous avons déterminé les pertes de charge existantes sur notre canalisation (pipe-line). Pour le calcul des pertes de charge linéaires, une comparaison entre plusieurs modèles de calcul du coefficient de frottement a été faite afin de prendre la formule qui nous donne les bons résultats.

Ensuite, nous avons procédé au calcul des nouvelles pressions de refoulement tout au long du pipeline, depuis la sortie du fluide à partir du navire jusqu'à la capacité de stockage, et cela en s'appuyant sur la loi de Bernoulli. Pour le calcul de ses pressions nous avons opté pour le calcul du tronçon par tronçon, c'est à dire que pour chaque changement de section de la conduite nous avons calculé une nouvelle pression en se basent sur la précédente. Après avoir comparé nos résultats à ceux afficher par les manomètres de pressions, il c'est avéré que nos calculs étaient juste. Nous avons donc conclu que le circuit de transport GPL était bien dimensionné.

Ensuite, pour une seconde étape, nous avons tenté de prouvé que les pompes présente dans le district, étaient bien dimensionnées. Pour cela nous avons aussi calculé les pertes de charges le long des canalisations en aspiration et refoulement. En utilisant la fiche technique donner par le constructeur des pompes, et à partir des données et instructions de ce dernier, nous avons défini les vitesses d'aspiration et refoulement, puis les pressions d'entrée et de refoulements, la hauteur manométrique, la pression développée par la pompe, la puissance utile et absorbé, et pour finir les NPSH disponible et requis ( requis théorique ), qui nous ont permis de confirmé que ces pompes avaient un bon fonctionnement, ou du moins connaitre la hauteur minimale et requise pour évité la cavitation. Notre méthode était donc bien adaptée à la problématique posée et offre de bons résultats.

## **Conclusion générale**

---

Ce travail que nous venons d'effectuer, n'est qu'une parcelle de ce qui pourrait être fait dans l'avenir pour ce domaine qu'est l'exploitation des canalisations de transport des hydrocarbures GPL (butane et propane), afin de faciliter leurs transport, et d'éviter tous risques d'explosions ou encore tous types de pannes.

# **Références bibliographiques**



## Références bibliographiques

---

### Références bibliographiques

[1] Documentation Naftal Bejaia

[2] Détermination des paramètres de fonctionnement de la station de pompage SP3 M'Sila pour l'alimentation du terminal d'arrivée TRA Alger – (SONATRACH Bejaia). AYAD Nabil Anne 2018.

[3] Matthieu Mairesse et Jean-Michel Petit, service Risque chimique et protection individuelle, INRS, Paris. Gaz et liquides combustibles Réglementation pour le stockage et l'utilisation. Sur le site cnrs-mrs.fr

[4] IUPAC Gold book (consulté le 27 October 2013) : « Compounds consisting of carbon and hydrogen only

[5] Simulation et optimisation des paramètres technologiques de l'unité de fractionnement des GPL à Haoud Berkaoui.

Présenté par MOUNI NASSEREDINE 2012/2013

[6] Redimensionnement des ouvrages de Beni Mensour en vue de l'extension de la raffinerie d'Alger sonatrach-bejaia KOULALI Aimad. Année 2015/2016

[7] Idel'cik « Mémento des pertes de charges » novembre 1986, 3e éd, (ISBN 2-212-05900-0).

[8] Ion Paraschivoiu et al, Mécanique des fluides, Montréal, Presses internationales Polytechnique, 2003, (ISBN 2-553-01135-0).

[9] S. Haaland « Simple and Explicit formulas for the Friction Factor in Turbulent Flow ». Journal of Fluids Engineering, vol 105 n°1 1983.

[10] P.K. Swamee et A.K. Jain, « Explicit equations for pipe-flow problems », Journal of the Hydraulics Division, vol. 102, no 5, 1976

[11] T.K. Serghides, « Estimate friction factor accurately », Chemical Engineering, vol. 91, n°5, 64-63 p, 1984 ISSN 0009-2460

[12] C.T. Goudar et J.R. Sonnad, « Comparison of the iterative approximations of the Colebrook-White equation », Hydrocarbon Processing, 2008 août

[13] S. Churchill 1977, "Friction factor equations spans all fluid-flow ranges. » Chem. Eng

[14] W. Bohl et W. Elmendorf, Technische Strömungslehre, Würzburg, Vogel Fachbuch, 2008 ISBN 978-3-8343-3129-8).

[15] Y. MARCHESSE (Mécanique des fluides) année universitaire 2011-2012.

[16] Fichier PDF: MACHINES HYDRAULIQUES. Classification et définitions ; (<http://www.almohandiss.com/>)

## Références bibliographiques

---

[17] formation total : maintenance mécanique les pompe manuel de formation EXP-MN-SE090-FR.

[18] ENSPM (école nationale supérieure de pétrole et des moteurs) l'institut français de Pétrole. PARIS. Guide de formation industrielle – IFP training – 2005.

[19] René Barulo et Christan Roux – livre ‘ les pompes centrifuges : conception et règles d'utilisation, PARIS. 1985

[20] syndicat national français des entrepreneurs, concepteur et réalisateur des stations de pompages – guide technique – 2010

[21] S. BOUJILA cours « cours : transmission des puissances hydraulique et pneumatique ». Institut supérieur des études technologiques de Nabeul, Tunis.

# **Annexes**

# Présentation de l'industrie

---

## I. Introduction :

L'entreprise est une entité économique qui évolue dans un environnement incertain, sa survie dépend donc de la qualité de sa gestion. Les stocks représentent un capital immobilisé entraînent des coûts pour leur maintien, d'où une bonne gestion des stocks est primordiale pour l'entreprise. C'est ainsi qu'on va essayer tout au long de ce chapitre, d'exposer l'essentiel des éléments pouvant donner une présentation de l'entreprise de distribution et de commercialisation des produits pétroliers **NAFTAL** (Société Par Action SPA). Ces éléments porteront sur l'historique de la société, son organisation interne et ses missions.

### I.1. Présentation de l'entreprise **NAFTAL** de Béjaïa :

#### I.1.2 Description générale de l'entreprise :

##### I. 1.2.1. Historique :

Issue de **SONATRACH** (société nationale pour la recherche, transport, production, transformation et la commercialisation des hydrocarbures), l'entreprise nationale de raffinage et de distribution des produits pétroliers (**ERDP**) a été créée par le décret N 80-101 du 06 avril 1980. Entrée en activité le 01/01/1982, elle est chargée de l'industrie de raffinage et de la distribution des produits pétroliers. Le 04 mars 1985, les anciens districts (carburants, lubrifiants, pneumatique et bitume) ont été regroupés sous le nom **UND** (unité **NAFTAL** de distribution). En 1987, l'activité raffinage est séparée de la distribution, conformément au décret N 87-189 du 25 août 1987 modifiant le décret N80-101 du 06 avril 1980, portant sur la création de l'entreprise nationale de raffinage et de distribution des produits pétroliers, qui a créé une entreprise nationale dénommée (Entreprise nationale de commercialisation et de distribution de produits pétroliers), sous le sigle de **NAFTAL**. A partir de 1998, elle change de statut et devient société par action filiale à 100% de **SONATRACH**, en intervenant dans les domaines suivants :

- De l'enfûtage **GPL**.
- De la formulation des bitumes.
- De la distribution, stockage et commercialisation des carburants **GPL**, lubrifiants, bitumes, pneumatique, **GPL** produits spéciaux.

- Du transport des produits pétroliers. [1]

### I.1.2.2. Objectifs de l'entreprise :

A travers son plan de développement, **NAFTAL** vise les objectifs suivants :

- Optimiser le circuit de distribution.
- Réduire les coûts de transport.
- Améliorer la rotation des stocks.
- Améliorer la qualité du service. [1]

### I.1.2.3. La charte graphique :

La charte graphique de **NAFTAL** est composée de deux lettres arabes :



**Figure I.1:** Charte graphique NAFTAL

- label : NAFTAL en arabe et en français : **NAFT** Algérie
- les cinq lignes : qui représentent les cinq branches à savoir : Carburants, Commercialisation, Activités internationales et partenariat, **LPB**, **GPL**
- Deux couleurs :
  - **Le bleu** : pour les deux lettres et le label (**NAFTAL**), synonyme de largeur et d'horizon.
  - **Le jaune** : pour le fond du logo, symbole du sérieux.

### I.1.2.4. Le marché de l'entreprise :

#### a) Clientèle réseaux :

- Cette clientèle se divise en plusieurs parties, en fonction de ses liens juridique **NAFTAL**, on distingue : Station services en Gestion Directe (**GD**) : ce sont des stations gérées directement par **NAFTAL** à l'aide d'un personnel salarié.
- Stations services en Gestion Libre (**GL**) : ce sont des stations appartenant à **NAFTAL** dont les fonds de commerce sont confiés en location gérance à des particuliers.

- Revendeurs Ordinaires (**RO**) : point de ventes de faible capacité de stockage et de distribution, liés à **NAFTAL** par un contrat commercial.
- Point de Ventes Agréés (**PVA**) : stations services réalisées entièrement par des investisseurs.

## **b) Gros consommateurs**

Ce sont principalement des consommateurs disposant de capacités de stockage (clients qui disposent des bacs ou réservoirs pour stocker le produit), nous citons :

- Les entreprises publiques et privées.
- Les administrations et les collectivités locales.
- Les hôpitaux.
- La défense nationale.
- Le secteur agricole, domestique, . . . etc. [1]

## **I.2. Présentation du district GPL de Béjaïa :**

Dans cette partie, après une définition du district **GPL**, nous introduirons l'organigramme de ce dernier, et nous donnerons les activités de ses différents services.

### **I.2.1. Définition du discret GPL de Béjaïa :**

La branche **GPL** de **NAFTAL** est subdivisée en plusieurs districts **GPL** dont le district de Bejaia qui se situe a l'arrière port **BP12**. Cette position est stratégique du fait que le district a une façade vers le port, ce qui lui donne l'avantage de faciliter l'approvisionnement direct de la raffinerie vers le port par cabotage. Elle est dirigée par un directeur placé sous l'autorité de la société **NAFTAL** pour pouvoir assurer la gestion de ses activités au sein de sa wilaya. [1]

### **I.2.2. Organisation du district GPL Bejaia :**

L'organigramme suivant représente les différents départements et services qui se constituent le district **GPL** :

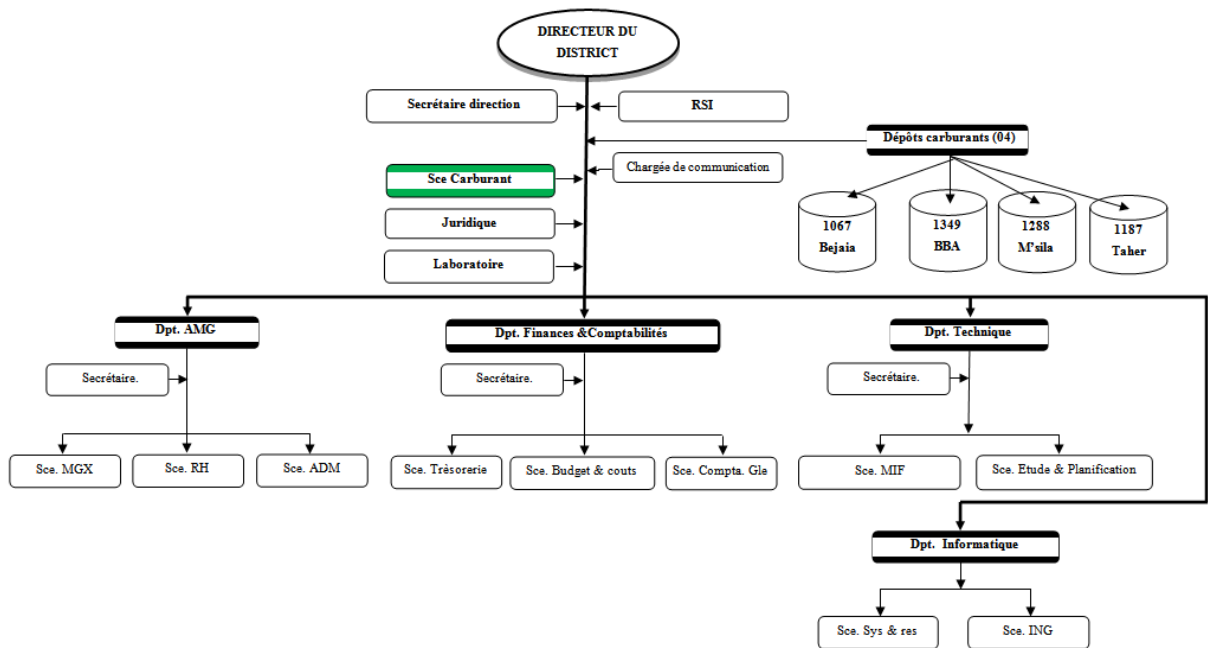


Figure I.2: {Schéma organisationnel du district CBR de Bejaia}. [1]

### I.2.3. Produit du district GPL de Bejaia :

Dans la gamme des **GPL**, **NAFTAL** commercialise les trois produits suivants :

- **Le Butane** : Vrac ou conditionnée.
- **Le Propane** : Vrac ou conditionnée.

Le Gaz Pétrole Liquéfié Carburant (**GPL/C**) : Sous le nom commercial « **SIRGHAZ** »: c'est un mélange du Butane ( $C_4H_{10}$ , le point d'ébullition de Butane est  $0^{\circ}C$ ) et de Propane ( $C_3H_8$ ) le point d'ébullition de Propane est ( $-42^{\circ}C$ ) pour l'usage de la carburation automobile. A des proportions définies selon les conditions climatiques :

1. Saison hivernale (du mois de septembre jusqu'au mois d'Avril) : 100% de Propane et 0% de Butane.
2. Saison estivale (du mois de Mai jusqu'au mois d'Aout) : 80% de Propane et 20% de Butane. [1]

### I.3. Description des équipements :

**Hall d'emplissage** : qui se constitue de 2 carrousels pour le chargement des bouteilles à gaz.

- **Réseau GPL**: Se compose de plusieurs pompes chargées d'alimenter le hall et les différents postes de chargement camions-citernes en butane et propane, et cela à travers un réseau de canalisation.

- **Réseau air comprimé:** Ce constitue de plusieurs compresseurs permettant l'alimentation des moteurs et vérins pneumatique, et cela à travers un réseau de tuyauterie.
- **Réseau d'électricité**
- **Instrumentation:**

L'instrumentation du centre est composée de :

- 1 système de contrôle et de surveillance installé en salle de contrôle.
- 3 systèmes de chargement automatique des camions-citernes.
- Centrales hydrauliques et clapets hydrauliques.
- Indicateurs de pression.
- Transmetteurs de pression.
- Indicateurs à glace de débits.
- Détecteurs de débits. [1]

#### **I.4.Description des opérations procès :**

##### **I.4.1. Préambule :**

Le présent chapitre décrit la marche à suivre pour effectuer les différentes opérations Procès prévues sur le centre emplisseur à savoir :

- Ravitaillement en **GPL** des différents réservoirs
- Chargement camions citernes
- Déchargement camions-citernes
- Transvasement d'un réservoir à un autre
- Alimentation du hall d'emplissage. [1]

##### **I.4.2. Opération de ravitaillement en GPL via le pipeline bateau :**

L'opération est gérée depuis la salle de contrôle. Cependant avant le début des opérations, l'opérateur sur site doit, selon les instructions de l'opérateur de supervision :

- S'assurer que toutes les vannes motorisées sont en mode distant et fermées
- S'assurer que les clapets hydrauliques des réservoirs sont en position ouvertes
- Vérifier localement le niveau de tous les réservoirs



- Ouvrir les vannes manuelles situées entre le pipe d'arrivée bateau et le réservoir à alimenter. Toutes les autres vannes manuelles non incluses dans cette opération doivent être fermées

L'opérateur de supervision en salle de contrôle vérifie que toutes les dispositions ont bien été prises, à savoir :

- Tous les équipements sont alimentés électriquement
- Tous les systèmes de sécurité sont fonctionnels
- Vannes automatiques en mode distant
- Clapets hydrauliques ouverts
- Réservoir à alimenter prêt à recevoir du produit (Niveau haut non atteint)

L'opérateur définit son plan d'alimentation en complétant sur la page de supervision « arrivée pipe » :

- Le choix du réservoir à alimenter
- La quantité de produit à envoyer vers le réservoir

Pendant toute la durée du cycle, l'opérateur de supervision doit vérifier que :

- Le niveau du réservoir alimenté augmente et ne dépasse pas le niveau haut
- Le niveau des autres réservoirs reste constant (Ou diminue s'il est utilisé pour d'autres opérations de sous-titrage)
- La pression et la température dans le réservoir alimenté restent comprises dans des valeurs acceptables
- Le débit mesuré est acceptable

Le cycle s'arrêtera automatiquement dès que :

- La quantité prévue est atteinte
- L'opérateur de supervision effectue un arrêt de cycle
- Le niveau haut du réservoir est atteint
- Une vanne automatique concernée par le cycle est mise en mode local
- Un clapet hydraulique concerné par le cycle est fermé
- Une alarme liée au système de sécurité est enclenchée
- Un arrêt d'urgence est déclenché.

A la fin du cycle les vannes automatiques ouvertes pour l'opération se ferment automatiquement. Une autre opération d'alimentation peut alors débuter.[1]

### **I.5.3. Chargement des camions citernes**

Les opérations de chargements de camions citernes peuvent s'effectuer selon trois modes :

- Mode automatique.
- Mode autonome.
- Mode manuel. [1]

#### **Conclusion:**

Suite à l'encouragement de **NAFTAL** pour les automobilistes à se convertir au GPL/C avec des conventions, cela a entraîné l'augmentation de la demande de ce dernier sur le marché. Ce qui laisse le district GPL de Béjaïa à toujours être en quête et à la recherche d'un plan optimal pour la distribution du GPL/C afin de satisfaire ses clients.

# ANNEXE A

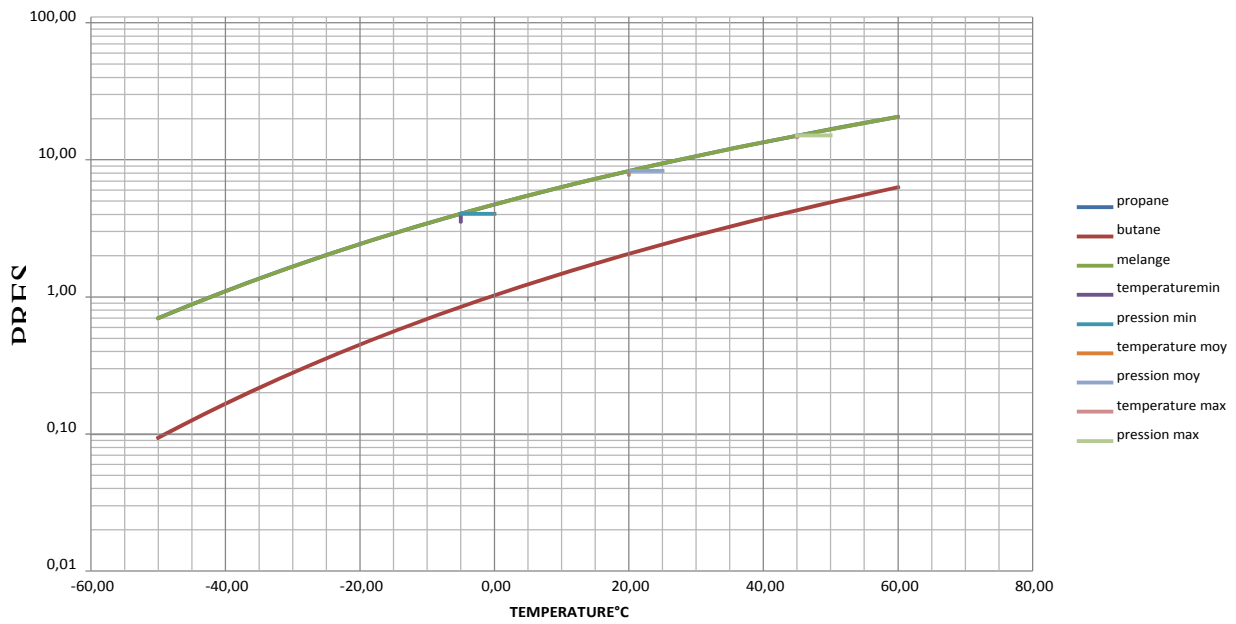
# PROPRIETES PHYSIQUES PROPANE

COMPOSITION LPG:

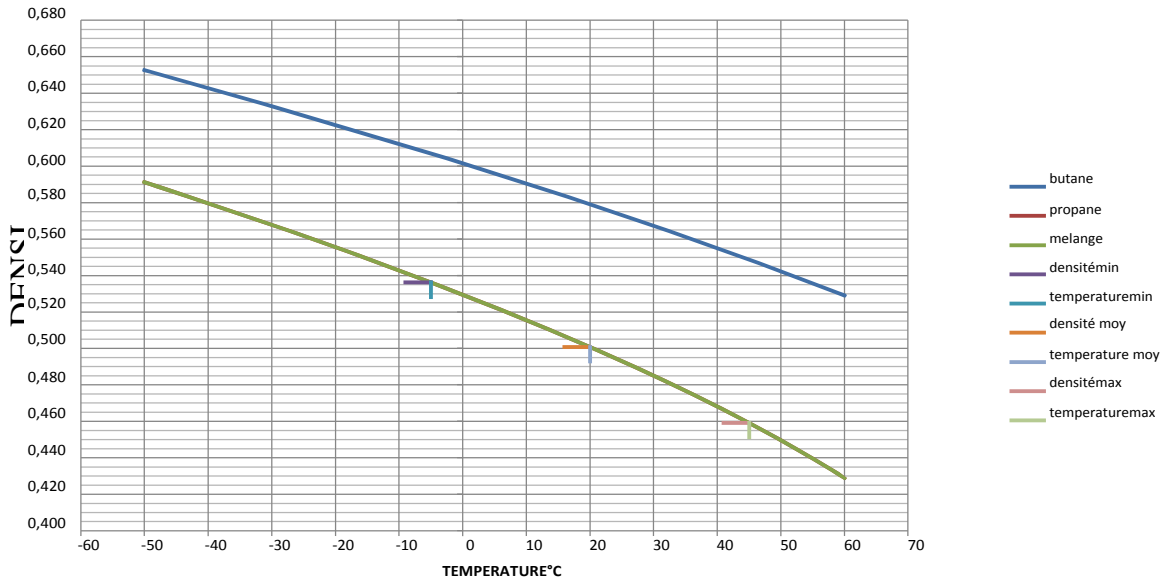
PROPANE 100 % BUTANE 0 %

TEMPERATURE °C	MINIMUM	-5			
	MOYENNE	20			
	MAXIMUM	45			
TENSION DE VAPEUR	MINIMUM	4,036 barA	41,138 mc h2o	76,713 m clpg	
	MOYENNE	8,289 barA	84,491 mc h2o	168,705 m c lpg	
	MAXIMUM	15,055 barA	153,465 mc h2o	334,215 m clpg	
DENSITE	MINIMUM	536,261 KG/M³			0,124 cP
	MOYENNE	500,822 KG/M³			0,146 cP
	MAXIMUM	459,181 KG/M³			0,172 cP
			VISCOSITE		

## TENSION DE VAPEUR



## DENSITE



# ANNEXEB

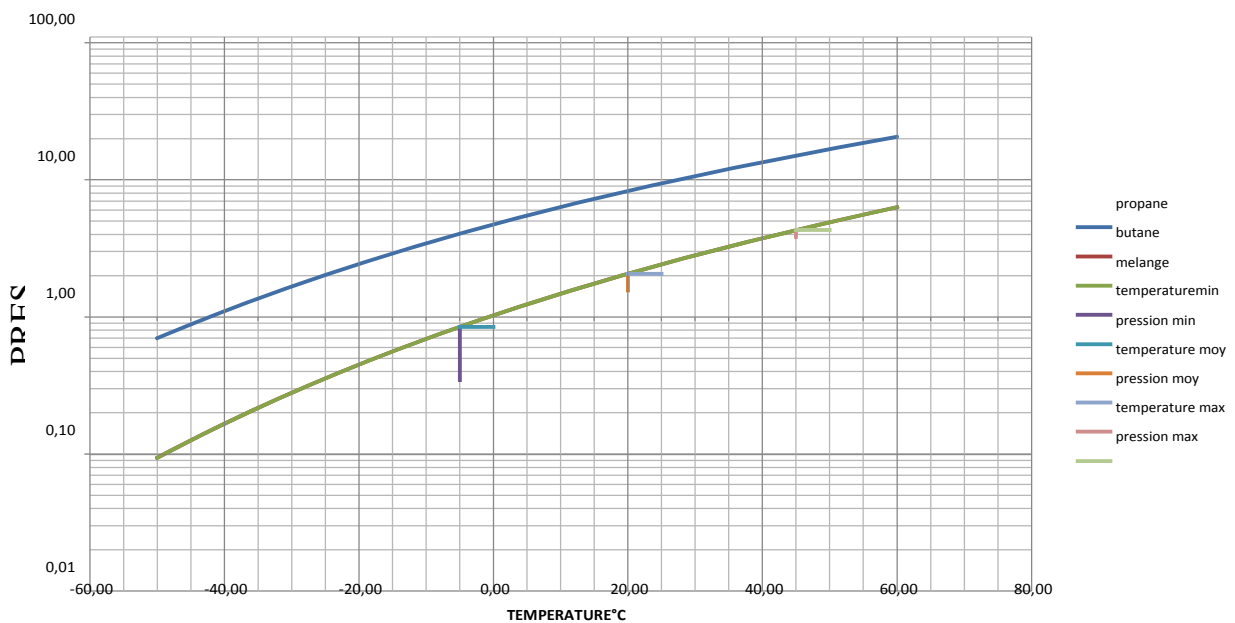
# PROPRIETES PHYSIQUES BUTANE

COMPOSITION LPG:

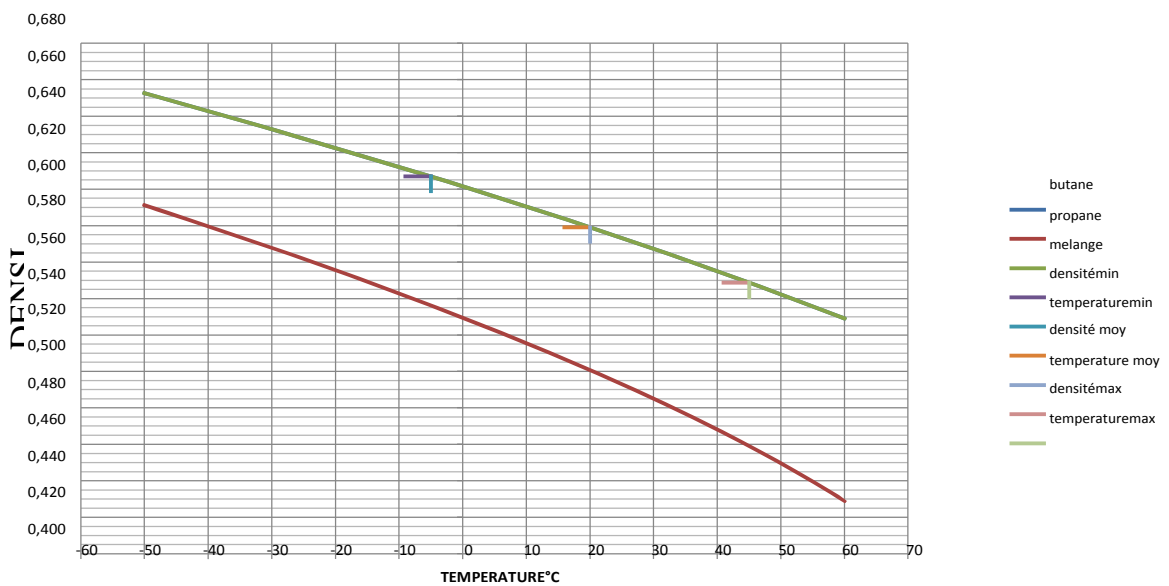
PROPANE 0 % BUTANE 100 %

TEMPERATURE °C	MINIMUM	-5			
	MOYENNE	20			
	MAXIMUM	45			
TENSION DE VAPEUR	MINIMUM	0,846 barA	8,622 mc h2o	14,205 m clpg	
	MOYENNE	2,064 barA	21,036 mc h2o	36,324 m c lpg	
	MAXIMUM	4,302 barA	43,855 mc h2o	79,911 m clpg	
DENSITE	MINIMUM	606,940 KG/M <sup>3</sup>			0,110 cP
	MOYENNE	579,112 KG/M <sup>3</sup>			0,126 cP
	MAXIMUM	548,802 KG/M <sup>3</sup>			0,144 cP

## TENSION DE VAPEUR



## DENSITE



## **Résumé :**

**NAFTAL** comme toutes les autres sociétés essaye toujours d'améliorer ces activités. Et parmi ces activités le transport des hydrocarbures **GPL** soit par canalisation, soit par le transport maritime. Ces opérations nécessitent des stations de pompage afin d'assurer l'acheminement aux terminaux. Notre étude était basée sur le calcul des pertes de charge dans les canalisations de chargement du butane et propane. Ensuite nous avons confirmé les pressions de refoulement qu'on a calculé tronçon par tronçon tous au long du pipe et que nous avons confirmé grâce aux manomètres de pression disposer à plusieurs endroits (sur le pipeline, à l'entrée des capacités, entrées et sorties des pompes, aux différents point de chargement). Nous avons aussi calculé les NPSH disponible et requis des pompe de l'industrie, et ainsi confirmer que ces dernières ne risquaient pas de cavité, ou du moins connaitre la hauteur minimale pour quelles ne cavitent pas. Pour finir nous avons entamé un petit chapitre qui définit le fonctionnement du Skid de régulation et de la maintenance en général.

## **Abstract:**

**NAFTAL** like all other companies is always trying to improve these activities. And among these activities the transport of **LPG** hydrocarbons either by pipeline, or by sea transport. These operations require pumping stations to ensure the routing to the terminals. Our study was based on the calculation of head losses in butane and propane loading lines. Then we confirmed the discharge pressures that were calculated section by section all along the pipe and that we have confirmed thanks to the pressure gauges available in several places (on the pipeline, at the entry of the capacities, inlets and outlets pumps, at different loading points). We also calculated the NPSH available and required pump industry, and thus confirm that the latter did not risk cavity, or at least know the minimum height for which do not cavitate. Finally we have started a small chapter that defines the operation of the regulation Skid and maintenance in general.