REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINSTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

Université Dr YAHIA FARES de MEDEA

Faculté de Technologie

Département de Génie Mécanique



Mémoire de Fin d'Etude Pour l'obtention du diplôme

De Master en Génie Mécanique

Option : Construction Mécanique

Thème

Etude de conception d'une pompe volumétrique fonctionnant avec le principe des pressions différentielles

Réalisé *par:*

- *HAMIDI Hasnaa*
- *BOUCHHER Nihad.*

Proposé et dirigé par:

Dr. ALLICHE MOUNIR (Université de Medea)

Mr BENAICHOUBA Walid (POVAL Berrouaghia)

2021- 2022

REMERCIEMENTS

*Nous remercions tout d'abord **ALLAH** Qui nous a donné la volonté et le courage de faire ce travail, en espérant qu'il sera utile de porter quelque chose à la science.*

Nous remercionsnotre encadreur Monsieur ALLICHE Mounir, Prof àl'université YahiaFaresde Médéa, pour nous avoir suivi durant notre travail dans le cadre de ce mémoire, pour ses conseils précieux, et la compétence de son encadrement.

Nous tenons à remercier tous les enseignants de Construction Mécanique qui étaient pour nous, un guide tout au long de notre vie universitaire

Nous tenons à remercier les membres de jury

Nous tenons à remercieraussi tous ceux qui ont aidé de près ou de loin.

dedicace

Je dédie ce travail avec mes vœux de réussite, de prospérité et de bonheur :

A mes chers parents, pour tous leurs sacrifies, leur amour, leur tendresse, leur soutien et leurs prières tout au long de mes études .

A ma sœur Noussiba , aucune dédicace ne peut exprimer mon amour et ma gratitude de t'avoir comme sœur, merci d'être toujours là pour moi .

A mes chères sœurs et mes chers frères et mes neveux et mes nièces et a toute ma famille HAMIDI et BEN ABDI.

A la personne la plus chère à mon cœur

A ma binôme nihad merci de votre patience et d'avoir pris la peine de compléter ce mémoire.

A mes copines et mes amies (sara et mounia) et mes collègues.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail :

A mes trés cheres mes parents, source de vie, d'amour et d'affection

A mes cheres fréres et leurs enfants, source de joie et de bonheur

A tous ma famille, source d'espoir et de motivation

A mes grandes mères et mon grand père

A tous mes amis et mes collèges

A tous les personnes qui m'ont aidé de proche ou de loin

Pour réaliser ce travail

Bouchher Nihad

Remerciements

Listes des figures

Nomenclature

Sommaire

Introduction général

Chapitre I : Généralité et classification des pompes

I .1Introduction……..……1

I .2 Historique de pompe.....1

I .3 Rôle de pompe.....1

I. 4 Classification des pompes.....2

I .5 Types des pompes.....2

I.5.1 Les pompes centrifuges.....3

I .5.2 Pompe hélico-centrifuge.....3

I.5.3 Pompes axiales.....4

I .5.4 Les pompes volumétrique.....4

I.5.5 Principe de fonctionnement.....4

1.5.5.1 pompes volumétriques rotatives…….. …….5

I.5.5.1.1 Pompes à palettes.....5

I.5.5.1.2 Pompes à engrenages extérieures.....5

I.5.5.1.3 Pompes à Vis.....6

I.5.5.2 Les pompes volumétriques alternative.....7

I 5.5.2.1 Pompe à membrane.....7

I.5.5.2.2 Pompe à piston.....8

I.5.5.2.2.1 Description de la pompe à piston.....8

I.5.5.2.2.2 Travail d'une pompe à piston.....8

I.6 Les avantages et les inconvénients.....9

I.6.1 Les pompes centrifuges.....9

I.6.2 Les pompes volumétriques retatives.....9

I.6.3 Les pompes volumétriques alternatives..... 9

Conclusion……10

Chapitre II: Généralités sur les pompes volumétriques

Introduction

II. 1 Généralité…….....11

II.2 Description de la pompe à piston.....11

II.3 Travail d'une pompe à piston.....13

II.3.1 Travail à l'aspiration 13

II.3.2 Travail au refoulement.....13

II.4 Domaine d'application des pompes à pistons.....14

II.5 Principe de fonctionnement des soupapes.....15

II.6 Puissance de la pompe.....16

II.7 Rendement de la pompe.....16

II.8 Diagramme indique d'une pompe à piston.....17

II.9 Principe de l'indicateur de pression.....19

II.10 Diagnostics des anomalies de fonctionnement.....19

II.11 Étude de débit de la pompe à pistons.....21

II.11.1 Débit théorique moyen.....21

II.11.2 Débit réel.....22

II.11.3 Débit instantané.....22

II.12 Graphique de refoulement des pompes à pistons.....23

II.12.1 Pompe simplex à simple effet.....24

II.12.2 Pompe simplex à double effet.....24

II.12.3 Pompe duplex à double effet.....25

II.12.4 Pompe Triplex à simple effet.....26

II.13 Principe de l'amortisseur de pulsations.....27

II.14 Calcule du volume de l'amortisseur de pulsations.....29

Conclusion.....29

Chapitre III : Partie calcule

III.1 Fonctionnement de la pompe élémentaire.....30

III.2 Remarque importante.....31

III.3 Application.....32

III.4 Problème générale de l'installation de la pompe.....33

III.5 Problème de la pompe réel.....34

III.6 Application.....35

III.7 Problème des soupapes.....36

III.8 Application..... 38

Chapitre IV : Partie Conception par SolidWorks

Résumé :

Le but de ce travail est d'étudier et de vérifier les paramètres de fonctionnement de la pompe volumétrique à un seul piston, en calculant le débit, lapuissance et le travail. Deux cas de pompes sont comparés : pompe à simple flux et une pompe à double flux. Ainsi, une pompe volumétrique à piston est proposée et conçue en utilisant le logiciel SolidWorks.

Motsclés : débit, puissance, pompe volumétrique, pompe à piston.

ملخص :

الغرض من هذا العمل هو دراسة والتحقق من معلمات التشغيل لمضخة حجمية أحادية المكبس ، وحساب معدل التدفق والقدرة والعمل. تتم مقارنة حالتين من المضخات: مضخة التدفق الأحادي ومضخة التدفق المزدوج. وبالتالي ، يتم اقتراح وتصميم مضخة المكبس ذات إزاحة موجبة باستخدام برنامج SolidWorks.

الكلمات المفتاحية: معدل التدفق ، الطاقة ، المضخة الحجمية ، مضخة المكبس.

Summary:

The purpose of this work is to study and verify the operating parameters of the single piston volumetric pump, calculating the flow rate, power and work. Two cases of pumps are compared: single-flow pump and a double-flow pump. Thus, a positive displacement piston pump is proposed and designed using Solid Works software.

Keywords: flow rate, power, volumetric pump, piston pump.

Nomenclature et symboles

C : Course de piston	[m]
S_p : Section de piston	$[m^2]$
s : section de la tige du piston	$[m^2]$
P_{atm} : Pression atmosphère	[Pa]
P_{ref} : Pression de refoulement	[Pa]
P_{asp} : Pression d'aspiration	[Pa]
W_{ref} : Travail de refoulement	[J /kg]
P_{ind} : Pression indiquée	[Pa]
W_{ind} : Travail indique	[J /kg]
P_{ind} : Puissance indiquée	[W]
Q_{th} : Débit théorique	[L /min]
N_u : Puissance utile	[W]
P_m : Puissance réelle relevée au refoulement	[W]
P_v : Puissance réelle relevée au l'aspiration[W]	
Q_r : Débit réel	[L /min]
Q_{inst} : Débit instantané	[L /min]
η_{ind} : Rendement indiqué	
η_v : Rendement volumétrique	
η_h : Rendement hydraulique	
η_m : Rendement mécanique	
V_p : vitesse du piston	[m/s]
V_a : Volume aspiré	$[m^3]$
v_r : Volume refoulé	$[m^3]$
q_v : Débit volumique	[L /min]
q_m : Débit massique	[kg/s]
N : Nombre de tour	[tr/min]
ω : Vitesse de rotation	[rad/s]
C_m : Vitesse moyenne de piston	[m/s]
C_a : Vitesse dans la conduite d'aspiration	[m/s]
C_p : Vitesse de piston	[m/s]
S_a : Section de la conduite d'aspiration	[m2]

S_r : Section de la conduite du refoulement [m2]

ρ : Densité du liquide [kg/m3]

W_{th} : Travail théorique [J/kg]

H_n : Hauteur nette [m]

H_h : Hauteur manométrique [m]

W_h : Travail utile [J/kg]

η_h : Rendement manométrique

η_v : Rendement volumétrique

η_{eff} : Rendement effectif

H : Hauteur réel [m]

W : Travail réel [J/kg]

P_{eff} : Puissance effective [W]

W_{eff} ; Travail effectif [J/kg]

g : Gravité [m/s2]

D : Diamètre [m]

F : Poussée du ressort [N]

f : flèche du ressort [mm]

f_0 : Flèche de mise en place [mm]

h : Levée de la soupape [mm]

Listes des figures

Figure I .1 : Gamme d'utilisation des turbopompes et des pompes volumétriques 2

Figure I .2 : Schéma d'une pompe centrifuge 3

Figure I .3 : Représentation d'une pompe hélico-centrifuge écoulement diagonal 3

Figure I .4 : Représentation d'une pompe axiale 4

Figure I .5 : Pompe à palettes .....5.

Figure I .6 : Pompe à engrenage extérieur 6

Figure I .7 : Pompe à vis 7

Figure I .8 ; Pompe à membrane 7

Figure I .9 : Pompe à piston 8

Figure I .10 : Schéma de travail du piston 8

Figure II .2 : Schéma de travail de piston 13

Figure II .3 : Cycle PV d'une pompe à piston 14

Figure II .4 : Principe d'une soupape de pompe à piston 15

Figure II .5 : Diagramme indique théorique de la pompe à piston 17

Figure II .6 : Diagramme indique réel d'une pompe à piston 18

Figure II .7 : Schéma d'installation d'un indicateur de pression 19

Figure II .8 : Spécimen de diagnostics de fonctionnement 20

Figure II .9 : Représentation de Q pour simplex à simple effet 23

Figure II .10 : Graphique de refoulement du simplex à simple effet.....24

Figure II .11 : Graphique de refoulement du simplex à double effet 25

Figure II .12 : Graphique de refoulement du duplex à double effet 26

Figure II .13 : Graphique de refoulement du triplex à simple effet 27

Figure II .14 : Représentation du débit instantané d'une pompe à piston 28

Figure II .15 : Types d'amortisseurs de pulsation 28

Introduction générale

Les pompes sont les machines le plus utilisées sur le plan industriel et domestique. Dans la plupart des cas, il s'agit de pompes de construction courante pour lesquelles l'utilisateur peut trouver les informations et indications concernant ce matériel dans les catalogues de constructeurs.

Cependant l'utilisateur doit avoir une connaissance générale sur le fonctionnement des pompes afin de pouvoir juger la validité des offres qui lui seront adressées. C'est ainsi qu'il sera à même d'effectuer le meilleur choix, notamment du point de vue de l'économie d'exploitation afin d'éviter tout type de gaspillage.

Dans le présent travail, nous allons décrire le fonctionnement et l'estimation des performances des pompes en général et les pompes volumétriques en particulier.

L'objectif est d'étudier et de vérifier les paramètres de fonctionnement de la pompe volumétrique à un seul piston, en calculant le débit, la puissance et le travail. Deux cas de pompes sont comparés : pompe à simple flux et une pompe à double flux.

D'autre part, une pompe volumétrique à piston est proposée et conçue en utilisant le logiciel SolidWorksconformément à un descriptif technique d'un client partenaire à l'entreprise de pompes et de vannes POVAL de Berrouaghia.

Pour ce faire, on a divisé notre travail en quatre chapitres :

Le premier chapitre donne la théorie générale sur les turbomachines et en particulier les pompes hydrauliques.

Le deuxième chapitre présente des généralités sur les pompes volumétriques. Une attention particulière a été donnée aux pompes à piston.

Une méthodologie de calcul des pompes volumétriques à piston a été présentée au troisième chapitre. Une comparaison entre de cas pratiques est réalisée ; en occurrence : pompe à simple flux et pompe à double flux.

Le quatrième chapitre donne le dossier technique de conception d'une pompe volumétrique à piston réalisé par le logiciel SolidWorks.

I. 1.Introduction:

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. 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 (roue) de la pompe. L'augmentation de la pression du liquide véhiculé par la pompe a lieu à la suite de la transformation de l'énergie fournie par un moteur entrainant cette pompe en une augmentation de l'énergie hydraulique qui est acquise par le liquide entre l'entrée et la sortie de la pompe

I. 2. Historique des pompes :

Depuis les tous premiers temps, les hommes ont recherché des moyens techniques pour amener les fluides (l'eau) à un niveau plus élevé. Cette opération était utilisée pour irriguer les champs et remplir les fossés qui entouraient les villes.

L'outil de bol le plus simple est la main humaine. Avec deux mains, c'est encore mieux. Cependant, nos ancêtres préhistoriques ont rapidement eu l'idée de transformer des cuves d'argile en bols. Il s'agit de la première étape vers l'invention du seau. Plusieurs seaux étaient ensuite suspendus sur une chaîne ou une roue. Les hommes utilisaient leur énergie pour mettre ces bols à eau en mouvement et soulever l'eau. Des fouilles archéologiques ont mis à découvert des transporteurs de seaux de ce type en Egypte et en Chine à partir d'environ 1000 avant JC. L'illustration suivante est une reconstitution d'une roue à godets chinoise. Il s'agit d'une roue reliée à des godets en argile qui versent l'eau Lorsqu'ils atteignent le sommet. [ ]

I.3 Rôle de pompe:

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

- Transférer le liquide d'un réservoir situé à un certain niveau vers un réservoir situé à un niveau plus élevé.
- Transférer le liquide d'un réservoir à une pression vers un autre réservoir à une pression plus grande.

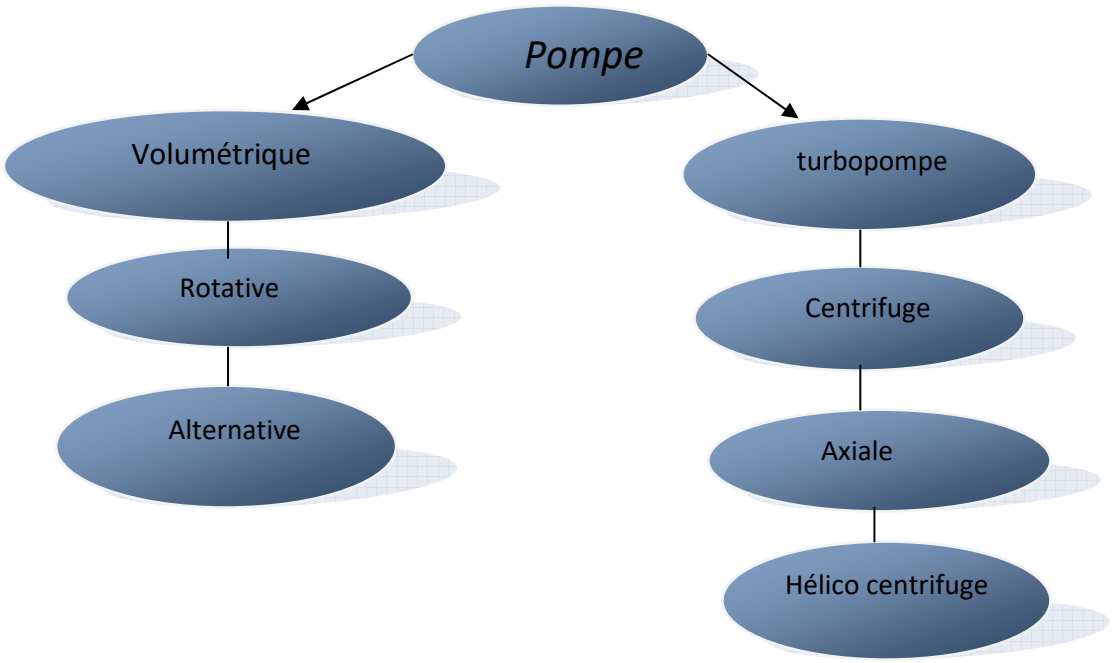
I.4Classification des pompes:

Les pompes sont des machines hydraulique qui servent à déplacer des liquides, on classe ces dernières en deux grandes familles : [1]

- Les turbopompes

- Les pompes volumétriques

Toutes les pompes sont divisées en deux classes principales selon le mode de fonctionnement.



I. 5 Les types des pompes:

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 accroissent de la pression en aval, soit principalement de l'énergie cinétique par la mise en mouvement du fluide.

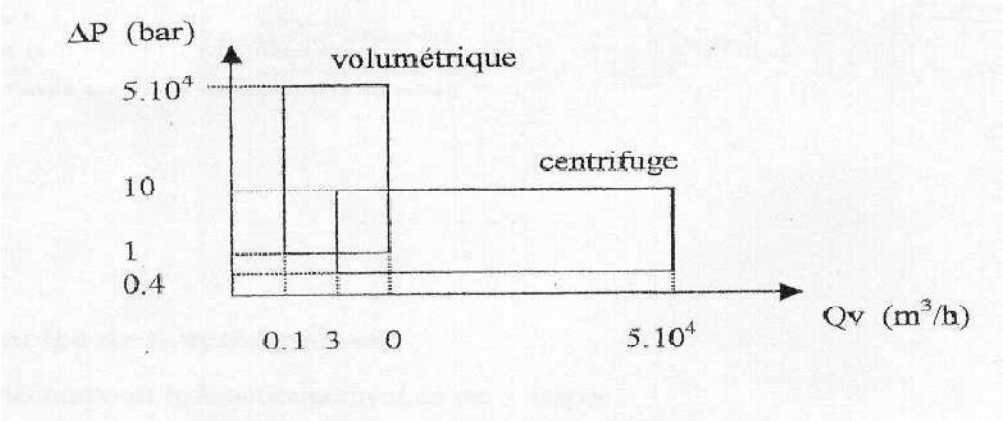


Fig. I.1:Gamme d'utilisation des turbopompes et des pompes volumétriques [2]

I. 5.1 Les pompes centrifuges:

La pompe centrifuge est une machine tournante qui grâce à un rotor à aubes augmente l'énergie cinétique et projette, à l'aide de la force centrifuge, le liquide à la périphérie sur la volute. A la sortie et à l'aide d'un divergent, une grande partie de l'énergie cinétique se transforme en pression motrice.

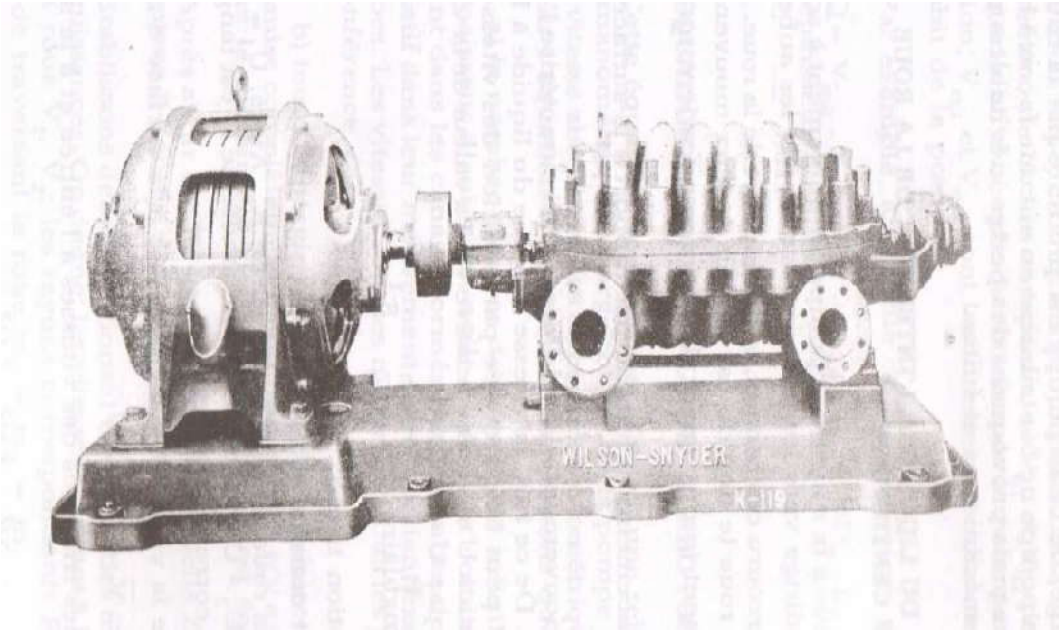


Fig. I. 2: Schéma d'une pompe centrifuge [1]

I. 5.2 Pompe hélico centrifuge:

Dans ce type, le flux résulte de la composition des flux axial et radial. Elles peuvent être utilisées en variante multi étage, mais conduisent, dans ce cas, à un pas d'étage élevé qui limite le nombre d'étages à 5 ou 6.

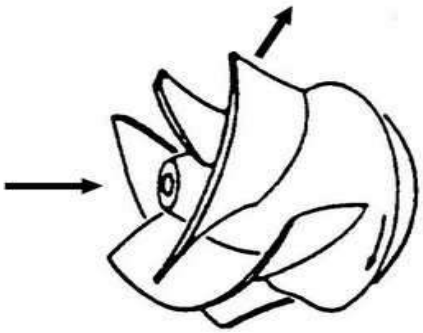


Fig. I.3:représentation d'unepompe hélico-centrifuge àécoulement diagonal[6]

On obtient le domaine global des pompes hélico-centrifuges en multipliant par 5 les hauteurs manométriques. Comme les pompes hélices, les pompes hélico-centrifuges ne sont pas utilisées pour de faibles débits.

I. 5.3.Pompes axiales:

Une pompe axiale est une machine de transfert et conversion en conversent l'énergie mécanique en énergie de pression et cinétique, car les propriétés du fluide vont changer en traversant la roue axialement.

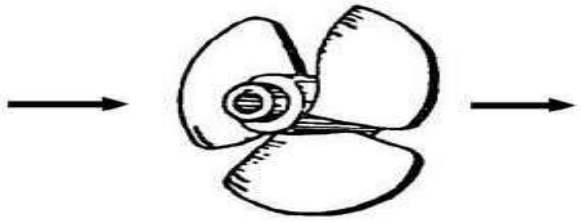


Fig. I.4:représentation d'une pompe axiale [6]

I. 5.4. Les pompes volumétriques :

Ce sont des pompes à l'intérieur des quelles une transformation d'énergie mécanique en énergie de pression est assurée par un refoulement périodique du liquide. L'énergie de pression est assurée par un refoulement périodique de liquide de la chambre d'aspiration à celle du refoulement à l'aide d'un piston, vis ; engrenage et palette.

I. *5.5. Principe de fonctionnement:*

Une pompe volumétrique se compose d'un corps de pompe parfaitement clos, à l'intérieur duquel se déplace un élément mobile rigoureusement ajusté. Leur fonctionnement repose sur l'exécution d'un mouvement cyclique, et pendant un cycle, un volume déterminé de liquide pénètre dans un compartiment avant d'être refoulé à la fin.Ce mouvement permet le déplacement du liquide entre, l'orifice d'aspiration, et l'orifice de refoulement.

On peut distinguer deux grandes classes correspondant à deux principes de fonctionnement : les pompes rotative ou alternative

Les pompes volumétriques sont généralement auto amorçant. Dès leur mise en route elles provoquent une diminution de pression en amont, qui permet l'aspiration du liquide.

Les pompes volumétriques permettent d'obtenir des hauteurs manométriques totales beaucoup plus élevées que les pompes centrifuges.

La pression au refoulement est, ainsi plus importante. Le débit est par contre généralement plus faible, mais il ne dépend pratiquement pas de la caractéristique du réseau. Le rendement est souvent voisin de 90% [ ].

I.5.5.1 Pompes volumétriques rotatives :

Ces pompes sont constituées par une pièce mobile animée d'un mouvement de rotation circulaire autour d'un axe, qui tourne dans une enveloppe (le corps) et crée le mouvement du fluide pompé par déplacement d'un volume depuis l'aspiration jusqu'au refoulement. Les principaux types de pompes sont les suivants : à palettes, engrenage, vis.

I.5.5.1.1 Pompes à palettes :

Pompe volumétrique rotative dans laquelle un rotor excentré tourne en restant tangent à une génératrice ou à une surface fixe du stator. Dans des fentes, habituellement radiales, du rotor coulissent deux ou plusieurs palettes qui glissent sur le stator et qui divisent ainsi laChambre stator en plusieurs compartiments de volume variable.

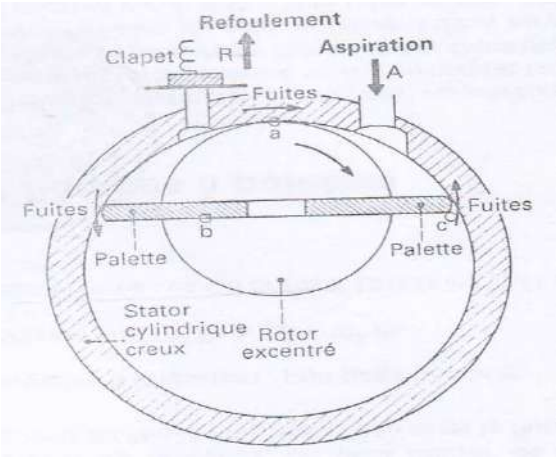


Fig. I.5: Pompes à palettes [3]

I.5.5.1.3 Pompes à engrenages extérieurs:

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. 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.

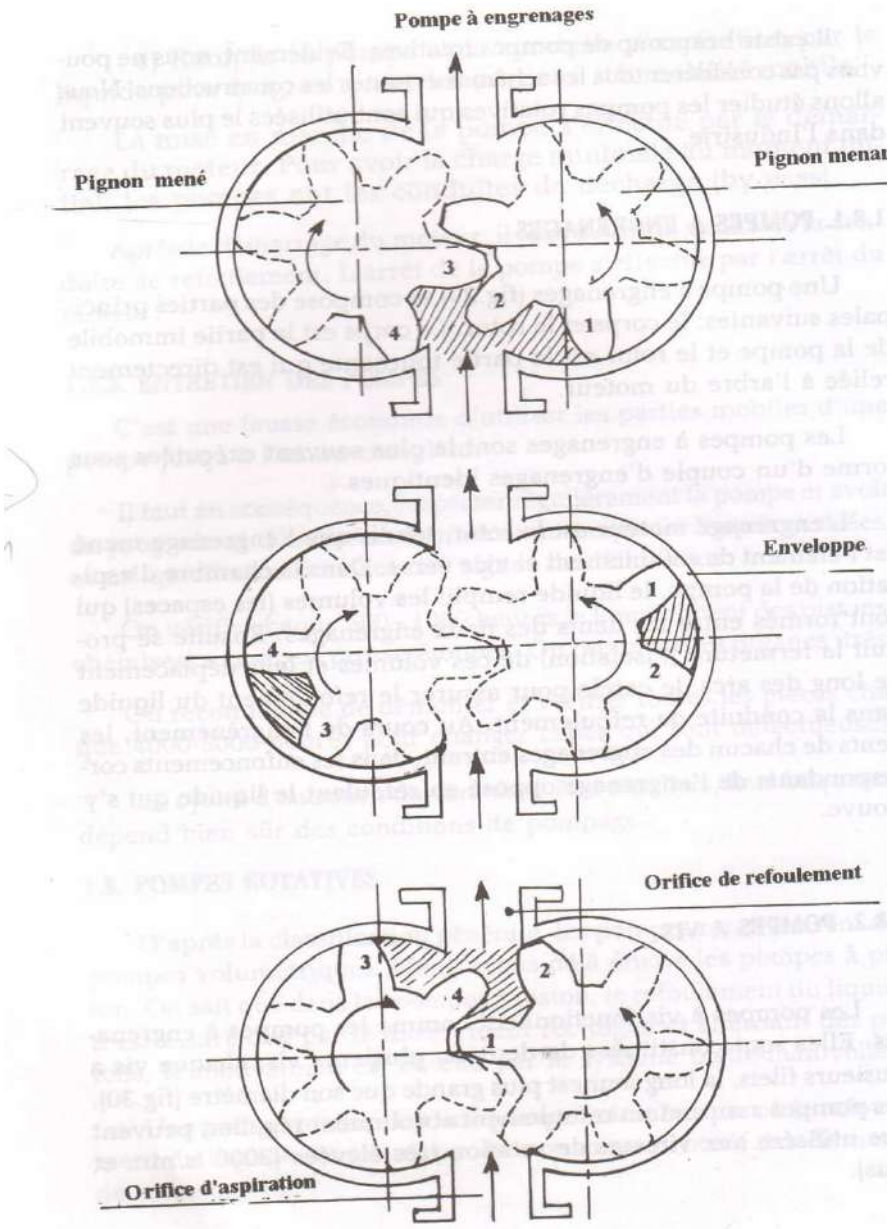


Fig. I.6: Pompes à engrenages extérieurs [1]

I. 5.5.1.4 Pompes à vis:

Elles sont formées de deux ou trois vis. Dans le cas d'une pompe à trois vis ;la vis centrale seule est motrice, les deux autres sont entrainées par la première. Dans le cas d'une pompe à deux vis, celles-ci sont souvent toutes deux entrainées par un jeu de pignons extérieurs.

Ces pompes peuvent tourner vite (3000 tr/min). Elles sont silencieuses etpermettent d'atteindre des pressions assez élevées (100 bar). Par contre, elles n'admettent pas de particules solides

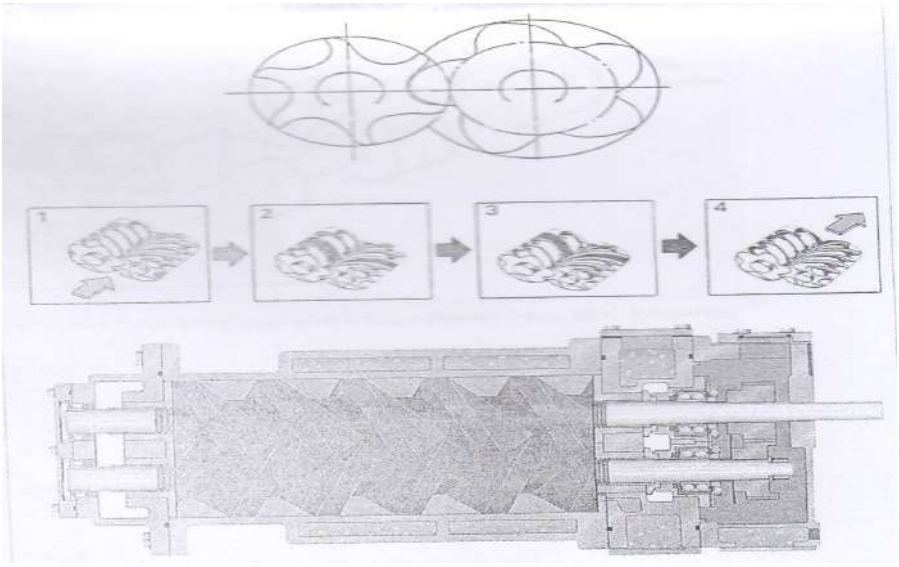


Fig. I.7: Pompes à vis [3]

I.5.5.2 Les pompes volumétriques alternatives:

Ces pompes sont caractérisées par une pièce mobile animée d'un mouvement alternatif. Les principaux type de pompes sont les suivants : à membrane ou à piston.

I.5.5.2.1 Pompe à membrane:

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 refoulement que l'on retrouve dans toute pompe alternative.

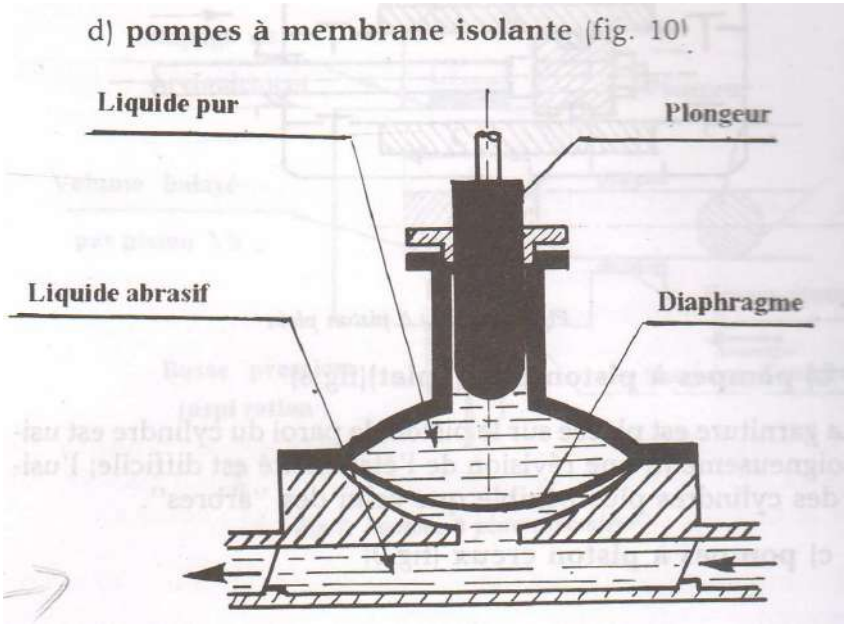


Fig. I.8: Pompes à membrane[1]

I.5.5.2.2 Pompes à piston:

Elles peuvent être à simple effet où le piston n'a qu'une seule phase active (premier temps : aspiration, deuxième temps : refoulement).

Elles peuvent être à double effet, où le piston est actif dans les deux phases, celles-ci étant à la fois phase d'aspiration et phase de refoulement. Cela permet un débit deux fois plus important et une régularité plus grande dans le débit.

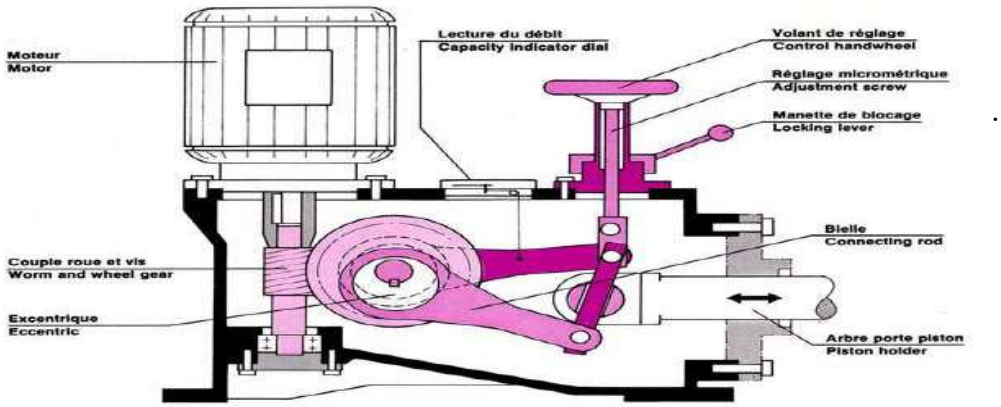


Fig. I.9: pompe à piston [4]

Une pompe à piston se compose de deux parties distinctes ; la partie mécanique qui a pour rôle de transformer le mouvement de rotation du moteur en un mouvement de translation du piston et la partie hydraulique qui constitue la pompe [5]

Travail d'une pompe à piston:

Considérons une pompe à piston de base (simplex à simple effet) et analysons le travail des forces de pressions pour un cycle. C'est-à-dire pendant le processus d'aspiration et de refoulement.

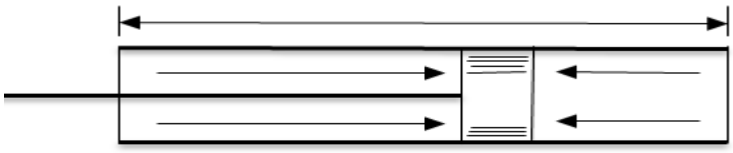


Fig. I.10 : schéma du travail du piston [5]

I.6 Les Avantages et inconvénients :

I.6.1 les pompes centrifuges :

Avantages	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.5.2 Les pompes volumétriques rotatives :

Avantages	Inconvénients
➢ Débit régulier. ➢ Possibilité d'adjoindre un by-pass. ➢ Pompe réversible. ➢ Un seul boitier d'étanchéité. Etanchéité par tresse ou garniture mécanique. ➢ Possibilité d'une enveloppe de réchauffage. ➢ Seulement deux pièces en mouvement.	➢ Porte-à-faux du rotor sur l'arbre. ➢ Surtout pas de particules solides. ➢ Vitesse et durée de vie fortement diminuées avec les produits abrasifs. ➢ Maintenance assez difficile.

I.6.3 Les pompes volumétriques alternatives:

Avantages	Inconvénients
➢ Pas de pièces en rotation. ➢ D'où simplification de l'étanchéité. ➢ Fonctionnement sec sans dommage. ➢ Bon rendement (≥ 90%).	➢ Débit saccadé à fortes pulsations. ➢ Vitesses assez faibles. ➢ Accepte des viscosités assez faibles

Conclusion:

Dans ce chapitre, on a présentéles modes de fonctionnement et la classification des différents types de pompes ainsi que les avantages et inconvénients de chaque type de pompes.

Une attention particulière est donnée aux pompes volumétriquesà piston.

II.1 Généralités

Dans une pompe à piston,on emprisonne un certain volume de liquide dans un cylindre pour générer la pression sous une force mécanique appliquée sur le piston. Le cylindre dispose de deux soupapes l'une pour l'aspiration et la seconde pour le refoulement. Ces dernières s'ouvrent et se referment sous l'action de la pression du liquide.

On classe les pompes à pistons suivant différents critères, qui sont :

- Le mode d'entrainement : pompe à action directe, pompe à mécanisme bielle manivelle.
- Le nombre de cylindre : pompe simplex, duplex, triplex.
- Le principe de refoulement : pompe à simple effet, à double effet.
- La disposition du cylindre : pompe verticale, horizontale.
- Le type du piston : piston plein, plongeur, creux...etc.

II.2 Description de la pompe à piston.

Une pompe à pistons se compose de deux parties distinctes ; la partie mécanique qui a pour rôle de transformer le mouvement de rotation du moteur en un mouvement de translation du piston et la partie hydraulique qui constitue la pompe.

La partie mécanique.

La partie mécanique comporte un système d'engrenages formant un réducteur entre l'arbre de transmission,l'arbre principal et le mécanisme excentrique-bielle.

L'arbre de transmission ou arbre d'attaque porte sur une de ses extrémités une poulie à gorges pour la transmission par courroie, ou un pignon quand la transmission est par chaînes.

L'arbre principal excentrique est monté sur deux roulements entre lesquels se trouvent la roue dentée menée et les têtes de bielle montées sur les excentriques.

L'ensemble est protégé par un centre ou bâti au moyen de joints d'étanchéité pour éviter les fuites d'huiles dues au barbotage.

La partie hydraulique.

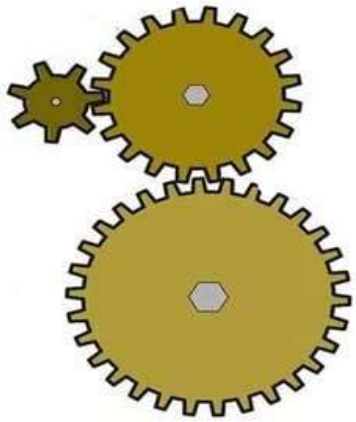
La partie hydraulique constitue en réalité la pompe.Elle reçoit la puissance mécanique sous forme de déplacement du piston transformant cette puissance en énergie de pression.

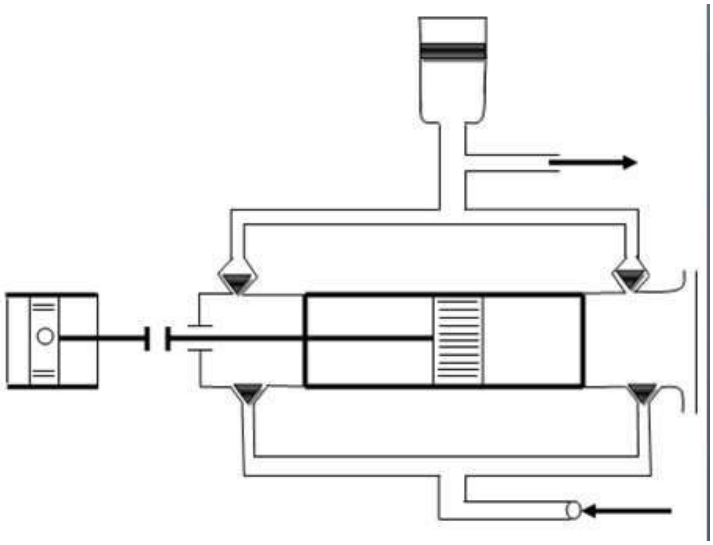
La tige de piston entraînée par le mécanisme excentrique (manivelle) et bielle se déplace à l'intérieur de la pompe à travers un boîtier presse-étoupe empêchant les fluides de fuir.

Le piston se déplace à l'intérieur d'une chemise (tubed'usure), il comporte une garniture d'étanchéité faisant joint entre le piston et la chemise.

Les clapets anti retour assurent l'entrée et la sortie du liquide de la chemise. Ils doivent être étanches et libre dans leur mouvement.

Cette partie comporte aussi une soupape de sécurité et un amortisseur de pulsation installé au refoulement. L'ensemble loge dans la boite hydraulique ou bâti.





.

Partie mécanique

1) Tige de crosse
2) Chemise de crosse
3) Crosse
4) Bielle
5) Roue dentée
6) Arbre d'attaque
7) Courroie

Partie hydraulique

1) Piston
2) Chemise
3) Clapet (soupape)
4) Amortisseur de pulsations
5) Flotteur
6) Tubulure de refoulement
7) Tubulure d'aspiration
8) Couvercle
9) Tige de piston

II.3 Travail d'une pompe à piston.

Considérons une pompe à pistons de base (simplex à simple effet) et analysons le travail des forces de pressions pour un cycle. C'est-à-dire pendant les processeurs d'aspiration et de refoulement.

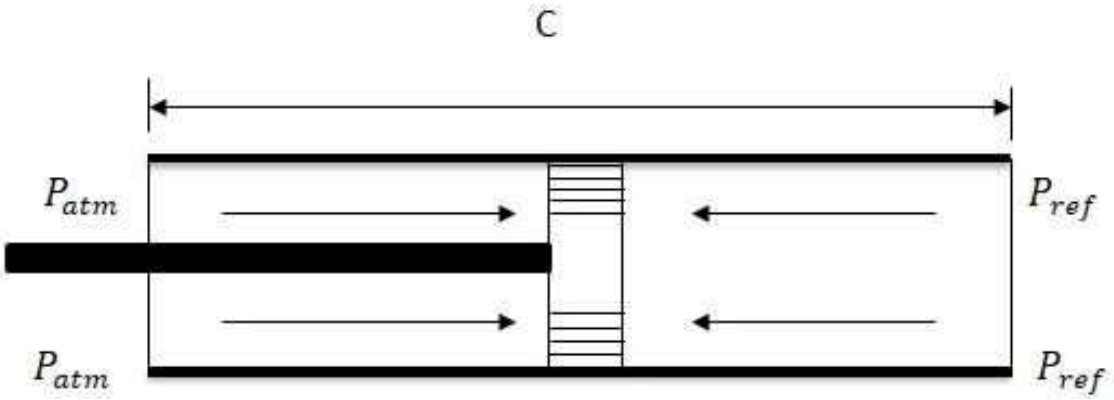


Figure (II.2)-Schéma du travail du piston

Avec C : Course du piston
S : Section du piston
s : Section de la tige du piston

II.3.1 Travail à l'aspiration

Le travail d'aspiration peut être exprimé par :

$$W_{asp} = P_{asp}SC - P_{atm}(S - s)C$$

$$W_{asp} = P_{asp}SC - P_{atm}SC + sC$$

$$W_{asp} = P_{atm}\,sC - (P_{atm} - P_{asp})SC$$

$$W_{asp} = P_{atm}\,sC - P_{vide}SC \qquad (2.1)$$

Donc la dépression ou pression de vide sera :

$$P_{vide} = P_{atm} - P_{asp} \qquad (2.2)$$

II.3.2 Travail au refoulement

Le travail au refoulement peut être exprimé par :

$$W_{ref} = P_{atm}\,(S - s)C - P_{ref}SC$$
$$W_{ref} = P_{atm}\,SC - P_{atm}sC - P_{ref}SC$$
$$W_{ref} = -(P_{ref} - P_{atm})SC - P_{atm}sC$$

$$W_{ref} = -P_{ref\ eff}\, SC - P_{atm} sC \tag{2.3}$$

La pression effective au refoulement sera :

$$P_{ref\ eff} = P_{ref} - P_{atm} \tag{2.4}$$

Le travail accompli pendant un cycle est égal à la somme des travaux à l'aspiration et au refoulement, soit :

$$\begin{aligned} W_p &= W_{asp} + W_{ref} \\ W_p &= (P_{atm} sC - P_{vide} SC) + (P_{ref\ eff} SC - P_{atm} sC) \\ W_p &= -P_{vide} SC - P_{ref\ eff} SC \\ W_p &= -(P_{vide} + P_{ref\ eff}) SC \end{aligned}$$

$$W_p = -P_{ind} SC \tag{2.5}$$

Le signe négatif signifie« un travail fourni ».
Finalement, on définit la pression indiquée P_{ind} présente dans 1er cylindre comme :

$$P_{ind} = P_{vide} + P_{ref\ eff} \tag{2.6}$$

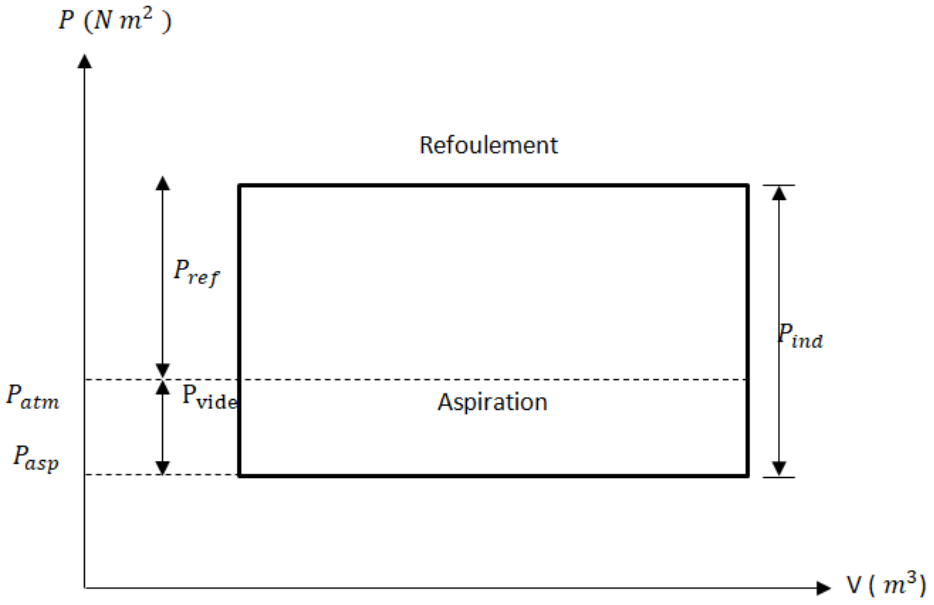


Figure (II.03)- Cycle PV d'une pompe à piston

II.4 Domaine d'application de la pompe à piston.

Les pompes à pistons trouvent une large application dans le domaine du forage des puits de pétrole et de gaz. On les rencontre donc sur toutes les sondes de forage. Ce sont les pompes à boue destinées à donner la grande pression nécessaire pour véhiculer la boue sur un

chemin considérable à savoir la descente jusqu'au trépan puis la remontée des déblais jusqu'à la surface.

Les pompes à pistons répondent à cette fonction du fait qu'elles sont capables de véhiculer des liquides abrasifs.

Contrairement aux pompes centrifuges qu'on aurait souhaité utiliser du fait de leur rendement meilleur et encombrement plus faible.

Ailleurs, on rencontre rarement l'utilisation des pompes à pistons.

II.5 Principe de fonctionnement des soupapes.

Les pompes à pistons aspirent des bacs à ciel ouvert donc à pression atmosphérique. Les soupapes d'aspiration disposent d'un ressort de rappel qui assure le fonctionnement soit l'ouverture et la fermenteur de la soupape.

La soupape de refoulement fonctionne sur le même principe, sauf que c'est cette soupape qui détermine et fixe la pression de refoulement. Ceci est obtenu par le ressort de rappel présent dans soupape.

Dans le cas d'une pompe à boue, la pression de refoulement est considérable et atteint des centaines de bars. Alors il est impossible de disposer d'un ressort pouvant réguler cette pression. Pour cela, on utilise la pression de refoulement de la boue contenue dans la colonne montante. Ceci est obtenue par un démarrage de refoulement dans un circuit fermée où la pression augmente progressivement jusqu'à atteindre la pression de service.

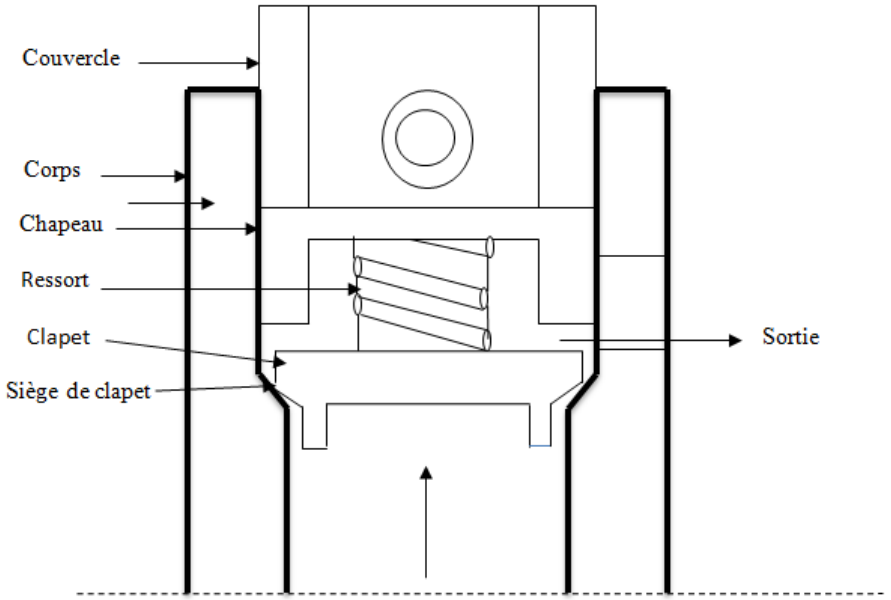


Figure (II.04)- Principe d'une soupape de pompe à piston

II.6 Puissance de la pompe.

On entend par pression indiquée la pression théorique produite par le cylindre c'est-à-dire sans les partes mécaniques, cette pression est indiquée par l'indicateur de pression ou lemonographie, instrument qui donne cette grandeur.

Le travail indiqué est :

$$W_{ind} = P_{ind} SC \tag{2.7}$$

La puissance indiquée sera :

$$P_{ind} N_{ind} = P_{ind} Q_{th} \tag{2.8}$$

Avec Q_{th} : Débit théorique de la pompe.

Pour une pompe à plusieurscylindres :

$$N_{ind} = \sum P_{ind}\, Q_{th} \tag{2.9}$$

La puissance utile N_u étant inférieur à la puissance indiquée N_{ind} à cause des partes de charge et des partes volimétrique, elle sera :

$$N_u = (P_m + P_v)\, Q_r \tag{2.10}$$

Avec :P_m : Pression réelle relevée au refoulement par le manomètre

P_v : Pression réelle relevée à l'aspiration par le vacumètre

Q_r : Débit réel mesure au refoulement

II.7 Rendement de la pompe.

D'abord on définit le rendement indique comme suit :

$$\eta_{ind} = \frac{N_u}{N_{ind}} = \eta_h . \eta_v$$

$$\eta_{ind} \frac{N_u}{N_{ind}} = \frac{P_m + P_v}{P_{ind}} \tag{2.11}$$

Où :

$$\eta_h = \frac{P_m + P_v}{P_{ind}} \qquad \text{et} \qquad \eta_v = \frac{Q_r}{Q_{th}}$$

La puissance fournie à l'arbre N_a est supérieure à la puissance indiquée à cause des pertes mécaniques dans les paliers et la crosse, d'où :

$$\eta_m = \frac{N_{ind}}{N_a}$$

Avec $N_a > N_{ind} > N_M$

Finalement, le rendement global de la pompe sera :

$$\eta = \frac{N_M}{N_a} = \frac{\eta_h . \eta_v . N_{ind}}{N_a} = \eta_h . \eta_v . \eta_m$$

$$\eta = \eta_h . \eta_v . \eta_m \qquad (2.12)$$

II.8 Diagramme indique d'une pompe à piston.

II.8.1 Diagramme théorique.

Le diagramme théorique consiste à la représentation de la variation de pression dans le cylindre en fonction du volume. Ce qui donne :

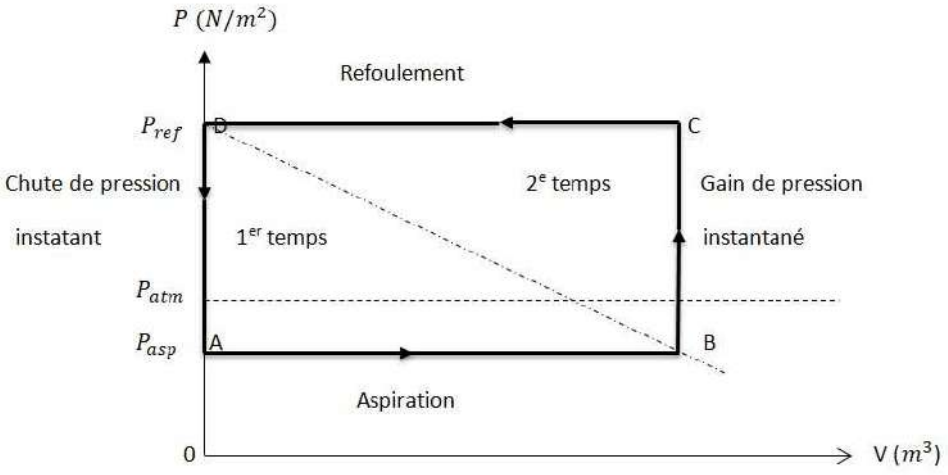


Figure (II.05)- Diagramme indique théorique de la pompe à pistons

Dans le 2^e temps, on a :

- Gain de pression instantanée, le liquide étant incompressible la pression croit à volume constant (verticale BC).
- Refoulement à pression constante P_{ref} (horizontale CD)

Pour le 1^{er} temps, on aura :

- Chute de pression instantanée (vertical DA)
- Aspiration ou admission à dépression constante P_{asp} (horizontal AB)

II.8.2 Diagramme indique réel.

Dans le cas réel, il est impossible de concevoir une pompe à pistons sans espace mort ou volume mort E, soit cette espace perdu entre le cylindre et les clapets. Cet espace n'a aucun effet positif ou négatif. De plus, on doit prendre en considération l'inertie de chacun des clapets.

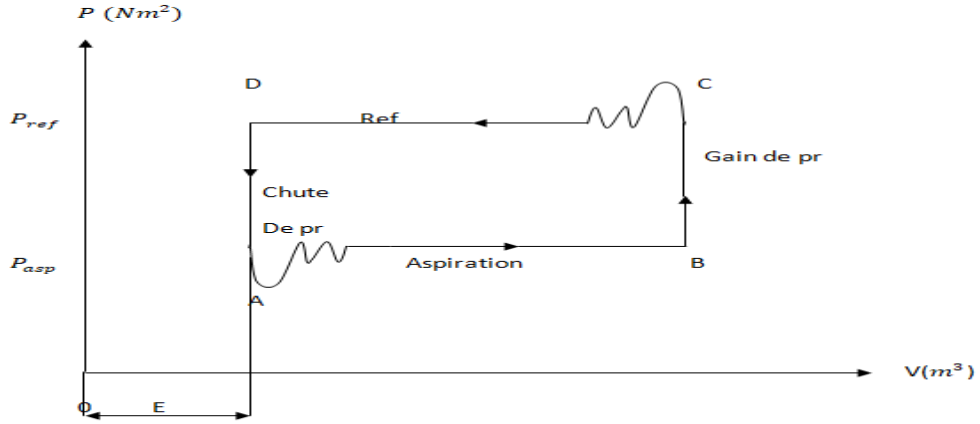


Figure (II.06)-Diagramme réel d'une pompe à piston

La soupape ou clapet d'admission ne se soulève pas pour une dépression normale mais à une pression inférieure à celle-ci à cause de l'inertie de la soupape qu'il y a lieu de vaincre.

De plus, l'oscillation de la soupape provoquée par la réaction du ressort provoque une oscillation de la pression avant que la pression ne redevienne uniforme.

La soupape de refoulement pressente le même phénomène.

Le diagramme réel montre donc la variation de pression dans le cylindre et il permet de :

- Obtenir P_{ind} pour calculer N_{ind} et par suite, N_{ind} , N_{max} et η
- Détecter les anomalies de fonctionnement en comparant le diagramme réel au diagramme normal. Toute déformation sur diagramme traduit un défaut dans le fonctionnement de la pompe.

II.9 Principe de l'indicateur de pression.

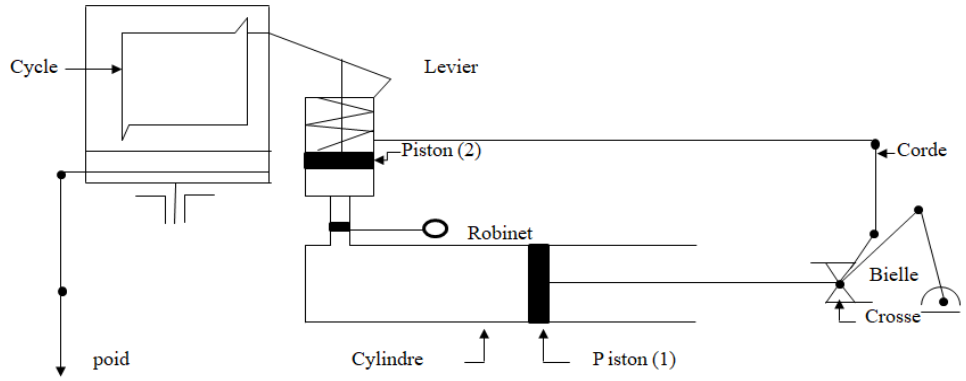


Figure (II.07)-Schéma d'installation d'un indicateur de pression

On détermine la pression indiquée P_{ind} en relevant le diagramme réel à l'aide d'un indicateur de pression (ou le monographe).

Toute les variations de pressions à l'intérieur du cylindre de la pompe provoquant un déplacement correspondant du piston (2) chargé par un ressort quand le robinet est ouvert.Ces déplacements à leur tourprovoquent le déplacement du crayon par l'intermédiaire du levier.

Un déplacement angulaire du cylindre correspond à un déplacement rectiligne du piston de la pompe.

L'aire du diagramme mesurée à l'aide d'un instrument, appellé le planimètre donne la pression indiqueP_{ind} .

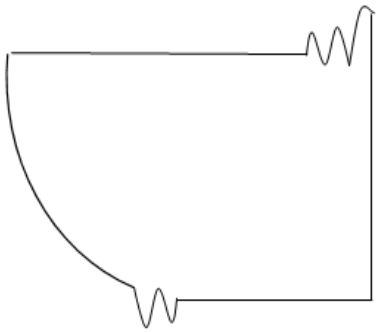
La pression P_{ind} peut se calculer par la formule :

$$P_{ind} = \frac{Aire}{C} \times e$$

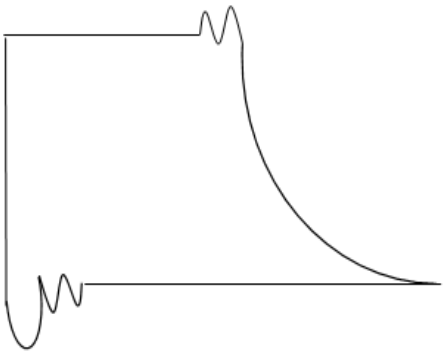
C'étant la course de pression et e l'échelle du monographe. On entend par Aire,celle du diagramme indiqué réel.

II.10 Diagnosticsde l'anomalie de fonctionnement.

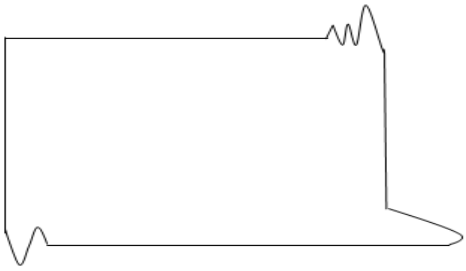
Les diagrammes obtenus par l'indicateur servent à mesurer la puissance indique d'une part et d'autre part permettent d'établir les symptômes d'anomalies de fonctionnement des pompes à pistons. On peut distinguer les cas suivants :



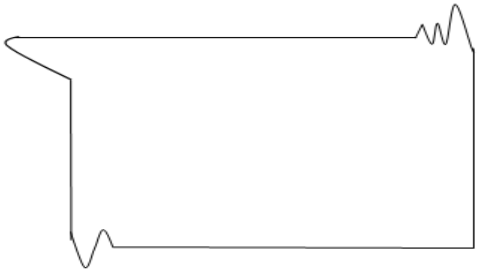
Présence d'air dans le cylindre



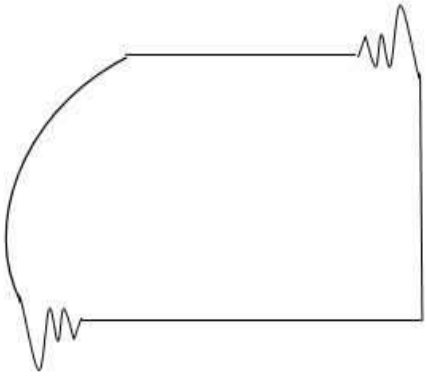
La droite de gain de pression ou chute de pression se transforme en courbe de compression



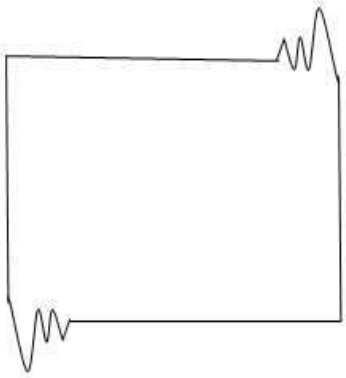
Retard de fermeture du claprt D'aspiration



Retard de fermeture du clapet de refoulement



Manivaise étanchéité du clapet D'aspiration ou du piston



cycle normal

Figure (II.08)-Exemples de diagnostics d'anomalie de fonctionnement

II.11 Etude du débit de la pompe à pistons.

Le débit de la pompe à pistons est le paramètre qui a le plus d'impact sur le fonctionnement de cette dernière. C'est la nature de ce débit qui est à l'origine des vibrations de la pompe, ce qui a conduit les constructeurs à opter pour la pompe à double effet, la duplex , la triplex... etc,dans le but de réduire les vibrations.

II.11.1Debitthéorique moyen

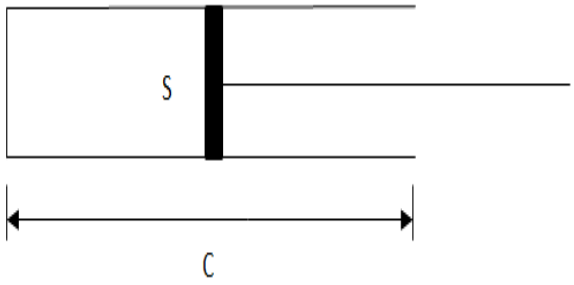
C'est le volume du liquide refoulé par unité de temps :

$$Q_{th} = \sum_{i=1}^{n} V_i \,.\, n[m^3/s]$$

V_i étant le volume du cylindre et n le nombre de cycle par unité de temps.

Pour une pompe simplex à simple effet : seule la face du piston généré la pression et assure le refoulement.

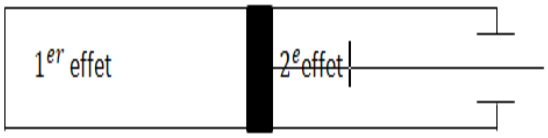
$$Q_{th} = S.C.n$$



S est la section du piston et C la course du piston.

Pour une pompe simplex à double effet :

Où les deux faces du piston sont utilisées dans le processus de refoulement. Chacune représente un effet.



$$Q_{th} = S.C.n.(S-s).C.n = (2S-s)C.n$$

SÉtant la section de la tige du piston.

Pour une pompe duplex à double effet :

Dans cette configuration, nous avons deux cylindres dont chacun est à double effet.

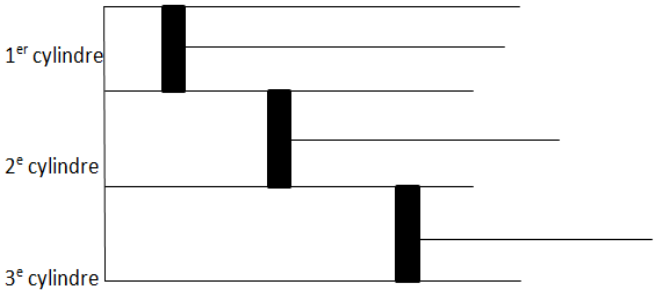
$$Q_{th} = 2(2S - s)C.n$$



Pour une pompe triplex à simple effet :

Dans ce dernier cas, on utilise des cylindres à simple effet chacun.

$$Q_{th} = 3S.C.n$$



On note que qu'il peut exister d'autre pompes telles que la quadruplex, quintuplex... etc. Cependant dans les chanitiers industriels, on ne rencontre que la Duplex à double effet de technologie Russe et la Triplex à simple effet de technologie Américaine.

II.11.2 Débit réel

Le débit réel est inférieur au débit théorique a cause des pertes volumétriques qui sont dues fuites du liqide et qui s'exprime par :

$$Q_r = Q_{th}.\alpha[m^3/s]$$

Oùα représente le coefficient du débit qui s'obtient par :

$$\alpha = \alpha_r - \alpha_f$$

α_r est le coefficient de remplissage et α_f le coefficient des fuites.

En général. α varie de 0.85 à 0.96. le remlissage du cylindre peut être incomplet à cause de la présence d'air dans le liquide et des pertes de d ébit a cause du retard de fermeture des soupapes.

II.*11.3 Débit instantané*

Q_{th}ou Q_r nous désignent une quantité de liquide refoulée par la pompe par unité de temps.

Le débit instantané par contre, nous montre de quelle manière cette quantité de liquide a été refoulée. Le débit instantané a un instant donne.pendant le refoulement est égal au peoduit de la vitesse du piston par la section perpendiculaire de ce dernier. Comme est le cas dans l'écoulement dans une conduite.

$$Q_{inst} = V_p.S[m^3/s]$$

Equation du débit instantané.

La partie mécanique de la pompe transforme le mouvement rotatif du moteur en mouvement alternatif du piston au moyen du mécanisme bielle manivelle.

Il s 'exprime par :

$$V_p = -r\omega \sin x$$

Le débit instantané Q_{inst}qui s'exprime aussi par Q_α sera :

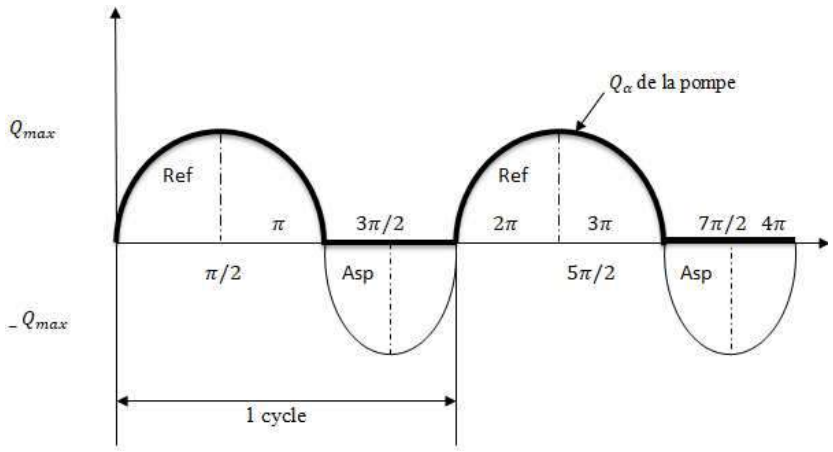
$$Q_\alpha = r\omega S \sin\alpha\ [m^3/s] \quad , \ \alpha = \omega t$$

II.12 Graphique de refoulement des pompes à pistons.

Au départ, on considére la pompe à pistons de base, donc la pompe simplex à simple effet et étudions son graphique de refoulement.

$$Q_\alpha = \omega r S \sin x$$

$$Q_{\alpha\, max} = \omega r$$



Figure(II.09)- Représentation de $Q_\alpha$pour Simplex à simple effet

Ce graphe représente d'abord l'équation

$$Q_\alpha = Q_{max} \cdot \sin\alpha.$$

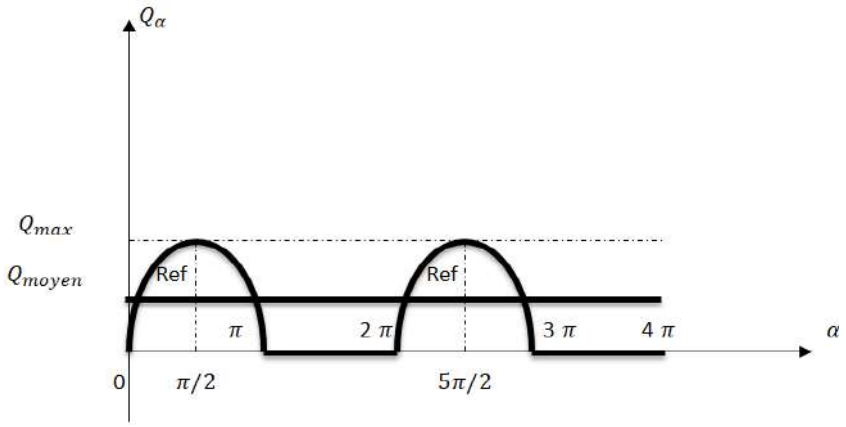
Cependant pour le sens physique et concret pour la pompe. On a :

- La partie positive représente le débit refoule par la pompe.

- La partie négative représente l'aspiration de la pompe et par conséquent un débit refoulé nul

Enfin comme le cycle est péroidique sue 2π, il suffit de représenter un cycle de 0 à π .

La graphique qui refléte donc le refoulement sera :



Figure(II.10)- Graphique de refoulement de la Simplex à simple effet

II.12.1 pompe simplex à simple effet.

Ce graphe montre clairement que le débit instantané de la pompe simplex à simple effet est :

- Irrégulier, ce qui est à l'origine des vibrations et coups de béliers dépassant le seuil acceptable et menant à la destruction de la pompe.
- Le débit s'annule pendant un certain temps (180°), ce qui provoque de grandes pertes d'énergies dues aux forces d'inerties du liquide a chaque reprise de refoulement.

Le débit uniforme moyen Q_{moyen}.

Le problème qui se pose à présent est de trouver les moyens de transformer la courbe Q_α en une courbe Q_{moyen}pour éliminer les irrégularités du débit et de même les vibrations et pertes dues à l'inertie.

On définit ainsi le degré d'irrégularité du débit δ comme suit : $\delta = \frac{Q_{max}}{Q_{moyen}}$

Enfin, les modèles de pompes qui vont suivre une réponse a ce problème d'irrégularité du débit.

II.12.2 pompe simplex à double effet

Dans ce cas en utilise un piston qui refoule par ses deux faces.

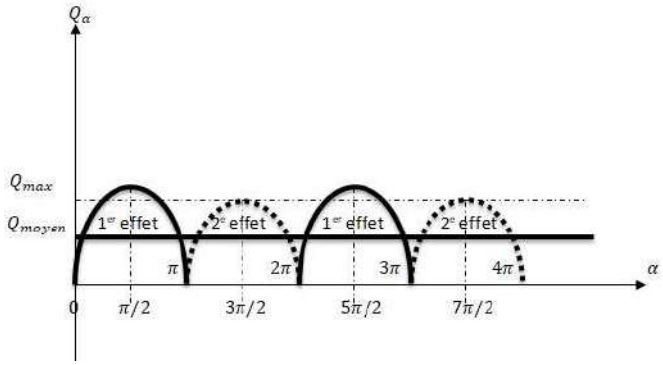
Pour tracer le graphique de refoulement de la simplex à double effet, nous allons d'abord tracer celui de la simplex à simple effet soit le 1^{er} effet, ensuite sur le même graphe, on trace celui du 2^{e} effet soit la même courbe décalée de 180°.

On note le débit max de 2^{e} effet $Q_{\alpha\, max}$ est inférieur à Q_{α} du fait de la présence de la tige du piston.

Dans cette première solution qui l'utilisation de la simplex à double effet. On obtient les améliorations suivantes :

- Diminution de l'irrégularité du débit.
- Le débit s'annule ponctuellement ($0,\pi,2\pi$...etc) ce qui diminue les effets de l'inertie.





Figure(II.11)- Graphique de refoulement de la Simplex à double effet

II.12.3 pompe duplex à double effet.

Pour améliorer et diminuer l'irrégularité du débit, on ajoute un 2^{e} cylindre en parallèle, le piston de ce cylindre fonctionne avec un décalage soit un retard dans sa course de 90° par rapport au 1^{er}piston.

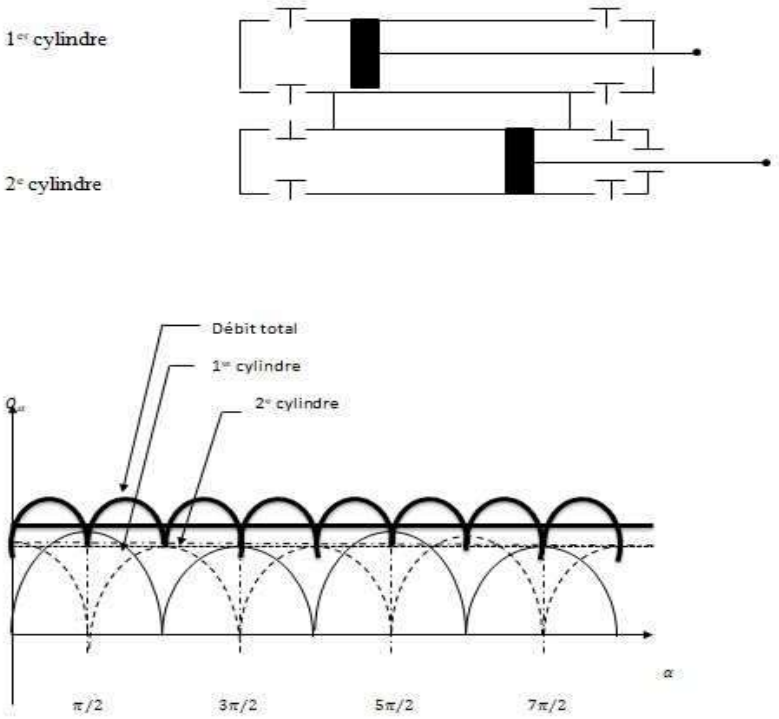
Ce décalage est réalisé sur les positions des têtes de bielle sur la roue dentée.

Pour obtenir le débit sommant, il suffit de tracer des droites parallèles à l'axe Q_{α} et de procéder a la somme géométrique.

Le graphique de refoulement de la duplex à double effet offre les améliorations suivantes :

- Diminution accentuée de l'irrégularité du débit. Le débit devient pulsatoire, ce qui est un avantage appréciable.
- Le débit ne s'annule plus. Il fluctue entre $Q_{\alpha\, min}$ et $Q_{\alpha\, max}$. Le problème de pertes dues à l'inertie est éliminé.

- Cependant on doit noter que cette pompe dispise de 08 clapets. Ce qui provoque de considérables pertes d'énergie par frottements hydrauliques(pertes de charge).



Figure(II.12)- Graphique de refoulement de la Duplex à double effet:

II.12.4 pompe triplex à simple effet.

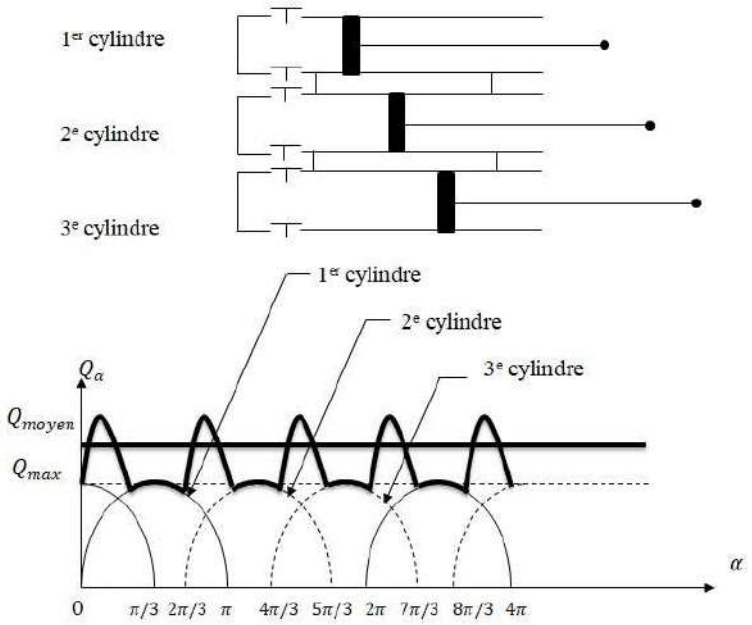
Dans ce modèle, le décalage entre les bielles est de 120° , soit 2π 3. Les trois cylindre travaillent en parallèle avec un décalage entre les courses des pistons.

Cette pompe offre le minimum d'irrégularité, on voit que Q_α se rapproche beaucoup de Q_α et δ se rapproche de 1.

Les pertes d'énergies dues au phénomène d'inertie sont aussi éliminées.

Une méthode pratique qui facilité le tracer du graphe consiste à diviser l'axe α en plusieurs intervalles de 60, et ensuite pour le première cylindre tracer alternativement un débit sur 03 intervalles et l'annuler pendant 03 autres intervalles.

On procéde de la même manière pour les autres cylindre avec le décalage de 120°pour second de 240° pour le troisième.



Figure(II.13)- graphique de refoulement de la Triplex à simple effet

II.13 Principe de l'amortisseur de pulsation.

On rappelle que les deux effets d'un cylindres de la pompe refoulent dans la même conduite et que tous les cylindres de la pompe refoulent dans une conduite commune qui est la tubulure de sortie de la pompe.

On peut augmenter le nombre de cylindres, mais d'une manière limitée car :

- Quelque soit le nombre de cylindres, le débit restera toujours irregulier et pulsatoire.
- On ne peut envisager la construction d'une pompe à un grand nombre de cylindre, ce qui augmente son encombrement, diminue son rendment à causes des excès de pertes d'énergies et augmente considérablement son prix.
- De même que d'un point de vue mécanique et maintenance, une telle construction reste irréalise.

Les pompes les plus répandues dans l'industrie des hydrocarbures (sondes de forage) sont les Duplex à double effet (de fabrication Russe) et les Triplex à simple effet (de fabrication Américaine).

Le problème de pulsations du débit reste posé, il y a lieu de chercher une méthode, autre que le couplage Duplex et Triplex. Pour cela, on utilise un amortisseur de pulsations qui constitue l'ultime méthode qui régularise le débit.

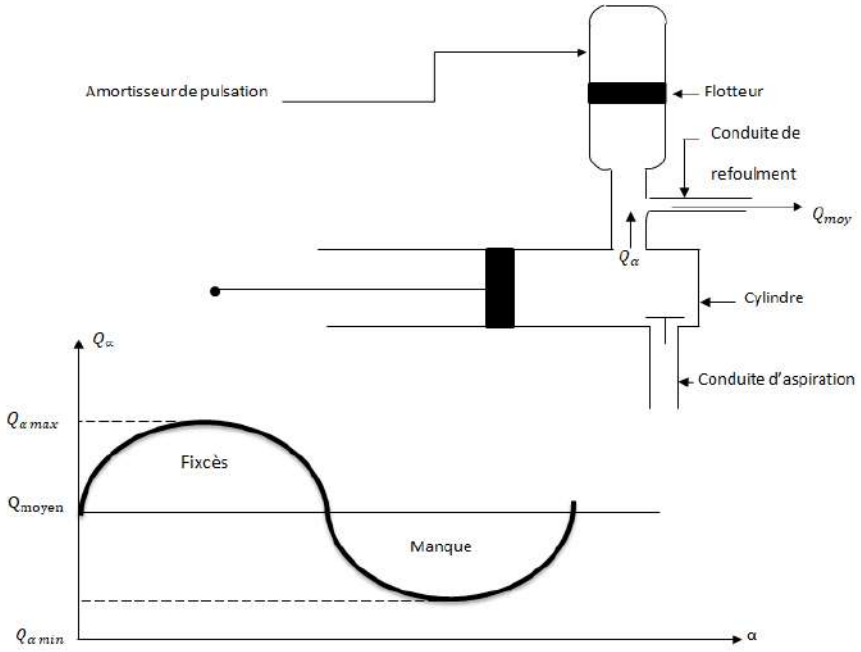
Pour obtenir un débit de liquide plus régulier dans la conduite et diminuer ou éliminer l'influence des forces d'inertie et coups de bélier, on installe une réserve d'aire ou de gaz au début de la conduite de refoulement. Ce réservoire s'appelle « amortisseur de pulsations ».

Quant le débit instantané dépasse le débit moyen, l'excès du liquide entre dans l'amortisseur, ce qui comprime le gaz de celui-ci et lui communique la pression de refoulement. A la sortie de la pompe le débit reste donc moyen.

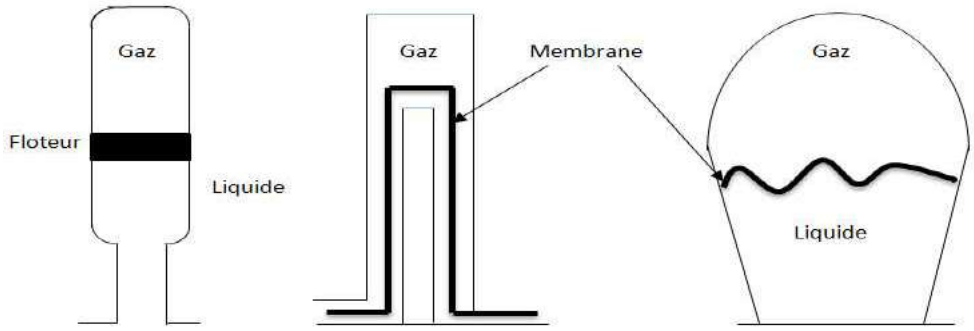
Quand le débit instantané est inférieur au débit moyen, il y a un manque de liquide, ce qui conduit le gaz à se détendre et refouler le liquide emmagasiné au préalable, vers la conduite de refoulement pour avoir un débit sortant moyen.

De ce fait, le débit est régularisé et sa vitesse d'écoulement constante. On note que des vibrations demeurent toujours, mais ne dépassant pas le seuil du danger.

La membrane ou flotteur est diaphragme souple en caoutchouc. Elle sépare le liquide du gaz.



Figure(II.14)-Représentation du débit instantané d'une pompe à pistons



Figure(II.15)- Types d'amortisseurs de pulsation utilisés

II.14 Calcul du volume de l'amortisseur de pulsations.

La compression du gaz dans l'amortisseur s'effectue suivant une transformation polytropique.Mais afin de simplifier le calcul, on suppose que la transformation est isothermique soit suivant la loi :

$$PV = Cte.$$

On peut écrire que :

$$P_{max} \cdot V_{max} = P_{min} \cdot V_{min} = P_{moy} \cdot V_{moy} = Cte$$

On désigne par δ le dégré d'irrégularité ou coefficient de pulsations, qui caractérise la variation relative de pression.

$$\delta = \frac{P_{max} - P_{min}}{P_{moy}}$$

De même : $P_{moy} = \frac{1}{2}(P_{max} + P_{min})$

Donc :

$$\delta = \frac{P_{max} - P_{min}}{P_{moy}} = \frac{V_{max} - V_{min}}{V_{moy}} = \frac{\Delta V}{V_{moy}}$$

Ce qui donne :

$$V_{moy} = \frac{\Delta V}{\delta}$$

Où : $\Delta V = K.C.S$

Conclusion :

On a presenté dans ce chapitre une étude générale sur les pompes volumétriques.

A partir de cette étude, on peut dire que :

- Les pompes volumétrique permettent d'atteindre des pressions de sortie élevées.Elles sont plus coûteuses que les pompe centrifuges, mais ont un bon rendement et sont auto-amorçantes
- Il faut éviter de placer une vanne sur le circuit de refoulement.
- Elles sont utilisées en laboratoire, ou pour des applications spécifiques (pression de refoulement trés élevée ou fluides trés visqueux par exemple).

III.1 Fonctionnement de la pompe élémentaire.

La pompe élémentaire est une pompe à un seul piston plongeur, schématisée.

Phase aspersion. La soupape d'aspiration est ouverte et le volume de liquide admis dans le corps de pompe est égal au volume engendré par le piston :

$$V = S_p . C \quad m^3$$

Phase refoulement. le volume de liquide transverse dans la conduite de refoulement est encore :

$$V = S_p . C \quad m^3$$

Etudions maintenant quelques caractéristiques que nous retrouverons dans tous les types de pompes à piston.

Débit théorique en volume.

Si la manivelle tourne à$nt_{r/mn}$, le volume aspiré ou refoulé par minute est :

$q_v = n.V\ m^3$/mn, ouencore$\frac{n}{60}$. V m^3 / s .

Débit massique théorique :

$q_m = \rho \cdot \frac{n.V}{60}$ kg/s, ρ kg/m^3 étant la masse volumique du liquide, 1000 Kg/m^3 pour l'eau par exemple.

Vitesse moyenne du piston : $c_m = \frac{n.C}{30}$ m /s .

Cette vitesse moyenne varie de **0.3 à 2 m/s** suivant le type de la pompe, la faible valeur convenant aux petites pompes.

Voici quelques valeurs de n t_r / mn : **60 à 150**t_r/min, valeur normale convenant aux moyens ou faibles débits ; **150 à 300**t_r /mn pour les pompes à faible course.

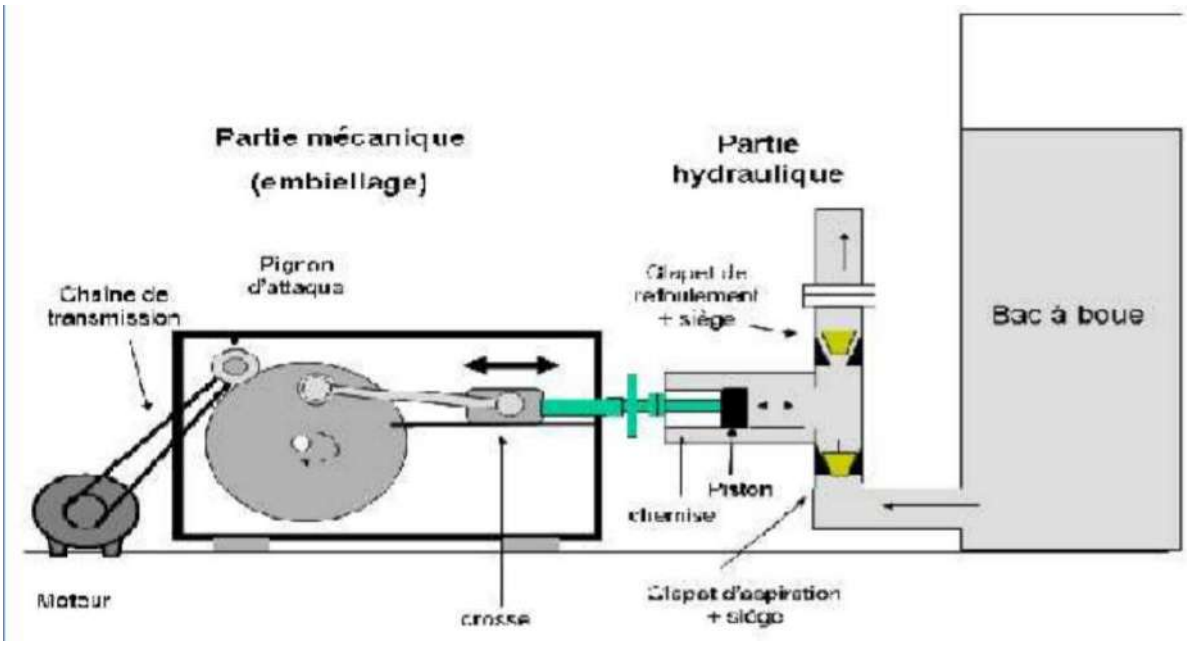
Rapport$\frac{C}{D}$, D étant le diamètre du piston.

Supposons donnés le débit en volume $q_v m^3$/s et n t_r/min.

Nous avons :

$$q_v = \frac{n.V}{60} = \frac{n}{60} \cdot S \cdot C\ m^3/s$$

Le produit S·C a donc une valeur imposée.



PREMIER CAS. La course C est faible, la section du piston doit être importante. Si la pression de refoulement est élevée (grande hauteur de refoulement) la poussée sur le piston est elle-même élève ; ce n'est pas avantageux au point de vue mécanique (problème de résistance des matériaux).

Une pompe à faible course, à grande section de piston, convient dans le cas de faible hauteur de refoulement ; on adopte souvent C = D, donc $\frac{C}{D} = 1$ et parfois $\frac{C}{D} < 1$.

DEUXIÈME CAS. La course C choisie est élevée, la section du piston est alors faible. Si la pression de refoulement est élevée, la poussée sur le piston reste dans des limites acceptables.

Une pompe à grande course, à faible section de piston, convientà la grande hauteur de refoulement ; $\frac{C}{D}$ **= 1,2 à 2.**

III.2 Remarque importante :

L'écoulement dans les conduites est intermittent ; le fluide s'écoule dans la conduite d'aspiration par exemple durant un demi-tour par tour de la manivelle.

On peut calculer la vitesse instantanée du piston : $C_p = \frac{dx}{dt}$, en fonction de l'angle θ décrit par la manivelle ; la vitesse C_a dans la conduite d'aspirtion est liée à tout instant à la vitesse du piston par l'équation de continuité :

$$S_p \cdot C_p = S_a \cdot C_a$$

Pour simplifier le problème nous allons supposer que le piston de déplace à la vitesse moyenne : $C_m = \frac{n \cdot C}{30}$ m/s.

Nous avons alors :$S_p \cdot C_m = S_a \cdot C_a$ d'où : $S_a = S_p \frac{C_m}{C_a}$

Le même raisonnement, appliqué à la conduite de refoulement, nous donne :

$$S_r = S_p \cdot \frac{C_m}{C_r}$$

Voici quelques valeurs couramment adoptée :

Conduite d'aspiration : C_a = 0,8 à 1 ,2 m/s.

Conduite de refoulement : C_r = 1 à 3 m/s.

III1. Calcul d'une pompe à faible régime

Une pompe à eau à un seul piston plongeur a la caractéristique suivante :

q_v ≈60 l/min, n = 150t_r /mn ; ie rapport $\frac{C}{D}$ doit être compris entre 1,3 et 1,4 et la vitesse moyenne du piston entre 0,4 et 0,5 m/s.

Écrivons : $q_v = \frac{n.V}{60}$, d'où : volume engendré par course de piston.

$$V = \frac{60 \cdot q_v}{n}$$, avec $q_v = \frac{60}{60}$ = 1 l/s, soit 1000cm^3/s ; $V = \frac{60 \times 1000}{150}$ = **400cm^3.**

Choisissons une vitesse moyenne du **piston C_m= 0,5 m/s**.(petite pompe)

Nous savons que :

$$C_m = \frac{n.C}{30}$$, d'où $C = \frac{30 \times C_m}{n} = \frac{30 \times 0,5}{150}$ = 0,01m, soit 100mm=**10cm**

D'autre part :

V = c· S_p, d'où $S_p = \frac{400}{10} = 40cm^2$; D =7.14 cm que nous personés égal à **71mm**.

Dans ce cas le rapport $\frac{C}{D} = \frac{100}{72}$ = 1.39 rapport qui convient à une pompe de hauteur moyenne de refoulement.

Quel doit être le diamètre de la conduite d'aspiration (vitesse choisie c_a = 0,9 m/s) et de la conduite de refoulement (C_r = 1,5 m/s), l'équation de continuité appliqué à la vitesse moyenne du piston nous donne :

$S_a = S_p \frac{C_m}{C_a} = 40 \times \frac{0,5}{0,9} = 22,22cm^2$; d_a = 5,36cm, soit **54 mm environ**.

$S_r = S_p \cdot \frac{C_m}{C_r} = 40 \times \frac{0,5}{1,5} = 13,33cm^2$; d_r = 4,11cm, soit **41 mm environ**.

III.4 Problème général de l'installation de la pompe.

Travail théorique W_{th} J/kg reçu par la masse de fluide de 1 kg et ***hauteur théorique***

$$H_{th} = W_{th} / g w_{th}$$

ou

$$g \cdot H_{th} = \frac{P_4 - P_1}{\rho} + \frac{1}{2}(C_4^2 - C_1^2) + g\,(Z_4 - Z_1)\ \text{J/kg.}$$

$H_g = (Z_4 - Z_1)$ m est la ***hauteur géométrique.***

On tient compte des pertes de charge dans la conduite d'aspiration J_a J/kg ou $\frac{J_a}{g}$ m et dans la conduite de refoulement J_r J/kg ou $\frac{J_r}{g}$ m.

Travail utile W_h J/kg reçu par le fluide et ***hauteur manométrique*** $H_h = W_h/g$ m :

W_h ou

$$g \cdot H_h = \frac{P_4 - P_1}{\rho} + \frac{1}{2}(C_4^2 - C_1^2) + g\,(Z_4 - Z_1) + J_a + J_r\ \text{J/kg}$$

Hauteur nette : $H_n = (Z_4 - Z_1) + \frac{J_a}{g} + \frac{J_r}{g} = H_g + \frac{J_a + J_r}{g}$ m.

Si q_v m³/s est le débit en volume de la pompe, le débit massique est : $q_m = \rho . q_v$ kg/s

D'où la ***puissance utile*** :

$$P_u = q_m \cdot W_h \text{ J/s ou W.}$$

Remarque :

La perte de charge dans les conduites est proportionnelle au carré de la vitesse ; celle-ci est variable.

Pour simplifier le problème, nous supposons que le piston se déplace à la vitesse moyenne : $C_m = \frac{n.C}{30}$ m/s .

Nous obtenons alors :

$$C_a = C_m . \frac{S_p}{S_a} \text{ et } C_r = C_m . \frac{S_p}{S_r};$$

c'est pour ces vitesses moyennes que nous calculons les pertes charge J_r et J_a.

III.5 Problème de la pompe réelle.

Nous considérons l'écoulement du fluide à travers d'une pompe réelle, de l'entrée (point 2) à la sortie (point 3).

Par suite de l'imperfection de la pompe, en particulier dans le fonctionnement des soupapes, la masse de fluide de 1 kg reçoit une quantité de travailW (J/kg) plus grande que la précédenteW_h. Ici apparaît le ***rendement hydraulique*** ou ***manométrique***de la pompe

$\eta_h = \frac{W_h}{w}$ ou encore $\eta_h = \frac{H_h}{H}$ avec H = $\frac{W}{g}$ m.

η_ha une valeur en général plus élvée que celle des pompes centrifuges : **0,95 à 0,98** si la pompe est bien tracée,η_h = 0,80 et parfois moins, si la vitesse de passage du fluide dans les soupapes est élevée.

Il faut également faire état d'un ***rendement volumétrique :***

$\eta_v = \frac{Débit\ réel\ de\ la\ pompe}{Débit\ théorique\ de\ la\ pompe}$.

La soupape de refoulement ne se ferme pas instantanément lorsque le piston est à son point mort haut ;il s'en suit qu'une certaine quantité de fluide, d'abord refoulé et ayant reçu du travail, retourne dans le corps de pompe.

Voici quelques valeurs de η_v :

η_v = 0,97 à 0,99 : grosses pompes à faible vitesse moyenne du piston ;

η_v = 0,94 à 0,98 : pompes moyennes de bonne construvtion ;

η_v = 0,85 à 0,94 : petites pompes rapides.

Enfin le ***rendement mécanique*** η_m tient compte des pertes par frottement mécanique, en particulier dans le système bielle-manivelle ; **η_m = 0,80 à à,90** suivant la qualité des articulation et du graissage.

Le ***rendement global*** ou***effectif*** de la pompe est donc :

$$\eta_{eff} = \eta_h . \eta_v . \eta_m .$$

Dans le cas le plus favorable, nous obtenons :

$$\eta_{eff} = 0,98.\ 0,99.\ 0,90 = 0,87$$

Dans le cas le plus défavorable :

$$\eta_{eff} = 0,85.\ 0,85\ .0,\ 80 = 0,58.$$

Puissance effectivement dépensée :

$$p_{eff} = q_m\ .W_{eff} \quad (W),$$

$q_m = \rho . q_m$ kg/s : étant le débit massique, calculé à partir du théorique q_v m³/s.

III.2:Pomperéelle

La pompe à eau à un seul piston plongeur que nous avons étudiée, a les caractéristiques suivantes :

Régime : n = 150 tr/min,

Caractéristiques du piston : D = 72 mm, C = 100mm.

On veut déterminer le débit effectivement refoulé par cette pompe ?

Vitesse moyenne du piston : $C_m = \frac{n.C}{30} = \frac{150\times100}{30} = 0{,}5$ m/s .

C'est une valeur faible qui nous permet de choisir le rendement volumétrique :

η_v=0,97.

Volume engendré par le piston course :

$$V = C.S_p, \text{ avec } S_p = \frac{\pi\times72^2}{4} = 40.69cm^2$$

$$V = 100\times40.69 = 4069cm^3 = \mathbf{4.069 litres}$$

Débit théorique :

$$q_v = \frac{n.c}{60} = \frac{150\times4069}{60} = 10172{,}5cm^3/s, \text{soit } \mathbf{10.17}\boldsymbol{l/s}.$$

Débit réel :

$$q_v . \eta_v = 10.17\times 0{,}97 = 9.87 l/s, \text{ soit } \mathbf{592.04}\boldsymbol{l/min}.$$

Nous avons : $C_1 = 0$, $C_4 = 1{,}6$ m/s, $p_4 = p_1 = p_a$

La hauteur manométrique de la pompe est donc :

$$H_h = \frac{P_4 - P_1}{\rho . g} + \frac{1}{2g}(C_4^2 - C_1^2) + (Z_4 - Z_1) + \frac{J_a}{g} + \frac{J_r}{g}$$

$$H_h = \frac{C_4^2}{2g} + 100 + 4 \text{ , avec } \frac{C_4^2}{2g} = \frac{1{,}6^2}{2\times9{,}81} = 0{,}13 \text{ m}$$

Valeur presque négligeable :

$$H_h = 0{,}13 + 100 + 4 = \mathbf{104{,}13\ m}$$

Travail utile :

$$W_h = g.H_h = 9{,}81 \times 104{,}13 = \mathbf{1021,15\ J/kg}$$

Calcul de la puissance absorbée par cette pompe :

On a : $\eta_{eff} = \eta_h.\eta_v.\eta_m$

avec$\eta_h = 0{,}95 \eta_v = 0{,}97 \eta_m = 0{,}85$

d'où : $\boldsymbol{\eta_{eff} = 0,78}$.

Travail effectif :

$$W_{eff} = \frac{W_h}{\eta_{eff}} = \frac{1021{,}15}{0{,}78} = \mathbf{1309{,}16\ J/kg}$$

D'où : la Puissance effective sera :

$$p_{eff} = q_m.W_{eff}$$

Avec$q_m = \rho.q_v = 10.17 \times 10 = 10.17\ kg/s$

p_{eff} = 10.17×1309,16 = 13314.16 J/s ou W soit **13.31kw**

Ⅲ.7 Problème des soupapes:

Il s'agit de soupape automatiquel'étude du mouvement d'une telle soupape est délicat. Mais il est facile de déterminer la levée maximale h en imposantla vitesse d'entrée et de sortie dans la conduite :

$$C_s = C_a\ ;$$

L'équation de continuité permet d'écrire :

$$S_s.C_s = S_aC_a$$

D'où : $S_s = S_a$

Ou encore : $\pi d_a.\mathrm{h} = \frac{\pi d^2}{4}$ soit$h = \frac{d}{4}$

Calcul du ressort

La soupape est ouverte (levée maximale h), immobile, sur le point de descendre. Admettons que cette position ait lieu lorsque la vitesse du piston est maximale.

Pour simplifier supposons la bielle infinie ; nous savons que la vitesse maximale du piston est$C_p = \omega$.r,

r étant le rayon de manivelle et ω la vitesse angulaire.

La soupape immobile est soumise aux forces suivantes :

- Son poids π dans le liquide ; conséquence du principe d'Archimède, sa masse volumique est diminuée de la masse volumique du liquide ;
- La poussée du ressort F.
- une poussée de bas en haut de la part du liquide telle que : $P = \pi + F$ puisque la soupape est en équilibre.

On démontre que cette poussée est :

$$P = q_m \, .C_a \; N \; ;$$

q_m kg/s est le débit massique à cet instant, c'est-à-dire lorsque la vitesse du piston est maximale :

$$q_m = \rho . S_p . C_p = \rho . S_p \, .\omega . r \, .$$

D'autre part, on a :

$$P = \pi + F \; = \rho . S_p \, .\omega . r \, . C_a \; ; \qquad \text{Mais} C_a = \frac{S_p . C_p}{S_a} = \frac{S_p \omega . r}{S_a}$$

D'où : $\pi + \text{F} = \rho \frac{(S_p \cdot \omega . r)^2}{S_a} \; N.$

Poussée du ressort : $F = \rho \frac{(S_p \cdot \omega . r)^2}{S_a} - \pi$ N.

Lorsque la soupape est sur son siège, on admet que la poussée du ressort est :

$$\boldsymbol{F_0 = 0,5} \text{ à } \boldsymbol{0,65 \; F}.$$

Si f_0 est la flèche du ressort, soupape sur son siège, la flèche devient :

f = $f_0 + h$, à la levée maximale.

Ou soit que :

$\frac{f}{f_0} = \frac{F}{F_0}$ ou $\frac{f-f_0}{f_0} = \frac{F-F_0}{F_0}$ ou $\frac{h}{f_0} = \frac{F-F_0}{F_0}$.

On peut ainsi déterminer la flèche de mise en place f_0 et terminer le calcul du ressort.

Remarques

1° Si la poussée du ressort est trop élevée, la levée de la soupape est plus faible que celle qui a été prévue : h = $\frac{d}{4}$; la vitesse C_s croit, ainsi que la perte de charge proportionnelle au carré de cette viteese.

2° La soupape de refoulement est équipée de même ressort que la soupape d'aspiration, le fait d'être entourée, pendant son mouvement, d'un fluide à forte pression, ne modifie en rien le problème précédant.

3° Afin de réduire le diamètre de la soupape, la vitesse moyenne du fluide dans la conduite d'amenée sous la soupape est souvent un peu plus élevée que dans la conduite d'aspiration.

Ⅲ.8Application numérique:

Pour la pompe à eau adoptée plus haut :

$$\boldsymbol{n = 150\frac{tr}{mn}}, \qquad \boldsymbol{D = 72\ mm, C = 100\ mm},$$

Pour un Diamètre de la conduite d'amenée sous la soupape$\boldsymbol{d_a = 54\ mm}$.

Calculons la vitesse moyenne dans cette conduite :

$$S_p \cdot C_m = S_a \cdot C_a$$

avec

$$C_m = = \frac{n \cdot C}{30} = 0{,}5\ m/s,$$

$$S_p = 40\ cm^2,\ S_a = 22{,}22\ cm^2\ ;$$

nous trouvons : $C_a = 0{,}5 \times \frac{40}{22{,}22} = 0{,}9\ m/s.$

Levée maximale de la soupape :

$$h = \frac{d}{4} = \frac{54}{4} = 13{,}5\ mm$$

Vitesse maximale du piston :

$$c_p = \omega \cdot r,$$

Avec : $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = 157\ rad/s$ et $r = 0{,}005\ m$

D'où : $C_{p\ maxi} = 157 \times 0{,}005 = 0{,}78\ m/s.$

Poids de la soupape dans l'eau : $\pi = 2{,}5\ N.$

Poussée maximale du ressort : $F = \rho \frac{(S_p \cdot \omega . r)^2}{S_a} - \pi,$

Avec$\rho = 1000\ kg/m^3$

Soit : $F = 1000 \frac{(0{,}004 \times 0{,}78)^2}{0{,}00222} - 2{,}5 = \mathbf{1.093\ N}.$

Prenons :$F_0 = 0{,}6\ F = 0{,}6 \times 1.093 = \mathbf{0.65\ N},$

et calculons la flèche de mise en place par la relation :

$$\frac{h}{f_0} = \frac{f - F_0}{F_0}\ ; \qquad f_0 = \frac{h \cdot F_0}{F - F_0} = \frac{13{,}5 \times 0.65}{1.093 - 0.65} = \mathbf{20\ mm}.$$

Nous savon calculer la vitesse du piston $C_p = \frac{dx}{dt}$en fonction de l'angle θ de la manivelle,

Le débit instantané de la pompe est donc :

$$q_v = s_p \cdot C_p = s_p \cdot \frac{dx}{dt}.$$

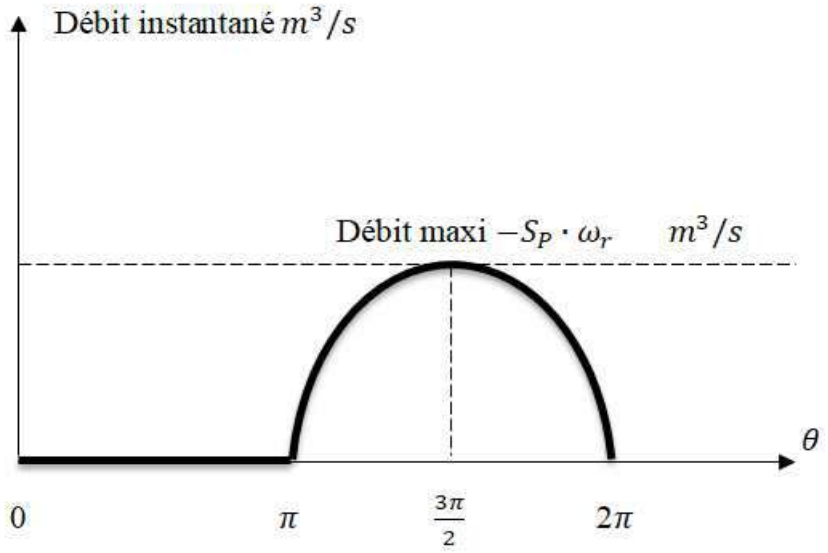
Pour simplifier le calcule, considérons la bielle infinie :

$$\frac{dx}{dt} = -\omega\, r \cdot \sin\theta.$$

Le refoulement se produit pourθ variant de(π à 2π), d'où la courbe du débit par tour de l'arbre.

Un débit aussi variable par tour est inadmissible dans de nombreuses applications, d'où la nécessité de grouper plusieurs pompes élémentaires sur une même conduite.

Pour simple effet



$$q_v = -S_p \times C_p$$

Avec $C_p = \frac{dx}{dt}$ et $\frac{dx}{dt} = -\omega \cdot r \cdot \sin\theta$

Donc :

$$q_v = -S_p \omega r \cdot \sin\theta$$

Ⅲ.9 Application

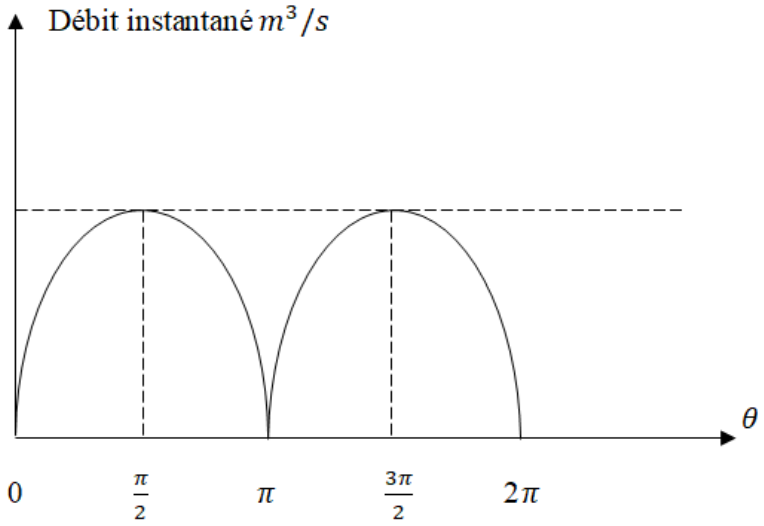
$q_0 = 0\ l/min$, $q_{\pi/2} = -31{,}4\ l/min$, $q_{3\pi/2} = 31{,}4\ l/min$, $q_\pi = 0\ l/min$, $q_{2\pi} = 0\ l/min$

$$Q_{th} = C \times S \times n$$

$$Q_{th} = 10 \times 40 \times (\frac{150}{60}) \text{soit} \boldsymbol{Q_{th} = 1000 cm^3/s}$$

Pour une pompe simplex à double effet :

Les deux faces du piston sont utilisées dans le processus de refoulement ;chacune représente un effet.



$$Q_{th} = S.C.n.(S-s).C.n = (2S-s)C.n$$

Avec :

C : course

S : section de piston

s : section de la tige

On suppose que le diamètre de la tige est égal 25 mm ; soit $\boldsymbol{d_{tige} = 25\ mm}$

Calcul de la section de la tige en cm^2 en utilisant la formule :

$$s_{tige} = (\pi.{d_{tige}}^2)/4$$

Donc :

$$s_{tige} = \pi(25)^2/4\ cm^2 \text{soit} \boldsymbol{s_{tige} = 49,06\ cm^2}$$

Le débit est égal :

$$Q_{th} = (2S-s)C.n$$

$$Q_{th} = [(2\times 40) - 49{,}06] \times 10 \times 150$$

$$\boldsymbol{Q_{th} = 1999.9 cm^3/s.}$$

4.1- Introduction :

Dans ce chapitre, une pompe volumétrique à piston est proposée et conçue en utilisant le logiciel SolidWorks conformément à un descriptif technique d'un client partenaire à l'entreprise POVAL de Berrouaghia.

Onprésenteici :

- Un schéma d'assemblage de la pompe proposée (3D)
- Une coupe de la pompe proposée (3D)
- les mises en plan de chaque pièce de l'assemblage conçu et proposé lors de ce projet.

4.2- Schémas descriptifs de la pompe proposée (3D) - Eléments constitutifs

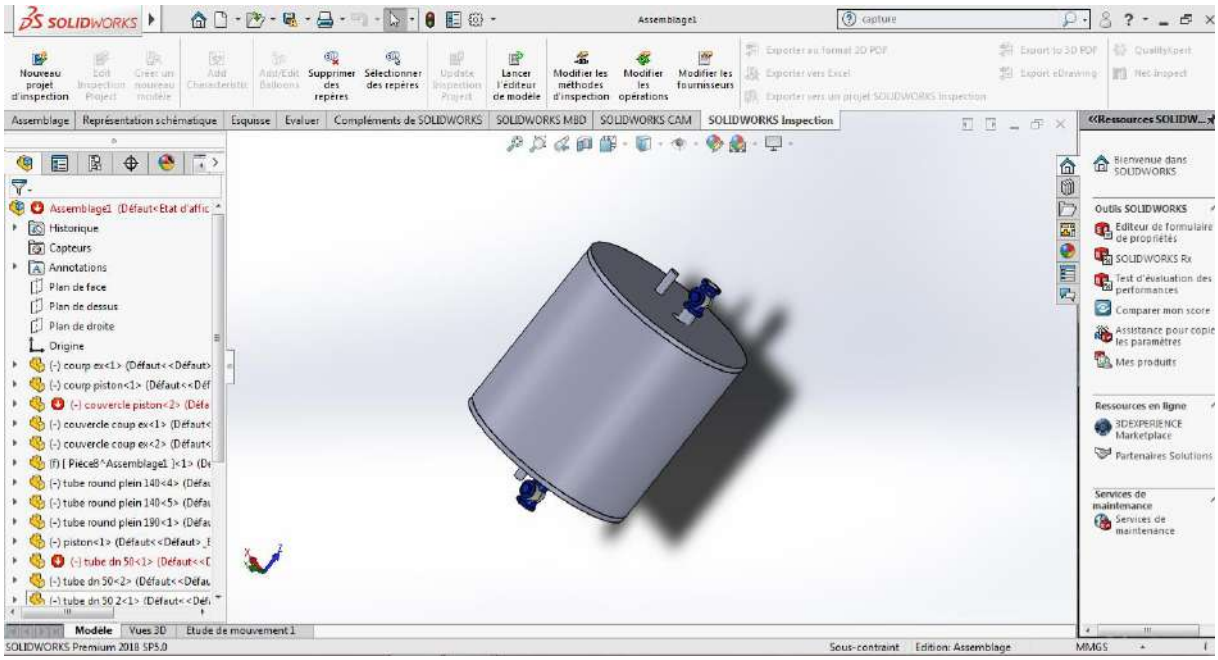


Figure IV.1 : Dessin d'assemblage 3D de la pompe conçue

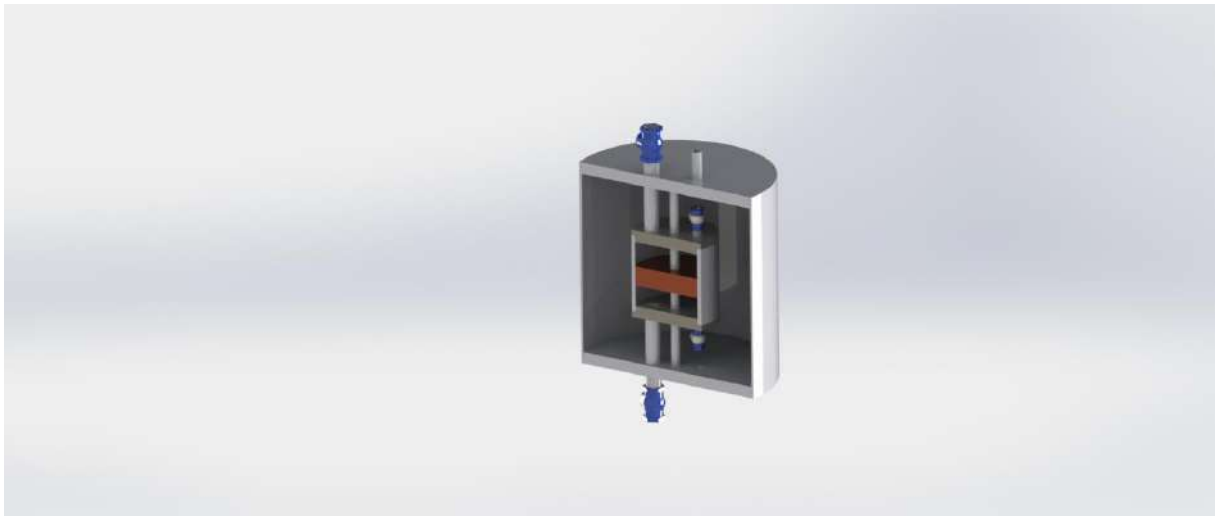


Figure IV.2-coupe3D de la pompe conçue

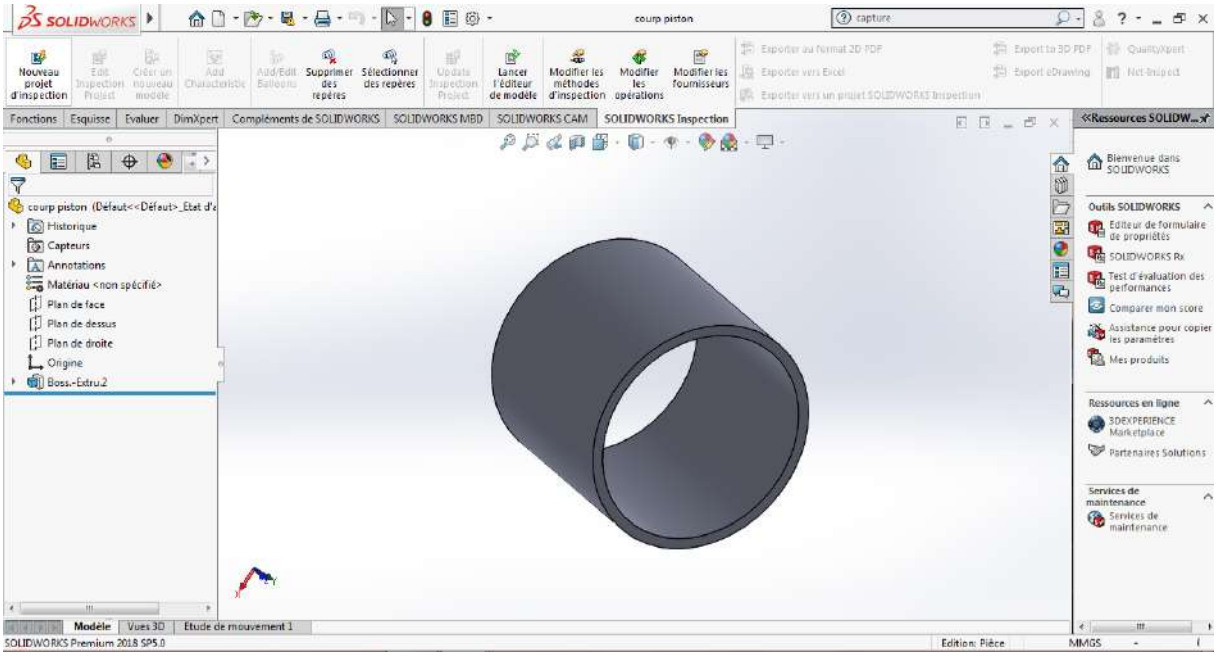


Figure IV.3- corps du piston

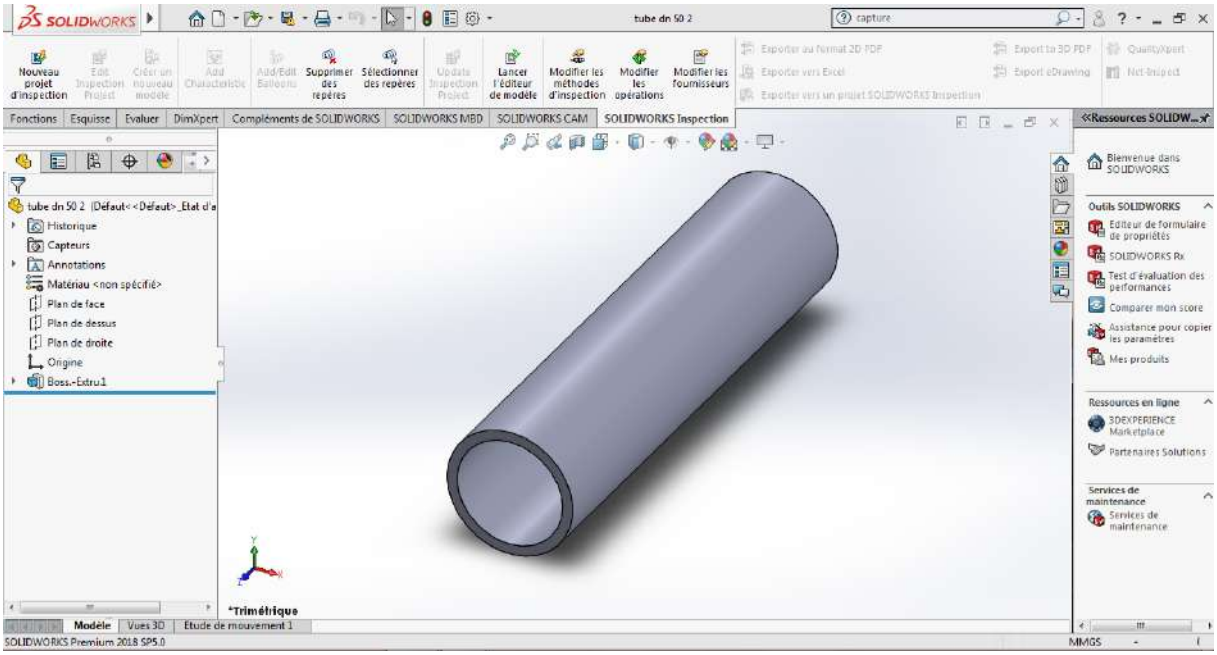


Figure IV.4 : TubeDN50

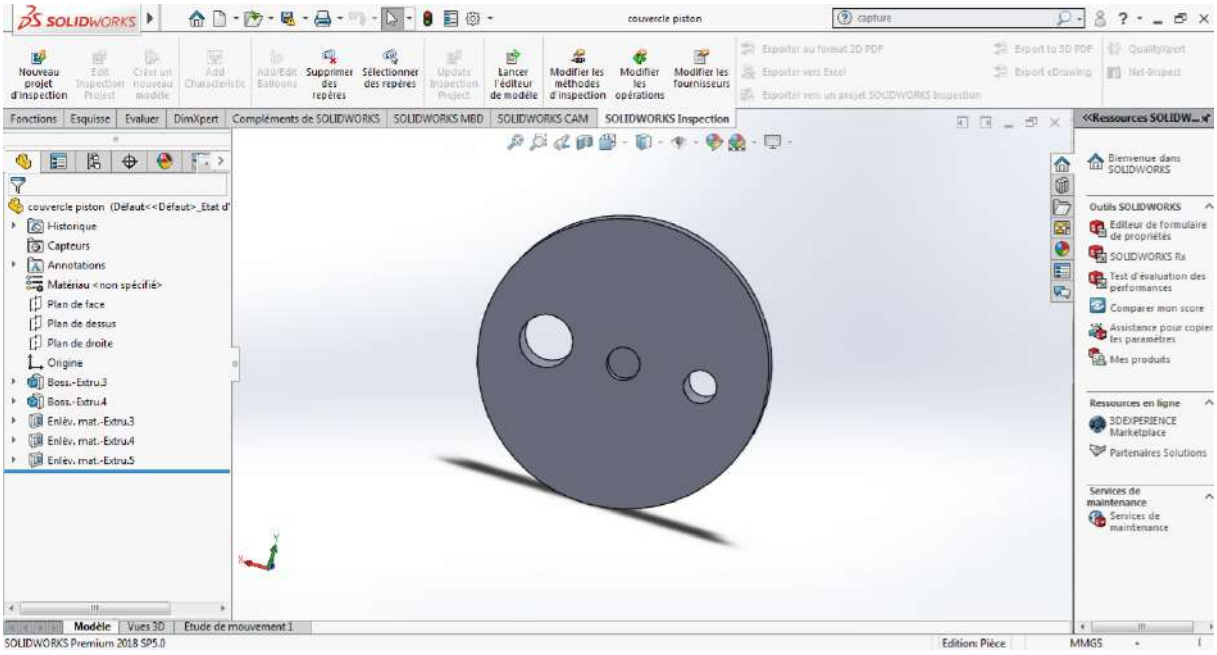


Figure IV.5 : couvert de piston

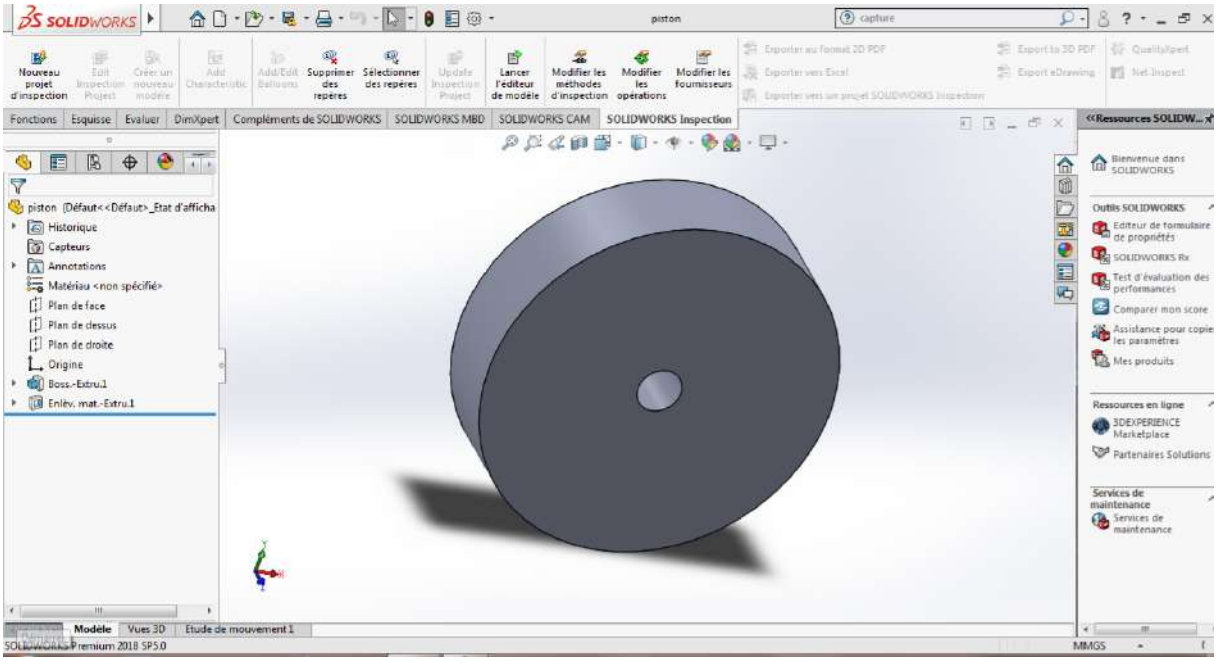


Figure IV.6 : piston

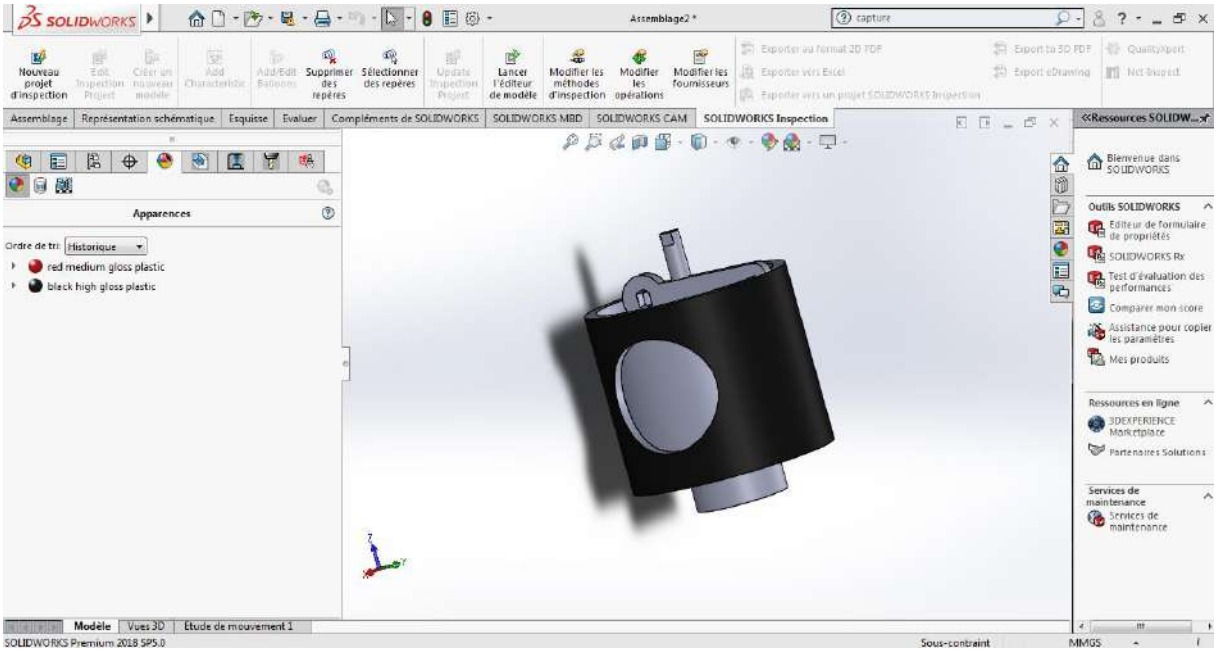


Figure IV.7 : vanne

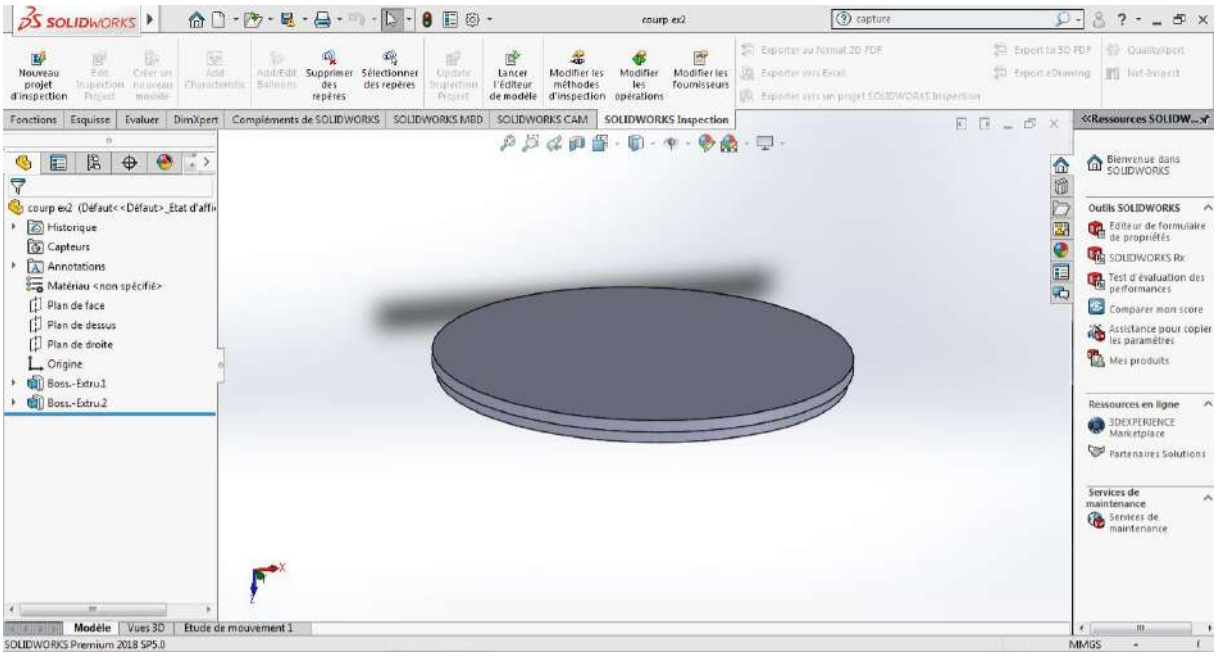
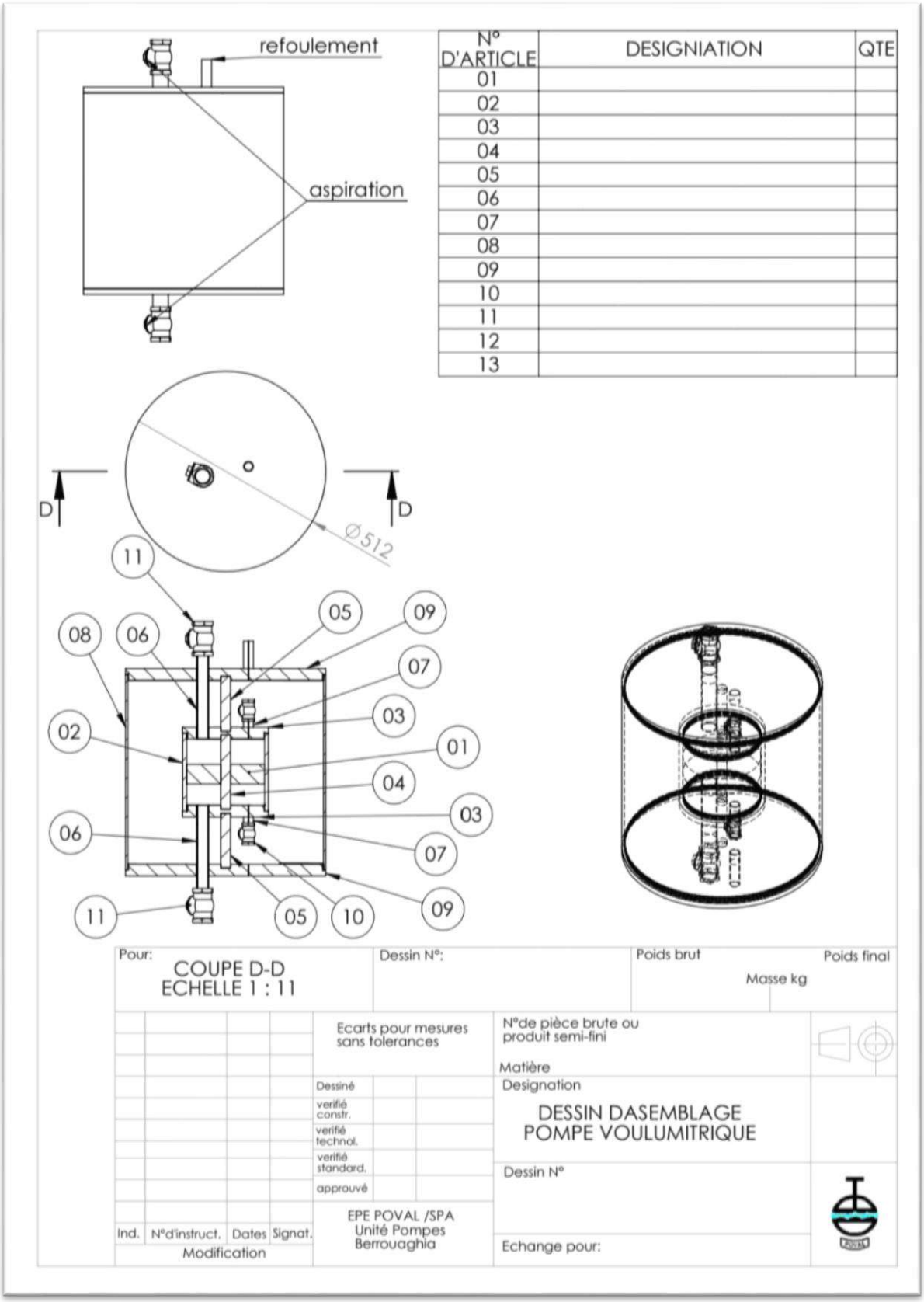
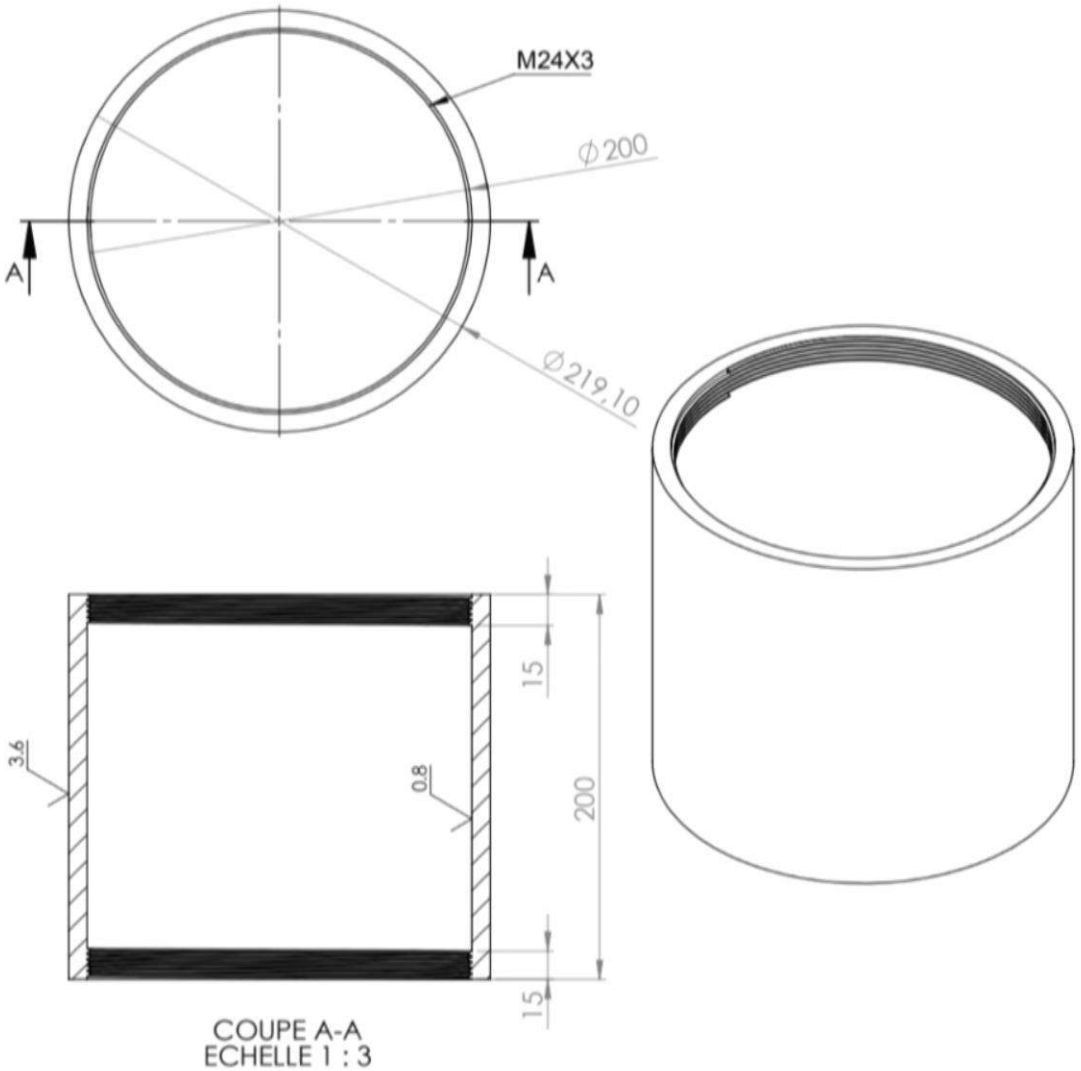


Figure IV.8 : corps extérieur

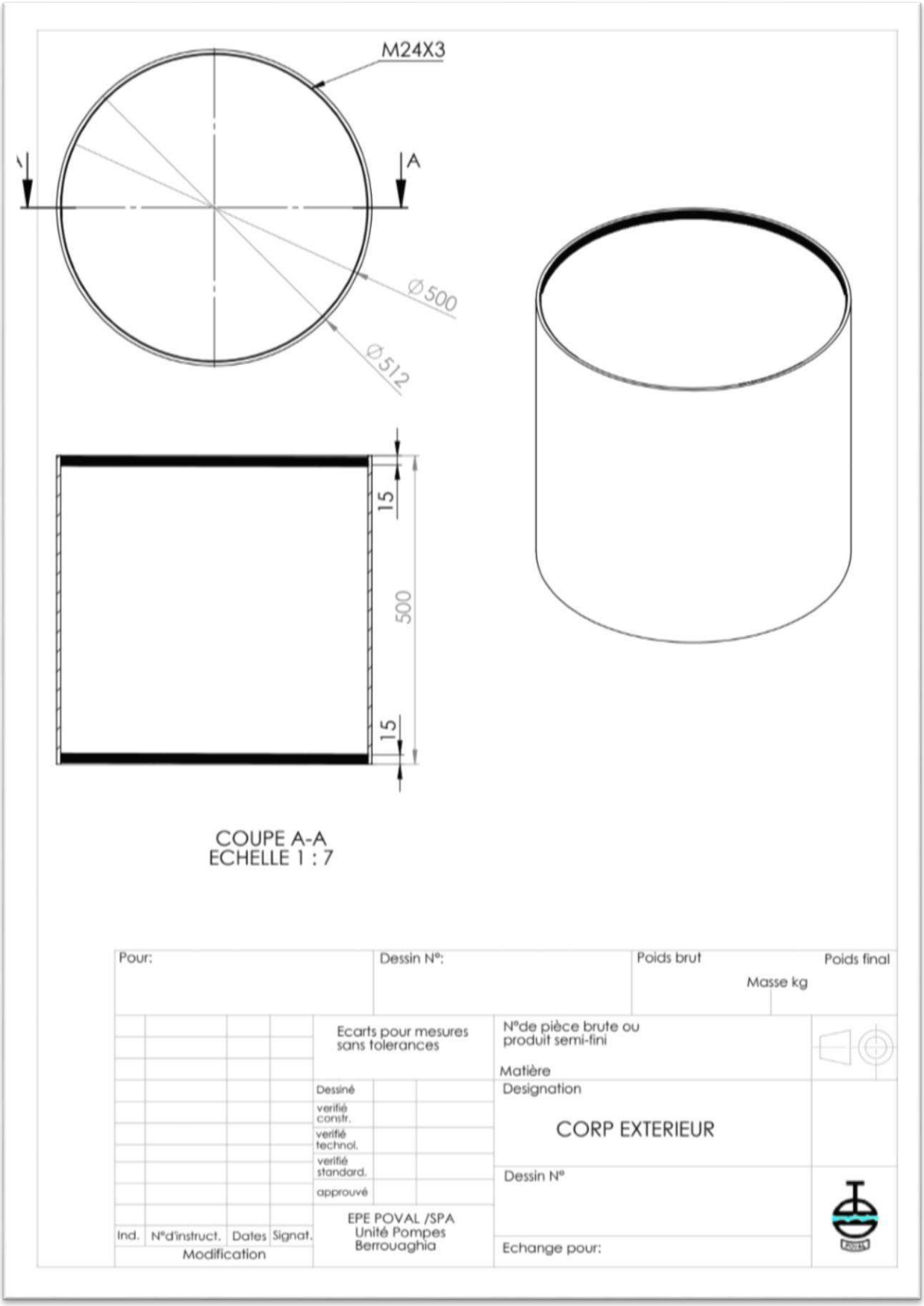
4.3- Mises en plan de chaque pièce de l'assemblage conçu :

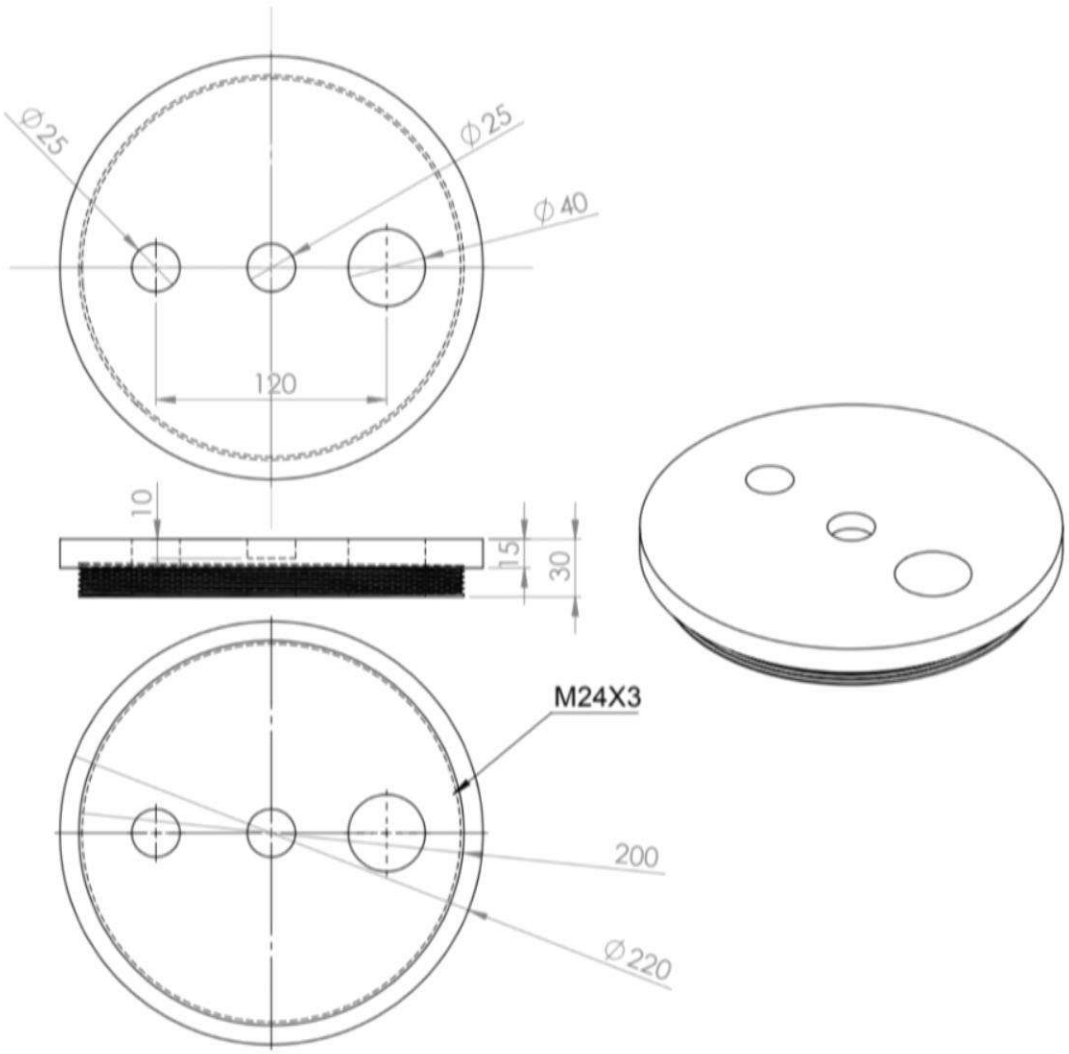




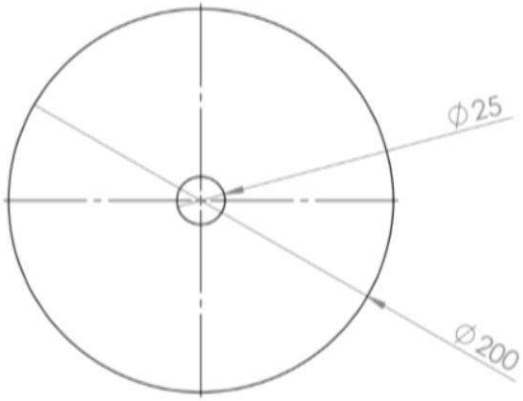
COUPE A-A
ECHELLE 1 : 3

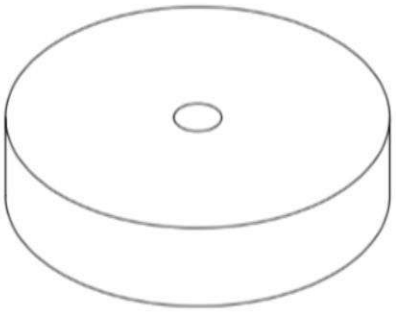
Pour:	Dessin N°:	Poids brut Masse kg	Poids final
Ind. | N°d'instruct. | Dates | Signat. — Modification	Ecarts pour mesures sans tolerances Dessiné verifié constr. verifié technol. verifié standard. approuvé EPE POVAL /SPA Unité Pompes Berrouaghia	N°de pièce brute ou produit semi-fini Matière Designation CHEMISE PISTON Dessin N° 02 Echange pour:	

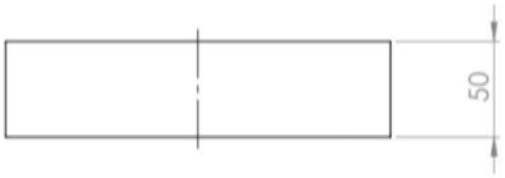

M24X3
A
A
Ø500
Ø512
15
500
15
COUPE A-A
ECHELLE 1 : 7
Pour:
Dessin N°:
Poids brut
Poids final
Masse kg
Ecarts pour mesures sans tolerances
N°de pièce brute ou produit semi-fini
Matière
Dessiné
verifié constr.
verifié technol.
verifié standard.
approuvé
Designation
CORP EXTERIEUR
Dessin N°
Ind.
N°d'instruct.
Dates
Signat.
Modification
EPE POVAL /SPA
Unité Pompes
Berrouaghia
Echange pour:



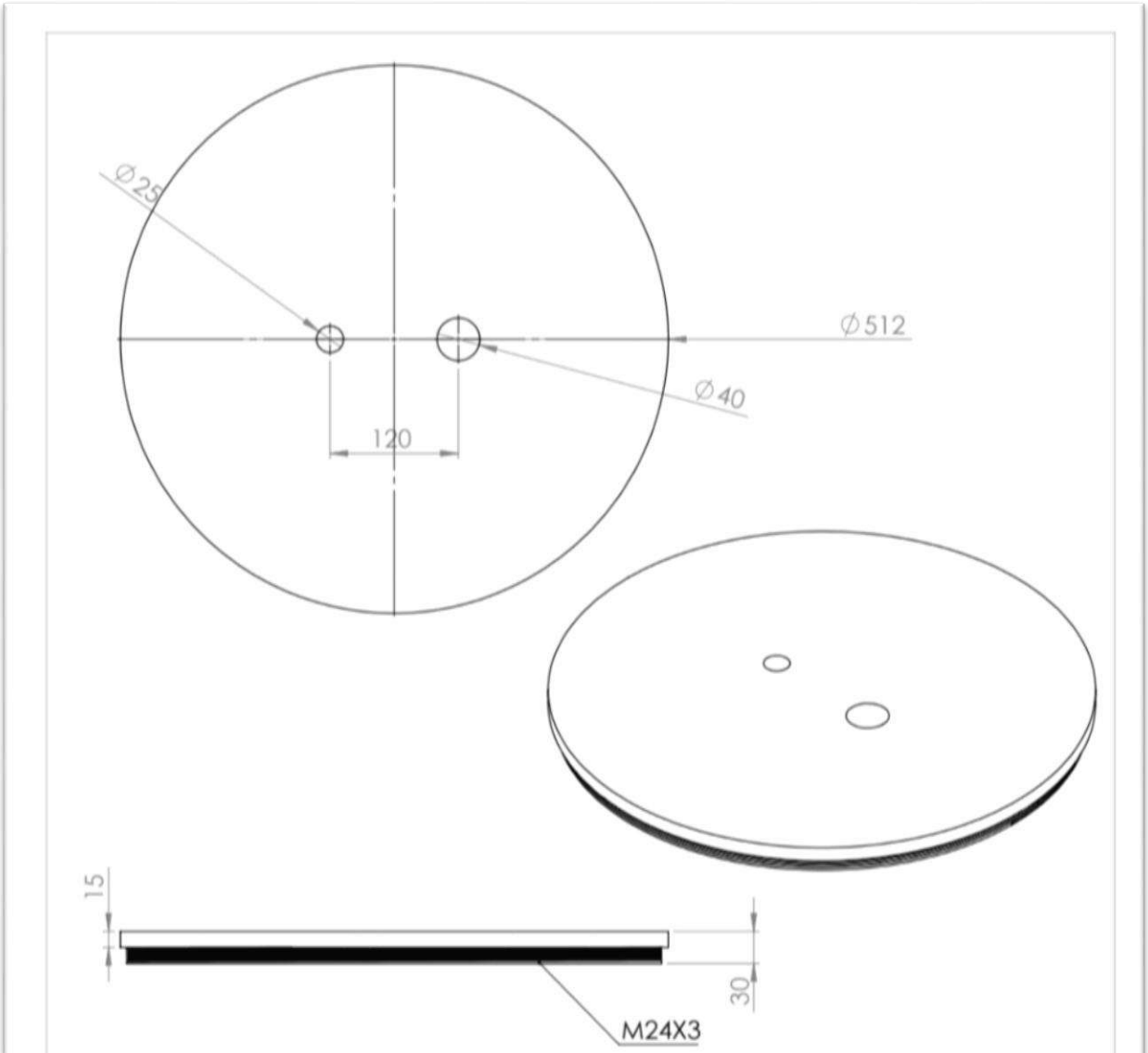
Pour:	Dessin N°:	Poids brut Masse kg	Poids final
	Ecarts pour mesures sans tolerances	N°de pièce brute ou produit semi-fini Matière	
	Dessiné	Designation COVERCLE CHEMISE PISTON	
	verifié constr.		
	verifié technol.		
	verifié standard.		
	approuvé	Dessin N° 03	
Ind. N°d'instruct. Dates Signat. Modification	EPE POVAL /SPA Unité Pompes Berrouaghia	quantité: 02	





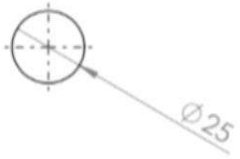


Pour:				Dessin N°:		Poids brut Masse kg	Poids final
				Ecarts pour mesures sans tolerances		N°de pièce brute ou produit semi-fini Matière	
				Dessiné		Designation piston	
				verifié constr.			
				verifié technol.			
				verifié standard.			
				approuvé		Dessin N° 01	
Ind.	N°d'instruct.	Dates	Signat.	EPE POVAL /SPA Unité Pompes Berrouaghia		Echange pour:	
Modification							

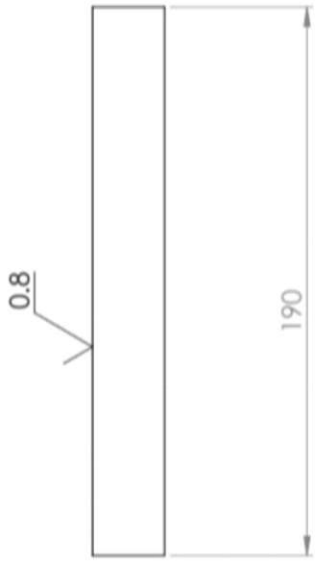


Pour:			Dessin N°:	Poids brut	Poids final
				Masse kg	
			Ecarts pour mesures sans tolerances	N°de pièce brute ou produit semi-fini	
				Matière	
			Dessiné	Designation	
			verifié constr.	COVERCLE EXTERIEUR	
			verifié technol.		
			verifié standard.		
			approuvé	Dessin N°	
Ind.	N°d'instruct.	Dates	Signat.	EPE POVAL /SPA Unité Pompes Berrouaghia	
Modification				Echange pour:	





Pour:				Dessin N°:		Poids brut	Poids final Masse kg
				Ecarts pour mesures sans tolerances		N°de pièce brute ou produit semi-fini Matière	
				Dessiné		Designation	
				verifié constr.		tige fixation	
				verifié technol.			
				verifié standard.			
				approuvé		Dessin N°	
				EPE POVAL /SPA Unité Pompes Berrouaghia		06	
Ind.	N°d'instruct.	Dates	Signat.			Echange pour:	
Modification							



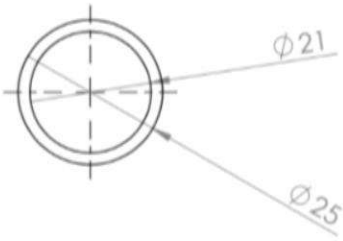


Pour:				Dessin N°:			Poids brut / Masse kg / Poids final
				Ecarts pour mesures sans tolerances			N°de pièce brute ou produit semi-fini / Matière
				Dessiné			Designation: tige guidage piston
				verifié constr.			1:2
				verifié technol.			
				verifié standard.			Dessin N°: 06
				approuvé			
Ind.	N°d'instruct.	Dates	Signat.	EPE POVAL /SPA Unité Pompes Berrouaghia			Echange pour:
Modification							



Pour:			Dessin N°:	Poids brut Masse kg	Poids final
			Ecarts pour mesures sans tolerances	N°de pièce brute ou produit semi-fini Matière	
			Dessiné	Designation tube aspiration refoulement	
			verifié constr.		
			verifié technol.		
			verifié standard.		
			approuvé	Dessin N° 07	
Ind.	N°d'instruct.	Dates	Signat.	EPE POVAL /SPA Unité Pompes Berrouaghia	
Modification				Echange pour:	





Pour:				Dessin N°:		Poids brut Masse kg	Poids final
				Ecarts pour mesures sans tolerances		N°de pièce brute ou produit semi-fini Matière	
				Dessiné		Designation tube de distrubition	
				verifié constr.			
				verifié technol.			
				verifié standard.			
				approuvé		Dessin N° 08	
Ind.	N°d'instruct.	Dates	Signat.	EPE POVAL /SPA Unité Pompes Berrouaghia		Echange pour:	
Modification							

CONCLUSION GÉNÉRALE

L'objectif principal de cette étude est de réaliser un projet de choix et de conception d'une pompe à partir des donnes (débit disponible, la puissance, la pression) exprimées par un client partenaire de l'entreprise POVAL de Berrouaghia.

Un descriptif global a été discuté avec le bureau d'etude de POVAL, unité Pompes, afin d'aboutir à un choix judicieux de la pompe à adopter et concevoir. Le type de pompes volumétrique répond bien aux besoins de ce cas de client. En effet, les pompes volumétriques permettent d'atteindre des pressions de sortie élevées.

Dans notre travail nous avons essayé de comprendre la structure et le principe de fonctionnement d'une pompe à piston.

Deux cas de pompes sont comparés : pompe à simple flux et une pompe à double flux.

D'autre part, une pompe volumétrique à piston est proposée et conçue en utilisant le logiciel SolidWorks conformément au descriptif technique présenté par l'entreprise POVAL de Berrouaghia.

L'étude peut être complétée par la proposition d'une gamme de fabrication afin de réalisé le prototype de cette pompe et la tester sur banc d'essai.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

[1]. TAIBI Mohamed, « MACHINES HYDRAULIQUES ET COMPRESSEURS », OPU, 2006.

[2]. technologie des pompes. PDF

[3]. Bernard de CHARGÈRES et Robert REY, Technique de l'ingénieur, Pompes Volumétriques, 2009 ; [BM 4320]

[4]. Cours pompes, pompe volumétrique à piston, https://www.azprocede.fr/

[5]. Dr ALLICHE Mounir, « Cours de Turbomachines », 2019/2020, Université de Médéa

[6]. Cours pompes, pompes centrifuge, https://www.azprocede.fr/ , consulté mars 2022.

[7]. Marcel Sédille,« Turbomachines hydrauliques et thermiques. Tome1 et 2, mécanique des fluides incompressibles », Edition Masson, Paris; 1966

[8]. G. LEMASSON, « Les Machines transformatrices d'énergie », Tome 2, Paris, 1964.