

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA
FACULTÉ DE TECHNOLOGIE
DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

MEMOIRE
PRÉSENTÉ POUR L'OBTENTION DU DIPLÔME DE
MASTER

FILIÈRE : GÉNIE MÉCANIQUE

SPÉCIALITÉ : ENERGÉTIQUE

PAR:

TAZRART HAKIM

BENCHERIF MAHIEDDINE

Thème

**Étude d'un système de chargement offshore des
navires citernes Sonatrach-Bejaia**

Soutenu le 11/09/2017 devant le jury composé de:

Mr. A. AGHA

Président

Mr. A.SAHI

Rapporteur

Mr. M.MENDIL

Examineur

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2016-2017

Remerciement

Nous tenons tout d'abord à remercier Dieu le tout puissant, qui nous a donné la force et la patience d'accomplir ce Modeste travail.

Nous voudrions présenter nos remerciements à notre encadreur « SAHI Adel ».

Nous voudrions également lui témoigner notre gratitude pour sa patience et son soutien qui nous a été précieux afin de mener notre travail à bon port.

Nos vifs remerciements vont également aux membres du jury pour l'intérêt qu'ils ont porté à notre recherche en acceptant d'examiner notre travail Et de l'enrichir par leurs propositions.

Nous tenons également à remercier toutes les personnes qui ont participé de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

A nos familles et nos amis qui par leurs prières et leurs encouragements, on a pu surmonter tous les obstacles et toute personne qui a participé de près ou de loin à l'exécution de ce modeste travail.

Enfin, nous remercier particulièrement « HADIRBECHE Abdeselem », qui est rendu cette formation très sympathique, pour ses conseils lors de la préparation des entretiens et pour sa relecture attentive.

Dédicace

Je dédie ce modeste travail et ma profonde gratitude à ma mère et mon père pour l'éducation qu'ils m'ont prodigué; avec tous les moyens et au prix de toutes les sacrifices qu'ils ont consentis à mon égard, pour le sens du devoir qu'ils m'ont enseigné depuis mon enfance. A mes chères frères et sœurs qui m'ont accordé leur soutien moral et physique pour la réalisation de ce travail également a mes adorables neveux et nièces ainsi A tous mes amis avec lesquels j'ai partagé mes moments de joie et de bonheur. Que toute personne m'ayant aidé de près ou de loin, trouve ici l'expression de ma reconnaissance.et toute personne active a l'université Abed Arahmane Mira

TAZRART Hakim

Dédicace

Je dédie ce modeste travail :

A celui qui a sacrifié toute sa jeunesse pour nous, qui m'a toujours encouragé, qui m'a soutenu durant toute la longue durée de mes études et qui m'a donné une bonne éducation

Aujourd'hui merci et mille fois merci PERE.

A ma très chère et tendre Mère qui a veillée jour et nuit sur mon éducation et qui est présente à chaque instant pour moi, a qui je dis aujourd'hui merci MERE.

A tous mes frères : Aberrahmane, Abdelkarim et Abderrzek

A mes sœur : Naima et Fadila

A mes neveux nièces

A mes toute ma famille, mes oncles mes tantes, cousins et
cousines

A tous mes ami(e)s mes collègues les gens que je connais de
prés ou de loin.

A tout la promotion Énergétique

BENCHERIF Mahieddine

Sommaire

Introduction générale.....	1
Chapitré I: Généralités et définitions	
I. 1. Introduction.....	2
I.2.Transport des hydrocarbures	3
I.2.1. Transport par camion	3
I.2.2. Transport par canalisations.....	3
I.2.2.1. Collecteur.....	3
I.2.2.2.Manifolds.....	3
I.2.3. Transport maritime	4
I.2.3.1. Systèmes de chargement de navires-citernes.....	4
I.3. Parcs de stockages.....	4
I.3.1. Parc de stockage	4
I.3.2. Rôle du stockage	5
I.3.3. Bac de stockage.....	5
I.3.4. Terminal	6
I.4.Activité de Sonatrach.....	6
I.4.1. Terminaux sud.....	7
I.4.2. Terminal de Haoud El-Hamra (HEH)	7
I.4.3. Terminaux nord	7
I.4.4. Description du terminal marin de Bejaia.....	8
1.4.4.1. Equipements du terminal marin de Bejaïa	8
I.5. Comptage des hydrocarbures	10
I.5.1. Rôle du comptage dans l'industrie des hydrocarbures.....	10
I.5.2. Objectifs principaux du comptage.....	10
I.5.3. Type de comptage	11
I.5.3.1. Comptage statique	11
I.5.3.2. Comptage dynamique	11
I.5.4.Classification générale des dispositifs de comptage	11
I.5.4.1.Compteurs basés sur la mesure de vitesse	11
I.5.4.2.Compteur basés sur la mesure de la pression différentielle.....	12
I.5.4.3.Compteur basée sur la mesure du débit massique	12
I.6.Conclusion	12

Chapitre II: Généralités sur les pompes et la mécanique des fluides

II.1. Introduction :	13
II.2. Généralités sur les pompes.....	13
II.2.1. Définition et classification des pompes	13
II.2.1.1 : pompes volumétriques	13
II.2.1.2 : pompes non volumétriques	14
II.3. Caractéristiques générales d'une pompe hydraulique	15
II.3.1. Débit.....	15
II.3.2. Hauteur manométrique $H_{mt} = f(Q_V)$	15
II.3.3. Rendement	16
II.3.4. Limitation de la hauteur manométrique d'aspiration – NPSH – Cavitation.....	17
II.4. Point de fonctionnement d'une pompe	18
II.5. Association de pompes	18
II.5.1. Montage en série	18
II.5.2 : Montage en parallèle.....	19
II.6. Vannes	20
II.6.1. Définition	20
II.6.2. Type de vannes	20
II.7. Écoulement des fluides dans une conduite	21
II.7.1. Vitesse moyenne d'écoulement	21
II.7.2. Régime d'écoulement	21
II.7.3. Nombre de Reynolds.....	21
II.7.4. Viscosité.....	21
II.7.5. Rugosité	22
II.7.5.1. Rugosité absolue	22
II.7.5.2. Rugosité relative.....	22
II.7.6. Équation de Bernoulli	22
II.8. Pertes de charge	23
II.8.1. Pertes de charge singulières	23
II.8.1.1 : Perte de charge singulières à partir de K_V	23
II.8.1.2. Coefficient de pertes de charge singulières.....	24
II.8.1.3 : Coefficient de pertes de charge singulières pour les vannes.....	25
II.8.2. Perte de charge linéaire	27
II.8.2.1. Coefficient de perte de charge linéaire.....	27

II.9.Conclusion	32
Chapitre III: Description du système de chargement Offshore à Bejaia	
III.1. Introduction	33
III.2. Base de conception.....	33
III.3. Aperçu de l'installation d'exportation.....	33
III.4. Description des équipements.....	34
III.4.1. Station de pompage	34
III.4.2. Lignes d'exportation.....	34
III.4.3. Manifold d'extrémité des canalisations	36
III.4.4. Bouée	37
III.5. Position du problème.....	Erreur ! Signet non défini.
III.6. Conclusion.....	39
Chapitre IV: Calculs hydrauliques et fonctionnement des pompes	
IV.1. Introduction	40
IV. 2.Caractéristiques des canalisations	40
IV.3. Caractéristique des pompes.....	41
IV.4. Calcul des hauteurs de refoulement et tracé du circuit résistant	42
IV.5. Procédure de décomposition du circuit	52
IV.5.1.Calcul la hauteur de refoulement au niveau des vannes de régulation du débit	53
IV.5.2.Calcul la hauteur de refoulement des pompes.....	62
IV.6. Point de fonctionnement	68
IV.7. Calcul les pertes de charges des vannes de régulation du débit.....	68
VI.7.1.Calcul du coefficient de perte de charge des vannes de régulation du débit.....	71
VI.7.2. Déduire la hauteur de refoulement des pompes	72
IV.8. Courbes de circuits résistant pour les 5 régimes	74
IV.9. Calcul du taux d'ouverture des vannes de régulation du débit	76
IV.10. Conclusion	77
Conclusion générale	78

Nomenclature

D	Diamètre	[m]
g	Accélération de la pesanteur	[m / s ²]
h	Hauteur énergétique	[m]
H _{mt}	Hauteur manométrique	[m]
H _{TA}	Charge totale du fluide à l'orifice d'aspiration	[m]
H _{TR}	Charge totale du fluide à l'orifice de refoulement	[m]
ΔH _{fr}	Perte de charge par frottement	[m]
ΔH _L	Perte de charge linéaire	[m]
ΔH _S	Perte de charge singulière	[m]
L	Longueur	[m]
P	Pression	[Pa]
P _{entrée}	Pression à l'entrée	[Pa]
P _V	Pression de vapeur du fluide	[Pa]
P _h	Puissance hydraulique	[W]
P _a	Puissance absorbée par la pompe	[W]
ΔP _S	Perte de charge singulière au terme de pression	[Pa]
Q _V	Débit volumique	[m ³ / s]
R	Rayon de courbure	[m]
S	Section de passage	[m ²]
S _c	Section de courbure	[m ²]
PN	Pression nominale	[Pa]
U	Vitesse	[m / s]
Z	Altitude	[m]

Symboles Grecs

ε	Rugosité absolue de conduite	[m]
η	Rendement	
ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
μ	Viscosité dynamique	[Pa.s]
ν	Viscosité cinématique	[m ² /s]
λ	Coefficient de perte de charge linéaire	
ξ	Coefficient de perte de charge singulière	
τ_0	Contrainte de cisaillement	[Pa]

Nombre adimensionnelle

d	Densité du liquide
H _e	Nombre de « Hedstrom »
K _e	Rugosité relative
K _V	Coefficient de debit
R _e	Nombre de Reynolds
R _{e1} , R _{e2}	Nombre de Reynolds généralisé par « Altchoul »
R' _e	Nombre de Reynolds généralisé par « Metzner Reed »

Indices

disp	disponible
k	indice de consistance
L	linéaire
n	indice d'écoulement
req	requis
S	singulière

Abbreviations

CALM	Catenary Anchor Leg Mooring (amarrage à chaîne caténaire)
CDHL	Centre de dispatching des hydrocarbures liquides.
CNDG	Centre de dispatching des gaz.
GEP	Groupe électropompe.
GPL	Gaz de pétrole liquéfié.
HEH	Haoud-El-Hamra.
NPSH	Hauteur pratique de charge absolue.
$(NPSH)_{disp}$	Hauteur pratique de charge absolue disponible.
$(NPSH)_{req}$	Hauteur pratique de charge absolue requise.
PLEM	Pipe Line End Manifold. (collecteur d'extrémité de canalisation)
PDV	Vanne de régulation du débit
RTC	Région Transport centre.
Sonatrach	Société National de transport et commercialisation des hydrocarbures.
SPM	Amarrage sur point unique
TMB	Terminal marin de Bejaia.
TRC	Transport par Canalisation.

Liste des figures

Figure I.1 : Réservoir à toit fixe.....	5
Figure I.2 : Réservoir à toit flottant (double pont)	6
Figure I.3 : Bouée d'amarrage	10
Figure II.1: Pompe volumétrique rotative à engrenage.....	14
Figure II.2 : Pompe volumétrique alternative à piston.....	14
Figure II.3 : Pompe centrifuge	15
Figure II.4 : Courbe caractéristique de la hauteur manométrique $H_{mt}(Q_V)$	16
Figure II.5: Courbes caractéristiques des rendements $\eta(Q_V)$	16
Figure II.6: Courbe d'évaluation de NPSH en fonction du débit (Q_V)	17
Figure II.7 : Point de fonctionnement d'une pompe.....	18
Figure II.8 : Montage en série.....	18
Figure II.9: Courbe caractéristique de deux pompes montées en série.....	19
Figure II.10 : Montage en parallèle.....	19
Figure II.11: Courbe caractéristique de deux pompes montées en parallèle.....	19
Figure II.12 : Régime d'écoulement.....	21
Figure II.13 : Représentation d'un écoulement dans une conduite.....	22
Figure II.14: Pertes de charge singulières et régulières.....	23
Figure III.1 : Schéma d'un Système de chargement de pétrole brut.....	33
Figure III.2 : Système des flexibles sous-marins.....	35
Figure III.3 : Flexibles flottants.....	35
Figure III.4 : Schéma de manifold d'extrémité des canalisations.....	36
Figure III.5 : Manifold d'extrémité des canalisations.....	36

Figure III.6 : Tuyauterie de la bouée.....	37
Figure III.7 : Vue de dessus de la bouée.....	38
Figure III.8 : Vue de dessous de la bouée.....	38
Figure IV.1: Courbe caractéristique d'une pompe de chargement à Bejaia	41
Figure IV.2: Courbe caractéristique d'une pompe et deux pompes montées en parallèle.....	42
Figure IV.3 : Schéma d'un Système de chargement de pétrole brut.....	43
Figure IV.4: Courbe du circuit résistant avec plusieurs modèles.....	50
Figure IV.5 : Schéma de tronçon Vannes (PDV)-Navire.....	53
Figure IV.6 : Représentation d'une vanne à boisseau sphérique.....	59
Figure IV.7: Schéma de tronçon Pompe de refoulement-Vannes de régulation du contrôle.....	62
Figure IV.8 : Représentation d'un clapet non retour.....	64
Figure IV.9 : Point de fonctionnement.....	68
Figure IV.10: Circuit résistant.....	69
Figure IV.11 : Courbes des circuits résistants pour les 5 régimes.....	74
Figure IV.12 : Courbes des circuits résistants pour les 5 régimes.....	75

Liste des tableaux

Tableau II.1 : Type des vannes.....	20
Tableau II.2: Coefficient de perte de charge singulière (ξ).....	24
Tableau II.3 : Coefficient de perte de charge singulière(ξ) Pour les vannes.....	25
Tableau II.4 : Corrélations de calcul (λ) pour un fluide newtonien.....	28
Tableau II.5 : Corrélations de calcul de (λ) dans une conduite lisse ($Re \cdot \frac{\varepsilon}{D} < 65$) pour un fluide newtonien.....	28
Tableau II.6 : Corrélations de calcul de (λ) dans une conduite intermédiaire ($65 < Re \cdot \frac{\varepsilon}{D} < 1300$) Pour un fluide newtonien.....	29
Tableau II.7 : Corrélations de calcul (λ) dans une conduite rugueuse ($Re \cdot \frac{\varepsilon}{D} > 1300$) Pour un fluide newtonien.....	29
Tableau II.8 : Corrélations de calcul (λ) pour un régime laminaire d'un fluide non newtonien.....	30
Tableau II.9 : Corrélations de calcul (λ) pour un régime turbulent d'un fluide non newtonien.....	31
Tableau IV.1 : Dimension et caractéristique des canalisations et flexibles.....	40
Tableau IV.2 : Caractéristiques du pétrole brut.....	40
Tableau IV.3 : Résultats de calculs des pressions et des hauteurs pour différents modèles pour un débit de 2500 m ³ /h.....	46
Tableau IV.4 : Résultats de calculs des pressions et des hauteurs pour différents modèles pour un débit de 5000 m ³ /h.....	47
Tableau IV.5: Résultats de calculs des pressions et des hauteurs pour différents modèles pour un débit de 7500 m ³ /h.....	48
Tableau IV.6: Résultats de calculs des pressions et des hauteurs pour différents modèles pour un débit de 10000 m ³ /h.....	49

Tableau IV.7 : Comparaison entre les différents modèles de calculs.....	51
Tableau IV.8 : Valeurs de (m) en fonction du régime d'écoulement	56
Tableau IV.9 : Valeurs de (ξ) en fonction de l'angle d'ouverture	59
Tableau IV.10 : Résultats de calculs des pressions et des hauteurs de refoulement au point d'emplacement des vannes de régulation du débit.....	61
Tableau IV.11 : Valeurs de (ξ) en fonction de l'angle d'ouverture	64
Tableau IV.12:Résultats de calculs des hauteurs et des pressions de refoulement pour différents régimes.....	67
Tableau IV.13 : Résultats de calculs des pertes de charges des vannes de régulation du débit.....	70
Tableau.14: Résultats de calculs des valeurs du coefficient de perte de charge singulière	72
Tableau IV.15: Résultats de calculs des hauteurs et des pressions de refoulement des pompes en tenant compte des vannes de régulation du débit.....	73
Tableau IV.16: Résultats de calculs du pourcentage d'ouverture des vannes de régulation du débit.....	76

Introduction générale

Introduction générale :

Depuis la découverte du pétrole en 1859 le monde a connu des bouleversements technologiques qui ont contribué à faciliter la vie de l'homme, son industrie a connu une expansion flagrante, la demande à cet or noir ne cesse d'augmenter en poussant les entreprises pétrolières à explorer les profondeurs du globe à la recherche de gisements et améliorer tous les aspects de leur secteur d'activité : (forage, transport et exportation.), pour maximiser leur potentiel, et faire face à la concurrence et investir la scène mondiale.

Les entreprises pétrolières doivent faire face à de nombreux obstacles, car l'acheminement du produit jusqu'aux consommateurs est un défi colossal, toutes les opérations depuis les forages aux transports sont d'une grande complexité. Pour cette raison, les entreprises cherchent un moyen de rendre ses activités plus performantes et minimiser les coûts.

Le transport maritime est devenu indispensable dans l'industrie mondiale du pétrole, des navires de plus en plus gros sillonnent les mers pour charger en cargaison les compartiments à bord.

Le chargement de navire s'est beaucoup amélioré depuis quelques décennies, les navires peuvent désormais charger en pleine mer même dans de mauvaises conditions météorologiques, toute fois les opérations restent dangereuse et les risques peuvent survenir durant les différentes phases du chargement d'ou l'importance d'une connaissance détaillée de certains paramètres pour mieux exploiter les installations.

L'objectif de notre travail est de faire une étude sur le système de chargement du pétrole au niveau du terminal marin de Bejaia (Sonatrach), et à fin de mener à bien notre travail, nous avons structuré notre mémoire en plusieurs chapitres qui contiennent les éléments nécessaires à notre étude.

Chapitre I : Généralités et définitions

I. 1. Introduction :

Les hydrocarbures sont la principale source d'énergie consommée dans le monde. Cette matière première satisfait encore plus de 30% de la demande énergétique mondiale. L'inégale répartition des réserves dans le monde implique des flux très importants entre les zones de production et de consommation.

Le pétrole est une huile minérale naturelle, c'est un mélange d'hydrocarbure gazeux, liquide et par fois solide extrait de l'écorce terrestre. Dès lors qu'un gisement est découvert, les systèmes d'exploitation sont mis en place a fin d'extraire et d'acheminer le pétrole jusqu'aux points de consommations.

Le transport du pétrole et des hydrocarbures en générale constitue un enjeu central dans l'approvisionnement, y compris au niveau national. Il nécessite de trouver des voies sûres d'acheminement en optimisant ses coûts.

Sur les longues distances, le transport est principalement effectué via des pipelines par voie terrestre et via des navires-citernes par voie maritime. Le transport par camion, par train et par barge sur des cours d'eau peut également être utilisé pour la distribution des hydrocarbures jusqu'aux consommateurs finaux.

Pour des raisons économiques, géographiques ou politiques, il peut être préférable que les hydrocarbures voyagent par voie terrestre. Ils empruntent alors des oléoducs et les gazoducs (canalisations spécifiques qui relient les ports, les raffineries et les lieux de consommation).

Le transport par voie maritime est très souple, les tracés des trajets peuvent être ajustés. Le transport par voie terrestre reste toutefois incontournable, en particulier pour accéder à des pays n'ayant pas d'accès direct à la mer.

Dans la commercialisation des hydrocarbures, l'expédition est essentielle, mais la façon dont le terminal pétrolier fonctionne est une opération dynamique et structurelle. Son caractère technique et sa complexité opérationnelle en plus de sa valeur importante nécessitent donc que les opérateurs terminaux et leurs superviseurs développent la bonne compréhension de tous les aspects de l'opération.

I.2.Transport des hydrocarbures :**I.2.1. Transport par camion :**

Le transport des hydrocarbures peut être effectué par des camions-citernes, si la quantité de l'hydrocarbure n'est pas très importante ou lorsque les gisements de production sont sur le point d'épuisement, ou encore pour l'acheminement des hydrocarbures vers des points de consommations ou des parcs de stockage n'ayant pas un très grand nombre de bacs et que les trajets sont courts.

I.2.2. Transport par canalisations :

Le transport par canalisation consiste à acheminer les hydrocarbures (pétrole brut, gaz, GPL et condensat), depuis les zones de production jusqu'aux zones de stockage, aux raffineries et aux ports pétroliers, aux moyens d'un réseau de conduites « pipe-lines », ces dernières sont caractérisées par leurs diamètres, épaisseurs et matières dont elles sont fabriquées ainsi que par leurs résistances à la pression, et ont des appellations différentes selon le produit transporté (gazoduc pour les gaz et oléoduc pour les liquides).

Le déplacement des hydrocarbures dans ces conduites est assuré par la mise en place de stations de pompages dont le rôle est de communiquer au fluide une énergie suffisante pour provoquer son déplacement et aussi pour compenser les pertes de charge qu'il subit tout au long d'un parcours pouvant faire plusieurs milliers de kilomètres.

I.2.2.1. Collecteur:

Un collecteur est une portion du réseau vers laquelle convergent de nombreuses canalisations. Grâce à l'ouverture et la fermeture de vannes, différentes connexions peuvent être établies entre la canalisation. Les collecteurs permettent de regrouper de nombreuses vannes dans un endroit localisé, facilitant l'ouverture et la fermeture manuelle des vannes, ainsi que des opérations de maintenances, réparation et remplacement. Ces collecteurs offrent de la redondance [1].

I.2.2.2.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 une seule sortie, 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 transfert d'un réservoir à un autre (transvasement).

I.2.3. Transport maritime :

Les hydrocarbures peuvent être transportés par les voies maritimes via des navires-citernes. Sur les longues distances et pour des charges importantes il reste le plus économique, parfois le seul disponible et représente aujourd'hui 30% du transport maritime.

Les navires transportant les hydrocarbures ont des appellations différentes selon le produit transporté et selon leurs capacités. Le pétrole est embarqué dans les pétroliers appelés « tankers » ou « supertankers » pour les plus grands d'entre eux, on y retrouve aussi les méthaniers qui transportent le gaz naturel, les butaniers qui transportent le butane, les chimiquiers pour le transport de produits chimiques.

Le transport maritime est un moyen de transport peu coûteux, il permet l'acheminement des marchandises en grande masse et ne nécessitent pas de fortes dépenses d'infrastructures (le milieu maritime est à disposition et, contrairement aux autres modes terrestres, il n'est pas nécessaire de construire des infrastructures autres que celles des ports).

I.2.3.1. Systèmes de chargement de navires-citernes :**➤ Système de chargement Onshore:**

Onshore se réfère à la terre ferme, le chargement est effectué directement depuis le port pétrolier vers le navire qui vient accoster.

Le liquide est pompé sur le navire par l'intermédiaire des connexions établies entre les réservoirs de stockages et les compartiments des navires.

➤ Système de chargement Offshore:

Le chargement offshore met en œuvre le transfert de cargaison liquide en pleine mer soit à partir d'une installation fixe telle qu'une plateforme ou une bouée fixe, soit à partir d'une installation flottante telle qu'une plateforme de chargement.

I.3. Parcs de stockages :

Le stockage des hydrocarbures consiste à emmagasiner certains volumes de pétrole ou de gaz dans des réservoirs bien spécifiques selon la nature de l'hydrocarbure.

I.3.1. Parc de stockage :

Zone généralement de grande surface, le parc de stockage accueille un ensemble de bacs. Ils peuvent aussi bien être de capacités identiques que différentes. Ils sont connectés entre eux par des canalisations.

I.3.2. Rôle du stockage :

Le stockage des hydrocarbures est d'une importance primordiale afin d'ajuster en temps réel l'offre à la demande fluctuante des consommateurs, le stockage permet aussi de se prémunir des crises internationales, ou encore de préserver le pétrole pour le raffinage.

Le stockage est aussi stratégique pour assurer un minimum d'autonomie énergétique du pays consommateur.

Le stockage doit être assuré aux différentes étapes du cheminement du pétrole, depuis le puits de production jusqu'aux lieux de consommation [2].

I.3.3. Bac de stockage :

Les bacs de stockage sont des réservoirs généralement de forme cylindrique verticale utilisés pour divers produits

On distingue deux types de bacs de stockage :

➤ Bac à toit fixe :

Utilisés pour le stockage d'huile non stabilisée (c'est-à-dire de pétrole comportant encore des hydrocarbures volatils pouvant dégazer) [2].

Il existe deux types de toits fixes, les toits de formes coniques et les toits en forme de dôme (sphérique ou ellipsoïdale). Les toits en forme sphérique sont les mieux adaptés pour le stockage des gaz notamment du fait que le gaz a tendance à se détendre ainsi les forces de pression seront mieux réparties sur le toit sphérique.

Les bacs à toit fixe sont aussi utilisés pour le stockage momentané des liquides pendant les opérations de rinçage des conduites.

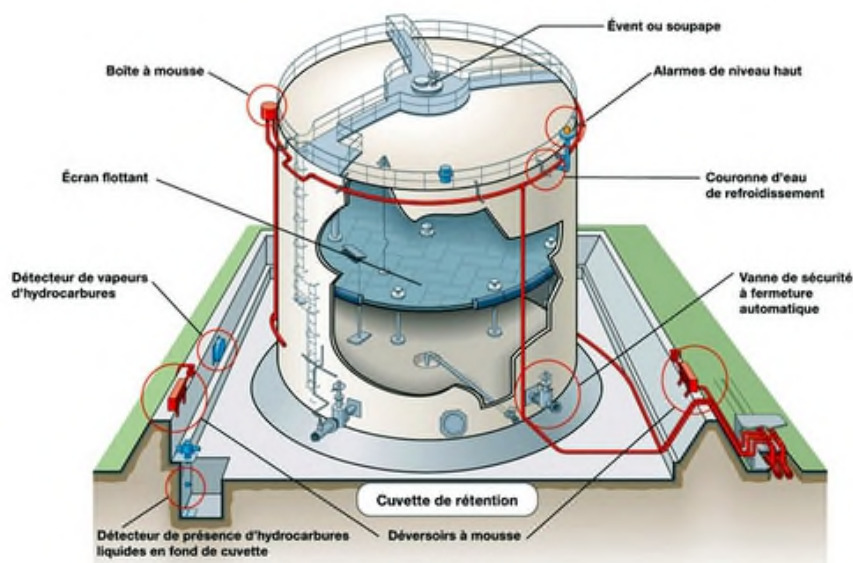


Figure I.1 : Réservoir à toit fixe.

➤ **Bac à toit flottant :** (simple pont ou doubles ponts)

Sont utilisés pour le stockage d'huile stabilisée (ne présentant pas de risque de dégazage). Le toit flotte sur le produit stocké et fait étanchéité avec la robe du réservoir au moyen d'un joint [2].

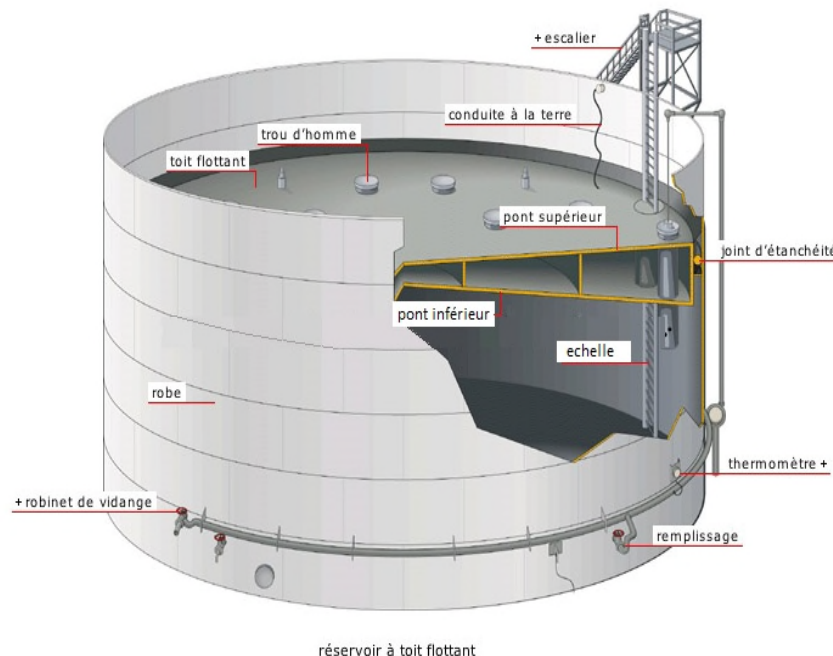


Figure I.2 : Réservoir à toit flottant (double pont).

I.3.4. Terminal :

Un terminal est l'extrémité d'un itinéraire de transport d'hydrocarbure, utilisé pour la réception ou l'expédition de ceux-ci. Il désigne aussi les installations infrastructures nécessaires à diverses activités. Il peut s'agir d'un parc de stockage ou encore désigner une raffinerie ou un port [3].

I.4. Activité de Sonatrach:

L'entreprise sonatrach intervient dans plusieurs activités, parmi les principales:

➤ **Activité amont:**

L'activité amont recouvre les métiers de recherche, d'exploitation, de développement et de production d'hydrocarbure.

Sonatrach opère dans les gisements géants, dans différentes régions du Sahara algérien, telles que Hassi Messaoud, Hassi R'Mel, en effort propre ou en association avec des compagnies pétrolières étrangères.

➤ **Activité de transport par canalisation:**

L'activité Transport par Canalisation de SONATRACH en Algérie dispose de 79 stations de pompage et de compression avec 290 machines principales, d'une capacité de stockage de près de 3,4 millions de m³, d'une capacité de chargement portuaire de près de 210 MTA, d'une infrastructure de maintenance et d'entretien sur trois bases principales et trois bases régionales d'intervention, d'un centre dispatching gaz CNDG (Hassi R'mel) et d'un autre centre dispatching des hydrocarbures liquides CDHL (Haoud El Hamra) [4].

➤ **Activité aval :**

L'activité aval a en charge le développement et l'exploitation des complexes de liquéfaction de gaz naturel, de séparation de GPL, de raffinage et des gaz industriels.

➤ **Activité de commercialisation :**

L'activité commercialisation a pour mission l'élaboration et l'application de la stratégie de sonatrach en matière de commercialisation des hydrocarbures sur le marché intérieur et à l'international par les opérations de commerce et de l'expédition.

Par ailleurs, Sonatrach dispose de plusieurs terminaux destinés à stocker les hydrocarbures et sont réparties sur le territoire national on y retrouve :

I.4.1. Terminaux sud :

Les terminaux sud sont tous des points du réseau, ils se trouvent à la racine de chaque canalisation sud. Leur nombre augmentait au fur et à mesure que les gisements étaient découverts [3].

I.4.2. Terminal de Haoud El-Hamra (HEH) : (ou CDHL)

C'est un parc de stockage d'hydrocarbure utilisé essentiellement pour le stockage du pétrole brut et du condensat. La presque totalité de la production du sud est transportée par ce terminal aboutissant au nord. Cette production est d'abord stockée pour décantation et prélèvement pour l'analyse, elle est ensuite distribuée entre les stations portuaires et les raffineries situées au nord [3].

I.4.3. Terminaux nord :

Ces terminaux se situent le long du littoral du pays, de la région de Skikda à la région d'Arzew. Ils sont intégrés dans deux types d'infrastructure : ports où les tankers peuvent accoster pour charger ou décharger le pétrole brut et des produits pétroliers et raffineries [3].

Le terminal marin de Bejaia fait partie de RTC (Région Transport Centre) de l'activité TRC (Transport par Canalisation) du groupe SONATRACH.

I.4.4. Description du terminal marin de Bejaia:

Le TMB est situé à 2 km au sud-ouest de la ville de Bejaia, ce dernier est alimenté par l'intermédiaire de l'oléoduc 24'' HEH-Bejaia, il se compose:

- 02 parcs de stockage (terminal nord et terminal sud).
- 02 ateliers de maintenance pour l'entretien des installations (01 pour Bejaia et 01 pour les autres régions).
- 01 station de pompage.

1.4.4.1. Equipements du terminal marin de Bejaïa [5]:

➤ Terminal arrivé nord:

Il est composé de :

- Une gare de racleur arrivée.
- Un réservoir à toit fixe de 2900 m³ Pour les décharges des soupapes et la réinjection ainsi que les drains et les vidanges des circuits.
- 12 bacs à toit flottant d'une capacité de 35 000 m³ d'un volume utile de 27500 m³ et un stock mort de 5000 m³ Chacun de diamètre nominal 56 m de hauteur cylindrique totale de 14,4 m.
- 07 électropompes installées en parallèle, entraînées par des moteurs électriques dont :
 - 04 pompes à grand débit.
 - 02 pompes à débit moyen.
 - 01 pompe à faible débit.

➤ Terminal sud:

Il est composé de :

- 04 bacs à toit flottant, d'une capacité de 50 000 m³ d'un volume utile de 41 000 m³ et stock mort 5000 m³ Chacun de diamètre nominal 56 m de hauteur cylindrique totale 14.65 m
- 03 pompes placées en parallèle entraînées par des moteurs électriques dont :
 - 02 pompes à grand débit.
 - 01 pompe à faible débit.

➤ **Port pétrolier:**

Il est composé de :

- Deux cuves ouvertes pour recevoir le ballast d'une capacité de 12 000 m³.
- Deux bassins de décantation continue.
- Un réservoir de récupération des huiles de capacité de 2530 m³.
- Trois postes de chargement 1, 2 et 3.
- Une unité de comptage.

Le site de Bejaia dispose d'une bouée de chargement en mer. La bouée est utilisée pour exporter le pétrole brut et les condensats dans des pétroliers ponctuels de capacité maximale de 320 000 tonnes de ports en lourd.

Les principaux éléments constitutifs de l'installation sont :

- Conduites sous-marines se terminant au PLEM qui est ancré au fond de la mer, près de la bouée.
- Un chapelet de tuyaux flexibles sous-marins qui connecte la bouée flottante au PLEM.
- Une bouée CALM amarrée, avec des sections pivotantes et non pivotantes, et une tête centrale de production pivotante. La bouée supporte des chaînes d'ancrage pendantes et des points d'ancrage, pour attacher la bouée au fond de la mer, ainsi que des amarres de mouillage pour les pétroliers.
- Deux chapelets de tuyaux flexibles flottants branchés à la tuyauterie supérieure de la bouée [4].

➤ **Bouée flottante CALM :**

La bouée flottante (CALM) est un point d'amarrage pour les pétroliers qui viennent à Bejaia et le point de sortie du pétrole à exporter. La bouée comprend une section fixe, une section tournante et une tête de production à pivot central.

Les chapelets de tuyaux flexibles sous-marins sont connectés à la section fixe. Les câbles d'amarrage et les chapelets de tuyaux flottants sont connectés à la section tournante de telle façon que le pétrolier amarré est libre de pivoter autour de la bouée sous l'influence du vent et des courants [4].

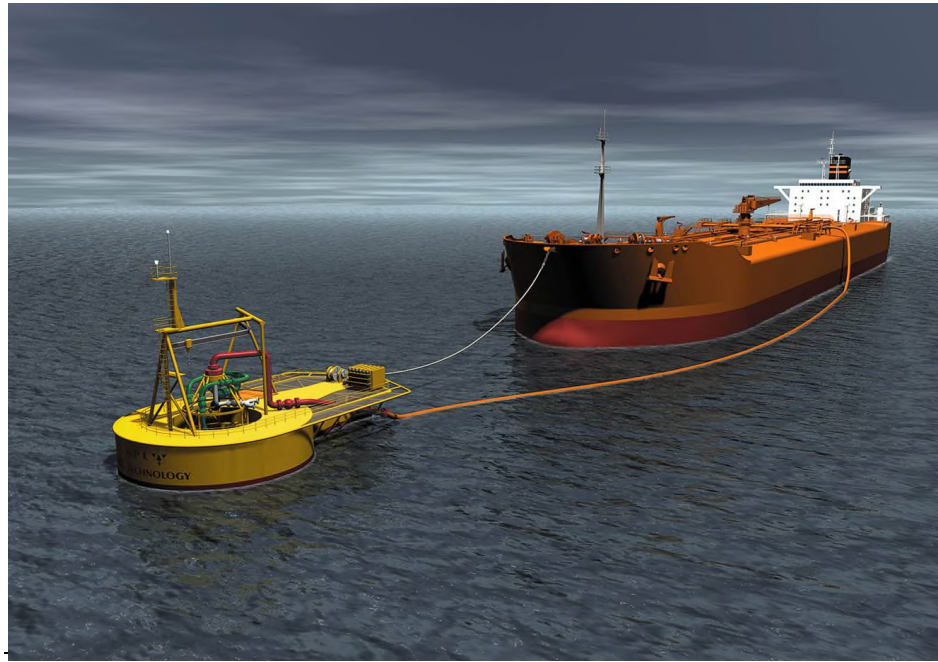


Figure I.3 : Bouée d'amarrage.

I.5.Comptage des hydrocarbures :

I.5.1. Rôle du comptage dans l'industrie des hydrocarbures :

Le comptage est indispensable dans l'industrie des hydrocarbures, car il assure une surveillance permanente de différents données tels que quantité d'hydrocarbure entrant et sortant, ainsi que la pression et la température dans laquelle se trouve ce dernier.

La technologie du comptage offre une grande variété d'équipements dont le fonctionnement est basé sur différent principe physique.

Le choix d'un type de comptage plutôt qu'un autre dépend :

- Des objectifs recherchés par l'opération.
- Des conditions de site, principalement les limites d'emploi (la température, la pression, type de fluide ...etc.).
- Des aspects économiques liés aux couts des différents procédés [6].

I.5.2. Objectifs principaux du comptage :

➤ Objectif transactionnel :

L'objectif du comptage transactionnel est la comptabilisation et facturation de quantités d'hydrocarbures livrées aux clients ou en transit [6].

➤ **Objectif d'exploitation :**

La connaissance de la valeur du débit est un paramètre essentiel dans la conduite et la gestion opérationnelle de toute installation technique, en particulier les réseaux de pipelines, par exemple, la répartition du débit entre plusieurs branches d'un réseau [6].

➤ **Autre objectif :**

Les opérations de comptage permettent également :

- De fournir les informations indispensables pour toute conception, extension ou exploitation rationnelle des réseaux de transport d'hydrocarbures.
- L'établissement du bilan technique (bilan mètre) d'un réseau de pipeline, l'évaluation des pertes de produit, la détection et la localisation des fuites.
- L'établissement et le suivi des rendements des unités industrielles consommatrices (stations de compression, stations de pompage, centrales électriques alimentées en gaz [6].

I.5.3. Type de comptage:

I.5.3.1. Comptage statique:

Le comptage statique est une technique permettant la détermination de la masse statique totale des hydrocarbures ainsi que d'autres paramètres quand le produit est au repos dans les réservoirs de stockage.

I.5.3.2. Comptage dynamique :

Le comptage dynamique consiste à mesurer les différentes données du pétrole telles que le débit la pression et la température durant son écoulement ou lors de l'opération de chargement.

I.5.4. Classification générale des dispositifs de comptage [6] :

L'industrie de comptage offre une très grande variété de dispositifs de comptage, peut être classée selon différents critères :

I.5.4.1. Compteurs basés sur la mesure de vitesse:

On retrouve :

- Compteurs à ultrasons.
- Compteurs à effet vortex.
- Compteurs à turbines.
- Compteurs électromagnétiques.

I.5.4.2.Compteur basés sur la mesure de la pression différentielle:

- Compteurs à diaphragmes.
- Compteurs venturis.
- Compteurs à tuyères.

I.5.4.3.Compteur basée sur la mesure du débit massique:

- Compteurs Coriolis.
- Compteurs thermiques.

I.6.Conclusion:

Nous avons dans ce chapitre décrit sommairement les éléments constitutifs du réseau de transport des hydrocarbures et les modes de transport utilisés, nous avons aussi évoqué le stockage et son importance dans l'industrie des hydrocarbures, ainsi que les systèmes de chargement et les comptages.

Les chargements de navire-citerne constituent une préoccupation majeure au sein des entreprises pétrolières notamment pour les chargements en mer, les opérations sont délicates et les procédures exigent la plus grande prudence et un grand savoir-faire.

Chapitre II : Généralités sur les pompes et la mécanique des fluides

II.1. Introduction :

Nous allons entrepris dans ce chapitre de nous consacrer aux notions de pompes, des vannes et donner un aperçu généralisé de la mécanique des fluides.

Le problème étudié dans ce projet, nous a conduit à présenter les définitions qui suivent, et lesquelles devraient être utilisées lors de notre travail futur.

II.2. Généralités sur les pompes :**II.2.1. Définition et classification des pompes :**

Les pompes sont des machines hydrauliques qui servent à transformer l'énergie mécanique en énergie d'un fluide, à l'aide d'un mouvement de rotation continue.

Devant la grande diversité de situation possible, on trouve un grand nombre de machines que l'on peut classer sous deux grandes familles : les pompes hydrauliques volumétriques, et les pompes hydrauliques non volumétriques.

II.2.1.1 : Pompes volumétriques :

Dans lesquelles la chambre d'admission est séparée par des pièces mécaniques rigides de la chambre de refoulement, ce qui assure l'étanchéité entre ces deux chambres [7].

Parmi les pompes volumétriques, on distingue les pompes rotatives et les pompes alternatives :

➤ 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 des pompes et crée le mouvement du fluide pompé par déplacement d'un volume depuis l'aspiration jusqu'au refoulement.

On distingue :

- Les pompes volumétriques rotatives à engrenage.
- Les pompes volumétriques rotatives à piston tournant.
- Les pompes volumétriques rotatives à palettes.
- Les pompes volumétriques rotatives à lobes.

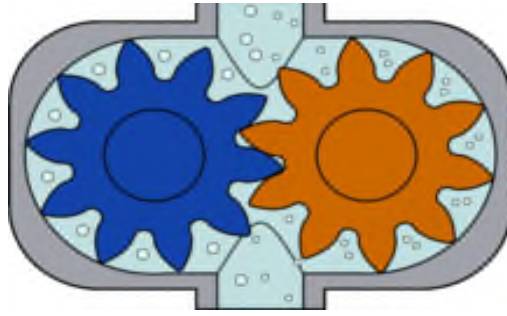


Figure II.1: Pompe volumétrique rotative à engrenage.

➤ **Pompes volumétriques alternatives :**

Ces pompes fonctionnent par une pièce mobile animée d'un mouvement de translation.

On distingue :

- Pompe volumétrique alternative à membrane.
- Pompes volumétriques alternative à piston.



Figure II.2 : Pompe volumétriques alternative à piston.

II.2.1.2 : Pompes non volumétriques :

Dans lesquelles la chambre d'admission et la chambre de refoulement où le fluide est expulsé ne sont pas séparées l'une de l'autre par des pièces mécaniques rigides [7].

On distingue :

➤ **Pompes centrifuges :**

Le rotor entraîne dans son mouvement un liquide qui est rejeté à la périphérie par la force centrifuge. Une particule du liquide prise isolément suit une trajectoire constamment située dans un plan perpendiculaire à l'axe de rotation.

➤ **Pompes hélices (axiale) :**

Le liquide entraîné dans un mouvement de rotation par les aubages mobile est rejeté axialement, la trajectoire d'une particule de liquide est entièrement située sur un cylindre de révolution, c'est une hélice circulaire.

➤ **Pompes hélico-centrifuges :**

Ce type est intermédiaire entre les deux précédents. Le flux résulte de la composition des flux axial et radial, la trajectoire d'une particule de liquide est une courbe tracée sur un cône de révolution.

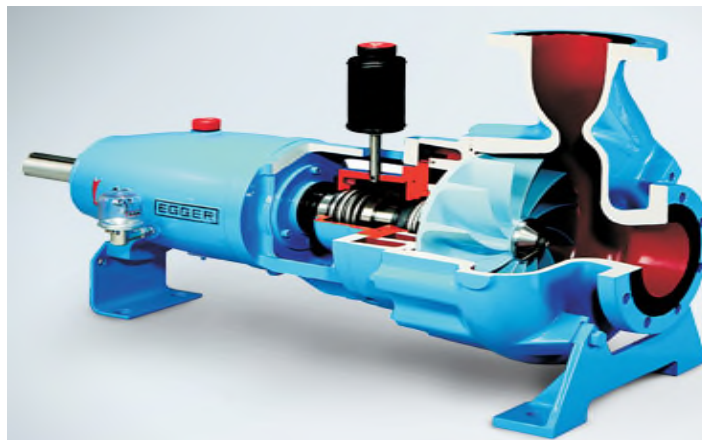


Figure II.3: Pompe centrifuge.

II.3. Caractéristiques générales d'une pompe hydraulique :

Les performances d'une pompe sont exprimées par les grandeurs suivantes :

II.3.1. Débit :

Le débit (Q_V) fourni par une pompe est le volume refoulé pendant l'unité de temps. Il s'exprime (m^3/s) ou plus pratiquement en (m^3/h).

II.3.2. Hauteur manométrique $H_{mt}(Q_V)$:

On appelle Hauteur manométrique (H_{mt}) d'une pompe, l'énergie fournie par la pompe à l'unité de poids du liquide qui la traverse. Si (H_{TA}) est la charge totale du fluide à l'orifice d'aspiration et (H_{TR}) la charge totale du fluide à l'orifice de refoulement, la hauteur manométrique de la pompe est :

$$H_{mt} = H_{TA} - H_{TR} \quad (II.1)$$

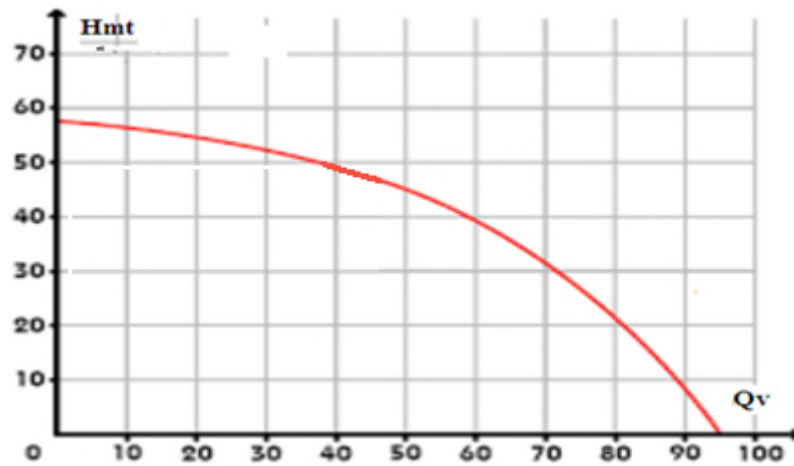


Figure II.4 : Courbe caractéristique de la hauteur manométrique $H_{mt}(Q_v)$.

C'est la courbe $H_{mt}(Q_v)$ régulièrement descendante (Figure II.4) avec l'accroissement du débit, chaque valeur de débit (Q_v) correspond une seule valeur de hauteur (H_{mt}).

II.3.3. Rendement :

Le rendement (η) d'une pompe est le rapport de la puissance utile (P_h) (puissance hydraulique) communiquée au liquide pompé à la puissance absorbée (P_a) par la pompe (en bout d'arbre) ou par le groupe (aux bornes du moteur). Si (Q_v) est le débit volume du fluide, (ρ) sa masse volumique et (H_{mt}) la hauteur manométrique de la pompe, la puissance (P_h) et le rendement (η) sont donnés par :

$$P_h = Q_v \cdot \rho \cdot g \cdot H_{mt} \quad (\text{II.2})$$

$$\eta = \frac{Q_v \cdot \rho \cdot g \cdot H_{mt}}{P_a} \quad (\text{II.3})$$

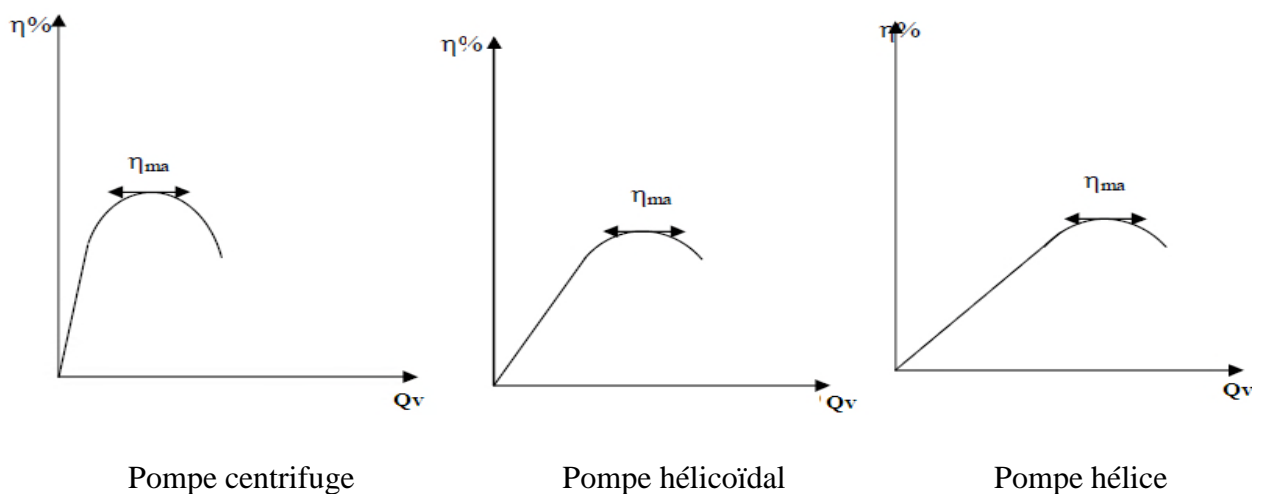


Figure II.5: Courbes caractéristique des rendements $\eta(Q_v)$.

II.3.4. Limitation de la hauteur manométrique d'aspiration – NPSH – Cavitation :

La cavitation est la vaporisation du liquide contenu dans la pompe quand il est soumis à une pression inférieure à la tension de vapeur correspondant à sa température.

Des bulles apparaissent dans les zones où la pression est la plus faible (entrée des aubes de roue des pompes centrifuges) : elles sont transportées dans les zones de pressions plus fortes où se produit leur recondensation. Des implosions se produisent alors à des fréquences élevées et créent des surpressions locales très élevées (jusqu'à des centaines de bars).

La cavitation est un phénomène à éviter absolument, car il entraîne de graves conséquences:

- érosion du matériau pouvant aller jusqu'au perçage des aubes de turbine des pompes centrifuges.
- Augmentation du bruit et des vibrations générés par la pompe.
- Chute des performances des pompes avec diminution importante de la hauteur manométrique totale, du débit et du rendement.

Le phénomène de cavitation peut se produire avant que la pression à l'aspiration arrive à la pression de vapeur du liquide. Pour cela le fabricant des pompes propose une autre caractéristique appelée « NPSH » exprimée en mètre et qui est donnée aussi en fonction de débit.

« NPSH » est l'abréviation de Net Positive Section Head (Hauteur Nette Positive D'aspiration).

$$(NPSH)_{\text{disp}} = \frac{P_{\text{entrée}} - P_v}{\rho \cdot g} \quad (\text{II.4})$$

Pour un bon fonctionnement d'une pompe à l'aspiration, il faut que [8]:

$$(NPSH)_{\text{disp}} > (NPSH)_{\text{req}}$$

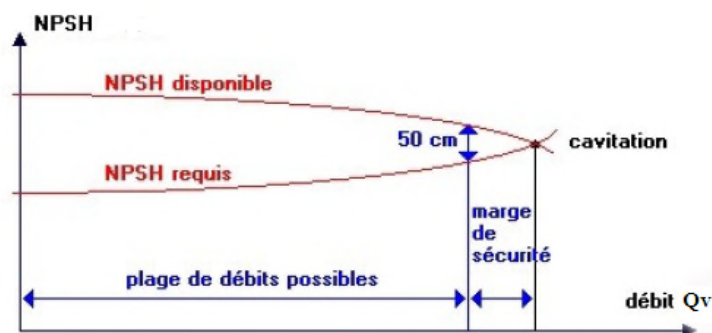


Figure II.6: Courbe d'évaluation de NPSH en fonction du débit(Q_v).

II.4. Point de fonctionnement d'une pompe :

Le point de fonctionnement d'une pompe indique le débit qu'elle est capable de fournir pour une H_{mt} donnée. La hauteur manométrique est égale aux pertes de charge du circuit (réseau) sur lequel elle est installée.

Le point de fonctionnement est commun aux courbes caractéristiques de la pompe et du circuit.

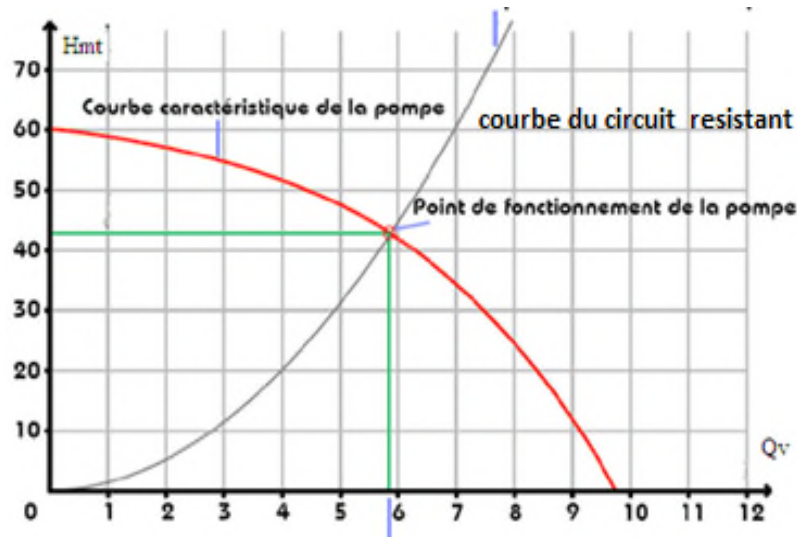


Figure II.7 : Point de fonctionnement d'une pompe.

II.5. Association de pompes :

L'objectif de cette opération est d'avoir les valeurs maximales soit pour le débit, soit pour la hauteur manométrique, et pour réaliser ce dernier on aura deux configurations:

II.5.1. Montage en série :

Dans ce montage, chaque pompe passe le même débit et les hauteurs manométriques s'additionnent.

$$H_{mt1} + H_{mt2} = H_T \quad (II.5)$$

$$Q_{v1} = Q_{v2} = Q_v \quad (II.6)$$

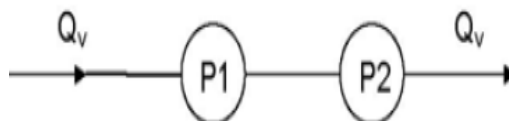


Figure II.8 : Montage en série.

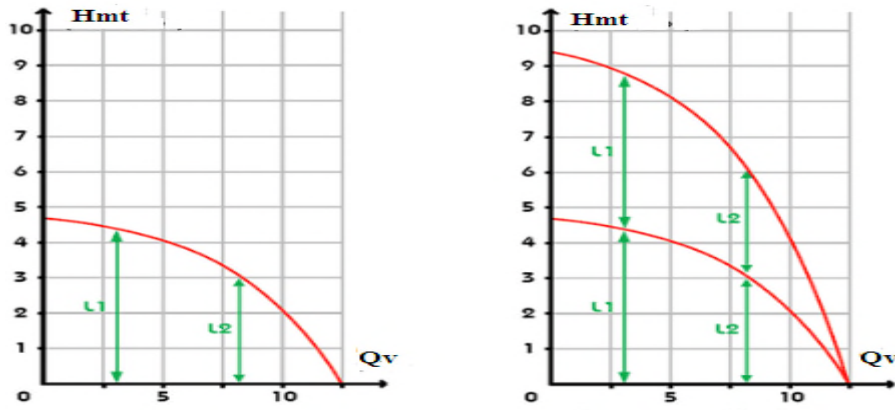


Figure II.9: Courbe caractéristique de deux pompes montées en série.

Graphiquement, on trouve la caractéristique de la hauteur manométrique totale du montage en additionnant les caractéristiques de chaque pompe pour un même débit.

II.5.2 : Montage en parallèle :

Dans ce montage, la hauteur manométrique reste inchangée et les débits s'ajoutent.

$$Q_{V1} + Q_{V2} = Q_{VT} \quad (\text{II.7})$$

$$H_{mt1} = H_{mt2} = H_{mt} \quad (\text{II.8})$$

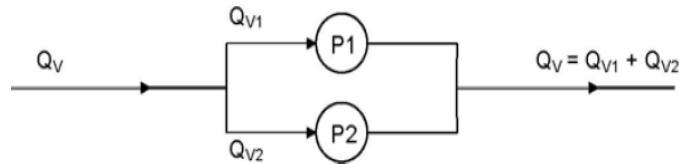


Figure II.10 : Montage en parallèle.

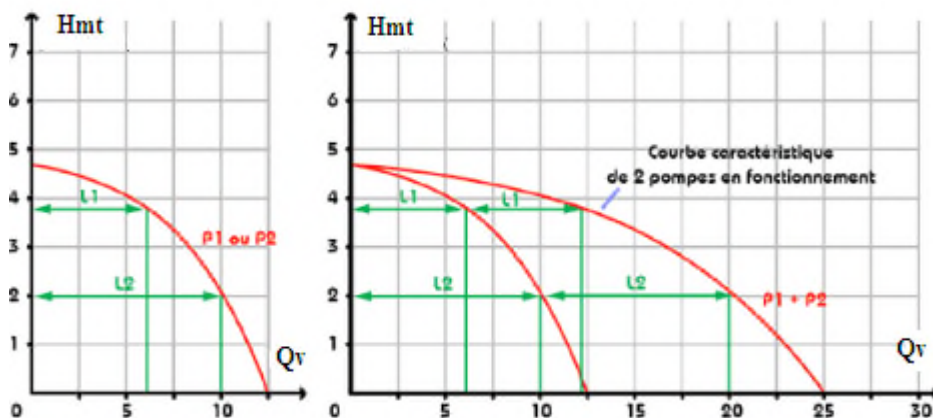


Figure II.11: Courbe caractéristique de deux pompes montées en parallèle.

Graphiquement, on trouve la caractéristique de la hauteur manométrique totale du montage en additionnant les débits des deux pompes pour une même hauteur manométrique totale.

II.6. Vannes :

II.6.1. Définition :

Une vanne est un dispositif destiné à contrôler le débit d'un fluide liquide, gazeux, en milieu libre (canal) ou en milieu fermé (canalisation).

II.6.2. Type de vannes :

Les vannes peuvent être catégorisées comme suit en fonction de leur construction et de leurs caractéristiques:









Type de Vanne	Géométrie	Type de Vanne	Géométrie
Vanne opercule où Passage Direct		Vanne à papillon	
Vanne à clapet		Vanne à guillotine	
Vanne à boisseau sphérique.		Vanne à piston.	
Vanne à boisseau Conique		Vanne à Membrane	

Tableau II.1 : Type des vannes.

II.7. Écoulement des fluides dans une conduite :

II.7.1. Vitesse moyenne d'écoulement :

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

$$V = \frac{4Q_v}{\pi D^2} \quad (\text{II.9})$$

II.7.2. Régime d'écoulement :

Le régime d'écoulement d'un fluide dépend du rapport entre les forces d'inertie et les forces de viscosité dans l'écoulement. Ce rapport se caractérise par le nombre de Reynolds [9].

II.7.3. 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) [10].

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot V \cdot L}{\mu} = \frac{V \cdot L}{\nu} \quad (\text{II.10})$$

On distingue :

- $\text{Re} < 2200$: Écoulement laminaire.
- $\text{Re} > 3200$: Écoulement turbulent.
- $2200 < \text{Re} < 3200$: Écoulement transitoire.



Figure II.12 : Régime d'écoulement.

II.7.4. Viscosité :

Dans l'écoulement d'un fluide réel, les particules situées à proximité de l'axe de la veine se déplacent plus rapidement que celles situées à proximité des bords de frottement internes, ces forces de frottement au sein du fluide sont des forces de viscosité [11].

Dans le domaine de la mécanique des fluides, on trouve deux types de viscosité :

➤ Viscosité dynamique.

➤ Viscosité cinématique :
$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (\text{II.11})$$

II.7.5. Rugosité :

La rugosité correspond à la notion habituelle de présence plus ou moins importante d'aspérité sur une surface. On constate que lorsque la rugosité d'une conduite augmente, les frottements seront plus importants et donc la perte de charge augmentera, la perte de charge est donc fonction du matériau de la conduite [11].

II.7.5.1. Rugosité absolue : qui est la hauteur moyenne des aspérités de la paroi.

II.7.5.2. Rugosité relative : qui est le rapport de la rugosité absolue au diamètre de la tuyère, exprimée en (mm) [12].

$$K_e = \frac{\varepsilon}{D} \quad (\text{II.12})$$

II.7.6. Équation de Bernoulli :

Le théorème de Bernoulli généralisé permet d'exprimer la conservation de l'énergie entre deux points A et B d'un système hydraulique, c'est-à-dire que la somme des diverses formes d'énergies (potentiel, cinétique et énergie de pression) représente la somme des différentes pertes de charge [13].

$$\frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{V_1^2}{2 \cdot g} + h_1 = \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{V_2^2}{2 \cdot g} + h_2 + \Delta H_{fr} \quad (\text{II.13})$$

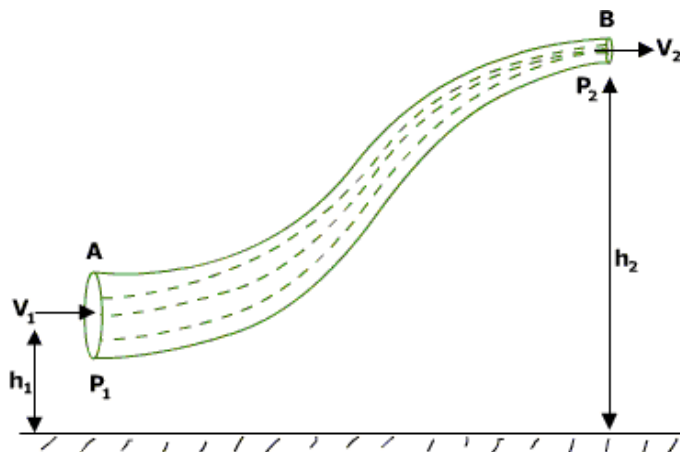


Figure II.13 : Représentation d'un écoulement dans une conduite.

II.8. Pertes de charge :

En hydraulique la perte de charge correspond à l'énergie dissipée par frottement visqueux, lors de l'écoulement d'un fluide, elle apparait dans l'équation de Bernoulli comme une hauteur de colonne d'eau [14].

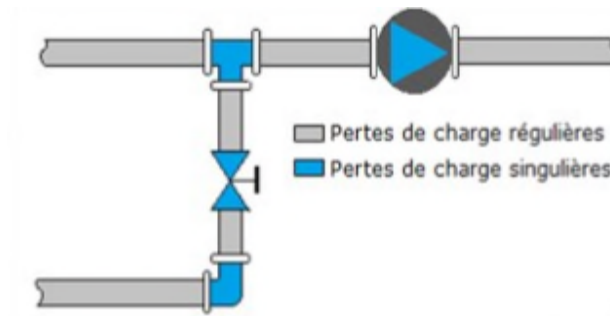


Figure II.14: Pertes de charge singulières et régulières.

II.8.1. Pertes de charge singulières :

La perte de charge singulière se produit localement au niveau d'une modification brusque de la nature physique de la section d'écoulement [9]. Elle se calcule par les formules générales suivantes :

➤ En termes de hauteur :

$$\Delta H_s = \xi \frac{V^2}{2.g} \quad (\text{II.14})$$

➤ En termes de pression :

$$\Delta P_s = \xi \frac{\rho.V^2}{2} \quad (\text{II.15})$$

II.8.1.1 : Perte de charge singulières à partir de K_v :

Cette méthode est surtout employée pour les organes de réglage (vannes) [12] :

$$\Delta P_s = \left(\frac{Q_v}{K_v} \right)^2 . d \quad (\text{II.16})$$

$$\Delta P_s = \left(\frac{Q_v}{K_v} \right)^2 . \rho \quad (\text{II.17})$$

Avec :

La valeur 1 est couramment adoptée pour la densité (d) de l'eau. En toute rigueur ou pour un autre fluide :

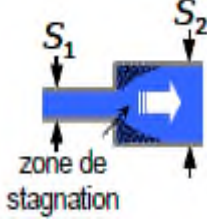
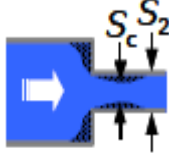
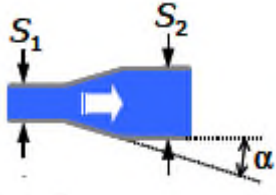
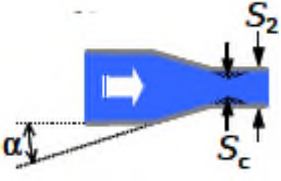

$$d = \frac{\rho_{\text{fluide}(\theta)}}{\rho_{\text{eau}(4^\circ\text{C})}} = \frac{\rho_{\text{fluide}(\theta)}}{1000} \quad (\text{II.18})$$

K_V : représente le débit volume d'eau froide, circulant dans un organe de réglage (vanne) soumis à une pression différentielle de 1bar.

II.8.1.2. Coefficient de pertes de charge singulières :

Il existe de différentes méthodes pour le calcul de coefficient de perte de charge singulière, cela dépend de la géométrie de l'obstacle et les caractéristiques des accidents de parcours donnés par le constructeur.

Nous allons indiquer successivement les diverses formules et géométries qui ont permis de déterminer le coefficient de perte de charge (ξ) :

Cas	Formule	Géométrie
Elargissement Brusque	$\xi = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2$	
Rétrécissement Brusque	$\xi = \left(\frac{1}{\frac{S_c}{S_2} - 1}\right)^2$	
Divergent	$\xi = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 \sin \alpha$	
Convergent	$\xi = \left(\frac{1}{\frac{S_c}{S_2} - 1}\right)^2 \sin \alpha$	
Coude brusque	$\xi = \sin^2 \alpha + 2 \cdot \sin \alpha^4 \frac{\alpha}{2}$	




Coude arrondi	$\xi = \frac{\alpha}{\pi} \left[0,131 + 1,847 \left(\frac{D}{R} \right)^{3,5} \right]$	
Entrée brusque	$\xi = 0,5$	
Entrée progressive	$\xi = 0,04$	

Tableau II.2: Coefficient de perte de charge singulière (ξ) [15].




II.8.1.3 : Coefficient de pertes de charge singulières pour les vannes :

À partir des deux expressions (II.15) et (II.16) on trouve :

$$\xi = 1,6 \cdot 10^9 \cdot \left(\frac{D^4}{K_v^2} \right) \quad (\text{II.19})$$

Cette équation permet de calculer le coefficient de perte de charge singulière d'un organe de réglage.

Le tableau suivant répertorie le coefficient de perte de charge singulière (ξ) de quelque organe de réglage :

Type de vanne		Diamètre nominal									
		10	25	40	65	80	100	200	400	600	1000
	ξ_{\min}	0,1 Vanne à opercule plat									
	ξ_{\max}	0,65	0,55	0,5	0,4	0,35	0,3				
	ξ_{\min}	Vanne à opercule rond			0,24	0,23	0,22	0,18	0,15	0,12	0,11
	ξ_{\max}				0,31	0,30	0,28	0,23	0,19	0,16	0,14
	ξ_{\min}	0,10	0,09	0,08	0,07	0,07	0,06	0,04	0,02	Vanne à bille	
	ξ_{\max}	0,15									








	PN > 2,5		0,90	0,60	0,50	0,42	0,25	0,13	0,08	0,05	
	PN < 40	Vanne à papillon						1,20	0,83	0,71	0,63
	ξ_{\min}		6,0	Vanne à soupape d'arrêt usiné							
	ξ_{\max}		6,8								
	ξ_{\min}	3,0							Vanne à soupape d'isolement coulé		
	ξ_{\max}	6,0									
	ξ_{\min}	2,0								Vanne à soupape d'isolement d'équerre	
	ξ_{\max}	3,1	3,4	4,1	4,4	4,7	5,7	6,6			
	ξ_{\min}	1,5							Vanne à soupape d'isolement à tête inclinée		
	ξ_{\max}	2,6									
	ξ_{\min}	0,6								à soupape d'isolement à passage intégral	
	ξ_{\max}	1,6									
	ξ_{\min}	0,8							Vanne à soupape d'isolement à membrane		
	ξ_{\max}	2,2									

Tableau II.3 : Coefficient de perte de charge singulière(ξ) pour les vannes [12].

II.8.2. Perte de charge linéaire :

Les chercheurs « Darcy- Weisbach » ont développé une équation permettant de calculer les pertes de charge résultant du frottement exercé entre le fluide et la surface intérieure de la canalisation [9]. Elles sont proportionnelles à la longueur (L) de la conduite et au carré de la vitesse du fluide, inversement proportionnelles au diamètre (D) et fonction du coefficient de frottement (λ), elle est donnée par la formule :

$$\Delta H_L = \lambda \frac{V^2.L}{2.g.D} \quad (\text{II.20})$$

$$\text{Où bien} \quad \Delta P_L = \lambda \frac{\rho.V^2.L}{2.D} \quad (\text{II.21})$$

II.8.2.1. Coefficient de perte de charge linéaire :

Le domaine de la mécanique des fluides désigne plusieurs formules qui sont proposées pour calculer le coefficient de perte de charge linéaire(λ), elles dépendent essentiellement du régime d'écoulement et la nature du fluide (newtonien et non-newtonien) :

1^{er} cas : Pour un fluide newtonien :

On appelle fluide newtonien, un fluide dont la viscosité est indépendante de la pression qu'on lui applique.

➤ Régime laminaire :

En régime laminaire (ou poiseuille), le coefficient de perte de charge (λ) est déterminé à partir des équations fondamentales de la mécanique des fluides, et a pour valeur :

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \quad (\text{II.22})$$

Cette relation montre que (λ) est uniquement fonction du nombre de Reynolds (R_e) [12].

➤ Régime turbulent :

Dans ce cas l'état de la surface devient sensible et son influence est d'autant plus grande que le nombre de Reynolds (R_e) est grand. Tous les travaux ont montré l'influence de la rugosité et on s'est attaché par la suite à chercher la variation du coefficient (λ) en fonction du nombre de Reynolds (R_e) et de la rugosité (ϵ) de la conduite.

Auteur	Formule	Condition d'utilisation
Blench [16]	$\lambda = 0.790 \sqrt{\frac{\varepsilon}{D}}$	Turbulent rugueux $Re > 10^5$
Haaland [17]	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -1,8 \log_{10} \left[\frac{6,9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon}{3,7D} \right)^{1,11} \right]$	$Re > 3000$
Swamee-Jaim [12]	$\lambda = 0,25 \left[\log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,7D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^{-2}$	
Barr [12]	$\lambda = 0,25 \left[\log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,71.D} + \frac{5,1286}{Re^{0,89}} \right) \right]^{-2}$	
Al'Sul [12]	$\lambda = 0,1 \left(1,46 \cdot \frac{\varepsilon}{D} + \frac{100}{Re} \right)^{0,25}$	
Serghides [18]	$\lambda = \left[A - \frac{(B-A)^2}{C-2B+A} \right]^{-2}$	

Tableau II.4 : Corrélations de calcul de (λ) pour un fluide newtonien.

Avec : $A = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{D} + \frac{12}{Re} \right)$; $B = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{D} + \frac{2,51.A}{Re} \right)$; $C = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{D} + \frac{2,51.B}{Re} \right)$

Auteur	formule	Condition d'utilisation
Blasius [12]	$\lambda = 0,1364.Re^{-0,25}$	$3200 < Re < 10^5$
Herman [19]	$\lambda = 5,4.10^{-3} + \frac{0,396}{Re^{0,3}}$	$10^4 < Re < 10^7$
Nikuradze [19]	$\lambda = 3,2.10^{-3} + 0,221.Re^{-0,237}$	$10^5 < Re < 10^8$
Eck [12]	$\lambda = 0,309 \left(\log_{10} \frac{Re}{7} \right)^{-2}$	$2320 < Re < 10^8$
Prandtl-V.Kerman [19]	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log_{10} (Re \sqrt{\lambda}) - 0,8$	$Re > 10^6$

Tableau II.5 : Corrélations de calcul de (λ) dans une conduite lisse ($Re \cdot \frac{\varepsilon}{D} < 65$) pour un fluide newtonien.

Auteur	Formule	Conditions d'utilisation
Colebrook-white [16]	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left(\frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{\varepsilon}{3,7D} \right)$	$65 < Re \cdot \frac{\varepsilon}{D} < 1300$
Altchoul [19]	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,8 \log_{10} \left(\frac{Re}{Re \left(\frac{\varepsilon}{10.D} \right) + 7} \right)$	
Citrini [19]	$\lambda = \frac{1 + \frac{8}{Re \cdot \frac{\varepsilon}{D}}}{\left(2 \cdot \log_{10} \left(3,71 \frac{\varepsilon}{D} \right) \right)^2}$	
Altchoul [19]	$\lambda = 0,11 \left(\varepsilon + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$	$Re_1 < Re < Re_2$

Tableau II.6 : Corrélations de calcul de (λ) dans une conduite intermédiaire

$$\left(65 < Re \cdot \frac{\varepsilon}{D} < 1300 \right) \text{ Pour un fluide newtonien.}$$

Avec : $Re_1 = \frac{59,5}{\varepsilon^{\frac{8}{7}}}$ et $Re_2 = \frac{665 - 765 \log(\varepsilon)}{\varepsilon}$

Auteur	Formule	Condition d'utilisation
Nikuradze [12]	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,133 - 2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{D} \right)$	$\left(Re \cdot \frac{\varepsilon}{D} > 1300 \right)$
Moody [19]	$\lambda = 5,5 \cdot 10^{-3} + 0,15 \left(\frac{\varepsilon}{D} \right)^{0,33}$	
Erk [19]	$\lambda = 0,25 \left[\log_{10} \left(3,71 \cdot \frac{D}{\varepsilon} \right) \right]^{-2}$	

Tableau II.7 : Corrélations de calcul de (λ) dans une conduite rugueuse $\left(Re \cdot \frac{\varepsilon}{D} > 1300 \right)$ pour un fluide newtonien.

Finalement « **CHURCHILL** » a essayé de formuler une équation qui généralise les pertes

de charge linéaire pour les trois régimes : $\lambda = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{1.5}} \right]^{\frac{1}{12}}$

$$\text{Avec : } A = \left[2,457 \cdot \ln \frac{1}{\left(\frac{7}{\text{Re}} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot \frac{\varepsilon}{D}} \right]^{16} \quad \text{Et } B = \left[\frac{37530}{\text{Re}} \right]^{16}$$

2^{ème} cas : Pour un fluide non newtonien :

Les fluides non newtoniens sont ceux qui voient leur viscosité varier quand on leur applique une contrainte mécanique.

La viscosité de certains fluides augmente quand la force appliquée s'accroît et pour d'autres fluides la viscosité diminue lorsqu'ils sont soumis à une force.

➤ Régime laminaire :

On résume les corrélations de (λ) pour un régime laminaire dans le tableau suivant :

Auteur	formule	Condition d'utilisation
Buckingham-Reiner [20]	$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} \left(1 + \frac{H_e}{6\text{Re}} - \left(\frac{H_e^4}{\lambda^3 \text{Re}^7} \right) \right)$ $\text{avec : } H_e = \frac{D^2 \tau_0}{\rho v^2}$	Re < 3000
Swamee-Aggarwal [21]	$\lambda = \frac{64}{\text{Re}} + \frac{10,67 + 0,1414 \left(\frac{H_e}{\text{Re}} \right)^{1,143}}{\left[1 + 0,0149 \left(\frac{H_e}{\text{Re}} \right)^{1,16} \right]} \left(\frac{H_e}{\text{Re}} \right)$	

Danish Kumar [22]	$\lambda = \frac{\left(K_1 + \frac{4K_2}{\left(K_1 + \frac{K_1 K_2}{K_1^4 + 3K_2} \right)^3} \right)}{\left(1 + \frac{3K_2}{\left(K_1 + \frac{K_1 K_2}{K_1^4 + 3K_2} \right)^4} \right)}$ $K_1 = \frac{16}{Re} + \frac{16H_e}{6Re^2} ; K_2 = \frac{16H_e^4}{3Re^8}$	Re < 3000
Dodge et Metzner [23]	$\lambda = \frac{16}{Re'}$ $Re' = \frac{D^n V^{2-n} \rho}{\left[8^{n-1} \left(\frac{3n+1}{4n} \right)^n K \right]}$	Re' ≤ 3250 – 1150n

Tableau II.8 : Corrélations de calcul de (λ) pour un régime laminaire d'un fluide non newtonien.

Remarque :

L'équation de « Swamee-Aggrwal » et la solution de « Danish Kumar » sont des approximations de l'équation de « Buckingham-Reiner ».

➤ **Régime turbulent :**

Auteur	formule	Condition d'utilisation
Darby et Melson [24]	$\lambda = 4.10^a Re^{-0,193}$ $a = -1,378 \left[1 + 0,146.e^{-2,9.10^{-5}.Re} \right]$	Re > 3000
Dodge et Metzner [23]	$\frac{1}{\lambda^{\frac{1}{2}}} = \left[\left(\frac{4}{n^{0,75}} \right) \log \left(Re' \cdot \lambda^{1-\frac{n}{2}} \right) \right] - \left[\frac{0,4}{n^{1,2}} \right]$	Re' ≥ 4,150 – 1,150n

Tableau II.9 : Corrélations de calcul de (λ) pour un régime turbulent d'un fluide non newtonien

II.9.Conclusion :

Dans ce chapitre on a utilisé les définitions et des lois qui contiennent des rappels de notions de la mécanique des fluides, ainsi que la notion de pertes de charge et le fonctionnement des pompes et des vannes.

Dans cette partie, on a acquis des connaissances très importantes en ce qui concerne les méthodes de calcul des différents paramètres influençant sur le transport par canalisation.

Chapitre III : Description du système de chargement Offshore à Bejaia

III.1. Introduction :

Ce chapitre a pour objet de présenter une installation d'exportation de pétrole brut de Sonatrach à Bejaia, et donner un aperçu du procédé et des équipements utilisés dans cette installation.

III.2. Base de conception :

L'installation d'exportation de pétrole brut à Bejaia est conçue pour charger un seul pétrolier, amarré à une bouée, à un débit maximum de 10.000 m³/h.

Le produit à transférer est du pétrole brut à partir de bacs situés dans les parcs de stockage nord et sud de Sonatrach.

III.3. Aperçu de l'installation d'exportation :

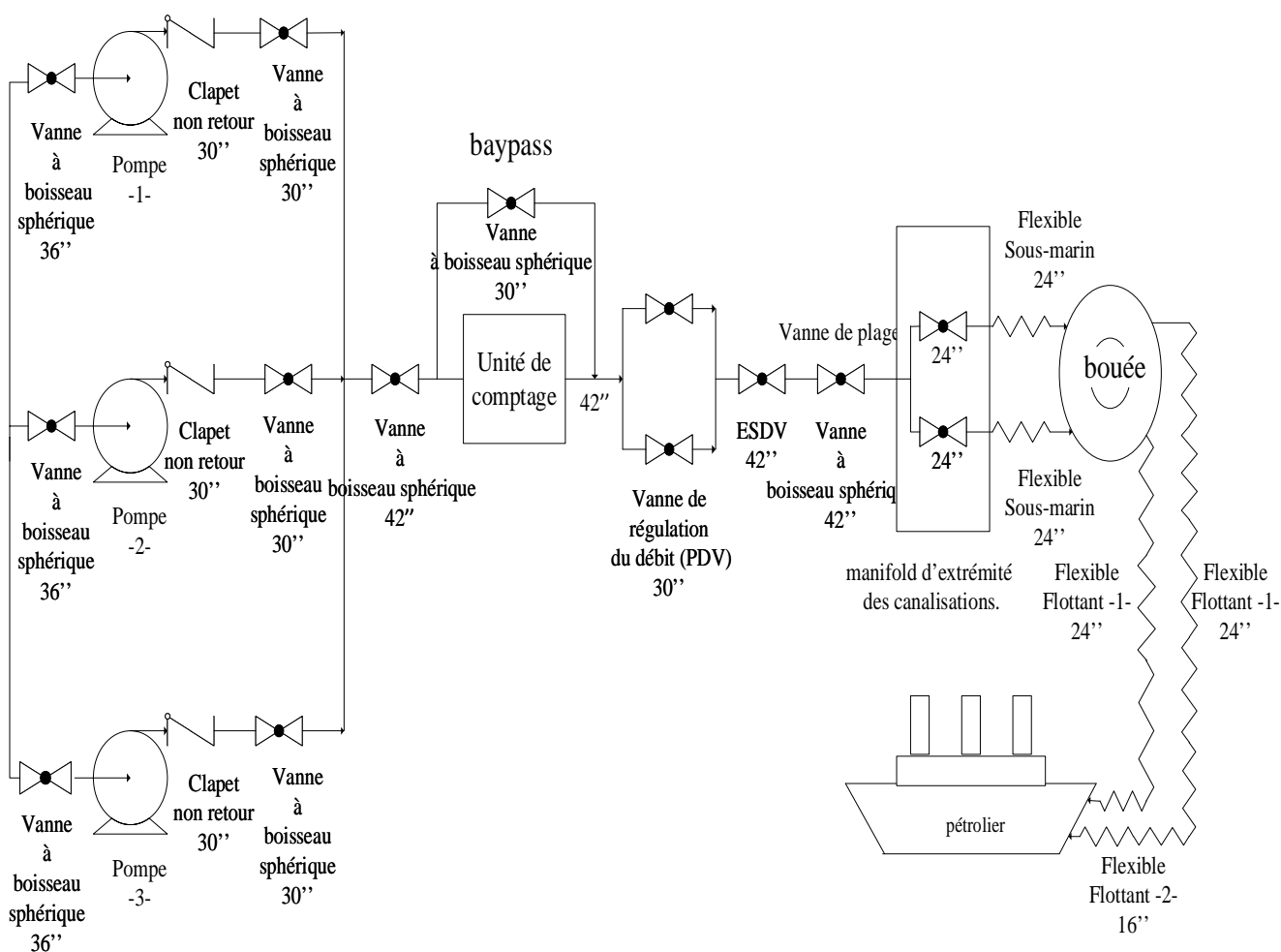


Figure III.1 : Schéma d'un Système de chargement de pétrole brut.

L'installation d'exportation dans le parc de stockage sud à Bejaia comprend les équipements suivants :

- Une station de pompage avec un collecteur d'aspiration de 42'' supportant trois (3) lignes d'aspiration de 36'' vers les pompes de chargement d'exportation, des lignes de refoulement de 30'' se regroupent dans un collecteur de refoulement de 42''.
- Trois (3) pompes de chargement verticales avec des vannes de refoulement et d'aspiration motorisées, chaque pompe ayant une capacité nominale de 5.000 m³/h.
- ligne de 42'' de diamètre relie la station de pompage au manifold d'extrémité des canalisations.
- Les flexibles sous-marins relieront le manifold d'extrémité des canalisations à la bouée.
- Un manifold d'extrémité des canalisations situé au fond de la mer.
- Une bouée flottante.

III.4. Description des équipements :

III.4.1. Station de pompage :

La station de pompage du parc de stockage sud à Bejaia comprend trois pompes montées en parallèle de débit nominal de 5000 m³/h, deux pompes en service et une pompe en réserve.

Les pompes sont isolées à leur orifice d'aspiration et de refoulement par des vanne isolation, et comprend aussi des clapets non retour.

III.4.2. Lignes d'exportation :

La ligne d'exportation du pétrole brut est composée de plusieurs tronçons dont le diamètre et les matériaux de fabrication sont déferents.

La ligne reliant la station de pompage au manifold d'extrémité des canalisations est fait d'un matériau solide tandis que les flexible sous marin et les flexible flottant sont fait dans une matière extensible ce qui leur permet une meilleur mobilité en vue de l'agitation de la mer et le mouvement imprévisible des navires.

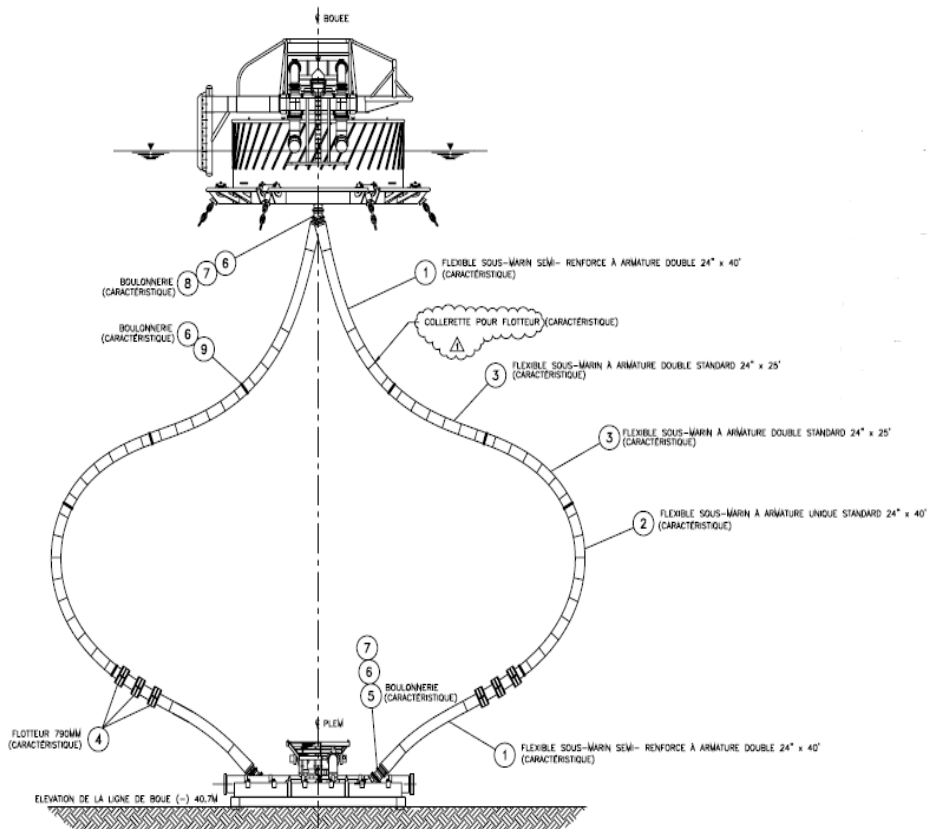


Figure III.2 : Système des flexibles sous-marins.



Figure III.3 : Flexibles flottants.

III.4.3. Manifold d'extrémité des canalisations :

Le manifold d'extrémité des canalisations est un équipement ancré en mer a une profondeur de 40 m, il compte deux ligne d'admission de 42'' et deux lignes de refoulement de 24'' et comporte aussi deux vanne d'isolement de type à boisseau sphérique de 24''.

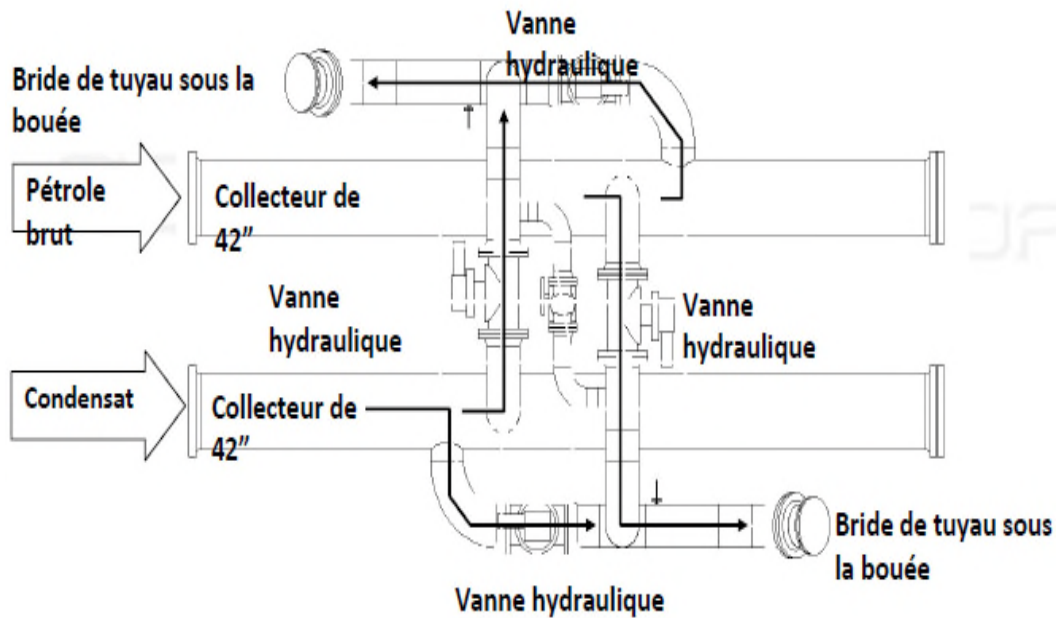


Figure III.4 : Schéma de manifold d'extrémité des canalisations.



Figure III.5 : Manifold d'extrémité des canalisations.

III.4.4. Bouée :

La bouée est une installation flottante permettant l'établissement d'une connexion avec le navire via des flexible flottants.

La bouée contient deux lignes d'admission de 24'', une section fixe et une section tournante à 360° supportant deux lignes de refoulement de 24'' équipée de deux vanne d'isolement de type à paillon de 24''.

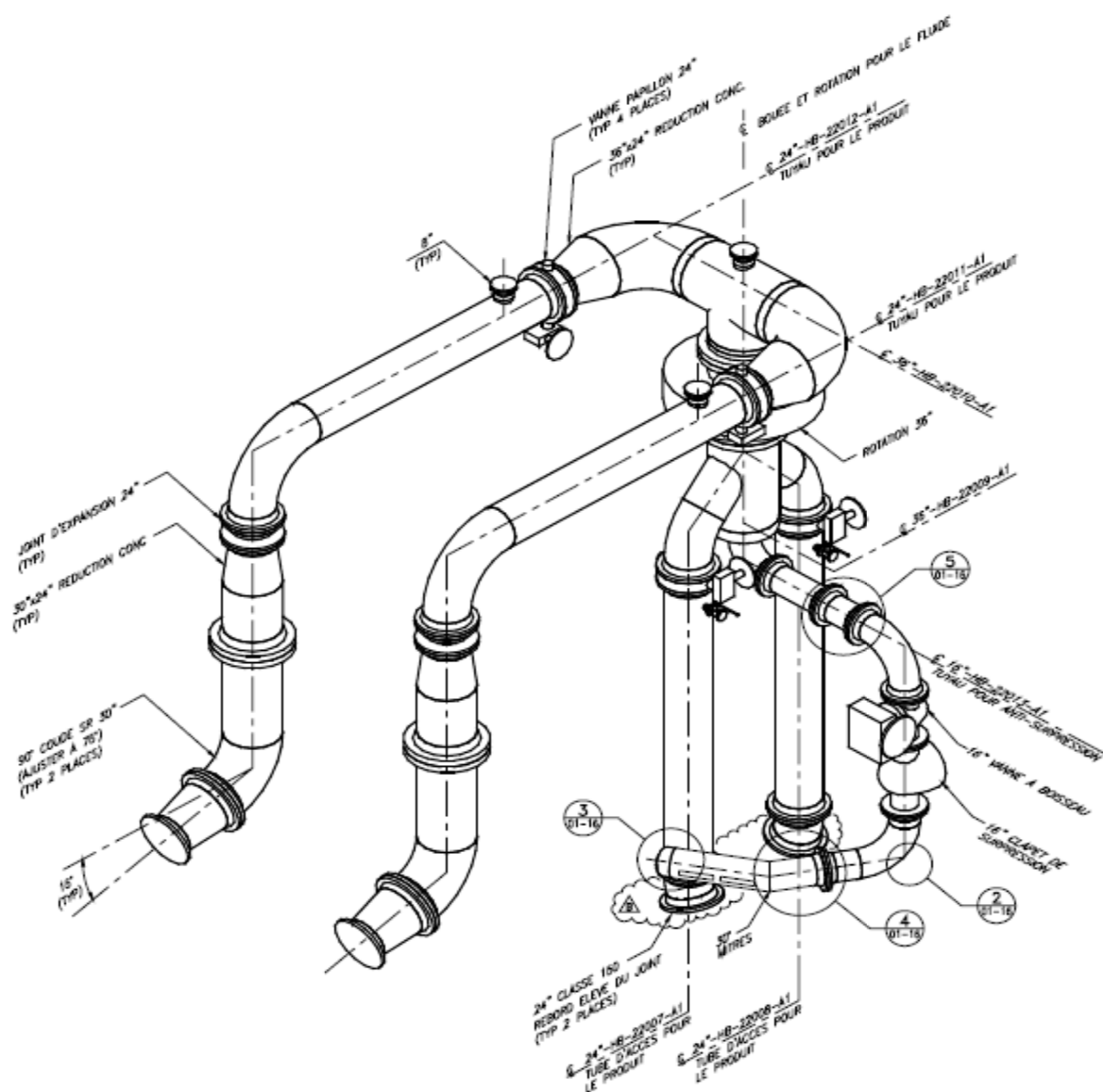


Figure III.6 : Tuyauterie de la bouée.

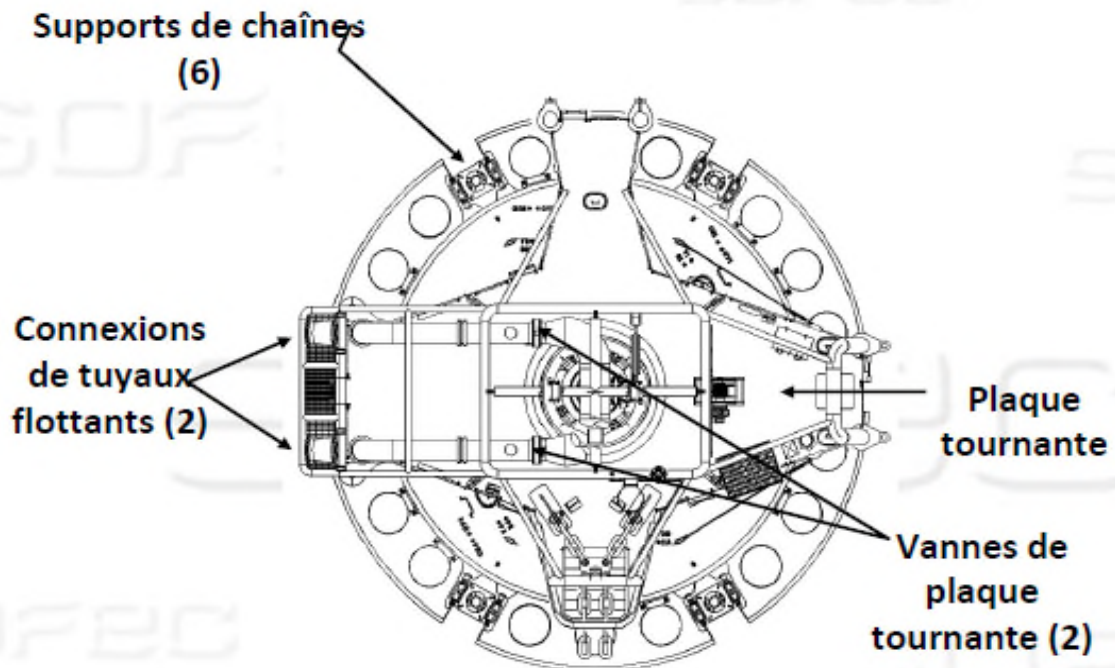


Figure III.7 : Vue de dessus de la bouée.

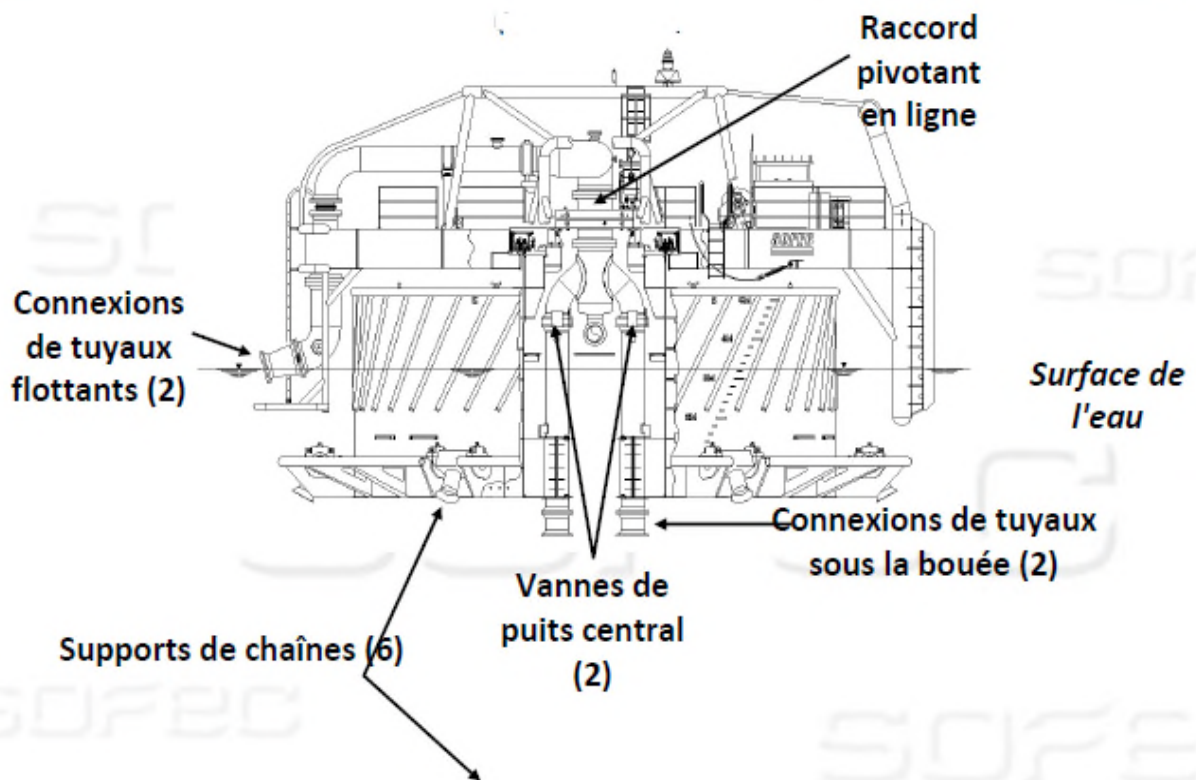


Figure III.8 : Vue de dessous de la bouée.

III.5. Position du problème :

Pour le chargement de navires-citernes, un certain nombre de paramètres doivent être conciliés et soigneusement étudiés avant de procéder aux opérations.

Sonatrach dispose d'un système de chargement onshore et un système de chargement offshore. En raison de la taille de certains navires-citernes pouvant atteindre une capacité 320000 tonnes, le chargement ne peut être effectué depuis le port pétrolier, car les dimensions de ces navires ne permettent pas leur mise à quai à l'intérieur du port. Dans ces conditions particulières les chargements s'opèrent en mer par l'intermédiaire d'une bouée d'amarrage.

Notre travail consiste à étudier le système de chargement offshore, cela afin d'apporter en premier lieu un éclaircissement sur le mode de fonctionnement de la bouée flottante par des calculs hydrauliques, en second lieu de définir les paramètres d'exploitation des pompes de chargement et d'autres paramètres caractérisant certains points de l'installation.

III.6. Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons fait une représentation détaillée de l'installation d'exportation de pétrole brut à Bejaia pour le système de chargement offshore.

La connaissance profonde de l'installation nous permet de faire une étude très enrichie sur le système afin de mieux l'exploiter et d'élucider certains paramètres méconnaissables et de prévenir d'éventuels risques qui peuvent survenir lors du chargement.

Chapitre IV : Calculs hydrauliques et fonctionnement des pompes

IV.1. Introduction :

Ce chapitre est consacré aux calculs hydrauliques, nous allons étudier le fonctionnement actuel de l'installation d'exportation du pétrole brute à SONATRACH-BEJAIA, pour déterminer les paramètres d'exploitation pour différents régimes de fonctionnement de la station de pompage.

IV. 2.Caractéristiques des canalisations :

Les dimensions et caractéristiques des canalisations et flexibles sont présentées dans le tableau suivant :

Canalisations et flexibles	Unité	Ligne à terre	Ligne en mer	Flexible sous marins	Flexibles flottants -1-	Flexibles flottants -2-
Dimension du tube	Pouce''	42''	42''	24''	24''	16''
Diamètre externe	mm	1066,8	1066,8	609,6	609,6	406,4
Epaisseur	mm	12,7	22,23	59,73	165	141,33
Longueur totale	m	794	7660	48 chacun	587,7 chacun	43,1 chacun
Rugosité	mm	0,045	0,045	0,025	0,025	0,025

Tableau IV.1 : Dimension et caractéristique des canalisations et flexibles.

Le pétrole brut possède les caractéristiques suivantes:

Fluide	Masse volumique (kg/m ³)	Viscosité dynamique (m ² /s)
Pétrole brut	800	2,5.10 ⁻⁶

Tableau IV.2 : Caractéristiques du pétrole brut.

IV.3. Caractéristique des pompes :

Les pompes d'exportation sont de type centrifuge à cylindre verticale à quatre étages, ayant un débit nominale 5000 m³/h pour une hauteur différentielle de 188 m

Bien que le nombre des pompes de chargement à Bejaia soient trois, montées en parallèles, deux pompes sont en service et une autre en réserve.

La courbe caractéristique de la pompe est représentée si dessous :

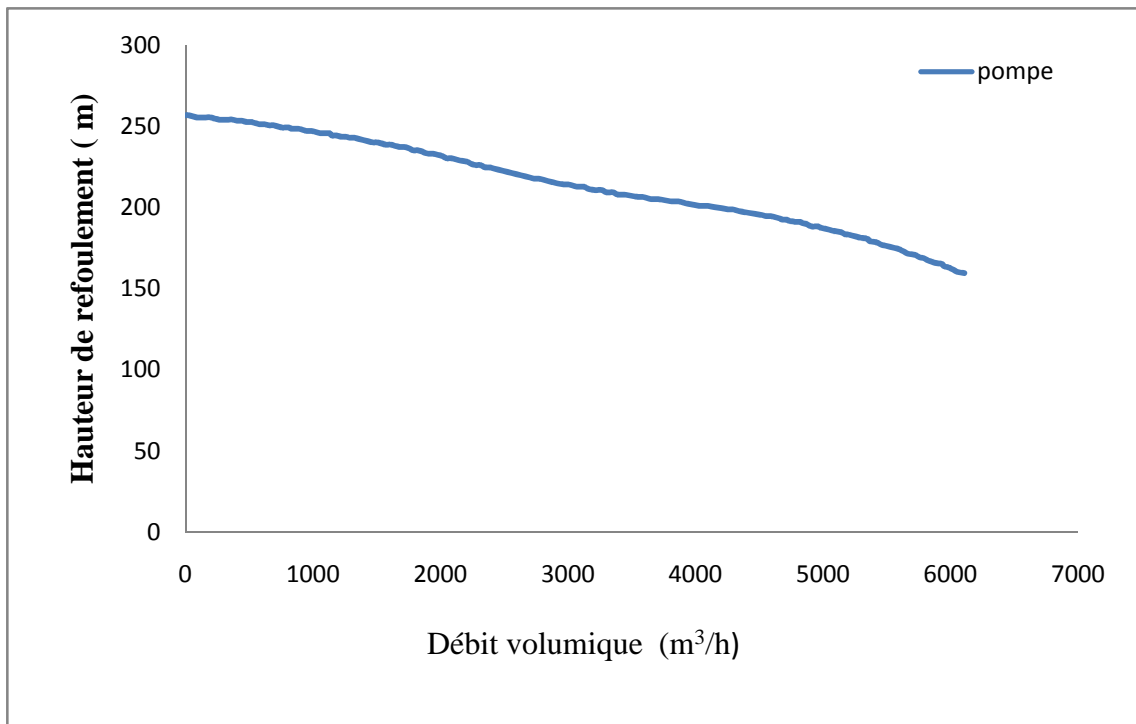


Figure IV.1: Courbe caractéristique d'une pompe de chargement à Bejaia [25].

D'après la courbe, lorsque le débit augmente, la hauteur manométrique de la pompe diminue.

La courbe est un polynôme de 3^{ème} degré de forme :

$$H = -2.10^{-10} Q_v^3 + 9.10^{-7} Q_v^2 - 0,015 Q_v + 259,8 \quad (\text{IV.1})$$

En utilisant la formule ci-dessous, nous obtenons les courbes suivantes :

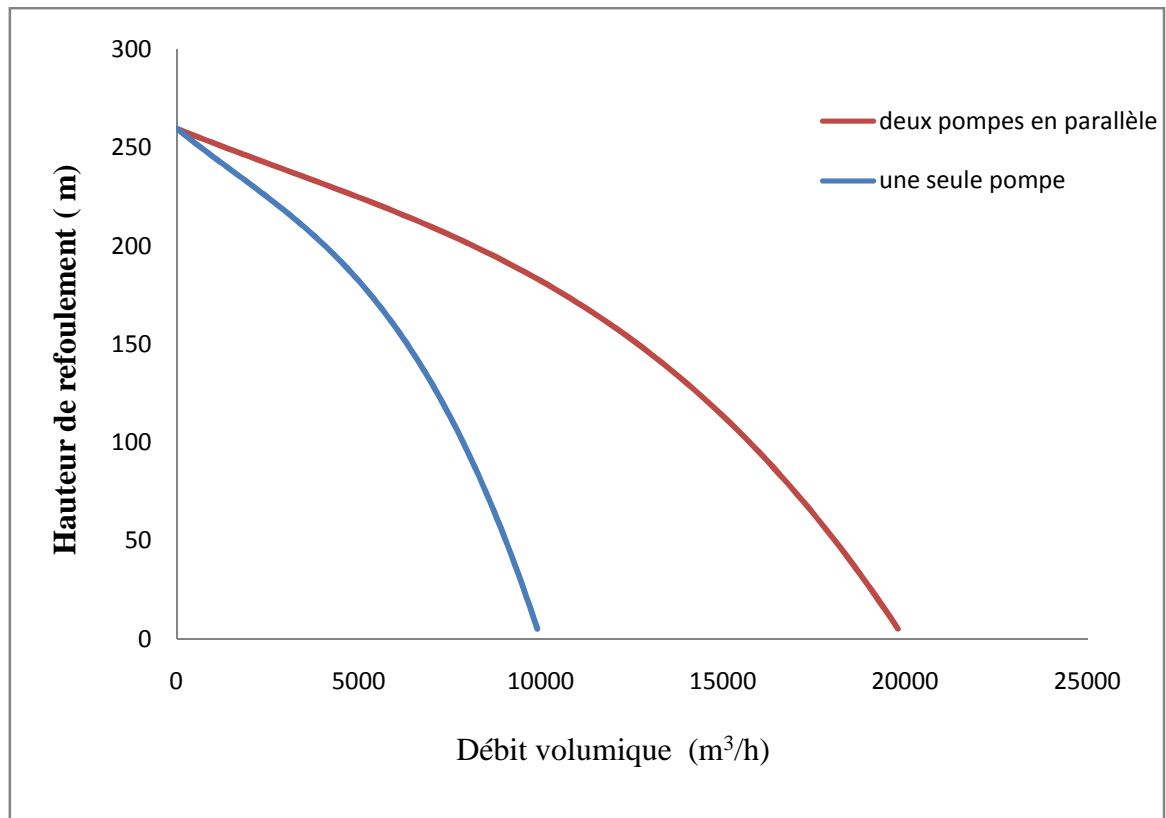


Figure IV.2: Courbe caractéristique d'une pompe et deux pompes montées en parallèle.

D'après la courbe nous remarquons que lorsque les pompes sont montées en parallèle, les hauteurs délivrées par les deux pompes sont identiques et les débits s'ajoutent.

IV.4. Calcul des hauteurs de refoulement et tracé du circuit résistant :

Dans un premier cas nous allons considérer l'absence des vannes de régulations du débit.

Nous allons calculer les pertes de charges du tronçon avec plusieurs modèles proposés dans la recherche bibliographique, par la suite nous allons déterminer les hauteurs de refoulement des pompes en utilisant le théorème de Bernoulli et tracé les courbes des circuits résistants.

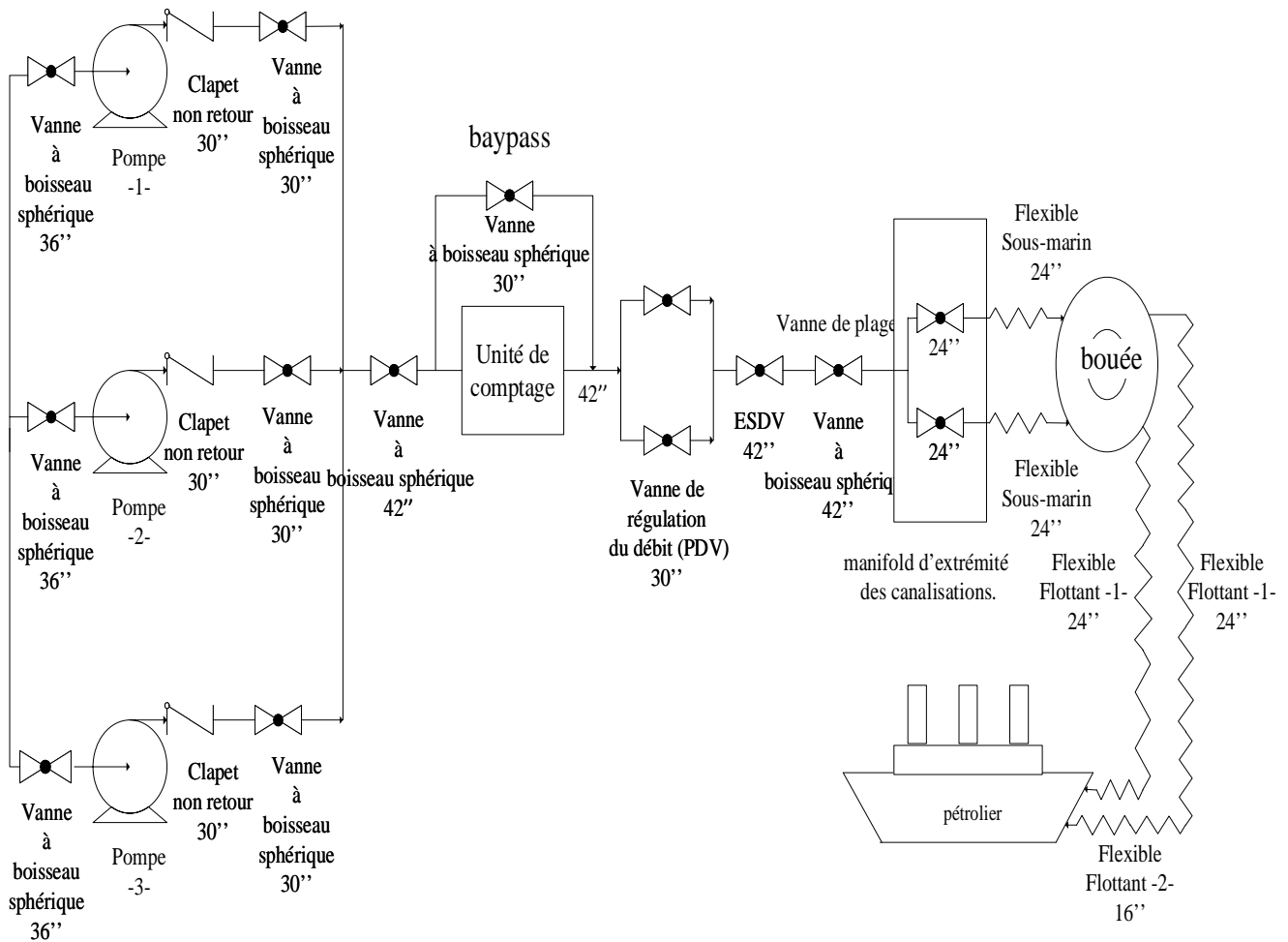


Figure IV.3 : Schéma d'un Système de chargement de pétrole brut.

Les étapes que nous allons suivre sont :

➤ **Calcul des pertes de charge :**

$$\Delta H_{\text{tot}} = \Delta H_{\text{lin}} + \Delta H_{\text{s}} \quad (\text{IV.2})$$

Pertes de charge linéaires :

$$\Delta H_{\text{lin}} = \lambda \cdot \frac{L \cdot V^2}{2 \cdot g \cdot D} \quad (\text{IV.3})$$

Pertes de charges singulières

$$\Delta H_{\text{s}} = \xi \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (\text{IV.4})$$

Sachant que :

$$\Delta H_{\text{lin}} = \Delta H_{\text{lin}(\text{à terre})} + \Delta H_{\text{lin}(\text{en mer})} + \Delta H_{\text{lin}(\text{flexibles sous-marins})} + \Delta H_{\text{lin}(\text{flexibles flottants-1-})} + \Delta H_{\text{lin}(\text{flexibles flottants-2-})} \quad (\text{VI.5})$$

$$\Delta H_s = \Delta H_{2\text{clapet de } 30''} + \Delta H_{3\text{vannes } 30''} + \Delta H_{3\text{vannes } 42''} + \Delta H_{\text{PLEM}} + \Delta H_{\text{Bouée}} \quad (\text{VI.6})$$

$$D_{\text{int}} = D_{\text{ext}} - 2e. \quad (\text{VI.7})$$

$$V = \frac{Q_v}{S} = \frac{4 \cdot Q_v}{\pi \cdot (D_{\text{int}})^2 \cdot 3600}. \quad (\text{IV.8})$$

$$\text{Re} = \frac{V \cdot D_{\text{int}}}{\nu}. \quad (\text{IV.9})$$

➤ **L'équation de Bernoulli :**

Appliquant l'équation de Bernoulli entre le refoulement des pompes et rail de chargement de navire :

$$P_{\text{ref}} = P_{\text{ar}} + \rho \cdot g \cdot \Delta Z + \rho \cdot g \cdot \Delta H_{\text{tot}} \quad (\text{IV.10})$$

➤ **Données de départ :**

La pression d'arrivée au rail du navire : $P_{\text{ar}} = 2\text{bar}$

La gravité : $g = 9,81\text{m/s}^2$

La station de pompage est situé a une altitude de 2.4 mètres au-dessus du niveau de la mer

Le bastingage du navire est situé a une altitude de 25 mètres au dessus du niveau de la mer

$$\Delta Z = Z_{\text{navire}} - Z_{\text{ref}} = 22.6\text{m} \quad (\text{IV.11})$$

Organigramme de calcul de la hauteur de refoulement

Q_v (m ³ /h)	Modèle	λ					ΔH_{tot} (m)	h_{ref} (m)	P_{ref} (bar)	Q_v (m ³ /h)
		Ligne à terre	Ligne à terre	Flexibles sous- marins	Flexibles flottants	Flexible s sous- flottants				
2500	Holland	0,01442329	0,01438851	0,01478135	0,01478135	0,01408161	10,3458165	58,4300163	4,58558768	5000
	Swamee- Jain	0,01457057	0,01453746	0,01492161	0,01492161	0,00779647	10,4250609	58,5092607	4,59180678	
	Churchill	0,01457689	0,01454368	0,01492857	0,01492857	0,01426228	10,428339	58,5125388	4,59206404	
	Als'ul	0,01375087	0,01371019	0,01418259	0,01418259	0,0133709	9,99792399	58,0821238	4,55828507	
	Darby – Melson	0,014340632	0,014289656	0,014782453	0,014782453	0,01367114 6	10,2850371	58,3692369	4,58081771	

Modèle	λ					ΔH_{tot} (m)	h_{ref} (m)	P_{ref} (bar)
	Ligne à terre	Ligne à terre	Flexibles sous- marins	Flexibles flottants	Flexibles sous- flottants			
Halland	0,01301652	0,01299641	0,01327178	0,01327178	0,0129076	38,4438357	86,5280355	6,79072023
Swamee- Jain	0,01317479	0,0131559	0,01342511	0,01342511	0,01308279	38,7810959	86,8652957	6,81718841
Churchill	0,01317877	0,01315978	0,0134297	0,0134297	0,01308513	38,7892398	86,8734396	6,81782754
Als'ul	0,01204249	0,0120207	0,01234475	0,01234475	0,01196162	36,4255336	84,5097334	6,63232388
Darby – Melson	0,012545273	0,012500628	0,012932795	0,012932795	0,011959328	37,3553309	85,4395307	6,70529437

Tableau IV.4 : Résultats de calcul de la pression et des hauteurs pour différents modèles et pour un débit de 5000 m³/h.

Q_v (m ³ /h)	Modèle	λ					ΔH_{tot} (m)	h_{ref} (m)	P_{ref} (bar)
		Ligne à terre	Ligne à terre	Flexibles sous- marins	Flexibles flottants	Flexibles sous- flottants			
7500	Halland	0,01237141	0,01235978	0,0125702	0,0125702	0,01239692	83,4766969	131,560897	10,3248992
	Swanee- Jaim	0,01253089	0,01251997	0,01272719	0,01272719	0,01256319	84,2363056	132,320505	10,3845133
	Churchill	0,01253361	0,01252259	0,0127305	0,0127305	0,01256427	84,248619	132,332819	10,3854796
	Als'ul	0,01126852	0,01125766	0,01149805	0,01149805	0,01135795	78,333341	126,417541	9,9212486
	Darby – Melson	0,011600976	0,011559691	0,011959328	0,011959328	0,011059135	79,5698184	127,654018	10,0182873

Tableau IV.5: Résultats de calcul de la pression et des hauteurs pour différents modèles et pour un débit de 7500 m³/h.

Q_r (m ³ /h)	Modèle	λ					ΔH_{tot} (m)	h_{ref} (m)	P_{ref} (bar)
		Ligne à terre	Ligne à terre	Flexibles sous- marins	Flexibles flottants	Flexibles sous- flottants			
10.000	Halland	0,01198676	0,011981	0,01214722	0,01214722	0,01210408	145,206593	193,290793	15,1694614
	Swanee- Jaim	0,01214379	0,01213832	0,01230394	0,01230394	0,01226021	146,530166	194,614366	15,2733354
	Churchill	0,01214566	0,01214009	0,01230639	0,01230639	0,01226048	146,544923	194,629122	15,2744935
	Als'ul	0,01081291	0,01080952	0,01099334	0,01099334	0,01101605	135,472609	183,556809	14,4055383
	Darby – Melson	0,010974414	0,010935359	0,011313412	0,011313412	0,010461838	136,173258	184,257457	14,4605253

Tableau IV.6: Résultats de calcul de la pression et des hauteurs pour différents modèles et pour un débit de 1000 m³/h.

➤ **Tracé de la courbe du circuit résistant avec différents modèles de calcul :**

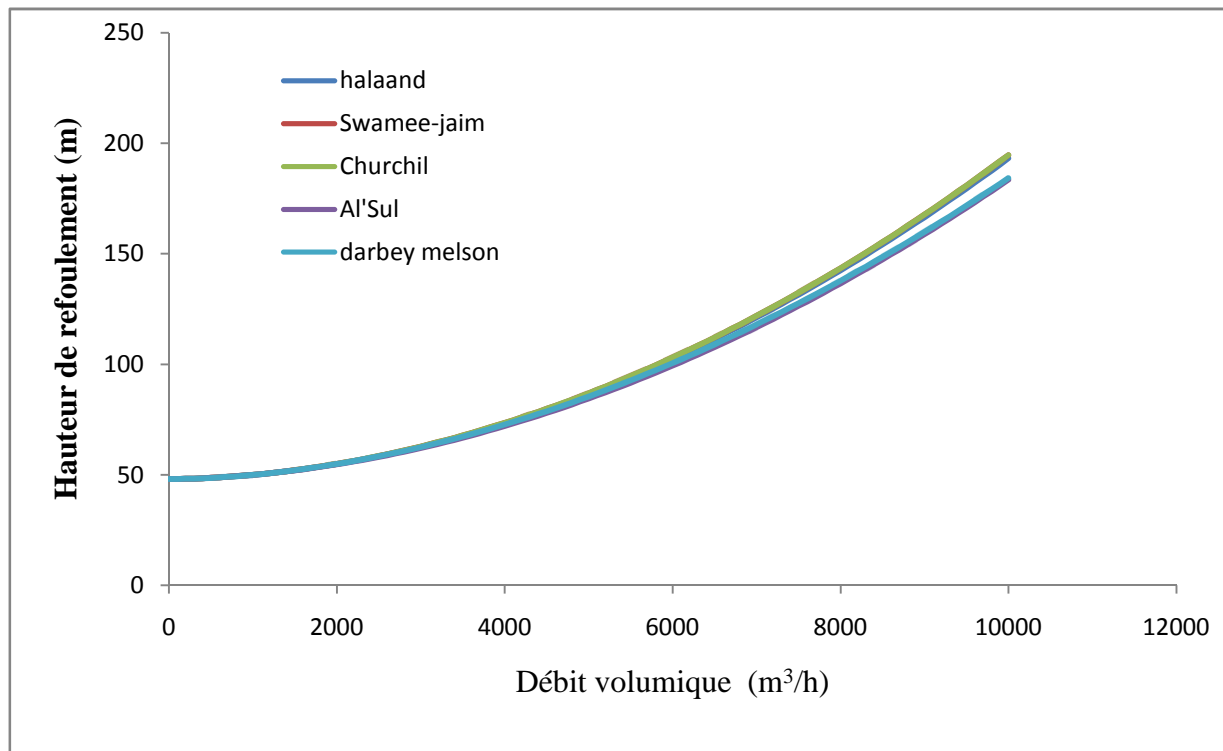


Figure IV.4: Courbe du circuit résistant avec plusieurs modèles.

Les courbes du circuit résistant avec les modèles de calcul utilisées représentent une allure parabolique, de forme : $H = A.Q_v^2 + B.Q_v + C$.

D'après la figure (IV.4) on constate une légère différence concernant les hauteurs de refoulement notamment pour les débits les plus élevés.

➤ **Choix du modèle de calcul :**

Pour faire le choix d'un modèle de calcul pour déterminer les paramètres d'exploitation, une comparaison s'impose entre les résultats théoriques et les résultats réels.

Calcul de l'erreur relative :

$$Er = \frac{|P_{tr} - P_{re}|}{|P_{re}|} \quad (IV.12)$$

P_{tr} : Pression calculée à l'aide d'un modèle.

P_{re} : Pression réelle.

Les résultats de calcul sont représentés dans le tableau suivant :

Tableau de comparaison

D'après les résultats on constate que les modèles de Churchill et Swamee-jain présentent les plus basses erreurs avec une valeur moyenne de l'ordre de (2,7%).

Le modèle de Darby et Melson nous donne un coefficient d'erreur de l'ordre de (7,8%), et y'est destiné pour un fluide non newtonien, ce qui est le cas du pétrole brut.

D'après les résultats on a opté pour le modèle de Churchill, bien que ce modèle soit destiné pour un fluide newtonien ce qui n'est pas le cas du pétrole brut, cependant il permet de donner des résultats logique et convenable

IV.5. Procédure de décomposition du circuit :

Dans le cas présent nous allons décomposer le circuit hydraulique en deux parties :

1^{ère} partie : depuis la station de pompage jusqu'au point d'emplacement des vannes de régulation du débit

2^{ème} partie : c'étant depuis les vannes de régulation du débit jusqu'au navire.

Nous choisissons le modèle de Churchill pour le calcul des pertes de charge, et utilisant l'équation de Bernoulli, nous allons déterminer les hauteurs de refoulement depuis les vannes de régulation du débit en premier lieu, ensuite nous déterminerons les hauteurs des pompes.

IV.5.1. Calcul la hauteur de refoulement au niveau des vannes de régulation du débit :

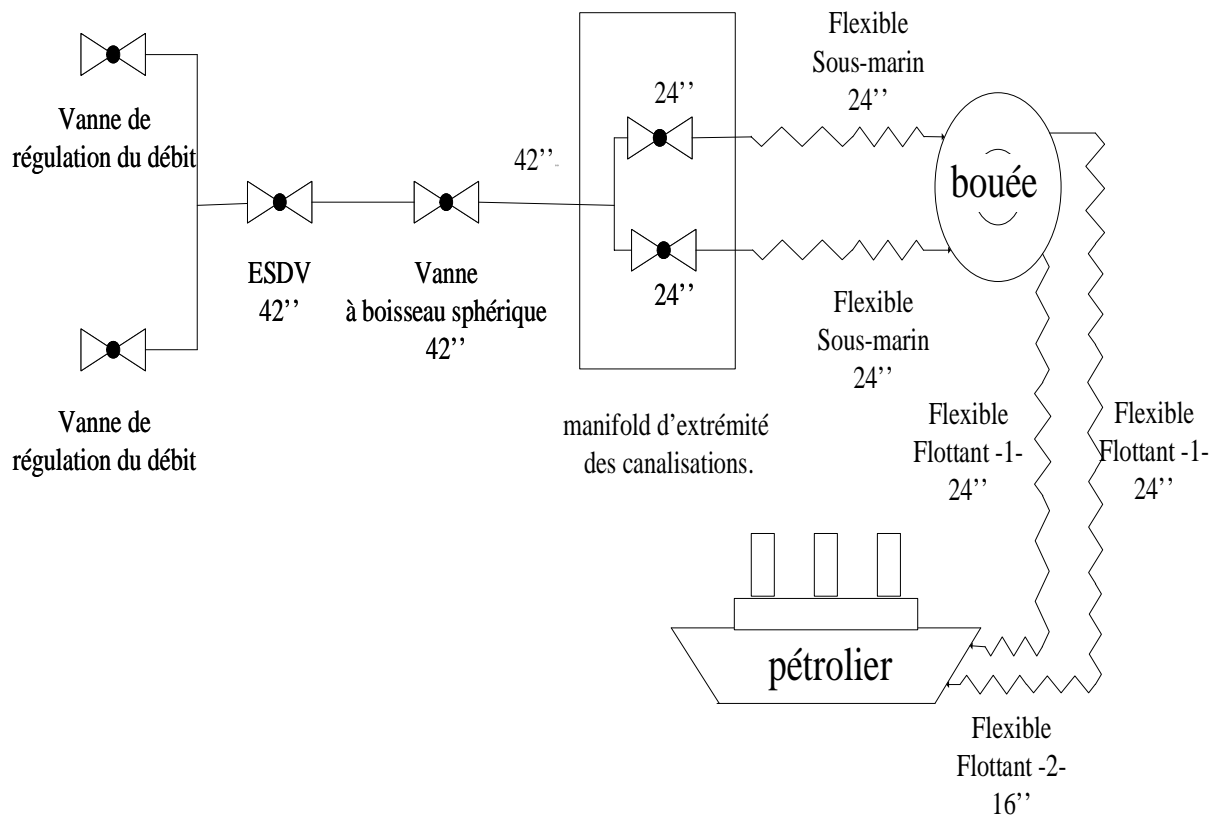


Figure IV.5 : schéma de tronçon Vannes (PDV)-Navire

➤ Calcul des pertes de charge linéaire:

Les pertes de charge linéaires sont pour la ligne à terre (540 m), ligne en mer, flexibles sous-marin, flexibles flottants -1-, et flexibles flottants -2-.

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

$$\Delta P_{\text{lin}} = \lambda \cdot \frac{\rho \cdot V^2 \cdot L}{2 \cdot D} \quad (\text{IV.13})$$

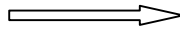
➤ **Ligne à terre :**

$$Q_v = 10000 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$L = 540 \text{ m}$$

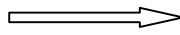
$$\varepsilon = 0,000045 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = D_{\text{ext}} - 2e$$



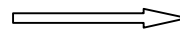
$$D_{\text{int}} = 1,0414 \text{ m}$$

$$\text{Re} = \frac{V \cdot D_{\text{int}}}{\nu}$$



$$\text{Re} = 1,358469949 \cdot 10^6$$

$$V = \frac{Q_v}{S} = \frac{4 \cdot Q_v}{\pi \cdot D_{\text{int}}^2 \cdot 3600}$$



$$V = 3,261162736 \text{ m/s}$$

$$\lambda = 8 \left[\left(\frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + \frac{1}{(A + B)^{1,5}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (\text{IV.14})$$

$$\text{Avec : } A = \left[2,457 \cdot \ln \frac{1}{\left(\frac{7}{\text{Re}} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot \frac{\varepsilon}{D}} \right]^{16} \quad \text{Et } B = \left[\frac{37530}{\text{Re}} \right]^{16}$$

$$A = 3,54284 \cdot 10^{22}$$

$$B = 1,15148 \cdot 10^{-25}$$

$$\lambda = 0,012145657$$

Donc les pertes de charges linéaires à terre sont :

$$\Delta H_{\text{lin}} (\text{à terre}) = 3,41383985 \text{ m}$$

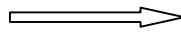
➤ **Ligne en mer :**

$$Q_v = 10.000 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$L = 7660 \text{ m}$$

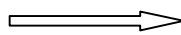
$$\varepsilon = 0,000045 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = D_{\text{ext}} - 2e$$



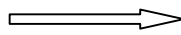
$$D_{\text{int}} = 1,02234 \text{ m}$$

$$V = \frac{Q_v}{S} = \frac{4 \cdot Q_v}{\pi \cdot D_{\text{int}}^2 \cdot 3600}$$



$$V = 3,38389525 \text{ m/s}$$

$$\text{Re} = \frac{V \cdot D_{\text{int}}}{\nu}$$



$$\text{Re} = 1,38379659 \cdot 10^6$$

$$\lambda = 8 \left[\left(\frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{1,5}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (\text{IV.14})$$

$$A = 3,55586.10^{22}$$

$$B = 8,56842.10^{-26}$$

$$\lambda_{(\text{en mer})} = 0,01214009$$

Les pertes de charges linéaires en mer sont :

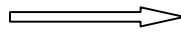
$$\Delta H_{\text{lin(en mer)}} = 53,0872376\text{m}$$

➤ **Flexibles sous-marin :**

$$Q_v = 10000\text{m}^3 / \text{h}$$

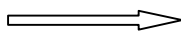
$$\varepsilon = 0,000025\text{m}$$

$$L = L_{\text{flexible}}$$



$$L = 48\text{m}$$

$$D_{\text{int}} = D_{\text{flexible}}$$



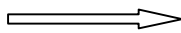
$$D_{\text{int}} = 0,6096\text{m}$$

$$V = \frac{Q_v}{S} = \frac{4.Q_v}{\pi.D_{\text{int}}^2.3600}$$



$$V = 9,51738639\text{m/s}$$

$$\text{Re} = \frac{V.D_{\text{int}}}{\nu}$$



$$\text{Re} = 2,3207195.10^6$$

Etant donné que les deux flexibles sont en parallèles, le calcul de perte de charge se fait par la méthode de « Leybensohn » [26].

Avec :

$$\Delta H_{\text{lin} \left(\begin{smallmatrix} \text{flexible} \\ \text{sous-marin} \end{smallmatrix} \right)} = \frac{8.\lambda.L.Q_v^2}{g.\pi^2.D^5}.\omega \quad (\text{IV.15})$$

$$\lambda = 8 \left[\left(\frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{1,5}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (\text{IV.14})$$

$$A = 5,46568.10^{22}$$

$$B = 2,18824.10^{-29}$$

$$\omega = \frac{1}{2^{2-m}} \quad (\text{IV.16})$$

La valeur (m) dépend de régime d'écoulement :

Régime	m
laminaire	1
Turbulent, zone des tubes lisse	0,25
Turbulent, zone du frottement mixte	0,123
Turbulent, zone quadratique	0

Tableau IV.8 : les valeurs de (m) en fonction du régime d'écoulement [26].

D'après le nombre de Reynolds calculé le régime est turbulent, et le produit $\left(Re \cdot \frac{\varepsilon}{D}\right)$ est compris entre $65 < Re \cdot \frac{\varepsilon}{D} = 95,173 < 1300$, on conclut que le régime est turbulent mixte.

Donc : $m = 0,123$

$$\omega = 0,272$$

$$\lambda_{\left(\begin{smallmatrix} \text{flexibles} \\ \text{sous-marin} \end{smallmatrix}\right)} = 0,01230639$$

Les pertes de charge linéaires pour un flexible sous-marin sont :

$$\Delta H_{\text{lin}\left(\begin{smallmatrix} \text{flexible} \\ \text{sou-marin} \end{smallmatrix}\right)} = 1,11841607\text{m}$$

Les pertes de charge linéaires pour les deux flexibles sous-marins sont :

$$\Delta H_{\text{lin}\left(\begin{smallmatrix} \text{flexibles} \\ \text{sou-marin} \end{smallmatrix}\right)} = 2 * 1,11841607$$

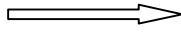
$$\Delta H_{\text{lin}\left(\begin{smallmatrix} \text{flexible} \\ \text{sou-marin} \end{smallmatrix}\right)} = 2,23683214\text{m}$$

➤ **Flexibles flottants -1- :**

$$Q_v = 10000 \text{ m}^3 / \text{h}$$

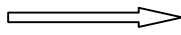
$$\varepsilon = 0,000025 \text{ m}$$

$$L = L_{\text{flexible}}$$



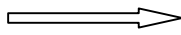
$$L = 587,7 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = D_{\text{flexible}}$$



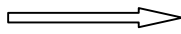
$$D = 0,6096 \text{ m}$$

$$V = \frac{Q_v}{S} = \frac{4 \cdot Q_v}{\pi \cdot D^2 \cdot 3600}$$



$$V = 9,517386388 \text{ m}$$

$$\text{Re} = \frac{V \cdot D}{\nu}$$



$$\text{Re} = 2,320719 \cdot 10^6$$

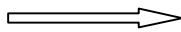
$$\Delta H_{\text{lin} \left(\begin{smallmatrix} \text{flexible} \\ \text{flexibles-1-} \end{smallmatrix} \right)} = \frac{8 \cdot \lambda \cdot L \cdot Q_v^2}{g \cdot \pi^2 D^5} \cdot \omega \quad (\text{IV.15})$$

$$\lambda = 8 \left[\left(\frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + \frac{1}{(A + B)^{1,5}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (\text{IV.14})$$

$$\lambda = 0,01230639$$

D'après le nombre de Reynolds calculé le régime est turbulent, et le produit $\left(\text{Re} \cdot \frac{\varepsilon}{D} \right)$ est compris entre $65 < \text{Re} \cdot \frac{\varepsilon}{D} = 95,173 < 1300$, on conclut que le régime est turbulent mixte.

$$\text{Donc : } m = 0,123$$



$$\omega = 0,272$$

Les pertes de charge linéaires pour un flexible flottant sont :

$$\Delta H_{\text{lin} \left(\begin{smallmatrix} \text{flexible} \\ \text{flottant} \end{smallmatrix} \right)} = 13,6936068 \text{ m}$$

Les pertes de charge linéaires pour les deux flexibles flottants sont :

$$\Delta H_{\text{lin} \left(\begin{smallmatrix} \text{flexibles} \\ \text{flottants} \end{smallmatrix} \right)} = 2 * 13,6936068$$

$$\Delta H_{\text{lin} \left(\begin{smallmatrix} \text{flexibles} \\ \text{flottants} \end{smallmatrix} \right)} = 27,3872135 \text{ m}$$

➤ **Flexibles flottants -2- :**

$$Q_v = 10000 \text{ m}^3 / \text{h}$$

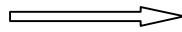
$$\varepsilon = 0,000025 \text{ m}$$

$$L = L_{\text{flexible}}$$



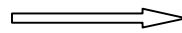
$$L = 43,1 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = D_{\text{flexible}}$$



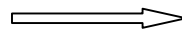
$$D_{\text{int}} = 0,4064 \text{ m}$$

$$V = \frac{Q_v}{S} = \frac{4 \cdot Q_v}{\pi \cdot D_{\text{int}}^2 \cdot 3600}$$



$$V = 10,7070597 \text{ m}$$

$$Re = \frac{V \cdot D_{\text{int}}}{\nu}$$



$$Re = 1,74053962 \cdot 10^6$$

Avec :

$$\Delta H_{\text{lin} \left(\begin{smallmatrix} \text{flexible} \\ \text{flottants-2-} \end{smallmatrix} \right)} = \frac{8 \cdot \lambda \cdot L \cdot Q_v^2}{g \cdot \pi^2 D^5} \cdot \omega \quad (\text{IV.15})$$

$$\lambda = 8 \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{1,5}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (\text{IV.14})$$

$$\omega = \frac{1}{2^{2-m}} \quad (\text{IV.16})$$

$$\lambda = 0,01226048$$

D'après le nombre de Reynolds calculé le régime est turbulent, et le produit $\left(Re \cdot \frac{\varepsilon}{D} \right)$ est compris entre $65 < Re \cdot \frac{\varepsilon}{D} = 107,07 < 1300$, on conclut que le régime est turbulent mixte.

$$\text{Donc : } m = 0,123$$



$$\omega = 0,272$$

Les pertes de charge linéaires pour un flexible sous-flottant sont :

$$\Delta H_{\text{lin} \left(\begin{smallmatrix} \text{flexible} \\ \text{sous-flottant} \end{smallmatrix} \right)} = 7,59753057 \text{ m}$$

Les pertes de charge linéaires pour les deux flexibles sous-flottants sont :

$$\Delta H_{\text{lin} \left(\begin{smallmatrix} \text{flexibles} \\ \text{sous-flottants} \end{smallmatrix} \right)} = 2 \cdot 7,59753057$$

$$\Delta H_{\text{lin} \left(\begin{smallmatrix} \text{flexibles} \\ \text{sous-flottants} \end{smallmatrix} \right)} = 15,195061 \text{ m}$$

Finalemen les pertes de charges linéaires totale :

$$\Delta H_{\text{lin}} = \Delta H_{\text{lin}(\text{à terre})} + \Delta H_{\text{lin}(\text{en mer})} + \Delta H_{\text{lin}(\text{flexibles sous-marins})} + \Delta H_{\text{lin}(\text{flexibles flottants-1-})} + \Delta H_{\text{lin}(\text{flexibles sous-flottants-2-})} \quad (\text{IV.17})$$

$$\Delta H_{\text{lin}} = 102,965976\text{m}$$

➤ **Calcul des pertes de charge singulière :**

Dans nos calculs les pertes de charge singulière concernent les vannes à différent diamètre.

$$\Delta H_s = \xi \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (\text{IV.4})$$

$$\Delta P_s = \xi \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} \quad (\text{IV.18})$$

➤ **Pour la vanne à boisseau sphérique (42'') : (2 vannes)**

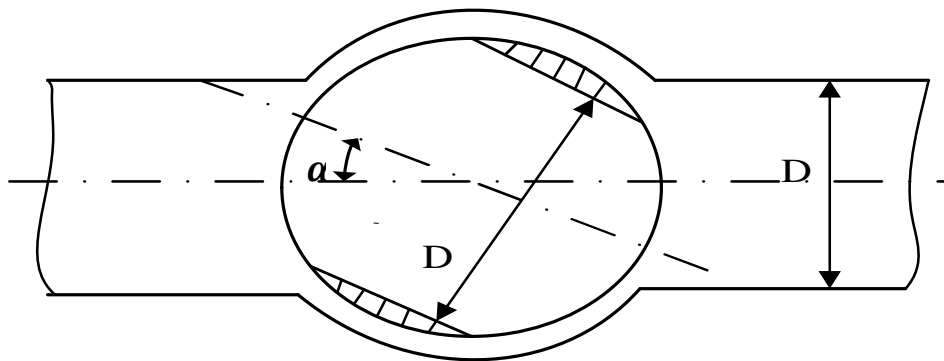


Figure IV.6 : représentation d'une vanne à boisseau sphérique.

Robinet à boisseau	α°	5	20	30	40	45	50	55
	ξ	0,05	1,95	6,15	20,7	41	95,3	275

Tableau IV.9 : Les valeurs de (ξ) en fonction de l'angle d'ouverture [27].

La valeur de (α°) correspond à l'angle de fermeture des vannes avec 90° pour une fermeture totale.

Dans notre cas l'ouverture totale des vannes est de 85° soit 5° de fermeture.

Du tableau (IV.9) : $\xi = 0,05$

$$Q_v = 10000 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$\xi = 0,05$$

$$D = 1,0668 \text{ m}$$

$$V = \frac{4 \cdot Q_v}{\pi \cdot D^2 \cdot 3600} = 3,0192944284 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_{\text{vanne } 42''} = \xi \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

$$\Delta H_{\text{vanne } 42''} = 0,024637387 \text{ m}$$

Les pertes de charges au niveau des vannes à boisseau sphérique de $42''$ seront :

$$\Delta H_{2(\text{vanne } 42'')} = 2 \cdot 0,024637387$$

$$\Delta H_{2(\text{vanne } 42'')} = 0,049224828 \text{ m}$$

➤ **Pour le manifold d'extrémité des canalisations (PLEM) :**

Les pertes de charges au niveau de manifold d'extrémité des canalisations pour un débit de $10.000 \text{ m}^3 / \text{h}$ est égale :

$$\Delta H_{\text{PLEM}} = 17,32925586 \text{ m}$$

➤ **Pour la Bouée :**

Les pertes de charges au niveau de la bouée pour un débit de $10.000 \text{ m}^3 / \text{h}$ est égale :

$$\Delta H_{\text{Bouée}} = 24,46488318 \text{ m}$$

Finalement les pertes de charges singulières seront :

$$\Delta H_s = \Delta H_{2(\text{vanne } 42'')} + \Delta H_{\text{PLEM}} + \Delta H_{\text{Bouée}} \quad (\text{IV.19})$$

$$\Delta H_s = 41,8433125 \text{ m}$$

➤ Calcul les pertes de charges totales :

$$\Delta H_{\text{tot}} = \Delta H_{\text{lin}} + \Delta H_s \quad (\text{IV.2})$$

$$\Delta H_{\text{tot}} = 144,809288318\text{m}$$

➤ Hauteur de refoulement depuis les vannes de régulation du débit :

$$H_{\text{ref1}} = H_{\text{ar}} + \Delta Z + \Delta H_{\text{tot}} \quad (\text{IV.20})$$

Avec :

$$H_{\text{ar}} = 25,4841998\text{m}$$

$$\Delta Z = (Z_{\text{vavire}} - Z_{\text{vannes(PDV)}}) = 25 \text{ m} \quad (\text{IV.21})$$

$$Z_{\text{navire}} = 25\text{m} \quad \text{et} \quad Z_{\text{vannes(PDV)}} = 0\text{m}$$

$$H_{\text{ref1}} = 193,647697\text{m}$$

$$P_{\text{ref1}} = 15,1974712\text{bar}$$

$Q_v(\text{m}^3/\text{h})$	$\Delta H_{\text{tot}}(\text{m})$	$H_{\text{ref1}}(\text{m})$	$P_{\text{ref1}}(\text{m})$
2500	10,19691045	60,6811103	4,7622
5000	37,90973	88,3939363	6,9371
7500	82,31771618	132,801916	10,4222
10000	143,1634968	193,647697	15,1974

Tableau IV.10 : Résultats de calculs des pressions et des hauteurs de refoulement au point d'emplacement des vannes de régulation du débit.

IV.5.2. Calcul la hauteur de refoulement des pompes :

Pour déterminer les pressions de refoulement des pompes, on calcul les pertes de charges linéaire de la canalisation de 42'' qui s'étend de la station de pompage vers les vannes de régulation du débit, soit 254 m ainsi que les pertes de charge singulières.

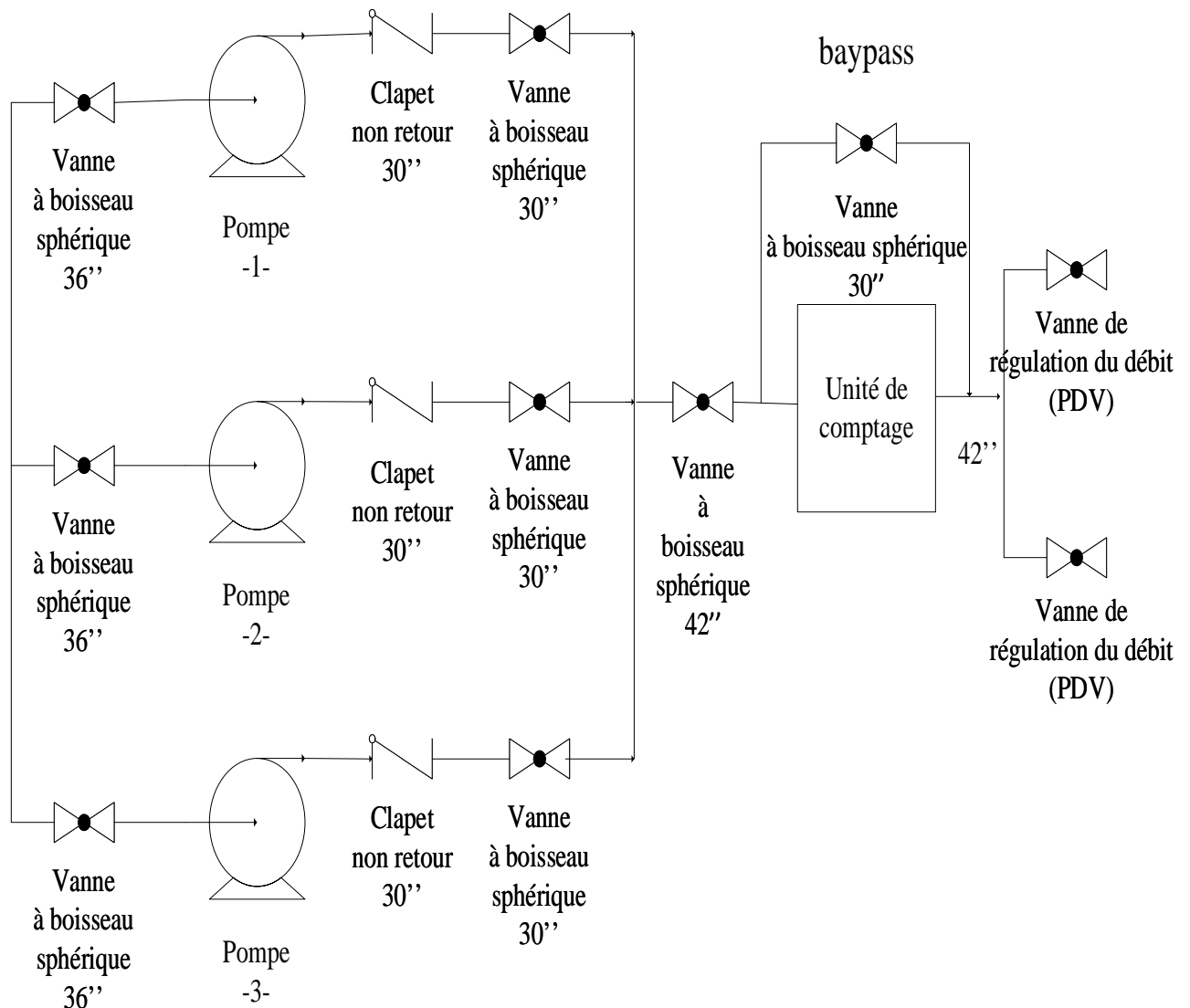


Figure IV.7: Schéma de tronçon Pompe de refoulement-Vannes de régulation du contrôle.

➤ Calcul des pertes de charge linéaire :

$$\Delta H_{\text{lin}} = \lambda \cdot \frac{L \cdot V^2}{2 \cdot g \cdot D} \quad (\text{IV. 3})$$

$$\Delta P_{\text{lin}} = \lambda \cdot \frac{\rho \cdot V^2 \cdot L}{2 \cdot D} \quad (\text{IV.22})$$

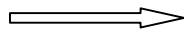
➤ Ligne à terre :

$$Q_v = 10000 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$L = 254 \text{ m}$$

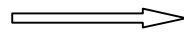
$$\varepsilon = 0,000045 \text{ m}$$

$$D_{\text{int}} = D_{\text{ext}} - 2e$$



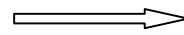
$$D_{\text{int}} = 1,0414 \text{ m}$$

$$V = \frac{Q_v}{S} = \frac{4 \cdot Q_v}{\pi \cdot D_{\text{int}} \cdot 3600}$$



$$V = 3,261162736 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{V \cdot D_{\text{int}}}{\nu}$$



$$Re = 1,358469949 \cdot 10^6$$

$$\lambda = 8 \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{1,5}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (\text{IV.14})$$

Avec :

$$A = \left[2,457 \cdot \ln \frac{1}{\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot \frac{\varepsilon}{D}} \right]^{16} \quad \text{Et} \quad B = \left[\frac{37530}{Re} \right]^{16}$$

$$A = 3,54284 \cdot 10^{22}$$

$$B = 1,15148 \cdot 10^{-25}$$

$$\lambda = 0,012145657$$

Donc les pertes de charges linéaires à terre sont :

$$\Delta H_{\text{lin}(\text{à terre})} = 1,60576912 \text{ m}$$

➤ **Calcul des pertes de charge singulière :**

Dans nos calculs les pertes de charge singulière concernent les clapets, les vannes à différent diamètre.

$$\Delta H_s = \xi \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (\text{IV.4})$$

$$\Delta P_s = \xi \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} \quad (\text{IV.18})$$

➤ **Pour le clapet(30'') :**

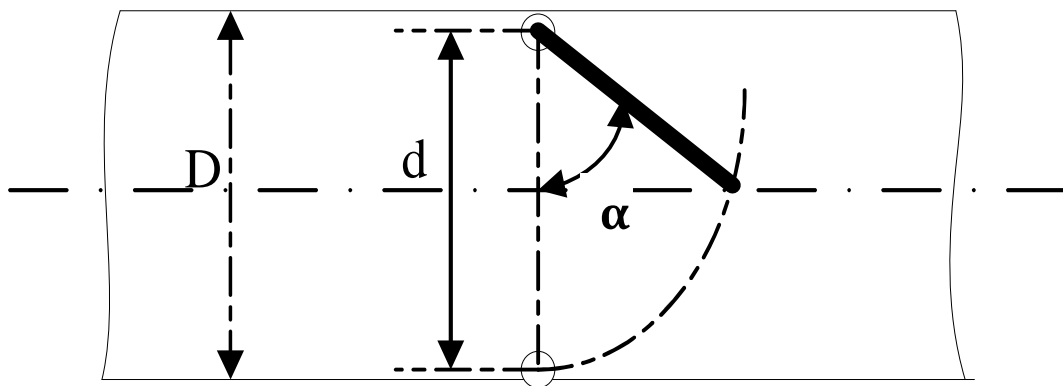


Figure IV.8 : Représentation d'un clapet non retour.

clapet	α°	15	20	25	30	45	50	60	70
	ξ	90	62	42	30	20	6,6	3,2	1,7

Tableau IV.11 : Les valeurs de (ξ) en fonction de l'angle d'ouverture [27].

Remarque :

Dans le cas de clapet la valeur (α) correspond à l'angle d'ouverture

Dans notre cas Les clapets non retour au refoulement des pompes s'ouvrent à un angle de 70°

$$Q_v = 5000 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$\xi = 1,7$$

$$D = 0,762 \text{ m}$$

$$V = \frac{4 \cdot Q_v}{\pi \cdot D^2 \cdot 3600} = 3,047108398 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_{\text{clapet } 30^\circ} = \xi \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

$$\Delta H_{\text{clapet de } 30^\circ} = 0,8044994 \text{ m}$$

Dans notre installation on a deux pompes, chaque pompe possède un clapet non retour à l'orifice de refoulement.

$$\Delta H_{2\text{clapets } 30^\circ} = 2 \cdot \Delta H_{\text{clapet } 30^\circ}$$

$$\Delta H_{2\text{clapet}} = 2 \cdot 0,8044994$$

$$\Delta H_{2\text{clapet}} = 1,6089988 \text{ m}$$

➤ **Pour la vanne à boisseau sphérique (30'') : (3 vannes)**

Nous avons deux vanne traversé d'un débit de $5000 \text{ m}^3 / \text{h}$, et une vanne traversé d'un débit de $10000 \text{ m}^3 / \text{h}$

$$\xi = 0,05$$

$$D = 0,762 \text{ m}$$

Le débit volumique qui traverse les deux vannes au point de refoulement de les pompes égale à $5000 \text{ m}^3 / \text{h}$ chacune.

$$V = \frac{4 \cdot Q_v}{\pi \cdot D^2 \cdot 3600} = 3,047108398 \text{ m/s}$$

$$\Delta H_{\text{vanne}} = \xi \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

$$\Delta H_{\text{vanne}} = 0,023661747 \text{ m}$$

Pour les deux vannes nous obtenons :

$$\Delta H_{2\text{vannes}} = 2 * \Delta H_{\text{vanne}}$$

$$\Delta H_{2\text{vannes}} = 2 * 0,023661747$$

$$\Delta H_{2\text{vannes}} = 0,047323494\text{m}$$

Le débit volumique qui traverse la vanne du **bypass** égale à $10.000 \text{ m}^3/\text{h}$:

$$V = \frac{4.Q_v}{\pi.D^2.3600} = 6,094216796\text{m/s}$$

$$\Delta H_{\text{vanne du bypass}} = 0,094646988\text{m}$$

Les pertes de charges au niveau des vannes à boisseau sphérique de 30'' seront :

$$\Delta H_{3\text{vannes}30''} = \Delta H_{2\text{vannes}} + \Delta H_{\text{vanne du bypass}} \quad (\text{IV.25})$$

$$\Delta H_{3\text{vannes}30''} = 0,047323494 + 0,94646988$$

$$\Delta H_{3\text{vannes}30''} = 0,141970482\text{m}$$

➤ **Pour la vanne à boisseau sphérique (42'')**

$$Q_v = 10.000\text{m}^3/\text{h}$$

$$\xi = 0,05$$

$$D = 1,0668\text{m}$$

$$V = \frac{4.Q_v}{\pi.D^2.3600} = 3,0192944284\text{m/s}$$

$$\Delta H_{\text{vanne}42''} = \xi \frac{V^2}{2.g}$$

$$\Delta H_{\text{vanne}42''} = 0,024637387\text{m}$$

Finalement les pertes de charges singulières sont :

$$\Delta H_s = \Delta H_{2\text{clapet de}30''} + \Delta H_{3\text{vannes}30''} + \Delta H_{\text{vannes}42''} \quad (\text{IV.26})$$

$$\Delta H_s = 1,77380682\text{ m}$$

- calcul les pertes de charges totales :

$$\Delta H_{\text{tot}} = \Delta H_{\text{lin}} + \Delta H_s \quad (\text{IV.2})$$

$$\Delta H_{\text{tot}} = 3,37957594\text{m}$$

- La hauteur de refoulement des pompes :

$$H_{\text{ref (pompe)}} = H_{\text{ref 1}} + \Delta Z + \Delta H_{\text{tot}} \quad (\text{IV.27})$$

Avec :

$$H_{\text{ref 1}} = 193,647697\text{m}$$

$$\Delta Z = (Z_{\text{vannes(PDV)}} - Z_{\text{pompes}}) = -2,4\text{m} \quad (\text{IV.28})$$

$$Z_{\text{pompes}} = 2,4\text{m} \quad \text{et} \quad Z_{\text{vannes(PDV)}} = 0\text{m}$$

$$H_{\text{ref 1}} = 194,627273\text{m}$$

$$P_{\text{ref 1}} = 15,27434838\text{bar}$$

Les résultats de calcul pour d'autres débits sont représentés dans le tableau suivant :

$Q_v (\text{m}^3/\text{h})$	$\Delta H_{\text{tot}} (\text{m})$	$H_{\text{ref}} (\text{m})$	$P_{\text{ref}} (\text{bar})$
2500	0,23131294	58,5124232	4,592054973
5000	0,87904076	86,8729771	6,817791243
7500	1,92986231	132,331778	10,38539794
10000	3,37957594	194,627273	15,27434838

Tableau IV.12:Résultats de calculs des hauteurs et des pressions de refoulement pour différents régimes.

IV.6. Point de fonctionnement :

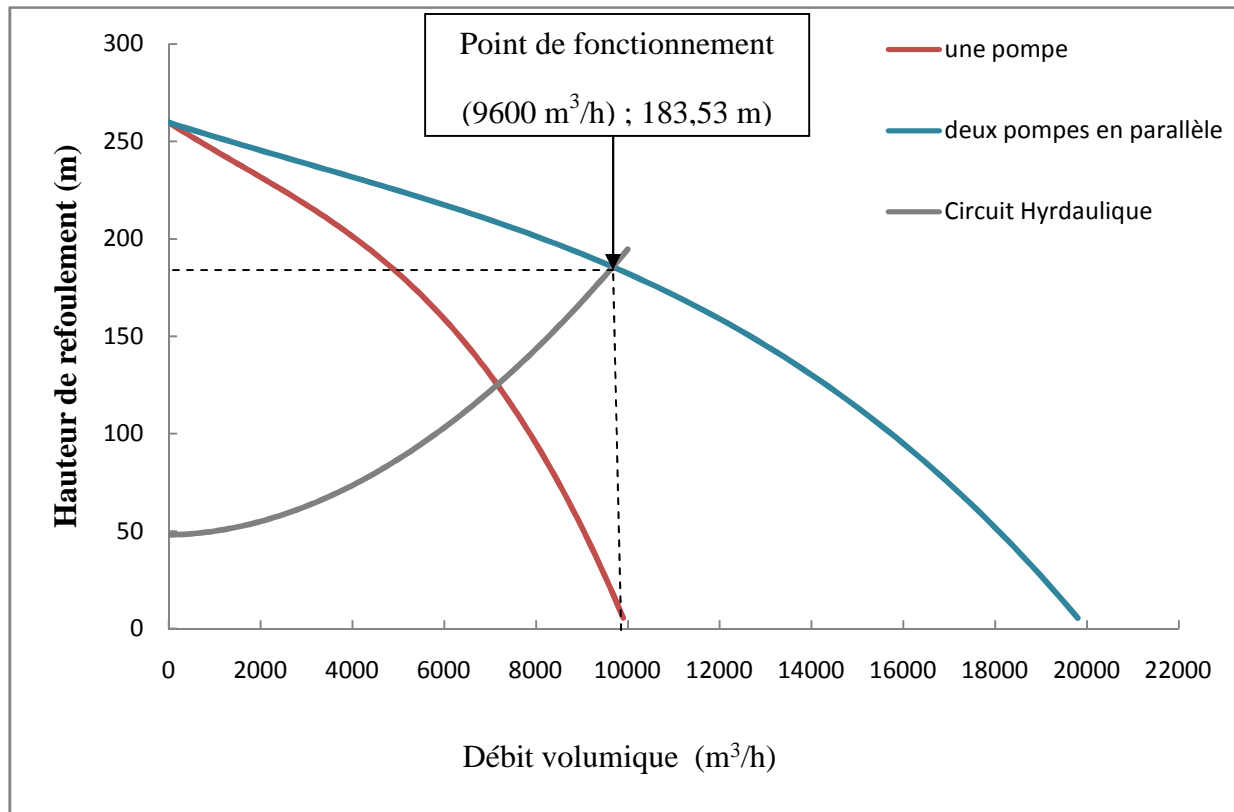


Figure IV.9 : point de fonctionnement.

Lorsqu'une pompe opère dans des conditions fixes, l'énergie transmise au liquide est équilibrée par la résistance du circuit au passage du fluide. La pompe opère alors à un point particulier appelé point de fonctionnement, intersection de la caractéristique de la courbe de réseau et la courbe du générateur de hauteur.

IV.7. Calcul les pertes de charges des vannes de régulation du débit :

Dans le cas précédent, nous avons considéré que les vannes de régulation du débit sont complètement ouvertes et que les pertes de charge sont nul, cependant lors du chargement du pétrole le taux d'ouverture de ces vannes devrais varier selon le débit désiré, c'est pour quoi nous allons devoir calculer les pertes de charge des vannes afin de déterminer la pression nécessaire au refoulement des pompes.

Le fonctionnement d'une pompe pour un régime donné nécessite que la hauteur manométrique de la pompe et celle du circuit résistant soient équivalentes

Prenons l'exemple de régime de fonctionnement de 2000 m³/h.

Graphiquement on constate que la hauteur manquante au circuit résistant pour croiser la courbe caractéristique de la pompe est de :

$$231,8 - 54,938472 = 176,861528\text{m} \quad (\text{IV.29})$$

La valeur 176,861528m ainsi trouvée correspond à la perte de charge au niveau des vannes de régulation de débit

Les pertes de charge des vannes de régulation du débit (PDV) pour d'autre régime peuvent être déduites graphiquement en projetant chaque débit sur la courbe caractéristique de la pompe, ensuite soustraire cette valeur par celle de la courbe du circuit résistant.

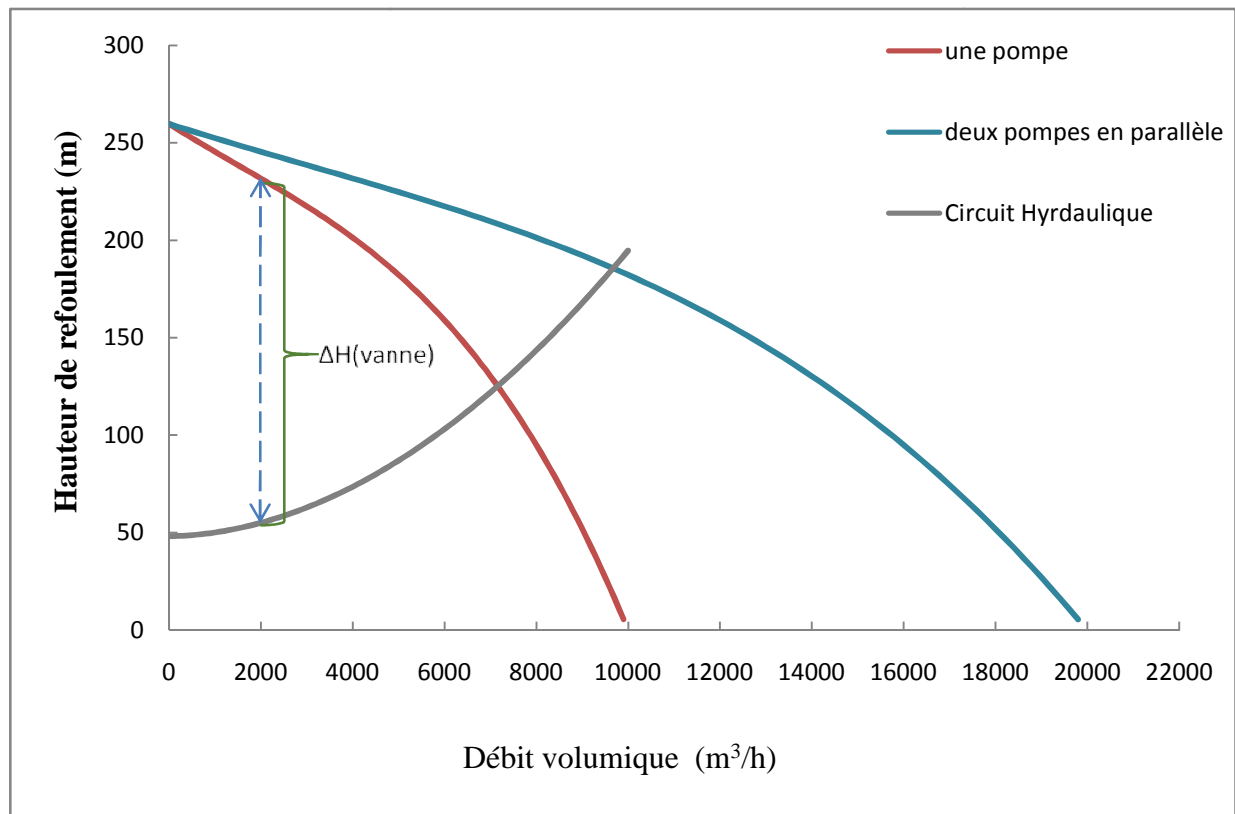


Figure IV.10: Circuit résistant

Dans La figure (IV.10), nous retrouvons une illustration de la méthode de déduction des pertes de charge des vannes de contrôle de débit.

- Pour un débit de $2000\text{m}^3/\text{h}$, on trouve graphiquement pour une pompe, une hauteur de 231.8 m

$$\Delta H_{\text{vanne PDV}} = 231.8 - 54,9384717$$

$$\Delta H_{\text{vanne PDV}} = 176,861528\text{m}$$

- Pour deux pompes en parallèle la hauteur est de 245.5 m

$$\Delta H_{\text{vanne PDV}} = 245.5 - 54,9384717$$

$$\Delta H_{\text{vanne PDV}} = 190,561528\text{m}$$

On trouve les pertes de charges de vannes de régulation du débit (PDV) pour les autres régimes dans le tableau suivant :

$Q_v(\text{m}^3/\text{h})$	Perte de charge des vannes De régulation du débit (une pompe)	Perte de charge des vannes De régulation du débit (deux pompe)
2000	176,861528	190,561528
4000	127,946099	158,346099
6000		114,476071
8000		57,9507402

Tableau IV.13 : Résultats de calcul des pertes de charges des vannes de régulation du débit

Remarque :

Les régimes $6000\text{m}^3/\text{h}$ et $8000\text{m}^3/\text{h}$ fonctionnent avec deux pompes.

VI.7.1. Calcul du coefficient de perte de charge des vannes de régulation du débit :

➤ **1^{er} Cas : une pompe en service :**

$$Q_v = 2000 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$V = \frac{4 \cdot Q_v}{\pi \cdot D^2 \cdot 3600}$$

Sachant que pour deux vannes :

$$\Delta H_{\text{vanne PDV}} = 2 \cdot \left(\xi \frac{V^2}{2 \cdot g} \right) \quad (\text{IV.4})$$

Donc :

$$\xi = \frac{g \cdot \Delta H_{\text{vanne PDV}}}{V^2}$$

$$\xi = 4676,35024$$

➤ **2^{ème} Cas : deux pompes en service :**

$$Q_v = 2000 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$V = \frac{4 \cdot Q_v}{\pi \cdot D^2 \cdot 3600}$$

Sachant que pour les deux vannes :

$$\Delta H_{\text{vanne PDV}} = 2 \cdot \left(\xi \frac{V^2}{2 \cdot g} \right) \quad (\text{IV.4})$$

Donc :

$$\xi = \frac{g \cdot \Delta H_{\text{vanne PDV}}}{V^2}$$

$$\xi = 5038,58842$$

Les résultats de calcul pour d'autres débits sont représentés dans le tableau suivant :

$Q_v(\text{m}^3/\text{h})$	ξ_1 (une pompe)	(ξ_1) (deux pompes)
2000	4678,07845	5040,31663
4000	850,61447	1051,56407
6000		343,672638
8000		105,142665

Tableau.14: Résultats de calcul de la valeur de coefficient de perte de charge singulière.

VI.7.2. Déduire la hauteur de refoulement des pompes:

Pour le calcul de la pression nécessaire au refoulement des pompes on doit tenir compte des pertes de charge engendré par les vannes de régulation du débit.

La hauteur de refoulement des pompes est égale à celle obtenue lors du calcul sans vannes de régulation du débit additionné au perte de charge de celles-ci

➤ **Pour le régime de 2000 m³/h fonctionnant avec une pompe :**

$$H_{\text{ref (pompe)}} = H_{\text{ref 1}} + \Delta H_{(2.\text{vanne PDV})} \quad (\text{IV.30})$$

Avec :

$H_{\text{ref (pompe)}}$: La hauteur de refoulement pour une seule pompe en tenant compte des pertes de charge des vannes de régulation du débit.

$H_{\text{ref 1 (pompe)}}$: La hauteur de refoulement des pompes sans tenir compte des vannes de régulation du débit.

➤ Pour le régime de 2000 m³/h fonctionnant avec deux pompes :

$$H_{\text{ref (2.pompe)}} = H_{\text{ref1}} + \Delta H_{(2.\text{vanne PDV})} \quad (\text{IV.30})$$

Avec :

$H_{\text{ref (pompe)}}$: La hauteur de refoulement pour une seule pompe en tenant compte des pertes de charge des vannes de contrôle du débit (PDV).

$H_{\text{ref1 (pompe)}}$: La hauteur de refoulement des pompes sans tenir compte des vannes de régulation du débit .

On obtient les résultats dans le tableau suivant :

$Q_v(\text{m}^3/\text{h})$	$H_{\text{ref(pompe)}}$ (une pompe)	$H_{\text{ref(pompe)}}$ (deux pompes)	$P_{\text{ref(pompe)}}$ (une pompe)	$P_{\text{ref(pompe)}}$ (une pompe)
2000	231,8	245,5	18,191664	19,26684
4000	201,4	231,8	15,805872	18,191664
6000		217,5		17,0694
8000		201,4		15,805872

Tableau IV.15:Résultats de calcul de hauteur et de la pression de refoulement des pompes en tenant compte des vannes de régulation du débit .

Remarque :

Pour un régime de 10000m³/h , les vannes de régulation du débit sont complètement ouverte.

IV.8. Les courbes de circuits résistant pour les 5 régimes :

1^{er} cas :

Les régimes $2000\text{m}^3/\text{h}$ et $4000\text{m}^3/\text{h}$ fonctionnent avec une seule pompe et les régimes $6000\text{m}^3/\text{h}$, $8000\text{m}^3/\text{h}$ et $10000\text{m}^3/\text{h}$ fonctionnent avec deux pompes :

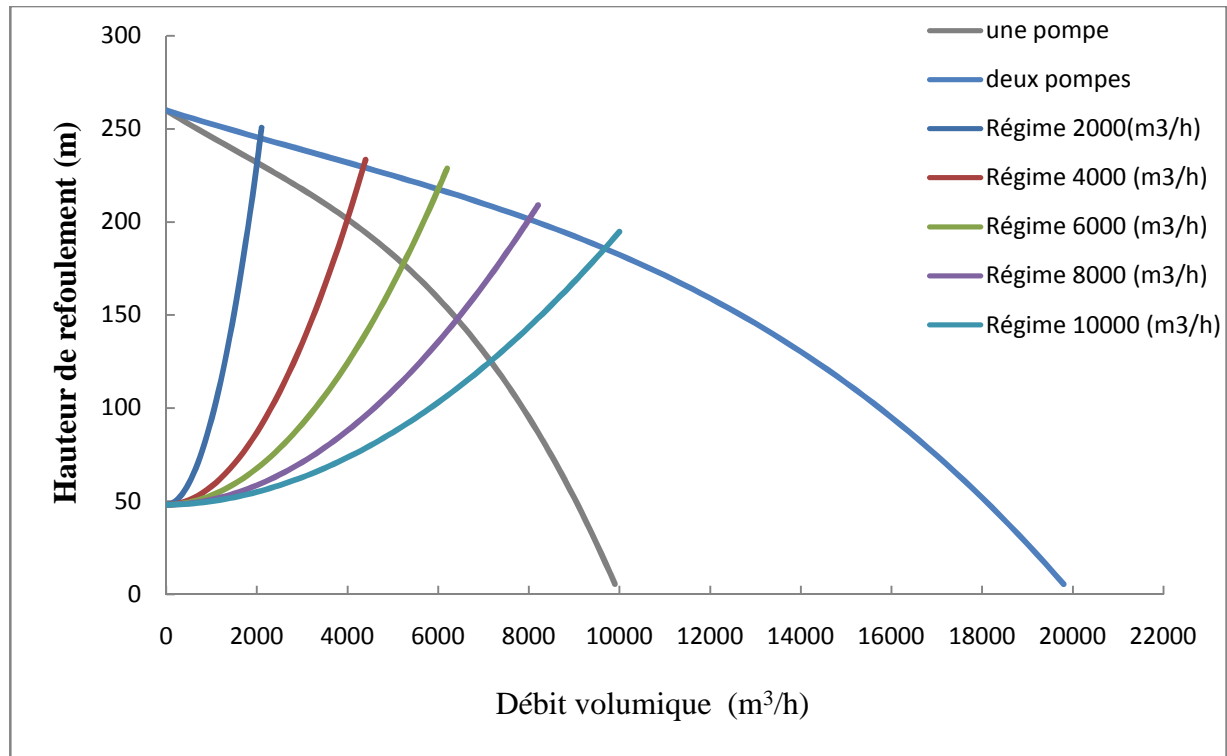


Figure IV.11 : Courbes des circuits résistants pour les 5 régimes.

D'après la figure (IV.11) nous remarquons que la hauteur de refoulement pour les deux régimes $2000\text{ m}^3/\text{h}$ et $4000\text{ m}^3/\text{h}$ décroît.

En effet le régime de $2000\text{ m}^3/\text{h}$ exige la plus grande résistance au passage du fluide notamment au niveau des vannes de régulation du débit, pour assuré le point de fonctionnement, et c'est aussi la même constatation pour les régimes de $6000\text{m}^3/\text{h}$ et $8000\text{ m}^3/\text{h}$.

2^{ème} cas :

Tous les régimes fonctionnent avec deux pompes :

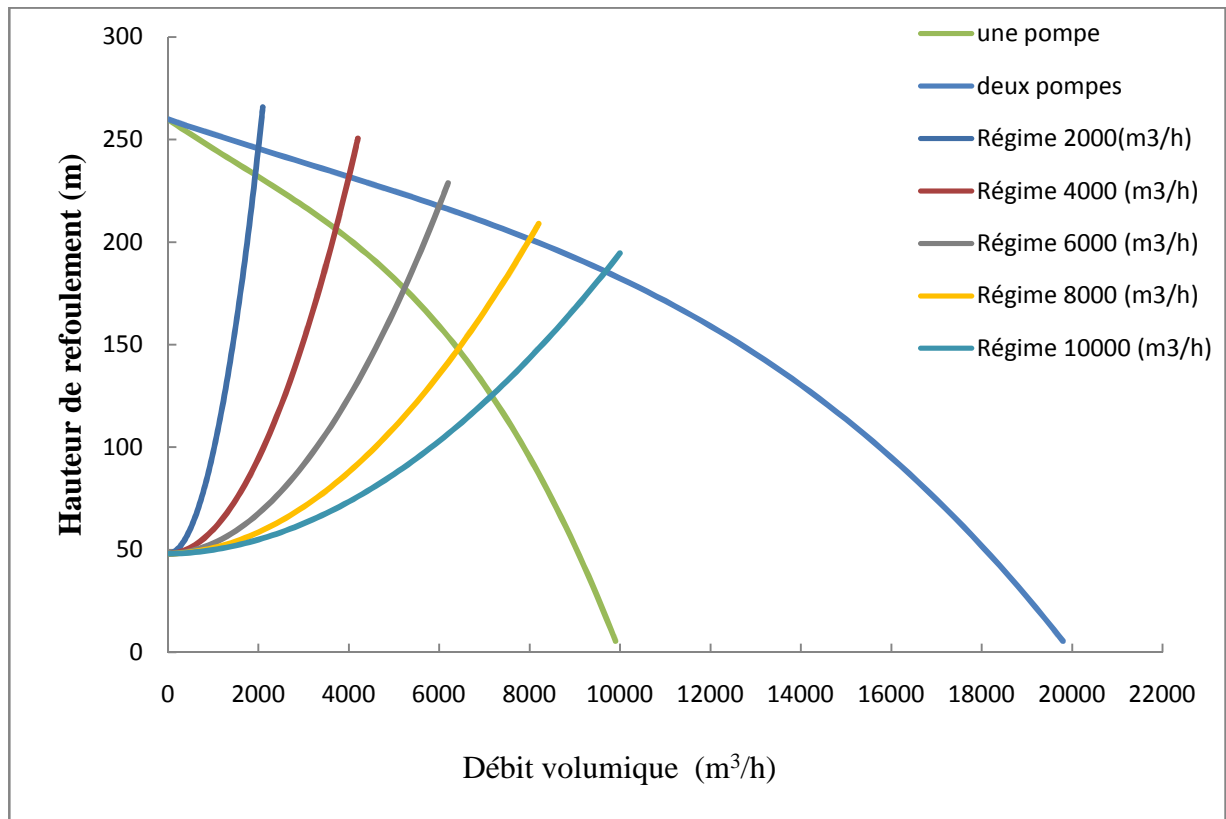


Figure IV.12 : courbes des circuits résistants pour les 5 régimes.

Dans la figure (IV.12) tous les régimes fonctionnent avec deux pompes, nous remarquons également une décroissance concernant le point de fonctionnement au fur et à mesure que le débit augmente.

Suite à ces deux constatations nous déduisons que le taux d'ouverture des vannes de régulation du débit devrait être réduit pour les débits minimaux et doit être élevé pour les grands débits, autrement le taux d'ouverture des vannes doit être proportionnel au débit qui la traverse.

IV.9. Calcul du taux d'ouverture des vannes de régulation du débit :

Pour calculer le taux d'ouverture des vannes de régulation du débit en fonction de débit, nous allons utiliser les étapes suivantes [28]:

$$\Delta H_{\text{vanne}} = \left[\left(\frac{1}{(0,9 + 0,1 \cdot \text{ouv}) \cdot \text{ouv}^2} \right) - 1 \right] \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (\text{IV.31})$$

$$\Delta H_{\text{vanne}} = \xi \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (\text{IV.32})$$

Par analogie :

$$\xi = \left[\left(\frac{1}{(0,9 + 0,1 \cdot \text{ouv}) \cdot \text{ouv}^2} \right) - 1 \right]$$

ouv : correspond au pourcentage d'ouverture de la vanne.

0,9 et 0,1 : sont des facteurs variant selon de type de vanne.

On obtient les résultats dans le tableau ci-dessous :

$Q_v (\text{m}^3 / \text{h})$	ouv ₁ (%) (une pompe)	ouv ₂ (%) (deux pompes)
2000	21,99	21,692
4000	29,98	28,86
6000	/	35,21
8000		43,45

Tableau IV.16:Résultat de calcul le pourcentage d'ouverture de la vannes de régulation du débit.

IV.10. Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons consacré notre calcul sur les pertes de charge et traçage des courbes résistantes afin de déterminer les pression de refoulement des pompes pour vaincre les pertes de charge le long des canalisations, à travers les différents calculs par différents modèles de calcul des pertes de charges . Enfin nous avons choisi la formule la plus appropriée, et avec cette formule nous avons calculé les pressions de refoulement des pompes.

Conclusion générale

Conclusion générale :

Le travail que nous avons effectué est consacré à l'étude de l'installation d'exportation du pétrole brut à SONATRACH-BEJAIA pour les chargements des navires-citernes en mer.

Le problème posé nous a ramené à suivre des étapes systématiques pour aboutir aux résultats finaux, passant par une étude bibliographique généralisée sur les notions de base de l'industrie pétrolière ainsi que la mécanique des fluides et les turbomachines.

Nous avons en premier lieu calculé les pertes de charge du tronçon qui s'étend depuis la station de pompage du parc de stockage sud jusqu'au bastingage du navire.

Nous avons par la suite fait une étude pour plusieurs régimes de fonctionnement afin de déterminer la pression nécessaire au refoulement des pompes et ainsi déterminer le taux d'ouverture correspondant pour les vannes de régulation du débit.

Au final nous avons élaboré une application informatique dans laquelle nous résumé tous les données obtenue grâce au calcul, pour faciliter la lecture des résultats et se renseigner sur les paramètres de fonctionnement du système de chargement offshore à SONATRACH-BEJAIA.

- [1] J.Rojas d'Onofrio, « Capacité opérative des réseaux de transfert de pétrole » ; février 2012.
- [2] A. Hamzi, « Stockage des hydrocarbures », Institut Algérien du Pétrole ; juin 2015.
- [3] A. Ammouche, DJ. Miloudi, « Étude et dimensionnement de la station de pompage SP3- Etude de l'échauffement d'un palier porteur, SONATRACH-DRGB », université Bejaia: obtention de diplôme fin de cycle ; 2014.
- [4] Formation Système de Bouée CALM, « SONATRACH », juillet 2005.
- [5] A. Benmounah, Filière exploitation, « Station de pompage et de compression » ; Edition 1 version: 0/NG/07.
- [6] A. Kardache, A. Lounis, « Comptage des hydrocarbures », Institut Algérien du Pétrole ; Juillet 2015.
- [7] S. Bellah, « Étude et dimensionnement d'une installation hydraulique industrielle », institut supérieure des études technologique de Nabeul, Tunisie.
- [8] S. Bouajila, « transmission des puissances hydrauliques », Institut Supérieure des études technologique de Nabeul, Tunisie.
- [9] I. Eidel'eik, « Mémento des pertes de charge », Edition Eyrolles ; 1969.
- [10] P. Steven, « Les forme dans la nature », ISBN610: 2020048132 ; 1978.
- [11] M. Roques, « Contrôle industriel et régulation Mécanique des fluides », BTSCIRA ; 2005.
- [12] J. LIGUN, M. LEGUAY, « Pertes de charge », ISBN 987-2-86243-085-0, Éditions parisiennes ; 2007.
- [13] François G. Brière, « Distribution et collecte des eaux », presses internationales polytechniques ; 2009.
- [14] P.L.Viollet, J.P. Chaubard, P. Esposito, « Mecanique des fluides appliqués-Écoulement incompressibles dans les circuits, les canaux et les rivières autours des structures et dans l'environnement », presses de l'école nationale des ponts et chaussées ; 1998.
- [15] C .Meuris, licence de physique et applications, « Mécanique des fluides », université

Saclay.

[16] Ion Paraschivoin et al, « Mécanique des fluides », Montréal, Presses internationales polytechniques (ISBN 2-553-01135-0), 2003.

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

[18] T. K. Serghides, « Estimate friction factor accurately », Chemical Engineering, vol. 91, n° 5, (ISSN 0009-2460); 1984.

[19] W. Bohl, W. Elmendorf, « Technische Stromungslehre », wurzburg, Vogel Fachbuch, (ISBN 978-3-8343-3129-8), 2008.

[20] E. Buckingham, « On plastic flow through capillary tubes », ASTM preceding, n°21, 1921.

[21] P. Swamee - Aggarwal, « Explicit equations for laminar flow of Bingham plastic fluids ». Journal of petroleum science and engineering. doi: 10.1016/j.petrol.2011.

[22] M. Danish-al. « Approximate explicit analytical expressions of friction factor flow of Bingham fluids in smooth pipes using adomian decomposition method », Communication in Nonlinear Science and Numerical Simulation, n°16, 1981.

[23] D. W. Dodge, A. B. Metzner. « Turbulent flow of non-Newtonian system », first published: AIChE Journal. DOI: 10.1002/aic.690050214, June 1959.

[24] R. Darby, J. Melson, « how to predict the friction factor plot of Bingham plastic », chemical engineering, n°28, 1981.

[25]. Manuel d'exploitation de l'entreprise sonatrach.

[26]. R.ALIEN, V.MAXIMOV. « CHAIRE DE TRANSPORT DES HYDRAUCARBURES », institut national des hydrocarbures et de la chimie –Boumerdes-1975.

[27]. Jean-Pierre LABORDE, Michel A.MOREL, « Statistique des fluides-cinématique des fluides », Tome 1, Edition EYOLLES-1992.

[28]. OTMANI Abdeselem. Mémoire fin d'étude « Contribution à l'étude de rénovation de la station de pompage d'eau de mer. ALZING-Ghazouet », université de telemcen, 2014.

