

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université de Biskra

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de Génie Mécanique

Filière : Génie Mécanique

Option: Transport et Distribution des hydrocarbures

Réf:.....

Mémoire de Fin d'Etudes

En vue de l'obtention du diplôme de:

MASTER

Thème

**Etude d'application et de caractérisation
d'une pompe centrifuge pour le transport du
pétrole**

Présenté par:

Amar HOUHOU

Soutenu publiquement le : 01/06/2017

Devant le jury:

Dr. Ibrahim Nine Président Université de Biskra

Dr. Lamine Baci Rapporteur Université de Biskra

Dr. Fouad Chaabane Examineur Université de Biskra

Promotion : Juin 2017

REMERCIEMENTS

*En premier lieu, nous tenons à remercier notre ALLAH,
notre créateur pour nous avoir donné la force pour accomplir
ce travail.*

*Nous tenons à exprimer nos vifs remerciements à tous les
professeurs qui nous ont aidés tout au long de notre cursus*

Universitaire

*Nos derniers remerciements, vont à tous ceux qui ont
contribué de près ou de loin pour l'aboutissement de ce
travail.*

Dédicaces

Pour ma mère, à mon père...

Pour tous mes frères...

Pour tous ceux qui étaient prêts à nous

Enseigner ...

Pour tous les amis ...

Je dédie ce travail.

Amar Houhou

Sommaire

Chapitre I: Généralité sur les pompes

I.1. Définition	2
I.2. Types des pompes.....	2
I.3. Les pompes volumétriques.....	3
I.3.1.Pompes volumétrique alternatives.....	3
I.3.1.1. Pompes à membranes, ou à soufflets	3
I.3.1.2. Pompes à piston.....	5
I.3.2. Pompes volumétriques rotatives	7
I.3.2.1. Pompes à palettes.....	7
I.3.2.1.1. Pompes à palettes libres	7
I.3.2.1.2. Pompes à palettes flexibles.....	8
I.3.2.1.3. Pompes à palettes guidées.....	9
I.3.2.2. Pompes à engrenages.....	10
I.3.2.2.1. Pompes à engrenages extérieurs.....	11
I.3.2.2.2. Pompes à engrenages intérieurs.....	12
I.3.2.3. Pompes à lobes.....	13
I.3.2.4. Pompes à vis.....	14
I.3.2.5. Pompes péristaltiques.....	15
I.4. Les turbopompes.....	16
I.4.1. Classification les turbopompes.....	17
I.4.1.1. Selon la trajectoire du fluide.....	17
I.4.1.2. Selon le nombre d'étages.....	18
I.4.1.3. Selon la disposition de l'axe de la pompe.....	18
I.4.2. Les avantages et les inconvénients des turbopompes.....	18

1.5. Pompe centrifuge.....	20
1.5.1. Description d'une pompe centrifuge.....	20
1.5.2. Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge.....	21

Chapitre II: Généralité sur La Mécanique de Fluide

II.1. Introduction.....	22
II.2. Rappels sur la mécanique des fluides.....	22
II.2.1. Dynamique des fluides incompressibles.....	23
II.2.2. Équation de conservation de la masse ou équation de continuité.....	24
II.2.3. Théorème de Bernoulli pour un écoulement permanent d'un fluide parfait incompressible.....	27
II.2.4. Viscosité.....	30
II.2.5. Rugosité absolue et rugosité relative.....	32
II.2.6. Expression des pertes de charge.....	33
II.2.7. Les différents régimes d'écoulement nombre de Reynolds.....	36
II.2.8. Théorème de Bernoulli généralisé.....	39
II.3. Caractéristiques d'une pompe centrifuge.....	40
II.3.1. Représentation graphique.....	42
II.3.2. Couplage des pompes.....	46

Chapitre III : Stage sur La Pompe Centrifuge Guinard DVDS dans La DMB

III.1. Introduction.....	49
III.2. Généralité.....	49
III.2.1. La direction de maintenance Biskra DMB.....	49

III.3. La description de pompe Guinard DVDS.....	50
III.3.1. Corps de la pompe.....	53
III.3.2. Mobile de la pompe : Le mobile de pompe comporte.....	55
III.3.3. Paliers.....	56
III.3.4. Garnitures mécaniques.....	57
III.4. Maintenance et révision de Pompe Centrifuge GUINARD DVDS	60
III.4.1. Définition générale.....	60
III.4.2. Les différentes formes de maintenance.....	61
III.4.3. Niveaux de Maintenance.....	64
III.4.4. Descriptif des opérations sur le Maintenance et révision.....	65

Chapitre IV : Les essais préliminaires à sonatrach sur les pompes après

l'installation.

IV.1. Introduction.....	72
IV.2. Comment choisir une pompe appropriée pour transporter le pétrole à partir de SP3 (Biskra) vers SP4 (Barika).....	73
IV.3. Les calculs des essais de la pompe Après l'installation.....	77

Liste de figure

Figure (I-1) : pompe en aspiration et refoulement.....	2
Figure (I-2) : Pompe à membranes.....	4
Figure (I-3) : Principe pompe à piston.....	5
Figure (I-4) : Pompe à piston à simple effet.....	6
Figure (I-5) : Pompe à piston à double effet.....	6
Figure (I-6) : Pompes à palettes libres.....	8
Figure (I-7) : Pompes à palettes flexibles.....	9
Figure (I-8) : Pompes à palettes guidées.....	10
Figure (I-9) : Pompes à engrenages extérieurs.....	11
Figure (I-10) : Pompes à engrenages intérieurs.....	12
Figure (I-11) : Pompes à lobes.....	14
Figure (I-12) : Pompes à vis (cas à 2 vis).....	15
Figure (I-13) : Pompes péristaltiques.....	16
Figure (I-14) : Roues mobiles de machines centrifuge, hélico centrifuge et axiale.....	18
Figure (I-15) : Domaine d'utilisation les pompes volumétriques et turbopompes.....	19
Figure (I-16) : Pompe Centrifuge.....	21
Figure (II-17) : Représentation d'un écoulement.....	25
Figure (II-18) : profil de vitesse sans frottements.....	26
Figure (II-19) : Ecoulement sans frottements.....	27

Figure (II-20): Ecoulement avec échange d'énergie.....	29
Figure (II-21): Profil de vitesse avec frottement.....	30
Figure (II-22): Régimes d'écoulement.....	36
Figure (II-23) : les différents branchements possibles d'une pompe.....	43
Figure (II-24) : Caractéristiques d'une pompe.....	44
Figure (II-25) : Pompes en série.....	46
Figure (II-26) : Courbe hauteur-débit pour deux pompes en série.....	47
Figure (II-27) : Pompes en parallèle.....	47
Figure (II-28) : Courbe hauteur-débit pour deux pompes en parallèles.....	48
Figure (III-29) : La pompe Guinard DVDS.....	51
Figure (III-30) : Désignation de Pompe Centrifuge DVDS.....	51
Figure (III-31) : Les composants mécaniques de Pompe Centrifuge DVDS.....	51
Figure (III-32) : Les Caractéristiques Hydraulique de pompe DVDS.....	52
Figure (III-33) : Demi- corps inférieur.....	54
Figure (III-34) : Demi-corps supérieur.....	54
Figure (III-35) : Rotor de la pompe DVDS (roue + arbre).....	56
Figure (III-36) : Paliers lisse de la pompe DVDS.....	57
Figure (III-37) : Coupe d'une garniture mécanique.....	58
Figure (III-38) : Garniture mécaniques de pompe DVDS.....	60
Figure (III-39) : Dessin D'ensemble de montage des Paliers.....	67
Figure (III-40) : Dessin D'ensemble de montage La garniture Mécanique.....	68

Figure (III-41) : Dessin de définition de partie Mobile de pompe.....	69
Figure (III-42) : Plan en coupe de pompe.....	70
Figure (III-43) : Plan Générale de pompe	71
Figure (IV-44) : Les Positions des stations pompages sur l'ouvrage.....	73
Figure (IV-45) : Courbe caractéristique de Fabricant Hmt en fonction Q_n	74
Figure (IV-46) : Domaine d'utilisation des différentes familles de pompes.....	75
Figure (IV-47) : Courbe caractéristique de Fabricant Pa (puissance arbre) en fonction Q.....	76
Figure (IV-48) : Schéma d'installation pompage SP3.....	77
Figure (IV-49) : Débitmètre à ultrasons.....	77
Figure (IV-50) : Technique de mesure.....	78
Figure (IV-51) : le point de fonctionnement de pompe DVDS (débit – Hmt).....	79
Figure (IV-52) : le point de fonctionnement de pompe DVDS (débit- rendement).....	80
Figure (IV-53) : Point de fonctionnement deux pompes en parallèles.....	82

Liste des tableaux

Tableau (I-1) : Les avantages et les inconvénients des pompes à membranes.....	4
Tableau (I- 2) : Les avantages et les inconvénients des pompes à piston.....	7
Tableau (I- 3) : Les avantages et les inconvénients des pompes à palettes libre.....	8
Tableau (I- 4) : Les avantages et les inconvénients des pompes à palettes flexibles.....	9
Tableau (I- 5) : Les avantages et les inconvénients des pompes à palettes guidées.....	10
Tableau (I- 6) : Les avantages et les inconvénients des pompes à engrenages extérieurs.....	12
Tableau (I-7) : Les avantages et les inconvénients des pompes à engrenages intérieur.....	13
Tableau (I-8) : Les avantages et les inconvénients des pompes à lobes.....	14
Tableau (I- 9) : Les avantages et les inconvénients des pompes à vis.....	15
Tableau (I-10) : Les avantages et les inconvénients des pompes péristaltiques.....	16
Tableau (II-11) : Influence de la température sur la viscosité.....	32
Tableau (IV-12) : Les valeurs de débit après la mesure.....	78.
Tableau (IV-13) : Les valeurs de Hm après le calcul.....	79
Tableau (IV-14) : Les valeurs de rendement.....	80
Tableau (IV-15) : Les valeurs de la puissance absorbée.....	81

Nomenclature

Symbole	Désignations	Unité
q_m	Débit massique	kg/s
q_v	Débit volumétrique	m ³ /s
S	Section	m
ρ	la masse volumique de fluide	Kg/m ³
μ	Viscosité dynamique	N. s/m ² ou Pascal .s
ν	Viscosité cinématique	m ² /s
Patm	La pression atmosphérique	pa
D	Diamètre	m
Vm	vitesse moyenne	m/s
V	Vitesse de l'écoulement	m/s
n	La vitesse de rotation	tr/min
η	Rendement	%
λ	Pertes de charge linéaire	m
ζ	Perte de charge singulière	m
Q	Débit volumique	m ³ /h
Hm	Hauteur manométrique	m
Pab	Puissance absorbée	kW
Pa	Puissance sur l'arbre	kW
NPSH	Net Positive Suction Head	m
PH	Puissance hydraulique	kW

Introduction générale

Le moyen le plus simple et le plus répandu pour véhiculer des liquides est la pompe centrifuge, qui est aussi le moyen le plus économique.

La pompe centrifuge est une machine tournante qui grâce à un rotor à aubes convenablement orientées augmente l'énergie cinétique et projette à l'aide de la force centrifuge le liquide à la périphérie sur la volute.

L'utilisation d'un type de pompes ou d'un autre dépend des conditions d'écoulement du fluide. De manière générale, si on veut augmenter la pression d'un fluide on utilisera plutôt les pompes volumétriques, tandis que si on veut augmenter le débit on utilisera plutôt les pompes centrifuges.

Dans ce travail, nous présentons des explications et des éléments directement exploitables sur le plan pratique d'une pompe centrifuge, Nous organisons notre mémoire de la manière suivante:

- 1) Le premier chapitre : est consacré à quelques généralités sur les pompes.
- 2) Le deuxième chapitre : Ce chapitre porte sur les bases de la théorie de la mécanique des fluides.
- 3) Le troisième chapitre : Description et montage d'une pompe centrifuge DVDS dans la DMB.
- 4) Le quatrième chapitre : le choix d'une pompe et étude préliminaire après l'installation.

Chapitre I: Généralité sur les pompes

I.1. Définition

Les pompes sont des machines servant à élever les liquides ou les mélanges de liquides d'un niveau inférieur à un niveau supérieur, ou refouler les liquides d'une région à faible pression vers une région à haute pression (figure I-1).

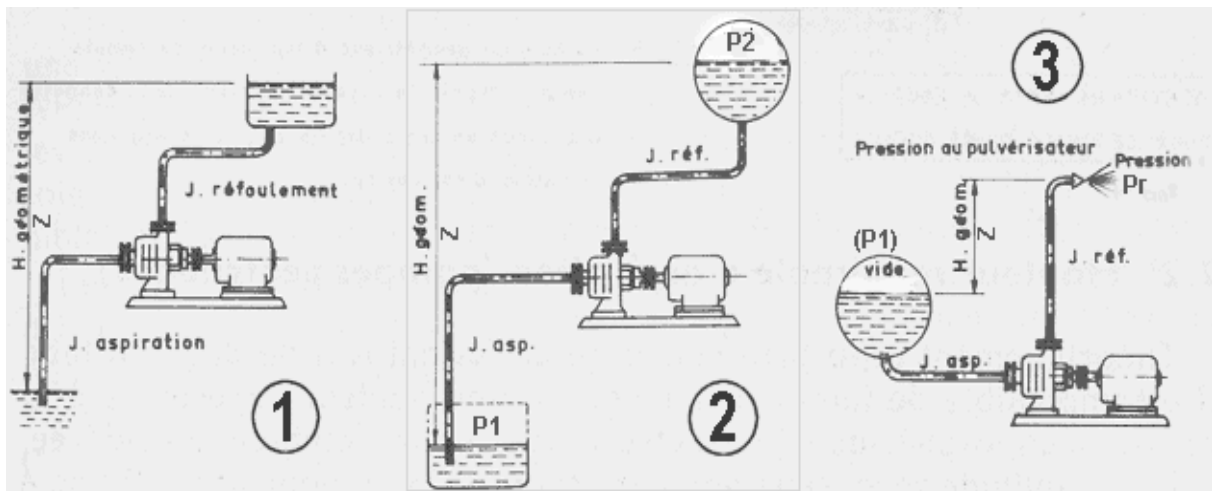


Figure (I-1) : pompe en aspiration et refoulement. [1]

Le fonctionnement d'une pompe consiste à produire une différence de pression entre la région d'aspiration et la région de refoulement au moyen de l'organe actif (piston, roue,...etc.) de la pompe.

Du point de vue physique, la pompe transforme l'énergie mécanique de son moteur d'entraînement en énergie hydraulique. [1]

I.2. Types des pompes

Suivant le mode de déplacement des liquides entre la région d'aspiration et de refoulement, on divise les pompes en deux grands groupes :

- 1- les pompes volumétriques.
- 2- les turbopompes.

I.3. Les pompes volumétriques

Les pompes volumétriques sont constituées d'un volume hermétiquement clos (corps de pompe) à l'intérieur duquel se déplace un élément mobile engendrant soit une dépression à l'aspiration, soit l'impulsion nécessaire au refoulement afin de vaincre la contre-pression régnant à l'aval de la pompe, soit enfin l'une et l'autre de ces fonctions et permettant ainsi le transfert d'un volume de liquide, de viscosité plus ou moins importante, depuis l'aspiration vers le refoulement. Le fluide véhiculé étant incompressible, ces pompes sont toujours équipées d'un dispositif de sécurité d'excès de pression associé.

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

- les pompes volumétriques alternatives.
- les pompes volumétriques rotatives. [1]

I.3.1. Pompes volumétriques alternatives

Ces pompes sont caractérisées par le fait que la pièce mobile est animée d'un mouvement alternatif. Les principaux types de pompes sont les suivants : à membrane ou à piston.

Les pompes volumétriques alternatives usuelles font appel à deux principes :

- le déplacement d'un piston animé d'un mouvement alternatif.
- la déformation d'une membrane. [1]

I.3.1.1. Pompes à membranes, ou à soufflets

Le déplacement du piston est remplacé par les déformations alternatives d'une membrane en matériau élastique (caoutchouc, élastomère, Néoprène, Viton, etc.). Ces déformations produisent les phases d'aspiration et de refoulement que l'on retrouve dans toute

Pompe alternative (figure I-2). Ces pompes sont utilisées sur les débits moyens de l'ordre de $80 \text{ m}^3/\text{h}$, pour des températures inférieures à $150 \text{ }^\circ\text{C}$ et des viscosités faibles. [2]

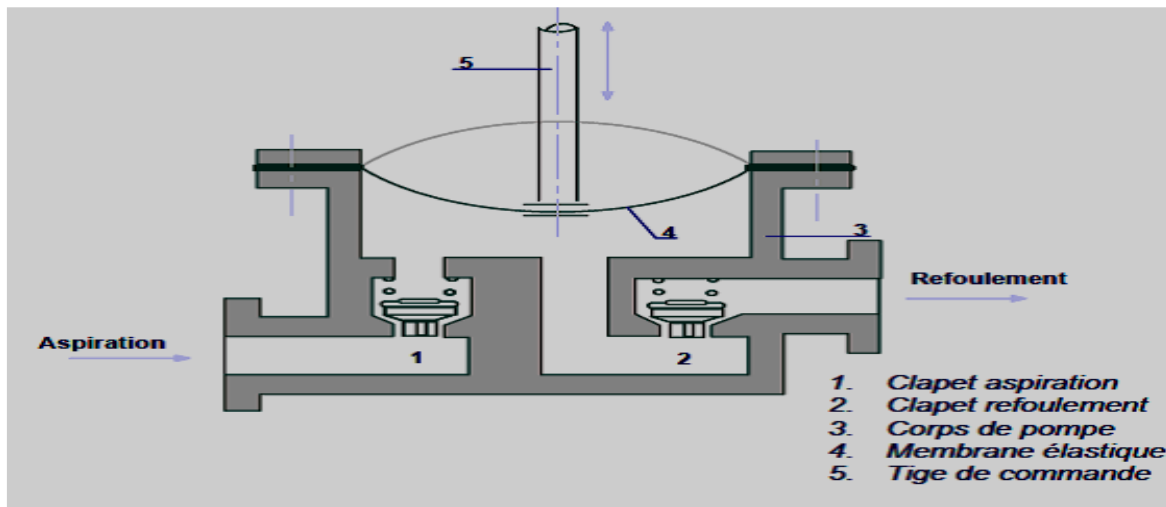


Figure (I-2) : Pompe à membranes. [2]

Actuellement, les pompes à membranes sont constituées de deux membranes, ce qui permet d'avoir des pompes à double effet.

Tableau (I-1) : Les avantages et les inconvénients des pompes à membranes. [2]

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Fonctionnement à sec sans dommage. - Propreté absolue du liquide pompé (chargé, abrasif, acide, visqueux ou non). - Bon rendement (90 %). 	<ul style="list-style-type: none"> - Débit limité. - Viscosités assez faibles. -Pompage de particules solides impossible. - Bon fonctionnement que si l'étanchéité est parfaite entre le cylindre et le piston. - Pulsations importantes au refoulement. (système amortisseur indispensable).

I.3.1.2. Pompes à piston

Son principe est d'utiliser les variations de volume occasionné par le déplacement d'un piston dans un cylindre. Ces déplacements alternativement dans un sens ou dans l'autre produisent des phases d'aspiration et de refoulement. Quand le piston se déplace dans un sens le liquide est comprimé: il y a fermeture du clapet d'admission et ouverture du clapet de refoulement. Le fonctionnement est inverse lors de l'aspiration du liquide dans la pompe (figure I-3). [3]

Ces pompes sont utilisées sur les moyens de l'ordre de $80 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et la pression au refoulement peut aller jusqu'à 25 bars.

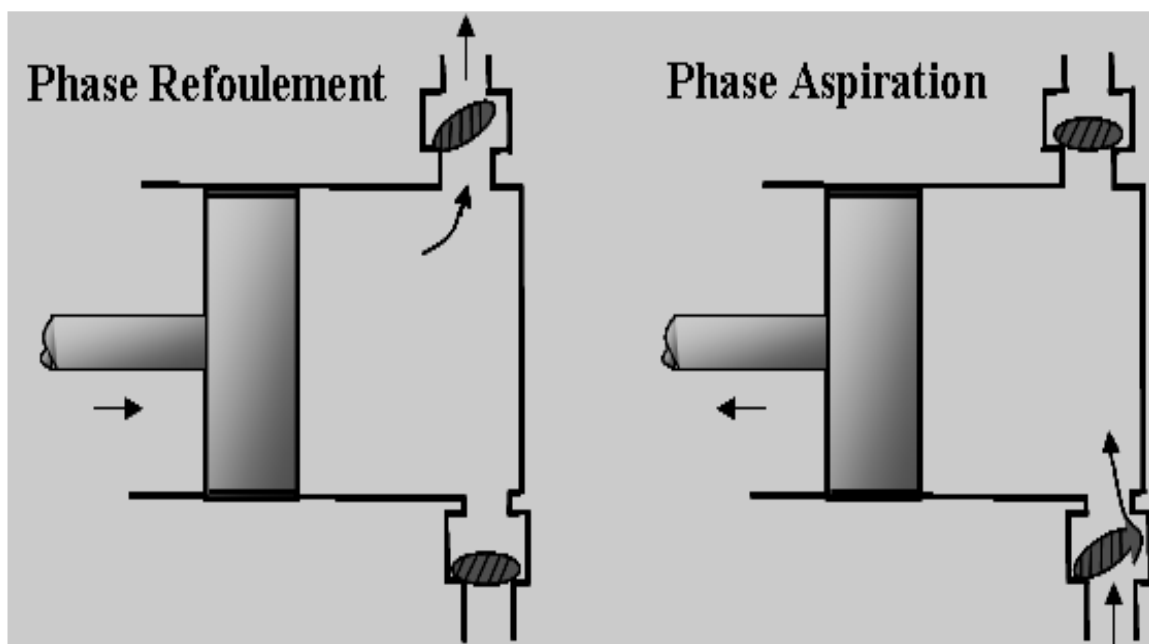


Figure (I-3) : Principe pompe à piston. [3]

Il existe les pompes à piston simple effet (figure I-4) et à double effet (figure I-5).

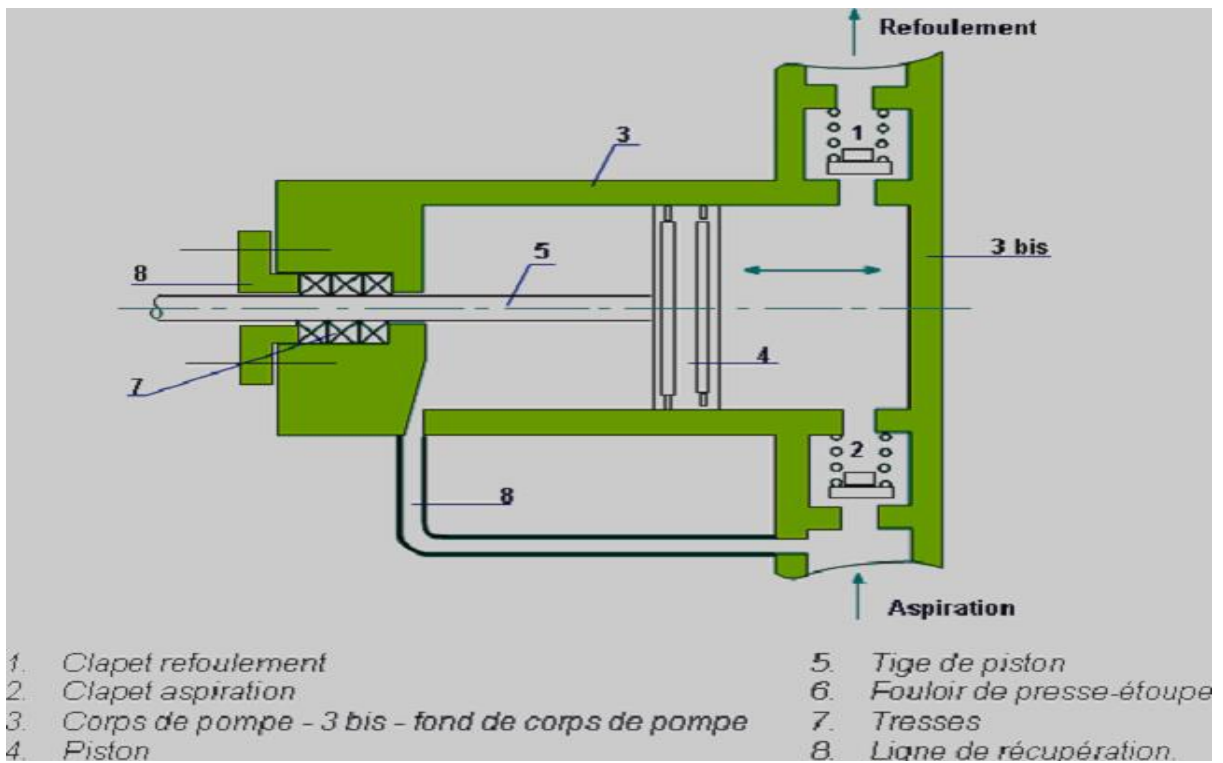


Figure (I-4) : Pompe à piston à simple effet. [3]

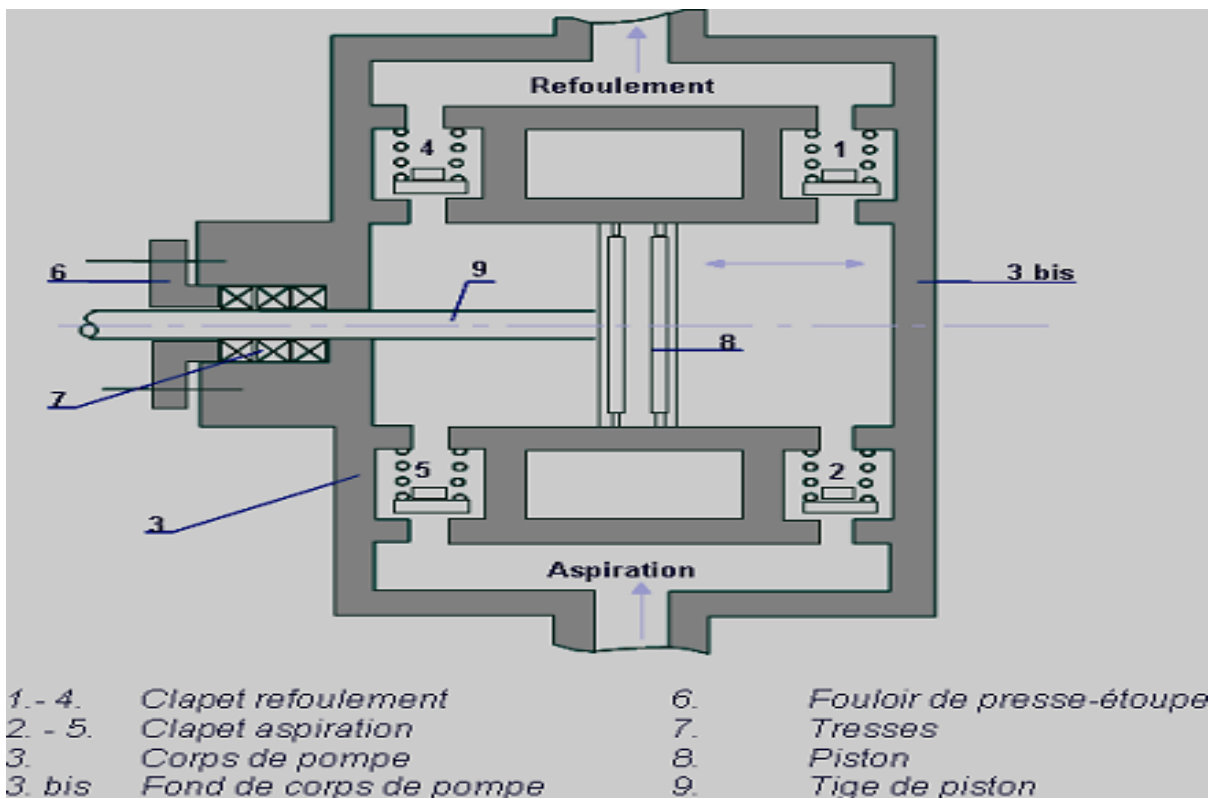


Figure (I-5) : Pompe à piston à double effet. [3]

Tableau (I-2) : Les avantages et les inconvénients des pompes à piston.

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

I.3.2. Pompes volumétriques rotatives

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

I.3.2.1. Pompes à palettes

I.3.2.1.1. Pompes à palettes libres

Un corps cylindrique fixe communique avec les orifices d'aspiration et de refoulement. A l'intérieur se trouve un cylindre plein, le rotor, tangent intérieurement au corps de la pompe et dont l'axe est excentré par rapport à celui du corps. Le rotor est muni de 2 à 8 fentes diamétralement opposées deux à deux, dans lesquelles glissent des palettes que des ressorts appuient sur la paroi. Les capacités comprises entre les cylindres et les palettes en créant ainsi une aspiration du liquide d'un côté et un refoulement de l'autre (figure I-6).

Ce sont des pompes caractérisées par des débits allant jusqu'à $100 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et des pressions au refoulement de 4 à 8 bars. Elles conviennent aux liquides peu visqueux.

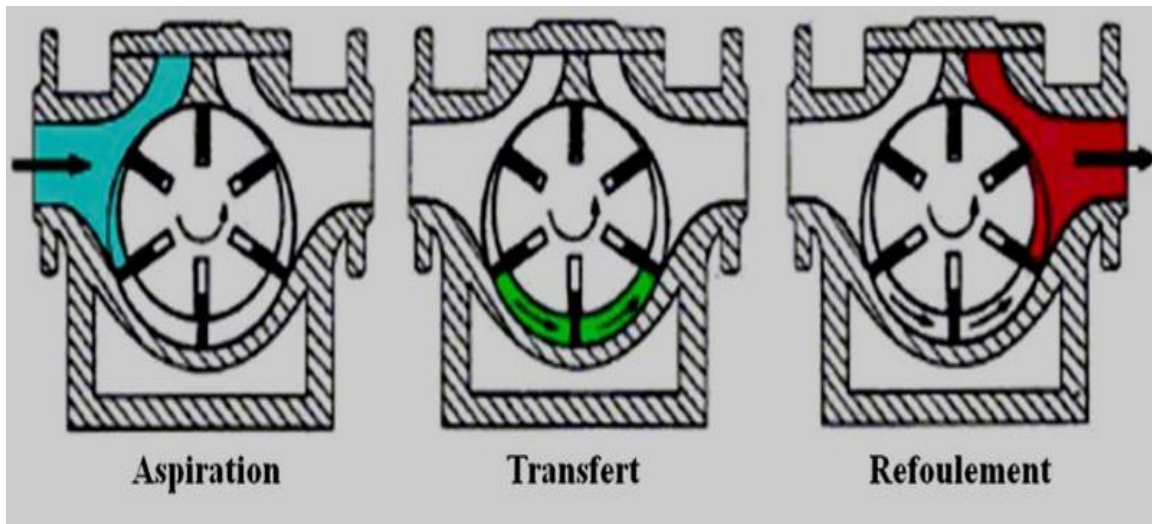


Figure (I-6) : Pompes à palettes libres. [4]

Tableau (I-3) : Les avantages et les inconvénients des pompes à palettes libres.

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Il n'y a ni brassage, ni laminage, ni émulsion nage du liquide pompé. - Le débit est régulier. - La pompe est réversible. 	<ul style="list-style-type: none"> - Les palettes usent le corps par frottements. - Le pompage des fluides visqueux est difficile.

I.3.2.1.2. Pompes à palettes flexibles

L'ensemble rotor-palettes est en élastomère. Il entraîne le liquide jusqu'au refoulement où les palettes sont fléchies par la plaque de compression et permettent l'expulsion du liquide (figure I-7).

Comme toutes les pompes à palettes, ces pompes n'entraînent ni brassage, ni laminage, ni émulsion du produit. Elles peuvent également pomper des particules solides. Les caractéristiques, débit, vitesse, pression sont sensiblement identiques aux précédentes. [4]

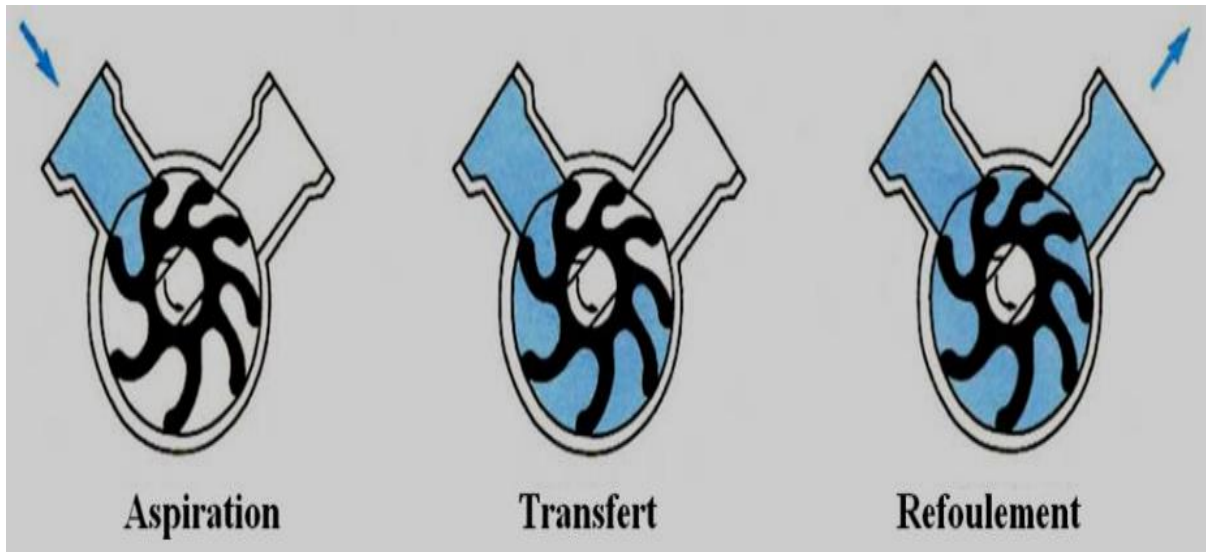


Figure (I-7) : Pompes à palettes flexibles. [4]

Tableau (I-4) : Les avantages et les inconvénients des pompes à palettes flexibles.

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

I.3.2.1.3. Pompes à palettes guidées

Le principe est le suivant : un corps conchoïdal dans lequel tourne un tambour excentré, qui entraîne des palettes guidées. La tranche de la palette frôle le corps sans le toucher (figure I-8). Si ces pompes sont légèrement plus complexes que les précédentes, elles

ont néanmoins l'avantage de subir beaucoup moins d'usure au niveau des palettes et de pouvoir pomper des produits extrêmement visqueux. [3]



Figure (I.8) : Pompes à palettes guidées. [4]

Tableau (I-5) : Les avantages et les inconvénients des pompes à palettes guidées.

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Pas de brassage ni de laminage ni d'émulsion. - Pas d'usure des palettes car pas de contact : pompe réversible. Un seul boîtier d'étanchéité. - Possibilité d'une enveloppe de réchauffage. - Fort pouvoir d'aspiration. 	<ul style="list-style-type: none"> - Fuites internes avec produits très liquides. - Légères pulsations suivant la vitesse. - Pression d'utilisation limitée.

I.3.2.2. Pompes à engrenages

Dans un corps de pompe de profil approprié et portant des orifices d'aspiration (Asp.) et de refoulement (Ref.) tournent deux engrenages dont les dents entraînent le liquide entre creux de dents et corps de pompe. [4]

I.3.2.2.1. Pompes à engrenages extérieurs

Ce type de pompe comporte un grand nombre de variantes qui diffèrent entre elles soit par la disposition, soit par la forme des engrenages. Dans tous les cas, le principe consiste à aspirer le liquide dans l'espace compris entre deux dents consécutives et à le faire passer vers la section de refoulement (figure I-9). Les pompes à engrenages peuvent avoir une denture droite, hélicoïdale, ou encore à chevrons. Cette dernière solution présente l'avantage de rendre le mouvement plus uniforme.

Ces pompes peuvent tourner vite (2 000 à 3 000 tr/min), elles sont relativement silencieuses et permettent d'atteindre des pressions moyennes au refoulement de l'ordre de 20 à 50 bars. [4]

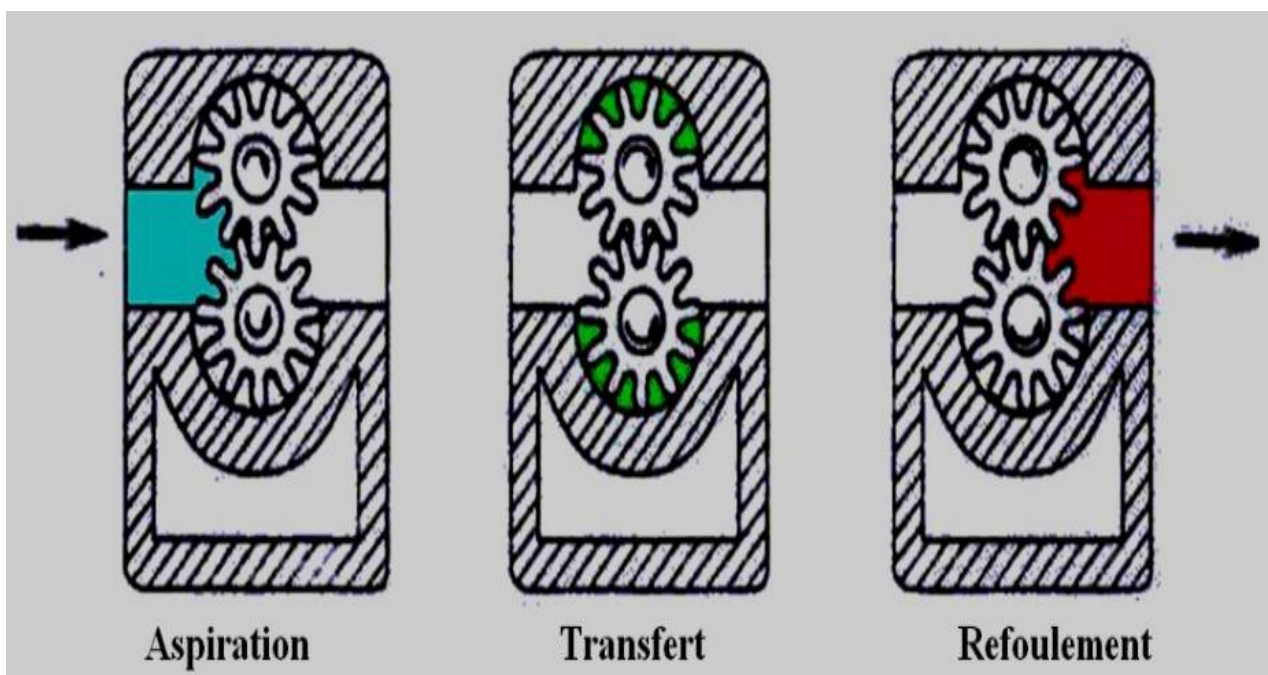


Figure (I-9) : Pompes à engrenages extérieurs. [3]

Tableau (I-6) : Les avantages et les inconvénients des pompes à engrenages extérieurs. [4]

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Le débit est régulier. - La pompe est réversible. - La pompe à engrenages à chevrons permet de rendre le mouvement plus uniforme. - Pas de clapets nécessaires. 	<ul style="list-style-type: none"> - Les pièces d'usure sont nombreuses (coussinets, 2 ou 4 boîtiers d'étanchéité, etc.) - Elles n'admettent pas le passage de particules solides sous peine de destruction totale du mécanisme. - Elles supportent mal les produits abrasifs qui ont pour effet d'accélérer l'usure mécanique des pignons et de diminuer l'étanchéité entre le corps de pompe et les dents.

I.3.2.2.2. Pompes à engrenages intérieurs

Le principe général consiste à placer un des engrenages à l'intérieur de l'autre. Cette disposition nécessite l'utilisation d'une pièce supplémentaire en forme de croissant qui permet l'étanchéité entre les deux trains d'engrenages (figure I-10). Ce principe permet de n'avoir qu'un seul boîtier d'étanchéité, mais le porte-à-faux peut créer une surcharge sur l'arbre. Comme pour la pompe à engrenages externes, le refoulement n'est pratiquement pas pulsatoire (flux régulier) et est indépendant des conditions de variation de pression, laquelle peut atteindre 15 à 20 bars. [3]

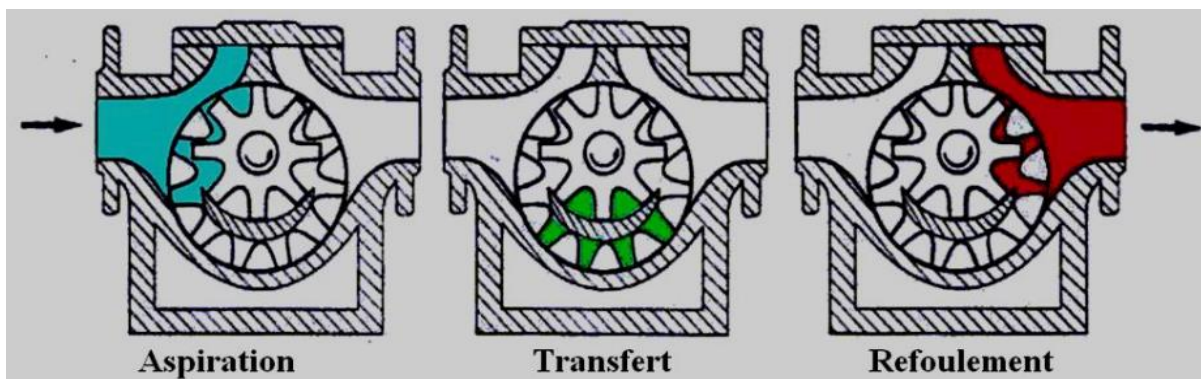


Figure (I-10) : Pompes à engrenages intérieurs. [4]

Tableau (I-7) : Les avantages et les inconvénients des pompes à engrenages intérieur. [4]

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Le débit est régulier. - La pompe est réversible. - Un seul boîtier d'étanchéité est nécessaire. - Bas NPSH requis 	<ul style="list-style-type: none"> - Pouvoir d'aspiration faible. - Elles n'admettent pas le passage de particules solides sous peine de destruction totale du mécanisme. - Le porte-à-faux peut créer une surcharge sur l'arbre

I.3.2.3. Pompes à lobes

Le principe reste le même que celui d'une pompe à engrenages externes classique à ceci près que les dents ont une forme bien spécifique et qu'il n'y a que deux ou trois dents (lobes) par engrenage.

(Figure I-11). Les rotors ne sont jamais en contact et, pour ce faire, sont entraînés par des engrenages externes. De ce fait, le pouvoir d'aspiration reste faible.

Ce type de pompe se nettoie facilement, c'est pourquoi il est très utilisé dans l'industrie alimentaire. Le débit peut atteindre 400 m³/h pour les plus gros modèles, la pression au refoulement est de l'ordre de quelques bars et la viscosité quelques dizaines de milliers de [cSt]. [5]



Figure (I-11) : Pompes à lobes. [5]

Tableau (I-8) : Les avantages et les inconvénients des pompes à lobes.

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Pas de contact entre les lobes. - Pompe réversible. Facile à nettoyer. - Possibilité d'adjoindre un by-pass. - Pompage de produits chargés ou abrasifs. 	<ul style="list-style-type: none"> - Nécessite des engrenages d'entraînement extérieurs. - Encombrement assez important. - Nécessite deux boîtiers d'étanchéité. - Impose un suivi de maintenance régulier.

I.3.2.4. Pompes à vis

Elles sont formées de deux ou trois vis suivant les modèles. Dans le cas d'une pompe à trois vis, la vis centrale seule est motrice, les deux autres sont entraînées par la première. Dans le cas d'une pompe à deux vis, celles-ci sont souvent toutes deux entraînées par un jeu de pignons extérieurs (figure I-12). Ces pompes peuvent tourner vite de pignons extérieurs. Ces pompes peuvent tourner vite (3 000 tr/min). Elles sont silencieuses et

Permettent d'atteindre des pressions assez élevées (100 bar). Par contre, elles n'admettent pas de particules solides. [6]

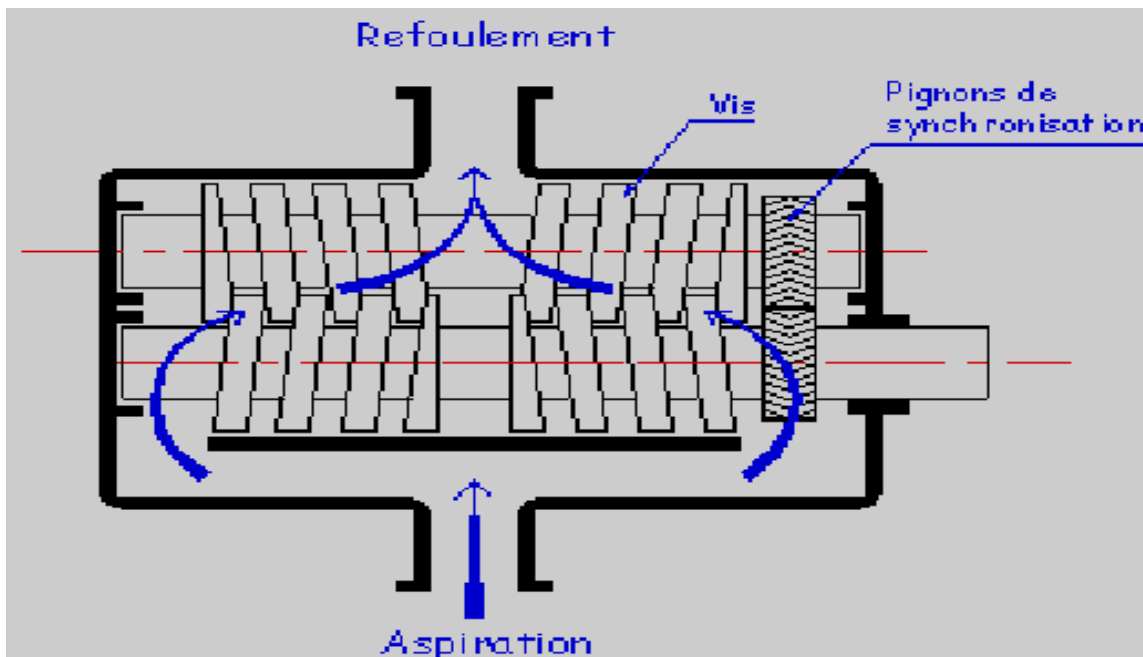


Figure (1-12): Pompes à vis (cas à 2 vis). [4]

Tableau (I-9) : Les avantages et les inconvénients des pompes à vis.

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Le débit est régulier. - La pompe est réversible. - La pompe est silencieuse. 	<ul style="list-style-type: none"> - Elles n'admettent pas le passage de particules solides, sous peine de destruction totale du mécanisme.

I.3.2.5. Pompes péristaltiques

Son principe de fonctionnement est plutôt simple : un tuyau souple est écrasé par des galets, le fluide est alors repoussé sans turbulence, ni cisaillement (figure I-13). Il n'y a pas non plus de contact entre le fluide et les pompes mécaniques. Son débit est limité à

des valeurs de l'ordre de 60 à 80 m³/h. Par contre, le rendement est de 100 % et elle est la pompe doseuse par excellence.

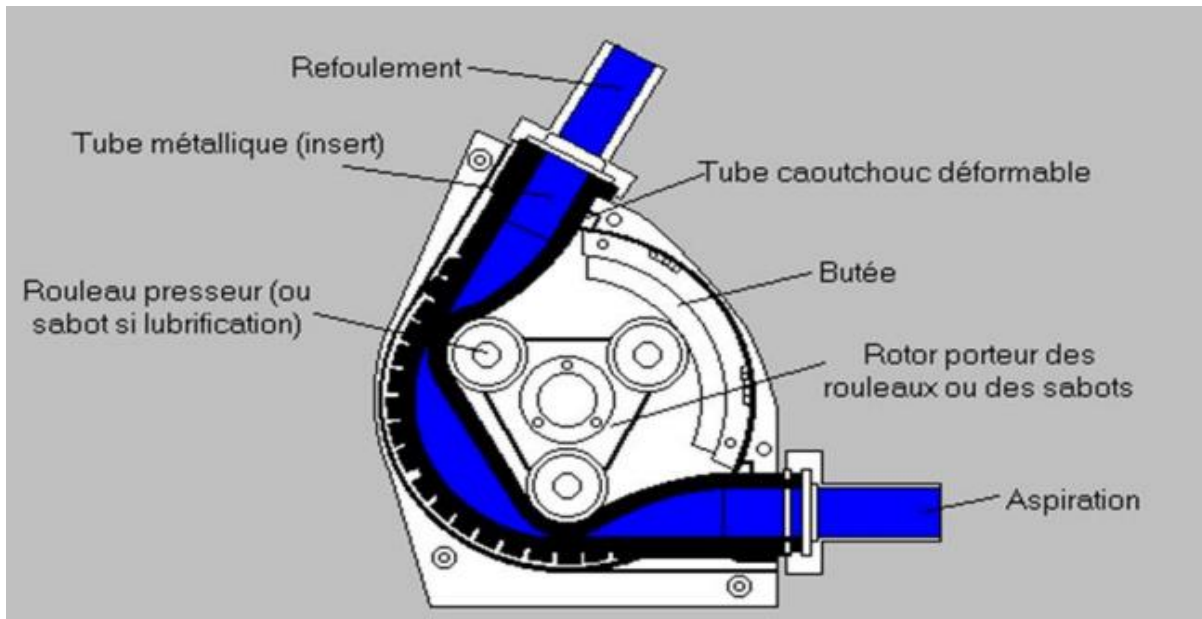


Figure (I-13) : Pompes péristaltiques. [6]

Tableau (I-10) : Les avantages et les inconvénients des pompes péristaltiques. [6]

Les avantages	Les inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> - Pompage de produits chargés et abrasifs. - Fonctionnement à sec possible. - Silencieuse, auto-amorçante. 	<ul style="list-style-type: none"> - Débit limité. - Refoulement très saccadé. - Température d'utilisation assez faible. - Maintenance préventive : risque de rupture du tube.

I.4. Les turbopompes

Les pompes hydrodynamiques sont de construction très simple : en version de base, elles sont essentiellement constituées d'une pièce en rotation, le rotor appelé aussi roue ou hélice qui tourne dans un carter appelé corps de pompe. Une certaine vitesse est ainsi communiquée au fluide.

La différence entre les pompes centrifuge hélico-centrifuge et à hélice porte essentiellement sur la direction de la vitesse donnée au fluide. [4]

- **Aspiration** : la pompe étant amorcée (c'est à dire pleine de liquide, cf ci-après), la vitesse du fluide qui entre dans la roue augmente, et par conséquent la pression dans l'ouïe diminue, engendrant ainsi une aspiration et le maintien de l'amorçage.
- **Accélération** : la rotation augmente la vitesse du fluide tandis que la force centrifuge qui le comprime sur la périphérie augmente sa pression. Les aubes sont le plus souvent incurvées et inclinées vers l'arrière par rapport au sens de rotation, mais ce n'est pas une obligation. Dans un même corps de pompe on peut monter des roues différentes en fonction des caractéristiques du fluide.
- **Refoulement** : dans l'élargissement en sortie, qui se comporte comme un divergent, le liquide perd de la vitesse au profit de l'accroissement de pression : l'énergie cinétique est convertie en énergie de pression. [4]

I.4.1. Classification les turbopompes

I.4.1.1. Selon la trajectoire du fluide

- a) A écoulement radial: (pompes centrifuges).
- b) A écoulement diagonal (pompes hélico centrifuges).
- c) A écoulement axial (pompes axiales ou pompes à hélices).

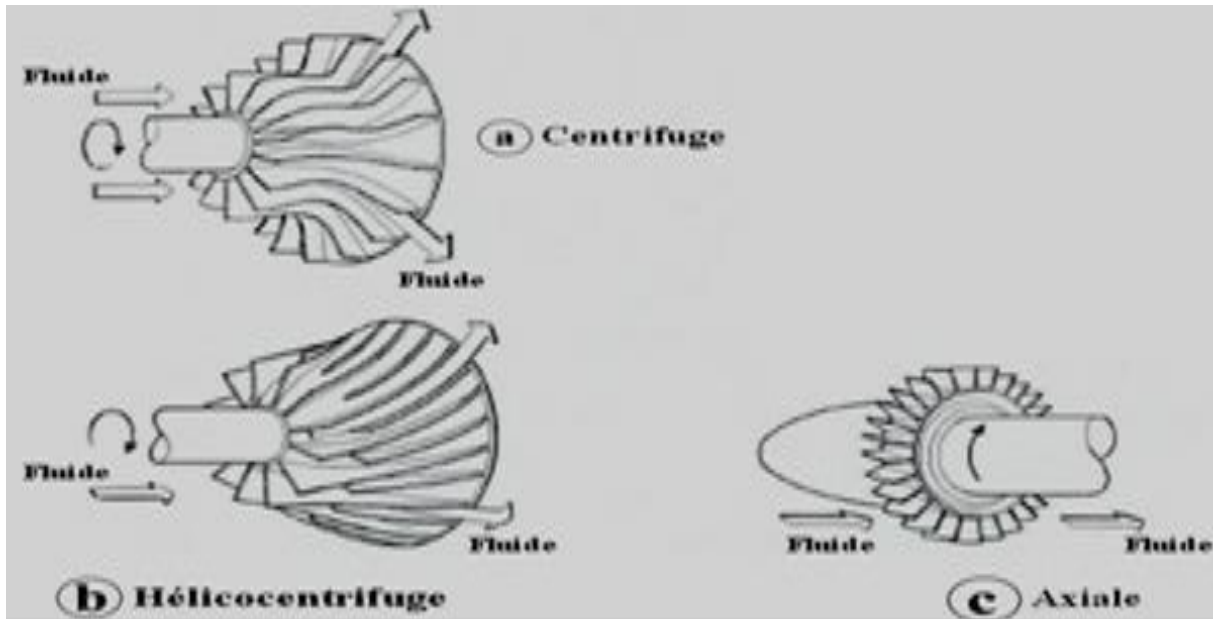


Figure (I-14) : Roues mobiles de machines centrifuge, hélico centrifuge et axiale. [6]

I.4.1.2. Selon le nombre d'étages

- a) monocellulaire : avec une seule roue sur l'arbre.
- b) multicellulaire : avec plusieurs roues sur l'arbre déposées en série.

I.4.1.3. Selon la disposition de l'axe de la pompe

- a) pompe verticale.
- b) pompe horizontal.

I.4.2. Les avantages et les inconvénients des turbopompes

Pour les avantages, ce sont des machines de construction simple, sans clapet ou soupape, d'utilisation facile et peu coûteuses.

- à caractéristiques égales, elles sont plus compactes que les machines volumétriques.
- leur rendement est souvent meilleur que celui des « volumétriques ».
- elles sont adaptées à une très large gamme de liquides.
- leur débit est régulier et le fonctionnement silencieux.

- en cas de colmatage partiel ou d'obstruction de la conduite de refoulement, la pompe centrifuge ne subit aucun dommage et l'installation ne risque pas d'éclater. La pompe se comporte alors comme un agitateur... etc.

Du côté des inconvénients :

- impossibilité de pomper des liquides trop visqueux.
- production d'une pression différentielle peu élevée (de 0,5 à 10 bar).
- elles ne sont pas auto-amorçages.
- à l'arrêt ces pompes ne s'opposent pas à l'écoulement du liquide par gravité (donc, vannes à prévoir....). [7]

Remarque

Les domaines d'utilisation de ces deux grandes catégories sont regroupés dans le tableau ci-dessous:

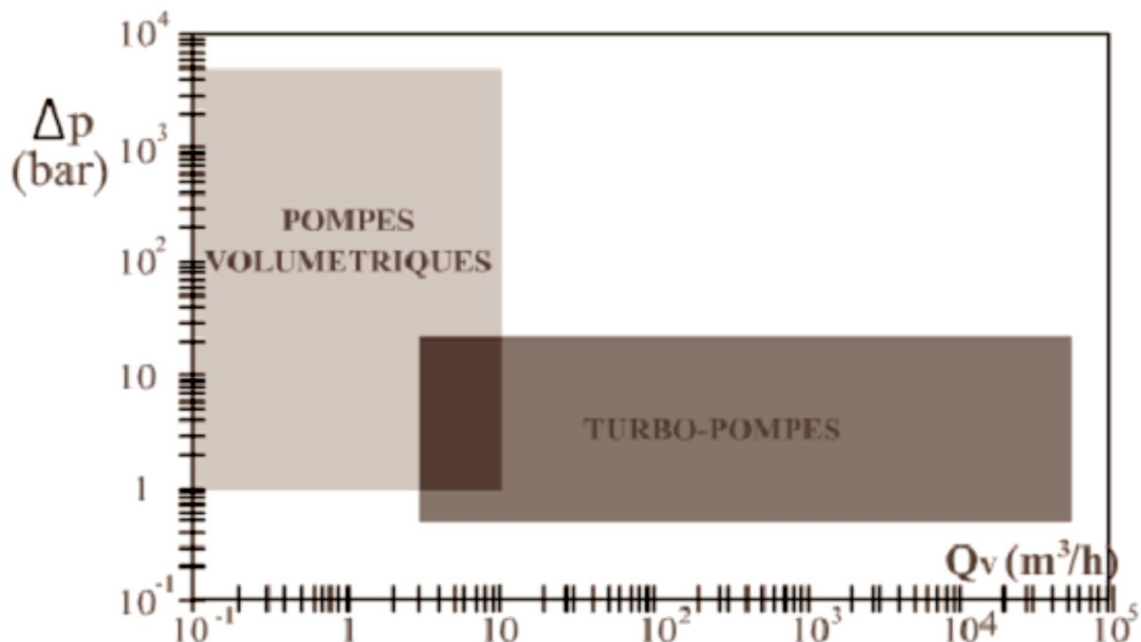


Figure (I-15): Domaine d'utilisation les pompes volumétriques et turbopompes. [4]

1.5. Pompe centrifuge

1.5.1. Description d'une pompe centrifuge

Les pompes centrifuges sont destinées à véhiculer les liquides à un débit de refoulement important avec une faible pression comparativement aux pompes volumétriques. Les principales composantes des pompes centrifuges sont les suivant :

- 1) **Distributeur** : c'est un organe fixe ayant pour rôle la conduite du liquide depuis la section d'entrée de la pompe jusqu'à l'entrée de l'impulser, il se réduit à une simple tuyauterie pour les pompes monocellulaire.
- 2) **L'impulseurs (rotor)** : c'est l'âme de la pompe centrifuge, il comporte des aubes ou ailettes, qui grâce à leur interaction avec le liquide véhiculé transforme l'énergie mécanique en énergie de pression dans le récupérateur. L'impulser se compose de le moyeu, bagues d'étanchéité (d'usure), et les flasques.
- 3) **Le récupérateur (l'enveloppe)** : c'est un organe fixe qui collecte le liquide à la sortie du rotor et la canalisé vers la section de sortie de la pompe avec la vitesse désirée.

Le récupérateur se compose en général de deux (2) parties :

- **Le diffuseur** : a pour rôle de transformer l'énergie cinétique en énergie de pression, et ainsi limiter la vitesse du liquide pour éviter les pertes de charges exagérées.
- **La volute** : c'est le collecteur du liquide venant du diffuseur, elle assure la transformation d'énergie cinétique en pression et canalise le liquide vers la section de sortie de la pompe. [7]

1.5.2. Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge

Une pompe centrifuge dans sa forme la plus simple est constituée d'une roue munie d'ailettes radiales et tournantes à l'intérieur d'une enveloppe corps de pompe. Son principe de fonctionnement est d'utiliser la force centrifuge créée par la rotation de la roue pour transmettre au liquide pompé l'énergie. Le liquide à l'aspiration de la pompe se dirige vers le centre de l'impulseur (rotor) en rotation d'où il sera propulsé radicalement vers l'extérieur par la force centrifuge. Cette vitesse est ensuite convertie en pression au niveau de diffuseur. [6]

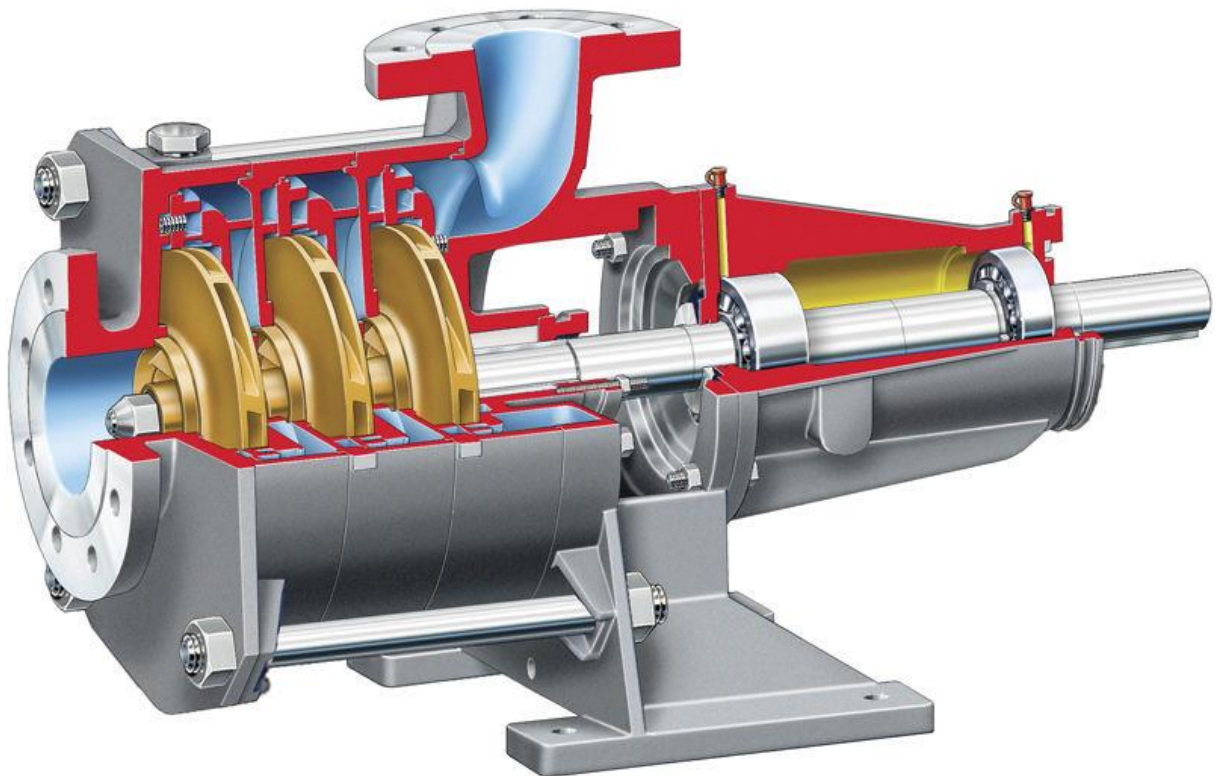


Figure (I-16) : Pompe Centrifuge. [7]

Chapitre II: Généralité sur La Mécanique de Fluide

II.1. Introduction :

Ce chapitre porte sur les bases de la théorie de la mécanique des fluides permettant d'acquérir les connaissances essentielles pour une bonne compréhension du fonctionnement des installations de pompes. Une station de pompage se compose d'un réseau de conduites et d'un réseau de pompes.

II.2. Rappels sur la mécanique des fluides :

- Unités de pression :

Ils existent Plusieurs unités:

- Le pascal (Pa) : unité SI, peu employée en pratique.
- Le bar (bar) et son sous multiple le millibar (mbar).
- Le millimètre de mercure.
- Le millimètre de colonne d'eau ou le mètre de colonne d'eau (m c e).
- L'atmosphère (atm).

La correspondance entre ces unités est la suivante:

$$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa} = 1000 \text{ mbar} \approx 750 \text{ mm de mercure} \approx 10,2 \text{ m CE} \approx 0,987 \text{ atm.}$$

La pression atmosphérique est la pression exercée par l'atmosphère à la surface de la terre.

Au niveau de la mer cette pression est équivalente à celle exercée par une colonne d'environ 760 mm de mercure. Elle varie tous les jours légèrement: elle est néanmoins toujours voisine de 1 bar.

II.2.1. Dynamique des fluides incompressibles :

- Définitions :

Le débit est le quotient de la quantité de fluide qui traverse une section droite de la conduite par la durée de cet écoulement.

- Débit-massique :

$$q_m = \frac{\Delta m}{\Delta t} \quad (\text{II.1})$$

Δm : Masse de fluide qui a traversé une section droite de la conduite [kg]

Δt : Temps de traversé [s]

q_m : Débit massique [Kg/s]

Débit-volumique :

$$q_v = \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (\text{II.2})$$

ΔV : Volume de fluide qui a traversé une section droite de la conduite [m^3].

Δt : Temps de traversée de ΔV [s].

q_v : Débit-volumique [m^3/s].

Relation entre q_m et q_v :

La masse volumique est donnée par la relation :

$$\rho = \frac{\Delta m}{\Delta v}$$

D'où :

$$q_m = \rho \cdot q_v \quad (\text{II.3})$$

- **Écoulements permanents ou stationnaires :**

Un régime d'écoulement est dit permanent ou stationnaire si les paramètres qui le caractérisent (pression, température, vitesse, masse volumique, ...), ont une valeur constante au cours du temps. [8]

II.2.2. Équation de conservation de la masse ou équation de continuité :

- **Définitions :**

• **Ligne de courant :**

En régime stationnaire, on appelle ligne de courant la courbe suivant laquelle se déplace un élément de fluide.

Une ligne de courant est tangente en chacun de ses points à la vectrice vitesse du fluide en ce point.

• **Tube de courant :**

C'est l'ensemble de lignes de courant s'appuyant sur une courbe fermée.

• **Filet de courant :**

Tube de courant s'appuyant sur un petit élément de surface ΔS .

La section de base ΔS du tube ainsi définie est suffisamment petite pour que la vitesse du fluide soit la même en tous ses points (répartition uniforme). [8]

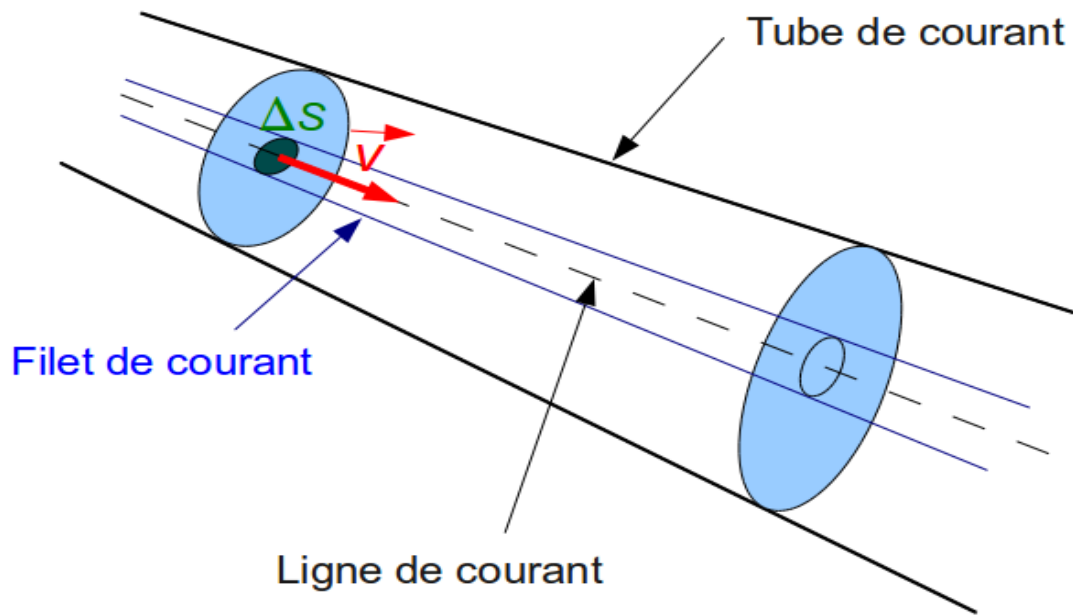


Figure (II-17) : Représentation d'un écoulement. [6]

- Conservation du débit :

Considérons un tube de courant entre deux sections S_1 et S_2 . Pendant l'intervalle de temps Δt , infiniment petit, la masse Δm_1 de fluide ayant traversé la section S_1 est la même que la masse Δm_2 ayant traversé la section S_2 .

$q_{m1} = q_{m2}$ En régime stationnaire, le débit-massique est le même à travers toutes les sections droites d'un même tube de courant.

Dans le cas d'un écoulement isochore :

$q_{v1} = q_{v2}$ en régime stationnaire, le débit-volumique est le même à travers toutes les sections droites d'un même tube de courant.

- Expression du débit en fonction de la vitesse v :

Le débit-volumique est aussi la quantité de liquide occupant un volume cylindrique de base S et de vitesse égale à v , correspondant à la longueur du trajet effectué pendant l'unité de temps, par une particule de fluide traversant S .

Il en résulte la relation importante :

$$q_v = V \cdot S \quad (\text{II.4})$$

- Vitesse moyenne (Figure (II-2)) :

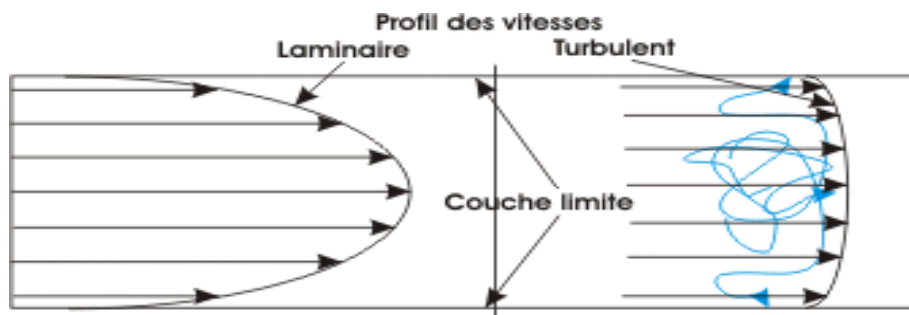


Figure (II-18): profil de vitesse sans frottements. [6]

En général la vitesse v n'est pas constante sur la section S d'un tube de courant ; on dit qu'il existe un profil de vitesse (à cause des forces de frottement).

Le débit-massique ou le débit-volumique s'obtient en intégrant la relation précédente :

Dans une section droite S de la canalisation, on appelle vitesse moyenne V_m la vitesse telle que :

$$V_m = \frac{q_v}{S} \quad (\text{II.5})$$

La vitesse moyenne V_m apparaît comme la vitesse uniforme à travers la section S qui assurerait le même débit que la répartition réelle des vitesses.

Si l'écoulement est isochore, cette vitesse moyenne est inversement proportionnelle à l'aire de la section droite.

Équation de continuité :

$$q_v = V_1 \cdot S_1 = V_2 \cdot S_2 = \text{cte} \quad (\text{II.6})$$

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{S_2}{S_1} \quad (\text{II.7})$$

Plus la section est faible et plus La vitesse moyenne s'accroît. [7]

II.2.3. Théorème de Bernoulli pour un écoulement permanent d'un fluide parfait incompressible:

Un fluide parfait est un fluide dont l'écoulement se fait sans frottement.

On considère un écoulement permanent isochore d'un fluide parfait, entre les sections S_1 et S_2 , entre lesquelles il n'y a aucune machine hydraulique, (pas de pompe, ni de turbine....).

Soit m la masse et V le volume du fluide qui passe à travers la section S_1 entre les instants t et $t+\Delta t$. Pendant ce temps la même masse et le même volume de fluide passe à travers la section S_2 . Tout se passe comme si ce fluide était passé de la position (1) à la position (2). [7]

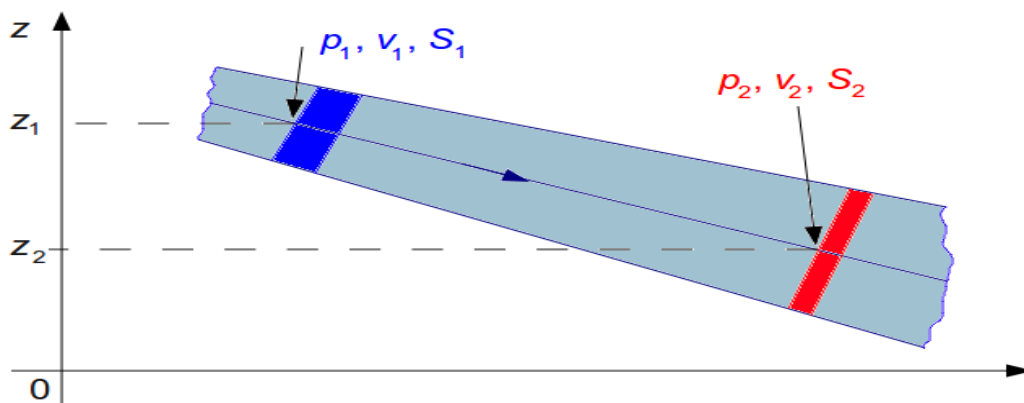


Figure (II-19) : Ecoulement sans frottements. [7]

En appliquant le théorème de l'énergie cinétique à ce fluide entre les instants t et $t+\Delta t$

La variation d'énergie cinétique est égale à la somme des travaux des forces extérieures : poids et forces pressantes, on obtient :

$$P + \rho g z + \frac{1}{2} \rho v^2 = cte$$

$$P_1 + \rho g z_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 = P_2 + \rho g z_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 \quad (\text{II.8})$$

Avec :

- P : pression statique.
- $\rho g z$: la pression de pesanteur.
- $\frac{1}{2} \rho v^2$: pression dynamique.

Tous les termes s'expriment en Pascal.

En divisant tous les termes de la relation précédente par le produit ρg , on écrira tous les termes dans la dimension d'une hauteur (pressions exprimées en mètres de colonne de fluide).

$$\frac{v^2}{2g} + Z + \frac{P}{\rho g} = H = cte \quad (\text{II.9})$$

Avec :

- H : la Hauteur totale,
- $\frac{P}{\rho g}$: la Hauteur de Pression,
- Z : la cote.

- $\frac{V^2}{2g}$: la Hauteur dynamique.
- $Z + \frac{P}{\rho g}$: la Hauteur piézométrique. [8]

- Cas d'un écoulement passant de la position (1) à la position(2) sans échange de travail :

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

$$\frac{1}{2}\rho (V_2^2 - V_1^2) + \rho g (Z_2 - Z_1) + (P_2 - P_1) = 0 \quad (\text{II.10})$$

$$\frac{1}{2g} (V_2^2 - V_1^2) + (Z_2 - Z_1) + \frac{(P_2 - P_1)}{\rho g} = 0 \quad (\text{II.11})$$

Cas d'un écoulement passant de la position (1) à la position(2) avec échange d'énergie:

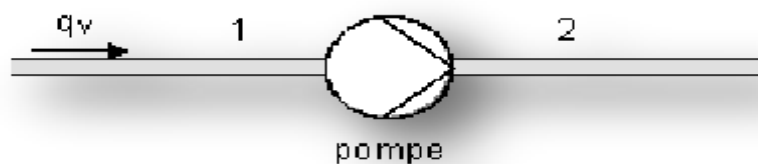


Figure (II-20): Ecoulement avec échange d'énergie. [7]

Lorsque le fluide traverse une machine hydraulique, il échange de l'énergie avec cette machine sous forme de travail ΔW pendant une durée Δt . La puissance P échangée est :

$$P = \frac{\Delta W}{\Delta t} \quad (\text{II.12})$$

Unités : P en watt (W), W en joule (J), t en seconde (s).

- $P > 0$ si l'énergie est reçue par le fluide (ex. : pompe) ;
- $P < 0$ si l'énergie est fournie par le fluide (ex. : turbine).

Si le débit-volume est q_v , la relation de Bernoulli s'écrit alors :

$$\frac{1}{2} \rho (V^2_2 - V^2_1) + \rho g (Z_2 - Z_1) + (P_2 - P_1) = \frac{P}{q_v} \quad (\text{II.13})$$

II.2.4. Viscosité :

Dans un fluide réel, les forces de contact ne sont pas perpendiculaires aux éléments de surface sur lesquelles elles s'exercent. La viscosité est due aux frottements qui s'opposent au glissement des couches de fluides les unes sur les autres. [8]

- Profil des vitesses:

Sous l'effet des forces d'interaction entre les molécules de fluide et des forces d'interaction entre les molécules de fluide et celles de la paroi, chaque molécule de fluide ne s'écoule pas à la même vitesse. On dit qu'il existe un profil de vitesse.

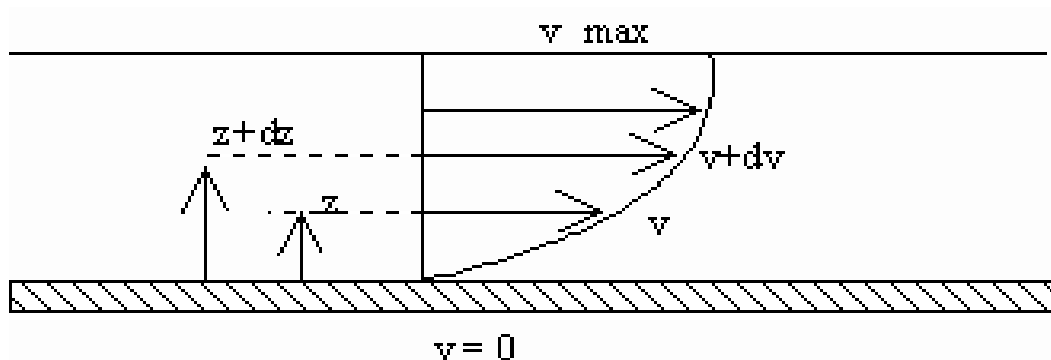


Figure (II-21): Profil de vitesse avec frottement. [8]

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

Le mouvement du fluide peut être considéré comme résultant du glissement des couches de fluide les unes sur les autres.

La vitesse de chaque couche est une fonction de la distance z de cette couche au plan fixe : $v = v(z)$.

- Viscosité dynamique :

Considérons deux couches de fluide contiguës distantes de Δz . La force de frottement F qui s'exerce à la surface de séparation de ces deux couches s'oppose au glissement d'une couche sur l'autre. Elle est proportionnelle à la différence de vitesse des couches soit Δv , à leur surface S et inversement proportionnelle à Δz :

$$F = \frac{\mu \cdot S \cdot \Delta V}{\Delta Z} \quad (\text{II.14})$$

Le facteur de proportionnalité est le coefficient de viscosité dynamique du fluide.

Dimension : $[F] = M \cdot L^{-1} \cdot T^{-1}$

Unité : Dans le système international (SI), l'unité de viscosité dynamique est le Pascal seconde (Pa.s) ou Poiseuille (Pl) :

$$1 \text{ Pa} \cdot \text{s} = 1 \text{ Pl} = 1 \text{ kg/m} \cdot \text{s}.$$

La viscosité de produits industriels (huiles en particulier) est exprimée au moyen d'unités empiriques : degré ENGLER en Europe, degré Redwood en Angleterre, degré Saybolt aux USA.

- Viscosité cinématique :

Dans de nombreuses formules apparaît le rapport de la viscosité dynamique et de la masse volumique.

Ce rapport est appelé viscosité cinématique :

$$\nu = \mu / \rho \quad (\text{II.15})$$

Dimension : $[v] = L^2 \cdot T^{-1}$

. Unité : Dans le système international (SI), l'unité de viscosité n'a pas de nom particulier : (m^2/s) .

Dans le système CGS (non légal), l'unité est le Stokes (St) : $1 m^2/s = 10^4 St$. [9]

- influence de la température :

La viscosité des liquides diminue beaucoup lorsque la température augmente.

Tableau (II-11) : Influence de la température sur la viscosité. [8]

Fluide	μ (pa .s)
Huile (20° C)	100×10^{-3}
Eau (20° C)	$1,002 \times 10^{-3}$

Il n'existe pas de relation rigoureuse liant la viscosité à la Température.

Contrairement à celle des liquides, la viscosité des gaz augmente avec la température. [9]

II.2.5. Rugosité absolue et rugosité relative :

La rugosité absolue correspond à la notion habituelle de présence plus ou moins importante d'aspérités sur une surface.

Elle est déterminée par la mesure de l'épaisseur des rugosités des parois des tuyaux.

La rugosité relative k/d est le rapport de la rugosité absolue ϵ au diamètre de la conduite D .

Remarque: la rugosité absolue k correspond à la hauteur géométrique moyenne des aspérités d'une canalisation.

Pour les pertes de charge le facteur déterminant est la rugosité relative : k/d .

- Tuyaux lisses et tuyaux rugueux :

Lorsque les rugosités de la paroi sont moins hautes que l'épaisseur du film laminaire, la nature des irrégularités n'a pas d'influence sur la turbulence et l'on dit que l'écoulement se fait en tuyau lisse.

Lorsque au contraire les irrégularités de la paroi pénètrent dans la région turbulente de l'écoulement elles en accentuent la turbulence et font par conséquent varier la perte d'énergie ; on dit alors que l'écoulement a lieu en écoulement rugueux par suite, l'écoulement turbulent pourra s'effectuer en tuyaux lisses écoulement turbulent lisse, ou en tuyaux rugueux en écoulement turbulent rugueux. [9]

II.2.6. Expression des pertes de charge :

- Influence des différentes grandeurs :

Lorsqu'on considère un fluide réel, les pertes d'énergie spécifiques ou bien comme on les appelle souvent, les pertes de charge dépendent de la forme, des dimensions et de la rugosité de la canalisation, de la vitesse d'écoulement et de la viscosité du liquide mais non de la valeur absolue de la pression qui règne dans le liquide.

La différence de pressions $p = p_1 - p_2$ entre deux points (1) et (2) d'un circuit hydraulique a pour origine :

- Les frottements du fluide sur la paroi interne de la tuyauterie ; on les appelle pertes de charge régulières ou systématiques.
- La résistance à l'écoulement provoquée par les accidents de parcours (coudes, élargissements ou rétrécissement de la section, organes de réglage, etc.) ; ce sont les pertes de charge accidentelles ou singulières.

Le problème du calcul de ces pertes de charge met en présence les principales grandeurs suivantes :

Le fluide est caractérisé par :

- sa masse volumique ρ .
- sa viscosité cinématique ν .

Un tuyau est caractérisé par :

- Sa section (forme et dimension) en général circulaire (diamètre D), sa longueur L .
- Sa rugosité k (hauteur moyenne des aspérités de la paroi).

Ces éléments sont liés par des grandeurs comme la vitesse moyenne d'écoulement V ou le débit q_v et le nombre de Reynolds Re qui joue un rôle primordial dans le calcul des pertes de charge. [5]

- **Pertes de charge systématiques :**

- **Généralités :**

Ce genre de perte est causé par le frottement intérieur qui se produit dans les liquides ; il se rencontre dans les tuyaux lisses aussi bien que dans les tuyaux rugueux. Entre deux points séparés par une longueur L , dans un tuyau de diamètre D apparaît une perte de pression p . exprimée sous la forme suivante :

$$\Delta P = \lambda \cdot \left(\frac{1}{2} \rho v^2 \right) \cdot \left(\frac{L}{D} \right) \text{ En (Pa)} \quad (\text{II.16})$$

$$\Delta P = \lambda \cdot \left(\frac{V^2}{2g} \right) \cdot \left(\frac{L}{D} \right) \text{ En mètres} \quad (\text{II.17})$$

λ : Est un coefficient sans dimension appelé coefficient de perte de charge linéaire.

Le calcul des pertes de charge repose entièrement sur la détermination de ce coefficient. [9]

- Pertes de charges accidentelles :

Les conduites industrielles contiennent de nombreux composants qui modifient le profil de :

- vitesse:
- Valves
- Coudes
- Évasements, rétrécissements
- Etc...

Ces composants introduisent des pertes de charge Supplémentaires au frottement dans les conduites et sont appelées pertes de charge locales ou mineures.

Définition des pertes de charge accidentelles ou singulières :

Ainsi que les expériences le montrent, dans beaucoup de cas, les pertes de charge sont à peu près proportionnelles au carré de la vitesse et donc on a adopté la forme suivante d'expression:

$$\Delta P = \zeta \cdot (\rho V^2 / 2) \quad (\text{II.18})$$

$$\Delta P = \zeta \cdot (V^2 / 2g) \quad (\text{II.19})$$

ΔP : Perte de charge exprimée en (Pa).

J : Perte de charge exprimée en mètres de colonne de fluide (mcf).

ζ est appelé coefficient de perte de charge singulière (sans dimension).

La détermination de ζ :

Les pertes de charge locales dépendent de la géométrie interne des composants et des irréversibilités dans l'écoulement (frottement, tourbillons, etc...).

- Pour cette raison, il n'existe pas de théorie générale qui permette de prédire ζ .
- Les valeurs de ζ sont obtenues expérimentalement par les manufacturiers.
- Des valeurs approximatives sont données dans les manuels.[9]

II.2.7. Les différents régimes d'écoulement nombre de Reynolds

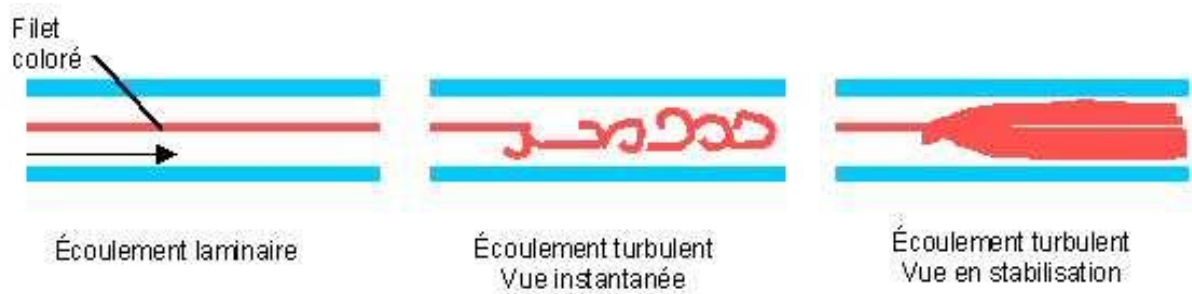


Figure (II-22): Régimes d'écoulement. [10]

Les expériences réalisées par Reynolds (1883) lors de l'écoulement d'un liquide dans une conduite cylindrique rectiligne dans laquelle arrive également un filet de liquide coloré, ont montré l'existence de deux régimes d'écoulement : laminaire et turbulent.

En utilisant des fluides divers (viscosité différente), en faisant varier le débit et le diamètre de la canalisation, Reynolds a montré que le paramètre qui permettait de déterminer si l'écoulement est laminaire ou turbulent est un nombre sans dimension appelé nombre de Reynolds R_e et donné par :

$$Re = (\rho \cdot V_{\text{moy}} \cdot D) / \mu \quad \text{ou} \quad Re = (V_{\text{moy}} \cdot D) / \nu \quad (\text{II.20})$$

Avec :

- ρ : masse volumique du fluide.
- V_{moy} : vitesse moyenne.
- D : diamètre de la conduite.

- μ : viscosité dynamique du fluide.
- ν : viscosité cinématique ($\nu = \mu/\rho$).

L'expérience montre que si :

- $Re < 2000$ le régime est laminaire
- $2000 < Re < 3200$ le régime est intermédiaire
- $Re > 3000$ le régime est turbulent

Ces valeurs doivent être considérées comme des ordres de grandeur, le passage d'un type d'écoulement à un autre se faisant progressivement.

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

Dans ce cas on peut montrer que le coefficient λ est uniquement fonction du nombre de Reynolds Re ; l'état de la surface n'intervient pas et donc ne dépend pas de k (hauteurs moyennes des aspérités du tuyau), ni de la nature de la tuyauterie. [10]

Avec :

$$\lambda = 64/Re \quad (\text{II.21})$$

- Cas de l'écoulement turbulent ($Re > 3200$) :

Les phénomènes d'écoulement sont beaucoup plus complexes et la détermination du coefficient de perte de charge λ résulte de mesures expérimentales. C'est ce qui explique la diversité des formules anciennes qui ont été proposées pour sa détermination.

En régime turbulent l'état de la surface devient sensible et son influence est d'autant plus grande que le nombre de Reynolds Re . Tous les travaux ont montré l'influence de la rugosité et on s'est attaché par la suite à chercher la variation du coefficient en fonction du nombre de Reynolds Re et de la rugosité k du tuyau.

Les diverses équations :

- Equation de Karman-Prandtl pour les conduites lisses :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log_{10} \text{Re} \sqrt{\lambda} - 0,8 \quad (\text{II.22})$$

- Equation de Karman-Prandtl pour les conduites rugueuses :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log_{10} \frac{2}{2\epsilon} + 1,74 \quad (\text{II.23})$$

- Equation de Blasius pour les conduites lisses et $\text{Re} < 10^5$:

$$\lambda = 0,3164 / \text{Re}^{0,25} \quad (\text{II.24})$$

- Equation de Nikuradse pour les conduites lisses et $\text{Re} > 10^5$:

$$\lambda = (0,221 / \text{Re}^{0,237}) + 0,0032 \quad (\text{II.25})$$

- On se base sur l'observation de conduites industrielles et sur tous les essais précédents Colebrook et White et la formule se présente ainsi :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\epsilon}{3,7D} + \frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{\lambda}} \right) \quad (\text{II.26})$$

La formule de Colebrook et White est actuellement considérée comme celle qui traduit le mieux les phénomènes d'écoulement en régime turbulent.

Pour simplifier la relation précédente, on peut chercher à savoir si l'écoulement est hydrauliquement lisse ou rugueux pour évaluer la prédominance des deux termes entre parenthèses dans la relation de Colebrook et White. [10]

-Diagramme universel de Moody :

En se basant sur les expériences de Nikuradse, sur l'analyse mathématique de Prandtl et de Von Karman, sur les observations de Colebrook et White et sur un grand nombre

d'expérience en conduites industrielles, Moody a établi un diagramme logarithmique, qui donne λ en fonction du nombre de Reynolds et de la rugosité relative k/D . [10]

II.2.8. Théorème de Bernoulli généralisé :

Lors d'un écoulement d'un fluide réel entre les points (1) et (2) il peut y avoir des échanges d'énergie entre ce fluide et le milieu extérieur :

- par travail à travers une machine, pompe ou turbine ; la puissance échangée étant P (voir Théorème de Bernoulli (II.27))
- par pertes de charge dues aux frottements du fluide sur les parois ou les accidents de parcours ; la différence de pression étant Δp (voir ci-dessus (II.28))

Le théorème de Bernoulli s'écrit alors sous la forme générale :

$$\frac{1}{2} \rho (V_2^2 - V_1^2) + \rho g (Z_2 - Z_1) + (P_2 - P_1) = \frac{\sum P}{qv} - \Delta P \quad (\text{II.27})$$

$$\left(\frac{P_1}{\rho g} - \frac{P_2}{\rho g} \right) + \left(\frac{V_1^2}{2g} - \frac{V_2^2}{2g} \right) + (Z_1 - Z_2) = J_{(L+S)} \quad (\text{II.28})$$

Avec :

$\sum P$: somme des puissances échangées entre le fluide et le milieu extérieur, à travers une machine, entre (1) et (2) :

$P > 0$ si le fluide reçoit de l'énergie de la machine (pompe),

$P < 0$ si le fluide fournit de l'énergie à la machine (turbine),

$P = 0$ s'il n'y a pas de machine entre (1) et (2).

- ΔP : somme des pertes de charge entre (1) et (2) : en Pa,

- $J_{(L+s)}$: somme des pertes de charge linéaire et singulière entre (1) et (2) en m. [10]

II.3. Caractéristiques d'une pompe centrifuge

Une pompe centrifuge est une machine tournante destinée à communiquer au liquide pompé une énergie suffisante pour provoquer son déplacement dans un réseau hydraulique comportant en général une hauteur géométrique d'élévation de niveau (Z), une augmentation de pression (p) et toujours des pertes de charges ,

Le calcul des pompes centrifuges s'effectue par l'analyse dimensionnelle et par le théorème d'Euler. [11]

Débit :

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

Hauteur manométrique :

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 :

$$H_{MT} = H_{TR} \pm H_{TA} \quad (II.29)$$

La hauteur varie avec le débit et est représentée par la courbe caractéristique $H = f(Q)$ de la pompe considérée.

Le rendement :

Le rendement (η) d'une pompe est le rapport de la puissance utile P (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 est le débit volume du fluide, ρ sa masse volumique et HMT la hauteur manométrique de la pompe, la puissance P et le rendement η sont respectivement donnés par les équations (2.30) et (2.31): [11]

$$P = \eta \rho g H Q \quad (\text{II.30})$$

$$\eta = \rho g H Q / P_a \quad (\text{II.31})$$

Le rendement de la pompe varie avec le débit et passe par un maximum pour le débit nominal autour duquel la pompe doit être utilisée.

La limitation de la hauteur manométrique d'aspiration -N.P.S.H. :

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. Ce phénomène se produit à l'orifice d'aspiration de la pompe, 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 décondensation. Des implosions se produisent alors à des fréquences élevées et créent des surpressions locales très élevées (jusqu'à des centaines de bars), Le N.P.S.H. est une caractéristique, donnée par le constructeur est qualifiée de « NPSH requis ». Elle tient compte en particulier de la chute de pression que subit le fluide lors de son accélération à l'entrée de la roue. [11]

On appelle, par ailleurs, « NPSH Disponible » la différence entre la pression totale à l'entrée de la pompe au niveau de la bride en absolu et la pression de vapeur pour la température du fluide:

$$\text{NPSH}_{\text{Disponible}} = 1/\rho g (P_{\text{Bride abs}} - P_v) \quad (\text{II.32})$$

II.3.1. Représentation graphique :

Hauteur manométrique totale :

La hauteur manométrique totale d'élévation est la somme des termes suivants :

1-La hauteur géométrique d'élévation H_g entre le plan d'eau de pompage et le plan le plus haut à atteindre. Cette hauteur géométrique se décompose en deux :

- **Hauteur géométrique d'aspiration**, H_a , qui, pour une pompe horizontale, est la distance entre le plan de pompage et l'axe de la pompe et, pour une pompe verticale, la distance entre le plan de pompage et le plan médian de la première roue, c'est-à-dire celle située à l'altitude la plus basse.
- **Hauteur géométrique de refoulement**, H_r , qui est la distance séparant le point le plus haut à atteindre, soit de l'axe horizontal, pour un groupe horizontal, soit du plan de la première roue pour un groupe vertical.

Ces termes s'ajoutent algébriquement et on a :

$$H_g = H_r + H_a \quad \text{pour une élévation avec aspiration.}$$

$$H_g = H_r - H_a \quad (\text{II.33}) \quad \text{pour une élévation avec aspiration sous pression.}$$

2-Les Pertes de charge totales H_f , tant à l'aspiration qu'au refoulement. Leur calcul ne présente aucune difficulté et les formules suivantes représentent les différents cas qu'on peut rencontrer:

$$\underline{1^{\text{er}} \text{ Cas :}} \quad \text{HMT} = H_h + H_{f \text{ asp}} + H_{f \text{ refou}} + P_r \quad (\text{II.34a})$$

$$\underline{2^{\text{ème}} \text{ Cas :}} \quad \text{HMT} = H_h + H_{f \text{ asp}} + H_{f \text{ refou}} \quad (\text{II.34b})$$

$$\underline{3^{\text{ème}} \text{ Cas :}} \quad \text{HMT} = H_h + H_{f \text{ asp}} + H_{f \text{ refou}} + (P_2 - P_1) \quad (\text{II.34c})$$

$$\underline{4^{\text{ème}} \text{ Cas :}} \quad \text{HMT} = H_h + H_{f \text{ asp}} + H_{f \text{ refou}} + P_r + (P_{\text{atm}} - P_1) \quad (\text{II.34d})$$

(A condition que P_1 soit $>$ à la pression atmosphérique)

Avec :

H_h = Charge hydraulique en Pa avec H_h (en Pa) = $9,81.H_g.p$

ρ = masse volumique du liquide en kg/m^3 .

9.81 = Intensité moyenne de la pesanteur.

H_g = Hauteur géométrique (d'aspiration ou de refoulement ou les deux) en mètre d'eau, mCE.

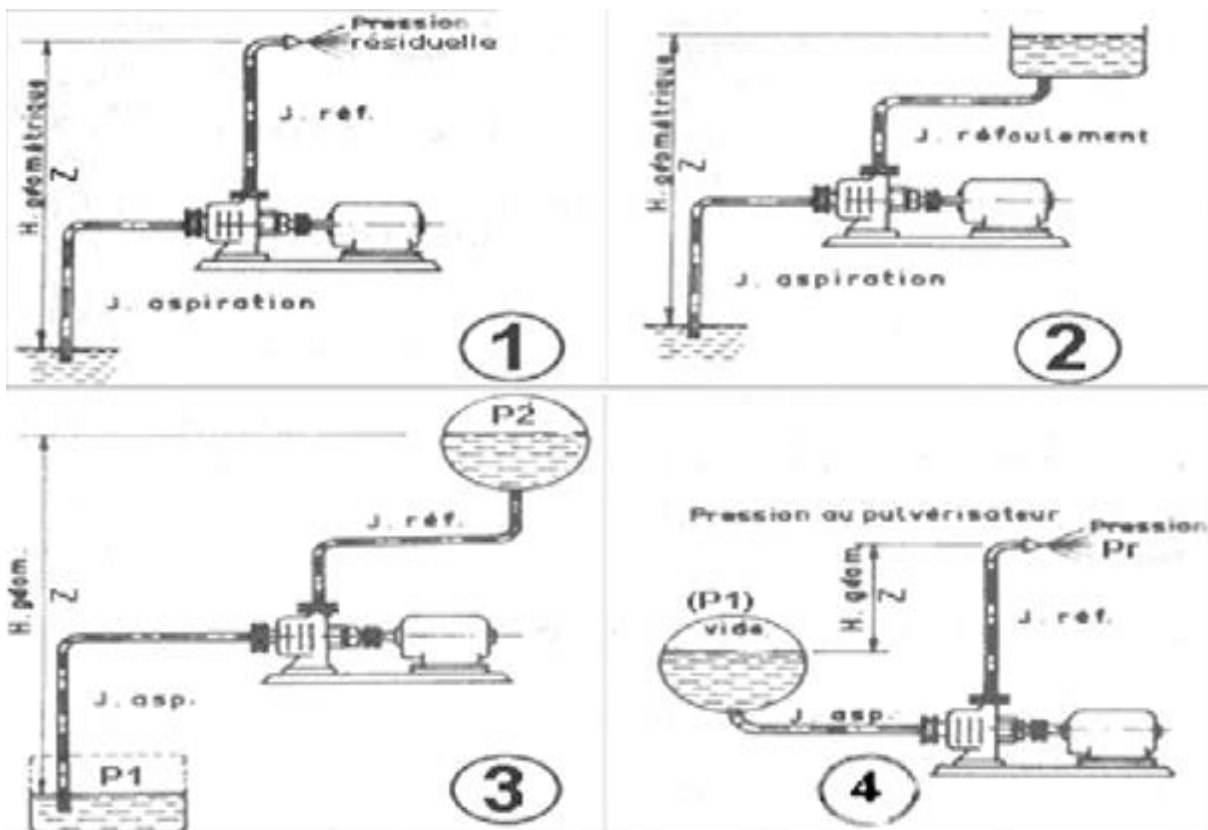


Figure (II-23) : les différents branchements possibles d'une pompe [12]

Remarque :

La densité est un facteur important à considérer lors du dimensionnement d'une pompe.

La densité d'un liquide peut affecter la pression de sortie d'une pompe. Sur une hauteur

verticale identique, un liquide plus lourd que l'eau exige une plus grande force pour véhiculer le fluide.

$H_{f\text{ asp}} =$ Pertes de charge de la conduite d'aspiration en Pa ;

$H_{f\text{ refou}} =$ Pertes de charge de la conduite de refoulement en Pa ;

$P_r =$ Pression résiduelle ou pression de service en Pa (P_r est une pression relative).

Courbes caractéristiques :

Les courbes principales qui caractérisent une pompe sont au nombre de trois:

- La courbe débit-hauteur
- La courbe de puissance absorbée
- La courbe de rendement

Afin de caractériser une pompe, la hauteur manométrique, la puissance et le rendement sont tracés en fonction du débit.

Le point de fonctionnement (M) se situe à l'intersection de la caractéristique de la pompe et de celle du réseau [13]:

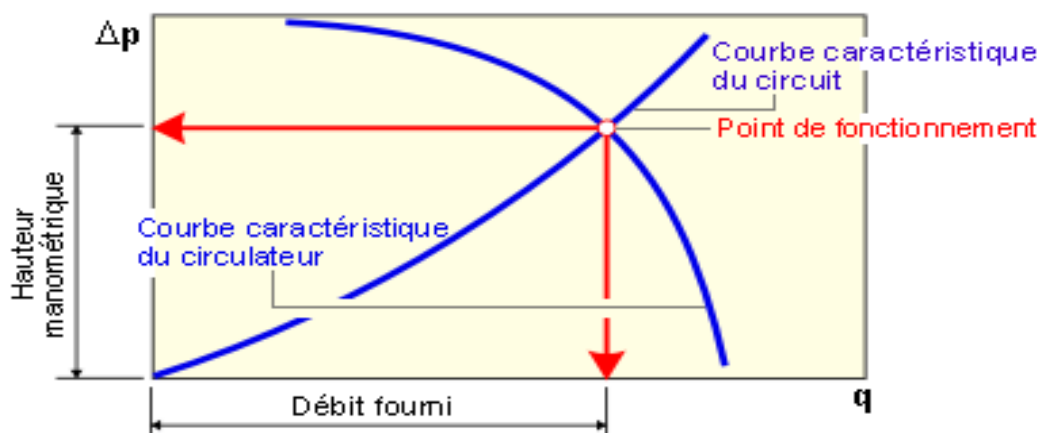


Figure (II-24) : Caractéristiques d'une pompe. [12]

Idéalement, la caractéristique du circuit coupe la courbe de la pompe pour un débit qui correspond à son rendement maximal. Une dispersion de 25% autour de ce point est

Cependant acceptable.

Vitesse spécifique

Les pompes centrifuges sont conçues en fonction de la vitesse spécifique. La vitesse spécifique (N_s) est un nombre adimensionnel qui est utilisé pour classer les impulseurs de pompe selon leur type et leur taille. Ce nombre est défini comme étant la vitesse (en tr/min) à laquelle un impulseur de géométrie similaire fonctionnerait s'il était conçu pour fournir un gallon par minute avec une hauteur manométrique totale de un pied. Mathématiquement, la vitesse spécifique est établie selon l'équation suivante :

$$N_s = N \cdot Q^{1/2} / H^{3/4} \quad (\text{II.35})$$

Q : Le débit en gpm (US)

H : Hauteur Manométrique total par nombre d'étages (pi)

N : La vitesse de rotation (tr /min). [13]

La puissance :

La puissance sur l'arbre est une caractéristique de la pompe permettant de déterminer le moteur d'entraînement pour un débit, cette puissance se calcule à partir de la connaissance donnée de la hauteur, du rendement et de la densité.

$$P_a = P_H / \eta \quad (\text{II.36})$$

Avec :

η : rendement de la pompe.

P_H : Puissance hydraulique. [14]

La puissance hydraulique :

La puissance hydraulique communiquée au liquide pompé est liée au 2 grandeurs précédentes. Si q_v est le débit volume du fluide m^3/h , ρ sa masse volumique et H la hauteur manométrique de la pompe m , la puissance hydraulique P_{kw} est donnée par [14] :

$$P = q_v \rho g H \quad (II.37)$$

II.3.2. Couplage des pompes :

Pour parvenir à obtenir certaines conditions de fonctionnement impossibles à réaliser avec une seule pompe, les utilisateurs associent parfois deux pompes dans des montages en série ou en parallèle. [15]

- Couplage en série :

Il a pour but d'augmenter la pression toute on maintenant le débit constant. Pour le même débit on somme les H

$$q_{veq} = q_{v1} = q_{v2} \quad (II.38)$$

$$H_{eq} = H_1 + H_2 \quad (II.39)$$

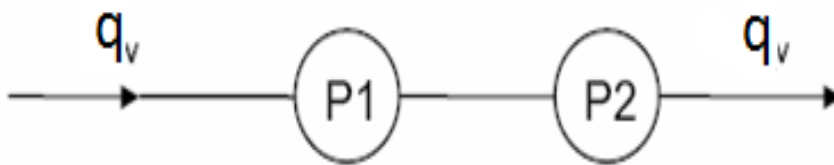


Figure (II-25) : Pompes en série. [15]

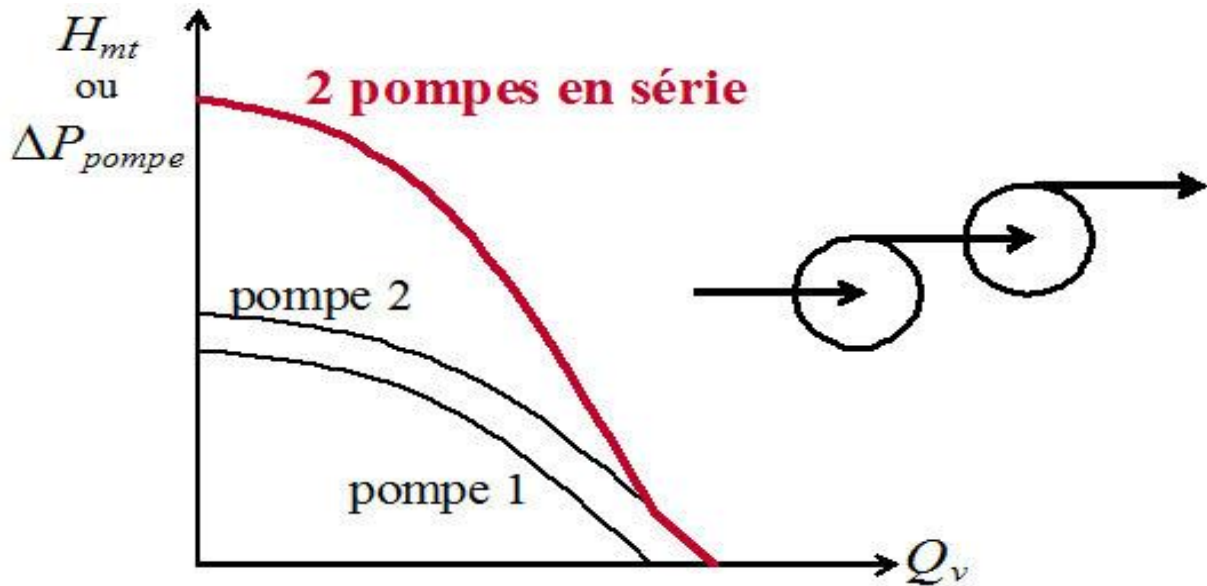


Figure (II-26) : Courbe hauteur-débit pour deux pompes en série. [15]

Graphiquement, on trouve la caractéristique de la hauteur manométrique totale du montage en additionnant les caractéristiques de chaque pompe pour un même débit. Le couplage en série permet d'augmenter la hauteur manométrique totale, donc la charge du réseau. Il convient donc bien pour un réseau présentant des pertes de charge importantes.

-couplage en parallèle :

Il a pour but d'augmenter le débit en plaçant les pompes en parallèle pour la même HMT on fait la somme des q_v .

$$H_{eq} = H_1 = H_2 \quad (II.40)$$

$$q_{veq} = q_{v1} + q_{v2} \quad (II.41)$$

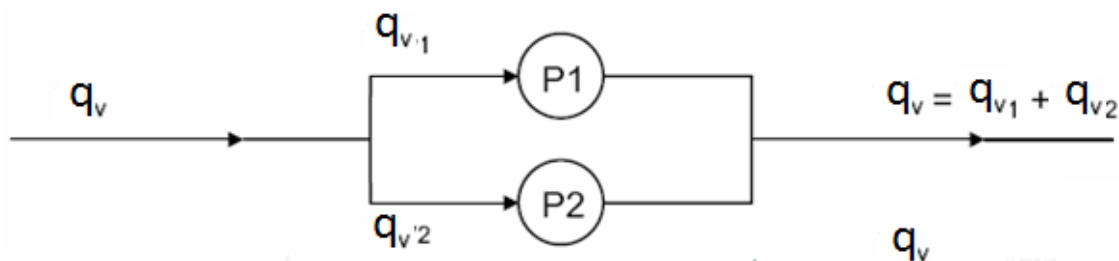


Figure (II-27) : Pompes en parallèle. [15]

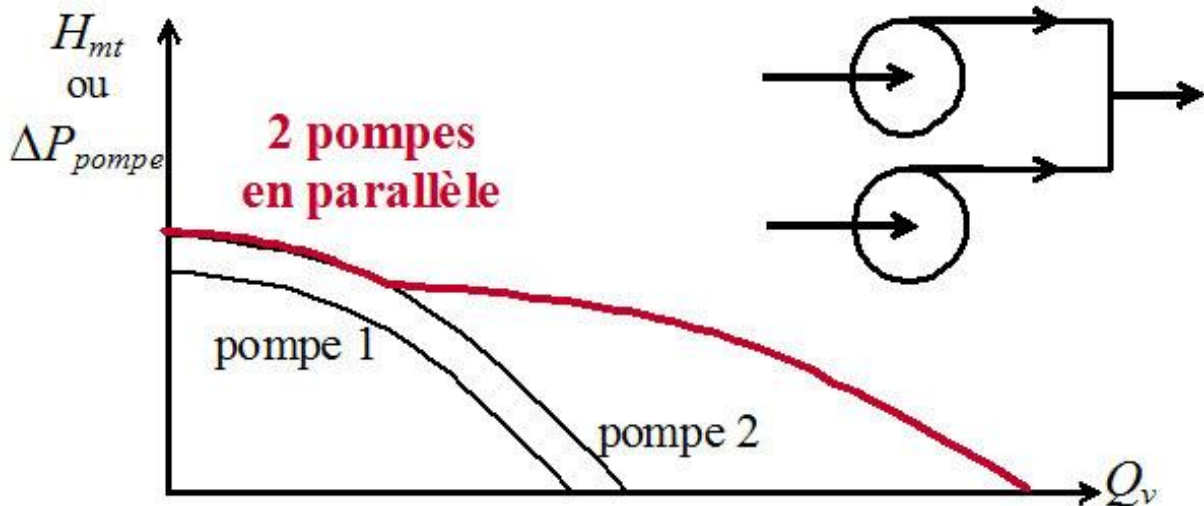


Figure (II-28) : Courbe hauteur-débit pour deux pompes en parallèles. [15]

Graphiquement, on trouve la caractéristique du débit totale du montage en additionnant les débits des deux pompes pour une même hauteur manométrique totale. Le couplage en parallèle permet d'augmenter le débit dans le réseau. Il convient bien pour un réseau présentant des pertes de charge assez faibles.

Les pompes sont parfois montées en parallèle (by-pass) avec une seule des deux qui fonctionne.

En cas de panne ou pour une action de maintenance le montage permet alors de continuer à fonctionner en démarrant la deuxième pompe.

Stage sur La Pompe Centrifuge Guinard DVDS dans La DMB

III.1.Introduction :

Après le training pendant une période d'essai de deux semaines au sein de l'entreprise DMB (direction de maintenance Biskra) on vous présentant ce rapport pour le but d'expliquer les axes principaux dans les missions qu'on a effectué dans cette période.

III.2.Généralité

SONATRACH, et une entreprise nationale chargée de l'exploration, la production, le transport et la commercialisation des hydrocarbures, axée sa politique économique et industrielle après quelques années de la nationalisation des hydrocarbures sur le développement du pays.

La direction de maintenance de Biskra joue un rôle important dans le domaine de maintenance et la fabrication des pièces de rechange.

Parmi les missions qui sont confiées on trouve :

- Révision générales et partielles des machines tournantes
- Développement de la fabrication des pièces de rechange nécessaires aux machines tournantes
- Rénovation des moteurs électriques basse et moyenne tensions
- Rénovation des pièces importantes des turbines à gaz et compresseur

III.2.1. La direction de maintenance Biskra DMB

Le projet de la direction de maintenance de Biskra et son implantation a fait l'objet d'une étude stratégique visant l'entretien et l'intervention rapide sur les lignes de transport.

C'est la position géographique de la ville de Biskra qui a été déterminante pour son implantation, en effet elle se situe à mi-distance entre le départ et le terminal arrivée des pipelines. (Départ de Djemaa via Sp3 Biskra à Barika)

L'exécution du projet a débuté en 1975 et pris fin en 1977, la réception définitive de la base s'est effectuée en 1980.

La mission principale est d'assurer la maintenance des équipements installés sur deux ouvrages :

- Stations de pompage de brut (OK1 34 '') H.E.H - Skikda (OLEODUCS)
- Station de compression de gaz (GK1 40'', GO1 et GO2 48 '') Hassi r'mel – Skikda (Gazoducs)

Ainsi que la surveillance des canalisations.

La direction de Biskra assure la maintenance des équipements et pour des missions principales

1. Réversion générale et partielles des machines tournantes (turbines à gaz et turboalternateur)
2. Rénovation des pièces maitresses de turbines
3. Rénovation des moteurs électriques basse et moyenne tension
4. Rénovation des transformateurs
5. Développement de la fabrication des pièces de rechange nécessaire aux machines tournantes.

III.3. La description de pompe Guinard DVDS

La pompe DVDS c'est une pompe deux étages et deux impulseur spécialement pour transporter le pétrole brut [16].



Figure (III-29) : La pompe Guinard DVDS.

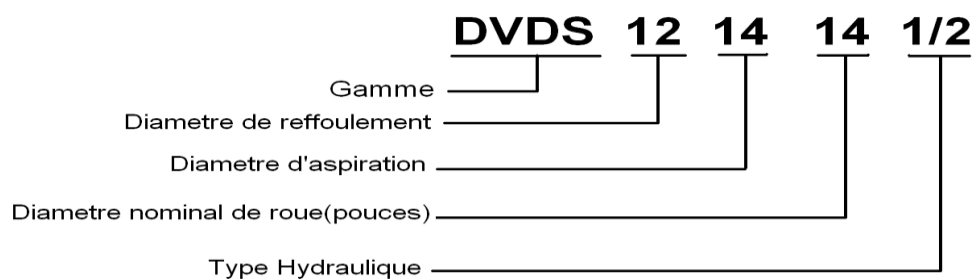


Figure (III-30) : Désignation de Pompe Centrifuge DVDS. [19]

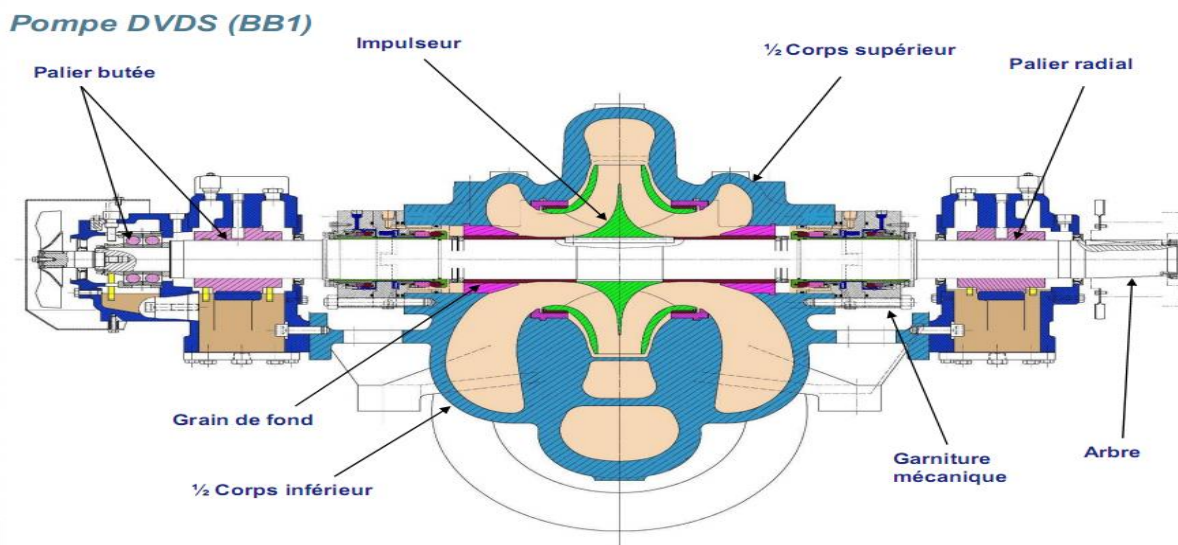
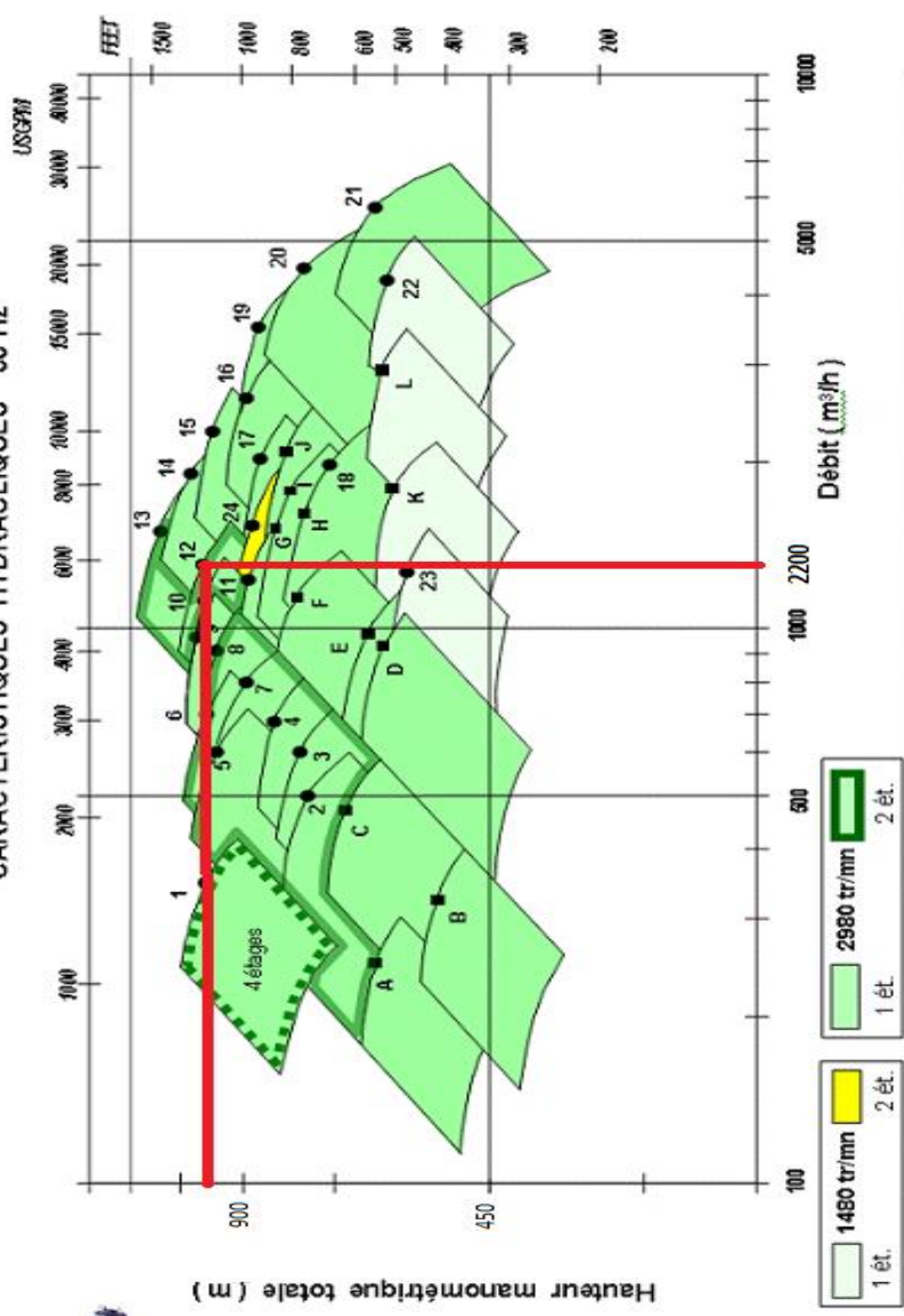


Figure (III-31) : Les composants mécaniques de Pompe Centrifuge DVDS. [21]



BB1:
DVDS
DVSS
RBMX

CARACTERISTIQUES HYDRAULIQUES 50 Hz



A	D830 4x6x13,5-1	1	RBMX 6x6x11	9	DVDS 10x14x26 G	17	DVDS 14x14x18
B	D830 6x10x13-1	2	RBMX 8x10x12 A	10	DVSS 10x14x14 HVY	18	DVDS 14x14x16 HH
C	D830 6x8x14,5H-1	3	RBMX 8x10x12 B	11	DVDS 14x14x16 LAL	19	DVDS 18x18x19 LAL
D	D830 8x10x14C-1	4	RBMX 8x10x12 C	12	DVDS 12x14x14 1/2	20	DVDS 18x18x18 HH
E	D830 10x12x15A-1	5	DVSS 10x10x14 LUF	13	DVDS 12x14x16 1/2	21	DVDS 20x24x18
F	D830 10x12x16,5A-1	6	DVSS 10x10x14 MHFY	14	DVDS 10x14x26 M	22	DVDS 20x24x27
G	D830 14x14x17,5-1	7	DVSS 10x10x14 HF	15	DVDS 10x14x26 H	23	DVDS 10x14x26 N
H	D830 14x14x16,5A-1	8	RBMX 10x12x14	16	DVDS 10x14x26 HH	24	DVDS 16x18x26

Figure (III-32) : Les Caractéristiques Hydraulique de pompe DVDS. [21]

III.3.1. Corps de la pompe :

Le Corps de la pompe centrifuge DVDS deux-étages est divisé en deux parties (corps supérieur et corps inférieur). Les deux Demi-corps sont assemblés horizontalement par goujons (boulons d'assemblages). Les volutes sont à double becs, opposées diamétralement pour assurer l'équilibrage radial. [17]

a) Demi- corps inférieur : Comporte ;

- Les tubulures d'aspiration et de refoulement avec bossages taraudés pour prise de pression. Pour le raccordement aux tuyauteries extérieures, les tubulures d'aspiration et refoulement sont terminées par des brides.
- Des canaux de liaison inter-étages.
- La purge taraudée pour vidange.
- Un berceau formant une cuvette avec bride, en prolongement du Demi-corps et de chaque côté supporte les corps de paliers, « Ces cuvettes reçoivent les fuites accidentelles des garnitures qui peuvent être récupérées par un orifice prévu à cet effet à leur partie inférieure ».
- Une tuyauterie de by-pass pour l'équilibrage des garnitures.



Figure (III-33) : Demi- corps inférieur.

b) Demi-corp supérieur : Comporte :

- Les canaux de liaison inter-étages
- Évents taraudés pour purge d'air
- Les œillets pour levage. [18]

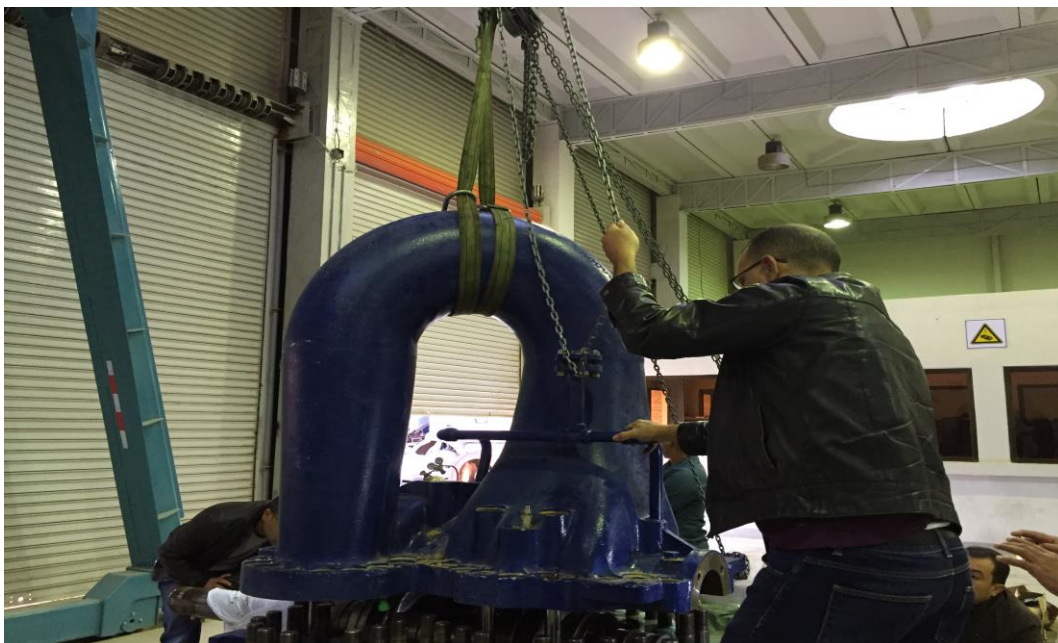


Figure (III-34) : Demi-corp supérieur.

III.3.2. Mobile de la pompe : Le mobile de pompe comporte :

- Un arbre cylindrique de diamètre constant.
- Des roues placées en opposition et correspondant aux canaux d'aspiration et à la volute du corps.
- Les entretoises des roues.
- Une chemise centrale d'étanchéité.
- Une chemise d'équilibrage cote butée.
- Une bague entretoises.
- Des chemises d'arbre pour garnitures à tresses ou mécaniques.
- Des paliers.
- Le demi-manchon d'accouplement pompe-moteur.
- L'écrou blocage de roue.
- Bague d'arrêt de la chemise d'équilibrage (bague en deux parties). [14]

a) Roue :

C'est l'élément principale de la pompe, c'est une couronne composée de deux flasques parallèles dans l'écartement correspond à la largeur de la roue relié entre eux par des ailettes. Dans notre pompe on a sept roues identiques, elles sont munies de bagues d'usure interchangeable et elles sont soigneusement équilibrées après usinage, Les roues sont montées sur l'arbre avec entretoises et bloqué par l'écrou. La roue est en acier de nuance (Z6CNDU 20 - 08 M).

L'arbre de la pompe est fabriqué d'une façon d'assurer un minimum de flèches et de vibrations et aussi dans le but de prolonger au maximum sa durée de vie. Il est constitué d'acier inoxydable de nuance (X 20 D.U), il est supporté et guidé par deux paliers. [14]



Figure (III-35) : Rotor de la pompe DVDS (roue + arbre).

III.3.3. Paliers :

Le mobile est supporté à l'extrémité par des paliers prévus avec chambre de refroidissement à huile. Cette chambre circulaire éloignée des roulements, est d'une conception de telle qu'aucune déformation (par différence de dilatation thermique) ne vienne fausser l'alignement du mobile ; réalisé au montage.

- Un palier coté accouplement.
- Un palier coté libre.

Le graissage des paliers est prévu à l'huile avec anneau de graissage en version standard.

Un graisseur à niveau visible, sur chaque palier, maintient le niveau d'huile constant.

Le réglage du mobile en latérale est obtenu à l'aide d'une bague support anneau de graissage. Il est nécessaire de changer l'huile des paliers après les 50 premières heures de marche. [12]

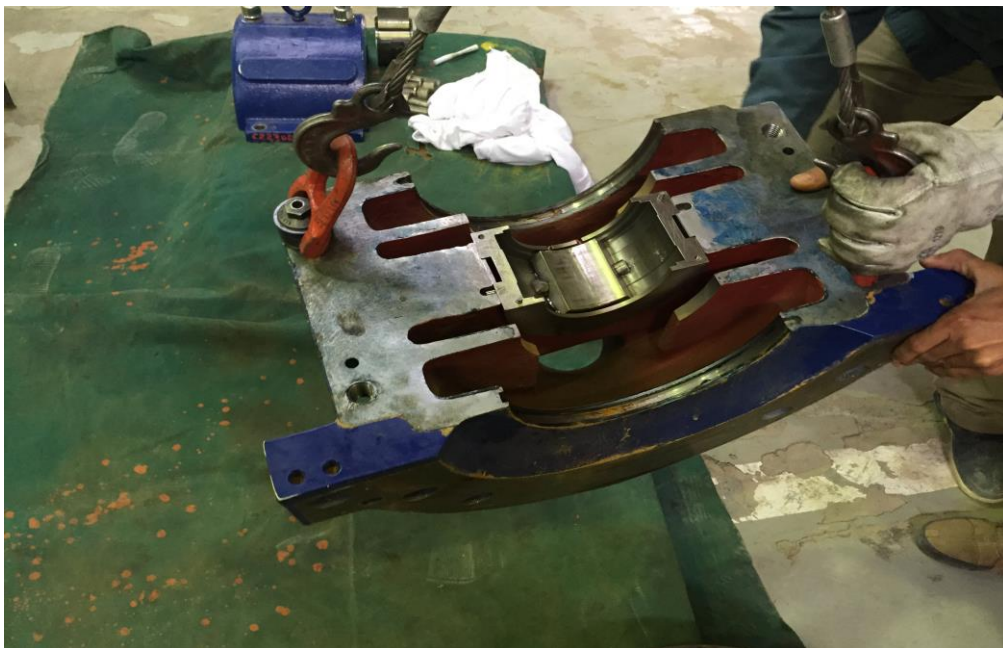


Figure (III-36) : Paliers lisse de la pompe DVDS.

III.3.4. Garnitures mécaniques :

Garnitures rotatives destinées à des services industriels (FLEXIBOX) poussés et continus pour lesquels les problèmes d'étanchéité sont primordiaux. Suivant les cas, elles peuvent résister à de fortes pressions atteignant 12 bars à des températures comprises entre 0°C et 250°C, si la pompe est en marche il y aura un mouvement relatif entre les deux bagues.

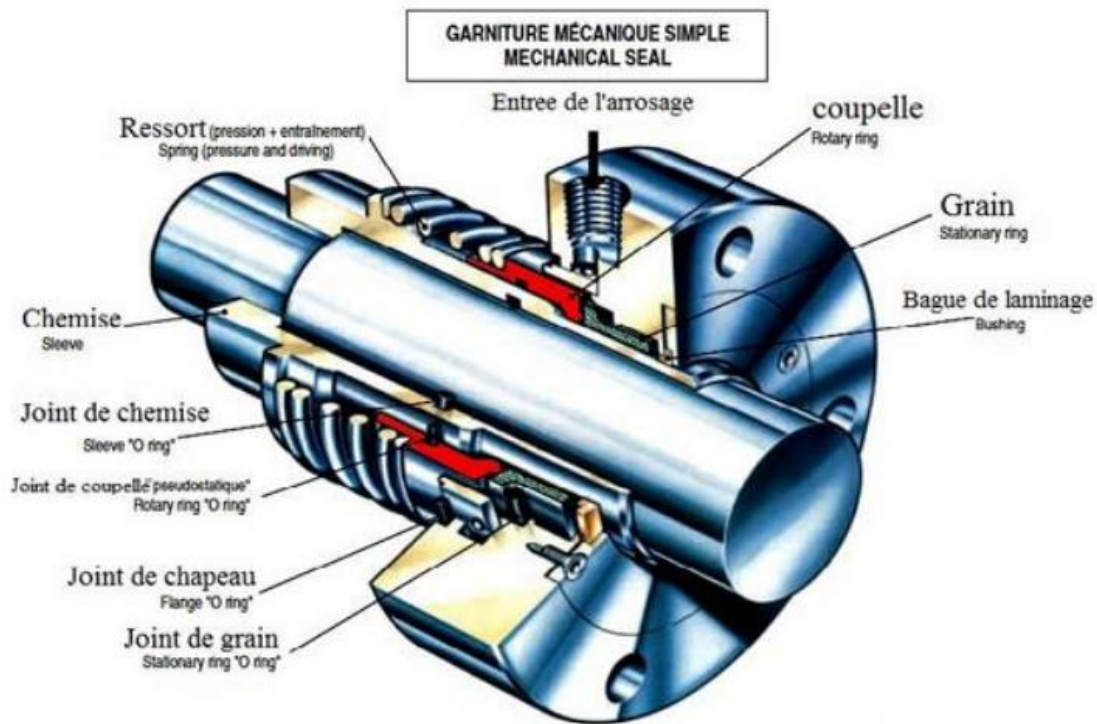


Figure (III-37) : Coupe d'une garniture mécanique.

Pour régler le problème de frottement et de l'usure, la surface de la bague tournante est fabriquée en acier tandis que la surface de la bague fixe est fabriquée en carbone.

La surface de contact entre les deux bagues est assurée par la pression d'un ressort qui est fixé sur l'axe. Pour éviter l'usure de l'arbre, une chemise de garniture est montée sur l'arbre pour le protéger. Elle supporte les deux bagues et le ressort.

Pour ne pas avoir de fuite de liquide entre la bague d'étanchéité rotative et la chemise de garniture, ainsi qu'entre la bague d'étanchéité fixe et le couvercle de garniture, deux joints sont conçus pour étancher ces fuites. L'étanchéité est obtenue par un contact intime entre les faces opposées des deux grains. Le grain fixe est maintenu dans le chapeau de la garniture, tandis que le grain mobile tourne avec l'arbre. Comme les faces de fonction sont d'une planéité lisse, la fuite du produit est impossible. [12]

Les principaux constituants de la garniture sont :

a) Le grain mobile (coupelle): Un joint torique souple évite efficacement la fuite entre la coupelle et l'arbre tandis qu'il permet suffisamment de souplesse pour maintenir un contact intime de la face de grain mobile de Tungstène avec le grain fixe de carbone.

Le joint compense également de désalignement, les sauts, la dilatation thermique et les vibrations de l'arbre. Celui-ci doit être poli et sans défauts.

b) Le grain fixe : Il est généralement fabriqué en carbone imprégné de matériaux spéciaux ou bien de même matériaux que la coupelle, et monté seulement par un second joint torique.

Celui-ci évite la fuite entre le grain fixe et le chapeau, en même temps il sert comme amortisseur pour permettre d'absorbé un certain degré de désalignement.

c) Le ressort : La pression entre les deux faces est fournie par le ressort. Le ressort peut être soit enroulé à droite, soit à gauche. Le sens de rotation de l'arbre détermine le sens d'enroulement du ressort de telle sorte que lors du fonctionnement, les spires du ressort tendent à se resserrer pour maintenir le contact entre le grain fixe et le grain mobile.

d) Chapeau de garniture mécanique : Le chapeau est fixé par quatre vis centrées, dans l'alésage de la boîte à garniture. Ce chapeau est constitué d'orifices permettant :

- De relier l'enceinte de la garniture à la source de pression afin d'assurer une circulation droite des faces de friction.
- D'assurer, éventuellement un balayage à l'arrière de la garniture ainsi que sa vidange.



Figure (III-38) : Garniture mécanique de pompe DVDS.

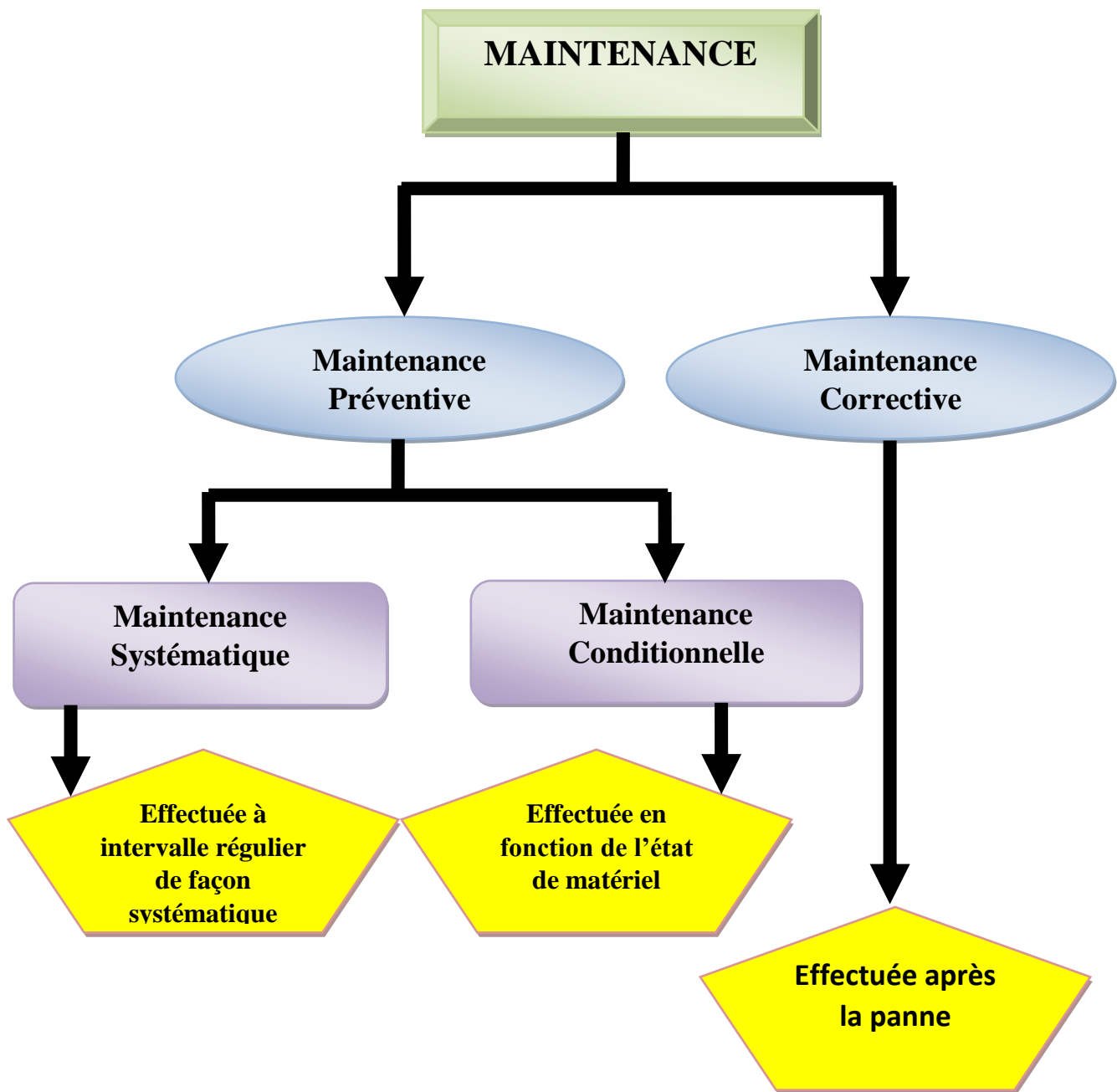
III.4. Maintenance et révision de Pompe Centrifuge GUINARD DVDS :

III.4.1. Définition générale :

La maintenance est définie comme étant « l'ensemble des actions permettant de maintenir ou de rétablir un bien dans un état spécifié ou en mesure d'assurer un service déterminé ».

Maintenir c'est donc effectuer des opérations qui permettent de conserver le potentiel du matériel pour assurer la continuité et la qualité de la production. [17]

III.4.2. Les différentes formes de maintenance :



1) Maintenance Corrective

Elle résulte d'un arrêt intempestif des lignes de production « Maintenance exécutée après détection d'une panne et destinée à remettre un bien dans un état dans lequel il peut accomplir une fonction requise».

But: Une fois la panne survenue, corriger provisoirement ou supprimer la défaillance, afin de permettre une pré-exploitation de la pompe.

a. Maintenance Palliative

Maintenance corrective permettant à un système d'accomplir provisoirement tout ou partie d'une fonction requise.



Avantage :

- Rapidité d'exécution de la solution mise en place.

Inconvénients :

- Entraîne une marche dégradée du système.
- Doit être suivie dans les plus brefs délais d'une opération de maintenance curative.

b. Maintenance Curative

Elle résulte d'un arrêt intempestif des lignes de production.

Réparation non planifiée qui intervient brutalement en cours de production, Elle peut être menée à bien lorsque l'équipement défectueux n'est pas d'une importance capitale pour maintenir l'exploitation

Avantage :

- Remise en l'état d'origine du matériel défectueux, voire même amélioration du matériel

Inconvénients :

- Consommateur en temps d'immobilisation du matériel.

- Nécessite des moyens importants.

2) Maintenance Préventive

« Maintenance exécutée à des intervalles prédéterminés ou selon des critères prescrits et destinée à réduire la probabilité de défaillance ou la dégradation du fonctionnement d'un bien»

But: Assurer une sûreté de fonctionnement, diminuer les coûts de maintenance ou pour raisons pratiques (disponibilité des équipements).

1. Maintenance Systématique, Périodique, Programmée.
2. Maintenance Conditionnelle.
3. Maintenance Prévisionnelle.

a. Maintenance Systématique, Périodique, Programmée

Ces termes désignent des opérations effectuées systématiquement, soit selon un calendrier (à périodicité temporelle fixe), soit selon une périodicité d'usage (heures de fonctionnement, nombre d'unités produites, nombre de mouvements effectués, etc...).

Cette stratégie de maintenance repose sur un retour d'expérience et des connaissances approfondies dans l'exploitation des matériels.

b. Maintenance conditionnelle

Maintenance préventive subordonnée au franchissement d'un seuil prédéterminé significatif de l'état de dégradation du bien. Le franchissement du seuil peut-être mis en évidence par l'information donnée par un capteur ou par tout autre moyen.

- Analyse vibratoire.
- Relevés de température.
- Relevés de pression.
- Relevés d'intensité et courant.
- Analyse d'huiles.

c. Maintenance Prévisionnelle

Maintenance préventive subordonnée à l'analyse de l'évolution surveillée de paramètres significatifs de la dégradation du bien, permettant de retarder et de planifier les interventions.

Réalisée à la suite d'une analyse de l'évolution de l'état de dégradation de l'équipement.

III.4.3. Niveaux de Maintenance :

Ils sont au nombre de cinq et leur utilisation pratique n'est concevable qu'entre des parties qui sont convenues de leur définition précise, selon le type de bien à maintenir.

Niveau 1 :

Réglages simples prévus par le constructeur au moyen d'organes accessibles sans aucun démontage ou ouverture de l'équipement,

- Échanges d'éléments consommables accessibles en toute sécurité, tels que voyants, huiles, filtres, ...
- Type d'intervention effectuée par l'exploitant sans outillage et à l'aide des instructions d'utilisation.

Niveau 2 :

Dépannages par échange standard des éléments prévus à cet effet et opérations minutieuses de maintenance préventive, tels que graissage contrôle de bon fonctionnement.

Ce Type d'intervention effectuée par un technicien habilité de qualification moyenne, sur palce avec l'outillage portable défini par les instructions de maintenance.

On peut procurer les pièces de rechange transportables sans délai et à proximité du lieu d'exploitation.

Niveau 3:

Identification et diagnostique des pannes, réparation par échange des composants ou d'élément fonctionnel, réparation mécanique mineures et toutes opération courantes de maintenance préventive telle que réglage général ou réaligement des appareils de mesure.

Ce d'intervention peut effectuer dans les ateliers de maintenance, à l'aide de l'outillage prévue dans les instructions de maintenance ainsi que des appareils de mesure et de réglage et éventuellement des bancs d'essais et de contrôle des équipement et en utilisent l'ensemble de la documentation nécessaire à la maintenance du bien, ainsi que les pièces approvisionnées par le magasin.

Niveau 4 :

Tous les travaux importants de maintenance corrective ou préventive à l'exception de la rénovation et de la reconstruction. Ce niveau comprend aussi le réglage des appareils de mesure utilisés pour la maintenance et éventuellement la vérification des étalons de travail par les organismes spécialisés.

Ce type d'intervention peut être effectuée par une équipe comprenant un encadrement technique très spécialisé, dans un atelier spécialisé doté d'un outillage général et éventuellement des bancs de mesure et des étalons de travail nécessaires à l'aide de toute documentation générale ou particulière.

Niveau 5 :

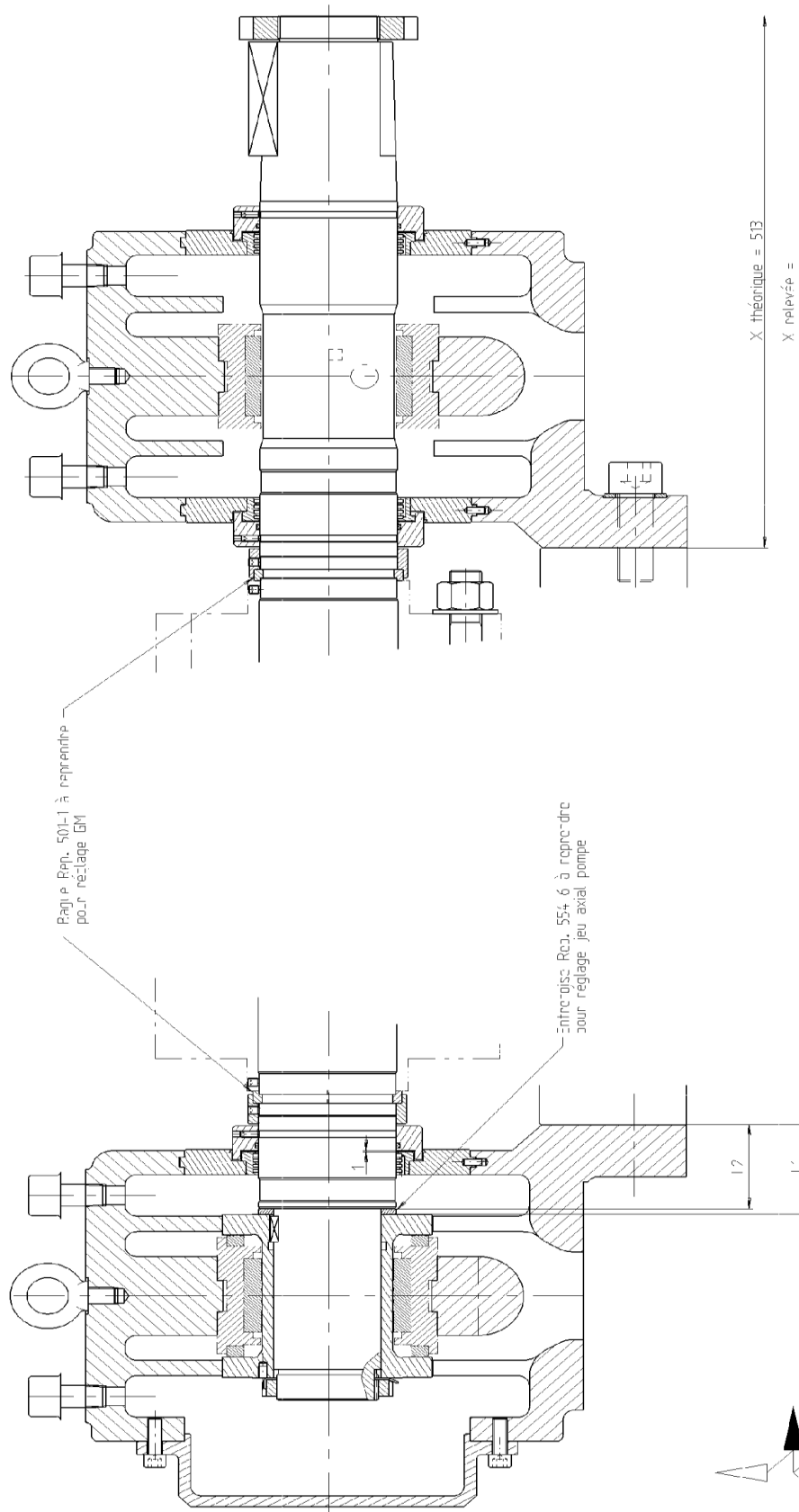
Rénovation, reconstruction ou exécution des réparations importantes confiées à un atelier central ou le cas échéant à une unité extérieure.

Par définition, ce type de travaux et donc effectué par le constructeur ou par le reconstruteur avec des procédures et des moyens définis par le constructeur et donc proches de la fabrication. [20]

III.4.4. Descriptif des opérations sur le Maintenance et révision :

- Démontage des paliers. (Figure (III-12))
- Démontage des Garnitures Mécaniques. (Figure (III-13))
- Démontage de la boulonnerie de corps.
- Ouverture du ½ corps supérieur. (Figure (III-7))

- Démontage des ½ bagues supérieures.
- Démontage du mobile
- . • Contrôle.
- Remontage du mobile.
- Découpe du joint de corps.
- Mise en place mobile.
- Finition du joint de corps.
- Mise en place des paliers.
- Réglage – Contrôle.
- Démontage paliers.
- Mise en place des Garnitures Mécaniques.
- Montage final des paliers. [21]



PROCEDURE DE REPRISE ENTRETOISE DE REGLAGE REP. 554-6

- 1°) Mobile placé au milieu du jeu axial. (vérifier la position du mobile dans le corps de pompe, en s'assurant que le jeu latéral obtenu correspond au jeu latéral théorique)
- 2°) relever la cote X du jeu latéral obtenu, comparer avec la cote théorique.
 - Relever la cote L1 : palier associé avec patin de butée et pivoter sur étau ()
 - Relever la cote L2 (p-aillement sur arbre et faire d'appui sur corps de pompe)
 - Définir la cote e de la cote Rep. 554-6
 - e = (L1-L2) - 1/2 jeu axial de la butée

REGLAGE POSITION DEFLECTEUR REP. 507

-Mettre un jeu = 1 mm

Appareil : DVS 2x14x14 1/2		Origine :	Fil : 0.35	A2		F118216	
Modèle : -		Mess :		A2		F118216	
Ryv :		Bluf :		A2		F118216	
CO : Iere Unifusion		17.05.2000	BERTHERAT J.	DESSEIN		Vérifié et approuvé : Stébut	
Modifications :							
MONTAGE PALIER BUTEE T11HT							
DAVID BROWN GUINARD PUMPS S.A.S. TEXTRON							
B.P. 433 - 34020 ANNECY - cedex - FRANCE							
* pour être repris, il se doit être reproduit en entier							
* pour être repris, il se doit être reproduit en entier							

Figure (III-39) : Dessin D'ensemble de montage des Paliers. [17]

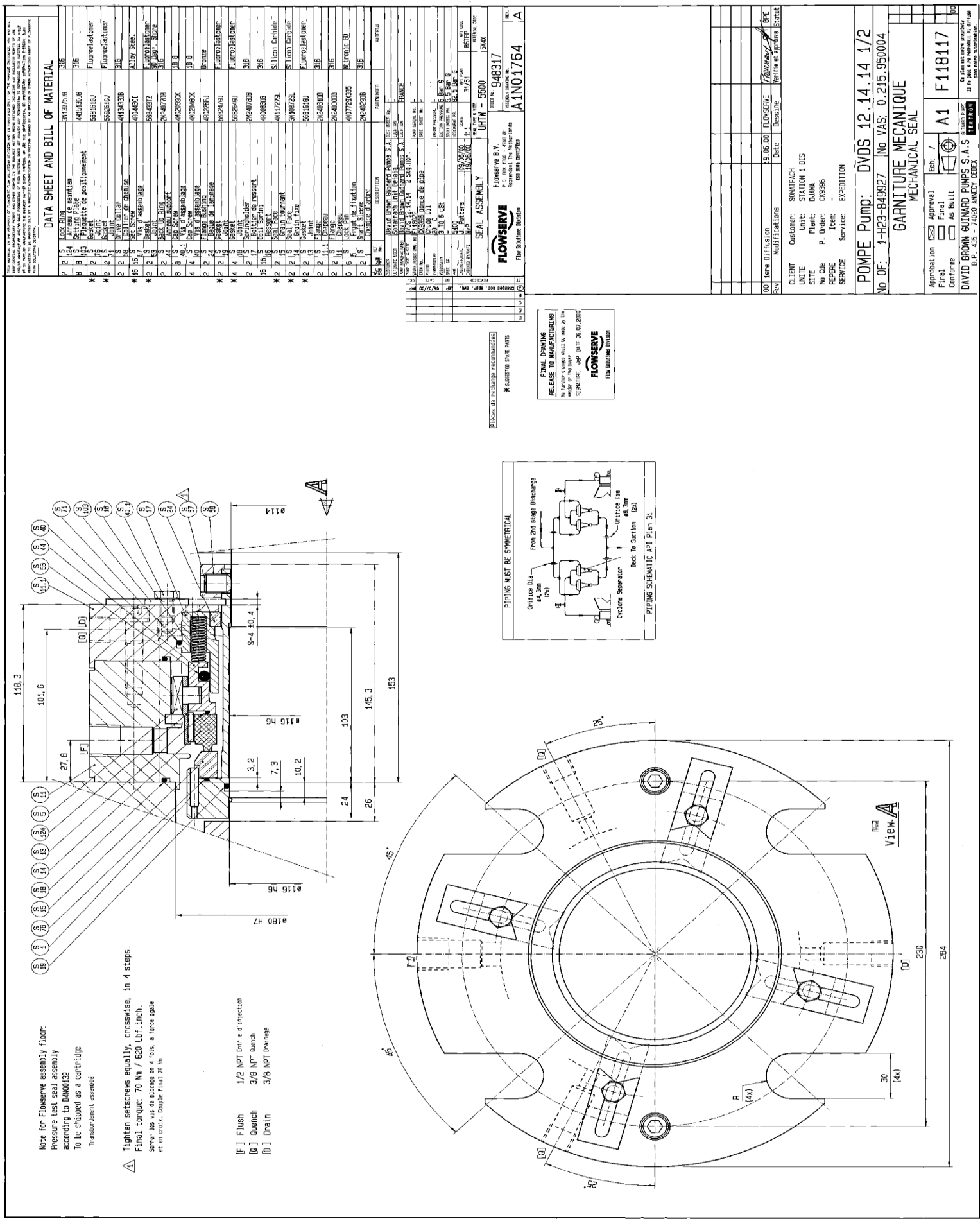


Figure (III-40) : Dessin D'ensemble de montage La garniture Mécanique. [17]

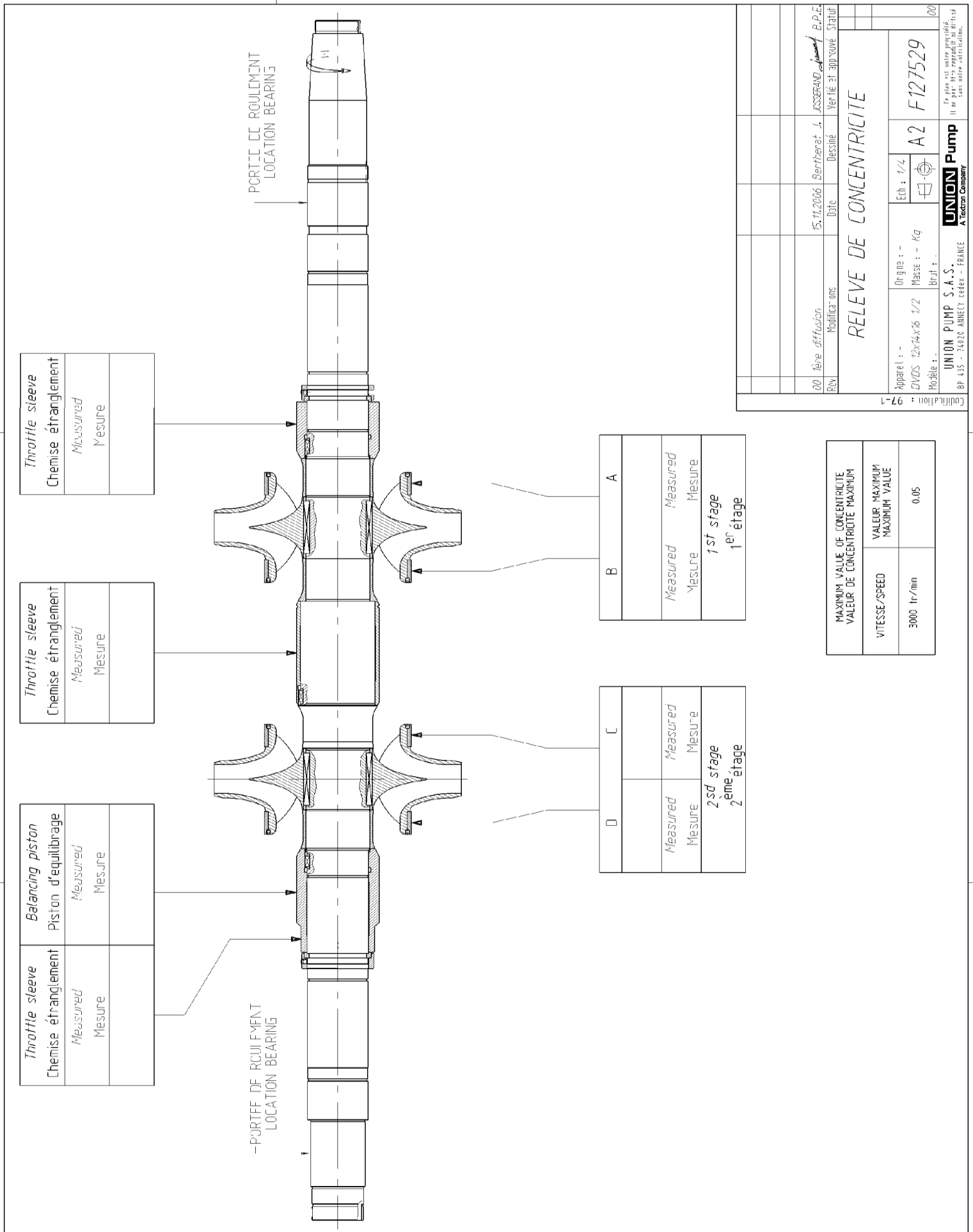


Figure (III-41) : Dessin de définition de partie Mobile de pompe. [17]

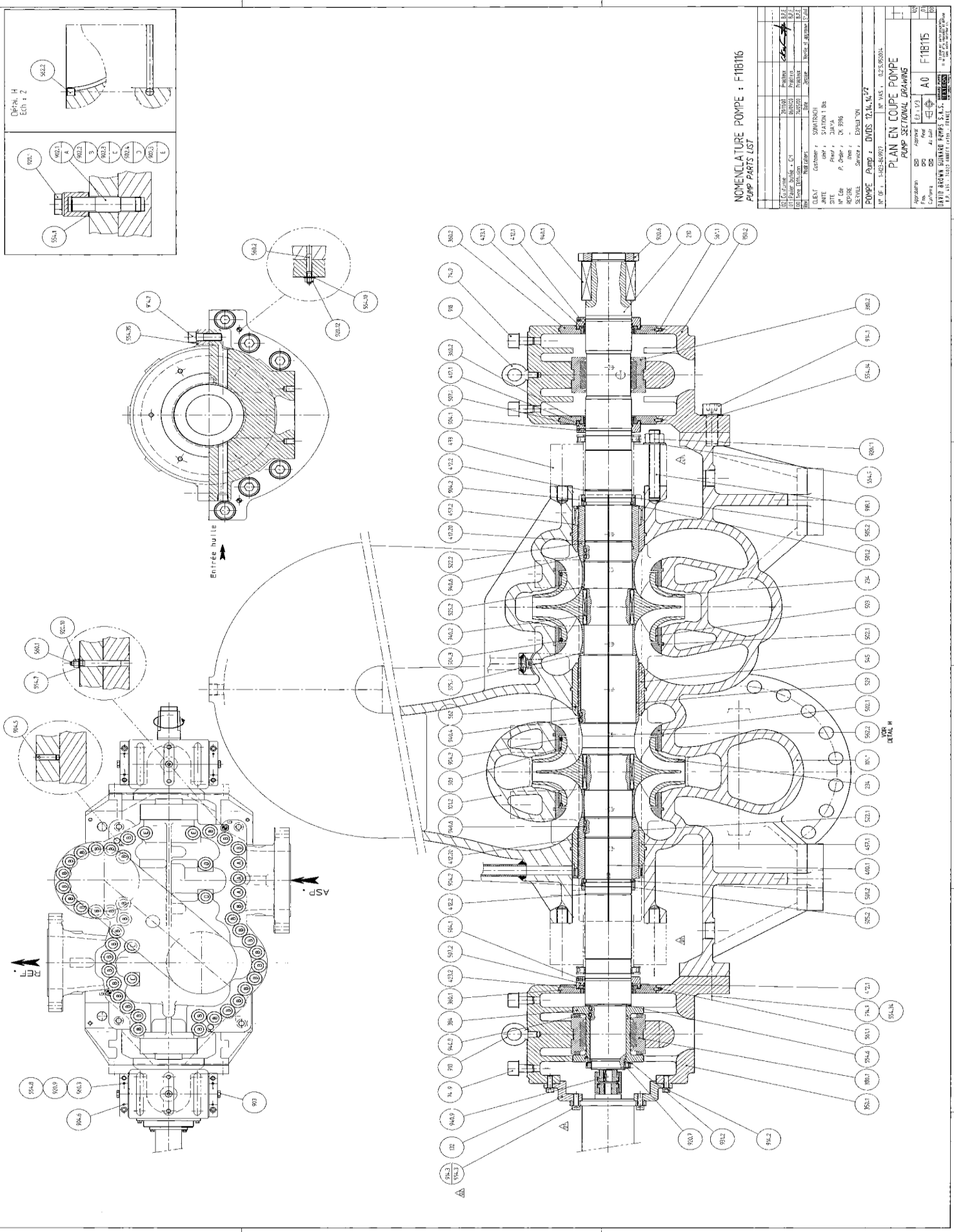


Figure (III-42) : Plan en coupe de pompe. [17]

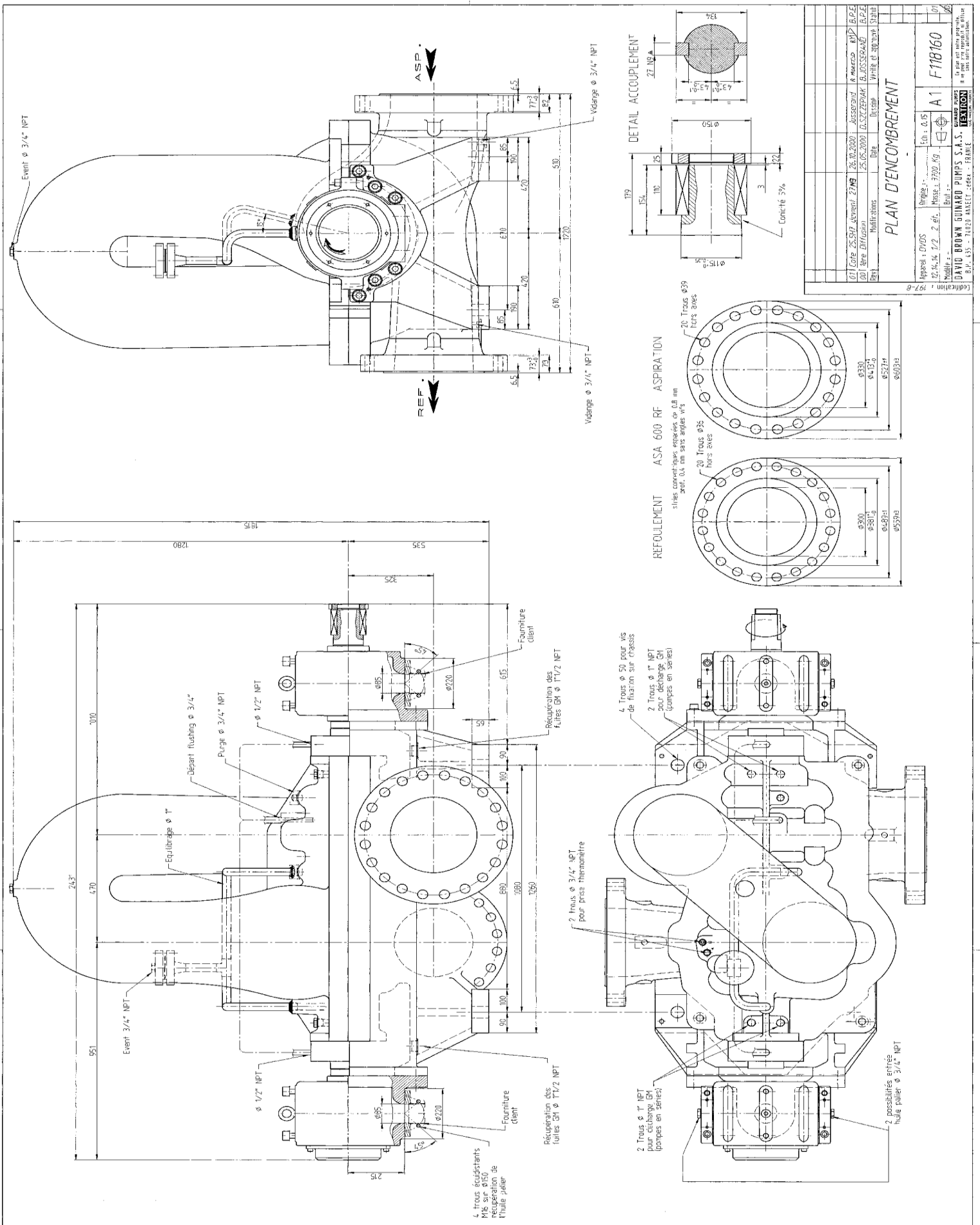


Figure (III-43) : Plan Générale de pompe. [17]

Chapitre IV : Les essais préliminaires à sonatrach sur les pompes après l'installation.

IV.1. Introduction:

Le bon fonctionnement d'une installation de pompage ne dépend pas seulement de la qualité des pompes, ou plus généralement de la qualité des appareils qui la constituent, mais aussi, et pour une très large part, de la façon dont l'installation a été conçue, puis réalisée et finalement exploitée.

Une pompe centrifuge doit être choisie selon les caractéristiques réelles de l'installation dans laquelle on doit l'installer.

Les données nécessaires pour un dimensionnement correct sont les suivantes:

Débit Q

Quantité de liquide débitée par la pompe dans l'unité de temps, normalement exprimée en m³/h.

Hauteur manométrique totale (HMT)

C'est la somme de la hauteur géométrique dans les niveaux du liquide et les pertes de charge causées par de frottements intérieurs qui se forment au passage du pétrole dans les pipes, dans la pompe et les accessoires hydrauliques.

Nous étudions la géographie et la nature du terrain intermédiaire entre la station de pompage et la station de réception de l'huile.

Déterminer la hauteur manométrique totale de la station de réception qui détermine le débit nécessaire pour nous de transporter le pétrole.

Nous cherchons dans cette étude pour déterminer certaines des caractéristiques de la pompe hydraulique et de le comparer avec les caractéristiques réelles de la station pompage.

IV.2. Comment choisir une pompe appropriée pour transporter le pétrole à partir de SP3 (Biskra) vers SP4 (Barika) :

Géographie et nature du terrain et de la hauteur nous donnent une étude détaillée permet de choisir une pompe optimale. (Figure (IV-44))

L'entreprise Sonatrach à choisir les deux points est le point de départ et le point d'accès entre SP1 et TA.

L'entreprise Sonatrach doit respecter les conventions internationales et les normes internationales (ISO) dans la sélection du débit et aussi la capacité de production de barils pétrole par jour.

L'entreprise doit absorber et apprendre les nombres des bacs de stockage dans chaque station de pompage.

Il est important de fournir un rapport détaillé du Bureau d'études pour Cahier des charges des conditions en fonction des horaires officiels du fabricant de pompes(**Guinard**) à choisir une pompe appropriée.

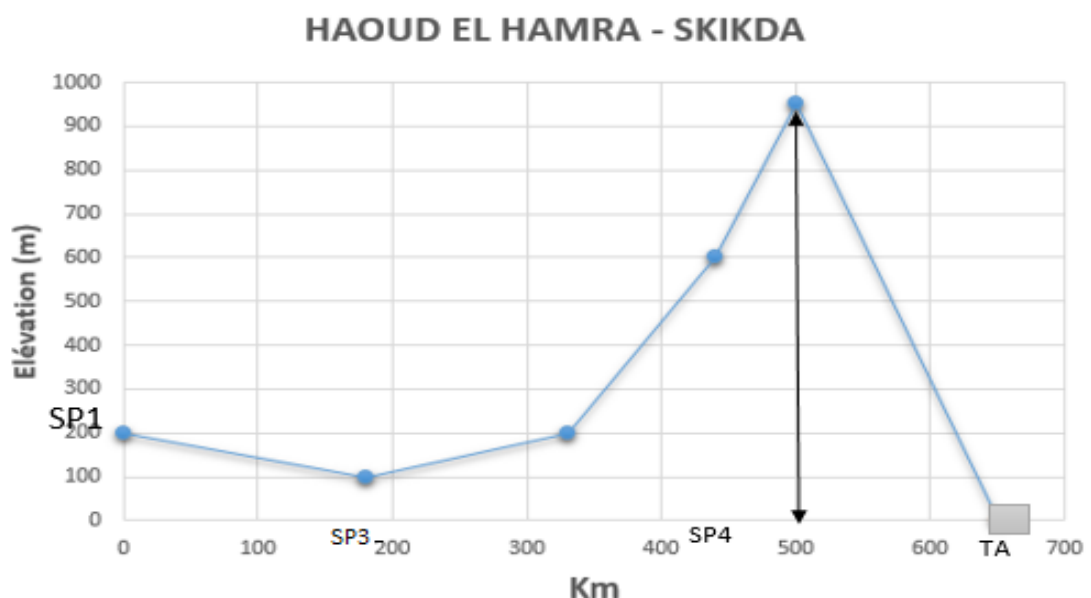


Figure (IV-44) : Les Positions des stations pompes sur l'ouvrage.

Le Bureau d'étude est étudié la hauteur maximale entre les points SP1 et TA

Le Hauteur maximal est : $H = 900$ m c'est une Hauteur géométrique (H_g)

Nous avons fixé la valeur approximative du débit $Q_n = 2100 \text{ m}^3/\text{h}$, En utilisant la courbe des caractéristiques hydrauliques du fabricant.

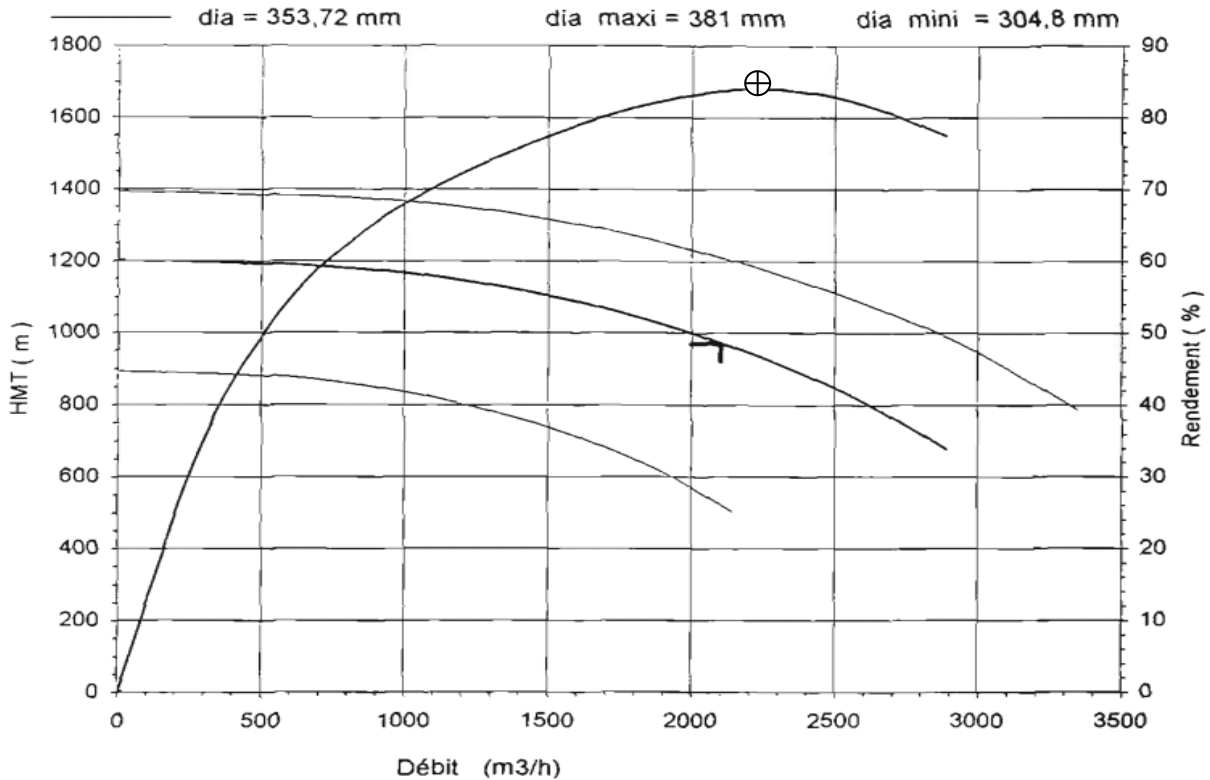


Figure (IV-45) : Courbe caractéristique de Fabricant Hmt en fonction Q_n . [17]

$Q = 2100 \text{ m}^3/\text{h}$ donc la valeur approximative de la hauteur est $H_{mt} \approx 980$ m, Ces valeurs sont expérimentales (pour le courbe de fabricant) Figure (IV-2).

Il n'est pas possible de faire un choix immédiat de la pompe la plus apte à satisfaire au service demandé. On est amené à procéder par étapes, et la première de ces étapes consiste à utiliser des informations d'origine statistique, regroupant tout ce que l'on peut trouver dans les catalogues des constructeurs pour définir des zones d'opération préférentielles. On définit ainsi quatre grandes familles de pompes.

Famille I : pompes rotodynamiques de type centrifuge, hélicocentrifuge et hélice.

Famille II : pompes à canal latéral.

Famille III : pompes volumétriques à rotor tournant.

Famille IV : pompes volumétriques alternatives (à pistons).

Le paramètre représentatif de l'accroissement de pression est la hauteur d'élévation H pour les pompes des familles I et II, et directement la pression Δp pour les pompes des familles III et IV.

En reportant sur la Figure (IV-3) les valeurs H_n et Q_n qui correspondent au besoin de transport de pétrole brut, on verra quelle famille de pompe est la plus apte à satisfaire au besoin.

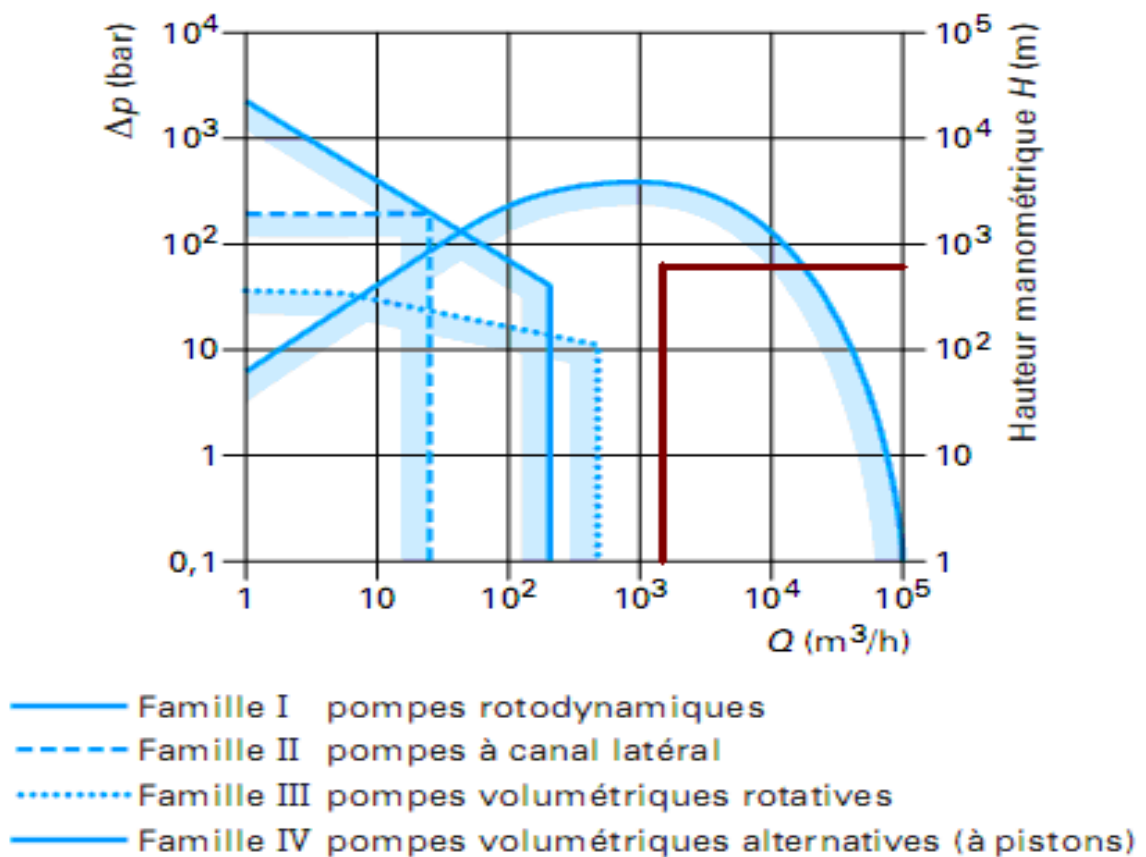


Figure (IV-46) : Domaine d'utilisation des différentes familles de pompes. [3]

La valeur de débit est : $Q_n = 2100\text{m}^3/\text{h}$ (Valeur expérimentale pour les essais de l'entreprise Sonatrach) pour la courbe Q_n entre $10^3\text{m}^3/\text{h}$ et $10^4\text{m}^3/\text{h}$.

Les hauteurs d'élévation H et H_{mt} est : $H= 900\text{ m}$ $H_{mt}=980\text{m}$ donc pour la courbe $H \approx 10^3$.

Selon la courbe. Et selon l'étude préliminaire, nous choisissons **La pompe Centrifuge**.

Comme le montre la courbe Figure (IV-4), au point de fonctionnement c'est-à-dire à $Q_n=2100\text{ m}^3/\text{h}$ la puissance sur l'arbre est de $P_a \approx 5100\text{ KW}$.

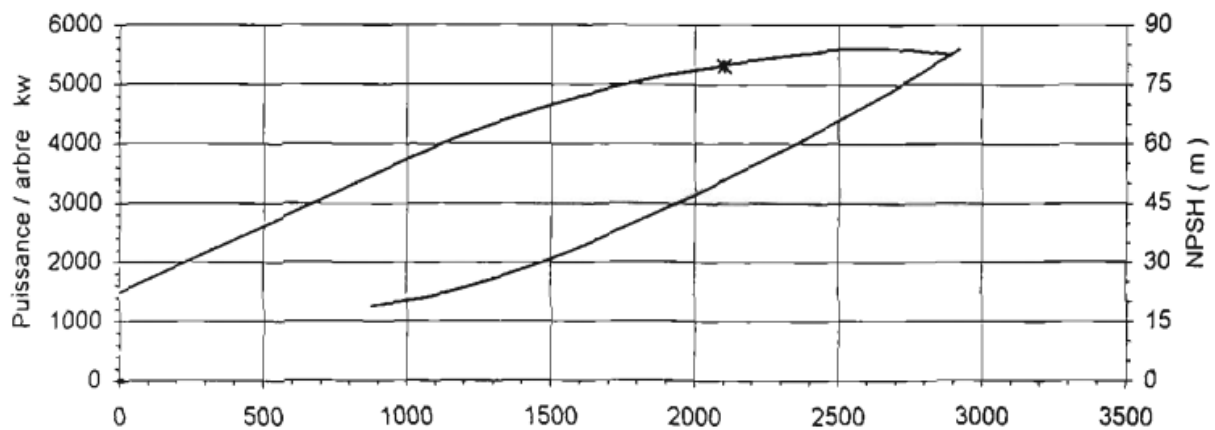


Figure (IV-47) : Courbe caractéristique de Fabricant (puissance / arbre) en fonction Q. [17]

Au point de fonctionnement $Q_n=2100\text{ m}^3/\text{h}$ on peut déterminer le pourcentage de rendement de pompe $80\% < \eta < 90\%$.

On conçoit qu'il faille respecter une hauteur minimum de pétrole brut au-dessus de la pompe, cette hauteur est le NPSH requis pour le bon fonctionnement de l'installation, il est indiqué par le fabricant de la pompe.

Enfin le choix des caractéristiques est des valeurs approximatives, Doit être compatible aux normes internationales.

Le choix final de pompe pour les courbes de fabricant est :

- Pour le débit est : $Q_n \approx 2100\text{ m}^3/\text{h}$.
- La Hauteur est : $H_{mt} \approx 980\text{ m}$.
- La puissance sur l'arbre est : $P_a \approx 5100\text{ KW}$.

- Le rendement est : $80\% < \eta < 90\%$.

La pompe que nous choisissons est : **Pompe Centrifuge comportant le modèle DVDS 12X14X14 1/2** dans l'intervalle de débit et le nombre de rotation est $N_r = 2980$ tr /min (Figure (III-4))

IV.3. Les calculs des essais de la pompe Après l'installation :

Les données d'installation de pompe DVDS

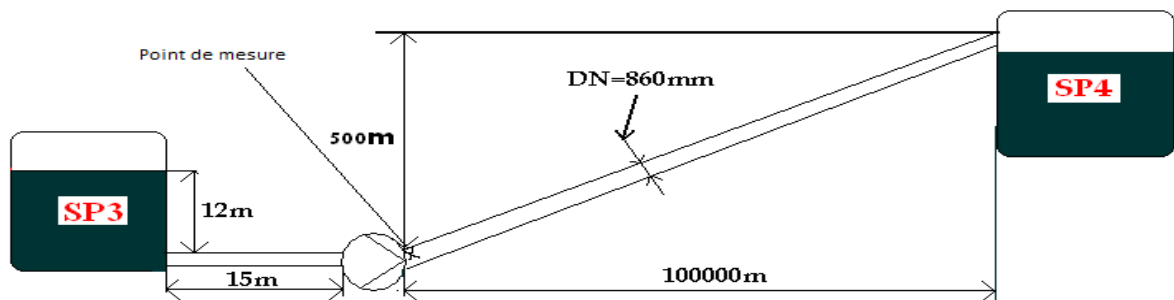


Schéma de L'installation SP3 Systeme Pompage Sonatrach

Figure (IV-48) : Schéma d'installation pompage SP3. [19]

Mesurer le débit à chaque jour par Débitmètre à ultrasons (6 jours):



Figure (IV-49) : Débitmètre à ultrasons

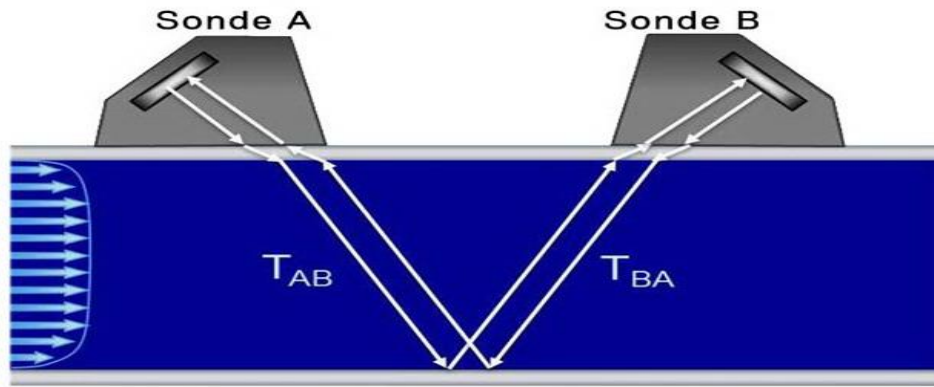


Figure (IV-50) : Technique de mesure.

Après la mesure, Les résultats sont :

Tableau (IV-12) : Les valeurs de débit après la mesure.

Débit (m ³ /h)	0	800	1580	1950	2200	2633	2800
---------------------------	---	-----	------	------	------	------	------

Déterminer la hauteur manométrique HMT de chaque point de débit :

1. On applique Théorème de Bernoulli entre les points 1 (SP3) et 2 (sp4) :

$$* \quad \frac{1}{2} \rho (V_2^2 - V_1^2) + \rho g (Z_2 - Z_1) + (P_2 - P_1) = \frac{Ph}{qv} - \Delta P_{r12}$$

Avec : $V_2^2 = V_1^2 = 0 \text{ m/s}$

$$P_2 = P_1 = P_{atm}$$

$$Z_2 - Z_1 = H_G = H_{gr} + H_{ga}$$

$$\rho g H_G = \frac{Ph}{qv} - \Delta P_{r12}$$

$$\rho g H_G = \frac{qv \rho g Hm}{qv} - \Delta P_{r12}$$

$$\text{Où : } \Delta P_{r12} = \Delta P_{S12} + \Delta P_{L12} = (k_r + k_a) \frac{\rho V^2}{2} + (\lambda r + \lambda a) \frac{\rho V^2 L}{2D}$$

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

$$\Delta P_{r12} = [(k_r + k_a) + (\lambda r + \lambda a) \frac{L}{D}] \frac{8Q^2 \rho}{(\pi D^2)^2}$$

$$(L = L_a + L_r)$$

$$f g H_G = f g Hm - (k_r + k_a) + (\lambda r + \lambda a) \frac{L}{D} \frac{8fQ^2}{(\pi D^2)^2}$$

$$H_m = H_G + [(k_r + k_a) + (\lambda_r + \lambda_a) \frac{L}{D}] \frac{8}{(\pi D^2)^2 g} Q^2$$

On pose:

$$A = [(k_r + k_a) + (\lambda_r + \lambda_a) \frac{L}{D}] \frac{8}{(\pi D^2)^2 g}$$

D'où: $H_m = H_G + A Q^2$

A=0.0001 (pour la pression de refoulement est max Pr ≈ 80 bar)

Dans le partie d'aspiration on utilise autre type de pompe (pompe booster) pour augmenter la pression et aussi éviter la cavitation, les pertes de charges dans cette partie est négliger

$$H_G = H_{ga} + H_{gr} = -12 + 500 = 488 \text{ m}$$

-Pour $Q = 0 \text{ m}^3/\text{h} \rightarrow H_m = 488 + 0.0001 \cdot (0)^2 \rightarrow \underline{H_m = 488 \text{ m}}$

-Pour $Q = 800 \text{ m}^3/\text{h} \rightarrow H_m = 488 + 0.0001 \cdot (800)^2 \rightarrow \underline{H_m = 552 \text{ m}}$

-Pour $Q = 1580 \text{ m}^3/\text{h} \rightarrow H_m = 488 + 0.0001 \cdot (1580)^2 \rightarrow \underline{H_m = 737.64 \text{ m}}$

-Pour $Q = 1950 \text{ m}^3/\text{h} \rightarrow H_m = 488 + 0.0001 \cdot (1950)^2 \rightarrow \underline{H_m = 868.25 \text{ m}}$

-Pour $Q = 2200 \text{ m}^3/\text{h} \rightarrow H_m = 488 + 0.0001 \cdot (2200)^2 \rightarrow \underline{H_m = 972 \text{ m}}$

-Pour $Q = 2633 \text{ m}^3/\text{h} \rightarrow H_m = 488 + 0.0001 \cdot (2633)^2 \rightarrow \underline{H_m = 1181.26 \text{ m}}$

-Pour $Q = 2470 \text{ m}^3/\text{h} \rightarrow H_m = 488 + 0.0001 \cdot (2800)^2 \rightarrow \underline{H_m = 1272 \text{ m}}$

Tableau (IV-13) : Les valeurs de Hm après le calcul.

Débit (m ³ /h)	0	800	1580	1950	2200	2633	2800
H _m (m)	488	552	737.64	868.25	972	1181.26	1272

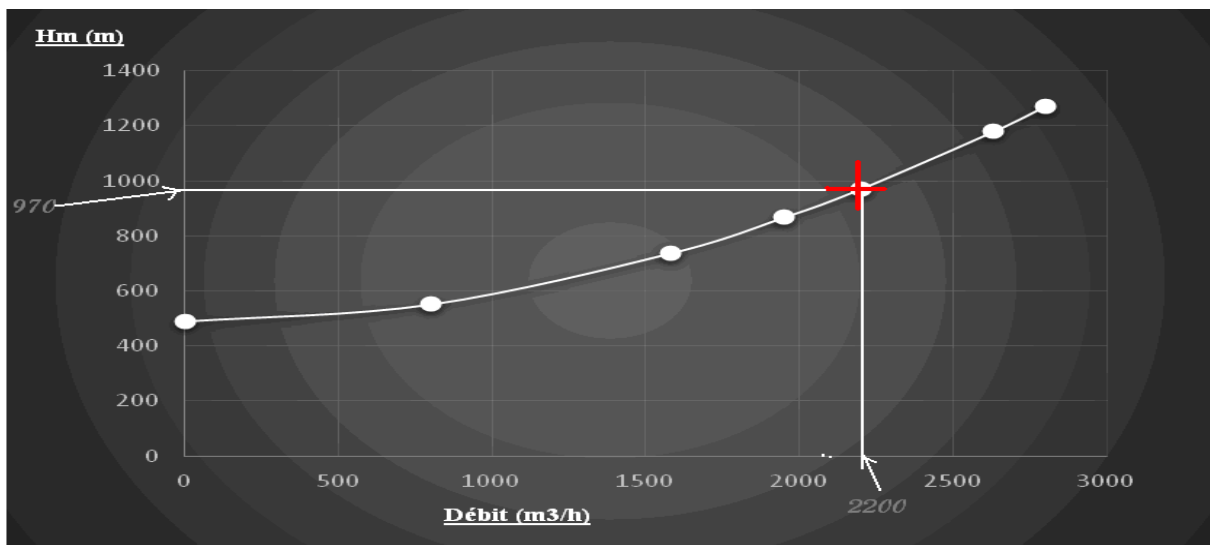


Figure (IV-51) : le point de fonctionnement de pompe DVDS (débit – Hmt).

La valeur approximative pour l'étude est $Q = 2100 \text{ m}^3/\text{h} \rightarrow H_m = 980 \text{ m}$.

Après le calcul, on observe que la valeur de débit est $Q = 2200 \text{ m}^3/\text{h} \rightarrow H_m = 972 \text{ m}$.

En utilisant la courbe Figure (IV-2) que nous pouvons trouver le bon rendement :

Alors : $\eta = 85 \%$.

Tableau (IV-14) : Les valeurs de rendement.

Débit (m^3/h)	0	800	1580	1950	2200	2633	2800
H_m (m)	488	552	737.64	868.25	972	1181.26	1272
η (%)	0	63	78	82	85	82	80

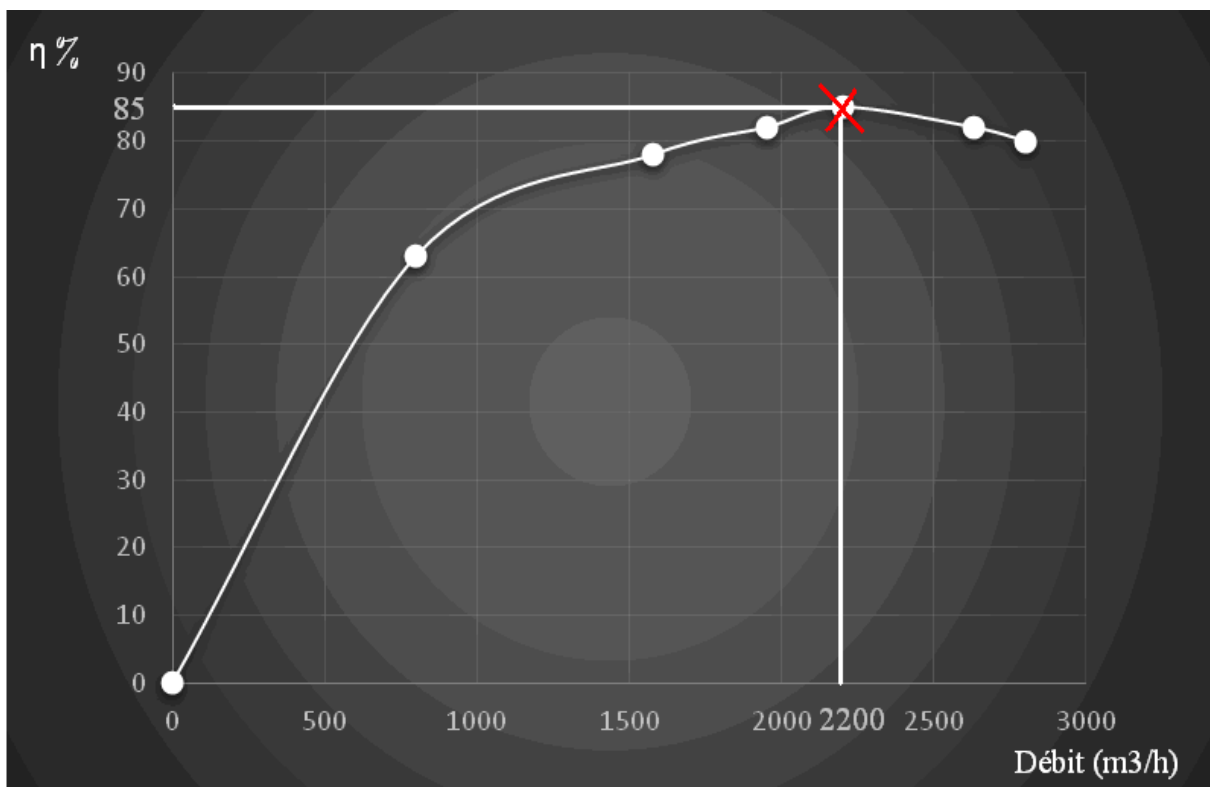


Figure (IV-52) : le point de fonctionnement de pompe DVDS (débit- rendement).

Pour la courbe Figure (IV-4) la puissance sur l'arbre $P_a = 5200 \text{ kW}$ et le NPSH = 55 m.

Calcule la puissance absorbée :

$$P(kw) = \frac{Q \cdot H \cdot d}{367 \cdot \eta} \quad d = \frac{\rho(\text{pétrole})}{1000} \quad d = \frac{800}{1000} = 0,8$$

$$P(kw) = \frac{800 \cdot 552 \cdot 0,8}{367 \cdot 0,63} = 606,44 \text{ KW}$$

$$P(kw) = \frac{1580 \cdot 737,64 \cdot 0,8}{367 \cdot 0,78} = 1981,61 \text{ KW}$$

$$P(kw) = \frac{1950 \cdot 868,25 \cdot 0,8}{367 \cdot 0,82} = 3026,33 \text{ KW}$$

$$P(kw) = \frac{2200 \cdot 972 \cdot 0,8}{367 \cdot 0,85} = 3962,15 \text{ KW}$$

$$P(kw) = \frac{2633 \cdot 1181,26 \cdot 0,8}{367 \cdot 0,82} = 5559,47 \text{ KW}$$

$$P(kw) = \frac{2800 \cdot 1272 \cdot 0,8}{367 \cdot 0,80} = 6210,96 \text{ KW}$$

Tableau (IV-15) : Les valeurs de la puissance absorbée.

Débit (m ³ /h)	0	800	1580	1950	2200	2633	2800
H _m (m)	488	552	737.64	868.25	972	1181.26	1272
η (%)	0	63	78	82	85	82	80
P _{ab} (kw)	0	606,44	1981,61	3026,33	3962,15	5559,47	6210,96

Cette étude appliquée selon des critères spécifiques après chaque entretien périodique. Et les résultats obtenus doivent être identiques aux courbes pour le fabricant des pompes.

Les essais préliminaires à sonatrach sur les pompes après l'installation • Chapitre: IV

Ma proposition :

On utilisera deux pompes en parallèle lorsque l'on cherchera à augmenter le débit.

La caractéristique du couplage en parallèle de celles-ci en fonctionnement s'obtiendra en suivant les deux conditions suivantes :

- Le débit total est la somme des débits circulants dans chaque pompe :

$$Q_{\text{Total}} = Q_1 + Q_2$$

- La hauteur manométrique est la même pour chaque pompe :

$$H_m = H_{m1} = H_{m2}$$

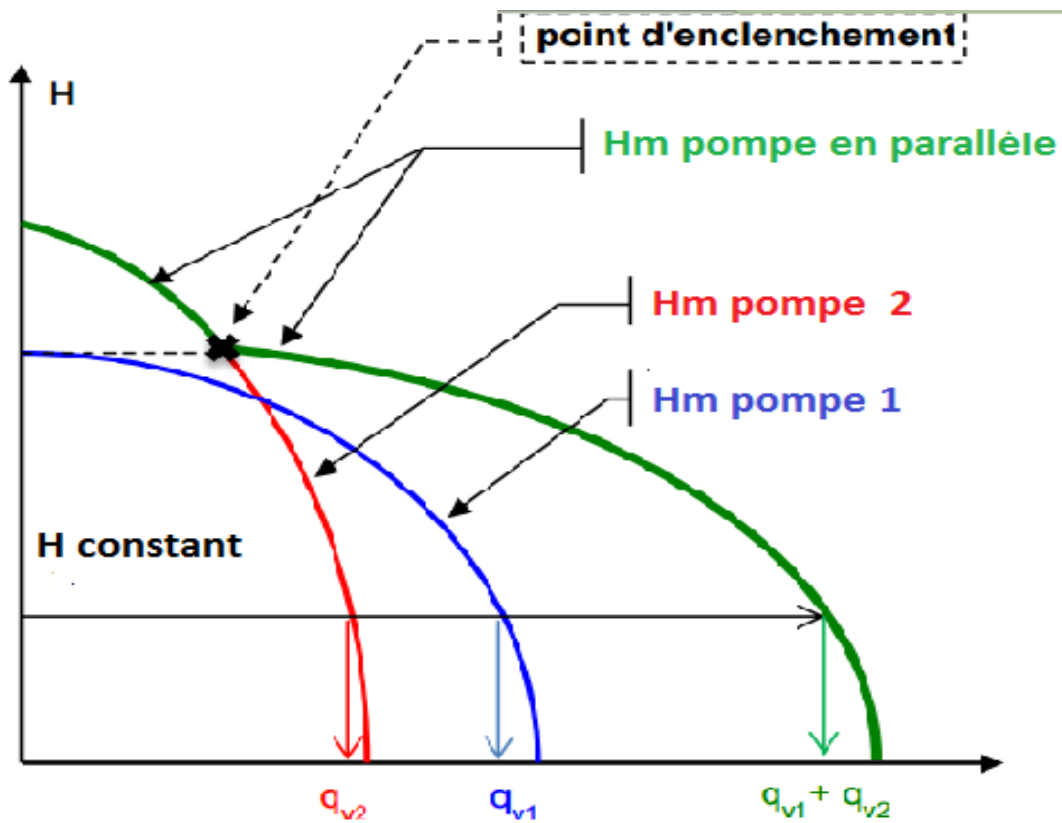


Figure (IV-53) : Point de fonctionnement deux pompes en parallèles. [18]

Pour la pompe DVDS le point de fonctionnement est :

$$Q = 2200 \text{ m}^3/\text{h} \text{ et } H_m = 972 \text{ m} \text{ même type et le même débit}$$

Donc :

$$Q_{\text{Total}} = Q_1 + Q_2 = 2200 + 2200 = 4400 \text{ m}^3/\text{h}$$

Conclusion générale

Dans la partie pratique, nous avons eu la chance d'assister à quelques opérations de révision générale de pompe centrifuge DVDS. Ces opérations sont effectuées dans l'atelier de maintenance de l'unité par l'équipe interne. Elles concernent la détection des pannes, le démontage et montage complet de la pompe, Cela nous a permis de visualiser aussi les organes internes composant la pompe, tels que l'arbre, la roue la garniture mécanique et les paliersetc.

Les valeurs trouvées après le calcul ont été comparées graphiquement avec celles du constructeur.

On remarque que les résultats obtenus étaient satisfaisants, puisqu'elles avoisinent ceux fournis par la note de calcul du fournisseur, qui mène au bon fonctionnement de la pompe.

Nous avons cité dans le chapitre IV en perspective, une possibilité d'utiliser deux pompes en parallèle, due à ses avantages qui sont cités dans le même chapitre II.

Nous souhaitons que ce but ait été approché, à tout le moins à défaut de réussir. Nous avons essayé.

REFERENCE

- [1] ENSPM Formation Industrie - IFP Training « Les pompes Volumétrique » 25/07/2005.
- [2] Total support de formation: Exp-Pr-Eq070 révision 0.1, «Les Pompes »dernière révision : 13/04/2007.
- [3] Bernard, Techniques d'ingénieur (B 4320) « pompes volumétriques Pour liquides », Paris.
- [4] PASCAL BIGOT. Cours CIRA 1ère année « MECA-FLU V : LES POMPES ».
- [5] FLOWSERVE TRAINING « Introduction Pompe Centrifuges » Février 2002.
- [6] Yann MARCHESSE «Mécanique des fluides » 40 Montée Saint-Barthélemy 69321 Lyon Cedex 05.
- [7] Rabah HAOUI TURBOMACHINES Hydrauliques et Thermiques ; Dar Assabille /2009.
- [8] Centrifugal Pump User's Guidebook PROBLEMS AND SOLUTIONS SAM YEDIDIAH; CHAPMAN & HALL: 1996
- [9] Denis ZOUNGRANA« POMPES ET STATIONS DE POMPAGE » 2000.
- [10] LEBLOND.A, Décembre 1966 : « Hydraulique Notions simples sur les pertes de charge ».Ecole nationale supérieur du pétrole et des moteurs. Paris.
- [11] LAUNAY .J, et PERROTIN .G, « Stations de pompage, Liquides à pression moyenne », Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique. Edition PYC. France.

[12] Guinard Pumps « Manuel d'installation de mise en service et de maintenance » Paris 2006.

[13] AGHTM, 1991 « Les stations de pompages d'eau ».4^{ed}. Ed. LAVOISIER -TEC&DOC.Paris 453p.

[14] VALIBOUSE, B, 1991, Hydrauliques - Conduites et pompes. (Circuits hydrauliques) L'essentiel, Ed EIER, France. 106p.

[15] BONNIN, J., 1977 « hydrauliques urbaines appliquées aux agglomérations de petite et moyenne importance ». Ed. EYROLLES. Paris 219p.

[16] WARD .D, 2002, « Pompes et amorceurs », Centre de Secours de Divonne-les Bains.Ed.Eyrolles.Paris.

[17] Guinard Pumps « pompe centrifuge Data sheet » Sonatrach Février 2010.

[18] LE LEC.P, 1966 « Transport des fluides pompes», Université de Nancy .36p.

[19] SPXFLOW Formation –« EX1 maintenance des pompes » Sonatrach 23 November 2016.

[20] SPXFLOW Formation –« EX1 Technologie des pompes centrifuges » Sonatrach 23 November 2016.

[21] SPXFLOW Formation –« EX1 Préparation à l'intervenir » Sonatrach 23 November 2016.

[22] JEAN LAPRAY .F« Technique de l'ingénieur », machine hydraulique et thermique. Edition PYC. 2002.

Résumé :

Dans la partie pratique, nous avons eu la chance d'assister à quelques opérations de révision générale de pompe centrifuge DVDS. Ces opérations sont effectuées dans l'atelier de maintenance de l'unité par l'équipe interne. Elles concernent la détection des pannes, le démontage et montage complet de la pompe, Cela nous a permis de visualiser aussi les organes internes composant la pompe, tels que l'arbre, la roue la garniture mécanique et les paliers.

Mots clés : Pompe centrifuge, Installation, Hauteur manométrique. Débit.

Abstract:

In the practical part, we had the chance to attend some general overhaul of DVDS centrifugal pump. These operations are performed in the unit maintenance workshop by the in-house team. These included troubleshooting, dismantling and complete assembly of the pump. This also allowed us to visualize the internal components of the pump, such as the shaft, the mechanical seal and the bearings.

Key words: Centrifugal pump. Installation. Manometric head. Rate of flow.

ملخص:

في الجزء العملي اتاحت لنا الفرصة لحضور بعض عمليات اصلاح مضخة الطرد المركزي في ورشة الصيانة من طرف وحدة الصيانة ، بمراقبة الاخطاء و كشفها و اصلاحها و اعادة تجميعها ، و ايضا سمح لنا هذا التربص التعرف على محتويات المضخة مثل الرمح و محامل العمود
الكلمات المفتاحية: مضخة مركزية, تثبيت. الارتفاع المانومتري. التدفق.