



République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la
Recherche Scientifique
Centre Universitaire El-wancharissi de Tissemsilt



Institut de Sciences et de la Technologie
Département de Sciences et de la Technologie

Mémoire de fin d'études pour l'obtention du diplôme
de Master académique en
Filière : Génie mécanique
Spécialité : *Installation Énergétique et Turbomachine*

Présentée par : BELGUEBLI youssouf
HANICHET hicham

Thème

Étude et conception d'une pompe hydraulique à engrenages externe

Soutenu le,

Devant le Jury :

Dr. KAHIL. Yacine	Président	M.C.B.	CU-Tissemsilt
Dr. MERGHACHE. Sidi Mohammed	Encadreur	M.C.A.	CU-Tissemsilt
Dr. MOSTAFA. Kouider	Examinatrice	M.C.B.	CU-Tissemsilt

Année universitaire : 2019-2020

Remerciement

En préambule à ce mémoire nous remerciant ALLAH qui nous aide et nous donne la patience et le courage durant ces longues années d'étude. Ces remerciements vont tout d'abord au corps professoral et administratif d'université Ahmed Ben Yahia Iwancharissi, pour la richesse et la qualité de leur enseignement et qui déploient de grands efforts pour assurer à leurs étudiants une formation actualisée.

Le travail présenté dans ce mémoire a été dirigé par Monsieur **Dr.MARGHACHE SIDI MOHAMMED**. Nous tenons à lui exprimer toute notre gratitude et notre reconnaissance d'avoir proposé et dirigé ce travail, leurs qualités humaines, leur esprit critique et particulièrement leurs conseils et leurs orientations ont apporté beaucoup à l'aboutissement de ce travail.

On n'oublie pas nos parents pour leur contribution, leur soutien et leur patience.

Enfin, nous adressons nos plus sincères remerciements à tous nos proches et amis, qui nous ont toujours encouragés au cours de la réalisation de ce travail.

Dédicace1

Je dédie cet humble travail à:

Mes parents qui m'ont soutenu toute ma vie. Dieu les bénisse

Donné

Une vie saine et longue vie.

*Ma très chère personne, **Mis ilhem**, à toute ma famille et mes amis, en particulier **hocine chelloul** et **hicham hanichet***

À tous ses camarades de classe,

Et pour tous ceux qui ont contribué de près et de loin à être ceci

Nous pouvons dire merci pour le projet.

YOUSOUF

Dédicace2

*Je dédie cet humble travail à:
Aux parents qui m'ont soutenu toute ma vie. Dieu leur a
donné
bonne santé et longue vie.
À mon ami **youssef belguebli**, qui était occupé avec moi et à
toute
ma famille et mes amis,
Pour tous les amis d'étude
Et à tous ceux qui ont contribué de près et de loin à être ce
Le projet est possible de dire merci.*

HICHAM

Sommaire

Remerciement	
Dédicace1	
Dédicace2	
Sommaire	
Liste des figure	
Liste des tableaux	
Symboles	
INTRODUCTION GENERALE.....	2
Chapitre I : GENERALITES ET DESCRIPTION DES POMPES	
1.1 Introduction	4
1.2 Histoire de la technologie des pompes	4
1.3. Généralités sur les pompes	5
1.4 Principe de fonctionnement d'une pompe.....	6
1.5 Les différents types des pompes.....	6
1.5.1.1 Les pompes centrifuges	7
1.5.1.2 Les pompes hélices ou radiales.....	7
1.5.1.3 Les pompes hélico-centrifuges	8
1.5.1.4 Les turbines.....	8
1.5.1.5 Avantages et inconvénients	9
1.5.2 Pompes volumétriques.....	9
1.5.2.1 Pompes volumétriques rotatives	9
1.5.2.2 Pompes volumétriques Alternative.....	12
1.5.2.3 Avantages et inconvénients	13
1.6 Caractéristiques générales des pompes	14
1.6.1 Le débit	14
1.6.2 Hauteur manométrique	14
1.6.3 Rendement	14
CHAPITRE II :	
ETAT DE L'ART SUR LES POMPES A ENGRENAGES	
2.1 Introduction	17
2.2 Définition d'une pompe à engrenages	17
2.3 Fonctionnement d'une pompe à engrenages.....	18
2.4 Les organes constitutifs de la pompe à engrenage	18
2.5 Fabrication des engrenages de la pompe	20

2.6 Travaux de recherche sur les pompes à engrenages.....	22
---	-----------

CHAPITRE III :DIMENSIONNEMENT D’UN POMPE A ENGRENAGE

3.1 Introduction	31
3.2 Dimensionnement.....	31
3.2.1 Calcul des engrenages.....	31
3.2.2 Les courroies trapézoïdales.....	33
3.2.2.1 La longueur de courroie.....	33
3.2.2.2 Calcule de tension T et t	34
3.3.1 Calcul d’arbre 1	34
3.3.1.1 Calcul des efforts dans les appuis et le moment de fléchissant	35
3.3.1.2 Vérification de calcul par logiciel RDM 6.....	38
3.3.1.3. Calcul du moment de flexion équivalent et le moment de torsion	40
3.3.1.4 Calcul du diamètre d’arbre	41
3.3.2. Calcul d’arbre 2	41
3.3.2.1 Calcul des efforts dans les appuis et le moment de fléchissant	42
3.3.2.2 Vérification de calcul par logiciel RDM 6.....	45
3.3.2.3 Calcul du moment de flexion équivalent et le moment de torsion	47
3.3.2.4. Calcul du diamètre d’arbre	47
3.3.3 Calcul de débit de la pompe à engrenage	47
3.3.4 Détermination de rendement volumétrique	48
3.3.5 Détermination de rendement total	48

CHAPITRE IV :

CONCEPTION DE LA POMPE A ENGRENAGE

4.1 Introduction	50
4.2 Définition du logiciel Solidworks	50
4.3 Historique	50
4.4 Fonctionnement	50
4.4.1 Pièce.....	51
4.4.2 Assemblages	52
4.4.3 Mise en plan.....	52
4.5 Convertisseurs des formats de fichier	53
4.5.1. Type des formats des pièces	53
4.5.2 Types des formats de mise en plan	54
4.6 Conception des composants de la pompe a engrenage par logiciel Solidworks 2012	54

CONCLUSION GÉNÉRALE

CONCLUSION GÉNÉRALE	59
RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES	61
ANNEXE	
Résumé	

Liste des figures

Fig.1.1- Une pompe auto-amorçant de type centrifuge avec délicérateur.	4
Fig.1.2- La première pompe : a- la roue a eau de Jacob Leupold, b- la roue a godets chinoise et c- la vis d'Archimède	5
Fig.1.3- La classification des pompes	5
Fig.1.4- Les différents types des pompes.....	6
Fig.1.5- Une pompe centrifuge	7
Fig.1.6- Une pompe hélices	8
Fig.1.7- Une pompe hélico centrifuge.....	8
Fig.1.8- Une turbine.	9
Fig.1.9- les pompes à engrenage externe.	10
Fig.1.10- Pompes à vis.....	10
Fig.1.11- Pompes à lobes.	11
Fig.1.12- Pompes à palettes	11
Fig.1.13- Pompes à piston : a- Pompes à pistons axiaux et b- Pompes à pistons radiaux	12
Fig.1.14- Pompe à membrane	13
Fig.2.1- Les pompes à engrenages : a- extérieurs, b- intérieurs.....	18
Fig.2.2- Les organes constitutifs de la pompe à engrenage	19
Fig.2.3- Exemple de taillage d'une roue par fraise-module.....	20
Fig.2.4- Fraise-disque à grande productivité.....	21
Fig.2.5- Usinage par brochage	21
Fig.2.6- Roues coniques et pignon droit obtenus par forgeage.....	22
Fig.2.7- Principe du taillage par reproduction avec fraise.	22
Fig.3.1- Les réactions et les efforts sur l'arbre moteur.	35
Fig.3.2- Les efforts internes et externes sur l'arbre moteur suivant plan OXY.	35
Fig.3.3- Diagramme du moment fléchissant suivant OXY.....	36
Fig.3.4- Les efforts internes et externes sur l'arbre moteur suivant plan OXZ.	37
Fig.3.5- Diagramme du moment fléchissant suivant OXZ.	38
Fig.3.6- Diagramme du moment fléchissant par logiciel RDM 6.....	39
Fig.3.7- Diagramme du Contrainte normale par logiciel RDM 6.....	39
Fig.3.8- Diagramme du moment fléchissant par logiciel RDM 6.....	40
Fig.3.9- Diagramme du Contrainte normale par logiciel RDM 6.....	40
Fig.3.10- Les réactions et les efforts sur l'arbre récepteur.....	41
Fig.3.11- Les efforts internes et externes sur l'arbre récepteur suivant plan OXY	42
Fig.3.12- Diagramme du moment fléchissant suivant OXY.....	43
Fig.3.13- Les efforts internes et externes sur l'arbre récepteur suivant plan OXZ.....	43
Fig.3.14- Diagramme du moment fléchissant suivant OXZ	44
Fig.3.15- Diagramme du moment fléchissant par logiciel RDM 6.....	45

Fig.3.16- Diagramme contrainte normale par logiciel RDM 6.....	45
Fig.3.17- Diagramme du moment fléchissant par logiciel RDM 6.....	46
Fig.3.18- Diagramme contrainte normale par logiciel RDM 6.....	46
Fig.4.1-Les trois concepts de base (SOLIDWORKS).	51
Fig.4.2- Etapes pour obtenir un volume.....	52
Fig.4.3-Assemblage d'une pièce.	52
Fig.4.4.-Mise en plan d'une pièce.	53
Fig.4.5- Interface graphique de l'engrenage mené sous- -SolidWorks.....	54
Fig.4.6- Interface graphique de l'engrenage menant sous- -SolidWorks.....	55
Fig.4.7- Interface graphique de la jumelle gauche sous- -SolidWorks.....	55
Fig.4.8- Interface graphique de la jumelle droite sous -SolidWorks	56
Fig.4.9- Interface graphique des bagues sous-SolidWorks.....	56
Fig.4.10- Interface graphique du corps de la pompe sous- -SolidWorks.....	57
Fig.4.11- Interface graphique du couvercle avant de la pompe sous-SolidWorks.....	57
Fig.4.12- Interface graphique du couvercle arrière de la pompe sous-SolidWorks.....	58
Fig.4.13- Interface graphique de la pompe sous-SolidWorks.....	58

LISTE TABLEAU

Tableau.1.1- Avantages et inconvénients des turbopompes.....	9
Tableau.1.2- Avantages et inconvénients des pompes volumétriques.	13
Tableau.2.1- Les 8 fraises normalisées.	20
Tableau 3.1 Caractéristique de notre réducteur.....	31
Tableau 3.2 Les données essentielles calculé de notre projet.	32
Tableau 3.3 Caractéristique des deux roues.	32
Tableau 3.4 Caractéristique d'aciers fins au carbone XC 25.	34

Symboles

A	Entraxe entre deux roues [mm]
B	Largeur de la dent [mm]
C_e	Couple d'entrée [N.m]
C_s	Couple de sortie [N.m]
D	Diamètre primitif [mm]
d_a	Diamètre de tête [mm]
d_f	Diamètre de pied [mm]
F_R	Effort radial [N]
F_T	Effort tangentielle [mm]
H	Hauteur de la dent [mm]
h_a	Saillie [mm]
h_f	Creux [mm]
P	Pas [mm]
m	Module [mm]
M_f	moment de flexion [N.m]
M_t	le moment de torsion [N.m]
$M_{f_{\text{équivalent}}}$	Le moment de flexion équivalent
N_e	Vitesse d'entrée de l'arbre moteur [tr/min]
P_M	puissance moteur [W]
Q_v	Le débit volume du fluide [L /min]
H	Hauteur manométrique [m]
H_{ta}	La charge totale du fluide à l'orifice d'aspiration
H_{tr}	La charge totale du fluide à l'orifice de refoulement
P_u	puissance hydraulique [W]
P_a	La puissance absorbée [W]
η	Le rendement
ρ	Masse volumique [kg/m ³]
$Q_{v_{\text{réel}}}$	débit réel [W]

r	Rapport de transmission
R_A, R_C	la force de réaction a point A et C [N]
R_G, R_F	la force de réaction a point G et F [N]
R_m	Résistance admissible maximal [N/mm ²]
R_{pe}	Résistance pratique élastique [N/mm ²]
ω	Vitesse angulaire [rad/s]
Z	Nombre de dents
α	Angle de pression [degré]
λ	facteur d'adhérents
F	Coefficient de frottement entre poulie et courroie
T	Tension du brin tendu [N]
t	Tension du brin mou [N]
σ_e	contrainte élastique [N/mm ²]
η_v	Le rendement volumétrique
η_t	Le rendement total

Introduction général

INTRODUCTION GENERALE

La mise en œuvre de procédés de transformation de matière nécessite très souvent le transport de fluides. L'acheminement d'un fluide d'un point à un autre peut être réalisé en utilisant les forces de gravité, de vide ou des pressions, mais ces solutions sont limitées dans leurs applications. Dans la plupart des cas, on a recours aux pompes, permettant de travailler à des débits réguliers, contrôlés et sur des distances et des hauteurs importantes. L'énergie fournie au moteur de la pompe (électrique ou thermique) est transformée en énergie mécanique qui est transmise au fluide. Cet apport d'énergie au fluide permet de vaincre les pertes d'énergie entre les deux extrémités d'un circuit de transport liées aux pertes de charge et à d'éventuelles différences d'altitude ou de pression. Deux grandes catégories de pompes existent : Les pompes volumétriques, Les pompes centrifuges .

Chaque catégorie présente certains avantages et inconvénients, il est nécessaire de dimensionner en utilisant les notions de hauteur manométrique totale (HMT, puissance et rendement de la pompe). L'objectif de ce travail est l'étude et conception d'une pompe engrenage. ce mémoire de licence est organisé en quatre chapitres

- Le premier chapitre décrit un aperçu sur l'historique des pompes, leurs classifications, leurs principe de fonctionnement de chaque type, leurs avantages et inconvénients. De plus, la définition des caractéristiques générales de ces pompes telle que le débit, la hauteur manométrique et le rendement.
- Le deuxième chapitre synthétise une étude bibliographique sur les pompes à engrenages plus précisément, les différents types, leurs fonctionnements et leurs modes de fabrication. ainsi que certain travaux de recherche sur les pompes à engrenages.
- Le troisième chapitre décrit particulièrement la démarche du dimensionnement des différents éléments d'une pompe à engrenage. Et aussi, le calcul de débit, le rendement volumétrique et rendement total d'une pompe à engrenage.
- Le quatrième chapitre est consacré à la conception de cette pompe par le logiciel SOLIDWORKS 2012. Et en finira par une conclusion générale.

Chapitre I :

GENERALITES ET

DESCRIPTION DES

POMPES

1.1 Introduction

Les pompes Fig.1.1 sont des appareils qui génèrent une différence de pression entre les tubulures d'entrée et de sortie. Suivant les conditions d'utilisation, ces machines communiquent au fluide, de l'énergie potentielle (par accroissement de la pression en aval) soit de l'énergie cinétique par la mise en mouvement du fluide. Ainsi, on peut vouloir augmenter le débit (accroissement d'énergie cinétique) ou/et augmenter la pression (accroissement d'énergie potentielle) pour des fluides gazeux, liquides, visqueux, très visqueux....C'est pourquoi la diversité des pompes est très grande [1]



Fig.1.1- Une pompe auto-amorçant de type centrifuge avec délicateur.

1.2 Histoire de la technologie des pompes

La première pompe a été inventée, il y a longtemps, pour l'équipement cardiaque des êtres vivants. Bien que d'un dessin ancien, elle est toujours en opération. Dans un passé plus récent, à l'antiquité, le pompage des liquides est apparue comme un besoin, qui a conduit l'homme à développer une technologie que l'on peut qualifier d'avancée. Il est intéressant de constater que certains types de pompes, vieux de 2 000 ans, sont encore produites et commercialisées à nos jours, avec succès. C'est le cas de la vis d'Archimède. La technologie des pompes a évolué lentement, et même très lentement pendant deux millénaires, pour finalement exploser à la fin du siècle passé et se placer sur une autre trajectoire, à pente fortement positive pour participer au développement technique.

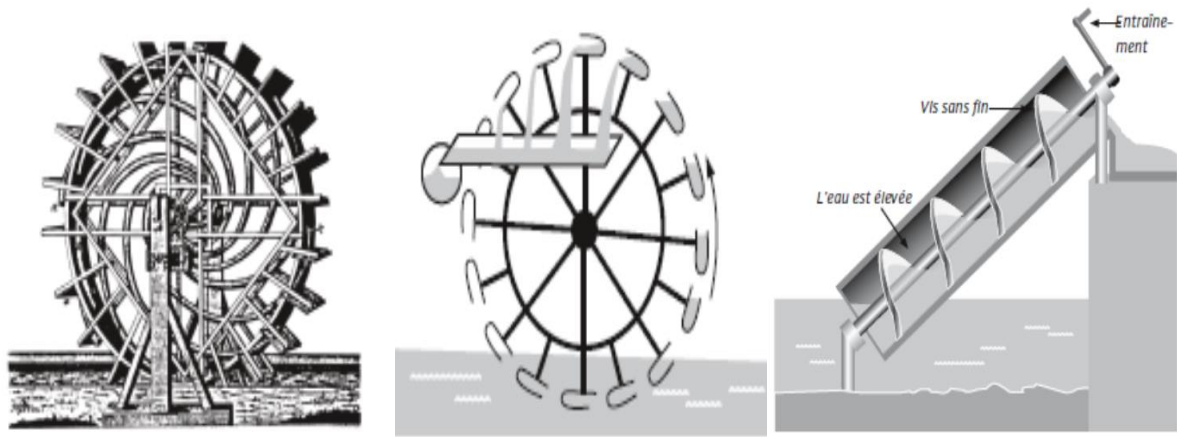


Fig.1.2- La première pompe : a- la roue a eau de Jacob Leupold, b- la roue a godets chinoise et c- la vis d'Archimède [29]

1.3 Généralités sur les pompes

Nous appelons pompes, toutes les machines qui servent à élever les liquides ou les mélanges de liquide avec des corps solides d'un niveau inférieur à un niveau supérieur, ou à refouler les liquides d'une région à faible pression vers une région à haute pression. Elles sont classées suivant (voir Fig.1.3):

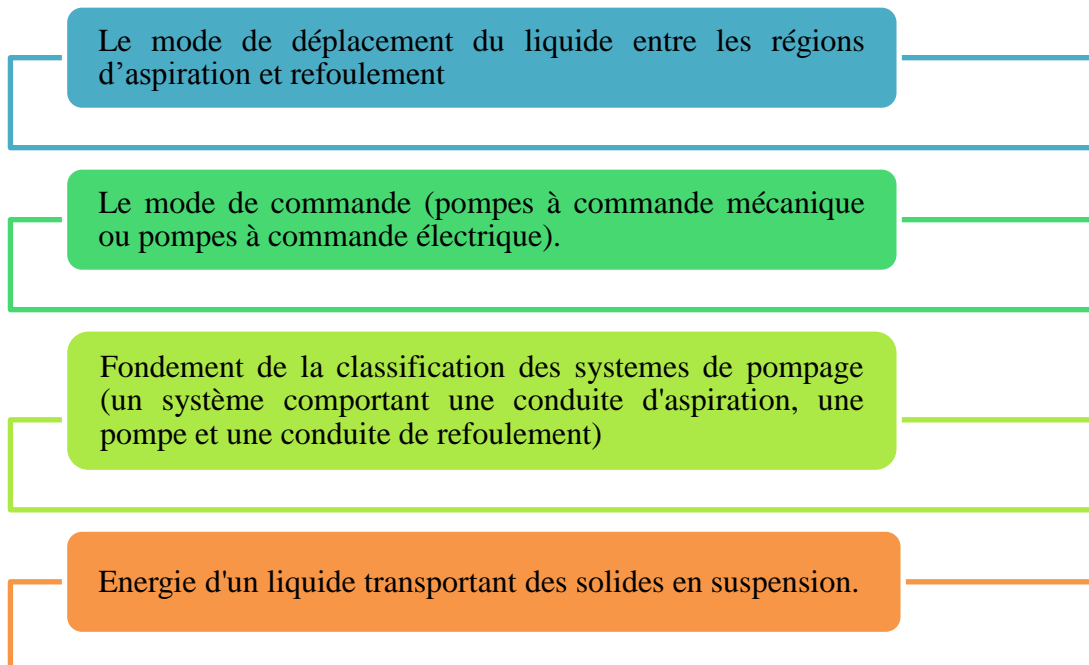


Fig.1.3- La classification des pompes

1.4 Principe de fonctionnement d'une pompe

Le principe de fonctionnement d'une pompe est d'augmenter la pression du fluide pour fournir la force motrice nécessaire à l'écoulement. Habituellement, la pompe d'alimentation du filtre sous pression est une pompe centrifuge, et le principe de fonctionnement est que la boue pénètre dans la pompe pendant la rotation de l'œil de la roue qui informe un mouvement circulaire.

1.5 Les différents types des pompes

Les pompes se subdivisent en deux catégories principales, et chacune d'entre elles se subdivisent en d'autres types ou catégories secondaires. Selon la Fig.1.4 suivante:

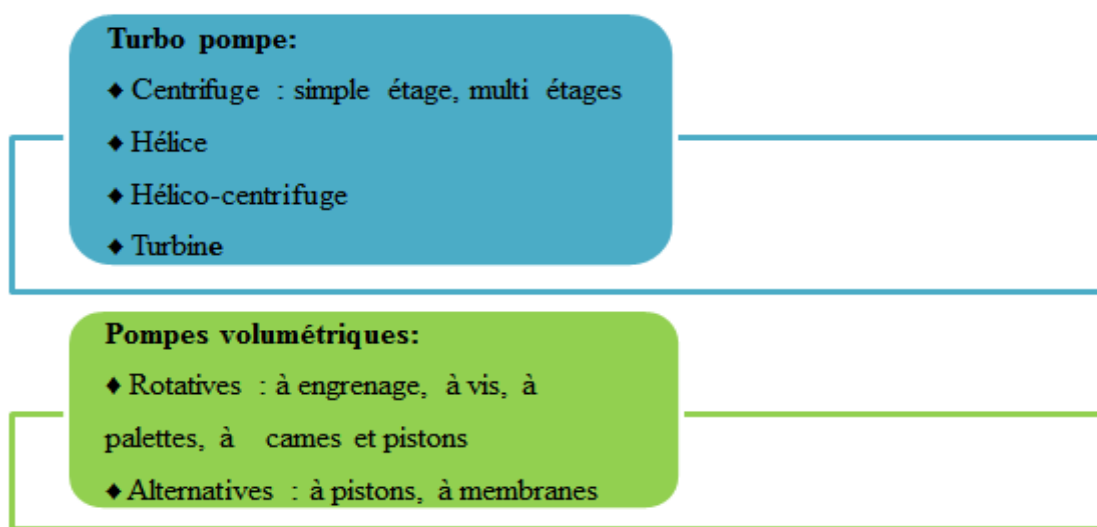


Fig.1.4-Les différents types des pompes.

1.5.1 Les turbopompes

Les turbopompes sont souvent employées pour élever des liquides contenant des particules solides en suspension dont la présence exerce une influence prépondérante sur le rendement mécanique et hydraulique de la pompe. Il faut clairement se rendre compte que l'énergie cinétique des particules solides transportées par un liquide courant ne peut être convertie en énergie de pression. Le transport des particules solides par un liquide cause des pertes hydrauliques complémentaires, en raison de frottement des particules liquides contre la surface des corps solides, et ces derniers contre les parois de la conduite ; ces pertes diminuent le rendement de la pompe [2]. Suivant le type de rotor et son mode d'action, on distingue dans la catégorie de turbopompes, les quatre principaux types sont :

- Les pompes centrifuges.
- Les pompes hélices ou radiales.
- Les pompes hélico-centrifuges ou semi-axiales.
- Les turbines

1.5.1.1 Les pompes centrifuges

Une pompe centrifuge Fig.1.5 est une machine rotative qui pompe un liquide en le forçant ou travers d'une roue à aube ou d'une hélice appelée impulseur (souvent nommée improprement turbine). Ces pompes sont les plus utilisées dans le domaine industriel à cause de la large gamme d'utilisation qu'elles peuvent couvrir, de leur simplicité et de leur faible coût. [3]

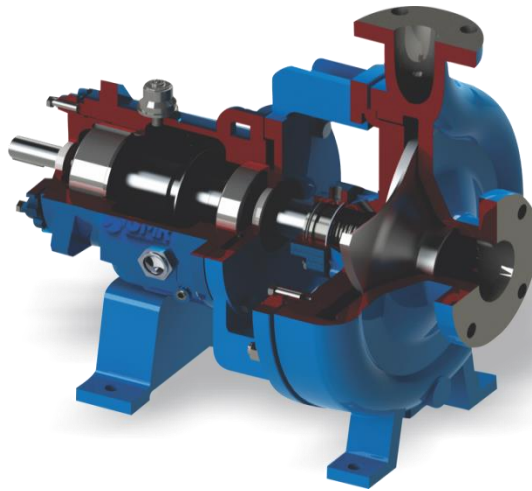


Fig.1.5- Une pompe centrifuge . [3]

Une pompe centrifuge dans sa forme la plus simple est constituée d'une roue munie d'ailettes radiales et tournantes à l'intérieur d'une enveloppe corps de pompe. Son principe de fonctionnement est d'utiliser la force centrifuge créée par la rotation de la roue pour transmettre au liquide pompé l'énergie. Le liquide à l'aspiration de la pompe se dirige vers le centre de l'impulseur (rotor) en rotation d'où il sera propulsé radicalement vers l'extérieur par la force centrifuge. Cette vitesse est ensuite convertie en pression au niveau de diffuseur.[3]

1.5.1.2 Les pompes hélices ou radiales

Une bonne capacité d'aspiration, permettant une installation facile, ainsi qu'une courbe caractéristique toujours descendante, assurant un fonctionnement stable quel que soit le débit.



Fig.1.6- Une pompe hélices [30]

1.5.1.3 Les pompes hélico-centrifuges

Les pompes hélico-centrifuges Fig.1.7 ne sont pas utilisées pour de faibles débits, car elles conduisent dans ce cas à des vitesses de rotation élevées ou très élevées.



Fig.1.7- Une pompe hélico centrifuge[31]

1.5.1.4 Les turbines

Une turbine Fig.1.8 est un dispositif rotatif convertissant partiellement l'énergie interne d'un fluide, liquide (comme l'eau) ou gazeux (vapeur, air, gaz de combustion), en énergie mécanique au moyen d'aubes disposées sur un arbre tournant à grande vitesse.



Fig.1.8- Une turbine. . [32]

1.5.1.5 Avantages et inconvénients

Tableau.1.1- Avantages et inconvénients des turbopompes

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> ▪ Ces machines sont de construction simple et demande peu d'entretien. ▪ Prix modérés et coût de maintenance faible. ▪ Matériaux de construction très variés (fluide corrosif possible) ▪ Pompes compactes et peu encombrantes. ▪ Bon rendement. ▪ Le débit est continu. ▪ En cas de dysfonctionnement du circuit de refoulement (colmatage), la pompe ne subit aucun dommage 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Elle n'est pas auto-amorçant. ▪ Elle ne fonctionne pas avec des fluides trop visqueux. ▪ Elle nécessite des dispositifs d'équilibrage.

1.5.2 Pompes volumétriques

1.5.2.1 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. Ces pompes sont divisées en quatre types principaux : pompes à engrenage, pompes à vis, pompes à lobes et pompes à palettes.

a. Les pompes à engrenage

La pompe à engrenage interne Fig.1.9 à croissant comprend deux roues à denture: une roue à denture interne et une roue à denture externe, Ces roues sont séparées par un croissant fixe. La roue à denture externe entraîne la roue à denture interne. La roue à denture externe est excentrique par rapport à la roue à denture interne. Les deux roues dentées tournent dans le même sens.

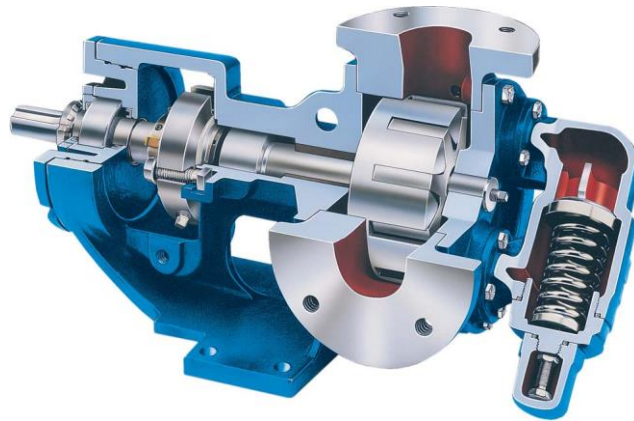


Fig.1.9- les pompes à engrenage externe. . [33]

b. Les pompes à vis

Les pompes à vis Fig.1.10 sont formées de deux ou trois vis suivant les modèles. Dans le cas d'une pompe à trois vis, la vis centrale seule est motrice, les deux autres sont entraînées par la première. Dans le cas d'une pompe à deux vis, celles-ci sont souvent toutes deux entraînées par un jeu de pignons extérieurs. Ces pompes peuvent tourner vite (3 000 tr/min).



Fig.1.10- Pompes à vis. . [34]

c. Les 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.



Fig.1.11- Pompes à lobes. [35]

d. Les pompes à palettes

Une pompe à palettes Fig.1.12 est une pompe rotative dont le rotor est muni de plusieurs lames (les palettes) qui coulissent radialement et assurent le transfert du fluide pompé. Il existe trois types des pompes à palettes : Pompes à palettes libre, pompes à palettes flexibles et pompes à palettes guidées.



Fig.1.12- Pompes à palettes. [36]

1.5.2.2 Pompes volumétriques Alternative

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 : pompes à piston et pompes à membrane

a .Les pompes à piston

Tous les types de pompes à pistons reposent sur le même principe de fonctionnement, mouvement alternatif des pistons dans un alésage doté de deux orifices destinés à l'aspiration et au refoulement. Selon la disposition des axes des pistons, plusieurs configurations de pompes peuvent exister :

- Pompes à pistons axiaux [Fig.1.13-a](#): Les axes des pistons sont parallèles entre eux et l'axe principal de la pompe. Les bielles sont en liaisons rotules avec le plateau incliné d'un angle α (fixe ou variable) qui est à l'origine des mouvements alternatifs des pistons.
- Pompes à pistons radiaux [Fig.1.13-b](#) : Les pistons sont disposés radialement au stator, leurs axes sont perpendiculaires à l'arbre d'entraînement principal. Une bielle-excentrique de forme particulière communique un mouvement alternatif aux pistons permettant ainsi les phases d'admission et de refoulement du fluide.

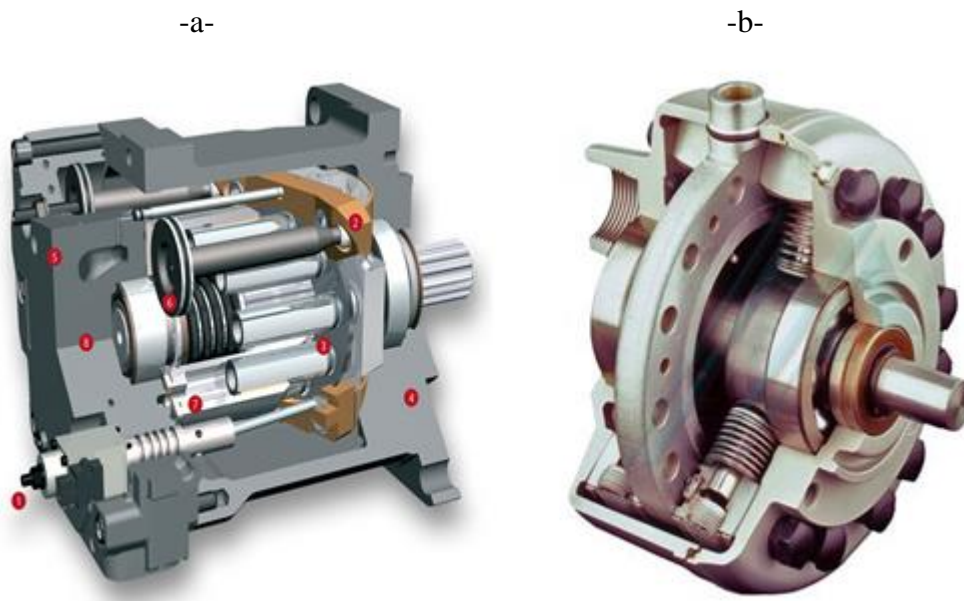


Fig.1.13- Pompes à piston : a- Pompes à pistons axiaux et b- Pompes à pistons radiaux.

b. Les pompes à membranes

Les pompes à membrane fonctionnent avec, comme leur nom l'indique, une membrane qui oscille. L'oscillation de la membrane peut être créée par un excentrique mû par un moteur, un piston, un moteur linéaire, une vibration électromagnétique ou actionnée par de l'air comprimé.



Fig.1.14- Pompe à membrane. [37]

1.5.2.3 Avantages et inconvénients

Tableau.1.2- Avantages et inconvénients des pompes volumétriques.

Avantages	Inconvénients
<ul style="list-style-type: none"> ▪ 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 doseuses alimentaires) 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ 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) ▪ Impossibilité en général de pomper des liquides chargés ▪ Prix d'achat plus élevé ▪ Frais d'entretien plus élevés

1.6 Caractéristiques générales des pompes

1.6.1 Le débit

Le débit Q_v fourni par une pompe centrifuge est le volume refoulé pendant l'unité de temps. Il s'exprime en mètres cubes par seconde (m^3/s) ou plus pratiquement en mètres cubes par heure (m^3/h). [4]

$$Q_v = \frac{V}{t} \quad (1 - 1)$$

1.6.2 Hauteur manométrique

On appelle Hauteur manométrique H d'une pompe, l'énergie fournie par la pompe à l'unité de poids du liquide qui la traverse. La hauteur manométrique de la pompe est :

$$H = H_{ta} - H_{tr} \quad (1 - 2)$$

Avec :

H_{ta} : La charge totale du fluide à l'orifice d'aspiration ;

H_{tr} : La charge totale du fluide à l'orifice de refoulement.

1.6.3 Rendement

Rendement global Il n'est pas de pompe hydraulique dont le rendement soit de 100 %. Une partie de l'énergie qui lui est fournie est utilisée pour vaincre les forces de friction. En outre, des fuites internes empêchent d'en arriver à un débit théorique maximum. On appelle rendement global le degré auquel une pompe convertit la puissance mécanique qui entraîne l'arbre d'entrée en débit d'huile et en pression. On calcule le rendement en divisant la puissance de sortie par la puissance d'entrée, c'est-à-dire, la puissance de l'huile divisée par la puissance du générateur de force motrice. D'après les normes modernes, une pompe dont le rendement global de pointe est de 90 % est considérée comme une bonne pompe. Cependant, le rendement d'une pompe varie selon la vitesse de l'arbre, la viscosité de l'huile, la taille de la pompe et la pression en marche. Lorsque vous choisissez une pompe, vérifiez le rendement global aux conditions d'opération anticipées. [5]

Le rendement η d'une pompe est le rapport de la puissance utile P_u (puissance hydraulique) communiquée au liquide pompé à la puissance absorbée P_a par la pompe (en bout d'arbre) ou par le groupe (aux bornes du moteur).

$$P_u = Q_v \times \rho \times g \times H \quad (1 - 3)$$

Le rendement η est donné par :

$$\eta = \frac{P_u}{P_a} \quad (1 - 4)$$

Avec :

Q_v : Le débit volume du fluide (L/min)

ρ : Masse volumique (kg/m³)

H : La hauteur manométrique de la pompe (m)

P_u : La puissance utile (W)

P_a : La puissance absorbée (W)

CHAPITRE II :

ETAT DE L'ART SUR LES

POMPES A ENGRENAGES

2.1 Introduction

Les pompes à engrenages peuvent être trouvées dans une large gamme d'applications en raison d'un certain nombre de leurs avantages. L'industrie automobile s'est concentrée sur eux, en particulier dans les machines de type trochoïdal. Certains des avantages sont moins de bruit, peu de composants et pas d'unités d'étanchéité. Néanmoins, il est essentiels de caractériser les performances du train d'engrenages car plusieurs avantages de leur conception peuvent devenir des inconvénients dans leurs performances et doivent être analysés. Compte tenu des performances des dents d'engrenage, un inconvénient dans la conception des pompes de type trochoïdal est le manque de pièces pouvant être ajustées pour compenser l'usure du train d'engrenages et, par conséquent, entraîne une forte réduction de l'efficacité. Par conséquent, lorsque les engrenages sont usés, ils doivent simplement être remplacés.

2.2 Définition d'une pompe à engrenages

Les pompes à engrenages sont à cylindrée fixe. Il existe des pompes à engrenages extérieurs et des pompes à engrenages intérieurs. Elles sont largement utilisées car elles sont simples et économiques. Bien qu'elles ne soient pas à cylindrée variable, elles peuvent produire le volume requis par la plupart des systèmes grâce à une cylindrée fixe. On les utilise souvent comme pompes de charge dans de grands systèmes avec d'autres pompes. On s'en sert également dans les servomécanismes. Il existe deux types de pompes à engrenages :

- Les pompes à engrenages extérieurs [Fig.2.1-a](#) disposent généralement de deux pignons engrenés et logés dans un boîtier étroit. L'arbre de transmission entraîne une roue, qui entraîne alors l'autre roue. On utilise des coussinets, des surfaces usinées ou des plaques d'usure pour fermer hermétiquement le boîtier. ;
- Les pompes à engrenages intérieurs [Fig.2.1-b](#) possèdent également deux roues dentées, mais cette fois-ci on monte une roue cylindrique avec une seconde roue dentée plus grande. La roue cylindrique est engrenée d'un côté avec la grande roue dentée, et les deux roues sont séparées de l'autre côté par un séparateur en forme d'arche. L'arbre de transmission entraîne la roue cylindrique, qui entraîne alors la grande roue dentée.

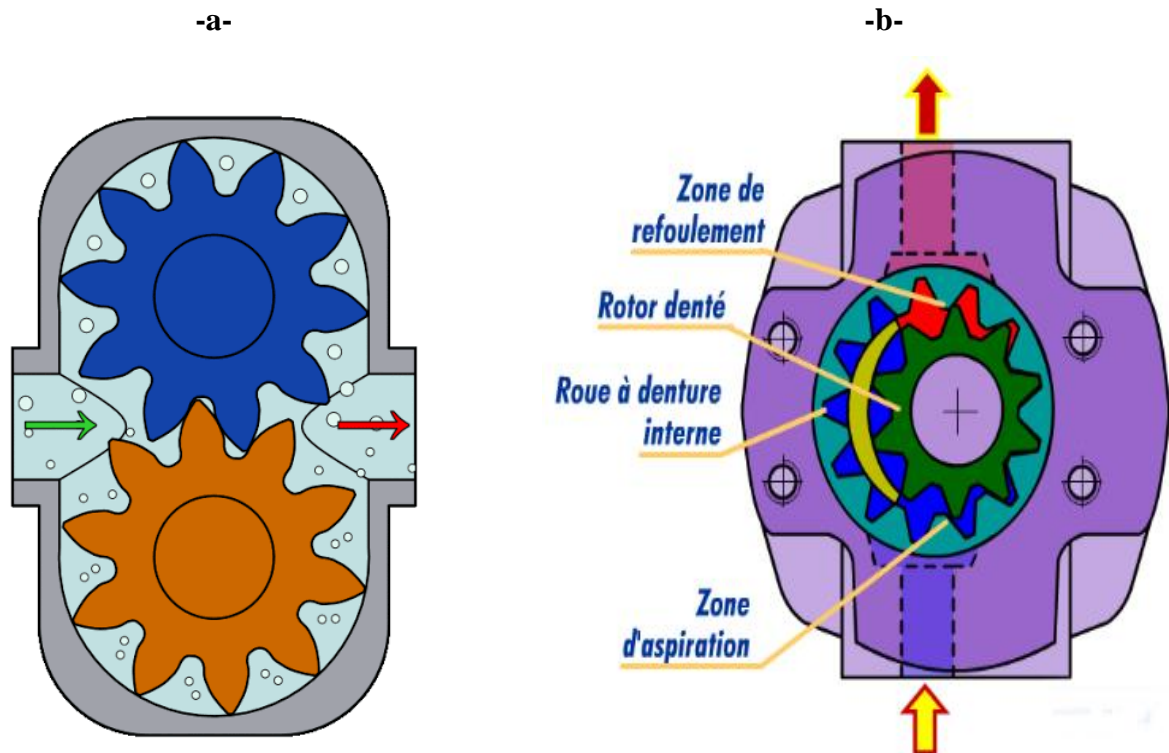


Fig.2.1- Les pompes à engrenages : a- extérieurs, b- intérieurs. [38]

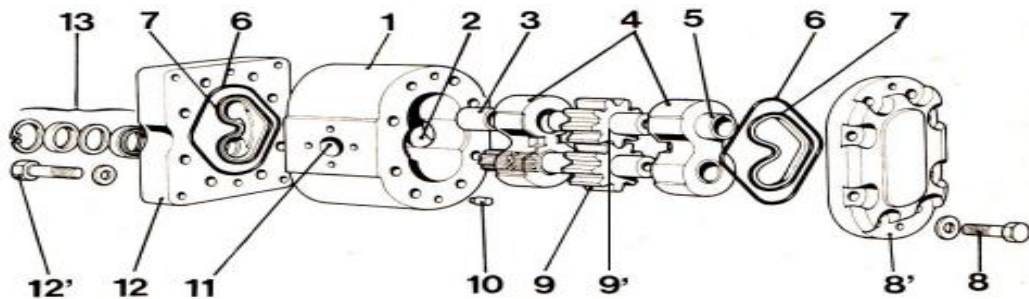
2.3 Fonctionnement d'une pompe à engrenages

Une pompe à engrenage aspire l'huile hydraulique dans la partie où les dents du pignon menant et du pignon mené s'éloignent les unes des autres. En effet, cet éloignement des dents provoque une augmentation du volume, créant ainsi une dépression dans cette partie de la pompe, ce qui génère l'aspiration. L'huile hydraulique est ensuite amenée de l'autre côté de la pompe, dans la partie soumise à la pression, par entraînement entre les dents, en périphérie des pignons. L'huile, une fois dans cette deuxième partie est expulsée par l'engrènement des pignons entre eux, ne lui permettant pas (ou presque) de retourner dans la première partie. De par ce principe, Le flux d'huile est continu, contrairement à une pompe à piston. Avec néanmoins de légères variations de pressions très rapide. Pour un bon fonctionnement de la pompe, il est nécessaire d'avoir un ajustement très précis des pièces afin de limiter les pertes de pressions. Lorsque les jeux de fonctionnement augmentent avec l'usure, la pompe perd en efficacité et la pression de sortie faiblit.

2.4 Les organes constitutifs de la pompe à engrenage

Une pompe à engrenage Fig.2.2 est constituée par un carter (1) en fonte u en alliage d'aluminium. Ce carter est muni de deux orifices : l'un d'alimentation (2), l'autre de refoulement

(11). Pour réduire les pertes de charge, l'orifice d'alimentation a souvent une section plus importante que celui de refoulement. A l'intérieur du carter (1) prennent place deux pignons (9) et (9'), le plus souvent à denture droite rectifiée. L'un des pignons est menant, l'autre est mené. Le pignon menant (9) peut être claveté sur l'arbre de commande ou directement usiné sur celui-ci. Le pignon mené (9') n'est pas toujours solidaire de l'arbre qui le porte, une bague ou un roulement à aiguilles est alors interposé entre les deux pièces. Ce dernier pignon engrène avec l'élément menant (9). Les dentures respectives des deux pignons (9) et (9') étant en prise, leur sens de rotation se trouve inversé l'un par rapport à l'autre. Deux couvercles obturent chacune les deux faces latérales du carter (1) et un dispositif d'étanchéité, placé dans un alésage du couvercle coté sortie arbre d'entraînement évite les fuites, mais également les prises d'air entre l'arbre et les couvercles.



- | | |
|-----|--|
| 1 | Carter de la pompe |
| 2 | Orifice d'alimentation |
| 3 | Bague support de l'arbre du pignon mené |
| 4 | Jumelles de compensation hydrostatique |
| 5 | Bague support de l'arbre du pignon mené |
| 6 | Joint toriques délimitant l'action de la pression d'huile sur les jumelles (4) |
| 7 | Joint toriques délimitant l'action de la pression d'huile sur les jumelles (4) |
| 8 | Vis de fixation du couvercle (8') sur le corps de pompe (1) |
| 8' | Couvercle de pompe |
| 9 | Pignon mené (moteur) |
| 10 | Pion de centrage (corps de pompe-couvercle avant) |
| 11 | Orifice de refoulement |
| 12 | Couvercle arrière de pompe |
| 12' | Vis de fixation du couvercle arrière sur le corps de pompe (1) |
| 13 | Dispositif d'étanchéité de l'arbre moteur du pignon |

Fig.2.2- Les organes constitutifs de la pompe à engrenage

2.5 Fabrication des engrenages de la pompe

Il n'est pas toujours facile de trouver les engrenages qui conviennent et ils sont finalement assez coûteux. Il existe des traités entiers sur la théorie, la conception et la fabrication des engrenages, preuve que le sujet n'est pas trivial. La séquence est la suivante :

- Calcul des caractéristiques géométriques de l'engrenage à tailler
- Fabrication des ébauches
- Montage sur fraiseuse entre pointes, en général avec sur un système diviseur (il existe Des solutions plus simples en usinage amateur par recopie d'engrenage),
- Réglage des axes
- Taille directe

Pour les engrenages courant (développante de cercle) de types droit, oblique ou à vis sans fin, leur usinage n'est pas très difficile mais demande de la minutie. En gros cinq types d'usinages intéressent l'amateur :

- Par fraise module [Fig.2.3](#): Le principe de cet usinage repose sur l'utilisation d'une fraise-module, outil de forme, qui permet la reproduction de la forme des dents. La fraise-module est une fraise-disque à profil constant dans tous les plans d'affûtage passant par l'axe. Il existe une standardisation de ces fraises-modules. L'outil est spécifique à chaque module (voir ressource « Engrenages, conditions d'engrènement et procédés d'obtention ») et le profil varie suivant le nombre de dents (une fraise-module couvre une plage d'un nombre de dents de l'engrenage à tailler).

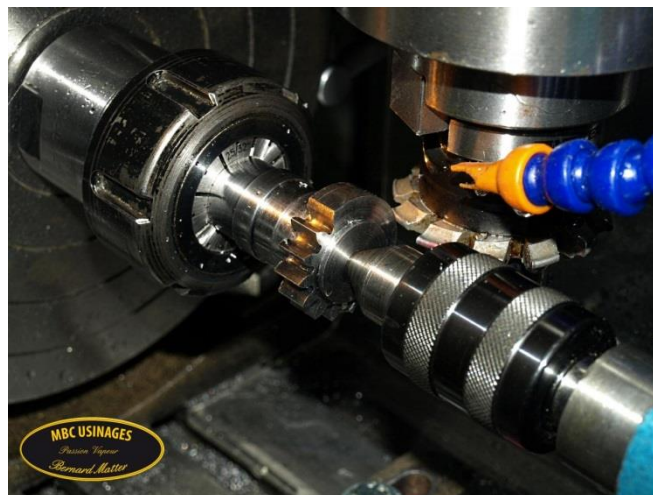


Fig.2.3- Exemple de taillage d'une roue par fraise-module . [39]

Les 8 fraises normalisées permettent de tailler les pignons suivants (voir Tableau.2.1):

Tableau.2.1- Les 8 fraises normalisées.

Nombre de dents	12-13	14-16	17-20	21-25	26-34	35-54	55-134	135 +
Module m	1	2	3	4	5	6	7	8

- Taillage par fraise-disque à grande productivité (Fig.2.4): Les fraises-disques montées sur des fraiseuses, servent principalement à l'ébauche et permettent d'obtenir, par grands enlèvements de copeaux, des profils satisfaisants. Pour des applications nécessitant des vitesses de rotation lentes des engrenages, la qualité peut être suffisante.



Fig.2.4- Fraise-disque à grande productivité. . [39]

- Taillage par brochage (Fig.2.5) : Le brochage se réalise à l'aide d'un outil broche, pièce en acier muni de dents qui permet l'obtention de formes intérieures ; il est nécessaire que la géométrie de la pièce permette le passage de l'outil de part et d'autre de la pièce à brocher. Pour tailler une forme, la broche se compose de plusieurs outils (dents) dont la dimension augmente depuis la première dent d'ébauche jusqu'à la dernière dent de finition. Ce procédé est réservé à d'obtention de dentures intérieures de petites dimensions.



Fig.2.5- Usinage par brochage. [40]

- Forgeage (voir Fig.2.6): Le forgeage est l'ensemble des techniques permettant d'obtenir une pièce mécanique en appliquant une force importante sur une barre de métal, à froid ou à chaud, afin de la contraindre à épouser la forme voulue (voir ressource « Le procédé d'obtention de bruts par matriçage »).



Fig.2.6- Roues coniques et pignon droit obtenus par forgeage . [40]

- Taillage par reproduction (voir Fig.2.7) : C'est un procédé rare. Les dents sont fabriquées une à une en faisant suivre la développante de cercle à un outil coupant. On maintient immobile soit la roue à tailler soit l'outil, l'autre élément est doté d'un mouvement guidé par une came reproduisant la développante de cercle au niveau de la dent. La partie mobile (outil ou roue) est animée d'un mouvement de translation conjugué avec un mouvement de rotation.



Fig.2.7-Principe du taillage par reproduction avec fraise. . [40]

2.6 Travaux de recherche sur les pompes à engrenages

De nombreuses recherches sont démarrées il y a 70 ans dans les deux directions théoriques et expérimentales pour définir et comprendre le comportement des pompes à engrenages et par conséquent optimiser la durée de vie. Ces recherches ont véritablement contribué à passer scientifiquement le problème et réussi à éclaircir certains points.

En 2020, il avait deux études, la première par Battarra et Mucchi [6] ont décrit une approche statistique pour l'évaluation de modèles discrets pour la prédiction de l'efficacité des pompes à engrenages. Une discussion critique est effectuée sur les hypothèses de données d'entrée qui sont

communément adoptées pour effectuer l'analyse, en particulier en ce qui concerne les jeux de palier réels et les jeux radiaux du boîtier. Ils ont proposé un modèle qui adopte des techniques bien établies pour simuler la dynamique des fluides de la pompe en association avec une nouvelle approche. Ce modèle permet de prendre en compte les effets produits par les micromotions de la paire d'engrenages. De plus, ils ont étudié à la fois les engrenages droits et hélicoïdaux, ainsi que les engrenages à rapport de transmission non unitaire, afin d'assurer la large applicabilité du modèle dans les solutions de conception modernes. Leurs résultats soulignent que la fiabilité et la précision de ce type de modèle doivent être évaluées par rapport à une population de pompes, définie sur la base d'une approche statistique, car se référer à un seul échantillon de pompe peut facilement conduire à une sur / sous-estimation de la qualité du modèle proposé. De plus, ils démontrent également que les valeurs de clairance réelles doivent être incluses dans le modèle pour obtenir des estimations de haute-fidélité.

La deuxième par Xiaofeng et al [7] ont présenté une analyse de la défaillance d'un arbre de transmission d'une pompe à engrenages réversible nouvellement développée. Cette pompe à engrenages est installée sur le banc pour vérifier le fonctionnement dans la propriété. Ils ont analysé les cause de la rupture de l'arbre de transmission pendant le fonctionnement de cette pompe. Un an avant, Liu et al [8] ont proposé Une nouvelle approche pour but de réduire efficacement les fluctuations de débit en utilisant un variateur de vitesse angulaire. Tout d'abord, ils ont établi un modèle qui calcul le débit instantané de la pompe elliptique à engrenages pour but d'analyser l'effet du rapport d'excentrique, du nombre d'ordre et du module des rotors sur le débit. Ensuite, ils ont présenté sur la base des caractéristiques d'écoulement de la pompe, un entraînement par engrenage non circulaire externe pour annuler complètement les ondulations d'écoulement à basse fréquence et à grande amplitude données par des rotors non circulaires, dont les courbes de pas sont identifiées comme fermées par le théorème de résidu. Enfin, ils ont réalisé un prototype de pompe pour prouver que la pulsation de débit de la pompe à engrenages elliptiques peut être réduite efficacement par l'entraînement à engrenages non circulaire externe, qui fournit un support favorable pour la conception de pompe haute performance avec une cylindrée et un débit uniforme.

D'autre part, Mithun et al [9] ont présenté un modèle triphasé entièrement compressible appliqué avec un modèle aux limites immergées pour prédire la cavitation se produisant dans une pompe à engrenages bidimensionnelle en présence de gaz non condensable (NCG). La combinaison de ces modèles est capable de surmonter des défis numériques tels que la modélisation du contact entre les engrenages et la simulation de l'effet du NCG dans la cavitation. Ce modèle tenant compte de l'effet du NCG a également une applicabilité plus large, puisque le gaz dissous dans les liquides peut sortir de la solution lorsqu'il est exposé à de basses pressions; ceci joue un rôle important

dans les performances de la pompe et l'érosion par cavitation. Leurs résultats suggèrent que la modélisation du contact entre les engrenages joue un rôle dans la prédiction de la cavitation à l'intérieur de la pompe à engrenages.

A notre connaissance, seulement cinq études ont été obtenues en 2018, Antoniak et Stryczek [10] ont décrit la méthode de recherche de visualisation, qui a été utilisée pour l'étude des processus et des phénomènes d'écoulement dans la pompe à engrenages externes. Leurs résultats de la recherche ont permis une description détaillée du processus d'écoulement, à savoir du transport du fluide de travail à travers la pompe, dans chacune des zones typiques de la pompe. Ils ont constaté qu'une caractéristique du processus est l'apparition de divers phénomènes de cavitation. Toutes les formes caractéristiques de cavitation, ainsi que les degrés de leur intensité. Leur recherche a également permis d'identifier les zones critiques de la pompe, ce qui a par conséquent permis l'élaboration de recommandations spécifiques de conception, de construction et d'exploitation. Leur analyse et l'interprétation des résultats permettent d'identifier relativement et facilement les zones dangereuses de la pompe, où aux conditions de fonctionnement dégradées, des phénomènes et processus de cavitation intenses peuvent se produire.

Bien que, Battarra et Mucchi [11] ont étudié la cavitation dans les machines à engrenages externes au moyen d'une campagne expérimentale dédiée. Quatre prototypes de pompes différents ont été conçus et fabriqués pour effectuer cette recherche, l'un d'eux spécialement conçu pour ne pas être affecté par un tel phénomène.

La cavitation est induite dans la procédure de test en augmentant la vitesse de travail, afin de mieux reproduire le développement du phénomène dans les applications réelles. Des mesures vibro-acoustiques réalisées par un hydrophone et un accéléromètre haute fréquence sont mises en comparaison avec des mesures d'ondulation de pression d'entrée et de sortie, afin d'éclairer leur capacité à fournir efficacement une détection plus précoce du phénomène. Les spectres en cascade sont étudiés et les valeurs RMS (Root Mean Square) ultérieures des signaux filtrés sont présentées par rapport au nombre de cavitation et comparées aux mesures d'efficacité. Leurs résultats démontrent que les mesures vibro-acoustiques associées à une procédure de traitement de signal dédiée représentent un outil puissant pour détecter l'amorce de cavitation dans les pompes à engrenages. Ces résultats montrent que la température de l'huile, va contribuer à étendre le phénomène sur une plage de vitesse plus large.

En outre, Nath et al [12] ont visé à générer une pression maximale avec une réduction de la taille de la pompe pour réduire spécifiquement le poids des appareils. Ils ont effectué des études comparatives sur différents types de pompes hydrauliques pour sélectionner la pompe appropriée pour la fabrication. L'évaluation et la vérification des paramètres de conception sont suivies dans

la méthodologie de conception. Les analyses sont réalisées dans ANSYS pour étudier et comprendre la déformation des engrenages. La pompe à engrenages est fabriquée en utilisant à la fois l'EDM (usinage à décharge électrolytique) et le tournage, le fraisage conventionnel et finalement testée pour vérifier ses performances adaptées à l'application prothétique à la main. Un nouvel actionneur flexible à soufflet métallique asymétrique (AMBFA) lorsque les joints de flexion des doigts sont fabriqués et testés à l'aide de la pompe développée. Ils ont constaté que la pompe est la mieux adaptée à la flexion de ce type d'actionneurs dans le développement de la main prothétique.

Ensuite, Rituraj et Vacca [13] ont décrit la technique de modélisation des pompes à engrenages externes qui fonctionnent avec des fluides non newtoniens. En particulier, ils ont expliqué comment l'action de déplacement de l'unité peut être modélisée en utilisant une approche à paramètres localisés qui implique la division du domaine fluide en plusieurs volumes de contrôle et connexions d'écoulement interne. Leur travail s'appuie sur l'outil de simulation HYGESim, conçu par l'équipe des auteurs au cours de la dernière décennie, qui est pour la première fois étendu à la simulation de fluides non newtoniens. Ils ont décrit également plusieurs comparaisons entre les résultats de la simulation et les données expérimentales obtenues à partir de nombreuses expériences effectuées pour la validation de la méthodologie présentée.

Leurs résultats montrent également les potentiels du modèle pour étudier les performances d'une pompe donnée avec différents fluides allant du newtonien au très non newtonien.

À cet égard, Shen et al [14] ont décrit, une certaine pompe à engrenages d'aéronef en tant qu'objet de recherche, vise les formes typiques de défaillance, fatigue de contact d'engrenage, de pompe à engrenages, en proposant la méthode de prédiction basée sur la simulation virtuelle. La méthode utilise un logiciel CFD (Computational Fluid Dynamics) pour analyser la distribution de la pression du champ d'écoulement interne de la pompe à engrenages et construit le modèle de couplage unidirectionnel flux-solide de l'engrenage pour acquérir la contrainte de contact de la surface de la dent sur le logiciel Ansys Workbench.

En 2017, Močilan et al [15] ont présenté des aspects importants d'une méthodologie pratique appliquée à la conception d'une pompe à engrenages à l'aide des capacités paramétriques du logiciel ANSYS Gambit suivi d'une analyse FVM de son assemblage pour identifier les composants les plus sollicités. Ils ont développé un modèle pour la prédiction du comportement dynamique d'une pompe à engrenages externes est présenté. Ils ont pris en compte les phénomènes les plus importants impliqués dans le fonctionnement de ce type de machines. La distribution de la pression du fluide sur les engrenages, qui varie dans le temps, est calculée instantanément et incluse en tant que force et couple externes résultants agissant sur les

engrenages. Ces résultats montrent que le modèle choisi élimine la cavitation dans le refoulement de la pompe. Ce modèle fournit des phénomènes de cavitation dans la partie d'aspiration, où le liquide se dilate entre les dents. Une cavitation apparaît également sur les bords des dents adjacentes au volume latéral du corps de pompe.

Cependant, Yoon et al [16] ont mené une étude des simulations numériques tridimensionnelles (3D) d'une pompe à engrenages externes pour but d'étudier les effets des paramètres de conception géométrique 3D sur les caractéristiques de performance de la pompe telles que le débit. Les caractéristiques de l'écoulement interne sont également présentées en ce qui concerne le pic de pression interne, la cavitation locale et l'ondulation de la pression de refoulement. La méthode du solide immergé (ISM) a été utilisée pour simuler le fonctionnement d'une pompe à engrenages dans des conditions extrêmes de vitesse de rotation élevée. Ils ont constaté que le débit maximal de la pompe à engrenages est fortement fonction du jeu de bout d'engrenage et du jeu latéral. À l'aide du modèle 3D, l'effet du jeu latéral sur le débit est mis en évidence.

En 2016, Battarra et Mucchi [17] ont proposé une méthodologie générale visant à déterminer les composantes de force de pression et de couple le long des trois axes de coordonnées et appropriée pour être appliquée à la fois à une configuration d'engrenage droit et hélicoïdal. Tout d'abord, la méthode de calcul des charges de pression agissant sur un espace de dent unique pendant un tour complet est donnée, puis la force de pression totale et la charge de couple de chaque engrenage sont obtenues. Une attention particulière est portée à la description du scénario d'engrenage hélicoïdal. A titre d'exemple, le procédé est appliqué à une pompe à engrenages tandem, caractérisée par la présence de deux étages, l'un à engrenages droits et l'autre à engrenages hélicoïdaux. Ils ont développé un modèle expérimentalement pour calculer l'ondulation de pression à l'intérieur de la pompe tandem. Ce modèle décrit et la procédure proposée pour l'estimation de la charge de pression est appliquée. Finalement, les charges de pression estimées avec la présente procédure sont comparées à d'autres méthodes d'estimation déjà décrites dans la littérature. La comparaison des résultats montre que la présente méthodologie est capable de décrire une gamme plus large de phénomènes impliqués dans l'évolution de l'engrènement et de déterminer toutes les composantes de force de pression et de couple appliquées aux engrenages hélicoïdaux. La méthode donne des résultats appropriés pour étudier l'équilibrage et le comportement dynamique des pompes à engrenages.

En 2015, Opran et al ont [18] présente les résultats des recherches avec application en production pour la réalisation innovante de pompes à double engrenage avec écartement axial minimum et nombre minimum de pièces pour l'augmentation de la fiabilité d'utilisation et la réduction des coûts de production. Ils ont représenté la caractéristique de conception innovante par un dimensionnement adaptatif avec un calibre minimum, en fonction des exigences, du type

d'entraînement, de la méthode de fixation, des connexions pour le circuit hydraulique et de l'étanchéité intermédiaire entre les étages qui permet le fonctionnement avec différents milieux liquides. Leurs résultats des recherches et les principaux avantages constructifs et opérationnels des pompes à engrenages innovantes sont: une réduction de la taille axiale, un nombre réduit de pièces, une fiabilité élevée, des paramètres de fonctionnement élevés, une consommation de matière et des coûts de production inférieurs. En outre, Fiebig et Korzyb [19] ont présenté un modèle de simulation des vibrations et des charges dynamiques dans les pompes à engrenages externes. Leurs calculs ont été effectués dans le programme Matlab / Simulink. Les vibrations des engrenages sont excitées en raison des forces de pression variables et de la rigidité variable de l'engrenage. Dans ce modèle, la rigidité et le coefficient d'amortissement des paliers lisses ainsi que la rigidité en flexion des roues dentées ont été inclus. L'influence de la pression et de la vitesse de rotation sur les forces dynamiques dans les roulements a été analysée.

En 2014, Mucchi et al [20] ont présenté une méthodologie pour l'analyse du bruit et des vibrations des pompes à engrenages et son application à une pompe à engrenages externes pour les applications automobiles. La méthodologie aborde l'utilisation d'un modèle numérique combiné et d'analyses expérimentales. Le modèle combiné comprend un modèle à paramètres localisés, un modèle à éléments finis et un modèle à éléments de frontière.

Le modèle à paramètres lumpés (LP) concerne les parties intérieures de la pompe (paliers et engrenages chargés par la distribution de pression et le couple moteur), le modèle par éléments finis (FE) concerne les parties externes de la pompe (corps et flasques), tandis que le modèle des éléments de frontière (BE) permet d'estimer le bruit émis en conditions opérationnelles. Sur la base de preuves expérimentales, l'attention a été consacrée à la modélisation de l'huile de lubrification de la pompe: l'interaction fluide-structure entre l'huile et le corps de pompe a été prise en compte. Dans le cas des pompes à engrenages, tous ces effets importants doivent être pris en compte dans le même modèle afin de prendre en compte leurs interactions. Le modèle a été évalué à l'aide d'expériences: les accélérations expérimentales et la pression acoustique mesurées en conditions opérationnelles ont été comparées aux données simulées issues du modèle combiné LP / FE / BE. Le modèle combiné peut être considéré comme un outil très utile pour l'optimisation de la conception.

En 2014, Olguner et Filiz [21] ont présenté une étude sur la conception d'engrenages droits à dents asymétriques dans les applications de pompes à engrenages externes. Un modèle est généré pour les engrenages asymétriques et l'équation de débit instantané est dérivée. Le processus de génération du modèle d'engrenage et les calculs de débit sont automatisés avec un programme informatique développé dans cette étude. En utilisant les données du modèle, les contraintes de contact dentaire et de flexion radiculaire sont évaluées au cours d'un cycle de maillage par des

analyses par éléments finis. Dix-sept conceptions différentes de paires d'engrenages droits sont testées pour différents angles de pression côté entraînement, angle de pression côté côte et coefficients de décalage de profil. Les effets de ces paramètres sur la contrainte de contact des dents, la contrainte de flexion, le débit et la fluctuation du débit ont été étudiés pour une pompe à engrenages spécifique.

En 2013, Erturk et al [22] ont étudié les caractéristiques d'écoulement d'une pompe à engrenages externes par vélocimétrie d'image de particules à résolution temporelle. Ils ont effectuée des mesures pour deux configurations de résolution spatiale différentes et diverses zones d'interrogation dans le but d'estimer le taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente. Leurs résultats montrent que la résolution spatiale est un facteur critique de la précision des mesures dans les estimations du taux de dissipation. Ces résultats optimaux peuvent être atteints que si la zone d'interrogation est ni trop grand (phénomène d'échantillonnage), ni trop faible (bruit dans les données de mesure). L'effet du nombre d'échantillons utilisés dans le calcul de la moyenne d'ensemble a également été pris en compte.

Ensuite, Devendran et Vacca [23] Ont proposé une procédure innovante pour déterminer la conception optimale d'une pompe à engrenage droit externe pour une application particulière de réduction des émissions dans les automobiles. Cette pompe constitue la partie principale d'un système mécatronique qui contrôle le débit d'un mélange d'urée dans l'eau pour réduire catalytiquement les émissions des moteurs diesel. Leur recherche proposée se révèle être une avancée dans la conception de machines à engrenages en utilisant un algorithme génétique basé sur plusieurs objectifs, pour déterminer la conception optimale des engrenages et du carter en maximisant l'efficacité volumétrique, en minimisant les dépassements de pression, la cavitation localisée et les émissions sonores. Ils ont utilisé dans leur recherche l'outil de simulation HYGESim (HYdraulic GEAr machines Simulator), qui est en cours de développement par le groupe de recherche des auteurs, pour calculer les caractéristiques de performance importantes de la machine. Les meilleures conceptions de la machine basées sur l'amélioration des performances sont présentées. Ils ont présenté les résultats en termes de simulations et de tests qui valident l'efficacité de la nouvelle méthodologie de conception.

En 2010, Mucchi et al [24] ont présenté un modèle d'analyse cinéto-élastodynamique des pompes à engrenages externes. Il s'agit d'un modèle non linéaire à paramètres lumpés qui prend en compte tous les phénomènes les plus importants concernant ce type de pompe: à savoir, la variabilité de la distribution de pression sur les engrenages, le comportement hydrodynamique des roulements, les excitations paramétriques dues à la variation temporelle la rigidité de l'engrènement et les erreurs de profil des dents, les effets du jeu entre les dents engrènement, la compression du lubrifiant et la possibilité de contact des dents sur les deux lignes d'action. Les équations de mouvement sont

intégrées numériquement, en utilisant le logiciel Simulink et en mettant en œuvre une stratégie spécifique de réduction du temps d'intégration.

En 2009, Huang et Lian [25] ont étudié les caractéristiques d'écoulement des pompes à engrenages cylindriques externes à l'aide d'une formule de débit dérivée sous forme fermée. Les débits non dimensionnels et les coefficients de fluctuation des pompes à engrenages sont discutés. En utilisant la formule, les débits peuvent être calculés avec précision et efficacité. Premièrement, en utilisant l'équation de développante sous forme polaire, une solution analytique de l'aire d'arc enveloppée par la courbe de développante est dérivée. Ensuite, la formule représentant le débit de la pompe est déduite en utilisant une approche de volume de contrôle. Au cours du processus, le volume sortant de la zone de contrôle est divisé en deux parties qui appartiennent respectivement aux développantes et à la ligne de contact résultant du déplacement du point d'engrènement avec la rotation des paires d'engrenages. Ensuite, les débits et les coefficients de fluctuation des pompes à engrenages droits avec et sans rainures de décharge sont calculés et comparés. Les résultats montrent le rôle essentiel des rainures en relief dans la réduction des fluctuations de débit. Enfin, les influences des paramètres de conception qui incluent le nombre de dents, le module, l'angle de pression et le coefficient supplémentaire sur le comportement du débit de la pompe sont discutées.

En 2008, Castilla et al [26] ont utilisé de bulles d'air pour l'analyse de la turbulence dans la chambre d'aspiration d'un engrenage avec la vélocimétrie par image de particules à résolution temporelle (TRPIV) est envisagée. C'est la première fois, à la connaissance des auteurs, que l'écoulement à l'intérieur d'une pompe à engrenages est observé avec une technique non intrusive. Bien qu'il y ait des inconvénients à utiliser des bulles d'air comme traceurs de flux, c'est la seule option disponible dans ce cas, car les particules solides et les gouttes d'eau pourraient endommager considérablement les engrenages en acier. Les résultats montrent que pour un nombre de Reynolds suffisamment élevé, l'échelle de temps intégrale de la turbulence, obtenue à partir de la fonction d'autocorrélation, est approximativement la même que la période d'engrenage. Aussi, la distribution spectrale en fréquence montre un transport d'énergie à grande échelle, ainsi que la distribution spectrale en nombre d'onde. Cette dernière montre également une plage de stepper liée à la cascade de l'énergie vers les petites échelles. Cela suggère la bidimensionnalité de la turbulence créée dans la chambre d'aspiration.

CHAPITRE III :
DIMENSIONNEMENT D'UN
POMPE A ENGRENAGE

3.1 Introduction

Une pompe à engrenage Fig.2.2 de caractéristiques « débit réel $Q_{v_{réel}} = 55 \text{ l/min}$ et de Pression $P = 8 \text{ bar}$ », composée de deux arbres, doit être en mesure de délivrer une puissance moteur de 5 kW et un rendement de 0.7, ainsi que une vitesse de rotation $N_e = 1500 \text{ tr/min}$. Les roues dentées ($Z_1 = 12$ dent, $Z_2 = 12$ dent et module $m = 4 \text{ mm}$) assurant la transmission de puissance sont freinées tandis que des roulements servent d'appuis aux différents arbres. Nous utilisons les courroies trapézoïdales pour transmission de moment de rotation est un system poulie courroies

3.2 Dimensionnement

3.2.1 Calcul des engrenages

Pour démarrer ce projet nous avons quelques données nécessaires au dimensionnement. Voici les données caractéristiques pour notre réducteur de vitesse.

Tableau 3.1 Caractéristique de notre réducteur.

Puissance maximale transmissible [P_M]	5000 W
Nombre de dents [Z_1]	12
Nombre de dents [Z_2]	12
Largeur de la dent [b]	30
Vitesse d'entrée [N_e]	1500 tr/min
Angle de pression [α]	20°

De là on peut déduire quelques données essentielles à la suite du projet.

Tableau 3.2 Les données essentielles calculé de notre projet.

Rapport de transmission [r]	1.5
Vitesse de sorti [N _s]	$N_e * r = 2250 \text{ tr/min}$
Couple d'entrée [C _e]	$\frac{P_M * 60}{2 * \pi * N_e} = 31.84 \text{ N.m}$
Couple de sortie [C _s]	$\frac{C_e}{r} = 21.22 \text{ N.m}$
Effort tangentielle [F _T]	$\frac{2 * C_e}{d} = 884.17 \text{ N}$
Effort radial [F _R]	$F_T * tg\alpha = 321.81 \text{ N}$

Il nous fallait donc par la suite calculer toutes les différentes inconnues manquantes que le tableau nous indique, nous avons utilisés les calculs suivant pour obtenir ces valeurs.

Tableau 3.3 Caractéristique des deux roues.

Caractéristiques	Pignon 1	Roue 2
Module m [mm]	4	4
Pas p [mm]	12.56	12.56
Saillie h _a [mm]	4	4
Creux h _f [mm]	3.75	3.75
Diamètre primitif d [mm]	48	48
Diamètre de tête d _a [mm]	56	56
Diamètre de pied d _f [mm]	38	38
Entraxe de deux roues [mm]	48	48

Les roues dentées cylindriques à denture droite qui sont utilisées pour les pompes a engrenages sont des organes de machines fortement sollicités. Les principales sollicitations sont la flexion au pied de la dent et la pression hertzienne au contact des flancs. Ces deux sollicitations varient périodiquement dans le temps. Par conséquent, pour le dimensionnement des engrenages, on doit

connaître les caractéristiques mécaniques générales des matériaux utilisés (la limite de rupture, la limite d'élasticité, la dureté, etc.).

3.2.2 Les courroies trapézoïdales

Les courroies trapézoïdales sont les plus utilisées dans l'industrie. Elles furent d'abord mises au point pour répondre aux besoins de l'industrie automobile, certains mécanismes d'une automobile exigeant en effet des courroies de faible encombrement très résistantes à la traction et pouvant fonctionner dans des conditions d'utilisation difficiles avec une grande fiabilité. Ces courroies sans fin sont fabriquées en caoutchouc moulé autour d'un noyau de traction situé à l'axe neutre et recouvert d'un tissu résistant imprégné de caoutchouc si facteur d'adhérents $\lambda = 0.98$ et $\alpha = 20^\circ$ et $f = 0.5$

$$r = \frac{D_1}{D_2} = \frac{120}{80} = 1.5$$

$$r = \frac{N_2}{N_1} = N_1 * r = 2250 \text{ tr/min}$$

$$L = \overline{AC} + \overline{AB} + \overline{BD} + \overline{CD}$$

$$\overline{AC} = \alpha_1 * R_2$$

$$\overline{BD} = \alpha_2 * R_1$$

$$AB = CD$$

$$OH = R_2 - R_1$$

$$\cos \frac{\alpha_1}{2} = \frac{OH}{a} = \frac{20}{400}$$

$$\frac{\alpha_1}{2} = 87.13^\circ \Rightarrow \alpha_1 = 174.27^\circ \quad \alpha_1 = 3.04 \text{ rad}$$

$$\sin \frac{\alpha_1}{2} = \frac{AB}{a} \Rightarrow AB = a * \sin \frac{\alpha_1}{2} \quad \Rightarrow AB = 399.5 \text{ mm}$$

3.2.2.1 La longueur de courroie

$$L = 2 * a * \sin \frac{\alpha_1}{2} + \alpha_1 * R_2 + \alpha_2 * R_1 \quad (3 - 1)$$

$$\alpha_2 = (2\pi - \alpha_1) \Rightarrow \alpha_2 = 187.73^\circ \Rightarrow \alpha_2 = 3.23 \text{ rad}$$

$$L = 2 * a * \sin \frac{\alpha_1}{2} + \alpha_1 * R_2 + (2\pi - \alpha_1) * R_1$$

$$L = 2 * 400 * \sin 87.13^\circ + 40 * 3.04 + 60 * 3.23$$

$$L = 1114.4 \text{ mm}$$

3.2.2.2 Calcul de tension T et t

$$(T - t) * R_2 = C_2 \quad (3-2)$$

$$T = t * e^{f\lambda\alpha} \quad (3-3)$$

On remplace l'équation (3-2) dans équation (3-3)

$$(t * e^{f\lambda\alpha} - t)R_2 = C_2$$

$$t * (e^{f\lambda\alpha} - 1) = \frac{C_2}{R_2}$$

$$t = \frac{C_2}{R_2 * (e^{f\lambda\alpha} - 1)} \Rightarrow t = 173.98 \text{ N.m}$$

Donc

$$(T - t) * R_2 = C_2 \Rightarrow T = \frac{C_2}{R_2} + t \Rightarrow T = 704.48 \text{ N.m}$$

3.3.1 Calcul d'arbre 1

Le dimensionnement des arbres est une des parties les plus importantes, il s'agit de trouver le diamètre minimal que fera l'arbre tout en cherchant à obtenir le matériau le moins onéreux. Pour cela on effectuera tout d'abord le calcul en prenant une résistance pratique élastique du matériau importante, en effet plus elle est importante et plus le diamètre sera petit. Voici donc les valeurs de la résistance pratique élastique et la résistance admissible maximale pour notre matériau « Aciers fins au carbone XC 25 »

Tableau 3.4 Caractéristique d'aciers fins au carbone XC 25.

	R_m [N/mm ²]	R_{pe} [N/mm ²]
Aciers fins au carbone XC 25	565	100

Pour effectuer les calculs on considère que la roue représente un appui ponctuel sur un arbre et le distance de chaque côté de la roue est égale à 40 mm, cette distance représente l'endroit où les forces sont appliquées. Il représente également le milieu du roulement. Nous considérerons deux liaisons rotule en A et C. On obtient donc cette représentation pour l'arbre :

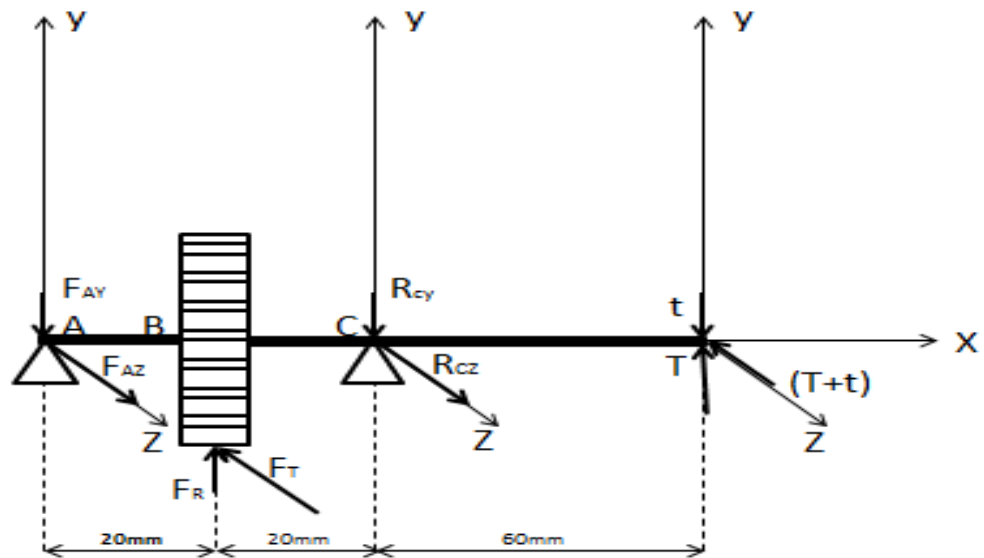


Fig.3.1- Les réactions et les efforts sur l'arbre moteur.

Pour commencer on va donc calculer les efforts en considérant deux liaisons rotule au niveau de A et C. ainsi que les moments de flexion suivant les deux plans vertical et horizontal. Pour la vérification en utilise logiciel RDM 6.

3.3.1.1 Calcul des efforts dans les appuis et le moment de fléchissant

- Equilibre suivant OXY

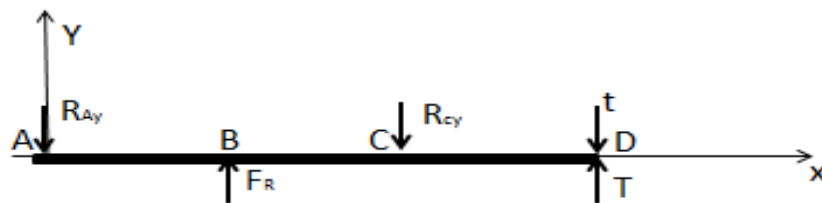


Fig.3.2- Les efforts internes et externes sur l'arbre moteur suivant plan OXY.

$$\sum \vec{F}_y = 0 \Leftrightarrow R_{AY} + R_{CY} - F_R + t - T = 0 \Leftrightarrow F_R + T - t = R_{AY} + R_{CY}$$

$$\sum \vec{M}_A = 0 \Leftrightarrow F_R * 0.02 - R_{CY} * 0.04 + T * 0.1 - t * 0.1 = 0$$

\Leftrightarrow

$$R_{CY} = \frac{F_R * 0.02 + T * 0.1 - t * 0.1}{0.04}$$

$$R_{CY} = 227.18 \text{ N} , R_{AY} = 121.14 \text{ N}$$

$$0 \leq x \ll 0.02$$

$$\sum M_{O'} = 0 \Rightarrow M_f + R_{AY} * x = 0$$

$$\text{pour } x = 0 \Rightarrow M_f = 0 \text{ N.m}$$

$$\text{pour } x = 0.02 \Rightarrow M_f = -2.42 \text{ N.m}$$

$$0 \ll x \ll 0.04$$

$$\sum M_{O'} = 0 \Rightarrow M_f = -R_{AY} * x + F_R * (x - 0.02)$$

$$\text{pour } x = 0.02 \Rightarrow M_f = -2.42 \text{ N.m}$$

$$\text{pour } x = 0.04 \Rightarrow M_f = 1.59 \text{ N.m}$$

$$0 \ll x \ll 0.1$$

$$\sum M_{O'} = 0 \Rightarrow M_f = -R_{AY} * x - R_{CY} * (x - 0.04) + F_R * (x - 0.02)$$

$$\text{pour } x = 0.04 \Rightarrow M_f = 1.59 \text{ N.m}$$

$$\text{pour } x = 0.1 \Rightarrow M_f = 0$$

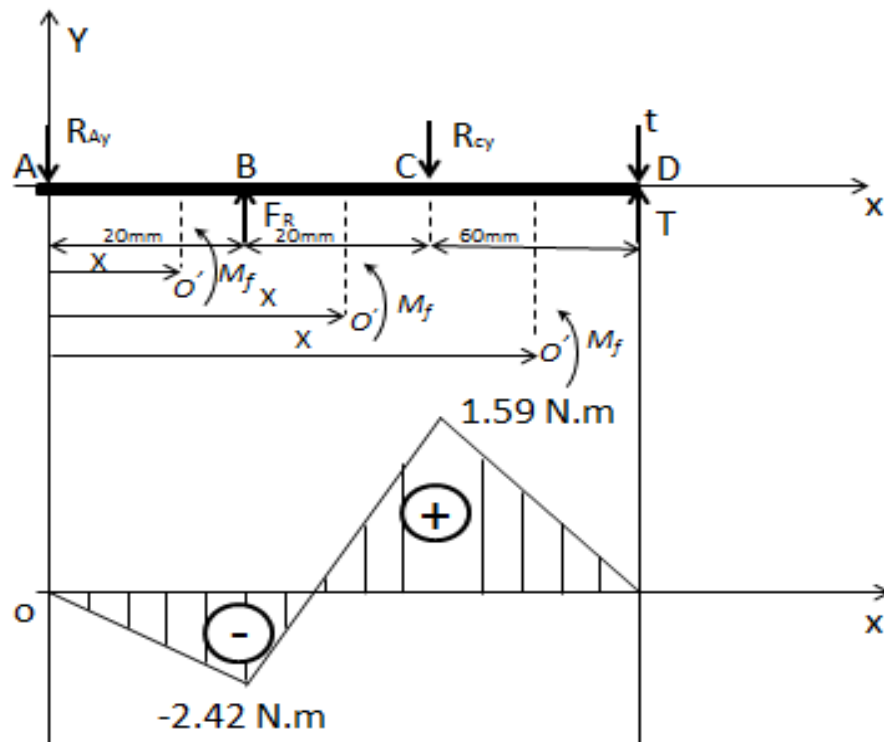


Fig.3.3- Diagramme du moment fléchissant suivant OXY.

- Equilibre suivant OXZ

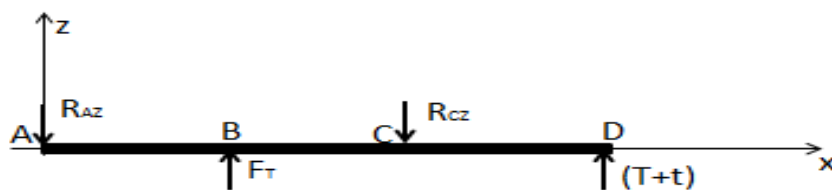


Fig.3.4- Les efforts internes et externes sur l'arbre moteur suivant plan OXZ.

$$\sum \vec{F}_Z = 0 \Leftrightarrow R_{AZ} + R_{CZ} - F_T - (t + T) = 0 \Leftrightarrow F_T + (T + t) = R_{AZ} + R_{CZ}$$

$$\begin{aligned} \sum \vec{M}_A = 0 &\Leftrightarrow F_T * 0.02 - R_{CZ} * 0.04 + (T + t) * 0.1 = 0 \Leftrightarrow R_{CZ} \\ &= \frac{F_T * 0.02 + (T + t) * 0.1}{0.04} \end{aligned}$$

$$R_{CZ} = 2642.97 \text{ N}, R_{AZ} = -878.46 \text{ N}$$

$$0 \ll x \ll 0.02$$

$$\sum M_{O'} = 0 \Rightarrow M_f + R_{AZ} * x = 0$$

$$\text{pour } x = 0 \Rightarrow M_f = 0 \text{ N.m}$$

$$\text{pour } x = 0.02 \Rightarrow M_f = 17.57 \text{ N.m}$$

$$0 \ll x \ll 0.04$$

$$\sum M_{O'} = 0 \Rightarrow M_f = M_f = F_T * (x - 0.02) - R_{AZ} * x$$

$$\text{pour } x = 0.02 \Rightarrow M_f = 17.57 \text{ N.m}$$

$$\text{pour } x = 0.04 \Rightarrow M_f = 52.82 \text{ N.m}$$

$$0 \ll x \ll 0.1$$

$$\sum M_{O'} = 0 \Rightarrow M_f = F_T * (x - 0.02) - R_{AZ} * x - R_{CZ} * (x - 0.04)$$

$$\text{pour } x = 0.1 \Rightarrow M_f = 52.82 \text{ N.m}$$

$$\text{pour } x = 0.14 \Rightarrow M_f = 0$$

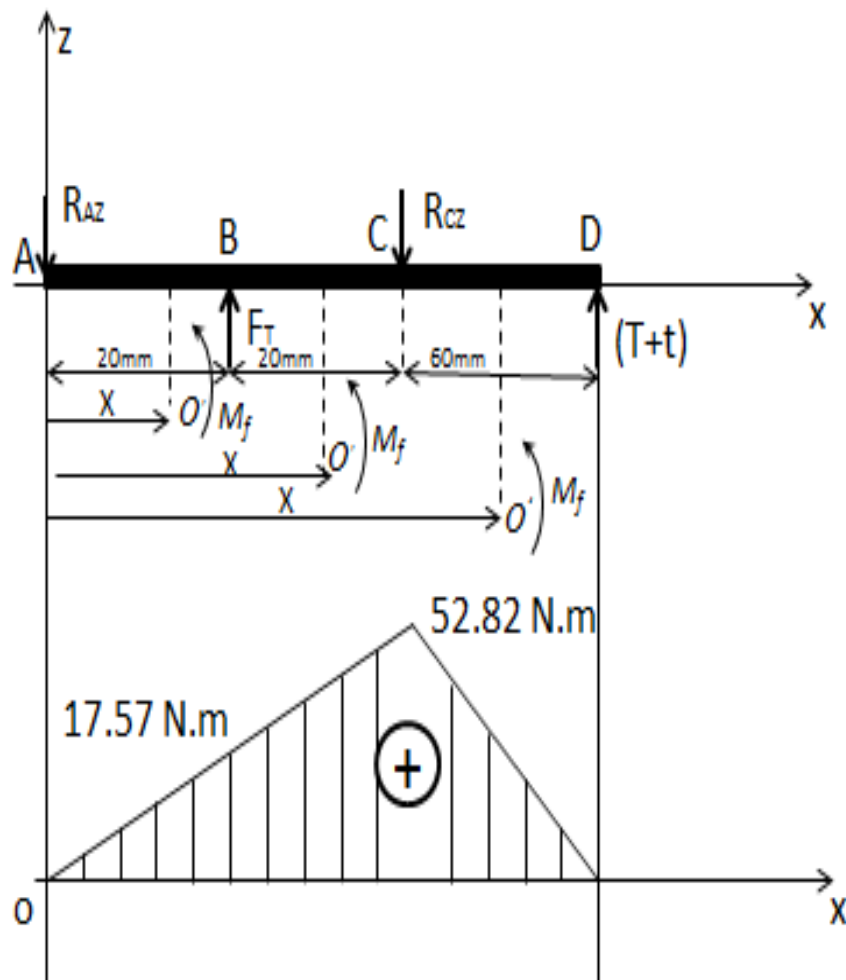


Fig.3.5- Diagramme du moment fléchissant suivant OXZ.

3.3.1.2 Vérification de calcul par logiciel RDM 6

RDM6-Flexion est un logiciel destiné au calcul des structures par la méthode des éléments finis, permet l'analyse statique des poutres droites sollicitées en flexion simple. Après l'utilisation de ce logiciel on trouve les résultats suivants :

- Equilibre suivant OXY

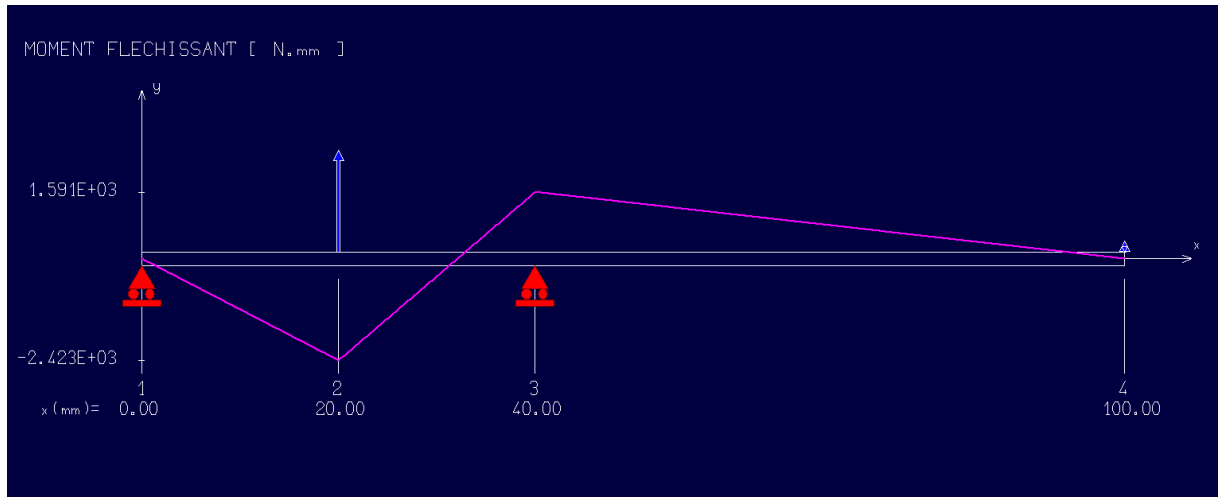


Fig.3.6- Diagramme du moment fléchissant par logiciel RDM 6.

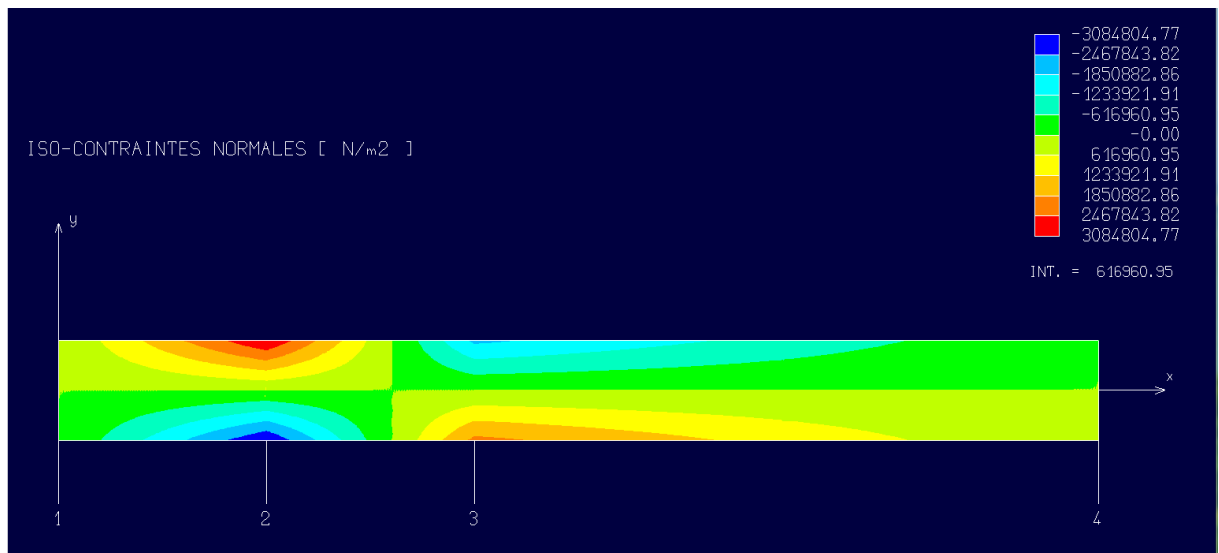


Fig.3.7- Diagramme du Contrainte normale par logiciel RDM 6

- Equilibre suivant OXZ

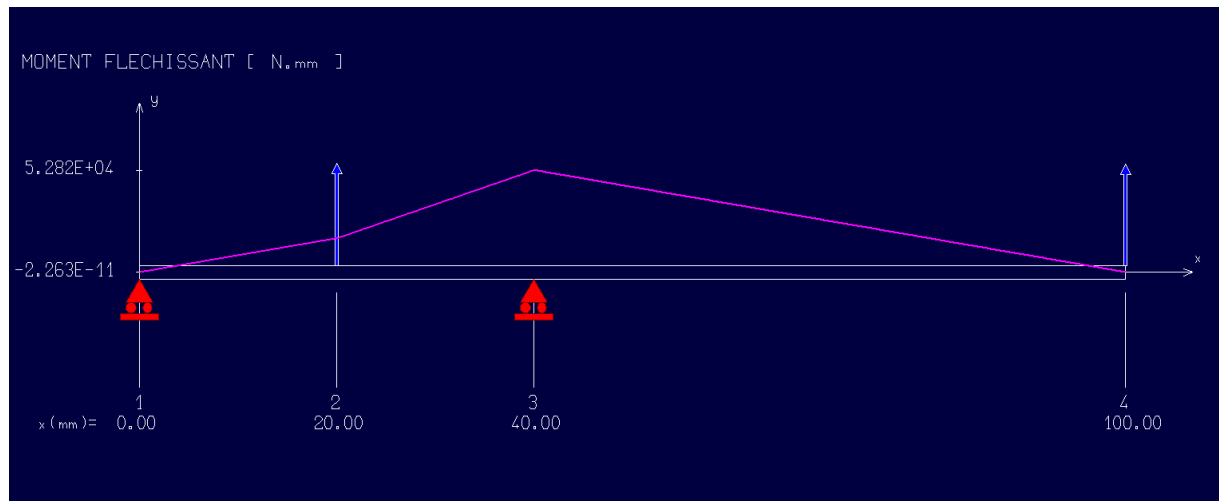


Fig.3.8- Diagramme du moment fléchissant par logiciel RDM 6.

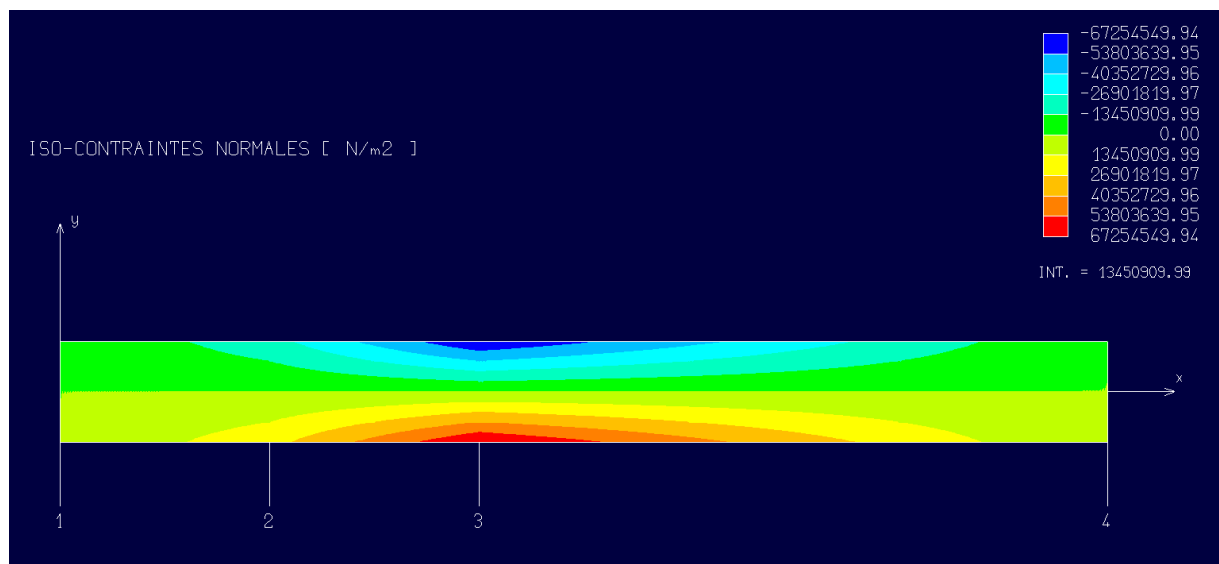


Fig.3.9- Diagramme du Contrainte normale par logiciel RDM 6.

3.3.1.3 Calcul du moment de flexion équivalent et le moment de torsion

De là on peut en déduire le moment de flexion équivalent ainsi que le moment de torsion.

$$M_{f_{equivalent}} = \sqrt{(M_{f_{maxi1}})^2 + (M_{f_{maxi2}})^2} \quad (3 - 4)$$

$$M_{f_{equivalent}} = \sqrt{(-2.42)^2 + (52.82)^2} = 52.87 \text{ N.m}$$

Donc le moment de torsion égale

$$M_t = C_e = 21.22 \text{ N.m}$$

3.3.1.4 Calcul du diamètre d'arbre

Le diamètre d'arbre est donné par l'équation suivante :

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{10 * \sqrt{(M_{fequi})^2 + (M_t)^2}}{[\sigma_e]}} \quad (3 - 5)$$

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{10 * \sqrt{(52.87)^2 + (21.22)^2}}{[100]}}$$

$$d_1 \geq 0.01785 \text{ m} \Rightarrow d_1 \geq 17.85 \text{ mm}$$

3.3.2 Calcul d'arbre 2

Pour effectuer les calculs on considère que la roue représente un appui ponctuel sur un arbre et le distance de chaque côté de la roue est égale à 20 mm, cette distance représente l'endroit où les forces sont appliquées. Il représente également le milieu du roulement. Nous considérerons deux liaisons rotule en D et F. On obtient donc cette représentation pour l'arbre :

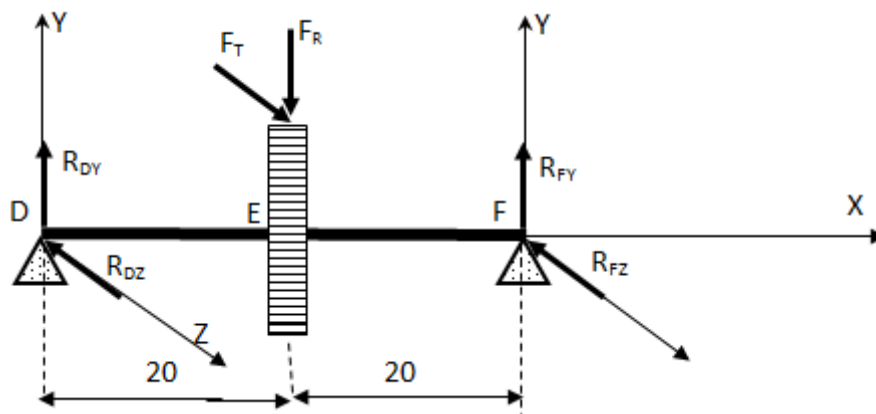


Fig.3.10- Les réactions et les efforts sur l'arbre récepteur.

Pour commencer on va donc calculer les efforts en considérant deux liaisons rotule au niveau de G et F. ainsi que les moments de flexion suivant les deux plans vertical et horizontal. Pour la vérification en utilise logiciel RDM 6.

3.3.2.1 Calcul des efforts dans les appuis et le moment de fléchissant

- Equilibre suivant OXY

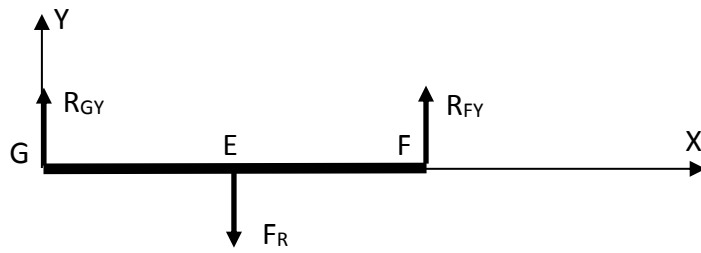


Fig.3.11- Les efforts internes et externes sur l'arbre récepteur suivant plan OXY

$$\sum \vec{F}_y = 0 \Leftrightarrow -F_R + R_{GY} + R_{FY} = 0 \Leftrightarrow F_R = R_{GY} + R_{FY}$$

$$\sum \vec{M}_G = 0 \Leftrightarrow -F_R * 0.02 + R_{FY} * 0.04 = 0 \Leftrightarrow R_{GY} = \frac{F_R * 0.02}{0.04}$$

$$R_{GY} = R_{FY} = 160.905 \text{ N}$$

$$0 \leq x \ll 0.02$$

$$\sum M_{O'} = 0 \Rightarrow M_f = R_{GY} * x$$

$$\text{pour } x = 0 \Rightarrow M_f = 0$$

$$\text{pour } x = 0.02 \Rightarrow M_f = 3.21 \text{ N.m}$$

$$0 \ll x \ll 0.04$$

$$\sum M_{O'} = 0 \Rightarrow M_f = R_{GY} * x - F_R * (x - 0.02)$$

$$\text{pour } x = 0.02 \Rightarrow M_f = 3.21 \text{ N.m}$$

$$\text{pour } x = 0.04 \Rightarrow M_f = 0$$

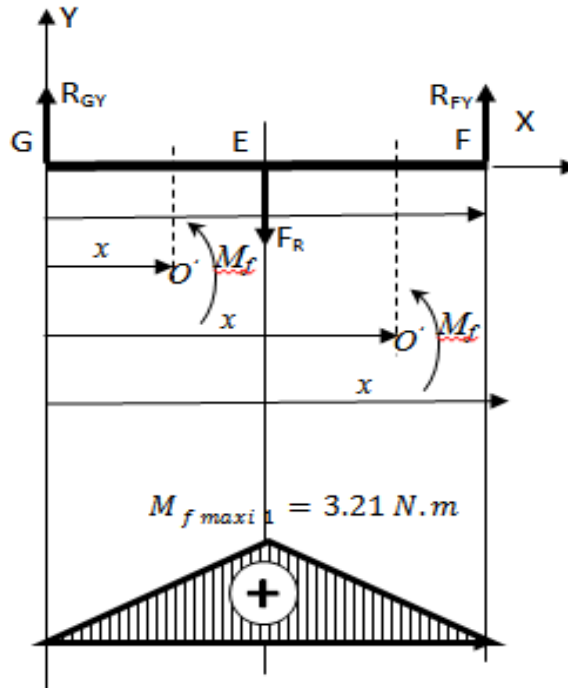


Fig.3.12- Diagramme du moment fléchissant suivant OXY.

- Equilibre suivant OXZ

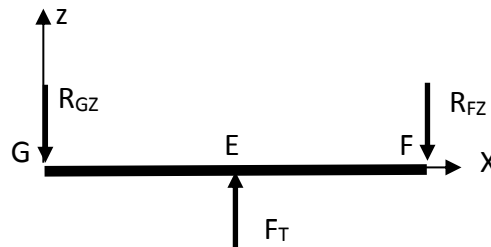


Fig.3.13- Les efforts internes et externes sur l'arbre récepteur suivant plan OXZ

$$\sum \vec{F}_y = 0 \Leftrightarrow F_T - R_{DZ} - R_{FZ} = 0 \Leftrightarrow F_T = R_{DZ} + R_{FZ}$$

$$\sum \vec{M}_D = 0 \Leftrightarrow F_T * 0.02 - R_{FZ} * 0.04 = 0 \Leftrightarrow R_{GZ} = \frac{F_T * 0.02}{0.04}$$

$$R_{GZ} = R_{FZ} = 442.085 \text{ N}$$

$$0 \leq x \ll 0.02$$

$$\sum M_{O'} = 0 \Rightarrow M_f = -R_{GZ} * x$$

$$\text{pour } x = 0 \Rightarrow M_f = 0$$

$$\text{pour } x = 0.02 \Rightarrow M_f = -8.84 \text{ N.m}$$

$$0 \ll x \ll 0.04$$

$$\sum M_{O'} = 0 \Rightarrow M_f = -R_{GZ} * x + F_T * (x - 0.02)$$

$$\text{pour } x = 0.02 \Rightarrow M_f = -8.84 \text{ N.m}$$

$$\text{pour } x = 0.04 \Rightarrow M_f = 0$$

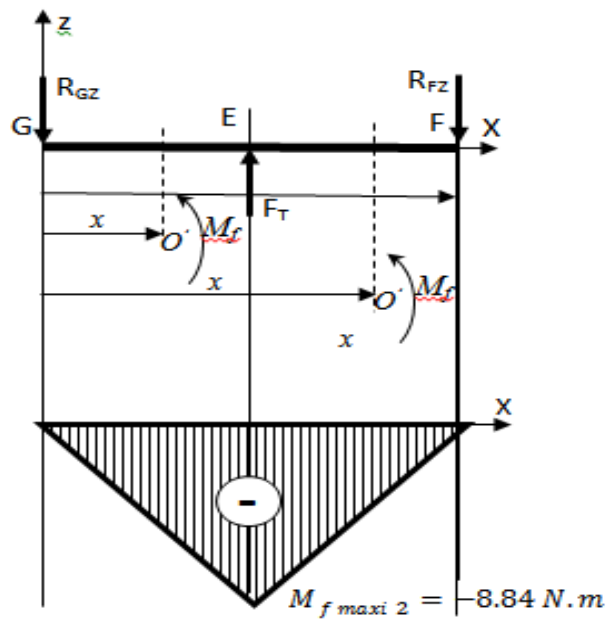


Fig.3.14- Diagramme du moment fléchissant suivant OXZ

3.3.2.2 Vérification de calcul par logiciel RDM 6

- Equilibre suivant OXY

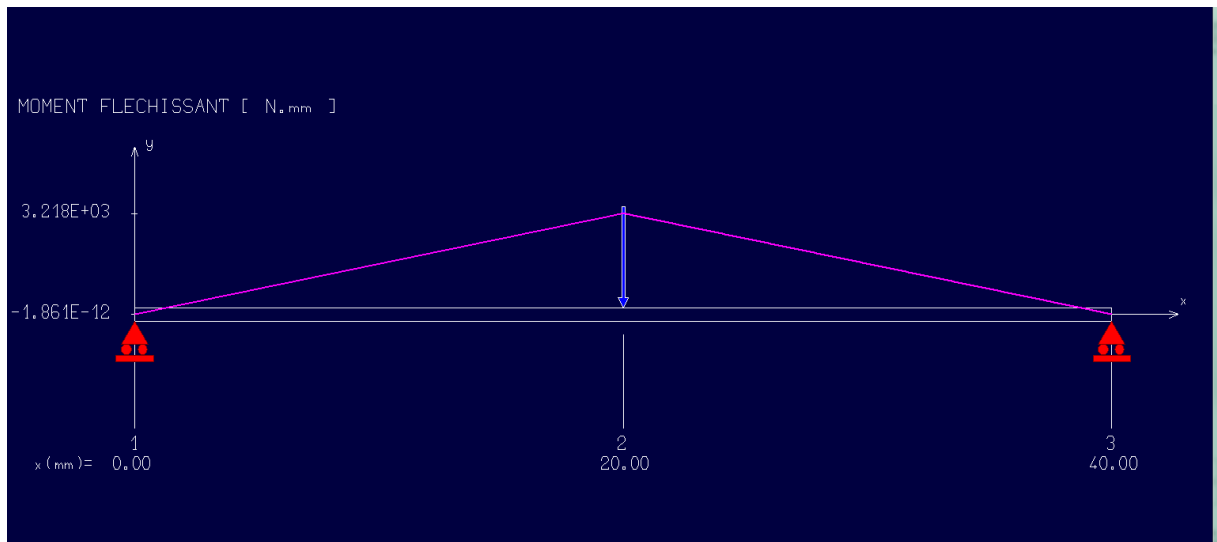


Fig.3.15- Diagramme du moment fléchissant par logiciel RDM 6.

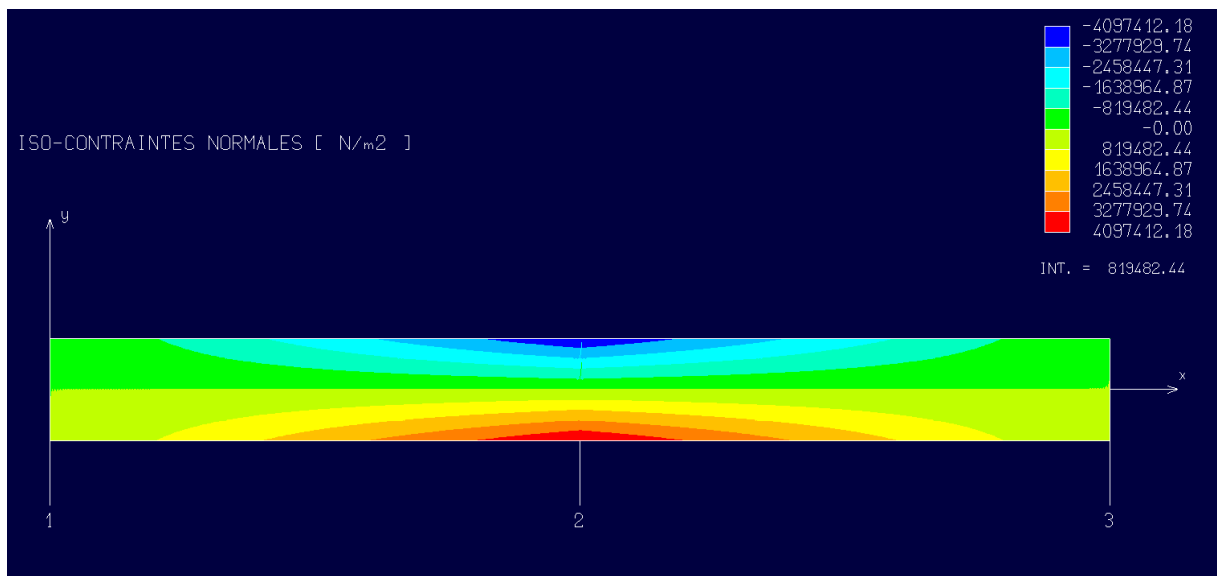


Fig.3.16- Diagramme contrainte normale par logiciel RDM 6.

- Equilibre suivant OXZ

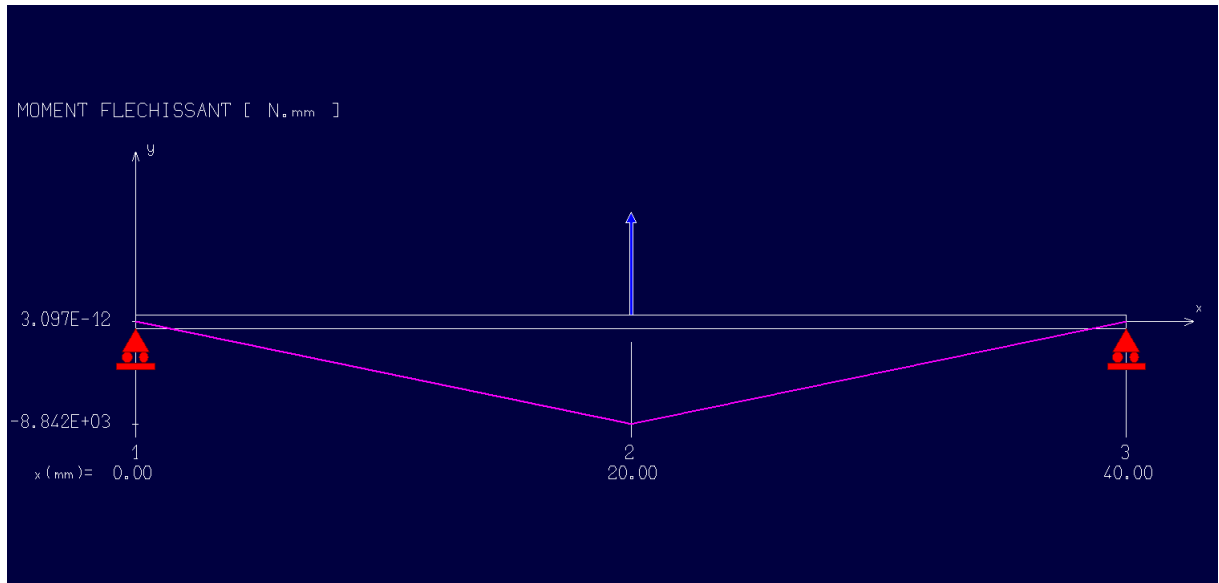


Fig.3.17- Diagramme du moment fléchissant par logiciel RDM 6.

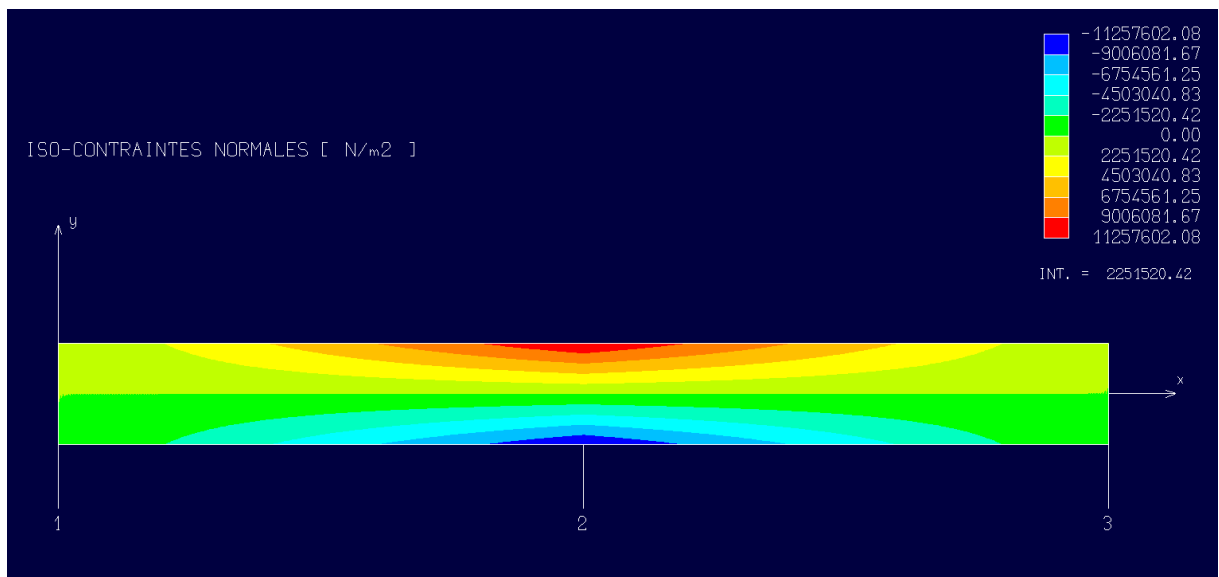


Fig.3.18- Diagramme contrainte normale par logiciel RDM 6.

3.3.2.3 Calcul du moment de flexion équivalent et le moment de torsion

De là on peut en déduire le moment de flexion équivalent ainsi que le moment de torsion.

$$M_{f_{equivalent}} = \sqrt{(M_{f_{maxi1}})^2 + (M_{f_{maxi2}})^2} \quad (3 - 6)$$

$$M_{f_{equivalent}} = \sqrt{(3.21)^2 + (-8.84)^2} = 9.40 \text{ N.m}$$

Donc le moment de torsion égale

$$M_t = C_s = 21.22 \text{ N.m}$$

3.3.2.4 Calcul du diamètre d'arbre

Le diamètre d'arbre est donné par l'équation suivante :

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{10 * \sqrt{(M_{f_{equi}})^2 + (M_t)^2}}{[\sigma_e]}} \quad (3 - 6)$$

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{10 * \sqrt{(9.40)^2 + (21.22)^2}}{[100]}}$$

$$d_2 \geq 0.01323 \text{ m} \Rightarrow d_2 \geq 13.23 \text{ mm}$$

3.3.3 Calcul de débit de la pompe à engrenage

Le débit d'une pompe hydraulique dépend de deux importants facteurs : la cylindrée de la pompe et la vitesse de rotation de la pompe.

$$Q_v = b \times m^2 \times Z \times A \times \omega \quad (3 - 7)$$

Avec :

$$\omega = \frac{2 \times \pi \times N}{60} \quad (3 - 8)$$

Et

$$A = 1 + \frac{1}{Z} + \cos(\alpha) \times \frac{\cos(\alpha) \times Z}{12} \quad (3 - 9)$$

Donc :

$$Q_v = 59.11 \text{ L/min}$$

3.3.4 Détermination de rendement volumétrique

Le rendement volumétrique c'est le rapport entre le débit réel obtenu au refoulement et le débit théorique compte-tenu de la cylindrée et de la vitesse de rotation de la pompe. Le rendement volumétrique s'exprime en pourcentage.

$$\eta_v = \frac{Q_{v\text{réel}}}{Q_{v\text{théo}}} \quad (3 - 10)$$

$$\eta_v = \frac{55}{59.11} = 0.93$$

3.3.5 Détermination de rendement total

$$\eta_t = \frac{P_{\text{sortie}}}{P_{\text{entrée}}} = \frac{P \times Q_{v\text{réel}}}{P_{\text{entrée}}} \quad (3 - 11)$$

$$\eta_t = \frac{8 \times 55}{5} = 88 \%$$

CHAPITRE IV :
CONCEPTION DE LA
POMPE A ENGRENAGE

4.1 Introduction

La conception de la pompe à engrenage a été réalisée par une conception CAO sous le logiciel Solidworks version 2012. Par conséquent, ce chapitre a été introduit par une première partie donnant une vision générale sur le logiciel CAO/DAO «solidworks ». Ensuite, une deuxième partie qui traite la méthode de la conception en 3D de la pompe à engrenage en donnant tous les détails ainsi que les différentes étapes de conception.

4.2 Définition du logiciel Solidworks

L'utilisation du logiciel solidworks 2013 a été choisi vu que je le maîtrise et du fait qu'il est capable de réaliser les différents forme de notre pompe à engrenage ; de plus il nous permet d'enregistrer le dessin sous les différents formats (DXF, STL, STEEP, etc....). Solidworks est un outil de conception de modélisation volumique paramétrée basée sur des fonctions, associatif.

- Modèle géométrique le plus complet utilisé dans les systèmes de CAO, utilisant les informations qui relient les géométries du modèle entre elles (exemple : telle surface se rencontre avec telle arête).
- Paramétrique, les cotes et les relations utilisées pour créer une fonction sont saisies et stockées dans le modèle ; ce qui permet de les changer rapidement et sans difficulté, (Changement de la cote 76 en 116 par exemple) Basée sur des fonctions, en effet un modèle SolidWorks est formé d'éléments individuels appelés fonctions. Ce sont des fonctions géométriques telles que les bossages, les enlèvements de matière, les perçages, les congés, les chanfreins. [27]

4.3 Historique

Créé en 1993 par l'éditeur américain éponyme, SolidWorks a été acheté le 24 juin 1997 par la société Dassault Systèmes. Parmi les plus grandes organisations utilisant SolidWorks, on peut citer Michelin, AREVA, PatekPhilippe, MegaBlocs, Axiome, ME2C, SACMO, Le Boulch, Robert Renaud et le Ministère de l'Éducation nationale français. [28]

4.4 Fonctionnement

Solidworks est un modeleur 3D utilisant la conception paramétrique. Il génère 3 types de fichiers relatifs à trois concepts de base : la pièce, l'assemblage et la mise en plan. Ces fichiers sont en relation. Toute modification à quelque niveau que ce soit est répercutée vers tous les fichiers concernés.

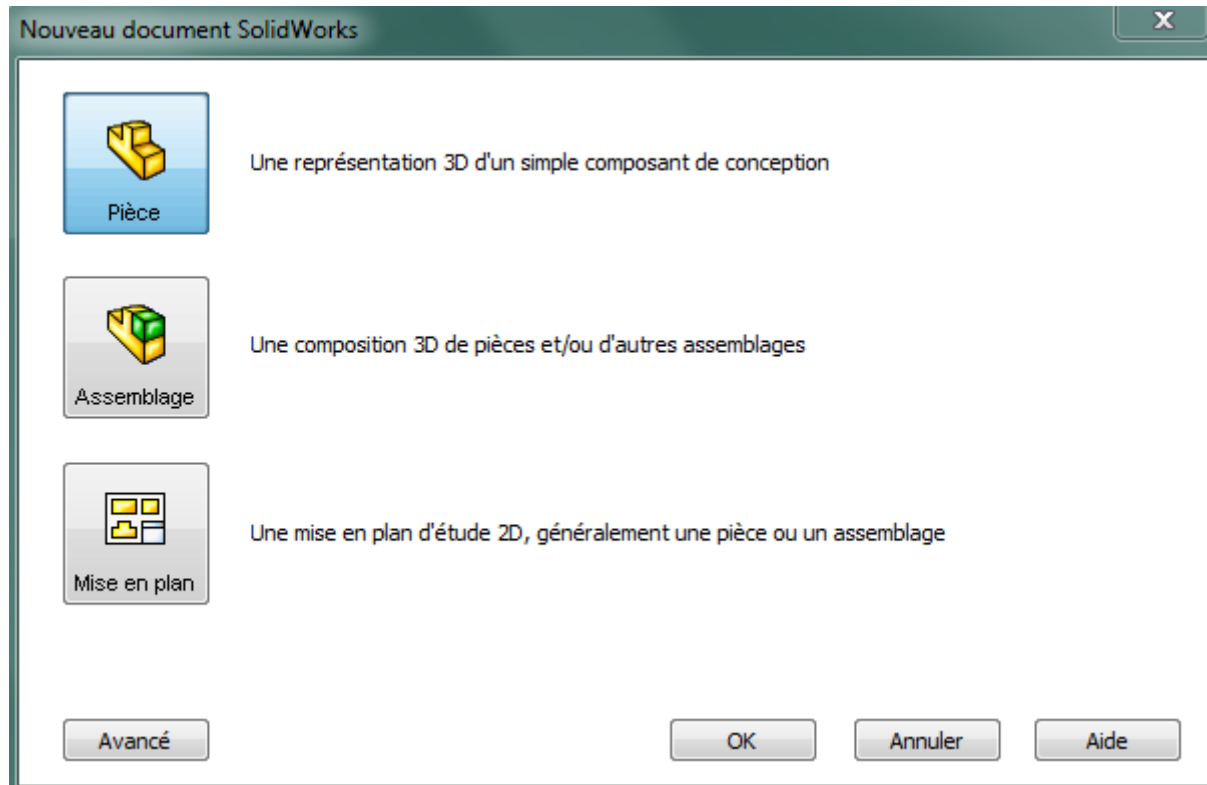


Fig.4.1-Les trois concepts de base (SOLIDWORKS).

Un dossier complet contenant l'ensemble des relatifs à un même système constitue une maquette numérique. De nombreux logiciels viennent compléter l'éditeur Solidworks. Des utilitaires orientés métiers (tôlerie, bois, BTP...), mais aussi des applications de simulation mécanique ou d'image de synthèse travaillent à partir des éléments de la maquette virtuelle. [16]

4.4.1 Pièce

La pièce est l'objet 3D monobloc. La modélisation d'une telle entité dépendra de la culture de l'utilisateur. Comme de nombreux logiciels conviviaux, SolidWorks permet d'aboutir à un même résultat apparent par des voies souvent différentes. C'est lors de la retouche de ces fichiers ou de leur exploitation qu'on appréciera la bonne méthode. Une pièce est la réunion d'un ensemble de fonctions volumiques avec des relations d'antériorité, des géométriques, des relations booléennes (ajout retrait)... Cette organisation est rappelée sur l'arbre de construction. Chaque ligne est associée à une fonction qu'on peut renommer à sa guise. [28]

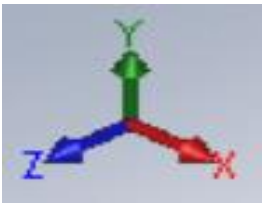
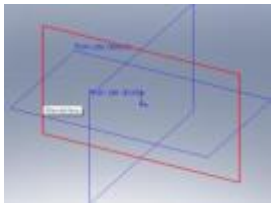
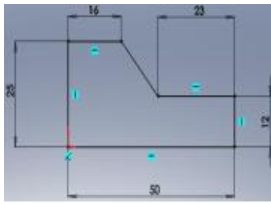
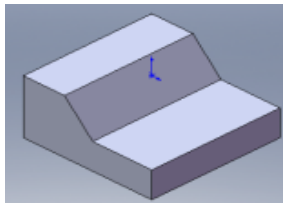
1	2	3	4
Définir une origine	Choisir un plan	Tracer une esquisse	Générer un volume
			

Fig.4.2- Etapes pour obtenir un volume

4.4.2 Assemblages

Les assemblages sont obtenus par la juxtaposition de pièces. La mise en position de pièces est définie par un ensemble des contraintes d'assemblage associant, deux entités respectives par une relation géométrique (coïncidence, tangence, coaxialité...). Dans une certaine mesure, ces associations de contraintes s'apparentent aux liaisons mécaniques entre les pièces. Le mécanisme monté, s'il possède encore des mobilités, peut être manipulé virtuellement. On peut alors aisément procéder à des réglages à l'aide des différents outils disponibles (déplacement composants, détection de collision ou d'interférence, mesure des jeux, etc.) [28]

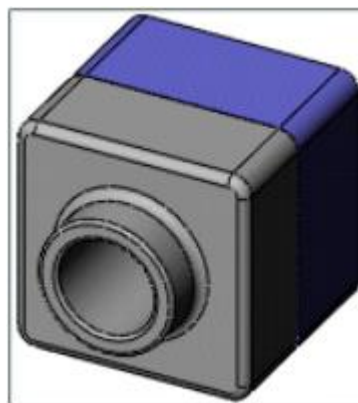


Fig.4.3-Assemblage d'une pièce.

4.4.3 Mise en plan

Une fois les pièces ou assemblages créés, il est possible de générer automatiquement les mise en plan (représentation 2D) avec insertion automatique des côtes et liaisons entre les vues 2D et le modèle 3D. De plus, des fonctions d'habillage (texte, hachure, cotation,...) permettent à l'utilisateur d'annoter rapidement un plan. Pour faire des mises en plan, il est tout d'abord nécessaire d'avoir des fonds de plan pour y projeter les dessins. Ces fonds de plans ont un format

(A4, A3,...), une orientation (portrait ou paysage) et contiennent éventuellement un cartouche. Un certain nombre de fonds de plan de base sont proposés à l'origine, mais il est préférable, avant de commencer, de personnaliser les fonds en plan que l'on utilisera par la suite. [28]

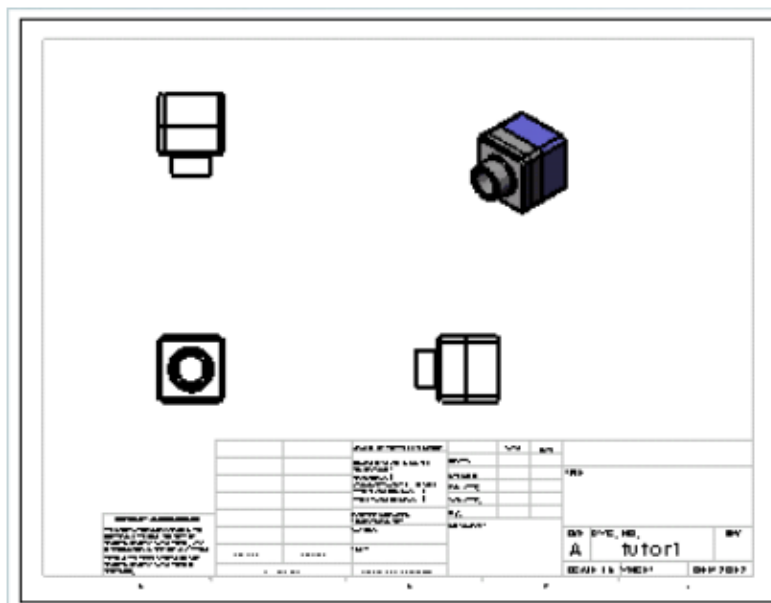
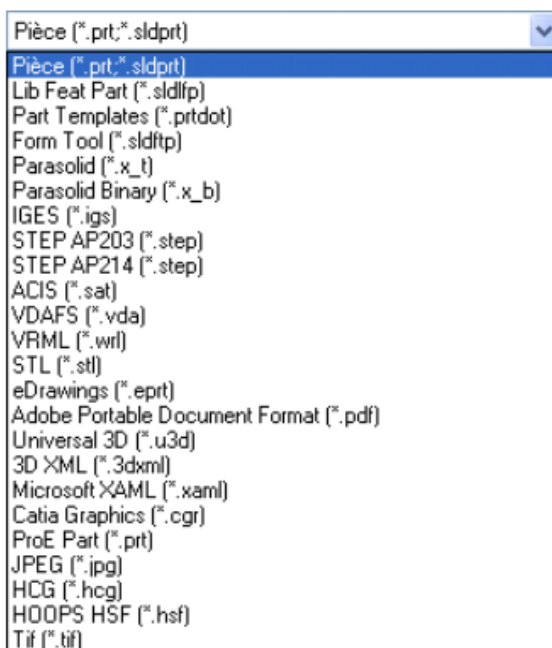


Fig.4.4.-Mise en plan d'une pièce.

4.5 Convertisseurs des formats de fichier

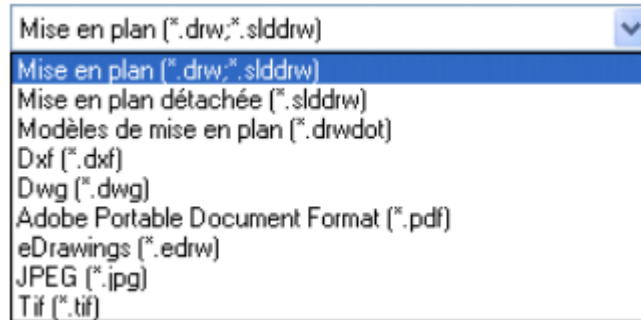
4.5.1. Type des formats des pièces

Solidworks comporte en effet des convertisseurs de format de fichier pour tous les types de données CAO notamment :



4.5.2 Types des formats de mise en plan

Il comporte d'autres formats de fichiers dans la mise en plan notamment :



4.6 Conception des composants de la pompe à engrenage par logiciel Solidworks 2013

Nous avons achevé tous les calculs, nous allons donc passer à la conception sur l'ordinateur, nous choisirons le logiciel SOLID WORKS. Voici donc une présentation succincte de l'ensemble des pièces. Les pompes à engrenage externe comportent une roue dentée menant et une roue dentée menée. Ces roues tournent en sens opposé en s'engrenant l'une dans l'autre. On peut voir ici l'engrenage mené (9') Fig.4.5 et l'engrenage menant (9) Fig.4.6 de la pompe à engrenage.

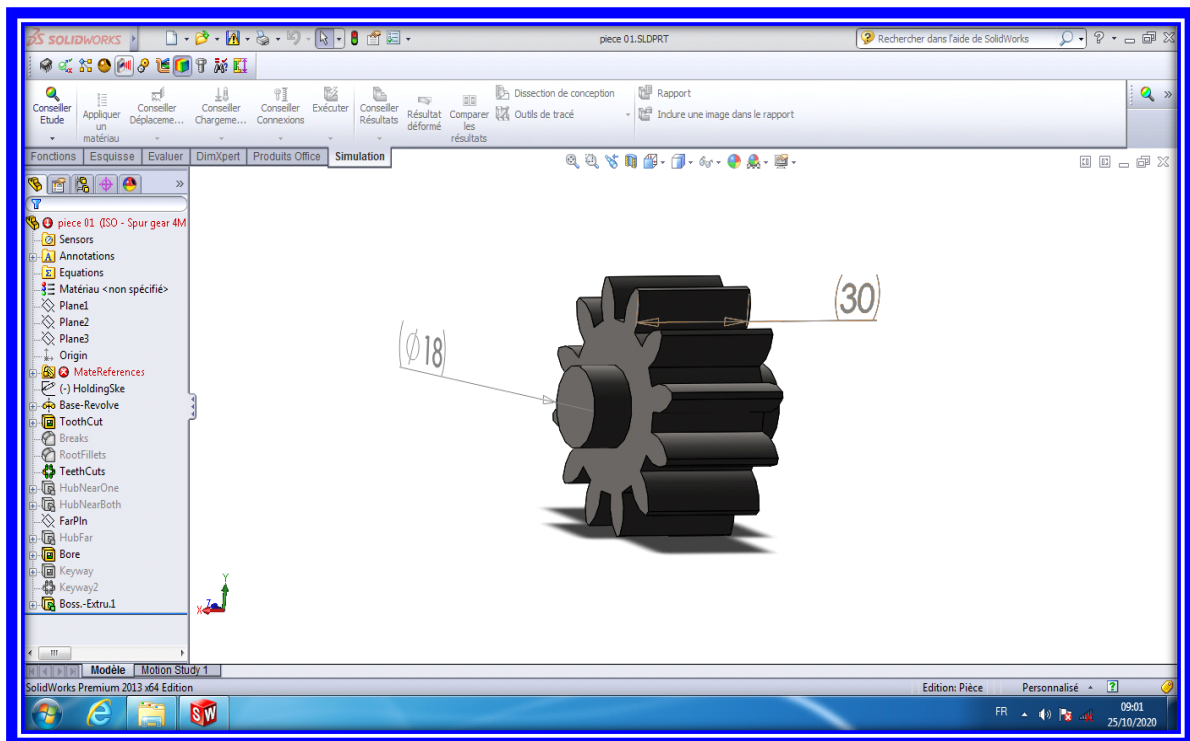


Fig.4.5- Interface graphique de l'engrenage mené sous -SolidWorks

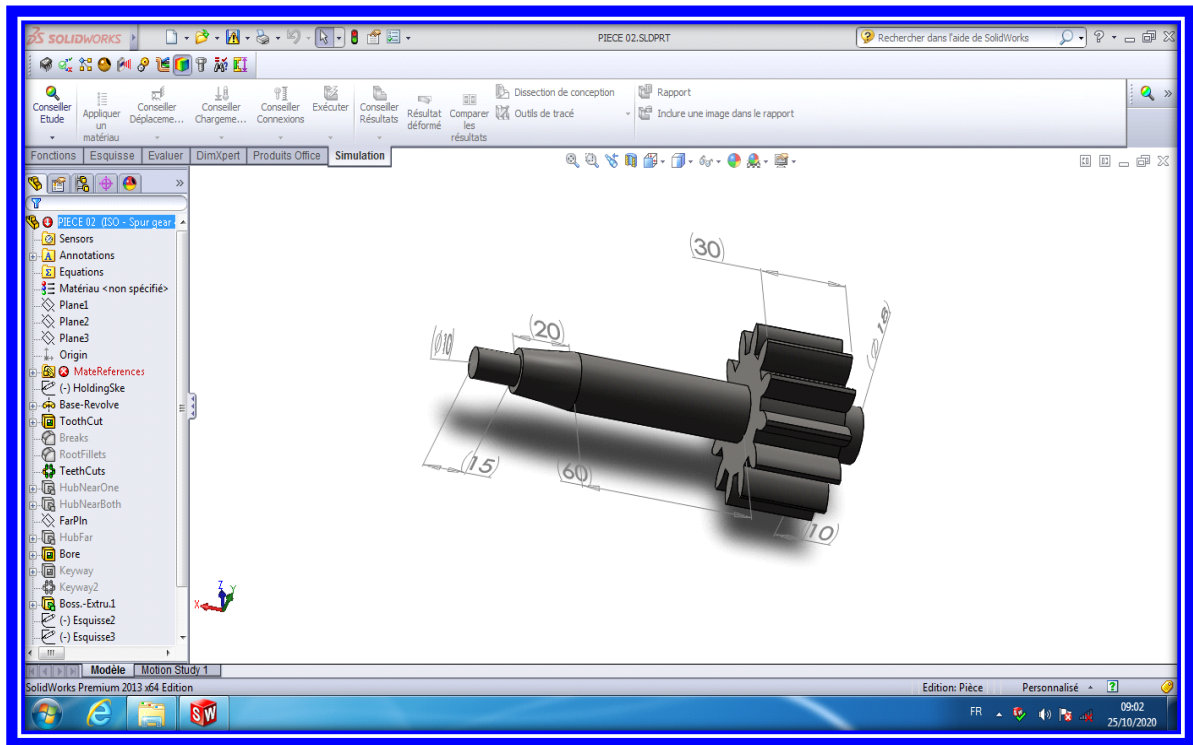


Fig.4.6- Interface graphique de l'engrenage menant sous- -SolidWorks

Ces pompes équipées de jumelles doubles permettent un rendement optimal, même dans des conditions d'utilisations importantes, si elles sont correctement entretenues.

Ces jumelles présentent à la partie extérieure un passage que l'huile sous pression traverse pour agir sur les faces planes adjacentes aux couvercles délimités par les joints d'étanchéité. On peut voir ici les deux jumelles [Fig.4.7](#) et [Fig.4.8](#)

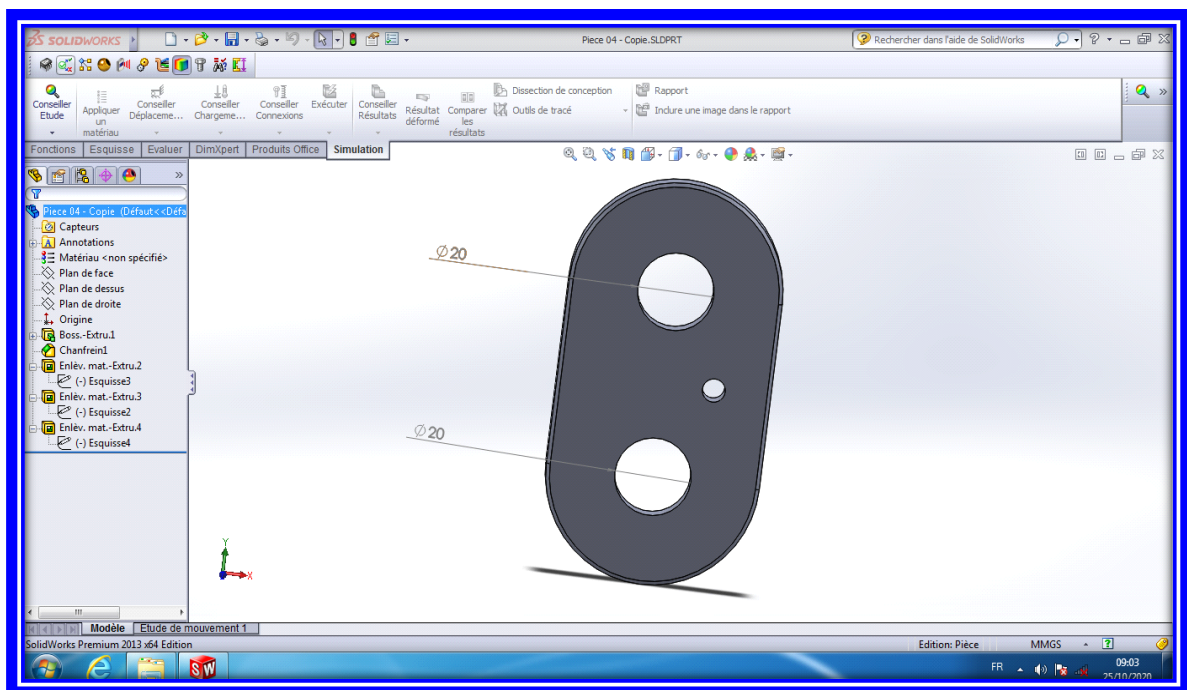


Fig.4.7- Interface graphique de la jumelle gauche sous- -SolidWorks.

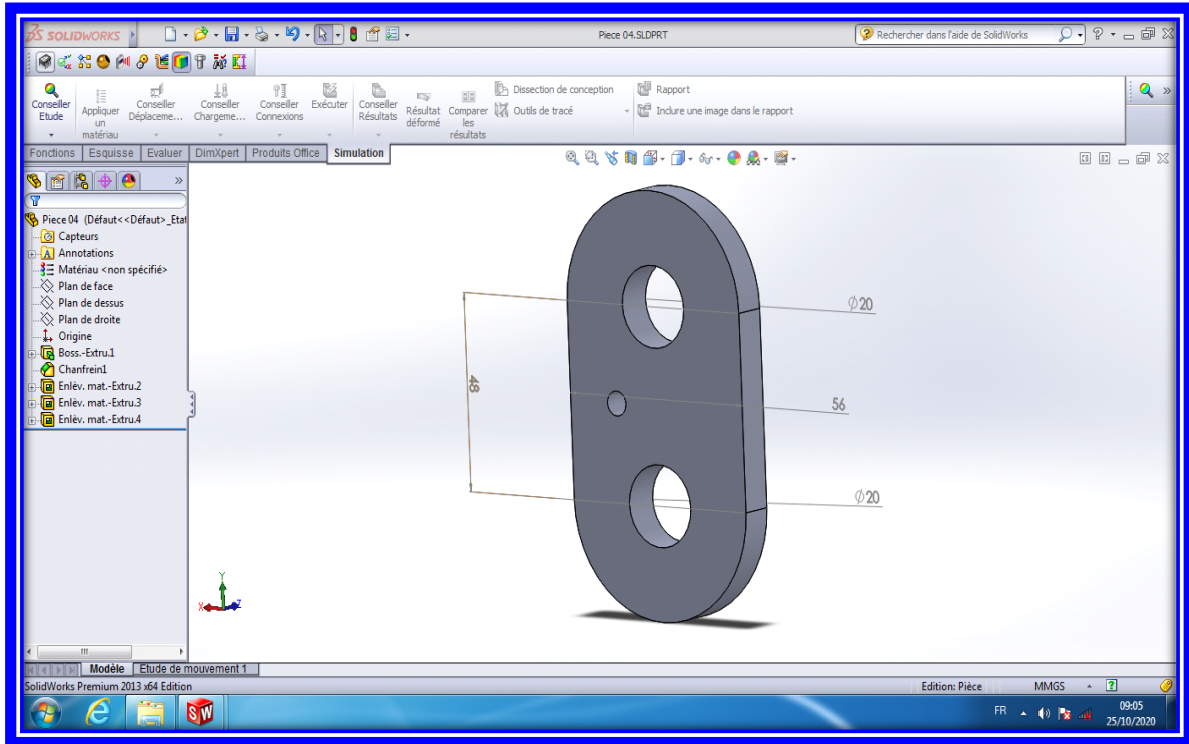


Fig.4.8- Interface graphique de la jumelle droite sous -SolidWorks

Les quatre bagues sont mises en œuvre comme palier principal des arbres à engrenages des pompes à engrenages. Un jeu de palier minimal en fonctionnement est la condition de base pour l'établissement d'une pression élevée et des fuites minimales des pompes à engrenages. Pour un fonctionnement hydrodynamique sans faille, les bagues doivent présenter un jeu défini par rapport au fluide opératoire. Ces bagues sont en contact direct avec le fluide opératoire. Les fluides employés sont plus ou moins agressifs selon l'application. On peut voir ici les bagues par la Fig.4.9.

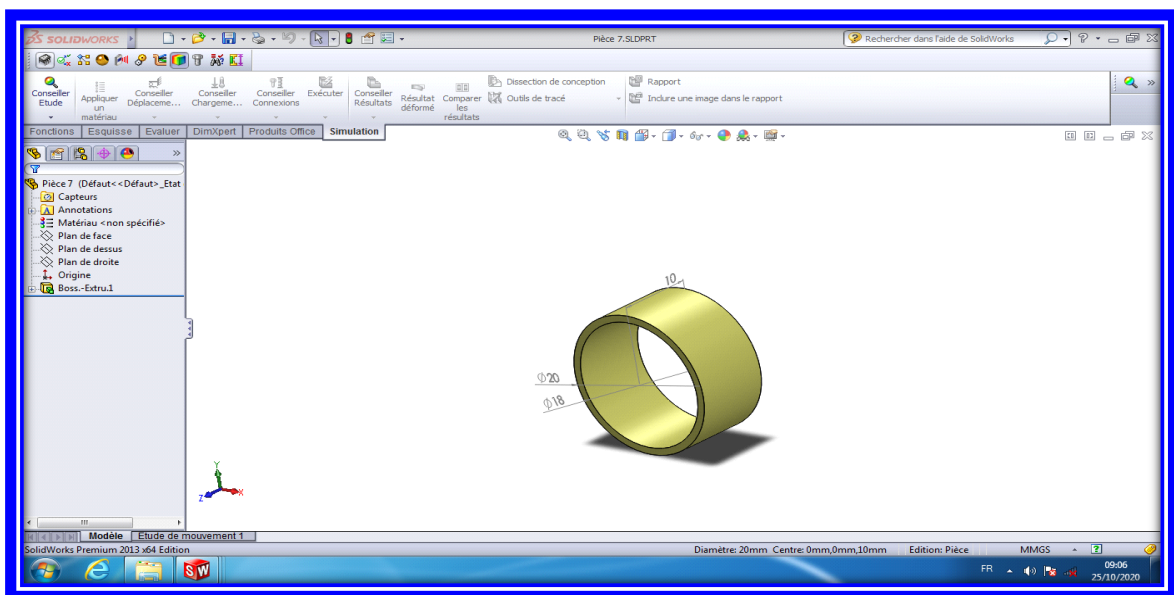


Fig.4.9- Interface graphique des bagues sous-SolidWorks

Un corps en alliage d'aluminium (1), corps doté d'un orifice d'alimentation (2) et d'un orifice de refoulement (11). Signalons, à nouveau, que l'orifice d'alimentation est généralement d'une section plus importante que celui de refoulement. Voir la Fig.4.10.

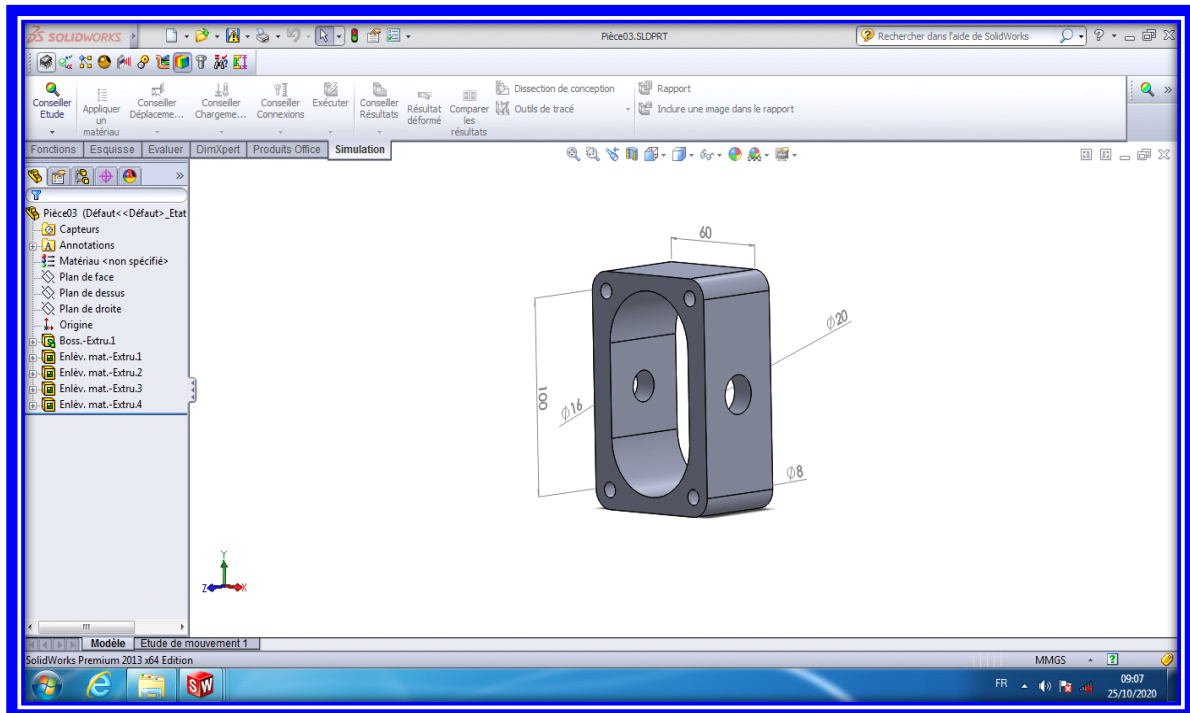


Fig.4.10- Interface graphique du corps de la pompe sous -SolidWorks

Enfin, les dernières pièces de cette pompe à engrenage. Il s'agit des deux couvercles (11) et (8'). Ces couvercles sont chacun équipés, dans des gorges spécialement aménagées à cet effet, de deux joints toriques (6) et (7) qui ont pour rôle principal de délimiter la surface sur laquelle la pression de refoulement vient s'établir durant le fonctionnement de la pompe. On peut voir ici les deux couvercles Fig.4.11 et Fig.4.12

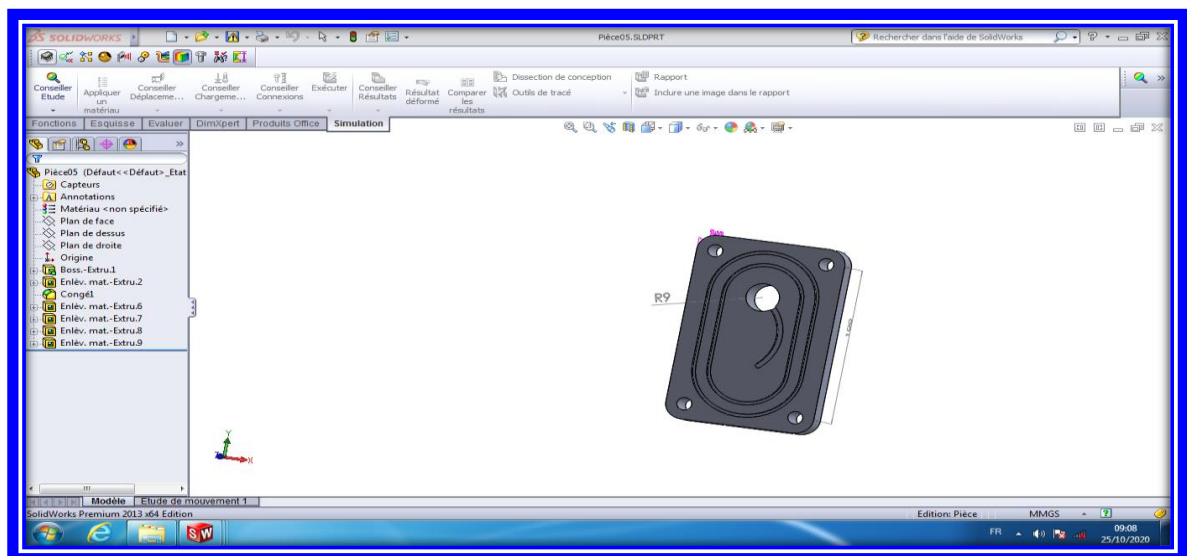


Fig.4.11- Interface graphique du couvercle avant de la pompe sous-SolidWorks

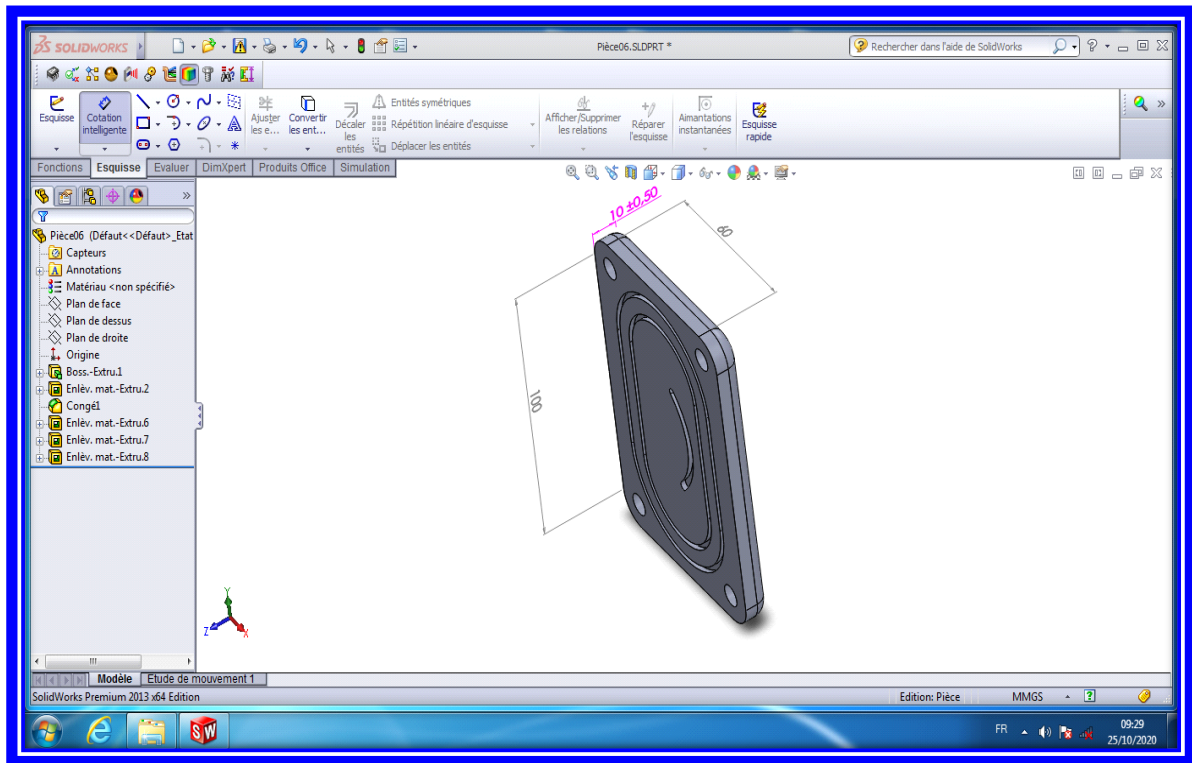


Fig.4.12- Interface graphique du couvercle arrière de la pompe sous-SolidWorks

Voici donc ci-dessous les dessins de d'ensemble de toutes les pièces de notre pompe à engrenage.

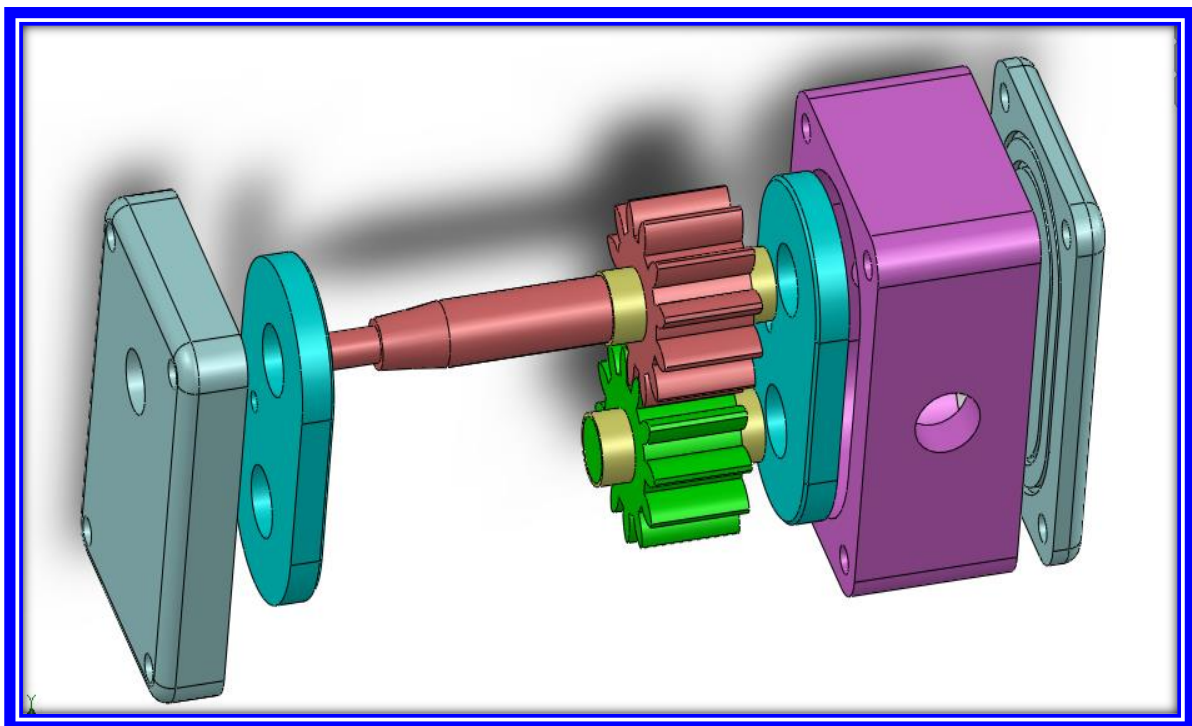


Fig.4.13- Interface graphique de la pompe sous-SolidWorks

Conclusion Général

CONCLUSION GÉNÉRALE

Les pompes à engrenages peuvent être trouvées dans une large gamme d'applications industrielles en raison d'un certain nombre de leurs avantages telque : Construction robuste et simples, Pompage possible de liquide très visqueux, Rendement élevé, le moins chère en production et leurs entretien facile.

Durant ce projet, nous avons pu nous rendre compte de l'importance d'un bon dimensionnement et ce dès le départ, en effet, une toute petite erreur dans une formule ou un léger laxisme sur des contraintes à vérifier peut induire des problèmes importants dans les étapes ultérieures. Contrairement au projet précédent, nous ne nous sommes pas cantonnés au dimensionnement mais nous avons également dû procéder à des vérifications. Ceci a apporté une nouvelle dimension au projet et nous a donc permis de nous rendre compte d'autres difficultés auxquelles sont confrontés les ingénieurs en bureau d'études. Cela nous a également permis d'apprendre de nombreuses notions de mécanique telles que le déversement ou encore les différents types de engrenages et courroies.

D'un point de vue humain, nous avons eu à faire face à de nombreux problèmes au cours de ce projet et notamment et surtout dès le départ où nous avons eu d'énormes difficultés à trouver une solution qui fonctionne, ce qui nous a amené à tenter plusieurs fois avec des solutions qui remplissaient « presque » les conditions demandées. Nous nous sommes alors rendu compte des conséquences de nos approximations (mauvaises entraxes, divergence dans les calculs de roulements ...). Nous avons donc dû nous concerter de nombreuses fois et nous remotiver pour recommencer à de nombreuses reprises depuis le début. Cela nous a finalement permis de trouver une solution et également de mettre en avant certains aspects délicats du travail en équipe, ce qui nous a demandé à chacun une légère remise en question afin de pouvoir continuer.

Nous avons également acquis une certaine méthodologie ainsi qu'une meilleure précision dans la recherche des solutions envisageables. La conception d'un tel projet serait intéressante afin de le finaliser, cependant cela nécessiterait une quantité importante de matériel. Il serait quand même intéressant de voir un tel système mis en application pour bien se rendre compte de l'utilité d'une pompe à engrenage.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

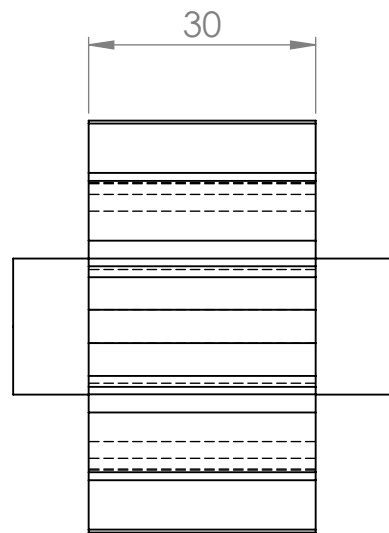
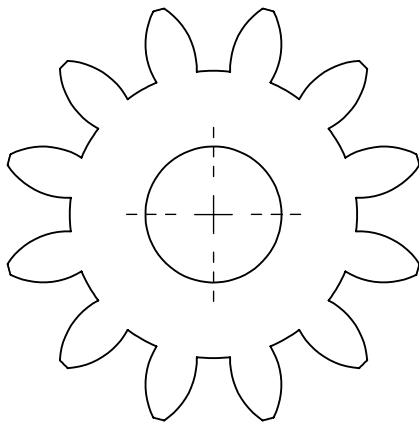
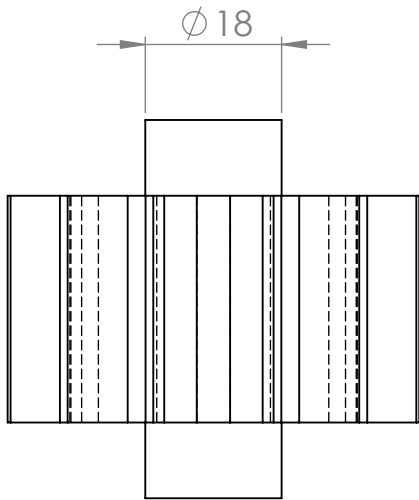
- [1] A. RAHMANI, N. TOUAHRI, Automatisation d'une station de pompage d'eau filtrée, Université Abderrahmane Mira – Bejaia, 2015, mémoire de Master en Electronique.
- [2] A. H. BENKHATTOU, Analyse et diagnostic des pompes industrielles (Etude de cas au niveau de HENKEL Ain Temouchent), Université de Tlemcen, 2012, Mémoire de Master en maintenance industrielle.
- [3] S. MOUMENE, Etude et Maintenance des pompes centrifuges industrielles, Université Badji Mokhtar- Annaba, 2019, Mémoire de Master en Electromécanique.
- [4] A. ZEMARI, Conception et fabrication d'une pompe à engrenage, Université Badji Mokhtar- Annaba, 2017, Mémoire de Master en productique mécanique.
- [5] L. Gauvin, Manuel d'hydraulique à l'intention des pêcheurs, Ministère des Pêches et de l'Environnement Service des pêches et de la mer Direction des services aux pêcheurs Ottawa, Canada, 1978.
- [6] M. Battarra, E.Mucchi, on the assessment of lumped parameter models for gear pump performance prediction, *Simulation Modelling Practice and Theory*, 99 (2020) 102008.
- [7] Q. Xiaofeng, L. Jie, Z. Xingguo, F Lia, P. Ruiqiang, Fracture failure analysis of transmission gear shaft in a bidirectional gear pump, *Engineering Failure Analysis*, 118 (2020) 104886
- [8] D. Liu, Y. Ba, T. Ren , Flow fluctuation abatement of high-order elliptical gear pump by external noncircular gear drive, *Mechanism and Machine Theory* 134 (2019) 338–348.
- [9] M. G. Mithun, P. Koukouviniis , I. K. Karathanassis , M. Gavaises, Numerical simulation of three-phase flow in an external gear pump using immersed boundary approach, *Applied Mathematical Modelling*, 72 (2019) 682–699.
- [10] P. Antoniak, J. Stryczek, Visualization study of the flow processes and phenomena in the external gear pump, *archives of civil and mechanical engineering*, 18 (2018) 1103-1115.

- [11] M. Battarra, E. Mucchi, Incipient cavitation detection in external gear pumps by means of vibro acoustic measurements, *Measurement*, 129 (2018) 51–61.
- [12] A. G. Nath, S. Krishnan, S. Cheriyan, P.S. Vishnu, A. Krishnan, P. Sreedharan, G. Udupa, Design and Manufacture of Miniature Hydraulic Gear Pump for Bio-Medical Application, *International Conference on Advances in Materials and Manufacturing Applications (IConAMMA 2017)*, *Materials Today: Proceedings* 5 (2018) 25570–25580.
- [13] F. Rituraj, A. Vacca, External gear pumps operating with non-Newtonian fluids: Modelling and experimental validation, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 106 (2018) 284–302.
- [14] H. Shen, Z. Li, L. Qi, L. Qiao, A method for gear fatigue life prediction considering the internal flow field of the gear pump, *Mechanical Systems and Signal Processing* 99 (2018) 921–929.
- [15] M. Močilan, Š. Husár, J. Labaj, M. Žmindák, Non-stationary CFD simulation of a gear pump, *XXI International Polish-Slovak Conference “Machine Modeling and Simulations 2016”*, *Procedia Engineering*, 177 (2017) 532 – 539.
- [16] Y. Yoon, B. H. Park, J. Shim, Y. O. Han, B. J. Hong, S.H. Yun, Numerical simulation of three-dimensional external gear pump using immersed solid method, *Applied Thermal Engineering* 118 (2017) 539–550.
- [17] M. Battarra, E. Mucchi, A method for variable pressure load estimation in spur and helical gear pumps, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 76–77 (2016) 265-282.
- [18] C. Opran, M. Pricop, C Teodoru, Researches on Design and Manufacturing of Innovative Double Gears Pumps, *25th DAAAM International Symposium on Intelligent Manufacturing and Automation, (DAAAM 2014)*, *Procedia Engineering*, 100 (2015) 475 – 481.
- [19] W. Fiebig *, M. Korzyb, Vibration and dynamic loads in external gear pumps, *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 15 (3) (2015) 680-688.

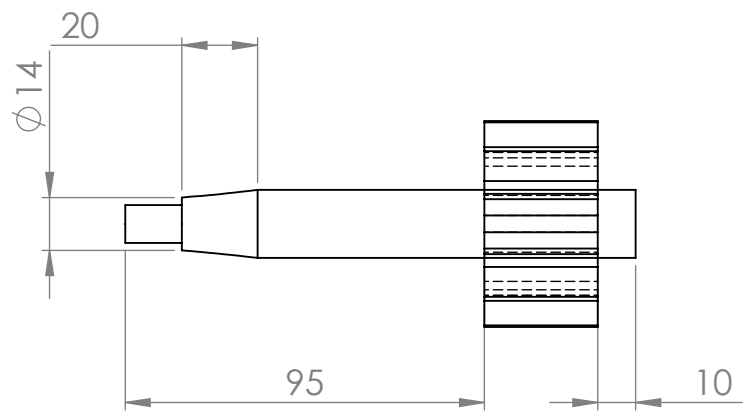
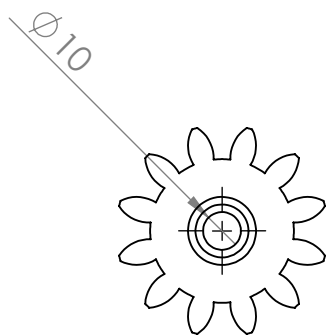
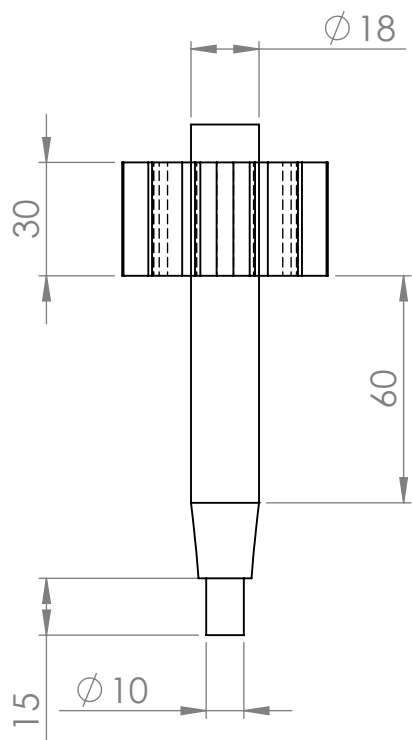
- [20] E. Mucchi, A. Rivola, G. Dalpiaz, Modelling dynamic behaviour and noise generation in gear pumps: Procedure and validation, *Applied Acoustics*, 77 (2014) 99–111.
- [21] S. Olguner, İ.H. Filiz, A study on the design of asymmetric spur gears in gear pump applications, *Conference: International Gear Conference 2014*, 406-417.
- [22] N. Erturk, A.Vernet, J.Pallares, R.Castilla, G.Raush, Small-scale characteristics and turbulent statistics of the flow in an external gear pump by time-resolved PIV, *Flow Measurement and Instrumentation*, 29 (2013) 52–60.
- [23] R. S. Devendran, A. Vacca, Optimal design of gear pumps for exhaust gas aftertreatment applications, *Simulation Modelling Practice and Theory*, 38 (2013) 1–19.
- [24] E. Mucchi, G. Dalpiaz, A. Rivola, Elastodynamic analysis of a gear pump. Part II: Meshing phenomena and simulation results, *Mechanical Systems and Signal Processing* 24(2010) 2180–2197.
- [25] K. J. Huang, W. C. Lian, Kinematic flowrate characteristics of external spur gear pumps using an exact closed solution, *Mechanism and Machine Theory* 44 (2009) 1121–1131.
- [26] R. Castilla, J. Wojciechowski, P.J. Gamez-Montero, A. Vernet, E. Codina, Analysis of the turbulence in the suction chamber of an external gear pump using Time Resolved Particle Image Velocimetry, *Flow Measurement and Instrumentation*, 19 (2008) 377-384
- [27] Ginestou. R, Learn how to use SolidWorks, Dassault Systèmes - SolidWorks Corporation 300 Baker Avenue Concord, Massachusetts 01742 USA.
- [28] https://fr.wikipedia.org/wiki/Conception_assist%C3%A9e_par_ordinateur
(page consulté le 03/07/2019 à 00.36)
- [29] <https://docplayer.fr/874835-Principes-fondamentaux-de-la-technologie-des-pompes.html>
- [30] <https://www.eggerpumps.com/fr-fr/produits/pompes-a-helices-rpp-rpg>
- [31] <https://www.directindustry.fr/prod/flowserve/product-6194-688737.html>
- [32] <https://www.planete-energies.com/fr/medias/decryptages/comment-ca-marche-le-turbo-alternateur>


- [33] www.maxicours.com/se/cours/principaux-types-de-pompes-hydrauliques-volumetriques-introduction/
- [34] <http://www.lejournaldesfluides.com/actualite/pompes-a-3-vis-conforme-a-la-convention-marpol/>
- [35] <https://www.zoneindustrie.com/Actualite/Pompes-a-lobes-rotatifs-et-a-pistons-circonferentiels-Verderlobe-16786.html>
- [36] https://www.unilim.fr/pages_perso/thierry.cortier/Hydraulique_cours/co/Hydraulique_-_De_la_mecanique_des_fluides_a_la_transmission_de_Puissance_113.html
- [37] <https://www.hellopro.fr/pompe-a-membranes-1-quot-2016240-5308530-produit.html>
- [38] https://www.unilim.fr/pages_perso/thierry.cortier/Hydraulique_cours/co/Hydraulique_-_De_la_mecanique_des_fluides_a_la_transmission_de_Puissance_110.html
- [39] <http://www.sidermeca.com/ficheconseil.php>
- [40] <http://www.pernatindustrie.com/savoir-faire/>

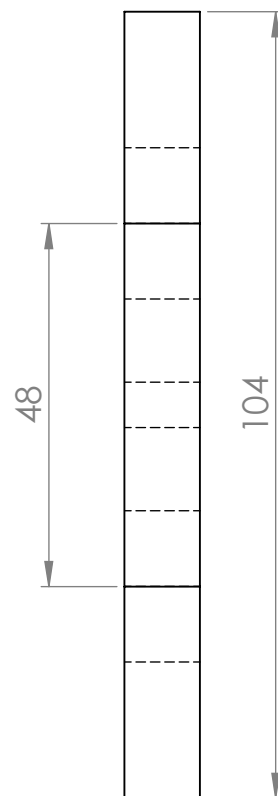
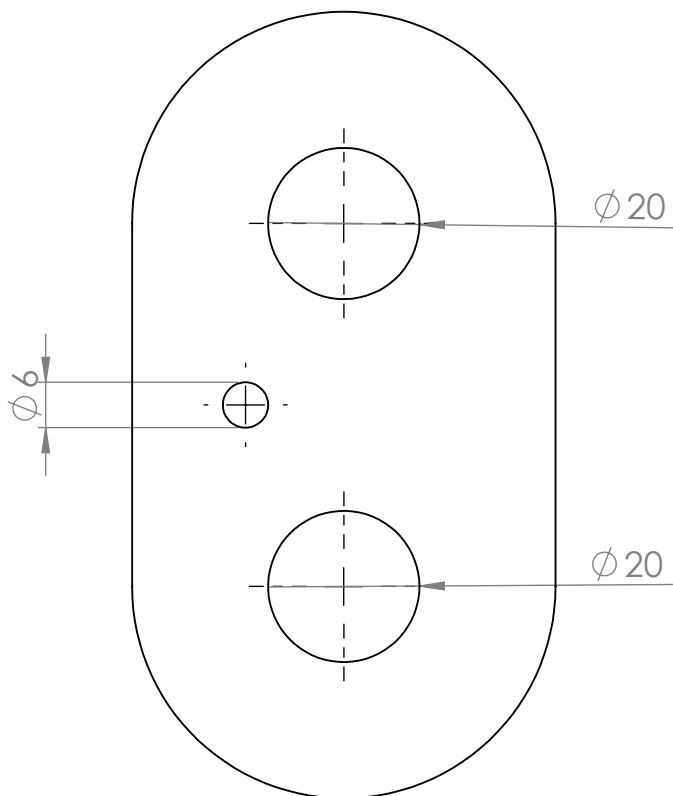
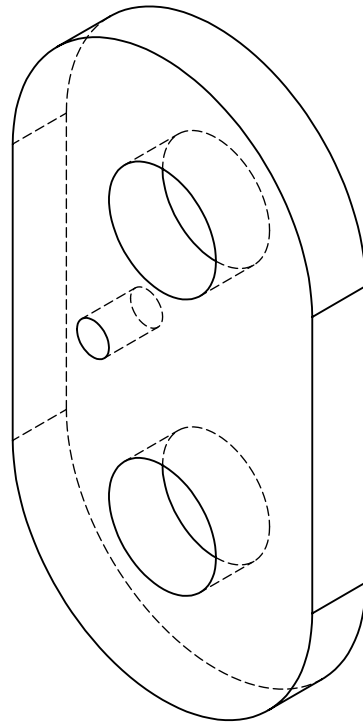
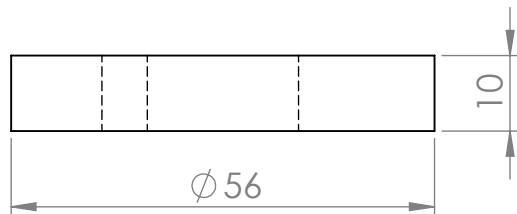
ANNEXE



<p>ECHELLE 1:1</p>	<p>CENTRE UNIVERSITAIRE EL WANSHARISSI -TISSEMSILT</p>	<p>LE 14/10/2020</p>
	<p>PIGNON MENE</p>	<p>H.HICHAM B.YOUSSEF</p>
<p>A4</p>		



ECHELLE 1:1	CENTRE UNIVERSITAIRE EL WANSHARISSI -TISSEMSILT	LE 14/10/2020
 A4	PIGNON MENANT	H.HICHAM B.YOUSSEF



ECHELLE 1:1

CENTRE UNIVERSITAIRE EL WANSHARISSI -TISSEMSILT

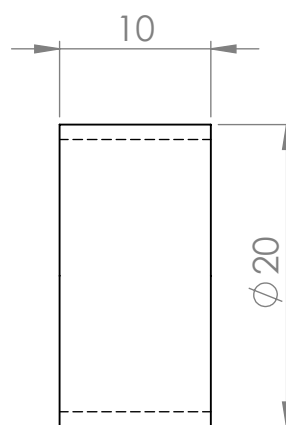
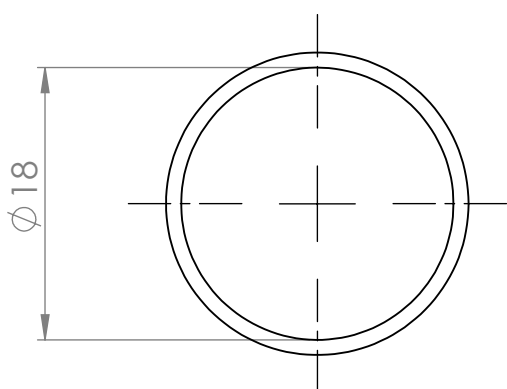
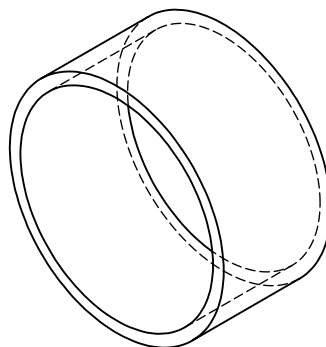
LE 14/10/2020



A4

JUMELLE

H.HICHAM
B.YOUSSEF



ECHELLE 1:1

CENTRE UNIVERSITAIRE EL WANSHARISSI -TISSEMSILT

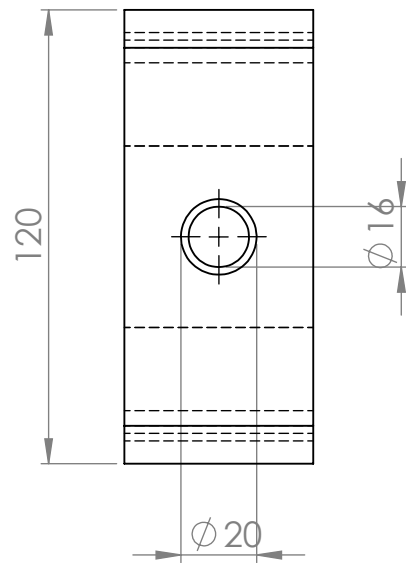
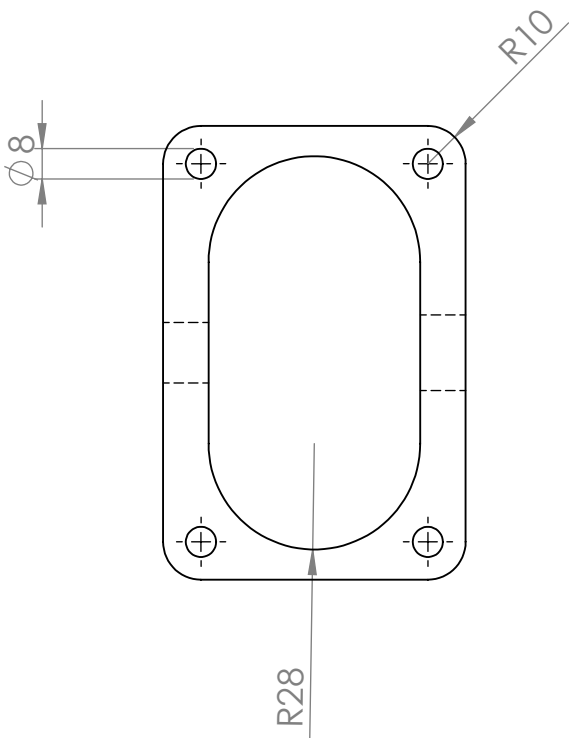
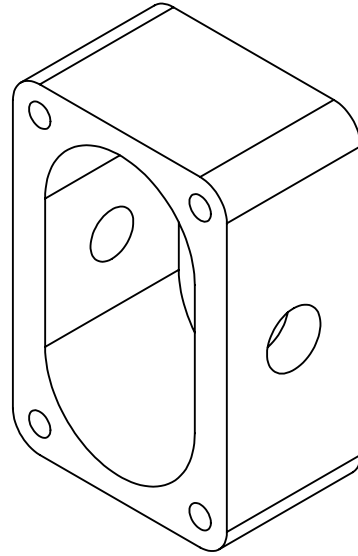
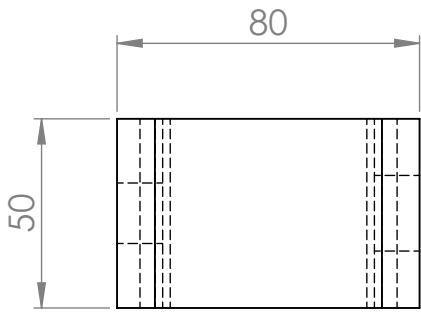
LE 14/10/2020




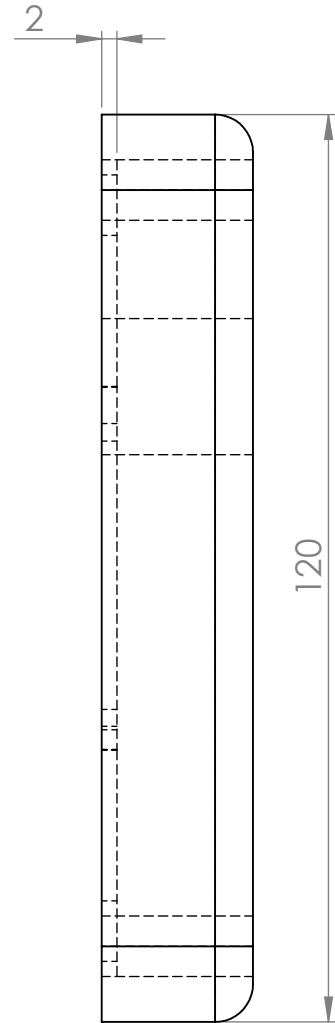
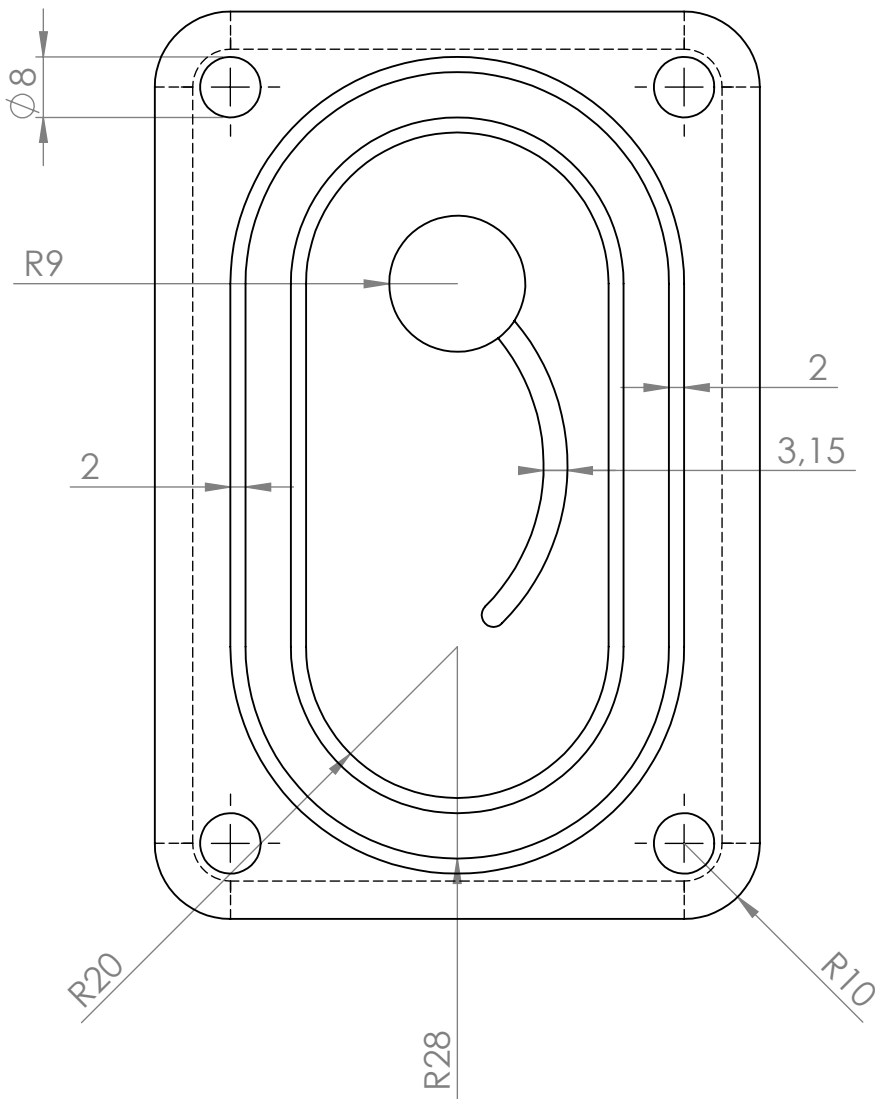
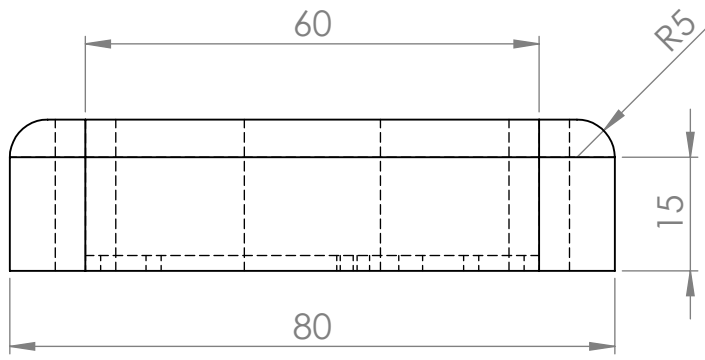
A4

COUSSINET CYLINDRIQUE

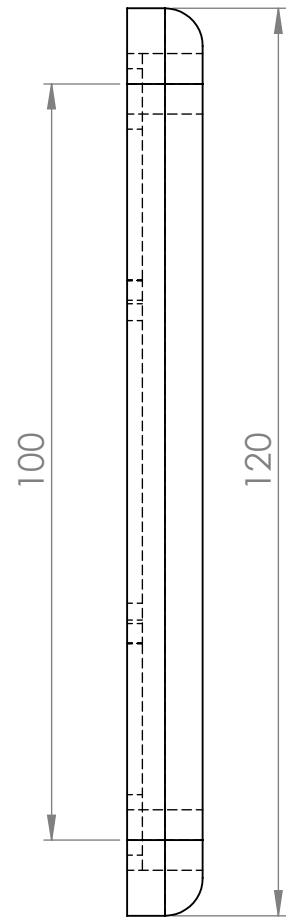
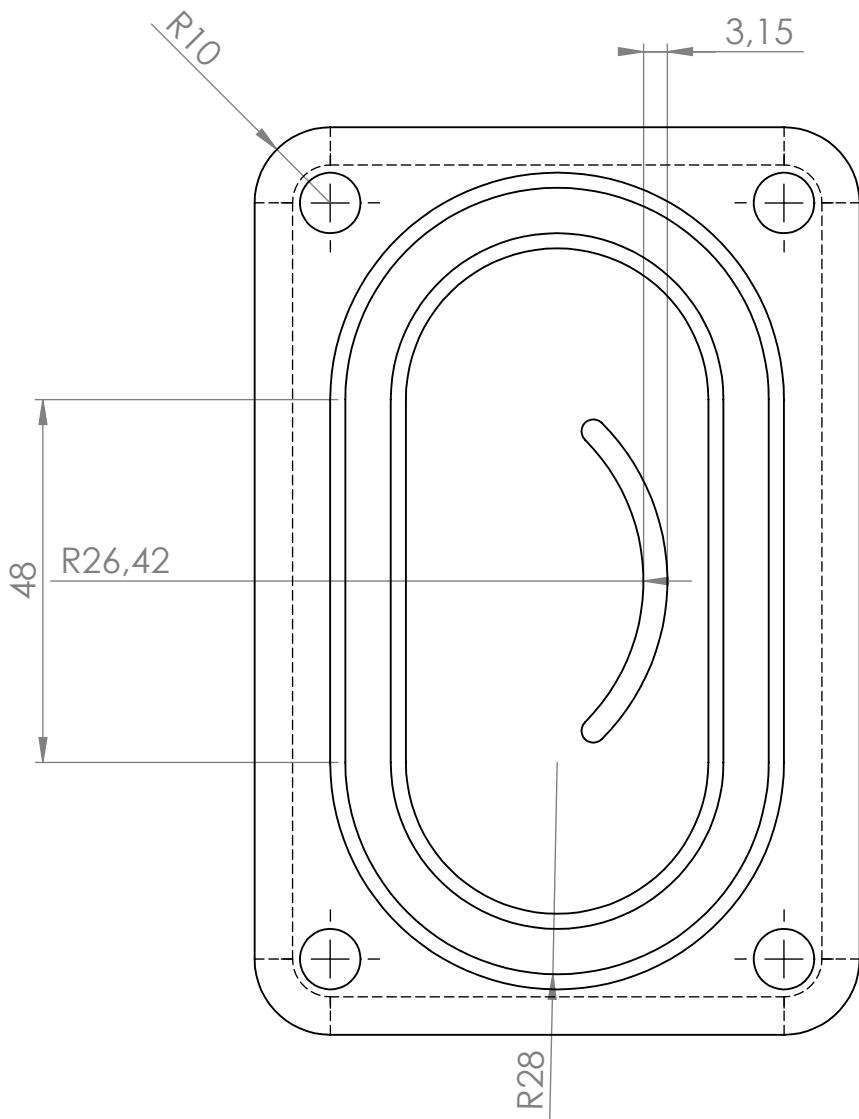
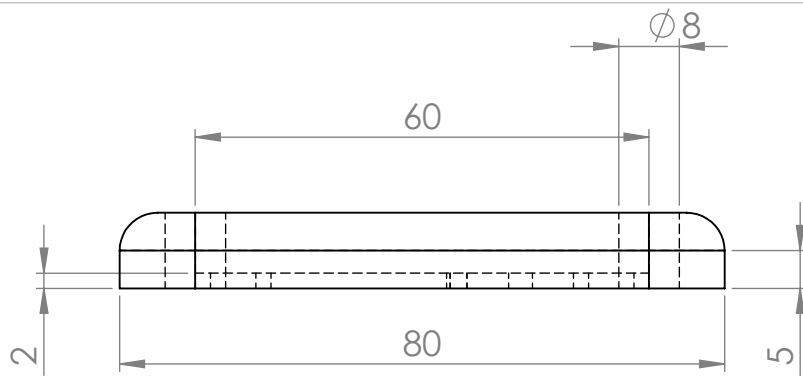
H.HICHAM
B.YOUSSEF




<p>ECHELLE 1:1</p>	<p>CENTRE UNIVERSITAIRE EL WANSHARISSI -TISSEMSILT</p>	<p>LE 14/10/2020</p>
 <p>A4</p>	<p>CORPS DE POMPE</p>	<p>H.HICHAM B.YOUSSEF</p>



<p>ECHELLE 1:1</p>	<p>CENTRE UNIVERSITAIRE EL WANSHARISSI -TISSEMSILT</p>	<p>LE 14/10/2020</p>
 <p>A4</p>	<p>COUVERCLE AVANT</p>	<p>H.HICHAM B.YOUSSEF</p>



<p>ECHELLE 1:1</p>	<p>CENTRE UNIVERSITAIRE EL WANSHARISSI -TISSEMSILT</p>	<p>LE 14/10/2020</p>
 <p>A4</p>	<p>COUVERCLE ARRIERE</p>	<p>H.HICHAM B.YOUSSEF</p>

Abstract :

In most industrial applications, pumps are used for the purpose of transferring and increasing hydraulic power and to raise the fluid from a low level to a higher level. The gear pump is the most common and it is also one of the simplest types of pumps.

In this study, we started with an overview of the pumps, their divisions and classifications, in addition to how they work, then we specialized in the type of gear pump, and we performed the sizing calculations described in this memory (calculation of belts, calculation of gears, calculation of the shaft and calculation of the flow rate and efficiency of an external gear pump). And eventually the design of an outer gear pump by SOLIDWORKS software.

Keywords: Pump, Gear, Flow, RPM, Module, SOLIDWORKS.

Résumé:

Dans la plupart des applications industrielles, les pompes sont utilisées dans le but de transférer et d'augmenter la puissance hydraulique et de faire passer le fluide d'un niveau bas à un niveau supérieur. La pompe à engrenages est la plus courante et c'est aussi l'un des types de pompes les plus simples.

Dans cette étude, nous avons commencé par un aperçu des pompes, de leurs divisions et classifications, en plus de leur mode de fonctionnement, puis nous nous sommes spécialisés dans le type de pompe à engrenages, et nous avons effectué les calculs de dimensionnement décrits dans cette mémoire (calcul des courroies, calcul des engrenages, calcul de l'arbre et calcul du débit et de rendement d'une pompe à engrenage extérieure). Et finira par la conception d'une pompe à engrenage extérieure par le logiciel SOLIDWORKS.

Mots-clés: Pompe, Engrenage, Débit, Vitesse de rotation, Module, SOLIDWORKS.

ملخص

في معظم التطبيقات الصناعية، يتم استخدام المضخات لغرض نقل وزيادة الطاقة الهيدروليكية ورفع السائل من مستوى منخفض إلى مستوى أعلى. تعتبر مضخة التروس هي الأكثر شيوعاً وهي أيضاً واحدة من أبسط أنواع المضخات في هذه الدراسة، بدأنا بلمحة عامة عن المضخات وأقسامها وتصنيفاتها، بالإضافة إلى كيفية عملها، ثم تخصصنا في نوع مضخة التروس، وأجرينا حسابات التحجيم الموضحة في هذه الذاكرة (حساب الأحزمة، وحساب التروس، وحساب العمود، وحساب معدل التدفق وكفاءة مضخة التروس الخارجية). وأخيراً تصميم مضخة تروس خارجية بواسطة برنامج سوليدوركس

الكلمات المفتاحية: مضخة، جير، تدفق، دورة في الدقيقة، وحدة، أعمال صلبة