REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINSTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

Université YAHIA FARES de MEDEA

Faculté de technologie

Département de Génie Mécanique



Projet de fin d'étude pour l'obtention de diplôme deMaster en

Génie Mécanique

Option : Construction Mécanique

Thème

ÉTUDE ET CONCEPTION D'UN RÉDUCTEUR À TRAIN ÉPICYCLOÏDAL

Réalisé *par :*

- *MOKHTARI Lyakout*
- *MAHMOUDI Mounia*

Diriger par :

Dr. YASSER CHIKER (Université de Médéa)

Dr. MOURAD BACHENE (Université de Médéa)

2021- 2022

[REMERCIEMENT]

Nous tenons tout d'abord à remercier ALLAH tout puissant pour nous avoir guidés et aidés durant toute notre vie et durant ce travail.

Nous tenons aussi à remercier vivement notre promoteurs Mr BACHENE MOURAD et Mr CHIKER YASSER pour leur encadrement et leurs conseils.

Nous remercions Mme BOUOUNE Directeur commercial de l'entreprise SNVI et l'ingénieur de SNVI NYJOUDI MOURAD pour tous ses efforts considérables ainsi que l'ensemble du personnel

Nos remercîments Mme LOUIZA ABBAD, Mr SAIAH BARKANE pour leurs conseils et leur disponibilité. Et aux membres de jury qui ont accepté de juger ce travail.

Nous remercions également tous les enseignants qui ont contribué à assurer notre formation durant tout notre cycle universitaire.

Enfin nous remercions tous nos amis.

Je dédie ce mémoire

A mes très chers parents de ses précieux conseils, de tous les sacrifices qu'ils ont consentis pour me

Permettre de suivre mes études dans les meilleures conditions possibles et de m'avoir toujours

Entourés et motivés à sans cesse devenir meilleur.

A ma sœur et mon frère

A mes Oncles, mes tantes, mes cousins et mes cousines sans exception.

A mes chers amis.

A toutes les personnes qui m'ont aidé de prés et de loin par le fruit de leurs connaissances pendant

Mes années d'étude.

MOKHTARI LYAKOUT

Je dédier ce modeste travail à la mémoire de mon très cher grand-père que je

Regrette son absence, et je demande à dieu le tout puissant de l'accueillir dans

Son vaste paradis.

A mes parents pour ces sacrifices et son endurance pour

Moi.

A toutes mes sœurs, A tout mes amis qui m'ont aidé à Préparé ce mémoire

A mes collègues d'étude

MAHMOUDI MOUNIA

Table des matières :

Remerciement..... I
Dédicaces..... II
Table des matières..... IV
Liste des figures..... VIII
Liste des tableaux..... X
Introduction générale 1
Chapitre I : Présentation du sujet 2
I.1 Introduction..... 3
I.2 Description du sujet 3
I.2 Description de l'installation de séchage et refroidissement du sable..... 4
I.4 Données techniques..... 5
I.5 Objectifs de ce travail..... 5
Chapitre II : Synthèse bibliographique sur les Réducteurs 6
II.1 Introduction..... 7
II.2 Définition..... 7
II.3 Déférents types de réducteurs..... 8
II.3.1 Réducteur à un engrenage..... 8
II.3.1.1 A roue cylindrique..... 8
II.3.1.2 A roue conique..... 9
II.3.1.3 Réducteur à vis sans fin 9
II.3.2 Réducteur à train engrenages..... 9
II.3.2.1 REDUCTEURS A TRAIN SIMPLE..... 10
II.3.2.2 REDUCTEURS A TRAIN EPICYCLOIDAL..... 11
II.3.2.2.1 TYPES DE TRAINS EPICYCLOIDAUX PLANS..... 12
II.3.2.2.1.1 Train épicycloïdal simple..... 12
II.3.2.2.1.2 Train épicycloïdal avec satellites à deux roues..... 13
II.3.2.2.2 TRAINS EPICYCLOIDAUX SPHERIQUE (différentiel)..... 13
II.3.2.3 Formules de WILLIS..... 13
II.3.2.4 Formule de RAVIGNAUX..... 14
II.3.2.5 Applications..... 15
II.3.2.5.1 Fonction réduction..... 15
II.3.2.5.2 E-Condition de montage..... 15
II.3.2.5.3 Condition sur les entraxes..... 15
II.3.2.5.4 Condition sur le nombre de dents..... 15
II.4 Engrenage étude général..... 16
II.4.1 Définition..... 16
II.4.2 Les principales caractéristiques des transmissions par engrenages... 16
II.4.3 Différents types d'engrenages 17
II.4.3.1 Engrenages droits à denture droite..... 17
II.4.3.2 Engrenages droits à denture hélicoïdale..... 17
II.4.3.3 Engrenages coniques..... 18
II.4.3.4 Engrenages roues et vis sans fin..... 19
II.4.4 Rapport de transmission entre deux roues 19
II.5 étude de l'engrènement..... 20
II.5.1 Problèmes liés à l'engrènement..... 20
II.5.1.1 Continuité d'engrènement 20
II.5.1.2 Interférence..... 21

II.5.1.3 Glissement…… 22
II.6 Conclusion…….. 22
Chapitre III : Etude cinématique 23
III.1 Introduction…… 24
III.2 choix du moteur électrique…… 24
III.2.1 puissance idéale Pi…… 24
III.2.2 Calcule de P_2…… 24
III.2.3 Calcule de P_1…… 25
III.2.4 Détermination de puissance de construction…… 25
III.3 choix de réducteur…….. 25
III.3.1 Les avantages du train épicycloïdal…… 25
III.3.2 Calcule de rendement de réducteur η_r…….. 25
III.4 Calcule de réducteur…….. 26
III.4.1 Rapport de transmission global……... 26
III.4.2 Schéma cinématique…….. 26
III.4.3 Calcule de vitesses de rotation…… 27
III.4.4 Choix de type de dentures…… 27
III.4.4.1 Les avantages…… 27
III.4.4.2 Les inconvénients…….. 27
III.4.5 choix du matériau…… 28
III.4.5.1 Les caractéristiques mécaniques de ces matériaux …….. 28
III.4.5.2 Calcule du R_{pe}…… 29
III.4.6 Détermination du module réel…… 29
III.4.7 élément de taillage…… 31
Chapitre IV : Calcul des efforts s'exerçant sur les engrenages à denture hélicoïdale 33
IV.1 Introduction……... 34
IV.2 Organigramme de calcul…… 34
IV.2.1 Efforts tangentiels……... 35
IV.2.2 Efforts axiaux…… 35
IV.2.3 Efforts radiaux…… 35
IV.2.4 Efforts de contact…… 35
IV.2.5 Vérification…….. 35
IV.3 Calcul des arbres…… 37
IV.3.1 Arbre 1 :(l'entrée de réducteur) …… 37
IV.3.2 Arbre 2 :(la sortie de réducteur) …… 41
IV.3.3 Arbre 3 :(de satellite -2-)…… 44
IV.3.4 Arbre 4 :(de satellite -4-)…… 46
IV.4 Les Roulements…… 48
IV.4.1 Définition…… 48
IV.4.2 Les avantages…… 48
IV.4.3 Les inconvénients…… 48
IV.4.4 Constitution…… 49
IV.4.6 Critères de choix…… 49
IV.4.7 Règles de montage…… 49
IV.4.8 Durée de vie du roulement…… 49
IV.5 Les clavettes…… 53
IV.5.1 Définition…… 53
IV.5.2. Les différents types des clavettes…… 53

IV.5.2.1 Clavettes parallèles..... 53
IV.5.2.2 Clavette disque..... 54
IV.5.2.3 Clavetage forcé..... 54
IV.6 Les circlips et anneaux élastique..... 55
IV.6.1 Circlips extérieurs et intérieurs..... 55
IV.6.1.1 Normes..... 55
IV.6.1.2 Recommandation..... 55
IV.6.1.3 Les avantages..... 55
Chapitre V : Lubrification des roulements 57
V.1 Introduction..... 58
V.2 Lubrification à la graisse..... 58
V.2.1 Roulement graissé à vie (figure A) 59
V.2.2 Graissage par garnissage au montage (figure B) 59
V.2.3 Graisseurs (figure C, D et E) 59
V.2.4 Graisse centralisé (figure F) 59
V.3 Lubrification à l'huile..... 60
V.3.1 Lubrification par bain d'huile (figure A) 61
V.3.2 Lubrification par bain et ruissellement (figure B, C et D) 61
V.3.3 Lubrification par brouillard d'huile..... 61
V.3.4 Lubrification par circulation d'huile (figure E, F et G) 61
V.4 Choix de l'huile pour la lubrification..... 62
V.5 Rendement du réducteur..... 64
V.5.1 Rendement des engrenages..... 64
V.5.1.1 Rendement d'un couple d'engrenage..... 64
V.5.1.2 Calcul de g_f et g_a..... 64
V.5.1.3 Application numérique..... 64
V .5.2 Rendement dans les paliers..... 65
V .5.2.1 Puissance dissipée par frottement dans les paliers..... 65
V.5.2.2 Rendement dans le palier de l'arbre d'entrée..... 65
V.5.2.3 rendement dans les paliers de l'axe porte satellites..... 66
V.5.3 rendement global du réducteur (η_g) 66
Chapitre VI : Etude de la transmission par chaîne 67
IV.I Introduction..... 68
VI.2 Avantages de la transmission par chaîne..... 68
VI.3 Classification des chaînes..... 68
VI.3.1 Chaînes silencieuses..... 69
VI.3.2 Chaînes à rouleaux..... 69
VI.4 Choix du type de chaîne..... 69
VI.5 Choix des roues à chaînes..... 69
VI.6 Choix du pas..... 69
VI.7 Calcul des roues à chaînes..... 70
VI.7.1 Caractéristiques..... 70
VI. 7.2 Vérification des dentures à la flexion..... 70
VI.8 Calcul de la chaîne..... 71
VI.8.1 Longueur totale de la chaîne « L » 71
VI.9 Vérification du diamètre des axes de la chaîne..... 73
VI. 9.1 Vérification au cisaillement..... 73
VI.10 Calcul des arbres..... 74
VI.10.1 Arbre du pignon..... 74

VI. 10.2 Arbre de la roue..... 75
VI.11 Choix du type d'accouplement..... 77
Conclusion générale..... 78
Bibliographie..... 79
ANNEXES..... 80

Liste des figures :

Chapitre I : Présentation du sujet	
Figure I.1 Cylindre de traitement du sable……..	4
Chapitre II : Synthèse bibliographique sur les Réducteurs	
Figure II.1 Réducteur à roue cylindrique……..	8
Figure II.1 Réducteur à roue conique……..	9
Figure II.2 Réducteur à vis sans fin ……..	9
Figure II.3 Réducteur à train cylindrique……..	10
Figure II.4 Réducteur à train conique……..	10
Figure II.5 Train épicycloïdal……..	11
Figure II.6 Train épicycloïdal sphérique……..	12
Figure II.7 Train épicycloïdal plan……..	12
Figure II.8 Train épicycloïdal simple……..	12
Figure II.9 Train épicycloïdal avec satellites à deux roues……..	13
Figure II.10 TRAINS EPICYCLOIDAUX SPHERIQUE (différentiel) ……	13
Figure II.11 Transmission de puissance par engrenage……..	16
Figure II.12 Engrenages droites à denture droite……	17
Figure II.13 Engrenage droit à denture hélicoïdale pour arbres parallèles..	18
Figure II.14 Engrenages conique à dentures droite pour arbres parallèles..	18
Figure II.15 Engrenages roues et vis entre arbres orthogonaux……..	19
Figure II.16 Glissement entre les dents……..	20
Figure II.17 Développante de cercle……..	20
Figure II.18 Interférence sur la forme de la dent ……..	21
Chapitre III : Etude cinématique	
Figure III.1 schéma cinématique de réducteur……	26
Figure III.2 symboles et vocabulaire utilisés pour décrire la forme de la denture (normale)……..	30
Chapitre IV : Calcul des efforts s'exerçant sur les engrenages à denture hélicoïdale	
Figure IV.1 Image en 3D représente les efforts s'exerçant sur la denture….	34
Figure IV.2 Composition d'un roulement……..	49
Figure IV.3 Désignation normalisée d'un roulement ……..	49
Figure IV.4 Clavettes parallèles……..	53
Figure IV-5. Types des clavettes parallèles ordinaires……..	53
Figure IV.6 Clavette parallèle fixée par vis……..	53
Figure IV.7 Clavette disque……..	54
Figure IV.8 Anneaux élastiques……..	55
Figure IV.9 Dimensions des circlips extérieur et intérieur……	56
Chapitre V : Lubrification des roulements	
Figure V.1 Organigramme de choix de la lubrifiassions……..	58
Figure V.2 Principe dispositifs de lubrification de graissage……..	60
Figure V.3 Principe dispositifs de lubrification à l'huile……	62
Chapitre VI : Etude de la transmission par chaîne	
Figure VI.1 Engrènement entre chaine et pignon……	68

[Liste des figures]

Figure VI.2 Dimensions des chaines à rouleaux..... 68
Figure VI.3 Dimensionnements de la dent..... 71
Figure VI.4 Transmission par roue à chaine..... 72

Liste des tableaux :

Chapitre III : Etude cinématique	
Tableau III.1 Les nombres des dents ……..	27
Tableau III.2 Principales caractéristiques des engrenages droits à denture hélicoïdale [1-2]……..	31
Tableau III.2 les caractéristiques de la denture de 1 ère engrenage 3-4…...	32
Chapitre IV : Calcul des efforts s'exerçant sur les engrenages à denture hélicoïdale	
Tableau IV.3 Les efforts de l'engrenage1-2……...	36
Tableau IV.4 Les efforts de l'engrenage 3-4……	36
Tableau IV.3 dimensionnement des arbres……..	48
Tableau IV.5 Les réactions équivalents dans les paliers……	50
Tableau IV.6 Dimensionnement de roulement en point -A- et –B-……	51
Tableau IV.7 Dimensionnement de roulement en point -C-……	52
Tableau IV.8 Dimensionnement de roulement du porte satellite……	52
Tableau IV.9 Clavette parallèle fixée par vis forme A et B……	54
Tableau IV.9 Dimenssionement de clavette……	54
Tableau IV.10 Dimensions des circlips……	56
Chapitre VI : Etude de la transmission par chaîne	
Tableau VI.1 Les caractéristiques de la roue et du pignon ……..	70

[RESUME]

Les réducteurs est un moyen de transmission de puissance d'un moteur vers un une machine réceptrice. On trouve les réducteurs dans l'industrie mécanique, dans le monde d'automobile L'objectif de notre projet est l'étude de conception d'un réducteur de vitesse.

Ce réducteur à train épicycloïdal est constitué de six pignons. (Deux pignons planétaire et quatre roues satellites) à dentures hélicoïdal, et six arbres, des clavettes, des roulements, des circlips et des coussinets …..

La conception du réducteur a été faite, après l'étude théorique de tous ses organes, par le logiciel de CAO « SOLIDWORKS » en se basant sur un modèle existant que nous l'avons pris de l'entreprise de POVAL-BERROUAGHIA

la simulation a été faite a l'aide de logiciel de la CAO « Solidworks ».

Mots clés : Solidworks, simulation, réducteur, épicycloïdal, engrenage et pignon…

[ABSTRACT]

Gearboxes are a means of transmitting power from a motor to a receiving machine. We find reducers in the mechanical industry, in the automotive world The objective of our project is the design study of a speed reducer.

This reducer consists of four gears. (Two planetary pinions and four satellite wheels) with helical teeth, and six shafts, keys, circlip and bearings....

The design of the reducer was made, after the theoretical study of all its organs, by the CAD software « SOLIDWORKS « based on an existing model that we took from the company of POVAL-BEROUAGHIA.

The simulation was done using CAD software "Solid works "

Keywords: Solid works, simulation, gearbox, gear, pinion, Trees

[ملخص]

علبة التروس وسيلة لنقل الطاقة من المحرك إلى آلة الاستقبال. توجد المخفضات في الصناعة الميكانيكية ، في عالم السيارات ، والهدف من مشروعنا هو دراسة تصميم مخفض السرعة

يتكون مخفض التروس الكوكبي هذا من ستة تروس.(ترسان وأربع عجلات) بأسنان حلزونية وستة أعمدة ومفاتيح ومحامل ودبابيس وحلقات

تم تصميم المخفض بواسطة برنامج "SOLIDWORKS" تم إجراء المحاكاة باستخدام برنامج

"SOLIDWORKS » بناءً على نموذج موجود أخذناه من الشركة POVAL - BERROUAGHIA

الكلمات المفتاحية: محاكاة ، مخفض ، تروس

Introduction général

Un réducteur de vitesses est un mécanisme largement utilisé dans la vie courante et notamment dans le monde de l'automobile ou plus généralement dans tous les types d'engins motorisés (aérospatial, aéronautique, robotique, fabrication des machines-outils etc. …).

La fréquence de rotation d'un moteur est souvent supérieure à la valeur souhaitée pour le mouvement des organes récepteurs. Par ailleurs, le couple moteur délivré est parfois insuffisant pour vaincre l'inertie au démarrage et assurer le fonctionnement en charge du récepteur de manière continue.

Dans ces conditions, l'interposition d'un réducteur de vitesse entre le moteur et le récepteur intervient pour adapter les performances du moteur au récepteur, en diminuant la vitesse de rotation et en augmentant proportionnellement le couple disponible.

Les réducteurs sont utilisés dans de nombreuses applications, par exemple dans les mécanismes permettant l'ouverture des vitres des voitures, pour lever des barrières de parking ou même dans les ascenseurs, pompes à biton et bétonnières. L'étude de ce mécanisme est donc source d'intérêt. Nous allons, dans ce projet, réaliser l'étude et la conception d'un réducteur de vitesses à train épicycloïdale

Dans le but de bien comprendre l'étude de notre mécanisme ; notre travail a été réparti en six chapitres

- Dans le premier chapitre on fait généralité sur l'étude et citer l'objectifs de ce problème.
- Le deuxième chapitre comporte une présentation brève des différents types d'engrenages et leurs caractéristiques géométrique et citer leurs avantages et inconvénients.
- Alors que dans le chapitre trois on essayera de faire l'objet de dimensionnement cinématique.
- Dans le quatrième chapitre fait calculs dynamiques en plus des différents éléments que les arbres de transmission, les roulements, les clavettes et les circlips.
- Le cinquième chapitre on essayera d'étuver la lubrification et les rendements de réducteur
- Le sixième chapitre, on sera complété la partie de transmission par roue à chaine.
- Le dernier chapitre est réservé aux dessins techniques

Ce projet sera également l'occasion pour nous de mettre en application les connaissances en mécanique générale et en résistance des matériaux acquises au cours de notre cycle d'étude.

CHAPITRE I

Généralité

I.1 Introduction

Exploitation optimale des machines dans le domaine industriel permet la maitrise de développement industriel.

La construction des engins mécanique ne peut être réalisée sans l'utilisation des différentes opérations de la fonderie. Le moulage en sable est parmi ces principales opérations de ce domaine.

Pour l'obtention de différents types et bonnes qualités de sable de moulage. Des installations de traitement de sable ont été construites dans les grandes usines de fonderie.

I.2 Description du sujet

Le but de ce travail est d'étudier et de modifier la transmission du mouvement au cylindre, utilisant un motoréducteur et roues à chaînes. L'installation d'un cylindre rotatif dans une fonderie doit répondre à de nombreuses contraintes qui l'empêchent de fonctionner efficacement.

Ces contraintes se résument de la manière suivante :

1) Pour la réalisation du carter moulé, il faudrait prévoir le moule que ce dernier demande un coût de revient important, de ce fait il est préférable de le concevoir en mécano soudé, dans les capacités réelles existes.

2) Pour la roues à chaînes, il est impossible de fabriquer un diamètre supérieur à 1500mm car les équipements existant ne peuvent pas le fabriquer.

Partant les points mentionnés ci-dessus, l'étude actuelle est basée sur le calcul des dimensions de chaque élément de transmission, en déterminant les capacités de charge des crémaillères, des arbres et des chaînes. Finalement, nous spécifions *ni* pour tous les composants de la transmission.

I.3 Description de l'installation de séchage et refroidissement du sable

Le sable humide et poussiéreux est versé dans un silo (3) dans lequel une bande (3a) achemine le sable vers l'élévateur à godet (5) ce dernier le diverse dans le cylindre de séchage (1).

Ce cylindre en rotation, à l'aide d'un motoréducteur (11) et d'une transmission à chaines (20), sèche et mélange le sable. Avec des ailettes soudées sur la paroi intérieure en forme de vis sans fin.

Après séchage, il passe au deuxième cylindre identique au premier, là il est refroidi et la poussière avec un système de ventilation, la poussière est aspirée vers un silo spécialement conçu à cet effet via la ligne (6).

L'élévateur à godet (7) transporte le sable sèche et dépoussière à la station de criblage (8), là il est criblé en trois grains de grosseur différentes.

Les trois qualités de sable sont acheminées vers la fonderie à l'aide de convoyeurs pneumatique (9).

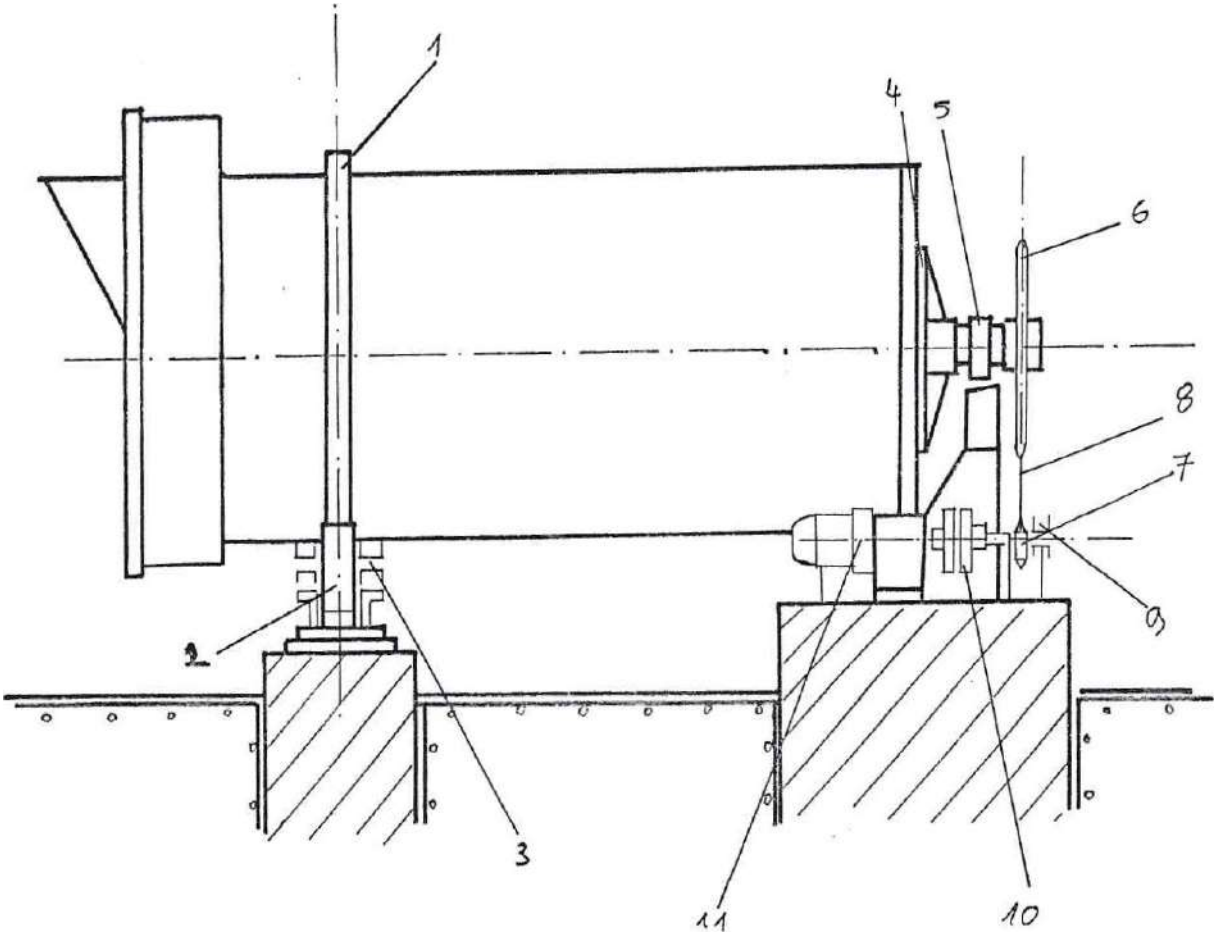


Figure I.1 Cylindre de traitement du sable

1 Bague de roulement

2 Galet

3 Palier à rouleaux

4 Plaque de support

5 Palier principale

6 Roue à chaine

7 Roue à chaine

8 Chaine à rouleaux

9 Palier à rouleaux

10 Accouplement élastique

11 Motoréducteur

I.4 Données techniques

- Vitesse de rotation du tombeur 9tr/min
- Quantité de sable à traité 8.3 tr/h
- Diamètre du tombeur 1900 mm
- Travail en équipe 2 x 8h.

I.5 Objectifs de ce travail

- Réduire la vitesse du moteur.
- Transmettre de l'énergie mécanique au système malaxage.
- Assurer les conditions d'un engrènement correct.
- Établir la continuité de la conduite sans phénomène d'interférence.
- Assurer la précision du guidage des arbres.
- Assurer les conditions de longévité et de fiabilité de l'engrenage.
- Faire des compromis relativement aux caractéristiques désirées, à la fiabilité, au cout et à la disponibilité.
- Respecter les réglementations en vigueur.
- S'adapter au milieu ambiant.

CHAPITRE II

Recherche bibliographique

II.1. Réducteurs

En palier, la fréquence de rotation d'un moteur (électrique, ou thermique) dépasse couramment la valeur souhaitée pour le mouvement des organes récepteurs. Par ailleurs, le couple délivré est très souvent insuffisant pour vaincre l'inertie du démarrage, puis assurer la continuité du fonctionnement en charge de l'installation. Dans ces conditions, le réducteur de vitesse, installé en début de chaine cinématique, intervient pour modifier les performances motrices, en diminuant la fréquence de rotation et augmentant simultanément le couple disponible [2].

II.1.1.Définition

Le réducteur est un mécanisme destiné à **augmenter** le **couple moteur** $C_M = C_1$ (moteur hydraulique, pneumatique, thermique, électrique…) afin d'entraîner en rotation un organe récepteur sous l'effet d'un nouveau **couple** $C_2 > C_1$ tel que :

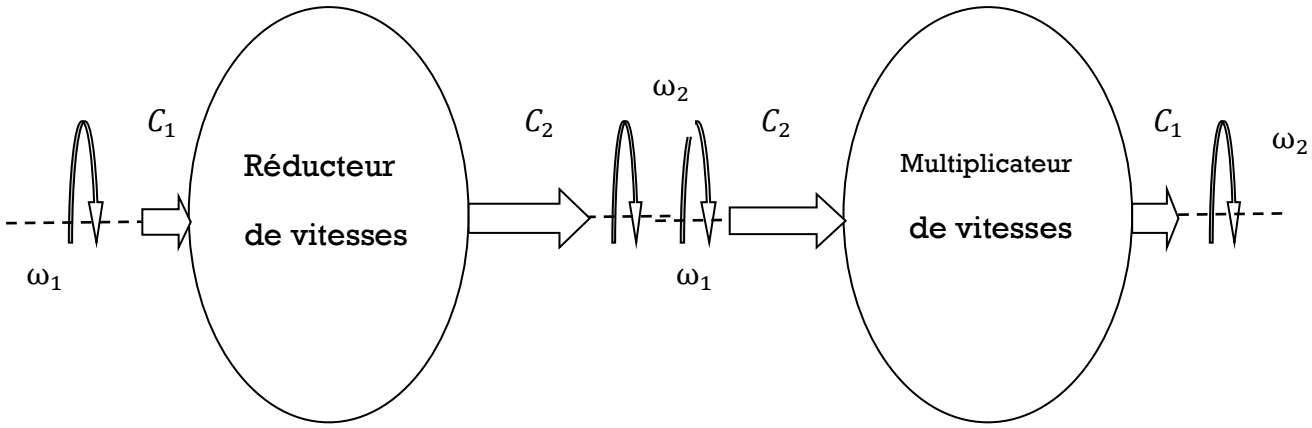
$$C_2 = \eta_{12} \frac{1}{k_{12}} C_1 \qquad C_2 = \eta_{12} . r_{12} . C_1$$

Avec

$k_{12} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$ et $-1 < k_{12} < 1$ ..... Rapport de transmission.

$r_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ et $r_{12} > 1$ ..... Rapport de réduction.

Réducteur **Multiplicateur**



Remarque :

- La fréquence de rotation du moteur électrique généralement utilisé est : Nm = 1500 tr/min
- La transmission de puissance se fait par engrenages
- Les réducteurs réversibles peuvent être utilisés comme multiplicateur.

Rapport de réduction

$$k=\frac{Nr}{Nm}$$

k= 1 ⇨ Nr = Nm

k< 1 ⇨ Nr < Nm ⇨ réducteur

k> 1 ⇨ Nr > Nm ⇨ multiplicateur

Raison d'un réducteur

$$r=(-1)^n \frac{\prod Z_{menantes}}{\prod Z_{menées}} \quad (1)$$

n : nombre de contacts extérieurs

Si r est positif, même sens de rotation entre l'entrée et la sortie.

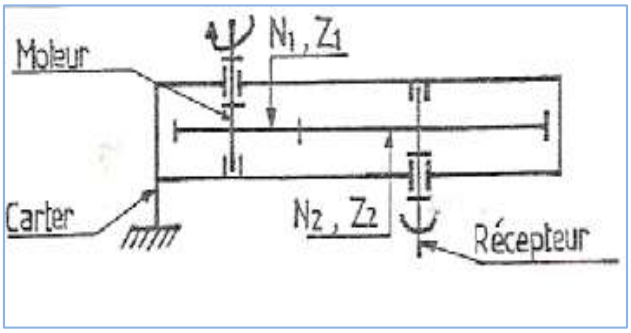
Si r est négatif, sens contraire de rotation entre l'entrée et la sortie.

L'équation (1) ne s'applique que pour les engrenages ou trains d'engrenages cylindriques.

II.3 Déférents types de réducteurs

II.3.1 Réducteur à un engrenage

II.3.1.1 A roue cylindrique



$$K=\frac{N_2}{N_1} \qquad r=(-1)^1 \frac{Z_1}{Z_2}=-\frac{Z_1}{Z_2}$$



Figure II.1 Réducteur à roue cylindrique

II.3.1.2 A roue conique

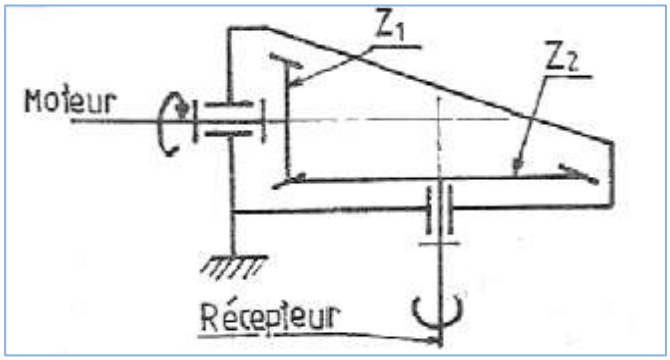




Figure II.1 Réducteur à roue conique

$$K=\frac{N_2}{N_1} \qquad r=\frac{Z_1}{Z_2}$$

II.3.1.3 Réducteur à vis sans fin

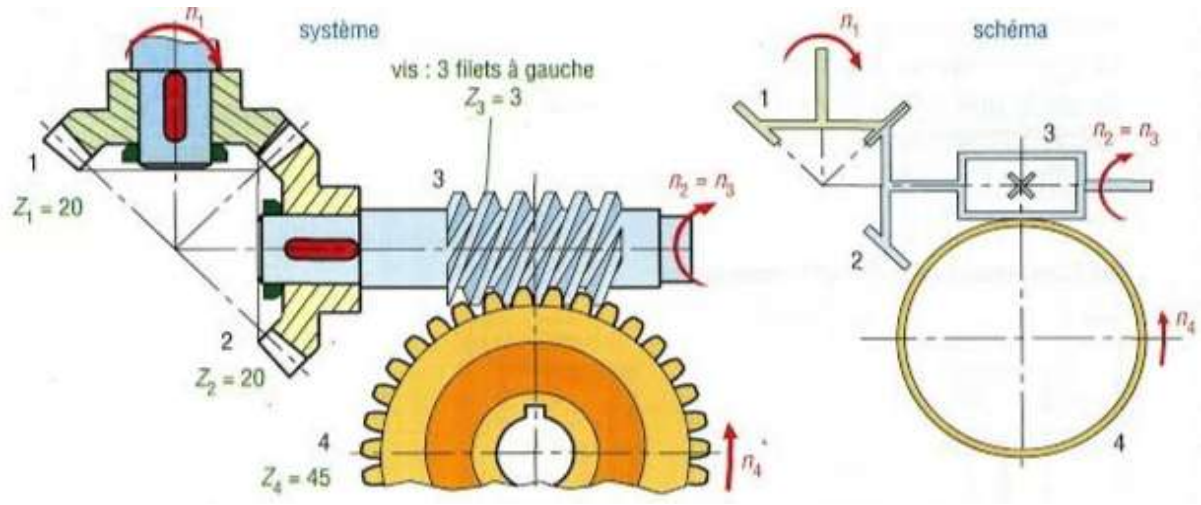


Figure II.2 Réducteur à vis sans fin [5]

II.3.2 Réducteur à train engrenages

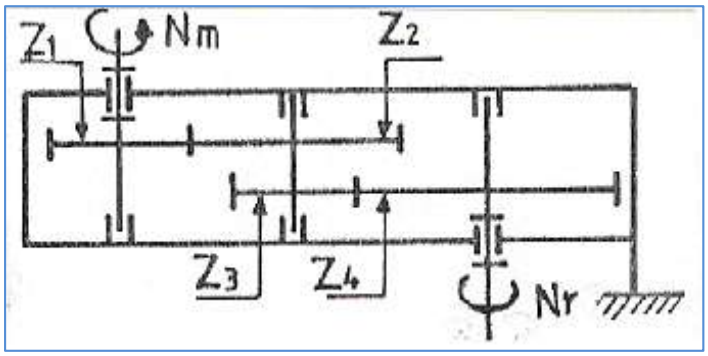
Un train d'engrenage est une suite d'engrenage destinés à transmettre une puissance d'un arbre d'entrée vers un arbre de sortie avec ou sans modification de la vitesse ou du sens de rotation en absorbant le moins possible d'énergie.

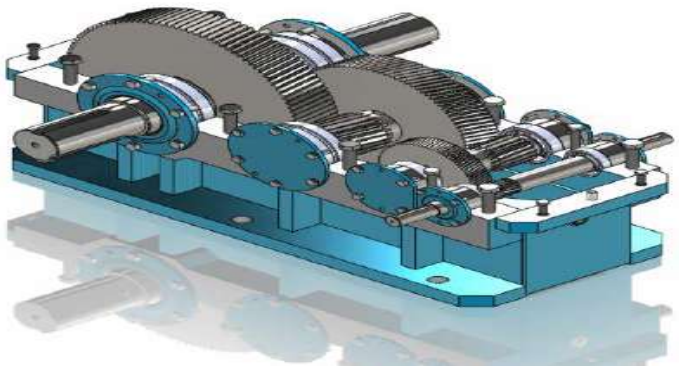
Cinématiquement les trains d'engrenages sont classés en deux familles :

- Les trains simples ou ordinaires
- Les trains épicycloïdaux ou planétaires

II.3.2.1 REDUCTEURS A TRAIN SIMPLE

1. Trains à roues cylindriques





Caractéristiques [4]

- Couples de sortie jusqu'à 4000 Nm

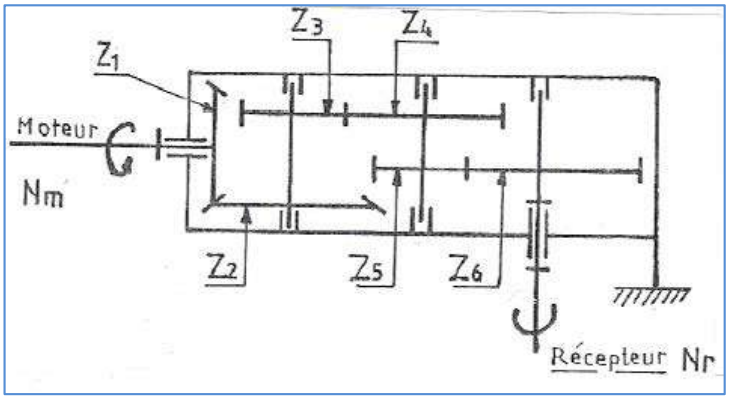
- Rapports de réduction de 1/6 à 1/100

- Vitesse de sortie de 0,7 à 330 tr/min

$$K=\frac{N_4}{N_1} \qquad r=(-1)^2\ \frac{Z_1.Z_3}{Z_2.Z_4}$$

Figure II.3 Réducteur à train cylindrique

2. Trains à roues coniques



Caractéristiques [4]

- Couples de sortie jusqu'à 1200 Nm

- Rapports de réduction de 1/6 à 1/100

$$K=\frac{N_6}{N_1} \qquad r=\frac{Z_1.Z_3.Z_5}{Z_2.Z_4.Z_6}$$



Figure II.4 Réducteur à train conique

II.3.2.2 REDUCTEURS A TRAIN EPICYCLOIDAL

Ils autorisent de grands rapports de réduction sous un faible encombrement et sont régulièrement utilisés dans les boites de vitesse automatiques.

Les puissances transmises sont modérées et les rendements diminuent quand le rapport de réduction augmente.

Les axes de rotation des roues appelées satellites ne sont pas fixes dans le bâti mais tourbillonnent par rapport aux autres roues.

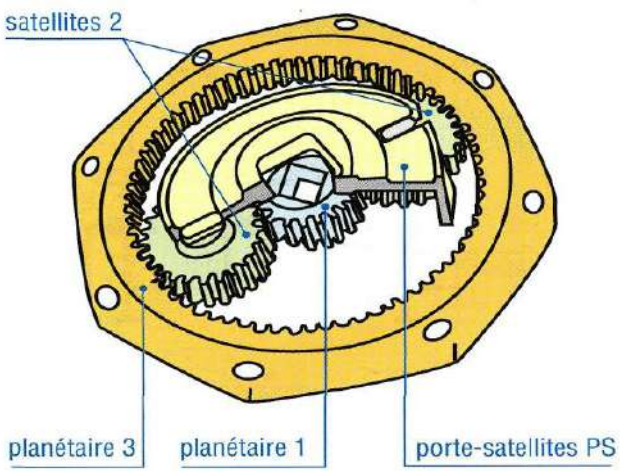


Figure II.5 Train épicycloïdal

Cette configuration est le plus utilisée : En peut avoir 2,3 ou 4 satellites (leur nombre est sans influence sur le rapport de la transmission).

Le fonctionnement n'est possible que si l'un des trois éléments principaux (planétaire 1, couronne 3, ou porte satellites Ps) est bloqué ou entraine par un autre dispositif.

Caractéristiques [4]

- Couples de sortie jusqu'à 2500 Nm
- Vitesses de 3 à 220 tr /min
- Rapports de réduction de 1/6 à 1/250

Les trains épicycloïdaux sont :

- plans : quand les axes des roues sont parallèles (engrenages cylindriques)
- sphériques : quand les axes sont concourants (engrenages concourants)
- gauches : quand les axes sont quelconques

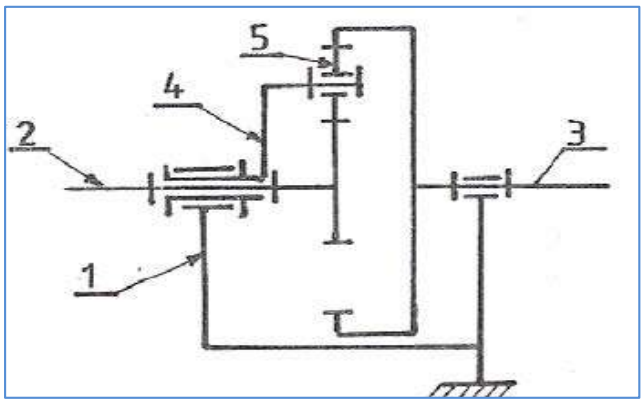


Figure II.7 Train épicycloïdal plan

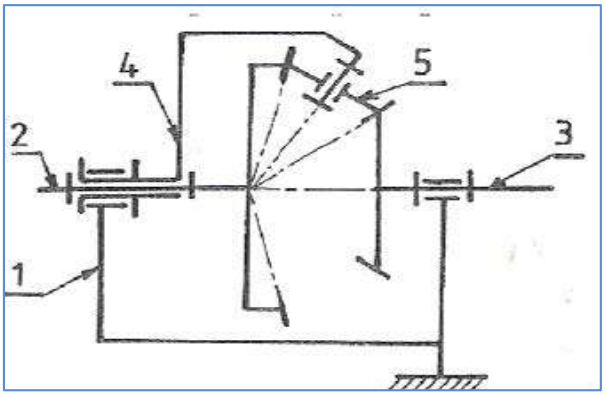


Figure II.6 Train épicycloïdal sphérique

Notre étude sur les trains épicycloïdaux sera limitée aux trains plans et sphériques

Schématiquement

Ils sont composés de 5 éléments dans le cas général :

1. bâti fixe
2. planétaire (arbre d'entrée)
3. Dernière roue (arbre de sortie)
4. Porte satellite
5. Satellite

II.3.2.2.1 TYPES DE TRAINS EPICYCLOIDAUX PLANS

II.3.2.2.1.1 Train épicycloïdal simple

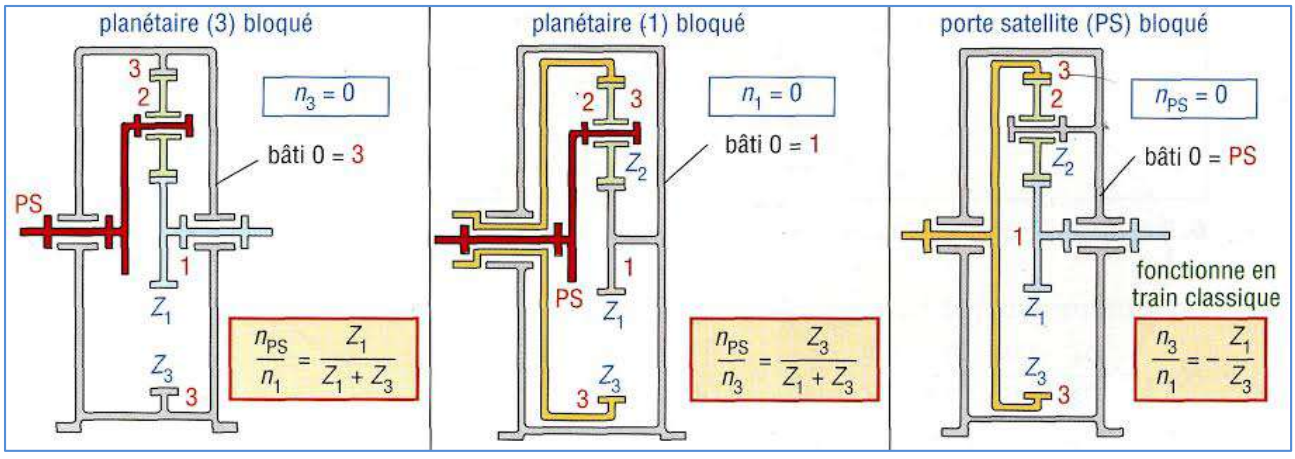


Figure II.8 Train épicycloïdal simple

II.3.2.2.1.2 Train épicycloïdal avec satellites à deux roues

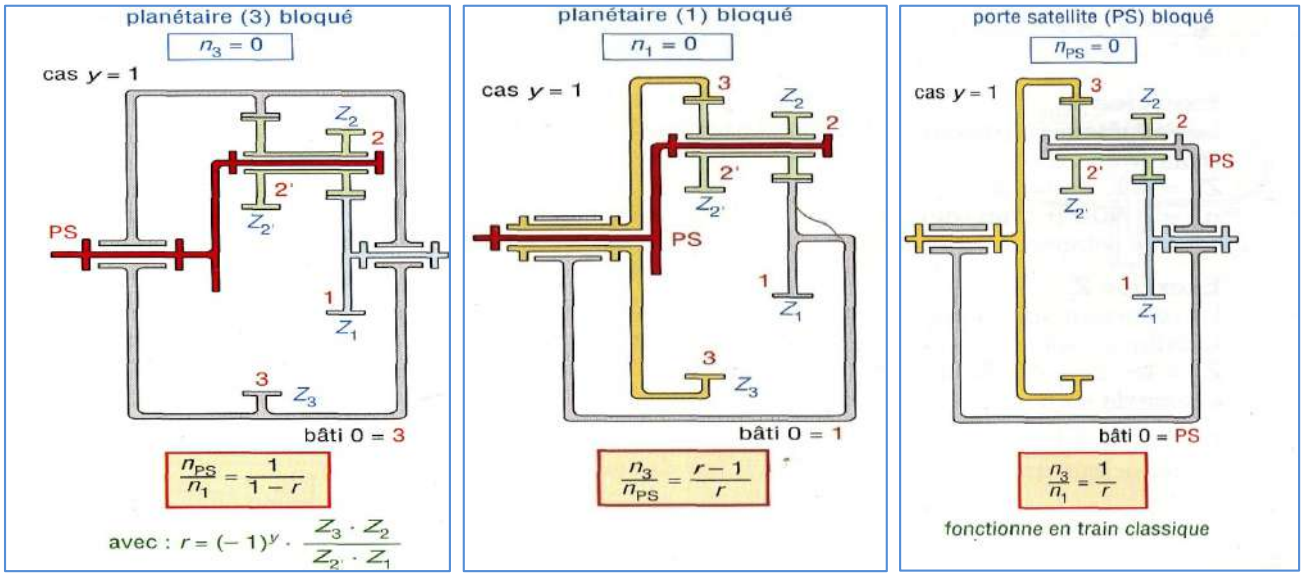


Figure II.9 Train épicycloïdal avec satellites à deux roues

II.3.2.2.2 TRAINS EPICYCLOIDAUX SPHERIQUE (différentiel)

Le train sphérique se rapproche du train épicycloïdal. Les engrenages sont coniques et semblent donc disposés sur une sphère. C'est la géométrie du différentiel des essieux moteurs des véhicules automobiles. Ils combinent aisément la fonction renvoi d'angle, la réduction, et la fonction différentielle.

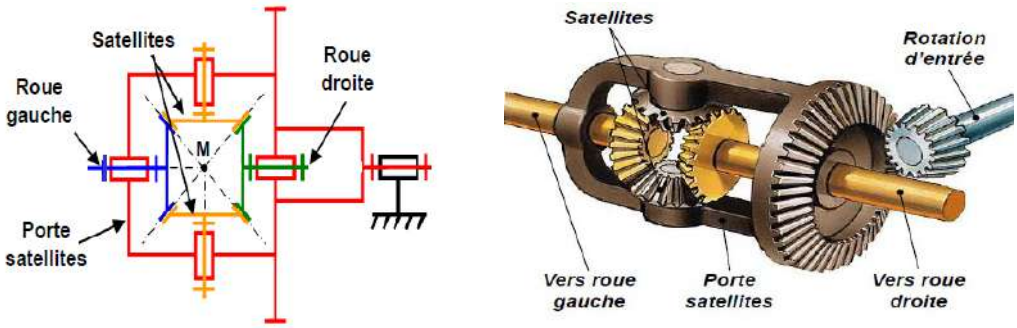


Figure II.10 TRAINS EPICYCLOIDAUX

II.3.2.3 Formules de WILLIS

Considérons les figures ci-dessus et soient :

- N 2/1 : fréquence de rotation du premier pignon de la chaîne cinématique ⇒ N p
- N 3/1 : fréquence de rotation de la dernière roue de la chaîne ⇒ N d
- N 4/1 : fréquence de rotation du bras « porte satellite ⇒ N Ps

$$r=\frac{N_d-N_{ps}}{N_p-N_{ps}}=\frac{N_{3/1}-N_{4/1}}{N_{2/1}-N_{4/1}} \qquad r=(-1)^n\frac{\prod Z_{menantes}}{\prod Z_{menées}}$$

L formule de WILLIS est donnée par la relation ci-dessous

La formule de WILLIS lie trois vitesses entre elles ; elle permet d'en déterminer une connaissant les deux autres.

On peut adopter N 2/1, N 3/1, N 4/1 indifféremment comme vitesse motrice.

REGLE : La raison d'un train épicycloïdal est le rapport des vitesses absolues des roues extrêmes diminuées chacune de la vitesse absolue du porte satellite

Conseil pour l'application de la formule de WILLIS :

- Réaliser un schéma minimal du mécanisme
- Ne pas chercher le moteur et le récepteur
- Repérer le porte-satellite (Ps) ainsi que la chaîne cinématique du train d'engrenages (Nps).
- Appliquer la formule de WILLIS entre le premier pignon de cette chaîne appelée planétaire
- (Np) et la dernière roue (Nd) de cette chaîne.

NB : Etant donné que les vitesses N 21, N 3/1, N 4/1 sont des vitesses absolues dans le repère fixe, nous écrirons simplement N 2, N 3, N 4.

Pour les trains sphériques la relation $r=(-1)^n\frac{\prod Z_{menantes}}{\prod Z_{menées}}$ n'est pas valable pour déterminer le signe de la raison. Cette formule ne s'applique que pour les trains plans, cependant la formule de

WILLIS reste valable.

Il suffit, pour déterminer le sens de rotation de l'arbre de sortie, d'immobiliser par la pensée le

porte-satellite et de libérer les engrenages.

II.3.2.4 Formule de RAVIGNAUX

A partir des relations cinématiques on peut aussi déterminer la formule de RAVIGNAUX suivante :

On s'aperçoit en général que les trois vitesses sont dépendantes.

Remarque : la somme des coefficients est nulle.

$$\omega_1-\lambda\omega_3+(\lambda-1)\omega_4=0$$

II.3.2.5 Applications

Les applications des trains plans sont nombreuses et variées. Ces trains permettent de gros rapports de réduction pour des encombrements faibles.

On distingue deux fonctions essentielles :

- La fonction réduction
- La fonction différentielle.

II.3.2.5.1 Fonction réduction

Un des trois paramètres de la formules de WILLIS est nul; c'est à dire que un des trois éléments :

Planétaire, dernière roue, ou porte satellite est lié au repère fixe.

II.3.2.5.2 E-Condition de montage

Pour que le montage soit possible, il faut respecter certaines conditions d'assemblage :

- Condition sur les entraxes.
- Condition sur le nombre de dents.
- Condition de voisinage pour les satellites.

II.3.2.5.3 Condition sur les entraxes

$$a_{satellite-planétaire} = a_{satellite-couronne} = R_{planétaire} + R_{satellite} = R_{couronne} - R_{satellite}$$

$$a_{2-1} = a_{2-3} = R_1 + R_2 = R_3 - R_2$$

$$R_1 + 2R_2 = R_3$$

$$Z_1 + 2.Z_2 = Z_3$$

II.3.2.5.4 Condition sur le nombre de dents

Un engrenage planétaire à trois éléments, même s'il satisfait à la condition s d'entraxe, doit encore satisfaire à une certaine relation entre les nombres de dents, si on désire assembler n satellites sur le même porte satellite. Pour éviter un déséquilibre des masses, on prévoit généralement n satellites formant le même angle $\frac{2.\pi}{n}$ entre eux.

Cette condition s'écrit :

$$\frac{Z_1+Z_2}{n} = \text{nombre entier}$$

II.4 Engrenage étude général

En construction mécanique, nombreuses sont les applications pour lesquelles les axes des arbres doivent rester parallèles. Les raisons peuvent être liées au principe même de la transmission quand il s'agit, par exemple, d'un train épicycloïdal plan. Mais des considérations purement architecturales conduisent aussi à concevoir des réducteurs, ou boites de vitesses, dont le parallélisme des arbres d'entrée et de sortie présente un intérêt. Il peut faciliter leur intégration dans une chaine de transmission de puissance. Les roues dentées sont nécessairement cylindriques, à denture droite ou hélicoïdale [1].

II.4.1 Définition

On appelle engrenage l'ensemble des deux roues dentées engrenant l'une avec l'autre.

Les engrenages sont des composants mécaniques essentiels. Ils font partie des systèmes de transmission de puissance les plus utilisés, les plus résistants et les plus durables [3].

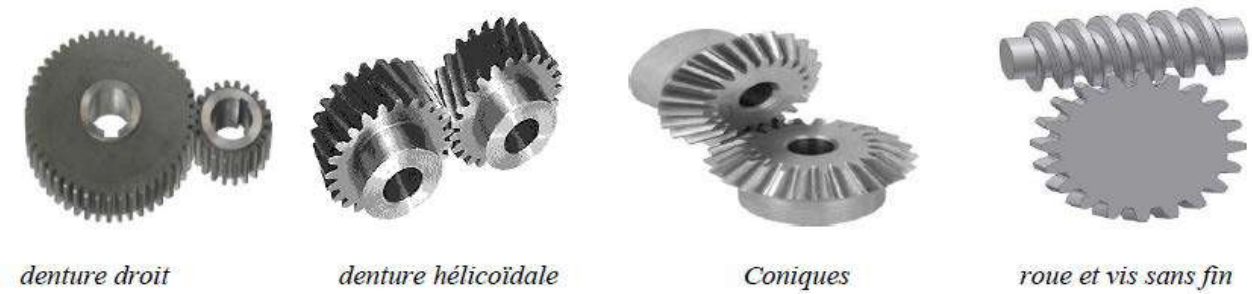


Figure II.11 Transmission de puissance par engrenage

II.4.2 Les principales caractéristiques des transmissions par engrenages

Avantages [6]

- Transmission de puissances élevées sous fréquences de rotation élevées

- Transmission à rapport rigoureusement constant, Et parfaitement homocinétique

- Possibilités de transmissions entre plusieurs arbres

- Bon rendement général - Durée de vie importante - Bonne fiabilité.

Inconvénients [6]

- Nécessité d'un entraxe précis et constant

- Niveau sonore variable suivant type d'engrenage

- Transmission des à-coups et vibrations

- Nécessité d'une lubrification, souvent par huile

- Réversibilité possible suivant type d'engrenage

- Coût très variable suivant type d'engrenage et classe de qualité.

II.4.3 Différents types d'engrenages

II.4.3.1 Engrenages droits à denture droite

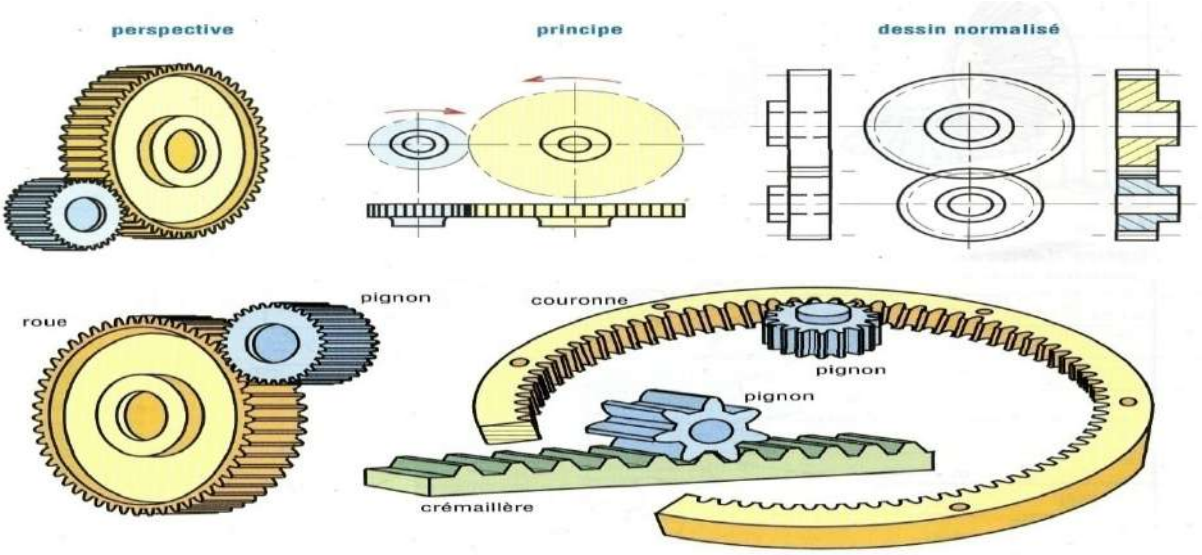


Figure II.12 Engrenages droites à denture droite

Les plus simples et les plus économiques. Ils sont utilisés pour transmettre le mouvement et la puissance entre deux arbres parallèles. Les dents des deux roues de l'engrenage sont parallèles à l'axe de rotation des arbres [3].

II.4.3.2 Engrenages droits à denture hélicoïdale

De même usage que les précédents, ils sont très utilisés en transmission de puissance ; les dents des roues sont inclinées par rapport à l'axe de rotation des deux arbres [3].

À taille égale, ils sont plus performants que les précédents pour transmettre puissance et couple. Du fait d'une meilleure progressivité et continuité de l'engrènement ils sont aussi plus silencieux.

L'inclinaison de la denture engendre des efforts axiaux, suivant l'axe de l'arbre, qui doivent être supportés par les paliers et des couples supplémentaires qui accentuent le fléchissement des arbres.

Remarque : ils sont parfois utilisés pour transmettre le mouvement entre des arbres non parallèles et sont appelés engrenages gauches.

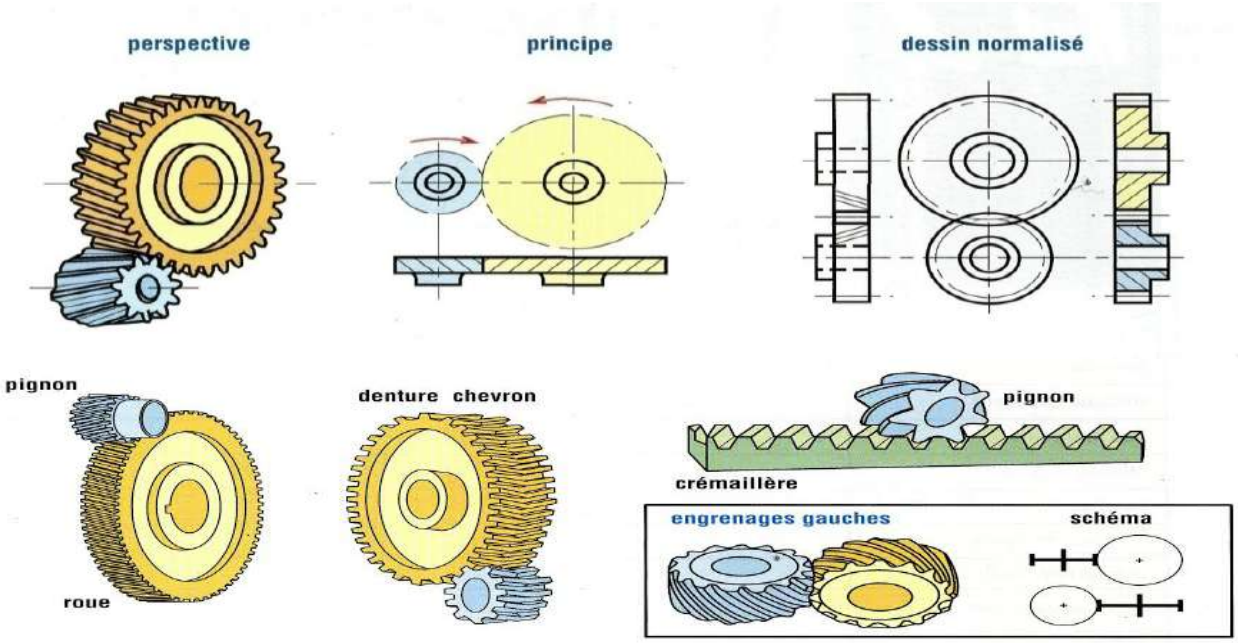


Figure II.13 Engrenage droit à denture hélicoïdale pour arbres parallèles

II.4.3.3 Engrenages coniques

Leurs dents sont taillées dans des surfaces coniques. Ils sont utilisés pour transmettre le mouvement entre des arbres concourants, perpendiculaires ou non. La denture peut être droite mais aussi hélicoïdale, ou spirale.

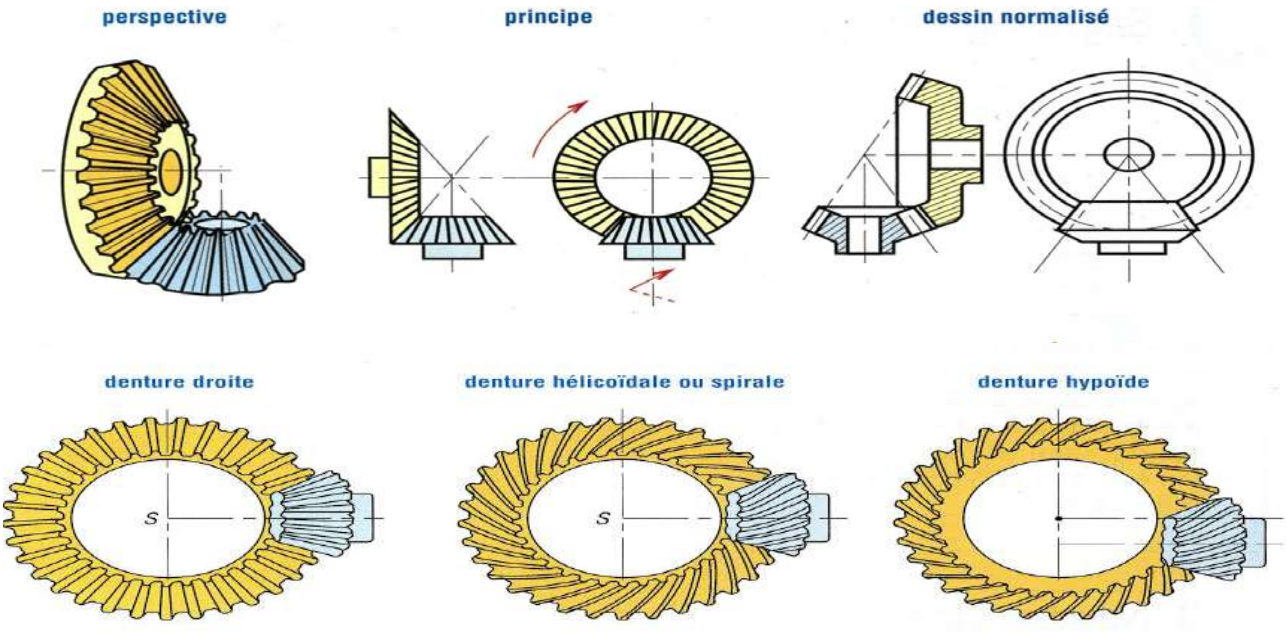


Figure II.14 Engrenages conique à dentures droite pour arbres parallèles

II.4.3.4 Engrenages roues et vis sans fin

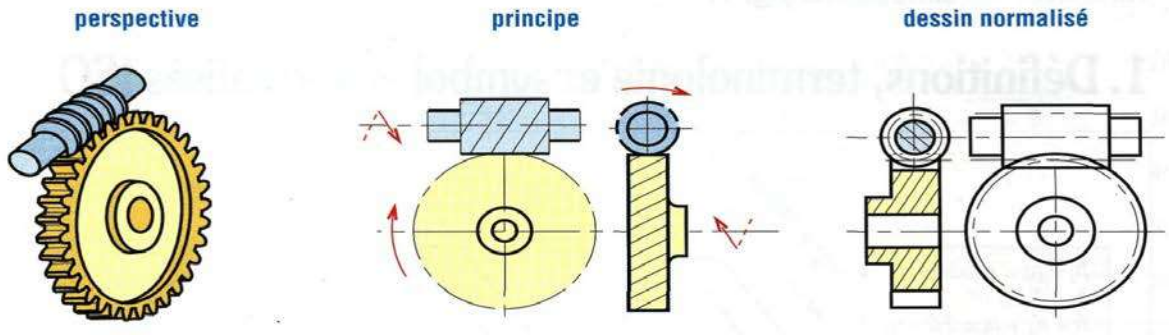


Figure II.15 Engrenages roues et vis entre arbres orthogonaux

L'une des roues ressemble à une vis et l'autre à une roue hélicoïdale. Le sens de rotation de la roue dépend de celui de la vis mais aussi de l'inclinaison de la denture, filet à droite ou à gauche. L'irréversibilité et possible.

II.4.4 Rapport de transmission entre deux roues

$$r = \frac{N_2}{N_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{C_1}{C_2}$$

Tr/min rad/s dents mm

N.m

Vitesse de rotation : Il s'agit souvent du rapport

$\frac{N_{sortie}}{N_{entrée}} = \frac{N_{récepteur}}{N_{moteur}}$

Dans ce cas :

r<1 réducteur

r>1 multiplicateur

Rapport des nombres de dents :

Toujours vrai

(Pour une vis sans fin : est le nombre de filets)

Rapport des diamètres primitifs. Il est vrai uniquement dans les ca ou il y a roulement sans glissement, donc pour des roues à axes parallèles

Rapport $\frac{couple\ moteur}{couple\ récepteur}$

Devient $\frac{\eta.C_1}{C_2}$

Lorsqu'on tient compte du rendement η, donc des pertes par frottement

II.5 étude de l'engrènement

II.5.1 Problèmes liés à l'engrènement

II.5.1.1 Continuité d'engrènement

Pour qu'une transmission par engrenages soit continue, il faut qu'un couple de profils conjugués soit en prise quelle que soit la position angulaire de chacune des roues dentées autour de leur axe [7].

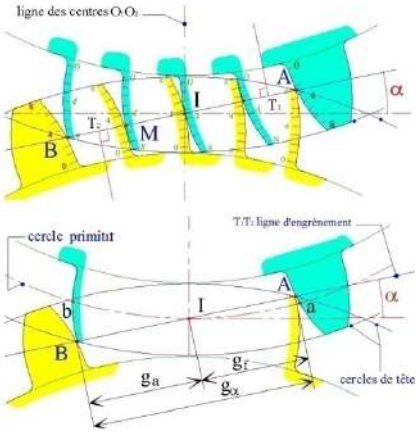


Figure II.16 Glissement entre les dents

Cette condition est réalisée si l'on vérifie l'inégalité suivante :

AB est supérieur au pas P

Ainsi, on définit le rapport de conduite : $K>\frac{AB}{P}>1$

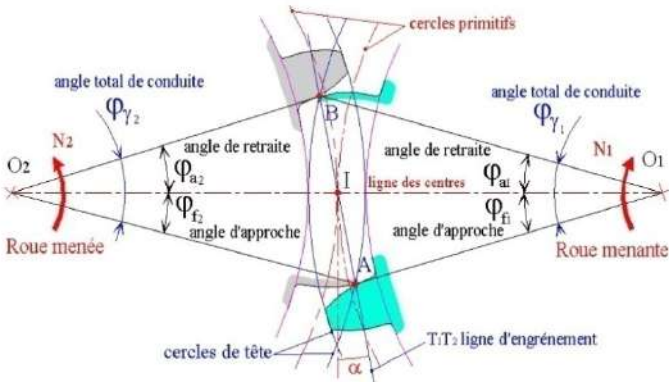


Figure II.17 Développante de cercle

M et **M′**: points de contact entre dents

AB : longueur de conduite = g_α

AI : longueur d'approche =g_f

IB : longueur de retraite=g_a

- Rapport de conduite = $\varepsilon_\alpha = \frac{g_a}{P_b} = \frac{g_t}{P}$
- Longueur de conduite=$g_\alpha = g_a + g_f = AB$
- Arc de conduite=$g_t = \widehat{ab} = \frac{g_\alpha}{\cos\alpha}$

Période d'approche : pendant cette phase, le point de contact M se déplace de A à I sur la ligne de pressionT_1T_2.cette période est caractérisée par la

longueur d'approche g_f=**AI,** par l'arc d'approche AI et les angles d'approche φf_1 etφf_2.

Période retraite : le point M se déplace de I à B, fin d'engrènement. Cette période est caractérisée par la longueur g_a =IB, par l'arc de retraite ib et par les angles de retraite φa_1et φa_2.

Longueur de conduite (g_α): elle est égale à la longueur AB mesurée sur la ligne d'engrènement T_1T_2 pendant laquelle le couple de dents reste constamment en contact

g_α=**AB**=g_a+g_f

$$g_\alpha = [r_{a2}{}^2 - r_2{}^2 \cos^2 \alpha]^{1/2} - r_2 \sin \alpha + [r_{a1}{}^2 - r_1{}^2 \cos^2 \alpha]^{1/2} - r_1 \sin \alpha$$

On montre la formule :

Arc de conduite (g_t):c'est la longueur de l'arc ab mesurée sur le cercle primitif pendant laquelle le couple de dents reste en contact.

On montre : $g_\alpha = g_t . \cos \alpha$

Rapport de conduite (ε_α):c'est le rapport défini par $\varepsilon_\alpha = g_\alpha / p_b = g_t / p$

Plusieurs cas :

- ε_α**=1** (si $g_\alpha = p_b$ ou $g_t = p$) : on a un seul couple de dents en prise. Dans ce cas, aussitôt qu'un couple quitte le contact en B, le couple suivant prend de relais de l'engrènement en A.
- **1 <** ε_α**<2** ($g_t > p$) : lorsqu'un couple de dents quitte le contact en B, le couple suivant est déjà en contact depuis un court instant. Pendant un court instant on a deux couples de dents en prise.
- ε_α**=2 :** indique qu'il y a en permanence deux couples de dents en prise.

Remarque : il y a continuité de l'engrènement si un couple de dents commence à engrener avant que le couple précédent cesse d'entrainer. Cette continuité est obtenue lorsque AB>P_b

II.5.1.2 Interférence [1]

Pendant la transmission du mouvement, les profils conjugués doivent restés tangents quelle que soit la position relative des deux roues dentées.

S'il en autrement, on dit qu'il y a interférence. L'interférence peut conduire à des blocages, vibrations et variations de vitesse angulaire rendant la transmission

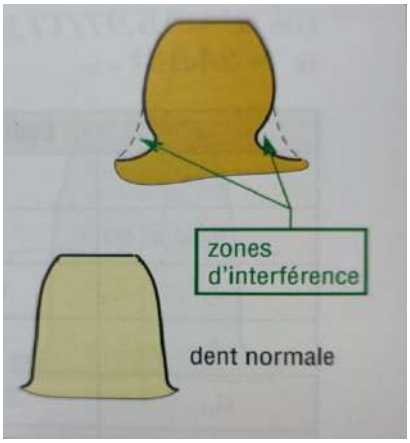


Figure II.18 Interférence sur la forme de la dent [3]

non homocinétique.

Les deux conditions évitant tout phénomène d'interférence s'écrivent :

$\frac{1}{6} \leq \frac{\omega_2}{\omega_1} \leq 6$ Et Z_1 ou $Z_2 \geq 13$ dents

Lorsque le nombre de dents du pignon est faible (Z<12), le fond du creux de la dent est alors étroit. Lorsque le nombre de dents de la roue est grand, le sommet des dents est large, l'engrènement est alors difficile : la tête des dents de la grande roue ne peut pas se déplacer dans le creux des dents de pignon. Il y a alors interférence de fonctionnement, ou dit aussi que les dents interférentes.

II.5.1.3 Glissement [1]

Il existe un glissement relatif des profils conjugués pendant l'engrènement. Le rendement mécanique de la transmission dépend, en partie, de ce glissement.

II.6 Conclusion

Lors du choix d'un réducteur, il est nécessaire de prendre en considération de nombreuses caractéristiques : rendement, encombrement, poids, prix de fabrication et d'entretien.

La comparaison de l'encombrement de divers types de réducteurs montre que pour de faibles rapports de transmission, les dimensions des réducteurs à vis sans fin sont les plus grandes, et celles des réducteurs planétaires à dureté superficielle des dents élevées, sont les plus petites .

Lorsque le rapport de transmission imposé est important, il faut utiliser soit un réducteur à plusieurs couples d'engrenages, soit un réducteur à vis sans fin.

CHAPITRE III
Etude cinématique

III.1 Introduction

Ce chapitre sera consacré aux calculs et dimensionnements du réducteur.

Il sera également l'occasion pour nous de mettre en application les connaissances acquises en mécanique générale et en résistance des matériaux durant notre cycle d'étude.

III.2.choix du moteur électrique:

Le choix d'un moteur asynchrone triphasé dépend de nombreux critères tels que : le couple résistant, l'inertie, le réseau et l'ambiance. Ce choix dépend mécaniquement de la machine à entrainer

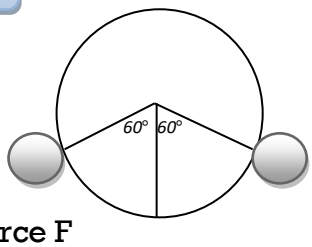
On choisit un moteur asynchrone triphasé.

III.2.1.puissance idéale P_i :

La puissance idéale du moteur est celle qui est absorbée par le moteur tambour :

$Q=567401.8\ Kg$

- Le poids total du tambour



- Le tambour assure par _2 galets
  _1 palier
- Pour faire tourner le cylindre, il faut développer une force F
- ω est la vitesse de rotation du tambour

$$\omega = \frac{2\,\pi\,N}{60}$$

- Si P_2 est la puissance consommé par le tambour, et $\eta_r$est le rendement globale de réducteur, alors la puissance délivrée par le moteur a pour l'expression :

$$P_1 = \frac{1}{\eta_r} P_2$$

III.2.2.Calcule de P_2 :

$P_2 = C_2 . \omega_2$=**Q. g. r.** ω_2 **.** $sin\,\alpha$

α =60°

$$P_2 = 8.799\ Kw$$

$$P_2 = Q\ g\ r\ \frac{2\pi N}{60}\sin\alpha = 567401.8*10*1900*10^{-3}*\frac{2\pi 9}{60}\sin 60$$

III.2.3 Calcule de P_1

$$P_1 = \frac{1}{0.96}\ 8.799$$

$$\mathbf{P_{idéal} = P_1 = 9.17\ Kw}$$

III.2.4 Détermination de puissance de construction

$$P_c = \frac{P_i.K}{\eta_g}$$

K : coefficient de sécurité.

$\boldsymbol{\eta_g = \eta_{réducteur}.\eta_{chaine}.\eta_{accouplement}}$ =0.96*0.98*0.93=**0.87**

$$P_c = \frac{9.17*1.2}{0.87} = 12.65\ KW$$

$$\mathbf{P_c = 15\ Kw}$$

D'après le catalogue des moteurs électrique (l'annexe 1) on peut choisir un moteur asynchrone de

- puissance $\mathbf{P_c = 15\ Kw}$
- vitesse de rotation $\mathbf{N_m = 970\ tr/min.}$
- Couple nominal **C=147 N.m**

III.3 choix de réducteur

Dans notre étude, nous avons choisi le réducteur à tain épicycloïdal pour les avantages suivants :

III.3.1 Les avantages du train épicycloïdal

- Possibilité d'arrangement coaxial des arbres.
- Réduction du poids et de l'encombrement pour une puissance donnée.
- Rapport de réduction très élevé avec un minimum d'éléments pour transmission à faible puissance.
- Excellent rendement quand le système set judicieusement choisi.

III.3.2 Calcule de rendement de réducteur η_r

- Pour les réducteurs élémentaires sont montés en série, le rendement global de réducteur est le produit de chacun des rendements η_i.

$$\eta_r = \prod_{i=1}^{i=n}.\eta_i$$

- Si les sous réducteurs sont montés en parallèle, le rendement global de réducteur est la moyenne arithmétique de chacun des rendements η_i.

Avec n ; nombre de sous réducteurs.

$$\eta_g = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{i=n}\eta_i$$

- Le rendement d'un train épicycloïdal varie notablement avec sa configuration et la raison basique du train ordinaire qui lui est associé.

Car les engrenages de sous réducteur sont cylindriques (hélicoïdaux), le rendement η_r=**0.96.**

III.4 Calcule de réducteur

III.4.1 Rapport de transmission global

$$r_{global}=\frac{N_{moteur}}{N_{récepteur}}=\frac{970}{9}=107.77= r_{réducteur}.r_{chaine}$$

III.4.2 Schéma cinématique

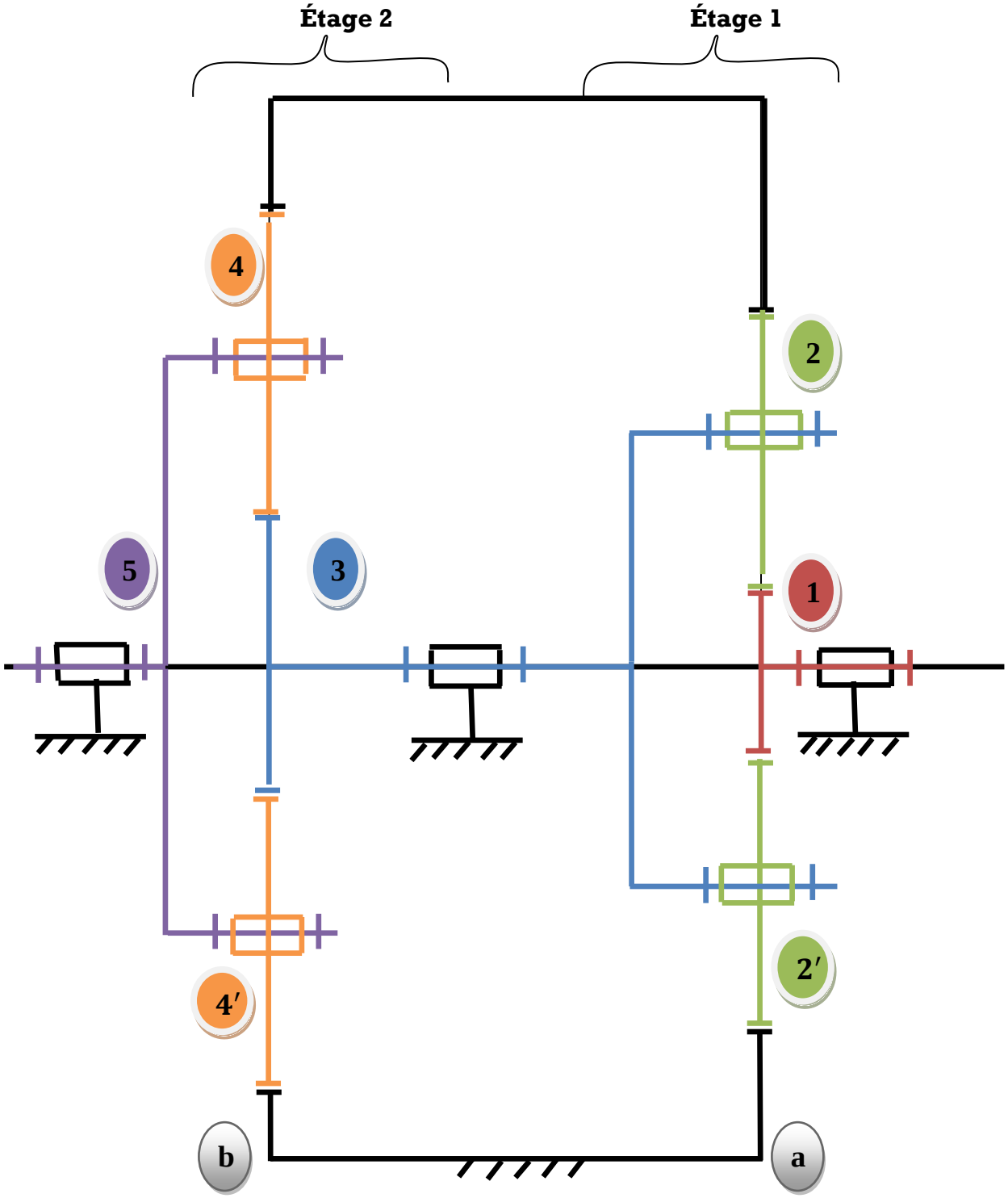


Figure III.1 schéma cinématique de réducteur

On choisit :

Tableau III.1Les nombres des dents

			Nombre de dents	Rapport de transmission	Rapport global
Réducteur	Etage I	Pignon 1	Z_1 =20	$r_I=\frac{Z_1.Z_a}{Z_1}=5.2$	$r_g = r_I.r_{II}.r_{ch} = 107.77$
		Satellite 2	Z_2=32		
		Couronne a	Z_a=84		
	Etage II	Pignon 3	Z_3=28	$r_{II}=\frac{Z_3.Z_b}{Z_3}=4.145$	
		Satellite 4	Z_4=30		
		Couronne b	Z_b=88		
Roue à chaine		Pignon 6	Z_6=19	$r_{chaine}=\frac{Z_7}{Z_6}=5$	
		Roue 7	Z_7=95		

III.4.3 Calcule de vitesses de rotation

D'après Willis

Etage I : $-\frac{Z_1}{Z_a}\omega_1+\frac{Z_1}{Z_a}\omega_3+\omega_3=0$

$\Rightarrow \frac{\omega_a-\omega_3}{\omega_1-\omega_3}=\frac{N_a-N_3}{N_1-N_3}=-\frac{Z_1}{Z_a}=\lambda$ avec $\omega_a = 0 \Rightarrow \frac{N_3}{N_1-N_3}=\frac{Z_1}{Z_a} \Rightarrow N_3=\frac{z_1N_1}{z_1+z_a}$

Donc N_3 =186.53 Tr/min

$\frac{\omega_1}{\omega_5}=\frac{N_1}{N_5}=r_I.r_{II}=21.55 \Rightarrow N_5=\frac{N_1}{21.55}=\frac{970}{21.55}$

N_5 =45.01 tr/min

III.4.4 Choix de type de dentures [2]

On choisit des engrenages droits à denture hélicoïdale.

III.4.4.1 Les avantages

- Bonne performance de maillage, faible bruit et transmission stable
- Le degré de coïncidence est grand, la charge de chaque paire de dents est réduite
- La surface de force est grande, le couple de transmission est impactant et il est souvent utilisé sur les machines lourdes
- Le mécanisme d'engrenage hélicoïdal est plus compact que l'engrenage droit de petite taille, léger et grand précision de transmission

III.4.4.2 Les inconvénients

- le prix est plus élevé
- l'engrenage hélicoïdal à chevrons a un contenu technique élevé est difficile à fabriquer

III.4.5 choix du matériau [3]

Les matériaux utilisés dans la construction sont nombreux et variés .mais, leur choix s'articule autour de 6 grands critères :

- Leur apparence.
- Leur solidité.
- Leur résistance.
- L'isolation.
- L'impact environnemental.
- Le coût.

- **Pour les pignons :**

Le 20 Mn Cr 5-5 (20 MC 5) est un acier à taux de carbone très bas donc il est adapté à une cémentation.
Les pignons fabriqués avec cet acier seront très durs en surface et élastique à cœur après cémentation donc super pour un pignon.
Composition chimique :

- Carbone : entre 0.17 et 0.22 %.
- Chrome : entre 1 et 1.3 %.
- Silicium : entre 0.1 et 0.4 %.
- Manganèse : entre 1.1 et 1.4 %.
- Phosphore : 0.035%.
- Soufre : 0.035%.

III.4.5.1 Les caractéristiques mécaniques de ces matériaux

- Rr (daN/mm^2) : entre 90 et 150.
- Re (daN/mm^2) : entre 75 et 95.
- A% : entre 8 et 9.
- KV (daJ/cm^2) : entre 4 et 5.

La trempabilité de matériau est limitée.
Les exemples d'utilisation :
Engrenages, arbres, axes, tiges, leviers, pièces d'usures

- **Pour l'arbre :**

On a choisi le 42 CD 4(42 Cr Mo4).
Composition chimique :

- Carbone : entre 0.38 et 0.45 %.
- Silicium : 0.4 %.
- Manganèse : entre 0.6 et 0.9%.
- Phosphore : 0.025%.
- Soufre : 0.035%.

Caractéristiques mécaniques :

- Rm (daN/mm^2) : entre 75 et 130.
- Re (daN/mm^2) : entre 50 et 90.
- A% : entre 10 et 14.
- Kv 3.5 (daJ/ cm^2.

On a choisi un coefficient de sécurité : s=2.

III.4.5.2 Calcule du R_{pe}

Avec : S est le coefficient de sécurité

Pour éviter les possibilités de dégât on prend S=1.2

Resistance pratique à l'extension 150<R_{pe}<250 N/mm^2[11]

Et puisque il y e toujours au moins deux dents en prise on pourra majorer de 25% de R_{pe}=2(25× R_{pe}) +250

R_{pe}=375 N/mm^2

D'où R_{pe} devient R_{pe}=375 N/mm

III.4.6 Détermination du module réel [1]

Le module est donné par la formule:

$$m_n \geq 2.34\sqrt[3]{\frac{C_n.\cos\beta}{K.Z_1.R_{pe}}}$$ u bien $$m_n \geq 2.34\sqrt[3]{\frac{T}{K.R_{pe}}}$$

Avec :

T : l'effort tangentiel

C_n:Couple réel à transmettre (nominal) **C_n =147 N.m** (voir l'annexe 1).

K : Coefficient de largeur de denture, est choisi selon l'encombrement dont on dispose, et selon la perfection du guidage des arbres: (10<k<12.5)

On prend **k=12**

Z_1: Nombre de dents du pignon (**20 dents**).

R_{pe} : Résistance pratique à l'extension=**375 N/mm^2**

L'angle de pression **$\beta = 20°$**

AN: $$m_n \geq 2.34\sqrt[3]{\frac{147*10^3*\cos 20}{10*20*375}} \geq 2.37mm$$

Vérification : Il y a d'autre formule [1]

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{10.94.C_n}{K.Z_1.R_{pe}}} \geq \sqrt[3]{\frac{10.94*147*10^3}{10*20*375}} \geq 2.29mm$$

On prend un module normalisé: **m=3mm**

Définitions et caractéristiques [3]

Angle d'hélice β : il mesure l'inclinaison de denture, ou de l'hélice, par rapport à l'axe de la roue ; les valeurs usuelles se situent entre 15 et 30. De grandes valeurs de β amènent plus de douceur et de progressivité mais aussi des efforts axiaux plus grands. Un engrenage droit est un engrenage hélicoïdal avec $\beta = 0°$

Grandeurs réelles (ou normales) : P_n , $m_n$et α_n(20°)

Elles son normalisées et mesurées perpendiculairement à l'hélice (Fig. III.2)

Grandeurs apparents (ou tangentielles): P_t, m_t et α_t ne sont pas normalisées et dépendent de la valeur de β. Elles sont mesurées dans le plan de rotation de la roue (analogie avec une denture droite).

Entraxe a : il dépend de l'hélice β. En faisant varier β on peut obtenir n'importe quel entraxe désiré, ce qui est particulièrement intéressant pour les trains d'engrenages.

Largeur b: Pour des raisons de continuité et de progressivité de la largeur b de roue doit être supérieure au pas axial p_x ($b \geq 1.2\ p_x$ est nécessaire, valeurs usuelle : $b \geq 2p_x$).

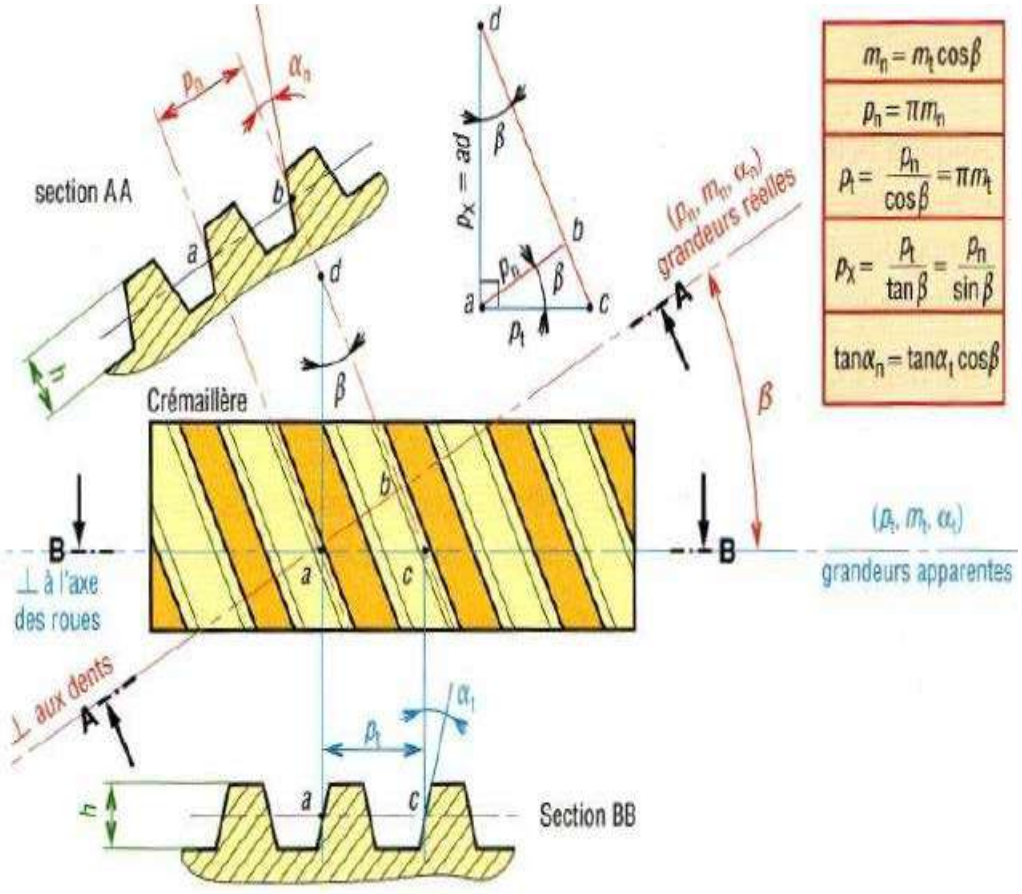


Figure III.2 Symboles et vocabulaire utilisés pour décrire la forme de la denture

III.4.7 élément de taillage [3]

Tableau III.2 Principales caractéristiques des engrenages droits à denture hélicoïdale [1-2]

	Principales caractéristiques des engrenages droites à denture hélicoidale[1-2]					
Caractéristiques	**Symboles ISO**	**Observations et formules usuelles**	**Pignon (1)**	**Roue(2)**	**Couronne a**	**Unité**
Angle d'hélice	β	8°< β<30°	10°			**Degré**
Sens d'hélice	si le pignon a une hélice à droite, la roue a une hélice gauche		droite	Gauche	Droite	/
Module réel	M_n	C'est à choisir dans la série des modules normalisés	3			mm
Module apparent	M_t	$M_n/cos(\beta)$	3.05			mm
Pas réel	P_n	$P_n = \pi * M_n$	9.42			mm
Pas apparent	P_t	$P_t = \pi * M_t$	9.58			mm
Vitesse de rotation	N	$N_1 = N_{moteur}$	970		0	Tr/min
Vitesse angulaire	ω	$\pi N/30$	101.58		0	Rad/s
Nombre de dents	Z	$Z_2 = r * Z_1$	20	32	84	Dent
Diamètre primitif	D	$d = M_t * Z$	61	97.6	256.2	mm
Entraxe	A	$a = \frac{d_1 + d_2}{2}$	79.3			mm
Saillie	h_a	$h_a = M_n$	3			mm
Creux	h_f	$h_a = 1.25 * M_n$	3.75			mm
Hauteur de dent	H	$h = h_a + h_f = 2.25 * M_n$	6.75			mm
Diamètre de tête	d_a	$d_a = d + 2 * M_n$	70	108.4	274.8	mm
Diamètre de pied	d_f	$d_f = d - 2.5 * M_n$	59.5	94.9	261.3	mm
Angle de pression réel	α_n	Valeur le plus usuelle	20°			Degré
Pas axial	P_x	$P_x = P_t/\tan\beta$	54.33			mm
Largeur de dent	B	$2P_x$	108.66			Mm

Tableau III.3 les caractéristiques de la denture de 1 ère engrenage 3-4

	Principales caractéristiques des engrenages droites à denture hélicoidale[3-4]					
Caractéristiques	**Symboles ISO**	**Observations et formules usuelles**	**Pignon(3)**	**Roue(4)**	**Couronne b**	**Unité**
Angle d'hélice	β	$8° < \beta < 30°$	**10°**			**Degré**
Sens d'hélice	**si le pignon a une hélice à droite, la roue a une hélice gauche**		**Droite**	**Gauche**	**Droite**	**/**
Module réel	M_n	**C'est à choisir dans la série des modules normalisés**	**3**			**Mm**
Module apparent	M_t	$M_n / cos(\beta)$	**3.05**			**Mm**
Pas réel	P_n	$P_n = \pi * M_n$	**9.42**			**Mm**
Pas apparent	P_t	$P_t = \pi * M_t$	**9.42**			**Mm**
Vitesse de rotation	**N**	$\frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{Z_1 + Z_a}{Z_1} = r_{12}$	**186.93**		**0**	**tr/min**
Vitesse angulaire	**W**	$\pi N / 30$	**19.58**		**0**	**Rad/s**
Nombre de dents	**Z**		**28**	**30**	**88**	**Dent**
Diamètre primitif	**D**	$d = M_t * Z$	**85.4**	**91.5**	**268.4**	**Mm**
Entraxe	**A**	$a = \frac{d_3 + d_4}{2}$	**88.45**			**Mm**
Saillie	h_a	$h_a = M_n$	**3**			**Mm**
Creux	h_f	$h_a = 1.25 * M_n$	**3.75**			**Mm**
Hauteur de dent	**H**	$h = h_a + h_f = 2.25 * M_n$	**6.75**			**Mm**
Diamètre de tête	d_a	$d_a = d + 2 * M_n$	**95.6**	**102**	**287.6**	**Mm**
Diamètre de pied	d_f	$d_f = d - 2.5 * M_n$	**82.1**	**88.5**	**274.1**	**Mm**
Angle de pression réel	α_n	**Valeur le plus usuelle**	**20°**			**Degré**
Pas axial	P_x	$P_x = P_t / \tan\beta$	**54.33**			**Mm**
Largeur de dent	**B**	$2P_x$	**108.66**			**Mm**

CHAPITRE IV

Etude dynamique du réducteur

IV.1.Calcule les efforts s'exerçant sur les engrenages à denture hélicoïdale

L'effort exercé entre deux dents du pignon 1 sur la roue 2 est incliné de l'angle de pression (α) dans le cas du taillage – α dans le cas du fonctionnement) [8] et de l'angle d'hélice β.
Il se décompose en trois forces

$$F1/2 = Ft + Fa + Fr$$

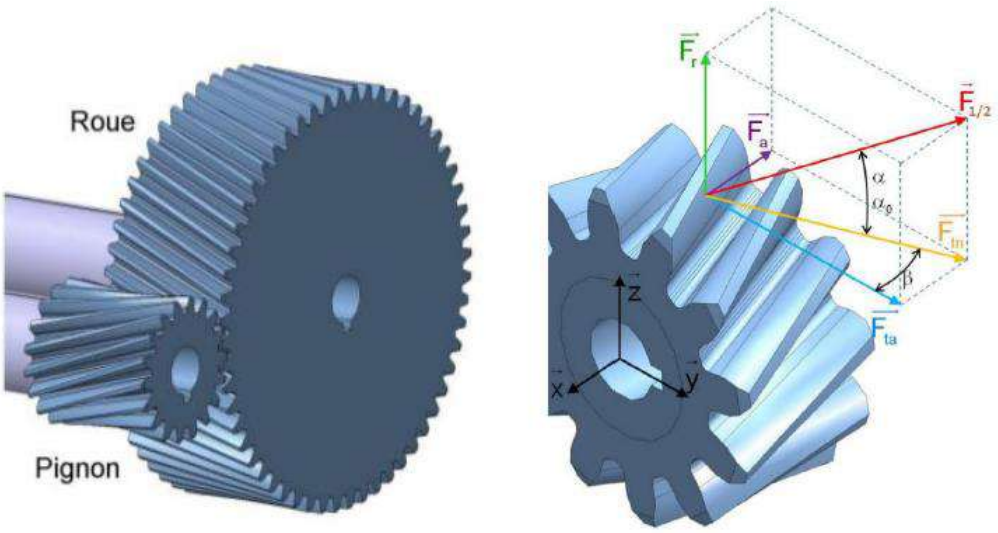
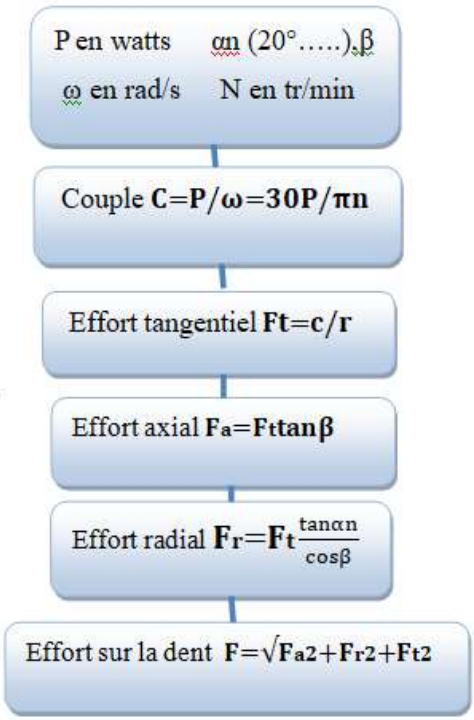


Figure IV-1 Image en 3D représente les efforts s'exerçant sur la denture [8].

IV.2-Organigramme de calcul

L'organigramme proposé indique la procédure à suivre, connaissant la puissance d'entrée, la vitesse de rotation, l'angle de pression normal **αn**, l'angle d'inclinaison **β**.

Fa : Effort axiale parallèle à l'axe de la roue et se transmet aux paliers par l'intermédiaire des arbres.
Fr : Effort radial passant par le centre de la roue.
Ft : Effort tangentiel transmettant le couple et la puissance.



IV.2.1 Efforts tangentiels

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{C_1}{R_1} = \frac{C_2}{R_2} = \frac{147}{0.0305}$$

$F_{t1} = F_{t2} = 4819.67$ N

$$C_2 = C_1 \frac{R_2}{R_1} = 147.\frac{0.0488}{0.0305}$$

$C_2 = C_3 = 235.2$ N.m

$$F_{t3} = F_{t4} = \frac{C_3}{R_3} = \frac{C_4}{R_4} = \frac{235.2}{0.0427}$$

$F_{t3} = F_{t4} = 5508.2$N

$$C_4 = C_3 \frac{R_4}{R_3}$$

$C_4 = 235.2$ N.m

IV.2.2 Efforts axiaux

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \tan\beta = 4819.67 * \tan 10$$

$F_{a1} = F_{a2} = 849.84$ N

$$F_{a3} = F_{a4} = F_{t3} \tan\beta = 5508.2 * \tan 10$$

$F_{a3} = F_{a4} = 971.24$ N

IV.2.3 Efforts radiaux

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta} = 4819.67 \frac{\tan 20}{\cos 10}$$

$F_{r1} = F_{r2} = 1781.28$ N

$$F_{r3} = F_{r4} = F_{t3} \frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta} = 5508.2 \frac{\tan 20}{\cos 10}$$

$F_{r3} = F_{r4} = 2035.75$ N

IV.2.4 Efforts de contact

$$F_1 = F_2 = \sqrt{{F_{t1}}^2 + {F_{a1}}^2 + {F_{r1}}^2} = \sqrt{4819.67^2 + 849.84^2 + 1781.28^2}$$

$F_1 = F_2 = 5208.1096$ N

$$F_3 = F_4 = \sqrt{{F_{t3}}^2 + {F_{a3}}^2 + {F_{r3}}^2} = \sqrt{5508.2^2 + 971.24^2 + 2035.75^2}$$

$F_3 = F_4 = 5952.1301$ N

IV.2.5 Vérification

$$F_1 = F_2 = \frac{F_{t1}}{\cos\beta.\cos\alpha_n} = \frac{4819.67}{\cos 10.\cos 20}$$

$F_1 = F_2 = 5208.1087$ N

$$F_3 = F_4 = \frac{F_{t3}}{\cos\beta.\cos\alpha_n} = \frac{5508.2}{\cos 10.\cos 20}$$

$F_3 = F_4 = 5952.1302$ N

Tableau IV.1 Les efforts de l'engrenage1-2

	Formules	**Pignon -1-**	**Roue-2-**
Couple : $N.m$	C	147	235.2
Effort tangentiel : F_t (N)	$F_t = \frac{2C}{d}$	4819.67	4819.67
Effort radial : F_r (N)	$F_t \, {}^{\tan\alpha}/_{\cos\beta}$	1781.28	1781.28
Effort axial : F_a (N)	$F_t \tan\beta$	849.84	849.84
Action de contact : F (N)	$\sqrt{(F_T)^2 + (F_A)^2 + (F_R)^2}$	5208.11	5208.11

Tableau IV.2 Les efforts de l'engrenage 3-4

	Formules	**Pignon-3-**	**Roue-4-**
Couple : $N.m$	C	235.2	252
Effort tangentiel : F_t (N)	$F_t = \frac{2C}{d}$	5508.2	5508.2
Effort radial : F_r (N)	$F_t \, {}^{\tan\alpha}/_{\cos\beta}$	2035.75	2035.75
Effort axial : F_a (N)	$F_t \tan\beta$	971.24	971.24
Action de contact : F (N)	$\sqrt{(F_T)^2 + (F_A)^2 + (F_R)^2}$	5952.13	5952.13

IV.3 Calcul des arbres

L'arbre soumis à la flexion et à la fois la torsion le moment de flexion idéal (à la section droite) la plus dangereuse est :

$$M_{Fmax}=M_{idéal}=\sqrt{M_{flexion}{}^2+M_{torsion}{}^2}$$

$M_{torsion}$: Le couple transmis.

$M_{flexion}$: Le moment de flexion max.

On appliqué les formules de la RDM on aura :

$$\frac{\sigma\, M\, F}{I/V} \quad \text{et} \quad \frac{I}{V}=\frac{\pi d^3}{32} \qquad \text{(section pleine)}$$

$$\frac{I}{V}=\frac{M\,F}{\sigma}=\frac{M\,Fmax}{R_{pe}}$$

D'où $$\frac{\pi d^3}{32}=\frac{M\,Fmax}{R_{pe}}$$

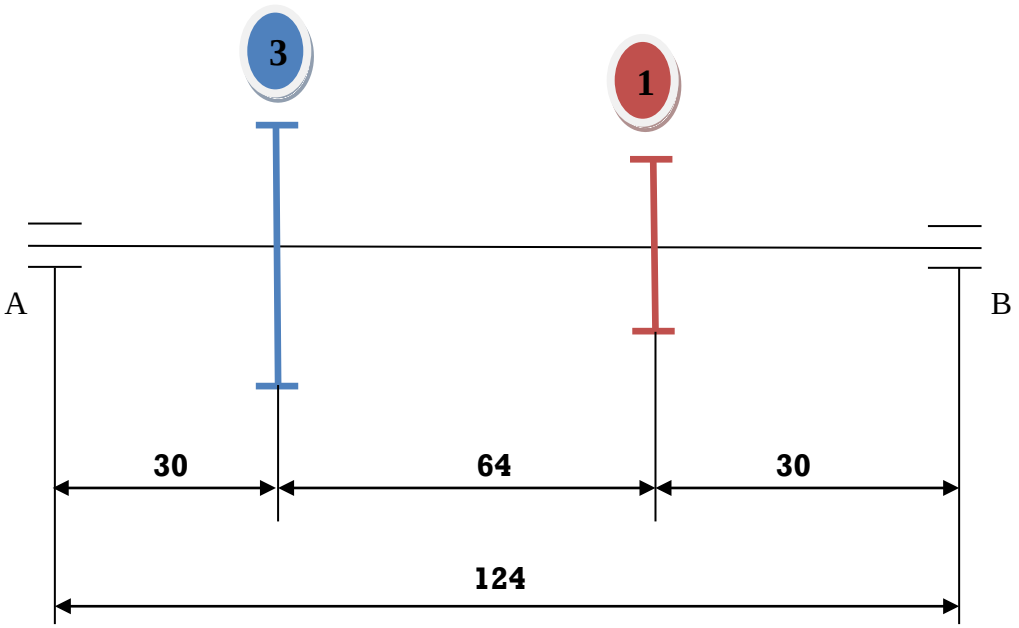
On tire $$\boxed{d=\sqrt[3]{\frac{32M_{max}}{\pi R_{pe}}}}$$

Dans notre calcul, l'arbre support le moment de flexion dans deux plan perpendiculaires, l'une horizontal l'autre vertical.

Matériau : 42 CD 4 $\Rightarrow R_e$ = (500-900) N/mm² [11] $\Longrightarrow$ coefficient de sécurité S=2

$R_{pe}=\frac{600}{2}=300$ N/mm²

IV.3.1 Arbre 1 :(l'entrée de réducteur)



L'arbre moteur soumis à une torsion dû à l'effort tangentiel, et à une flexion dû au poids du pignon d'attaque.

L'effet des forces radiales et axiaux s'annule car on à utilisé deux satellites

Le poids du pignon est donne par : $Q=\rho.\pi.R^2.b_1.g$

ρ : Masse volumique du matériau utilise.

$\rho = 7850\ kg/m^3$.(42 C D 4 voir l'annexe 2)

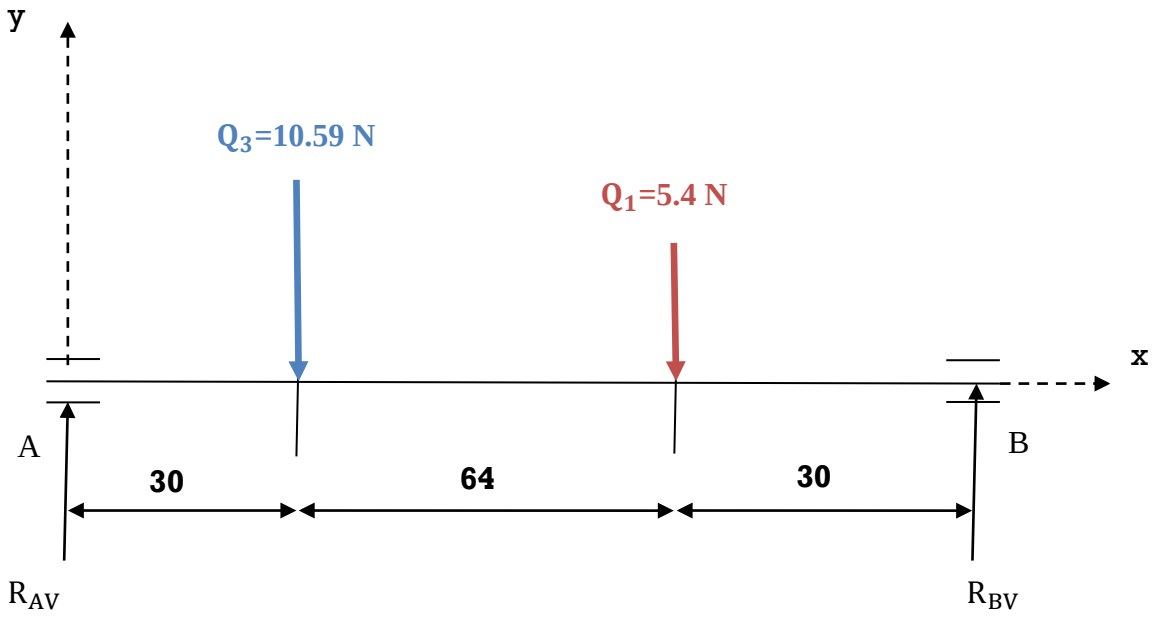
R : Rayon du pignon (R_1=30.5 mm R_2=42.7 mm).

b : Largeur du pignon (24 mm).

A.N : Q_1=7850* π*0.0305^2*0.024*9.81=**5.4 N**

Q_3=7850* π*0.0427^2*0.024*9.81=**10.59 N**

Plan vertical: (Oxy)



Calculer les réactions

L = 124 mm L_1 =30 mm

L_3 =64 mm L_2 = 30 mm

$\sum F_{ext}/_y = 0$

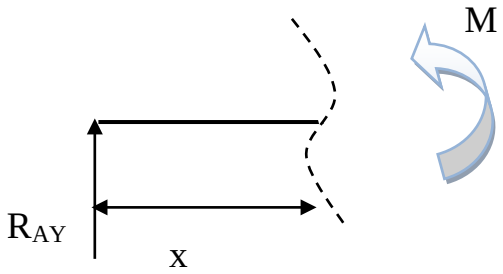
$R_{AV} + R_{BV} = Q_1 + Q_3$

$\sum {}^{M_{ext}}/_A = 0$ $R_{BV} * L - Q_3 * L_1 - Q_1 * (L_1 + L_3)$=0

$R_{BV} = \frac{10.59*(0.03)+5.4*(0.094)}{0.124}$ =**6.66 N** R_{AV} = **9.33 N**

Condition limit:

- Section 01 : $0 \leq x \leq L_1$

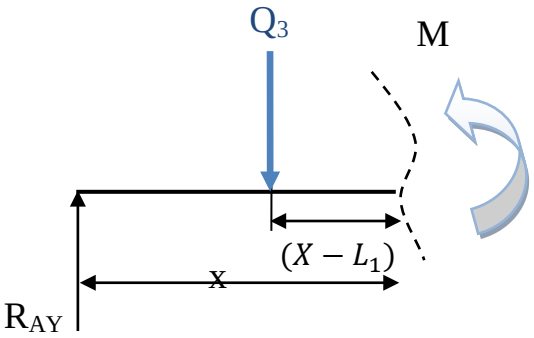


$\sum {M_{ext}}/{C} = 0 \qquad M_Y = R_{AV}\, x$

Si $x = 0$ **M_Y =0 N.m**

Si $x = L_1$ **M_Y = 279.9 N.m**

- Section 02 $L_1 \leq x \leq (L_1 + L_3)$:



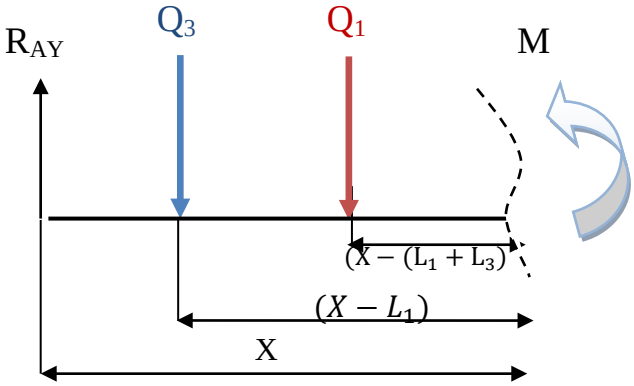
$\sum {M_{ext}}/{C} = 0$

$M_Y = R_{AV} * X - Q_3(X - L_1)$

Si $X = L_1$ **M_Y = 279.9 N.m**

Si $X = (L_1 + L_3)$ **M_Y =199.26 N.m**

- <u>Section 03 :</u> $(L_1 + L_3) \leq x \leq L$:



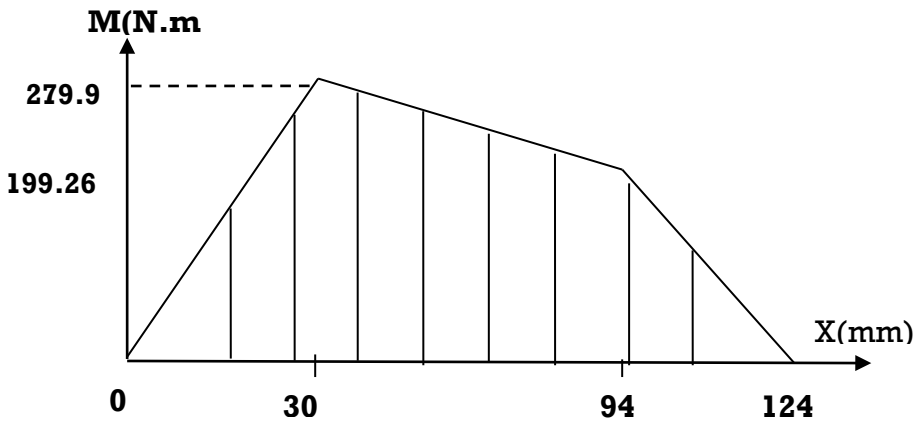
$\sum {M_{ext}}/{O} = 0$ 1

$M_Y = R_{AV} * X - Q_3(X - L_1) - Q_1(X - (L_1 + L_3))$

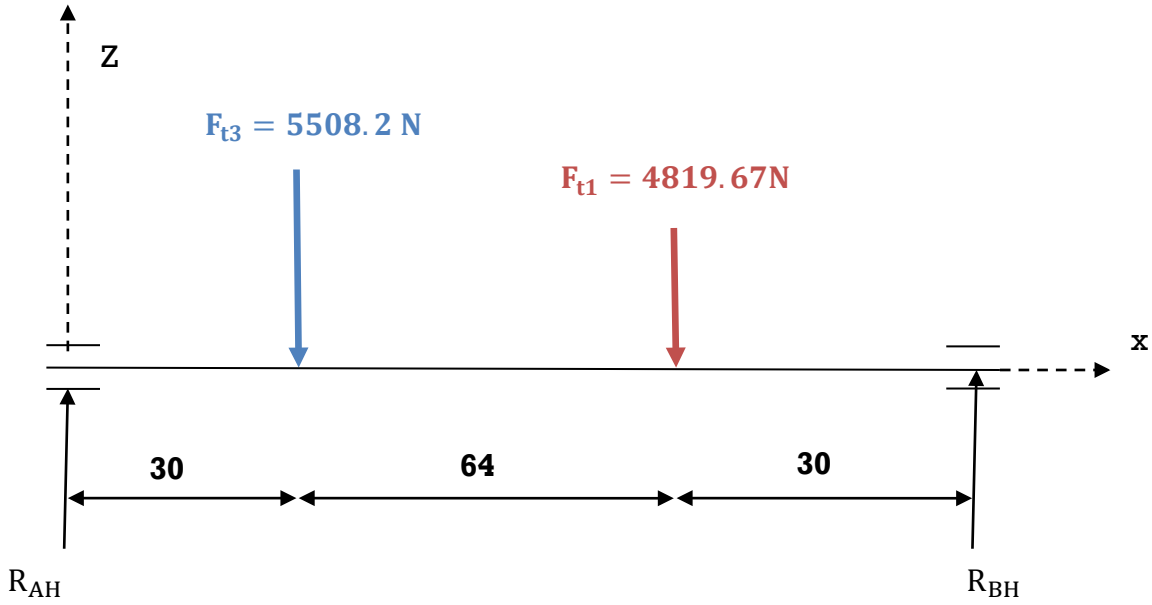
Si $x = (L_1 + L_3)$ **M_y = 199.26 N.m**

Si $x = L$ **M_Y = -0.54 ≈ 0 N.m**

$M_{Y\,max} = 279.9$ N.m



Plan horizontal : (Oxz)



Calculer les réactions

$$\sum F_{ext}/_Z = 0$$

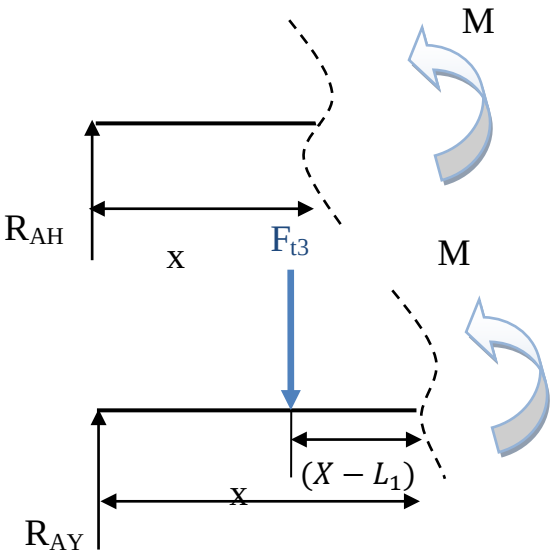
$$R_{AH} + R_{BH} = \mathbf{F_{t3} + F_{t1}}$$

$$\sum {}^{M_{ext}}/_A = 0 \quad R_{BH} * L - F_{t3} * L_1 - F_{t1} * (L_1 + L_3) = 0$$

$R_{BH} = \frac{5508.2*(0.03)+4819.67*(0.094)}{0.124}$ **=4886.25 N** **R_{AH} = 5341.62 N**

Condition limite :

- Section 01 : $0 \leq x \leq L_1$



$$\sum {}^{M_{ext}}/_C = 0 \qquad M_Z = R_{AH}\, x$$

Si $x = 0$ **M_Z =0 N.m**

Si $x = L_1$ **M_Z = 160248.6 N.m**

- Section 02 $L_1 \leq x \leq (L_1 + L_3)$:

$$\sum {}^{M_{ext}}/_C = 0$$

$$M_Z = R_{AH} * X - F_{t3}(X - L_1)$$

Si $X = L_1$ **M_Z = 160248.6 N.m**

Si $X = (L_1 + L_3)$ **M_Z =149587.48 N.m**

- Section 03 : $(L_1 + L_3) \leq x \leq L$:

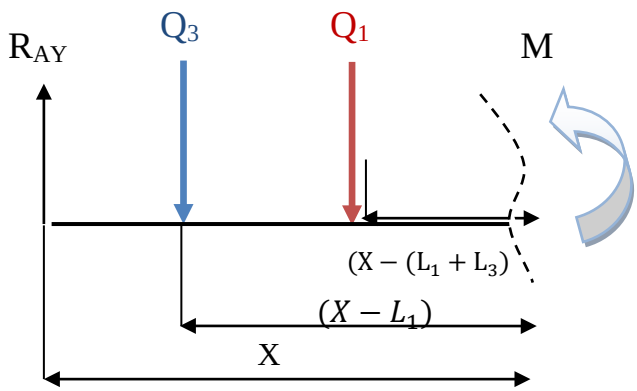
$\sum {M_{ext}}/_{O} = 0$

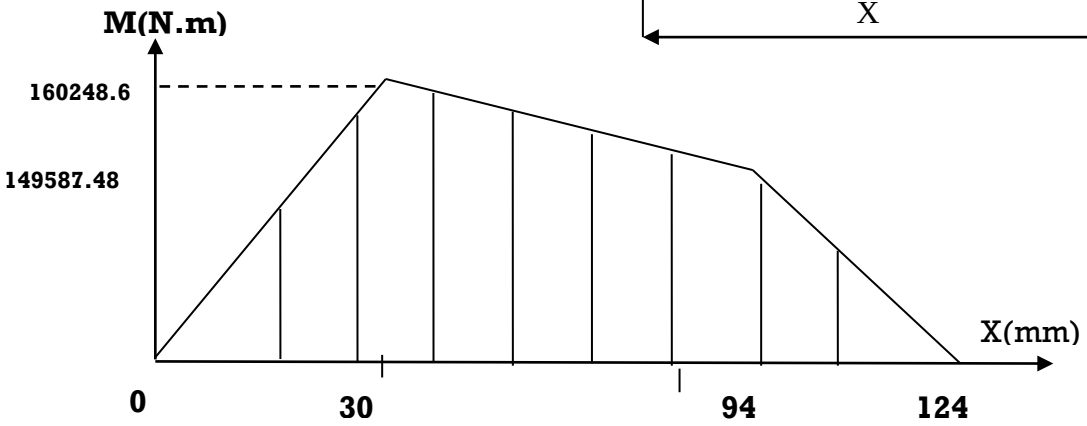
$M_Y = R_{AV} * X - Q_3(X - L_1) - Q_1(X - (L_1 + L_3))$

Si $x = (L_1 + L_3)$ **M_Z = 149587.48 N.m**

Si $x = L$ **M_Z = -0.06 ≈ 0 N.m**

$M_{Z\,max}$ = 160248.6 N.m





$M_{flexion} = \sqrt{279.9^2 + 160248.6^2}$

$M_{flexion}$=160248.85 N.mm

$M_{torsion} = \frac{\pi.N}{30} = \frac{\pi*970}{30}$ = 147669.53 N.mm

$M_{max} = \sqrt{160248.85^2 + 147669.53^2}$

M_{max}= 217912.79 N.m

$d \geq \sqrt[3]{\frac{32*217912.79}{\pi*300}}$

d≥ 19.49 mm

d_1=25 mm

IV.3.2 Arbre 2 :(la sortie de réducteur)

L'arbre de sortie comme pour l'arbre d'entrée à une torsion du à l'effort tangentiel F_{t4} et à une flexion du au poids des satellites Q_4.

Le poids de satellite est Q_4=7850* π*0.04575^2*0.024*9.81=**12.15 N**

La masse de satellite est M=$\frac{P_4}{g}$=$\frac{12.15}{9.81}$=**1.24 Kg**

La force centrifuge est F_{c4} =M.a.$\omega_4{}^2$=1.24*0.08845*4.71^2=**2.43 N**

Plan vertical: (Oxy)

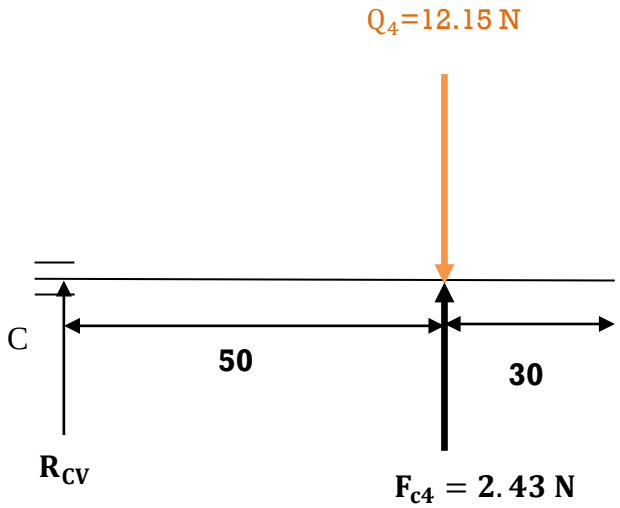
Calculer les réactions

L = 80 mm L_1 =50 mm

L_2 = 30 mm

$\sum F_{ext}/_y = 0$

$R_{CV} = Q_4 - F_{c4}$ ==12.15-2.43=**9.72 N**



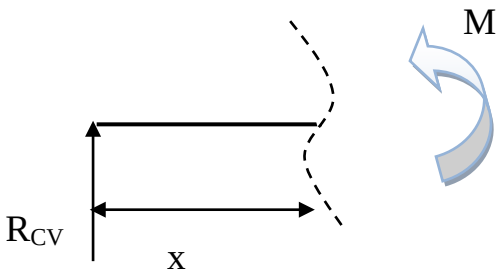
Condition limit:

- Section 01 : $0 \leq x \leq L_1$

$\sum M_{ext}/_C = 0$ $M_Y = R_{CV}\, x$

Si x = 0 **M_Y =0 N.m**

Si x = L_1 **M_Y = 486 N.m**



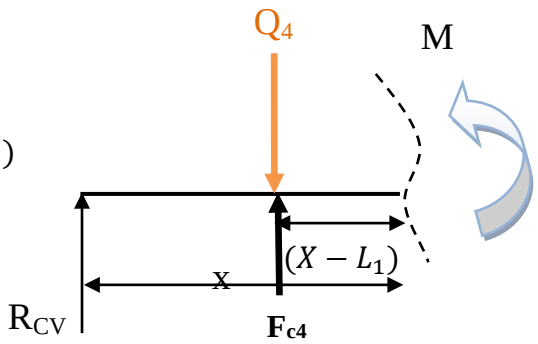
- Section 02 $L_1 \leq x \leq (L_1 + L_2)$:

$\sum M_{ext}/_C = 0$

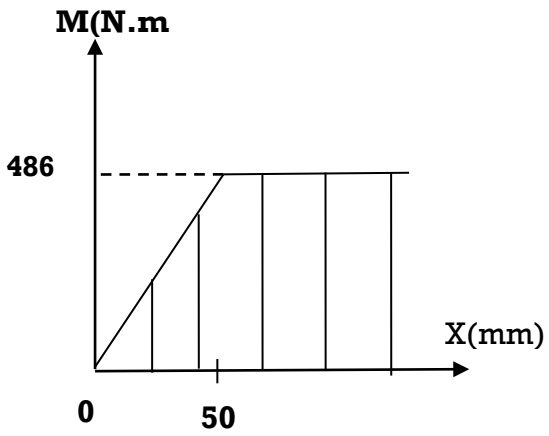
$M_Y = R_{CV} * X - Q_4(X - L_1) + F_{c4}\,(X - L_1)$

Si X = L_1 **M_Y = 486 N.m**

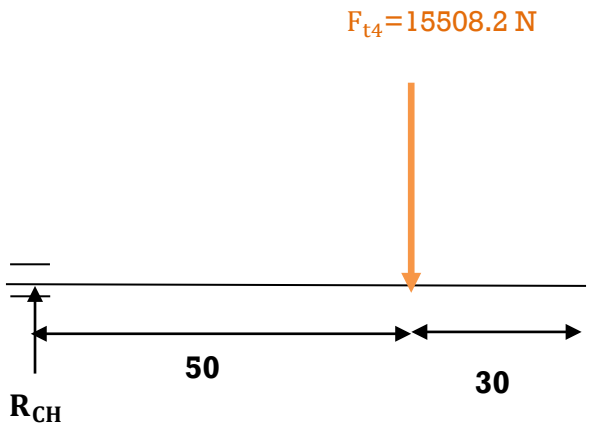
Si X= $(L_1 + L_3)$ **M_Y =486 N.m**



$M_{Y\,max}$ = 486 N.m



Plan horizontal : (Oxz)



Calculer les réactions

L = 80 mm L_1 =50 mm

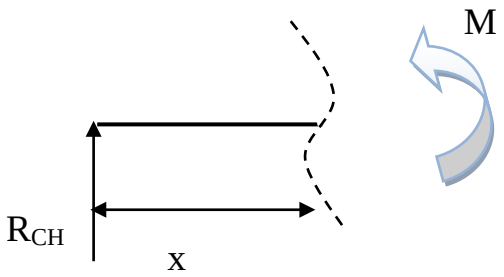
L_2 = 30 mm

$\sum F_{ext}/_y = 0$

$R_{CV} = \boldsymbol{F_{t4}}$=**5508.2 N**

Condition limite :

- Section 01 : $0 \leq x \leq L_1$

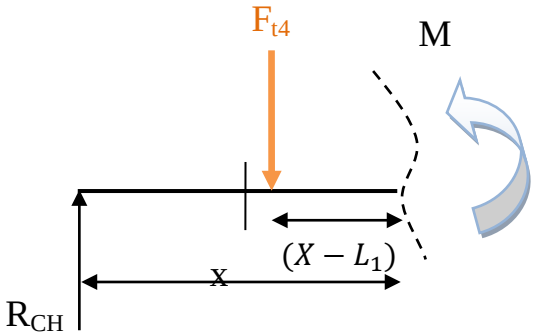


$\sum {M_{ext}}/_C = 0$ $M_Z = R_{CH}\, x$

Si $x = 0$ **M_Z =0 N.m**

Si $x = L_1$ **M_Z = 275410 N.m**

- Section 02 $L_1 \leq x \leq (L_1 + L_2)$:



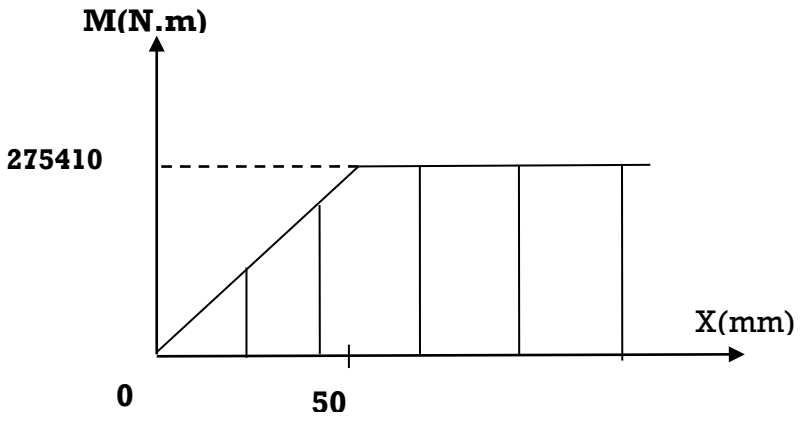
$\sum {M_{ext}}/_C = 0$

$M_Z = R_{CH} * X - F_{t4}(X - L_1)$

Si $X = L_1$ **M_Y = 275410N.m**

Si $X = (L_1 + L_3)$ **M_Y =2754100 N.m**

$M_{Z\,max}$ = 275410 N.m



$M_{flexion} = \sqrt{486^2 + 275410}$

$M_{flexion}$=**275410.43 N.mm**

$M_{torsion} = C_4 =$ **252000 N.mm**

$M_{max} = \sqrt{275410.43^2 + 252000^2}$

M_{max}= **373302.698 N.m**

$d \geq \sqrt[3]{\frac{32*373302.698}{\pi*300}}$

d≥ 23.32 mm

On prend :

d_2=25 mm

IV.3.3 Arbre 3 :(de satellite -2-)

Plan vertical: (Oxy)

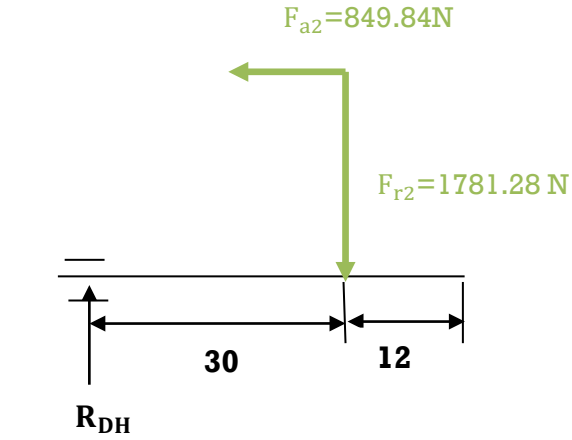
Calculer les réactions

L = 42mm L_1 =30 mm

L_2 = 12mm

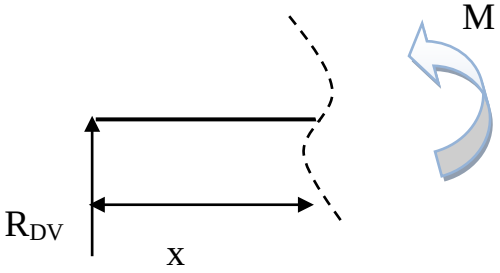
$\sum F_{ext}/_y = 0$

$R_{DV} = F_{r2}$=**1781.28 N**



Condition limit:

- Section 01 : $0 \leq x \leq L_1$

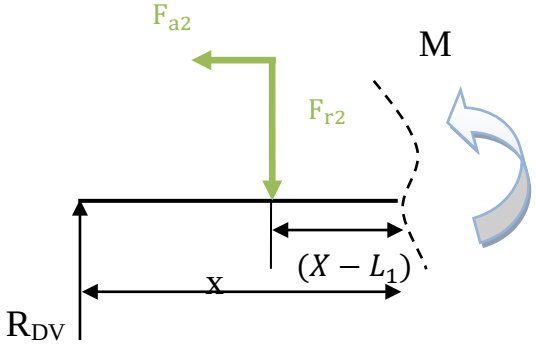


$\sum M_{ext}/_C = 0$ $M_Y = R_{DV}\, x$

Si x = 0 **M_Y =0 N.m**

Si x = L_1 **M_Y = 53438.4 N.m**

- Section 02 $L_1 \leq x \leq (L_1 + L_2)$:



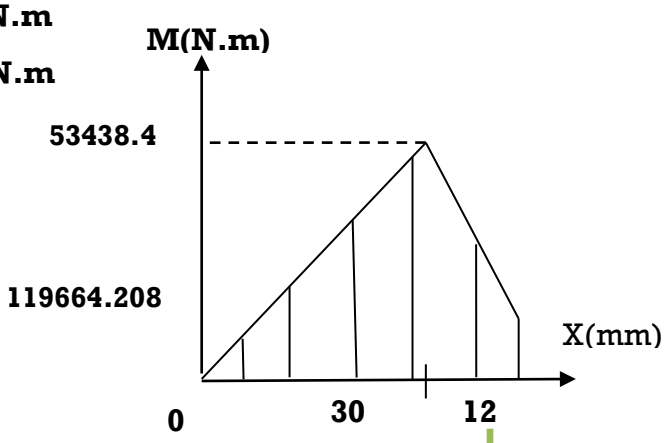
$\sum M_{ext}/_C = 0$

$M_Y = R_{CV} * X - F_{r2}(X - L_1)$)- $F_{a2}(0.0488)$

Si $X = L_1$ **M_Y = 11966.208 N.m**

Si $X = (L_1 + L_3)$ **M_Y =11966.208 N.m**

$M_{Y\,max}$ = **11966.208** N.m

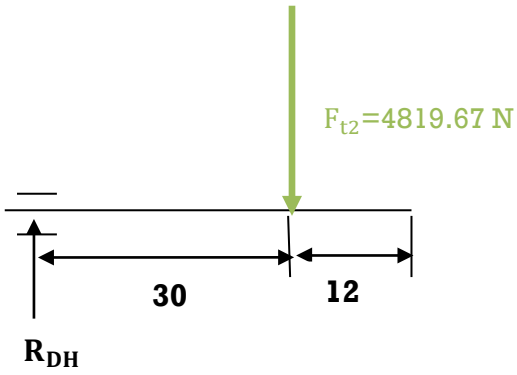


Plan horizontal: (Oxz)

Calculer les réactions

$\sum F_{ext}/_y = 0$

$R_{DV} = F_{t2}$=**4819.67 N**



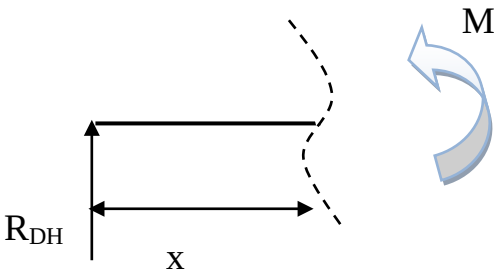
Condition limite:

- Section 01 : $0 \leq x \leq L_1$

$\sum {M_{ext}}/_C = 0$ $M_Z = R_{DH}\,x$

Si $x = 0$ **M_Z =0 N.m**

Si $x = L_1$ **M_Z = 144590.1 N.m**



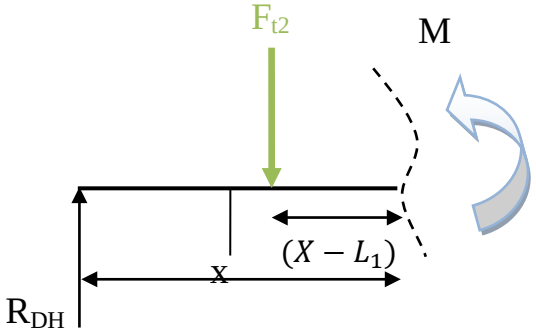
- Section 02 $L_1 \leq x \leq (L_1 + L_2)$:

$\sum {M_{ext}}/_C = 0$

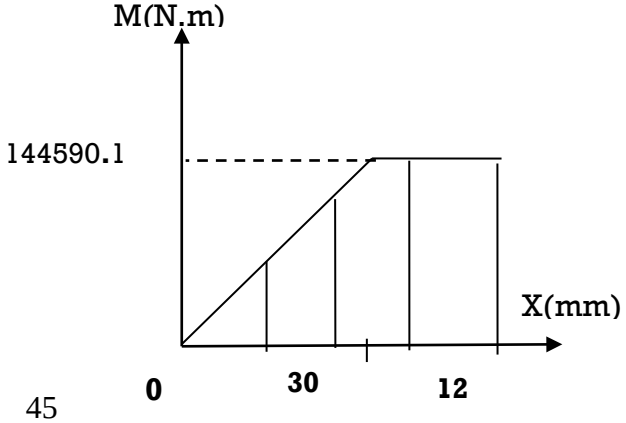
$M_Z = R_{DH} * X - F_{t2}(X - L_1)$

Si $X = L_1$ **M_Y = 144590.1 N.m**

Si $X = (L_1 + L_3)$ **M_Y =144590.1 N.m**



$M_{Z\,max}$ = 144590.1 N.m



$M_{flexion} = \sqrt{53438.4^2 + 144590.1^2}$

$M_{flexion}$=**154149.15 N.mm**

$M_{torsion} = C_2 =$ **235200 N.mm**

$M_{max} = \sqrt{154149.15^2 + 235200^2}$

M_{max}= **235704.88 N.m**

$d \geq \sqrt[3]{\frac{32*235704.88}{\pi*300}}$

d≥ 20.002 mm

On prend :

d_3=25 mm

IV.3.4 Arbre 4 :(de satellite -4-)

Plan vertical: (Oxy)

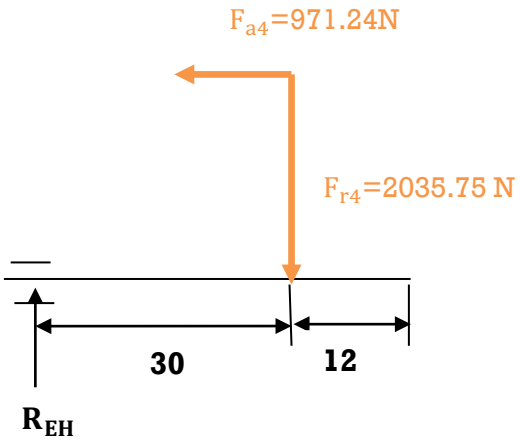
Calculer les réactions

L = 42mm L_1 =30 mm

L_2 = 12mm

$\sum F_{ext}/_y = 0$

$R_{EV} = F_{r4}$=**2035.75 N**



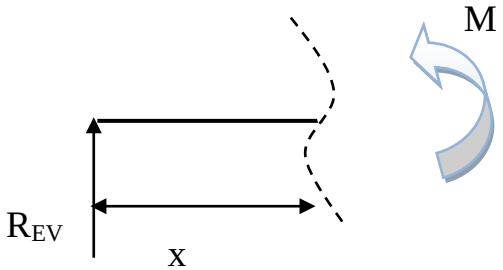
Condition limit:

- Section 01 : $0 \leq x \leq L_1$

$\sum {M_{ext}}/_C = 0$ $M_Y = R_{EV}\, x$

Si x = 0 **M_Y =0 N.m**

Si x = L_1 **M_Y = 61072.5 N.m**

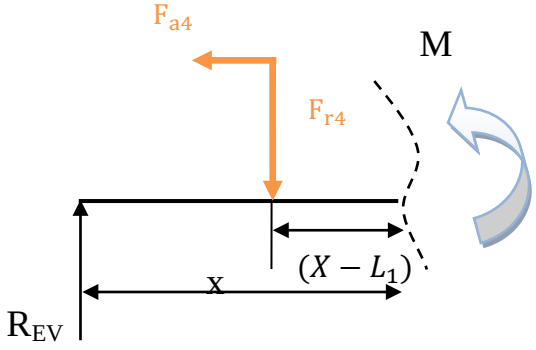


- Section 02 $L_1 \leq x \leq (L_1 + L_2)$:

$\sum {M_{ext}}/_C = 0$

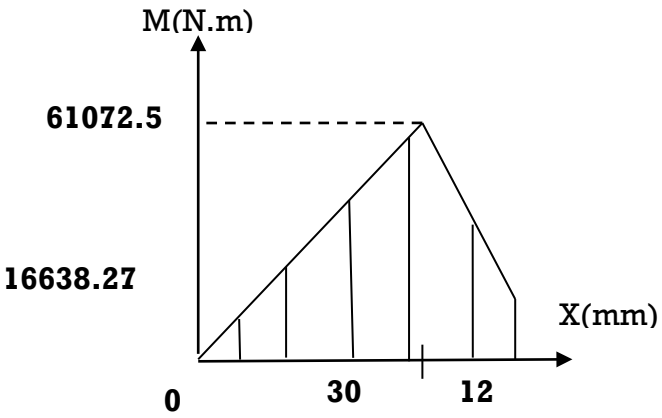
$M_Y = R_{CV} * X - F_{r4}(X - L_1)$)- $F_{a4}(0.04575)$

Si X = L_1 **M_Y = 16638.27 N.m**



Si X= $(L_1 + L_3)$ **M_Y =16638.27 N.m**

$M_{Y\,max}$ = **61072.5** N.m

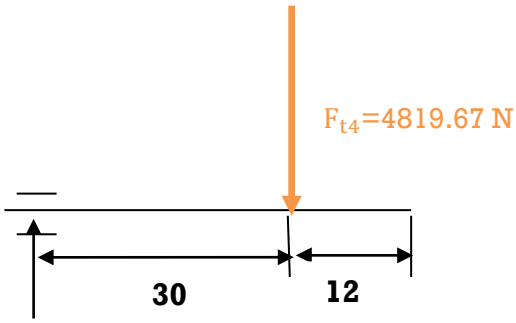


Plan horizontal: (Oxz)

Calculer les réactions

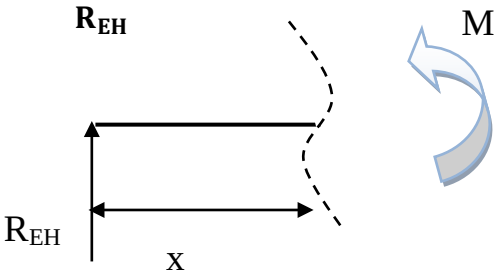
$\sum F_{ext}/_y = 0$

R_{EV} = F_{t4}=5508.2 N



Condition limite:

- Section 01 : $0 \leq x \leq L_1$

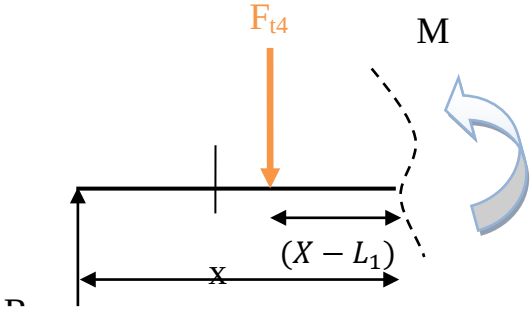


$\sum {M_{ext}}/_C = 0$ $M_Z = R_{EH}\, x$

Si x = 0 **M_Z =0 N.m**

Si x = L_1 **M_Z = 165246 N.m**

- Section 02 $L_1 \leq x \leq (L_1 + L_2)$:



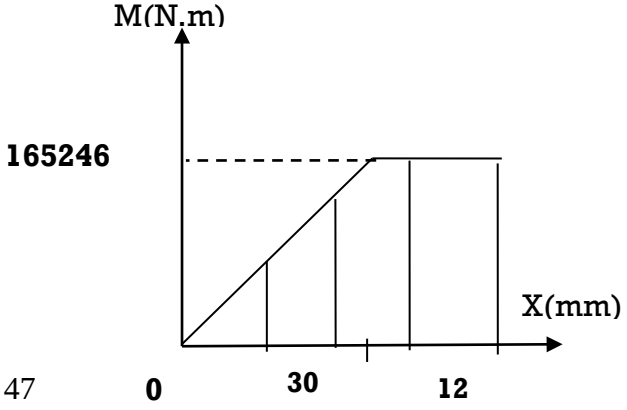
$\sum {M_{ext}}/_C = 0$

$M_Z = R_{DH} * X - F_{t4}(X - L_1)$

Si X = L_1 **M_Y = 165246 N.m**

Si X= $(L_1 + L_3)$ **M_Y =165246 N.m**

$M_{Z\,max}$ = **165246** N.m



$M_{flexion} = \sqrt{61075.5^2 + 165246^2}$

$M_{flexion} = \mathbf{176170.63\ N.mm}$

$M_{torsion} = C_4 = \mathbf{252000\ N.mm}$

$M_{max} = \sqrt{\mathbf{176170.63}^2 + 252000^2}$

$M_{max} = \mathbf{2526150.45\ N.m}$

$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 * \mathbf{2526150.45}}{\pi * 300}}$

$d \geq 44.101$ mm

On prend :

$\boldsymbol{d_4 = 45\ mm}$

Tableau IV.3 dimensionnement des arbres

	Dimensionnement
Arbre d'entrée	**25 mm**
Arbre de sortie	**25 mm**
Arbre de satellite -2-	**25 mm**
Arbre de satellite -4-	**45 mm**

IV.4 Les Roulements

IV.4.1 Définition

Le guidage par palier lisse (coussinets) présente les inconvénients suivants : Usure, Echauffement, Perte de puissance par frottement. Pour éviter ces inconvénients, une solution consiste à interposer des éléments roulants entre les pièces mobiles (arbre et alésage).

IV.4.2 Les avantages

- La fabrication en grande série permet des prix de revient intéressants
- Le roulement constitue un tout qui peut être facilement changé en cas d'usure
- La valeur du jeu fonctionnel est garantie par le fabricant

IV.4.3 Les inconvénients

- Obtention d'une dureté suffisante des chemins de roulements
- Maintien des éléments roulants les uns par rapport aux autres.

- Obtention d'un jeu fonctionnel faible pour une bonne précision du guidage.

IV.4.4 Constitution

Un roulement est un composant comportant :

1- Bague extérieure : liée à l'alésage ;

2- Bague intérieure : liée à l'arbre ;

3- Cage : assure le maintien des éléments roulants

4-Eléments roulants (Bille, Rouleaux, Aiguilles): situés entre les deux bagues.

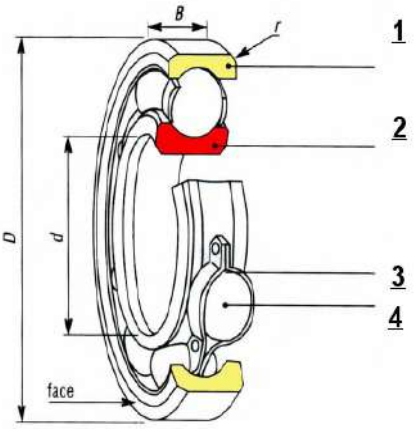


Figure IV.2 Composition d'un roulement [3]

IV.4.5 Désignation normalisée d'un roulement

Exemple :



Figure IV.3 Désignation normalisée d'un roulement [3]

IV.4.6 Critères de choix [3]

Le choix du type de roulements à utiliser dépend des exigences techniques propres à chaque cas (durée de vie exigée, importance des charges appliquées au roulement, place disponible, vitesse de rotation, températures de fonctionnement, jeux, précision, lubrification), et ne peut se faire que dans la connaissance parfaite des caractéristiques techniques de chaque type.

IV.4.7 Règles de montage [3]

- Les bagues tournantes par rapport à la direction de la charge doivent être montées serrées,
- Les bagues fixes par rapport à la direction de la charge doivent être montées libres (avec du jeu).

IV.4.8 Durée de vie du roulement [9]

La durée de vie d'un roulement est définie par le nombre de tours ou d'heures exigé, à une

vitesse constante donnée, avant que le roulement ne montre les premiers signes de fatigue du matériau qui le compose.

A. En millions de tours

L10 = durée de vie nominale exprimée en millions de tours.

C : capacité de charge dynamique en daN.

P : charge équivalente en daN.

n : 3 pour les roulements à billes,

n : 10/3 pour les roulements à rouleaux de tous types.

$\frac{C}{P}$**:** Le rapport de charge

$$\mathbf{L10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\mathbf{n}}$$

B. En heurs de fonctionnement [9]

Il est préférable d'exprimer la durée de vie nominale.

Avec

L10h : durée de vie nominale en heures de fonctionnement,

N : vitesse de rotation en tr/mn.

$$\mathbf{L10h} = \frac{L_{10}.10^6}{60.N}$$

- **Calcul de charges supportées par les paliers F_r**

Tableau IV.4 Les réactions équivalents dans les paliers

	R_h(N)	R_v(N)	$F_r = R_{Equvalent} = \sqrt{{R_H}^2 + {R_H}^2}$(N)
Arbre d'entrée	$R_{AH} = 9.33$	$R_{AV} = 5341.62$	$F_{Ar} = R_{AE} = 5341.63$
	$R_{BH} = 6.66$	$R_{BV} = 4986.25$	$F_{Br} = R_{BE} = 4986.25$
Arbre de sortie	$R_{CH} = 9.72$	$R_{CV} = 5508.2$	$F_{Cr} = R_{CE} = 5508.21$

On choisir les roulements à contact oblique à 2 rangés $\alpha = 30°$

- **Arbre d'entrée (voir l'annexe 3)**

Tableau IV.5 Dimensionnement de roulement en point -A- et –B-

Dimension principales				Vitesse limite (tr/min)	Série de base N°	Charges en base	
d mm	D Mm	B Mm	R Mm			C daN	C_0 daN
25	62	25.4	2	7500	3	3400	2650

Point –A–

F_{Ar} =534.163 daN (radial)

F_{Aa} =97.1 daN (axial)

e = 0.8

$\frac{F_{Aa}}{F_{Ar}} = \frac{97.1}{534.163} = 0.18 < 0.8$

P : Charge équivalente P =F_{Ar} + 0.78 F_{Aa} =534.163 + (0.78)*(97.1) P_A=609.9da

$L_{10} = \frac{C^n}{P} = \frac{3400^3}{609.9}$ L_{10}=173.25 millions de

n =3 pour les roulements à billes

$L_{10h} = \frac{L_{10}*10^6}{60*N} = \frac{173.25*10^6}{60*970} = 2976.80$ Heures

$= \frac{2976.80}{8*12*30}$ L_{10h}=1.03 ans

Point –B–

F_{Br} =4986.25 daN (radial)

F_{Ba} =84.98 daN (axial)

e = 0.8

$\frac{F_{Ba}}{F_{Br}} = \frac{84.98}{498.625} = 0.17 < 0.8$

P : Charge équivalente P =F_{Br} + 0.78 F_{Ba} =489.625 + (0.78)*(84.98) P_B=555.91daN

$L_{10} = \frac{C^n}{P} = \frac{3400^3}{555.91}$ L_{10}=228.78 millions de tours

n =3 pour les roulements à billes

$L_{10h} = \frac{L_{10}*10^6}{60*N} = \frac{228.78*10^6}{60*970} = 3930.99$Heures

$= \frac{3930.99}{8*12*30}$ L_{10h}=1.37 ans

- **Arbre de sortie (voir l'annexe 3)**

Tableau IV.6 Dimensionnement de roulement en point -C-

Dimension principales				Vitesse limite (tr/min)	Série de base N°	Charges en base	
D Mm	D Mm	B Mm	r mm			C daN	C_0 daN
25	52	20.6	1.5	8400	2	2240	1820

Point –C–

F_{Cr} =550.821 daN (radial)

F_{Ca} =97. daN (axial)

e = 0.8

$\frac{F_{Ca}}{F_{Cr}} = \frac{97.1}{550.821} = 0.18 < 0.8$

P : Charge équivalente P =F_{Cr} + 0.78 F_{Ca} =550.821 + (0.78)*(97.1) P_C=625.559daN

$L_{10} = \frac{C^n}{P} = \frac{2240}{625.559}^3$ L_{10}=45.91millions de tours

n =3 pour les roulements à billes

$L_{10h} = \frac{L_{10}*10^6}{60*N} = \frac{45.91*10^6}{60*45.01} = 16999.93$Heures

$L_{10} = \frac{16999.93}{8 * 12 * 30}$

$L_{10} = 173.25$ millions de tours L_{10h}=5.9 ans

Pour les roulements de porte satellite on choisir des roulements à une rangée de billes à contact radiale, car il ne fait que faciliter la rotation du porte satellite sur l'arbre, qui est également en rotation, et qu'aucune charge ne lui est appliquée, et donc il a une durée de vie élevée.

Tableau IV.7 Dimensionnement de roulement du porte satellite

Dimension principales				Vitesse limite (tr/min)	Série de base N°	Charges en base	
D Mm	D Mm	B Mm	r mm			C daN	C_0 daN
25	52	15	1.5	14000	3	1400	790

IV.5 Les clavettes [10]

IV.5.1 Définition

Le clavetage est destiné à assurer une liaison fixe ou une liaison en rotation entre deux pièces assurée par une pièce intermédiaire appelée clavette.

IV.5.2. Les différents types des clavettes

IV.5.2.1. Clavettes parallèles

Clavettes parallèles ordinaires

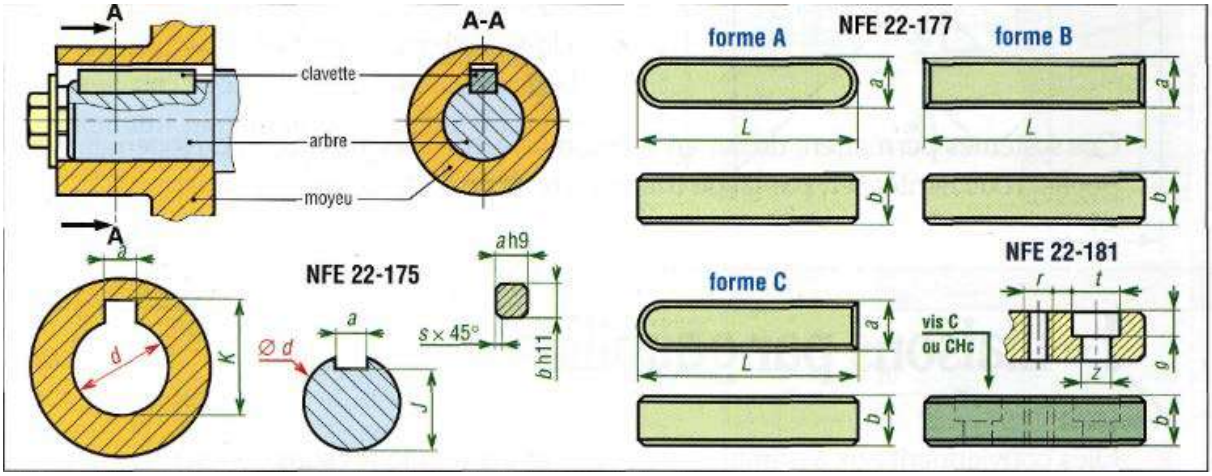


Figure IV.4 Clavettes parallèles

Elles sont utilisées pour le clavetage court, c'est-à-dire quand L < 1,5.d. [10]

Elles existent en trois types selon la forme des extrémités :

Figure 5-Types des clavettes parallèles ordinaires

Figure IV.5 Types des clavettes parallèles ordinaires

Forme A	Forme B	Forme C
		

Clavette parallèle fixée par vis

Ces clavettes conviennent pour des clavetages longs : d < L < 1,5.d.

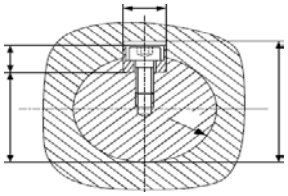


Figure IV.6 Clavette parallèle fixée par vis [10]

Tableau IV.8 Clavette parallèle fixée par vis forme A et B

Forme A	Forme B
	

IV.5.2.2 Clavette disque

Elle est utilisée pour des arbres de petit diamètre transmettant de faibles couples.

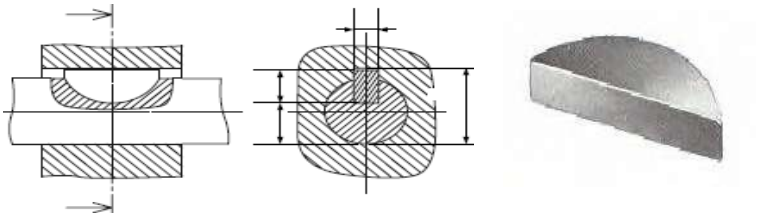


Figure IV.6 Clavette disque [10]

IV.5.2.3 Clavetage forcé

- ✓ Clavettes inclinées sans talon 

Le coincement est obtenu en exerçant un effort sur l'arbre ou sur le moyeu.

- ✓ Clavettes inclinées à talon 

Le coincement est obtenu en exerçant un effort directement sur la clavette. Le talon permet de faciliter le démontage.

Dans nos études et on choisir des clavettes parallèles avec dimensions suivants (voir l'annexe 5) :

Tableau IV.9 Dimenssionement de clavette

D	a	B	S	J	K	L
23 à 30=25	8	7	0.4	d-4=21	d+3.3=28.3	18 à 90=10
45	14	9	0.6	39.5	48.8	36 à 160 =16

IV.6 Les circlips et anneaux élastique

Ils permettent la fixation axiale ou l'épaulement d'éléments de machines (roulements, bagues, entretoises…) sur des arbres ou dans des alésages.

Ils ont la forme d'anneaux fendus dont l'élasticité permet le montage et le maintien en position après assemblage.

IV.6.1 Circlips extérieurs et intérieurs

Les circlips très utilisés, sont les Circlips de diamètres de 3 à 1000 mm, ils peuvent supporter des efforts axiaux assez importants et sont bien adaptés aux grandes vitesses de rotation. Leur montage exige une pince spéciale à becs avec ergots.

IV.6.1.1 Normes

NF E 22-163 ? NF E 22-165

IV.6.1.2 Recommandation

Avec les roulements ou toute pièce chanfreinée et si les efforts axiaux sont importants, il est recommandé d'interposer une rondelle d'appui

IV.6.1.3 Les avantages

- Faible cout
- Economie de matière
- Usinages standard
- Faible encombrement axial

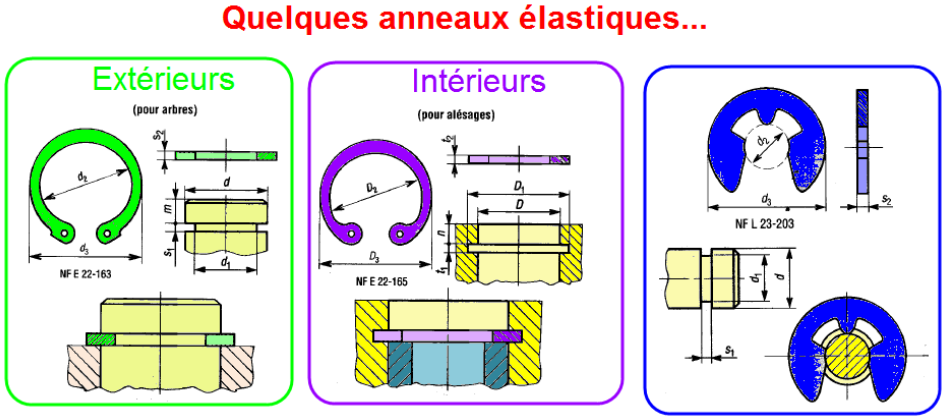
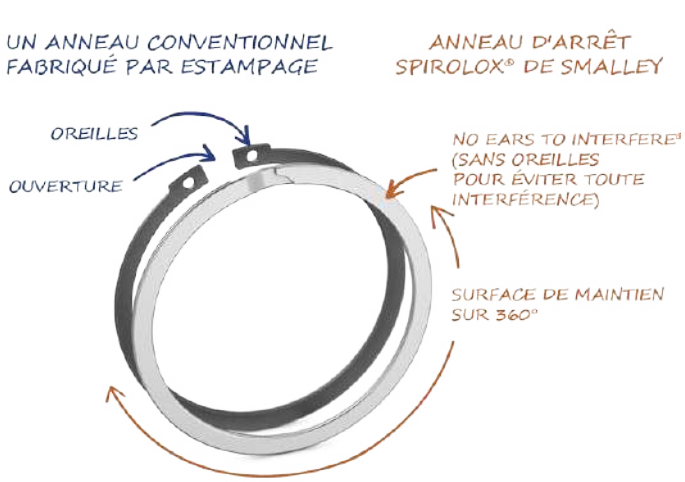


Figure IV.7 Anneaux élastiques



On choisir les dimensions suivants pour les arbres d'entrée et de sortie (voir l'annexe 6) :

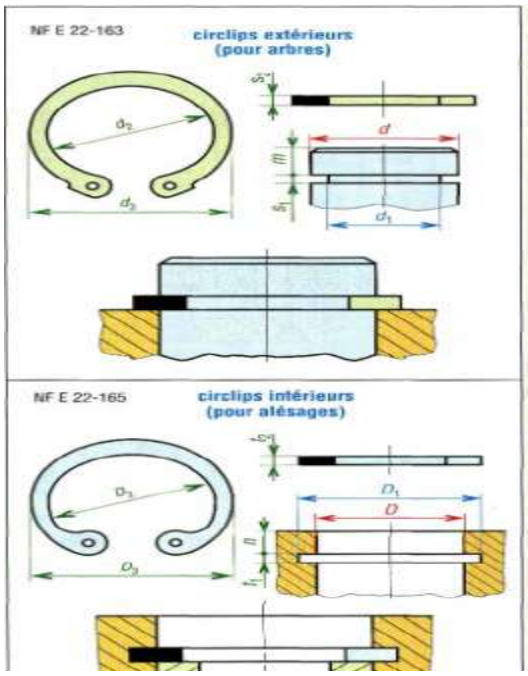


Figure IV.8 Dimensions des circlips extérieur et intérieur

Tableau IV.10 Dimensions des circlips

d	d_1	d_4	s_1	s_2	M (mini)
25	23.9	34.2	1.3	1.2	1.7
45	42.5	59.1	1.85	1.75	3.8

CHAPITRE V

Lubrification et rendement du réducteur

V.1 Lubrification des roulements [3]

La lubrification facilite les mouvements, diminue les frottements internes et protège contre la corrosion.

La plupart des montages de roulements, environ 90%, sont lubrifiés à la graisse. C'est la solution à envisager en premier, du fait de la simplicité de conception et de la facilité de mise en œuvre. De plus elle permet le graissage à vie.

L'organigramme proposé (figure V-1) permet une première approche dans choix d'un mode de lubrification.

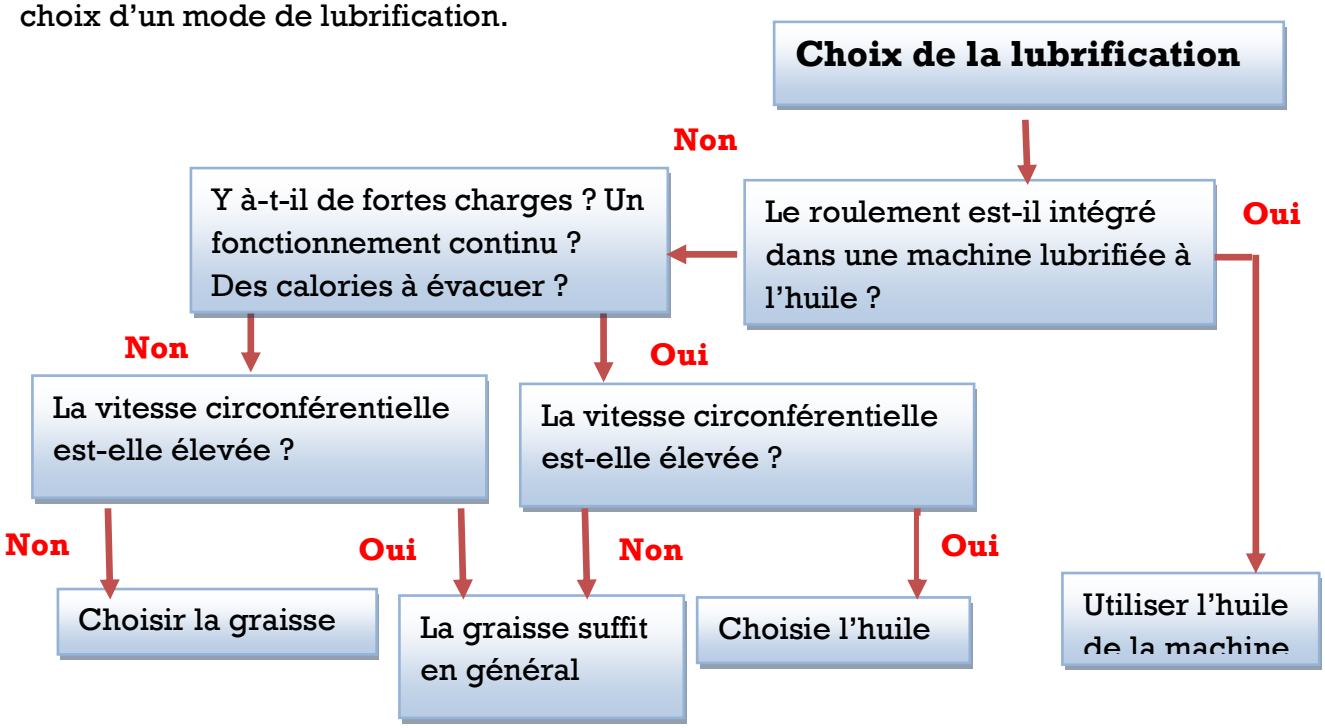


Figure V-2 organigramme de choix de la lubrifiassions

V.2. Lubrification à la graisse

La lubrification à la graisse est économique et relativement simple, mais elle n'est pas recommandée pour les hautes vitesses de rotation.

Elle a les avantages suivants:

- Empêche la présentation d'impuretés.
- L'étanchéité est facile à réaliser.
- Assure un démarrage doux.

V.2.1 Roulement graissé à vie (figure A)

Très pratique, il convient si la durée de vie exigée est limitée, le dégraissage est impossible.

V.2.2 Graissage par garnissage au montage (figure B)

Solution simple et usuelle, le graissage peut être à vie ou périodique par démontage et regarnissage lors des interventions de maintenance. A durée de vie du roulement dépend du volume de graisse présent près des éléments roulant.

V.2.3 Graisseurs (figure C, D et E)

Ils sont utilisés lorsque des graissages périodiques sont nécessaires. C'est le deuxième degré en matière de graisse.

Il faut éviter les excès et renouveler complètement la graisse lors des révisions de machines. Si le dégraissage est fréquent, la graisse usagée doit être impérativement éliminée : bouchon de vidange, soupape à graisse…

La conduite de la graisse par bague de répartition exige des dépenses qui ne se justifient que pour des machines couteuses.

V.2.4 Graisse centralisé (figure F)

C'est le dernier degré en matière de graisse, il évite l'arrêt des machines et élimine les interventions humaines.

Une même pompe, à partir d'un réseau de canalisation, lubrifie en même temps et périodiquement tous les points à graisser.

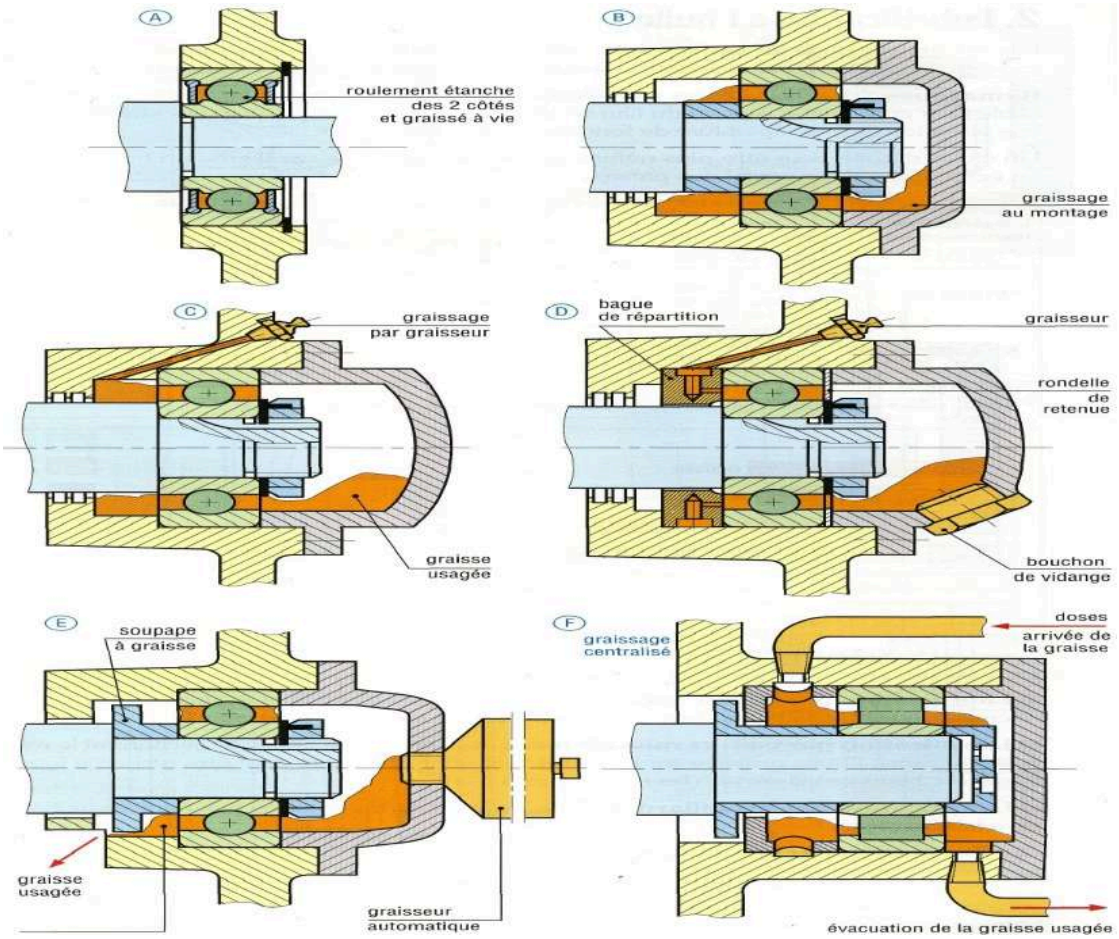


Figure V.3 Principe dispositifs de lubrification de graissage

V.3 Lubrification à l'huile

Elle est utilisée dans les cas suivants : vitesses très élevées, paliers très chargés, températures élevées nécessitant une évacuation des calories, machine déjà lubrifiée à l'huile.

Remarque : plus les vitesses sont élevées, plus la viscosité doit être faible. Une viscosité trop faible peut entraîner la rupture du film d'huile suivi d'un grippage. Une viscosité trop élevée amène une élévation de la température de fonctionnement des paliers.

Avantages

- La température maximum peut atteindre 200°C.
- Eviter les échauffements si l'huile circule.

V.3.1 Lubrification par bain d'huile (figure A)

Ce dispositif est le plus simple ; l'huile doit atteindre l'élément roulant le plus bas et ne pas le dépasser pour éviter le brassage.

V.3.2. Lubrification par bain et ruissellement (figure B, C et D)

Si les projections et le ruissellement sont suffisants, l'huile projetée sur les parois par effet centrifuge peut être recueillie (goulottes, larmiers, etc.)Puis canalisés vers les roulements à lubrifier.

V.3.3. Lubrification par brouillard d'huile

Elle est surtout utilisée aux hautes vitesses.

V.3.4. Lubrification par circulation d'huile (figure E, F et G)

L'huile circule en permanence et arrive près des roulements grâce à une pompe et des canalisations.

Lorsque les roulements sont très chargés, les vitesses très élevées, l'huile peut être injectée sous pression par un ou deux becs. Le jet est dirigé vers les éléments roulants justes entre la bague intérieure et la cage.

Certains roulements non symétriques, rouleaux coniques et contacts obliques, créent un phénomène de pompage centrifuge entrainant une circulation de l'huile.

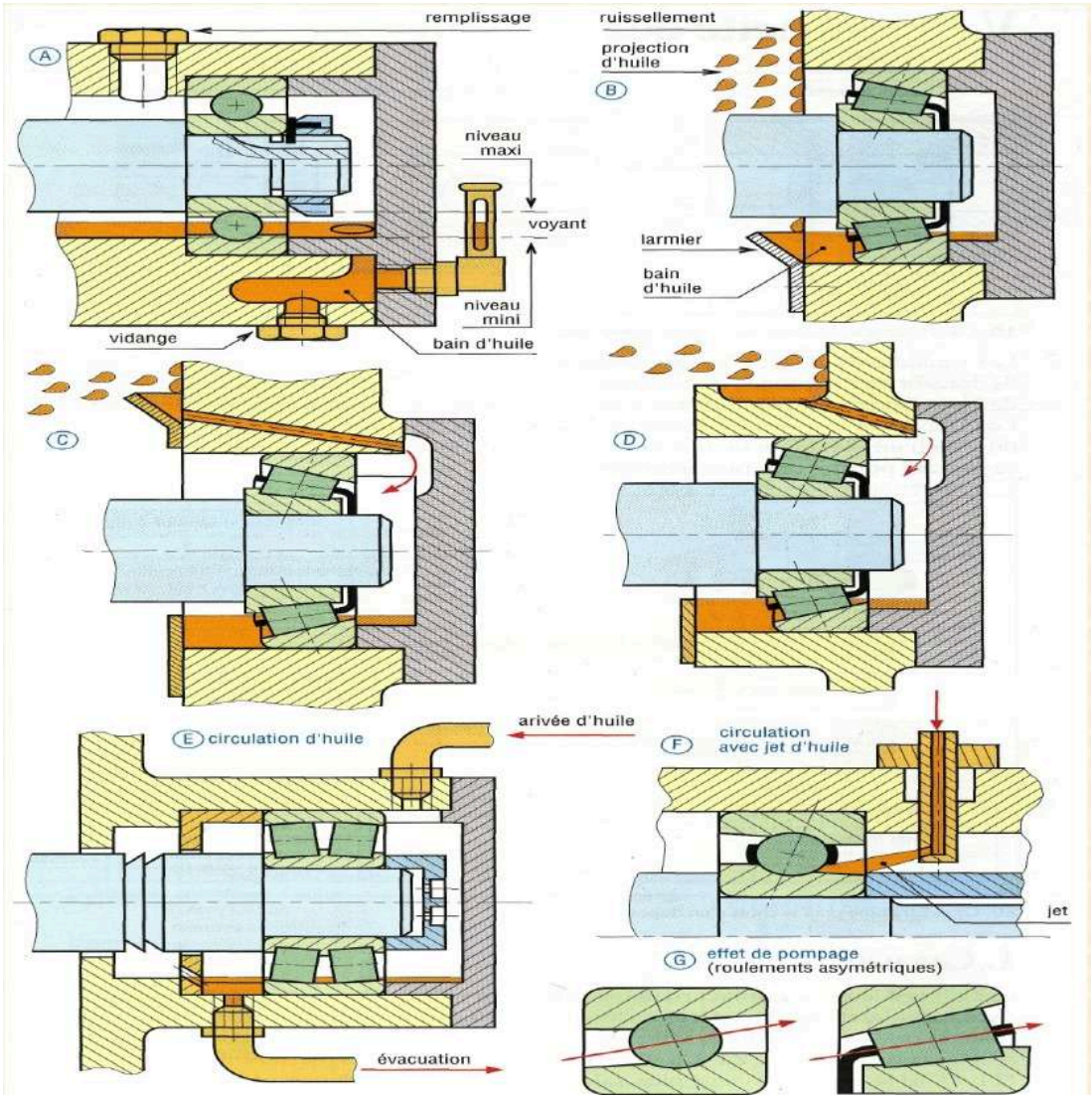


Figure V.4 Principe dispositifs de lubrification à l'huile

V.4 Choix de l'huile pour la lubrification

La viscosité est une propriété particulièrement Importante car elle influe sur la valeur du film d'huile entre les dentures.

Lorsque la viscosité augmente du fait de l'augmentation de l'épaisseur du film d'huile, le coefficient de frottement diminue.

L'huile qui sera choisie doit avoir une viscosité calculée pour les basses et moyennes vitesses tangentielles à partir du graphe

V = f (k/vt) (voir annexe 9)

Ou **k =Ft/d.b (1+1/i)**

Avec

K : facteur de pression superficielle. Ft : effort tangentiel en daN.

b : largeur primitive du pignon.

Vt : la vitesse tangentielle en m/s.

i : rapport d'engrenage Z2/Z1.

Pour le choix de l'huile on doit tenir compte du fait que: lorsque la vitesse augmente (donc la température augmente) la viscosité diminue, d'ou on doit prendre comme critère de choix de l'huile une viscosité donnée par une vitesse maximale.

Donc on prendra la vitesse du pignon d'attaque qui correspond à la vitesse maximale.

Vt =2.28 m/s

F_{t1}=481.967daN

b =24mm.

d = 61mm.

$i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{32}{20} = \mathbf{1.6}$

D'où

$$\mathbf{V} = \frac{K}{V_t} = \frac{\frac{Ft}{d.b(1+1/i)}}{V_t} = \frac{\frac{481.967}{61 \times 24\,(1+1/1.6)}}{2.28}$$

V=0.1(daN/mm2)/ (m/s)

Du graphe (voir annexe 10) on tire la viscosité v = 400cst.

Pour la correspondance entre les unités de viscosité le centistoke et le degré Engler (voir annexe 10).

D'ou pour v = 400cst → V =60 E

Et de (l'annexe 11) on choisi l'huile SAE50

L'huile SAE est choisie à une température de 38° C et une viscosité

V= 60 E.

Remarque l'huile SAE50 sert aussi à la lubrification des roulements.

V.5 Rendement du réducteur

V.5.1 Rendement des engrenages

V.5.1.1 Rendement d'un couple d'engrenage

Du fait de l'existence du fortement des dentures l'une sur l'autre, il ya frottement, d'où on doit déterminer le rendement qui est donné par:

$$\eta = 1\text{-}f\,(1/r1 \mp 1/r2)\ .\frac{g_f + g_a}{2(g_f + g_a)\cos\alpha}$$

Avec $\alpha=20°$

r 1, r2 : rayons primitifs des deux roues qui engrènent.

g_f et g_a: sont respectivement; la longueur d'approche est la longueur de retraite.

f: Coefficient de frottement f = (0.04-0.08) on prend f = 0.05

N.B:

Le signe (+) de la quantité entre parenthèse correspond aux engrenages extérieur, et le signe (-) aux engrenages intérieurs.

V.5.1.2 Calcul de g_f et g_a

Engrenages extérieur (voir figure V 1)

$$g_f = AP = \sqrt{{r_{a2}}^2 - {r_{b2}}^2} - r_2 \sin\alpha$$

$$g_a = PB = \sqrt{{r_{a2}}^2 - {r_{b2}}^2} - r_1 \sin\alpha$$

Engrenage Intérieur (voir figure • 2)

$$g_f = AP = r_2 \sin\alpha - \sqrt{{r_{a2}}^2 - {r_{b2}}^2}$$

$$g_a = PB = \sqrt{{r_{a2}}^2 - {r_{b2}}^2} - r_1 \sin\alpha$$

V.5.1.3 Application numérique

Etage 1:

1er Couple d'engrenage :

g_f =5.09 g_a = 9.17 η_{12} = 99.8%

2éme couple d'engrenage

g_f = 5.43 g_a = 9.72 η_{12} = 99.9%

Etage 2 :

1er Couple d'engrenage :

g_f = 4.9 g_a = 9.41 η_{12} = 98.8%

2éme couple d'engrenage

g_f =5.33 g_a = 9.56 η_{12} = 98.7%

V .5.2 Rendement dans les paliers

V .5.2.1 Puissance dissipée par frottement dans les paliers

Quand on connaît l'effort de frottement F et la vitesse linéaire v la puissance se détermine par.

Pf = F. V =f.p.v (kg.m/sec)

f : coefficient de frottement

p : charge radiale dans les paliers.

F =(0.001÷0.005) on prend f=O.005

V.5.2.2 Rendement dans le palier de l'arbre d'entrée

Puissance sur le palier de l'arbre d'entrée

La réaction du palier de l'arbre d'entrée est :

Q_1 = 5.4N (voir chapitre 4.3.1)

Q_1 = 0.55kg.

D'où Pf_1 = f×Q1×v = $0.55 \times 970 \times \frac{\pi}{30} \times 0.005$ Pf_1 =0.279 watt.

Donc le rendement est

$\eta_1 = 1 - \frac{Pfl}{Pt} = \frac{l - 0.279}{15x\,10^3}$ η_1 = 99.99%

V.5.2.3 rendement dans les paliers de l'axe porte satellites

Puissance sur les paliers de l'axe porte satellites.

D'après chapitre 4.3.2

A = 5341.63N (réaction sur paliers A)

B=4986.25N (réaction sur le palier B)

D'où $Pf_B = \frac{f.B.\pi N}{30}$

Mais l'axe porte satellites est fixe d'où

w =0

$Pf_A = Pf_B$ =O

D'ou le roulement est

$\eta_1 = \eta_c = 1$

Avec

P′:Puissance transmise à l'arbre de sortie donnée par

$P' = P_t * \eta_{ENGR} * \eta_{ACCOU} * \eta_b * \eta_c$

$P' = 15 \times 10^3 \times 0.998 \times 0.999 \times 0.998 \times 0.997 \times 0.999 \times 1 \times 1$

P '=14.716 Kw

V.5.3 rendement global du réducteur (η_g)

Est égale au produit de tous les rendements des éléments entrant dans le fonctionnement du réducteur.

$\boldsymbol{\eta_g} = \eta_{ENGR} \times \eta_{ACCOU} \times \eta_b \times \eta_c = 0.97\ \%$

CHAPITRE VI

Étude de la transmission par chaine

IV.I Introduction :

Les chaînes sont des éléments flexibles qui permettent la transmission de mouvement et d'énergie entre deux arbres parallèles passant sur des roues dentées qui sont fixes sur les deux arbres.

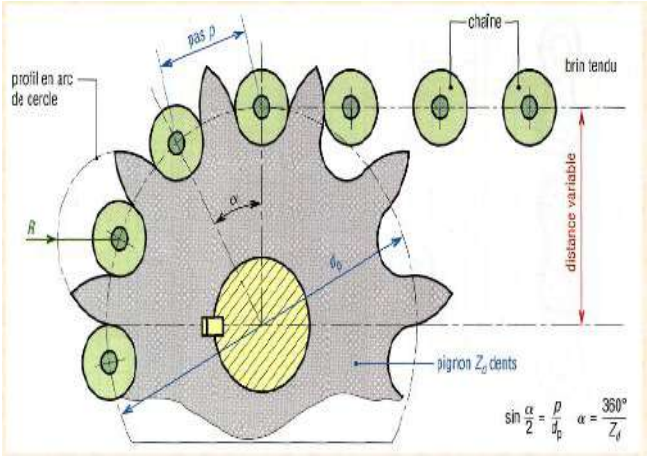


Figure VI-1 Engrènement entre chaine et pignon [3]

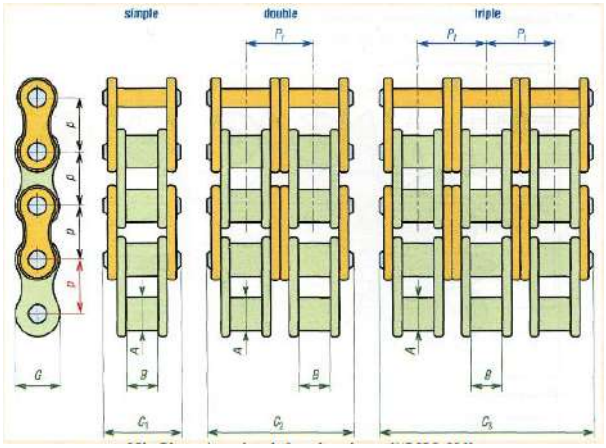


Figure VI-2 dimensions des chaines à rouleaux [3]

VI.2 Avantages de la transmission par chaîne :

Transmission sans glissement, tension moins importante, d'ou action sur les arbres plus faible.

Défaut d'alignement sans gravité permet des entraxe faibles, insensible à l'action du milieu remplacement d'un maillon facile.

VI.3 Classification des chaînes

Les chaînes sont classées selon leur conception ou leur domaine d'utilisation.

On distingue 3 ensembles de chaînes :

- Chaînes ordinaires.
- Chaînes articulées.
- Chaînes mécaniques.

Pour les chaînes mécaniques on distingue aussi plusieurs types, dont deux sont employées pour les transmissions de puissance.

- Les chaînes silencieuses.
- Les chaînes à rouleaux

VI.3.1 Chaînes silencieuses

Constituées par des lames de formes spéciales juxtaposées et assemblées par des axes.

Les vitesses de fonctionnement varient de 7 à 11 m/s soit en nombre de tours de 750 à 4200 tr/min

VI.3.2 Chaînes à rouleaux

Appelées également chaînes de précision, ces chaînes constituées de maillons qui peuvent être extérieurs ou intérieurs.

Pression jusqu'à 50bars, vitesse environ 10m/s les chaînes sont dites simple ou multiples selon les nombres de rangées qu'elles comportent.

VI.4 Choix du type de chaîne

Suivant l'utilisation, le coût et la disposition, on choisit une chaîne à rouleau à une seule rangée.

VI.5 Choix des roues à chaînes

Les roues utilisées pour ce type de chaîne sont des roues dont les flancs des dents sont rectilignes en arc de cercle ou en arc de développante, selon leur mode d'usinage.

VI.6 Choix du pas

Le pas est la caractéristique commune essentielle de la chaîne et de ses pignons, il doit être choisi en fonction des charges et de la vitesse, 3 cas se présentent pour ce choix.

- Faible charge, grande vitesse : Pas court.
- Forte charge, faible vitesse : Pas long.
- Forte charge, grande vitesse : Pas courte en adopte plusieurs chaînes, pour réduire l'action de la force centrifuge.

Pour notre cas (forte charge, faible vitesse) et d'après le tableau de normalisation, on choisit un pas long égale à 44.45 mm.

VI.7 Calcul des roues à chaînes

VI.7.1 Caractéristiques

On désigne par:

Z : nombre de dents.

'**P:** le pas 44.45mm.

n : vitesse de rotation (tr/min).

D : Diamètre primitif = p/sin(180/Z) [mm].

De : Diamètre extérieur = D+l .25p-d1 (mm).

Di : Diamètre à fond de dents : Di=D+d1 (mm).

Dl : Diamètre des rouleaux = 27.94 mm

Le tableau ci dessous donne les différentes caractéristiques de la roue et du pignon.

Tableau VI.1 Les caractéristiques de la roue et du pignon

	Pignon	**Roue**
Z	19 dents	95 dents
D	270.05 mm	1344.39 mm
De	297.67 mm	1372.01 mm
Di	242.11 mm	1316.45 mm
N	45 tr/min	9 tr/min

VI. 7.2 Vérification des dentures à la flexion

Pour que les dents résistent à la flexion, il faut que : la contrainte de flexion calculée soit inférieur à la contrainte admissible

C.à.d $\sigma_{fmax} \leq [\sigma_f]$

$[\sigma_f]$:Contrainte de flexion admissible $[\sigma_f]$= 22 daN/mm^2.

Et $\sigma_f = M_f.y/I.$ (5)

Avec

M_f Moment de flexion $=P/\omega = \frac{P}{\frac{2\pi N}{60}}$

n2 : vitesse de rotation du tambour (ou bien de la roue =9 tr/min.)

P : puissance à transmettre = 15Kw.

I : Moment d'inertie de la surface . soumise à la flexion I = e.b^3 /12 (5)

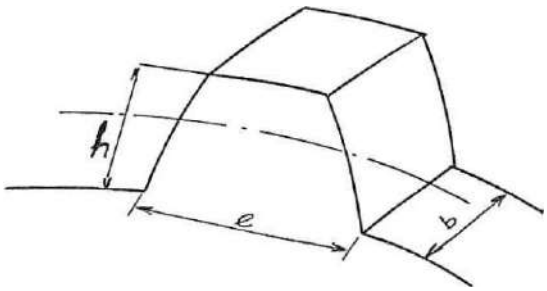


Figure VI.3 Dimensionnements de la dent

e : la racine =dt-dl.

e =44.45-27.94 = 16.51mm.

b = largueur de dents = 28 mm.

Y : distance entre l'axe neutre et la fibre extrême.

H : hauteur de la dent = 27.94 mm.

Y = 16.97 mm.

Donc : σ_{fmax} =f/Z/2.

A.N = 15.49 daN/mm2

On voit bien que la contrainte de flexion maximale est inférieure à sa contrainte admissible.

Donc les dentures résistent à la flexion.

Remarque

Les autres contraintes (rupture, pression superficielle) sont très faible, et cela à cause de grand nombre de dents en prise en même temps.

VI.8 Calcul de la chaîne

VI.8.1 Longueur totale de la chaîne « L »

Est donnée par la formule:

$$L=2C+\frac{p\,(Z1+Z2)}{2}+\frac{p^2(Z2-Z1)}{4c\pi^2}$$

C: entraxe pignon - roue 1480 mm.

A.N : L=5689 mm.

On vérifie par la formule $F_t \leq R$

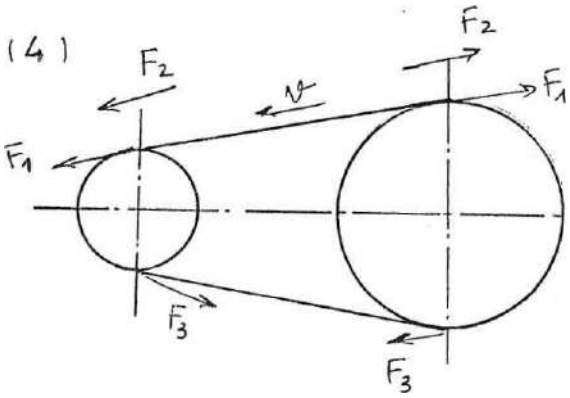


Figure VI.4 Transmission par roue à chaine

Avec:

R : charge de rupture de la chaîne .

R = 2 x 10^4 kg

F_t: Résultante des efforts appliqués : $F_t = F_1 + F_2 + F_3$

F_1 : Effort du à la transmission F_1 =P/V.

P : puissance à transmettre 15Kw.

V : Vitesse linéaire de la roue en [m/s].

F_2 : Résultante de l'action de la force centrifuge sur chacun des maillons en contact avec chacun des pignons. $F_2 = MV^2$.

M : masse linéaire de la chaîne : M = 8.2 kg/m (voir tableau).

F_3 : Effort du à l'effort caténaire : $F_3 = \frac{M.g.L^3}{8f} + \frac{M.g.f}{L}$

f : flèche du brin mou $1/2\sqrt{1^2 - C^2} = \frac{MC^2}{8F_t}$

L : longueur réel du brin mou L=$\sqrt{2f2 - c\,2}$

A.N

F_1 = 2366.96 daN.

F_2 = 0.329 daN.

F_3 =468.646 daN.

Avec

$V=\frac{2\pi n_2}{60} \times \frac{D2}{2} = \frac{2\pi 9}{60} \times \frac{1.3448}{2}$

V= 0.633 m/s

$f = \frac{MC2}{8Ft} = \frac{8.2\times(1.48)2}{8\times0.2\times2366.96}$

f= 0.0047 m

Et Ft = 0.2 P/V force tension du brin moue Kg.

$L=\sqrt{4f^2 + 4C^2} = \sqrt{4(1480)^2 + 4(4.7)^2}$

L= 1480.01min

On a donc

283 <R=5.83 x 10^4 daN

$F_t = F_1 + F_2 + F_3$

Donc la chaîne résiste à la charge totale.

VI.9 Vérification du diamètre des axes de la chaîne

Le matériau de la chaîne est le C60 (Acier d'amélioration) dont sa limite élastique est35 daN/mm^2.

VI. 9.1 Vérification au cisaillement

On vérifier par la formule :

$$\tau_c = \frac{F_t}{4.S} = \frac{F_t}{4\frac{\pi {d_1}^2}{4}} = \frac{F_t}{\pi {d_1}^2} \leq R_p = 0.6R_e$$

tel que : τ_c: Contrainte de cisaillement.

F_t: Charge appliquée sur la chaîne = 2835.83 N.

R_p: Résistance pratique au glissement

R_p = O.6Re = 0.6 x 35 =21 daN/ mm^2

d_1: Diamètre des axes.

A.N

$$d \geq \sqrt{\frac{F_t}{0.6R_e.\pi}} = \sqrt{\frac{7053.75}{0.6\times35\times\pi}}$$

$d \geq 6.55\ mm$ $\quad D_1 = 27.94\ mm$

Donc le diamètre des axes est vérifie au de cisaillement.

VI. 10.2 Vérification à la flexion.

On vérifie par la formule

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{4.F_t.I/2}{(0.6R_e.\pi.Z/2)^{1/3}}}$$

Avec : 1=Ll+L2 = 69.90 mm

Z= 19 dents.

A.N

$d \geq 8.58\ mm$

On voit bien que les axes de notre chaîne résistent à la flexion.

VI.10 Calcul des arbres

Comme pour le calcul, des arbres du réducteur, on refait le même calcul pour les arbres des roues à chaînes.

VI.10.1 Arbre du pignon

Calcul des efforts

Efforts dus aux puissances transmises : $F_P = \frac{P}{\omega_P r_P} = 2357.41$ daN.

Efforts dus aux efforts centrifuges : $F_{CP} = M_1.\omega^2 r_P = 4.31\ daN$

Efforts dus aux efforts caténaires : Fca = 468.64 daN.

Poids du pignon : P =m.g= 14.38 x 9.81=14.11 daN.

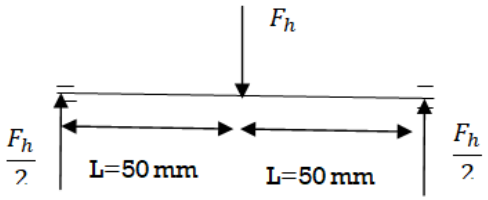
Calcul du moment idéal :

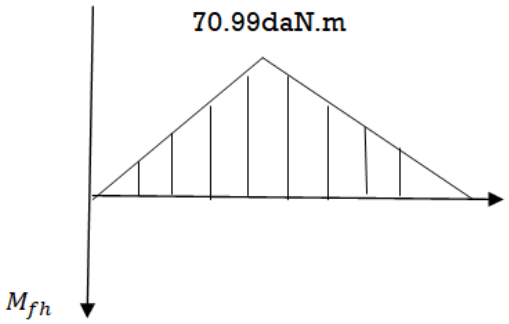
$$Mi = \sqrt{(M^2v + M^2h)^2 + M^2t} = \sqrt{M^2 v + M^2h + M^2t}$$

Moment fléchissant

Plan horizontal

$F'_h = F_{total}$ = Fp+ Fcp+ Fca = 2839,92 daN.





M_{hmax} = -'F_h/2 XL (L=O.5dm).

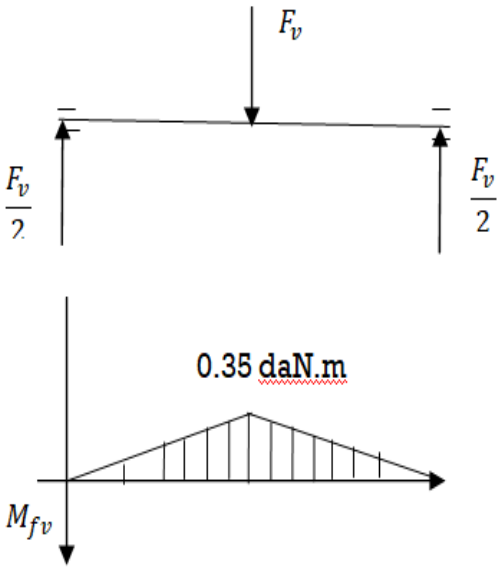
M_{hmax}=70.99 daN.m

Plan vertical:

F'_v=P= 14.11 daN

$$M'_{vmax} = \frac{F'_v}{2} \times L = \frac{14.11 \times 0.05}{2}$$

M = -O.35 daN.m



Moment de torsion h

$$M_t = \frac{P}{\omega} = \frac{15 \times 10^3}{\pi \frac{44.17}{30}}$$

M_t= 319.45 N.m = 319.945 daN.m

D'où le moment de flexion idéal est:

Mi = 327.7 daN.m

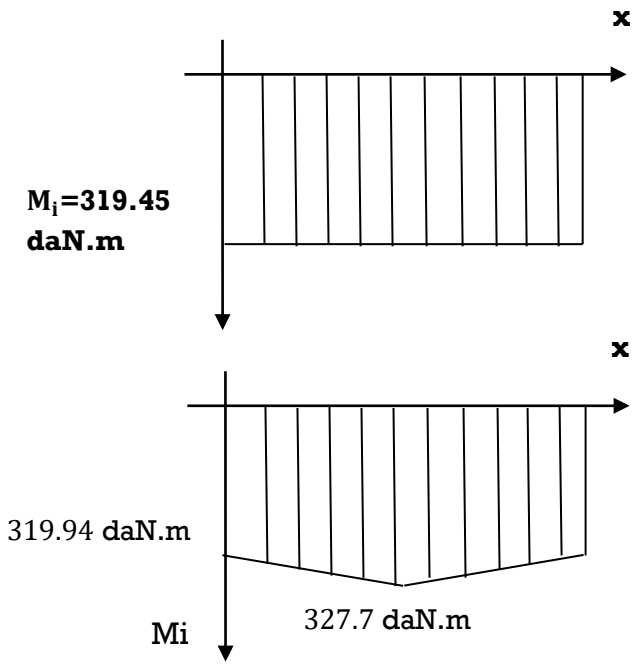
Le diamètre est donc

$$\mathbf{d} = \sqrt[3]{\frac{32 M_i . \alpha}{\pi R_p}}$$

α =1 .5 R_p =22 daN/mm ^{2b}

d = 61.79 mm

On prend d =65 mm.



VI. 10.2 Arbre de la roue

Calcul des efforts :

Effort tangentiel

F_t =P/wr2 = 2366.69 daN

Effort centrifuge $F_C = M_2 \times \omega_2^2 \times r_1^2 = \rho \times V \times r_2^2 \times b \times \omega_2^2 \times r1.$

F_C =82.50 daN

Effort caténaire F_3 = 468.64 daN

Poids de la roue P_r= 338.87 daN

Calcul de moment fléchissant

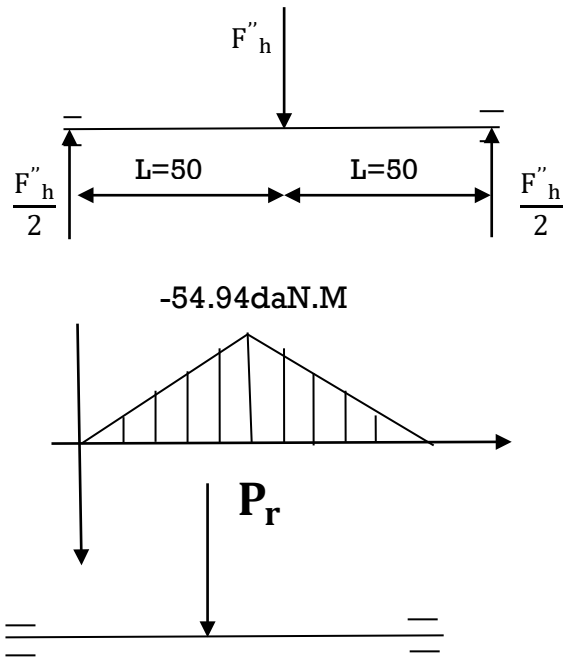
Plan horizontal

$F''_h = Ft+Fcr+F3$

$F''_h = 2197.75$ daN

$Mf_{max} = -F''_h/2$

L=-54.94 daN.M



Plan vertical

$Mf_{vmax} = Pr/r$

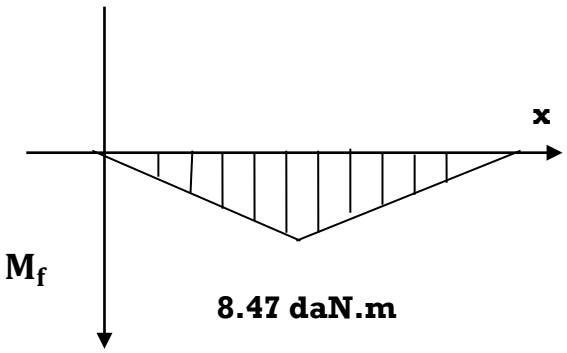
L= 8.47daN.m

Calcul de moment de torsion

$M_t = P/\omega = (15 \times 10^3)/(\pi \times 9/30)$

$M_t = 1591.54$ daN

D'ou le moment idéal est :



$Mi = \sqrt{M_t{}^2 + M_n{}^2 + M_v{}^2}$

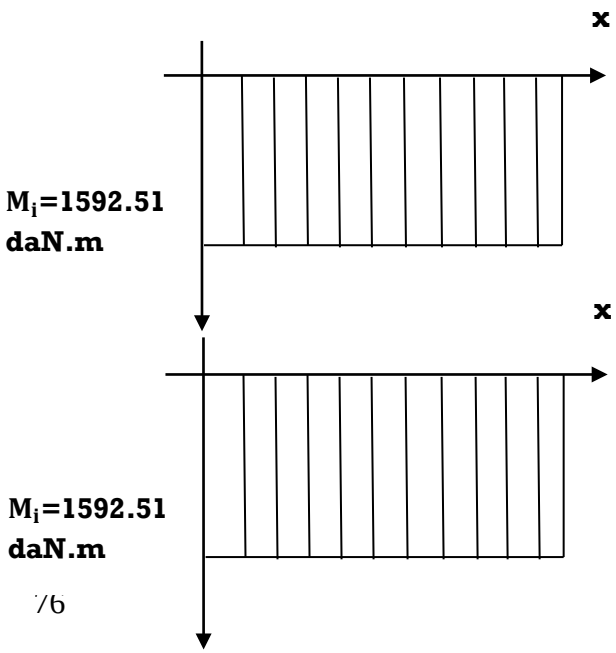
$M_i = 1592.51$ daN.m

Et le diamètre est:

$\mathbf{d} \geq \sqrt[3]{\frac{32M_i.\alpha}{\pi R_p}}$

d ≥105.66 mm

On prend d = 110 mm



VI.11 Choix du type d'accouplement

La mise en vitesse brutale du moteur électrique peut provoquer un choc qui créera des vibrations au réducteur, pour éviter les fréquences de raisonnante, une protection antivibratoire est nécessaire, pour cela on choisira un accouplement élastique, qui sont aussi utilisés pour la composition des défauts d'alignement d'arbres à accoupler et pour l'élimination des poussées axiales sur les arbres dues à la dilatation .

Conclusion générale

Un réducteur de vitesses est un mécanisme largement utilisé dans l'industrie et notamment dans le monde de l'automobile ou plus généralement dans tous les types d'engins motorisés (aérospatial, aéronautique, robotique, etc.).

Notre étude a montré que l'on peut transmettre de grands couples sous un faible encombrement en utilisant un réducteur à train épicycloïdale au lieu d'utiliser un réducteur classique

Dans ce projet, nous avons mené une étude et dimensionnement du réducteur de vitesse à engrenage hélicoïdal, il faut noter que ce type de réducteur est rarement étudié par les projet fin d'étude, du fait des nombreuses complications que comportent les réducteurs épicycloïdaux.

Au cours de notre étude, nous avons calculé les différents éléments composant le réducteur, en faisant appel aux notions de résistance des matériaux et de construction mécanique.

Les différents choix et solutions proposés ont été le résultat d'une étude s'appuyant sur des critères favorisant la sécurité et la rentabilité des différents organes qui constituent le réducteur.

A travers ce travail, nous avons approfondi nos connaissances dans une discipline scientifique et technique qui est la conception.

Enfin, il serait intéressant de compléter ce travail par l'élaboration d'une gamme d'usinage pour les différentes pièces du réducteur afin de servir comme support de travail pour les constructeurs mécaniciens.

[BIBLIOGRAPHIE]

[1] Construction mécanique, Transmission de puissance Tome 1 Francis Esnault.

[2] Transmission de Puissance, Tom 2 Cours et exercices corrigés Francis Esnault.

[3] Guide des sciences et technologies industrielles Jean-Louis FRANCHON.

[4] Monblan Jean Anael, Brugidou Nicolas, Lerole Olivier, Boutin Etienne, Spiteri Julie. Boîtes de vitesse et variateur.

[5] Calcul cinématique des transmissions ; V Chpak, N Abdelbaki ; BOUMERDES 1991.

[6] Etude technique d'un réducteur à un train cylindrique ; O Denissov ; V Koulitkhkov ; J Stoliarov ; L Chtchoulkin ; BOUMERDES 1977.

[7] George dobre elements de machines transmission mécaniques 2006

[8] ROSSAT Mathieu, Conception des transmissions mécanique, Les engrenages, version Novembre 2014.

[9] Cours de master 1 conception des systèmes mécaniques ; Mr : BOUKHLEF, Département de génie mécanique. 2020

[10] Guide du dessinateur industriel ; Chevallier ; édition 2004

[11] l'analyse de fabrication le préparateur le bureau des méthodes ; A SABER professeur de mécanique

ANNEXE 1

RACTERISTIQUES ELECTRIQUES

1 000 tr/min (6 pôles)

Puissance nominale		Désignation de carcasse	Classe de couple	Poids net	Moment d'inertie J	Grandeurs de fonctionnement à la puissance nominale					Couple initial de démarrage	Courant initial de démarrage	Couple de décrochage
						Vitesse nominale	Rendement	Facteur de puissance	Courant nominal sous 380 V	Couple nominal	en démarrage direct comme multiple du couple nominal	comme multiple du courant nominal	comme multiple du couple nominal
kw	ch			env. kg	kg m²	tr/min	%	Cos φ	A	Nm			
0,25	1/3	71	16	6,3	0,0009	860	60	0,72	0,88	2,7	2,2	3,0	—
0,37	1/2	80	16	7,5	0,0015	900	66	0,74	1,15	3,9	2,2	3,6	—
0,55	3/4			9,4	0,0018	905	70	0,73	1,63	5,8	2,3	3,8	—
0,75	1	90 S	16	12,2	0,0028	900	71	0,75	2,15	8,0	1,8	3,6	1,9
1,1	1,5	90 L		15,7	0,0038	900	74	0,75	3,0	12	2,0	3,8	2,2
1,5	2	100 L	16	22	0,0063	925	76	0,76	4,0	15	2,0	4,5	2,1
2,2	3	112 M	16	35	0,011	945	78	0,74	5,8	22	2,0	5,1	2,4
3	4	132 S	16	49	0,020	955	80	0,75	7,6	30	2,0	5,5	2,4
4	5,5	132 M	16	56	0,028	960	83	0,76	9,5	40	2,4	6,2	2,8
5,5	7,5			64	0,035	960	84	0,76	13,1	55	2,6	6,4	3,0
7,5	10	160 M	16	91	0,055	965	84	0,75	18,1	74	2,6	6,4	3,0
11	15	160 L	16	119	0,080	965	88	0,78	24,3	108	2,7	7,2	3,0
15	20	180 L	16	180	0,17	970	88,5	0,82	31,5	147	2,6	5,7	2,2
22	30	200 L	16	255	0,30	975	90	0,83	44,5	216	2,6	5,7	2,2
30	40	225 M	16	315	0,53	980	91,5	0,84	59	294	2,6	5,7	2,2
37	50	250 M	16	435	0,8	980	91,5	0,85	72	363	2,6	5,7	2,2
45	60	280 S	16	530	1,4	980	92,5	0,85	87	441	2,3	6,0	2,4
55	75	280 M	16	600	1,6	980	93	0,85	106	539			
75	100	315 S	16	820	3,0	985	93,5	0,85	144	725	2,3	6,0	2,3
90	125	315 M	16	920	3,5	985	94	0,85	172	872	2,3	6,0	2,3
110	150	315 M	13	1160	4,3	990	94,5	0,85	210	1080	1,9	6,2	2,3
160 (•)	220	355/1	13	1400	7,8	985	94	0,87	295	1570	2,4	6,5	2,4
200 (•)	270	355/2	13	1620	9,5	985	94,5	0,87	370	1960			
250 (•)	340	400/1	13	2010	16	990	94,5	0,87	460	2450	2,4	7,0	2,4
315 (•)	430	400/2	13	2360	20	990	95	0,87	580	3090			

ANNEXE 2

DEPERY DUFOUR

FICHE PRODUIT 42CD4 traité

Désignation Européenne : 42CrMo4 ou 1.7225
Désignation Française : 42CD4

Acier faiblement allié.

Produit livré suivant norme EN 10269

Masse volumique : Kg/dm³ : 7.85

Composition chimique

Eléments	% mini	% maxi	Ecart admissible % en masse
C Carbone	0.38	0.45	+/-0.02
Si Silicium		0.40	+/- 0.03
Mn Manganèse	0.60	0.90	+/-0.04
P Phosphore		0.025	+ 0.005
S Soufre		0.035	+/-0.005
Cr Chrome	0.90	1.20	+/-0.05
Mo Molybdène	0.15	0.30	+/-0.03
Fe Fer	Le reste		

Caractéristiques mécaniques à l'état trempé revenu (QT)

Dimension	60 maxi
Rm MPa	860-1060
Rp0.2 MPa	730 mini
A% (5.65)	14 mini

Roulements à contact oblique à une rangée $\alpha = 40°$										Roulements à contact oblique à 2 rangées $\alpha = 30°$							
dimensions principales					vitesse limite tr/min graisse	série de base N°	charges de base			dimensions principales				vitesse limite tr/min graisse	série de base N°	charges de base	
d mm	D mm	B mm	r mm	a mm			C daN	C_0 daN	C_e daN duplex	d mm	D mm	B mm	r mm			C daN	C_0 daN
10	30	9	1	13	20 000	02	500	240	810	10	30	14	1	16 000	02	780	520
12	32	10	1	14	19 000	02	700	350	1 140	12	32	15,9	1	15 000	02	1 070	640
15	35 42	11 13	1 1	16 19	18 000 14 000	02 03	810 1 000	430 500	1 310 1 625	15	35 42	15,9 19	1 1	13 000 11 000	02 03	1 180 1 620	710 1 050
17	40 47	12 14	0,6 1,5	18 21	15 000 12 000	02 03	990 1 480	550 800	1 610 2 405	17	40 47	17,5 22,2	0,6 1,5	11 000 10 000	02 03	1 460 2 090	900 1 500
20	47 52	14 15	1,5 2	21 23	13 000 11 000	02 03	1 330 1 730	760 970	2 150 2 810	20	47 52	20,6 22,2	1,5 2	9 700 9 000	02 03	1 960 2 460	1 250 1 830
25	52 62	15 17	1,5 2	24 27	14 000 7 500	02 03	1 480 2 440	940 1 470	2 400 3 970	25	52 62	20,6 25,4	1,5 2	8 400 7 500	02 03	2 240 3 400	1 820 2 650
30	62 72	16 19	1,5 2	27 31	10 000 7 500	02 03	2 050 3 100	1 350 1 990	3 350 5 050	30	62 72	23,8 30,2	1,5 2	7 100 6 400	02 03	3 200 4 800	2 700 3 800
35	72 80	17 21	2 2,5	31 35	8 000 7 000	02 03	2 700 3 650	1 840 2 410	4 400 5 900	35	72 80	27 34,9	2 2,5	6 100 5 700	02 03	4 350 6 100	3 750 4 950
40	80 90	18 23	2 2,5	34 39	7 000 6 500	02 03	3 200 4 500	2 300 3 000	5 200 7 300	40	80 90	30,2 36,5	2 2,5	5 400 5 000	02 03	5 300 7 100	4 650 6 300
45	85 100	19 25	2 2,5	37 43	6 500 5 500	02 03	3 600 5 800	2 650 4 000	5 900 9 500	45	85 100	30,2 39,7	2 2,5	5 000 4 500	02 03	4 800 6 900	3 700 5 100
50	90 110	20 27	2 3	39 47	6 000 5 000	02 03	3 750 6 800	2 850 4 800	6 100 11 100	50	90 110	30,2 44,4	2 3	4 600 4 100	02 03	5 100 8 100	4 200 6 200
55	100 120	21 29	2,5 3	43 51	5 500 4 500	02 03	4 650 7 900	3 600 5 600	7 500 12 800	55	100 120	33,3 49,2	2,5 3	4 200 3 700	02 03	6 600 11 900	6 900 11 300
60	110 130	22 31	2,5 2,5	47 56	5 000 4 300	02 03	5 600 9 000	4 450 6 500	9 100 14 600	60	110 130	36,5 54	2,5 2,5	3 800 3 400	02 03	8 400 13 700	8 500 13 300
65	120 140	23 33	2,5 3,5	50 60	4 500 4 000	02 03	6 400 10 250	5 300 7 550	10 400 16 600	65	120 140	38,1 58,7	2,5 3,5	3 500 3 200	02 03	9 000 15 700	9 700 15 300
70	125 150	24 35	2,5 3,5	53 64	4 300 3 600	02 03	6 900 11 450	5 800 8 500	11 200 18 600	70	125 150	39,7 63,5	2,5 3,5	3 300 3 000	02 03	10 000 17 400	10 800 17 200
75	130 160	25 37	2,5 3,5	56 68	4 000 3 400	02 03	7 200 12 400	6 200 9 750	11 700 20 200	75	130 160	41,3 68,3	2,5 3,5	3 200 2 800	02 03	9 900 18 400	10 900 18 200
80	140 170	26 39	3 3,5	59 72	3 700 3 200	02 03	8 050 13 500	6 900 10 900	13 100 21 900	80	140 170	44,4 68,3	3 3,5	3 000 2 600	02 03	11 900 20 300	13 300 20 500
85	150 180	28 41	3 4	64 76	3 500 3 000	02 03	8 600 14 500	7 550 12 200	14 000 23 600	85	150 180	49,2 73	3 4	2 800 2 400	02 03	12 900 22 000	14 600 23 000
90	160 190	30 43	3 4	68 80	3 200 2 800	02 03	10 200 15 700	8 800 13 500	16 600 25 500	90	160 190	52,4 73	3 4	2 600 2 200	02 03	13 700 24 000	16 500 24 000
95	170 200	32 45	3,5 4	72 85	3 000 2 600	02 03	11 600 18 600	10 000 15 000	18 800 27 000	95	170 200	55,6 77,8	3,5 4	2 400 2 000	02 03	14 600 26 000	18 500 29 000
100	180 215	34 47	3,5 4	76 90	2 800 2 400	02 03	13 000 19 100	11 500 17 700	21 200 31 000	100	180 215	60,3 82,6	3,5 4	2 200 1 800	02 03	16 000 28 000	20 000 31 500

Remarques : $C_e = 1,625.C$ et $C_{0e} = 2C_0$ pour montages duplex X, O, T

ANNEXE 3

Durées de vie indicatives de quelques paliers à roulements		
mode d'emploi	exemples d'emploi	durée de vie L_{10H}
usages intermittents	électroménager, outillages électroportatifs, automobiles, appareils de manutention et de levage, moteurs d'avions…	1 000 à 15 000
fonctionnant 8 heures par jour	véhicules industriels, machines-outils, machines agricoles, machines de production, réducteurs…	15 000 à 35 000
service en continu 24 heures 24	convoyeurs, compresseurs, laminoirs, certaines machines de production, ventilateurs, moteurs stationnaires	35 000 à 60 000
machines dont la fiabilité est très importante	machines à papier, machines textiles, navires, services des eaux, barrages, fours rotatifs, propulseurs…	60 000 à 100 000

ANNEXE 4

Clavettes parallèles : principales dimensions normalisées

d de – à (inclus)	série normale						série mince			cas d'une fixation par vis				
	a	b	s	J	K	L	b*	J*	K*	vis	t	z	g	r
6 à 8	2	2	0,16	d – 1,2	d + 1	6 à 20								
9 à 10	3	3	à	d – 1,8	d + 1,4	6 à 36								
11 à 12	4	4	0,25	d – 2,5	d + 1,8	8 à 45								
13 à 17	5	5	0,25	d – 3	d + 2,3	10 à 56	3	d – 1,8	d + 1,4					
18 à 22	6	6	à	d – 3,5	d + 2,8	14 à 70	4	d – 2,5	d + 1,8	M2,5-6	5	2,9	3	2,5
23 à 30	8	7	0,40	d – 4	d + 3,3	18 à 90	5	d – 3	d + 2,3	M3-8	6,5	3,4	3,5	3
31 à 38	10	8	0,40	d – 5	d + 3,3	22 à 110	6	d – 3,5	d + 2,8	M4-10	8	4,5	4,5	4
39 à 44	12	8	à	d – 5	d + 3,3	28 à 140	6	d – 3,5	d + 2,8	M5-10	10	5,5	5,5	5
45 à 50	14	9	0,60	d – 5,5	d + 3,8	36 à 160	6	d – 3,5	d + 2,8	M6-10	12	6,6	6,5	6
51 à 58	16	10	0,60	d – 6	d + 4,3	45 à 180	7	d – 4	d + 3,3	M6-10	12	6,6	6,5	6
59 à 65	18	11	à	d – 7	d + 4,4	50 à 200	7	d – 4	d + 3,3	M8-12	16	9	8,5	8
66 à 75	20	12	0,80	d – 7,5	d + 4,9	56 à 220	8	d – 5	d + 3,3	M8-12	16	9	8,5	8
76 à 85	22	14	1	d – 9	d + 5,4	63 à 250	9	d – 5,5	d + 3,8	M10-12	20	11	10,5	10
86 à 95	25	14	à	d – 9	d + 5,4	70 à 280	9	d – 5,5	d + 3,8	M10-12	20	11	10,5	10
96 à 110	28	16	1,2	d – 10	d + 6,4	80 à 320	10	d – 6	d + 4,3	M10-16	20	11	10,5	10

ANNEXE 5

Circlips extérieurs : principales dimensions normalisées

d	d_1 **	d_4 *	s_1 H13	s_2 h11	m mini	d	d_1 h12	d_4 *	s_1 H13	s_2 h11	m mini
3	2,8	7	0,5	0,4	0,3	25	23,9	34,2	1,3	1,2	1,7
4	3,8	8,6	0,5	0,4	0,3	30	28,6	40,5	1,6	1,5	2,1
5	4,8	10,3	0,7	0,6	0,3	35	33	46,8	1,6	1,5	3
6	5,7	11,7	0,8	0,7	0,5	40	37,5	52,6	1,85	1,75	3,8
7	6,7	13,5	0,9	0,8	0,5	45	42,5	59,1	1,85	1,75	3,8
8	7,6	14,7	0,9	0,8	0,6	50	47	64,5	2,15	2	4,5
10	9,6	17	1,1	1	0,6	55	52	70,2	2,15	2	4,5
12	11,5	19	1,1	1	0,8	60	57	75,6	2,15	2	4,5
14	13,4	21,4	1,1	1	0,9	65	62	81,4	2,65	2,5	4,5
15	14,3	22,6	1,1	1	1,1	70	67	87	2,65	2,5	4,5
16	15,2	23,8	1,1	1	1,2	75	72	92,7	2,65	2,5	4,5
17	16,2	25	1,1	1	1,2	80	76,5	98,1	2,65	2,5	5,3
18	17	26,2	1,3	1,2	1,5	90	86,5	108,5	3,15	3	5,3
20	19	28,4	1,3	1,2	1,5	100	96,5	120,2	3,15	3	5,3

d_1 ** : diamètre d_1 (h11) si $d < 20$ et (h12) si $d \geq 20$
d_4 * : espace (diamètre) nécessaire pour le montage

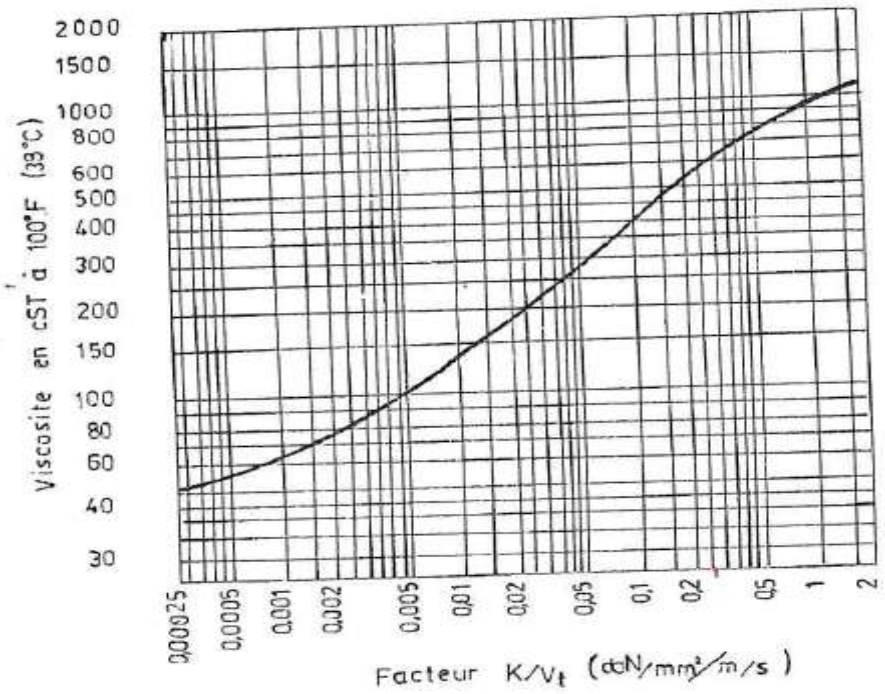
ANNEXE 6

Viscosités indicatives des huiles en fonction de la température				
température de fonctionnement	produit d(mm) × N(tr/min)	viscosité cinématique ISO mm²/s		types de roulements
		charge normale	charge élevée	
– 30 à 0 °C	jusqu'à V limite	22 - 32	46	tous types
0° à 60 °C	< 15 000	46 - 68	100	tous types
	15 000 à 80 000	32 - 46	68	tous types
	80 000 à 150 000	22 - 32	32	sauf butées à billes
	> 150 000	10	22 - 32	RRGB + RRC*
60° à 100 °C	< 15 000	150	220	tous types
	15 000 à 80 000	100	150	tous types
	80 000 à 150 000	68	100 - 150	sauf butées à billes
	> 150 000	32	68	RRGB + RRC*
100° à 150 °C	jusqu'à V limite	320		tous types
* RRGB : roulements rigides à billes ; RRC : roulements à rouleaux cylindriques				

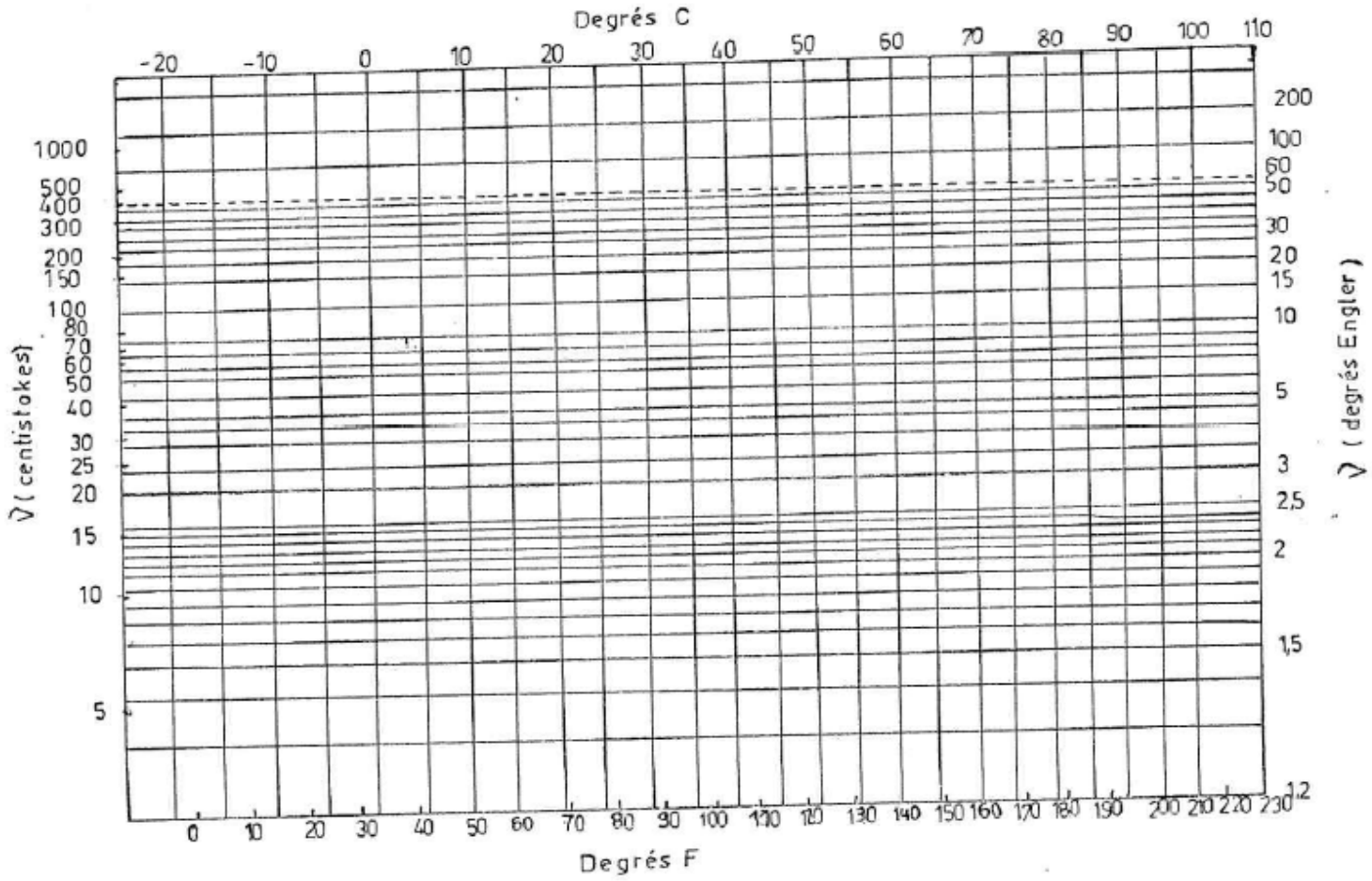
ANNEXE 7

d	D	B	1 lèvre	2 lèvres
6	16	7	NBR	FPM
7	22	7	NBR-FPM	
8	22	7	NBR-FPM	FPM
	24	7	NBR-FPM	
9	22	7	NBR	FPM
	24	7	NBR	
10	22	7	NBR-FPM-PTFE	NBR
	26	7	NBR-FPM	NBR
12	24	7	NBR-FPM	
	28	7	NBR-ACM	NBR
15	24	7	NBR-FPM	NBR
	32	7	NBR-FPM-PTFE	NBR-FPM
17	28	7	NBR-FPM-PTFE	NBR
	35	7	NBR-FPM-PTFE	NBR-FPM
18	30	7	NBR-FPM-PTFE	NBR
	35	7	NBR-FPM	NBR
20	30	7	NBR-FPM-PTFE	NBR
	40	7	NBR-FPM-PTFE	NBR-FPM
22	35	7	NBR-FPM-ACM	NBR-PTFE
	40	7	NBR-FPM	
25	35	7	NBR-FPM	NBR-FPM
	40	7	NBR-FPM-PTFE	NBR-FPM
28	40	7	NBR-FPM	
	47	7	NBR-FPM-PTFE	
30	40	7	NBR-FPM-PTFE	NBR-FPM-
	47	7	NBR-FPM-PTFE	PTFE
32	45	7	NBR-PTFE	NBR-FPM
	52	7	NBR-FPM-PTFE	NBR-PTFE
35	47	7	NBR-FPM-SIL	NBR-SIL
	52	7	NBR-FPM-PTFE	NBR
38	52	7	NBR-FPM	NBR-FPM
	62	7	NBR-FPM	NBR
40	52	7	NBR-FPM-PTFE	NBR
	60	10	NBR-FPM	NBR-FPM
42	55	8	NBR-FPM-PTFE	NBR-FPM
	62	8	NBR-FPM	NBR
45	62	8	NBR-FPM-PTFE	NBR-FPM-
	65	8	NBR-FPM-PTFE	ACM

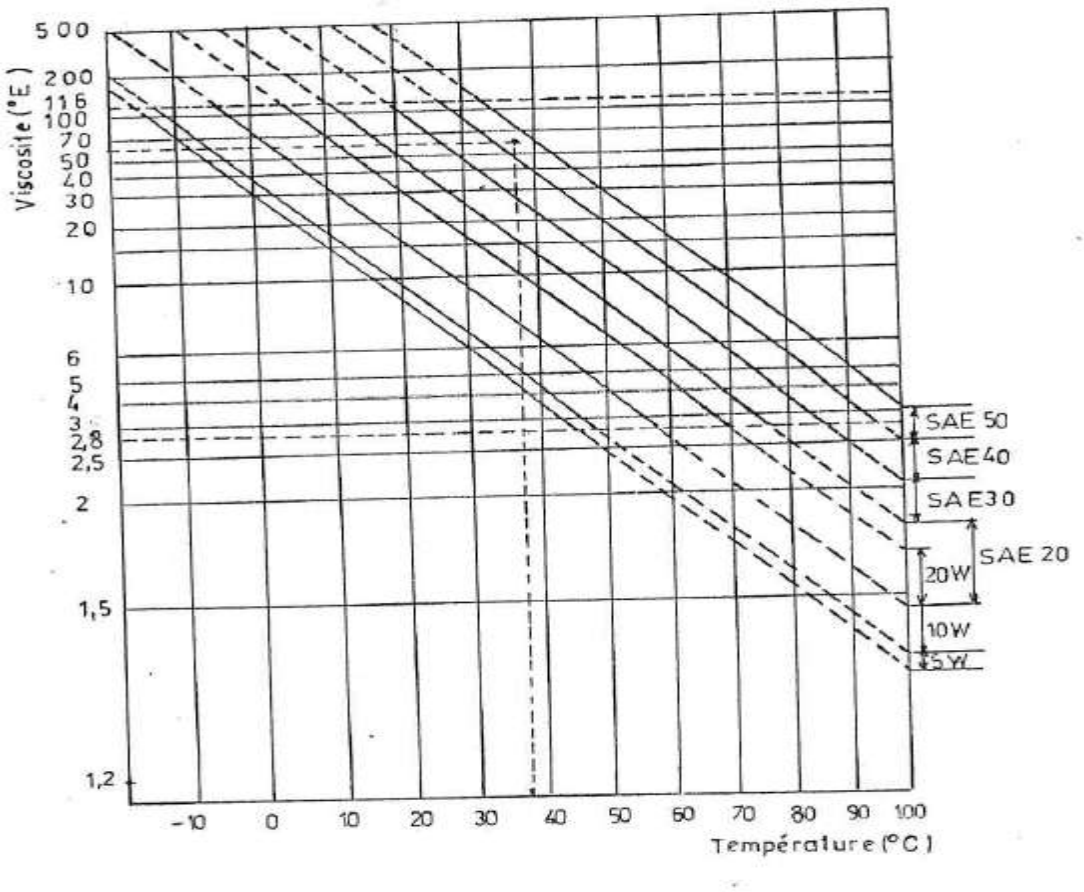
Annexe 8



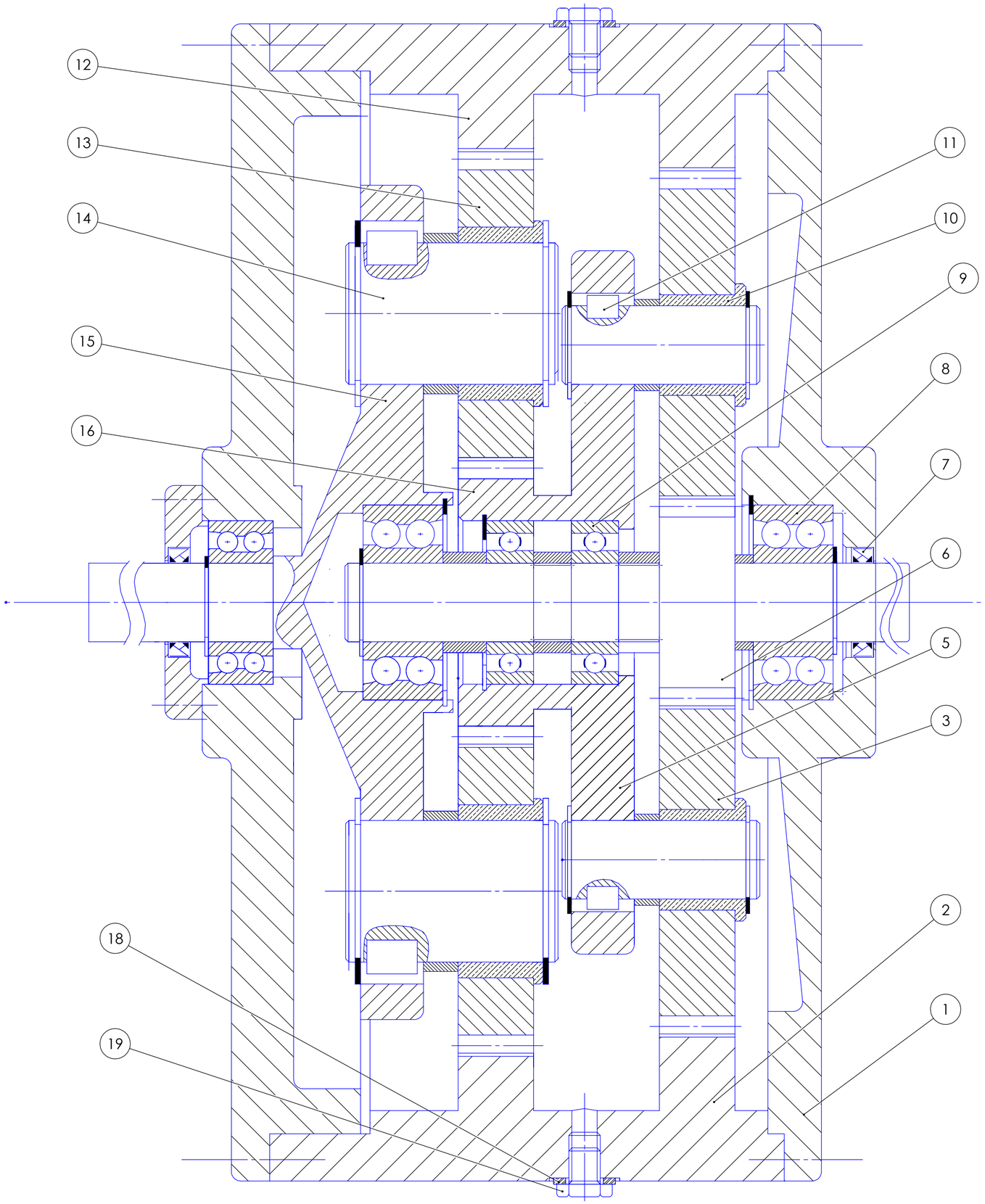
ANNEXE 9



ANNEXE 10

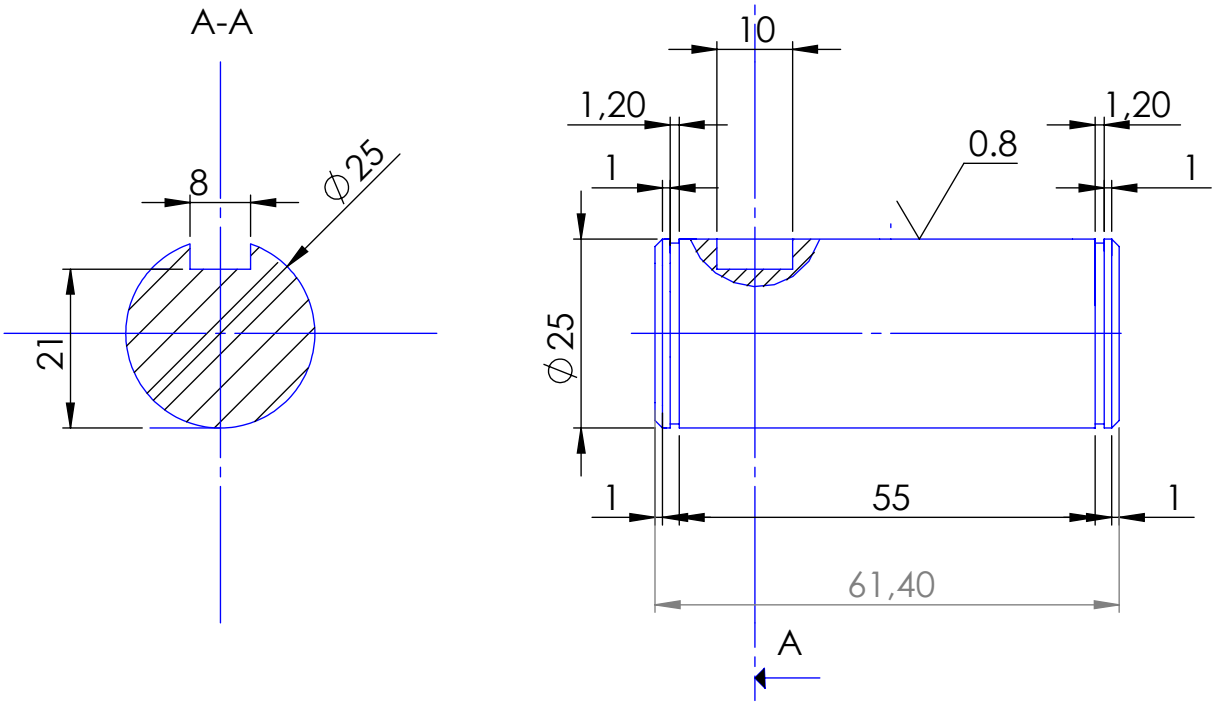

Viscosité (°E)
500
200
116
100
70
50
40
30
20
10
6
5
4
3
2,8
2,5
2
1,5
1,2
-10
0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100
Température (°C)
SAE 50
SAE 40
SAE 30
SAE 20
20W
10W
5W

ANNEXE 11



19	2	VIS DE GRAISSAGE		Achat
18	1	RONDELLE		Achat
17	14	CIRCLIPS		Achat
16	1	PIGNON PLANETAIRE 3	20 Mn Cr 5	
15	2	PORTE SATELLITE 4	S 200	
14	2	AXE DE SATELLITE 4	42 Cr Mo 4	
13	2	SATELLITE 4	20 Mn Cr 5	
12	2	COURONNE b	20 Mn Cr 5	
11	2	CLAVETTE		Achat
10	2	COUSSINET	Cu Sn 8	
9	2	ROULLEMENT	25 BC 01 E	Achat
8	2	ROULLEMENT	25 BE 01E	Achat
7	2	joint à deux lèvres		Achat
6	1	PIGNON PLANITAIRE 1	20 Mn Cr 5	
5	2	PORTE SATELLITE 2	20 Mn Cr 5	
4	2	AXE DE SATELLITE 2	20 Mn Cr 5	
3	2	SATELLITE2	20 Mn Cr 5	
2	1	COURONNE a	20 Mn Cr 5	
1	1	CORPS	EN-FGL 250	
N°	REP	DESIGNATION	MATIERE	OBS

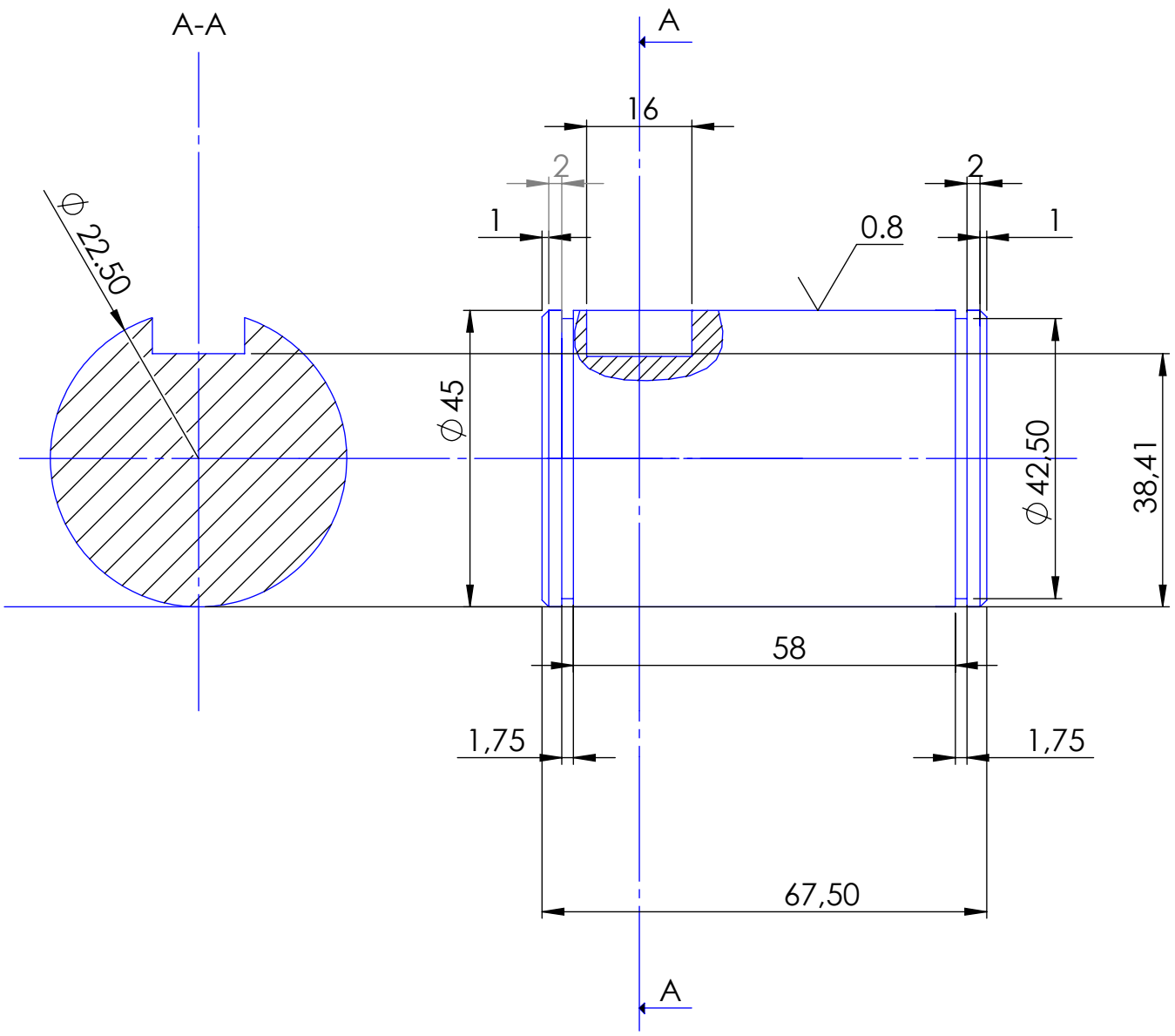
ECHELLE 1:1	Designation REDUCTEUR A TRAIN EPICYCLOIDAL	MOKHTARI LYAKOUT
	Dessin N° 00	MAHMOUDI MOUNIA
A 2	UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA	2021/2022



IT 0.2 mm

Ra 3.2

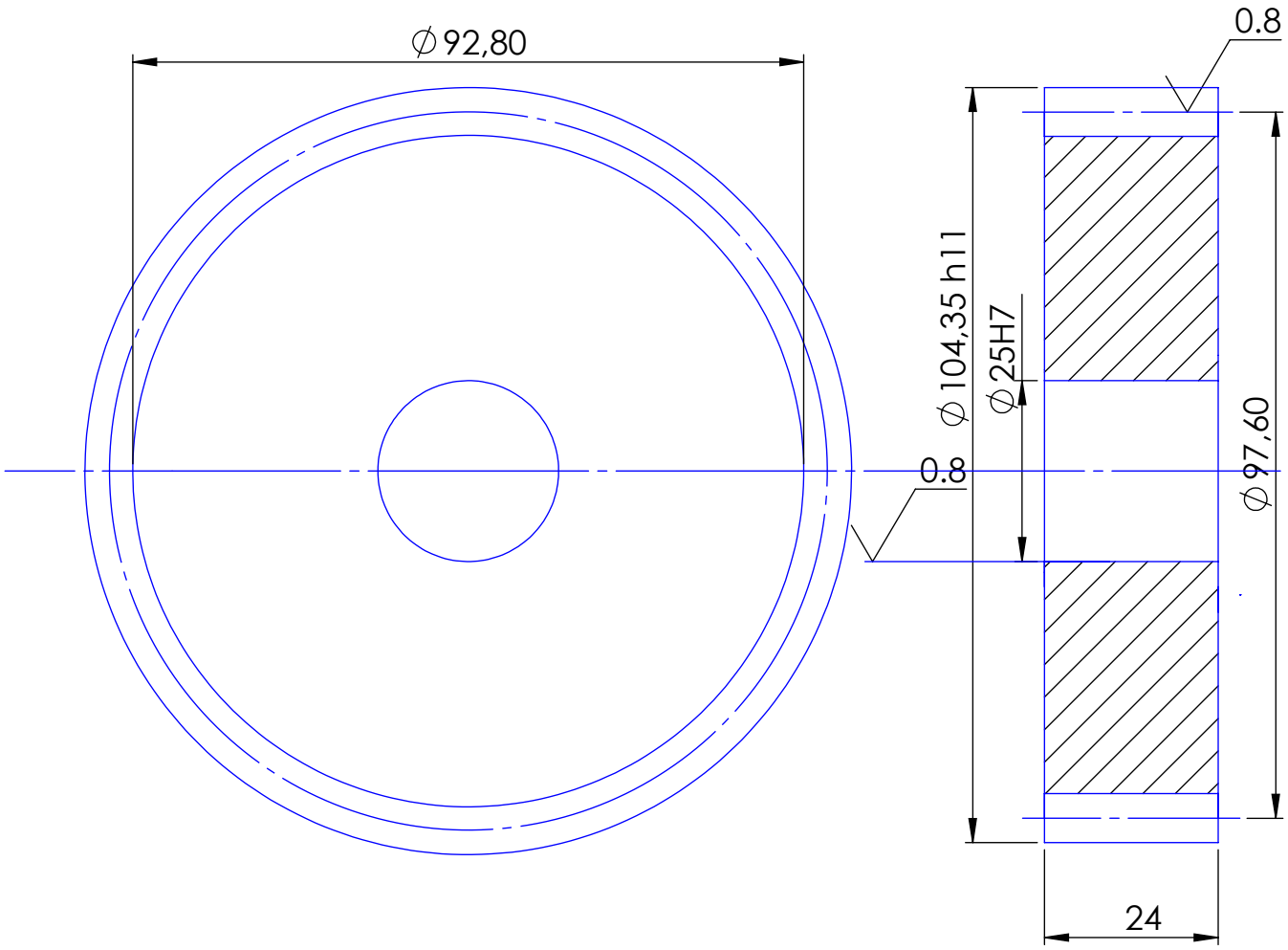
	MATIERE	42 Cr Mo 4
Echelle:1/1	Designation Axe porte satellite N°02	Mokhtari Lyakout
	Dessin N°01	Mahmoudi Mounia
A 4	UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA	2021/2022



IT 0.2 mm

Ra 3.2

	MATIERE	42 Cr Mo 4
Echelle:1/1	Designation Axe de satellite N° 04	Mokhtari Lyakout
	Dessin N°02	Mahmoudi Mounia
A 4	UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA	2021/2022

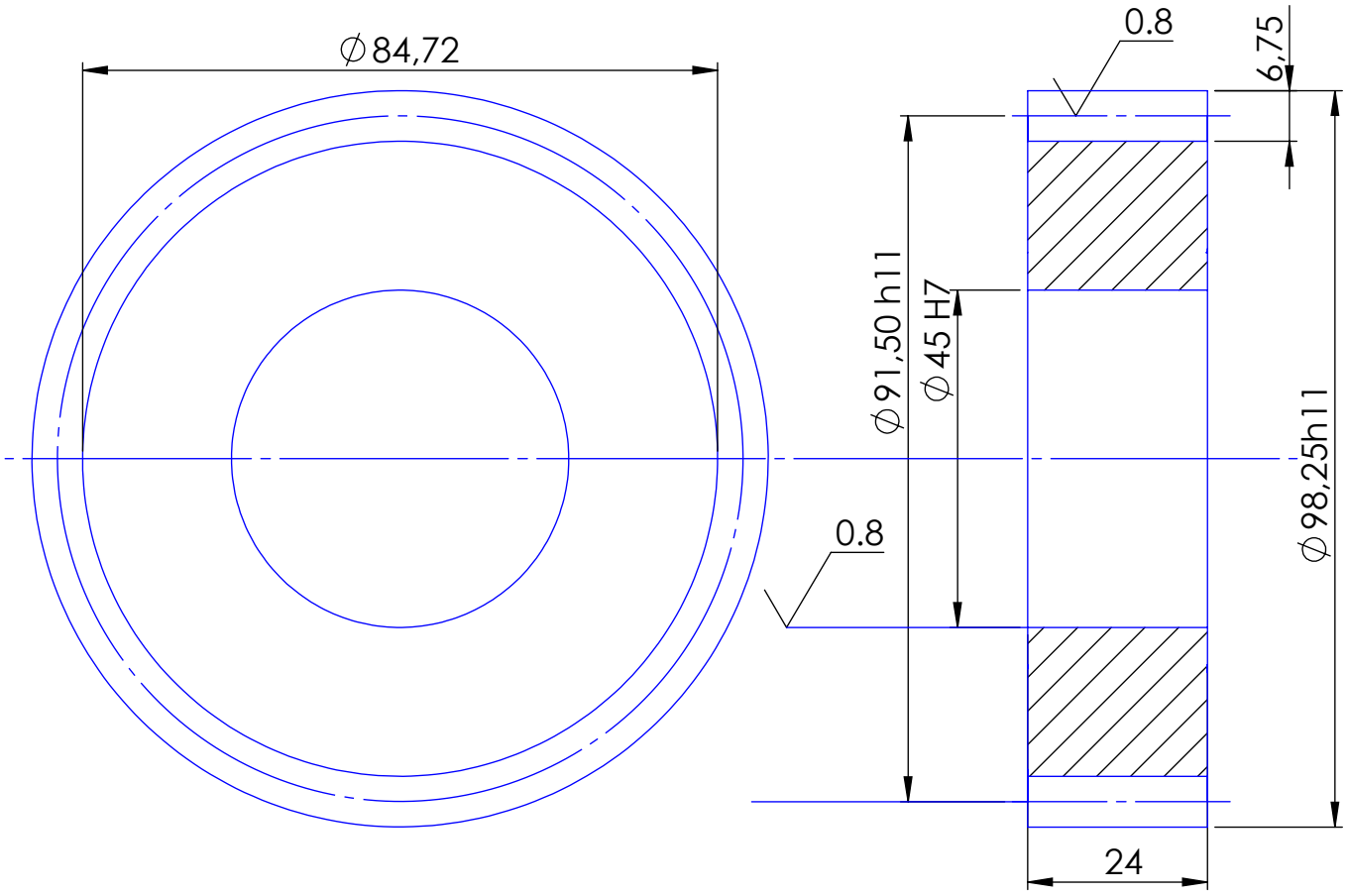


Module réel	Mn	3
Module apparent	Mt	3.05
Nbre de dents	Z	32
Angle d'hélice		10°
Angle de press		20°
Diamètre prim	D	97.6
hauteur de dent	h	6.75
Entraxe	a	79.3
MATIERE	20 Mn Cr 5	

IT 0.2 mm

Ra 3.2

Echelle:1/1	Designation satellite N°02	Mokhtari Lyakout
	Dessin N°03	Mahmoudi Mounia
A 4	UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA	2021/2022

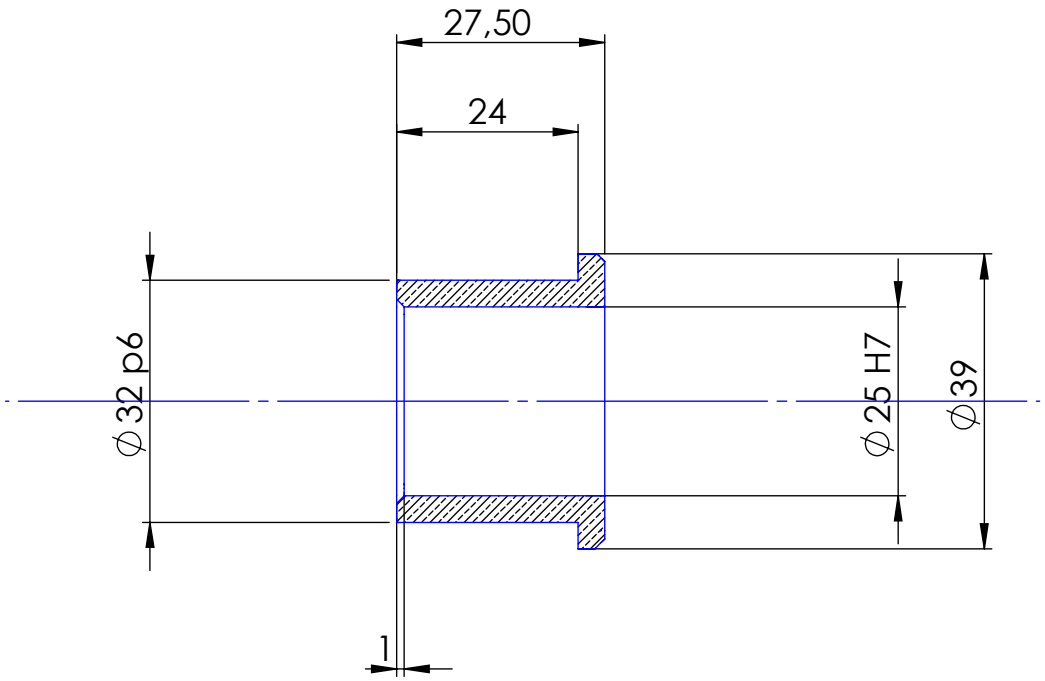


Module réel	Mn	3
Module apparent	Mt	3.05
Nbre de dents	Z	30
Angle d'hélice		10°
Angle de press		20°
Diamètre prim	D	91.5
hauteur de dent	h	6.75
Entraxe	a	88.45
MATIERE	20 Mn Cr 5	

IT 0.2 mm

Ra 3.2

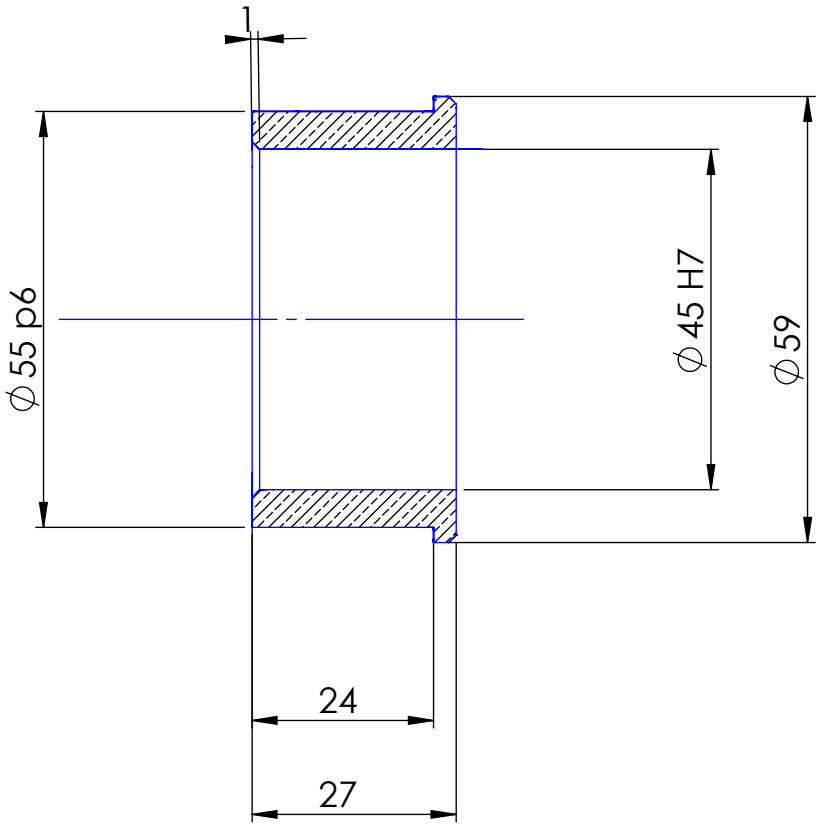
Echelle:1/1	Designation Satellite N°04	Mokhtari Lyakout
	Dessin N°04	Mahmoudi Mounia
A 4	UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA	2021/2022



IT: 0.2

Ra 3.2

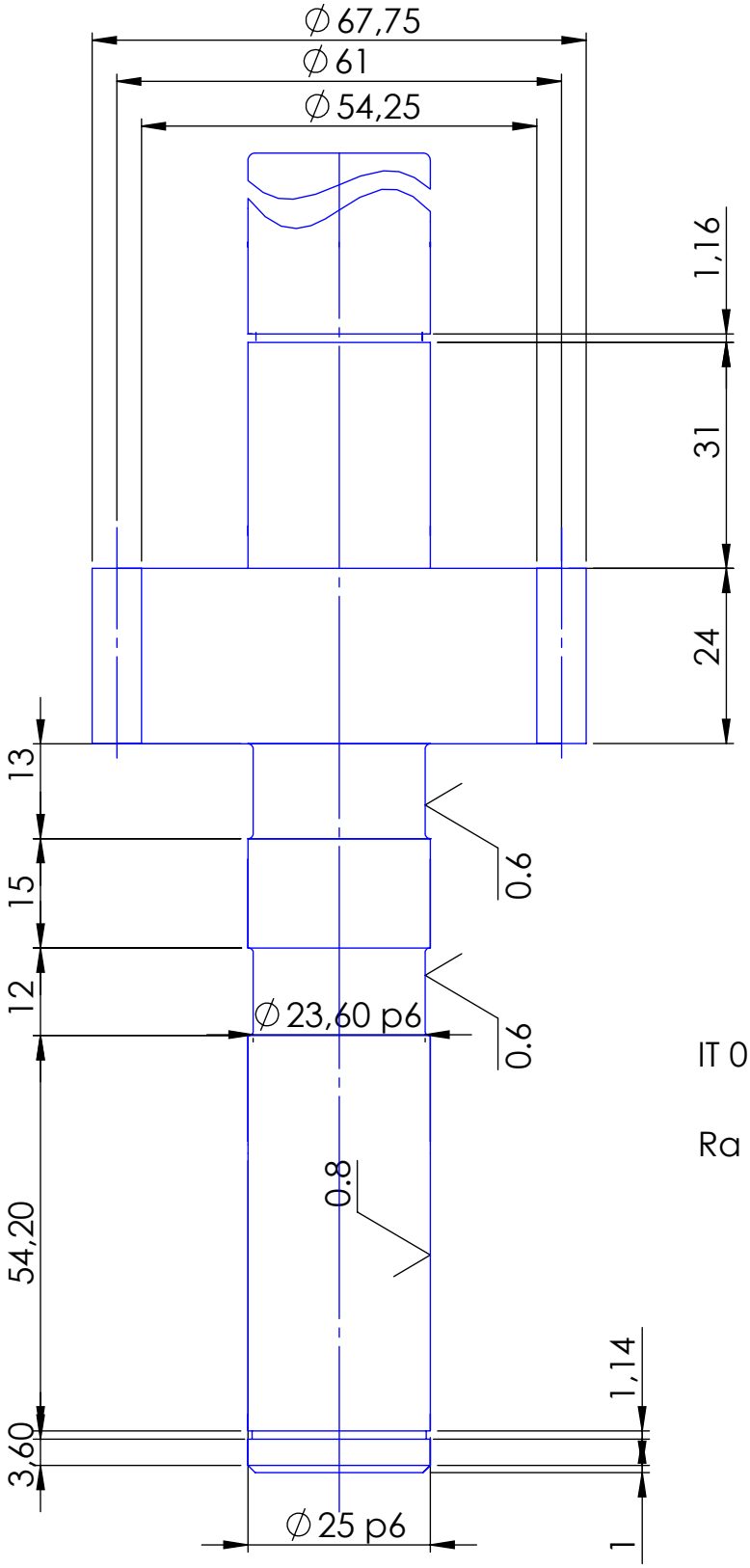
	MATIERE	Cu Sn 8
Echelle:1/1	Designation Coussinet de satellite N°02	Mokhtari Lyakout
	Dessin N°05	Mahmoudi Mounia
A 4	UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA	2021/2022



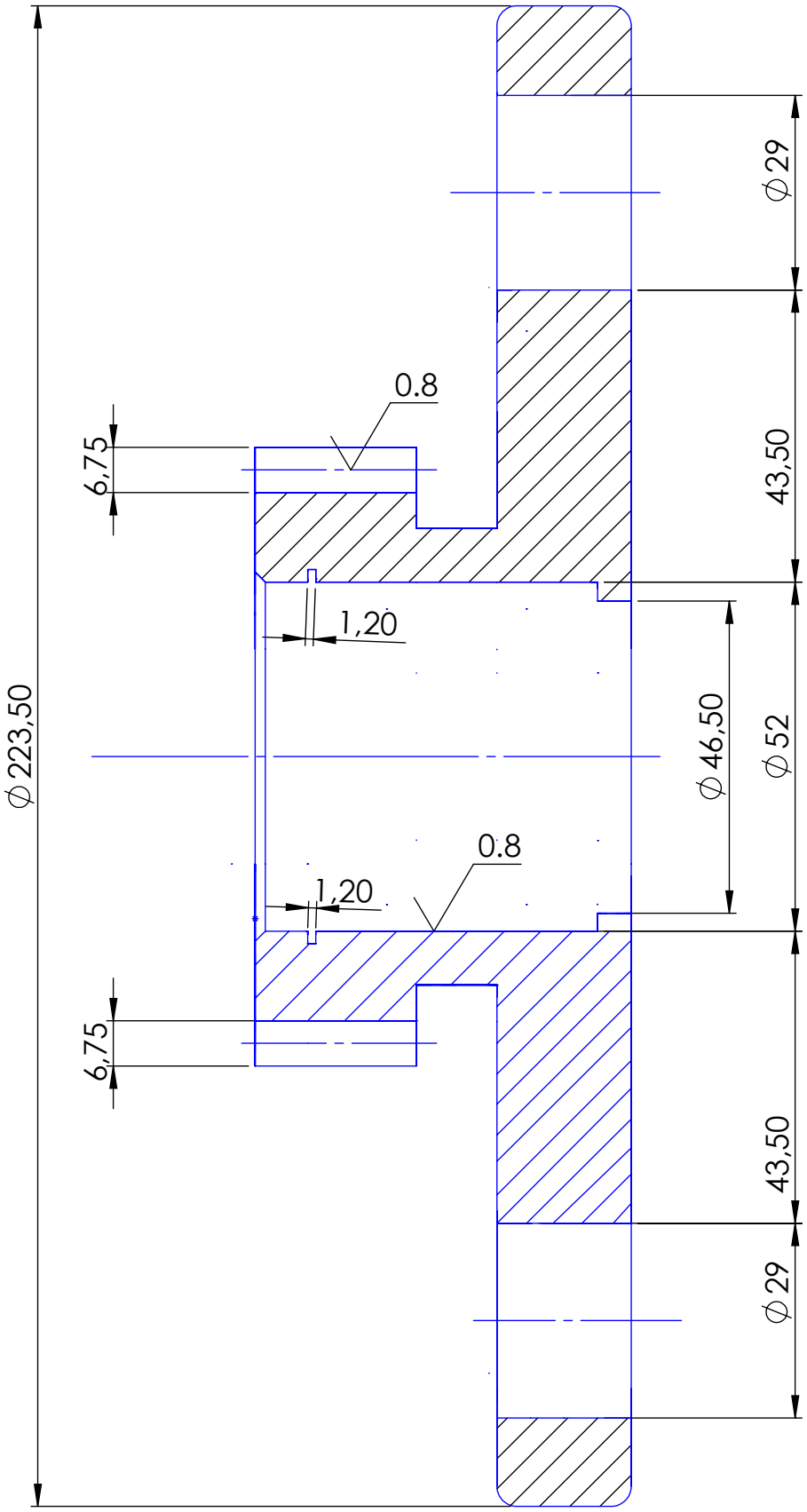
IT: 0.2

Ra 3.2

MATIERE	Cu Sn 8	
Echelle:1/1	Designation Coussinet N° 04	Mokhtari Lyakout
	Dessin N°06	Mahmoudi Mounia
A 4	UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA	2021/2022



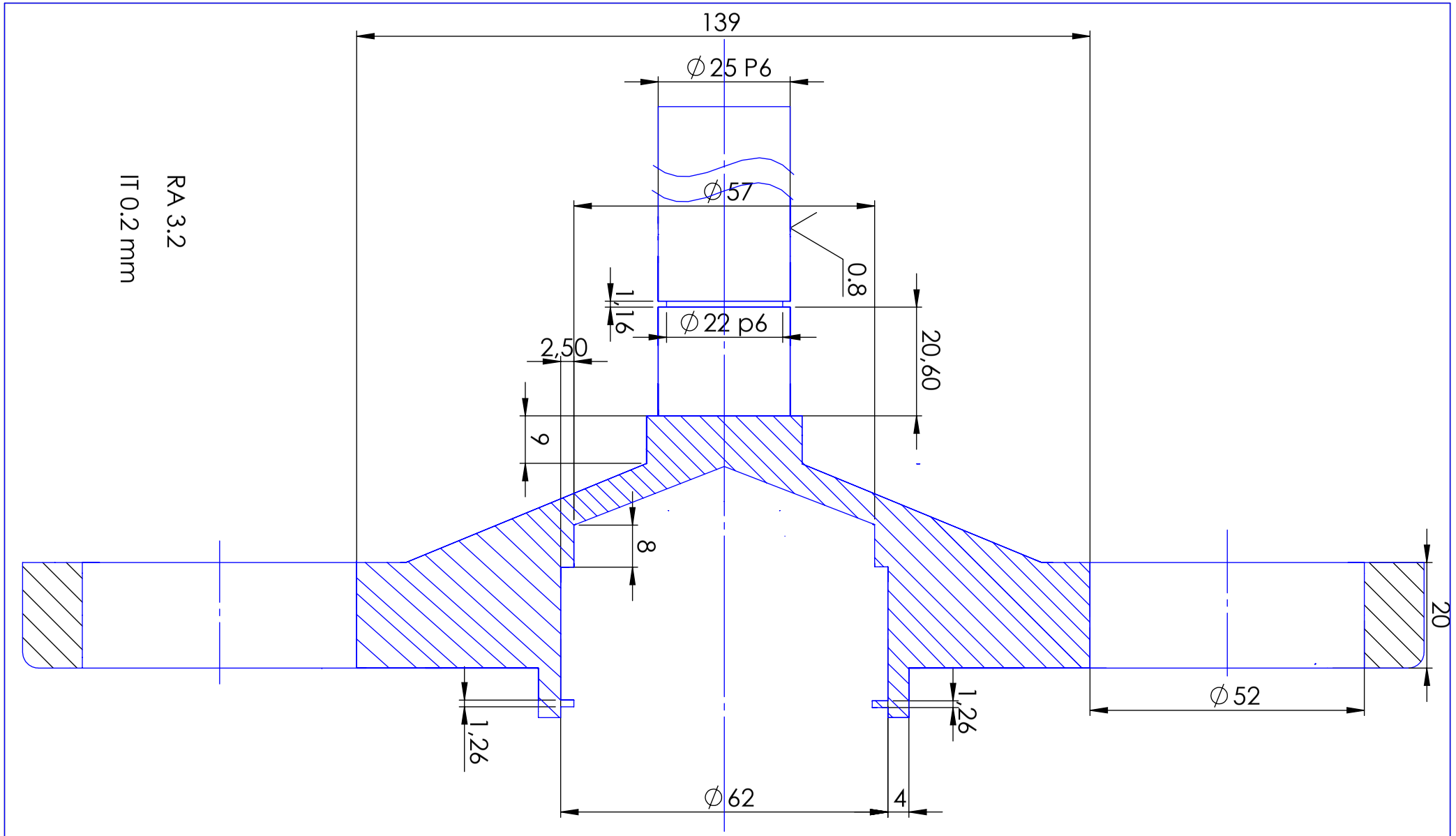
MATIERE	42 Cr Mo 4	
Echelle:1/1	Designation Arbre d'entrée	Mokhtari Lyakout
	Dessin N° 07	Mahmoudi Mounia
A 4	UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA	2021/2022



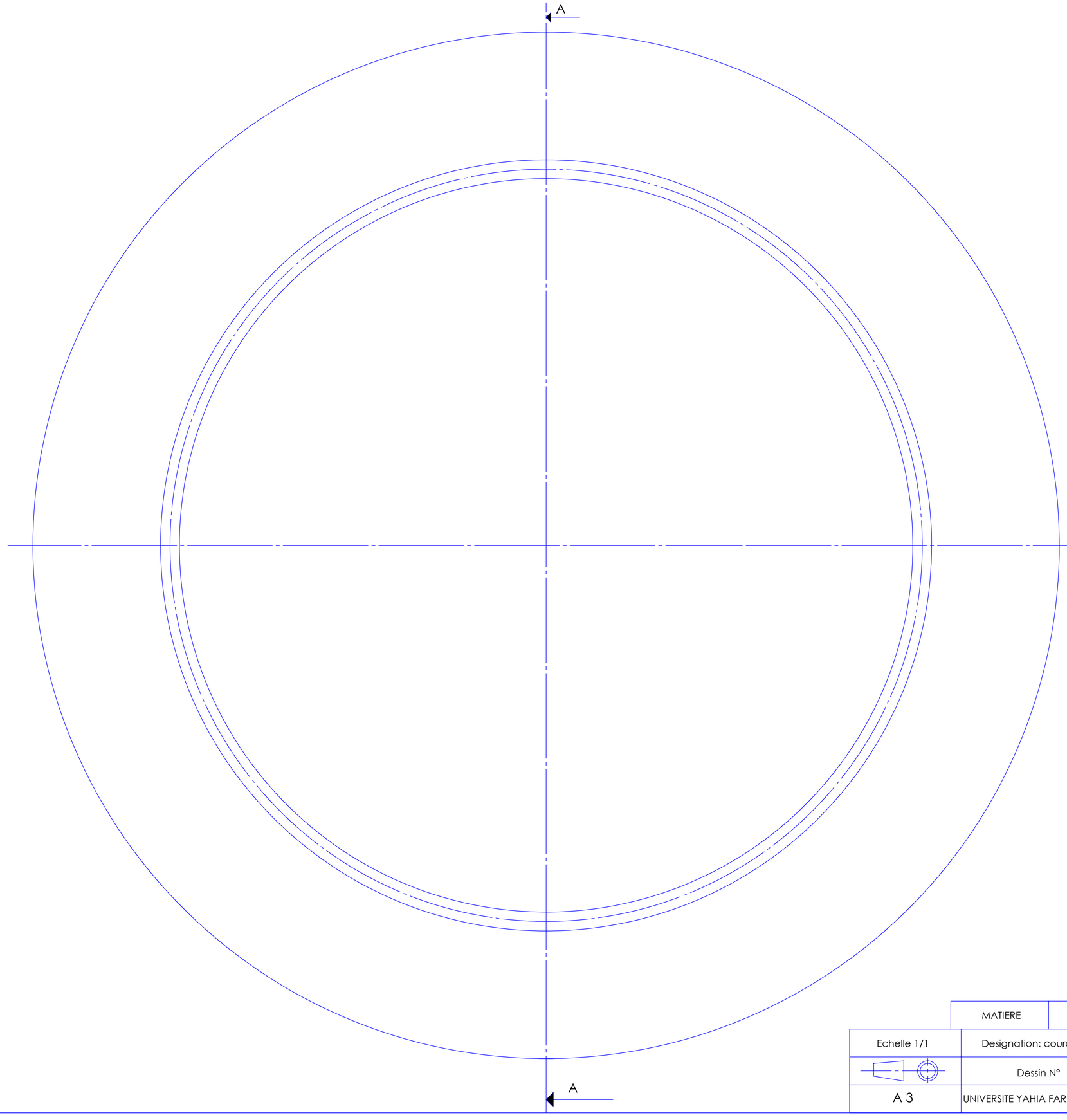
Mokhtari Lyakout		2021/2022
Mahmoudi Mounia		
Designation Porte satellite N° 02	Dessin N° 09	UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA
Echelle:1/1		A 4

Ra 3.2

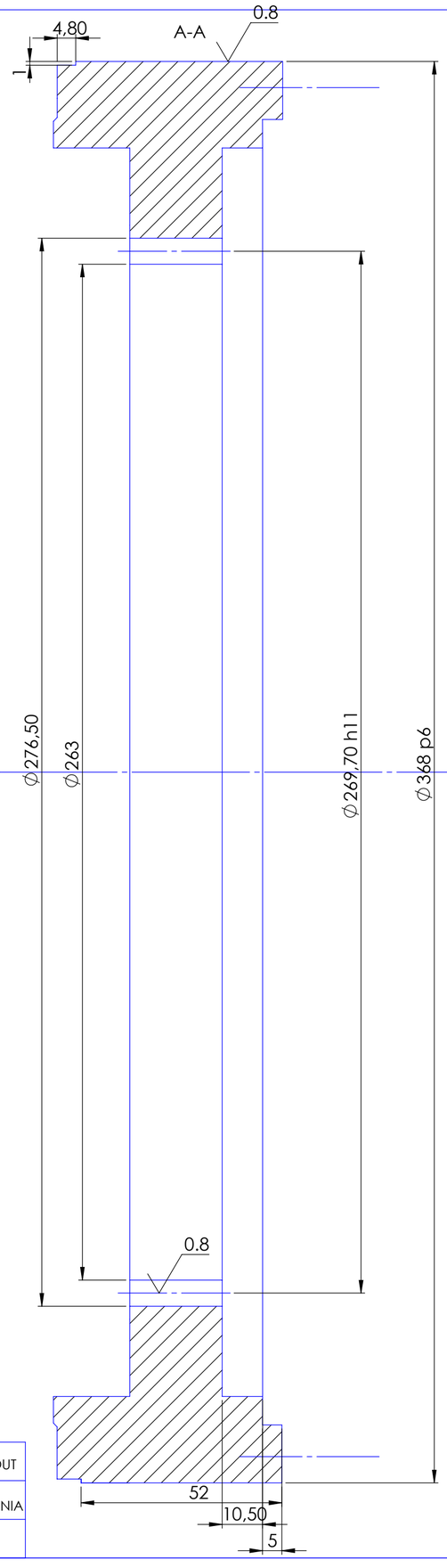
IT 0.2 mm



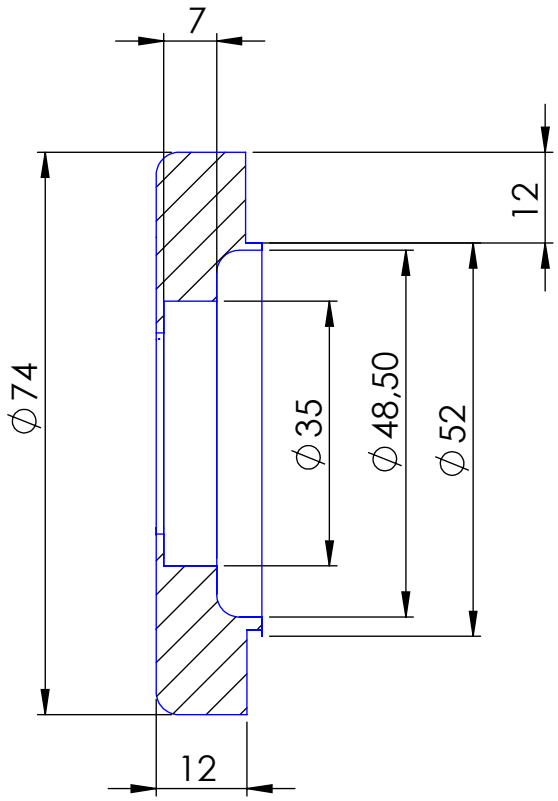
Echelle:1/1	Designation Porte satellite N° 04(sortie)	Mokhtari Lyakout
	Dessin N°10	Mahmoudi Mounia
A 4	UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA	2021/2022



IT 0.2 mm



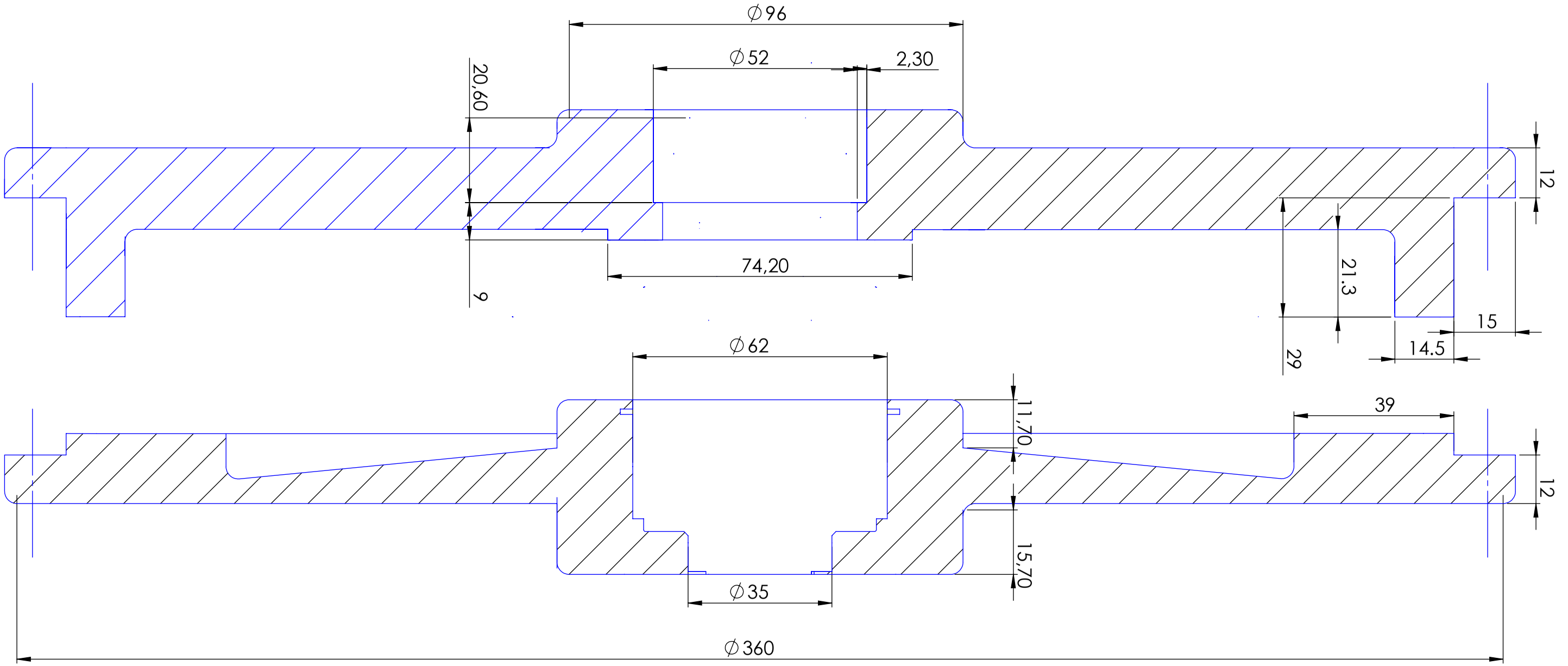
	MATIERE	20 Mn Cr 5
Echelle 1/1	Designation: couronne	MOKHTARI LYAKOUT
	Dessin N° 11	MAHMOUDI MOUNIA
A 3	UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA	2021/2022



IT 0.2 mm

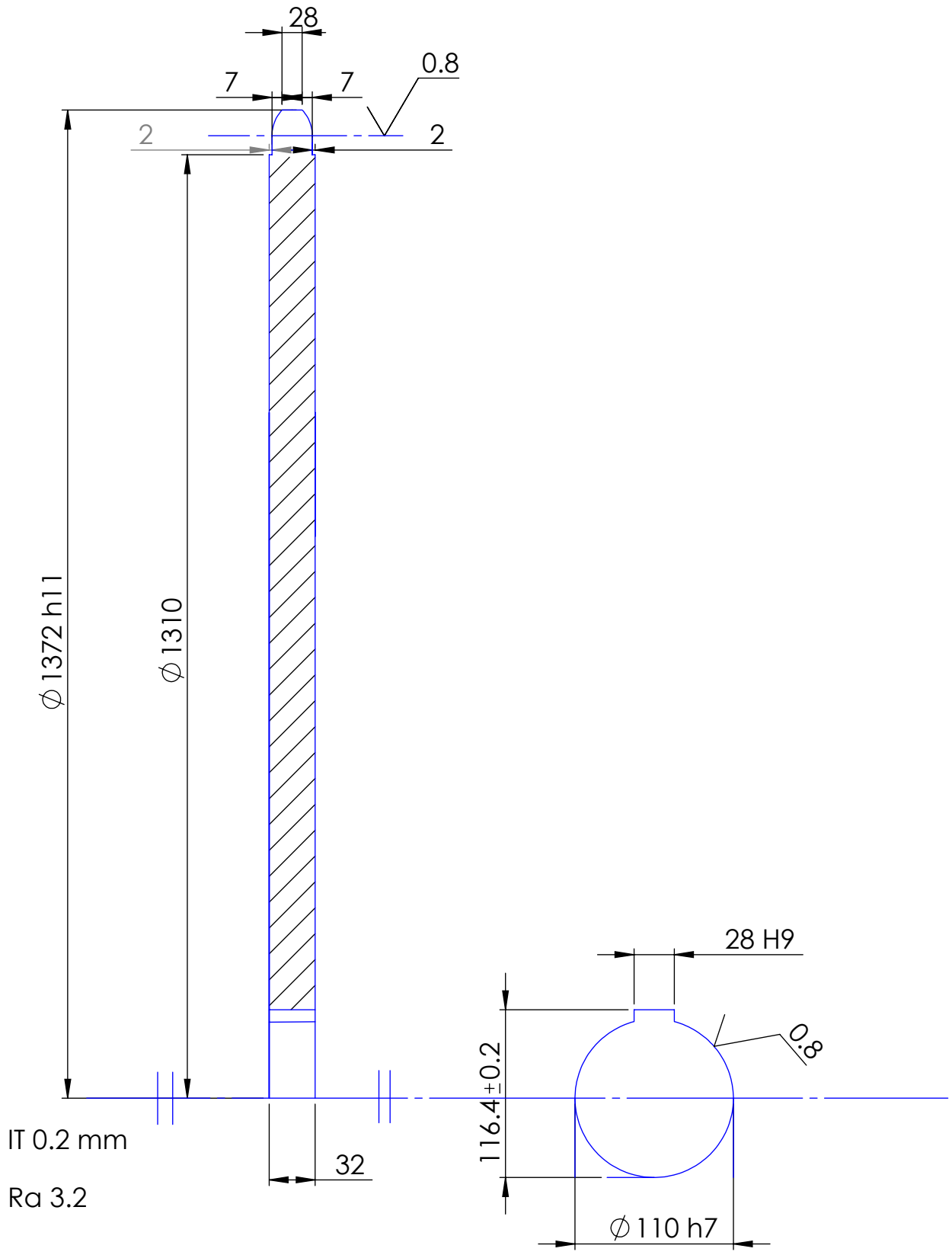
Ra 3.2

Echelle:1/1	Designation couvercle du sortie	Mokhtari Lyakout
	Dessin N°13	Mahmoudi Mounia
A 4	UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA	2021/2022

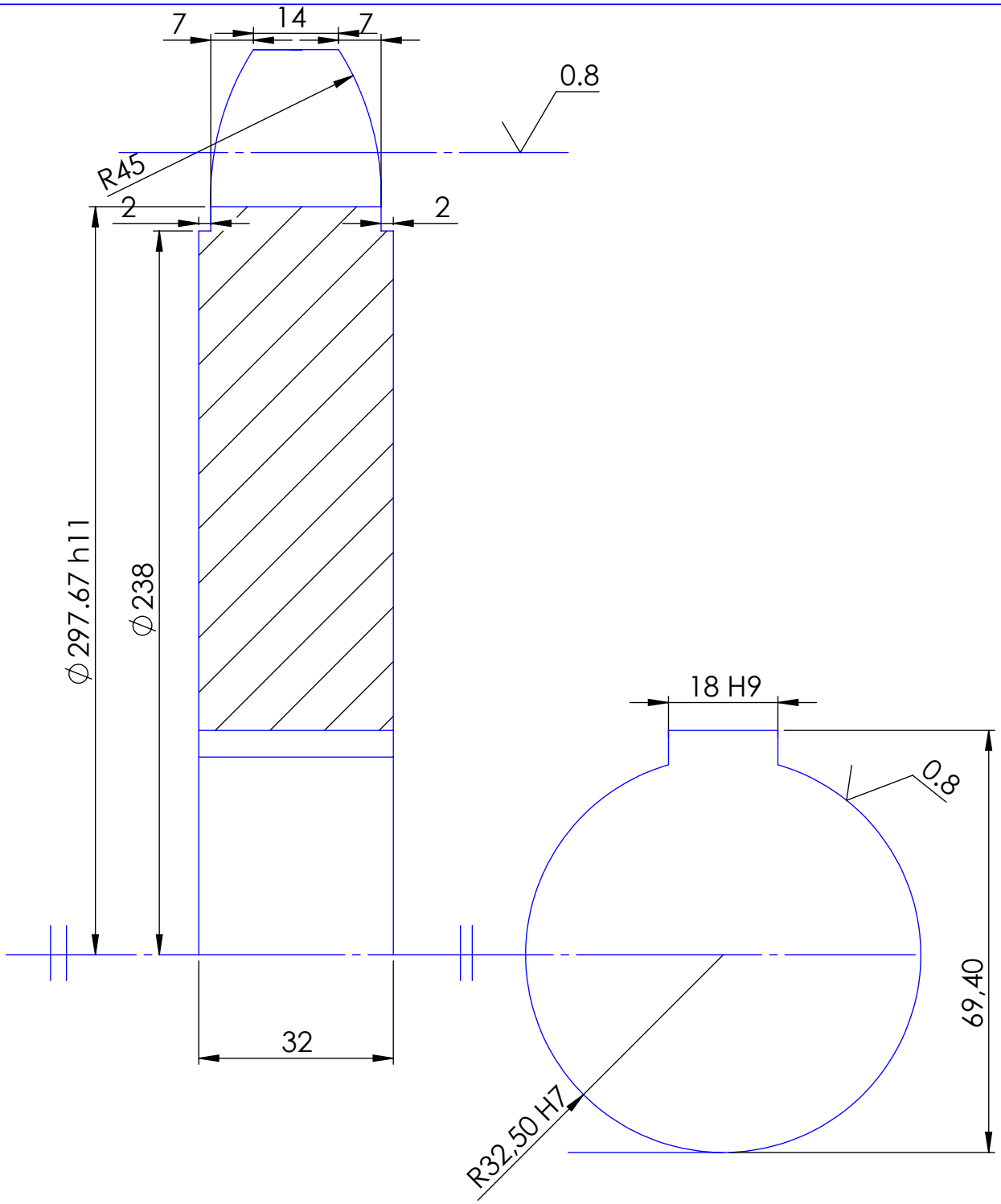


IT 0.2 mm

Echelle:1/1	Designation de couvercles	Mokhtari Lyakout
	Dessin N°13	Mahmoudi Mounia
A 4	UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA	2021/2022



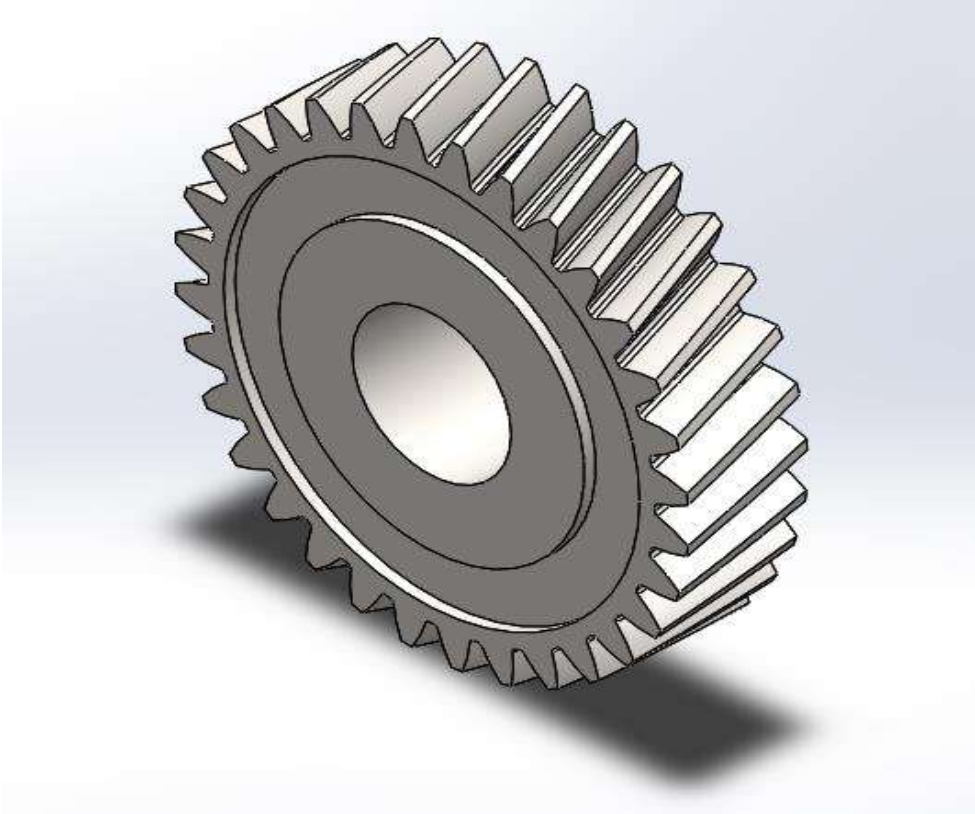
Echelle:1/1	Designation Roue à chaine	Mokhtari Lyakout
	Dessin N° 15	Mahmoudi Mounia
A 4	UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA	2021/2022

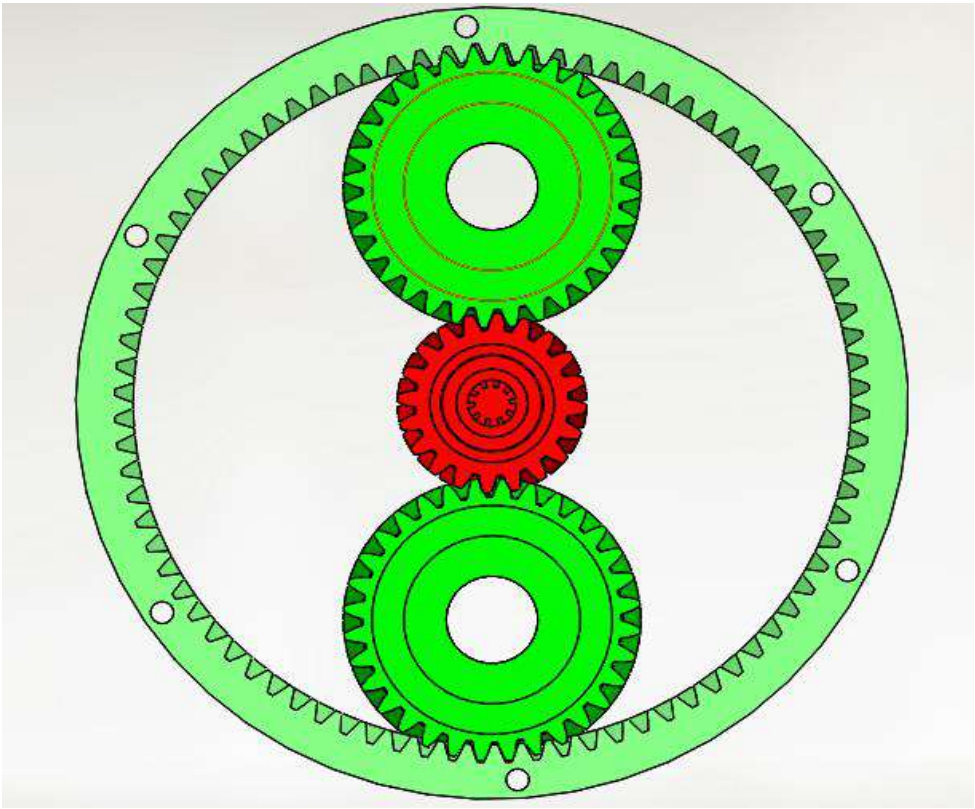


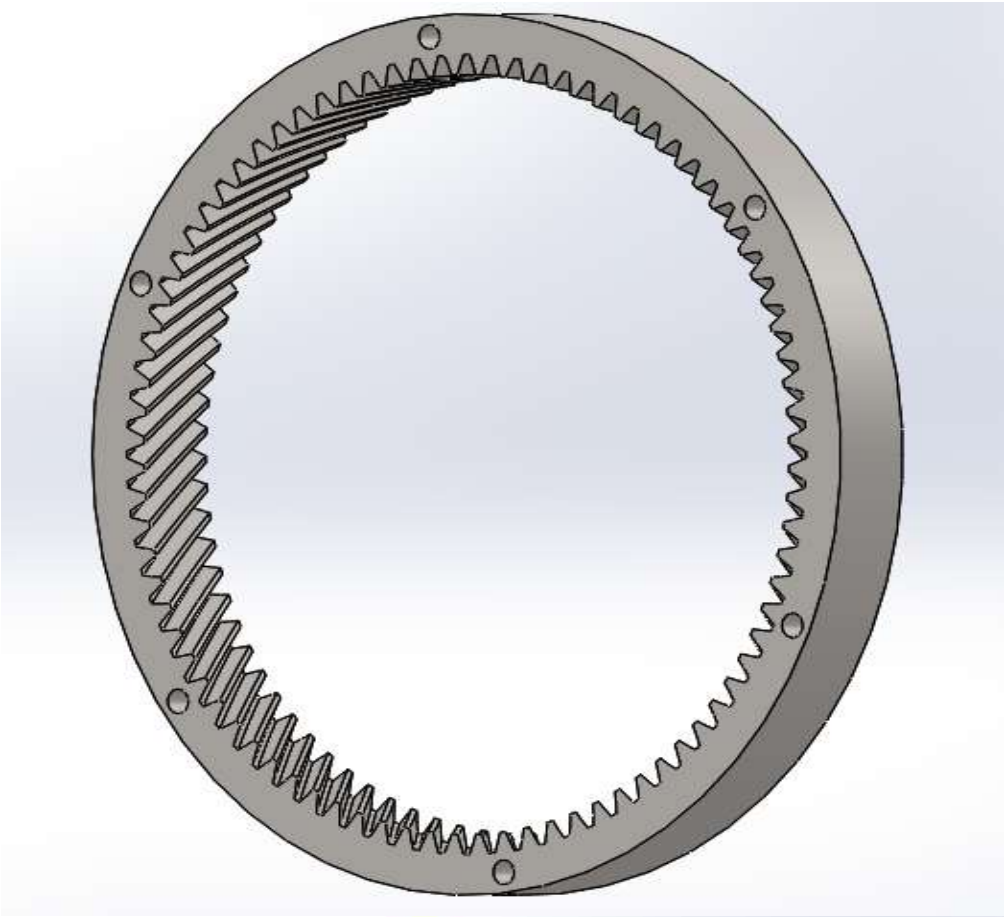
IT 0.2 mm

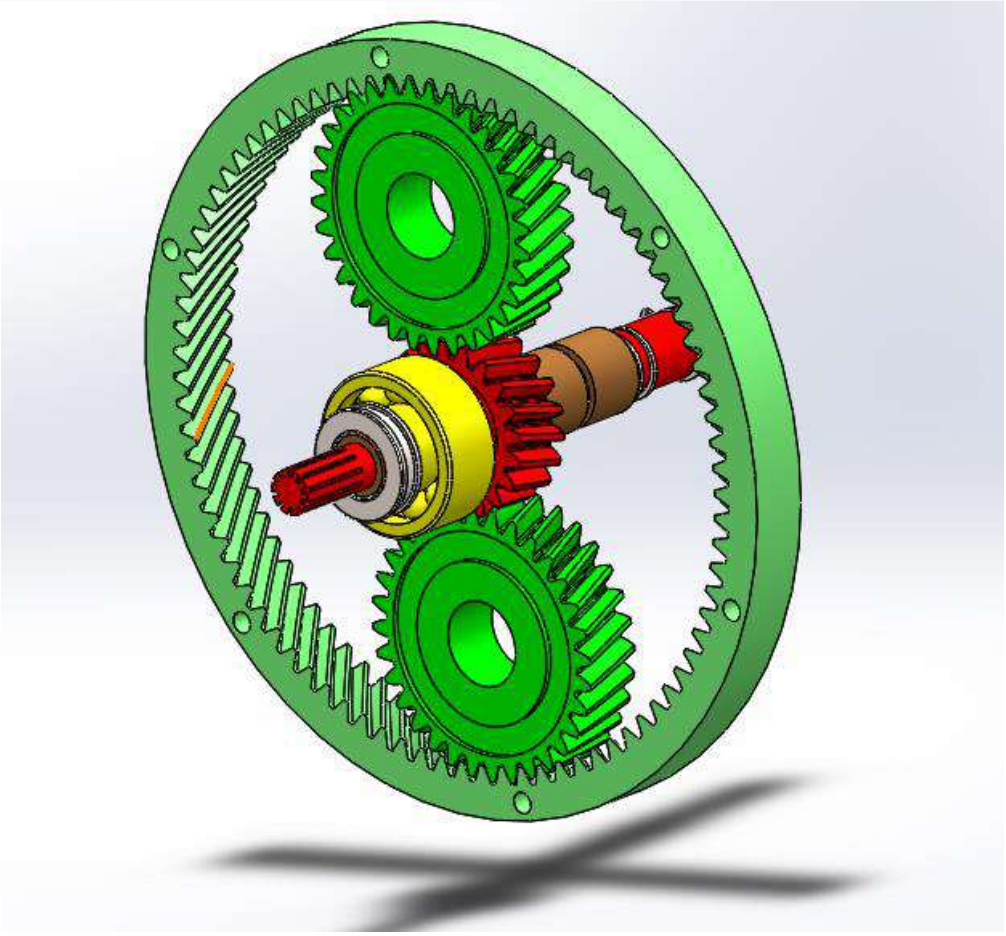
Ra 3.2

Echelle:1/1	Designation Roue à chaine	Mokhtari Lyakout
	Dessin N°14	Mahmoudi Mounia
A 4	UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA	2021/2022

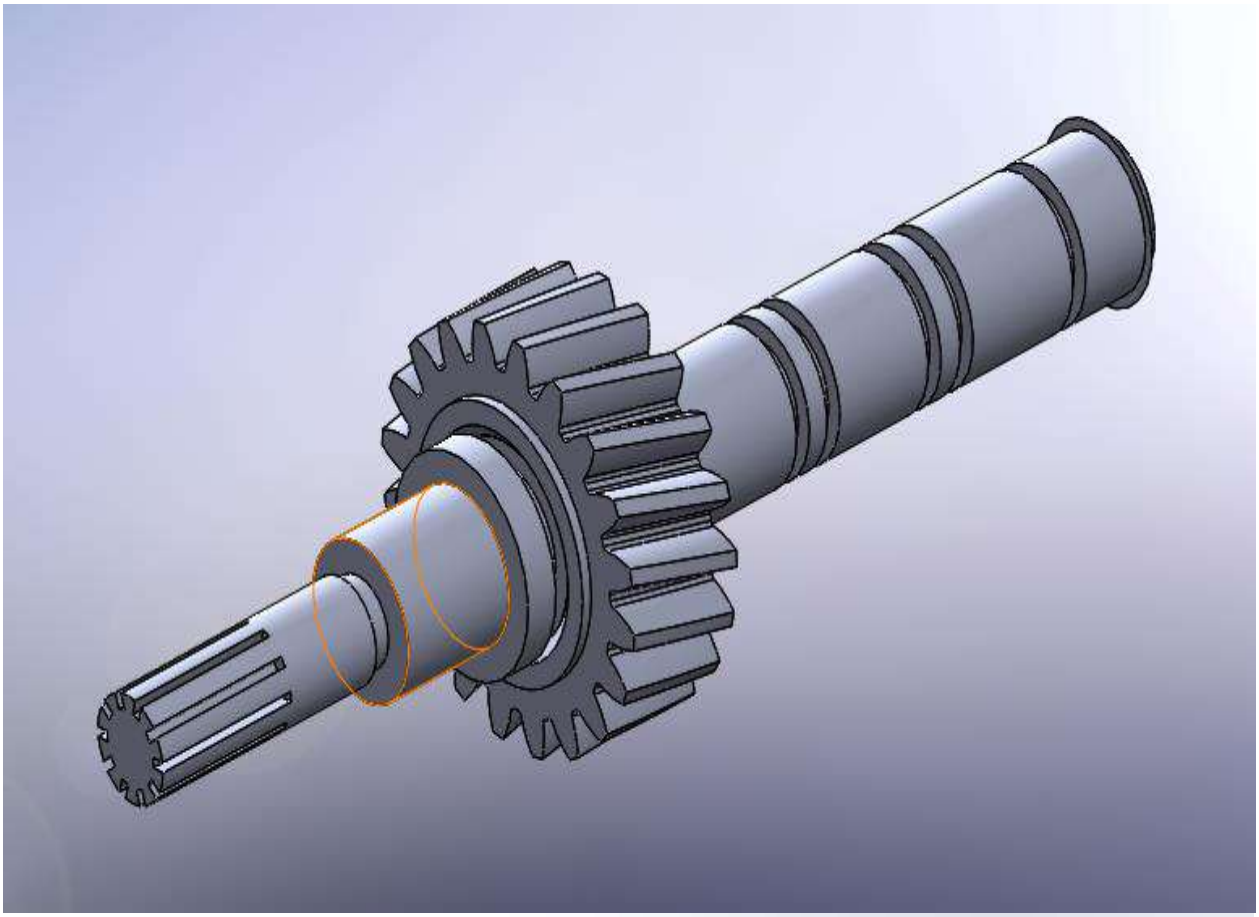


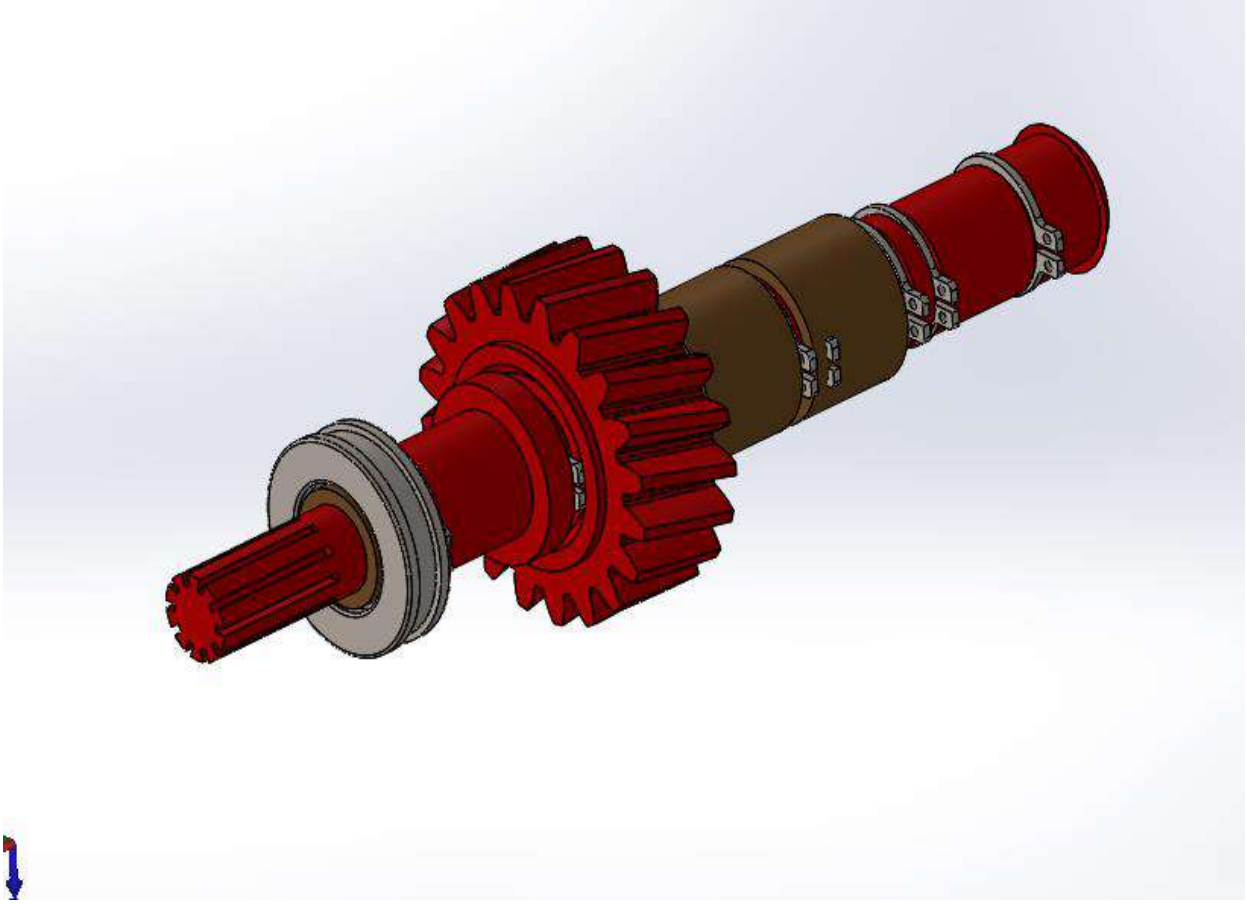






[ARBRE D'ENTREE]





[PORTE SATELLITE N 2]

