RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA

جامعة بجاية
Tasdawit n Bgayet
Université de Béjaïa

FACULTÉ DE TECHNOLOGIE

DÉPARTEMENT DE GÉNIE MÉCANIQUE

MEMOIRE

PRÉSENTÉ POUR L'OBTENTION DU DIPLÔME DE

MASTER

FILIÈRE : GÉNIE MÉCANIQUE

SPÉCIALITÉ : FABRICATION MÉCANIQUE ET PRODUCTIQUE

RÉALISÉ PAR :

BOUDRAA Tarik

TITOUAH Amazigh

Thème

Etude et dimensionnement d'un réducteur de vitesse à roues dentées hélicoïdales en chevrons

Soutenu le 25/06/2018 devant le jury composé de :

Mr. YAYA	Président
Mr. BOUTAANI	Examinateur

Proposé et dirigé par : Mr. Madjid HADJOU

ANNÉE UNIVERSITAIRE 2017-2018

REMERCIEMENTS

Nous tenons d'abord à remercier notre encadreur Mr. M HADJOU pour sa constante sollicitude envers nous.

Ensuite nous faisons part de notre gratitude également à tous ce qui, de prêt et de loin, ont participé à notre formation.

Tarik & Amazigh

DÉDICACES

Je dédie ce modeste travail à mes aimables parents, mes frères et amis.

Tarik

DÉDICACES

Je dédie ce travail :

A toute ma famille, particulièrement mes chers parents pour leurs sacrifices.

A tous mes amis de prêt et de loin.

Amazigh

SOMMAIRE

SOMMAIRE

Introduction générale i

CHAPITRE I. GÉNÉRALITÉS SUR LES ENGRENAGES

I.1 Introduction 1
I.2 Avantages et inconvinients 2
I.3 Types d'engrenages 2
I.3.1 Engrenages à axes paralleles 2
I.3.1.1 Engrenage cylindrique à denture droite 4
I.3.1.2 Engrenage cylindrique à denture hélicoidale 5
I.3.1.3 Les éléments de comparaison entre dentures hélicoidales et dentures droites 6
I.3.2 Engrenages à axes concourants 7
I.3.2.1 Engrenage conique 8
I.3.3 Engrenages à axes orthogonaux 9
I.3.3.1 Engrenage gauche 10
I.3.3.2 Avantages et inconvinients de la transmession par roue et vis sans fin 10
I.4 Etude du profile en développante de cercle 12
I.4.1 Développante de cercle 12
I.4.2 Propriété de la développante de cercle 12
I.4.3 Caractéristiques du profil en développante de cercle 13
I.4.4 Ligne d'engrenement ou ligne de pression T1 T2 14
I.4.5 Angle de pression (α) 15
I.4.6 Cercles de base et cercles primitifs 15

CHAPITRE II. ÉTUDE THÉORIQUES DES ROUES DENTEES HELICOIDALES ET A CHEVRONS

II.1 Introduction 16
II.2 Caracteristiques géometriques de la denture hélicoidale 16
II.3 Efforts s'exerçant sur les engrenages à denture hélicoidale 18
II.4 Calcule Ft, Fr, Fa et F 19
II.5 Engrenages à denture en chevron 20
II.5.1 Compensation des efforts axiales Fa 22
II.6 Etude de résistance des engrenages à dentures droites et hélicoidales 23
II.7 Matériaux pour engrenages 25

CHAPITRE III. ÉTUDE ET DIMENSIONNEMENT DU RÉDUCTEUR

III.1 Introduction 26
III.2 Présentation du mécanisme 27
III.2.1 Principe de fonctionnement 27
III.3 Définition du cahier des charges 27
III.3.1 Position du problème 28
III.4 Calcul énergitique et cinématique 28
III.4.1 Choix du moteur électrique 28
III.4.1.1 Calcul de la vitesse de rotation des arbres 28
III.4.1.2 Calcul des puissances transmises par les arbres 29
III.4.1.3 Calcul des couples transpis par les arbres 29
III.4.2 Choix préalables des dimensions principales 30

III.4.2.1 Calcul des paramétres géometriques des roues 31
III.4.3 Calcul des efforts de contact 33
III.4.4 Calcul des arbres 35
III.4.4.1 Choix du matériau 35
III.4.4.2 Calcul des diamétres des arbre à la flexion-torsion 35
III.4.5 Calcul des clavettes 46
III.4.5.1 Choix et vérification des clavette 46
III.4.5.1.1 Choix du matériau 47
III.4.6 Calcul des roulements 49
III.4.6.1 Choix du type de roulement 50
III.4.7 Choix du librufiant des engrenages 52
III.4.8 Choix et vérification d'accouplement 53
III.4.8.1 Accouplement élastique à boulons 53
III.5 Conclusion 56

CHAPITRE IV. SIMULATION ET INTÉRPRÉTATION DES RÉSULTATS D'ANALYSE
IV.1 Introduction 57
IV.2 Modélisation géométrique des arbres 57
IV.2.1 Vérification de résistance des arbres 58
IV.2.1.1 Arbre d'entrée 59
IV.2.1.2 Arbre de sortie 61
IV.2.2 Vérification de résistance des ruoes dentées 64
IV.2.2.1 Pignon d'attaque 65
IV.2.2.2 Roue dentée 67
IV.3 Conclusion 69

CHAPITRE V. TAILLAGE DES ENGRENAGES
V.1 Introduction 70
V.2 Différents types de taillage 70
V.2.1 Taillage par outil crémaillére 70
V.2.1.1 Usinage avec outil crémaillére 71
V.2.1.2 Description de l'outil crémaillére 73
V.2.1.3 Taillage des dentures hélicoidales 73
V.2.1.4 Avantages et incovénients 74
V.2.2 Taillage par outil pignon 74
V.2.2.1 Description de l'outil pignon 75
V.2.2.2 Condition d'usinage 76
V.2.2.3 Avantages et inconvénients 77
V.3 Méthodes de taillage des dentures en chevrons 77
V.3.1 Dentures réalisées sur machine Sunderland spéciale par outils crémailléres 77
V.3.1.1 Définition de la crémaillere matérielle équivalente à l'outil 77
V.3.1.2 Réalisation du taillage 78
V.3.2 Taillage successif des dentures à chevrons par la fraise conique 80
V.3.2.1 Définition de la crémaillere matérielle équivalente à l'outil 80
V.3.2.2 Réalisation du taillage 80

Conclusion générale ii
Bibliographie
Annexes

LISTE DES FIGURES

Chapitre I

Figure I.1 – Engrenages cylindriques 1
Figure I.2 – Profil en développante de cercle 3
Figure I.3 – Profil à arc de cercle 3
Figure I.4 – Epicycloide, Hypocycloide, Compresseur Root 3
Figure I.5 – Caractéristiques d'engrenages cylindrique à denture droite 4
Figure I.6 – Caractéristiques d'engrenages cylindrique à denture hélicoidale 5
Figure I.7 – Denture hélicoidale 6
Figure I.8 – Denture droite 6
Figure I.9 – Types des dentures coniques 8
Figure I.10 – Représentation schématique d'un engrenage conique 8
Figure I.11 – Système roue et vis sans fin 10
Figure I.12 – Développante de cercle 12
Figure I.13 – Proprietés de la développante de cercle 13
Figure I.14 – Caractéristiques du profil de développante de cercle 14
Figure I.15 – Ligne d'engrénement et ligne de pression 14
Figure I.16 – Forme de la dent en fonction de l'angle de pression 15
Figure I.17 – Cercle de base et cercle primitifs 15

Chapitre II

Figure II.1 – Roue dentée hélicoidale 16
Figure II.2 – Représentation des caractéristiques de pignon 17
Figure II.3.a – Engrenage hélicoidale 18
Figure II.3.b – Image 3D représente les efforts s'exerçant sur la denture 18
Figure II.4 – Roue dentée en chevron 20
Figure II.5 – Engrenage à denture en chevron continu ou à denture double hélicoidale 22
Figure II.6 – Compensation des efforts axiales 22
Figure II.7 – Schématisation d'une dent chargée 24

Chapitre III

Figure III.1 – Schéma cénimatique d'un réducteur de vitesse à un étage 27
Figure III.2 – Présentation des efforts s'exerçant sur la denture 33
Figure III.3 – Représentation des efforts sur l'arbre d'entrée 36
Figure III.4 – Diagramme des efforts tranchant et moment fléchissant dans le plan (XOY) 38
Figure III.5 – Diagramme des efforts tranchant et moment fléchissant dans le plan (ZOY) 40
Figure III.6 – Représentation des efforts sur l'arbre de sortie 41
Figure III.7 – Diagramme des efforts tranchant et moment fléchissant dans le plan (XOY) 43
Figure III.8 – Diagramme des efforts tranchant et moment fléchissant dans le plan (ZOY) 45
Figure III.9 – Clavette parallèle ordinaire 47
Figure III.10 – Vue de coupe d'une clavette monté sur l'arbre 48
Figure III.11 – Roulement à une rangée de billes 51
Figure III.12 – Accouplement élastique à boulons 54

Chapitre IV

Figure IV.1 – Modèle 3D de l'arbre d'entrée 57
Figure IV.2 – Modèle 3D de l'arbre de sortie 58
Figure IV.3 – Résultat de simulation de la distribution de la contrainte de Von Mises sur l'arbre d'entrée 59
Figure IV.4 – Résultat de simulation des déplacements de l'arbre sous l'effet des chargements . 59
Figure IV.5 – Résultat de simulation des déformations de l'arbre sous l'effet des chargements... 60
Figure IV.6 – résultats de simulation de la distribution du coefficient de sécurité 60

Figure IV.7 – Résultat de simulation de la distribution de la contrainte de Von Mises sur l'arbre de sortie 61
Figure IV.8 – Résultat de simulation des déplacements de l'arbre sous l'effet des chargements .. 62
Figure IV.9 – Résultat de simulation des déformations de l'arbre sous l'effet des chargements... 62
Figure IV.10 – résultats de simulation de la distribution du coefficient de sécurité 63

Figure IV.11 – Modèle 3D de pignon d'attaque 64
Figure IV.12 – Modèle 3D de la roue 64
Figure IV.13 – Résultat de simulation de la distribution de la contrainte de Von Mises sur la dent de pignon d'attaque 65
Figure IV.14 – Résultat de simulation des déplacements d'une dent sous l'effet des chargements 65
Figure IV.15 – Résultat de simulation des déformations d'une dent sous l'effet des chargements . 66
Figure IV.16 – résultats de simulation de la distribution du coefficient de sécurité 66

Figure IV.17 – Résultat de simulation de la distribution de la contrainte de Von Mises sur la dent de la roue 67
Figure IV.18 – Résultat de simulation des déplacements d'une dent sous l'effet des chargements 68
Figure IV.19 – Résultat de simulation des déformations d'une dent sous l'effet des chargements . 68
Figure IV.20 – résultats de simulation de la distribution du coefficient de sécurité 69

Chapitre V

Figure V.1 – Exemple de taille par outil crémaillère 70
Figure V.2 – Mouvements d'engrénement lors de taillage par outil crémaillère 71
Figure V.3 – Géometrie de l'outil crémaillère 72
Figure V.4 – Mouvement lors de l'usinage d'une roue avec un outil crémaillère 72
Figure V.5 – Outil crémaillère module m=4 et d'angle de pression α=20° et son profil 73
Figure V.6 – L'outil sur la machine est incliné à droite, la roue usinée est à denture à gauche..... 73
Figure V.7 – Diamètre voisinant 13m, largeur de denture de 89 cm..... 74
Figure V.8 – Exemple de taille avec l'outil pignon..... 75
Figure V.9 – Mouvement lors de l'usinage d'une roue avec un outil pignon 75
Figure V.10 – Dépouille des dents de l'outil pignon et son profil en développante de cercle 75
Figure V.11 – Exemple d'outil pignon de différents modules 75
Figure V.12 – Usinage de dentures intérieures par outil pignon 76
Figure V.13 – Outil pignon à denture hélicoidale 76
Figure V.14 – Usinage des dentures intérieures par outil pignon 77
Figure V.15 – Présentation schématique de deux crémaillères parallèles et symetriques..... 78
Figure V.16 – Manière de réalisation du taillage par outil à double crémaillère 79
Figure V.17 – Dièdre aigu 79
Figure V.18 – Présentation schématique d'une fraise conique (Gleason)..... 80
Figure V.19 – Taillage successive par la fraise conique sur la machine Sunderland 81

Liste des tableaux

Chapitre I

Tableau.I.1 – Avantages et invenvénients de la transmission par engrenage 2
Tableau.I.2 – Caractéristiques d'une roue à denture deroite 4
Tableau.I.3 – Caractéristiques d'une roue à denture hélicoïdale 7
Tableau.I.4 – Les caractéristiques d'un engrenage conique à denture droite 9
Tableau.I.5 – Tableau montrant les caractéristique de la vis 11

Capitre III

Tableau.III.1 – Rendement de quelques couples de frottement 29
Tableau.III.2 – Valeurs normalisées des modules exprimées en mm 31
Tableau.III.3 – Les caractéristiques géomitriques des roues 32
Tableau.III.4 – Récapitulation des résultats trouvées 46

Nomenclatures

Symbole	Désignation		Symbole	Désignation
p_n	Pas normal [mm]		η_r^m	Rendement des roulements
m_n	Module normal [mm]		η_{eng}^n	Rendement des engrenages
α_n	Angle de pression		**n**	Nombre de contact engrenages
r	Rapport de transmission		**C**	Couple moteur [N.m]
Fa	Effort axiale [N]		**P**	Puissance du moteur en watt [w]
Fr	Effort radial [N]		**Ω**	Vitesse de rotation du moteur en [rad/s]
Ft	Effort tangentiel [N]		v_t	Vitesse tangentielle [m/s]
σ	Contrainte de flexion [N/mm^2]		**R**	Les réactions aux niveaux des paliers [N]
σ_p	Contrainte pratique [N/mm^2]		**T**	Effort tranchant [N]
Mf_z	Moment de flexion selon l'axe Z [N.mm]		M_{Feq}	Moment fléchissant équivalent [N.mm]
I_{GZ}	Moment d'inertie selon l'axe Z [mm^4]		M_i	Moment idéal [N.mm]
λ	Déplacement [mm]		**d**	Diamètre de l'arbre [mm]
b	Largeur de la denture [mm]		**P**	Pression de contact ou diamétrale
Y_ε	Facteur de conduite		**[P]**	Pression de contact admissible
Y_f	Facteur de forme		**V**	Vitesse de glissement [m/s]
Y_c	Facteur de concentration de contraintes		R_{pg}	Résistance pratique au glissement $[\frac{N}{mm^2}]$
Y_β	Facteur d'inclinaison des dentures		**S**	Coefficient de sécurité

Introduction générale

Introduction générale

Dans de nombreuses applications industrielles, le choix comme actionneur d'un moteur ne correspond pas aux conditions d'application d'une solution économiquement intéressante. La transmission de puissance entre le moteur, d'une part, et la machine entraînée d'autre part nécessite alors l'interposition d'un adaptateur de mouvement entre ces deux constituants de la chaîne cinématique.

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.

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

Le premier chapitre comporte une présentation brève des différents types d'engrenages et leurs caractéristiques géométriques.

Alors que dans le deuxième chapitre on a fait une étude théorique sur les engrenages à dentures hélicoïdales et à chevrons.

Le troisième chapitre fait l'objet de dimensionnements et calculs des différents éléments du réducteur afin d'en minimiser l'encombrement et en même temps résister avec sécurité aux différentes contraintes à qui s'appliquent eux.

Le quatrième chapitre est réservé à la simulation numérique et l'interprétation des résultats d'analyse.

On a clôturé notre étude par un cinquième chapitre qui présente les différents procédés de taillage des engrenages et les outils utilisés dans leurs fabrication.

Chapitre I

Généralités sur les engrenages

I.1 Introduction

Un engrenage est un mécanisme constitué par deux roues dentées conjuguées, mobile autour de deux axes de rotation qui ont des positions relatives invariables ; les roues dentées transmettent les mouvements de l'une des roues à l'autre par engrènement (fig. I.1).

La roue dentée est un des deux éléments qui composent un engrenage. La qui a le moins de dents est appelée plus spécifiquement pignon.

La roue dentée conjuguée est chacune des deux roues qui peuvent constituer un engrenage par rapport à sa paire, dans l'acception que l'engrenage ainsi constitué assure une certaine loi d'engrènement.

Les dents sont les proéminences des roues, séparées par des espaces qui s'appelant des entredents. La totalité des dents est des entredents forme la denture de la roue dentée.

L'engrènement représente le processus de contact entre les dents de la roue dentée [1].

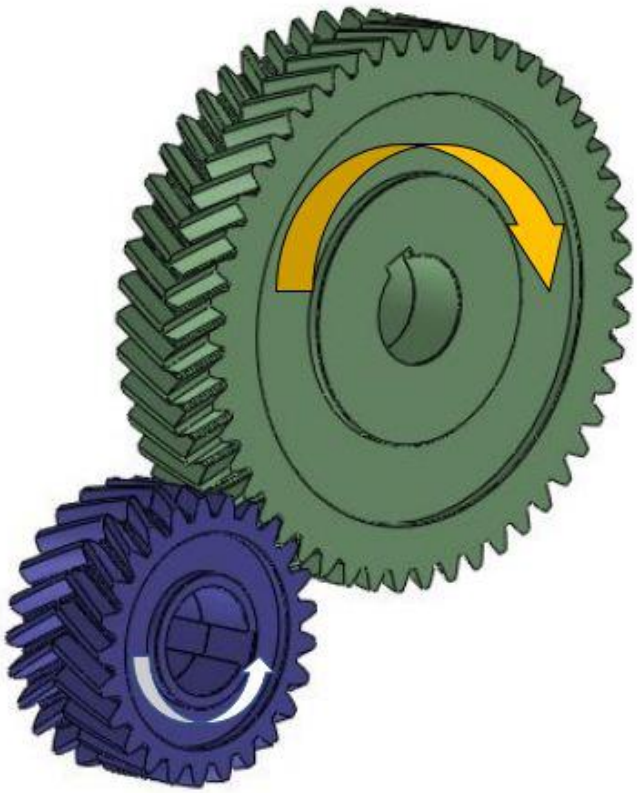


Fig.I.1 : Engrenages cylindriques.

I.2 Avantages et inconvénients

On peut voir les avantages et les inconvénients des engrenages dans le tableau suivant :

AVANTAGES	INCONVENIENTS
• Transmission de puissance élevées sous fréquences de rotation élevées. • Transmission à rapport rigoureusement constant (transmission synchrone). • Transmission parfaitement homocinétique. • Possibilités de transmission entre plusieurs arbres. • Bon rendement général (Suivant classe de qualité). • Durée de vie importante. • Bonne fiabilité.	• Nécessité d'un entraxe constant. • Niveau sonore variable suivant type d'engrenage. • Transmission des à-coups et vibrations. • Nécessité d'une lubrification, souvent par fluide. • Réversibilité possible suivant type d'engrenage. • Coût très variable suivant type d'engrenage et classe de qualité.

Tableau I.1 : Avantages et inconvénients de la transmission par engrenage.

I.3 Types d'engrenages

Selon la disposition de leurs axes, les engrenages peuvent être classés comme suit [2] :

I.3.1 Engrenages à axes parallèles (engrenages cylindriques)

Dentures cylindriques droites ou hélicoïdales. Pour ces types, le profil de denture est presque exclusivement en développante de cercle (fig.I.2). Cependant en rencontre d'autres profils pour les dentures droites : à arc de cercle (roue à chaine) (fig.I.3), en épicycloïde, en hypocycloïde (compresseur Rot) (fig.I.4), mais leurs utilisations sont moins courantes.

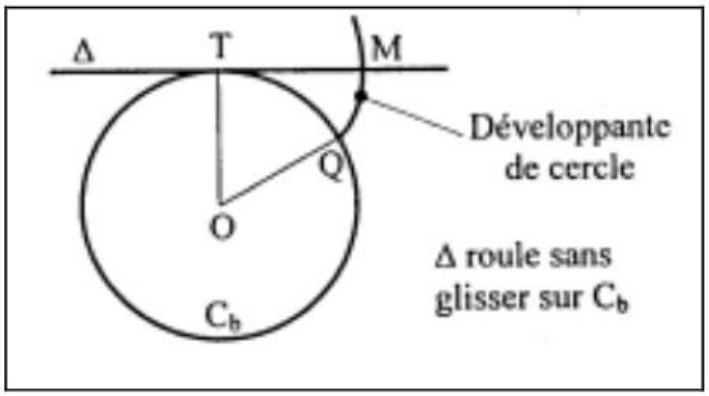


Fig.I.2 : Profil en développante de cercle [2].

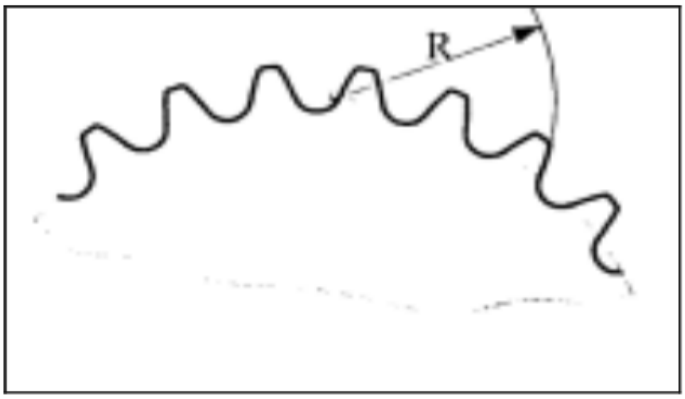


Fig.I.3 : Profil à arc de cercle [2].

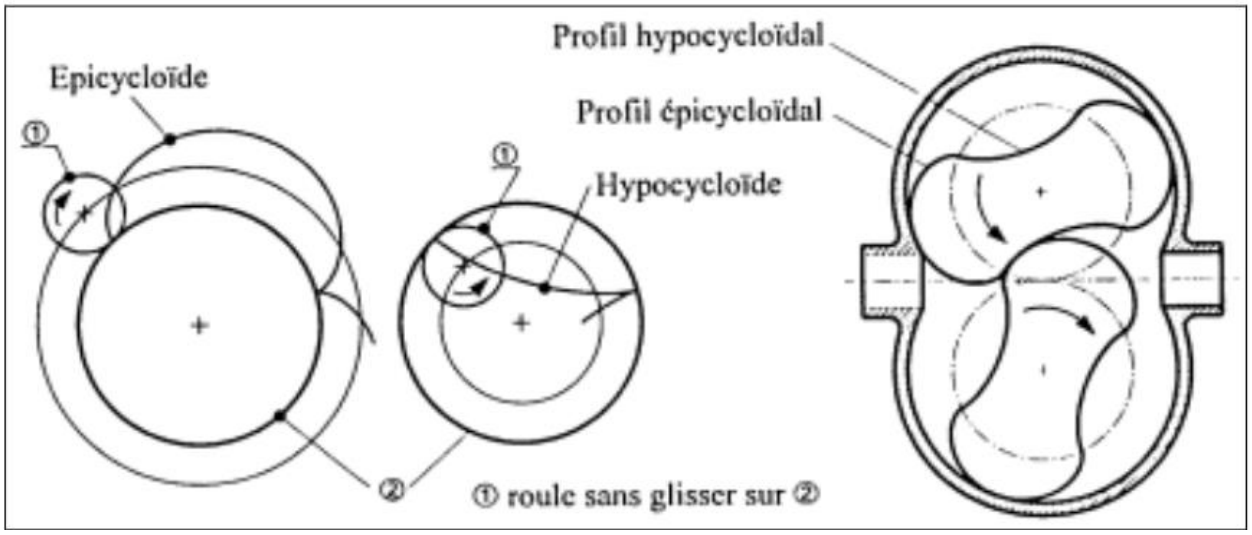


Fig.I.4 : Epicycloïde, Hypocycloïde, Compresseur Root [2].

I.3.1.1 Engrenage cylindrique à denture droite :

La génératrice de dent forme une droite parallèle à l'axe de rotation. C'est le type de denture le plus courant. Il est utilisé dans toutes les applications de mécanique générale. C'est ce système qui permet de transmettre le maximum d'effort. Son principal défaut est d'être bruyant. On remarquera que les roues tournent (par rapport au support) en sens opposé l'une de l'autre (fig.I.5).

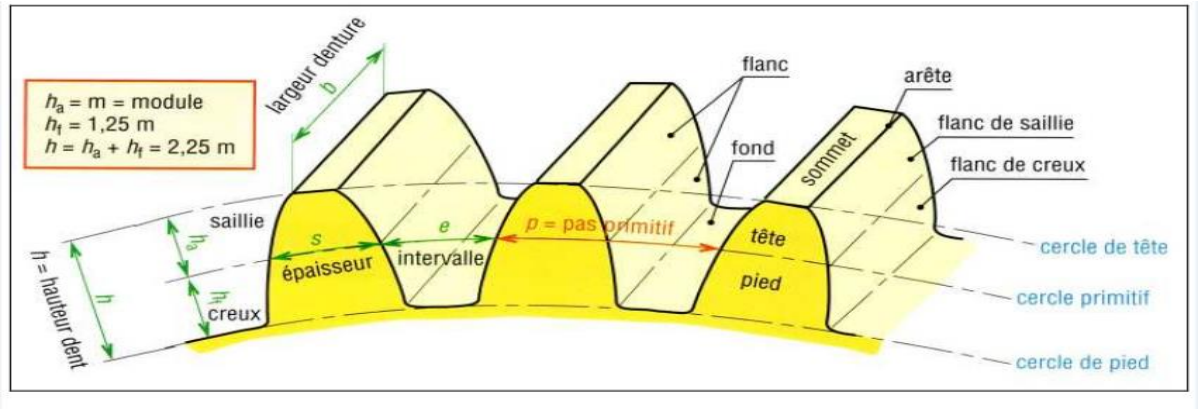


Fig.I.5 : Caractéristiques d'engrenage cylindrique à denture droite [2].

Désignation	Symbole	Valeur
Module	m	Déterminé par un calcul de résistance des matériaux
Nombre de dents	Z	Donné par le rapport (Z1/Z2) = (N2/N1)
Pas	p	$p = \pi.m$
Saillie de la dent	h_a	$h_a = m$
Creux de la dent	h_f	$h_f = 1,25m$
Hauteur de la dent	h	h = 2,25 m
Largeur de denture	b	b = km (k : coefficient de largeur de denture ($7 \leq k \leq 12$)
Diamètre primitif	d_p	$d_p = m.Z$
Diamètre de tête	d_a	$d_a = d + 2\ h_a = m\ (Z+2)$
Diamètre de pied	d_f	$d_f = d - 2\ h_f = m\ (Z-2,5)$
Entraxe de l'engrenage	a	$a = (d_1+d_2)/2$

Tableau I.2 : Caractéristiques d'une roue à denture droite.

I.3.1.2 Engrenage cylindrique à denture hélicoïdale

La génératrice des dents forme une ligne hélicoïdale de même axe que l'axe de rotation. Ce type de denture présente l'avantage d'être silencieux que la denture droite, en créant moins de vibrations. Les dentures hélicoïdales permettent également d'augmenter la conduite de la transmission, en fusant en sorte que le nombre de dents simultanément en contacte devient constant, ce qui permet de transmettre des efforts plus importants et surtout d'atténuer les vibrations et les bruits. On contrepartie ce type de denture engendre un effort axial dont l'intensité dépend de l'angle d'inclinaison. Les roulements ou les paliers doivent être dimensionnés pour reprendre cet effort.

Pour les engrenages à axes parallèles, les hélices sont obligatoirement de sens contraire pour que les dentures puissent engrener, sauf dans le cas très particulier de l'engrenage Paradoxe (fig.I.6).

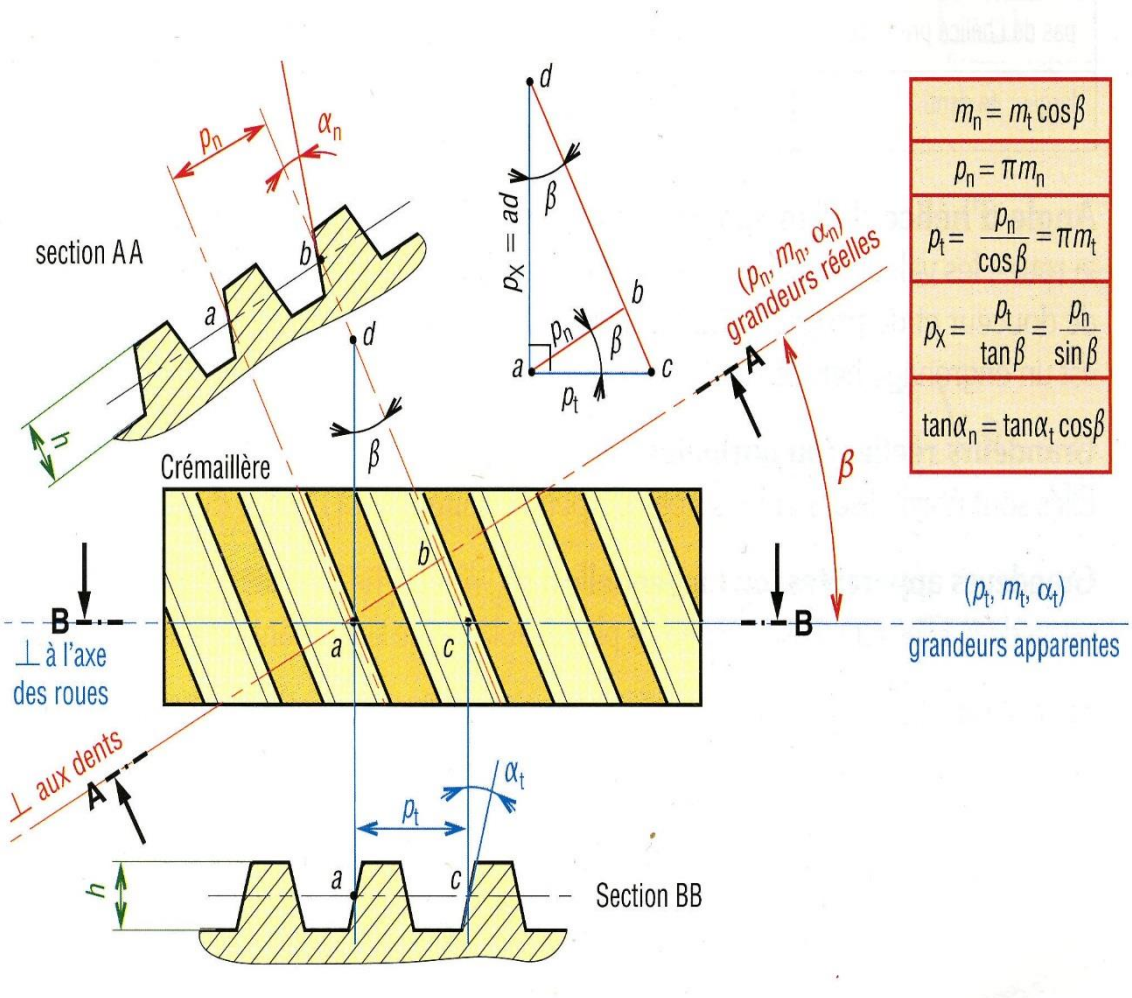


Fig.I.6 : Caractéristiques d'engrenage cylindrique à denture hélicoïdale [2].

I.3.1.3 Eléments de comparaison entre dentures hélicoïdales et dentures droites

Avantages (par rapport aux dentures droites) [3]

- Toujours plusieurs dents en prise c'est-à-dire régularité de la transmission à haut vitesse.
- Moins d'usure et niveau sonore plus bas : choc dû à la flexion moindre.
- Possibilité de façon précise d'obtenir des entraxes de dimension souhaitée en modifiant l'angle d'hélice.
- Possibilité de transmettre un mouvement entre deux axes orthogonaux non concourants.

Inconvénients

- Plus chère que la denture droite.
- Création d'une composante axiale de l'effort de contact.
- Impose souvent la mise en place dans les paliers de roulement spécifique capable de reprendre ce type d'effort.

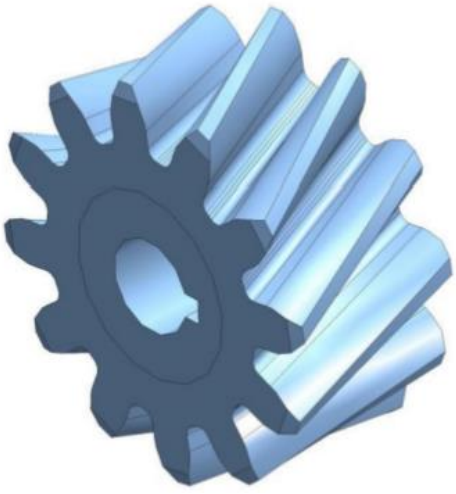


Fig.I.7 : Denture hélicoïdale [3].

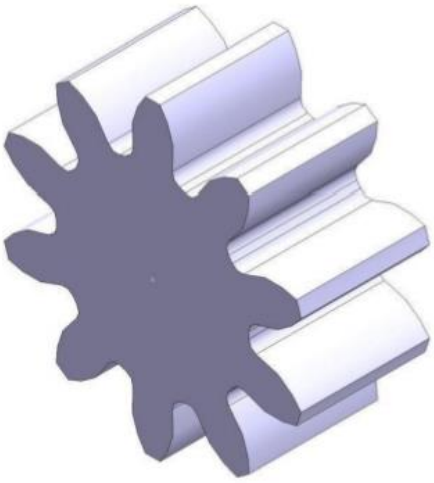


Fig.I.8 : Denture droite [3].

Désignation	Symboles	Valeur
Saillie	ha	$ha = m_n$
Creux	hf	$hf = 1,25\ m_n$
Hauteur de la dent	h	$h = 2,25m_n$
Diamètre de tête	da	$da = d + 2m_n$
Diamètre de pied	df	$df = d – 2,5m_n$
Nombre de dents	Z	Donné par le rapport (Z1/Z2) = (N2/N1)
Module réel	m_n	Déterminé par un calcul de résistance des matériaux et choisi parmi les valeurs normalisées
Pas réel	p_n	$p_{n=}\ \pi.\ m_n$
Module apparent	m_t	$m_{t=}\ m_{n/}\cos\beta$
Pas apparent	p_t	$p_{t=}\ \pi.\ m_t$
Diamètre primitif	d	$d= m_t\ .\ Z$
Entraxe de l'engrenage	a	$a=(d_1 + d_2) / 2$
Angle d'hélice	β	$20° \leq \beta \leq 30°$
Longueur de denture	b	$b = k\ .m_n$

Tableau I.3 : Caractéristiques d'une roue à denture hélicoïdale.

I.3.2 Engrenages à axes concourants

Engrenages coniques droits, hélicoïdaux et Spirou-coniques. Pour les deux premiers types, le profil de denture est en développante sphérique (denture théorique) ou en octode de premier ou deuxième espèce (denture pratique). Pour les engrenages Spirou-coniques, le profil de denture est défini à partir de la roue plate génératrice (fig.I.9).

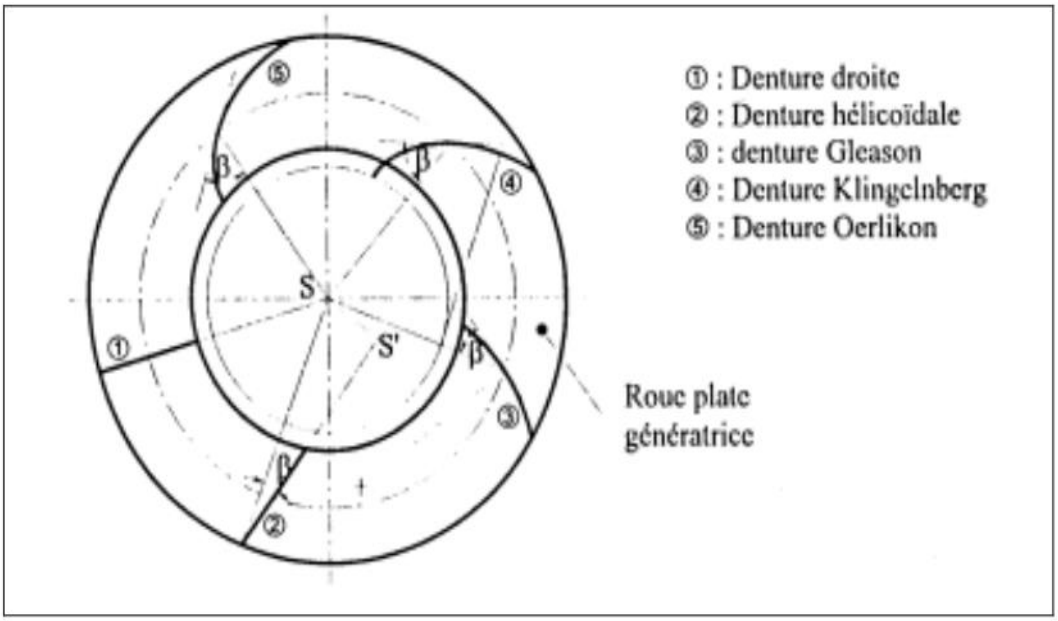


Fig.I.9 : Types des dentures coniques [2]

I.3.2.1 Engrenage conique

C'est un engrenage qu'on trouve entre deux axes concourants et est que les surfaces supérieures de toutes les dents appartiennent à un cône dont le sommet est confondu au point de concours (S) des axes des roues [3]. De même toutes les génératrices d'une dent se rencontre au point (S).

Il permet la transmission de puissance entre deux arbres à axes concourants avec ou sans modification de la vitesse angulaire (fig.I.10).

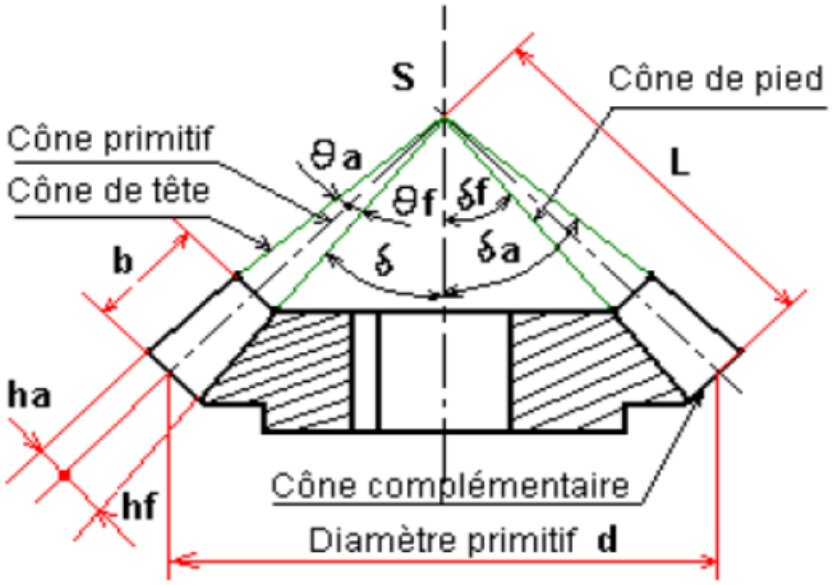


Fig.I.10 : Représentation schématique d'un engrenage Conique [3].

Désignation	Symbole	Valeur
Module moyen	m_{moy}	Déterminé par un calcul de résistance des matériaux
Module	m	Déterminé à partir de m_{moy}
Nombre de dents	Z	Donné par le rapport (Z1/Z2) = (N2/N1)
Pas	P	$p = \pi . m$
Diamètre primitif	d	$d = m . Z$
Angle primitif	δ	$\delta = \arcsin(d/2.L)$
Saillie de la dent	h_a	$h_a = m$
Creux de la dent	h_f	$h_f = 1{,}25\ m$
Hauteur de dent	h	$h = 2{,}25\ m$
Epaisseur de la dent	s	$s = p/2$
Intervalle de dent	e	$e = p/2$
Largeur de denture	b	$b = k.m \quad (4 \leq k \leq 6)$
Diamètre de tête	d_a	$d_a = d+(2.m.\cos\delta)$
Diamètre de pied	d_f	$d_f = d-(2{,}5.m.\cos\delta)$
Angle de saillie	ϑα	$\tan\vartheta\alpha = m/L$
Angle de creux	ϑf	$\tan\vartheta f = 1{,}25m/L$
Angle de tête	δα	$\delta\alpha = \delta+\vartheta\alpha$
Angle de pied	δf	$\delta f = \delta-\vartheta f$

Tableau.I.4 : Les caractéristiques d'un engrenage conique à denture droite.

I.3.3 Engrenages à axes orthogonaux

- Engrenages gauches hélicoïdaux : Les dentures sont à développante de cercle (théorique, des hyperboloïdes de révolution) [2].
- Engrenages à roue et vis sans fin : La surface de denture est engendrée par un outil matérialisant la vis conjuguée (taillage suivant la méthode des enveloppes). La vis peut être à filet trapézoïdale, à filet engendrée par un tronc de cône de révolution, à filet en hélicoïde développable.

I.3.3.1 Engrenages gauches (système roue et vis sans fin)

Un engrenage à vis est un engrenage gauche constitué d'une vis et d'une roue conjuguée, le profil de la vis (en général) trapézoïdal.

Dans de nombreux cas ce dispositif est irréversible, ce qui signifie que si la vis peut entrainer la roue, la roue ne peut pas entrainer la vis en raison des frottements.

I.3.3.2 Avantages et inconvénients de la transmission par roue et vis sans fin

Avantages

- Transmission sans vibration.
- Rapport de réduction très important.
- Fonctionnement peu bruyant.
- Transmission de couple importants sous fréquences de rotation élevées.
- Durée de vie importante.

Inconvénients

- La nécessité de retenir des matériaux à faibles facteurs de frottement.
- Echauffement lors du fonctionnement continue en charge.
- Présence d'un effort axial très important sur la vis.

Fig.I.11 : Système roue et vis sans fin.

Désignation	Symbole	Valeur
Nombre de filets	Z	Déterminé par le rapport de vitesse
Angle d'hélice	β	Fonction de la réversibilité de la transmission
Module réel	m_n	Déterminé par un calcul de résistance des matériaux
Module axial	m_x	$m_x = m_n / \cos \gamma$
Pas réel	p_n	$p_n = \pi . m_n$
Pas axial	p_x	$p_x = p_n / \cos \gamma$
Pas de l'hélice	p_z	$p_z = p_x . Z$
Diamètre primitif	d	$d = p_z / \pi . \tan \gamma$
Diamètre extérieur	d_a	$d_a = d + 2\ m_n$
Diamètre intérieur	d_f	$d_f = d - 2{,}5\ m_n$
Longueur de la vis	L	$4p_x \leq L \leq 6p_x$

Tableau.I.5 : Tableau montrant les caractéristiques de la vis.

I.4 Etude du profile en développante de cercle

I.4.1 Développante de cercle

La trajectoire d'un point M appartenant à un fil (ou corde), enroulée sur un cercle est appelée développante de cercle [4].

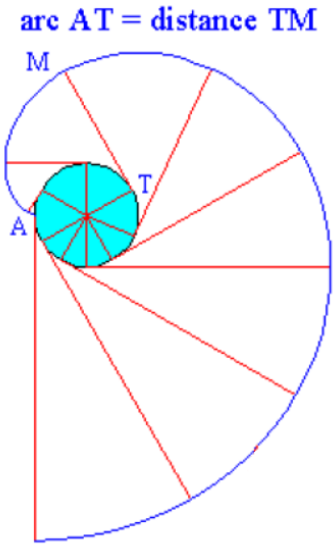


Fig.I.12 : Développante de cercle [4].

I.4.2 Propriété de la développante de cercle

La développante est la courbe engendrée par un point M d'une droite TM qui roule sans glisser sur le cercle (O,R).

Le cercle qui sert de support au tracé de la développante est appelé cercle de base.

Les développantes tracées à partir d'un même cercle de base sont toutes géométriquement identiques ou superposables.

Les profils des flancs et faces des dents suivent rigoureusement la géométrie de la développante (fig.I.13).

Remarque : si on déroule, en le maintenant tendu, un fil enroulé sur un disque ou une bobine, l'extrémité du fil décrit une développante de cercle

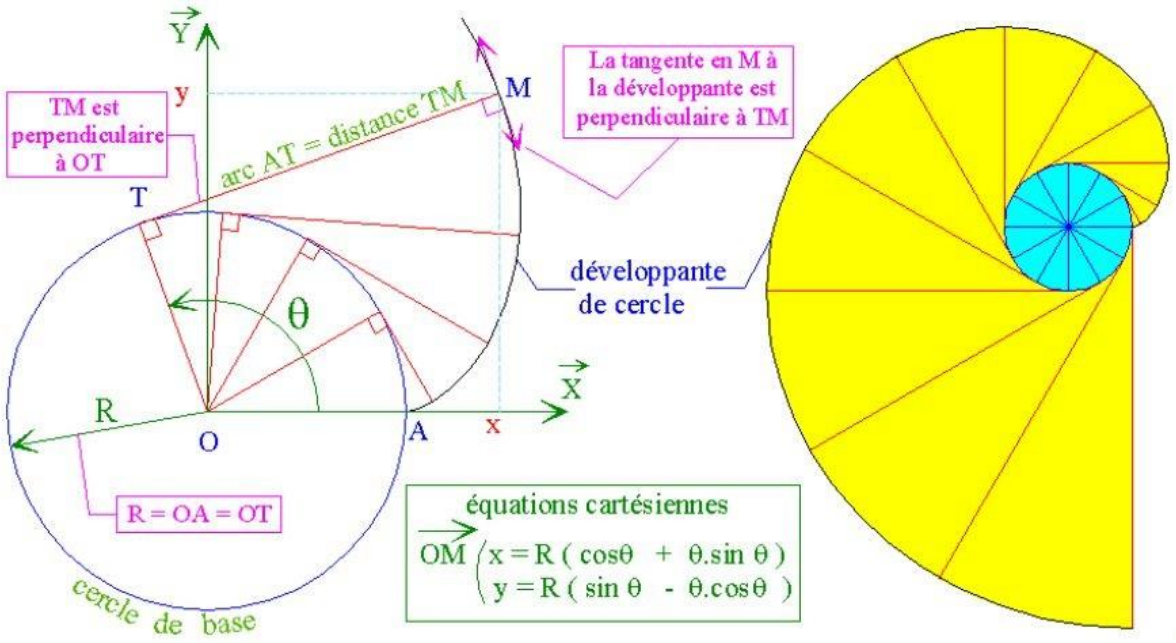


Fig.I.13 : Propriétés de la développante de cercle [4].

I.4.3 Caractéristiques du profil en développante de cercle

Le profil en développante de cercle est le profil le plus utilisé (universel). Insensible aux variations d'entraxe, il se laisse tailler à l'aide d'outils relativement simples (fig.I.14).

Profils conjugués : Les profils en développante font partie des profils conjugués. Les profils conjugués sont des profils qui permettent de transmettre le mouvement d'une roue à une autre sans à-coups, de façon régulière, sans fluctuation, même infime, du rapport de l'engrenage (n_2/n_1=constante).

Pas de base (pb) : c'est la longueur de l'arc, mesuré sur le cercle de base, entre deux dents consécutives. C'est aussi la distance entre les profils des dents successives.

Pour que deux roues puissent engrener, il faut qu'elles aient le même pas de base ($pb_1 = pb_2$).

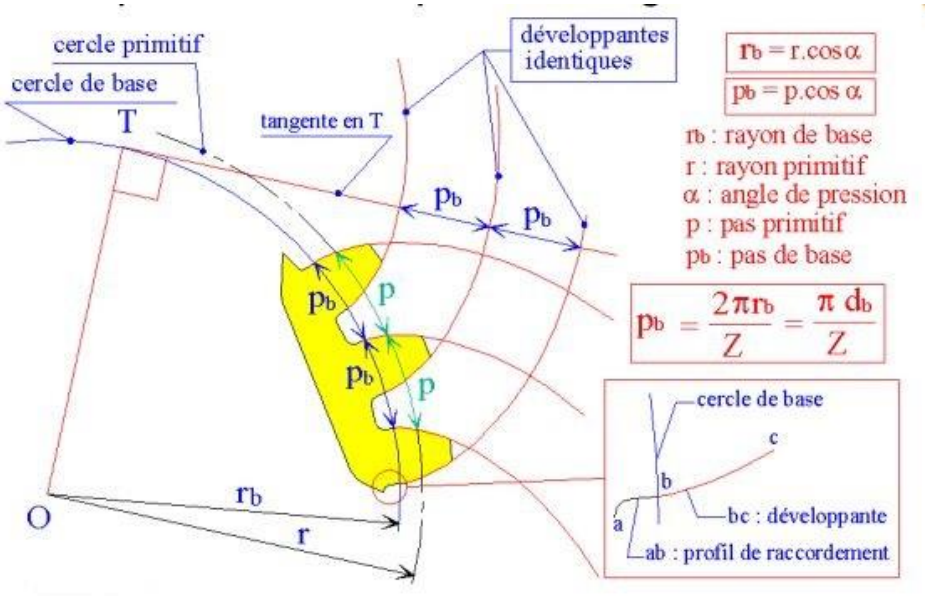


Fig.I.14 : Caractéristiques du profil en développante de cercle [4].

I.4.4 Ligne d'engrènement ou ligne de pression T1 T2 :

Tangente aux deux cercles de base, c'est la ligne qui porte (en permanence) l'effort de contact s'exerçant entre les deux roues. Le point de contact entre les dents est toujours situé sur cette ligne (fig.I.15).

La tangente de deux profils en contact est toujours perpendiculaire à T1 T2.

Le contact entre les deux dents se fait à la fois avec du roulement et du glissement.

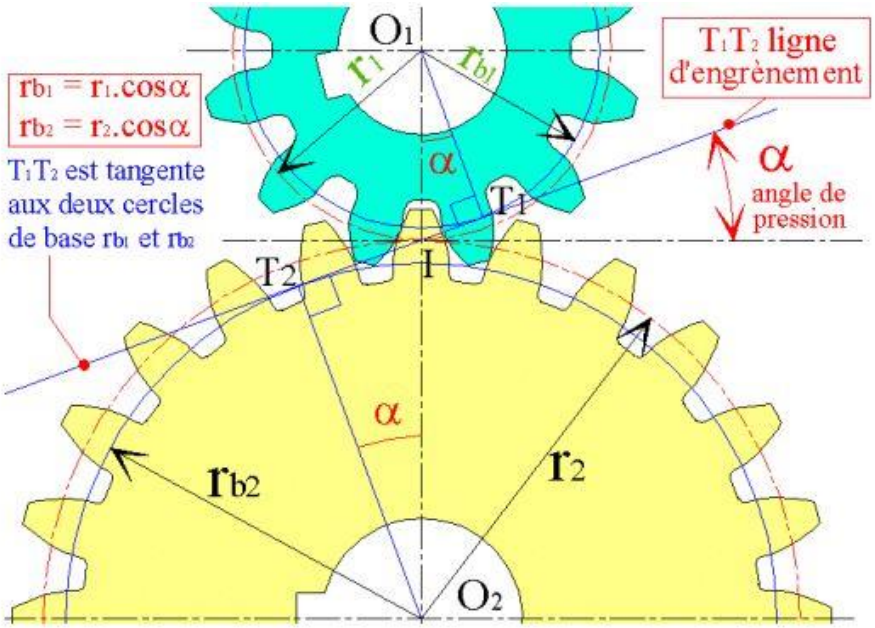


Fig.I.15 : Ligne d'engrènement et ligne de pression [4].

I.4.5 Angle de pression (α) :

Autre caractéristique importante, il définit l'inclinaison de la droite de pression T1 T2 (ainsi que l'action de contact exercée entre les roues), mais aussi la forme de la dent (fig.I.16).

α = 20° est la valeur la plus utilisée, α = 14°30' est utilisé en remplacement d'engrenages anciens, α = 25° est un standard aux USA.

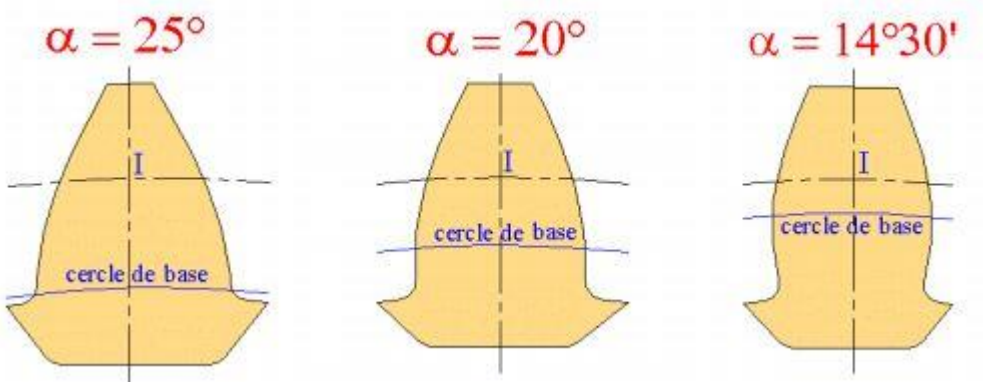


Fig.I.16 : Forme de la dent en fonction de l'angle de pression [4].

I.4.6 Cercles de base et cercles primitifs

Pour un engrenage les cercles primitifs sont uniques. Ils définissent le rapport de la transmission (fig.I.17).

Les cercles de base définissent le profil de la denture, autrement dit la développante.

À deux cercles primitifs peut correspondre, en théorie, une infinité de cercles de base et d'angles de pression possibles, seule condition : r2/r1 =rb2/rb1.

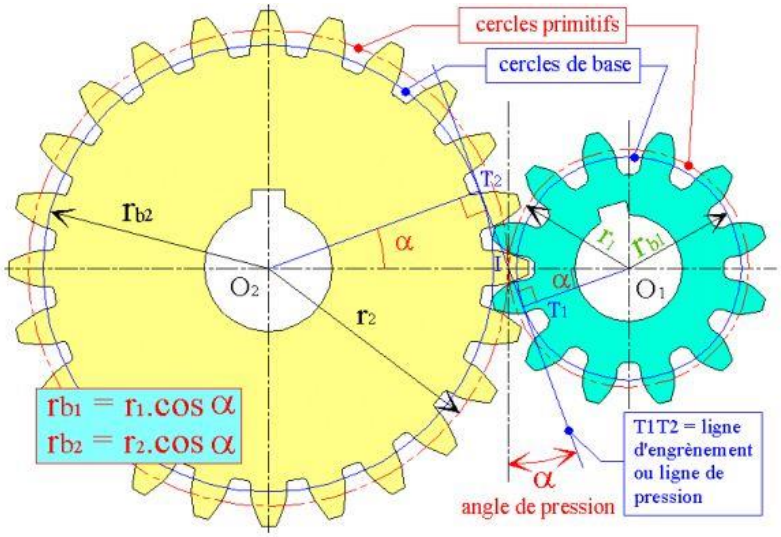


Fig.I.17 : Cercle de base et cercle primitif [4].

Chapitre II

Étude théorique des roues dentées hélicoïdales et à chevrons

II.1 Introduction

Imaginons une roue cylindrique à denture droite que l'on a tronçonnée, par des coupes perpendiculaires à l'axe de rotation, en disques dentés de faible épaisseur. Imaginons aussi que l'on décale angulairement ces disques d'une même valeur les uns par rapport aux autres. On a ainsi réalisé une roue à denture hélicoïde (fig.II.1).

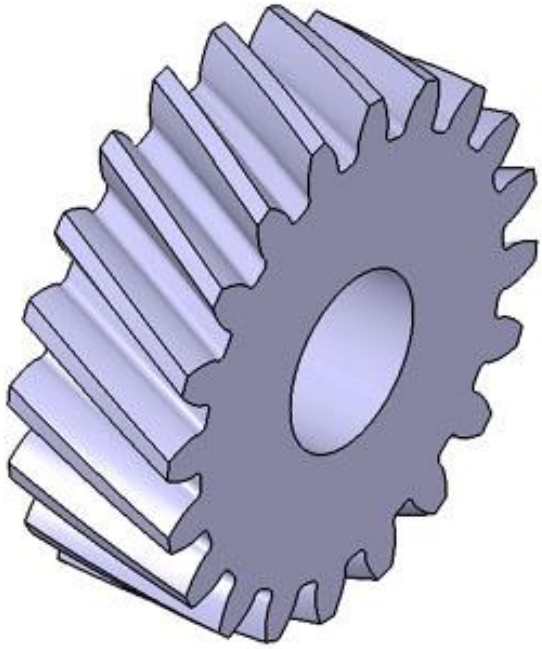


Fig.II.1 : Roue dentée hélicoïdale.

II.2 Caractéristiques géométriques de la denture hélicoïdale

Une denture hélicoïdale est taillée avec le même outil hélicoïdale qu'une denture droite. Il en résulte que le module de la denture mesuré normalement à l'hélice est égale au module de l'outil et appelé module réel [5].

Pour les mêmes raisons d'uniformité d'outillage, la tête et le pied ont respectivement la même hauteur que la tête et le pied d'une denture droite (fig.II.2).

Par analogie avec une roue à denture droite ayant un nombre de dents égale à **Z** et un diamètre primitif **d**.

On définit les grandeurs normales, mesurées dans un plan perpendiculaire à la tangente de l'hélice :

- Pas normal $\mathbf{p_n}$ $\mathbf{p_n = \pi . m_n}$

- Module normal $\mathbf{m_n}$
- Angle de pression $\boldsymbol{\alpha_n}$

On définit les grandeurs apparentes, mesurées dans un plan perpendiculaire à l'axe de rotation de la roue :

- Pas apparent $\boldsymbol{p_t = \frac{p_n}{cos\beta}}$
- Module apparent $\boldsymbol{m_t = \frac{m_n}{cos\beta}}$
- Angle de pression apparente $\tan \alpha_t = \frac{\tan(\alpha_n)}{\cos\beta}$

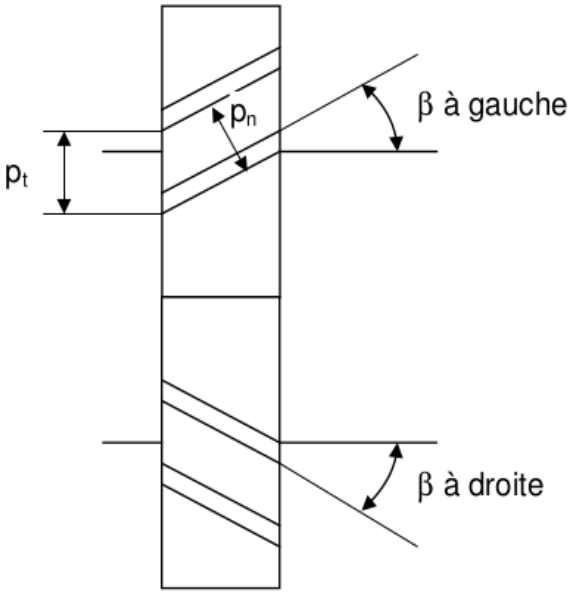


Fig.II.2 : Représentation des caractéristiques du pignon [5].

Conditions d'engrènement

- Même angle d'hélice **β** mais de sens différent.
- Même module apparent ($\mathbf{m_t}$) et même module normalisé($\mathbf{m_n}$).
- Rapport de transmission $\boldsymbol{r = \frac{N_S}{N_E} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{Z_1}{Z_2}}$
- La transmission du mouvement est continue, si le contact cessant entre un couple de dent, un autre couple est déjà en prise soit : $\boldsymbol{b \geq \frac{\pi . m_n}{sin\alpha}}$

II.3 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_0 dans le cas du taillage – α dans le cas du fonctionnement) [3] et de l'angle d'hélice β. Il se décompose en trois forces (fig.II.3.a) et (fig.II.3.b) :

$$\overrightarrow{F_{1/2}} = \overrightarrow{Ft} + \overrightarrow{Fa} + \overrightarrow{Fr}$$

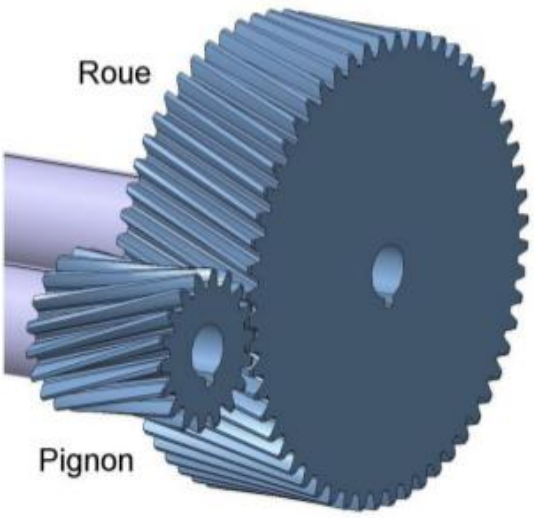


Fig.II.3. a : Engrenage hélicoïdale (Roue et Pignon) [3].

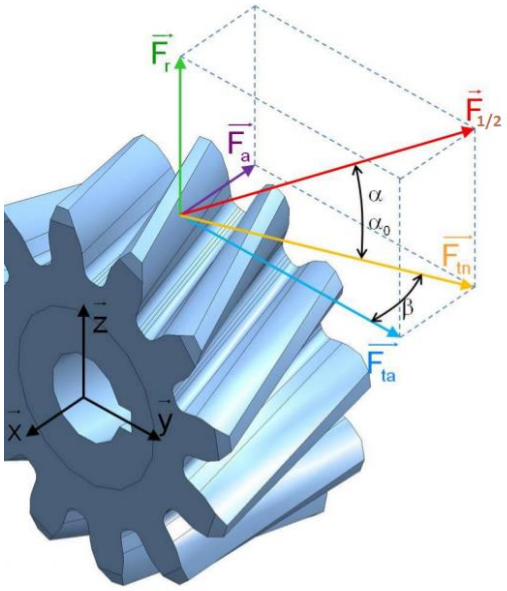


Fig.II.3. b : Image en 3D représente les efforts s'exerçant sur la denture [3].

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,

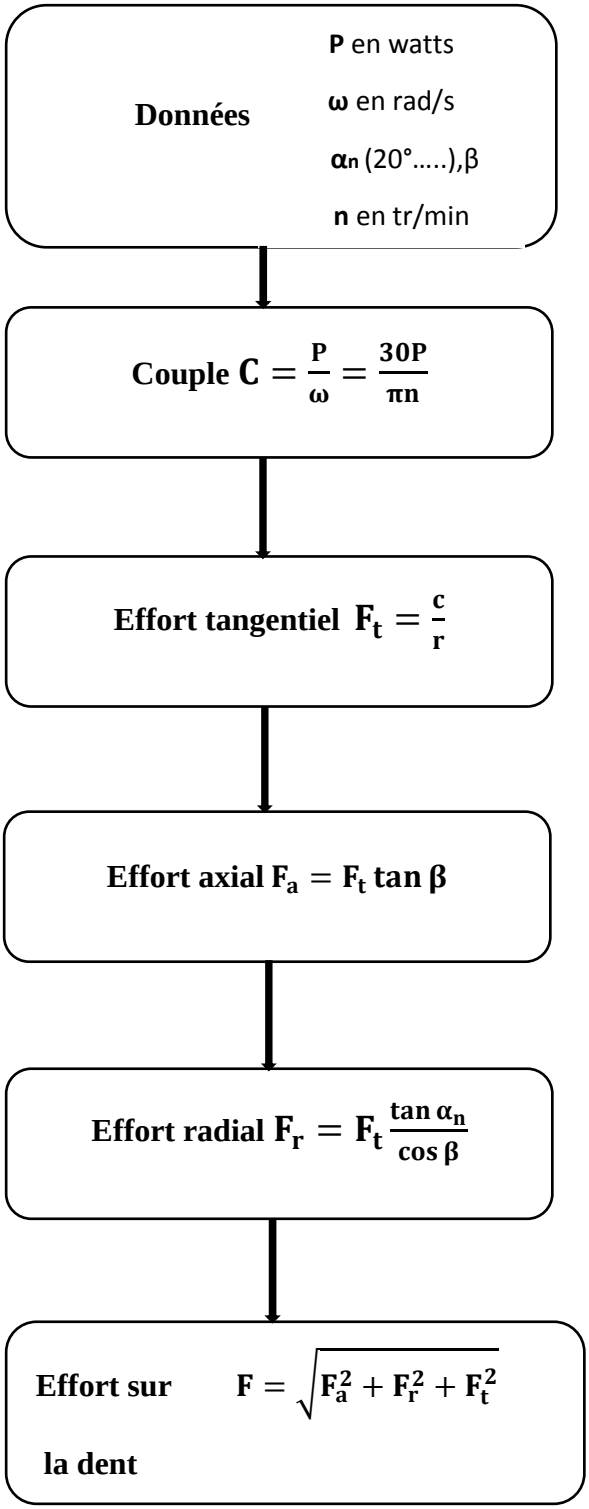
Ft : Effort tangentiel transmettant le couple et la puissance.

Remarque :

- Pour le dimensionnement, c'est l'effort tangentielle dans le plan normal noté $\overrightarrow{Ftn}$ qu'il faut utiliser.
- Ni **Fr** ni **Fa** ne participent à la transmission du couple.

II.4 Calcule Ft, Fr, Fa et F

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



Organigramme de calcul

II.5 Engrenages à denture en chevron

Une denture en chevrons, ou denture Citroën, est composée de deux dentures hélicoïdales de dimension identiques, mais d'hélice en sens contraires de manière à annuler l'effort axial sur l'ensemble (FigII.4). Bien que séduisant du point de vue théorique, ce type de denture est, en pratique, compliqué à réaliser lorsque le profil n'est pas dégageant à l'intersection des deux hélices ; il est très cher à réaliser. Certains constructeurs usinent une rainure centrale pour permettre de dégager facilement les outils de taillages à l'intersection des deux hélices ; la rainure facilite également l'évacuation du lubrifiant. Les dentures en chevrons sont utilisées essentiellement dans l'industrie lourd. Dans ce cas il s'agit souvent de deux engrenages à hélices contraires associés et plus rarement des roues monoblocs. On peut aussi en trouver en aéronautique, par exemple dans le réducteur d'un turbopropulseur type PW100 [6].

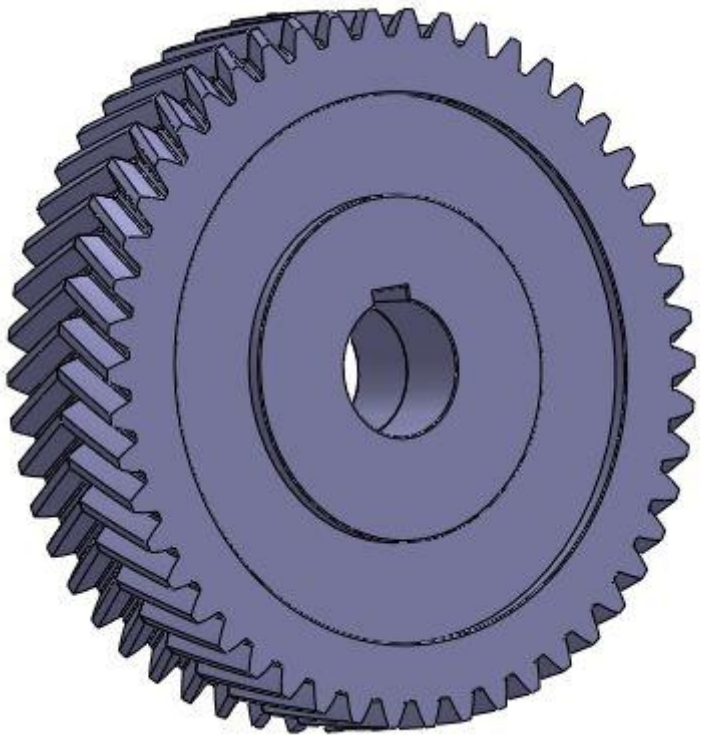


Fig.II.4 : Roue dentée en chevron.

En principe les roues et les pignons en chevron comprennent une moitié hélicoïdale à gauche et une moitié à droite ; ils sont toutefois construits en une seule pièce [6].

La denture peut être continue, c'est-à-dire sans gorge médiane entre la partie à gauche et celle à droite (fig.II.5). Cette disposition présente le maximum de résistance à la rupture. Il est cependant préférable, pour la facilité du taillage, de ménager une petite gorge médiane (de l'ordre de 5 à 6mm).

La denture en chevron permet un sérieux gain d'espace en largeur.

Il faut aussi tenir compte dans le dessin d'engrenages en chevron de certaines particularités, à savoir :

- L'angle au sommet est toujours de 120° (soit deux hélices de 30°).
- Pour les modules métriques (de module 1.75 à 12), l'angle au sommet varie légèrement.
- On considère toujours le module ou le pas apparent, ainsi que l'angle de pression (20° apparent).
- Hauteur denture
- L'angle de pression apparent est toujours de 20°.

Les engrenages en chevron ont l'avantage de ne créer aucune poussée axiale, ce qui n'est pas le cas des hélicoïdaux simples. D'autre part, il est indispensable qu'un des éléments de l'engrenage en chevron (de préférence le pignon) soit libre en sens axial, de sorte que, pour la répartition égale de la charge sur les deux rangées de dents, les plans médians coïncident.

Lorsque la gorge médiane est de largeur suffisante, les dentures en chevron forment une denture double hélicoïdale et le taillage put être réalisé à la fraise-mère. Les angles d'hélice peuvent être choisi indifféremment.

Pour le chevron continu ou avec gorge médiane de peu de largeur, les dentures doivent nécessairement être exécutées sur des machines spécialement conçues, comme les machines Sykes.

Dans ce cas, les angles d'hélice sont déterminés par le pas des guides de la machine et par le diamètre primitif des couteaux de taillage.

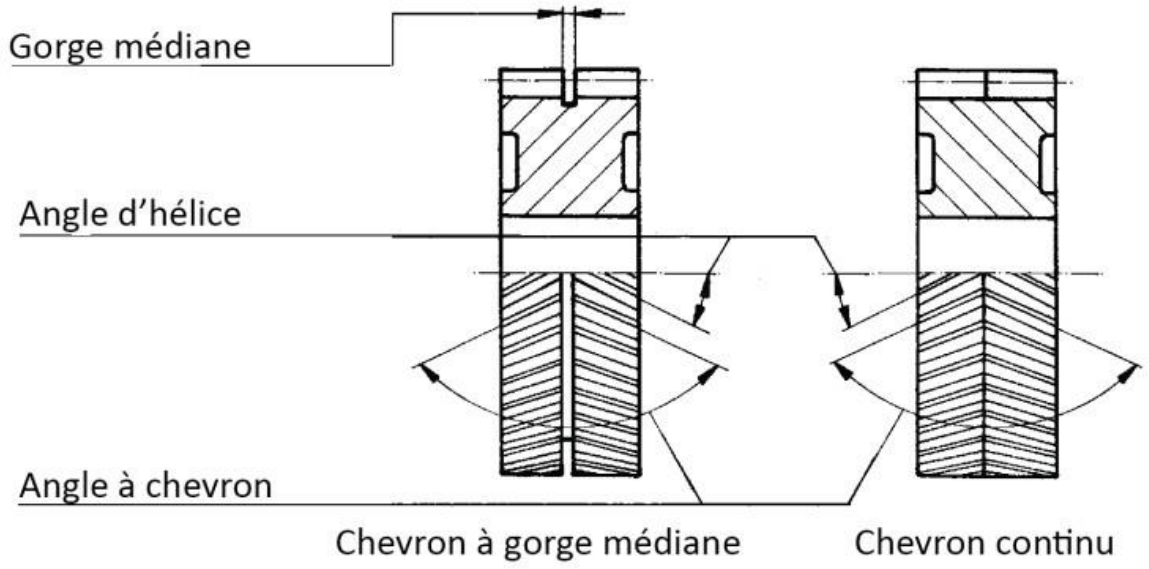


Fig.II.5 : Engrenages à denture en chevron continu ou à denture double hélicoïdale [6].

II.5.1 Compensation des efforts axiales Fa

Les dentures chevrons éliminent les effets de l'effort axial sur les paliers [7]. Pour un même arbre comportant deux roues, l'utilisation de sens d'hélices judicieusement choisis compense les efforts axiaux respectifs (fig.II.6).

Pour l'exemple proposé, $\mathbf{Fa_{1/2}}$ en **A** est compensé par $\mathbf{Fa_{3/4}}$ en **B** ce qui donne un effort axial total sur les paliers de l'arbre intermédiaire : $\mathbf{Fa = Fa_{1/2} - Fa_{3/4}}$.

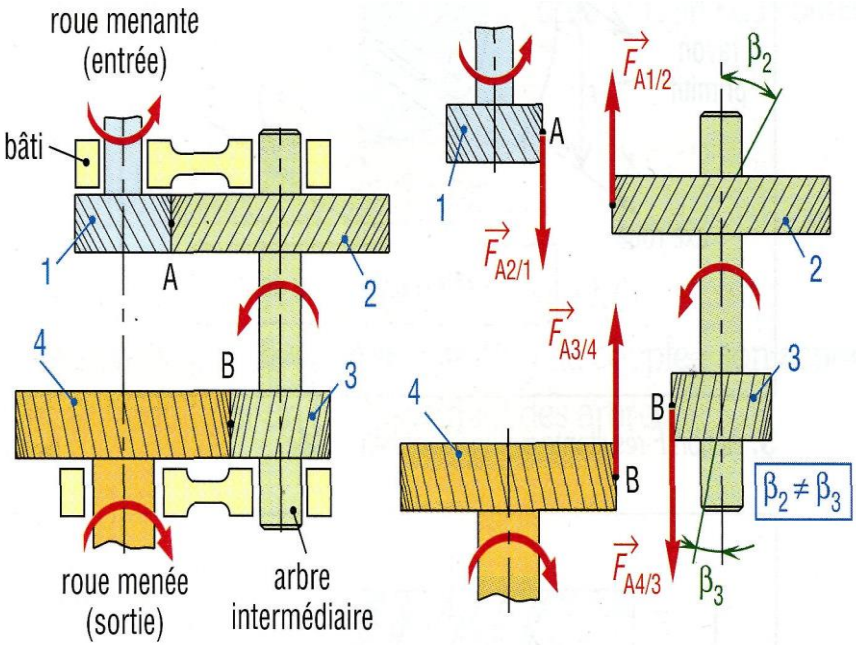


Fig.II.6 : Exemple de compensations des efforts axiales [7].

II.6 Etude de résistance des engrenages à dentures droites et hélicoïdales

La dent est une poutre encastrée, considérée de section constante [3].

- Epaisseur à l' encastrement $\boldsymbol{h = \frac{\pi.m_0}{2}}$
- Profondeur $\boldsymbol{b = k.m_0}$
- Longueur $\boldsymbol{L = 2.25.m_0}$
- Effort tangentiel $\mathbf{F_t}$

  $\mathbf{F_{tn}}$ pour les dentures hélicoïdales

La contrainte de flexion maxi au pied de la dent vaut $\boldsymbol{\sigma = \frac{M.f_z}{I_{.GZ}}\lambda}$

Avec $\begin{cases} \boldsymbol{Mf_{z=}\ 2.25.m_0.F_t} \\ \boldsymbol{I_{GZ} = \frac{b.h^3}{12}} \\ \boldsymbol{\lambda = \frac{\pi.m_0}{4}} \end{cases}$ $\longrightarrow$ $\boldsymbol{\sigma = 5.47.\frac{F_t}{k.m_0^2}}$

Soit la formule de module simplifié, où $\boldsymbol{\sigma_p}$ est la contrainte pratique admissible :

$$\boldsymbol{m_0 = 2.34.\sqrt{\frac{F_t}{K.\sigma_p}}}$$

La dent est une poutre encastrée à développante de cercle. La contrainte de flexion maxi au pied de la dent vaut $\boldsymbol{\sigma = \frac{M.f_z}{I_{.GZ}}\lambda}$

$$\begin{cases} \boldsymbol{Mf_z = \frac{F_n.cos\alpha_a.h}{\varepsilon_\alpha}} \\ \boldsymbol{I_{GZ} = \frac{b.s^3}{12}} \\ \boldsymbol{\lambda = \frac{s}{2}} \end{cases} \rightarrow \boldsymbol{\sigma = \frac{6.F_{n\,.}cos\alpha_a.h}{\varepsilon_\alpha.b.s^2}}$$

D'où $\boldsymbol{\sigma = \frac{6.F_{n\,.}cos\alpha_a h}{\varepsilon_\alpha.b.s^2} \leq \sigma_p}$

C'est une relation du type $\boldsymbol{\sigma \frac{F_t}{b.m_0}.Y_\varepsilon.Y_f.Y_c.Y_\beta \leq \sigma_p}$

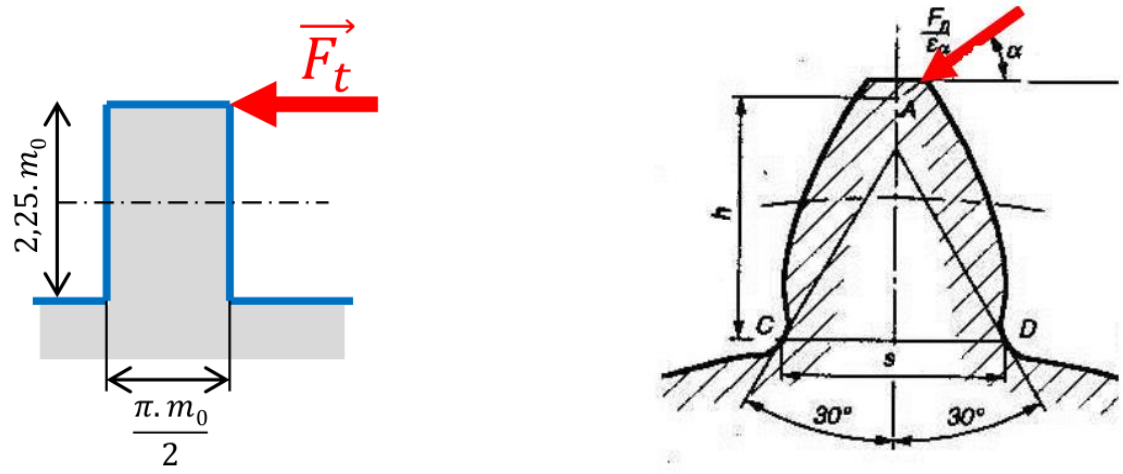


Fig.II.7 : Schématisation d'une dent chargée [3].

Où

- $\boldsymbol{\sigma}$: Contrainte de flexion [N/mm^2]
- $\boldsymbol{\sigma_p}$: Contrainte pratique [N/mm^2]
- $\boldsymbol{Mf_z}$: Moment de flexion selon l'axe Z [N.mm]
- $\boldsymbol{I_{GZ}}$: Moment d'inertie selon l'axe Z [mm^4]
- $\boldsymbol{\lambda}$: Déplacement [mm]
- $\boldsymbol{h}$: Épaisseur de l'encastrement [mm]
- $\boldsymbol{Y_\varepsilon}$: Facteur de conduite
- $\boldsymbol{Y_f}$: Facteur de forme (voir abaques Annexe 1)
- $\boldsymbol{Y_c}$ **:** Facteur de concentration de contraintes (voir abaques Annexe 2)
- $\boldsymbol{Y_\beta}$: Facteur d'inclinaison des dentures
- **Ft :** Effort tangentiel à la denture (**Fn** pour les dentures hélicoïdales)
- **b :** Largeur du denture (**k.m$_0$**)

Ordre de grandeur de σ_p (Contrainte pratique):

Acier au carbone non traités	250 – 300 MPa
Aciers alliés trempés, revenus à haute température	350 – 400 MPa
Aciers alliés trempés, revenus à basse température	450 – 550 MPa
Aciers alliés de nitruration	600 – 650 MPa
Aciers alliés cémentation	700 – 800 MPa

II.7 Matériaux pour engrenages

Le choix de la matière d'œuvre d'une roue dentée doit être fait de manière à rendre possible le taillage et l'achèvement de ses dents avec la précision et l'état de surface imposés, et à assurer une résistance à la flexion suffisante pour tenir aux charges dynamiques alternatives, une résistance suffisante de la couche superficielle des dents et une tenue à l'usure élevée.

Les matériaux utilisés dans la fabrication des engrenages sont l'acier, la fonte et les matières plastiques. La tendance à réduire l'encombrement, à accroître les puissances transmises par un groupe et à augmenter les vitesses. La grande variété des nuances des aciers et la possibilité d'obtenir par traitement thermique et thermochimique des propriétés variées permettent de réaliser la combinaison la plus favorable des propriétés imposées.

L'acier au carbone est le plus courant pour les charges moyennes ; sa teneur en carbone varie de 0.35 à 0.50%.

Nous savons qu'une dureté élevée des surfaces actives des dents les rend moins susceptibles aux détériorations. C'est pourquoi le choix des matériaux et des traitements thermiques est guidé par la nécessité d'obtenir une dureté maximale pour le mode du taillage imposé des roues de précision requise [8].

Chapitre III

Étude et dimensionnement du réducteur

III.1 Introduction

L'étude porte sur une transmission de puissance à installer entre un moteur et une machine à commander. Un moteur à vitesse de fonctionnement unique et à couple nominal unique est utilisé dans la majorité des cas, qu'il soit électrique, thermique, hydraulique ou pneumatique, car c'est la solution économiquement acceptable. Ces deux caractéristiques évoluent entre deux valeurs voisines : vitesse en charge **Nm**, couple en charge **Cm**, les variations acceptées se situant entre 2 % et 10 % suivant le type de moteur et le rendement énergétique souhaité.

La machine à commander fonctionne en général à vitesse et à couple uniques dits caractéristiques d'utilisation : **Ns**, **Cs**, avec des variations de l'ordre de 2 % à 20 %.

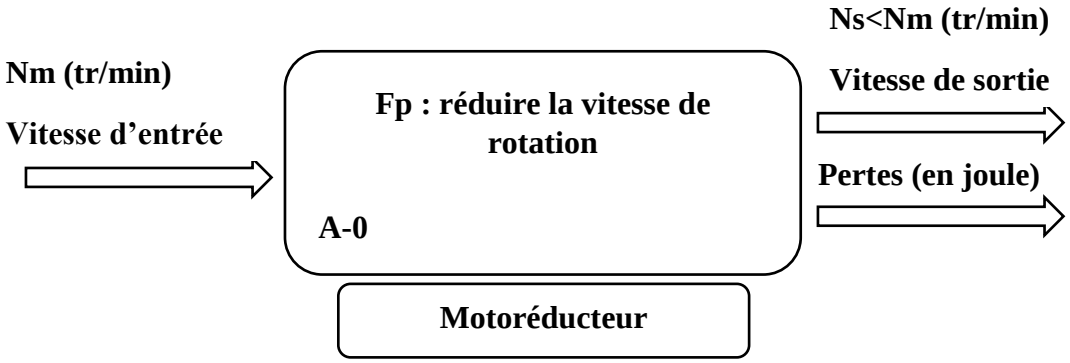
Il est donc nécessaire d'adapter les caractéristiques du moteur à celles de la machine et pour cela l'élément d'adaptation entre moteur et machine est un réducteur de vitesse ou un multiplicateur de vitesse de rapport i constant. Il se nomme aussi réducteur de couple ou multiplicateur de couple de rapport constant i avec, si l'on admet un rendement unité :

— **réducteur i_r = |Nm|/|Ns| = |Cs|/|Cm| = Cte** $i_r > 1$

— **multiplicateur i_m = |Ns|/|Nm | = |Cm|/|Cs| = Cte** $i_m > 1$

Le réducteur et le multiplicateur étant deux mécanismes réciproques, seul le réducteur sera étudié par la suite.

En particulier 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 est parfois insuffisant pour vaincre l'inertie au démarrage, et assurer un fonctionnement en charge du récepteur satisfaisant. C'est pourquoi un réducteur est utilisé [9].



Fonctionnement principale du moto réducteur.

III.2 Présentation du mécanisme

Schéma cinématique du réducteur :

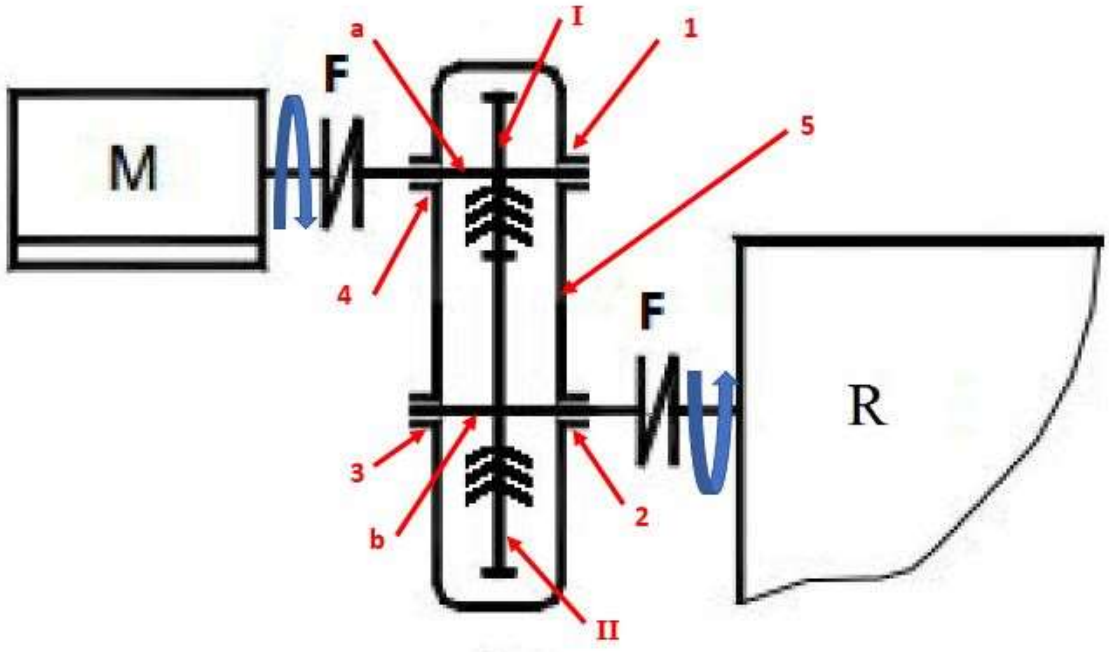


Fig.III.1 : schéma cinématique d'un réducteur de vitesse à un étage

(Système roue et pignon à denture en chevron).

Dans ce schéma les arbres sont notées **a** et **b**, les roues dentées sont notées **I** et **II**, les paliers sont respectivement **1**,**4** pour l'arbre d'entrée **a** et **2**,**3** pour l'arbre de sortie **b**.

M : moteur électrique.

F : accouplement.

R : récepteur.

III.2.1 Principe de fonctionnement

Un moteur électrique entraine l'arbre « a » en rotation à l'extrémité duquel est fixée une roue dentée « I » (pignon d'attaque) de nombre de dents Z_1.

Le pignon « I » transmet son mouvement à une roue « II » comportant un nombre de dent Z_2 qui est lié à l'arbre de sortie du réducteur ; Ce dernier entraine un récepteur.

III.3 Définition du cahier des charges

Le cahier des charges d'un réducteur doit être établi avec précision, le matériau, moteur électrique, le rapport de transmission apparaît soit cinématiquement avec la vitesse d'entrée et la vitesse de sortie, soit statiquement avec le couple d'entrée et le couple de sortie.

- Le matériau choisi est le **41 MoCr11** qui est un alliage de molybdène-chrome qui a une résistance pratique à la rupture de 950 Mpa et une limite d'élasticité de 750 Mpa et une résistance limite à la fatigue au pied de la dent supérieure à 520 Mpa. (annexe 1).
- Un moteur électrique de type **MS132M4_B14** a : une puissance **Pm** = 7.5 KW, une vitesse de rotation de rotation **Nm** = 1500 tr/min (annexe 2).
- Le rapport de réduction **i** = 2
- L'angle d'hélice **β** = 30°

III.3.1 Position du problème

Le présent problème a pour but l'étude d'un réducteur de vitesse à un train d'engrenage (pignon-roue) d'un couple d'engrenage hélicoïdale à chevron.

Pour cela nous nous appuierons sur les données du cahier de charge ci-dessus.

Donc le sujet comporte :

- ❖ Une étude cinématique et dynamique du réducteur.
- ❖ Vérification générale des différents éléments (clavette, roulement…).
- ❖ Conception des organes principales du rédecteurs.

III.4 Calcul énergétique et cinématique

III.4.1 Choix du moteur électrique

A partir des données initiales, on détermine la puissance et la vitesse de rotation du moteur d'entraînement. Les données géométriques résulteront des valeurs standardisées trouvées dans les catalogues des fabricants de moteurs électriques [10].

La puissance nécessaire au moteur, $\mathbf{P_m}$ s'obtient en considérant la puissance à la sortie du réducteur.

III.4.1.1 Calcul de la vitesse de rotation des arbres

- **Calcul de vitesse de rotation N_E (arbre a)**

La vitesse de rotation de l'arbre (a) $\mathbf{N_E}$ égale à la vitesse de rotation du moteur **Nm**.

$$\mathbf{N_E = Nm = 1500\ tr/min}$$

- **Calcul de vitesse de rotation Ns (arbre b)**

Cette vitesse peut se calculer selon la distribution de rapport de transmission de réducteur entre les deux roues dentées.

$$\mathbf{Ns} = \frac{\mathbf{N_E}}{\mathbf{i}} = \frac{1500}{2} = \mathbf{750\ tr/min}$$

i : Rapport de transmission total de réducteur.

III.4.1.2 Calcul des puissances transmises par les arbres

En partant de la puissance d'entrée du réducteur P_E, on calcul les puissances reçues par chacun des arbres de la transmission :

- Arbre d'entrée :

$P_E = Pm = 7.5$ kw

- Arbre de sortie :

$P_S = P_E . \eta_r^m . \eta_{eng}^n$

η_r^m : rendement des roulements.

η_{eng}^n : rendement des engrenages.

m : nombre de roulements.

n : nombre de contact engrenages.

Couples de frottement	Rendement
Engrenages cylindrique	0,97……0,99
Paire de roulements	0,99……0,995
Transmission par courroies trapézoïdales	0,94……0,97

Tab.III.1 : rendement de quelques couples de frottement [10].

A.N : $\mathbf{P_S} = P_E . \eta_r^4 . \eta_{eng}^1 = \mathbf{7.060\ KW}$

III.4.1.3 Calcul des couples transmis par les arbres

$$C = \frac{P}{\omega}$$

Avec :

C : couple moteur (N.m).

P : puissance du moteur en watt (w).

ω : vitesse de rotation du moteur en (rad/s).

avec : $\boldsymbol{\omega} = \frac{\mathbf{2\pi n}}{\mathbf{60}}$

$\boldsymbol{\omega_1} = \frac{2\pi N_E}{60} = \mathbf{157\ rad/s}$ ⇒ $\mathbf{C_1} = \frac{P_E}{\omega_1} = \mathbf{47,770\ N.m}$

$\boldsymbol{\omega_2} = \frac{2\pi N_S}{60} = \mathbf{78,5\ rad/s}$ ⇒ $\mathbf{C_2} = \frac{P_S}{\omega_2} = \mathbf{89,936\ N.m}$

III.4.2 Choix préalables des dimensions principales

Les dimensions principales des roues dentées (diamètre primitif, nombres de dents, module et largeur de roue) doivent être préalablement soit choisies par expérience soit déterminées à partir de formules empiriques.

Le diamètre d'arbre porteur du pignon est connu d = 45 mm, le calcul préalable du diamètre primitif $\mathbf{d_1}$ s'effectue de la manière suivante :

- Si le pignon est monté sur arbre [11] :

$$\boldsymbol{d_1 = \frac{1,8.d.Z_1}{Z_1 - 2.5}}$$

$\boldsymbol{d_1}$: Diamètre primitif de pignon

d : Diamètre d'arbre porteur du pignon

$\boldsymbol{Z_1}$ **:** Nombre de dents du pignon

- Si le pignon et l'arbre sont monobloc :

$$\boldsymbol{d_1 = \frac{1,1.d.Z_1}{Z_1 - 2.5}}$$

Z1 ≈ 20. . .25 dents : Pour les grandes vitesses (**v_t > 5 m/s**)

Z1 ≈ 18. . .22 dents : Pour les vitesses moyennes (**v_t = 1. . . 5 m/s**)

Z1 ≈ 15. . .20 dents : Pour les petites vitesses (**v_t < 1 m/s**)

Comme la vitesse tangentielle $\mathbf{v_t}$ n'est pas connue, et avec $\mathbf{v_t = (\pi . d_1.n_1)/60}$, on pose approximativement pour le pignon monté sur arbre $\mathbf{d_1 = 2d}$ (d est le diamètre d'arbre) et pour le pignon et l'arbre monobloc on pose $\mathbf{d_1 = 1.25.}$

Le nombre de dents $\mathbf{Z_1}$ doit être choisi de telle sorte à ce que le nombre de dents $\mathbf{Z_2}$ de la roue soit un nombre entier, pour maintenir le rapport de transmission **i** égal à celui donné initialement.

Le module est déterminé à partir de $\mathbf{m = d_1/Z_1}$. Il faut choisir le module normalisé juste supérieur (tab.III.1), et après cela le diamètre primitif est déterminé avec exactitude : $\mathbf{d_1 = m.Z_1}$.

Valeurs normalisées du module m									
Valeurs principales en mm					Valeurs secondaires en mm				
0,06	0,25	1,25	5	20	0,07	0,28	1,125	5,5	22
0,08	0,30	1,5	6	25	0,09	0,35	1,375	7	28
0,10	0,40	2	8	32	0,11	0,45	1,75	9	36
0,12	0,50	2,5	10	40	0,14	0,55	2,75	11	45
0,15	0,75	3	12	50	0,18	0,7	3,5	14	55
0,20	1,0	4	16	60	0,22	0,9	4,5	18	70

Tab.III.2 : Valeurs normalisées des modules exprimées en mm [11].

III.4.2.1 Calcul des paramètres géométriques des roues

a. <u>Pignon (monté sur l'arbre)</u>

Calcul du diamètre primitif $\mathbf{d_1}$, module apparent $\mathbf{m_t}$, module réel $\mathbf{m_n}$ et nombre de dent $\mathbf{Z_1}$.

On a : $\mathbf{d_1 = \frac{1{,}8.d.Z1}{Z1-2.5}}$ **et** $\boldsymbol{V_t = \frac{(\pi.d_1 N_m)}{60}}$ **avec** $\mathbf{d_1 = 2d}$

Donc

$$\boldsymbol{V_t = \frac{2(\pi.\,d.\,N_m)}{60} = \frac{2(3{,}14.45.10^{-3}.1500)}{60} = 7{,}065\ m/s}$$

Pour les grandes vitesses ($\mathbf{v_t > 5\ m/s}$) ⟶ **Z1 ≈ 20. . .25 :**

On prend : $\mathbf{Z_1 = 25}$ **dents**

On remplace $\mathbf{Z_1}$ **dans** $\mathbf{d_1}$:

$$\mathbf{d_1 = \frac{1{,}8.45.25}{25-2.5} = 90\ mm}$$

Soit un module apparent

$$\mathbf{m_t = \frac{d_1}{Z_1} = \frac{90}{25} = 3{,}6\ mm}$$

Et un module réel

$$\mathbf{m_n = m_t.\cos\beta = 3{,}6.\cos 30 = 3{,}117\ mm}$$

La valeur normalisée de module réel est $\mathbf{m_n = 3{,}5\ mm}$ (voir tableau III.2).Soit un module apparent :

$$\mathbf{m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{3,5}{\cos 30} = 4,041\ mm}$$

Calcul du diamètre primitif :

$$\mathbf{d_1 = m_t . Z_1 = 4,041.25 = 101\ mm}$$

b. <u>Roue</u>

Calcul du diamètre primitif $\mathbf{d_2}$ et nombre de dent $\mathbf{Z_2}$**.**

$$\mathbf{d_2 = 2.d_1 = 2.101 = 202\ mm}$$

$$\mathbf{Z_2 = 2.Z_1 = 2.25 = 50\ dents}$$

Désignation	Formule	Pignon	Roue
Module réel m_n	m_n = 3,5 mm		
Module apparent	$m_t = m_n / \cos\beta$	4,041 mm	
Nombre de dents	Z	25 mm	50 mm
Diamètre primitif	$d = m_t . Z$	101 mm	202 mm
Diamètre de tête	$da = d + 2m_n$	108 mm	209 mm
Diamètre de pied	$df = d - 2{,}5m_n$	92,25 mm	193,25 mm
Saillie	$ha = m_n$	3,5 mm	
Creux	$hf = 1{,}25m_n$	4,375 mm	
Hauteur de la dent	$h = 2{,}25m_n$	7,875 mm	
Pas réel	$p_{n=} \pi . m_n$	10,99 mm	
Pas apparent	$p_{t=} \pi . m_t$	12,688 mm	
Entraxe	$a=(d_1 + d_2) / 2$	151,5 mm	
Angle d'hélice	β	30°	
Largeur de denture	$b \geq \frac{\pi . m_n}{cos\beta}$	b ≥ 21,98 mm	

Tab.III.3 : Les caractéristiques géométriques des roues.

III.4.3 Calcul des efforts de contact

Une force **F** apparaît au contact de deux dents. Celle-ci peut être décomposée en trois composantes selon trois directions orthogonales : la force tangentielle F_T, la force radiale F_R et la force axial F_A (fig.III.2). On calcule les deux composantes sur le cercle primitif de la roue.

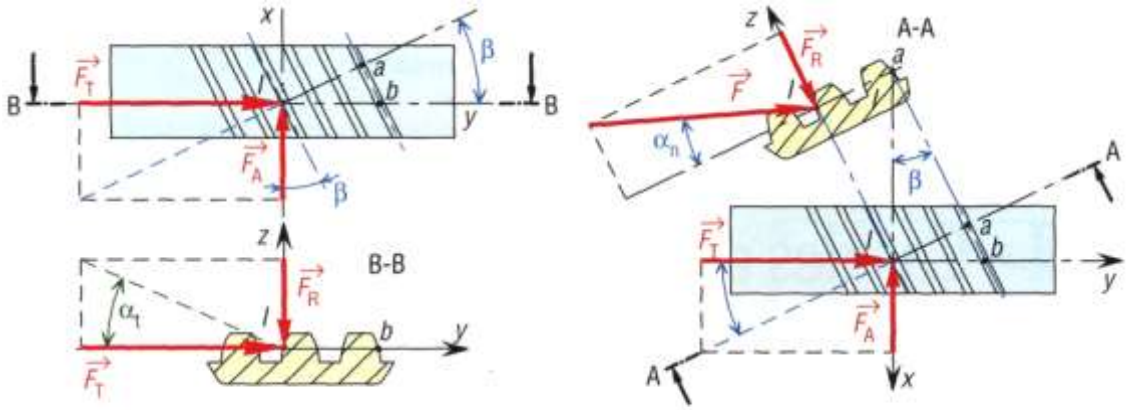


Fig. III. 2 : Présentation des efforts s'exerçant sur la denture.

Les relations de calcul des forces dans un engrenage cylindrique à dentures hélicoïdales en chevrons sont :

Effort tangentiel

$$\mathbf{F_T = \frac{C}{r}}$$

Avec :

C : couple transmis en (N.mm).

r : rayon primitif en (mm).

$$\mathbf{F_{T1} = \frac{C_1}{r_1}} = \frac{47{,}770}{50{,}50}10^3 = \mathbf{945{,}940\ N}$$

$$\mathbf{F_{T2} = \frac{C_2}{r_2}} = \frac{89{,}936}{101}10^3 = \mathbf{890{,}456\ N}$$

Effort radial

On a

$$\mathbf{F_R = F_T . \frac{\tan \alpha}{\cos \beta}}$$

$$\mathbf{F_{R1} = F_{T1} . \frac{\tan \alpha}{\cos \beta}} = 945{,}940 . \frac{\tan 20}{\cos 30} = \mathbf{397{,}556\ N}$$

$$\mathbf{F_{R2} = F_{T2} . \frac{\tan \alpha}{\cos \beta}} = 890{,}456 . \frac{\tan 20}{\cos 30} = \mathbf{374{,}238\ N}$$

Avec :

α : Angle de pression.

β : Angle d'hélice.

Effort axial

On a

$$\mathbf{F_A = F_T \tan \beta}$$

$$\mathbf{F_{A_{1/_{1'}}} = F_{T1} \tan \beta} = 945{,}940 . tan30 = \mathbf{546{,}138\ N}$$

$$\mathbf{F_{A_{1'/_1}} = F_{T1} \tan \beta} = 945{,}940 . tan30 = \mathbf{546{,}138\ N}$$

$$\mathbf{F_{A_1} = F_{A_{1/_{1'}}} - F_{A_{1'/_1}} = F_{T_1} \tan \beta - F_{T_1} \tan \beta = 0\ N}$$

$$\mathbf{F_{A_{2/_{2'}}} = F_{T2} \tan \beta} = 890{,}456 . tan30 = \mathbf{514{,}104\ N}$$

$$\mathbf{F_{A_{2'/_2}} = F_{T2} \tan \beta} = 890{,}456 . tan30 = \mathbf{514{,}104\ N}$$

$$\mathbf{F_{A_2} = F_{A_{2/_{2'}}} - F_{A_{2'/_2}} = F_{T_2} \tan \beta - F_{T_2} \tan \beta = 0\ N}$$

$\mathbf{F_{A_{1/_{1'}}}}$ **et** $\mathbf{F_{A_{2/_{2'}}}}$: effort axial dû à l'inclinaison des dents hélicoïdales dans un sens (hélice à droite).

$\mathbf{F_{A_{1'/_1}}}$ ***et*** $\mathbf{F_{A_{2'/_2}}}$: effort axial dû à l'inclinaison des dents hélicoïdales dans l'autre sens (hélice à gauche).

Les dents à chevrons permettent d'annuler cet effort axial développé par les dents inclinées utilisées seules.

Effort sur la dent

$$\mathbf{F_n} = \sqrt{F_T^2 + F_R^2 + F_A^2}$$

$$\mathbf{F_{n1}} = \sqrt{\mathbf{F_{T1}^2 + F_{R1}^2 + F_{A1}^2}} = \mathbf{1026,086}$$

$$\mathbf{F_{n2}} = \sqrt{\mathbf{F_{T2}^2 + F_{R2}^2 + F_{A2}^2}} = \mathbf{965,900}\ \text{N}$$

III.4.4 Calcul des arbres

III.4.4.1 Choix du matériau

Le dimensionnement des arbres est une des parties les plus importantes, il s'agit de trouver le diamètre minimal que fera l'arbre tout en appliquant l'acier **(42CrMo4)** qui est un matériau résilient pour sécuriser les éléments favorables contre les chocs de démarrage brusque et les brusques variations des charges, Etc (annexe 1).

III.4.4.2 Calcul des diamètres des arbres

- **Arbre d'entrée (a)**

L'arbre **(a)** comporte deux roulements, dont les plans moyens respectifs sont situés à **250 mm** l'un de l'autre.

Une roue dentée est située à une distance de **125 mm** du premier roulement.

Données initiales :

F_{T1} = 945,940 N

F_{R1} = 397,556 N

$F_{A1/1'} = F_{A1'/1}$ = 546,138 N

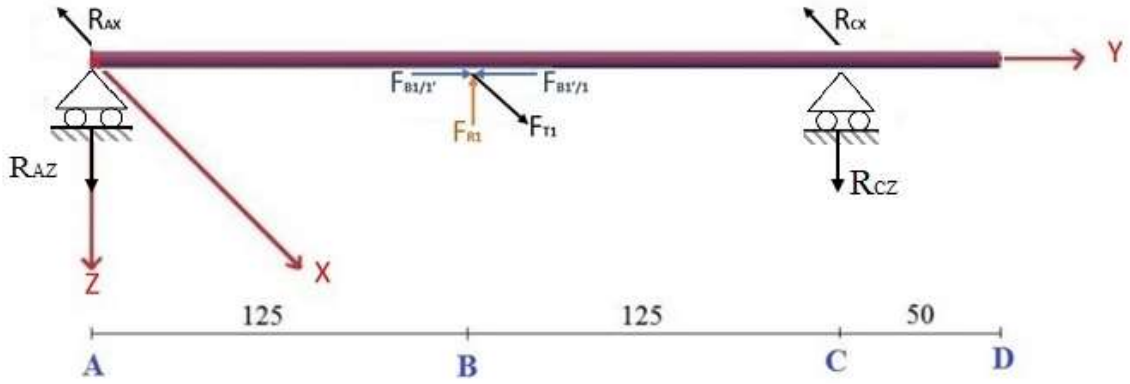


Fig.III.3 : Représentation des efforts sur l'arbre d'entrée.

Suivant le plan (XOY)

- **Calcul des réactions**

$$\sum \mathbf{M_{/FX}} = \mathbf{0}$$

$$\Rightarrow R_{AX} \times AC - F_{T1} \times BC = 0$$

$$\mathbf{R_{AX}} = \frac{F_{T1} \times BC}{AC} = \frac{945{,}940 \times 125}{250} = \mathbf{472{,}970\ N}$$

$$\mathbf{R_{AX}} = \mathbf{472{,}970\ N}$$

$$\sum \mathbf{F_{ex}} = \mathbf{0}$$

$$\Rightarrow -R_{AX} + F_{T1} - R_{CX} = 0$$

$$\mathbf{R_{CX}} = F_{T1} - R_{AX} = 945{,}940 - 472{,}970 = \mathbf{472{,}970\ N}$$

$$\mathbf{R_{CX}} = \mathbf{472{,}970\ N}$$

- **Calcul des efforts tranchant**

Dans [AB] $T = -R_{AX} = \mathbf{-472{,}970\ N}$

Dans [BC] $T = -R_{AX} + F_{T1} = -472{,}970 + 945{,}940 = \mathbf{472{,}970\ N}$

Dans [CD] $T = -R_{AX} + F_{T1} - R_{CX} = -472{,}970 + 945{,}940 - 472{,}970 = \mathbf{0\ N}$

- **Calcul des moments fléchissant par rapport au point A**

$\mathbf{0 \leq X \leq AB}$

$$M_{/FX} = R_{AX} \times X$$

Si : $X = 0 \Rightarrow \mathbf{M_{/FX}} = 472{,}970 \times 0 = \mathbf{0\ N.mm}$

Si : $X = 125 \Rightarrow \mathbf{M_{/FX}} = 472{,}970 \times 125 = \mathbf{59121{,}250\ N.mm}$

$\boldsymbol{AB \leq X \leq AC}$

$M_{/FX} = R_{AX} \times X - F_{T1}(X - AB)$

Si : $X = AB$ $\Rightarrow$ $\mathbf{M_{/FX}} = (472{,}970 \times 125) - 945{,}940(125 - 125)$

$\mathbf{M_{/FX}} = \mathbf{59121{,}250 N.mm}$

Si : $X = AC$ $\Rightarrow$ $\mathbf{M_{/FX}} = (472{,}970 \times 250) - 945{,}940(250 - 125)$

$\mathbf{M_{/FX}} = \mathbf{0\ N.mm}$

$\boldsymbol{AC \leq X \leq AD}$

$M_{/FX} = R_{AX} \times X - F_{T1}(X - AB) + R_{CX}(X - AC)$

Si : $X = AC$

$\Rightarrow$ $\mathbf{M_{/FX}} = (472{,}970 \times 250) - 945{,}940(250 - 125) + 472{,}970(250 - 250)$

$\mathbf{M_{/FX}} = \mathbf{0\ N.mm}$

Si : $X = AD$

$\Rightarrow$ $\mathbf{M_{/FX}} = (472{,}970 \times 300) - 945{,}940(300 - 125) + 472{,}970(300 - 250)$

$\mathbf{M_{/FX}} = \mathbf{0\ N.mm}$

$$\boxed{\mathbf{M_{/FXmax}} = \mathbf{59121{,}250\ N.mm}}$$

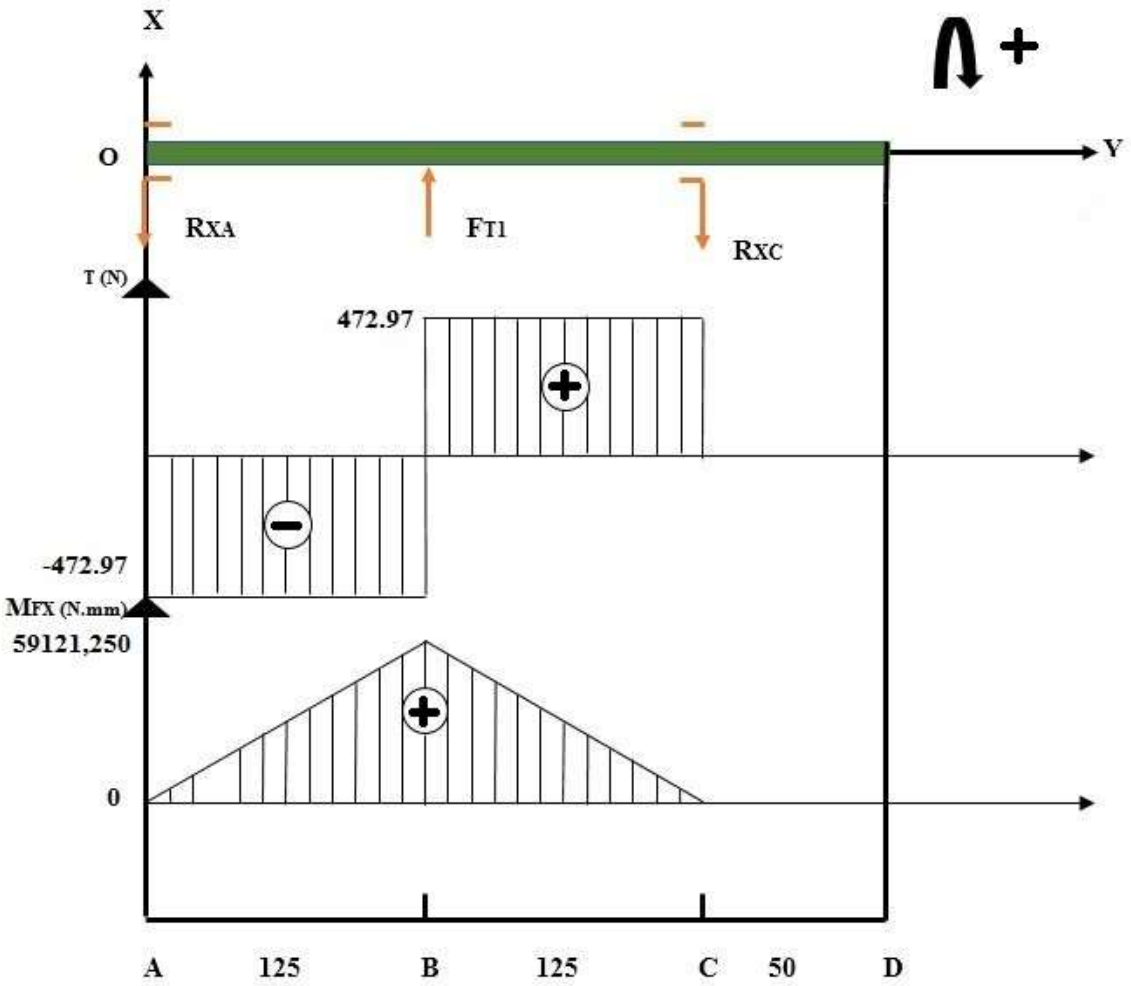


Fig.III.4 : Diagramme des efforts tranchant et moments fléchissant dans le plan (XOY).

Suivant le plan (ZOY)

- **Calcul des réactions**

$$\sum \mathbf{M_{/FZ}} = \mathbf{0}$$

$$\Rightarrow -R_{AZ} \times AC + F_{R1} \times BC = 0$$

$$\mathbf{R_{AZ}} = \frac{F_{R1} \times BC}{AC} = \frac{397{,}556 \times 125}{250} = \mathbf{198{,}778\ N}$$

$$\mathbf{R_{AZ}} = \mathbf{198{,}778\ N}$$

$$\sum \mathbf{F_{ex}} = \mathbf{0}$$

$$\Rightarrow -R_{AZ} + F_{R1} - R_{CZ} = 0$$

$$\mathbf{R_{CZ}} = F_{R1} - R_{AZ} = 397{,}556 - 198{,}778 = \mathbf{198{,}778\ N}$$

$$\mathbf{R_{CZ}} = \mathbf{198{,}778\ N}$$

- **Calcul des efforts tranchant**

Dans [AB] $T = -\mathrm{R_{AZ}} = \mathbf{-198,778\ N}$

Dans [BC] $T = -R_{AZ} + F_{R1} = -198{,}778 + 397{,}556 = \mathbf{198,778\ N}$

Dans [CD] $T = -R_{AZ} + F_{R1} - R_{CZ} = -198{,}778 + 397{,}556 - 198{,}778 = \mathbf{0\ N}$

- **Calcul des moments fléchissant par rapport au point A**

$\mathbf{0 \leq X \leq AB}$

$\mathrm{M_{/FZ}} = -\mathrm{R_{AZ}} \times \mathrm{X}$

Si : $\mathrm{X} = 0 \quad \Rightarrow \quad \mathbf{M_{/FZ}} = (-198{,}778 \times 0) = \mathbf{0\ N.mm}$

Si : $\mathrm{X} = \mathrm{AB} \quad \Rightarrow \quad \mathbf{M_{/FZ}} = (-198{,}778 \times 125) = \mathbf{-24847,250\ N.mm}$

$\mathbf{AB \leq X \leq AC}$

$\mathrm{M_{/FZ}} = -\mathrm{R_{AZ}} \times \mathrm{X} + \mathrm{F_{R1}}(\mathrm{X} - \mathrm{AB})$

Si : $\mathrm{X} = \mathrm{AB}$

$\Rightarrow \quad \mathbf{M_{/FZ}} = (-198{,}778 \times 125) + 397{,}556(125 - 125)$

$$\mathbf{M_{/FZ}} = \mathbf{-24847,250\ N.mm}$$

Si : $\mathrm{X} = AC$

$\Rightarrow \quad \mathbf{M_{/FZ}} = (-198{,}778 \times 250) + 397{,}556(250 - 125)$

$$\mathbf{M_{/FZ}} = \mathbf{0\ N.mm}$$

$\mathbf{AC \leq X \leq AD}$

$\mathrm{M_{/FZ}} = -\mathrm{R_{AZ}} \times \mathrm{X} + \mathrm{F_{R1}}(\mathrm{X} - \mathrm{AB}) - \mathrm{R_{CZ}}(\mathrm{X} - \mathrm{AC})$

Si : $\mathrm{X} = AC$

$\Rightarrow \quad \mathbf{M_{/FZ}} = (-198{,}778 \times 250) + 397{,}556(250 - 125) - 198.778(250 - 250)$

$$\mathbf{M_{/FZ}} = \mathbf{0\ N.mm}$$

Si : $\mathrm{X} = AD$

$\Rightarrow \quad \mathbf{M_{/FZ}} = (-198{,}778 \times 300) + 397{,}556(300 - 125) - 198.778(300 - 250)$

$$\mathbf{M_{/FZ}} = \mathbf{0\ N.mm}$$

$$\boxed{\mathbf{M_{/FZmax}} = \mathbf{24847,250\ N.mm}}$$

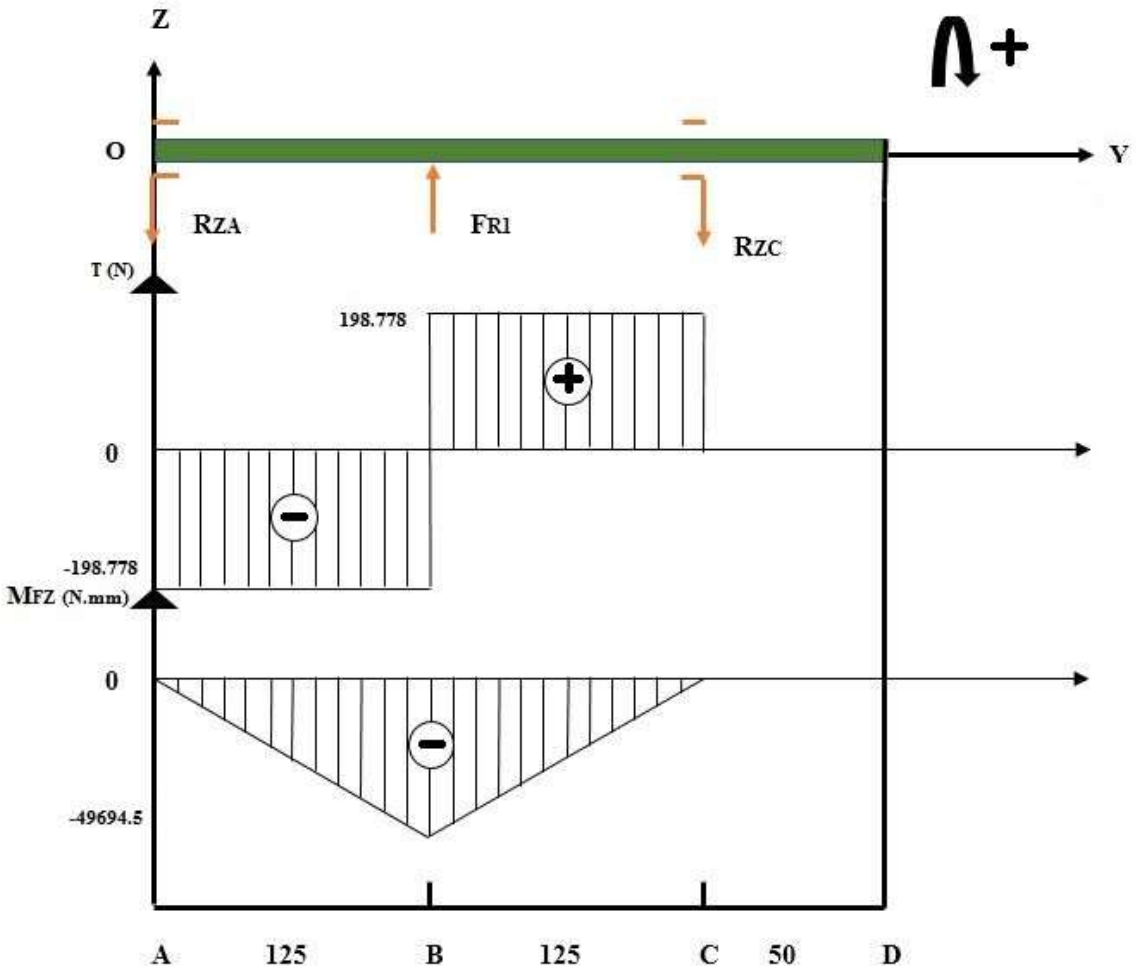


Fig.III.5 : Diagramme des efforts tranchant et moments fléchissant dans le plan (ZOY).

Calcul du moment fléchissant équivalent

$$M_{Feq} = \sqrt{M_{FX}^2 + M_{FZ}^2}$$

$$M_{Feq} = \sqrt{59121{,}250^2 + 24847{,}500^2} = \mathbf{64130{,}398\ N.mm}$$

Calcul du moment idéal selon le critère de Hencky-Von Mises

$$M_i = \sqrt{M_{Feq}^2 + 0{,}75 M_{t1}^2}$$

$$M_i = \sqrt{(64130{,}398)^2 + 0{,}75(47770)^2} = \mathbf{76316{,}365\ N.mm}$$

Calcul du diamètre

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{32.\mathrm{M_i}}{\pi.50}} = 24{,}96\ mm$$

❖ **Arbre de sortie (b)**

L'arbre (**b)** comporte deux roulements, dont les plans moyens respectifs sont situés à **250 mm** l'un de l'autre.

Une roue dentée est située à une distance de **125 mm** du premier roulement.

Données initiales :

F_{T2} = 890,456 N

F_{R2} = 374,238 N

$F_{A2/2'} = F_{A2'/2}$ = 514,104 N

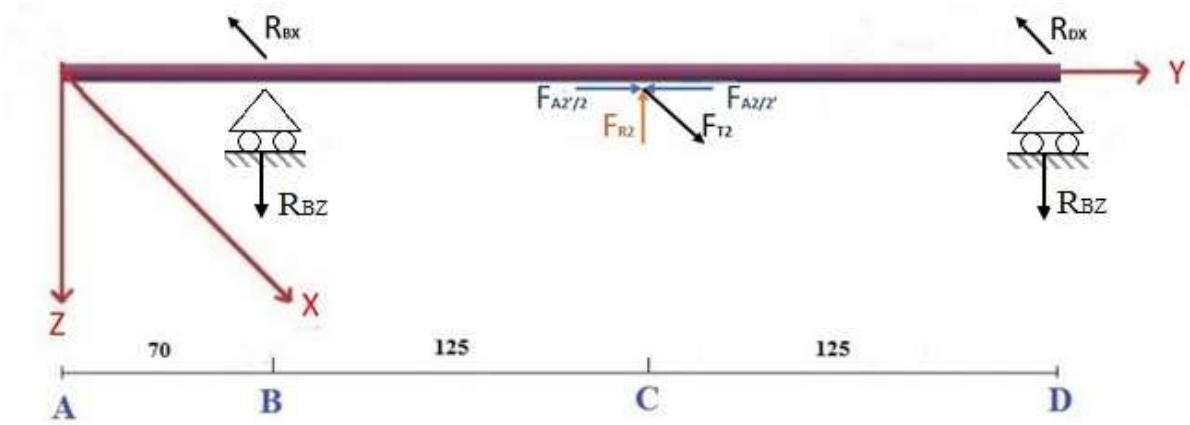


Fig.III.6 : Représentation des efforts sur l'arbre de sortie.

Suivant l'axe (XOY)

➢ **Calcul des réactions**

$$\sum \mathbf{M_{/FX}} = \mathbf{0}$$

$$\Rightarrow R_{BX} \times DB - F_{T2} \times DC = 0$$

$$\mathbf{R_{BX}} = \frac{F_{T2} \times DC}{DB} = \frac{890{,}456 \times (-125)}{(-250)} = \mathbf{445{,}228\ N}$$

$$\mathbf{R_{BX}} = \mathbf{445{,}228\ N}$$

$$\sum \mathbf{F_{ex}} = \mathbf{0}$$

$$\Rightarrow -R_{DX} + F_{T2} - R_{BX} = 0$$

$$\mathbf{R_{DX}} = F_{T2} - R_{BX} = 890{,}456 - 445{,}228 = \mathbf{445{,}228\ N}$$

$$\mathbf{R_{DX}} = \mathbf{445{,}228\ N}$$

- **Calcul des efforts tranchant**

Dans [DC] $\boldsymbol{T} = -\mathrm{R_{DX}} = \mathbf{-445,228\ N}$

Dans [CB] $\boldsymbol{T} = -R_{DX} + F_{T2} = -445{,}228 + 890{,}456 = \mathbf{445,228\ N}$

Dans [BA] $\boldsymbol{T} = -R_{DX} + F_{T2} - R_{BX} = -445{,}228 + 890{,}456 - 445{,}228 = \mathbf{0\ N}$

- **Calcul des moments fléchissant par rapport au point D**

$\mathbf{0 \leq X \leq DC}$

$\mathrm{M_{/FX}} = \mathrm{R_{DX}} \times \mathrm{X}$

Si : $\mathrm{X} = 0$ ⇒ $\mathbf{M_{/FX}} = 445{,}228 \times 0 = \mathbf{0\ N.mm}$

Si : $\mathrm{X} = \mathrm{DC}$ ⇒ $\mathbf{M_{/FX}} = 445{,}228 \times (-125) = \mathbf{-55653,500\ N.mm}$

$\mathbf{DC \leq X \leq DB}$

$\mathrm{M_{/FX}} = \mathrm{R_{DX}} \times \mathrm{X} - \mathrm{F_{T2}}(\mathrm{X} - \mathrm{DC})$

Si : $\mathrm{X} = \mathrm{DC}$

⇒ $\mathbf{M_{/FX}} = 445{,}228 \times (-125) - 890{,}456(-125 - (-125))$

$$\mathbf{M_{/FX}} = \mathbf{-55653,500\ N.mm}$$

Si : $\mathrm{X} = \mathrm{DB}$

⇒ $\mathbf{M_{/FX}} = 445{,}228 \times (-250) - 890{,}456(-250 - (-125))$

$$\mathbf{M_{/FX}} = \mathbf{0\ N.mm}$$

$\mathbf{DB \leq X \leq DA}$

$\mathrm{M_{/FX}} = \mathrm{R_{DX}} \times \mathrm{X} - \mathrm{F_{T2}}(\mathrm{X} - \mathrm{DC}) + \mathrm{R_{BX}}(\mathrm{X} - \mathrm{DB})$

Si : $\mathrm{X} = DB$

⇒ $\mathbf{M_{/FX}} = 445{,}228 \times (-250) - 890{,}456(-250 - (-125)) + 445{,}228(-250 - (-250))$

$$\mathbf{M_{/FX}} = \mathbf{0\ N.mm}$$

Si : $\mathrm{X} = DA$

⇒ $\mathbf{M_{/FX}} = 445{,}228 \times (-320) - 890{,}456(-320 - (-125)) + 445{,}228(-320 - (-250))$

$$\mathbf{M_{/FX}} = \mathbf{0\ N.mm}$$

$$\boxed{\mathbf{M_{/FXmax}} = \mathbf{55653,500\ N.mm}}$$

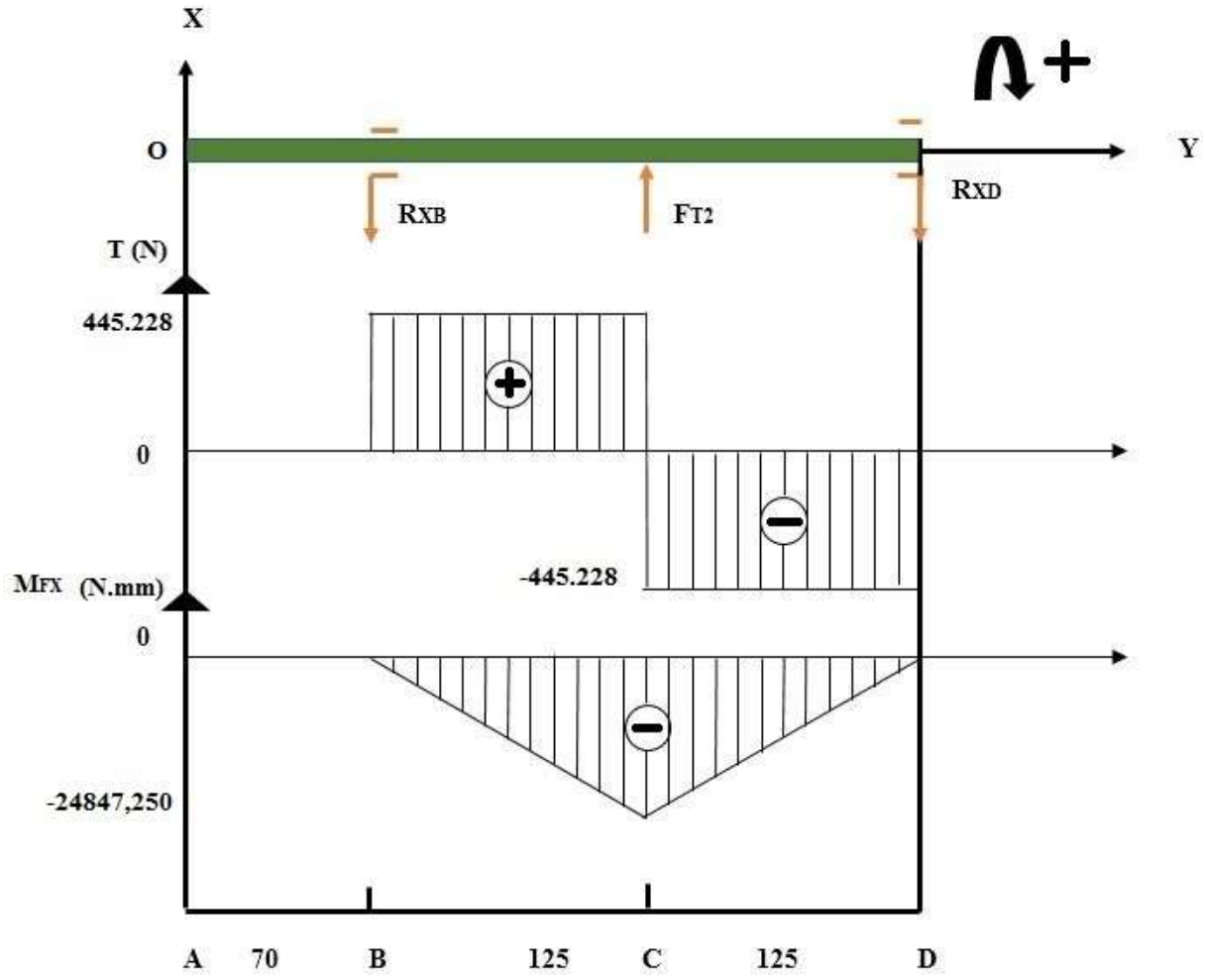


Fig.III.7 : Diagramme des efforts tranchant et moments fléchissant dans le plan (XOY).

Suivant l'axe (ZOY)

- **Calcul des réactions**

$$\sum \mathbf{M_{/FZ}} = \mathbf{0}$$

$$\Rightarrow -R_{DZ} \times DB + F_{R2} \times DC = 0$$

$$\mathbf{R_{DZ}} = \frac{F_{R2} \times DC}{DB} = \frac{374{,}238 \times (-125)}{(-250)} = \mathbf{187,119\ N}$$

$$\mathbf{R_{DZ}} = \mathbf{187,119\ N}$$

$$\sum \mathbf{F_{ex}} = \mathbf{0}$$

$$\Rightarrow -R_{DZ} + F_{R2} - R_{BZ} = 0$$

$$\mathbf{R_{BZ}} = F_{R2} - R_{DZ} = 374{,}238 - 187{,}119 = \mathbf{187,119\ N}$$

$$\mathbf{R_{BZ}} = \mathbf{187,119\ N}$$

- **Calcul des efforts tranchant**

Dans [DC] $\boldsymbol{T} = -\mathrm{R_{DZ}} = \mathbf{-187,119\ N}$

Dans [CB] $\boldsymbol{T} = -R_{DZ} + F_{R2} = -187{,}119 + 374{,}238 = \mathbf{187,119}\ \boldsymbol{N}$

Dans [BA] $\boldsymbol{T} = -R_{DZ} + F_{R2} - R_{BZ} = -187{,}119 + 347{,}238 - 187{,}119 = \mathbf{0}\ \boldsymbol{N}$

- **Calcul des moments fléchissant par rapport au point D**

$\mathbf{0 \leq X \leq DC}$

$\mathrm{M_{/FZ}} = \mathrm{R_{DZ}} \times \mathrm{X}$

Si : $\mathrm{X} = 0$ ⇒ $\mathbf{M_{/FZ}} = 187{,}119 \times 0 = \mathbf{0\ N.mm}$

Si : $\mathrm{X} = \mathrm{DC}$ ⇒ $\mathbf{M_{/FZ}} = 187{,}119 \times (-125) = \mathbf{-23389,875}\ \boldsymbol{N.mm}$

$\boldsymbol{DC \leq X \leq DB}$

$\mathrm{M_{/FZ}} = \mathrm{R_{DZ}} \times \mathrm{X} - \mathrm{F_{R2}}(\mathrm{X} - \mathrm{DC})$

Si : $\mathrm{X} = \mathrm{DC}$

⇒ $\mathbf{M_{/FZ}} = 187{,}119 \times (-125) - 374{,}238(-125 - (-125))$

$$\mathbf{M_{/FZ}} = \mathbf{-23389,875}\ \boldsymbol{N.mm}$$

Si : $\mathrm{X} = \mathrm{DB}$

⇒ $\mathbf{M_{/FZ}} = 187{,}119 \times (-250) - 374{,}238(-250 - (-125))$

$$\mathbf{M_{/FZ}} = \mathbf{0}\ \boldsymbol{N.mm}$$

$\boldsymbol{DB \leq X \leq DA}$

$\mathrm{M_{/FZ}} = \mathrm{R_{DZ}} \times \mathrm{X} - \mathrm{F_{R2}}(\mathrm{X} - \mathrm{DC}) + \mathrm{R_{BZ}}(\mathrm{X} - \mathrm{DB})$

Si : $\mathrm{X} = DB$

⇒ $\mathbf{M_{/FZ}} = 187{,}119 \times (-250) - 374{,}238\big(-250 - (-125)\big) + 187{,}119(-250 - (-250))$

$$\mathbf{M_{/FZ}} = \mathbf{0}\ \boldsymbol{N.mm}$$

Si : $\mathrm{X} = DA$

⇒ $\mathbf{M_{/FZ}} = 187{,}119 \times (-320) - 374{,}238\big(-320 - (-125)\big) + 187{,}119(-320 - (-250))$

$$\mathbf{M_{/FZ}} = \mathbf{0}\ \boldsymbol{N.mm}$$

$$\boxed{\mathbf{M_{/FZmax}} = \mathbf{23389,875\ N.mm}}$$

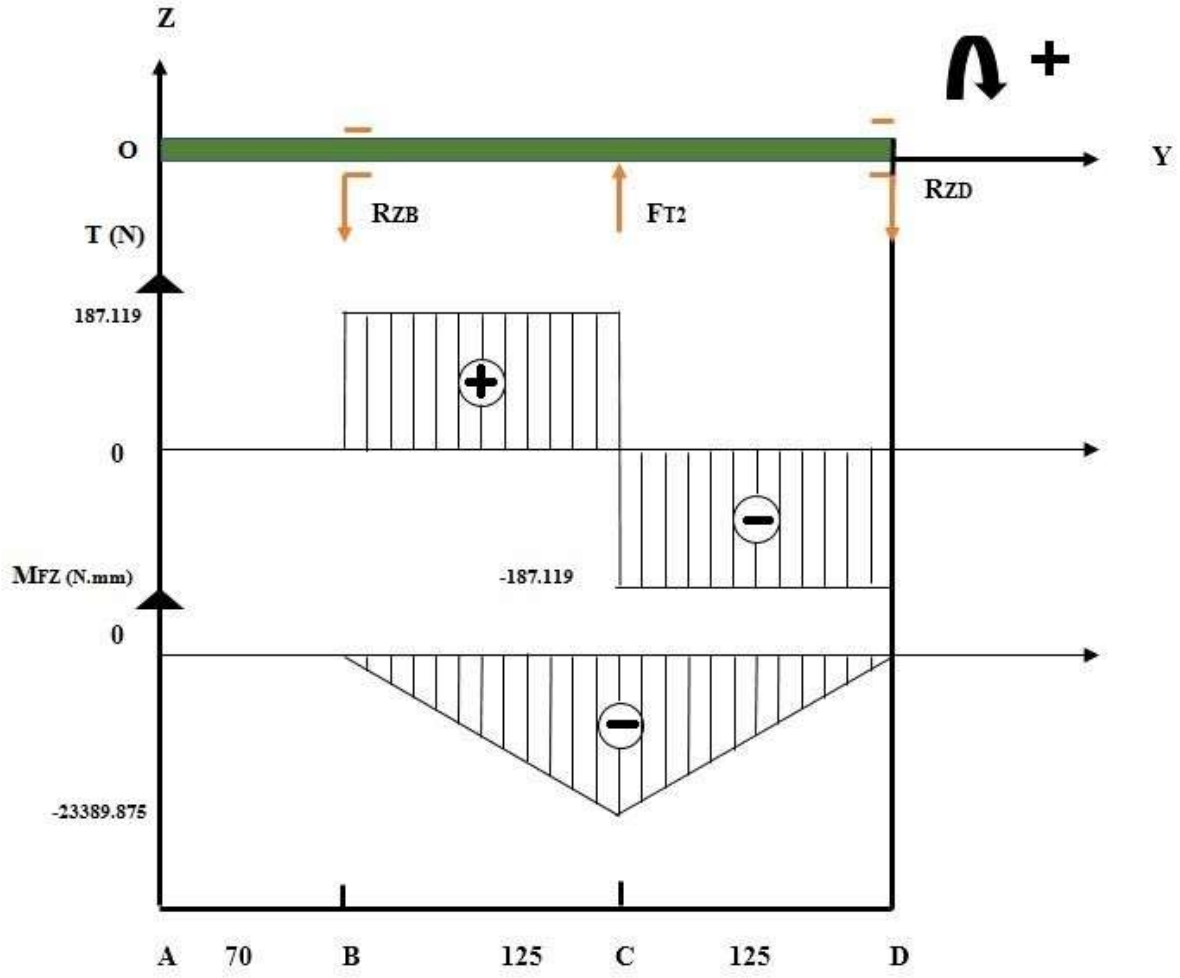


Fig.III.8 : Diagramme des efforts tranchant et moments fléchissant dans le plan (ZOY).

Calcul du moment fléchissant équivalent

$$M_{Feq} = \sqrt{M_{FX}^2 + M_{FZ}^2}$$

$$M_{Feq} = \sqrt{55653{,}500^{\,2} + \ 23389{,}875^2} = \mathbf{60368{,}852\ N.mm}$$

Calcul du moment idéal selon le critère de Hencky-Von Mises

$$M_i = \sqrt{M_{Feq}^2 + 0{,}75 M_{t1}^2}$$

$$M_i = \sqrt{(60368{,}852)^2 + 0{,}75(89936)^2} = \mathbf{98543{,}195\ N.mm}$$

Calcul du diamètre d_2

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{32.\mathrm{M_i}}{\pi.50}} = \mathbf{27{,}18\ mm}$$

Arbre d'entrée		Arbre de sortie	
R_{AX} = 472,970 N R_{CX} = 472,970 N	R_{AZ} = 198,778 N R_{CZ} = 198,778 N	R_{DX} = 445,228 N R_{BX} = 445,228 N	R_{DZ} = 187,119 N R_{BZ} = 187,119 N
T_{1X} = - 472,970 N T_{2X}= 472,970 N	T_{1Z} = -198,778 N T_{2Z} = 198,778 N	T_{1X} =- 445,228 N T_{2X} = 445,228 N	T_{1Z} = -187,119 N T_{2Z} = 187,119 N
M_{Feq} = 64130,398 N.mm		M_{Feq} = 60368,852 N.mm	
M_i = 76316,365 N.mm		M_i = 98543,195 N.mm	
d ≥ 24,96 mm		d ≥ 27,18 mm	

Tab.III.4 : récapitulation des résultats trouvés.

R : Les réactions aux niveaux des paliers [N].

T : Les efforts tranchant [N].

M_{Feq} : Moment fléchissant équivalent [N.mm].

M_i : Moment idéal [N.mm].

d : diamètre de l'arbre [mm].

On adopte pour les diamètres les valeurs normalisées suivants (annexe 3) :

	Arbre d'entrée	Arbre de sortie
Diamètre (mm)	30	35

III.4.5 Calcul des clavettes

III.4.5.1 Choix et vérification des clavettes

L'assemblage des roues dentées avec les arbres de transmission est réalisé d'habitude à l'aide de clavettes à faces parallèles.

Comme on utilise parfois d'autres types d'assemblages (assemblages à serrage propre, assemblages par cannelures, assemblages par des clavettes à faces inclinées ou par serrage par cône).

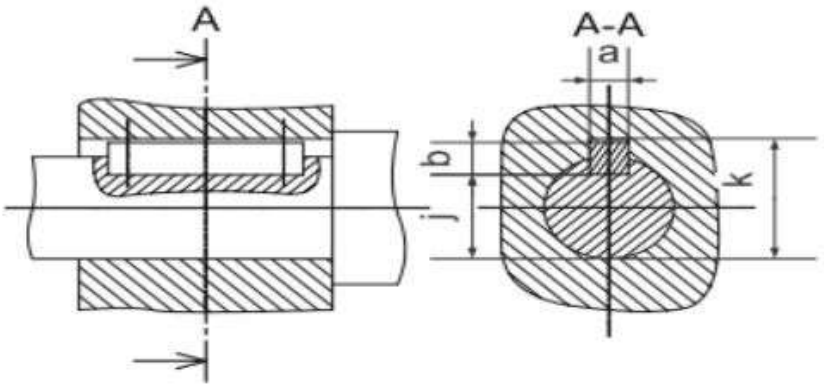


Fig.III.9 : Clavette parallèle ordinaire.

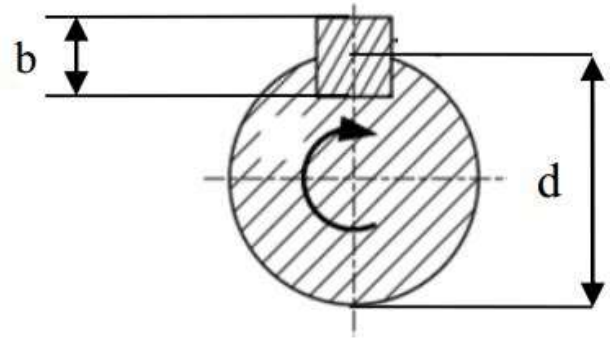


Fig.III.10 : Vue de coupe d'une clavette montée sur l'arbre.

III.4.5.1.1 Choix du matériau

Dans la pratique on utilise pour les clavettes des aciers ayant une résistance pratique $\boldsymbol{Rp \geq 600}$ N/mm^2, dans notre cas on choisit l'acier **40 Cr 10** qui a une résistance pratique $\boldsymbol{Rp}$ **= 800 MPa,** (annexe 1).

- **Clavette de la roue 1 :**

Pour la liaison arbre- pignon de diamètre **d(**pignon) = 45 mm, On choisit une clavette parallèle normalisée NF E-22-177 de forme B de dimension :

a =14 mm, **b**= 9 mm, l = 45mm (annexe 4)

a) Condition de résistance à la compression :

$$\boldsymbol{\sigma_c = \frac{4 \times C_1}{b \times l \times d} \leq R_{pg}}$$

$Avec\ R_{pg} = \frac{R_p}{s}$

C : couple transmis en (N.mm).

R_{pg}: Résistance pratique au glissement en (N/mm^2).

S : coefficient de sécurité : On le prend **S = 4** (annexe 5).

$$\mathbf{R_{pg}} = \frac{800}{4} = \mathbf{200\ N/mm^2}$$

$$\boldsymbol{\sigma_c} = \frac{4 \times 47770}{9 \times 45 \times 45} = \mathbf{10,48} \boldsymbol{N/mm^2} \leq \boldsymbol{R_{pg}}$$

b) Condition de résistance au cisaillement :

$$\boldsymbol{\tau} = \frac{\mathbf{2} \times \boldsymbol{C_1}}{\boldsymbol{a} \times \boldsymbol{l} \times \boldsymbol{d}} \leq \boldsymbol{\tau_a}$$

τa : Résistance pratique de cisaillement admissible égale à la moitié de celle adoptée en compression.

$$\boldsymbol{\tau_a} = \frac{R_{pg}}{2} = \mathbf{100}\ \boldsymbol{N/mm^2}$$

$$\boldsymbol{\tau} = \frac{2 \times 47770}{14 \times 45 \times 45} = \mathbf{3,37} \boldsymbol{N/mm^2} \leq \boldsymbol{\tau_a}$$

Les conditions de résistance de la clavette à la compression et au cisaillement sont vérifiées.

Diamètre de l'arbre avec logement de clavette :

Pour tenir compte du logement de la clavette dans l'arbre, on prendra (supposé déjà) :

D = d + b/2

b : Hauteur de la clavette.

D'où : **D = 30 + 9/2 = 34.5 mm**

On adoptera un diamètre normalisé : **D = 45 mm**

❖ **Clavette de la roue 2 :**

Pour la liaison arbre- roue de diamètre nominal **d(roue)** = 45, On choisit une clavette parallèle normalisée NF E-22-177 de forme B de dimension :

a =14 mm, **b**= 9 mm, **l** = 45mm (annexe 4)

a) Condition de résistance à la compression :

$$\boldsymbol{\sigma_c} = \frac{\mathbf{4} \times \boldsymbol{C_2}}{\boldsymbol{b} \times \boldsymbol{l} \times \boldsymbol{d}} \leq \boldsymbol{R_{pg}}$$

$$Avec\ \ R_{pg} = \frac{R_p}{s}$$

C : couple transmis en (N.mm).

R_{pg}: Résistance pratique au glissement en (N/mm^2).

S : coefficient de sécurité : On le prend **S = 4** (annexe 5).

$$\mathbf{R_{pg}} = \frac{800}{4} = \mathbf{200\ N/mm^2}$$

$$\sigma_c = \frac{4 \times 89936}{9 \times 45 \times 45} = 19,73 N/mm^2 \leq R_{pg}$$

b) Condition de résistance au cisaillement :

$$\tau = \frac{2 \times C_2}{a \times l \times d} \leq \tau_a$$

τa : Résistance pratique de cisaillement admissible égale à la moitié de celle adoptée en compression. $\tau_a = \frac{R_{pg}}{2} = 100\ N/mm^2$

$$\tau = \frac{2 \times 89936}{14 \times 45 \times 45} = 6,34 N/mm^2 \leq \tau_a$$

Les conditions de résistance de la clavette à la compression et au cisaillement sont vérifiées.

Diamètre de l'arbre avec logement de clavette :

Pour tenir compte du logement de la clavette dans l'arbre, on prendra :

D = d + b/2

b : Hauteur de la clavette.

D'où : **D = 35 + 9/2 = 39.5 mm**

On adoptera un diamètre normalisé : **D = 45 mm**

III.4.6 Calcul des roulements :

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.

La charge dynamique équivalente

$$P = X.F_r + YF_a$$

Fr : effort radial

Fa : effort axial

La valeur des coefficients X et Y dépendant du résultat de la comparaison de **Fa/Fr** à un coefficient **(e)** dépendant du roulement considéré donnée par un tableau. **(Annexe 6)**

La durée de vie du roulement

$$L_n = \frac{10^6}{60.N} \times \left(\frac{C}{P}\right)^{\alpha}$$

C : charge dynamique de base.

P : charge dynamique équivalente.

α = 10/3 pour les roulements à rouleaux coniques.

α = 3 pour les roulements à billes.

N : vitesse de rotation de l'arbre en [tr /mn].

III.4.6.1 Choix du type de roulement :

L'arbre (a) et (b) sont guidés en rotation par des roulements à une rangée de billes, nous avons choisi ce type : BC (fig.III.9), car ils supportent des charges axiales et radiales importantes (annexe 7 et 8).

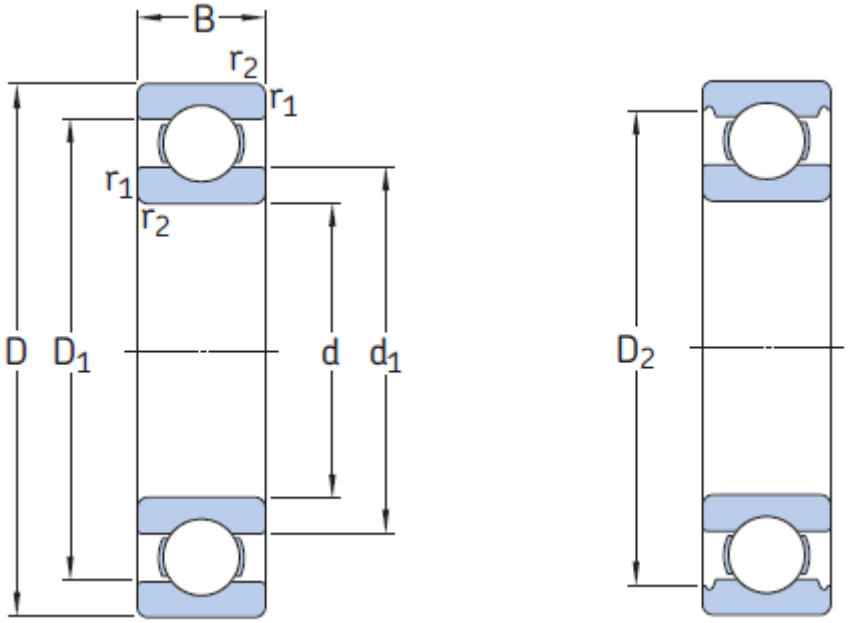


Fig.III.11 : roulement à une rangée de billes.

- **Paliers 1 et 4 :**

Référence SKF	Charge dynamique de base	d (mm)	D (mm)	B (mm)	Désignation	Montage
61806	4490 N	30	42	7	30 BC	Ø30 H7 j6

A. Calcul des efforts supportés par les roulements

- **Effort radial**

$$F_r = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AZ}^2}$$

$$F_r = \sqrt{472{,}970^2 + 198{,}778^2} = \mathbf{513{,}043\ N}$$

- **Effort axial**

$$F_a = \sqrt{F_{A1}^2 + F_{A2}^2} = \mathbf{0\ N}$$

B. Calcul de la durée de vie nominale des deux roulements

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e$$

$$\Rightarrow X = 1 \text{ et } Y = 0$$

$$\Rightarrow P = F_r = \mathbf{513{,}043\ N}$$

$$Ln = \frac{10^6}{60.1500} \times \left(\frac{4490}{513{,}043}\right)^3 = \mathbf{7447{,}17\ h}$$

- **Paliers 2 et 3 :**

Référence SKF	Charge dynamique de base	d (mm)	D (mm)	B (mm)	Désignation	Montage
61807	4360 N	35	47	7	35 BC	Ø35 J7 k6

A. Calcul des efforts supportés par les roulements

- **Effort radial**

$$F_r = \sqrt{R_{DX}^2 + R_{DZ}^2}$$

$$F_r = \sqrt{445{,}228^2 + 187{,}119^2} = \mathbf{482{,}950\ N}$$

- **Effort axial**

$$F_a = \sqrt{F_{A2}^2 + F_{A1}^2} = \mathbf{0\ N}$$

B. Calcul de la durée de vie nominale des deux roulements

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e$$

$$\Rightarrow X = 1 \; et \; Y = 0$$

$$\Rightarrow P = F_r = 484{,}850 \text{ N}$$

$$Ln = \frac{10^6}{60.750} \times \left(\frac{4360}{484{,}850}\right)^3 = 16159{,}32 \; h$$

III.4.7 Choix du lubrifiant des engrenages :

Le choix du lubrifiant pour les engrenages est réalisé en tenant compte des paramètres cinématiques, des paramètres de chargement des engrenages, du type d'engrenages et des caractéristiques des matériaux constitutifs.

Un paramètre important dans le choix du type de lubrifiant est la vitesse périphérique des roues dentées qui a la valeur suivante au niveau du cercle primitif :

$$V = \frac{\pi . d_1 N_m}{60000} \quad m/s$$

Où :

v : Est la vitesse tangentielle des roues au niveau des cercles primitifs (en m/s).

d_1 : Est le diamètre du cercle primitif du pignon (en mm).

N_1 : Est la vitesse du pignon (en tr/min).

AN :

$$V = \frac{\pi . 101.1500}{60000} = 7{,}928 \quad m/s$$

On peut faire les recommandations suivantes au sujet du type du lubrifiant utilisé. Il dépend de la vitesse périphérique des roues dentées :

Pour v = 0 … . .0,4 m/s » graphite ou bisulfure de molybdène.

Pour v = 0 … . .0,8 m/s » graisse.

Pour v = 0,8 … . .4 m/s » graisse ou huile.

Pour v > 4 m/s » huiles minérales ou synthétiques, additives ou non additives.

Dans notre cas le type de lubrifiant c'est l'huile minérale ou synthétique, puisque **v > 4 m/s** citée ci-dessus, donc on utilise de l'huile comme lubrifiant pour les engrenages cylindriques.

Le choix du système de graissage, c'est-à-dire la manière d'apporter le lubrifiant dans la zone d'engrènement, est fait en fonction du type et de la géométrie des roues ainsi que de leur vitesse périphérique. On a opté le graissage par immersion ou le barbotage qui est utilisé pour des vitesses inférieures à 12 m/s. Pour un graissage efficace, la roue doit pénétrer dans l'huile. La profondeur d'immersion vaut au minimum un module et au maximum six modules pour l'étage le plus rapide ; elle vaut un tiers du diamètre de la roue pour l'étage le plus lent [10].

III.4.8 Choix et vérification d'accouplement :

III.4.8.1 Accouplement élastique à boulons :

Il assure la transmission élastique du moment de torsion (atténuation des chocs) en intercalant sur le trajet de la puissance transmise des douilles en caoutchouc.

La grandeur de l'accouplement est choisie en fonction du moment de torsion nominal (Mtn) conformément à la condition [13]:

$$Mt_c = C_s . Mt_I \leq Mt_n$$

Où :

$\boldsymbol{Mt_c}$ **:** est le moment de torsion de calcul ;

$\boldsymbol{Mt_I}$ **:** est le moment de torsion de l'arbre d'entrée du réducteur (sur lequel se trouve l'accouplement) ;

$\mathbf{C_s}$ **:** Coefficient de sécurité dépendant de la nature du moteur, de la machine de travail et du régime de fonctionnement. Dans le cas d'une transmission d'utilisation générale, on peut prendre $C_s = 2$.

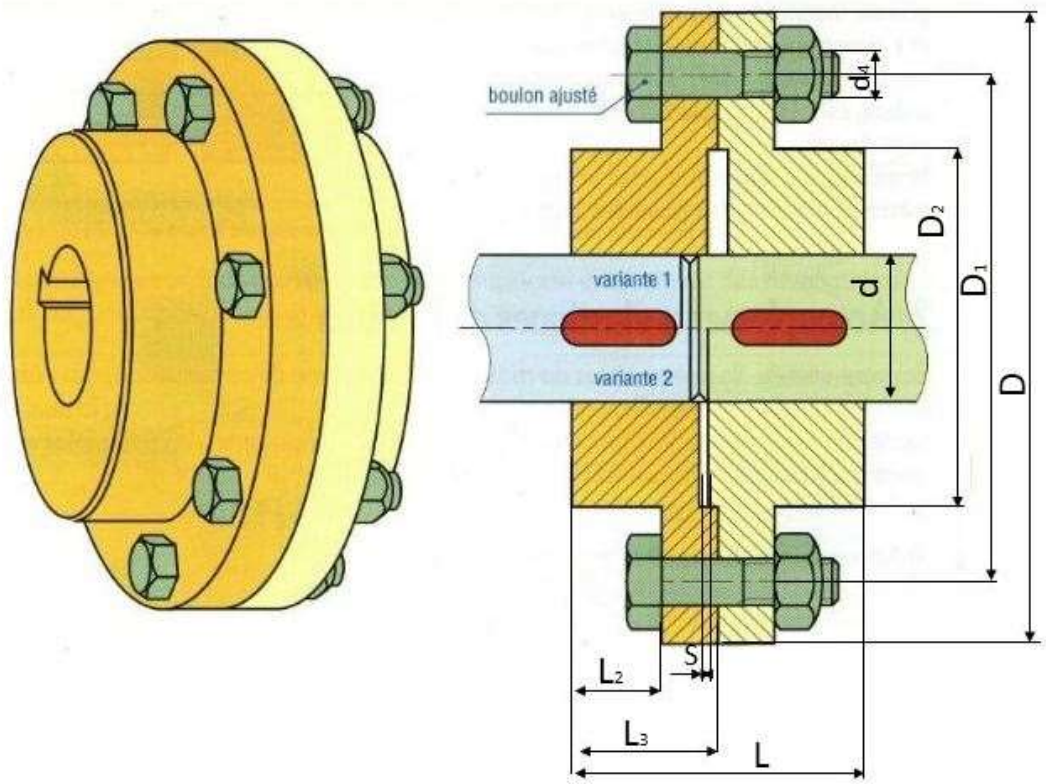


Fig.III.12 : accouplement élastique à boulons.

Accouplement de l'arbre d'entrée :

$$\boldsymbol{Mt_c} = 2 \times 47770 = \mathbf{95540}\ \boldsymbol{N.mm}$$

Pour chaque grandeur d'accouplement, la norme fournit certaines valeurs du diamètre du bout d'arbre sur lequel on fait le montage de l'accouplement (annexe 9).

Mtc = 95540 $N.\ mm \leq Mtn$ = 112000 $N.\ mm$, donc on prend le demi-accouplement 1 de démenions suivante (annexe 9) :

$\boldsymbol{d}$ = 28 mm ; $\boldsymbol{D}$ = 112 mm ; $\boldsymbol{D1}$ = 85mm ; $\boldsymbol{D2}$ = 62mm ; $\boldsymbol{d4}$ = M5 45-16 ; $\boldsymbol{L}$ = 86mm ;

$\boldsymbol{l2}$ = 24mm ; $\boldsymbol{l3}$ = 42mm ; $\boldsymbol{s}$ = 2 $\mp$ 1 ; Nombre de boulons=6.

On doit vérifier la résistance de la clavette à faces parallèle qui réalise l'assemblage de l'accouplement avec l'arbre.

Calcul de la clavette d'accouplement :

Pour la liaison arbre- accouplement de diamètre **d** =28 mm, On choisit une clavette parallèle normalisée NF E-22-177 de forme **B** de dimension : **a** =8 mm, **b**= 7 mm, **l** = 20 mm (annexe 4), on choisit le matériau **40 Cr 10** qui a une résistance pratique $\boldsymbol{Rp}$ **= 800 MPa.**

a) Condition de résistance à la compression :

$$\boldsymbol{\sigma_c = \frac{4 \times C_1}{b \times l \times d} \leq R_{pg}}$$

$Avec\ R_{pg} = \frac{R_p}{s}$

C : couple transmis en (N.mm).

R_{pg}: Résistance pratique au glissement en (N/mm^2).

S : coefficient de sécurité : On le prend S = 4 (annexe 5).

$$\mathbf{R_{pg}} = \frac{800}{4} = \mathbf{200\ N/mm^2}$$

$$\boldsymbol{\sigma_c} = \frac{4 \times 47770}{7 \times 20 \times 28} = \mathbf{48,74}\ \boldsymbol{N/mm^2} \leq \boldsymbol{R_{pg}}$$

b) Condition de résistance au cisaillement :

$$\boldsymbol{\tau} = \frac{\mathbf{2} \times \boldsymbol{C_1}}{\boldsymbol{a} \times \boldsymbol{l} \times \boldsymbol{d}} \leq \boldsymbol{\tau_a}$$

τa : Résistance pratique de cisaillement admissible égale à la moitié de celle adoptée en compression.

$$\boldsymbol{\tau_a} = \frac{R_{pg}}{2} = \mathbf{100}\ \boldsymbol{N/mm^2}$$

$$\boldsymbol{\tau} = \frac{2 \times 47770}{8 \times 20 \times 28} = \mathbf{21,32}\ \boldsymbol{N/mm^2} \leq \boldsymbol{\tau_a}$$

Les conditions de résistance de la clavette à la compression et au cisaillement sont vérifiées

Accouplement de l'arbre de sortie :

$$\boldsymbol{Mt_c} = 2 \times 89936 = \mathbf{179872}\ \boldsymbol{N.mm}$$

Pour chaque grandeur d'accouplement, la norme fournit certaines valeurs du diamètre du bout d'arbre sur lequel on fait le montage de l'accouplement (annexe 9).

Mtc = 179872 $N.\ mm \leq Mtn$ =236000 $N.mm$, donc on prend le demi-accouplement 1 de démenions suivante (annexe 9). :

$\boldsymbol{d}$ = 32 mm ; $\boldsymbol{D}$ = 127 mm ; $\boldsymbol{D1}$ = 100 mm ; $\boldsymbol{D2}$ = 76 mm ; $\boldsymbol{d4}$ = M5 50-16 ; L = 107 mm ;

$\boldsymbol{l2}$ = 32 mm ; $\boldsymbol{l3}$ = 52mm ; $\boldsymbol{s}$ = 3 ∓ 1 ; Nombre de boulons=10.

On doit vérifier la résistance de la clavette à faces parallèle qui réalise l'assemblage de l'accouplement avec l'arbre.

Calcul de la clavette d'accouplement :

Pour la liaison arbre- accouplement de diamètre **d** =32 mm, On choisit une clavette parallèle normalisée NF E-22-177 de forme **B** de dimension : **a** =10 mm, **b** = 8 mm, **l** = 23 mm (annexe 4), on choisit le matériau **40 Cr 10** qui a une résistance pratique $\boldsymbol{Rp}$ **= 800 MPa.**

a) Condition de résistance à la compression :

$$\boldsymbol{\sigma_c = \frac{4 \times C_1}{b \times l \times d} \leq R_{pg}}$$

$Avec\ R_{pg} = \frac{R_p}{s}$

C : couple transmis en (N.mm).

R_{pg}: Résistance pratique au glissement en (N/mm^2).

S : coefficient de sécurité : On le prend S = 4 (annexe 5).

$$\mathbf{R_{pg} = \frac{800}{4} = 200\ N/mm^2}$$

$$\boldsymbol{\sigma_c = \frac{4 \times 89936}{8 \times 23 \times 32} = 61,09\ N/mm^2 \leq R_{pg}}$$

b) Condition de résistance au cisaillement :

$$\boldsymbol{\tau = \frac{2 \times C_1}{a \times l \times d} \leq \tau_a}$$

τa : Résistance pratique de cisaillement admissible égale à la moitié de celle adoptée en compression.

$$\boldsymbol{\tau_a = \frac{R_{pg}}{2} = 100\ N/mm^2}$$

$$\boldsymbol{\tau = \frac{2 \times 89936}{10 \times 23 \times 32} = 24,43\ N/mm^2 \leq \tau_a}$$

Les conditions de résistance de la clavette à la compression et au cisaillement sont vérifiées.

III.5 Conclusion

L'étude qu'on a effectuée précédemment, nous a permis d'avoir le dimensionnement de chaque élément de notre mécanisme. A présent, nous allons établir un modèle CAO et le soumettre à la simulation.

Chapitre IV

Simulation et interprétation des résultats d’analyse

IV.1 Introduction

Après avoir dimensionné l'ensemble des éléments du réducteur, les dimensions requises sont des résultats d'un calcul RDM, pour en être sûr du comportement de ces éléments avant même de les réaliser, les résultats de simulation font l'objet d'une seconde confirmation.

IV.2 Modélisation géométrique des arbres :

Un arbre est une pièce rotative ou fixe, de section circulaire, qui supporte généralement une charge comme engrenages, poulies, volant, pignon-chaines, ou autres éléments qui transmettent un mouvement ou une puissance, ils sont toujours soumis à la torsion fréquemment à la flexion et parfois à des efforts axiaux.

a) Arbre d'entrée

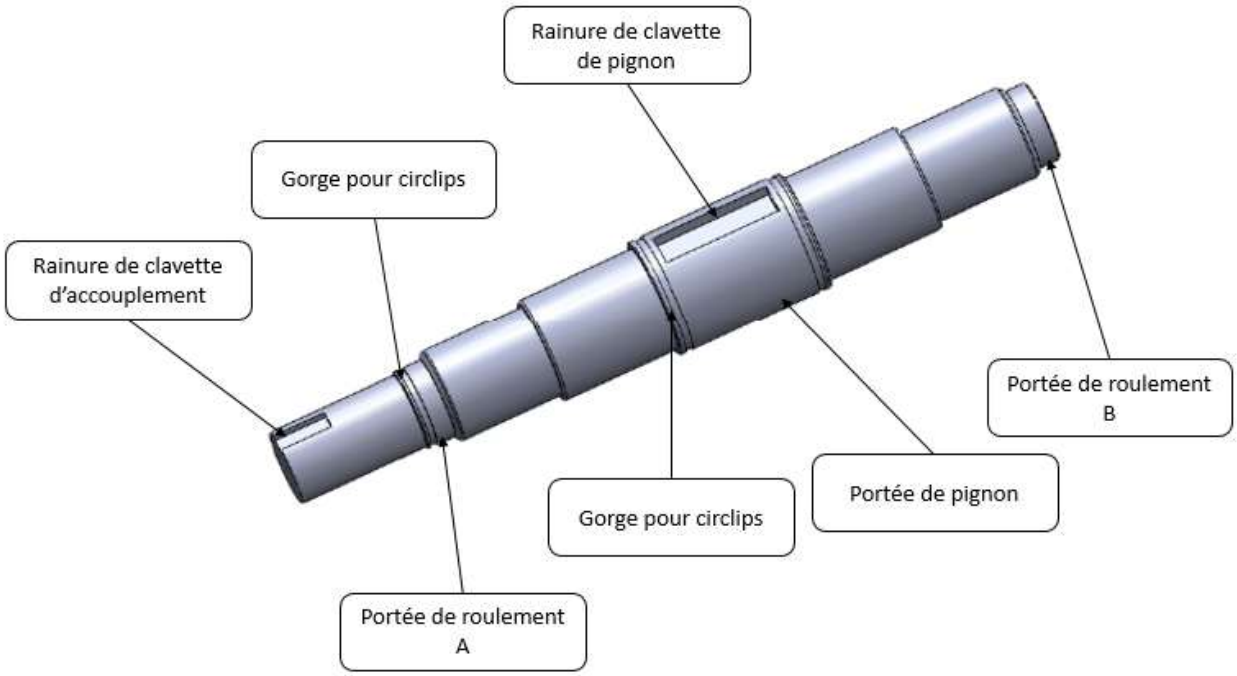


Fig.IV.1 : Modèle 3D de l'arbre d'entrée.

b) Arbre de sortie

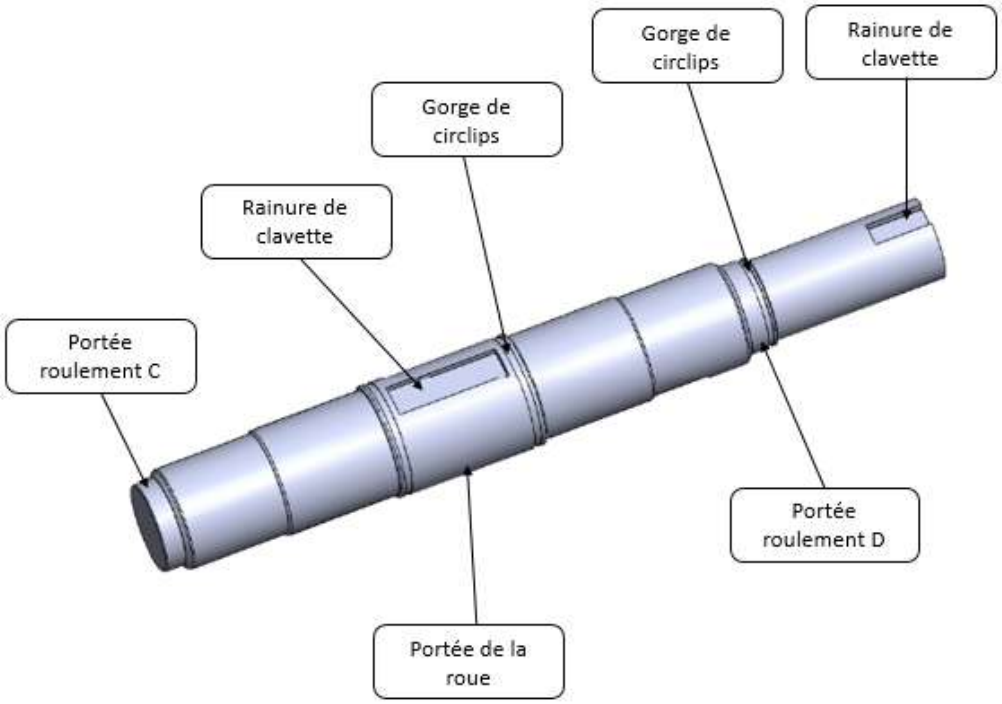


Fig.IV.2 : Modèle 3D de l'arbre de sortie.

IV.2.1 Vérification de résistance des arbres

La méthode d'éléments finis (MEF) permet de modéliser le comportement mécanique des structures. Lors de la conception, il est possible de calculer les zones de contraintes élevées et ainsi, modifier la structure pour optimiser son comportement et sa résistance.

Lors de la correction-synthèse du travail dirigé la présentation du résultat d'un calcul similaire réalisé sous (simulation-SolidWorks) pourra être présentée à titre d'information et comme élément supplémentaire à la compréhension du problème rencontré et de la solution apportée par le concepteur.

IV.2.1.1 Arbre d'entrée

L'arbre de matériau **42Cr Mo04** on lui applique en même temps : une force radiale de 397,556 N et un couple de 47,770 N.m, nous allons analyser la réaction de l'arbre envers ces sollicitations.

A. Contrainte de Von Mises

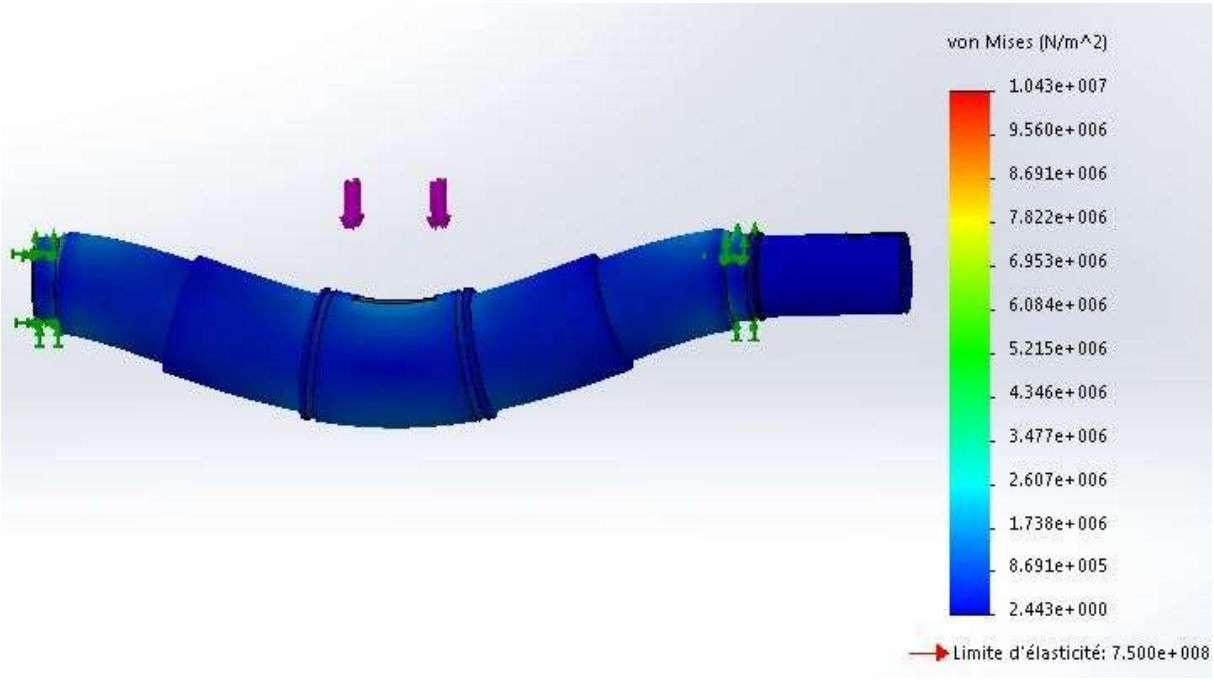


Fig. IV. 3 : Résultat de simulation de la distribution de la contrainte de Von Mises sur l'arbre d'entrée.

B. Les déplacements

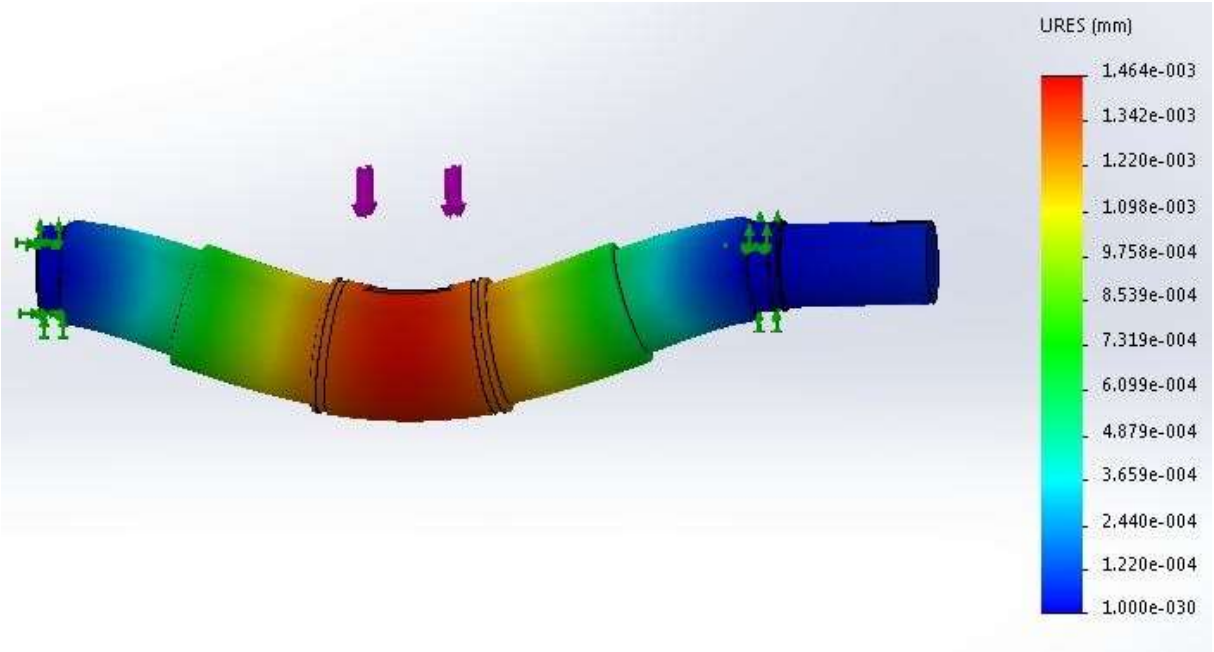


Fig IV. 4 : Résultat de simulation des déplacements de l'arbre sous l'effet des chargements.

C. Les déformations

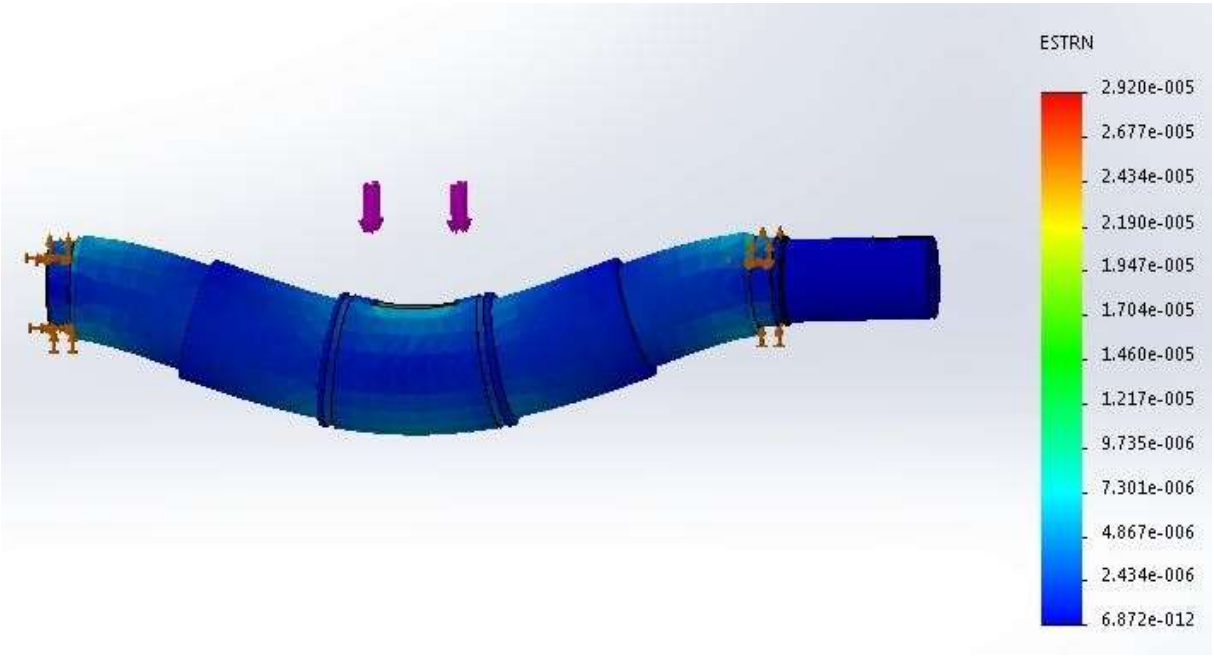


Fig.IV. 5 : Résultat de simulation des déformations de l'arbre sous l'effet des chargements.

D. La distribution du coefficient de sécurité

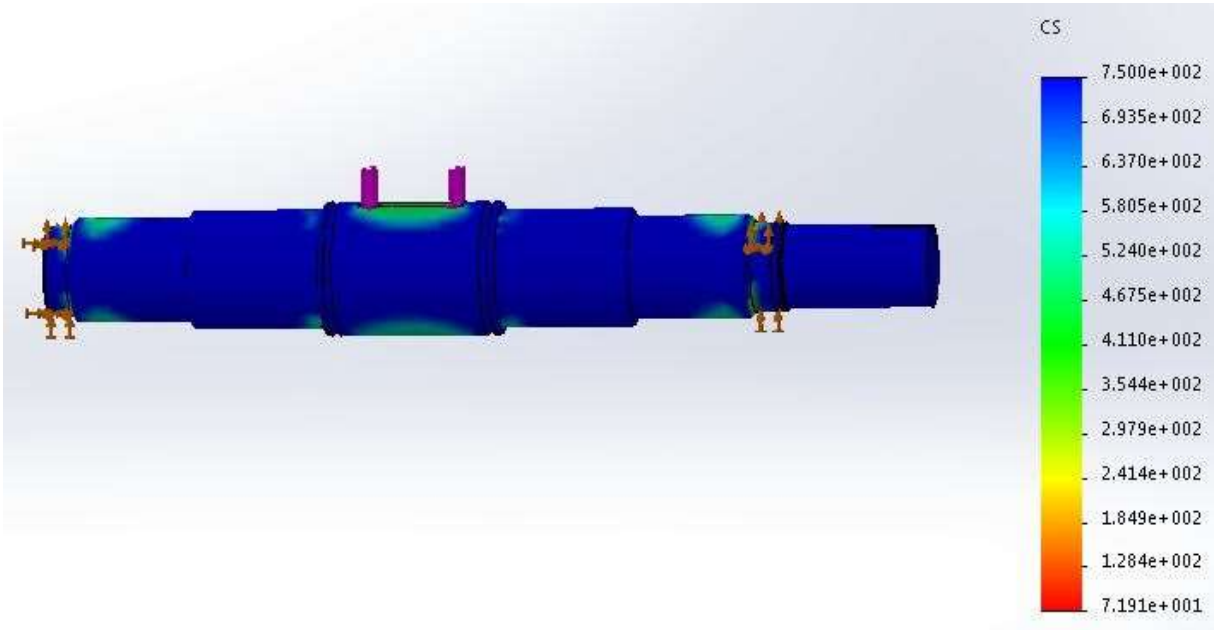


Fig.IV.6 : Résultat de simulation de la distribution du coefficient de sécurité.

- **Interprétation des résultats de la simulation :**

Après une modélisation suivant les valeurs calculées dans le chapitre.3, nous avons soumis l'axe en Acier **42Cr Mo04** à une contrainte de flexion de 397,556 N et un couple de force de 47,770 N.m. Les résultats de cette simulation sont les suivants :

- Une contrainte de Von mises max de $\mathbf{1,043 \times 10^7 N/m^2}$ concentrée au niveau de l'emplacement de la clavette, mais l'ensemble de l'axe reste sécurisé avec une distribution de contraintes qui ne dépassent pas $\mathbf{3,477 \times 10^6 N/m^2}$ sur tout le long de l'axe.
- Un déplacement concentré sur la partie libre de l'axe, ce qui est attendu avec une valeur max de $\mathbf{1,464 \times 10^{-3}}$ **mm** qui est largement tolérable.
- Une déformation max de l'ordre de $\mathbf{2,920 \times 10^{-5}}$ qui est une déformation très faible, on peut conclure que la structure indiquée n'aura aucun disfonctionnement sous l'effet du chargement

IV.2.1.2 Arbre de sortie

L'arbre de matériau **42Cr Mo04** on lui applique en même temps : une force radiale de 374,238 N et un couple de 89,936 N.m, nous allons analyser la réaction de l'arbre envers ces sollicitations.

A. Contrainte de Von Mises

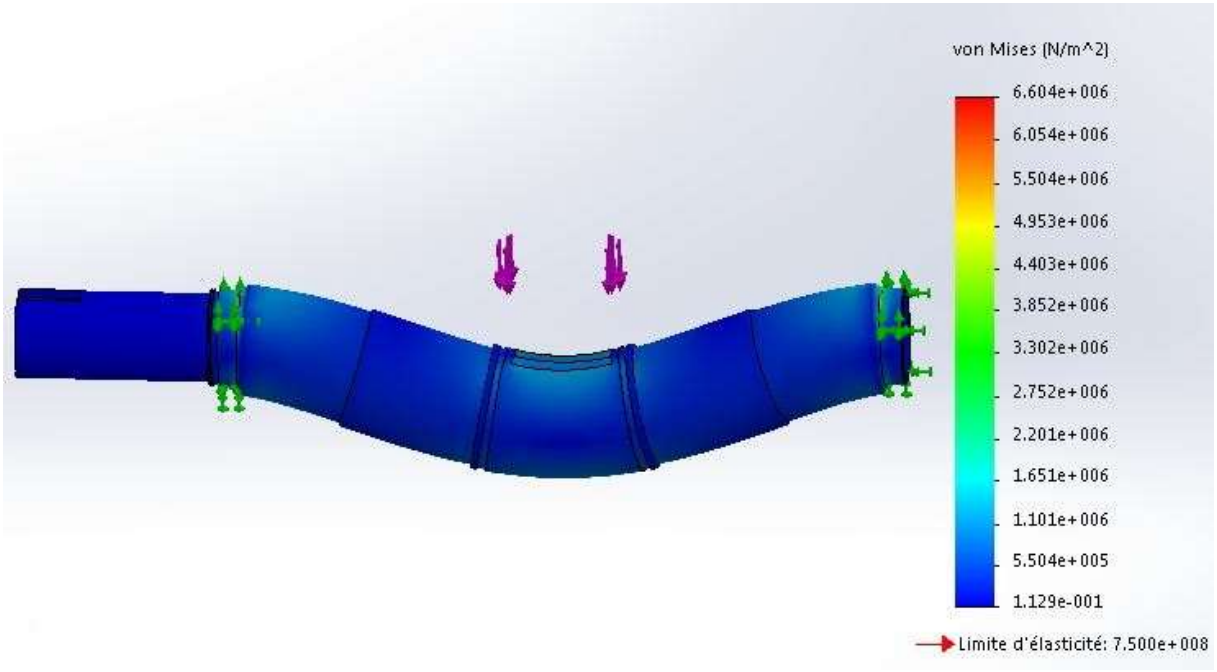


Fig. IV. 7 : Résultat de simulation de la distribution de la contrainte de Von Mises sur l'arbre de sortie

B. Les déplacements

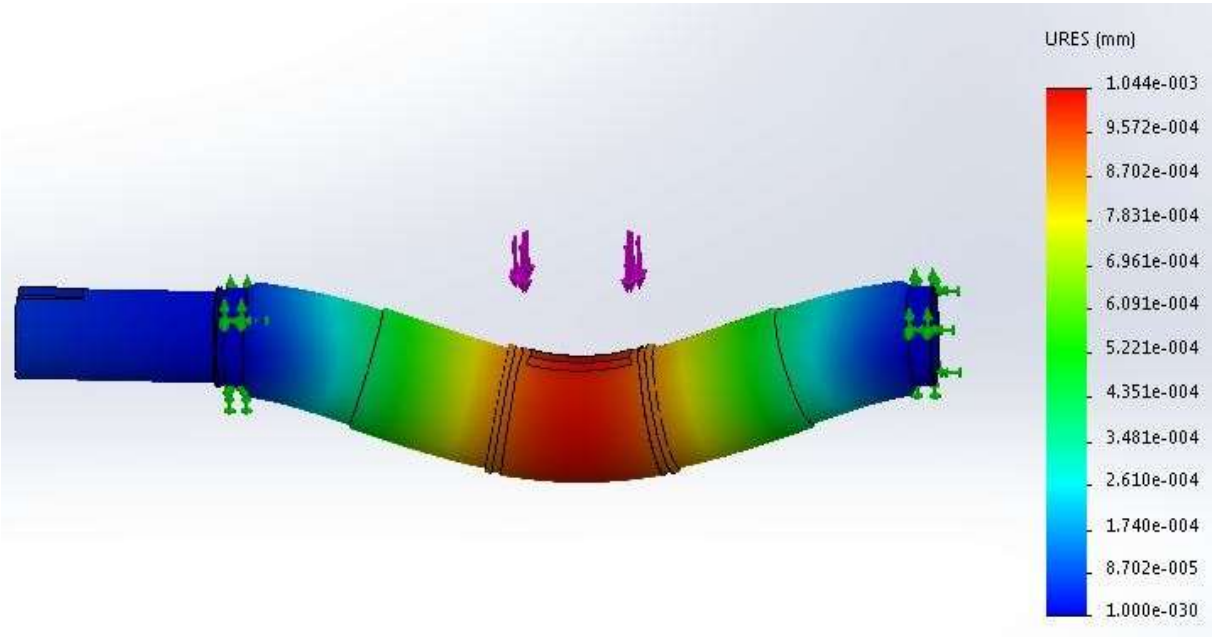


Fig IV. 8 : Résultat de simulation des déplacements de l'arbre sous l'effet des chargements.

C. Les déformations

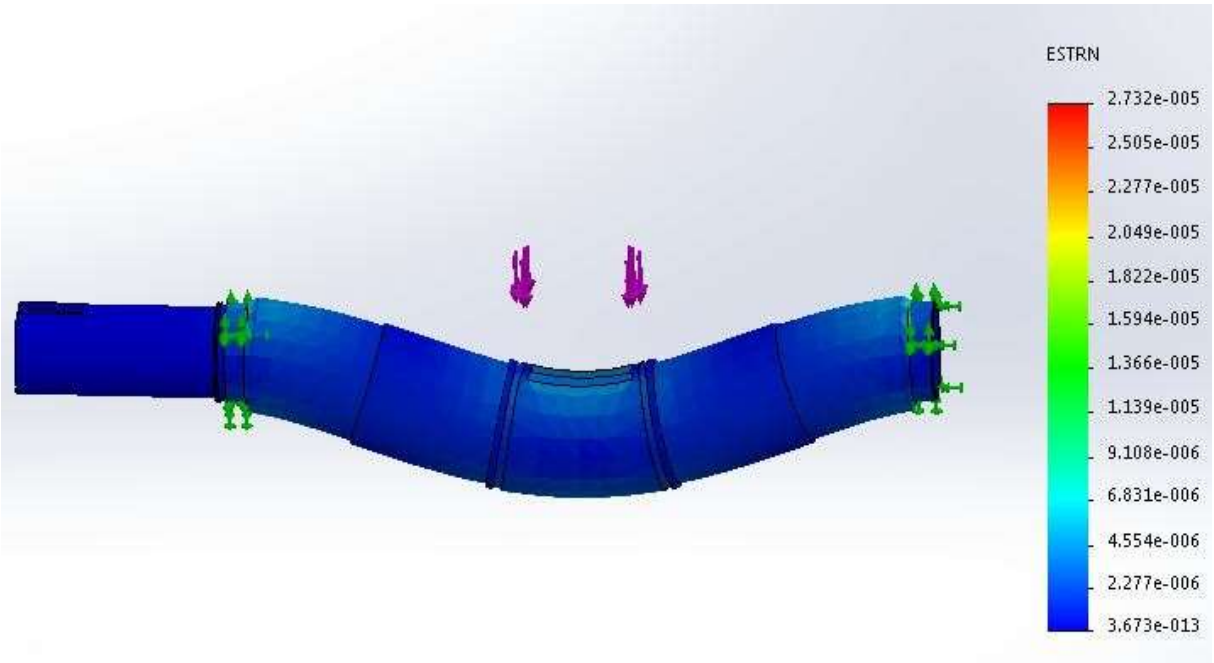


Fig.IV. 9 : Résultat de simulation des déformations de l'arbre sous l'effet des chargements.

D. La distribution du coefficient de sécurité

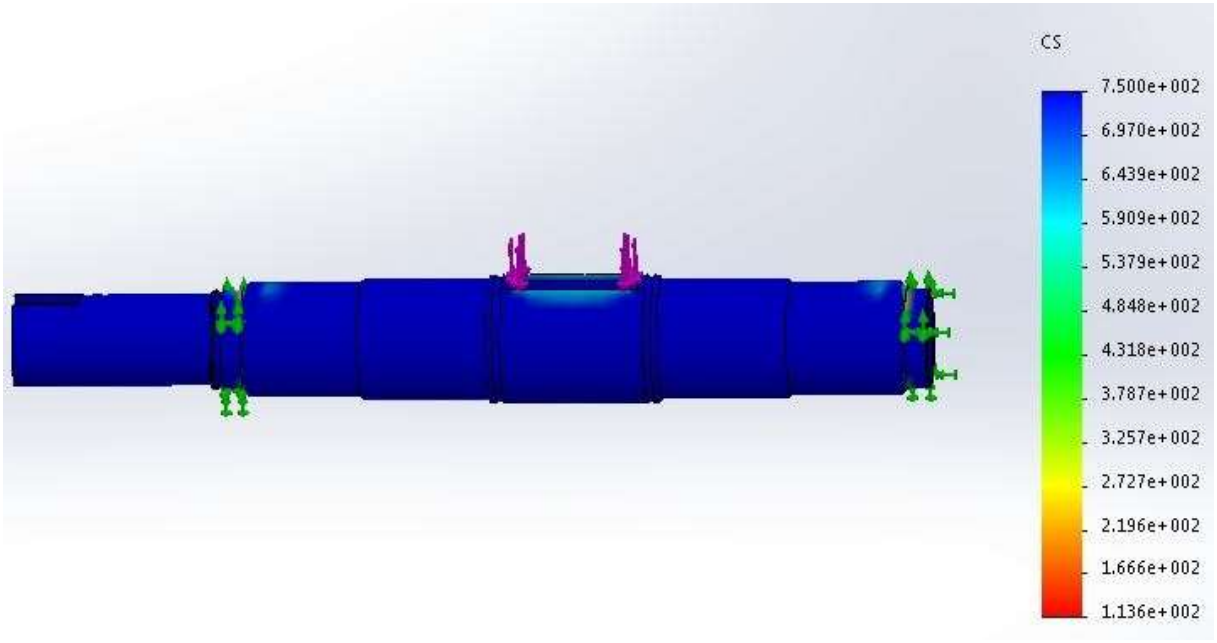


Fig.IV.10 : Résultat de simulation de la distribution du coefficient de sécurité.

• **Interprétation des résultats de la simulation :**

Après une modélisation suivant les valeurs calculées dans le chapitre.3, nous avons soumis l'axe en Acier **42Cr Mo04** à une contrainte de flexion de 374,238 N et un couple de force de 89,936 N.m. Les résultats de cette simulation sont les suivants :

- Une contrainte de Von mises max de $\mathbf{6,604 \times 10^6 N/m^2}$ concentrée au niveau de l'emplacement de la clavette, mais l'ensemble de l'axe reste sécurisé avec une distribution de contraintes qui ne dépassent pas $\mathbf{2,201 \times 10^6 N/m^2}$ sur tout le long de l'axe.

- Un déplacement concentré sur la partie libre de l'axe, ce qui est attendu avec une valeur max de $\mathbf{1,044 \times 10^{-3}}$ **mm** qui est largement tolérable.

- Une déformation max de l'ordre de $\mathbf{2,732 \times 10^{-5}}$ qui est une déformation très faible, on peut conclure que la structure indiquée n'aura aucun disfonctionnement sous l'effet du chargement.

IV.2.2 Vérification de résistance des roues dentées

Fig.IV.11 : Modèle 3D de pignon d'attaque.

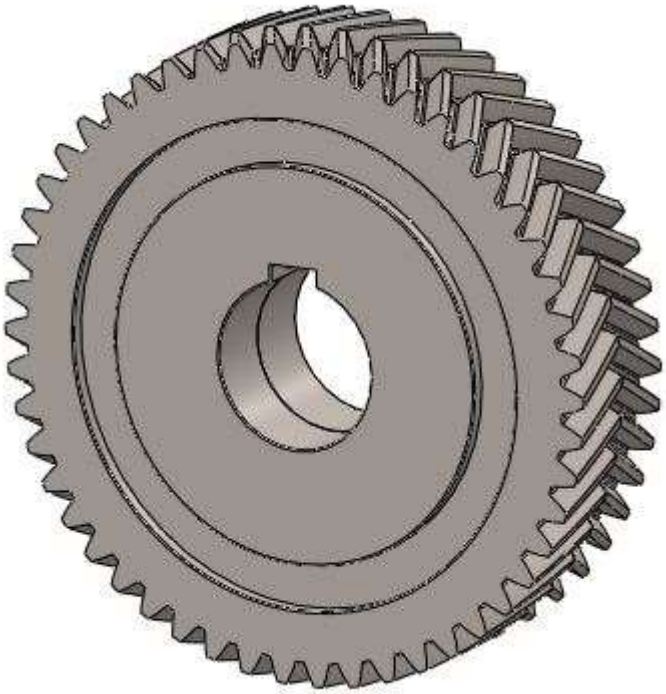


Fig.IV.12 : modèle 3D de la roue.

IV.2.2.1 Pignon d'attaque

On reprend la même démarche que pour les arbres, avec le matériau **42Cr Mo04**, on encastre le pignon d'attaque en son centre et on applique une force de 945,940 N sur la face de l'une de ses dents, nous allons analyser la réaction du pignon envers cette sollicitation.

A. Contrainte de Von Mises

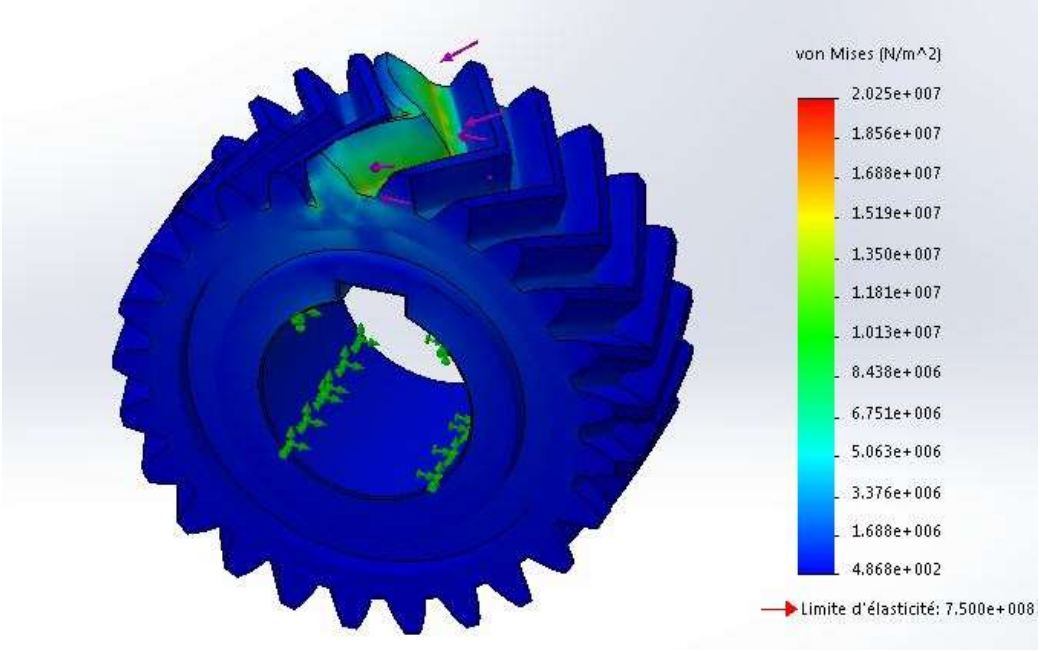


Fig. IV. 13 : Résultat de simulation de la distribution de la contrainte de Von Mises sur la dent de pignon d'attaque.

B. Les déplacements

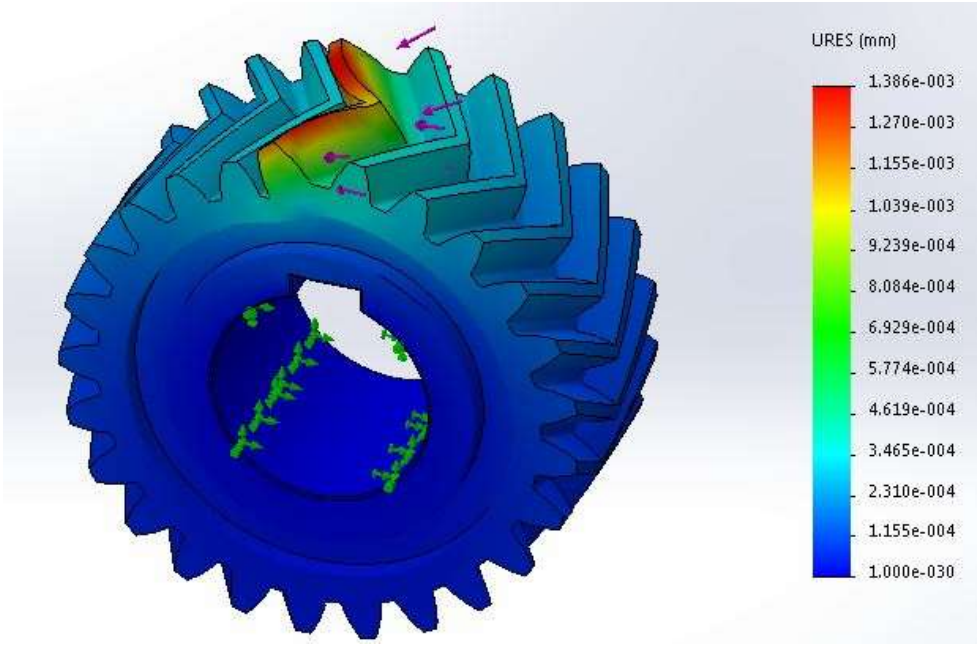


Fig IV. 14 : Résultat de simulation des déplacements d'une dent sous l'effet des chargements.

C. Les déformations

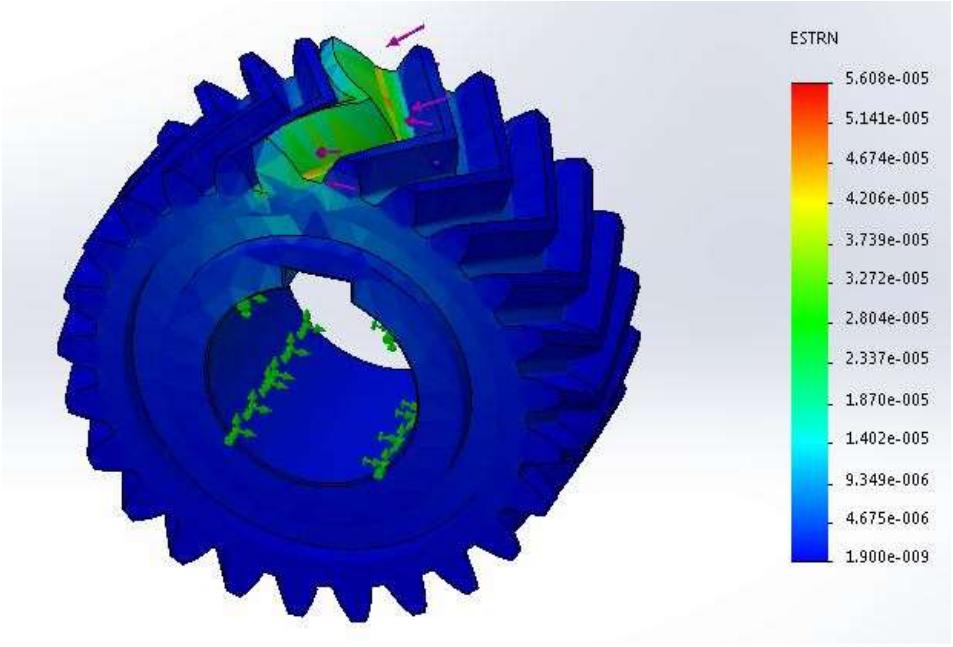


Fig.IV. 15 : Résultat de simulation des déformations d'une dent sous l'effet des chargements.

D. La distribution du coefficient de sécurité

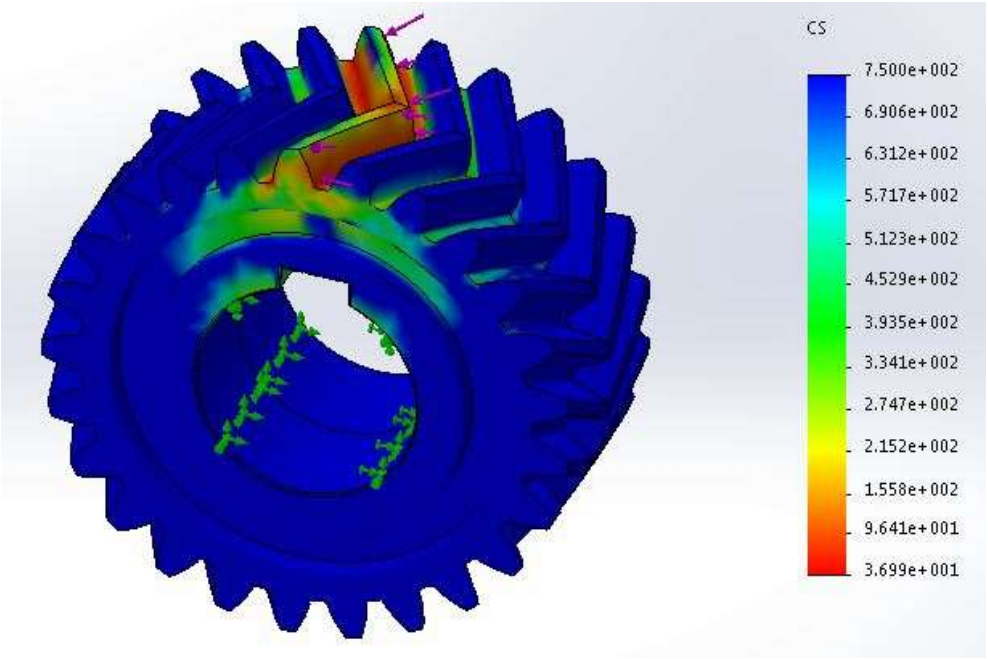


Fig.IV.16 : Résultat de simulation de la distribution du coefficient de sécurité.

- **Interprétation des résultats de la simulation :**

Après la modélisation nous avons soumis le pignon d'attaque en Acier **42Cr Mo04**, encastré en son centre à une force tangentielle de 945,940 N. Les résultats de cette simulation sont les suivants :

- Une contrainte de Von mises max de $\mathbf{2,025 \times 10^7 N/m^2}$ concentrée au niveau du pied de la denture, mais l'ensemble du pignon reste sécurisé, vu que le champ de distribution des contraintes ne dépasse pas $\mathbf{1,181 \times 10^7 N/m^2}$ sur tout l'ensemble du pignon d'attaque.
- Un déplacement concentré sur la partie supérieure de la denture, ce qui est attendu avec une valeur max de $\mathbf{1,386 \times 10^{-3}}$ **mm** largement tolérable.
- Une déformation max de l'ordre de $\mathbf{5,608 \times 10^{-5}}$ homogène sur toute la dent, très insignifiante par rapport à l'épaisseur de la dent du pignon.
- Un coefficient de sécurité minimal de **3,699** repéré au niveau du pied de la denture, qui est largement satisfaisant.

IV.2.2.2 La Roue dentée

On reprend la même démarche que pour les arbres, avec le matériau **42Cr Mo04**, on encastre la roue dentée en son centre et on applique une force de 890,456 N sur la face de l'une de ses dents, nous allons analyser la réaction de la roue envers cette sollicitation.

A. Contrainte de Von Mises

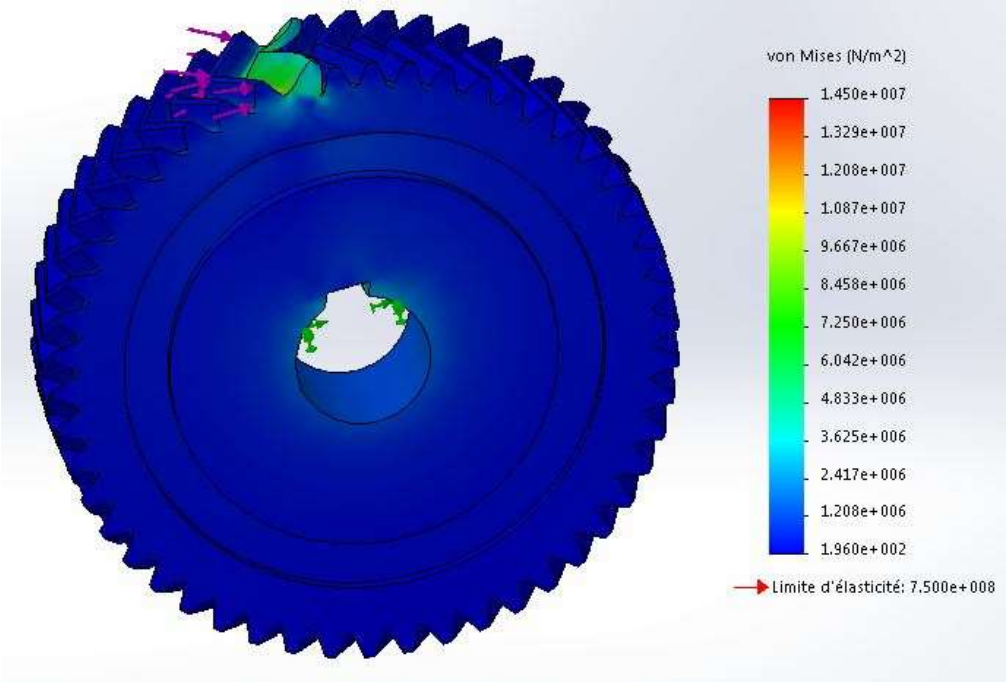


Fig. IV. 17 : Résultat de simulation de la distribution de la contrainte de Von Mises sur la dent de la roue.

B. Les déplacements

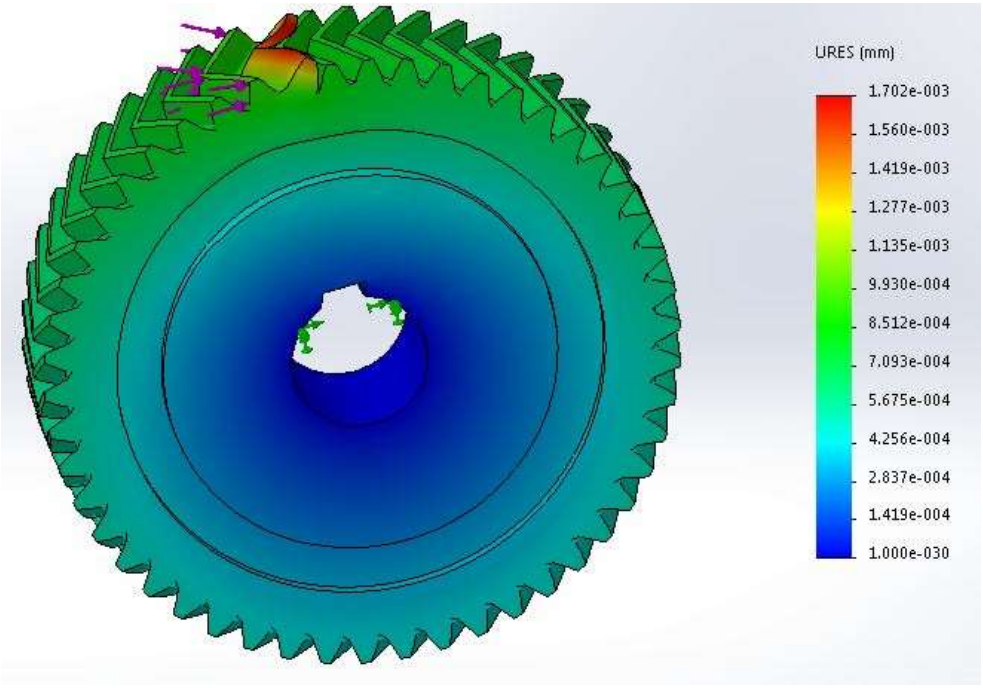


Fig IV. 18 : Résultat de simulation des déplacements d'une dent sous l'effet des chargements.

C. Les déformations

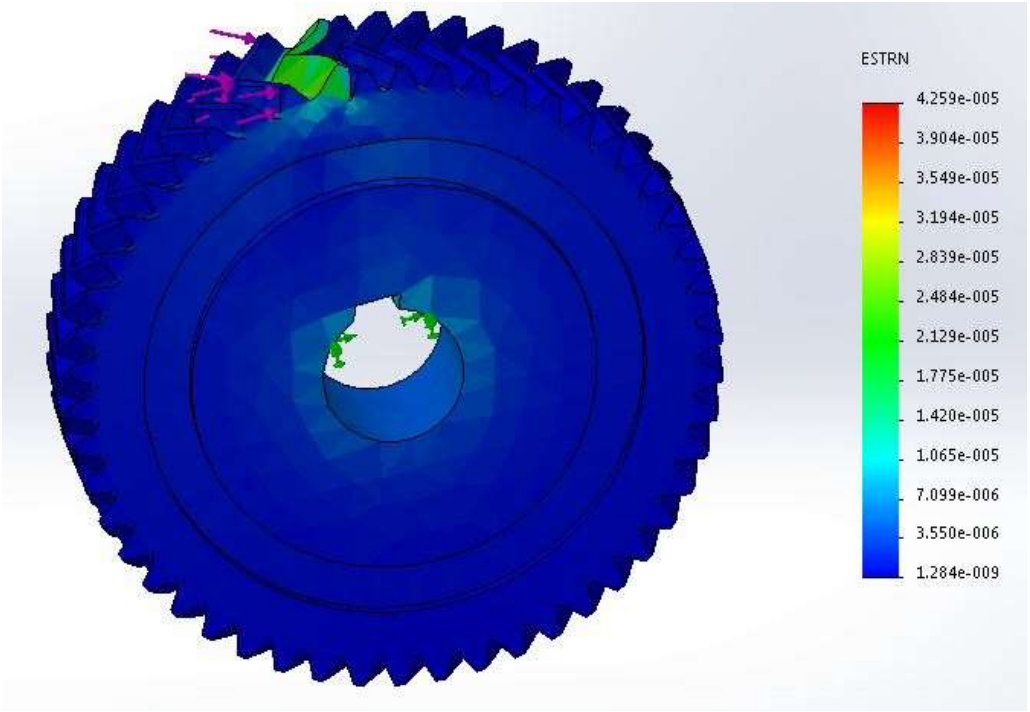


Fig.IV. 19 : Résultat de simulation des déformations d'une dent sous l'effet des chargements.

D. La distribution du coefficient de sécurité

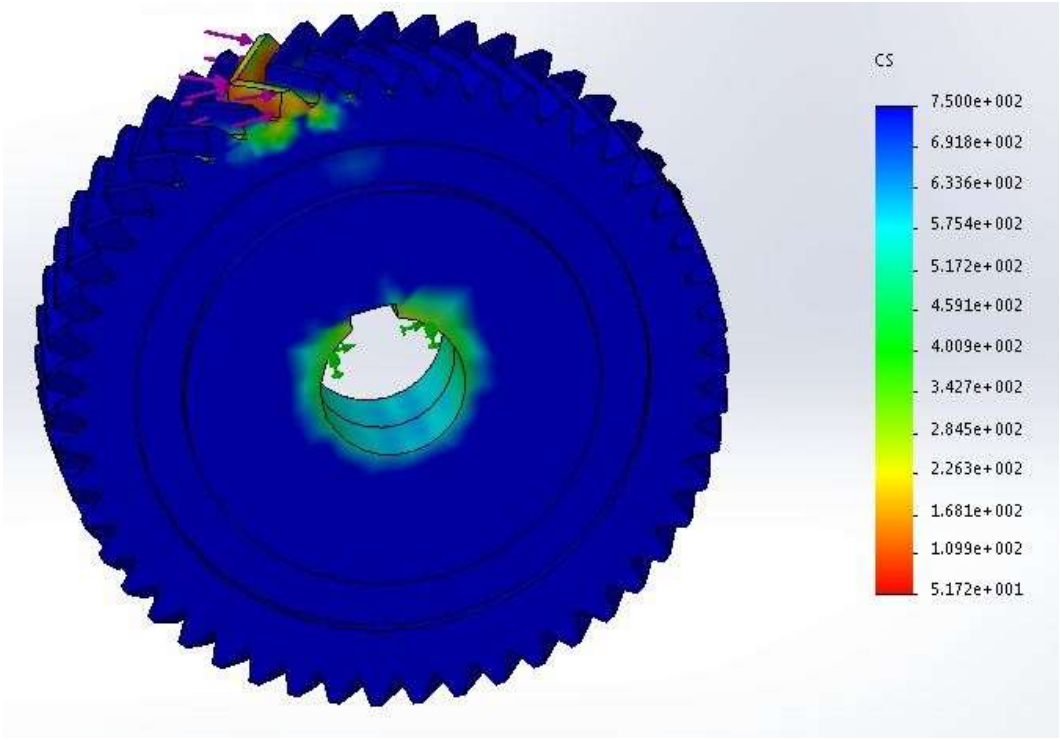


Fig.IV.20 : Résultat de simulation de la distribution du coefficient de sécurité.

• **Interprétation des résultats de la simulation :**

Après la modélisation nous avons soumis la roue en Acier **42Cr Mo04**, encastré en son centre à une force tangentielle de 890,456 N. Les résultats de cette simulation sont les suivants

- Une contrainte de Von mises max de $\mathbf{1,450 \times 10^{7} N/m^{2}}$ concentrée au niveau du pied de la denture, mais l'ensemble la roue reste sécurisé, vu que le champ de distribution des contraintes ne dépasse pas $\mathbf{8,458 \times 10^{6} N/m^{2}}$ sur tout l'ensemble de la roue.

- Un déplacement concentré sur la partie supérieure de la denture, ce qui est attendu avec une valeur max de $\mathbf{1,702 \times 10^{-3}}$ **mm** largement tolérable.

- Une déformation max de l'ordre de $\mathbf{4,259 \times 10^{-5}}$ homogène sur toute la dent, très insignifiante par rapport à l'épaisseur de la dent de la roue.

- Un coefficient de sécurité minimal de **5,172** repéré au niveau du pied de la denture, qui est largement satisfaisant.

IV.3 Conclusion

D'après notre étude de simulation effectuée sur certains éléments principaux de réducteur, particulièrement les zones de concentration des contraintes. On conclut que notre réducteur est résistant aux contraintes appliquées.

Chapitre V

Taillage des engrenages

V.1 Introduction

Les dentures des roues dentées sont de profil complexe. Les dentures sont façonnées par différents procédés suivant un taillage par génération, ou un taillage sans génération : usinage à la fraise, reproduction directe, déformation, etc.

Lors du taillage par génération, les dentures sont réalisées par enlèvement de matière. L'usinage consiste à simuler entre un outil (pignon, crémaillère, ou fraise) et la roue à tailler, un engrènement : le module de denture est imposé par l'outillage. Le mouvement d'engrènement contribue au mouvement d'avance dans l'opération d'usinage, et le mouvement de coupe dépend du procédé.

On s'intéressera aux procédés de taillage par génération avec l'outil crémaillère et l'outil pignon, les mouvements d'avance et de coupe, ainsi que les formes des outils et les conditions de production sont présentés. On développera l'utilisation de l'outil fraise-mère.

V.2 Différents types de taillage

V.2.1 Taillage par outil crémaillère

Les machines utilisées sont des mortaiseuses dont l'outil est une crémaillère ; chaque dent de l'outil crémaillère est un outil de rabotage. La roue à tailler est montée sur un axe de façon que le cercle primitif soit tangent à la droite primitive de la crémaillère. La roue et la crémaillère se déplacent comme si elles engrenaient : l'outil taille une denture engrenant avec un module précis qui se conjugue avec toutes les roues de même module. La roue à tailler peut-être montée sur un axe horizontal (fig.V.1) ou vertical [12].

Fig.V.1 : Exemple de taille par outil crémaillère [12]

V.2.1.1 Usinage avec l'outil crémaillère

L'obtention du profil en développante de cercle se fait en générant un mouvement équivalent à du roulement sans glissement entre la crémaillère et la roue à tailler. Pour cela, il est possible par exemple de donner un mouvement de rotation à la pièce usinée, et de translation à l'outil crémaillère (fig.V.2).

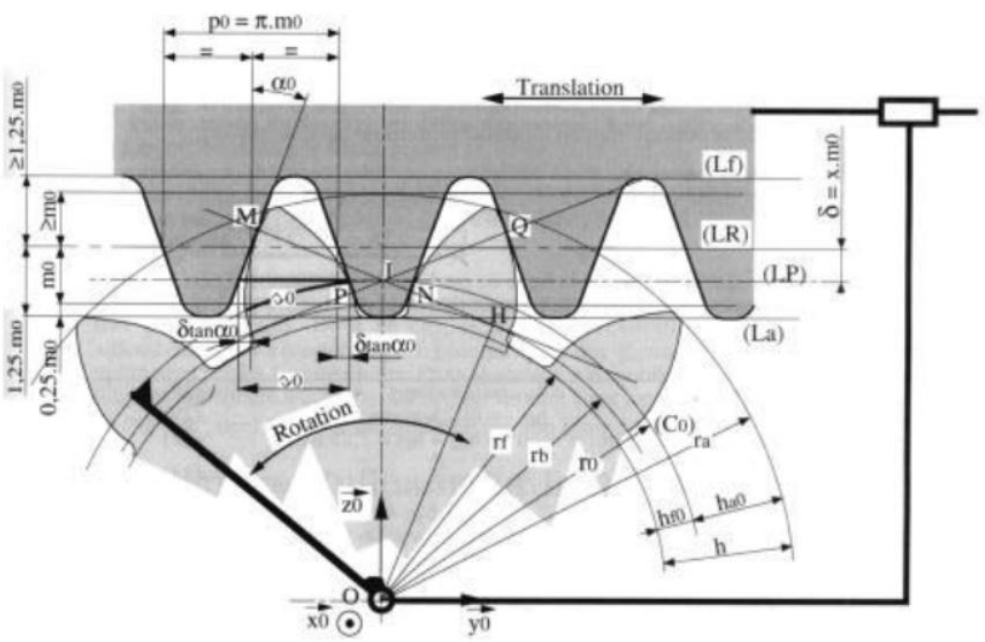


Fig.V.2 : Mouvements d'engrènement lors du taillage par outil crémaillère [12].

Il est usuel que les deux mouvements de translation et rotation soient effectués par la roue à usiner. Au cours de ce mouvement, l'enveloppe des flancs de crémaillère est une développante de cercle. La crémaillère utilisée est une crémaillère normalisée. Sa forme est définie en particulier par sa ligne de référence (LR). Pour tailler un engrenage sans déport de denture, cette ligne est placée tangente au cercle primitif du pignon à tailler (cercle défini par r_0 = 1/2.mo. Z) [12].

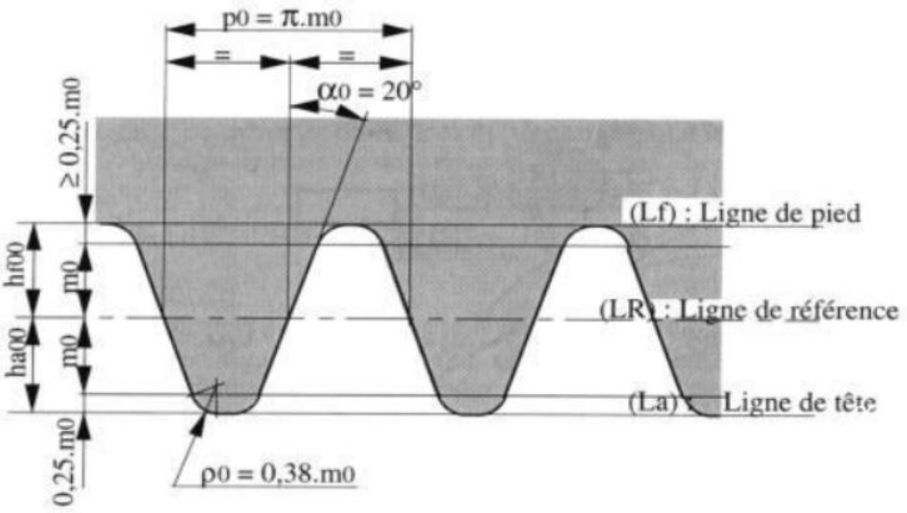


Fig.V.3 : Géométrie de l'outil crémaillère [12].

Lors de l'usinage avec un outil crémaillère la vitesse de coupe est très faible (de l'ordre de 15 à 20 m/min) et la lubrification doit être abondante. Le mouvement d'aller-retour de l'outil crémaillère synchronisé avec la rotation relative par rapport à la roue à tailler génère le profil en développante de cercle (fig.V.4).

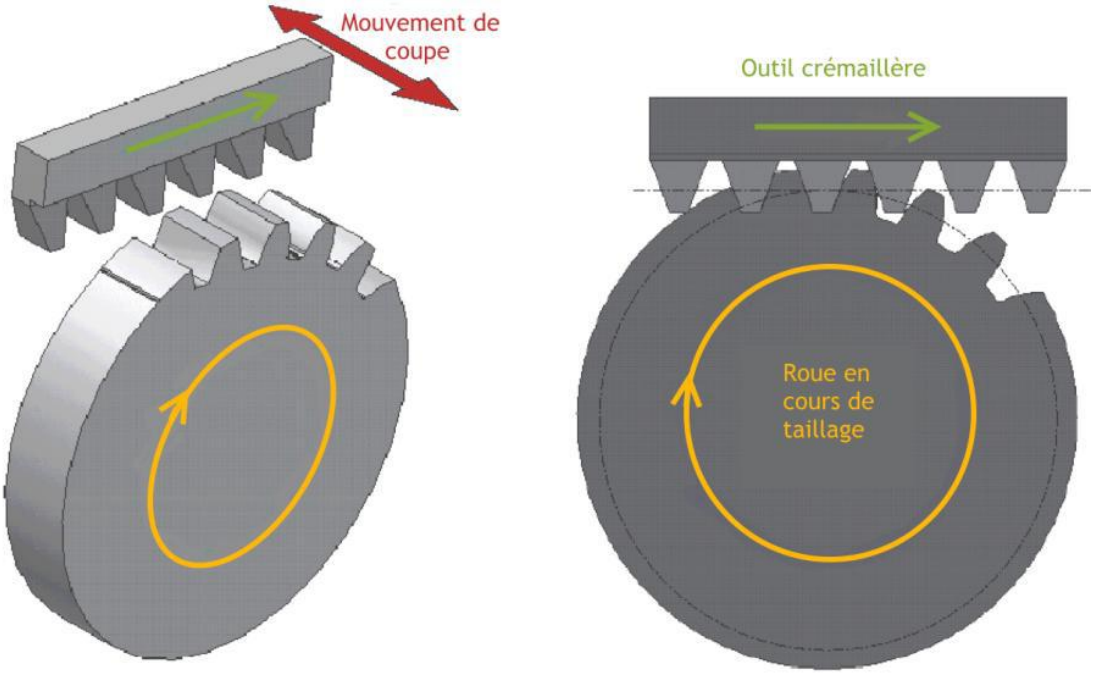


Fig.V.4 : Mouvements lors de l'usinage d'une roue avec un outil-crémaillère [12].

V.2.1.2 Description de l'outil crémaillère

Un outil-crémaillère possède des dents dépouillées pour obtenir des arêtes de coupe et une dépouille. Les dents de l'outil crémaillère (fig.V.5) n'ont pas un profil en développante de cercle il s'agit de droites. Cet outil de géométrie relativement simple est facilement affûtable. On retrouve sur les arêtes coupantes un angle de dépouille (fig.V.5). Les longueurs des outils crémaillères sont variables et dépendent des applications.

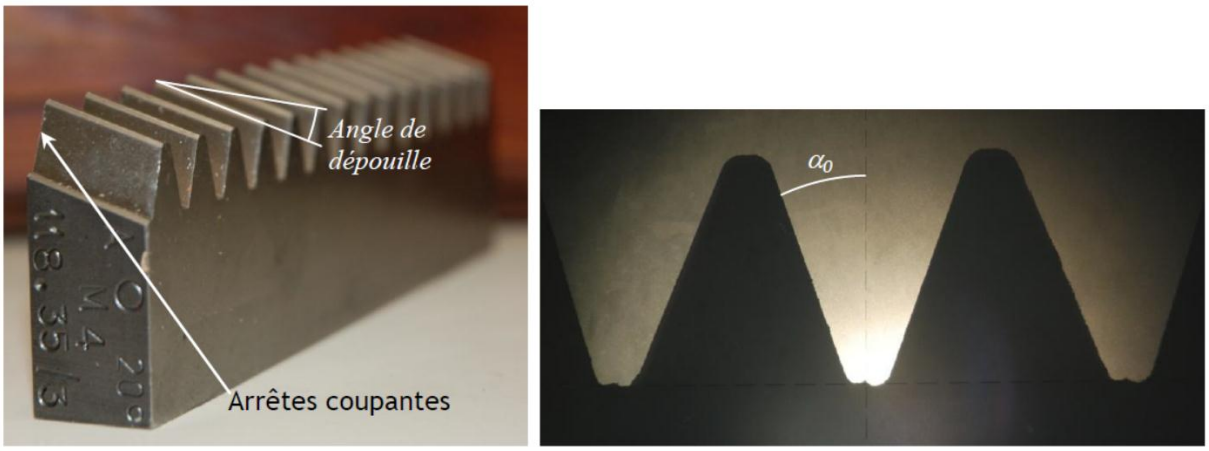


Fig.V.5 : Outil-crémaillère module m = 4 et d'angle de pression α_0= 20°et son profil [12].

Chaque outil est caractérisé par son module et son angle de pression ; toutes les roues taillées auront ces caractéristiques.

V.2.1.3 Taillage des dentures hélicoïdales

L'usinage des dentures hélicoïdales se fait en inclinant l'outil crémaillère et en imposant un mouvement de rotation à la roue à tailler. L'inclinaison de l'outil à droite génère des dentures inclinées à gauche (fig.V.6).

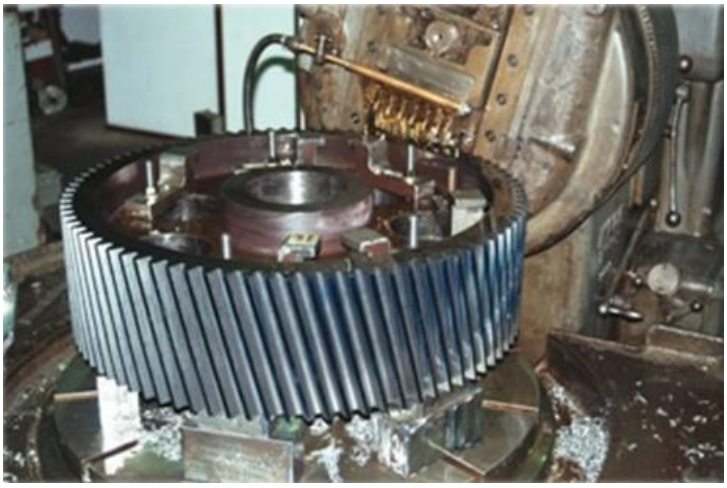


Fig.V.6 : L'outil sur la machine est incliné à droite, la roue usinée est à dentures à gauche [12].

V.2.1.4 Avantages et inconvénients

Ce procédé est lent et n'est applicable que pour de petites séries. Il nécessite des opérateurs qualifiés sur des machines spécifiques cependant assez rapides à mettre en œuvre. Le taillage par outil crémaillère permet la réalisation de dentures hélicoïdales (fig.V.6) ainsi que la réalisation de module important et de pièces de grandes dimensions (fig.V.7). Les outils sont de géométrie simple il est donc facile d'obtenir des profils non normalisés pour des applications particulières [12].

Fig.V.7 : Diamètre voisinant 13 m, largeur de denture de 89 cm [12].

V.2.2 Taillage par outil pignon

Les machines utilisées sont des mortaiseuses dont l'outil est un pignon. Le taillage est effectué par l'engrènement de l'outil pignon avec la roue à tailler. La roue à tailler est montée sur un axe et tourne dans un rapport de vitesse fonction du nombre de dents à tailler. L'outil pignon, dont les dents sont dotées d'arêtes coupantes, est animé d'un mouvement rectiligne combiné avec sa rotation (fig.v. 8) et (fig.v. 9). Il s'agit d'une génération continue de 1 à Z dents.

Fig.V.8 : Exemple de taille avec outil pignon [13].

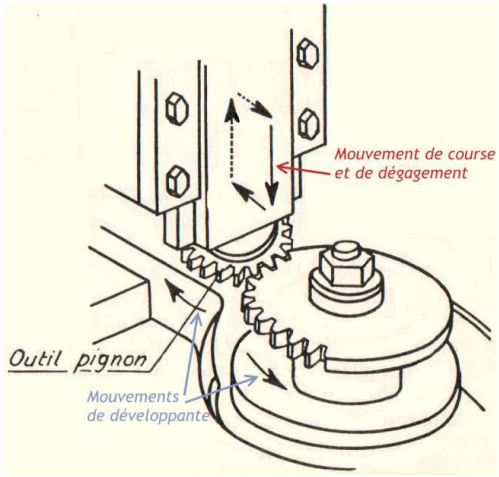


Fig.V.9 : Mouvements lors de l'usinage d'une roue avec un outil pignon [13].

V.2.2.1 Description de l'outil pignon

Un outil pignon n'est pas une simple roue dentée, il est doté de dents coupantes avec dépouille (fig.V.10). Le déport de denture de l'outil est une caractéristique dépendant de son affûtage.

Fig.V.10 : Dépouille des dents de l'outil pignon et son profil en développante de cercle.

Les outils pignons ne permettent d'obtenir qu'un module par outil (fig.V.11).

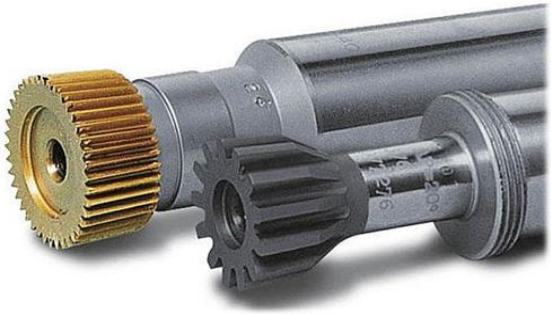


Fig.V.11 : Exemple d'outils pignon de différents modules [13].

V.2.2.2 Conditions d'usinage

Un outil pignon ne peut pas être doté d'un mouvement rapide, la vitesse de coupe est donc faible (20 m/min). Il y a des risques d'adhésion de l'outil sur la matière, la lubrification doit être abondante pour éviter de coller l'outil pignon à la pièce (fig.V.12).

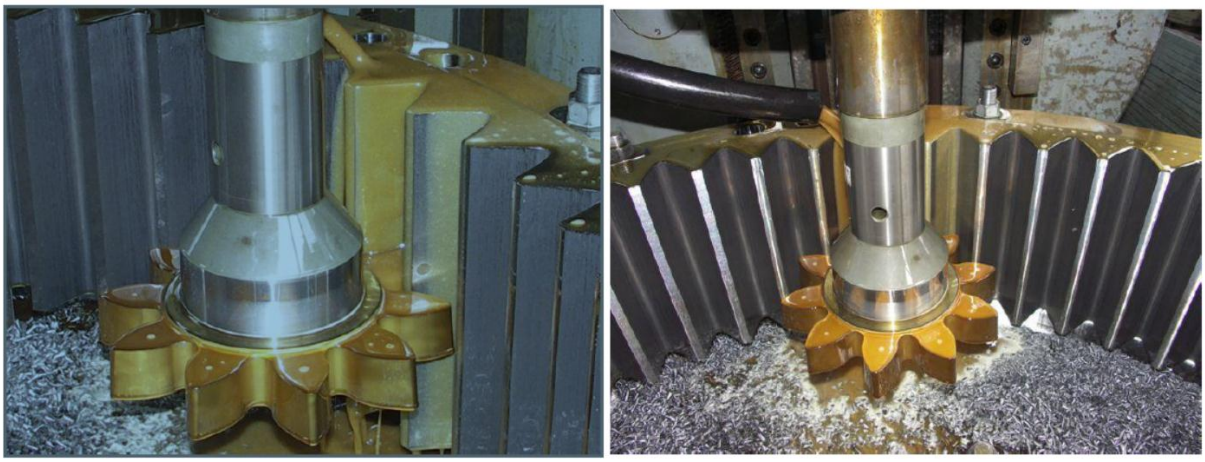


Fig.V.12 : Usinage de denture intérieure par outil pignon [13].

Pour usiner des pignons à denture hélicoïdale, l'outil pignon est animé d'un mouvement de rotation autour de son axe lors de sa descente. Il doit accomplir le mouvement inverse lors de la remontée pour ne pas abîmer le profil généré.

Fig.V.13 : Outil pignon à denture hélicoïdale [13].

V.2.2.3 Avantages et inconvénients

Ce procédé est lent et n'est applicable que pour de petites séries. Il nécessite des opérateurs qualifiés sur des machines spécifiques cependant assez rapides à mettre en œuvre.

L'outil pignon est peu encombrant et ne requiert qu'un faible dégagement pour passer. On ne peut pas usiner des dents de grand module avec des outils pignons car ceci nécessite de très nombreuses passes d'usinage et prend donc beaucoup de temps.

L'usinage de dentures hélicoïdales est réalisable à l'aide de l'outil pignon (fig.V.13). C'est l'un des rares procédés à pouvoir usiner des dentures intérieures (fig.V.12 et 14) [12].

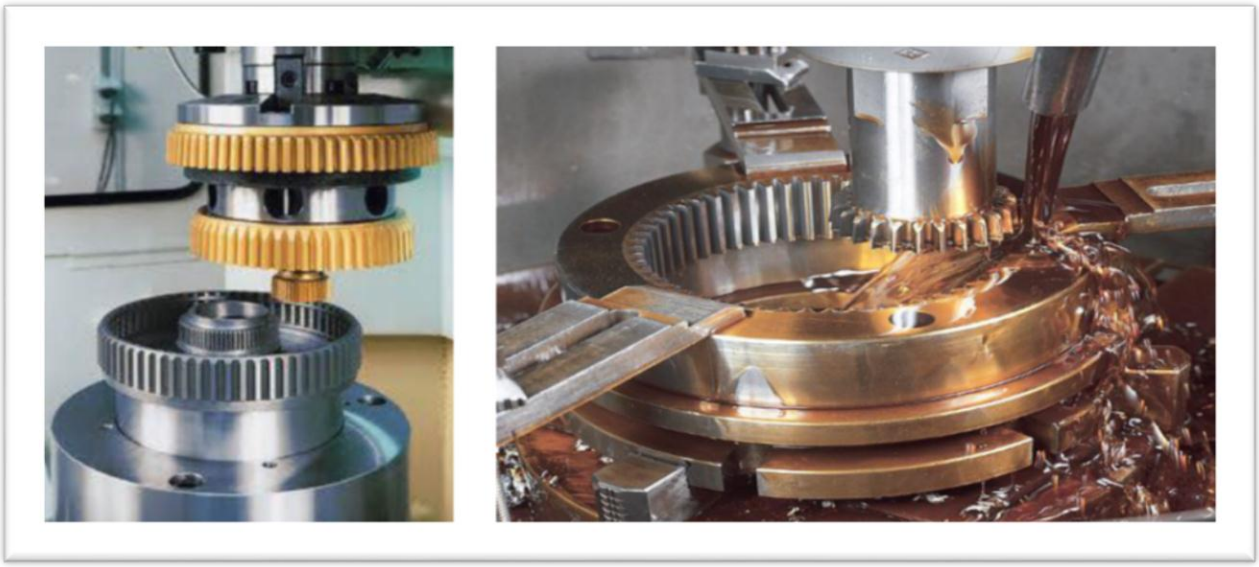


Fig.V.14 : Usinages de dentures intérieures par outil pignon [12].

V.3 Méthodes de taillage des dentures en chevrons

V.3.1 Dentures réalisées sur machine Sunderland spéciale par outils crémaillères (taillage successif)

V.3.1.1 Définition de la crémaillère matérielle équivalente à l'outil

La trace **T** de chaque face de dent est formée de deux demi-droites symétriques par rapport au plan normal à l'axe du flan au centre de celui-ci. Chaque face de dent est constituée par un dièdre dont les plans font avec le primitif **P** le même angle ($\frac{\pi}{2} - \boldsymbol{\varphi}$), **φ** étant l'angle de pression. Si $\boldsymbol{p}$ est le pas de la crémaillère, les traces des deux faces d'une dent se déduisent par une translation de mesure $\frac{\boldsymbol{p}}{\mathbf{2}}$ et parallèle au sens de progression de la crémaillère (fig.V.15). Alors, deux crémaillères parallèles identiques sont emboîtables et symétriques : les engrenages correspondants sont donc parfaits. De plus, la même crémaillère permet le taillage de deux roues conjuguées. Les roues ainsi engendrées forment un assortiment bilatéral [14].

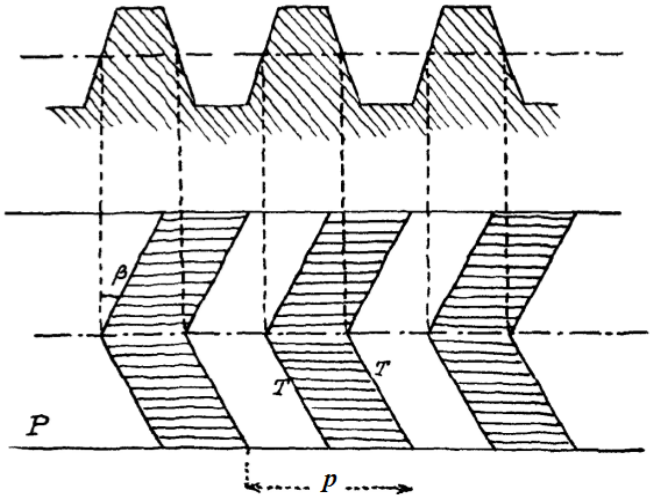
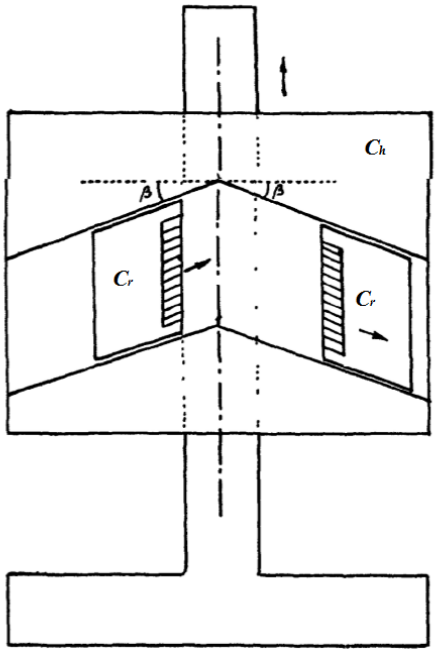


Fig.V.15 : Présentation schismatique de deux crémaillères parallèles et symétriques [14].

V.3.1.2 Réalisation du taillage

La fixation du flan sur un bâti, et le mouvement générateur sont réalisés exactement comme dans le taillage Sunderland ordinaire. Les seules particularités résident dans le mouvement de coupe : le chariot **C_h** porte deux outils-crémaillères **Cr** symétriques, montés sur deux coulisseaux animés de mouvements de translation rectilignes, correspondant à des inclinaisons symétriques d'angle **β** avec l'horizontale (fig.V.16). Le mouvement de coupe est tel que lorsqu'un outil s'approche du centre du chariot, l'autre s'en écarte. Enfin, les faces actives de chaque crémaillère sont verticales et se trouvent, alternativement, en fin de course, dans le plan vertical de symétrie commun au chariot et au flan.



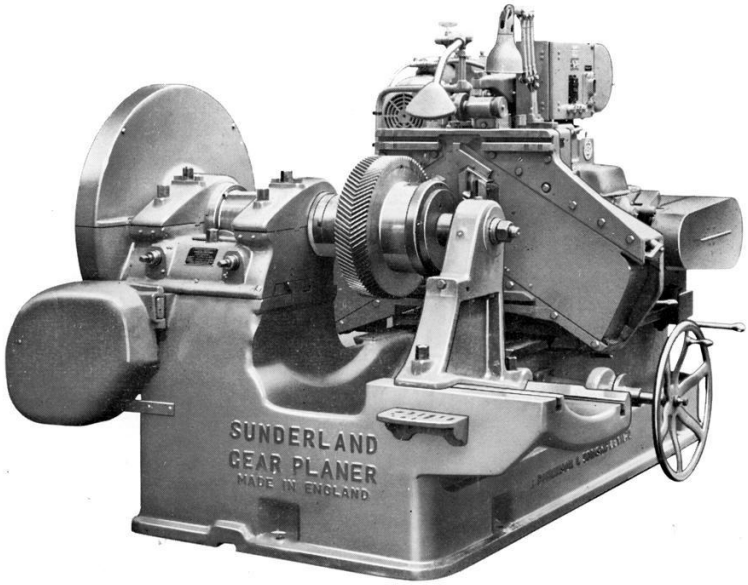


Fig.V.16 : Manière de réalisation du taillage par outil à double crémaillère [14].

Cette condition empêche que le plan des arêtes vives soit normal à la surface prismatique de la crémaillère équivalente à l'outil, comme dans le cas du couteau Sunderland ordinaire : ce taillage nécessite donc deux outils valables pour un module et un angle **β** donnés.

Les conditions de coupe correcte exigent que l'affûtage s'effectue suivant deux directions de plan différentes : le plan des arêtes coupantes sert de plan d'affûtage pour les arêtes le long desquelles la surface de l'outil forme un dièdre aigu ; les autres arêtes sont affûtées individuellement, suivant des plans parallèles entre eux, de façon à réaliser, le long de chacune d'elles, un dièdre aigu (fig.V.17).

La surface d'étalonnage est encore une surface prismatique engendrée par une translation rectiligne de l'ensemble des arêtes coupantes.

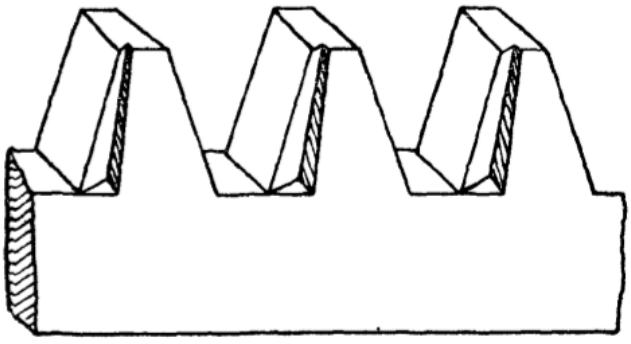


Fig.V.17 : dièdre aigu [14].

V.3.2 Taillage successif des dentures à chevrons par la fraise conique (Gleason)

V.3.2.1 Définition de la crémaillère matérielle équivalente à l'outil

La surface d'égale pente est une portion de cône de révolution autour d'un axe perpendiculaire au primitif **P** et situé dans le plan normal à l'axe du flan au contre de celui-ci : ce plan est de symétrie pour la crémaillère matérielle.

Les deux faces d'une dent appartiennent à deux cônes ayant leurs sommets de part et d'autre de **P ;** supposons ces cônes égaux, leurs traces **T** sur **P** étant déduites l'une de l'autre par une translation parallèle au sens de progression de la crémaillère et égale à $\frac{p}{2}$, p est le pas (fig.V.18).

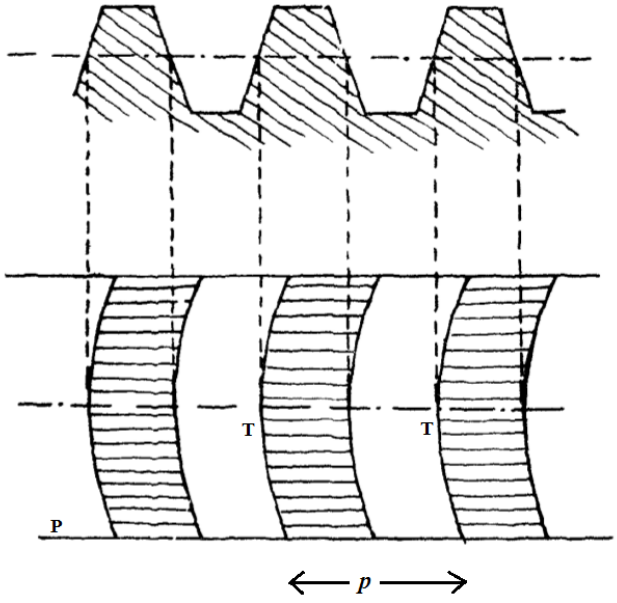


Fig.V.18 : Présentation schématique d'une fraise conique (Gleason) [14].

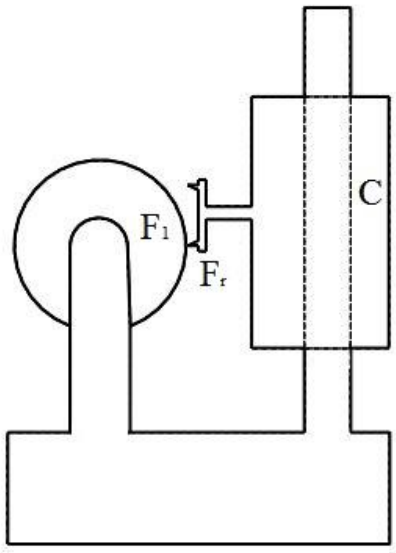
Dans ces conditions, deux crémaillères matérielles identiques sont emboîtables et symétriques ; donc les engrenages correspondants sont parfaits, et l'assortiment est encore bilatéral.

V.3.2.2 Réalisation de taillage

Il est nécessaire d'avoir deux fraises engendrant des surfaces coniques identiques : l'une pour tailler les flancs concaves, l'autre les flancs convexes. Chaque roue sera donc taillée en deux passes.

La machine correspondante est la machine Sunderland ordinaire où les organes du mouvement de coupe sont remplacés par la fraise conique F_r d'axe lié au chariot (fig.V.19). Le

fonctionnement est le suivant : la fraise tournant rapidement autour de son axe (mouvement de coupe), le chariot **C** s'élève pendant que le flan F_1 tourne avec la vitesse conjuguée. Quand une dent est terminée, le support de la fraise doit s'écarter pendant que le chariot redescend, le flan ayant tourné d'un angle correspondant à une dent.



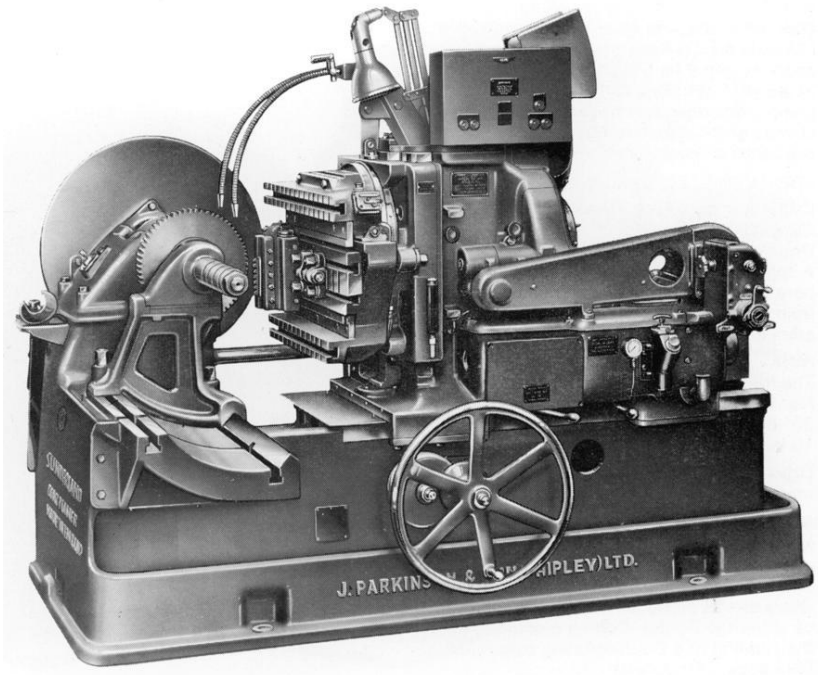


Fig.V.19 : Taillage successive par la fraise conique sur la machine Sunderland [14]

Conclusion générale

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.).

L'étude de ce mécanisme est donc source d'intérêt.

Dans ce projet, nous avons réalisé l'étude et dimensionnement d'un réducteur de vitesses à roues dentées hélicoïdales à chevrons, très peu étudiées jusqu'à présent.

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] : GERGE Dobre : éléments de machines transmission mécanique, 2006 ; Page 13

[2] : CORINA Oancea, analyse des dents d'engrenages droite par la méthode des potentielles complexe, faculté d'étude supérieure de l'université Lavele, janvier 1997.

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

[4] : G Cuisinier et M.-F.Guissard, Engrenages et développantes de cercle, 2011.

[5] : Gaston Nicolet, Conception Et Calcul Des Éléments De Machines, VOLUME 3, Version 1, juin 2006.

[6] : Engrenages à denture en chevron continu ou à denture double hélicoïdale, [en ligne]. Disponible sur : http://www.tandwiel.info/fr/engrenages/engrenages-a-denture-en-chevron-continu-ou-a-denture-double-helicoidale. (Consulté le 02 Février 2018).

[7] : Efforts sur les dentures, [en ligne]. Disponible sur : http://www.zpag.net/Machines_Simples/Engrenage_efforts_sur_les_dentures.htm . (Consulté le 22 Février 2018).

[8] : Jean-François M, Génie Mécanique, Mai 2015, Page 128.

[9] : Georges HENRIOT, Transmission de puissance mécanique: engrenages et liens souples, Novembre 1992, page 39.

[10] : Gina Florica STOICA, Méthodologie de calcul et de conception d'un réducteur d'engrenage cylindrique ou conique, Université Libre de Bruxelles, 2009.

[11] : Mohamed MANSOURI, Construction Mécanique, Université de Badji Mokhtar-Annaba.2004.

[12] : J. Dufailly, Ellipses. Etude géométrique des engrenages cylindriques de transmission de puissance, Ellipses Marketing, 1997.

[13] : G. Lenormand, R. Mignée, J. Tinel, Foucher, Construction mécanique, tome 3, Foucher, 1985.

[14] : J. Capelle, étude de la génération des engrenages par la méthode de roulette, thèse de l'entre-deux-guerres,1938, chapVI, page 94,98.

Annexes

Annexe 1

Les différents matériaux utilisés pour la fabrication.

Matériaux	DIN	STAS	Traitement thermique ou thermochimique	Dureté		Résistance à la rupture σ_r (N/mm^2)	Limite d 'élasticité σ_c (N/mm^2)	Résistance limite a la fatigue au pied de la dent $\sigma_{f\,lim}$ (N/mm^2)	Pression Hertzienne à la fatigue σ_{Hlim} (N/mm^2)
				Noyau HRC	Flanc HRC				
OL50	Fe 490-(St50-2)	500/2-80	Normalisation	HB=150+170		500+620	270+300	0.4 HB+100	1.5 HB +120
OL70	Fe 690-2(St70-2)	500/2-80	Normalisation	HB=200+220		700+850	340+370	0.4 HB+100	1.5 HB +120
OLC 45*	C 45	880-88	Amélioration	HB=220+260		620	360	0.4 HB+140	1.5 HB +120
			Temps après chauffage à la flamme ou CIF	200+260	50+57			160+170	20 HRC + 10
OLC 55*	C 55	880-88	Amélioration	HB=200+300		720	420	0.4 HB+140	1.5 HB +120
			Temps après chauffage à la flamme ou CIF	200+300	50+57			180+190	20 HRC + 20
41 MoCr 11	42 CrMo 4	791-88	Amélioration	HB=270+320		950	750	0.4 HB+155	1.8 HB +120
			Temps après chauffage à la flamme ou CIF	270+320	50+57			230+290	20 HRC +60
			Nitruration	270+320	52+60			250+350	20 HRC
40 Cr 10	41 Cr 4	791-88	Amélioration	HB=240+340		1000	800	0.4 HB+155	1.8 HB +120
			Temps après chauffage à la flamme ou CIF	240+340	50+57			230+290	20 HRC + 60
			Nitruration	240+340	50+57			250+350	20 HRC
30 MoCrNi 15	34 CrNiMo 6	791-88	Amélioration	HB=310+330		110	900	0.4 HB+155	1.8 HB +120
OLC 15*	C 15	880-88	Cémentation	120+140	55+63	390	280	140+150	24 HRC
21 MoMnCr 12	20 CrMo 5	791-88	Cémentation	300+350	55+63	110	850	390+460	25.5 HRC

Annexe 2

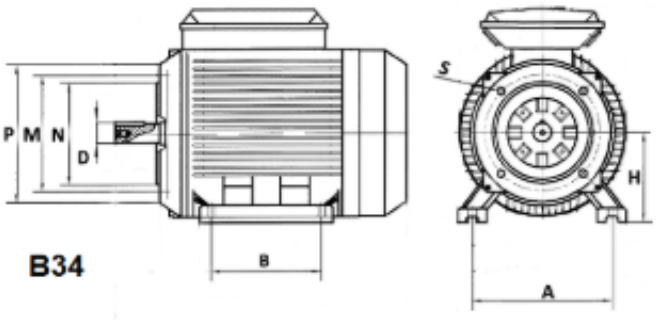
Caractéristiques du moteur électrique

Moteur électrique alternatif 1500 tr/min avec brides B14

Caractéristiques:
Vitesse de rotation : 1500 tr/min

Type de bride:

- B14 (Bride à trous taraudés)
- Corps en aluminium
- Indice de protection : IP55



Références	Type de moteur	Puissance (Kw - CV)	Intensité 400 V (A)	Poids (kg)	P	M	N	D	B	S	A	H
MS56A4_B14	56	0.06	0.34	3.2	80	65	50	9	71	7	90	56
MS56B4_B14	56	0.09	0.41	3.4	80	65	50	9	71	7	90	56
MS63A4_B14	63	0.12	0.42	4	90	75	60	11	80	9	100	63
MS63B4_B14	63	0.18	0.61	4.5	90	75	60	11	80	9	100	63
MS71A4_B14	71	0.25	0.75	6.1	105	85	70	14	90	M6	112	71
MS71B4_B14	71	0.37	1.06	6.7	105	85	70	14	90	M6	112	71
MS80A4_B14	80	0.55	1.49	8.9	120	100	80	19	100	M6	125	80
MS80B4_B14	80	0.75	1.95	9.6	120	100	80	19	100	M6	125	80
MS90S4_B14	90	1.1	2.71	12.5	140	115	95	24	100	M8	140	90
MS90L4_B14	90	1.5	3.54	15	140	115	95	24	125	M8	140	90
MS100LA4_B14	100	2.2	4.78	19.2	160	130	110	28	140	M8	160	100
MS100LB4_B14	100	3	6.39	23	160	130	110	28	140	M8	160	100
MS112M4_B14	112	4	8.26	29	160	130	110	28	140	M8	190	112
MS132S4_B14	132	5.5	11.20	43.5	200	165	130	38	140	M10	216	132
MS132M4_B14	132	7.5	14.80	53.5	200	165	130	45	140	M10	216	132

<
Documentation Combinaison

Annexe 3

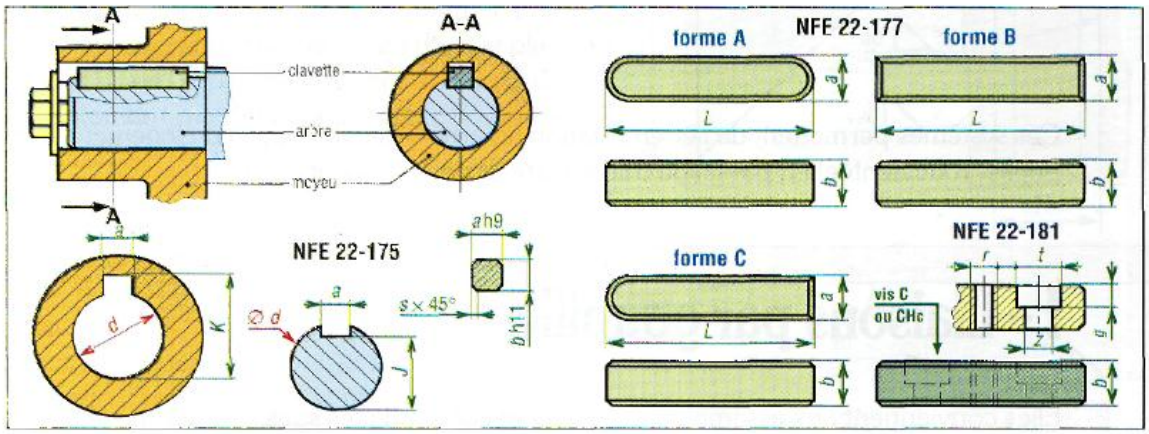
Normes relatives au dimensionnement des bouts d'arbre

d (diamètre)[1]		l	
Nominal	Tolérances	Série longue	Série courte
10	+0.007 -0.002	23	20
11		23	20
12	+0.008	30	25
14	-0.003	30	25
16		40	28
18		40	28
19		40	28
20		50	36
22	+0.009	50	36
24	-0.004	50	36
25		60	42
28		60	42
30		80	58
32		80	58
35		80	58
38	+0.018	80	58
40	+0.002	110	82
42		110	82
45		110	82
48		110	82
50	+0.021 +0.006	110	82
55		110	82
56		110	82
60		140	105
63	+0.030	140	105
65	+0.011	140	105
70		140	105
71		140	105
75		140	105
80		170	130
85		170	130
90		170	130
95	+0.035	170	130
100	+0.013	210	165
110		210	165
120		210	165
125		210	165
130	+0.040	250	200
140	+0.015	250	200
150		250	200

Annexe 4

Dimensions des clavettes normalisées

- Dimensions normalisées des clavettes parallèles NF E-22-177, rainures NF E-22-175



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 + 4,9	M10-16	20	11	10,5	10
111 à 130	32	18	1,5	d – 11	d + 7,4									
131 à 150	36	20	à	d – 12	d + 8,4									
151 à 170	40	22	2	d – 13	d + 9,4									
171 à 200	45	25	2	d – 15	d + 10,4									
201 à 230	50	28	à	d – 17	d + 11,4									
231 à 260	56	32	3	d – 20	d + 12,4									
261 à 290	63	32	3	d – 20	d + 12,4									
291 à 330	70	36	à	d – 22	d + 14,4									
331 à 380	80	40	4	d – 25	d + 15,4									
381 à 440	90	45	4	d – 28	d + 17,4									
441 à 500	100	50	4	d – 31	d + 19,5									

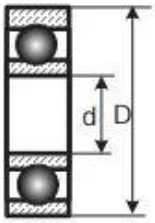
Annexe 5

Coefficient de sécurité

Coefficient de sécurité (s)	Conditions générales de calculs (sauf réglementation particulière)
1,5 à 2	Cas exceptionnels de grande légèreté. Hypothèses de charges surévaluées.
2 à 3	Construction où l'on recherche la légèreté (aviation). Hypothèses de calcul la plus défavorable (charpente avec vent ou neige, engrenages avec une seule dent en prise...).
3 à 4	Bonne construction, calculs soignés, haubans fixes.
4 à 5	Construction courante (légers efforts dynamiques non pris en compte. Treuils.)
5 à 8	Calculs sommaires, efforts difficiles à évaluer (cas de chocs, mouvements alternatifs, appareils de levage, manutention).
8 à 10	Matériaux non homogènes. Chocs, élingues de levage.
10 à 15	Chocs très importants, très mal connus (presses). Ascenseurs.

Annexe 6

Roulements rigides à une rangée de billes.

Type de roulements	Figure	Charge radiale mini F_{rm} en N	Charge dynamique équivalente P en N	Charge statique équivalente P_0 en N
1. Roulements rigides à billes **à une rangée** **Symbole :**	 **Avantage :** Grande capacité de charge dans le sens axial et radial. Peuvent être préférés aux butées à vitesses élevées. **Inconvénient :** Rigide, donc exige un parallélisme rigoureux entre l'arbre et le logement. **Utilisation :** grandes vitesses ; boite de vitesse arbres courts rigides…	$F_{rm} = k_r \left(\frac{v\,n}{1000}\right)^{2/3} \left(\frac{d_m}{100}\right)^2$ F_{rm} charge radiale minimale en N k_r facteur de charge radiale v viscosité de l'huile à la température de fonctionnement en mm^2/s n vitesse de rotation tr/min d_m diamètre moyen du roulement $d_m = 0{,}5 \cdot (d + D)$ k_r facteur de charge radiale	- Pour les roulements montés séparément ou par paire selon disposition en T : Si $F_a / F_r \le e$ $P = F_r$ Si $F_a / F_r > e$ $P = XF_r + YF_a$ - Pour les roulements montés par paire disposition en 0 ou en X : Si $F_a / F_r \le e$ $P = F_r + Y_1 F_a$ Si $F_a / F_r > e$ $P = 0{,}75F_r + Y_2 F_a$	- Pour les roulements montés séparément ou par paire selon disposition en T : $P_0 = 0{,}6F_r + 0{,}5F_a$ - Pour les roulements montés par paire disposition en 0 ou en X : $P_0 = F_r + 1{,}7F_a$

Série	Facteur k_r
Série 618	15
Série 619, 160	20
Série 60,161 et 162	25
Série 63	30
Série 64	35
Série 42	50
Série 43	60

Valeur de X et Y

F_a/C_0		0 ,025	0,04	0,07	0,13	0,25	0,50
$\frac{F_a}{F_r} \le e$	X	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
	Y	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
$\frac{F_a}{F_r} > e$	X	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56	0,56
	Y	2,00	1,80	1,60	1,40	1,20	1,00
e		0,22	0,24	0,27	0,31	0,37	0,44

Annexe 7

Caractéristiques des Roulements SKF à une rangée de billes.

Dimensions d'encombrement			Charges de base		Limite de fatigue	Vitesses de base		Masse	Désignation
			dyna-mique	statique		Vitesse de référence	Vitesse limite		
d	D	B	C	C_0	P_u				
mm			kN		kN	tr/min		kg	–
25	37	7	4,36	2,6	0,125	38000	24000	0,022	**61805**
	42	9	7,02	4,3	0,193	36000	22000	0,045	**61905**
	47	8	8,06	4,75	0,212	32000	20000	0,06	* **16005**
	47	12	11,9	6,55	0,275	32000	20000	0,078	* **6005**
	52	15	14,8	7,8	0,335	28000	18000	0,13	* **6205**
	52	15	17,8	9,8	0,4	28000	18000	0,12	**6205 ETN9**
	62	17	23,4	11,6	0,49	24000	16000	0,23	* **6305**
	62	17	26	13,4	0,57	24000	16000	0,22	**6305 ETN9**
	80	21	35,8	19,3	0,815	20000	13000	0,54	**6405**
28	58	16	16,8	9,5	0,405	26000	16000	0,17	**62/28**
	68	18	25,1	13,7	0,585	22000	14000	0,3	**63/28**
30	42	7	4,49	2,9	0,146	32000	20000	0,025	**61806**
	47	9	7,28	4,55	0,212	30000	19000	0,049	**61906**
	55	9	11,9	7,35	0,31	28000	17000	0,089	* **16006**
	55	13	13,8	8,3	0,355	28000	17000	0,12	* **6006**
	62	16	20,3	11,2	0,475	24000	15000	0,2	* **6206**
	62	16	23,4	12,9	0,54	24000	15000	0,18	**6206 ETN9**
	72	19	29,6	16	0,67	20000	13000	0,35	* **6306**
	72	19	32,5	17,3	0,735	22000	14000	0,33	**6306 ETN9**
	90	23	43,6	23,6	1	18000	11000	0,75	**6406**
35	47	7	4,36	3,35	0,14	30000	18000	0,029	**61807**
	55	10	10,8	7,8	0,325	26000	16000	0,08	**61907**
	62	9	13	8,15	0,375	24000	15000	0,11	* **16007**
	62	14	16,8	10,2	0,44	24000	15000	0,15	* **6007**
	72	17	27	15,3	0,655	20000	13000	0,29	* **6207**
	72	17	31,2	17,6	0,75	20000	13000	0,26	**6207 ETN9**
	80	21	35,1	19	0,815	19000	12000	0,46	* **6307**
	100	25	55,3	31	1,29	16000	10000	0,97	**6407**

Annexe 8

Tableau des écarts (ajustements et tolérances)

Extraits de tolérances ISO pour arbres (en microns : 1μ = 0.001 mm)

au-delà de / à (inclus)		1 / 3	3 / 6	6 / 10	10 / 18	18 / 30	30 / 50	50 / 80	80 / 120	120 / 180	180 / 250	250 / 315	315 / 400	
f7	es	-6	-10	-13	-16	-20	-25	-30	-36	-43	-50	-56	-62	-68
	ei	-16	-22	-28	-34	-41	-50	-60	-71	-83	-96	-108	-119	-131
f8	es	-6	-10	-13	-16	-20	-25	-30	-36	-43	-50	-56	-62	-68
	ei	-20	-28	-35	-43	-53	-64	-76	-90	-106	-122	-137	-151	-165
g5	es	-2	-4	-5	-6	-7	-9	-10	-12	-14	-15	-17	-18	-20
	ei	-6	-9	-11	-14	-16	-20	-23	-27	-32	-35	-40	-43	-47
g6	es	-2	-4	-5	-6	-7	-9	-10	-12	-14	-15	-17	-18	-20
	ei	-8	-12	-14	-17	-20	-25	-29	-34	-39	-44	-49	-54	-60
h5	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-4	-5	-6	-8	-9	-11	-13	-15	-18	-20	-23	-25	-27
h6	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-6	-8	-9	-11	-13	-16	-19	-22	-25	-29	-32	-36	-40
h7	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-10	-12	-15	-18	-21	-25	-30	-35	-40	-46	-52	-57	-63
h8	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-14	-18	-22	-27	-33	-39	-46	-54	-63	-72	-81	-89	-97
h9	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-25	-30	-36	-43	-52	-62	-74	-87	-100	-115	-130	-140	-155
h10	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-40	-48	-58	-70	-84	-100	-120	-160	-185	-210	-230	-250	-250
h11	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-60	-75	-90	-110	-130	-160	-190	-220	-250	-290	-320	-360	-400
h13	es	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	ei	-140	-180	-220	-270	-330	-390	-460	-540	-630	-720	-810	-890	-970
j6	es	+4	+6	+7	+8	+9	+11	+12	+13	+14	+16	+16	+18	+20
	ei	-2	-2	-2	-3	-4	-5	-7	-9	-11	-13	-16	-18	-20
j7	es	+6	+8	+10	+12	+13	+15	+18	+20	+22	+25	+26	+29	+31
	ei	-4	-4	-5	-6	-8	-10	-12	-15	-18	-21	-26	-28	-32
js5		±2	±2,5	±3	±4	±4,5	±5,5	±6,5	±7,5	±9	±10	11,5	±12,5	±13,5
js6		±3	± 4	±4,5	±5,5	±6,5	± 8	±9,5	±11	12,5	±14,5	±16	±18	±20
js7		±5	± 6	±7,5	± 9	±10,5	±12,5	±15	±17,5	±20	±23	±26	±28,5	±31,5
js9		±12,5	±15	±18	±21,5	±26	±31	±37	±43,5	±50	±57,5	±65	±70	±77,5
js11		±30	±37,5	±45	±55	±65	±80	±95	±110	±125	±145	±160	±180	±200
js13		±70	±90	±110	±135	±165	±195	±230	±270	±315	±360	±405	±445	±485
k5	es	+4	+6	+7	+9	+11	+13	+15	+18	+21	+24	+27	+29	+32
	ei	0	+1	+1	+ 1	+ 2	+ 2	+ 2	+ 3	+ 3	+ 4	+ 4	+ 4	+ 5
k6	es	+6	+9	+10	+12	+15	+18	+21	+25	+28	+33	+36	+40	+45
	ei	0	+1	+1	+ 1	+ 2	+ 2	+ 2	+ 3	+ 3	+ 4	+ 4	+ 4	+ 5
m6	es	+8	+12	+15	+18	+21	+25	+30	+35	+40	+46	+52	+57	+63
	ei	+2	+4	+6	+7	+9	+9	+11	+13	+15	+17	+20	+21	+23
m7	es	+12	+16	+21	+25	+29	+34	+41	+48	+55	+63	+72	+78	+86
	ei	+2	+ 4	+6	+ 7	+ 8	+ 9	+11	+13	+15	+17	+20	+21	+23
n5	es	+8	+13	+16	+20	+24	+28	+33	+38	+45	+51	+57	+62	+67
	ei	+4	+8	+10	+12	+15	+17	+20	+23	+27	+31	+34	+37	+40
n6	es	10	+16	+19	+23	+28	+33	+39	+45	+52	+60	+66	+73	+80
	ei	+ 4	+ 8	+10	+12	+15	+17	+20	+23	+27	+31	+34	+37	+40
p6	es	+12	+20	+24	+29	+35	+42	+51	+59	+68	+79	+88	+98	+108
	ei	+6	+12	+15	+18	+22	+26	+32	+37	+43	+50	+56	+62	+68

PRINCIPAUX ÉCARTS EN MICROMETRES

Température de référence : 20 °C

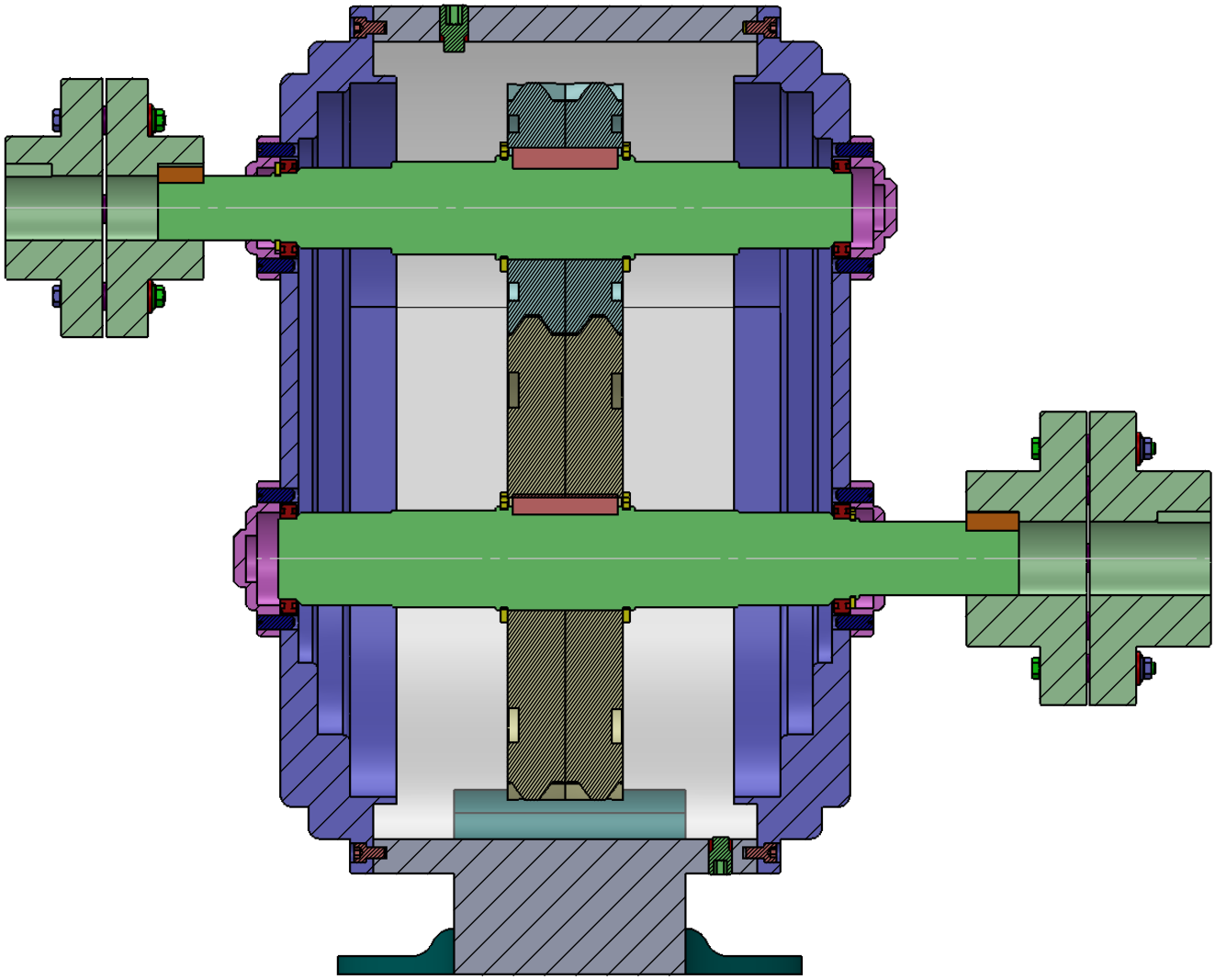
ALÉSAGES	Jusqu'à 3 inclus	3 à 6 inclus	6 à 10	10 à 18	18 à 30	30 à 50	50 à 80	80 à 120	120 à 180	180 à 250	250 à 315	315 à 400	400 à 500
D 10	+ 60 + 20	+ 78 + 30	+ 98 + 40	+ 120 + 50	+ 149 + 65	+ 180 + 80	+ 220 + 100	+ 260 + 120	+ 305 + 145	+ 355 + 170	+ 400 + 190	+ 440 + 210	+ 480 + 230
F 7	+ 16 + 6	+ 22 + 10	+ 28 + 13	+ 34 + 16	+ 41 + 20	+ 50 + 25	+ 60 + 30	+ 71 + 36	+ 83 + 43	+ 96 + 50	+ 108 + 56	+ 119 + 62	+ 131 + 68
G 6	+ 8 + 2	+ 12 + 4	+ 14 + 5	+ 17 + 6	+ 20 + 7	+ 25 + 9	+ 29 + 10	+ 34 + 12	+ 39 + 14	+ 44 + 15	+ 49 + 17	+ 54 + 18	+ 60 + 20
H 6	+ 6 0	+ 8 0	+ 9 0	+ 11 0	+ 13 0	+ 16 0	+ 19 0	+ 22 0	+ 25 0	+ 29 0	+ 32 0	+ 36 0	+ 40 0
H 7	+ 10 0	+ 12 0	+ 15 0	+ 18 0	+ 21 0	+ 25 0	+ 30 0	+ 35 0	+ 40 0	+ 46 0	+ 52 0	+ 57 0	+ 63 0
H 8	+ 14 0	+ 18 0	+ 22 0	+ 27 0	+ 33 0	+ 39 0	+ 46 0	+ 54 0	+ 63 0	+ 72 0	+ 81 0	+ 89 0	+ 97 0
H 9	+ 25 0	+ 30 0	+ 36 0	+ 43 0	+ 52 0	+ 62 0	+ 74 0	+ 87 0	+ 100 0	+ 115 0	+ 130 0	+ 140 0	+ 155 0
H 10	+ 40 0	+ 48 0	+ 58 0	+ 70 0	+ 84 0	+ 100 0	+ 120 0	+ 140 0	+ 160 0	+ 185 0	+ 210 0	+ 230 0	+ 250 0
H 11	+ 60 0	+ 75 0	+ 90 0	+ 110 0	+ 130 0	+ 160 0	+ 190 0	+ 210 0	+ 250 0	+ 290 0	+ 320 0	+ 360 0	+ 400 0
H 12	+ 100 0	+ 120 0	+ 150 0	+ 180 0	+ 210 0	+ 250 0	+ 300 0	+ 350 0	+ 400 0	+ 460 0	+ 520 0	+ 570 0	+ 630 0
H 13	+ 140 0	+ 180 0	+ 220 0	+ 270 0	+ 330 0	+ 390 0	+ 460 0	+ 540 0	+ 630 0	+ 720 0	+ 810 0	+ 890 0	+ 970 0
J 7	+ 4 − 6	+ 6 − 6	+ 8 − 7	+ 10 − 8	+ 12 − 9	+ 14 − 11	+ 18 − 12	+ 22 − 13	+ 26 − 14	+ 30 − 16	+ 36 − 16	+ 39 − 18	+ 43 − 20
K 6	0 − 6	+ 2 − 6	+ 2 − 7	+ 2 − 9	+ 2 − 11	+ 3 − 13	+ 4 − 15	+ 4 − 18	+ 4 − 21	+ 5 − 24	+ 5 − 27	+ 7 − 29	+ 8 − 32
K 7	0 − 10	+ 3 − 9	+ 5 − 10	+ 6 − 12	+ 6 − 15	+ 7 − 18	+ 9 − 21	+ 10 − 25	+ 12 − 28	+ 13 − 33	+ 16 − 36	+ 17 − 40	+ 18 − 45
M 7	− 2 − 12	0 − 12	0 − 15	0 − 18	0 − 21	0 − 25	0 − 30	0 − 35	0 − 40	0 − 46	0 − 52	0 − 57	0 − 63
N 7	− 4 − 14	− 4 − 16	− 4 − 19	− 5 − 23	− 7 − 28	− 8 − 33	− 9 − 39	− 10 − 45	− 12 − 52	− 14 − 60	− 14 − 66	− 16 − 73	− 17 − 80
N 9	− 4 − 29	0 − 30	0 − 36	0 − 43	0 − 52	0 − 62	0 − 74	0 − 87	0 − 100	0 − 115	0 − 130	0 − 140	0 − 155
P 6	− 6 − 12	− 9 − 17	− 12 − 21	− 15 − 26	− 18 − 31	− 21 − 37	− 26 − 45	− 30 − 52	− 36 − 61	− 41 − 70	− 47 − 79	− 51 − 87	− 55 − 95
P 7	− 6 − 16	− 8 − 20	− 9 − 24	− 11 − 29	− 14 − 35	− 17 − 42	− 21 − 51	− 24 − 59	− 28 − 68	− 33 − 79	− 36 − 88	− 41 − 98	− 45 − 108
P 9	− 9 − 31	− 12 − 42	− 15 − 51	− 18 − 61	− 22 − 74	− 26 − 88	− 32 − 106	− 37 − 124	− 43 − 143	− 50 − 165	− 56 − 186	− 62 − 202	− 68 − 223

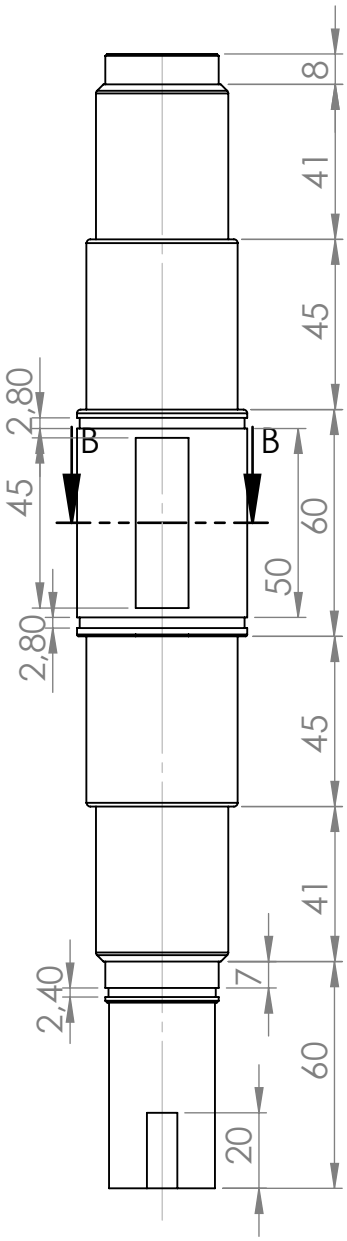
Annexe 9

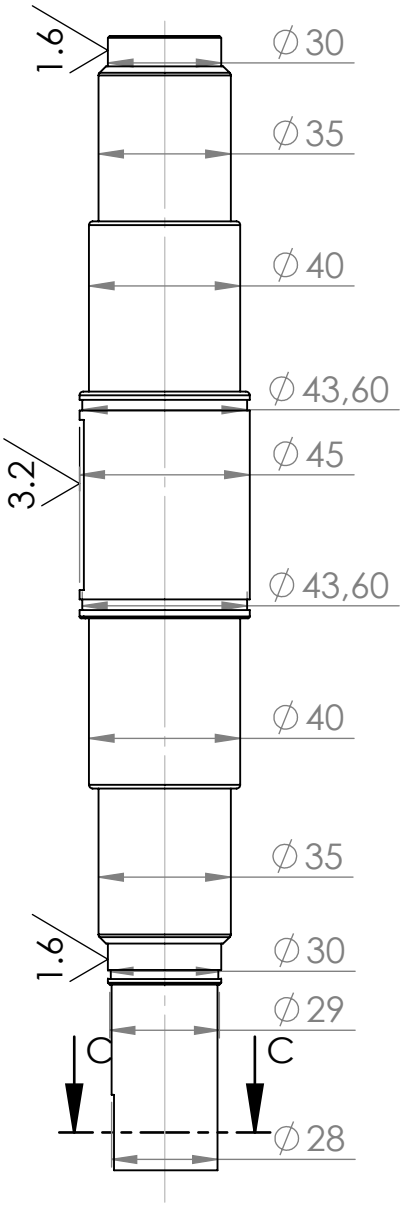
Caractéristiques des accouplements élastique à boulons

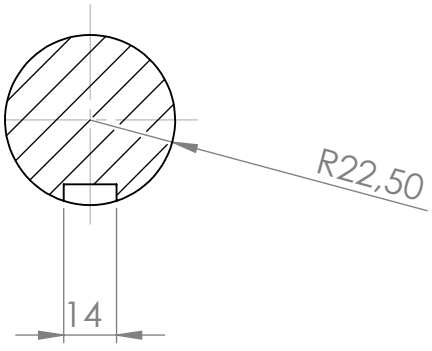
Dimensions de l'accouplement	Couple nominal, Nm	Vitesse* maximale rot/min	Dimensions, mm									Nombre de boulons
			d^*	D	D_1	D_2	d_4	L	l_2	l_3	s	
1	20		16, 18, 19	88	62	40		66	14	32		
		6000	20, 22, 24								2 ± 1	4
2	45		25, 28, 30	98	71	48	M6	76	19	37		
3	112		32, 35, 38, 40	112	85	62		86	24	42		6
4	236		42, 45, 42, 50	127	100	76		107	34	52	3 ± 1	10
5	500	5600	55, 56	158	118	84		129	33	63		8
6	900	5000	60, 63, 65, 70	180	140	105	M8	160	48	78		12
7	1500	4500	71, 75, 80, 85	212	172	130		192	64	94	4 ± 1	16
8	2240	4000	90, 95, 100	264	205	150		212	59	104		10
9	3350	3600	110, 120	295	235	180	M12	252	79	124	4 ± 2	12
10	4750	3300	125, 130	335	270	195		292	99	165		14

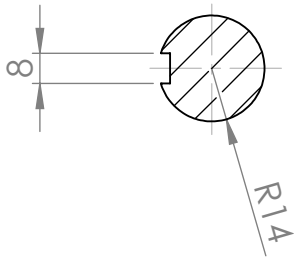
Mise en plan



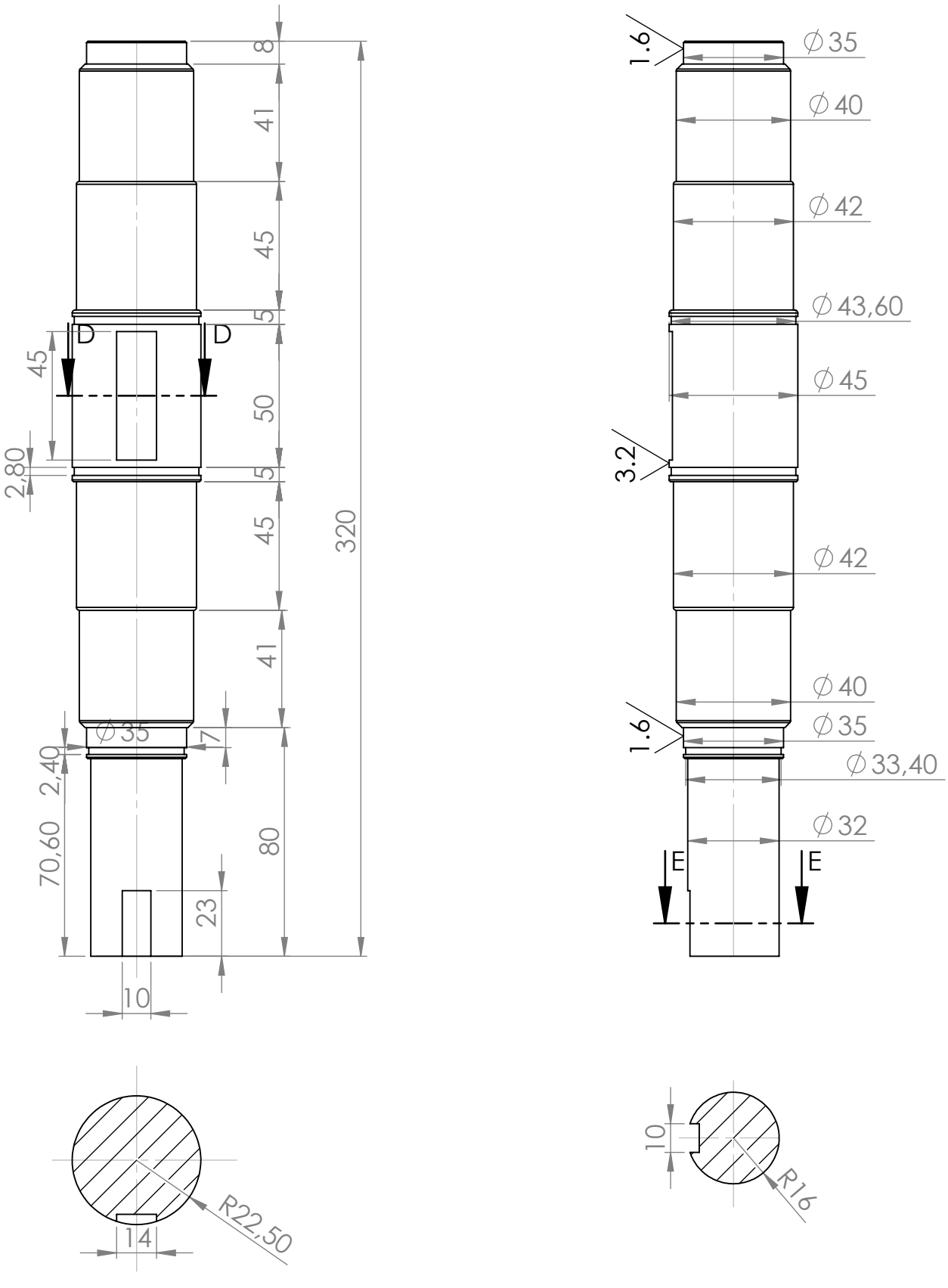




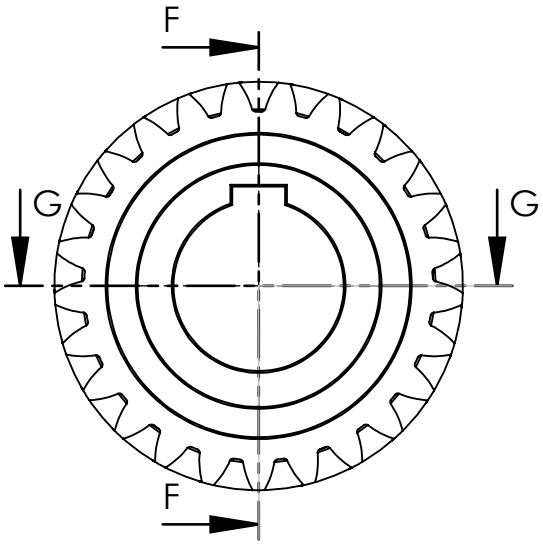


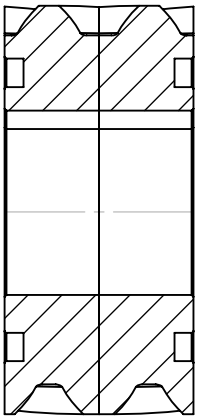


Echelle : 1/2	**UNIVERSITE A-MIRA DE BEJAIA**	**Memoire de fin d'études**
	Arbre d'entrée	Materiau : **42CrMo4**
		Date : 06 / 06 / 2018
	BOUDRAA et TITOUAH	Réducteur de vitesses



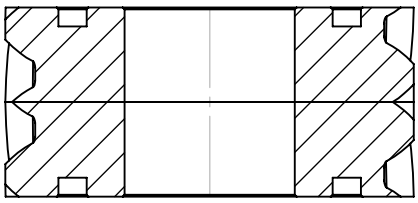
Echelle : 1/2	**UNIVERSITE A-MIRA DE BEJAIA**	**Memoire de fin d'études**
	Arbre de sortie	Materiau : **42CrMo4**
		Date : 06 / 06 / 2018
	BOUDRAA et TITOUAH	Réducteur de vitesses

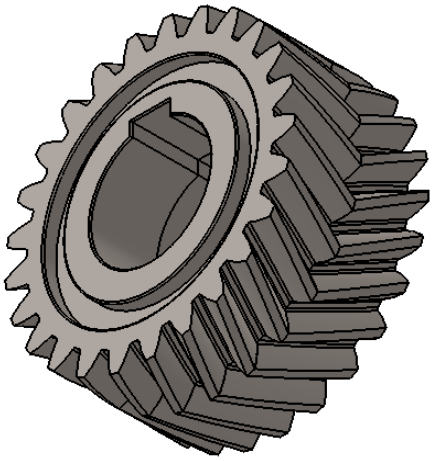




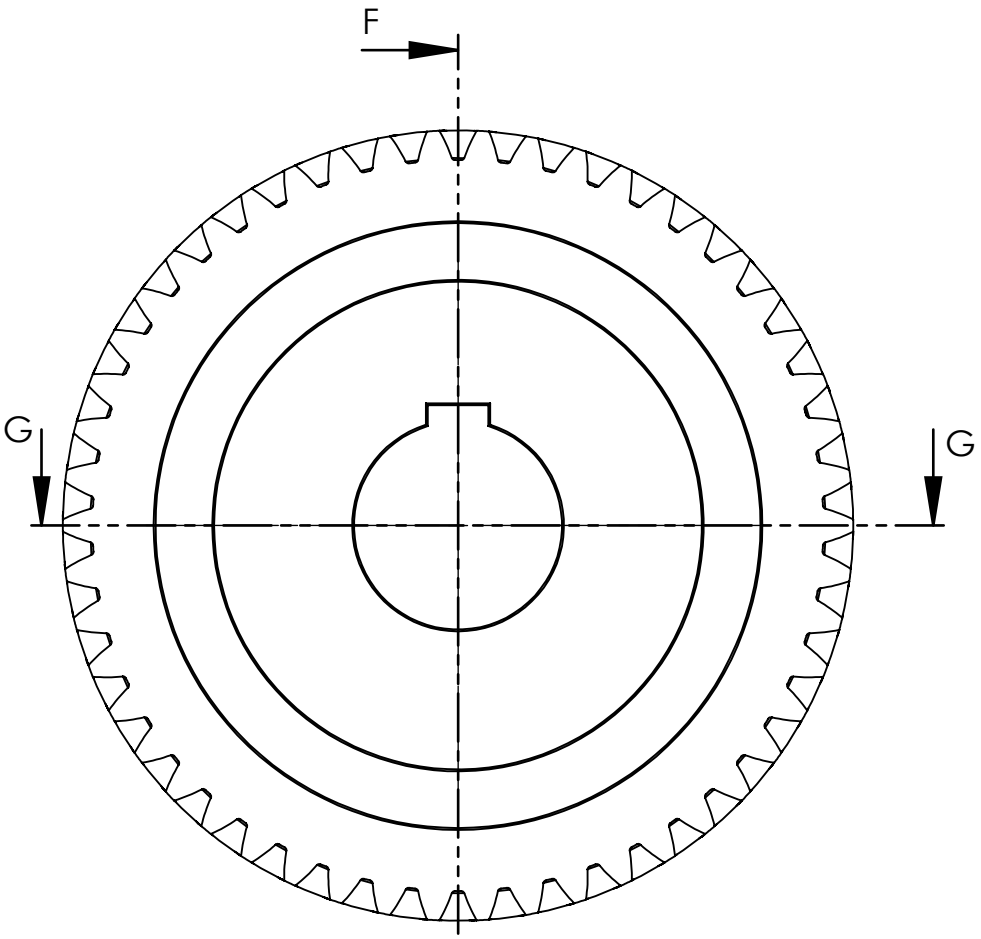
COUPE F-F

COUPE G-G

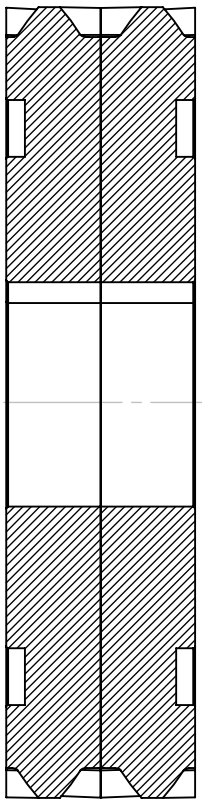




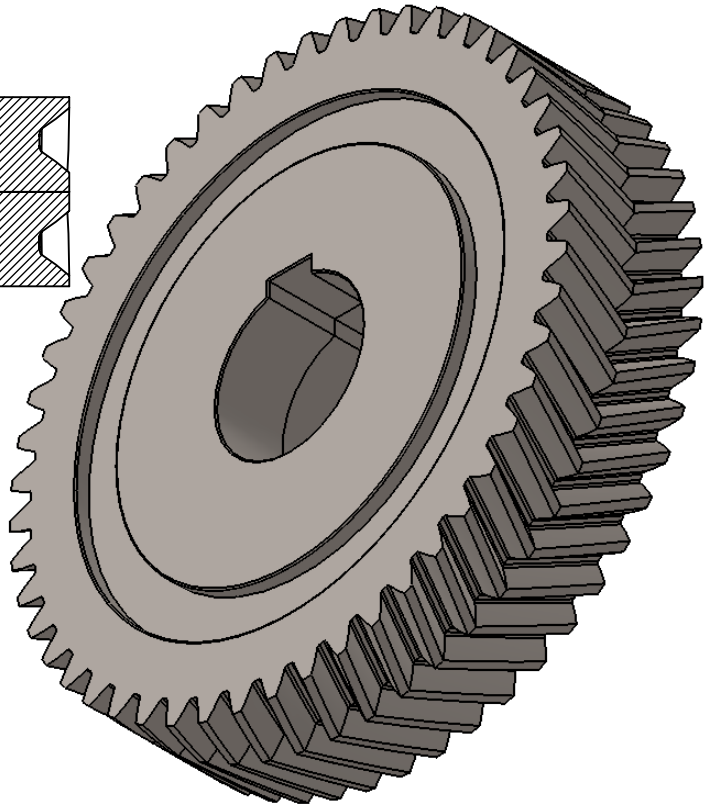
Echelle : 1/2	**UNIVERSITE A-MIRA DE BEJAIA**	**Memoire de fin d'études**
	Pignon	Materiau : **42CrMo4**
		Date : 07 / 06 / 2018
	BOUDRAA et TITOUAH	Réducteur de vitesses



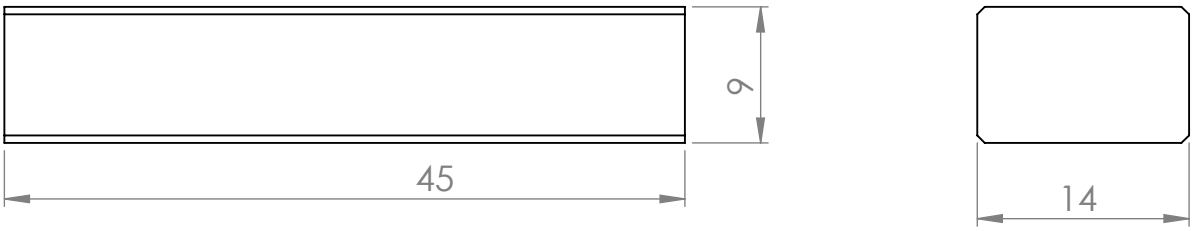
COUPE F-F

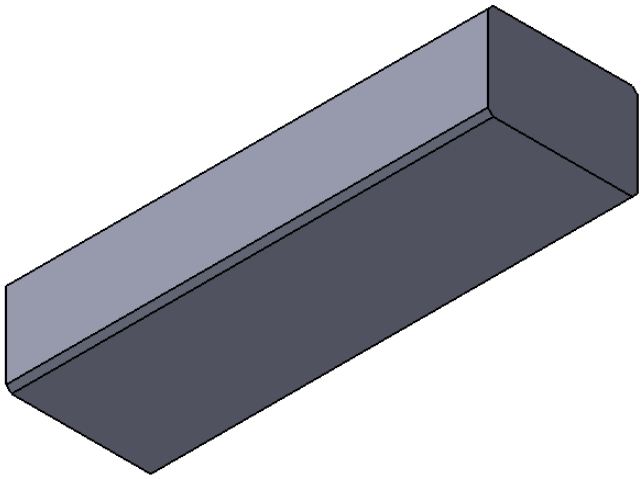


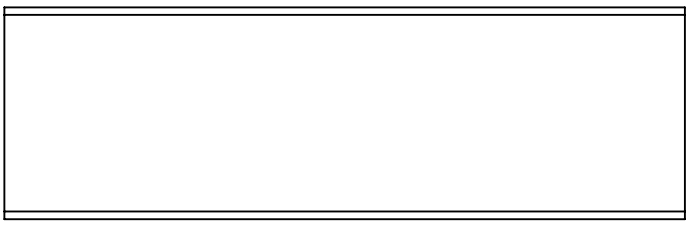
COUPE G-G



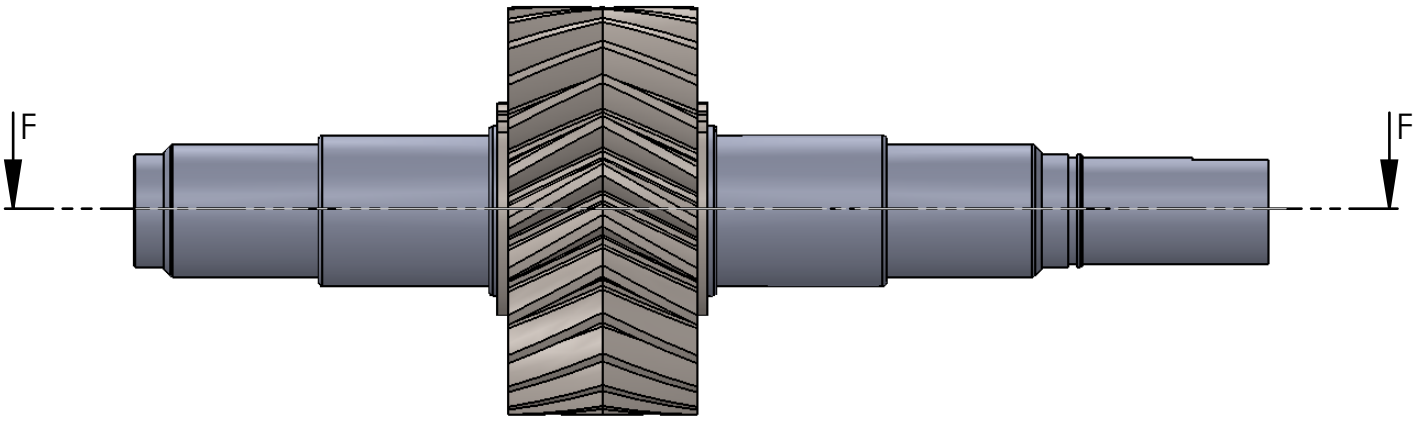
Echelle : 1/2	**UNIVERSITE A-MIRA DE BEJAIA**	**Memoire de fin d'études**
	Roue	Materiau : **42CrMo4**
		Date : 07 / 06 / 2018
	BOUDRAA et TITOUAH	Réducteur de vitesses

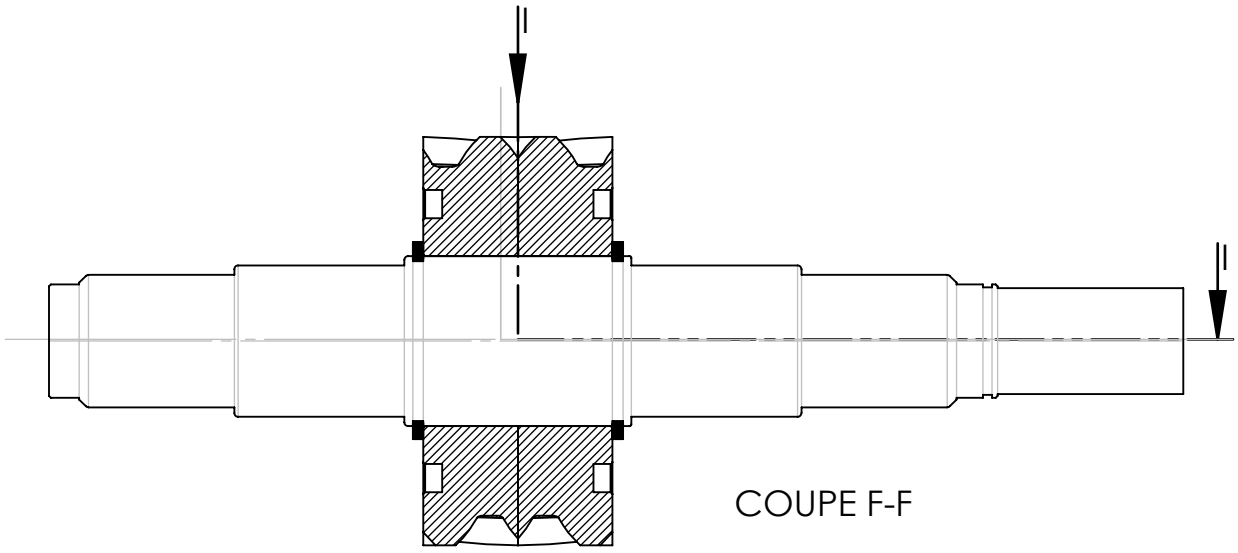




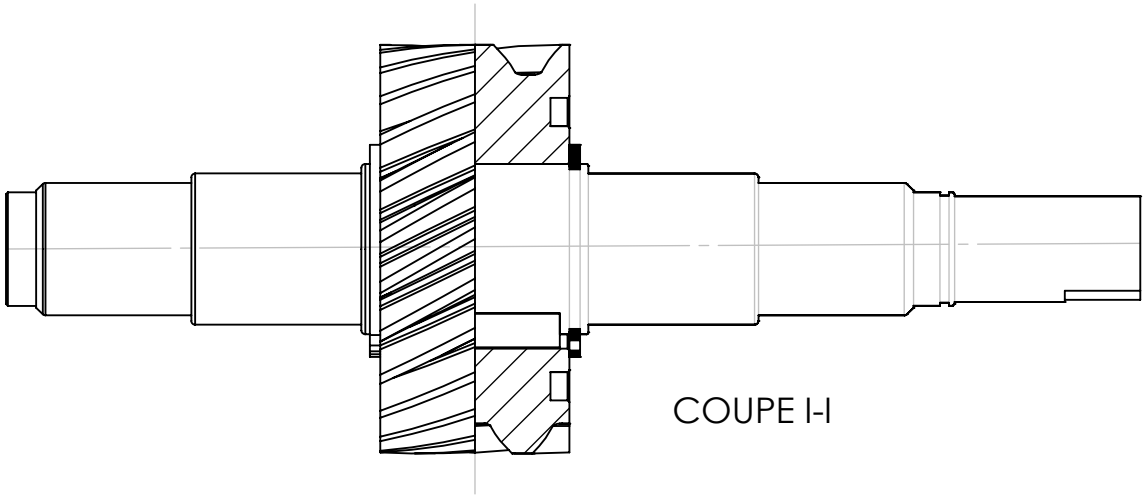


Echelle : 2/1	**UNIVERSITE A-MIRA DE BEJAIA**	**Memoire de fin d'études**
	Clavette	Materiau : **40 Cr10**
		Date : 07 / 06 / 2018
	BOUDRAA et TITOUAH	Réducteur de vitesses



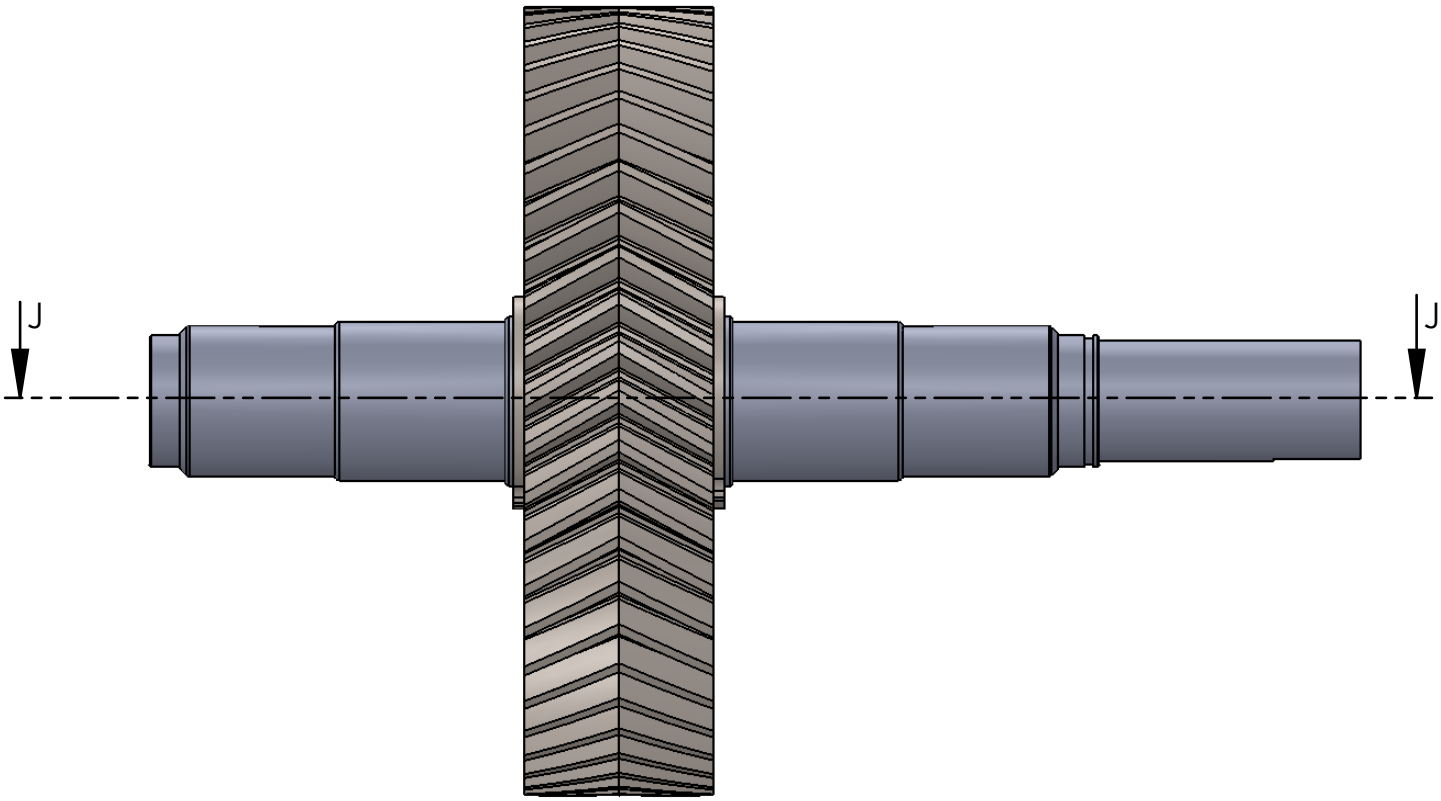


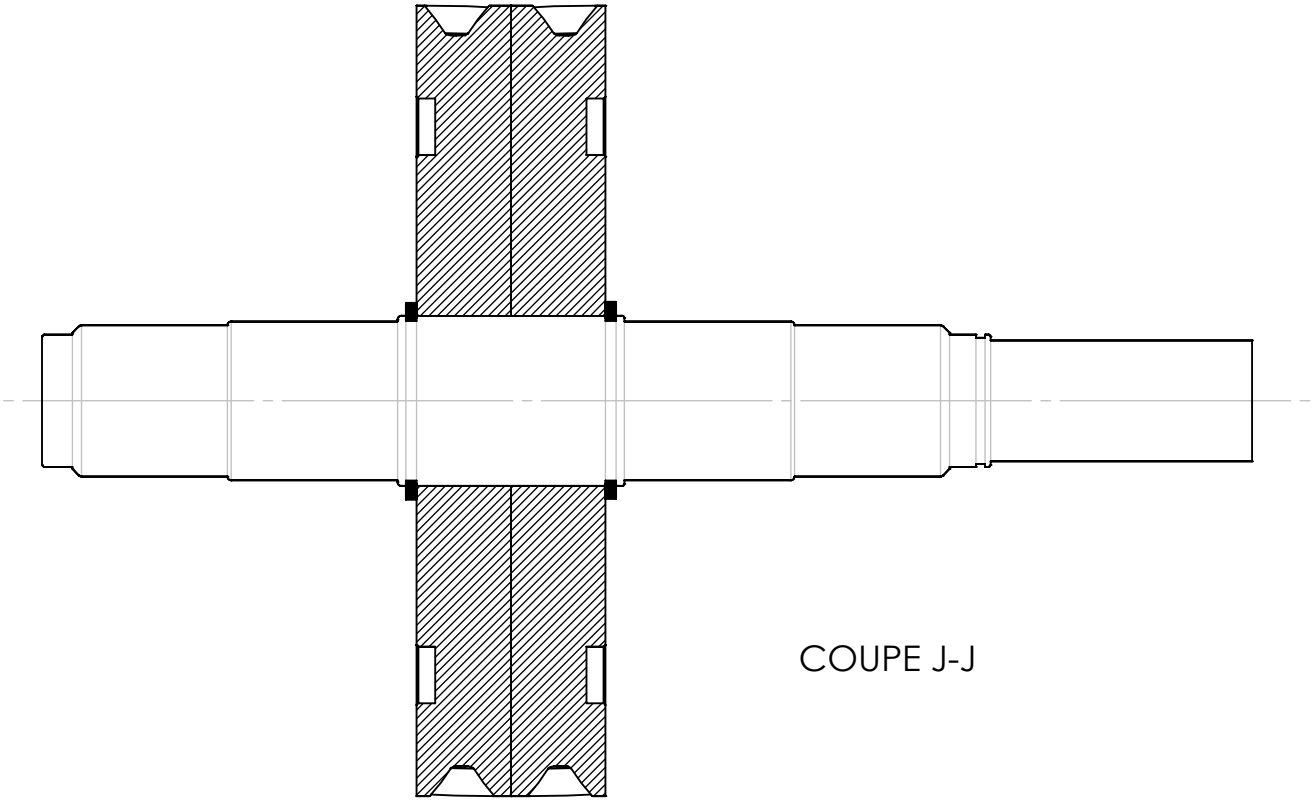
COUPE F-F



COUPE I-I

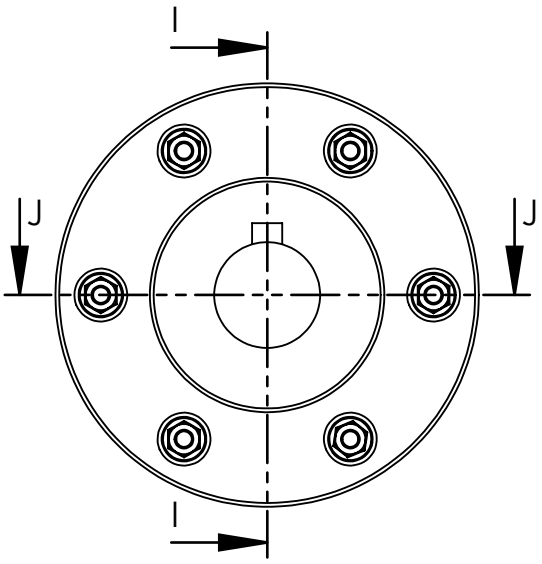
Echelle : 1/2	**UNIVERSITE A-MIRA DE BEJAIA**	**Memoire de fin d'études**
	Assemblage **Arbre, Pignon, Clavette**	Materiau : /
		Date : 06 / 06 / 2018
	BOUDRAA et TITOUAH	Réducteur de vitesses

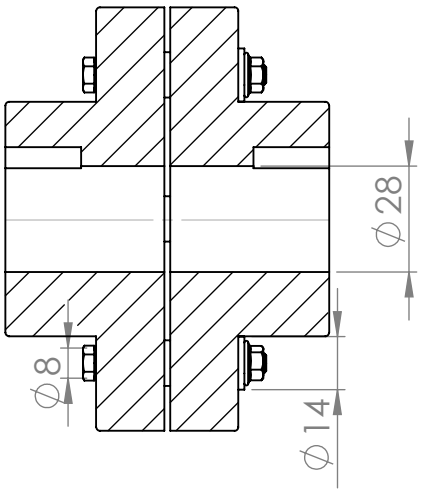


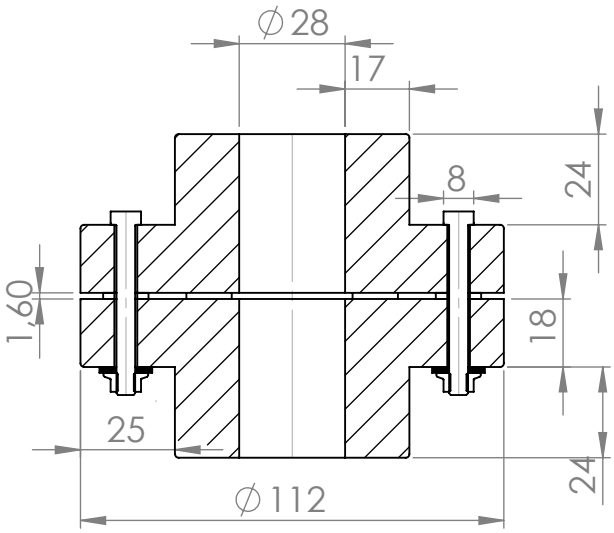


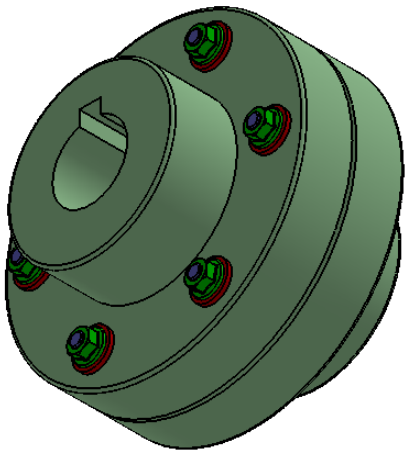
COUPE J-J

Echelle : 1/2	**UNIVERSITE A-MIRA DE BEJAIA**	**Memoire de fin d'études**
	Assemblage **Arbre, Roue, Clavette**	Materiau : /
		Date : 06 / 06 / 2018
	BOUDRAA et TITOUAH	Réducteur de vitesses

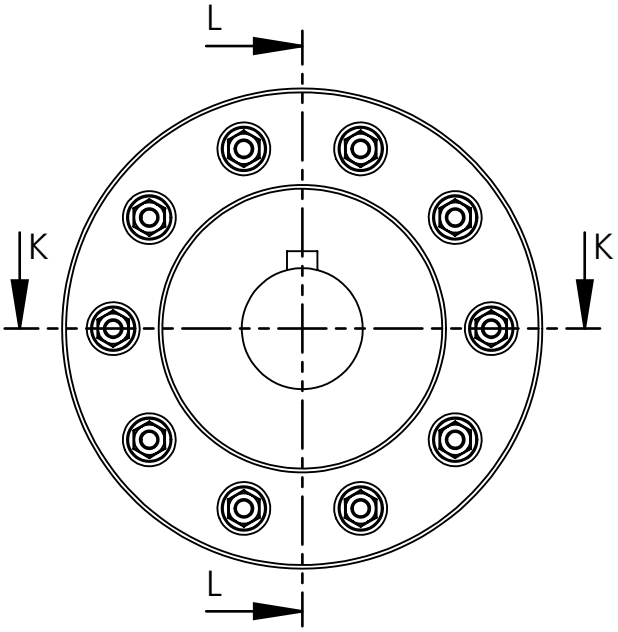


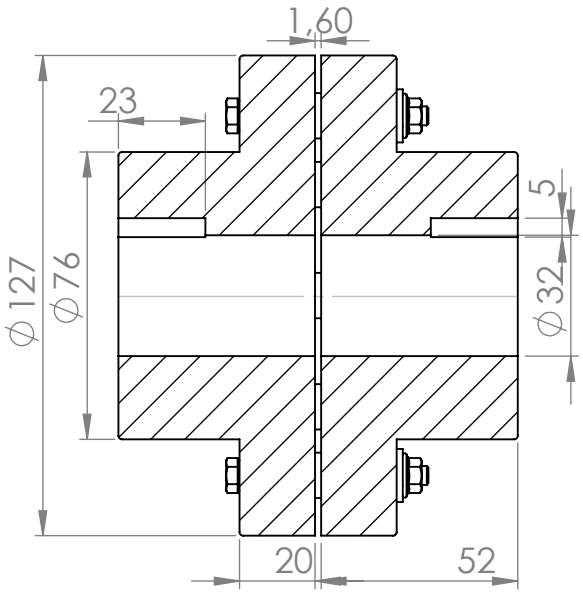


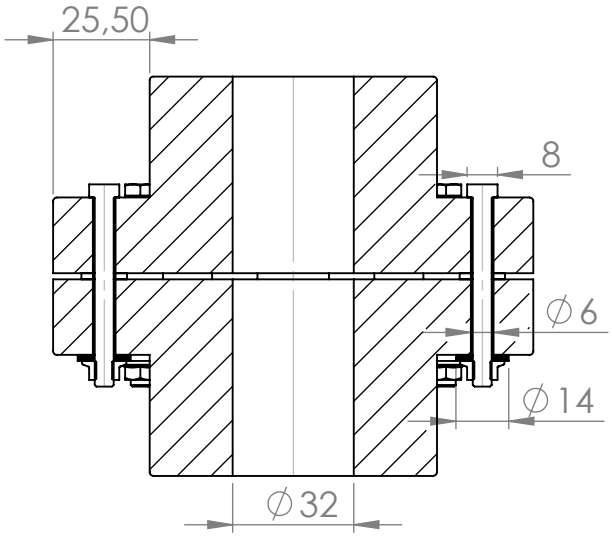


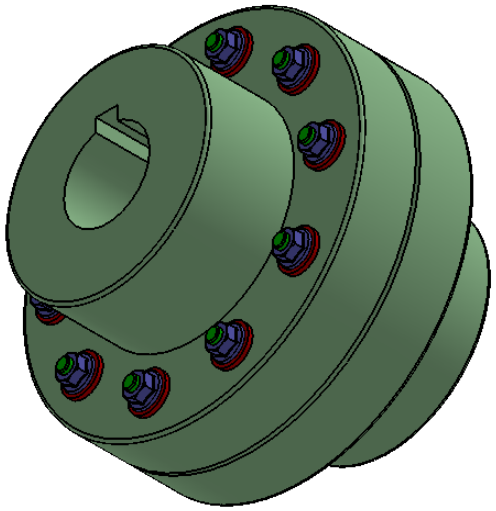


Echelle : 1/2	**UNIVERSITE A-MIRA DE BEJAIA**	**Memoire de fin d'études**
	Accouplement de l'arbre d'entrée	Materiau : /
		Date : 07 / 06 / 2018
	BOUDRAA et TITOUAH	Réducteur de vitesses

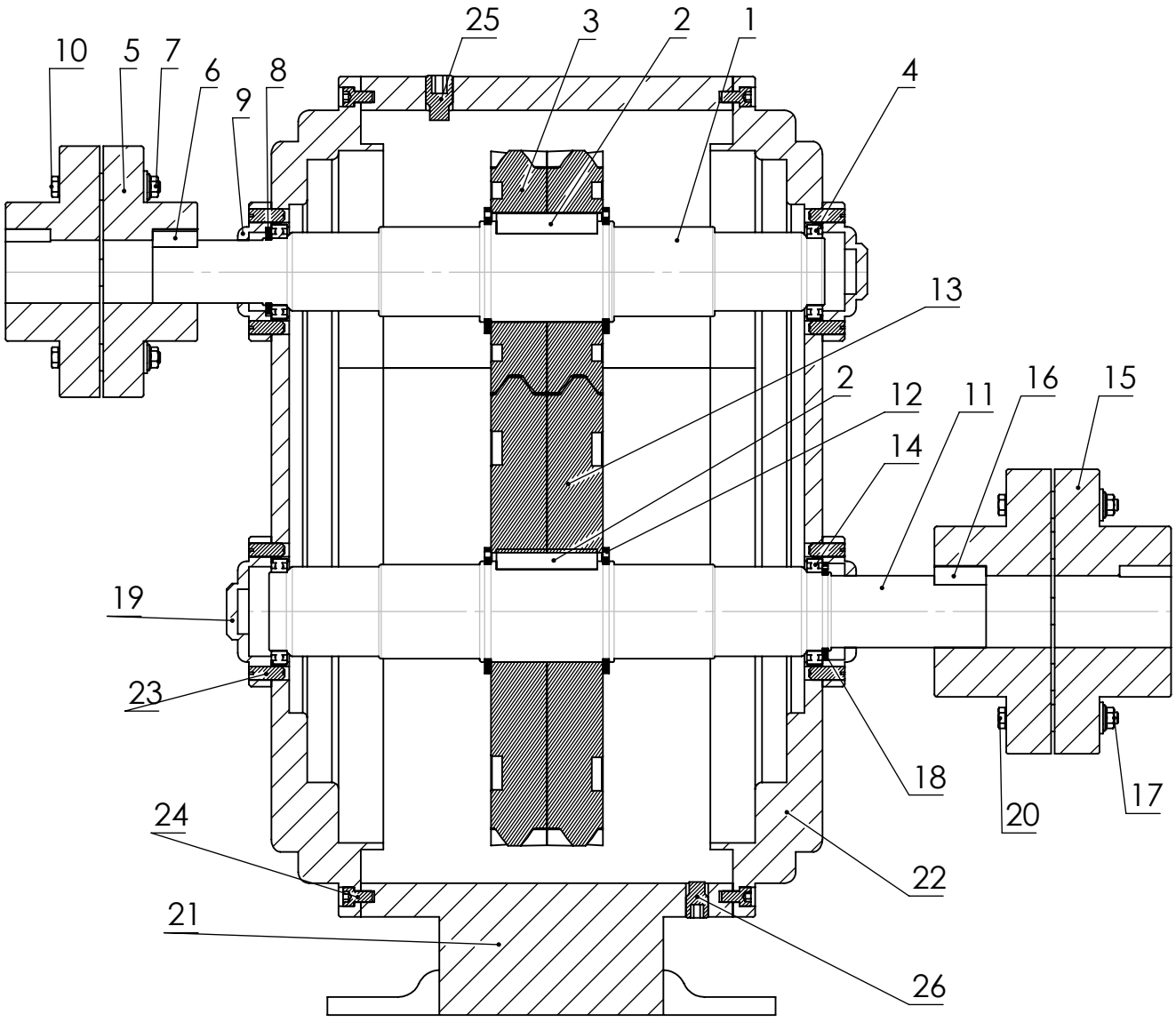




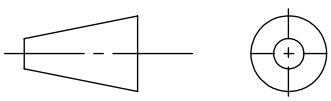




Echelle : 1/2	**UNIVERSITE A-MIRA DE BEJAIA**	**Memoire de fin d'études**
	Accouplement de l'arbre de sortie	Materiau : /
		Date : 07 / 06 / 2018
	BOUDRAA et TITOUAH	Réducteur de vitesses


25
3
2
1
10
5
7
6
8
9
4
13
2
12
11
16
15
14
19
23
18
17
20
24
22
21
26

26	Vis de vidange	01	C45	/
25	Jauge	01	C45	/
24	Tête cylindrique à 6 pans creux ISO 14580	12	38C4	/
23	Vis sans tête fendue ISO 7434	16	38C4	/
22	Palier	02	A60	/
21	Chassis	01	EN-GJL-200	/
20	Vis hexagonale M5 50-16	10	C55	/
19	Couvre joint	02	/	/
18	Circlips externe 35 x 2.4	01	/	/
17	Ecrou hexagonal M5	10	CuSn8P	/
16	Clavette d'accouplement	01	40 Cr 10	/
15	Accouplement	01	25CrMo04	/
14	Roulement à une rangée de billes 35BC	02	/	/
13	Roue dentée	01	42CrMo4	/
12	Circlips externe 45 x 2.8	04	/	/
11	Arbre de sortie	01	42CrMo4	/
10	Vis hexagonale M5 45-16	06	C55	/
09	Couvre joint	02	/	/
08	Circlips externe 30 x 2.4	01	/	/
07	Ecrou hexagonal M5	06	CuSn8P	/
06	Clavette d'accouplement	01	40 Cr 10	/
05	Accouplement	01	25CrMo04	/
04	Roulement à une rangée de billes 30BC	02	/	/
03	Pignon d'attaque	01	42CrMo4	/
02	Clavette	02	40 Cr 10	/
01	Arbre d'entrée	01	42CrMo4	/
N°	**Désignation**	*QTE*	Matériaux	Observations

UNIVERSITE A-MIRA DE BEJAIA		Mémoire de fin d'études
Echelle : 1/3	REDUCTEUR DE VITESSES	Master 2 FM&P
		Date : 08/06/2018
	BOUDRAA & TITOUAH	Format : A4