الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'enseignement Supérieur et de la Recherche scientifique

Médéa University

Université YAHIA FARES de Médéa

Faculté de Technologie
Département de Génie Mécanique
Filière : Génie Mécanique

Option: Conception Mécanique

Mémoire de fin d'étude pour l'obtention du diplôme de Master

Etude et conception d'une pompe à engrenage

Présenté par :

- ZEFZAF Mohamed Ilyes
- ARAIBIA Mohamed djallal

Encadreur :

* Dr.GUEMANA Mouloud

Co-encadreur :

*Dr. BACHENE Mourad

2016/2017

Dédicace

Je rends grâce à dieu les touts puissant qui

Ma permis d'arriver à ce but.

Tous d'abord aux êtres les plus à mon cœur que sont mes parents,

Je dédie ce projet de fin d'étude a :

Ma mère

Ma mère

Ma mère

Qui signifie que jamais cessé de faire des sacrifices pour ma réussite,

Dont je leurs souhaite une longue vie et parfaite santé.

A mon très cher père (رحمه الله)

A mes frères.

A tous les familles : ARAIBIA et ACHOURI

A tous mes amis

A mon binôme ILYES

Et a Tous mes collègues génie mécanique promotion 2017.

DJALLAL

Dédicace

Je dédie avec grand plaisir, ce modeste travail à :

Tout d'abord je tiens à remercier Dieu Tout puissant ;

Je puisse les honores ;

A mon père (رحمه الله) ;

A ma chère mère ;

A mes frères: ABDOU et DJAMEL

A tout ma famille (ZEFZAF) ;

Et tous mes amis proches ;

A mon binôme : DJALLAL;

Et a Tous mes collègues génie mécanique promotion 2017.

ILYES

Remerciements

Je remercie en premier lieu « Dieu » pour m'avoir donné la chance et la force à arriver à ce niveau d'études.

Je tiens à remercier mes très chers parents qui m'ont toujours encouragé et appuyé dans mes projets.

Je remercie aussi ma famille et tous mes frères et toutes mes sœurs ainsi que tous mes amis sans les nommer, pour leurs constants encouragements tout au long de mon projet.

Je tiens à remercier particulièrement mon directeur de mémoire
Dr. GUMENA MOULOUD et mon Co-encadreur Dr. BACHENE MOURAD Pour tout l'aide qu'ils n'ont cessé de me le donné.

Je saisis cette occasion pour remercier les enseignants de la faculté des sciences et de technologie de l'Université de MEDEA.

Je remercie tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à accomplir ce travail dans des meilleures conditions.

Je remercie les membres de jury pour avoir accepté de participer au jury de soutenance de mon travail.

Résumé :

Cet ouvrage explique comment concevoir un très important élément est au cœur d'une installation au processus et transfert de fluides provenant de différents points et est souvent utilisé pour pompe hydraulique réfrigération. En fait, il est important de trouver un moyen du design parfait pour garder calmant de pompage.

Abstract:

this work discusses how to design a very important element is the heart of a facility to process and transfer of fluids from different points and is often used for hydraulic pump Refrigeration. in fact, it is important to find a way to the perfect design to keep calming pumping

ملخص :

يناقش هذا العمل كيفية تصميم عنصر هام جدا يعتبر قلب منشأة لمعالجة و نقل السوائل من نقاط مختلفة وهو مضخة هيدروليكية تستعمل غالبا للتبريد .ففي الواقع من المهم ان نجد طريقة للتصميم المثالي للحفاظ على وضيفتها في الضخ.

Table de matières

Dédicace

Remercîments

Liste des figures

Liste des tableaux

Introduction générale 1

Chapitre I

I.1 Définition 2

I.2 Rôle de la pompe 3

I.3 Classification des pompes 3

I.3.1 Les pompes roto-dynamique (turbopompe) 4

A)- Définition 5

b)-Classification des pompes roto dynamique.....6

c)-Défauts 9

I.3.2- Les pompes volumétriques 10

I.3.2.1-Pompes volumétriques alternatives 13

I.3.2.2-Pompes volumétriques rotatives 21

I.4-Problème des pompes volumétriques

Chapitre II

II.1. Définition 24

II.2. Description théorique générale 24

II.3. Défauts 25

II.4. Avantages et inconvénient 26

II.4.1. Avantages 26

II.4.2. Inconvénient.....27

II .5. Les composants d une pompe engrenage 27

II .6. 1 étanchéité axiale.....29

II .6 .2 Etanchéités r radial 29

II .7. Principe de la cylindrée.....29

II .8 Fonctionnement 30

II .9 Jeux entre le sommet des dents et les logements du carter.....31

II .10 Equilibrage radial.....32

II .10.1 Dans le carter 32

II .10.2 Dans les pignons.....33

II .11 Pompe à rattrapage de jeu automatique 34

Chapitre III

A) partie énergétique

III.1. Généralité sur hydraulique 39

III.1.1 Circuit de transport des liquides 39

A) Description générale 39

b) Composition.....39

c) Rôle de la pompe dans un système hydraulique 41

d) Les différents types du pompage 41

III.2 Les caractéristiques générale d une pompe 42

III.3.Les courbes caractéristiques des pompes 45

III.3.1 Courbe de HMT.....45

III.3.2 Courbes de rendement.....46

III.3.3 Courbe puissance 47

III.3.4 Courbe NPSH.....47

III.4. Le point de fonctionnement.....50

b) partie mécanique

Calcule de l’engrenage 59

Chapitre IV

Arbre pignon 60

Carter 61

Couvercle 62

Dessin d’assemblage 63

Conclusion générale 64

Tableau récapitulatif

Référence bibliographiques

Listes des figures

Figure (I.1) : Montage d'une pompe en aspiration et en charge. .....**Erreur ! Signet non défini.**

Figure (I.2) : diagramme de classification. .....**Erreur ! Signet non défini.**

Fig. (I.3) : Représentation des domaines respectifs des trois types de Pompes roto-dynamiques. 5

Fig.(I.4) : Domaines d'utilisation des pompes industrielles roto-dynamiques. ..... **Erreur ! Signet non défini.**

Fig.(I.5): Pompe centrifuge monocellulaire en porte à faux. .....**Erreur ! Signet non défini.**

Figure(I.6): Pompe multicellulaire. .....**Erreur ! Signet non défini.**

Figure (I.7) : Pompe à membranes. [2].....**Erreur ! Signet non défini.**0

Figure (I-8) : Principe pompe à piston. [2].....**Erreur ! Signet non défini.**

Figure (I-9) : Pompe à piston à simple effet. [2].....**Erreur ! Signet non défini.**

Figure (I-10) : Pompe à piston à double effet. [2] .....**Erreur ! Signet non défini.**

Figure (I-11) : Fonctionnement pompes volumétriques alternatives. [2].....**Erreur ! Signet non défini.**

Figure (I-12) : Pompes à palettes libres. [2..... 14

Figure (I-13) : Pompes à palettes flexibles. [18].....**Erreur ! Signet non défini.**

Figure (I.14): Pompes à palettes guidées. [18].....**Erreur ! Signet non défini.**

Figure (I-15) : Pompes à engrenages extérieurs. [2] .....**Erreur ! Signet non défini.**

Figure (I-16) : Pompes à engrenages intérieurs. [2].....**Erreur ! Signet non défini.**

Figure (I-17): Pompes à vis (cas à 2 vis). .....**Erreur ! Signet non défini.**

Figure (I-18) : Pompes péristaltiques. .....**Erreur ! Signet non défini.**

Figure. (I-18) : pompe à vis.....**Erreur ! Signet non défini.**

Figure (II.1) : Schéma d'une pompe à engrenage externe .....**Erreur ! Signet non défini.**

Figure (II.2) : Vue éclatée d'une pompe à engrenage externe (Turbomeca) ..**Erreur ! Signet non défini.**

Figure (II. 3) : pompe à engrenage avec compensation axial et radial.....**Erreur ! Signet non défini.**

Figure (II.4) : pompe à engrenage avec compensation axial.....**Erreur ! Signet non défini.**

Figure (II.5) : les forces radiales d'une pompe engrenage .....**Erreur ! Signet non défini.**

Figure (II.6) : système d'équilibrage des réactions radiales d'une pompe engrenage .....**Erreur ! Signet non défini.**

Figure (II.7) :-équilibrage radiale d'une pompe a engrenage.....**Erreur ! Signet non défini.**

Figure (II.8) : exemple d'une pompe PLESSEY .....**Erreur ! Signet non défini.**

Figure (II.9) : jumelles d'une pompe a engrenage 35

Figure (II.10) : pompe PLESSEY .....**Erreur ! Signet non défini.**

Figure (III.1) : circuit de transport……39
Figure.(III.2) : Exemple d'un schéma d'une installation hydraulique. 40
Figure (III.3) : Les types de pompage ……..42
Figure (III.4) : courbe débit-hauteur manométrique d'une pompe volumétrique 45
Figure (III.5) : courbes de rendement..... 46
Figure(III.6) : courbe caractéristique d'un réseau hydraulique..... 49
Figure(III.7) : exemple de forme d'une Courbe caractéristique de la pompe 50
Figure(III.8):point de fonctionnement d'une pompe à engrenage 51
Figure(III.9) : Exemple d'un réseau hydraulique 52
Figure (III.10) : courbe de caractéristique de réseau 53
Figure (III.11) : Point de fonctionnement de la pompe..... 54
Figure(III.12) : section d'un pignon avec ses paramètres..... 56
Figure(III.13) : Engrènement de deux pignon……58

Liste des tableaux

Tableau (I.1) – Défauts pertinents de la pompe ..... **Erreur ! Signet non défini.**

Tableau I.2 : Les avantages et les inconvénients des pompes centrifuge ..... **Erreur ! Signet non défini.**

Tableau I.3 : Les avantages et les inconvénients des pompes à membranes. **Erreur ! Signet non défini.**

Tableau I.4 : Les avantages et les inconvénients des pompes à piston. ..... **Erreur ! Signet non défini.**

Tableau I.5: Les avantages et les inco des pompes à palettes libres. ..... **Erreur ! Signet non défini.**

Tableau I.6 : Les avantages et les inconvénients des pompes à palettes flexibles. **Erreur ! Signet non défini.**

Tableau I.7 : Les avantages et les inconvénients des pompes à palettes guidées. [18] **Erreur ! Signet non défini.**

Tableau I.8 : Les avantages et les inconvénients des pompes à engrenages extérieurs. [2] ..... **Erreur ! Signet non défini.**

Tableau I.9 : Les avantages et les inconvénients des pompes à engrenages intérieur. [2] **Erreur ! Signet non défini.**

Tableau I.10 : Les avantages et les inconvénients des pompes à vis. [2]..... **Erreur ! Signet non défini.**

Tableau I.11 : Les avantages et les inconvénients des pompes péristaltiques. **Erreur ! Signet non défini.**

Tableau(II.1) : les défauts d'une pompe a engrenage..... **Erreur ! Signet non défini.**

Tableau II.2 les composants dune pompe a engrenage..... **Erreur ! Signet non défini.**

Tableau (III.1): la fonction des éléments d'un circuit hydraulique..... **Erreur ! Signet non défini.**

Tableau (III.2) : Débit hauteur manométrique..... **Erreur ! Signet non défini.**

Introduction générale

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

L'énergie requise pour faire fonctionner ces machines dépend donc des nombreux facteurs rencontrés tels que :

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

Dans ce présent travail nous nous limitons à l'étude énergétique et conceptuelle d'une pompe à engrenage.

I.1. Définition :

On appelle pompe du nom italien « pompa » toutes machines hydrauliques qui servent à déplacer les liquides d'une région de basse pression vers une région à grande pression. Son fonctionnement 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.

Les pompes autant que machines, sont les pièces maîtresses qui donnent la vie aux unités de pétrole et au gaz. Leur choix et leur installation doivent faire l'objet de soins tout particulier de la part des services d'études, de même leur entretien requiert une des spécialistes très qualifiées, afin qu'elles puissent assurer dans les meilleurs conditions unservice continu pendant une longue durée. [1]

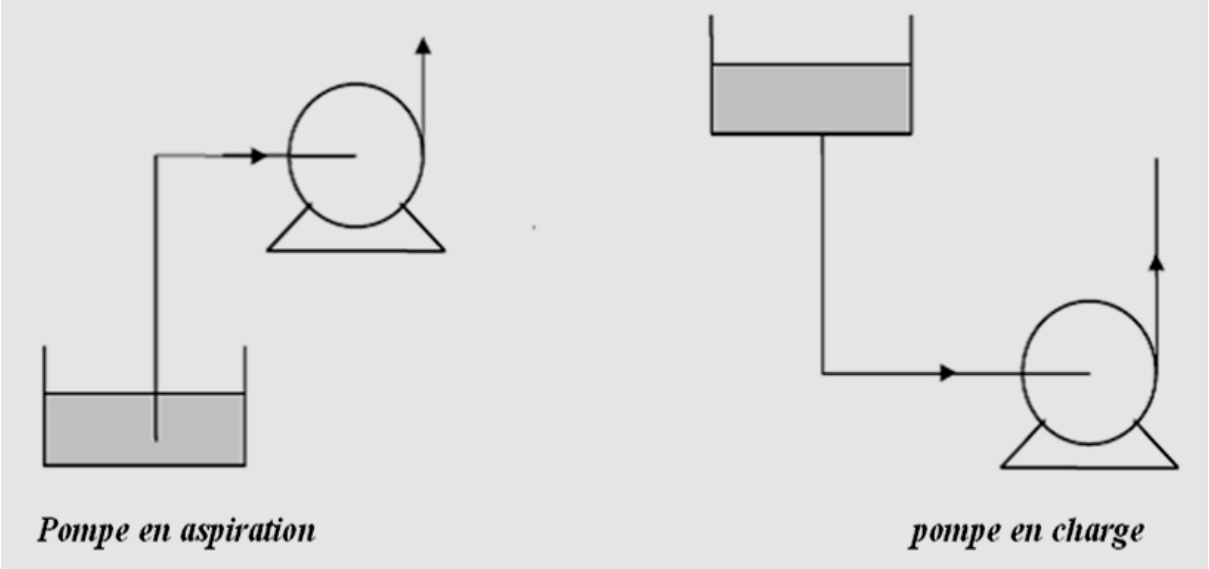


Figure (I.1) : Montage d'une pompe en aspiration et en charge.

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'entrainement en énergie hydraulique

I.2. Rôle de la pompe:

La pompe est une machine qui fournit de l'énergie à un liquide pour le déplacer d'un niveau à un autre, on peut l'utiliser pour:

- Transférer le liquide d'un réservoir situé à un certain niveau versus réservoir situé à un niveau plus élevé ;

- Transférer le liquide d'un réservoir à une certaine pression vers un autre réservoir à une pression plus grande.

- Augmenter la quantité de liquide qui traverse une conduite d'une autre manière, et de point de vue physique la pompe transforme l'énergie mécanique de son moteur d'entraînement en énergie hydraulique «de pression, potentiel, cinétique». [7]

I.3.Classification 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 :

a- Turbopompe (roto-dynamiques)

b- Volumétrique

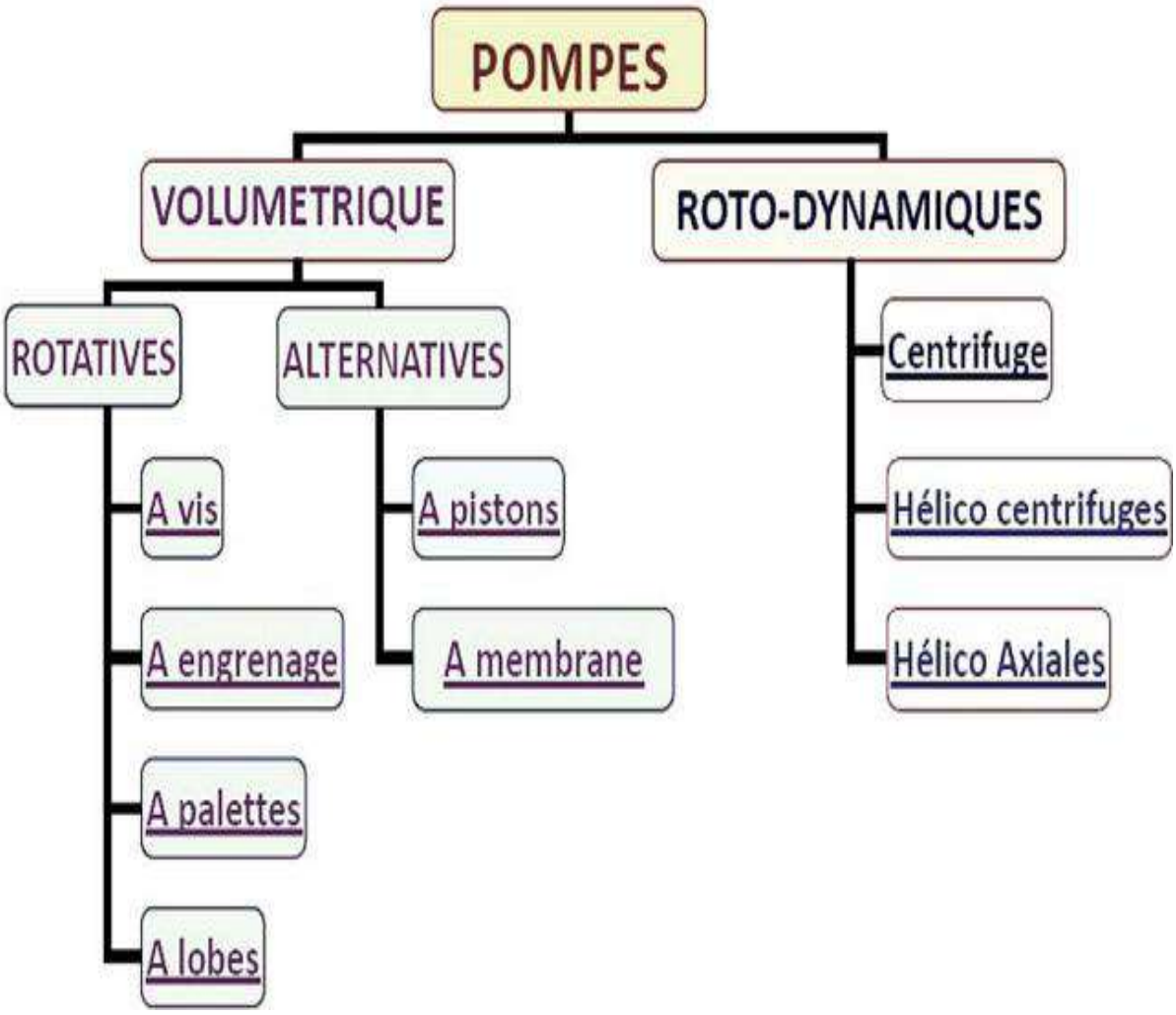


Figure (I.2) : diagramme de classification.

I .3.1-Les pompes roto-dynamiques (turbopompe) :

A)- Définition :

Les turbopompes sont actuellement parmi les plus employées. Les Principales raisons de ce choix sont les suivantes : ces appareils étant Rotatifs et ne comportant aucune liaison articulée, leur entraînement, Par un moteur électrique ou à combustion interne, ne présente aucune Difficulté. D'autre part, l'encombrement de la turbopompe est environ Huit fois moindre que celui des pompes volumétriques, et peut être Encore réduit en adoptant une disposition à axe vertical.

Ce moindre Encombrement et aussi un poids plus faible permettent de réaliser D'appréciables économies sur les bâtiments abritant les installations.

Cette famille de pompes est capable d'atteindre des débits Q très élevés, allant jusqu'à (105 m3/h). Encore convient-il de remarquer que cette limite n'est pas de caractère technologique, et que des débits sensiblement plus grands seraient réalisables.

De plus, les frais d'entretien d'une turbopompe sont peu élevés.

b)-Classification des pompes roto-dynamiques :

• les pompes hélices :

L'écoulement du liquide est suivant l'axe de la pompe

• les pompes hélico-centrifuges :

L'écoulement du liquide est suivant la diagonal

• les pompes centrifuges :

Les pompes centrifuges sont le type de pompe le plus répandu en raffinerie et usines chimiques. Leur fonction est d'assurer le débit de liquide souhaité par l'exploitant mais dans des conditions de pression imposées par les procédés et les applications, avec des contraintes particulières à l'installation, l'environnement, la fiabilité, la sûreté, etc.

La pompe centrifuge la plus simple est la pompe monocellulaire à roue en porte à faux Cette pompe est composée d'éléments statiques et de pièces tournantes.

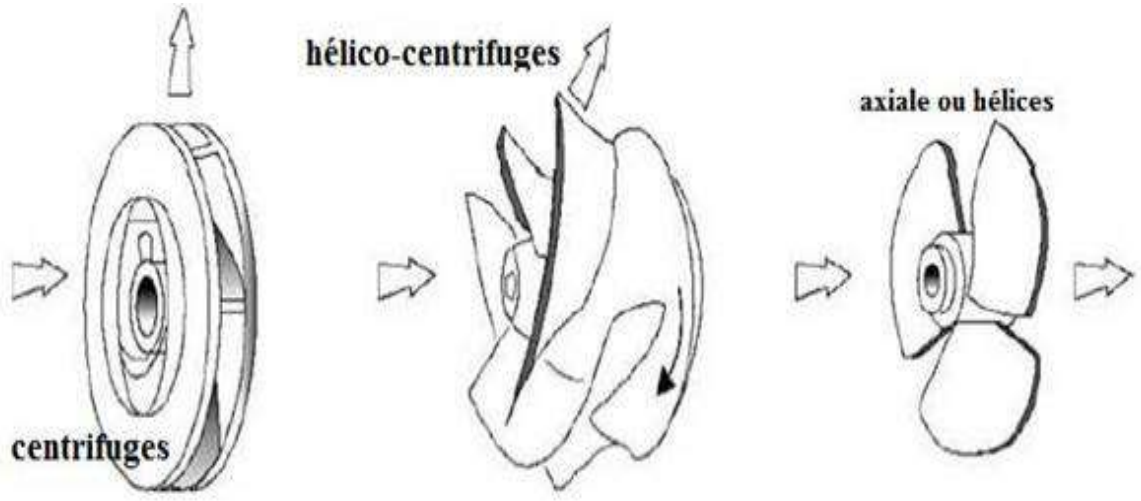


Fig. (I.3) : Représentation des domaines respectifs des trois types de Pompes roto-dynamiques.

c)-Défauts :

Le tableau(I.1) présente les causes et conséquences des défauts pertinents de la pompe BP. Ces défauts ont été identifiés à partir de l'AMDEC (Analyse des modes de défaillance, de leurs effets et de leur criticité) issu des retours d'expériences de Turbomeca

Défauts	**Causes**	**Conséquences**
Fuite externe	Dégradation de la structure ou des joints d'étanchéité	Perte de pression en sortie pompe
	Aspiration d'air dans la conduite d'aspiration ou la conduite de drainage ou autour de l'arbre d'entrainement	Perte de pression en sortie pompe, bruit excessif
	Usure de l'arbre d'entrainement	Perte de pression en sortie pompe
Fuite interne	Dégradation de la liaison mécanique entre la roue et l'arbre d'entrainement	Perte de pression en sortie pompe d'environ 50 à 80%
	Mauvais positionnement de l'éjecteur, gicleur de l'éjecteur décollé ou desserré	Perte de pression en sortie pompe d'environ 10 à 20%
Vieillissement	Dégradation progressive des composants de la pompe dans le temps	Bruit excessif de la pompe, perte de pression en sortie pompe (progressive dans le temps)
	Carburant impropre	Perte de pression en sortie

	(viscosité non conforme), inadéquat (mauvais type, sale) ou contaminé (présence de substances étrangères)	pompe, bruit excessif

Tableau (I.1) – Défauts pertinents de la pompe

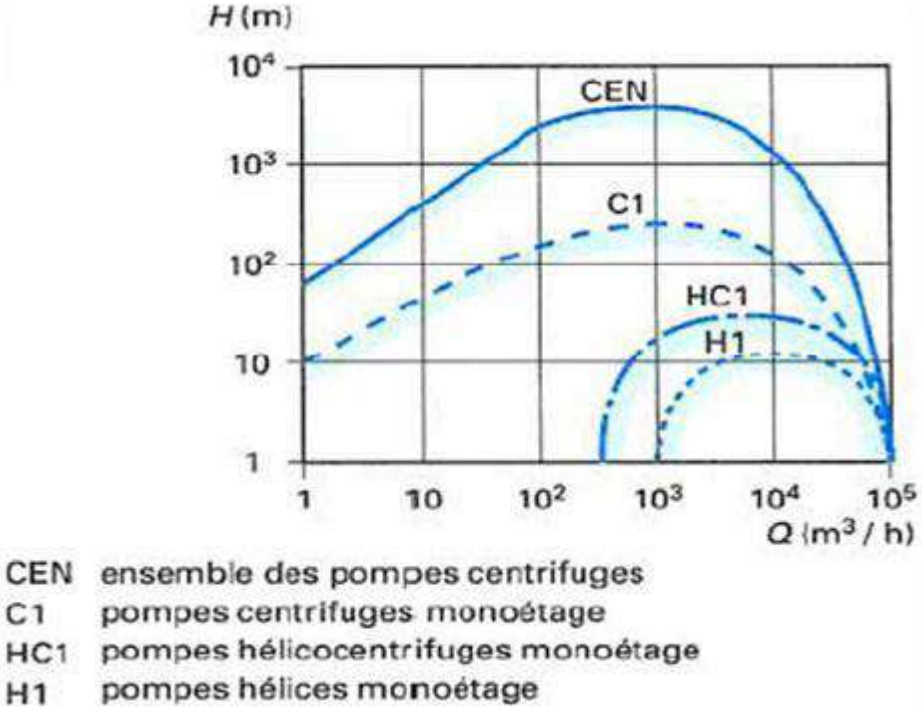


Fig.(I.4) : Domaines d'utilisation des pompes industrielles roto-dynamiques.

Selon le nombre d'étages :

-Monocellulaire : avec une seule roue (impulser) sur l'arbre.

-Multicellulaire : avec plusieurs imposeurs sur l'arbre disposé en série.

Selon la disposition de l'axe de la pompe :

-Pompe vertical.

-Pompe horizontal.

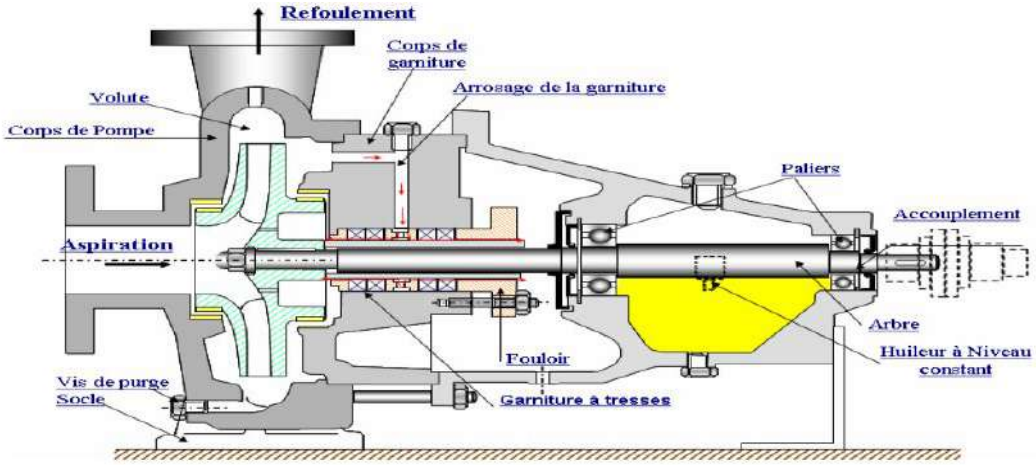
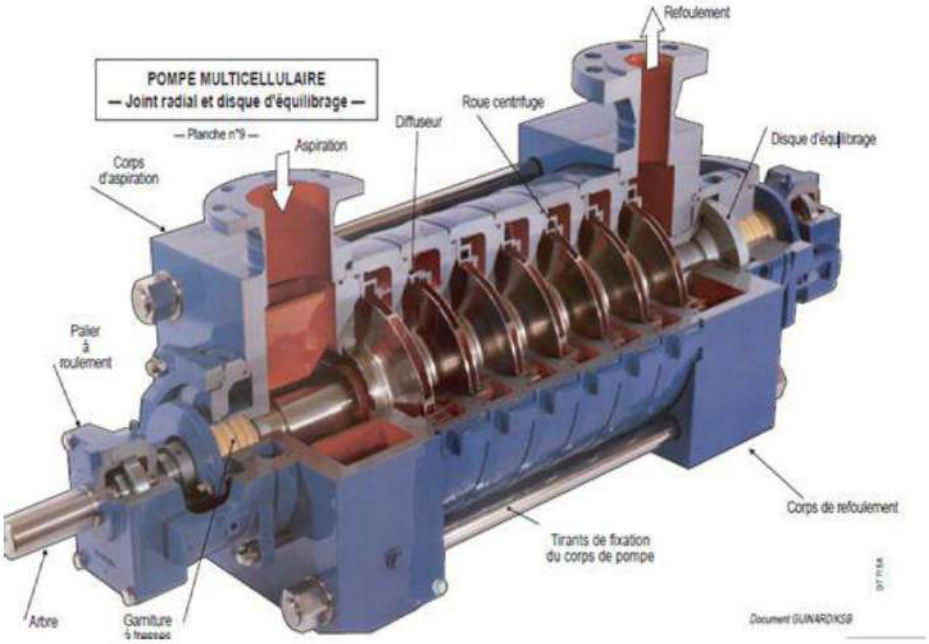


Fig.(I.5): Pompe centrifuge monocellulaire en porte à faux.



Figure(I.6): Pompe multicellulaire.

Pompes centrifuges :

Une pompe centrifuge est un système ouvert, en quelque sorte un trou ou encore un conduit, dans lequel est mis en place un champ de forces centrifuges. Elle n'est pas basée sur le transport du fluide dans un godet ou sur la variation dans le temps d'un volume d'emprisonnement, le fluide n'est plus poussé par une paroi matérielle, mais mis en mouvement et équilibré par un champ de forces. Cela est une notion très simple, « que

nous allons le voir dans ce qui suit », elle est basée sur d'autres principes. La pompe centrifuge fonctionne et s'utilise selon d'autres lois, qui sont l'objet de l'ensemble des paragraphes qui vont suivre. Nous y avons traité l'essentiel cependant certains domaines restreints ou certains aspects particuliers n'ont pas été abordés. Cependant certains domaines restreints ou certains

Tableau I.2 : Les avantages et les inconvénients des pompes centrifuge

Les avantages	**Les inconvénients**
- Machine de construction simple nécessite peu d'entretien. -Prix d'achat modéré, coût de maintenance faible - Bon rendement (70% à 80%) - Adaptées à toute sorte de liquide - Vitesse de rotation allant de 750 à 3000 tours/min, donc facilement entrainé par un moteur électrique.	-Impossible de pomper des liquides trop visqueux (les roues tournent sans entrainés le fluide) - Production d'une pression différentielle faible (0,5 à 10 bars) - La pompe ne s'amorce pas d'elle-même

I.3.2- 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.3.2.1- 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 :

1)-le déplacement d'un piston animé d'un mouvement alternatif.

2)-la déformation d'une membrane.

A. 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 etc.). Ces déformations produisent les phases d'aspiration et de refoulement que l'on retrouve dans toute pompe alternative (figure I-7). Ces pompes sont utilisées sur les débits moyens de l'ordre de (80 m3/h), pour des températures inférieures à(150 C°) et des viscosités faibles. [18]

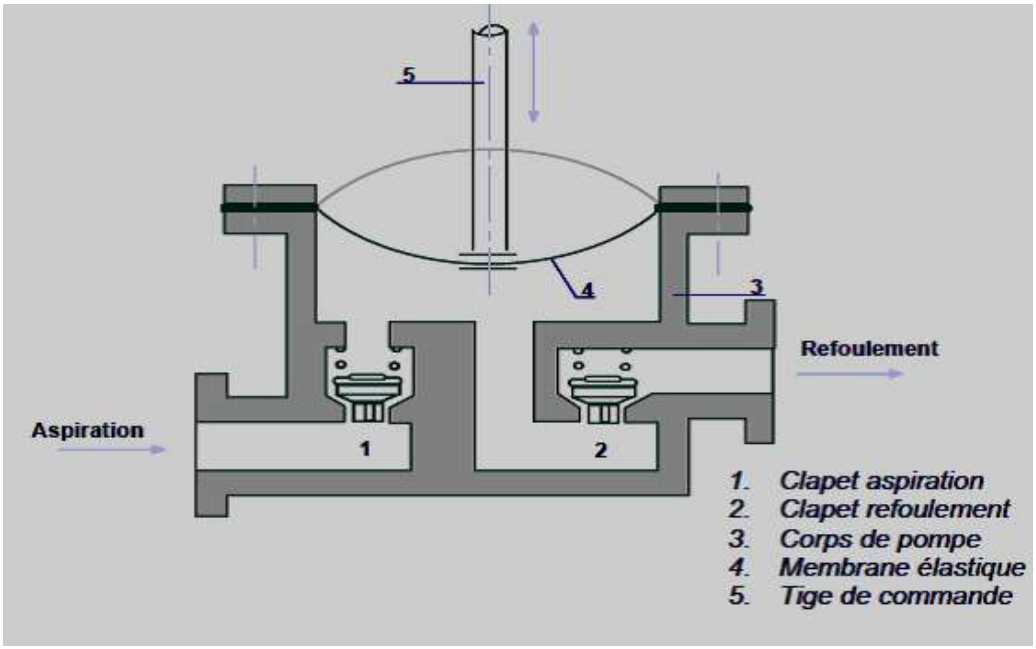


Figure (I.7) : Pompe à membranes. [2]

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

Tableau I.3 : Les avantages et les inconvénients des pompes à membranes.

T. [2] **Les avantages**	**Les inconvénients**
- Fonctionnement à sec sans dommage. - Propreté absolue du liquide pompé (chargé, abrasif, acide, visqueux ou non). - Bon rendement (90 %).	- 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).

B. 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-8). [3]

Ces pompes sont utilisées sur les moyens de l'ordre de 80 m3.h-1et la pression au refoulement peut aller jusqu'à 25 bars.

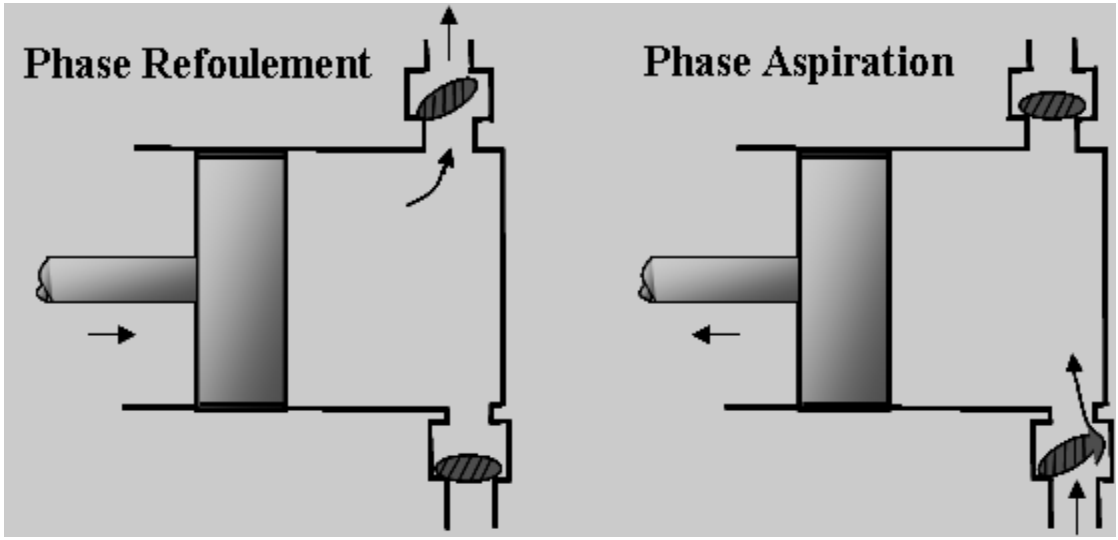


Figure (I-8) : Principe pompe à piston. [2]

Il existe les pompes à piston simple effet (figure I-9) et à double effet (figure I-10).

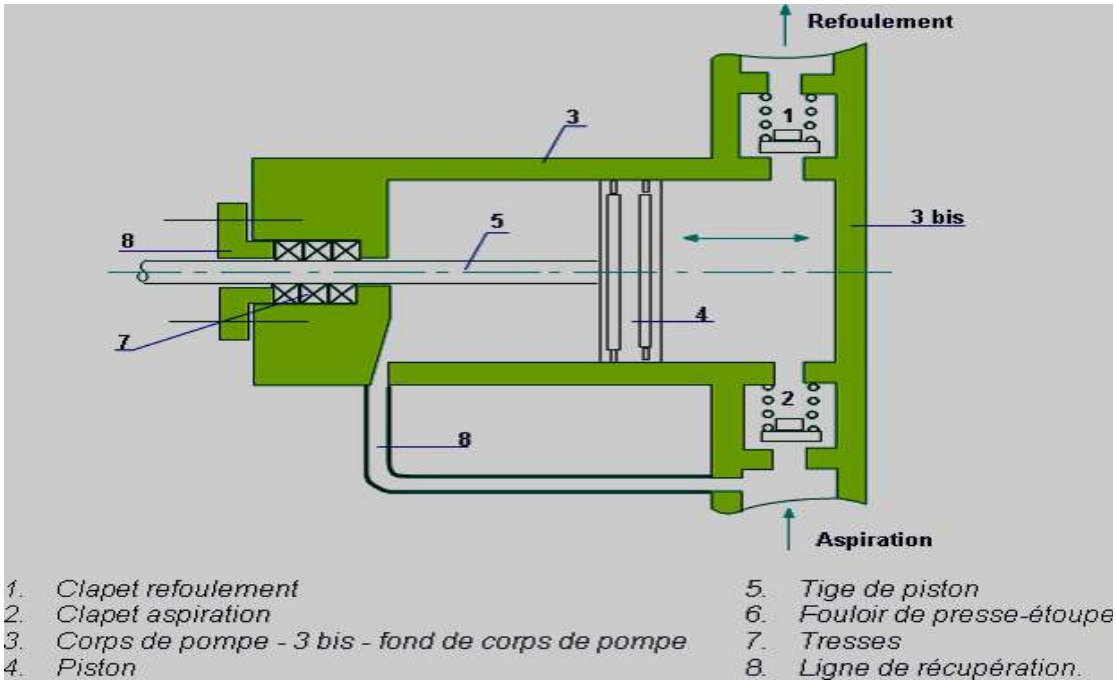


Figure (I-9) : Pompe à piston à simple effet. [2]

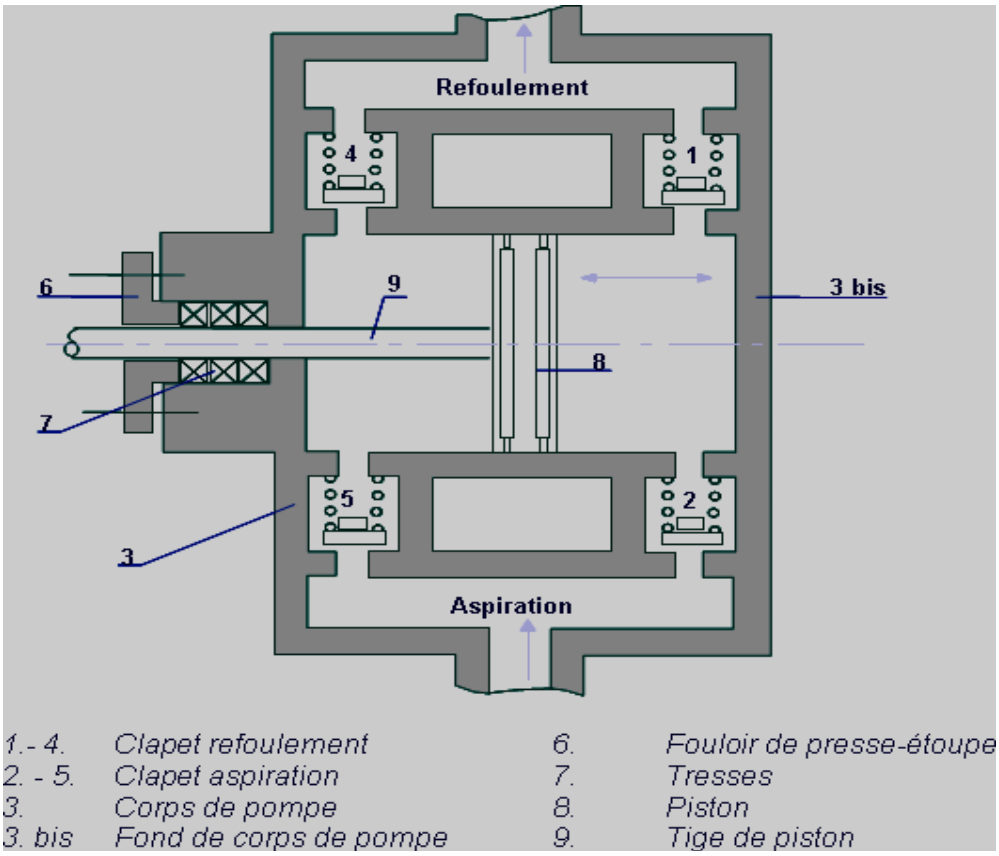


Figure (I-10) : Pompe à piston à double effet. [2]

Tableau I.4 : Les avantages et les inconvénients des pompes à piston.

Les avantages	Les inconvénients
- Fonctionnement à sec sans dommage. - Bon rendement (> 90 %). - Pression au refoulement très importante. - débit réglable.	- 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.3.2.2 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. [2]

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

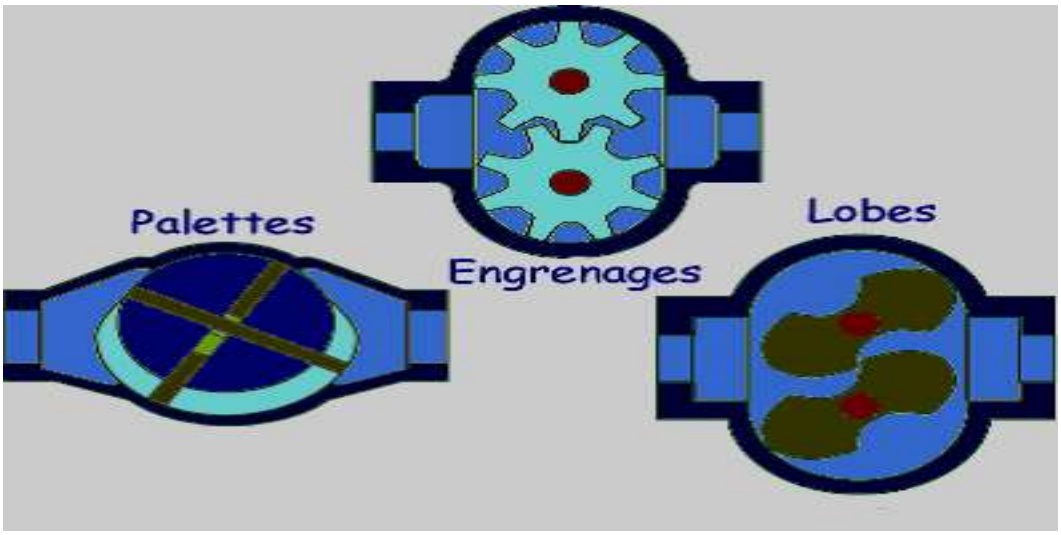


Figure (I-11) : Fonctionnement pompes volumétriques alternatives. [2]

I.3.2.2.1. Pompes à palettes

a- 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 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-12). Ce sont des pompes caractérisées par des débits allant jusqu'à (100 m3.h-1)et des pressions au refoulement de(4 à 8 bars). Elles conviennent aux liquides peu visqueux.

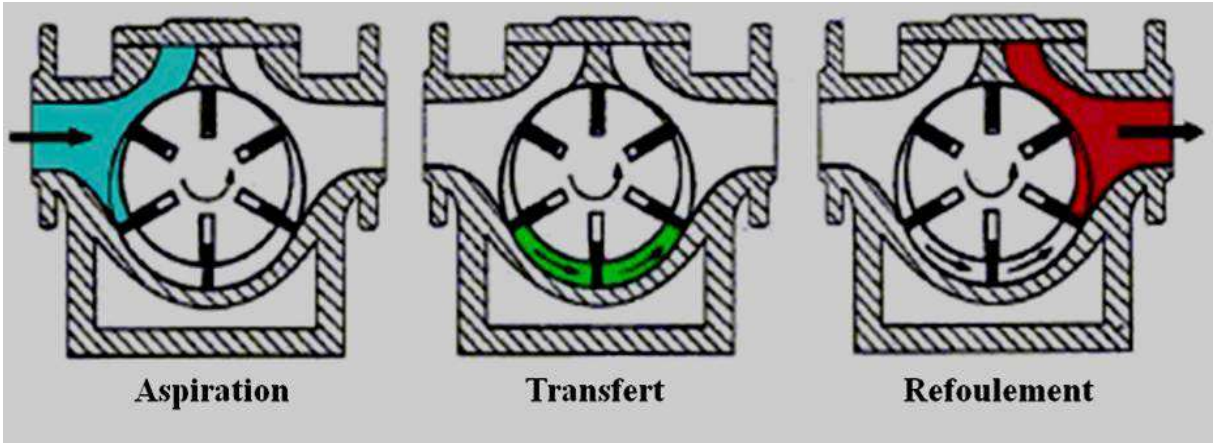


Figure (I-12) : Pompes à palettes libres. [2

Tableau I.5: Les avantages et les inco des pompes à palettes libres.

Les avantages	Les inconvénients
- l n'y a ni brassage, ni laminage, ni émulsion nage du liquide pompé. - Le débit est régulier. - La pompe est réversible.	- Les palettes usent le corps par frottements. - Le pompage des fluides visqueux est difficile.

b-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 (fig. I-13).Comme toutes les pompes à palettes, ces pompes n'entraînent ni brassage, ni laminage, ni émulsion du produit. Elles peuvent également pomper des particules solides. Les caractéristiques, débit, vitesse, pression sont sensiblement identiques aux précédentes. [2]



Figure (I-13) : Pompes à palettes flexibles. [18]

Tableau I.6 : Les avantages et les inconvénients des pompes à palettes flexibles.

Les avantages	Les inconvénients
- 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.	- Petits débits. - Pressions de refoulement faibles. - Ne doit pas tourner à sec. - Le liquide doit être compatible avec le matériau impulseur.

c-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-14).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. [18]

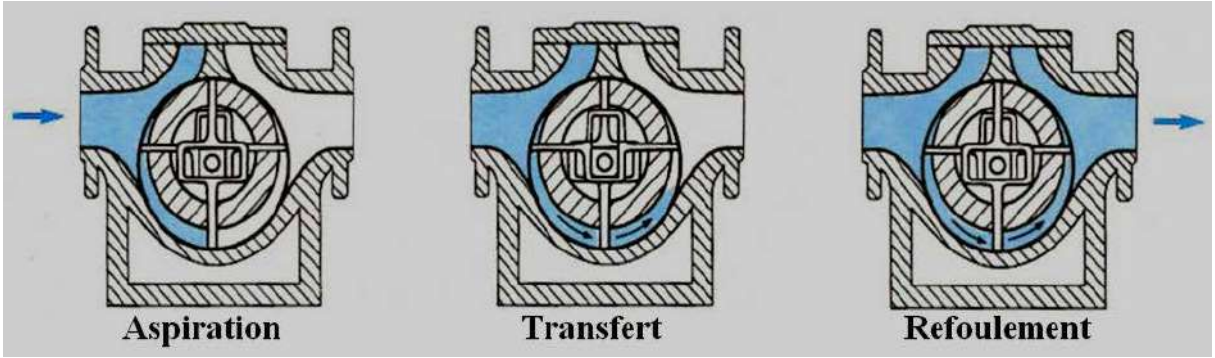


Figure (I.14): Pompes à palettes guidées. [18]

Tableau I.7 : Les avantages et les inconvénients des pompes à palettes guidées. [18]

Les avantages	Les inconvénients
- 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.	- Fuites internes avec produits très liquides. - Légères pulsations suivant la vitesse. - Pression d'utilisation limitée

I.3.2.2.2. Pompes à engrenages

Dans un corps de pompe de profil approprié et portant des orifices d'aspiration et de refoulement tournent deux engrenages dont les dents entraînent le liquide entre creux de dents et corps de pompe. [2]

a. 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-15).

Les pompes à engrenages peuvent avoir une denture droite, hélicoïdal ou encore à chevrons. Cette dernière solution présente l'avantage de rendre le mouvement plus uniforme.

Ces pompes peuvent tourner vitesse (2 000 à 3 000 tr/min)et des pressions au refoulement de l'ordre de 5 a 30 bars. Les débits peuvent atteindre 300m3 h

La hauteur manométrique maximale est de 50a 200 m CE.

Elles n'admettent pas le passage de particules solides sous peine de destruction.

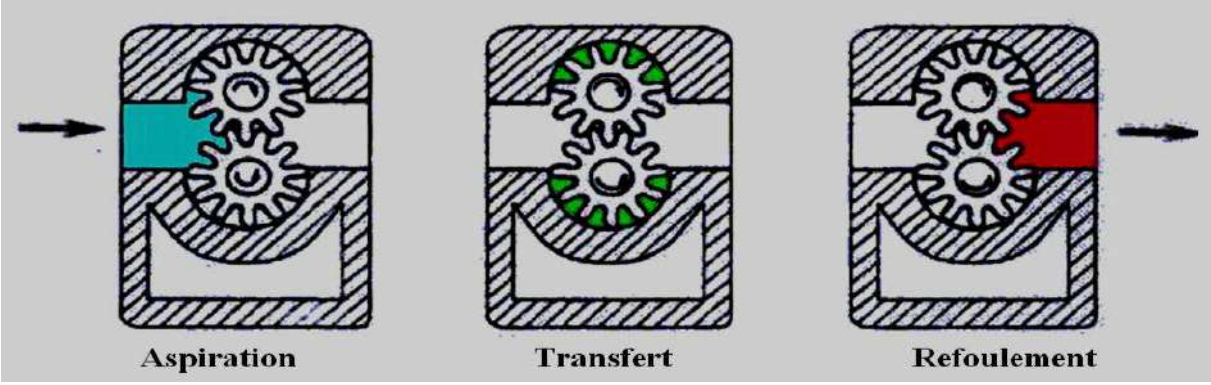


Figure (I-15) : Pompes à engrenages extérieurs. [2]

Tableau I.8 : Les avantages et les inconvénients des pompes à engrenages extérieurs. [2]

Les avantages	Les inconvénients
- Le débit est régulier. - La pompe est réversible. - La pompe à engrenages à chevrons permet de rendre le mouvement plus uniforme. - Pas des accessoires supplémentaires (clapets, soupapes…ex)	- 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.

b. 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-16). 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 pulsatile (flux régulier) et est indépendant des conditions de variation de pression, laquelle peut atteindre (15 à 20 bars). [18]

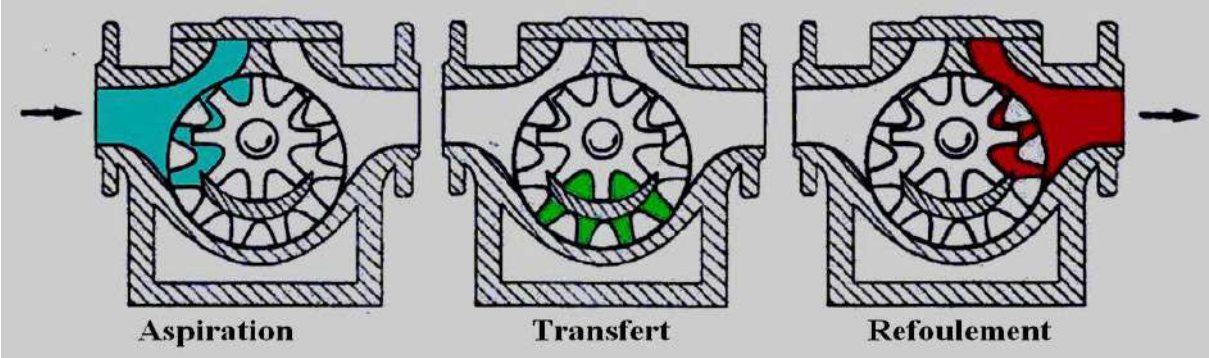


Figure (I-16) : Pompes à engrenages intérieurs. [2]

Tableau I.9 : Les avantages et les inconvénients des pompes à engrenages intérieur. [2]

Les avantages	Les inconvénients
- Le débit est régulier. - La pompe est réversible. - Un seul boîtier d'étanchéité est nécessaire.	- Pouvoir d'aspiration faible. - Elles n'admettent pas le passage de particules solides sous peine de destruction totale du

- Bas *NPSH* requis	mécanisme. - Le porte-à-faux peut créer une surcharge sur l'arbre

I.3.2.2.3 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-17). 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]. [18]

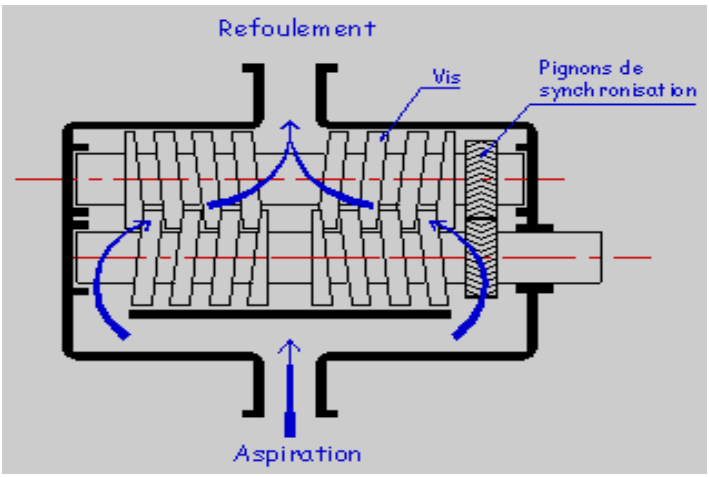


Figure (I-17): Pompes à vis (cas à 2 vis).

Tableau I.10 : Les avantages et les inconvénients des pompes à vis. [2]

Les avantages	**Les inconvénients**
- Le débit est régulier. - La pompe est réversible. - La pompe est silencieuse.	- Elles n'admettent pas le passage de particules solides, sous peine de destruction totale du mécanisme.

a. 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-18). 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.

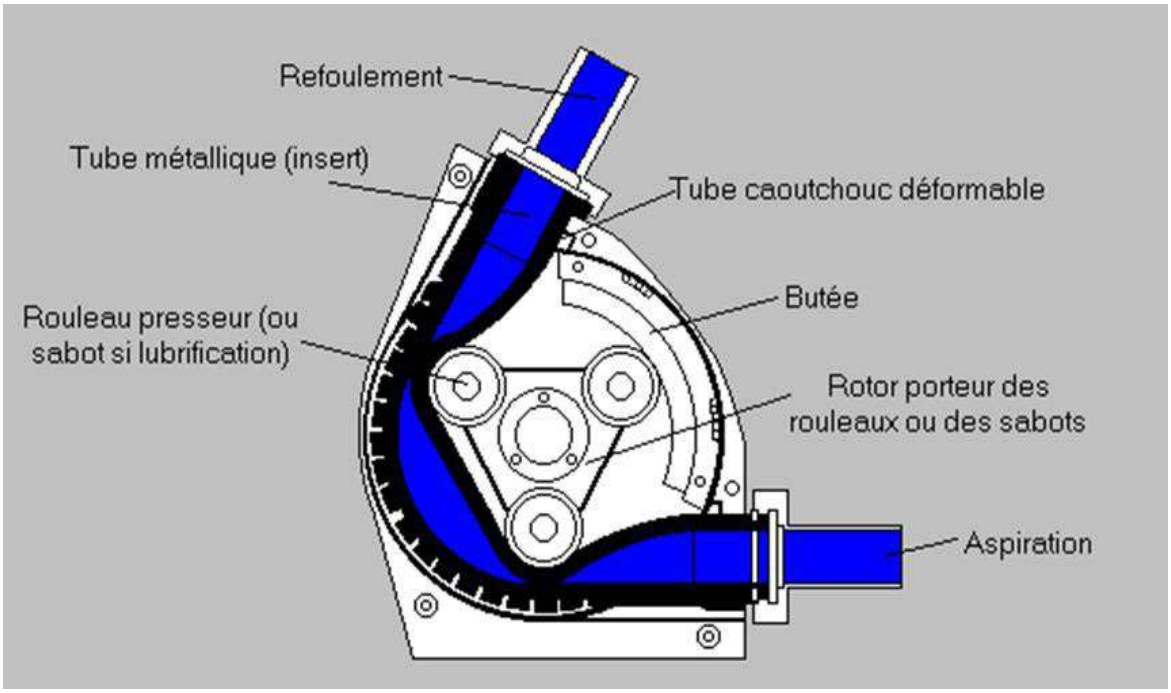


Figure (I-18) : Pompes péristaltiques.

Tableau I.11 : Les avantages et les inconvénients des pompes péristaltiques.

Les avantages	**Les inconvénients**
- Pompage de produits chargé et abrasifs. - Fonctionnement à sec possible. - Silencieuse, auto-amorçant.	- Débit limité. - Refoulement très saccadé. - Température d'utilisation assez faible. - Maintenance préventive : risque rupture du tube

I.3.2.2.4 Pompe à vis :

Dans un carter une vis à double filet engrène avec deux autres vis. La vis centrale est menant, elle absorbe dans son mouvement toute la puissance de l'entraînement.

Les vis satellites possèdent un pas inverse à celui de la vis centrale, l'espace entre les filets va se remplir d'huile, cette huile est transportée par la rotation de l'alimentation au refoulement.

En raison du flux linéaire, ces pompes ont un débit régulier et un excellent rendement global, elles sont silencieuses, elles peuvent générer des débits important (1000 l/mn) mais sous une pression modeste ne dépassant pas 120 bars.

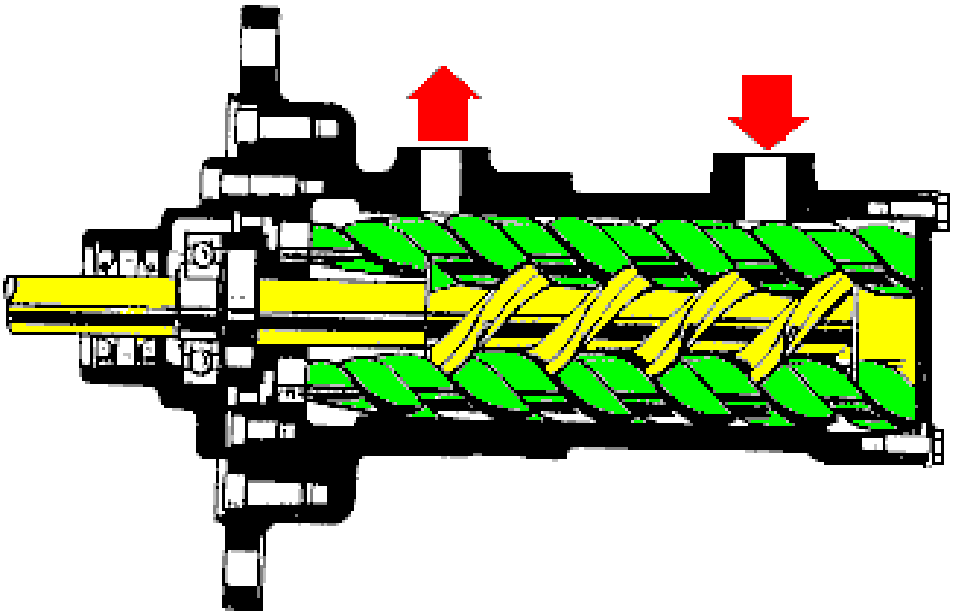


Figure. (I-18) : pompe à vis

I.4.Problème des pompes volumétriques :

Un des grandsproblèmes des pompes a engrenages est l'espace mort trouve entre les dents au moment de l'engrènement. Cet espace mort affecte de manière différente si le fluide entreles engrenages est gaz ou liquide.

Si le fluide dans la pompe a engrenages (compresseur) est un gaz (fluide compressible), le gazsera comprime dans l'engrènement entre les dents dans l'espace mort, et a la sortie du

fluideenferme, il se dilatera, ce qui provoquera une haute descente du rendement volumétrique dela pompe.Dans une autre part, si le fluide entre les engrenages est un liquide (fluide incompressible), dans le moment de l'engrènement, le liquide retenu dans l'espace mort ne pourra pas secomprimer et il se produira une augmentation de pression que peut abimer les dents des deuxroues.

Introduction

Parmi les pompes volumétriques alternatives, on trouve les pompes à engrenage extérieur, nous allons examiner en détail dans ce chapitre.

II.1. Définition

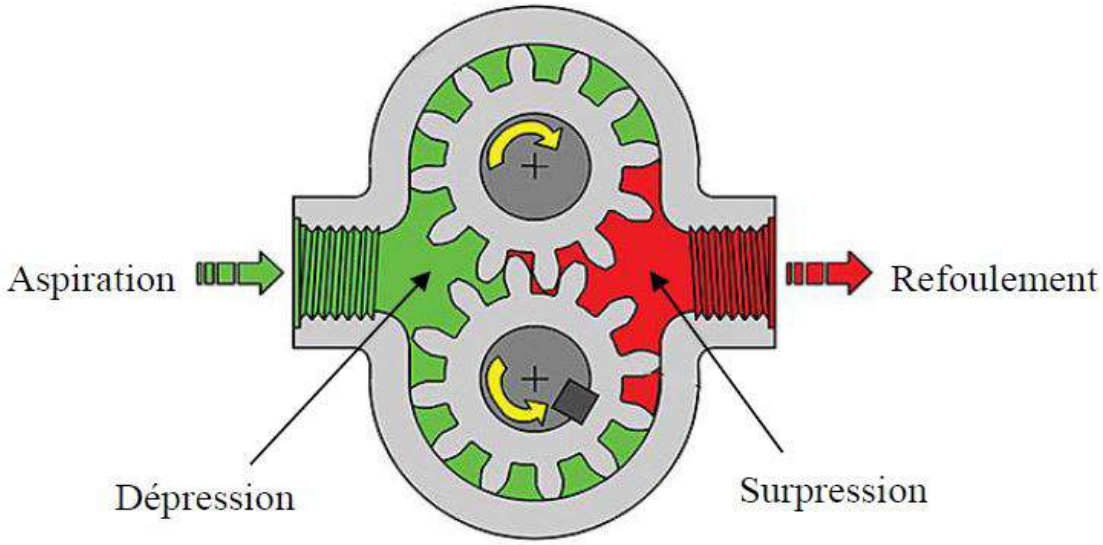
Ce type de pompe est le plus répandu. La conception simple, le prix de revient faible, l'entretien facile en font des pompes très utilisées en pompe de transfert ou d'alimentation, pouvant fournir au plus quelques dizaines de bars de pression. Le problème majeur de ces pompes étant du à leur équilibrage.

En hydraulique ces pompes ont un rattrapage de jeu axial à compensation hydrostatique qui va les équilibrer parfaitement, en limitant les poussées axiales destructrices. Il n'est donc pas rare de trouver sur nos matériels des pompes à engrenages fournissant des pressions de 100, 140,200 bars. Enfin la possibilité de les faire tourner à vitesse élevée leur confère une puissance massique très correcte avecdes rendements de 85 / 90 %.

II.2. Description théorique général :

Un boîtier en fonte ou en alliage d'aluminium contient généralement deux pignons à dentureextérieure. Deux orifices latéraux, l'orifice d'alimentation généralement un peu plus grandque celui du refoulement, pour réduire les pertes en charges, l'autre de refoulement strictement à l'opposé.

A l'intérieur du carter deux pignons à denture droite. Un des pignons est menant soit par clavetage ou usiné directement sur son arbre. Le pignon mené peut être libre sur son axe bagué ou avec roulement. Deux couvercles enserrent latéralement les pignons et assurent l'étanchéité. [4]



Figure(II.1) : Schéma d'une pompe à engrenage externe

II.3. Défauts :

Les défauts majeurs d'une pompe sont principalement dus au facteur humain, tel que le non-respect des consignes d'utilisation et d'entretien ou une mauvaise installation [9]. La cause la plus importante concerne l'utilisation d'un fluide impropre ou de mauvaise qualité. Le tableau I.2 présente les causes et conséquences des défauts pertinents de la pompe HP. Ces défauts ont été identifiés à partir de l'AMDEC (Analyse des modes de défaillance, de leurs effets et de leur criticité) issu des retours d'expériences de Turbomeca.

Défauts	**Causes**	**Conséquences**
Fuite externe	Dégradation des parois, paliers ou joints d'étanchéité	Perte de pression et de débit en sortie pompe
	Aspiration d'air dans la conduite d'aspiration ou la conduite de drainage ou autour de l'arbre d'entrainement	Perte de pression et de débit en sortie pompe, bruit excessif et arrachement de matière au niveau du refoulement

	Usure de l'arbre d'entrainement	Perte de pression et de débit en sortie pompe
Fuite interne	Usure des dents	Baisse du rendement volumétrique et perte de débit en sortie pompe
	Frottement sec interne (composants internes trop serrés)	Augmentation de la température, baisse du rendement volumétrique et perte de débit en sortie pompe
Vieillissement	Dégradation progressive des composants de la pompe dans le temps	Bruit excessif de la pompe, perte de pression et de débit en sortie pompe (progressive dans le temps)
	Carburant impropre (viscosité non conforme), inadéquat (mauvais type, sale) ou contaminé (présence de substances étrangères)	Perte de pression et de débit en sortie pompe, bruit excessif

Tableau(II.1) : les défauts d'une pompe a engrenage

II.4 Avantages et inconvénients

II.4.1 Avantages

- Construction robuste
- Pompage possible de liquide très visqueux
- Rendement élevé

• Amorçage automatique en fonctionnement normal

• Obtention de faibles débits facile à mesurer sous pression élevée (pompes doseusesalimentaires)

II.4.2 Inconvénients

• Appareils plus lourds et plus encombrants

• Débit pulsé ce qui nécessite l'installation d'appareils spéciaux (anti coup de bélier)

• Impossibilité d'obtenir de gros débits sous faible pression

• Danger de surpression dans le circuit de refoulement d'où la présence indispensable de sécurités (by-pass et soupape de sûreté)

• N.P.S.H req élevé

• Impossibilité en général de pomper des liquides chargés

• Prix d'achat plus élevé

• Frais d'entretien plus élevés

II.5 Les composants d'une pompe a engrenage

La figure II.2montre une vue éclatée d'une pompe à engrenage externe, sur laquelle on distingue les flasques qui assurent l'étanchéité axiale de la pompe en empêchant le fluide de fuir par les côtés des alvéoles.

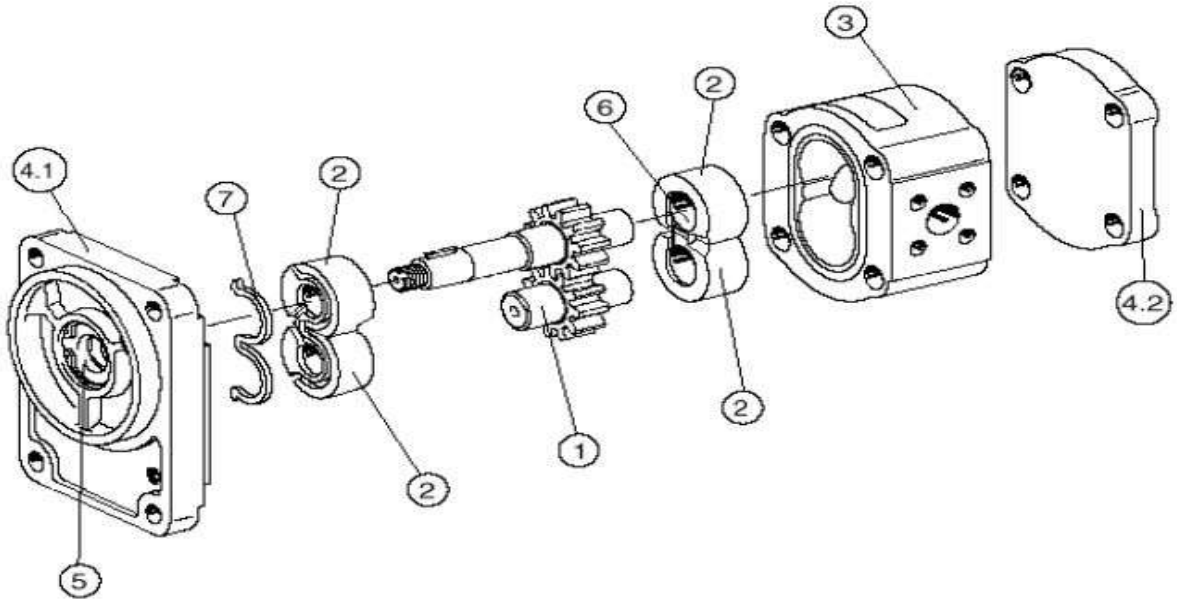


Figure (II.2) : Vue éclatée d'une pompe à engrenage externe (Turbomeca)

N°	Organes
1	Roues dentées (menant, menée)
2	Flasques d'étanchéité
3	Flasques d'étanchéité
4.1	Couvercle avant
4.2	Couvercle arrière
5	Joint d'étanchéité de l'arbre
6	Coussinet
7	Joint torique

Tableau II.2 les composants dune pompe a engrenage

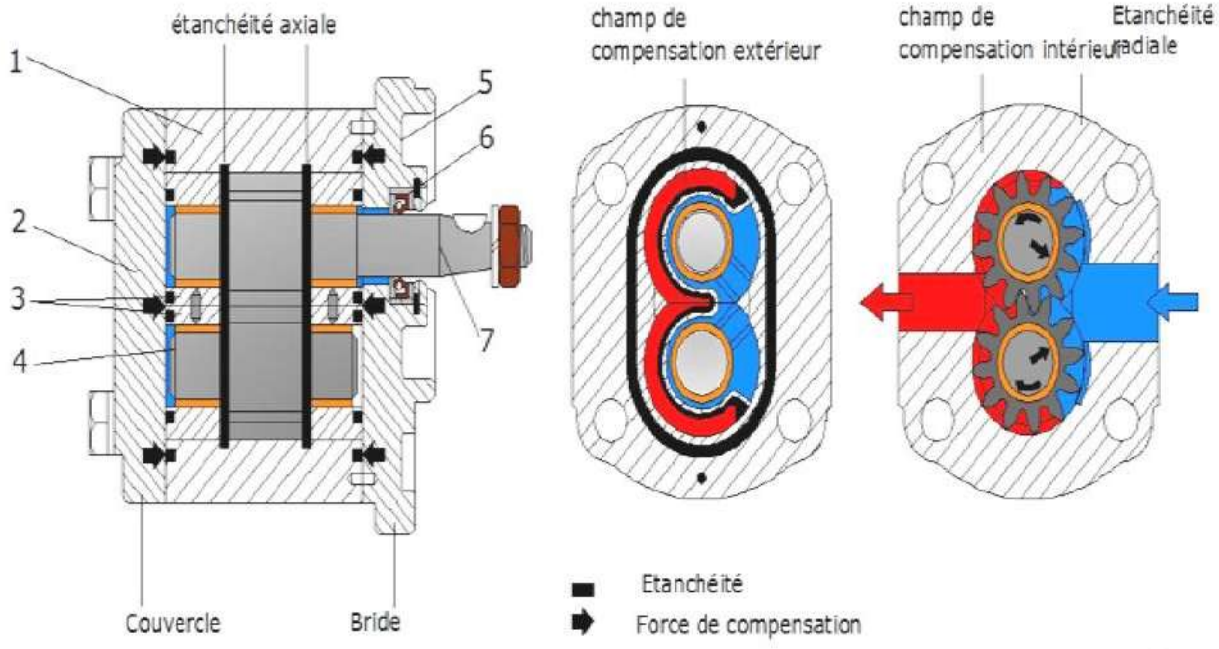


Figure (II. 3) : pompe à engrenage avec compensation axial et radial

Les pièces constituantes sont principalement :

Une paire de pignons 4 et 7.

D'un corps extrudé généralement en alliage léger.

Une bride avant 5 ou se loge le joint d'étanchéité -6- du pignon menant.

D’un couvercle arrière.

De quatre demi-lunettes 3 ou sont logés les paliers. [5]

II.6Étanchéités internes d’une pompe à engrenage :

II.6.1 Etanchéités Axial :

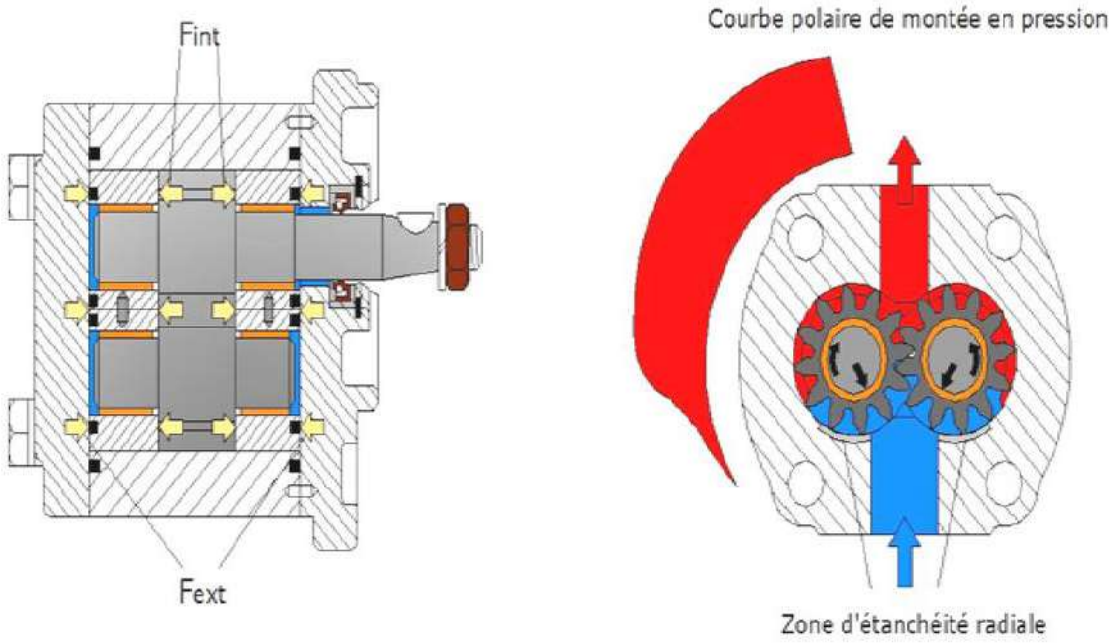


Figure (II.4) : pompe à engrenage avec compensation axial

L’étanchéité entre les flancs des dentures coté refoulement est assurée par le contact de frottement de glissement des lunettes. Cette zone de contact entre les flancs des pignons et des lunettes est parfaitement définie. La pression de refoulement agit donc de part d’autre de la lunette sur les zones de compensation délimitée par des joints de forme spéciale.

Les poussée de compensation se trouvent ainsi exclusivement appliquées aux endroits où il fait équilibrer les effets de l’huile sous pression emprisonnée dans les creux de denture coté refoulement.

II.6.2 Etanchéités Radial :

La pression de refoulement agit également sur le diamètre de tète des pignons et plaque l’ensemble pignons/lunette coté aspiration. Les pignons se trouvent en contact avec les parois intérieures du corps de la pompe et forme zone d’étanchéité. Un cycle de rodage

automatique en fin de montage des pompes met en place le jeu voulu entre les pignons et le corps. Ce jeu détermine les performances optimales de la pompe.

La pression sur le pourtour des pignons s'établit normalement avec un gradient élevé. Dans ce principe de pompe, un chanfrein judicieusement sur le diamètre extérieur des lunettes assure un rééquilibrage de cette montée en pression. [4]

II.7-Principe de la cylindrée

Le pignon menant et la couronne tournent dans le même sens.

Alimentation :

Dans leur mouvement de rotation les dents se désengrènent, le volume situé entre deux dents en prise augmente et provoque une aspiration de l'huile.

Transfert :

L'huile aspirée est isolée de la zone d'alimentation par le sommet et les flancs des dents.Le mouvement de rotation transporte l'huile vers la zone de refoulement.Les volumes d'huiles se déplacent contre la paroi de chaque côté de la pompe.

Refoulement :

Le mouvement de rotation engrène les dents, le volume situé entre les dents en prise diminue et provoque le refoulement de l'huile.[6]

II.8-Fonctionnement :

Les deux pignons tournent en sens inverse l'un de l'autre, le pignon menant tourne le plus souvent en sens anti horaire. L'huile est « aspirée » par l'orifice d'admission, elle remplit les espaces compris entre les dents et le boîtier. L'huile débouche dans la chambre de refoulement, sa pression est d'autant plus élevée que la pompe sollicitée. La pression a tendance à se répercuter sur toute la périphérie des pignons, ce qui va échauffer l'huile, diminuer le rendement, mais surtout créer des pressions internes inverses sur les axes.

Afin de limiter ces phénomènes dangereux pour la survie de la pompe, les jeux étant de l'ordre du dixième de millimètre, différents canaux très fins sont creusés dans les couvercles par exemple pour équilibrer les éléments sur eux-mêmes.
LES JEUX sont de deux ordres :

- jeux entre le diamètre extérieur des pignons (sommet des dents) et le carter lui-même.
- jeux compris entre les faces latérales des pignons et les couvercles latéraux.

Ces jeux vont engendrer des fuites internes susceptibles de provoquer des pertes de débit, donc de diminuer le rendement des pompes.

La pression supportée par la pompe agit dans la chambre de refoulement, des forces hydrauliquess'agissent sur les côtés du carter qui tendent à s'écarter.

Les jeux de fonctionnement augmentent et permettent des fuites internes sur les flancs des engrenages.

Le rendement volumétrique de la pompe à engrenage est amélioré par un système de rattrapage des jeux axiaux.

Dans ce type de pompe les engrenages sont encadrés par deux flasques de poussée couramment appelés jumelles ou lunettes.

La pression de refoulement se fait sentir sur l'arrière des jumelles sur une surface délimitée par un jointd'étanchéité.

La surface d'action de la pression est en opposition de la zone de refoulement, les forces hydrauliquess'équilibrent.

La force qui s'exerce sur la jumelle contre le flanc des engrenages assure un rattrapage du jeu axial. La force hydrostatique a été calculée pour éviter le grippage des pignons tout en maintenant une fuiteminimum nécessaire à la lubrification de la pompe.

II.9-jeux entre le sommet des dents et les logements du carter:

La pression unitaire qui s'exerce au niveau du refoulement (point O), se traduit par la somme de deux résultantes de poussée axiale F1 F2, dont les lignes d'action passent par les centres des axes des deux pignons.

Ces forces qui peuvent être très élevées, poussent les dents des pignons contre le carter, ceciexplique les rayures circulaires que l'on retrouve dans beaucoup de pompes endommagées non équilibrées ou mal équilibrée.

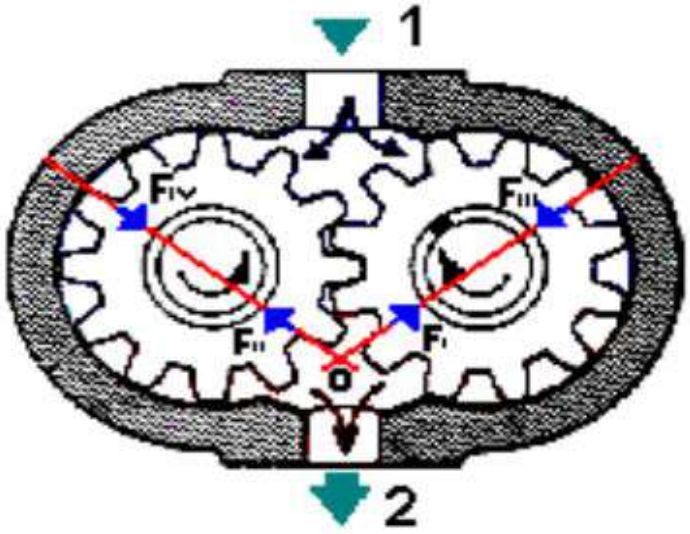


Figure (II.5) : les forces radiales d'une pompe engrenage

II.10- équilibrage radial :

II.10.1 – Dans le carter :

Pour pallier l'inconvénient ci-dessus, on peut faire appel à une contre pression F4 F3 s'exerçant juste à l'opposé des forces F1 F2.

La chambre de refoulement est en communication grâce à des forages internes (2)avec deux chambres d'équilibrage (1) pratiquée dans le corps de la pompe.

Les efforts de poussée F1 F2, sont neutralisés par les efforts équivalents mais opposés F3 F4.

On constate une disparition de l'usure du carter interne ainsi que l'ovalisation des paliers et déformation des arbres d'entraînement.

Le mauvais entretien ou une mauvaise utilisation restant alors les problèmes majeurs rencontrés. [4]

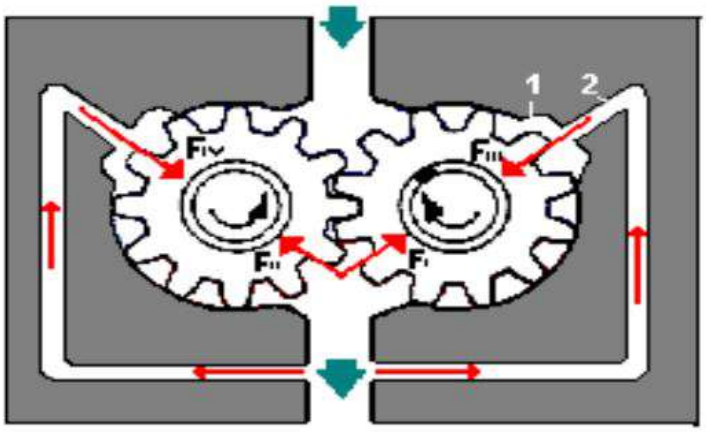


Figure (II.6) : système d'équilibrage des réactions radiales d'une pompe engrenage

II.10.2 – Dans les pignons :

Ce sont des pompes dites « à pignons déchargés ».L'équilibrage est obtenu grâce à des perçages radiaux pratiqués de part en part entre deux dents, dans les pignons. Ces perçages ne communiquent pas entre eux, celui plus couramment retenu est pratiqué toutes les deux dents pour nuire le moins possible à l'étanchéité entre l'admission et le refoulement.

La pression R de la chambre de refoulement va s'exercer à l'opposé des canaux et donc jouer un peu le même rôle que dans l'exemple précédent.

Ce dispositif reste peu utilisé, car l'équilibrage varie malgré tout pendant la rotation, mais il réduit beaucoup les efforts radiaux sur les paliers. Ces pompes restent utilisables à des pressions modestes, car les perçages peuvent aussi provoquer des phénomènes pulsatiles. On est donc obligé d'effectuer des forages avec des chambres d'équilibrage semblables.

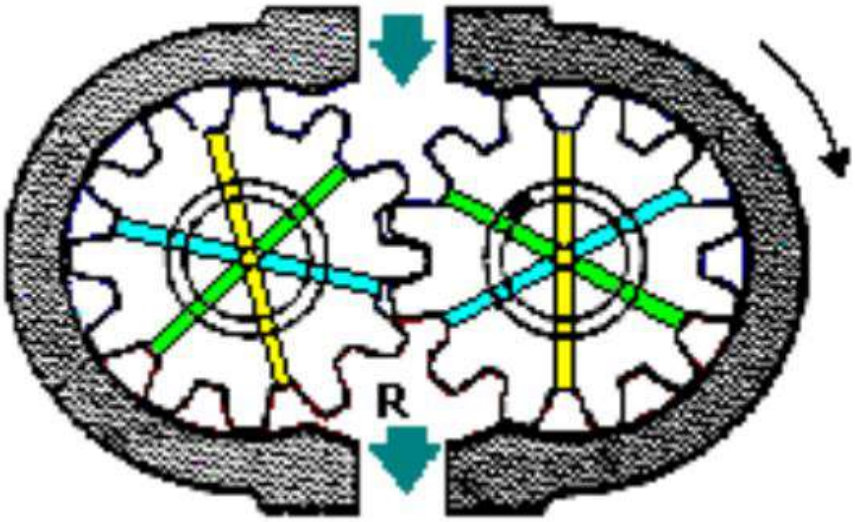


Figure (II.7) :-équilibrage radiale d'une pompe a engrenage

II.11- pompe à rattrapage de jeu automatique :

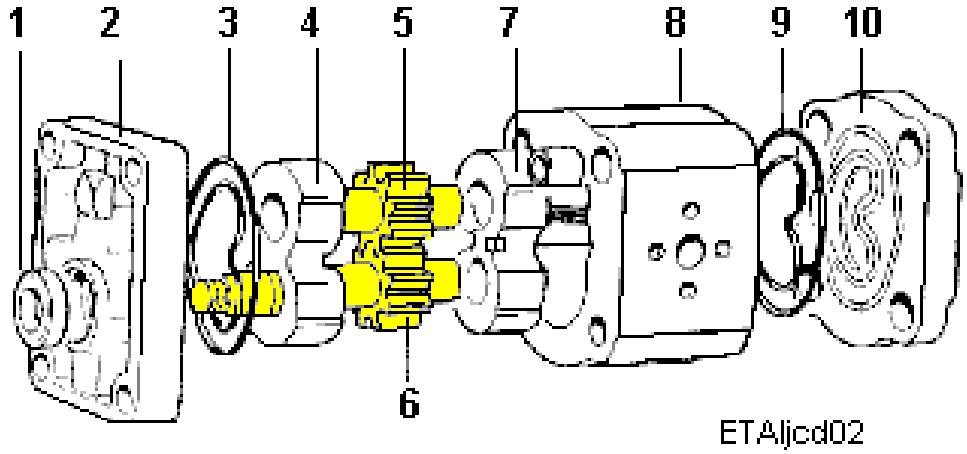


Figure (II.8) : exemple d'une pompe PLESSEY

1- bague d'étanchéité avant

2- couvercle avant

3- joints toriques

4- jumelle avant

5- pignon à denture extérieure mené

6- pignon à arbre menant

7- jumelle arrière

8- corps de pompe

9- joint toriques arrière

10- couvercle arrière

Dans les pompes classiques le jeu latéral des pignons est supérieur au jeu entre / dents / corps de pompe. Ce jeu est de l'ordre de un à trois dixièmes de millimètre. Comme ces pompes sont destinées à être utilisées en basse pression, les pertes volumétriques sont faibles. Par contre en utilisation sous pression moyenne ou forte, ces pertes, non seulement réduiraient le rendement mais feraient élever la température de l'huile par laminage.

C'est dans ce but que les fabricants ont dû améliorer l'étanchéité latérale avec un système notamment appelé « à compensation hydrostatique et rattrapage de jeu automatique ». Ce sont les pompes les plus répandues sur nos matériels de type agricoles nécessitant des pompes à débits variables.

Ces pompes équipées de jumelles doubles permettent un rendement optimal, même dans des conditions d'utilisations importantes, si elles sont correctement entretenues. Ceci est donc du au rattrapage de jeu automatique entre les engrenages et les plans d'appui des jumelles doubles soumises elles aussi à la pression de refoulement

Comparaison des jumelles (vue cote interne). [5]

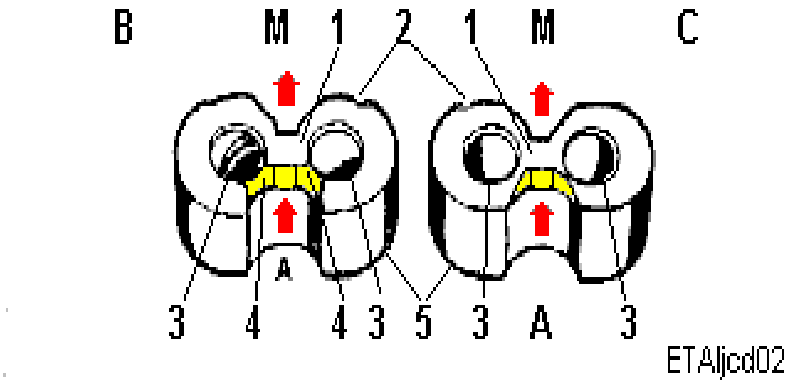


Figure (II.9) : jumelles d'une pompe a engrenage

A – aspiration de la pompe

B – jumelle avec lubrification coté refoulement

C – jumelle avec lubrification coté aspiration

M – refoulement de la pompe

2 – fraisures de passage de l'huile de lubrification

3 – rainures de graissage des axes

4 – passage de l'huile de lubrification

5 – faces d'appui sur les couvercles avant et arrière

Les jumelles présentent à la partie extérieure un passage (2) que l'huile sous pression traverse pour agir sur les faces plane adjacentes aux couvercles (A sur la fig. ci-dessous) délimités par

les joints d'étanchéité (1 sur la fig. ci-dessous) . L'étanchéité sur l'arbre radial est obtenue à l'aide d'un ou plusieurs joints. La pression s'exerçant sur l'extérieur des jumelles assure (quel que soit la demande en pression) un rendement volumétrique très stable. Les couvercles doivent par contre être serrés aux couples préconisés et les jumelles parfaitement ajustées dans le corps de pompe. Note : une pompe « tandem » ce sont deux pompes accouplées, « duo » ce sont 2 paires d'engrenages dans le même carter.

Coupe de la pompe PLESSEY :

A est donc la zone délimitée par les joints toriques sur lesquels s'appuie la pression de refoulement.

1 – joint sur les logements prévus dans le couvercle.

2 – fraisure effectuée sur le coté des jumelles en regard des pignons menant et mené.

3 – fraisure du bord de la jumelle de rattrapage de remplissage au démarrage

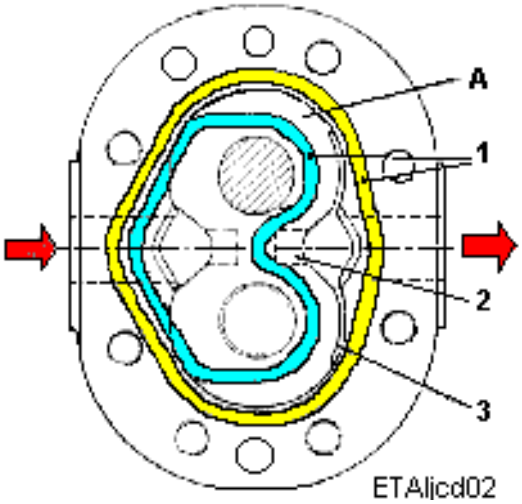


Figure (II.10) : pompe PLESSEY

Un des grands problèmes des pompes a engrenages est l'espace mort trouve entre les dents au moment de l'engrènement. Cet espace mort affecte de manière différente si le fluide entre les engrenages est gaz ou liquide.

Si le fluide dans la pompe à engrenages (compresseur) est un gaz (fluide compressible), le gaz sera comprime dans l'engrènement entre les dents dans l'espace mort, et à la sortie du fluide enferme, il se dilatera, ce qui provoquera une haute descente du rendement volumétrique de la pompe.

Dans une autre part, si le fluide entre les engrenages est un liquide (fluide incompressible),dans le moment de l'engrènement, le liquide retenu dans l'espace mort ne pourra pas se comprimer et il se produira une augmentation de pression que peut abimer les dents des deux roues.

Introduction

Ce chapitre propose une introduction à la détermination de la caractéristique de la pompe et au calcul de la perte de charge des réseaux. Pour découvre la point de fonctionnement.

A-partie énergétique :

III.1.Généralité sur hydraulique

L'hydraulique industriel, c'est un domaine très vaste, alors on s'intéresse d'abord aux composants essentiels participant à la réalisation des circuitshydrauliques:(pompes, distributeurs, vérins, limiteur de pression, limiteur de débit…).

III.1.1 Circuits De Transport Des Liquides :

a) Description générale :

Un circuit de transport permet de déplacer un liquide d'une source à un réservoir de stockage.

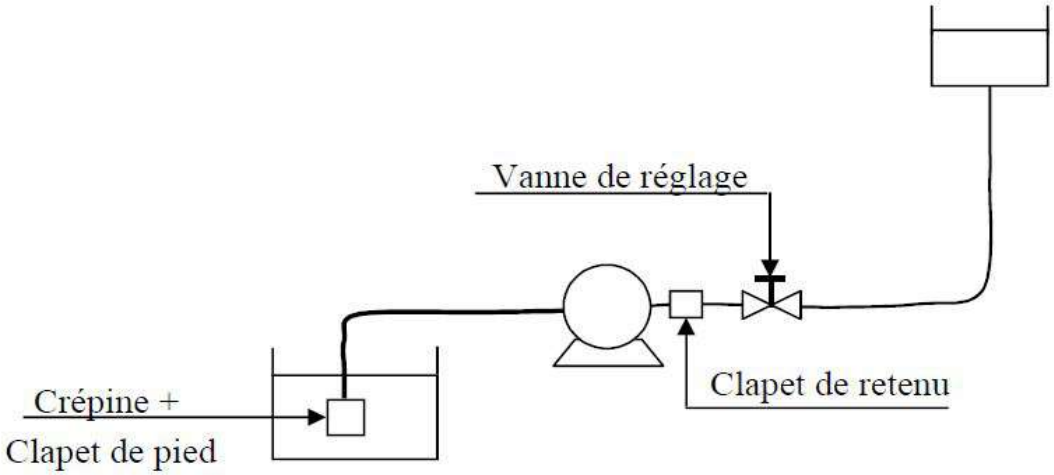


Figure (III.1) : circuit de transport.

b) Composition :

Un circuit de transport de liquide se compose essentiellement :

-D'un réservoir source de liquide (puits)

-D'une pompe (pompe à engrenage).

-D'un réservoir de stockage (citerne)

-D'une tuyauterie qui relie les différents constituants

Un circuit de transport de liquide peut comprendre aussi:

-Une vanne de réglage de débit placé sur la conduite de refoulement.

-Une crépine+ un clapet de pied placés à l'extrémité basse da la conduite d'aspiration.

-Un clapet de retenu placé à la sortie de la pompe pour empêcher le retour du liquide, il est utilisé pour des grandes hauteurs de refoulement. [8]

Un circuit d'hydraulique industriel est représenté schématiquement par des symbolesconventionnels normalisés. Le rôle d'un schéma hydraulique est de donner un moyen pratique et simple de représentation d'une installation hydraulique.

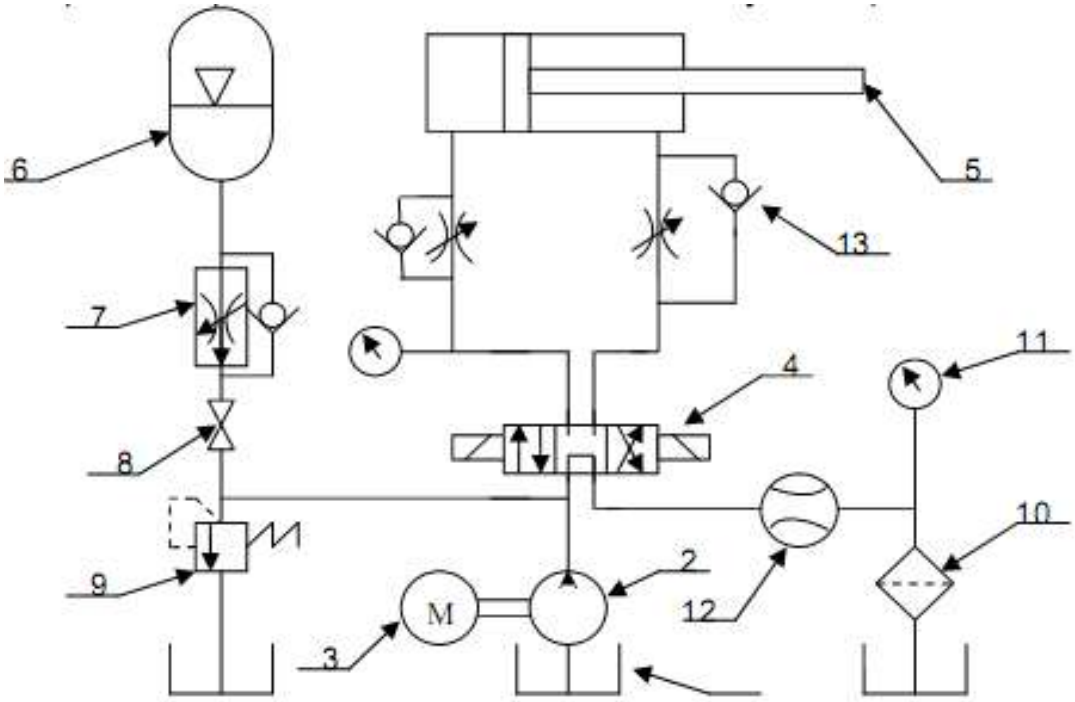


Figure.(III.2) : Exemple d'un schéma d'une installation hydraulique.

Rép	Désignation	Fonction
1	Réservoir	Stocker le fluide
2	Pompe hydraulique	Générer la puissance hydraulique
3	Moteur électrique	Actionner la pompe
4	Distributeur 4/3	Distribuer la puissance hydraulique au vérin
5	Vérin double effet	Transformer la puissance hydraulique en puissance mécanique

6	Accumulateur	Stocker l'énergie hydraulique et la restituer en cas de besoin
7	Régulateur de débit	Régler le débit et la vitesse du fluide
8	vanne	Distribuer ou interrompre le passage du fluide
9	Limiteur de pression	Protéger l'installation contre les surpressions
10	filtre	Empêcher les impuretés de s'infiltrer dans les organes sensibles
11	Manomètre	Indiquer la valeur de la pression
12	débitmètre	Indiquer la valeur de débit
13	Clapet anti-retour	Autoriser le passage du fluide dans un seul sens

Tableau (III.1): la fonction des éléments d'un circuit hydraulique

Un schéma hydraulique représente toujours l'équipement en position repos ou initiale, ilnouspermet de comprendre l'installation dans le but surtout de détecter les défaillances et par suite savoir ou on doit intervenir.

C) Rôle de la pompe dans un système hydraulique :

La pompe est destinée à transformer une énergie mécanique fournie par un moteur, en énergie hydraulique. Son rôle se limite à aspirer l'huile de réservoir et de la refouler. La pompe fournit un débit. Elle est donc un générateur de débit.

D) Les différents types de pompage :

Il existe deux types de pompage : (Figure III.3)

-En aspiration

-En charge

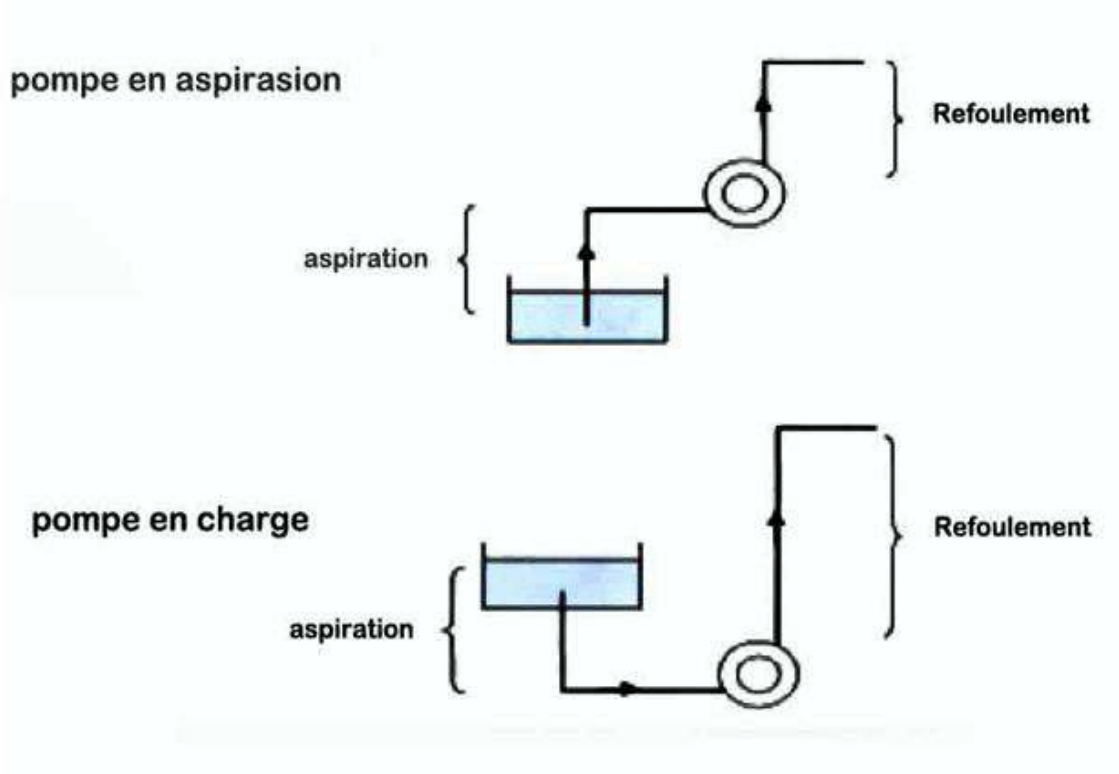


Figure (III.3) : les types de pompage

Comment choisir une pompe ?

La pompe est choisie en fonction des caractéristiques du circuit de circulation et du débit de liquide dans ce circuit. Pour traduire numériquement les caractéristiques d'un circuit, on calcule sa hauteur manométrique totale (HMT).

III.2. Les caractéristiques générales d'une pompe:

Une pompe se caractérise par :

- son débit
- sa cylindrée
- son rendement
- son puissance
- HMT (hauteur manométrique total)

Débit :

C'est le volume d'huile que la pompe peut fournir pendant l'unité de temps pour une vitessede rotation établie.

Q : débit, en litres /minute (l/min).

Cylindrée:

Elle correspond au volume d'huile théorique débitée par tour en cm3 ou en litre. Donc le débit Q correspond à la cylindrée par la vitesse de rotation.

$$Qv = cyl.N \textbf{(III.1)}$$

Avec

Q_v : débit, en litres /minute (l/min) ;

Cyl : Cylindrée, en litres (l/tr) ou en cm3/tr ;

N : vitesse de rotation, en tours /minute (tr/min).

Rendements :

- La puissance hydraulique :

La puissance hydraulique communiquée au liquide pompé est liée au deux grandeurs précédentes. Si $\mathbf{Q_V}$ est le débit volume du fluide, $\boldsymbol{\rho}$sa masse volumique et H la hauteur manométrique de la pompe

La puissance hydraulique P_H est donnée par:

$$Ph = Qv.\rho.g.H \textbf{(III.2)}$$

Le débit d'une pompe est souvent donné en m3/h. Il faut donc le convertir en m3/s avant de l'utiliser dans le calcul de puissance :

$$Qv\boldsymbol{enm3/s} = \frac{Qv\ en\ \ m3/h}{3600}$$

Remarque : 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 puissance donnée à la pompe par le moteur dont l'axe tourne à la vitesse ! et transmet Un couple C, s'écrit :

$$Pa = c.\omega \textbf{(III.3)}$$

C : moment du couple appliqué à l'arbre d'entraînement de la pompe (N.m)

ω:La vitesse angulaire de l'arbre d'entraînement de la pompe (rad/s)

Pa : La puissance absorbée par la pompe (W)

Ces deux relations permettent d'exprimer

Le rendement global d'une pompe :

$$\eta_p = \frac{Ph}{Pa} = \frac{\Delta P.Qv}{C.\omega} \textbf{(III.4)}$$

Pour affiner notre connaissance d'une pompe volumétrique, on peut définir

Le rendement volumétrique :

Rapport du débit réel au débit théorique, (qui permettra de connaître lesfuites) :

$$\eta_{VP} = \frac{Qv}{Q_{th}} = \frac{Qv}{Cyl.N} \textbf{(III.5)}$$

Q_{th} **:** C'est le débit théorique

N : C'est la vitesse de rotation

Avec :

$$Q_{th} = Cyl.N \textbf{(III.6)}$$

Le rendement mécanique :

Rapport du couple théorique au couple réel (qui permettra de connaître les pertes mécaniques Frottement).

Le produit de ces deux rendements est évidemment le rendement global :

$$\eta_p = \eta_{vp} . \eta_{mp} \textbf{(III.7)}$$

Vitesse de rotation :

La vitesse de rotation maximale en fonctionnement continu (dite vitesse nominale) est principalement limitée par la capacité de la pompe d'aspirer le fluide dans certaines conditions spécifiques. En d'autres termes, on fixe la valeur de la vitesse nominale de telle sorte que tout risque de cavitation soit écarté.

III.3.Les courbes caractéristiques des pompes :

Les différentes caractéristiques des pompes sont habituellement données par différentes courbes qui furent tracées à partir de tests sur la pompe ou bien déterminées par le fabricant pour. Les informations suivantes sont importantes ; elles sont en général données sous forme de courbes par rapport au débit :

- H courbe de HMT.
- η courbe(s) de rendement.
- P courbe de puissance.

III.3.1 Courbe de HMT

La hauteur manométrique :

On appelle hauteur manométrique **HMT** d'une pompe, l'énergie fournie par la pompe par unité de poids du liquide qui la traverse. Elle s'exprime en mètre (m).

La Hauteur manométrique varie avec le débit et est représentée par la courbe caractéristique **H = f (Q_V)** de la pompe considérée.

Cette courbe peut contenir des informations additionnelles telles que limites de cavitation, de vibrations ou de surcharge du moteur.

L'addition de la hauteur statique et de la hauteur dynamique donne la HMT

$$H = H_d + H_{st} \qquad \textbf{(III.8)}$$

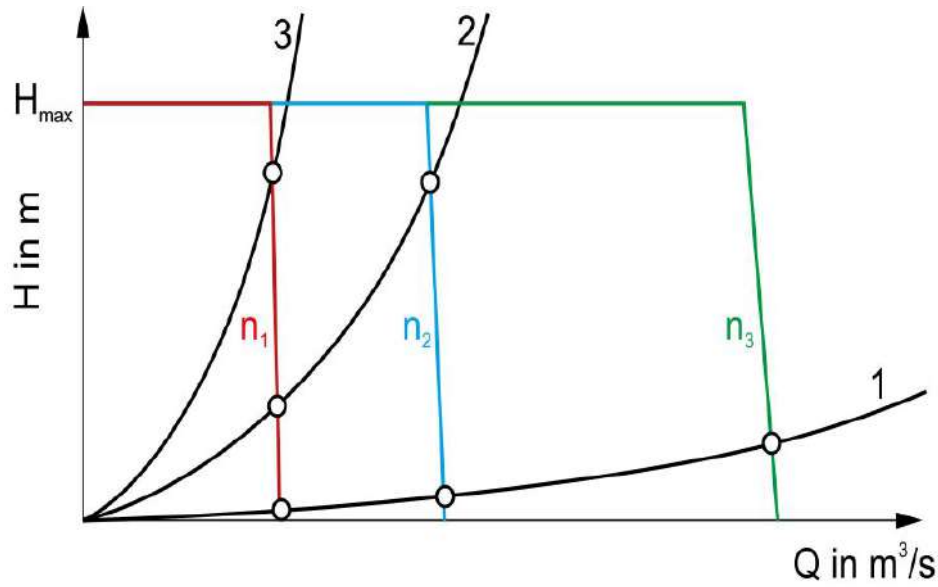


Figure (III.4) : courbe débit-hauteur manométrique d'une pompe volumétrique

III.3.2 Courbes de rendement

Le rendement de la pompe h est lui aussi fonction du débit (Q_v). Il est proposé sous forme de ratio ou de pourcentage. Dans le cas des pompes submersibles, le rendement total (ηgr) est donne avec le rendement de la pompe η ; le rendement total (ηgr) comprend aussi celui du moteur.

Il est importantde bien distinguer ces deux rendements, particulièrement lorsque l'on compare des performancesde pompes. Les pertes induisant le rendement de la pompe sont traitées dans le chapitre 1 de cemanuel. On peut écrire :

$$\eta_{gr} = \eta_{mot} + \eta \quad \textbf{(III.9)}$$

Ou η_{mot} est le rendement du moteur.

Il est aussi possible de voir apparaitre le rendement directement sur la courbe caractéristique dela pompe, avec des chiffres indiquant les différentes valeurs de rendement. Lorsque plusieurs courbes de pompe sont tracées sur le même graphe, les rendements apparaissent sous la forme d'undiagramme, ou alors sont définies des plages de fonctionnement ayant le mêmerendement.

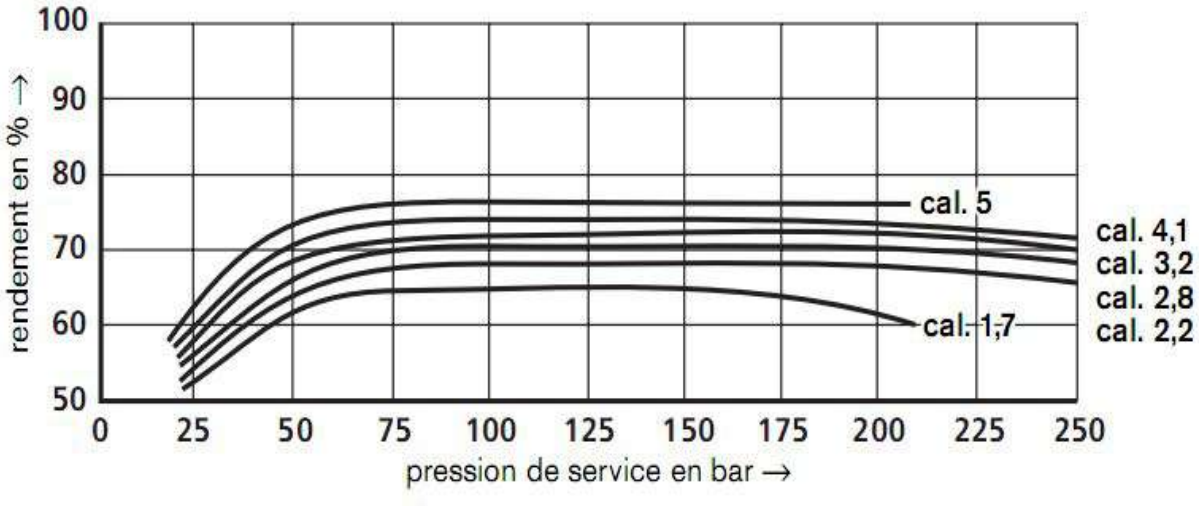


Figure (III.5) : courbes de rendement

III.3.3 Courbes de puissance

La puissance requise par la pompe est également fonction du débit Q_v, on peut voir une courbe représentant à la fois la puissance hydraulique et la puissance électrique. La puissance électrique est la puissance consommée par le moteur, elle est mesurée à l'alimentation électrique de celui-ci. Selon les standards internationaux de test de pompes, la puissance hydraulique s'appelle (P_h) et la puissance électrique (Pgr). On peut calculer la puissance hydraulique requise à l'aide de l'équation :

$$P = \frac{\rho.Qv.g.H}{\eta} \textbf{(III.10)}$$

Où :

P : puissance (w)

ρ: densité du liquide (kg/m3)

Q_v : débit volumique (m3/s)

g : accélération de la pesanteur (9,81 m/s2)

H : HMT (m)

η :rendement(%)

III.3.4 Courbe de NPSH

Puisque l'on ne fait de calcul de NPSH que pour les installations en fosse sèche, la courbe de NPSH n'apparait pas toujours sur les courbes. Cette courbe peut être fournie par le constructeur lorsque l'on craint l'apparition de la cavitation.

La courbe de NPSH est issue de tests réalisés avec de l'eau claire ; elle est néanmoins utilisable avec les effluents de collectivités et la plupart des effluents industriels ; lorsqu'ils ne contiennent que peu de solides (moins de 0,05%), ces matières solides n'ont pas d'effet significatif sur les performances de la pompe.

Définir La hauteur manométrique totale (HMT) d'un circuit:

La hauteur manométrique totale d'un circuit est donc la différence de charge entre l'entrée et la sortie du circuit.

La HMT est liée à la puissance hydraulique que la pompe doit fournir :

$$P=Qv.\boldsymbol{\rho}.g.HMT$$

Ce qui donne :

$$HMT=P.Qv.\boldsymbol{\rho}.g$$

La HMT est déterminée par applique le théorème de Bernoulli :

$$P.Qv-\boldsymbol{\Delta}p=(p_2-p_1)+(\boldsymbol{z_2}-\boldsymbol{z_1})+1/2(\boldsymbol{v}_2^2-\boldsymbol{v}_1^2) \textbf{(III.11)}$$

En divisant les deux membres de l'équation par ρg, on fait apparaitre la HMT :

$$HMT-\frac{\boldsymbol{\Delta}p}{\boldsymbol{\rho}g}=\frac{p_2-p_1}{\boldsymbol{\rho}g}+\boldsymbol{\rho}g\,(\boldsymbol{z_2}-\boldsymbol{z_1})+\frac{1}{\boldsymbol{\rho}g}(\boldsymbol{v}_2^2-\boldsymbol{v}_1^2)$$

Avec : $\frac{\boldsymbol{\Delta p}}{\boldsymbol{\rho g}}=\boldsymbol{\Delta}h$(pertes en charge exprimées en mètre)

Si on considère le fluide parfait et incompressible et que la conduite est de section identique en amont et en aval de la pompe, alors $\boldsymbol{v}1=\boldsymbol{v}2$. La relation devient alors :

$$HMT=\frac{\boldsymbol{p2}-\boldsymbol{p1}}{\boldsymbol{\rho g}}+(\boldsymbol{z_2}-\boldsymbol{z_1})+\boldsymbol{\Delta}h$$

Remarque :

La relation est identique pour une pompe en charge à condition de toujours prendre z=0 pour l'altitude de la pompe.

Avec

$P_H=Q_V.\rho.g.HMT$ (P_H: puissance hydraulique)

$\rho.g\,H_G=\rho.g\,HMT-\Delta P$ avec H_G est hauteur géométrique

$\rho g\,HMT=\rho.g\,H_G+\Delta P$

$\Delta P=\Delta Pl+\Delta Ps$ (pertes des charges)

$=k_a+kr=\lambda\frac{(La+Lr)}{d}\,x\frac{\rho\,V^2}{2}$ avec $v=\frac{4QV}{\pi D2}$

$$\Delta P = (k_a + kr + \frac{\lambda(La + Lr)}{d}) \frac{16Qv2\,\rho}{2\pi D2}$$

$$H_M = H_{G+} + \frac{\Delta P}{\rho g}$$

$$H_M = H_G + \Delta H = H_G + (k_a + kr + \frac{\lambda(La + Lr)}{d}) \frac{8Q v^2}{\pi^2 d^4 g}$$

En a remarqué que la fonction est à la forme de (y=a.x) : $H_M = H_G + A\,Q_V^2$

Avec $A = k_a + kr + \frac{\lambda(La + Lr)}{d} \frac{8}{\pi^2 d^4 g}$

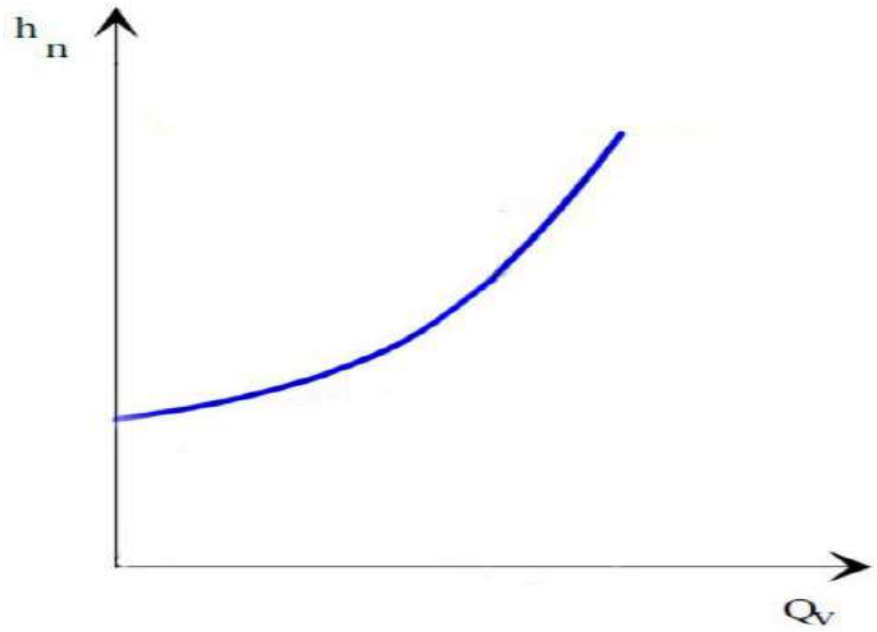
(H_M et H_G en m et Q_V en m^3/s)

La : Longueur (m)

D: diamètre

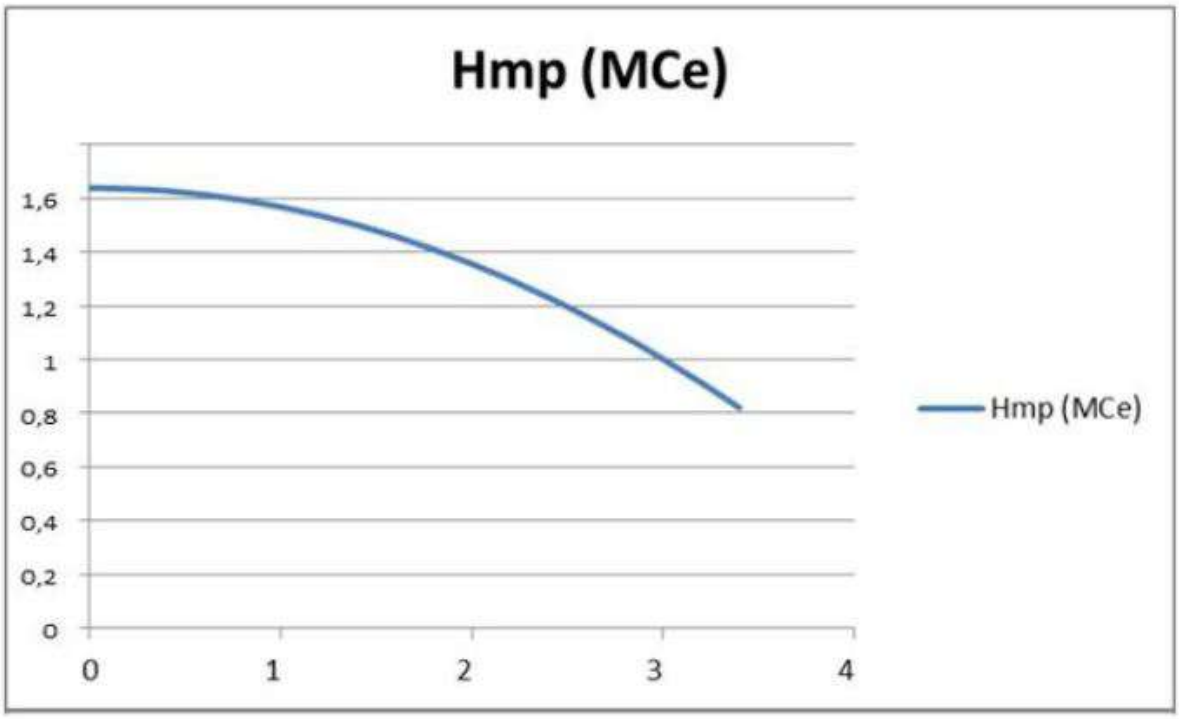
(Kr, Ka, λ): coefficient de perte de charge

Les pertes en charge Δh du circuit hydraulique étant environ proportionnelles à Q_V^2, l'allure de la courbe HMT= f(Q_V) du circuit hydraulique est **parabolique.**



Figure(III.6) : courbe caractéristique d'un réseau hydraulique

En superposant le tracé de cette caractéristique à celui de H= f(Q_V) de la pompe donné par le constructeur,



Figure(III.7) : exemple de forme d'une Courbe caractéristique de la pompe

III.4.Le Point de fonctionnement :

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

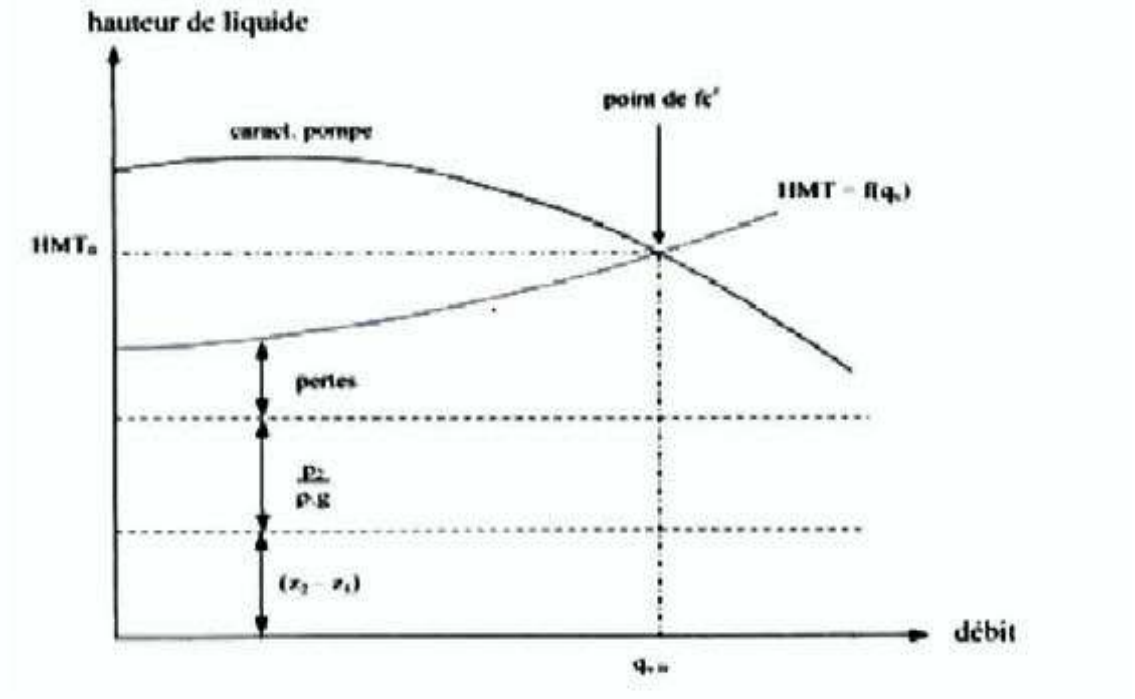
Le point de fonctionnement est commun aux courbes caractéristiques de la pompe et du réseau.

La courbe caractéristique dela pompe représente ses possibilités de fonctionnement. Elle est fournie par le fabricant.

La courbe caractéristique du réseau représente l'évolution de ses pertes de charge (PdC) en fonction du débit.

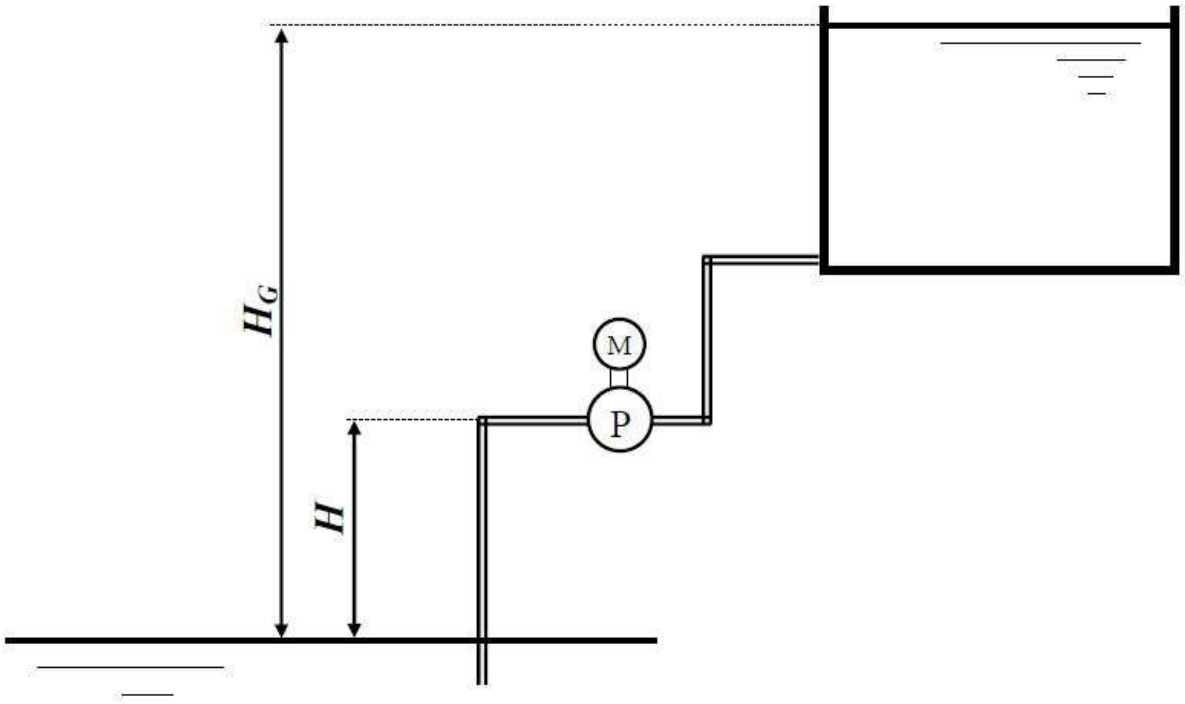
Pour tracer la courbe caractéristique du réseau, il suffit de connaître ses pertes de charge pour un débit quelconque. On sera en effet capable de calculer les PdC pour n'importe quel autre débit). On pourra donc calculer point par point la courbe (évolution des PdC en fonction du débit).

On obtient le point de fonctionnement à l'intersection des deux courbes :



Figure(III.8):point de fonctionnement d'une pompe à engrenage

Exemple : pompe huileH1



Figure(III.9) : Exemple d'un réseau hydraulique

H_G : hauteur géométrique

H : hauteur

P : pompe

M : manomètre

D'après la pompe installée auPOVAL (BERROUAGHIA-MEDEA).on a les caractéristiques suivantes :

H_G= 72 cm, H=28cm,d=14mm.

La=62cm, Lr=43cm,

Ka=3.7 et Kr =5,

g= 9.81m/s^2

Le coefficient de perte de charge linéaire $\lambda = 0.025$.

Calcule les pertes de charge

On a:$H_M=H_G+A\,Q_V^2$

$$A= k_a+kr+ \frac{\lambda(La+Lr)}{d} \frac{8}{\pi^2 d^4 g}$$

A=0.018

$H_M= 0.7+0.018\ Q_V^2$

Pour tracer la courbe $H_M=f(Q_V)$ .il faut varier le débit (intervalle de débit dans le technique d'ingénieur)

Q_v (l/s)	0	1	2	3	4	5	6
HMT (mce)	0,7	0,718	0,772	0,862	0,988	1,15	1,348

Tableau (III.2) : Débit hauteur manométrique

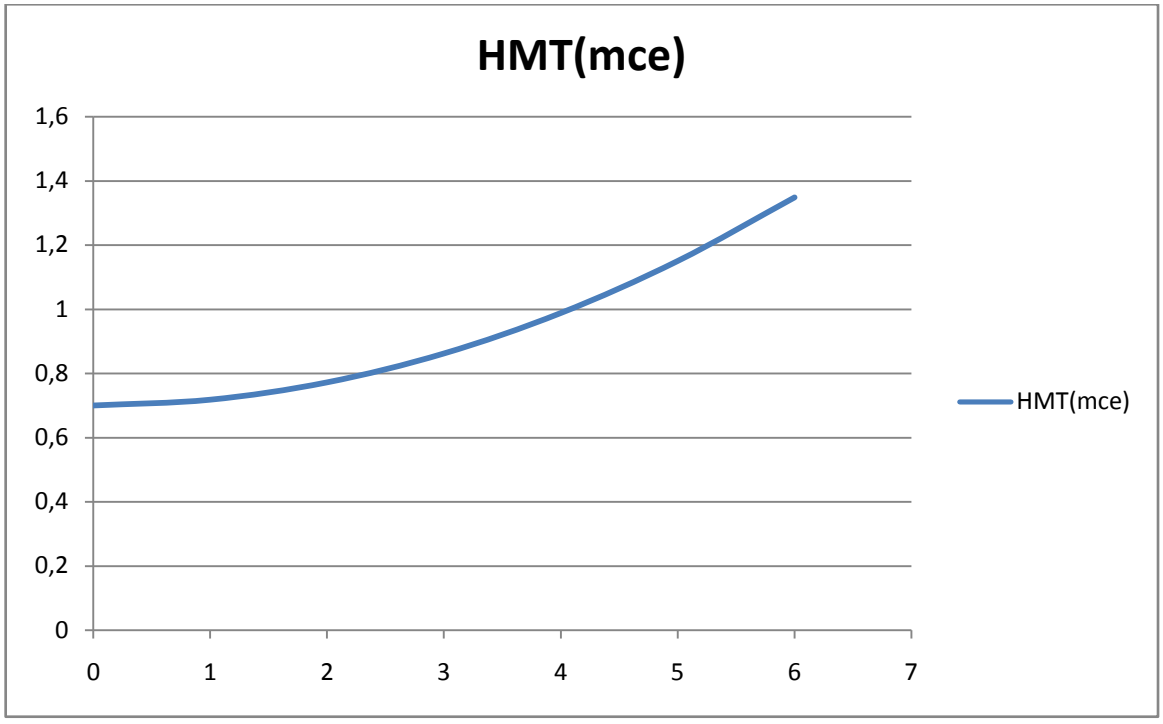


Figure (III.10) : courbe de caractéristique de réseau

L'intersection des deux graphes représente le point de fonctionnement

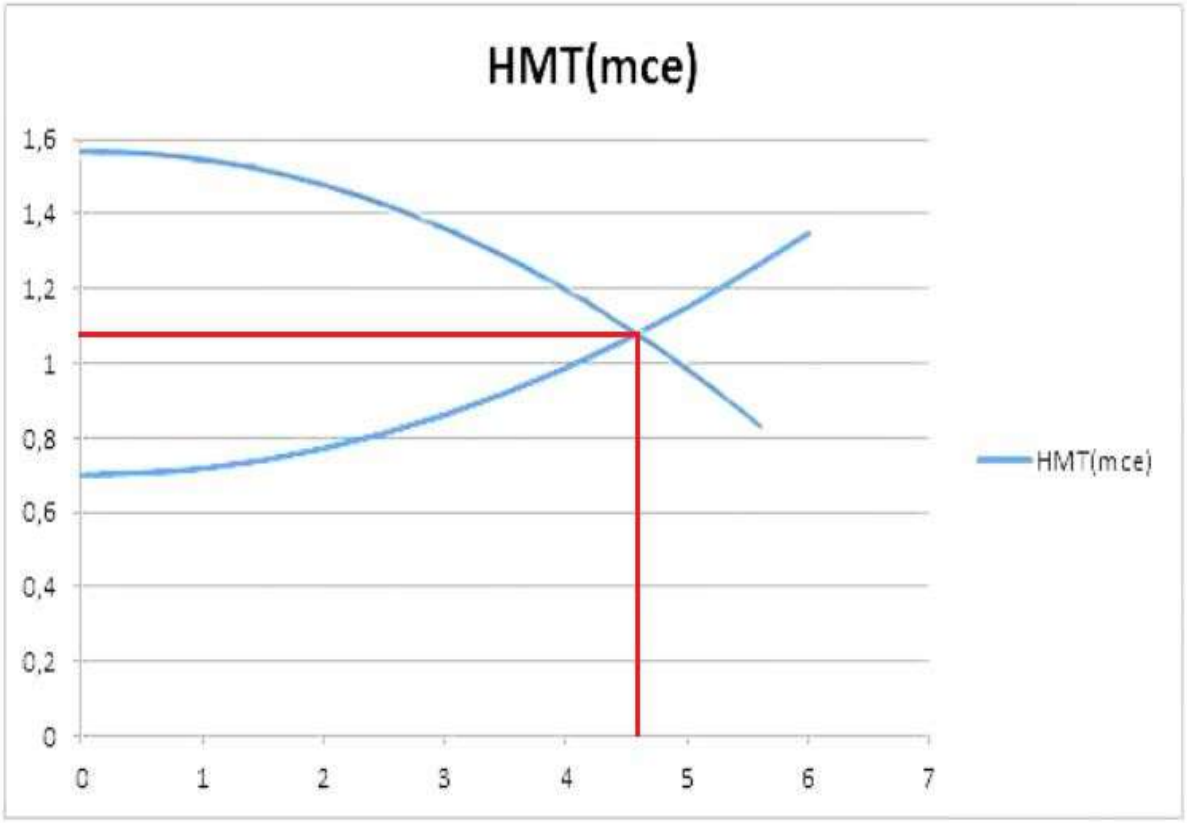


Figure (III.11) : Point de fonctionnement de la pompe

Lorsque on la projeter sur les deux axes de repère on trouve les valeurs de débit volumique**(Q_v)**et la hauteur manométrique totale **(HMT)** :

HMT =1.1mce

Q_v=4.6 L/S

La Puissance hydraulique (Ph) :

$Ph=Q_V (p_s- p_e)$

On a: $Ps= 30$ bar,p_e=1bar

Donc $Ph= 4.6 \times (30 – 1)$

Ph = 13340 W Ph= 13.34 KW

La puissance mécanique (Pm) :

$\rho_g = P_H / P_m$

$\rightarrow P_m = P_H / \rho_g$

$P_m = 13.34/0.95\times0.88$

$P_{m=} 15.95$ KW

Calcule la cylindrée :

On a:Qv= Cyl.N

→Cyl=Qv/N

Donc Cyl=4.6*60/1500

Cyl=0,184L

Calcule le module :

On a:Cyl $=2\times \pi \times Z \times M^2 \times b$

$\rightarrow M=\sqrt{\frac{cyl \ .2\pi Z}{b}}$

ena supposant que Z=14 et b=12mm

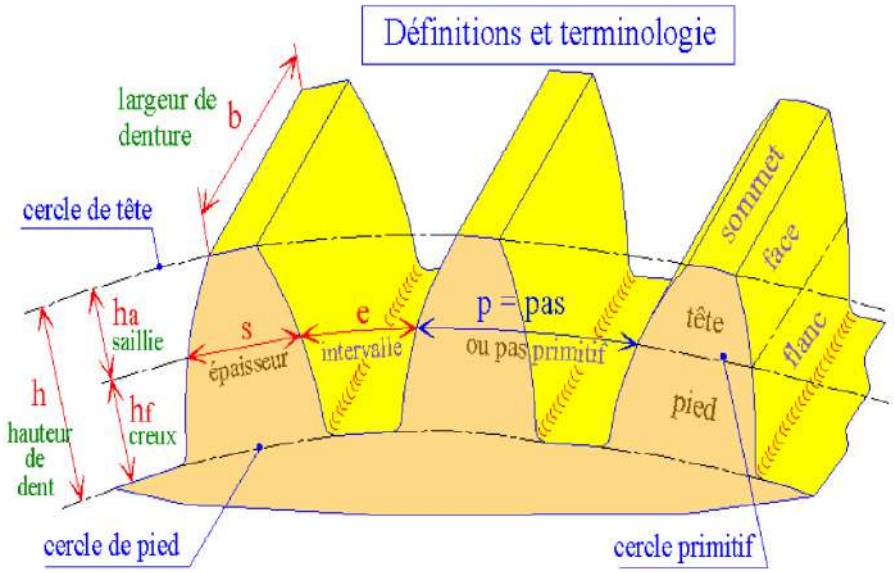
On trouve que :M=3.67 cm

Donc nous allons prendre :M=4

B-Partie mécanique :

Le but de cette partie est obtenir une denture des engrenages optimale. Pour atteindre l'objectif, nous ferrons premièrement un pré-dimensionnement des engrenages, et après, sur cette étude, nous redimensionnerons les engrenages pour améliorer le rendement de la pompe.

Pour effectuer le pré-dimensionnement nous avons parti d'un débit volumétrique Q_V(enl/min) pour déterminer les caractéristiques générales de l'engrenage cylindrique à denture droite (nombre de dents, module, diamètre primitif, diamètre extérieur et longueur). [11]



Figure(III.12) : section d'un pignon avec ses paramètres

1) l'entraxe : (a)

C'est la distance entre les deux axes de rotation de 1 et 2

L'entraxe de l'engrenage est :

$$a = (d1+d2)/2 = M.(Z1+Z2) / 2 \textbf{(III.12)}$$

Pour le réglage d'entraxe d'engrenage, le plus simple est d'utiliser un petit gabarit de mesure parfois appelé compas d'engrenage.

Ce petit gadget a un lointain cousinage avec l'outil d'horloger du nom de compas aux engrenages ».

2) la largeur de denture : (b)

La largeur de denture correspond a la langueur de la dent (b) est donne par relation :

$$B = k \times M \quad \textbf{(III.13)}$$

3) le pas : (p)

Le pas de la denture définit la distance entre deux dents

Il est mesure sur le diamètreprimitif et il correspond à la longueur de l'arc situé entre deux profils de dents consécutif

P est donné par relation :

$$P = \pi \times M \quad \textbf{(III.14)}$$

4) le diamètre de tête : da

C'est le diamètreextérieur du pignon et de roue avec

$$da = d + 2 \times M \quad \textbf{(III.15)}$$

Pourl'élément 1 : $da\ 1 = d1 + 2 \times M$

Pourl'élément 2 : $da\ 2 = d2 + 2 \times M$

5) le diamètre de pied : df

C'est le diamètreintérieur du pignon et de la roue mesuré entre les dents avec :

$$df = d - 2{,}5 \times M \quad \textbf{(III.16)}$$

Pour élément 1 : $df1 = d1 - 2{,}5 \times M$

Pourélément 2 :$df2 = d2 - 2{,}5 \times M$

Le schéma ci-dessus se suffit à lui même. Simplement percer et aléser proprement les logements des axes d'engrenages pour qu'il n'y ait pas de jeu.

Pour connaître l'entraxe on rapproche les branches du compas jusqu'à ce que l'engrènement soit exact et fluide. On mesure la distance extérieure des deux axes, et on lui soustrait le demi-diamètre du premier axe et le demi-diamètre du second axe. On a la valeur de l'entraxe.

6) Diamètre de base :(db)

$$db = d \times \cos a \quad \textbf{(III.17)}$$

7) Hauteur de la dent :(h)

$$h = 2{,}25 \times M \quad \textbf{(III.18)}$$

8) Diamètre primitif : (d)

$$d = M \times Z \quad \textbf{(III.20)}$$

9) Nombre de dents : (Z)

$$Z1=Z2=Z \quad \textbf{(III.21)}$$

10) module :(m)

$$M = Da /(Z+2) \quad \textbf{(III.22)}$$

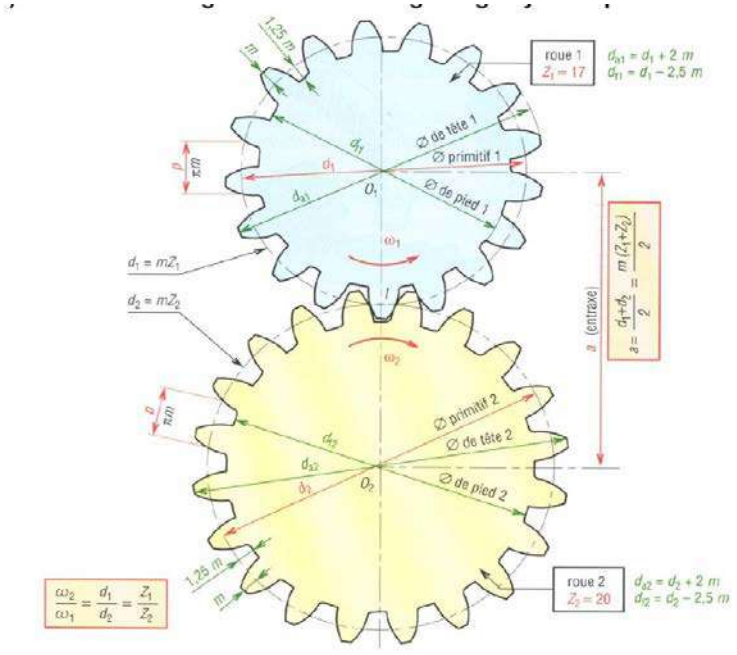
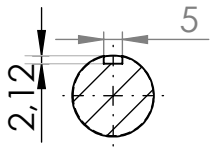


Figure (III.13) : engrènement de deux pignons

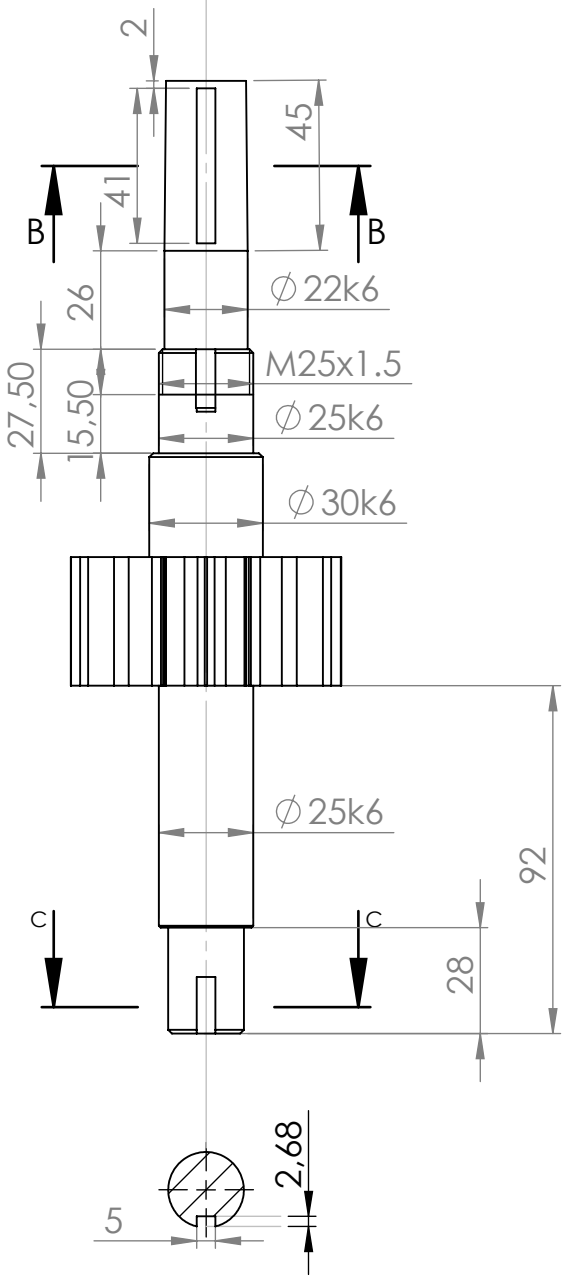
On conclure les calculs de les roues dentées dans le tableau suivant :

Module	M	4
Nombre de dents	Z1= Z2 = Z	14
Pas primitif (mm)	P= m π	12,56
Diamètre primitif (mm)	D= m z	56
Hauteur de la dent (mm)	H = 2,25 m	9
Diamètre de tête (mm)	da= d + 2m	71,48
Diamètre de base (mm)	db= d.cosα	59,65
Angle de poussée	α = 20°	
Entraxe (mm)	a= (d1 + d2)/2	63,48

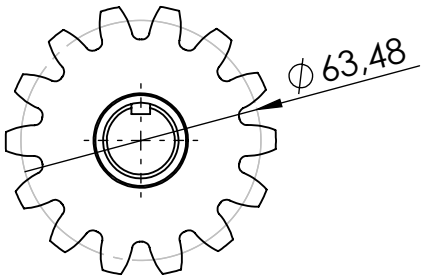
Tableau (III.3) : Calcule sur les roues dentées



COUPE B-B
ECHELLE 1 : 2



COUPE C-C
ECHELLE 1 : 2



mn	4
z	14
alpha	20
x	-0.06
qualité	8cd
d	56
kmn	0.02
h	8.98
(Z)	14
aw	55.5
wnom	18.33
wmax	18.26
wmin	18.19
zw	2dents
Fr	0.050

SAUF INDICATION CONTRAIRE:
LES COTES SONT EN MILLIMETRES
ETAT DE SURFACE:
TOLERANCES:
LINEAIRES:
ANGULAIRES:

FINITION:

CASSER LES ANGLES VIFS

NE PAS CHANGER L'ECHELLE

REVISION

	NOM	SIGNATURE	DATE
AUTEUR			
VERIF.			
APPR.			
FAB.			
QUAL.			

TITRE:

MATERIAU:

MASSE:

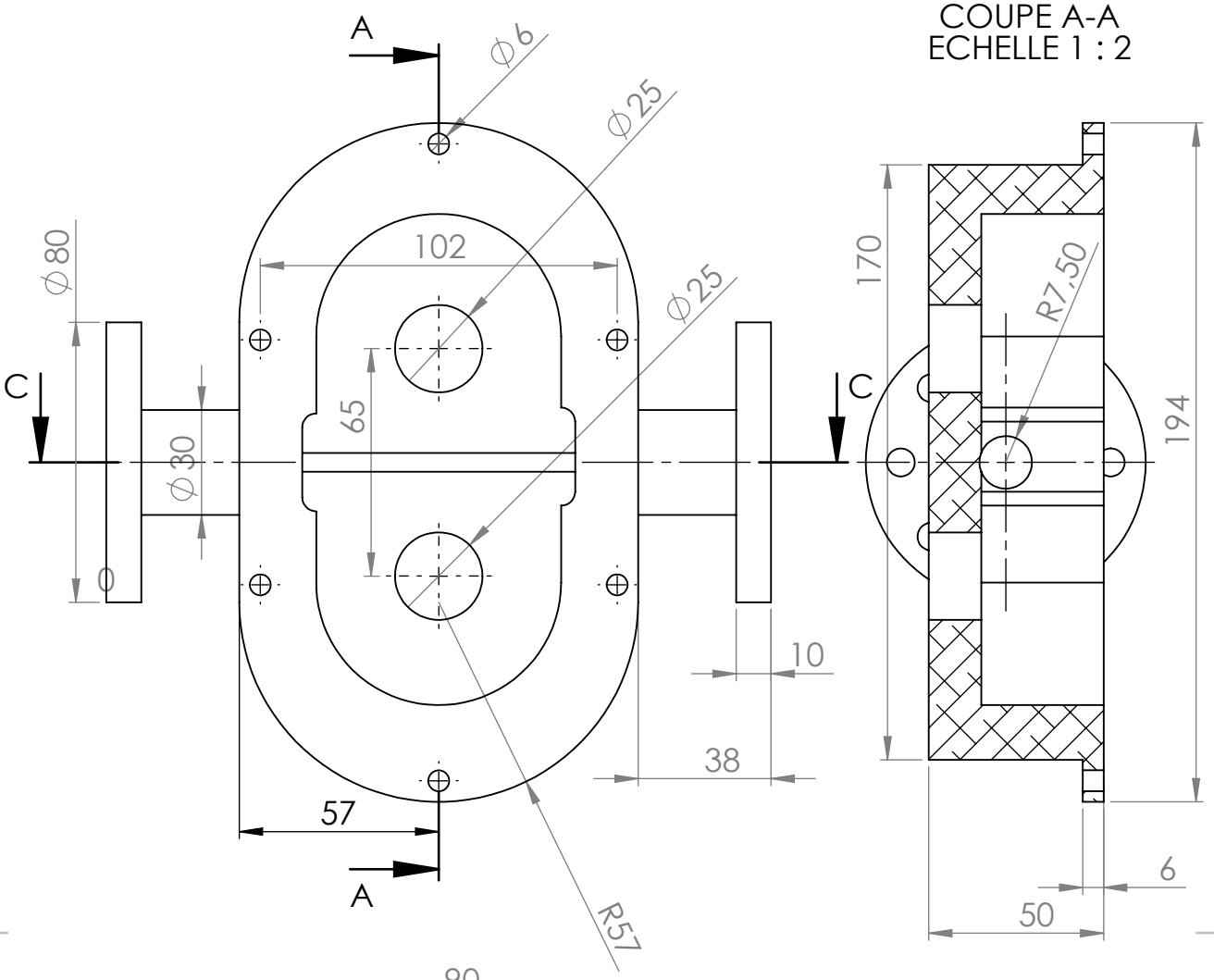
No. DE PLAN

Arbre pignon

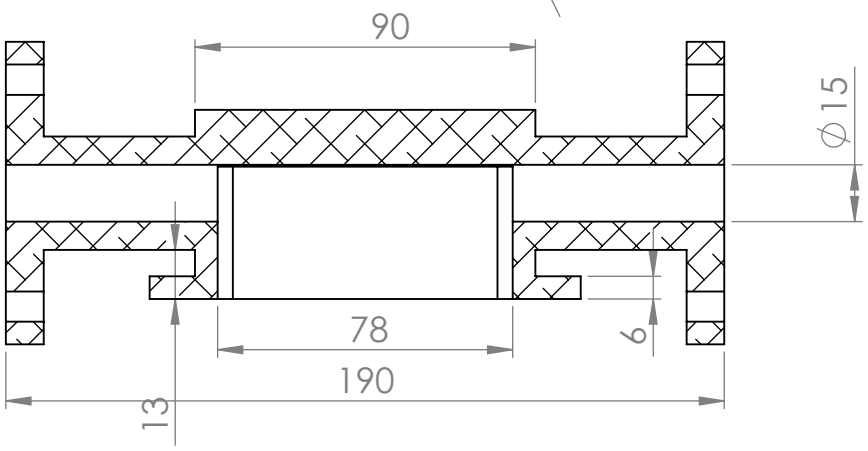
A4

ECHELLE:1:5

FEUILLE 1 SUR 1

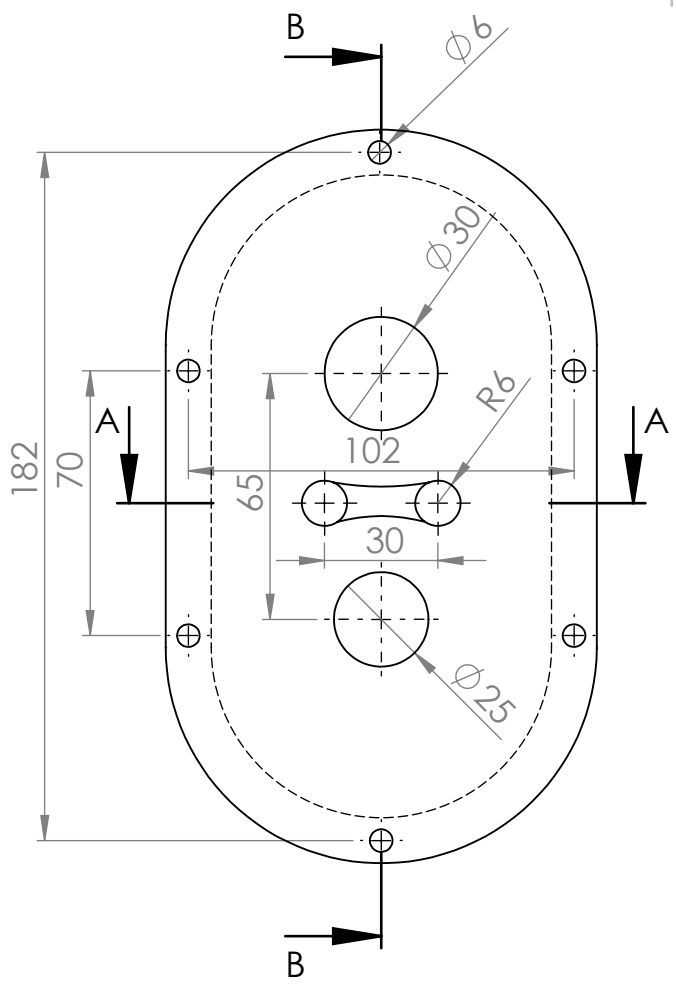


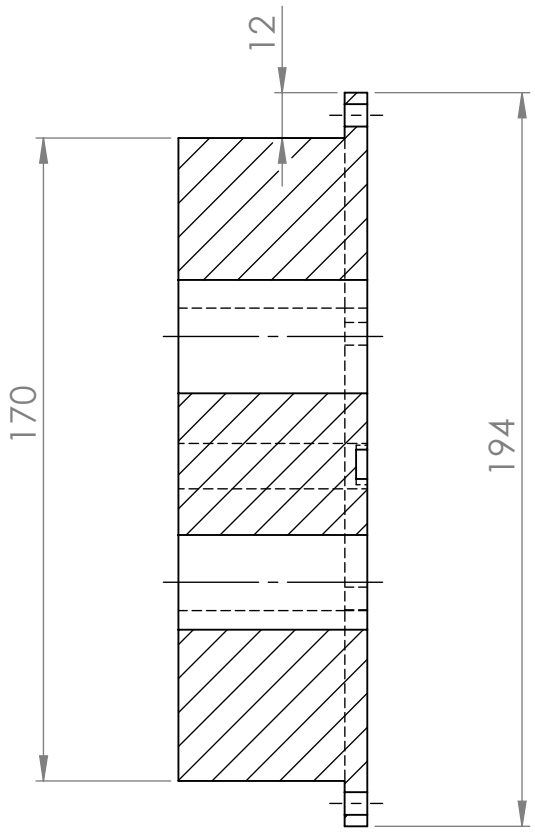
COUPE A-A
ECHELLE 1 : 2



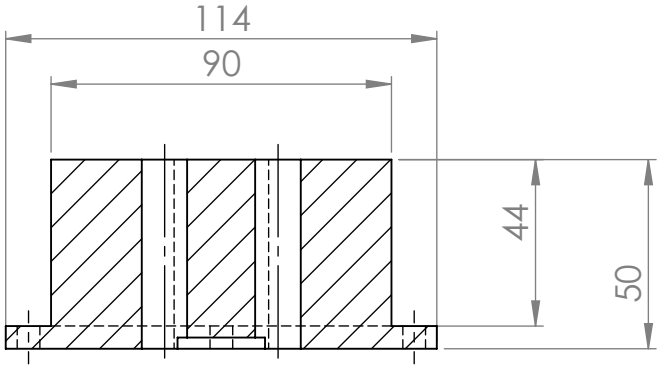
COUPE C-C
ECHELLE 1 : 2

SAUF INDICATION CONTRAIRE: LES COTES SONT EN MILLIMETRES ETAT DE SURFACE: TOLERANCES: LINEAIRES: ANGULAIRES:	FINITION:		CASSER LES ANGLES VIFS		NE PAS CHANGER L'ECHELLE	REVISION	
	NOM	SIGNATURE	DATE				TITRE:
AUTEUR							
VERIF.							
APPR.							
FAB.							
QUAL.				MATERIAU:		No. DE PLAN	A4
						Carter	
				MASSE:		ECHELLE:1:1	FEUILLE 1 SUR 1



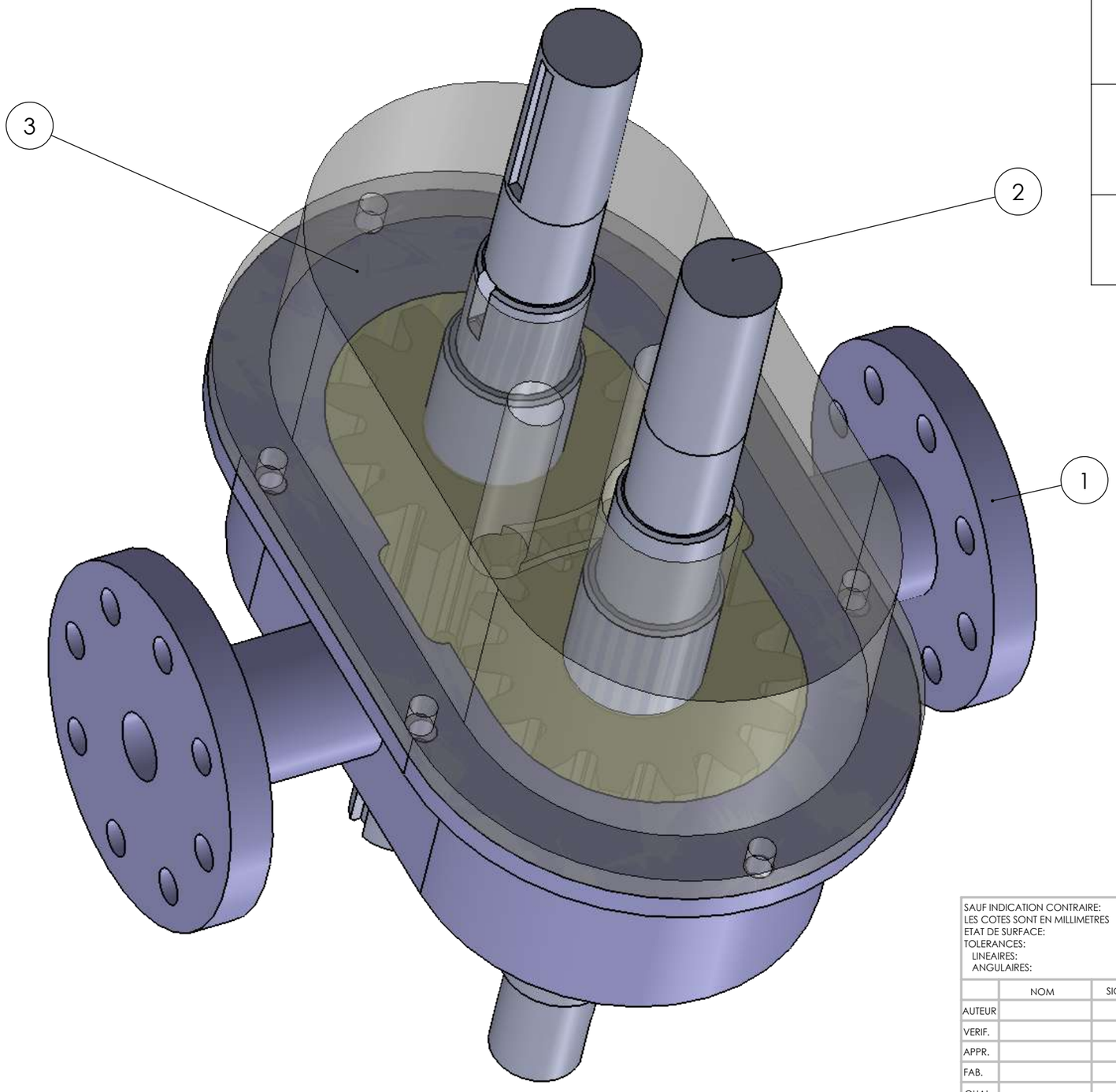


COUPE B-B



COUPE A-A

SAUF INDICATION CONTRAIRE: LES COTES SONT EN MILLIMETRES ETAT DE SURFACE: TOLERANCES: LINEAIRES: ANGULAIRES:		FINITION:		CASSER LES ANGLES VIFS		NE PAS CHANGER L'ECHELLE	REVISION
	NOM	SIGNATURE	DATE			TITRE:	
AUTEUR							
VERIF.							
APPR.							
FAB.							
QUAL.				MATERIAU:		No. DE PLAN	A4
						Couvercle	
				MASSE:		ECHELLE:1:2	FEUILLE 1 SUR 1



N°	Pièce	Quantité
1	Carter	1
2	Arbre pegnion	2
3	Couvercle	1

SAUF INDICATION CONTRAIRE: LES COTES SONT EN MILLIMETRES ETAT DE SURFACE: TOLERANCES: LINEAIRES: ANGULAIRES:	FINITION:				CASSER LES ANGLES VIFS	NE PAS CHANGER L'ECHELLE	REVISION
	NOM	SIGNATURE	DATE			TITRE:	
AUTEUR							
VERIF.							
APPR.							
FAB.							
QUAL.				MATERIAU:		No. DE PLAN Pompe à engrenage	A3
				MASSE:		ECHELLE:1:1	FEUILLE 1 SUR 1

Conclusion générale

La nature des fluides et les quantités transportées ainsi que les conditions d'installation et de service sont tous des critères qui ont conduit à une utilisation de différents types de pompes, dont on peut citer les pompes volumétriques, et des turbopompes.

Le choix d’un type de pompe dépend de divers facteurs, tels que, Le débit transporté, la charge développée et puissance de moteur d’entrainement.

Les données de départs de calcul nous a permis de faire le calcul énergétique de la pompe à engrenage, en basant sur la détermination de point de fonctionnement afin de déduire le module d’engrènement et les paramètres géométriques de la pompe pour présenter graphiquement les déférents éléments de la pompe.

[1] "Pompes Volumétriques", ENPSSPM Formation industrie-IFP Training, 25/07/2005.

[2] "Les Pompes", TOTAL Manuel de Formation : EXP-PR-EQ070 Révision 0.1, Dernière Révision : 13/04/2007.

[3] BASCAL BIGOT, "Cours : Les Pompes",

[18] BERNARD, Techniques d'ingénieur (B 4320) Pompes Volumétriques pour Liquides, PARIS.

[4] "Pompe hydraulique" Dossier élaboré par JC Debatty sur la base de documents ETAI ,2005

[5] ≪ Traite théorique et pratique sur les engrenages ≫ de Georges HENRIOT-Ecole Nationale Supérieure D'Arts et Métiers-PARIS, 2012

[6] documents 484 S - pompes à engrenages- Frank richard-1999

[10] THUMA ANTAL ; «Les machines hydrauliques» ; OPU, ALGER, 1993.

[9] Hen A. H., *Fluid Power Troubleshooting*, second edition, revised and expanded, editor Marcel Dekker, Inc.1995.

[11] cours Transmission de puissance Engrenages Pascal MARTINELLI; Matthieu BARREAU