

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE  
ET POPULAIRE. MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR  
ET DE LA RECHERCHESCIENTIFIQUE.



UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA 1.  
FACULTE DE TECHNOLOGIE.  
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE.  
LABORATOIRE DE STRUCTURE

Projet de Fin d'Etudes Pour l'obtention du Diplôme de  
Master en Fabrication Mécanique et Productique.

**THEME:**

**Etude d'un multiplicateur de vitesse.**

**Proposé par :**

**POVAL**

**Encadrés par:**

**Mr. Temmar**

**Etudié par :**

**-Ayache Fares  
-Guedjour Anis**

*Promotion 2021*

# Dédicaces

*Je dédie ce modeste travail*

*À mes chers parents ma mère et mon père qui m'ont suivi et encouragé*

*À mon frère Abdelmadjid et ma sœur Maria, qu'elle était Toujours à mes côtés.*

*À tous mes amis (es).*

*À toute la famille du Département de Génie Mécanique.*

*Et à tous ceux que je connais de près ou de loin.*

*Ayache Fares*

*Je dédie ce modeste travail*

*\*À mes chers parents ma mère Et mon père qui m'ont suivi et encouragé*

*\*À mon frère amine et mes sœurs nahla et nada qu'elles étaient Toujours à mes côtés.*

*\*À tous mes amis (es).*

*\*À toute la famille du Département de Génie Mécanique.*

*\*Et à tous ceux que je connais de près ou de loin.*

*Guedjour Anis*

# Remerciements

*Je remercie tout d'abord, Dieu tout puissant de m'avoir donné le courage, la volonté et la patience d'achever ce modeste travail.*

*Je tiens à remercier mon Directeur de Thèse, Monsieur **M. Temmar** pour l'aide qu'il m'a apporté pour accomplir ce travail, ses orientations constructives, ses encouragements, son soutien morale qu'il m'a donné, ainsi que sa gentillesse qui m'ont permis de mener à bien ce travail.*

*Nous tenons à remercier les membres du jury pour leur précieux temps pour lire et revoir ce travail.*

*Nos remerciements vont également à tous les Enseignants qui ont Contribué à notre formation ainsi qu'à tout le personnel du Département de Génie Mécanique.*

*Nous voudrions exprimer notre reconnaissance envers les amis et collègues qui ont apporté leur support moral et intellectuel tout au long de la réalisation de ce modeste travail.*

*Enfin, nous voudrions exprimer notre gratitude à toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce modeste travail.*

## Liste des symboles

<i>Symboles</i>	<i>Désignation</i>	<i>Unités</i>
<i>ri</i>	<i>Rayon primitif</i>	<i>mm</i>
<i>rb</i>	<i>Rayon de base</i>	<i>mm</i>
<i>ra</i>	<i>Rayon de tête</i>	<i>mm</i>
<i>rp</i>	<i>Rayon de pied</i>	<i>mm</i>
<i>dp</i>	<i>Diamètre primitif</i>	<i>mm</i>
<i>db</i>	<i>Diamètre de base</i>	<i>mm</i>
<i>da</i>	<i>Diamètre de tête</i>	<i>mm</i>
<i>dp</i>	<i>Diamètre de pieds</i>	<i>mm</i>
<i>Zi</i>	<i>Nombre de dents</i>	
<i>Zv</i>	<i>Nombre de dents virtuel</i>	
<i>r</i>	<i>Rapport d'engrenage</i>	
<i><math>\alpha = \Delta</math></i>	<i>Entre-axe</i>	<i>mm</i>
<i>b</i>	<i>Longueur de denture</i>	<i>mm</i>
<i>L</i>	<i>longueur</i>	<i>mm</i>
<i>mn</i>	<i>Module réel</i>	<i>mm</i>
<i>mt</i>	<i>Module apparent</i>	<i>mm</i>
<i>P</i>	<i>Pas primitif</i>	<i>mm</i>
<i>Pn</i>	<i>Pas réel</i>	<i>mm</i>
<i>Pt</i>	<i>Pas apparent</i>	<i>mm</i>
<i>Pb</i>	<i>Pas de base</i>	<i>mm</i>
<i>Pbn</i>	<i>Pas de base réel</i>	<i>mm</i>
<i>Pbt</i>	<i>Pas de base apparent</i>	<i>mm</i>
<i>Px</i>	<i>Pas axial</i>	<i>mm</i>
<i>ha</i>	<i>Saillie</i>	<i>mm</i>
<i>hf</i>	<i>Creux</i>	<i>mm</i>
<i>gf</i>	<i>Longueur d'approche</i>	<i>mm</i>

## Liste des symboles

<i>Symboles</i>	<i>Désignation</i>	<i>Unités</i>
<b>ga</b>	Longueur de retraite	mm
<b>Vt</b>	Vitesse tangentielle	m/s
<b><math>\omega</math></b>	Vitesse angulaire	Rd/s
<b><math>\alpha_n</math></b>	Angle de pression réel	degré
<b><math>\alpha_t</math></b>	Angle de pression apparent	degré
<b><math>\beta</math></b>	Angle d'inclinaison primitif	degré
<b><math>\beta_b</math></b>	Angle d'inclinaison de base	degré
<b><math>\varepsilon_\alpha</math></b>	Rapport de conduite	
<b><math>\varepsilon_\beta</math></b>	Rapport de recouvrement	
<b><math>\phi_f</math></b>	Angle d'approche	degré
<b><math>\phi_\alpha</math></b>	Angle de conduite	degré
<b>Ft</b>	Effort tangentiel	N
<b>Fx</b>	Effort axial	N
<b>Fbn</b>	Effort normal à la denture	N
<b>Fn</b>	Effort normal	N
<b>P</b>	puissance	Kw
<b>M</b>	moment	N.m
<b><math>\sigma_H</math></b>	Pression superficielle	daN/mm <sup>2</sup>
<b><math>\sigma_r</math></b>	Contrainte de rupture	daN/mm <sup>2</sup>
<b><math>\sigma_f</math></b>	Contrainte de flexion	daN/mm <sup>2</sup>
<b>U</b>	Facteur d'usure	daN/mm <sup>2</sup>
<b>C</b>	couple	N.m
<b><math>\sigma_{comp}</math></b>	Contrainte de compression	daN/mm <sup>2</sup>
<b><math>\zeta_{cis}</math></b>	Contrainte de cisaillement	daN/mm <sup>2</sup>
<b><math>\eta</math></b>	rendement	%
<b>v</b>	Viscosité	Engler

## LISTE DES FIGURES

<b>Figure I</b> : transmission par engrenage.....	<b>1</b>
<b>Figure I.1</b> : Multiplicateur de vitesse à engrenage.....	<b>2</b>
<b>Figure. II</b> : La pompe centrifuge a axe horizontale.....	<b>6</b>
<b>Figure II.1</b> : Classification générale des pompes.....	<b>7</b>
<b>Figure II-2a</b> :pompe radiale.....	<b>8</b>
<b>Figure II-2b</b> :pompe axiale (hélicoidale).....	<b>8</b>
<b>Figure II-2c</b> :pompe hélico-centrifuge .....	<b>8</b>
<b>Figure II.4</b> :Principe de travail de la pompe centrifuge.....	<b>11</b>
<b>Figure II-5</b> : Triangles de vitesse.....	<b>12</b>
<b>Figure II.6</b> : courbes caractéristiques de la pompe.....	<b>15</b>
<b>Figure II.3</b> : dessin d'ensemble de la pompe.....	<b>16</b>
<b>Figure III</b> : Les types d'engrenage.....	<b>17</b>
<b>Figure III.1</b> : Elements des engrenages.....	<b>18</b>
<b>Figure III.2</b> : l'engrènement de la roue avec le pignon.....	<b>23</b>
<b>Figure III.3</b> : rapport total de conduite.....	<b>23</b>
<b>Figure IV</b> : effort sur la denture.....	<b>35</b>
<b>Figure IV.1</b> : Efforts sur les arbres et les paliers.....	<b>37</b>
<b>FigIV.2</b> :charge radiale sur l'arbre d'entrée.....	<b>38</b>
<b>FigIV.3</b> :les efforts sur l'arbre d'entrée.....	<b>38</b>

<b>FigIV.4</b> : Sens de la charge axiale.....	<b>38</b>
<b>FigIV.5</b> : les charges dans le palier A.....	<b>38</b>
<b>Figure IV.6</b> :les efforts sur l'arbre de sortie.....	<b>39</b>
<b>Figure IV.7</b> :les réactions dans les paliers due a la charge radiale de la pompe.....	<b>40</b>
<b>Figure V.1</b> : représentation des plans.....	<b>43</b>
<b>Figure V.2</b> : engrenement d'une denture de la roue sur le pignon.....	<b>43</b>
<b>Figure V.3</b> :arbre d'entrée.....	<b>44</b>
<b>Figure V.4</b> : Moment de flexion vertical.....	<b>44</b>
<b>Figure V.5</b> : Moment de flexion horizontal.....	<b>44</b>
<b>Figure V.6</b> : Moment de flexion vertical.....	<b>47</b>
<b>Figure V.7</b> : Moment de flexion horizontale.....	<b>48</b>
<b>Figure V.8</b> : caractéristique d'une clavette.....	<b>55</b>
<b>Figure V.9</b> : effort de pression sur la clavette.....	<b>55</b>
<b>Figure VI.1</b> : les efforts de frottement des deux profils d'engrenage.....	<b>62</b>
<b>Figure VI.2</b> :le glissement relatif des deux profils d'engrenage.....	<b>63</b>
<b>Figure VI.3.a</b> : les charges radiales dans les paliers (arbre d'entrée).....	<b>66</b>
<b>Figure VI.3.b</b> : les charges radiales dans les paliers (arbre de sortie).....	<b>66</b>

# Sommaire

Dédicaces

Remerciement

Liste des symboles

Liste des figures

## **CHAPITRE I**

I.1 Introduction.....	1
I.2 Généralités.....	2

## **CHAPITRE II : La pompe**

II.1 Classification des pompes.....	6
II.3 Pompe NVA.....	9
II.4 Principe de fonctionnement.....	11
II.5 paramètres de fonctionnement de pompes.....	12
II.6 Courbes caractéristiques de la pompe centrifuge.....	14

## **CHAPITRE III : Etude du multiplicateur**

III.1 Etude des engrenages.....	17
III.2 Etude de l'engrènement.....	22
III.3 Vérification des dentures d'engrenage.....	26

## **CHAPITRE IV : Etude dynamique des engrenages**

IV.1 Effort sur les dentures.....	34
IV.2 Effort sur les arbres et les paliers.....	36
IV.3 Calcul des charges sur les paliers de l'arbre d'entrée.....	37
IV.4 Charge radiale supportée par l'arbre de sortie.....	38



## **CHAPITRE V : Calcul des arbres**

V.1 Calcul des réactions d'appui.....	41
V.2 Dimensionnement des arbres.....	41
V.3 Calcul des roulements.....	49
V.4 Calcul et vérification des clavettes .....	53
V.5 Vérification des cannelures.....	57
V.6 Calcul des vis de fixation.....	59

## **CHAPITRE VI : Calcul du rendement du multiplicateur**

VI.1 Etude du glissement.....	61
VI.2 Rendement dans les paliers.....	66

Conclusion.....	67
-----------------	----

Bibliographie

# CHAPITRE I

*Introduction*

## I.1:INTRODUCTION:

On englobe sous le nom de transmission tous les organes fixes et mobiles utilisés pour transmettre l'énergie et le mouvement provenant des organes moteurs aux organes récepteurs.

### I.1.1 Différents modes de transmission de mouvements:

#### a) Transmission hétérocinétique:

La transmission hétérocinétique est la transmission dont les deux mouvements moteur et récepteur sont de nature différents ( exemple : bielle manivelle, excentrique, came, etc...).

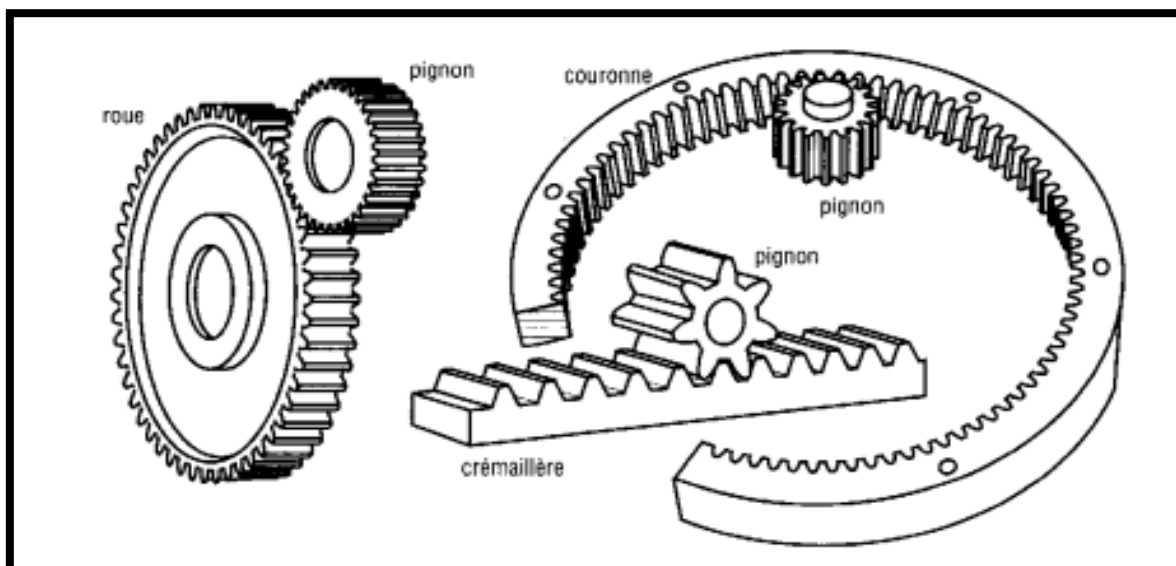
#### b) transmission homocinétique:

La nature de deux mouvements se conserve: ( la transmission d'un mouvement de rotation d'un arbre moteur en mouvement de rotation d'un arbre récepteur).

On distingue:

- transmission par friction
- par poulies et courroies
- par câbles
- par chaînes
- par engrenement

Dans notre étude nous allons nous intéresser aux transmissions par engrenage ( voir & I.2).



*Figure 1 : transmission par engrenage*

## I.2 GENERALITES:

Dans le cas actuellement le plus général, l'énergie mécanique est fournie à une machine par un moteur électrique, or les machines réceptrices demandent à être entraînées, à des vitesses absolument variée allé d'une fraction de tour par minute a plusieurs dizaines de milliers de tours par minute.

Les Mécanismes qui peuvent réaliser cette réduction ou cette multiplication sont définis dans la transmission homocinétique (voir & 1.1).

Ces mécanismes constituent donc des réducteurs ou de multiplicateurs de vitesse.

### I.2.1 Rôle et définition d'un Multiplicateur.

On englobe sous le nom du multiplicateur de vitesse un dispositif constitué d'un ou plusieurs trains d'engrenage, intercalés entre deux arbres dans le but d'obtenir à partir d'une vitesse donnée sur l'arbre moteur une vitesse plus importante sur l'arbre récepteur.

Avec:            **(N) : vitesse d'arbre moteur**  
                     **(N') : vitesse d'arbre récepteur.**

Nous aurons :  $N' > N$

Le rapport global  $N'/N = r$  appelé aussi raison du train (rapport de transmission)

On admet généralement avec engrenage cylindriques pour:

- |           |                 |           |
|-----------|-----------------|-----------|
| <b>a)</b> | $r < 6$         | 1 couple  |
| <b>b)</b> | $6 < r < 6^2$   | 2 couples |
| <b>c)</b> | $6^2 < r < 6^3$ | 3 couples |
| <b>d)</b> | $r > 6^3$       |           |



*Figure I.1 : Multiplicateur de vitesse à engrenage*

**On recommande :**

- Le système roue et vis sans fin
- L'association du système roue et vis sans fin à un couple d'engrenages de types précédents.

Dans notre cas puisque  $r$  donné égale à  $5,37 < 6$  donc on utilise un seul couple.

### **I.2.2 Critère et emplois des engrenages cylindriques.**

La transmission dans cette étude du multiplicateur de vitesse est assurée par engrenages qui présente beaucoup d'avantage tel que:

- Possibilité de disposition des axes à notre choix.
- Transmission des plus petits aux plus grandes vitesses
- Sécurité de service
- Durée de vie élevée.

Avant de faire un choix correct entre les engrenages à denture droite ou hélicoïdale on va citer quelques caractéristiques.

#### **I.2.2.1 Denture droite:**

- Deux roues de même module engrènent entre elle quel que soit leur nombre de dent à partir d'un minimum.
- Augmentation de l'épaisseur des dents du sommet à la base
- Une petite variation de l'entrevue ne cause pas une modification de rapport de vitesse.
- Le taillage se fait par génération avec seul outil pour toutes les roues de même module quel que soit le nombre des dents.

#### **I.2.2.2 Denture hélicoïdale:**

- Le nombre de dents emprise est élevé par suite de l'inclinaison de denture.
- Meilleure continuité de l'entraînement
- Réduction de l'effort sur chaque dent se fait progressivement, donc l'engrènement s'établit simultanément ce qui rend la transmission plus douce et plus silencieuse.
- Ils ont par contre l'inconvénient de donner lieu à des poussées axiales qu'il faut compenser.

### **Conclusion:**

Les qualités a dentures hélicoïdales les font préférer, lorsqu'on cherche un fonctionnement silencieux et un très bon rendement.

Donc notre choix se fait sur les roues à dentures hélicoïdales.

### **I.2.3 Traitement thermique:**

Après usinage, un traitement thermique de cémentation est destiné à conférer aux dentures toute la résistance requise en condition de marche. Le traitement thermique consiste à chauffer la pièce (pignon et roue) à plus de 920°C dans une atmosphère renfermant du monoxyde de carbone, le carbone pénètre dans les couches superficielles de la pièce sur une profondeur qui dépend de la durée de l'exposition (0,5 à 1mm) ainsi en augmentant la teneur superficielle en carbone et en modifiant les conditions de traitement thermique en conséquence, on obtient une surface très dure sur une âme tendre. Ces propriétés réunies donnent une dent qui présente une surface dure, résistante à l'usure et non cassante.

### **I.2.4 description du Multiplicateur:**

Notre multiplicateur est composé de plusieurs éléments:

Un arbre d'entrées ou est montée une roue hélicoïdale supportée par deux roulements dans les paliers. Cet arbre est entraîné par la prise de la force du tracteur en utilisant un cardan télescopique.

Un arbre de sortie est un arbre unique entre la pompe et le multiplicateur ou est monté le pignon supporté par deux roulements dans les paliers.

Les roulements sont protégés par des couvercles qui sont logés dans le carter et abritent des bagues joints servant à l'étanchéité.

La lubrification se fait par barbotage d'huile.

Le Multiplicateur est enfermé dans une enveloppe qui est le carter :

- **But** : Assurer l'invariabilité des axes, éviter les vibrations et assurer la lubrification en constituant réservoir d'huile.
- **Matériaux**: Il se construit en fonte à graphite sphéroïdal non allié FGS 700-2 dont les caractéristiques sont :

$$Rr = 700 \text{ Mpa}$$

$$Re = 420 \text{ Mpa}$$

$$A\% = 2$$

$$HBS=225-305$$

- **Caractéristiques**: Il doit résister aux efforts qui sollicitent les paliers (efforts radiaux et axiaux) on envisage des nervures de renforcement suivant la direction de ces efforts. La disposition des engrenages donne le contour intérieur minimal du bâti. Le plan de joint du carter et suivant l'axe des pignons dont est assemblé avec celle du couvercle par vis et positionné par goupilles. La partie inférieure du carter judicieusement conçue constitue l'embase de fixation de la pompe.

On admet généralement pour l'épaisseur du carter les valeurs suivantes:

- Petits multiplicateurs e=6 à 8 mm
- Multiplicateur moyen e =10 à 15 mm
- Gros multiplicateur e=25 à 40 mm

On adopte une épaisseur moyenne de 10 à 15 mm de telle façon on retient cette épaisseur aussi uniforme que possible dont le but de favoriser le moulage (**voir dessin de définition du carter**).

On doit prévoir aussi dans le carter le niveau d'huile bouchon de remplissage et bouchon de vidange.

### **I.2.5 La pompe Utilisée:**

La pompe utilisée avec le multiplicateur de vitesse donnée par l'entreprise **POVAL** qui est le Type **NVA 80**.

Les pompes **NVA 80** sont utilisées par les entreprises industrielles et les stations d'eau dans l'agriculture et le bâtiment etc...

Elles sont utilisées pour l'alimentation en eau, drainage, réfrigération, irrigation et pour les autres travaux de pompage.

Les pompes **NVA 80** se distinguent par une conception moderne simple et légère ainsi que par leurs caractéristiques hydrauliques excellentes assurant une marche économique et sûre.

<b>HMT</b>	<b>Débit</b>	<b>Type</b>
m 24	m3/h 18	NVA 40
m 33	m3/h 28	NVA 50
m 43	m3/h 54	NVA70
<b><i>m 60</i></b>	<b><i>m3/h 63</i></b>	<b><i>NVA 80</i></b>
m 80	m3/h 108	NVA 100
m 57	m3/h 450	NVA 200

### ***Caractéristiques techniques***

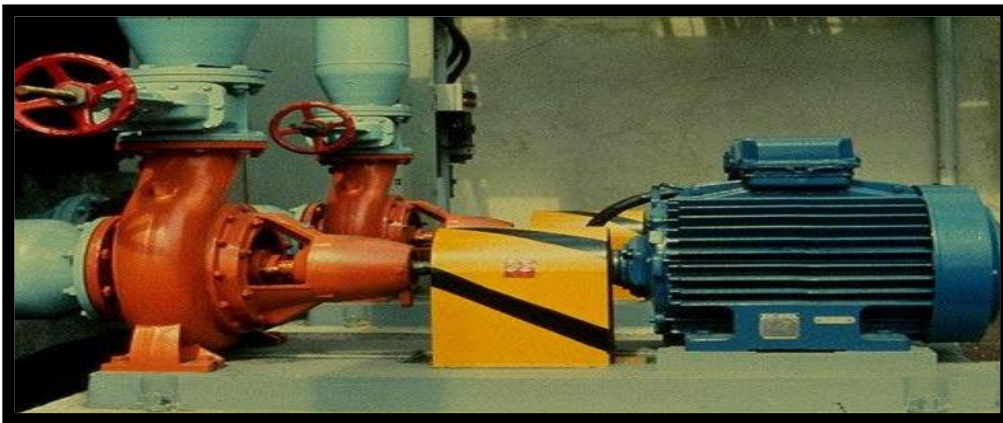
# CHAPITRE II

*La pompe*



Les pompes sont des appareils qui servent à transformer l'énergie mécanique en énergie hydraulique à l'aide d'un mouvement de rotation continu.

Elles se divisent en deux catégories principales pompes hydrostatique (pompes classiques) et les pompes hydrodynamiques ces dernières se divisent à leur tour en plusieurs types, parmi elles la pompe centrifuge à axe horizontal (fig. I), dont on va entamer l'étude du principe de fonctionnement, la description de la pompe avec ses paramètres hydrauliques ainsi les principaux champs d'application, tout en se basant dans notre cas sur la pompe centrifuge **NVA 80** construite et proposée par **POVAL**.



*Figure. II : La pompe centrifuge a axe horizontale*

### **II.1 Classification des pompes:**

Le schéma de la **figure (II.1)** montre la classification générale des pompes. D'après le schéma on constate que notre pompe (NVA80) appartient à la première catégorie : c'est à dire que c'est une pompe hydrodynamique. Les pompes hydrodynamiques sont des pompes centrifuges et annexes avec transformation indirecte du travail mécanique en énergie cinétique et potentielle du liquide puisé.

→ On les classe selon:

#### **a) Le trajet du fluide par rapport à l'axe:**

→ On distingue:

- **Pompes radiales** ; les filets de courant sont contenus perpendiculairement à l'axe, sauf au voisinage de ce dernier. (fig. II-2a)
- **Pompes axiales (hélicoïdales)**: les filets de courant sont situés sur les surfaces de révolution qui sont sensiblement des cylindres. (fig. II-2b)
- **Pompes hélico-centrifuges**: pompe intermédiaire dont les filets sont situés sur des surfaces de révolution dont la méridienne est inclinée sur l'axe (fig. II-2c)

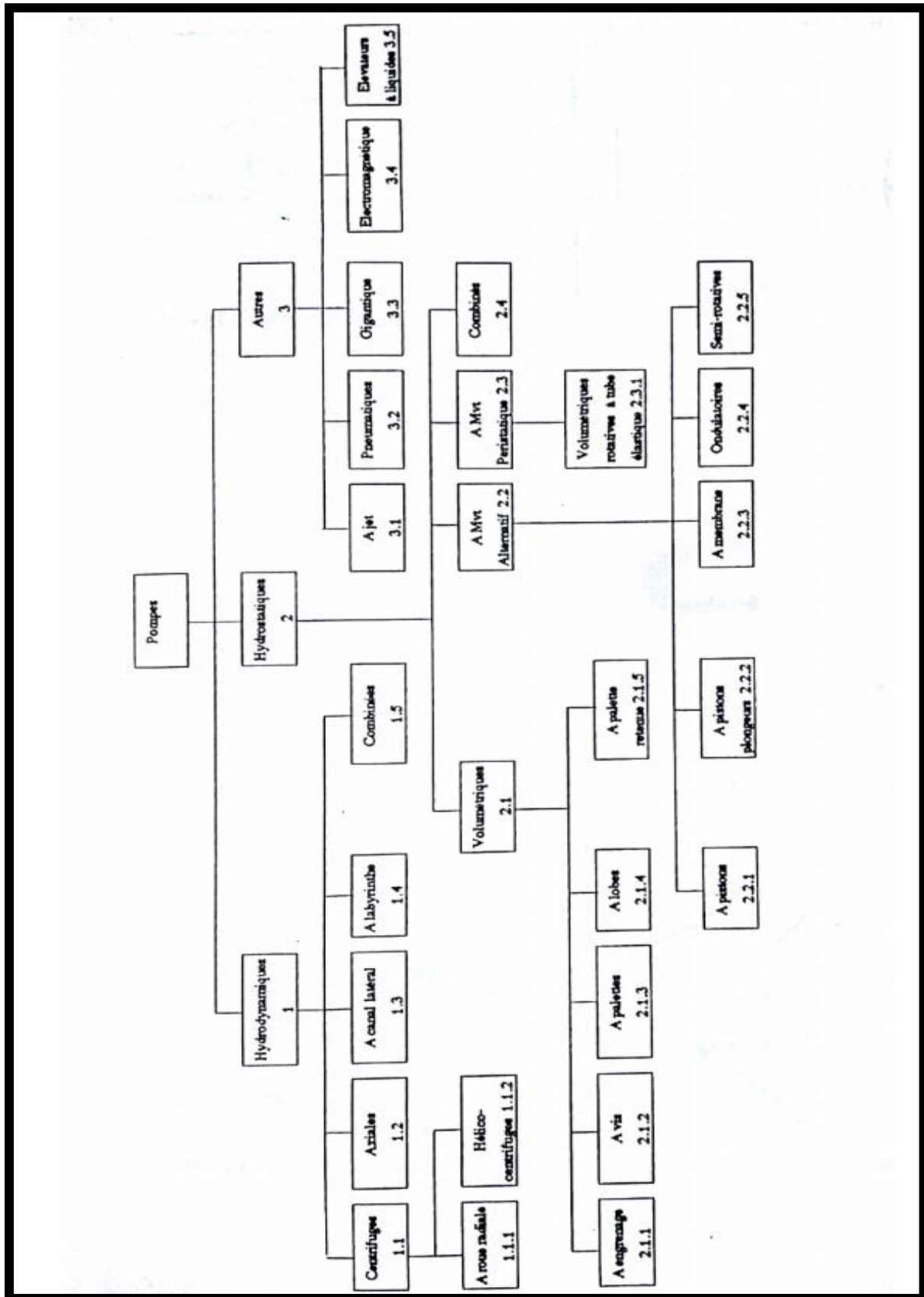


Figure II.1 : Classification générale des pompes

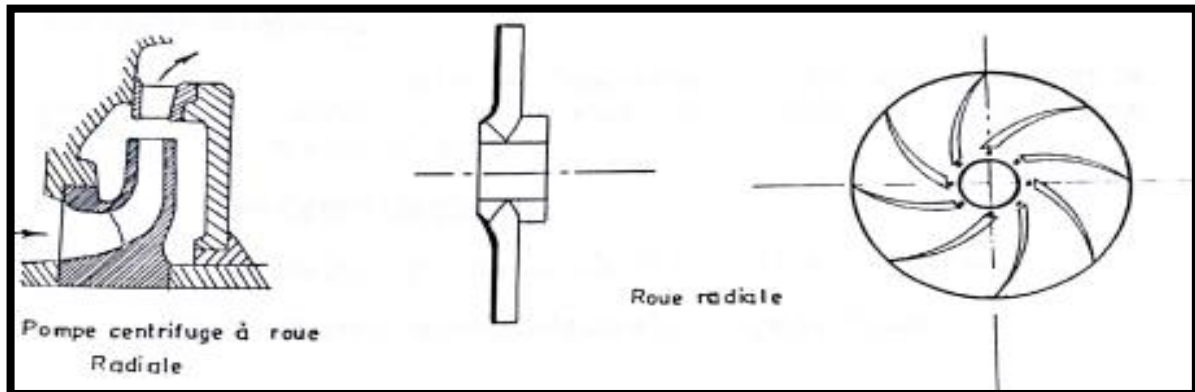


Figure II-2a (Pompes radiales)

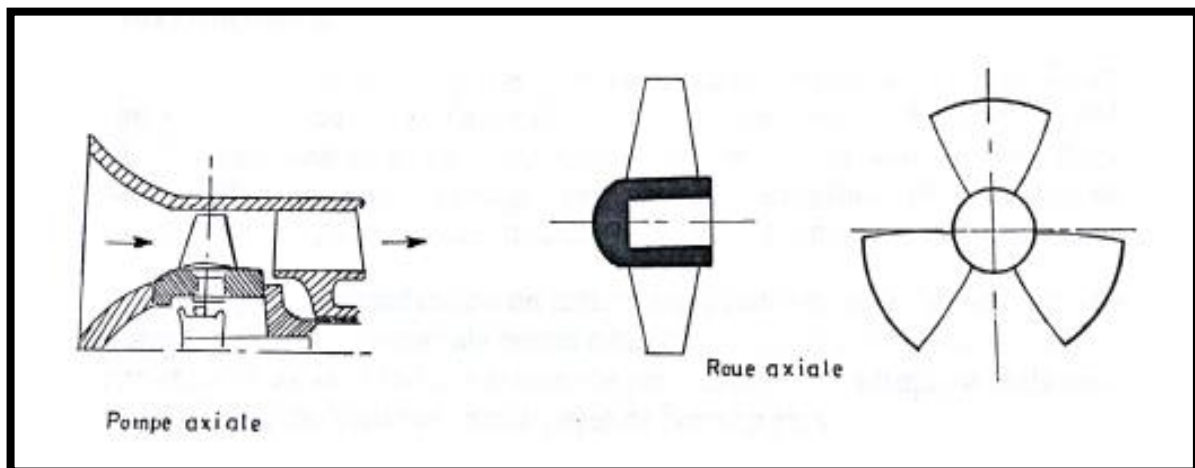


Figure II-2b (Pompes axiales)

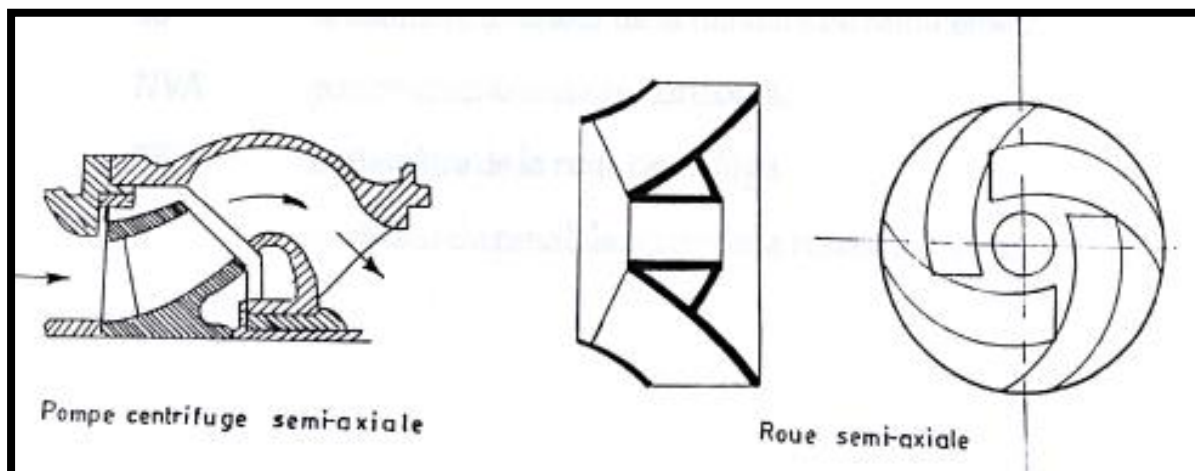


Figure II-2c (Pompes hélico-centrifuges)

**b) Nombre de cellules :**

Une cellule est formée par l'ensemble roue-diffuseur-canaux, si la pompe comporte une seule cellule, elle est dite monocellulaire ; si elle dépasse l'unité elle est dite multicellulaire.

**c) Disposition de l'axe de la pompe:**

- Pour une position horizontale on a la pompe horizontale
- Pour une position verticale on a la pompe verticale.

**II.3 Pompe NVA :**

Les pompes NVA sont très appréciées par les entreprises industrielles et les stations d'eau, dans l'agriculture et le bâtiment etc. Grâce à la variété d'utilisation ainsi qu'à la gamme étendue des débits, elles sont utilisées pour alimentation en eau, drainage, réfrigération, irrigation et pour autres travaux de pompage dans les domaines nombreux d'aménagement des eaux.

D'après la classification on constate que notre pompe (NVA80) est une pompe centrifuge horizontale monocellulaire à écoulement radial, elle est de construction locale. Produite et exécuté par **POVAL**.

→ Ce type de pompe qu'en va étudier est représentée par la désignation suivante :  
**80 NVA 230 8**

→ **80** : le diamètre intérieur de la tubulure de refoulement.

→ **NVA** : pompe monocellulaire horizontal.

→ **230** : le diamètre de la roue centrifuge.

→ **8** : épaisseur du canal de sortie de la roue centrifuge.

**II.3.1 Description :**

La pompe NVA 80 est composée de diverses parties décrites ci-après:

**a) la roue centrifuge: (la roue mobile) :**

La roue centrifuge travaille dans la partie hydraulique qui est formée par le carter en spirale. Elle possède deux flasques reliés par aubes (exécution fermée), et elle est fixée en porte à faux à l'arbre, est assurée par l'écrou de la roue centrifuge et par la rondelle de sureté de telle façon que la roue doit être convenablement équilibrée pour assurer une marche sans vibration.

Les aubes de la roue sont courbées en arrière du côté de sens de rotation dont il est toujours à droite lorsqu'on regarde du côté du moteur d'entraînement.

La Roue mobile est étanchée de deux côtés moyennant les anneaux d'étanchéité rechargeables et percés à proximité du moyeu pour la compensation essentielle des forces axiales. Le résidu des forces axiales est capturé dans le multiplicateur de vitesse par les roulements à rouleaux coniques.

**b) Volute :**

La volute est en fonte à une section croissante depuis son origine ou elle est pratiquement nulle jusqu'à sa sortie ou elle est maximale c'est un dispositif dont le but est de collecter tous les filets surtout de la périphérie de la roue, et de les ramener à une bride de sortie unique qui constitue le raccordement à la tuyauterie de refoulement.

**c) Couvercle d'aspiration:**

Moulé en un seul bloc en fonte a pour rôle de conduire le liquide depuis la section d'entrée de la machine jusqu'à l'entrée du rotor tout en assurant une répartition des vitesses aussi uniformes que possible.

Le couvercle d'aspiration à turbulence axiale obturant le corps en spirale, permet après le désaccouplement simple un accès facile à la roue mobile pour effectuer une révision et un démontage commodes.

**d) le presse-étoupe à tresse:**

La partie hydraulique est étanchée par la presse -étoupe qui est inséré dans la chambre de presse-étoupe directement dans la volute, donc il évite les fuites importantes du liquide et s'oppose à l'entrée d'air dans la roue qui est nuisible au bon fonctionnement de la pompe.

Dans l'espace de presse-étoupe, l'arbre est protégé contre l'usure par un coussinet rechargeable. Le presse-étoupe d'arbre est étanché par une garniture à torons molle. Il se trouve derrière la roue mobile et est bien accessible à la visite et à l'entretien pour empêcher l'aspiration de l'air atmosphérique le presse-étoupe est pourvu d'un bouchon du liquide puisé sous pression amené à partir de l'espace de refoulement par un alésage intérieur dans le corps à la douille d'engorgement. Dans ce but peut servir le même alésage dans le corps de pompe qui est autrement obturé par un bouchon.

**e) L'Arbre:**

Il est en acier inoxydable Z30C13 destiné à transmettre le couple moteur et la rotation à la roue par l'intermédiaire d'une clavette, le couple est fourni par le tracteur agricole.

**II.3.2 Utilisation:**

Les pompes NVA 80 sont destinées au pompage de l'eau potable et industrielle (brute) éventuellement polluée à contenu des boues allant jusqu'à 5 % ou à contenu des additions mécaniques dures jusqu'à 2 % de poids (sable, bris etc..) à granulation jusqu'à 0,5 mm, ainsi que des liquides similaires jusqu'à la température maximum de 80°C et à acidité maximum de 6 PH à 20°C.

Les pompes puisent les eaux de puits et de surface eaux fluviales, de drainage, d'égout, eaux d'infiltration et eaux usées, eaux condensées etc.

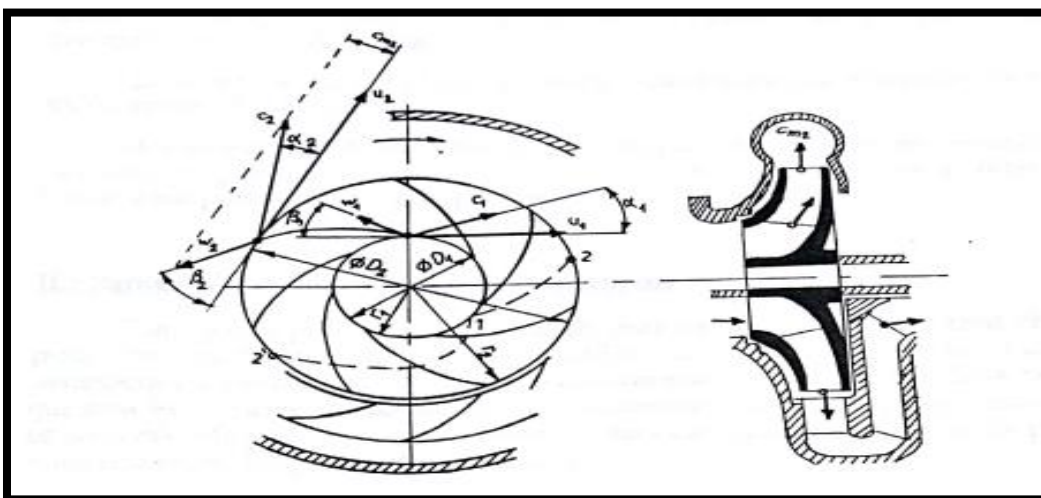
**II.4) Principe de Fonctionnement:**

Les pompes centrifuges sont des machines opératrices hydrodynamiques à pales que le liquide puisé traverse sous forme d'un courant uniforme et contenu.

Le principe de travail de la pompe centrifuge consiste dans l'interaction mutuelle des aubes de la roue et du courant de liquide puisé, l'énergie transmise au liquide puisé par la roue se manifeste par une élévation de l'énergie totale du liquide puisé.

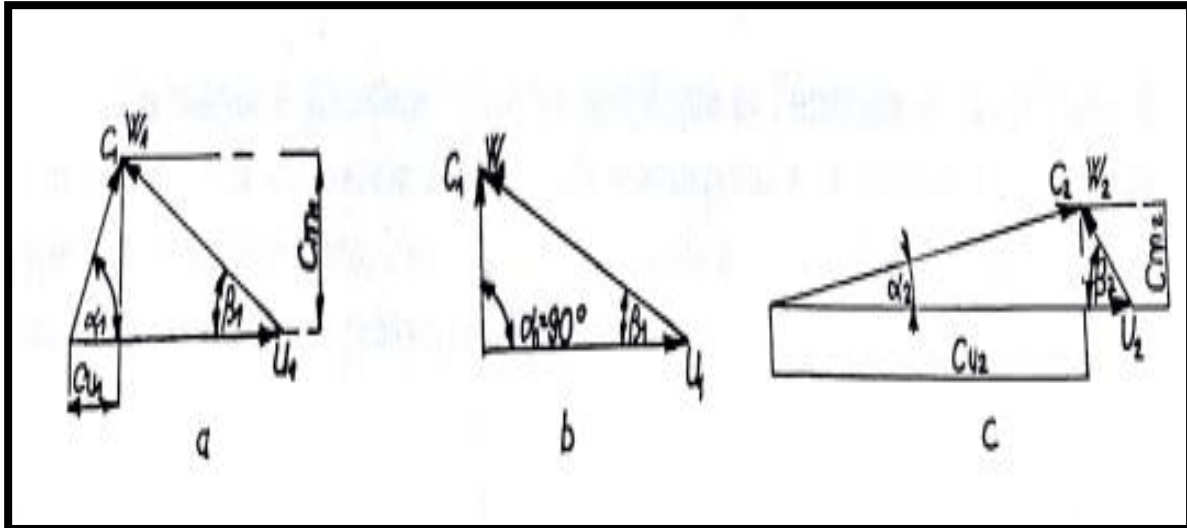
L'énergie de pression du liquide puisé n'aît d'une part directement par l'action de forces centrifuge dans la roue de la pompe, d'autre part indirectement, par la réduction de vitesses de débit dans les canaux de la pompe et par leur transformation en pression.

La particule de liquide entrant par la tubulure d'aspiration dans la pompe passe dans la roue et entre dans le canal constitué par deux pales voisines sur le rayon  $r_1$  (fig. II-4) par rapport à la roue elle se meut à la vitesse relative  $w_1$  sous l'angle  $\beta_1$  constitué par le début de l'aube. Sous l'effet de la rotation de la roue la même particule du liquide se meut en même temps dans le sens du cercle circonférentiel de ce point à la vitesse tangentielle 
$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$$



**Figure II.4 : Principe de travail de la pompe centrifuge**

A cet endroit le liquide sort à une vitesse relative  $w_2$  sous l'angle  $\beta_2$  constitué par le bout de la roue et par la vitesse tangentielle  $U_2$  comme il ressort du triangle de vitesses correspondant (**fig. II-5**). Ces deux vitesses déterminent la vitesse absolue correspondante  $C_2$  de même que son sens l'angle  $\alpha_2$ .



**Figure II-5 : Triangles de vitesse**

Le triangle de vitesse caractéristique au point 1 est désigné comme triangle de vitesse d'entrée celui qui se trouve au point 2 est désigné comme triangle de vitesses de sortie.

Le processus du transfert de l'énergie mécanique sur le liquide n'a lieu qu'au niveau de la roue.

Autrement dit, toute l'énergie spécifique de la roue est constituée uniquement par la roue tandis que les autres parties de la pompe ne concourant plus à élever l'énergie spécifique du liquide puisé.

## **II.5 Paramètres de fonctionnement de pompes:**

Pour que la pompe soit utilisée de manière économique il faut choisir pour les conditions de service données la pompe optimale donnant satisfaction à ces conditions à part le caractère de la construction de la pompe qui sont les paramètres de service fondamentaux de la pompe qui sont dans se sent décisifs parmi les paramètres de service fondamentaux de la pompe nous comptons les paramètres suivants:

### **II.5.1 Débit de la pompe:**

Le débit de la pompe est la quantité du liquide véhiculé par unité de temps dans la conduite de refoulement. Le débit est exprimé le plus souvent en  $m^3/h$  ou en  $m^3/s$ .

### **II.5.2 Energie spécifique de la pompe:**

De manière générale l'énergie spécifique et l'énergie se rapportant à l'unité de masse du liquide véhiculé elle correspond à la somme des énergies spécifiques de pressions, cinétique et potentielle à l'endroit donné de la pompe ou de l'installation de pompage.

### **II.5.3 Pouvoir d'aspiration de la pompe:**

Il faut placer la pompe dans la situation de service donnée de manière à ce que la hauteur totale d'élévation de l'installation de pompage cote aspiration ne soit jamais plus basse que sa valeur autorisée. Il faut donc obtenir une situation dans laquelle la pompe travaille dans n'importe quel cas qui peut se produire, tout au plus avec la cavitation autorisée. Vu qu'un fonctionnement exempt totalement de cavitation est très rare outre de la pompe même, cette situation dépend aussi de propriétés physiques du liquide pompe de sa température et d'autre part de la pression des gaz sur le niveau d'aspiration.

### **II.5.4 Puissance absorbée de la pompe:**

La puissance absorbée de la pompe correspond à la puissance nécessaire transmise par la machine d'entraînement sur l'arbre de la pompe d'une puissance  $\eta$  pour engendrer lors du débit  $Q$  du liquide de la densité spécifique donnée de l'énergie spécifique  $y$ .

Cette puissance absorbée est définie par la relation :

$$p = \rho Q y / 3.6 \eta$$

La puissance absorbée dans la pompe que la puissance utile de la pompe définie par la relation:

$$p = \rho Q y / 3.6$$

Ce qui est au fond de la puissance transmise par la pompe au liquide passant par la section de sortie. Il faut déterminer la puissance de la machine de commande en tenant compte d'une réserve adéquate.

En effet il faut prendre en considération le fait que la pompe doit fonctionner de manière fiable dans une certaine gamme de travail, que la puissance absorbée de la pompe peut varier dans le cadre des écarts tolérés et que les résistances dans les conduites peuvent dans une certaine mesure changer par rapport aux résistances prévues. D'autre part une réserve trop grande et incorrecte car elle empire la rentabilité non seulement de l'investissement mais aussi du fonctionnement de la pompe.

### **II.5.5 Rendement de la pompe:**

Le rendement de la pompe est le facteur indiquant l'utilisation relative de la puissance de la pompe il est au fond la mesure des pertes dans la pompe ce rendement est défini par la relation entre la puissance utile et la puissance absorbée de la pompe :

$$\eta = p_u / p$$

Le rendement de la pompe correspond également au produit des rendements partiels :

$$\eta = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m$$



**II.5.6 Vitesse de rotation:**

Le choix de la vitesse de rotation du groupe pompe moteur est très important, car il s'agit de manière substantielle sur les frais d'investissement et de service.

Le choix du régime maximal conduit à des frais d'investissement réduits du groupe moteur sur la pompe de même que le moteur sont des dimensions et de masse (poids) plus réduits. Dans le même temps la vitesse de rotation plus élevée empire les propriétés de cavitation de la pompe qui exerçant une influence directe sur la hauteur totale de charge admise à l'aspiration et de ce fait sur la position de la pompe et la disposition de la station de pompage.

Le pouvoir d'aspiration insuffisant de la pompe peut donc entraîner des complications dans l'étude du projet de la station de pompage et conduire à une augmentation du coût d'investissement.

Lors du choix du régime il faut penser également à l'usure de la pompe. Elle augmente en fonction de l'accroissement de la vitesse de rotation.

De ce fait on choisit en général un régime plus élevé pour véhiculer des liquides non agressifs, sans admixtions abrasives, et par contre des vitesses de rotation plus réduites dans des cas où il faut atteindre une durée de vie acceptable de la pompe même dans des conditions de service difficiles.

Le régime des pompes centrifuges est choisi en général dans la gamme :

$$n = 200 \text{ à } 10000 \text{ min} - 1.$$

La limite inférieure du régime est utilisée dans le cas de grandes pompes spéciales par exemple d'alimentation.

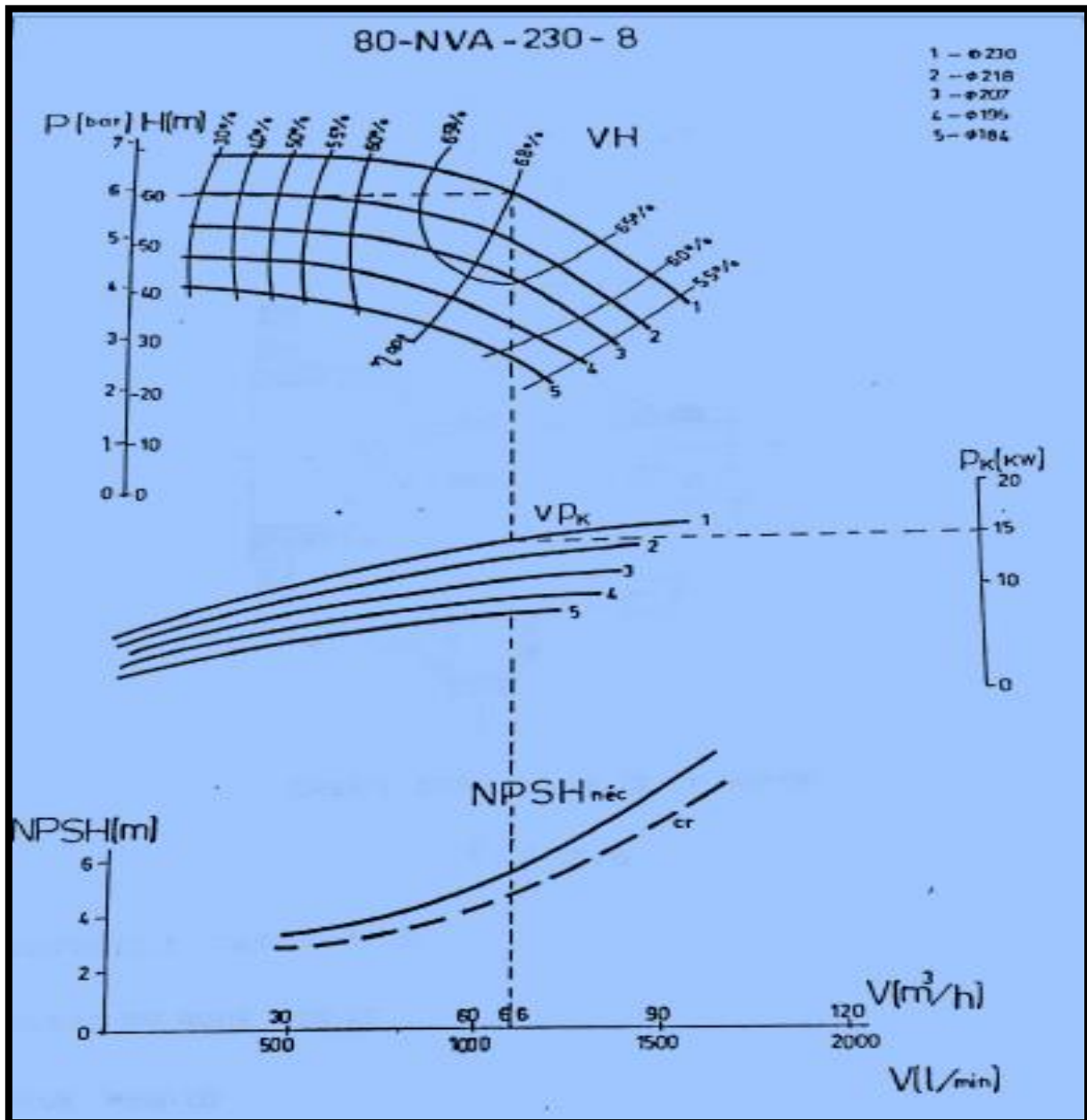
La vitesse de pompe doit correspondre à celle de la machine de commande comme les pompes centrifuges sont entraînées le plus souvent par commande directe d'un moteur électrique asynchrone, les pompes centrifuges sont en général construites pour un régime le plus fréquemment à deux, quatre ou six pôles. Il s'agit donc de vitesse :

$$n = 2900; 1450; 975 \text{ min} - 1$$

**II.6 Courbes caractéristiques de la pompe centrifuges:**

Les courbes caractéristiques de la pompe centrifuge sont les fonctions graphiques de l'énergie spécifique, de la puissance absorbée, de la puissance et éventuellement de la réserve de cavitation minimale du débit de la pompe à une vitesse de rotation constante.

Ces fonctions (**fig. 11-6**) expriment les résultats réels de l'activité de la pompe, elles sont définies par mesurage dans l'atelier d'essai du constructeur de pompes. C'est d'après ces données que nous pouvons juger à quel point la pompe donnera satisfaction au but proposé et qu'elle sera le comportement du système de pompage au cours du service et à des états transitoires.



TOURS/min 2900 ROUE CENTRIFUGE ø 230 a 8 TUBULERES

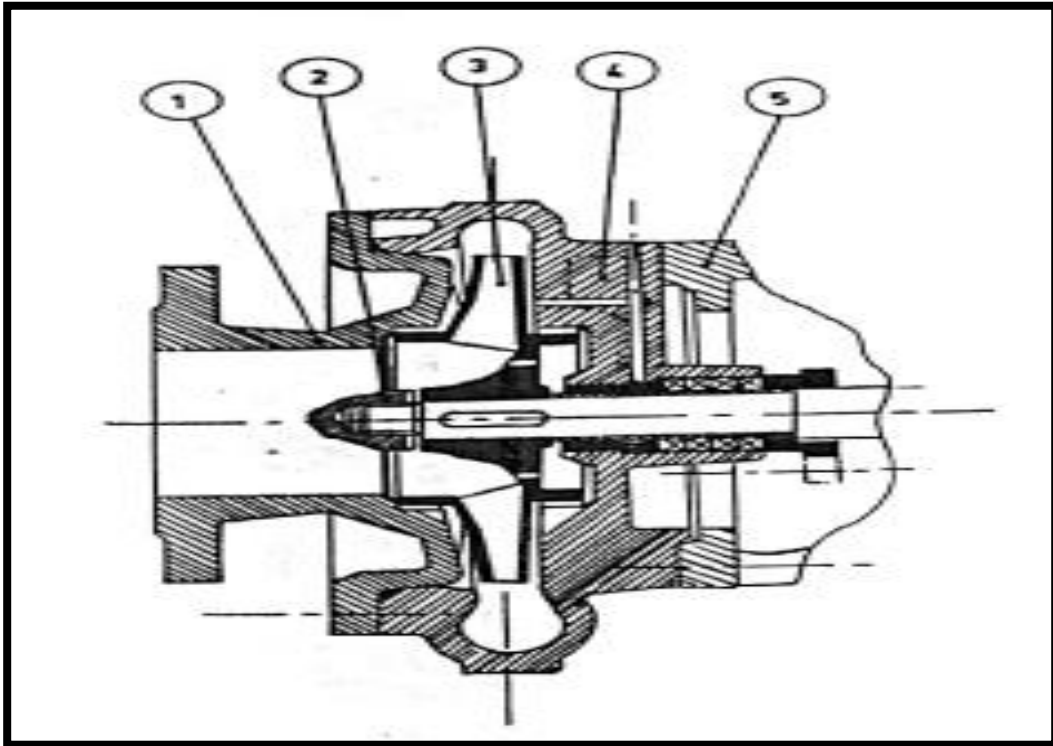
NOMBRE D'ETAGES: 1 DII (mm) 80 80

TEMPERATURE MAX: 30°C PN (bar) 10 10

Les valeurs dans le diagramme sont valables pour tubulure tubulure

La temperature d'essai de 20°C le poids specifique en 1kg/dm<sup>3</sup> d'aspiration de refoulement

Figure II.6 (courbes caractéristiques de la pompe)



*Figure II.3 : dessin d'ensemble de la pompe*

- ❶ Couvercle d'aspiration.
- ❷ Ecrou de roue mobile.
- ❸ Roue mobile
- ❹ Corps de pompe en spirale.
- ❺ Multiplicateur.

### Conclusion:

→ La pompe NVA se distingue par une conception moderne simple et légère ainsi que pour ses caractéristiques hydrauliques excellentes assurant une marche économique et sûre.

# CHAPITRE III

*Etude du*

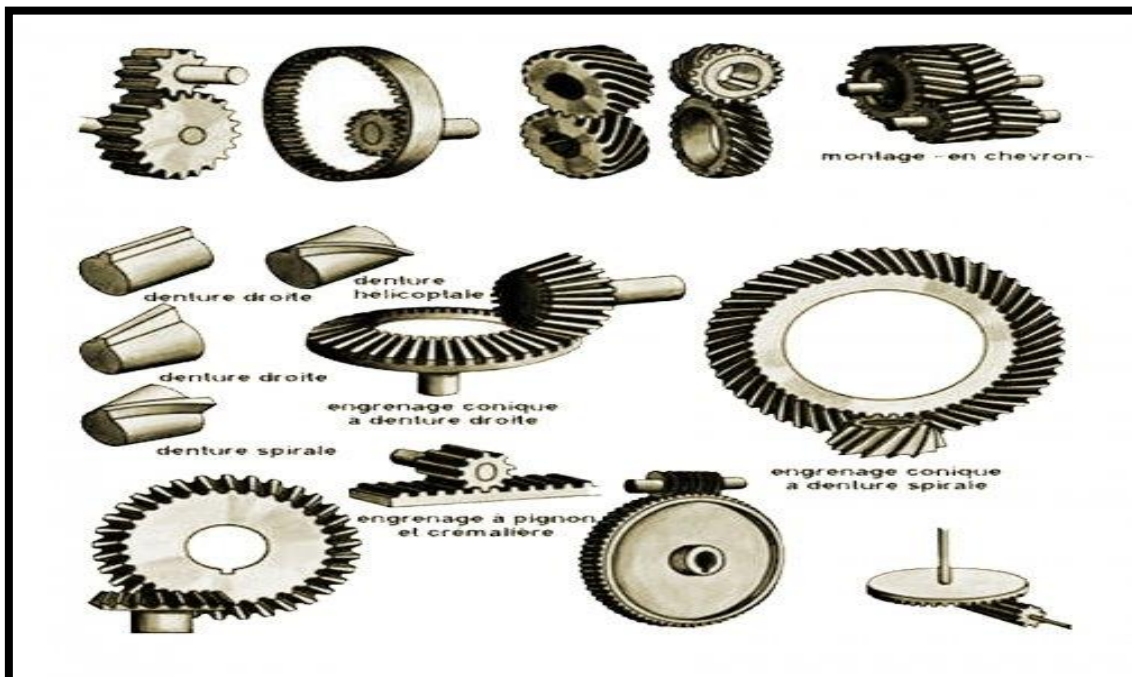
*multiplicateur*

### III.1 ETUDE DES ENGRENAGES:

Lorsque des mouvements de rotation et des forces importantes doivent être transmis directement d'un arbre sur un autre, on utilise des roues dentées.

On classe généralement les engrenages selon la disposition relative des arbres qui les portent :

- 1°/ Engrenages cylindriques à axes parallèles à denture droite.
- 2°/ Engrenages cylindriques à axes parallèles à denture hélicoïdale ou spirale.
- 3°/ Engrenages coniques à axes concourants à denture hélicoïdale ou spirale.
- 4°/ Engrenages hyperboliques ou gauches à axes quelconque Généralement rectangulaire.



*Figure III : Les types d'engrenage*

#### III.1.1 ELEMENTS DES ENGRENAGES:

Comme on a vu que les arbres ont une position parallèle, les engrenages sont cylindriques et une denture hélicoïdale. (Voir & I)

#### III. 1.2 Circonférence primitive: .

La circonférence primitive joue un rôle essentiel dans le calcul des engrenages et de leurs dentures. C'est une circonférence imaginaire ayant pour axe de rotation l'axe de rotation de l'engrenage.

NB : Pour les différents éléments des engrenages sont montrés par **la figure III-1**

Pour calculer une roue a denture hélicoidale, il est nécessaire de connaitre :

- $m_n$  = module réel
- $z$  = nombre de dents
- $\beta$  = angle de l'hélice

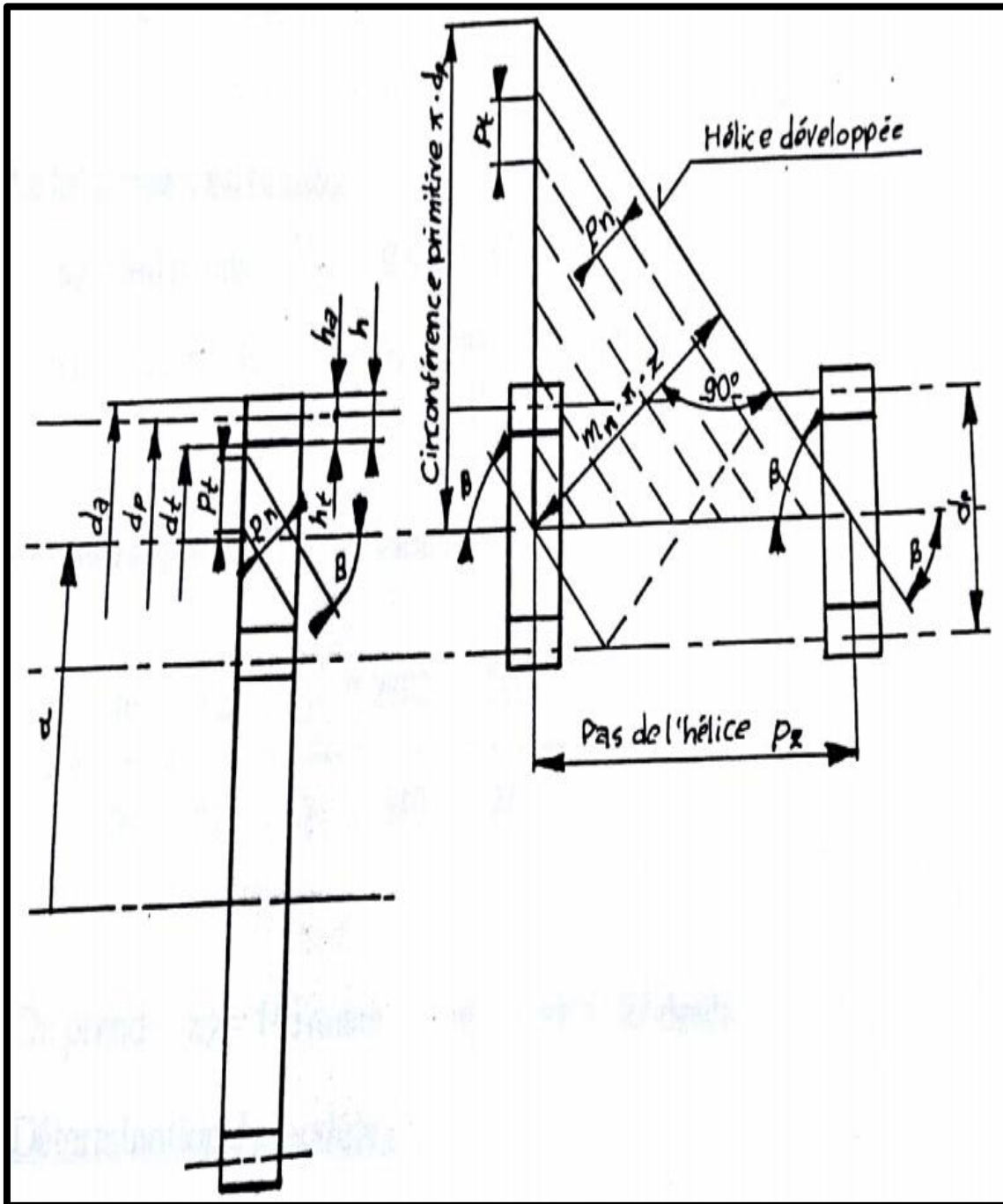


Figure III.1 : Elements des engrenages

**III.1.3 Détermination du nombre de dents :**

On désigne par :

<b>n1</b>	tours/min du pignon
<b>n2</b>	tours/min de la roue
<b>Z1</b>	nombre de dents du pignon
<b>Z2</b>	nombre de dents de la roue

On a les données suivantes :

$$\begin{aligned} n_2 &= 540 \text{ tr/min} & \beta &= 20^\circ \\ n_1 &= 2900 \text{ tr/min} & \alpha_n &= 20^\circ & P &= 49 \text{ kW} \end{aligned}$$

A partir du rapport de transmission :

$$r = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{2900}{540} = \frac{145}{27}$$

On prend : **z2 = 145 dents** et **z1 = 27 dents**

**III. 1.4 Détermination du module :**

Le module est donné par la formule :

$$M_n \geq \sqrt[3]{\frac{10c}{\lambda z_1 Rpe}} \quad [4]$$

Avec :

• z1 = nombre de dents fictifs de la roue, donné par :

$$z_1 = \frac{z}{\cos^3 \beta} = \frac{145}{\cos^3 20} \quad \mathbf{z_1 = 175 \text{ dents}}$$

•  $\lambda$ : Coefficients de largeur de denture : est choisi selon l'encombrement dont on dispose et selon la perfection du guidage des arbres.

Pour guidage bon  $\lambda = 10 / 12,5$  On prend  $\lambda = 12$

• **Rpe** : Résistance pratique à l'extension.

Pour une bonne résistance et une bonne élasticité, pour pièces de fatigue traitées : arbres, engrenages, on utilise l'acier Ni-Cr de cimentation, dont la résistance est  $150 < R_{pe} < 250 \text{ N/mm}^2$

On prend  **$R_{pe} = 160 \text{ N/mm}^2$**

Puisqu'il y a toujours au moins deux dents en prise, on pourra majorer de 25%  $R_{pe}$ .

D'où  $R_{pe}$  devient  **$R_{pe} = 200 \text{ N/mm}^2$**

•c: Couple à transmettre réel :

Puisqu'il y a au moins deux couples de denture en prise, ce qui nous permet de diviser le couple moteur par deux.

Avec  $C_m$ : couple moteur donné par  $C_m = P/w$ .

P: Puissance transmise par le tracteur, et puisqu'on utilise  $P_t$  : la puissance disponible à la prise de force qui est égale à 70% de la puissance du tracteur D'où:

**$P_t = 70 \times 49/100 = 34,3 \text{ kW}$**

Et  $C_m = \frac{34.3 \cdot 10^3}{\pi \times 540 / 30}$   **$C_m = 606.86 \text{ N.m}$**

Par conséquent:  $C = C_m / 2 = 606,86/2$   **$C=303,43 \text{ N.m}$**

Enfin le module est  **$M_n = \sqrt[3]{\frac{303,43 \cdot 10^3 \cdot 10}{12.175.200}} = 1,93 \text{ mm}$**

On prend un module normalisé :  $M_n = 2 \text{ mm}$

**III.1.5 Eléments de taillage:**

**III.1.5.1. Caractéristique de la denture :**

Les caractéristiques essentielles des dentures sont :

- Module réel :  $M_n = 2 \text{ mm}$
- on  $\alpha_n = 20^\circ$ ,  $B = 20^\circ$
- Module apparent  **$M_t = M_n / \cos B = 2 / \cos 20 = 2,128 \text{ mm}$**
- Pas apparent :  **$p_t = \pi \cdot M_t = \pi \cdot 2,12 = 6,65 \text{ mm}$**
- Pas de l'hélice primitive  **$p_z = \pi / \tan B = \pi / \tan 20 = 8,62$**
- Le saillie  **$h_a = M_n = 2 \text{ mm}$**
- Vide au fond de la dent  **$c = M_n / 4 = 0,5 \text{ mm}$**
- hauteur de dents  **$h = 2,25 M_n = 2,25 \times 2 = 4,5 \text{ mm}$**
- $e$  épaisseur primitive réelle théorique  **$e h = \pi M_n / 2 = \pi$**
- $b$  largeurs de denture  **$b = \lambda \cdot M_n = 2 \times 12 = 24 \text{ mm}$**



**III.1.5.2: détermination des diamètres de pieds, têtes, primitifs :**

A) Diamètre primitif :

- pour la roue  $D_p = M_t \cdot Z = 2,128 \times 145 = 308,56 \text{ mm}$
- pour le pignon  $d_p = M_t \cdot Z = 2,128 \times 27 = 57,45 \text{ mm}$

B) Diamètre de pied:

- pour la roue  $D_t = D_p - 2,5 M_n = 308,56 - 2,5 \times 2,128 = 303,56 \text{ mm}$
- pour le pignon  $d_t = d_p - 2,5 M_n = 57,45 - 2,5 \times 2,128 = 52,45 \text{ mm}$

C) Diamètre de tête :

- pour la roue  $D_a = D_p + 2 M_n = 308,56 + 2 \times 2,128 = 312,56 \text{ mm}$
- pour le pignon  $d_a = d_p + 2 M_n = 57,45 + 2 \times 2,128 = 61,45 \text{ mm}$

**III.1.6 Détermination de l'entre-axe :**

L'entreaxe est donné par la formule :

$$a = \frac{D_p + d_p}{2} = 0,5 \frac{M_n(z_1 + z_2)}{2}$$

$$a = \frac{308,56 + 57,45}{2}$$

$$a = 183,005 \text{ mm}$$

	Roue	Pignon
<b>Nombre de dents</b>	145	27
<b>Module réel Mn (mm)</b>	2,00	2,00
<b>Module apparent Mt (mm)</b>	2,128	2,128
<b>Pas de l'hélice primitive pz</b>	8,62	8,62
<b>Saillie (ha) mm</b>	2,00	2,00
<b>Diamètre primitif (mm)</b>	308,56	57,45
<b>Diamètre de pied (mm)</b>	303,56	52,45
<b>Diamètre de tête (mm)</b>	312,56	61,45
<b>Largeur de la denture b (mm)</b>	24,00	24,00
<b>Entreaxe (mm)</b>	183,005	183,005

Tableau des résultats

**III.2 ETUDE DE L'ENGRENEMENT:**

La figure (III.2) représente l'engrènement de la roue et du pignon, on adoptera les dentures à développante de cercle.

**III.2.1 Ligne d'action (AB) :**

C'est une droite passant par le point (I) de contact des deux cercles primitifs et tangente aux deux cercles de base.

**III.2.2 Angle de pression ( $\alpha$ ) :**

C'est l'angle formé par la ligne d'action et la tangente commune aux deux cercles primitifs.

**III.2.3. Début d'engrènement :**

Le profil (P2) de la roue menante attaque le profil (P1) du pignon, l'action commence au point d'intersection (A) de la ligne d'action et du centre de tête du pignon.

**III.2.4 Point de contact en (I) :****III.2.4.1 Période d'approche :**

Elle est comprise entre (A) et (I), le début d'action et le moment où le point de contact est confondu avec [I].

**III.2.4.2 Longueur d'approche (gf) :**

Le point de contact se déplace sur la ligne d'action de (A) et (I), la longueur (AI) s'appelle longueur d'approche, on désigne par  $AI = gf$ .

Pendant la période d'approche la roue a tourné d'un angle

$$\phi f = N_2 O_2 Q_2$$



**III.2.4.3 Arc d'approche (af) :**

C'est la longueur de l'arc parcouru par un point appartenant à l'un quelconque des deux cercles primitifs pendant la période d'approche, on la mesure par SI du cercle primitif de la roue.

$$af = \phi f \cdot r_2 \qquad \text{avec} \quad \frac{r_{b2}}{r_2} = \cos \alpha \dots \dots \rightarrow af = \frac{gf}{\cos \alpha}$$

$$gf = \phi f \cdot r_{b2}$$

**III.2.4.4 Fin de l'engrènement:**

Le point du profil (p2) est en contact avec le profil (p1), le point extrême (B) est l'intersection de la ligne d'action avec le cercle de tête de la roue.

**III.2.4.5 Période de retraite :**

La période de retraite est comprise entre le moment où le point de contact coïncide avec (I) est la fin d'action (B).

**III.2.4.6 Longueur de retraite (ga) :**

Le point d'action se déplace sur la ligne d'action de [I] à (B), la longueur (IB) est appelée longueur de retraite. On désigne par (ga).

Pendant la période de retraite la roue a tourné de l'angle

$$[\phi a = Q_2 O_2 M_2]$$

**III.2.4.7 Arc de retraite :**

Est la longueur de l'arc parcouru par un point appartenant à l'un quelconque des deux cercles primitifs pendant la période de retraite.

On le mesure par l'arc (IV) du cercle primitif de la roue.

On a:

$$ga = \phi a \cdot r_{b2}$$

$$\text{avec} \quad \frac{r_{b2}}{r_2} = \cos \alpha$$

$$aa = \phi a \cdot r_2$$

$$aa = \frac{ga}{\cos \alpha}$$

**III.2.4.8 Arc de conduite (aα) :**

L'arc de conduite est la longueur de l'arc parcouru par l'un des deux cercles primitifs depuis le début jusqu'à la fin de l'action.

On le mesure par SV :

$$a\alpha = af + aa = \frac{AI + IB}{\cos \alpha} = \frac{ga}{\cos \alpha}$$

$$\text{avec} \quad g\alpha = AB \quad \text{longueur d'action}$$

**III.25 Condition de continuité d'engrènement :**

Cette condition exige que lorsque les profils (p1) et (p2) cessent d'être en contact un autre couple de profils conjugués soit déjà en contact.

Donc pour que la condition de continuité de transmission soit remplie il faut que :

AB > pas normal

Arc de conduite > pas primitif

**III.2.6 Rapport de conduite :**

On appelle rapport de conduite ( $\varepsilon\alpha$ ) le rapport entre l'arc de conduite et le pas primitif.

$$\varepsilon\alpha = a\alpha/p$$

**III.2.6.1 Rapport total de conduite :**

C'est le rapport de l'angle dont a tourné chacune des deux roues pendant tout l'engrènement et du pas angulaire correspondant.

Si on considère maintenant la figure III.3, pendant l'engrènement du couple (p1.p2), la roue menante a tourné d'un angle ( $\phi a + \phi f$ ).

Le rapport total de conduite ( $\varepsilon\gamma$ ) est :

$$\varepsilon\gamma = \frac{(\phi a + \phi f) + IO_2I_1}{\frac{\pi Mt}{r_2}}$$

Avec  $IO_2I_1 = \gamma\beta$  c'est l'angle formé entre les profils p2 et p'2 comme le montre la figure III.3.

D'où :

$$\varepsilon\gamma = \frac{\phi a + \phi f}{\pi Mt} r_2 + \frac{IO_2I_1}{\pi Mt} r_2$$

Avec  $\varepsilon\alpha = \frac{\phi a + \phi f}{\pi Mt} r_2$

rapport de conduite apparent.

$$\varepsilon\beta = \frac{IO_2I_1}{\pi Mt} r_2 = \frac{btg\beta}{\pi Mt}$$

rapport de recouvrement.

$\varepsilon\alpha$  Est donné par :

$$\varepsilon\alpha = a_\alpha / \pi Mt$$

$$a_{\alpha} = \left[ \left( \frac{r_1 + h_{a1}}{\cos \alpha_t} \right)^2 - r_1^2 \right]^{1/2} + \left[ \left( \frac{r_2 + h_{a2}}{\cos \alpha_t} \right)^2 - r_2^2 \right]^{1/2} - (r_2 + r_1) \operatorname{tg} \alpha_t$$

$$r_1 = 28,72 \text{ mm} \qquad h_{a1} = h_{a2} = M_n = 2 \text{ mm}$$

$$r_2 = 154,24 \text{ mm}$$

$\alpha_t$  Angle de pression apparent donné par :

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} = \frac{\operatorname{tg} 20}{\cos 20} \quad \dots \dots \dots \rightarrow \qquad \alpha_t = 21,17^\circ$$

$$a_{\alpha} = \sqrt{\left( \frac{28,72 + 2}{\cos 21,17} \right)^2 - 28,75^2} + \sqrt{\left( \frac{154,24 + 2}{\cos 21,17} \right)^2 - 154,24^2} - (154,24 - 28,75) \operatorname{tg} 21,17$$

**$a_{\alpha} = 11,86$**

D'où :

$\epsilon_{\alpha} = 11,86 / \pi \cdot 2,12 = 1,78$

$\epsilon_{\beta} = \operatorname{btg} \beta / \pi \cdot 2,12 = 1,31$

Par conséquent  **$\epsilon_{\gamma} = \epsilon_{\alpha} + \epsilon_{\beta}$**

$\epsilon_{\gamma} = 3$  signifie qu'on a tantôt trois couples de dents qui sont en contact en même temps mais nous pouvons dire que ces trois couples ne portent tous sur leur surfaces il y a à peine deux couples complètement sur leur surfaces.

Donc, l'hypothèse prise au départ deux couples de dentures en contact pour le calcul du module est acceptable et même elle augmente la sécurité.

**III.3 Vérification des dentures d'engrenages:**

La vérification de la résistance et de la pression superficielle sur la denture hélicoïdale s'effectue d'une manière analogue à celles des roues drôles.

**111.3.1 Vérification de la pression superficielle :**

Dans une denture hélicoïdale, on peut vérifier la pression superficielle à l'aide de la relation d'Hertz.

$$\sigma_{H.MAX} = \left[ \frac{0,7E}{\sin 2\alpha t} \frac{Ft \cos^2 \beta}{bD} \left( 1 + \frac{1}{r} \right) KA.YV.Y_{BH} \right]^{1/2} \quad [1]$$

Avec :

**E:** module d'élasticité du matériau d'engrenage

$$E = 2 E1 E2 / (E1 + E2)$$

Pour notre cas on a  $E1 = E2 = E$  car on a le même acier 16NC6  $E = 21000 \text{ daN/mm}^2$

**$\alpha t$  :** Angle de pression apparent  $\alpha t = 21,170^\circ$

**Ft:** efforts tangentielles sur les dentures

**b:** largeur de la denture

**D:** Diamètre de la roue menante

**r:** le rapport de transmission  $i = 5,37$

**YV:** facteur dynamique =  $1/KV$

**KV:** facteur de charge dynamique

**KV** =  $6 / (6 + \sqrt{V})$  pour un engrenage de bonne qualité  $KV = 0,67$  (*Données*)

**KA:** facteur de service

**KA** = 0,67 pour un fonctionnement de 12 h/jour. [8]

**$Y_{BH}$**  : Facteur de conduite

$$Y_{BH} = 1 \text{ pour } \varepsilon\beta \leq 1$$

$$Y_{BH} = 0,8 \text{ pour } \varepsilon\beta > 1$$

Puisque  $\varepsilon\beta = 1.31$  d'où  $Y_{BH} = 0,8$

**AN:**

$$Ft = 404.99 \text{ daN} \quad b = 24 \text{ mm} \quad D = 308,56 \text{ mm}$$

$$\text{D'où: } \sigma_{HMAX} = 31,62 \text{ daN/mm}^2$$

Pour effectuer le contrôle à la pression superficielle, il faut avoir :

$$\sigma_{HMAX} < \sigma_{Hlim}$$

**$\sigma_{Hlim}$ :** Contrainte superficielle admissible Pour acier de cimentation **16 NC 6**.

$$\sigma_{Hlim} = 160 \text{ daN/mm}^2$$

$$\text{D'où: } \sigma_{HMAX} < \sigma_{Hlim}$$

**IL 3.1.1/ Calcul de l'effort tangentielle maximum:**

Il est donné par:

$$F_{tdam} = \Omega_0 \cdot b \cdot d \cdot C_r \cdot C_B \cdot K_V \cdot K_{HL} \cdot K_m \cdot K_A \quad [1]$$

$\Omega_0$ : Rapport de limite pratique = 1,4

$C_r$ : Facteur de rapport = 0,84

$C_B$ : Facteur d'inclinaison = 1,28

$K_{HL}$ : Facteur de durée = 0,5

$K_m$ : Facteur de porté: 1

} *Sont des données*

**AN:**

$$F_{tadm} = 1,4 \cdot 24 \cdot 57,45 \cdot 0,84 \cdot 1,28 \cdot 0,67 \cdot 0,5 \cdot 1 \cdot 0,67$$

$$F_{tadm} = 465,84 \text{ daN.}$$

**III.3.1.2. Calcul de la puissance maximale:**

Donné par :

$$P_{adm} = \frac{1}{1432500} \Omega_0 \cdot b \cdot d^2 \cdot N \cdot C_r \cdot C_B \cdot K_V \cdot K_{HL} \cdot K_m \cdot K_A$$

**AN:**

$$P_{adm} = \frac{1}{1432500} \cdot 1,4 \cdot 24 \cdot (57,45)^2 \cdot 2900 \cdot 0,84 \cdot 1,28 \cdot 0,5 \cdot 1 \cdot (0,67)^2$$

$$P_{adm} = \mathbf{54,17 \text{ ch}}$$

Par conséquent :  **$f_{tadm} > F_t = 163,63 \text{ N}$**

$$\mathbf{P_{adm} > P = 23,9 \text{ ch}}$$

Ft et P : Pour un couple de dent.

**Conclusion:**

→ La denture résiste bien à la pression superficielle.



**III.3.2. Vérification de la denture à la flexion :**

La dent est considérée comme un solide à faux, la contrainte maximale de flexion dans l'encastrement de la dent est :

$$\sigma_f = \frac{F_t}{b \cdot Mn} \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot K_A \cdot Y_V \cdot Y_B$$

$Y_F$ : Facteur de forme réel (*Données*)

Pour le pignon :  $Y_{F1} = 2,8$

Pour la roue :  $Y_{F2} = 2,5$

$Y_\varepsilon$ : Facteur de conduite

$$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon\alpha}$$

Avec :

$$\varepsilon\alpha = \frac{b \cdot t g \beta b}{p b t} = \varepsilon\beta$$

$$p b t = p t \cdot \cos\alpha_t = 6,65 \cdot \cos 21,17 = \mathbf{6,20}$$

D'où:  $Y_\varepsilon = \mathbf{0,82}$

$K_B$  : Facteur d'angle d'hélice

$K_B = 0,78$  (*Données*)

**AN:**

Pour le pignon :

$$\sigma_{f1} = \frac{404,99}{24,2} \cdot 2,8 \cdot 0,82 \cdot 0,67 \cdot \frac{1}{0,67} \cdot 0,78$$

$$\sigma_{f1} = \mathbf{15,11 \text{ daN/mm}^2}$$

Pour la roue :

$$\sigma_{f2} = \frac{404,99}{24.2} \cdot 2,5 \cdot 0,82 \cdot 0,67 \cdot \frac{1}{0,67} \cdot 0,78$$

$$\sigma_{f2} = 13,49 \text{ daN/mm}^2$$

D'où :

$$\sigma_{f1} \text{ Et } \sigma_{f2} < [\sigma_f] = 20 \text{ daN/mm}^2$$

**Conclusion:**

→ Les dents résistent bien à la flexion.

**II.3.3. Vérification à la rupture :**

Lorsqu'il y a rupture de dents d'engrenage, elles se rompent généralement à partir d'une crique située à la base de la dent.

On vérifie à la rupture par la formule :

$$\sigma_r = \frac{Ft}{b \cdot M_n} \cdot Y_F \cdot Y_\epsilon \cdot Y_{SA} \cdot Y_B \cdot (Y_A \cdot Y_V \cdot K_F \beta \cdot K_F \alpha) < [\sigma_r] \quad [1]$$

**YSA** : Facteur de concentration de contrainte.

Pour le pignon :  $Y_{SA1} = 1,77$

pour la roue :  $Y_{SA2} = 2,09$

**YA** · Facteur d'application = 1,5

**KFα** : Facteur de distribution transversale.

**KFα** = 1 Pour une denture hélicoïdale de qualité 6.

**KFβ** : Facteur de distribution longitudinale.

**KFβ** donnée par :  $KF\beta = KH\beta^N \quad [1]$

**{ Sont des données**

$$KH\beta + \frac{2b'/b}{2(b'/b) - 1}$$

**b'** : Largeur apparente de calcul des dentures

$$b' = \frac{b}{\cos \beta}$$

$$N = \frac{(b/h)^2}{1 + b/h + (b/h)^2}$$

AN:

$$b' = \frac{24}{\cos 20} = 25,54 \text{ mm}$$

**KHB = 1,92**

**N=0,15**

D'où : **KFB = 1,92<sup>0,15</sup> = 1,10**

D'où pour le pignon :

$$\sigma_1 = \frac{404,99}{2,24} \cdot 2,8 \cdot 0,82 \cdot 1,77 \cdot 0,78 \cdot (1,5 \cdot 0,67 \cdot 1,10 \cdot 1)$$

$$\sigma_1 = 29,56 \text{ daN/mm}^2$$

Pour la roue:

$$\sigma_2 = \frac{404,99}{2,24} \cdot 2,5 \cdot 0,82 \cdot 2,09 \cdot 0,78 \cdot (1,5 \cdot 0,67 \cdot 1,10 \cdot 1)$$

$$\sigma_2 = 31,39 \text{ daN/mm}^2$$

[ $\sigma$ ] Est donné par (*Données*)

Pour une charge de rupture égale à 100 daN/mm<sup>2</sup>

[ $\sigma$ ]= 35 daN/mm<sup>2</sup>

**Conclusion:**

$\sigma_1$  Et  $\sigma_2 < [\sigma]$

→ Donc les dentures vérifient à la rupture.

**III.3.3.1/ Effort tangentielle maximum:**

Donné par :

$$F_{tadm} = \sigma_{rlim} \cdot b \cdot M_t \cdot Y_F \cdot Y_\epsilon \cdot K_V \cdot K_HL \cdot C_t \cdot Y_{sA} \quad [1]$$

$$\sigma_{rlim} : \text{Fatigue limite pratique} = 35 \text{ daN/mm}^2$$

Les autres facteurs sont déjà calculés précédemment.

Pour le pignon :

$$F_{tadm} = 35 \cdot 24 \cdot 2,12 \cdot 2,8 \cdot 0,82 \cdot 0,64 \cdot 0,23 \cdot 1,77$$

$$\mathbf{F_{tadm} = 1065,29 \text{ daN}}$$

Pour la roue:

$$F_{tadm} = 35 \cdot 24 \cdot 2,12 \cdot 2,5 \cdot 0,82 \cdot 0,64 \cdot 0,32 \cdot 2,09$$

$$\mathbf{F_{tadm} = 1562,58 \text{ daN}}$$

**III.3.3.2. Puissance maximum:**

Donné par la formule

$$P_{adm} = \frac{1}{1432500} \cdot \sigma_{rlim} \cdot b \cdot M^2 t \cdot Z \cdot N \cdot Y_F \cdot Y_\epsilon \cdot K_V \cdot C_t \cdot Y_s$$

Pour le pignon :

$$P_{adm} = \frac{1}{1432500} \cdot 35 \cdot 24 \cdot 2,12^2 \cdot 27 \cdot 2900 \cdot 2,8 \cdot 0,82 \cdot 0,64 \cdot 0,23 \cdot 1,77$$

$$\mathbf{P_{adm} = 123,44 \text{ ch}}$$

Pour la roue:

$$P_{adm} = \frac{1}{1432500} \cdot 35 \cdot 24 \cdot 2,12^2 \cdot 145 \cdot 540 \cdot 2,5 \cdot 0,82 \cdot 0,64 \cdot 0,32 \cdot 2,09$$

$$\mathbf{P_{adm} = 181 \text{ ch}}$$

**Conclusion:**→ Il est claire que:  $F_{tadm} > F_t$ Et même pour :  $P_{adm} > P_t$  (puissance transmise)

Ce qui nous permet de dire que notre denture résiste bien à la rupture.

**III.3.4. Vérification à l'usure:**

Un engrenage fonctionne avec un film d'huile suffisant donc avec une usure très réduite. Mais si l'épaisseur du film d'huile est insuffisant, il se produira contact métal sur métal, ce contact peut être cause d'une usure très importante.

Donc, on doit tenir compte un facteur d'usure qui est donné par :

$$U = \frac{Ft}{b} \text{ daN/mm}$$

**Ft:** L'effort tangentiel

**b:** Longueur de la denture.

Le facteur d'usure U doit être inférieur à :

100 daN/mm pour la fonte.

200 daN/mm pour acier moulé ou forgé.

200 à 250 daN/mm pour les aciers spéciaux traités.

Pour notre cas on trouve :

$$U = \frac{404,99}{24} = 16,87 \text{ daN/mm}$$

**Conclusion:**

→ Ce facteur d'usure est très inférieur à 200 - 250 d'où les dentures de nos engrenages résistent bien à l'usure.

# CHAPITRE IV

*Etude dynamique des  
engrenages*

**IV.1 Efforts sur les dentures:**

On désigne par :

- **P2** : puissance transmise
- **M 2**: Moment sur l'arbre de la roue
- **n2**: Tours/minute de la roue
- **r1**: rayon primitif du pignon
- **r2**: rayon primitif de la roue
- **β**: Inclinaison primitif
- **αn**: Angle de pression réel

La **figure IV** montre un engrenage à denture hélicoïdale.

L'action de la denture de la roue sur celle du pignon se traduit par une force normale aux deux dentures conjuguées et supposée appliquée au point (M) milieu de la largeur de denture.

**Les composantes de (Fbn) sont :**

- |                            |           |
|----------------------------|-----------|
| a) Composante tangentielle | <b>Ft</b> |
| b) Composante radiale      | <b>Fr</b> |
| c) Composante axiale       | <b>Fx</b> |

**A) L'effort tangentiel :**

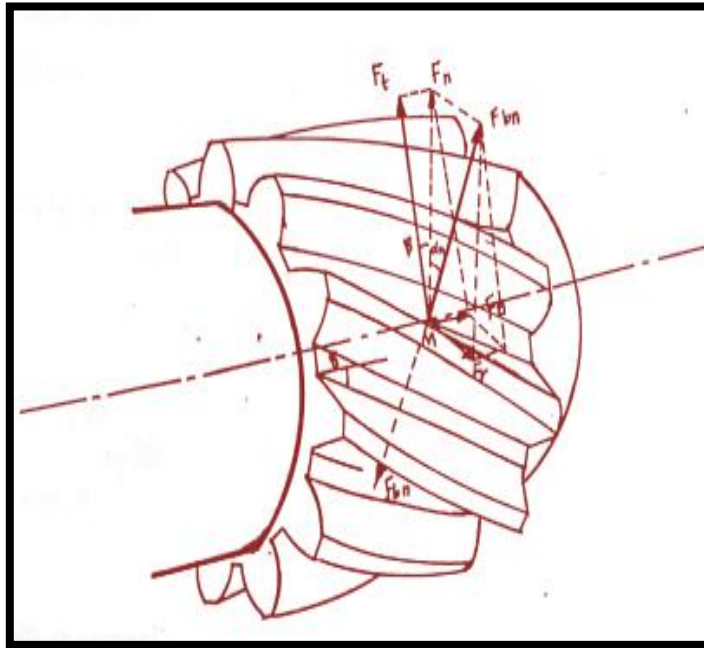
→ **Donné par :**

$$Ft \text{ en (N ou dan)} = 7.16 \cdot 10^6 \cdot \frac{P2(ch)}{n2r2}$$

$$= 9.8 \cdot 10^6 \cdot \frac{P2(kw)}{n2r2} \tag{1}$$

$$Ft = 9.8 \cdot 10^6 \cdot \frac{34.3}{540 \cdot 153.7}$$

$$Ft = 4049.97N$$



$\beta$ : inclinaison primitive

$\alpha_n$  : Angle de pression réel

$F_t$  : effort tangentiel

$F_{bn}$  : Effort normal à la denture

$F_n$  : effort normal

Figure IV : effort sur la denture

**B) L'effort axial :**

Donné par : AN :

$$F_x = F_t \operatorname{tg} \beta \quad [1] \quad / \quad F_x = 4049.97 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \quad F_x = 1474 \text{ N}$$

**C) L'effort radial :**

Donné par :  $F_r = F_n \operatorname{tg} \alpha_n = \frac{F_t}{\cos \beta} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n \quad F_r = 1568.67 \text{ N}$

**D) L'effort normal :**

Donné par :  $F_{bn} = \frac{F_n}{\cos \alpha_n} = \frac{F_t}{\cos \beta \cos \alpha_n} \quad F_{bn} = 4586.48 \text{ N}$

**Tableau des résultats :**

L'effort	N	DaN
$F_t$	4049.97	404.99
$F_x$	1474	147.4
$F_r$	1568.67	156.86
$F_{bn}$	4586.48	458.64

Tableau IV.1



**IV.2 Efforts sur les arbres et les paliers :**

On détermine au départ les points d'appuis A, B, C et D. (voir la figure IV.1)

La largeur de la roue est égale à celle du pignon et égale à  $b=24\text{ mm}$

$$l_A = l_B = l_C = l_D = 48\text{ mm}$$

$$l_1 = l_2 = 96\text{ mm} \quad \text{et} \quad l_e = 155\text{ mm}$$

**IV.2.1 Charge radiale supportée par l'arbre d'entrée (R2) :**

Elle est donnée par :  $R_2 = Ft + Fr + Q_2$

Voir (Figure IV.2) avec  $Q_2$  : poids de la roue

**IV.2.2 Calcul du poids de la roue :**

On considère la roue comme étant pleine et on prend le diamètre primitif.

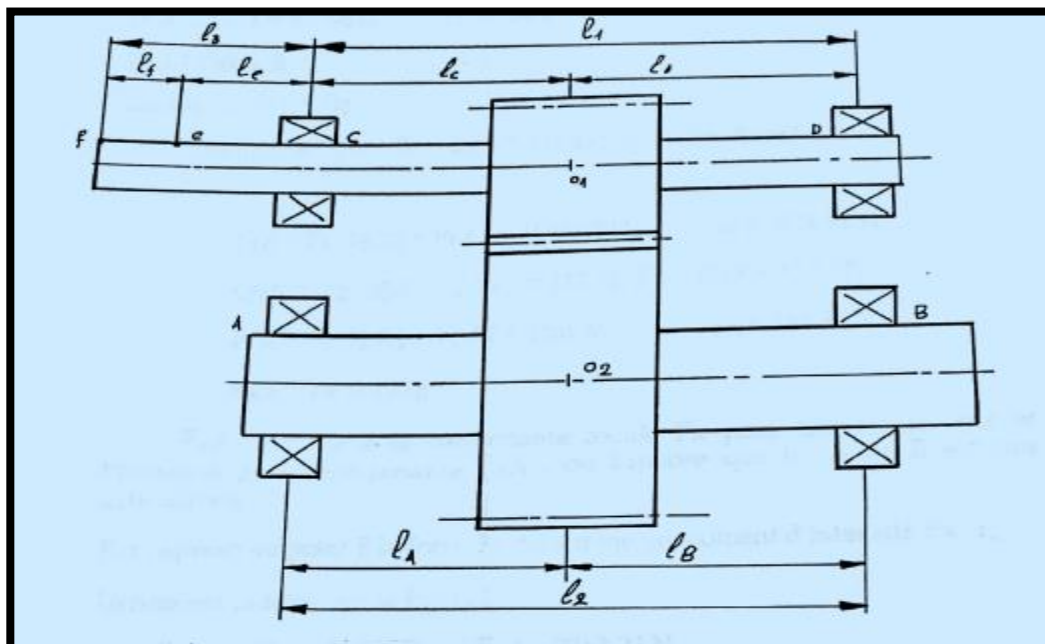
Le volume de la roue est :

$$V_2 = \pi D p^2 \cdot b / 4 = \pi 308.56^2 \cdot 24 / 4 \qquad V_2 = 1.78\text{ dm}^3$$

$$Q_2 = \rho V \qquad \rho = 7.88\text{ Kg/dm}^3 \qquad \text{densité volumique pour les aciers}$$

$$D'ou \quad Q_2 = 140.26\text{ N}$$

$$\text{Soit } R_2 = [(Ft + Q_2)^2 + Fr^2]^{1/2} \qquad R_2 = 4474.23\text{ N}$$



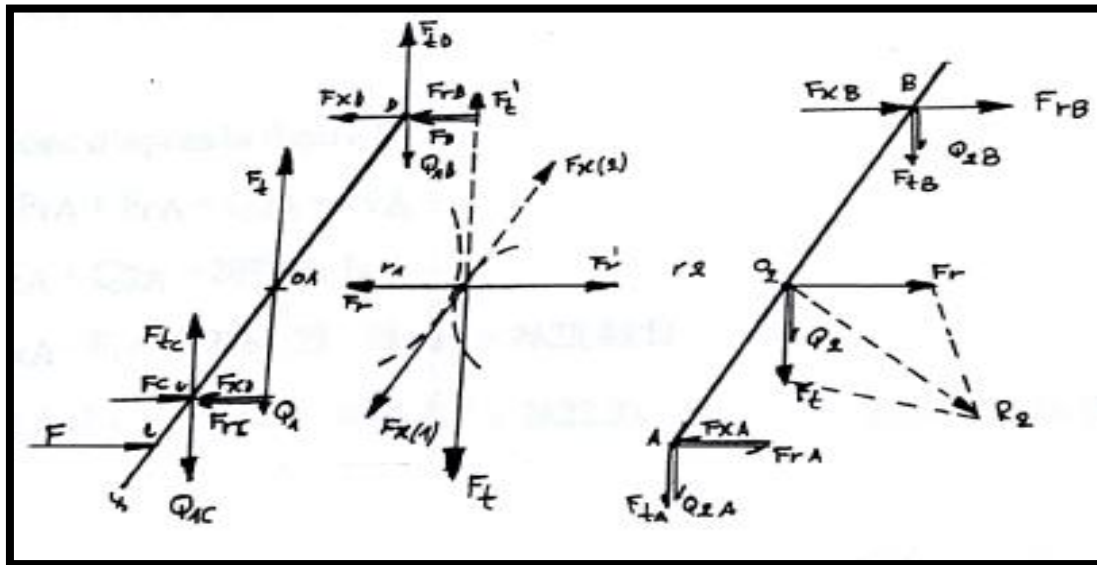


Figure IV.1 : Efforts sur les arbres et les paliers

**IV.3 Calcul des charges sur les paliers de l'arbre d'entrée (voir figure IV.3)**

**IV.3.1 Palier A :** On à  $l_1 = l_2 = 2l_A = 2l_B$

D'après la **figure IV.1** les efforts dans les paliers A sont :

$$F_{tA} = F_t \cdot l_B / l_2 = F_t / 2 = 4049,97 / 2 \qquad \qquad \qquad \mathbf{F_{tA} = 2024,98 N}$$

$$Q_{2A} = Q_2 \cdot l_B / l_2 = Q_2 / 2 = 140,26 / 2 \qquad \qquad \qquad \mathbf{Q_{2A} = 70,13 N}$$

$$F_{rA} = F_r \cdot l_B / l_2 = F_r / 2 = 1568,67 / 2 \qquad \qquad \qquad \mathbf{F_{rA} = 784,33 N}$$

$F_{xA}$  est due à la composante axiale  $F_x$  pour trouver le sens et l'intensité de la composante  $F_{xA}$ , on suppose que le palier B est une articulation.

Le sens est indiqué par la figure IV.4

$$D'où \quad F_{xA} = 1476.153,7/96 \qquad \qquad \qquad \mathbf{F_{xA} = 2363,23 N}$$

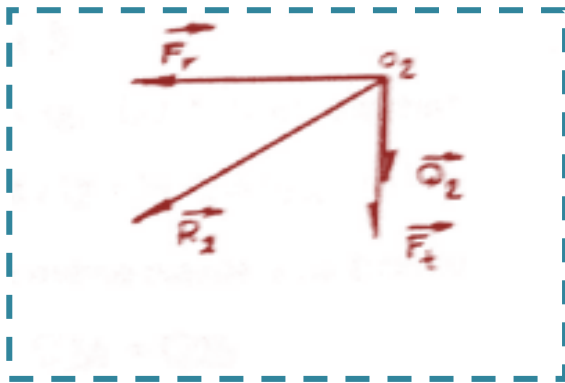
On à donc d'après la **figure IV.5**

$$R_{2A} = F_{tA} + F_{rA} + Q_{2A} + F_{xA}$$

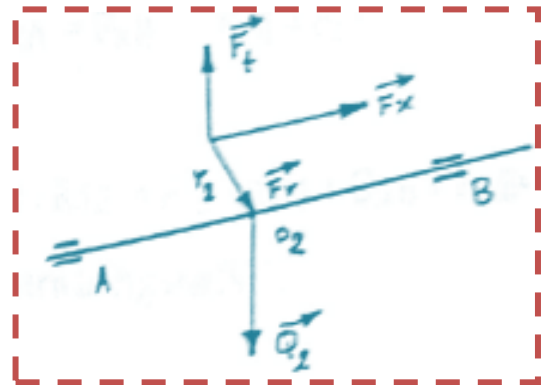
$$A_a = F_{tA} + Q_{2A} = \mathbf{2095,11 N}$$

$$B_a = F_{xA} - F_{rA} = 2363,23 - 784,33 = \mathbf{1578,9 N}$$

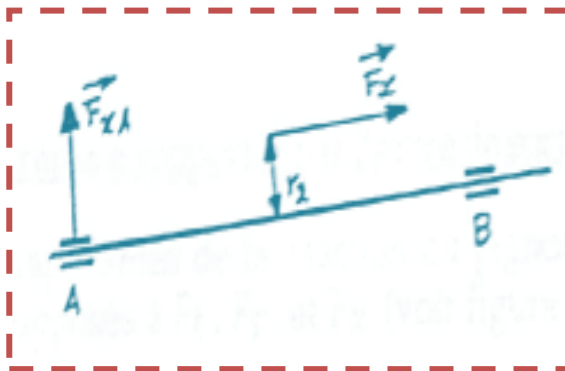
$$R_{2A} = [A_a^2 + B_b^2]^{1/2} \qquad \qquad \qquad \mathbf{R_{2A} = 2623,43 N}$$



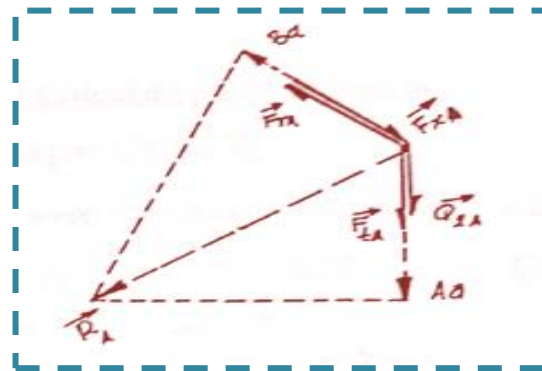
FigIV.2 : charge radiale sur l'arbre d'entrée



FigIV.3 : les efforts sur l'arbre d'entrée



FigIV.4 : Sens de la charge axiale



FigIV.5 : les charges dans le palier A

**IV.3.2 Palier B :**

Puisque \$l\_A = l\_B = l\_2/2\$ les efforts sont :

$$F_{tB} = F_t \cdot l_A/l_2 = F_t/2 = F_{tA} \quad \text{Donc de la même manière on trouve :}$$

$$Q_{2B} = Q_{2A}$$

$$F_{xB} = F_{xA} , \quad F_{rB} = F_{rA}$$

Par conséquent :  $R_{2B} = F_{tB} + F_{rB} + Q_{2B} + F_{xB}$  comme le montre la figure IV.1

$$R_{2B} = [(F_{xB} + F_{rB})^2 + (Q_{2B} + F_{tB})^2]^{1/2} \qquad R_{2B} = 3781 \text{ N}$$

**IV.4 Charge radiale supportée par l'arbre de sortie (R1) :**

Les composantes de la réaction du pignon sur la roue sont égales et directement opposées à \$F\_t\$, \$F\_r\$ et \$F\_x\$ (voir la figure IV.1).

C-a-d:  $F'_t = F_t ; F'_r = F_r ; F'_x = F_x$

**IV.4.1 Calcul du poids du pignon :**

Donné par :  $Q_1 = \rho V_1$  avec  $V_1 = \pi d p^2 \cdot b / 4 = 0.0617 \text{ dm}^3$

$Q_1 = 7.88 \cdot 10 \cdot 0.0617$   $Q_1 = 4.86 \text{ N}$

$R_1 = Ft + Fr + Q_2 + F$

$R_1 = [(Ft - Q_1)^2 + (Fr + F)^2]^{1/2}$   $R_1 = 4483.52 \text{ N}$

**IV.4.2 Calcul les charges sur les paliers de l'arbre de sortie :(figure IV.6)**

On calcul tout d'abord la réaction sur les paliers C et D due à la charge radiale F voir la figure IV.7.

$\sum F_{ext} = 0$  - - - - -  $\rightarrow F + FC + FD = 0$

Suivant Y :  $F = FC + FD \dots \dots \dots (1)$

$\sum M/C = 0$  - - - - -  $\rightarrow F D l_1 = F l e \dots \dots \dots (2)$

De (2) - - - - -  $\rightarrow FD = F l e / l_2$   $FD = 589.32 \text{ N}$

- - - - -  $\rightarrow \left\{ \begin{array}{l} FC = F \left(1 - \frac{l e}{l_2}\right) \\ FC = 224.32 \text{ N (sens contraire)} \end{array} \right.$

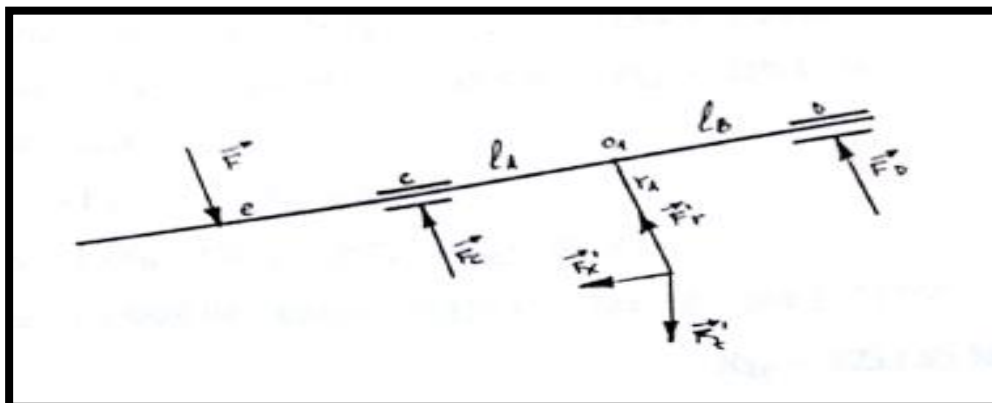


Figure IV.6 les efforts sur l'arbre de sortie

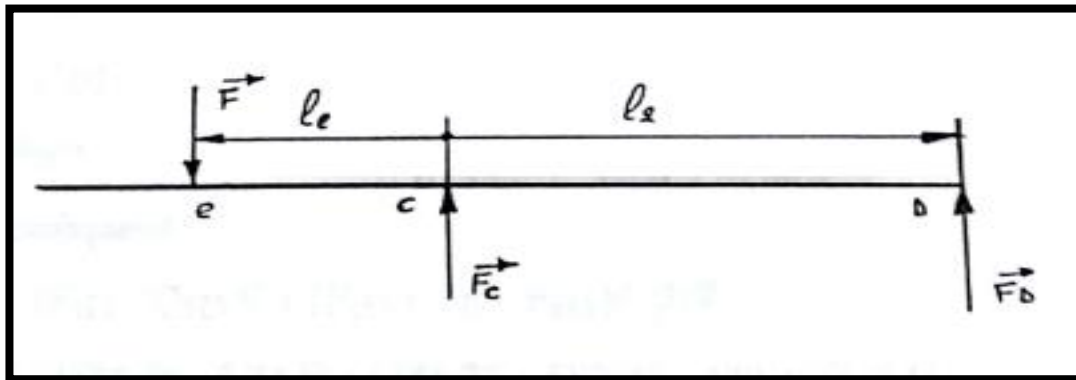


Figure IV.7 les réactions dans les paliers du a la charge radiale de la pompe

**IV.4.3 Palier C :**

$$F_{tc} = Ft \cdot l_D / l_1 = Ft / 2$$

$$F_{tc} = 2024.98 \text{ N}$$

$$F_{rc} = Fr \cdot l_D / l_1 = F_{tc} / 2$$

$$F_{rc} = 784.33 \text{ N}$$

$$Q_{1c} = Q_1 \cdot l_D / l_1 = Q_1 / 2$$

$$Q_{1c} = 2.34 \text{ N}$$

$$F_{xc} = F_x \cdot r / l_1$$

$$F_{xc} = 439.45 \text{ N}$$

Par conséquent :

$$R_{1c} = F_{tc} + F_{rc} + F_{xc} + F_c + Q_{1c}$$

$$R_{1c} = \left[ (F_{tc} - Q_{1c})^2 + ((F_{xc} + F_{rc}) - F_c)^2 \right]^{1/2}$$

$$R_{1c} = 2253.85 \text{ N}$$

**IV.4.3 Palier D:**

Comme :  $l_c = l_D$  et  $l_c = l_1 / 2$

$$F_{tD} = Ft \cdot l_c / l_1 = Ft / 2 = F_{tc}$$

De la même manière on trouve :

$$F_{rD} = F_{rc} \quad ; \quad Q_{1D} = Q_{1c} \quad ; \quad F_{xD} = F_{xc}$$

Par conséquent :

$$R_{1D} = \left[ (F_{tD} - Q_{1D})^2 + (F_{rD} + F_D - F_{xD})^2 \right]^{1/2}$$

$$R_{1D} = 2225,67 \text{ N}$$

# CHAPITRE V

*Calcul des arbres*

Pour le moment on tient compte uniquement le poids de la roue, celui-ci s'ajoute à la force ( $F_t$ )

Tétant l'effort appliqué sur la dent de la roue on entraînant la dent du pignon (voir figure V2)

## V.1 Calcul des réactions d'appui:

### V.1.1 Formule donnant le diamètre de l'arbre :

Le diamètre  $d$  de l'arbre soumis à la flexion et à la fois à la torsion, le moment de flexion idéal au droit de la section la plus dangereuse est :

$$M_{fi\ max} = [M^2 f_{max} + M^2 t_{max}]^{1/2}$$

On applique ensuite la formule classique de la flexion qui est la formule de résistance on aura :

$$\sigma = Mf / I/V \quad I/V = \pi d^3 / 32 \quad (\text{séction plein})$$

$$I/V = Mf / \sigma = M_{fi\ max} / R_{pe} \quad d'ou \quad \pi d^3 / 32 = M_{fi\ max} / R_{pe}$$

$$\text{on tire } d \geq \left[ \frac{32}{\pi} \cdot M_{fi\ max} / R_{pe} \right]^{1/3}$$

Dans notre calcul, l'arbre support le moment de flexion dans deux plans perpendiculaires.

Un plan horizontal (indice h), l'autre vertical (indice v) (**voir figure V.1**) et on tire le moment de flexion résultant.  $Mf = [M^2 f_v + M^2 f_h]^{1/2}$

### Matière de l'arbre :

Notre arbre sera en acier inoxydable Z30C13 dont les caractéristiques sont :

$$Re = 600 \text{ N/mm}^2 \text{ Et } Rr = 750 \text{ N/mm}^2 \quad \ll \text{ Coefficient de sécurité 3 } \gg$$

## V.2 Calcul de l'arbre d'entrée :

Les efforts sur l'arbre sont dus à l'action de la roue et d'autre part au palier qui le supporte.

### V.2.1 Etude de l'arbre dans le plan vertical :(voir la figure V.4)

On a : charge totale ( $T_1$ )

$$T_1 = Q_2 + F_t$$

$Q_2$  : poids propre de la roue

$F_t$ : composante tangentielle

Cette charge est appliquée au milieu de l'arbre d'entrée d'où :

$$T_1 = Q_2 + F_t = 4049.97 + 140.26 = 4190.23 \text{ N}$$

$$T_1 = 4190.23 \text{ N}$$

**V.2.2 Réactions verticales aux points A et B :**

Puisque T1 est appliquée en O2 milieu de (AB) donc :

$$R_{AV} = R_{BV} = T1/2 = 4190.23/2 \qquad R_{AV} = R_{BV} = 2095.11 \text{ N}$$

D'après le diagramme, il est clair que la section dangereuse se trouve en O2

$$Mf \text{ max} = R_{AV} \cdot l_A = 2095,11 \cdot 0,048 \qquad Mf \text{ max} = 100.56 \text{ N.m}$$

**V.2.3 Etude de l'arbre dans le plan horizontal :****V.2.3.1 Calcul des réactions horizontales (voir figure V.5)**

$$\text{On } \sum M/B = 0$$

$$\sum M/B = R_{AH} \cdot l_2 + Fx r_2 - Fr l_B = 0$$

$$R_{AH} = (Fr l_B - Fx r_2)/l_2 \qquad R_{AH} = -1575.69 \text{ N}$$

$$\sum M/A = 0 \qquad R_{BH} \cdot l_2 - Fr l_A - Fx r_2 = 0$$

$$R_{BH} = (Fr l_A + Fx r_2)/l_2 \qquad R_{BH} = 3144.36 \text{ N}$$

Le point dangereux est O2 :

$$Mf_{O2H} = R_{AH} l_A + Fx r_2 \qquad Mf_{O2H} = 150.92 \text{ Nm}$$

$$\text{Ou encore :} \qquad Mf_{O2H} = R_{BH} \cdot 0.048 = 150.92 \text{ Nm}$$

$$D'ou \qquad Mf_{total} = [Mf^2_v + Mf^2_H]^{1/2} = 181.35 \text{ Nm}$$

- **Moment de torsion est donné par :**

$$Mt = C = \frac{Pt}{w} = \frac{30Pt}{\pi N} = 30 \cdot 34.3 \cdot 10^3 / \pi \cdot 540 \qquad Mt = 606.86 \text{ Nm}$$

- **Moment idéal :**

$$Mi = [Mf^2 + M^2_t]^{1/2} = [181.35^2 + 606.86^2]^{1/2} \qquad Mi = 633.37 \text{ N}$$

en remplaçant dans la formule on aura:

$$d \geq \left[ \frac{32}{\pi} \cdot 633.37 \cdot 10^3 / 200 \right]^{1/3} \qquad d \geq 32.27 \text{ mm}$$



Le choix d'un diamètre normalisé se fait lors des calculs des roulements.

Dans tout le calcul précédent on a pas tenu compte du poids de l'arbre, comme on avait pris la roue pleine donc il nous reste plus qu'à calculer le poids des deux parties (A) et (B) (Voir Figure V.3)

**V.2.3.2 poids des deux parties (A) et (B) :**

$$P(A) + P(B) = 2\rho V = 2 \cdot 7,88 \cdot \pi \cdot \frac{0,35^2}{4} \cdot 0,36 \cdot 10 = 5.45 \text{ N}$$

D'où :  $P(A) = P(B) = \frac{P_{A+B}}{2} = \frac{5.45}{2} = 2.72 \text{ N}$

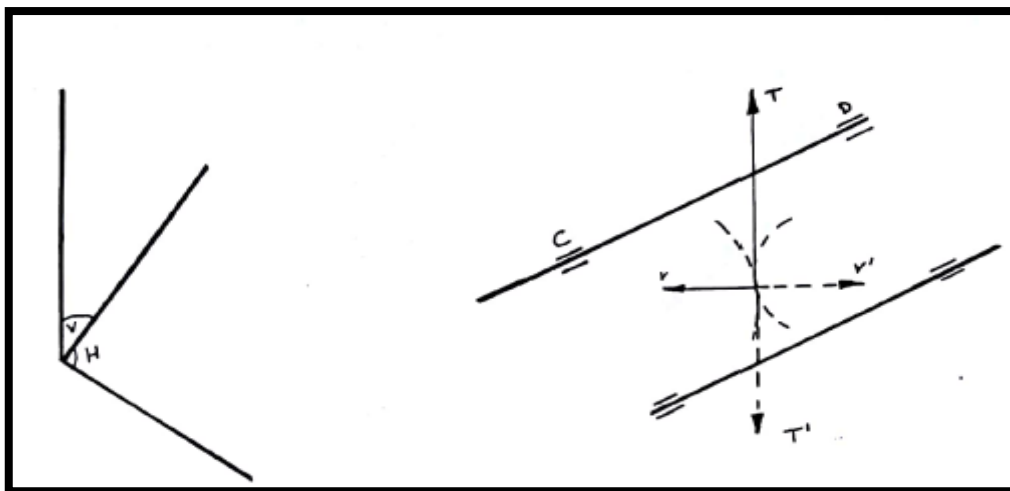


Figure V.1 : représentation des plans

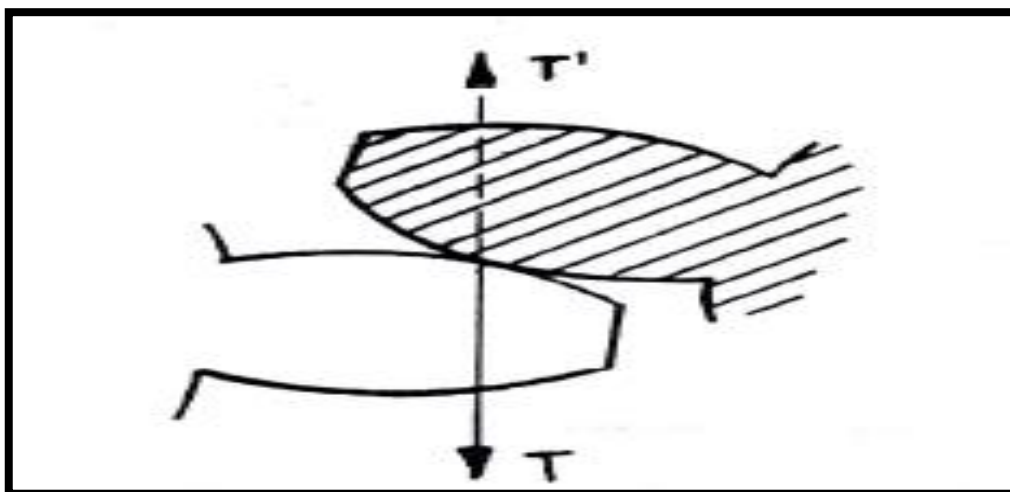


Figure V.2 : engrènement d'une denture de la roue sur le pignon

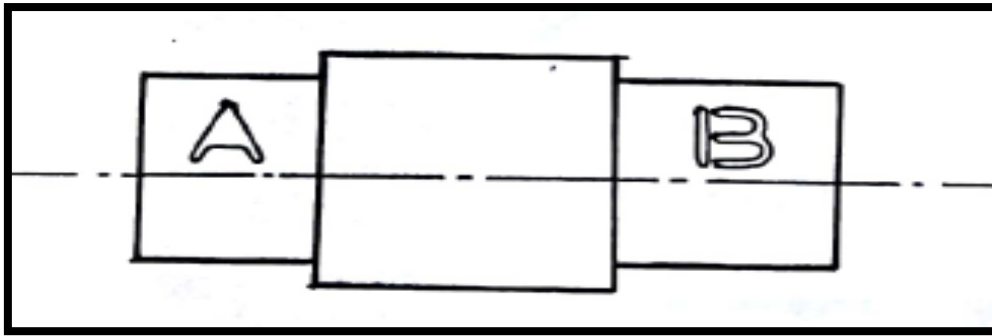


Figure V.3 (Arbre d'entrée)

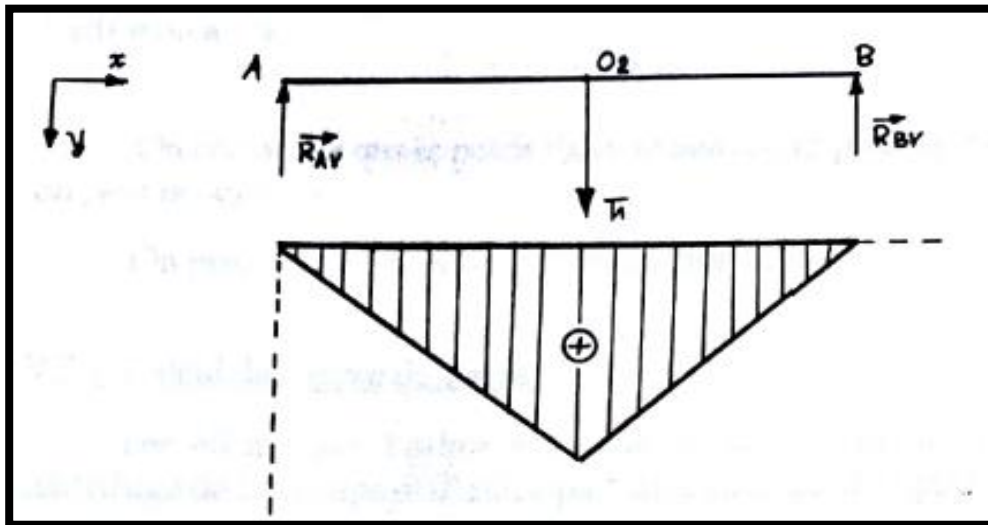


Figure V.4 : Moment de flexion vertical

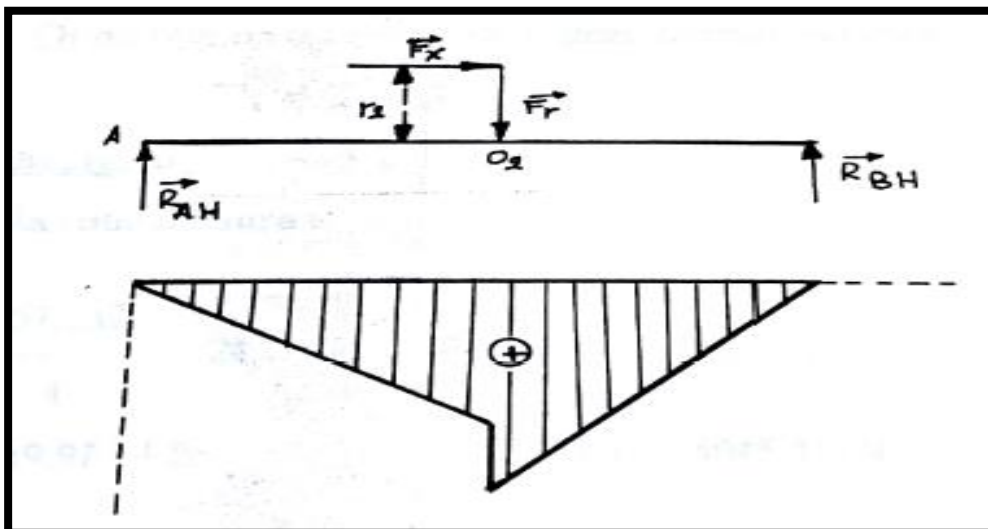


Figure V.5 : Moment de flexion horizontal

Si on tien compte dans le calcul précédent poids des deux parties de l'arbre on aura :

$$T1 = Q2 + Ft + P_{A+B}$$

On remarque que le poids  $P_{A+B}$  est beaucoup plus petit que  $Q2$  et  $Ft$  donc on peut le négliger.

On prend finalement :  $d = 35 \text{ mm}$  (Voir figure V.3)

### V.2.4 Calcul de l'arbre de sortie :

Les efforts sur l'arbre sont dus à l'action du pignon et de la roue centrifuge de la pompe et d'autre part au palier qui le supporte.

#### V.2.4.1 Etude dans le plan vertical :

La force [T'] appliquée au O1 est opposée à [T]

$T'=T$  : en valeur absolue

Le poids  $Q1$  du pignon est opposée a  $T'$  donc la charge totale est :

$$T'1=T'-Q1$$

- **Poids du pignon :**

Comme le roue on aura :

$$Q1 = \pi \cdot \frac{(57,242 \cdot 10^{-2})^2}{4} \cdot 24 \cdot 10^{-2} \cdot 7,88 \cdot 10$$

$$Q1 = 4.86 \text{ N}$$

$$T'_1 = 4049.97 - 4.86$$

$$T'_1 = 4045.11 \text{ N}$$

#### V.2.4.2 Réaction vertical au point C et D :

$T'1$  est appliquée en O1 milieu de CD don :

$$R_{cv} = R_{dv} = T'_1 / 2$$

$$R_{cv} = R_{dv} = 2022.55 \text{ N}$$

- **Moment de flexion maximum (Voir figure V.6) :**

$$M_{fvmax} = R_{cv} \cdot l_c = 2022.55 \cdot 0.048$$

$$M_{fvmax} = 97 \text{ N}$$

#### V.2.4.3 Etude de l'arbre dans le plan horizontale :

##### V.2.4.3.1 Calcule des réactions :

On à pour la (figure V.7)

$$\sum M/D = 0 \quad \text{---} \rightarrow \quad F(l_e + l_1) + R_{ch} l_1 + Fr l_D - Fx \cdot r1 = 0$$

$$R_{ch} = 732.62 \text{ N}$$

$$\sum M/C=0 \quad \text{---} \rightarrow \quad -R_{DH} \cdot l_1 + Fr l_c + Fx \cdot r1 - F \cdot l_e = 0$$

$$R_{DH} = 1936.29 \text{ N}$$

**Moment de flexion maximum :**

On trace le diagramme par partie du moment du flexion ; et on commence de droite à gauche (voir figure V.7)

Pour l'effort  $R_{DH}$  :

$$Mf = -R_{DH} \cdot x$$

$$\left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} \begin{array}{ll} X = 0 & Mf = 0 \\ X = 335 & Mf = -648.65 \text{ nm} \end{array}$$

Pour l'effort  $F_x$  :

$$Mf = Fx \cdot r1 = 1474 \cdot 0.2872$$

$$Mf = 42.33 \text{ Nm}$$

Pour  $F_r$  :  $48 \leq x \leq 335$

$$Mf = Fr \cdot x$$

$$\left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} \begin{array}{ll} X = 48 & Mf = 0 \\ X = 335 & Mf = 450.2 \text{ Nm} \end{array}$$

Pour  $R_{Ch}$  :  $96 \leq x \leq 335$

$$Mf = R_{Ch} \cdot x$$

$$\left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} \begin{array}{ll} X = 96 & Mf = 0 \\ X = 335 & Mf = 175 \text{ Nm} \end{array}$$

Pour  $F$  :  $283 \leq x \leq 335$

$$Mf = -F \cdot x$$

$$\left. \begin{array}{l} \\ \\ \end{array} \right\} \begin{array}{ll} X = 283 & Mf = 0 \\ X = 335 & Mf = -18.88 \text{ Nm} \end{array}$$

**D'où au point f :  $M_f = 175 + 450.2 + 42.33 - 648.65 - 18.88 = 0$**

**Point e :  $M_f = 100.74 \text{ Nm}$**

**Point c :  $M_f = -185.88 + 75.29 = -110.59 \text{ Nm}$**

**Point O1 :  $M_f = -92.94 \text{ Nm}$**

Par conséquent le moment de flexion max est :

**$M_{fmax h} = 110.59 \text{ Nm}$**

**D'ou  $M_f = [M^2_{fv max} + M^2_{fh max}]^{1/2}$**

**$= [97^2 + 110.59^2]^{1/2}$**

**$M_f = 147.10 \text{ Nm}$**

**Moment de torsion:**

**$M_t = F_t \cdot d/2 = 4049,97.28,72 \cdot 10^{-3}$**

**$M_t = 116.31 \text{ Nm}$**

**$M_i = [116.31^2 + 147.10^2]^{1/2}$**

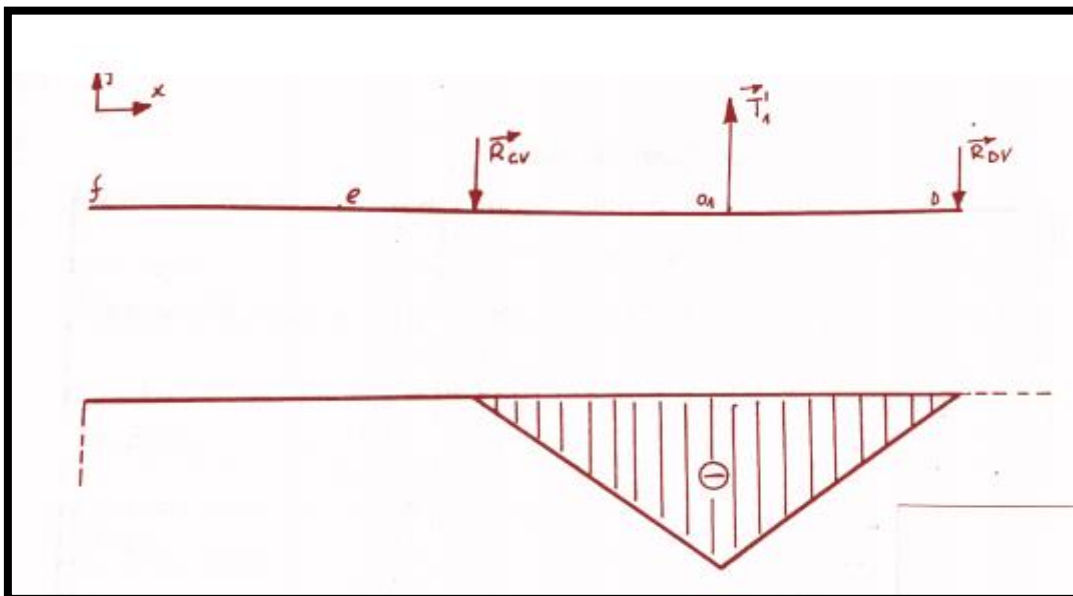
**$M_i = 187.52 \text{ Nm}$**

D'ou :

**$d \geq \left[ \frac{32}{\pi} \cdot 187,52 \cdot 10^{-3} / 200 \right]^{1/3}$**

**$d \geq 21.22 \text{ mm on prend } d = 25 \text{ mm}$**

**(voir 5.3)**



**Figure V.6 : moment de flexion vertical**

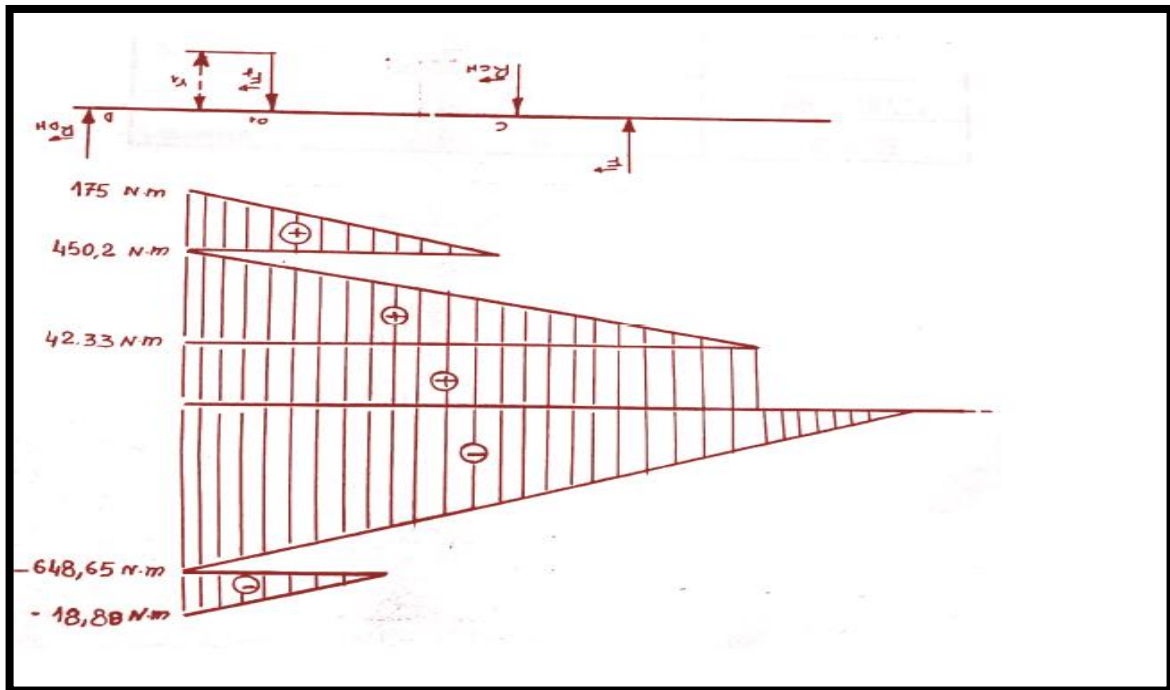


Figure V.7 Moment de flexion horizontale

	Arbre d'entrée	Arbre de sortie
<b>Réaction horizontal (N)</b>	$R_{AH} = -1575.69$ $R_{BH} = 3144.36$	$R_{CH} = 732.62$ $R_{DH} = 1936.29$
<b>Réaction verticales (N)</b>	$R_{AV} = R_{AB} = 2095.11$	$R_{CV} = R_{DV} = 2022.55$
<b>Moment max horizontal (Nm)</b>	$M_{fhmax} = 150.93$	$M_{fhmax} = 110.59$
<b>Moment max vertical (Nm)</b>	$M_{fvmax} = 100.56$	$M_{fvmax} = 97$
<b>Moment idéal (Nm)</b>	$M_i = 633.77$	$M_i = 187.52$
<b>Diamètre mm</b>	$\phi = 35$	$\phi = 25$

Tableau des résultats

**V.3. Calcul des Roulements :**

On appelle roulement un ensemble de pièce insérer entre deux organes mobiles l'un par rapport à l'autre et destiner à remplacer un glissement par un roulement.

Un roulement est défini par deux caractéristiques essentielles : Le type et les dimensions. [3]

**V.3.1 Détermination des dimensions d'un roulement:**

Un type de roulement étant choisi à partir de ses possibilité de supporté la charge axiales et radiales sur les paliers et de ses conditions de montage.

On procède habituellement à partir des éléments suivants :

- 1) Fréquence de rotation  $n$  en (tour/min).
- 2) charge dynamique équivalente  $[P]$  en (daN).
- 3) La durée nominal  $L_h$  en heure de fonctionnement.
- 4) Les dimensions on calculant la charge dynamique de base  $C$ .

Ces différents éléments sont liés par les relations suivantes :

$$C = PL^{1/K} \quad \text{avec : } L = 60. n. L_h. 10^{-6}$$

$$\text{et } L_h = \frac{16666}{n} \left( \frac{C}{P} \right)^K$$

Avec:  $L_h$ : est la durée nominale du roulement exprimée en heures.

$n$  : nombre des (tours/ min);

$L$  : est le nombre de millions de tours.

$K=3$  : Pour les roulements à bille

$K= 10/3$  pour les roulements et butées à rouleaux

Charge dynamique équivalente  $P$  est donnée par :

$$P = (X Fr) + (Y.Fa)$$

**Fr** : Charge radiale en (daN)

**Fa** : Charge axiale en (daN)

**X** : Facteur radial.

**Y** : Facteur axial.

Dans notre multiplicateur de vitesse, et après les efforts axiaux et radiaux obtenus, ainsi les diamètres des arbres sur lesquelles les roulements sont monté on a choisi l'utilisation des roulements à rouleaux coniques qui sont habituellement utilisés par paires et montés en opposition.

Le montage en  $[x]$  est habituellement utilisé dans le cas d'un arbre tournant.

**V.3.2 Calcul des roulements de l'arbre d'entrée:**

Diamètre de l'arbre  $d = 35$  mm égal au  $\emptyset$  intérieur du roulement on prend toujours :

$$\frac{Fa}{Fr} > e = 0,31$$

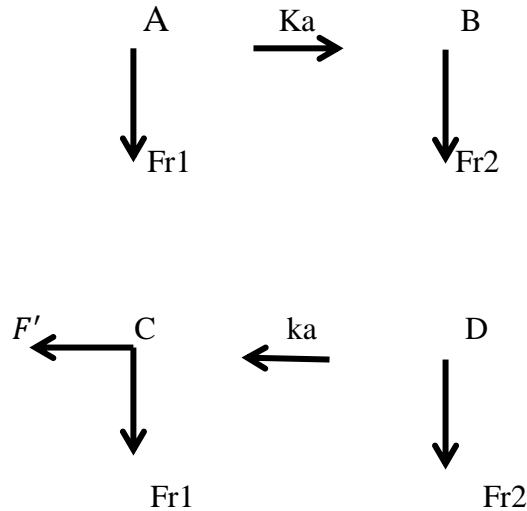
$$d = 35 \text{ mm}$$

$$D = 80 \text{ mm}$$

Du tableau

$$X1=0,4 \quad Y1=1,95$$

$$X2=0,4 \quad Y2=1,95$$



**V.3.2.1 Calcul des forces axiales Fa1 et Fa2:**

Les valeurs des résultants radiales et axiales sur les paliers A et B sont :

$$Fr1 = FrA = 262,15 \text{ daN}$$

$$Fr2 = FrB = 377,84 \text{ daN}$$

$$\frac{Fr1}{Y1} = \frac{262,15}{1,95} = \mathbf{134,43 \text{ daN}}$$

$$\frac{Fr1}{Y1} < \frac{Fr2}{Y2}$$

$$\frac{Fr2}{Y2} = \frac{377,84}{1,95} = \mathbf{193,76 \text{ daN}}$$

$$\mathbf{Ka=147,40}$$

$$0,5 \left( \frac{Fr2}{Y2} - \frac{Fr1}{Y1} \right) = 0,5(193,76 - 134,43) = \mathbf{59,33 \text{ daN}}$$

D'où : 
$$Ka > 0,5 \left( \frac{Fr2}{Y2} - \frac{Fr1}{Y1} \right)$$

D'où :

$$Fa1 = 0,5 \frac{Fr1}{y1} = 0,5 \cdot 134,43 = \mathbf{67,215 \text{ daN}}$$

$$Fa2 = Fa1 + Ka = 67,21 + 147,4 = \mathbf{214,61 \text{ daN}}$$



**V.3.2.2 Charge dynamique équivalente:**

$$\frac{Fa1}{Fr1} = \frac{67,21}{262,15} = 0,25 < e = 0,31$$

D'où la charge axiale peut être négligée

$$P1 = Fr1 = 262,15 \text{ daN}$$

**V.3.2.3. Calcul des roulements de l'arbre de sortie :**

On prend toujours  $\frac{Fa}{Fr} > e$

$$X1 = 0,4$$

$$Y1 = 1,6$$

$$e = 0,37$$

$$X2 = 0,4$$

$$Y2 = 1,6$$

**V. 3.3.1. Calcul des forces axiales Fa1 et Fa2 :**

Les valeurs des résultantes radiales et axiales sont :

$$Fr1 = R1c = 211,28 \text{ daN}$$

$$Fr2 = R1D = 271,72 \text{ daN}$$

$$\frac{Fr1}{Y1} = \frac{211,28}{1,6} = 132,05 \text{ daN}$$

$$\frac{Fr2}{Y2} = \frac{271,72}{1,6} = 169,82 \text{ daN}$$

$$\frac{Fr1}{Y1} < \frac{Fr2}{Y2}$$

$$Ka = 147,4 + 9,75 = 157,15 \text{ daN}$$

D'où :

$$Fa2 = 0,5 \frac{Fr2}{y2} = 0,5 \cdot 169,82 = 84,91 \text{ daN}$$

$$Fa1 = Fa2 + Ka = 84,91 + 157,15 = 242,06 \text{ daN}$$

**V.3.3.2. Charge dynamique équivalente :**

$$\frac{Fa1}{Fr1} = \frac{242}{211,28} = 1,14 > e = 0,37$$

$$P1 = XFr1 + YFa1 = 0,4 \cdot 211,26 + 1,6 \cdot 242$$

$$P1 = 471,71 \text{ daN}$$

$$\frac{Fa2}{Fr2} = \frac{84,81}{271,72} = 0,31 < e$$

La charge axiale peut être négligé.

$$P2 = Fr2 = 271,72 \text{ daN}$$

**V.3.3.3. Charge dynamique de base :**

$$C1 = P1(L)^{1/K} = 471,71(1740)^{0,3} = 4424,25 \text{ daN}$$

$$L = 60 \cdot 2900 \cdot 10000 \cdot 10^{-6} \quad L = 1740 \text{ Millions de tours.}$$

$$C2 = 271,72 (1740)^{0,3} = 2548,51 \text{ daN .}$$

On prend des charges supérieures à celles calculées.

Pour C1 :

$$\text{On prend :} \quad C1 = 4840 \text{ daN}$$

D'où le roulement choisit est : **35KB02**

Les caractéristiques sont : **d = 35 mm      D = 72 mm      T = 18,25 mm.**

Pour C2:

$$\text{On prend } C2 = 2920 \text{ daN}$$

D'où le roulement choisit est : **25KBO2**

Les caractéristiques sont : **d = 25mm      D = 52 mm      T = 16,25 mm.**

**V.3.3.4. Durée nominale du roulement :**

$$Lh = \frac{16666}{2900} \left( \frac{C}{P} \right)^K$$

$$Lh1 = \frac{16666}{2900} \left( \frac{4840}{471,71} \right)^{3,33} \qquad Lh1 = 13385,3 \text{ heures}$$

$$Lh2 = \frac{16666}{2900} \left( \frac{2920}{271,72} \right)^{10/3} \qquad Lh2 = 15614,6 \text{ heures}$$

**V.4. Calcul et vérification des clavettes:**

D'après la **figure V.8**, en isolons la clavette 3 elle est en équilibre sous l'action de deux forces F2/3 et F1/3

D'où

$$\sum F = 0 \dots \dots \rightarrow F2/3 + F1/3 = 0$$

D'où :  $F2/3 + F1/3 = T$

T: étant l'effort tranchant, la clavette est donc soumise au cisaillement

**V.4.1 Détermination de la longueur pratique de la clavette:**

Pour cela on étudier l'équilibre de la partie de la clavette située dans la plan tangent au cercle ( au dessous de la section AB) **figure V.8**

D'où  $\sum F = 0 \implies T + F2/1 = 0$

d'où  $T = F1/2 = F2/1 = F$

Avec: T: effort tranchant dû à l'action de la partie supérieur de la clavette sur la partie restante  
la contrainte moyenne de cisaillement est :

$$\tau_{moy} = T/S = T/l.a$$

La force tangentielle transmise par la clavette est :

$$F = 2 \frac{c}{d} \quad \text{avec ;} \quad C = \frac{pt}{w} = \frac{30 pt}{\pi N}$$

D'où :

$$F = \frac{60pt}{\pi Nd}$$

Pt: puissance transmise

N: tour /min de l'arbre

d: diamètre de l'arbre

D'où contrainte moyenne de cisaillement:

$$\tau_{moy} \leq \frac{Rg}{\alpha} \quad \text{avec} \quad Rg = \frac{R}{2}$$

Rg: résistance au glissement

R : résistance à la rupture

$\alpha$ : coefficient de sécurité

Donc:

$$\frac{F}{alp} \leq \frac{R}{2\alpha} \dots \dots \rightarrow lp \geq \frac{2\alpha F}{a.R}$$

**V.4.2 Verification de la clavette au cisaillement:**

Comme le montre la (**figure V.9**), la force tangentielle F donne naissance à une pression.

$$P = \frac{F}{\frac{l.b}{2}} = \frac{2F}{l.b}$$

Si cette pression est trop importante, elle risque de détériorer la clavette par matage des surfaces donc on doit vérifier cette pression par:

$$\tau_{cis} = \frac{2Mt}{d.lp.b} \leq |\tau_{cis}| \quad \mathbf{Mt} : \text{moment transmis par une clavète}$$

**d** : diamètre de l'arbre

**lp** : longueur pratique

**b** : largeur du clavette

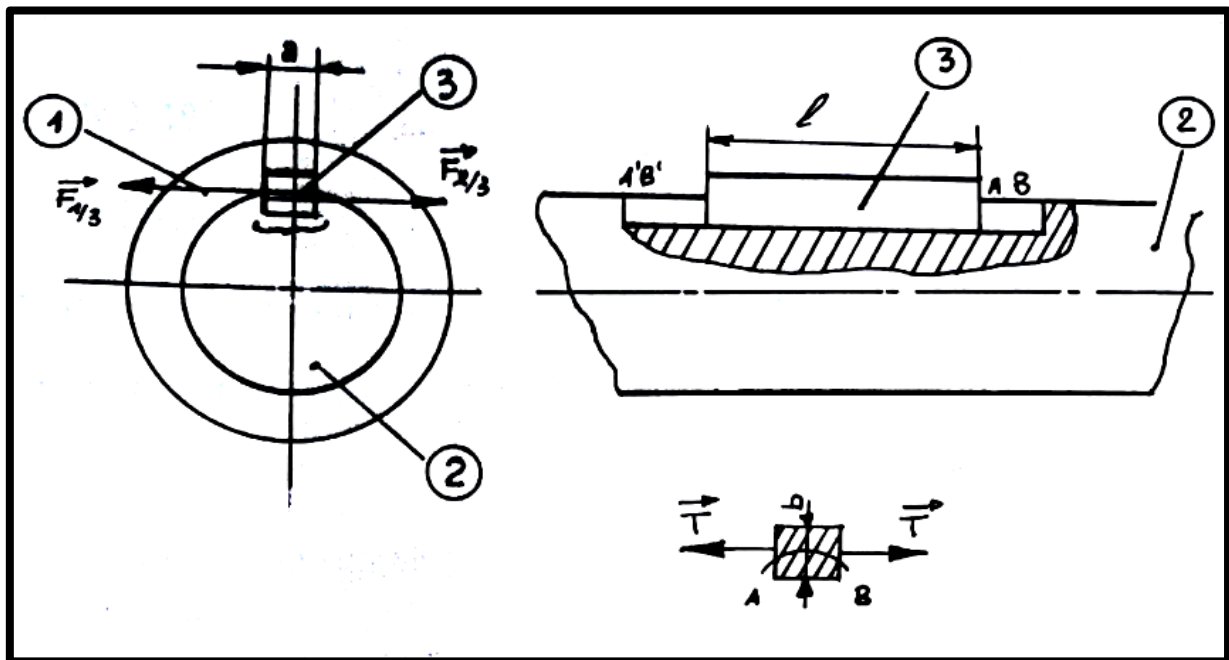


Figure V.8 caractéristique d'une clavette

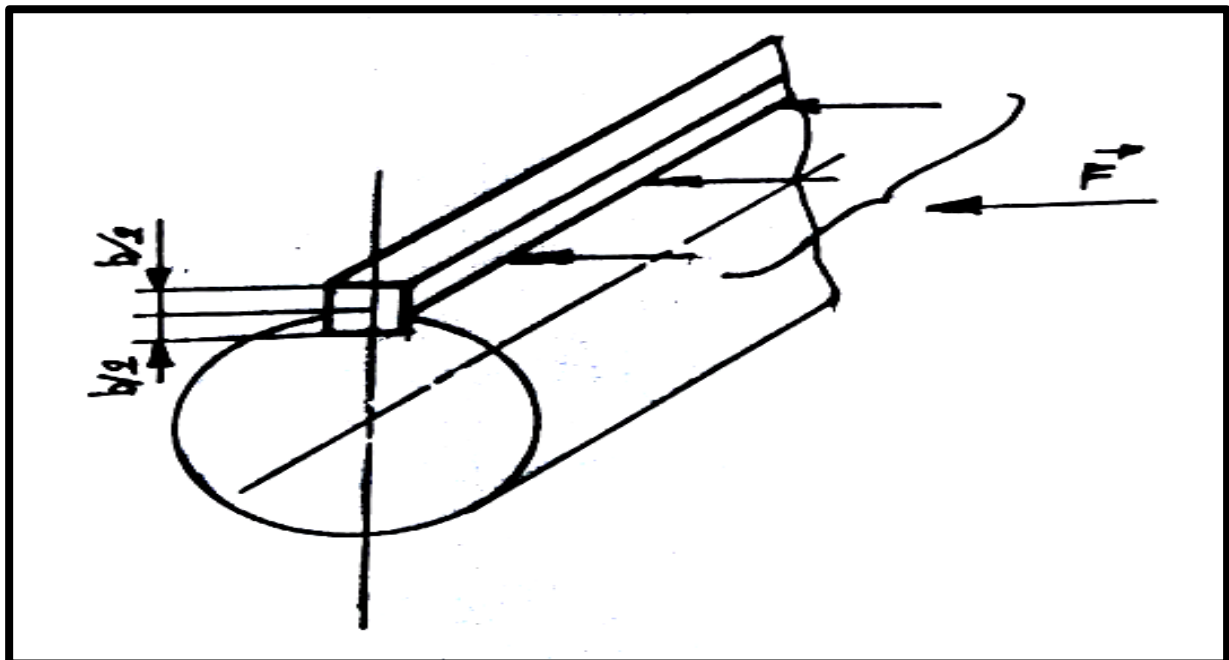


Figure V.9 : effort de pression sur la clavette

AN:

**Pour la roue:**

$$Mt = \frac{34,3 \cdot 10^3}{\pi N/30} \qquad \qquad \qquad \mathbf{Mt = 606,86 N.m}$$

D'après le tableau: pour  $d = 35 \text{ mm}$  ;  $a = 10 \text{ mm}$  et  $b = 8 \text{ mm}$  [3]

La clavette est en acier mi dur dont les caractéristiques sont :

$$R = 600 \text{ N/mm}^2$$

$$|\tau_{cis}| = 100 \text{ N/mm}^2 \text{ (qui correspond à :XC 25)}$$

$$F = \frac{60 \cdot 34,3 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 540 \cdot 35 \cdot 10^{-3}} \qquad \qquad \qquad \mathbf{F = 34,67 \cdot 10^3 N}$$

On tire:

$$lp \geq \frac{2 \cdot 5 \cdot 34,67 \cdot 10^3}{10 \cdot 600}$$

$$\mathbf{lp \geq 57,79 \text{ mm} \quad \text{on prend :} \qquad \qquad \qquad \mathbf{lp = 60 \text{ mm}}$$

$\alpha = 5$  coefficient de sécurité pour R.

D'où :

$$\tau_{cis} = \frac{2 \cdot 606,86 \cdot 10^3}{35 \cdot 60 \cdot 8} = \mathbf{72,24 \text{ N/mm}^2}$$

$$\tau_{cis} < |\tau_{cis}|$$

La clavette de la roue verifie au cisaillement.

**Pour le pignon:**

$$Mt = Ft \cdot \frac{dp}{2} = 4049,97 \cdot 28,72 \cdot 10^{-3} \qquad \qquad \qquad \mathbf{Mt = 116,31 N.m}$$

Pour  $d = 25 \text{ mm}$  ;  $a = 8 \text{ mm}$  et  $b = 7 \text{ mm}$  [3]

La clavette est en acier mi dure dont les caractéristiques:

$$R = 600 \text{ N/mm}^2$$

$$|\tau_{cis}| = 100 \text{ N/mm}^2$$

$$F = \frac{60 \cdot 34,3 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 2900 \cdot 25 \cdot 10^{-3}}$$

$$F = 9040,19 \text{ N}$$

On tire:

$$lp \geq \frac{2,5 \cdot 9040,19}{8 \cdot 600}$$

$$lp \geq 18,83 \text{ mm} \text{ On prend : } lp = 25 \text{ mm}$$

$$\tau_{cis} = \frac{2 \cdot 116,31 \cdot 10^3}{25 \cdot 25 \cdot 7} = 53,17 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{cis} < |\tau_{cis}|$$

Donc la clavette du pignon vérifier au cisaillement.

### **V.5. Vérification des Cannelures:**

Pour transmettre à la pompe la puissance du tracteur, on utilise un cardan télescopique qui relie l'axe de prise de force de tracteur à celui du multiplicateur de la pompe de telle sorte que les deux prises ont les mêmes dimensions.

Les cannelures de la prise de force sont vérifiées à la compression par :

$$\sigma_{comp} = \frac{2Mt}{dm \cdot h \cdot l \cdot n \cdot \psi} < |\sigma_{comp}|$$

**dm** : diamètre moyenne  $dm = (D + d)/2$

**D**: diamètre extérieure

**d**: diamètre intérieure

**h**: projection de la hauteur de la surface de la dent sur son plan diamétrale

$$h = \frac{D - d}{2}$$

**$\psi$** : coefficient de sécurité

**n** : nombre de cannelure S

**l**: longueur de cannelure

**Mt**: moment de torsion (N.m)

**AN:**

D= 34 mm;

d = 28 mm;

b=6 mm

n= 6;

h = 3 mm ;

l = 75 mm

S = 10,8;

dm = 31 mm;

$\psi = 0,75$

$$\sigma_{comp} = \frac{2 \cdot 606,86 \cdot 10^3}{31 \cdot 3 \cdot 75 \cdot 6 \cdot 0,75} = 38.66 \text{ N/mm}^2$$

$|\sigma_{comp}| = 80 \text{ à } 120 \text{ N/mm}^2$  pour un assemblage fixe sans traitement.

On prend :  $|\sigma_{comp}| = 90 \text{ N/mm}^2$

D'où  $\sigma_{comp} < |\sigma_{comp}|$

→ Les cannelures vérifier à la compression



**V.6. Calcul des vis de fixation:**

Les vis de fixation des couvercles sont soumis à la force axiale  $F_a$  appliquée par les arbres qui la transmettent aux couvercles, et à la force de serrage  $N_s$  due aux couples de serrage  $M_s = F \times \text{bras du levier}$ .

On suppose que la longueur d'une clé est en moyenne égale à 300 mm est que la force qu'applique l'ouvrier  $F$  est en moyenne égale à 4 kgf. Environ 4 daN  $\Rightarrow M_s = 1200 \text{ daN}\cdot\text{mm}$ .

La force de serrage  $N_s$  est donnée par la formule:

$$M_s = N_s(f r_m + \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) R_m) \quad \text{avec } \operatorname{tg} \varphi = f'$$

$r_m$ : rayon moyen de la surface d'appui sous la tête

$f', f$ : Facteurs de frottement.

- admettons que toutes la surface de contact sont sèches et faiblement rigoureux  $f' = f = 0,14$ .
- pour un filetage triangulaire normale, admettons que  $\operatorname{tg} \alpha = p/\pi d_2 = 0,05$
- exprimons de plus  $r_m$  et  $R_m$  en fonction du diamètre nominal  $r_m \approx 0,7d$ ;  $R_m \approx 0,5d$ .
- moyennant ces hypothèses le couple de serrage d'un boulon est :

$$M_s \approx 0,2 N_s d$$

$$\Rightarrow N_s = M_s / 0,2.d$$

Donc chaque vis doit résister à l'effort :  $F=N_s + F_a/n$  et au couple  $M_s$

$n$ : nombre de boulons.

**Condition de résistance :**

$$\sigma = 4F/\pi d^2 \quad \text{et} \quad \tau = 16M_s/\pi d^3 \quad \dots \dots \rightarrow \sigma_{eq} = [\sigma^2 + 4\tau^2]^{1/2} \leq [R_p]$$

$R_p = R_e/K$ , on prend le matériau 35CD4 tel que  $R_e = 95 \text{ daN/mm}^2$

on choisit  $k = 2 \rightarrow R_p = 48 \text{ daN/mm}^2$

On fixe  $n = 4$

$$D'où : (4F/\pi d^2)^2 + 4(16M_s/\pi d^3)^2 \leq R_p^2$$

On trouve pour :

**Couvercle 1**

Fa = 157,156 daN -->  $d \geq 7$  mm on prend d = 8 mm

la vis est :    **M8x1,25 ;            L=35 mm ;            x = 22 mm**

**Couvercle 2/3:**

Fa = 0 --->  $d \geq 6,69$  mm on prend d = 8 mm

la vis est :    **M8x1,25 ;            L = 35mm ;            x = 22 mm**

**Couvercle 4:**

Fa = 147,4 dan --->  $d \geq 7$  mm on prend d = 8 mm

la vis est :    **M8x1,25 ;            L= 35 mm;            x = 22 mm**

**Vis de fixation des carters:**

On dimensionne la vis de fixation du carter de la même manière on prend, le nombre de boulons n = 12

On trouve  $d \geq 6,89$  mm, on prend d = 10 mm

La vis est:        **M10x1,5 ;            L = 55 mm ;            x = 26 mm**

# CHAPITRE VI

*Calcul du rendement*

*du multiplicateur*

On représente deux profils conjugués (P1) et (P2) en contact au point M de la ligne d'action (**figure VI-1**) on désigne par :

On désigne par :

$A_I = gf$ : longueur d'approche

$I_B = ga$ : longueur de retraite

S'il n'y avait aucun frottement des dentures l'une sur l'autre, l'action de la denture de la roue sur celle du pignon se traduirait par la force  $F_n$  dirigée suivant la ligne d'action avec :

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha}$$

$F_n$ : Effort normal

$F_t$ : Effort Tangentiel

$\alpha$ : Angle de pression

Du fait de l'existence du frottement, cette action se traduit par la force  $F$  inclinée d'un angle  $\mu$  par rapport à la ligne d'action.

$\mu$ : angle de frottement

La composante  $Q$  tangente aux profils P1 et P2 est la force de frottement

$$Q = F_n \cdot \tan \mu = F_n \cdot f$$

$f$  : est appelé coefficient de frottement

Le travail perdu par frottement :

$$T_\mu = Q \cdot G\alpha$$

$G\alpha$ : étant le glissement totale des profils (P1) et (p2)

### **VI.1. Etude du glissement :**

C'est le glissement relatif total des deux profils conjugués depuis le début jusqu'à la fin de l'action des profils.

La figure VI.2 représente l'engrenement des deux profils conjugués P1 et P2

La roue étant menante, le glissement total  $G\alpha$  est donné par :

$$G\alpha = gr + ga \quad \text{avec :}$$

$ga$  : glissement des profils en approche

$$ga = I_{m1} - I_{n2}$$

$gf$  : glissement des profils en retraite

$$gf = I_{m2} - I_{n1}$$

$G\alpha$  est calculé par :

$$G\alpha = \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right) \cdot gf^2 + ga^2 / 2\cos \alpha$$

$$D'ou: T\mu = Fn \cdot f \cdot \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right) \cdot gf^2 + ga^2 / 2\cos \alpha$$

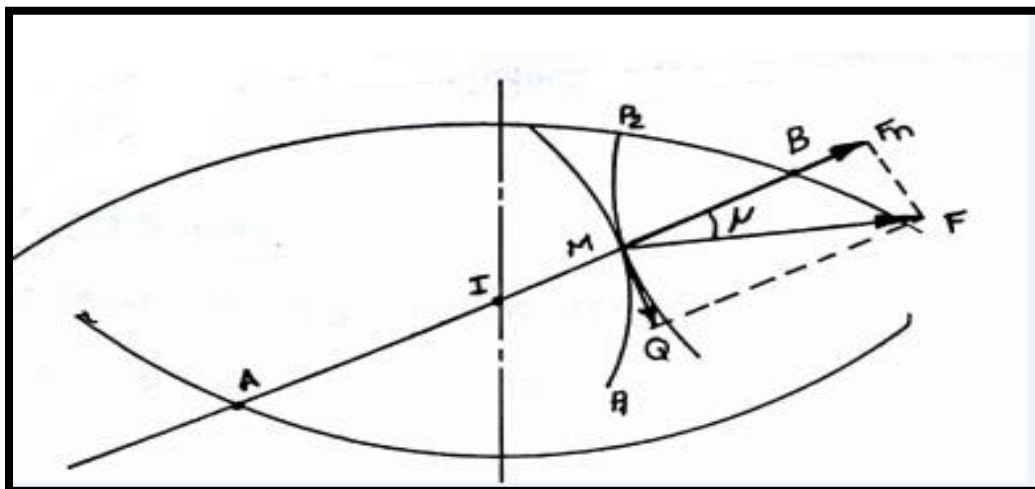
Pendant toute la durée de l'engrenement des profils P1 et P2 la relation de la roue exprimée en radians est égal à :

$$gf + ga/r_2 \cos \alpha$$

Le travail perdu par frottement pendant un tour de la roue a donc pour valeur :

$$T\mu = Fn \cdot f \cdot \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right) \cdot gf^2 + ga^2 / 2\cos \alpha \cdot \frac{2\pi}{(gf + ga)/r_2 \cos \alpha}$$

$$t\mu = \pi r_2 Fn \cdot f \cdot \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right) \cdot gf^2 + ga^2 / gf + ga$$



**Figure VI.1 : les efforts de frottement des deux profils d'engrenage**

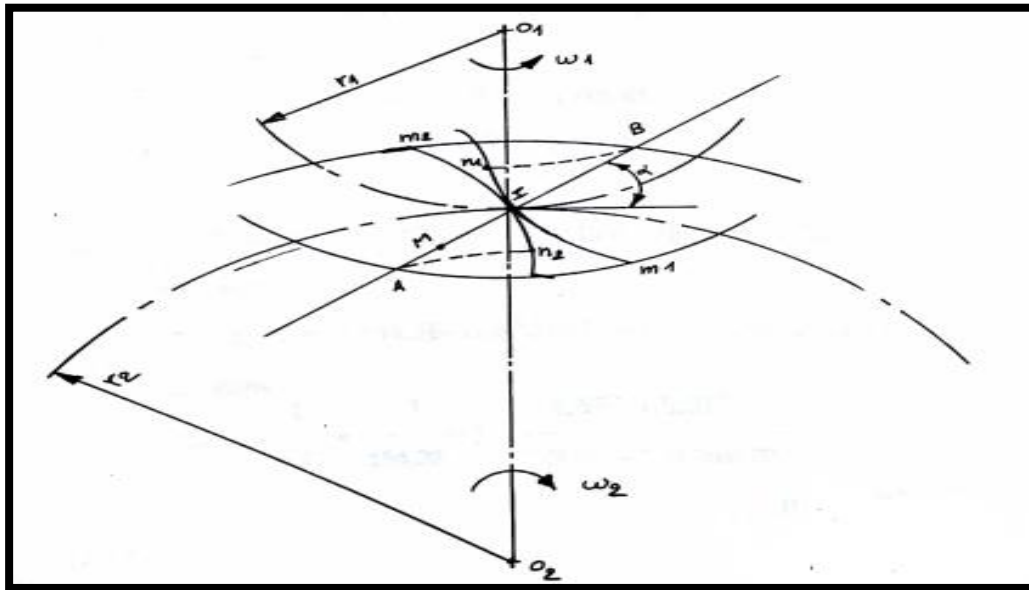


Figure VI.2 :le glissement relatif des deux profils d'engrenage

La roue motrice à fournie au un travail  $t_m = f_t \cdot 2\pi r^2 = f n \cos \alpha \cdot 2\pi r^2$

Le rendement du l'rengrennement est égal à :

$$\rho = (t_m - t_\mu) / t_m \quad [1]$$

$$\text{Soit } \rho = 1 - f \cdot \left( \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \cdot \frac{g f^2 + g a^2}{2(g f + g a) \cos \alpha} \quad [1]$$

Avec **f=0.06**

gf et ga donné par :

$$g a = [(r_1 + \phi a)^2 - r_1^2 \cos^2 \alpha t]^{1/2} - r_1 \sin \alpha t$$

$$g f = [(r_2 + \phi f)^2 - r_2^2 \cos^2 \alpha t]^{1/2} - r_2 \sin \alpha t$$

AN :

$$g a = [(28.72 + 2)^2 - 28.72^2 \cos^2 21.17]^{1/2} - 28.72 \sin 21.17 = \mathbf{4.67 \text{ mm}}$$

$$g f = [(154.28 + 2)^2 - 154.28^2 \cos^2 21.17]^{1/2} - 154.28 \sin 21.17 = \mathbf{5.31 \text{ mm}}$$

$$\rho = 1 - 0.06 \cdot \left( \frac{1}{28.72} + \frac{1}{154.28} \right) \cdot \frac{4.67^2 + 5.31^2}{2(4.67 + 5.31) \cos 20}$$

$$\rho = \mathbf{0.993}$$

**VI.2 Rendement dans les paliers:**

**VI.2.1 Puissance dissipée par frottement dans les paliers:**

Quand on connaît l'effort de frottement  $F_f$  et la vitesse linéaire  $V$  la puissance se détermine par :

$$P_f = F \cdot V = f \cdot p \cdot v \quad \text{kg m/sec}$$

$f$ : Coefficient du frottement

$P$ : Charge radiale dans les paliers

**VI. 2.2 Puissance sur les paliers de l'arbre d'entrée:**

Comme le montre la (figure VI 3.a)

$$P_A = [R_{VA}^2 + R_{HA}^2]^{1/2} = [209,51^2 + 157,56^2]^{1/2}$$

$$P_A = 262,14 \text{ kg}$$

$$P_B = [R_{VB}^2 + R_{HB}^2]^{1/2} = [209,51^2 + 314,43^2]^{1/2}$$

$$P_B = 377,83 \text{ kg}$$

on prend  $f = 0,005$

$$d'ou : P_{fA} = 0,005 \cdot 262,14 (\pi N/30) \cdot 35 \cdot 10^{-3} = 26 \text{ watt}$$

$$P_{fB} = 0,005 \cdot 377,83 (\pi N/30) \cdot 35 \cdot 10^{-3} = 35 \text{ watt}$$

**VI.2.3. Rendement dans les paliers d'arbre d'entrée:**

Donné par :

$$\eta_A = 1 - P_{fA}/Pt = 1 - 26 \cdot 10^{-3}/34,3$$

$$n_A = 0,999$$

$$\eta_B = 1 - P_{fB}/Pt = 1 - 35 \cdot 10^{-3}/34,3$$

$$n_B = 0,998$$

**VI.2.4: Puissance dans les paliers d'arbre de sortie:**

**Les charges radiales sont:(voir figure VI. 3b)**

$$P_C = [R_{ch}^2 + R_{cv}^2]^{1/2} = [73^2 + 202,25^2]^{1/2} = 215,02 \text{ kg}$$

$$P_D = [R_{Dh}^2 + R_{Dv}^2]^{1/2} = [193,62^2 + 202,25^2]^{1/2} = 279,98 \text{ kg}$$

*d'ou*

$$P_{fc} = 0,005 \cdot 215,02 \cdot (\pi N/30) \cdot 25 \cdot 10^{-3}$$

$$P_{fc} = 8,15 \text{ kg m/s} = 0,08 \cdot 10^3 \text{ watt}$$

$$P_{fd} = 0,005 \cdot 279,98 \cdot (\pi N/30) \cdot 25 \cdot 10^{-3}$$

$$P_{fd} = 10,62 \text{ kg m/s} = 0,10 \cdot 10^3 \text{ watt}$$

**VI. 2.5. Rendement dans les paliers d'arbre de sorties:**

Donné par :

$$\eta_C = 1 - P_{fc}/P'$$

$$\eta_D = 1 - P_{fd}/P'$$

*avec P': puissance transmise a l'arbre de sortie donnée par :*

$$P' = P_t \cdot \eta_{eng} \cdot n_A \cdot n_B$$

$$P' = 34,3 \cdot 0,993 \cdot 0,991 \cdot 0,987 = 33,995 \text{ kw}$$

$$d'ou : \eta_C = 1 - 0,08/33,995$$

$$\eta_C = 0,996$$

$$n_D = 1 - 0,10/33,995$$

$$\eta_D = 0,997$$

**VI.2.6: Rendement global du Multiplicateur:**

Est égal au produit de tous les rendements des éléments entrant dans le fonctionnement du multiplicateur :



$$\eta_g = \eta_{eng} \cdot \eta_A \cdot \eta_B \cdot \eta_C \cdot \eta_D$$

Avec:  $\eta_g$  : rendement global

$\eta_{eng}$  : Rendement d'engrennement

$\eta_A$  : Rendement dans le palier A

$\eta_B$  : Rendement dans le palier B

$\eta_C$  : Rendement dans le palier C

$\eta_D$  : Rendement dans le palier D

AN:

$$\eta_g = 0,993 \cdot 0,999 \cdot 0,998 \cdot 0,996 \cdot 0,997$$

$$\eta_g = 0,983$$

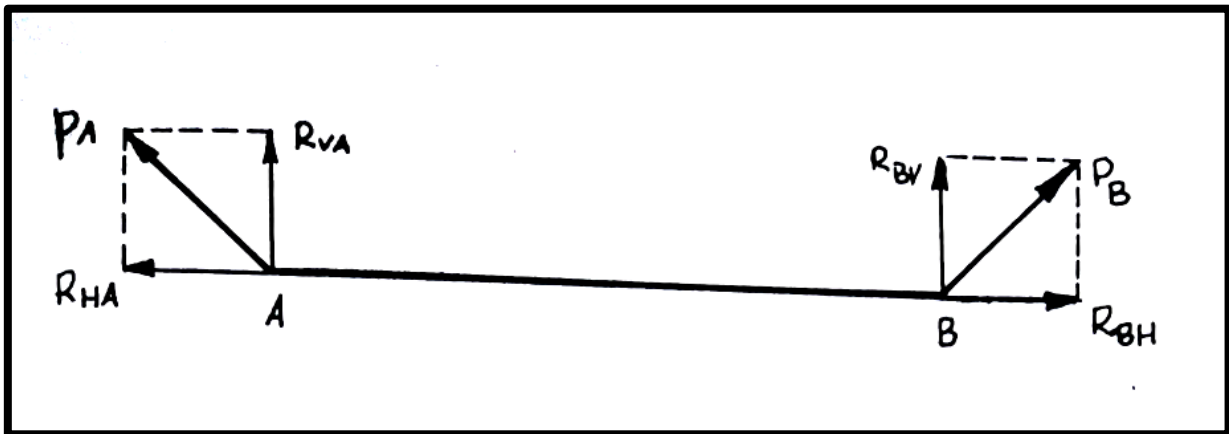


Figure VI.3.a : les charges radiales dans les paliers (arbre d'entrée)

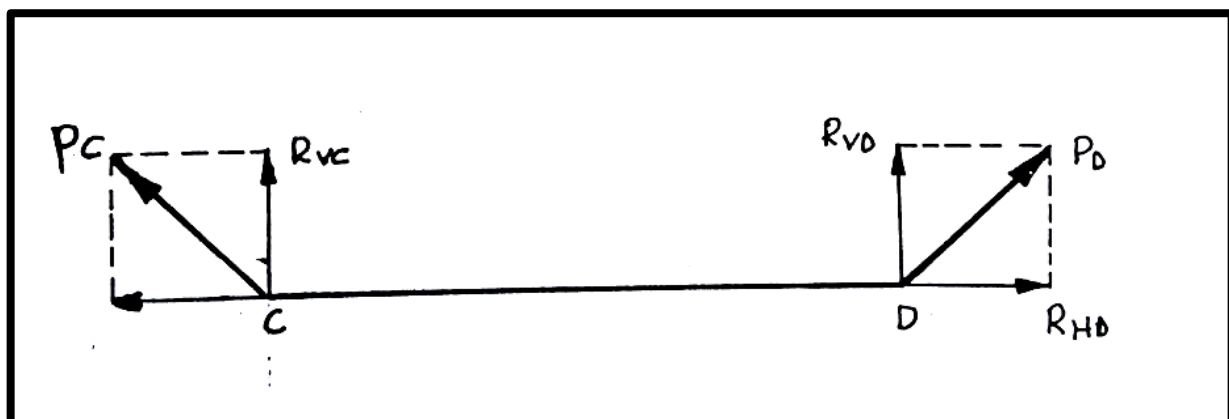


Figure VI.3.b : les charges radiales dans les paliers (arbre de sortie)

**Conclusion**

## **Conclusion :**

Notre étude a montré qu'il nous a possible de concevoir et d'élaborer cette nouvelle conception en utilisant un tracteur au lieu d'utiliser un moteur.

Nous avons au cours de ce projet calculé les dimensions principales des éléments intérieurs de notre multiplicateur à un seul train.

Cette disposition de trains d'engrenages n'est intéressante que pour le rapport de vitesse inférieur à 6.

Tout au long de ce travail, une grande attention a été accordée au calcul des dentures car c'est la partie la plus importante.

Cependant, nous pensons avoir touché aux problèmes les plus épineux de notre sujet, et nous estimons que la partie la plus délicate de ce travail a été assez détaillée.

Enfin ce sujet nous a permis d'approfondir nos connaissances dans le domaine des engrenages en particulier, les machines de transmission et les pompes en général.

# Bibliographie

## **Bibliographie**

[1] traité théorique et pratique des engrenages  
T1.2 G.HENRIOT

[2] Précis de construction mécanique  
T1.3 D.SACQUERY.S.SPENLE

[3] Guide de dessinateur industriel  
A.Chevalier

[4] Eliment de construction  
T2.4 Tourancheau

[5] Resistance des matériaux  
T1.3 A.Giet L.Géminard

[6] La mécanique par les problèmes  
T4 A.Compâ – R.Chappert – R.picand

[7] Construction mécanique Element de technologie  
T3 G.Lenormand , J Tinel , R.Migné

[8] Cours de construction mécanique  
T2 Transmission de puissance  
J.Lentz

[9] Pompe centrifuges et analogues  
Fonctionnement et constriction des pompes centrifuges.  
Radovan KRIZ

[10] Thèse : Etude et conception d'une boite de vitesse a trains épicycloïdaux  
Dr Herring

[11] Manuel pratique d'atelier de la construction mécanique  
V.Bawin C.Delforge et J.Joye